

Entwicklung und Anwendung eines Prüfverfahrens zur energetischen und hydraulischen Bewertung von Wärmeübertragern in Wasserkörpern

Development and Application of a Test Procedure for the Energetic
and Hydraulic Evaluation of Heat Exchangers in Water Bodies



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

Fachbereich Bau- und Umweltingenieurwissenschaften
Fachgebiet Wasserbau und Hydraulik
Technische Universität Darmstadt

zur Erlangung des Grades
Doktor-Ingenieur
(Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation von
M.Sc. Steve Borchardt

Erstgutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. Boris Lehmann
Zweitgutachterin: Prof. Dr. habil. Britta Schmalz

Darmstadt 2024

Steve Borchardt: Entwicklung und Anwendung eines Prüfverfahrens zur energetischen und hydraulischen Bewertung von Wärmeübertragern in Wasserkörpern

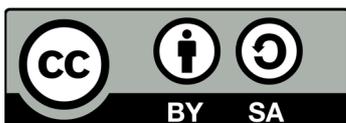
ORCID: 0000-0001-6661-2796

Darmstadt, Technische Universität Darmstadt

Jahr der Veröffentlichung der Dissertation auf TUprints: 2024

URN: urn:nbn:de:tuda-tuprints-288160

Tag der mündlichen Prüfung: 28.05.2024



Veröffentlicht unter CC BY-SA 4.0 International

<https://creativecommons.org/licenses/>

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	I
Danksagung	IV
Kurzfassung	V
Abstract	VI
Abkürzungsverzeichnis	VII
Symbolverzeichnis	VIII
1. ... Einleitung	1
1.1. Motivation	1
1.2. Zielsetzung und Gliederung der Arbeit	2
2. ... Grundlagen	4
2.1. Strömungsmechanische Grundlagen	4
2.1.1. Strömungsform	4
2.1.2. Grenzschicht und Einlauflänge	7
2.1.3. Tauchstrahl	11
2.1.4. Strömungsvergleichmäßigung	14
2.1.5. Pumpenzulauf	21
2.2. Thermodynamische Grundlagen	24
2.2.1. Wärmeübertragung	24
2.2.2. Wärmeleitung	26
2.2.3. Wärmestrahlung	27
2.2.4. Wärmeströmung	28
2.2.5. Konvektiver Wärmeübergang	30
2.2.6. Wärmedurchgang	35
2.2.7. Wärmeübertrager	37
2.2.8. Verlegung von Rohrleitungen	40
2.3. Wärmepumpenanlage	46
2.3.1. Umweltwärmequelle	46
2.3.2. Wärmeentnahme und Systemtrennung	49
2.3.3. Wärmeträgermedium	50
2.3.4. Wärmepumpe	52
2.3.5. Wärmeverteilung	58
3. ... Umweltwärmequelle Fließgewässer	59
3.1. Potential	59
3.2. Systeme zur Wärmeentnahme	61
3.2.1. Geschlossenes System - Indirekte Entnahme	61
3.2.2. Offenes System – Direkte Entnahme	65
3.2.3. Direktverdampfung	69

3.3.	Zulässige Temperaturänderung und Grenztemperaturen	70
3.4.	Referenzabfluss im Fließgewässer	72
3.5.	Verschmutzungen der wärmeübertragenden Flächen	74
4.....	Temperaturregime und Wärmehaushalt	82
4.1.	Regeneration und Austauschprozesse	82
4.2.	Temperaturregime von Fließgewässern	82
4.3.	Thermische Eigenschaften von Wasser	89
4.4.	Wärmehaushalt von Fließgewässern	93
4.5.	Gleichgewichtskonzept	115
4.6.	Anthropogene Wärmeeinleitungen	121
4.7.	Auswirkungen von Temperaturverschmutzungen	124
5.....	Wärmeströmungstechnischer Prüfstand	129
5.1.	Bekannte Versuchseinrichtungen	129
5.2.	Anforderungen und Konzeption des Wasserkreislaufs	137
5.2.1.	Funktionelle Eigenschaften	140
5.2.2.	Konstruktive Eigenschaften	142
5.2.3.	Inbetriebnahme	145
5.3.	Wärmetechnischer Kreislauf	154
5.3.1.	Funktionelle Eigenschaften	154
5.3.2.	Konstruktive Eigenschaften	155
5.4.	Versuchsdurchführung	158
5.4.1.	Einbau des Prüfmusters	158
5.4.2.	Spülung und Entlüftung	159
5.4.3.	Anlagenkennlinie	160
5.4.4.	Versuchsreihe 1 – Kennlinie zum inneren Wärmeübergang	161
5.4.5.	Versuchsreihe 2 – Kennlinie zum äußeren Wärmeübergang	163
5.5.	Datenauswertung	165
5.6.	Datenerfassung	170
5.6.1.	Thermoresistive Temperaturmessung	170
5.6.2.	Druckmessung	173
5.6.3.	Magnetisch-induktive Durchflussmessung	174
5.6.4.	Akustische Geschwindigkeitsmessung	176
5.6.5.	Fehlerberechnung und Sensitivitätsbetrachtung	183
5.7.	Allgemeingültige Beobachtungen	194
5.7.1.	Innerer Wärmeübergang	194
5.7.2.	Äußerer Wärmeübergang	196
5.7.3.	Lokale Abkühlung	197
5.7.4.	Ablagerungen	198
5.8.	Robustheit und Zuverlässigkeit des Prüfverfahrens	202

5.8.1. Vorversuche	204
5.8.2. Feldstudie	208
5.8.3. Empfohlene Maßnahmen zur Anpassung des Prüfstands	214
6. ... Fazit und Ausblick	215
Literaturverzeichnis	217
Abbildungsverzeichnis	250
Tabellenverzeichnis	262
A. ... Anhang	265
A.1. Leistungsdichtespektrum	265
A.2. Messabweichungen der Temperaturmesskette	266
A.3. Komponenten und Messtechnik	267
A.4. Legende Strangschema	270
A.5. Fehlerfortpflanzung	271
A.6. Prüfmuster	272
A.6.1. Vertikale Wärmesonde	272
A.6.2. Rohrbündel	272
A.6.3. Twinsheet (Doppelplatten-Verfahren)	273
A.6.4. Spiralmuster	274
A.6.5. Kissenplatten	275
A.6.6. Hohlkammerplatten	276
A.6.7. Strukturkammerplatten	277
A.6.8. Rippenrohrumkehrabsorber	278
A.6.9. Erdwärmekollektor	279
A.7. Feldstudie	280

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Wasserbau und Hydraulik der Technischen Universität Darmstadt. Mein tiefster Dank gilt all jenen, die mich bei der Erstellung meiner Dissertation unterstützt haben.

An erster Stelle möchte ich meinem Doktorvater, Prof. Dr.-Ing. habil. Boris Lehmann, meinen Dank aussprechen. Sein mir entgegengebrachtes Vertrauen und die gemeinsame Reise zu einem spannenden Forschungsthema waren für mich eine einmalige und bereichernde Erfahrung. Besonders dankbar bin ich für seine Geduld sowie seine empathische und verständnisvolle Unterstützung in herausfordernden Momenten.

Ebenso gilt mein herzlicher Dank Frau Prof. Dr. habil. Britta Schmalz für die Übernahme des Koreferats und Prof. Dr. Holger Lutze, Prof. Dr.-Ing. Hauke Zachert für ihre Mitwirkung als Fachprüfer sowie Prof. Dr.-Ing. Andreas Eichhorn für den Vorsitz der Prüfungskommission.

Ein weiterer Dank geht an Dr.-Ing. Jens-Uwe Wiesemann für seine Fähigkeit, kreative Lösungen zu finden und mich dazu zu bewegen, meine Ergebnisse und Ansätze kritisch zu hinterfragen. Mein Dank umfasst ebenfalls die Kolleginnen und Kollegen am Fachgebiet für die prägende Zeit und den Austausch über fachliche Grenzen hinaus. Mein Dank geht auch an Jessica Gappisch für ihren unermüdlichen Einsatz und die stets fachlich fundierten sowie freundschaftlichen Gespräche. Ihre Unterstützung war für die Fertigstellung dieser Arbeit unerlässlich.

Eine experimentelle Arbeit ist nie allein das Produkt einer Einzelperson, sondern immer das Ergebnis eines Teams. Besonders danken möchte ich den Studierenden, die mir im Rahmen ihrer Abschlussarbeiten oder studentischen Tätigkeiten stets engagiert und motiviert zur Seite standen. Mein Dank geht auch an das Werkstattteam des wasserbaulichen Forschungslabors und der geotechnischen Versuchshalle. Sie waren für fast alle bau- und messtechnischen Arbeiten am Prüfstand verantwortlich und haben viele eigene Ideen eingebracht. Mein Dank gilt Markus Heiligenthal, Ralf Bindernagel, Andreas Schmidt, Bernd Cvach und Peter Franke für ihren Beitrag zum Gelingen dieser Arbeit.

Der wärmeströmungstechnische Prüfstand ist außerplanmäßig im Rahmen eines Forschungsprojektes entstanden und war somit nie im finanziellen Budget eingeplant. Umso mehr möchte ich mich bei den beteiligten Unternehmen bedanken, die mit ihrem Know-how und der Bereitstellung von Sachmitteln dazu beigetragen haben, diese Idee zu realisieren. Ein besonderer Dank geht an die Firma FRANK, die mit Gerd Lugert, Tina Blau, Dennis Fauß und Marcus Bergk die Idee und Umsetzung des Prüfstands von Anfang an begleitet haben. Ebenso danke ich Jörg Steinhardt und Daniel Nebe von Steinhardt Wassertechnik und Marcel Meilinger von Bosch Junkers sowie Dimitrios Mpaltatzis vom Dezernat V für ihre Unterstützung.

Ich möchte diese Gelegenheit nutzen, um meiner Familie, insbesondere Anna-Lena Martin, für ihre Unterstützung und ihr Verständnis zu danken, das gerade in der intensiven letzten Phase der Arbeit von unschätzbarem Wert war. Ein besonderer Dank geht an meinen Sohn Jonah, dessen kindliche Neugier und Begeisterung mich immer wieder daran erinnern haben, dass Wissenschaft nicht nur eine Domäne der Erwachsenen ist, sondern auch ein Spielplatz für den wachsenden Geist eines Kindes. Meinen Eltern Heiko Borchardt und Simone Balzereit möchte ich dafür danken, dass sie mich auf meinem Weg bedingungslos unterstützt haben. Ebenso danke ich Martina Martin und Walter Spilger für die Zeit und Unterstützung, die sie mir für meine Dissertation geschenkt haben.

Kurzfassung

Der zunehmende Druck, Energie einzusparen und fossile, endliche Brennstoffe durch regenerative Energieträger zu ersetzen, fördert die Suche nach effizienten und umweltschonenden Lösungen für die Wärmewende. Insbesondere die dezentrale Nutzung von Umweltwärme durch Wärmepumpen gilt neben Wärmenetzen als eine ausgereifte Schlüsseltechnologie für eine erfolgreiche Wärmewende, die zugleich eine zunehmende Elektrifizierung unserer Energieversorgung erfordert. Jedoch ist die Umweltwärme nicht an jedem Ort gleichermaßen verfügbar oder mit geringem Aufwand zu erschließen, weshalb geeignete Lösungen lokal angepasst werden müssen.

Fließgewässer sind natürliche Fernwärmenetze, die Wärme aus ihrer Umgebung aufnehmen und mittels turbulenter Strömung über weite Strecken transportieren. Aufgrund ihres thermischen Beharrungsvermögens eignen sich Fließgewässer für die dezentrale Wärmeversorgung von angrenzenden Gemeinden und Gebäuden. Eine stetige Zufuhr von Niederschlägen und Grundwasser gewährleistet eine beständige Verfügbarkeit, was Fließgewässer zu einer zuverlässigen und erneuerbaren Wärmequelle macht. Dadurch können Fließgewässer einen wichtigen Beitrag für eine umweltverträgliche und nachhaltige Wärmeversorgung leisten und die Abhängigkeit von fossilen Brennstoffen verringern.

Die Installation von Wärmeübertragern in Fließgewässer erschließt die darin gespeicherte Wärmeenergie, wobei Wärmepumpen die gewonnene Wärme auf ein nutzbares Niveau transformieren. Um den Wärmeinhalt zu bestimmen oder die Auswirkungen einer thermischen Nutzung auf die Wassertemperatur abschätzen und bewerten zu können, ist ein Verständnis der Strömungs- und Wärmetransportprozesse in Fließgewässern unerlässlich. Auf Grundlage einer Literaturrecherche werden in dieser Arbeit daher die grundlegenden Zusammenhänge des Temperaturregimes von Fließgewässern beschrieben. Darüber hinaus werden Systeme zur thermischen Nutzung und ein deterministisches Modell zur Berechnung des Wärmehaushalts erläutert, welches die Wärmebilanz von Fließgewässern anhand messbarer oder berechenbarer Größen abbildet. Das Monitoring von Fließgewässern nach der Inbetriebnahme ist unabdingbar, um die Auswirkungen von Wärmeentnahmen zu bewerten und Erkenntnisse zu sammeln.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Leistungsfähigkeit verschiedener Wärmeübertrager untersucht und insbesondere der gewässerseitige Einfluss betrachtet. Dies umfasst die Auswirkungen von Verschmutzungen auf den wärmeübertragenden Oberflächen und den Einfluss der gewässerseitigen Strömungsgeschwindigkeiten auf die Wärmeentnahme als praktische Leitlinien für die Planung und Umsetzung von Wärmeübertragern in Fließgewässern. Hierfür wurde ein wärme-strömungstechnischer Prüfstand konzipiert und ein Prüfverfahren erarbeitet, um Wärmeübertrager unter möglichst natürlichen Bedingungen zu testen. Die Wärmeentnahme unter kontrollierten Randbedingungen ermöglicht es, den Wärmedurchgang methodisch zu untersuchen. Die Übertragbarkeit der Ergebnisse wurde über Vorversuche in einer Laborrinne und über eine ergänzende Feldstudie bestätigt. Der wärme-strömungstechnische Prüfstand dient dem besseren Verständnis der Leistungsfähigkeit von Wärmeübertragern unter natürlichen Bedingungen und in verschiedenen Betriebsszenarien. Darüber hinaus bietet der wärme-strömungstechnische Prüfstand eine Grundlage für zukünftige Forschungsarbeiten, um Wärmeübertragungsprozesse in naturnahen Umgebungen zu untersuchen und eine umweltverträgliche Wärmeentnahme aus Fließgewässern zu betrachten.

Abstract

The increasing pressure to save energy and replace fossil, finite fuels with renewable energy sources is promoting the search for efficient and environmentally friendly solutions for the heating transition. In particular, the decentralized use of ambient heat through heat pumps, alongside district heating networks, is considered a mature key technology for a successful heating transition, which also requires an increasing electrification of our energy supply. However, environmental heat is not equally available everywhere or easy to access, requiring solutions to be locally adapted.

Flowing water bodies are natural district heating networks that absorb heat from their surroundings and transport it over long distances through turbulent flow. Due to their thermal inertia, flowing water bodies are suitable for the decentralized heating supply of adjacent communities and buildings. A continuous supply of precipitation and groundwater ensures steady availability, making flowing water bodies a reliable and renewable heat source. Thus, they can make a significant contribution to an environmentally friendly and sustainable heat supply, reducing dependence on fossil fuels.

The installation of heat exchangers in flowing water bodies taps into the stored thermal energy, with heat pumps transforming the harvested heat to a usable level. To determine the heat content or to assess and evaluate the effects of thermal use on water temperature, an understanding of the flow and heat transport processes in flowing water bodies is essential. Based on a literature review, this work describes the fundamental relationships of the temperature regime of flowing water bodies. Furthermore, systems for thermal use and a deterministic model for calculating the heat balance are explained, which represents the heat balance of flowing water bodies based on measurable or calculable quantities. Monitoring flowing water bodies after commissioning is indispensable to assess the impacts of heat withdrawals and to gather insights.

In this work, the performance of various heat exchangers was investigated, focusing particularly on the influence from the water side. This includes the effects of fouling on the heat-transferring surfaces and the influence of water-side flow velocities on heat extraction as practical guidelines for the planning and implementation of heat exchangers in flowing water bodies. For this purpose, a heat flow test stand was designed, and a testing procedure was developed to test heat exchangers under conditions as natural as possible. Heat extraction under controlled conditions allows for a methodical examination of heat transfer. The transferability of the results was confirmed through preliminary tests in a laboratory flume and a supplementary field study. The heat flow test stand aids in better understanding the performance of heat exchangers under natural conditions and in various operational scenarios. Moreover, the heat flow test stand provides a basis for future research to investigate heat transfer processes in natural-like environments and to consider environmentally friendly heat extraction from flowing water bodies.

Abkürzungsverzeichnis

ADV	Akustische Doppler-Strömungsmessgeräte (Acoustic Doppler Velocimeter)
COP	Leistungszahl einer Wärmepumpe (Coefficient of Performance)
JAZ	Jahresarbeitszahl
LSB	Quantisierungsschritt (Least Significant Bit)
SNR	Signal-Rausch-Verhältnis (Signal to Noise Ratio)
NR_w	Rauschverhältnis (Noise Ratio)
NTU	Anzahl der Übertragungseinheiten (Number of Transfer Units)
SCOP	Seasonal Coefficient of Performance

Symbolverzeichnis

α	linearer Wärmeausdehnungskoeffizient	in m/(m·K)
α	mittlere Albedo	in 1
α	Neigungswinkel der Tauchstrahlachse	in °
α	Steigungswinkel gekrümmter Rohre	in °
α	Wärmeübergangskoeffizient	in W/(m ² ·K)
α_1	äußerer Wärmeübergangskoeffizient	in W/(m ² ·K)
α_2	innerer Wärmeübergangskoeffizient	in W/(m ² ·K)
α_a	Doppler-Winkel des positiv geneigten Subsystems	in °
α_a	äußerer Wärmeübergangskoeffizient	in W/(m ² ·K)
α_i	innerer Wärmeübergangskoeffizient	in W/(m ² ·K)
α_i	korrigierte Albedo	in 1
$\alpha_{i,sp}$	modifizierter Wärmeübergangskoeffizient	in W/(m ² ·K)
α_{kw}	reflektierter Anteil der kurzwelligigen Solarstrahlung	in 1
α_{lw}	reflektierter Anteil der langwelligigen Wärmestrahlung	in 1
α_{so}	Wärmeübergangskoeffizient an der Gewässersohle	in W/(m ² ·K)
α_T	thermische Ausdehnung	in K ⁻¹
$\alpha_{örtl.}$	örtlicher Wärmeübergangskoeffizient	in W/(m ² ·K)
β	Gierwinkel des Tauchstrahls	in °
γ	psychrometrische Konstante	in kPa·K ⁻¹
γ	thermischer Ausdehnungskoeffizient	in 1/K
$\Delta\vartheta_L$	Messungenauigkeit durch Linearitätsfehler	in °C/K
Δh	Änderung der spezifischen Energie	in J/kg
ΔI_{diff}	Stromstärkenabweichung durch differentiellen Fehler	in A
ΔL	Wärmeausdehnung der Rohrleitung	in m
ΔL_x	Wärmeausdehnung in positiver x-Richtung	in m
ΔL_y	Wärmeausdehnung in positiver y-Richtung	in m
Δp	Differenzdruck	in Pa
Δp_v	Druckverlust des Lochblechs	in Pa
$\Delta\dot{q}_r$	langwellige Nettoabstrahlung des Wasserkörpers	in W/m ²
$\Delta\dot{q}_s$	sensibler, fühlbarer Nettowärmestrom	in W/m ²
$\Delta\dot{q}_l$	latenter Nettowärmestrom	in W/m ²
ΔR_{RTD}	Änderung des Messwiderstands	in Ω/K

ΔT	lokale Temperaturstörung	in K
ΔT	mittlere Temperaturdifferenz	in K
ΔT_a	Temperaturdifferenz am Austritt des Wärmeübertragers	in K
ΔT_e	Temperaturdifferenz am Eintritt des Wärmeübertragers	in K
ΔT_k	Temperaturänderung des kälteren Fluids	in K
$\Delta T_{m,log}$	logarithmische mittlere Temperaturdifferenz	in K
ΔT_w	Temperaturänderung des wärmeren Fluids	in K
ΔT_{zul}	zulässige Temperaturspreizung des Flusswassers	in K
Δu	Abweichung der Strömungsgeschwindigkeit vom Mittelwert	in m/s
ΔU	Spannungsunterschied zwischen der Polaritätsumkehr	in V
ΔV_{diff}	Spannungsabweichung durch den differentiellen Gesamtfehler	in V
Δz	Wasserspiegelabsenkung	in m
Δz_W	Wanddicke	in m
δ	Grenzschichtdicke	in m
δ_l	laminare Grenzschichtdicke	in m
ε	Attenuationskoeffizient	in m^{-1}
ε	Kontraktionskoeffizient	in 1
ε	turbulente Dissipation in Wärme	in m^2/s^3
ε	Verhältnis der molekularen Masse von Wasserdampf und Luft	in 1
ε	Wärmeübertragungseffektivität	in 1
ε_{atm}	atmosphärischer Emissionsgrad	in 1
$\varepsilon_{atm,k}$	korrigierter atmosphärische Emissionsgrad	in 1
ε_{veg}	Emissionsgrad der Ufervegetation	in 1
ε_w	Emissionsgrad der Wasseroberfläche	in 1
ε_B	Emissionsgrad eines grauen Körpers	in 1
ξ	Druckverlustkoeffizient von Sieben	in 1
ξ_0	Grundwert des Druckverlustkoeffizienten	in 1
$\xi_{(A)}$	Verlustbeiwert für den Austrittsstoßverlust	in 1
$\xi_{(B)}$	Verlustbeiwert für Kontraktion im Lochkanal	in 1
$\xi_{(D)}$	Verlustbeiwert für Reibungsverluste im Lochkanal	in 1
η	dynamische Viskosität	in $N \cdot s/m^2$
η	Gütegrad der Wärmepumpe, auch Carnot-Gütegrad	in 1
η	Pumpenwirkungsgrad	in 1

ϑ	momentane Fluidtemperatur	in °C
$\bar{\vartheta}$	zeitlicher Mittelwert der Fluidtemperatur	in °C
ϑ'	Temperaturschwankung	in °C
ϑ^*	Gleichgewichtstemperatur	in °C
$\vartheta(y)$	Fluidtemperatur im Wandabstand y	in °C
ϑ_0	Wandtemperatur	in °C
ϑ_0	ungestörte Ausgangstemperatur	in °C
$\bar{\vartheta}_0$	mittlere Ausgangstemperatur	in °C
ϑ_∞	Temperatur der Außenströmung	in °C
ϑ_{ab}	abgegebenes, höheres Temperaturniveau	in °C
ϑ_{aus}	Austrittstemperatur	in °C
ϑ_{gw}	Grundwassertemperatur	in °C
ϑ_m	Mitteltemperatur oder Bezugstemperatur	in °C
ϑ_m	Mischtemperatur	in °C
$\bar{\vartheta}_x$	mittlere Wassertemperatur als Funktion der Fließstrecke	in °C
ϑ_{zu}	zugeführtes, niedrigeres Temperaturniveau	in °C
ϑ_{zu}	Wassertemperatur des Zuflusses	in °C
ϑ_x	Wassertemperatur nach einer zurückgelegten Entfernung x	in °C
ϑ_F	Wassertemperatur nach einer überstrichenen Fläche	in °C
ϑ_{RL}	Rücklauftemperatur	in °C
ϑ_{RTD}	berechnete Temperatur	in °C
ϑ_{So}	Temperatur in der Gewässersohle	in °C
ϑ_{VL}	Vorlauftemperatur	in °C
κ	Wellenzahl	in 1/m
λ	molekularer Diffusionskoeffizient der thermischen Leitfähigkeit	in W/(m·K)
λ	Schallwellenlänge	in m
λ	stoffspezifische Wärmeleitfähigkeit	in W/(m·K)
λ	universeller Schwellenwert	in var
λ_i	Wärmeleitfähigkeit der jeweiligen Schicht	in (m ² ·K)/W
λ_f	Wärmeleitfähigkeit der Foulingschicht	in W/(m·K)
λ_B	Formfaktor	in 1
λ_R	Reibungsbeiwert	in 1
λ_{So}	Wärmeleitfähigkeit der gesättigten Bodenschicht	in W/(m·K)

μ_s	Formbeiwert für Rohrleitungen	in 1
μ_p	Beiwert für zusätzliche Windangriffsflächen	in 1
ν	kinematische Viskosität	in m ² /s
ν_t	turbulente Wirbelviskosität	in m ² /s
ν_N	Schweißnahtwertigkeit	in 1
ρ	Dichte des Fluids in	kg/m ³
σ	Varianz des Rauschsignals	in m ² /s ²
σ	relative Abweichung vom Mittelwert	in 1
σ_c	Bewölkungsgrad	in 1
σ_{diff}	differentielle Gesamtunsicherheit	in LSB
σ_i	Teilunsicherheit	in var
σ_{tot}	kombinierte Gesamtunsicherheit	in var
$\sigma_{\bar{x}}$	Standardabweichung des gewichteten Mittels	in var
σ_{x_i}	Messunsicherheit der unabhängigen Messgröße	in var
σ_{zul}	zulässige Spannung	in N/mm ²
$\sigma_{B,zul}$	zulässige Biegespannung	in N/mm ²
σ_{SB}	Stefan-Boltzmann-Konstante mit $5,67 \cdot 10^{-8}$ in	W/(m ² ·K ⁴)
σ_{SD}	empirische Standardabweichung der Stichprobe	in var
σ_Y	Gesamtunsicherheit der abhängigen Bewertungsgröße	in var
τ	Strahlungsdurchlässigkeit für eine gegebene Schichtdicke	in %/m
τ	Schubspannung	in N/m ²
τ	Phasenwinkel	in rad
φ	Verhältnis des Strahlquerschnitts zum Lochquerschnitt	in 1
φ_r	spektrale Bandbreite	in Hz
ψ	viskose Dissipationsrate	in W
Ψ_i	monatlicher Abflusskoeffizient	in 1
a	Schwallhöhe	in m
a	empirischer Auftriebskoeffizient für natürliche Konvektion in	mm/(s·kPa)
a	Nullpunktverschiebung oder Versatz auf der y-Achse	in var
a	Temperaturleitfähigkeit oder thermische Diffusivität	in m ² /s
a^*	atmosphärischer Wärmeaustauschkoeffizient	in W/(m ² ·K)
b	mittlere Gewässerbreite, Beckenbreite	in m
b	y-Achsenabstand der Regressionsgeraden	in 1

b_{WSP}	Wasserspiegelbreite	in m
c	Schallgeschwindigkeit im Wasser	in m/s
c_2	Konstante für den Achsenabstand im Wilson-Plot	in 1
c_1	Konstante für die Steigung im Wilson-Plot	in 1
c_p	spezifische Wärmekapazität	in J/kg·K
d	Schichtdicke	in m
d_{hy}	hydraulischer Durchmesser	in m
d_i	Innendurchmesser	in m
d_m	mittlerer Rohrdurchmesser	in m
d_A	Durchmesser des Strahlquerschnitts am Kanalausstritt	in m
d_L	Lochdurchmesser des Lochblechs	in mm
d_K	Durchmesser der Strahlkontraktion	in m
e_s^w	Sättigungsdampfdruck an der Wasseroberfläche	in kPa
f_0	ausgesendete Schallwellenfrequenz	in Hz
f_a	Korrekturfaktor für die Albedo	in 1
f_c	Korrekturfaktor für Wolkenhöhe	in 1
f_x	empirische Konstante für einen Tauchstrahl	in 1
f_{zu}	empirische Zulaufkonstante für Mindestüberdeckungshöhe	in 1
f_{D1}	erste Doppler-Verschiebung vom Sender zum Partikel	in Hz
f_{D2}	zweite Dopplerverschiebung vom Partikel zum Empfänger	in Hz
f_{Da}	Doppler-Verschiebung in Strömungsrichtung	in Hz
f_{Db}	Doppler-Verschiebung entgegen der Strömungsrichtung	in Hz
f_E	Einspannfaktor für Rohrlagerung	in 1
f_K	Korrekturfaktor für Prandtl-Zahl	in 1
f_{Ny}	Nyquist-Frequenz	in Hz
f_{PRF}	Pulswiederholungsfrequenz oder Abtastfrequenz	in Hz
f_R	Fanning-Reibungsfaktor für glatte Rohre	in 1
f_R	Reibungsbeiwert der Gewässersohle	in 1
f_S	Abschattungsfaktor der Ufervegetation und Uferbebauung	in 1
f_S	ausgesendete Frequenz	in 1/s
g	Erdbeschleunigung	in m/s ²
g_i	gewichtete Einzelergebnisse	in var
$grad T$	Temperaturgradient	in K/m

h	Sonnenhöhe	in °
h	Ruhewasserspiegel, mittlere Wassertiefe oder Bezugswassertiefe	in m
h	zulässige Durchbiegung von Rohrleitungen	in mm/m
h_0	Wassertiefe beim Durchfluss $Q = 0 \text{ m}^3/\text{s}$	in m
h_f	Förderhöhe	in m
$h_{v,s}$	Druckhöhenverlust in der Saugleitung	in m
$h_{z,geo}$	Höhenunterschied zwischen Saugstutzen und Wasserspiegel	in m
h_{NN}	Höhe über Normalhöhennull	in m
h_{\odot}	Sonnenstand	in °
i	freier Querschnitt der Lochplatte	in 1
i	Spannungserhöhungsfaktor für Armaturen und Formstücke	in 1
i	Einfallswinkel der solaren Einstrahlung	in °
k	Wärmedurchgangskoeffizient	in $\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}$
k_0	Wärmedurchgangskoeffizient im unverschmutzten Zustand	in $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
k_f	Wärmedurchgangskoeffizient im verschmutzten Zustand	in $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
k_B	Bowen-Koeffizient	in $1/\text{K}$
l	Mindestabstand zu benachbarten Schweißnähten	in m
l	turbulentes Längenmaß oder integrale Wirbellänge	in m
l_0	Längenskala der größten Wirbelausdehnung	in m
l_K	Kolmogorov-Längenskala für die kleinste Wirbelausdehnung	in m
l_U	benetzter Umfang des Strömungsquerschnitts	in m
l_U	Umfangslänge des Umschließungswinkels der Rohrauflege	in mm
m	Steigung der Regressionsgeraden	in 1
m	Masse des Systems	in kg
m_f	Feststoffmasse der Foulingschicht	in kg/m^2
m_k	Masse des kälteren Fluids	in kg
m_w	Masse des wärmeren Fluids	in kg
m_R	Masse der Rohrleitung	in kg
\dot{m}	Massenstrom	in kg/s
\dot{m}_0	anfänglicher Massenstrom	in kg/s
\dot{m}_d	abgelagerter Feststoffmassenstrom	in $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$
\dot{m}_e	Massenstrom des advektiven Zuflusses	in kg/s
\dot{m}_r	abgetragener Feststoffmassenstrom	in $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$

\dot{m}_{zu}	Massenstrom des Zuflusses	in kg/s
n	Auflösung eines A/D-Wandlers	in Bits
n	Exponent für Abflusskurve, Reynolds-Zahl oder Windhöhe	in 1
n	Anzahl der Löcher, Siebe, Lochkanäle oder Rohrreihen	in 1
n	Anzahl der Messdaten	in 1
n	Amplitude des Hintergrundrauschens	in dB
p	Steigungshöhe	in m
p	Druck	in kg/(m·s ²)
p_1	statischer Druck vor dem Lochblech	in Pa
p_2	statischer Druck hinter dem Lochblech	in Pa
p_a	Atmosphärendruck in Pa oder Dampfdruck der Luft	in kPa
p_d	gemessener Druck am Druckstutzen	in Pa
p_i	Drücke in den Druckkammern des Druckaufnehmers	in Pa
p_s	gemessener Druck am Saugstutzen	in Pa
p_s	Sättigungsdampfdruck	in kPa
p_s	Überdruck im Prüfbecken	in Pa
$p_{v,s}$	Druckverlust in der Saugleitung	in Pa
p_D	Dampfdruck vom Fördermedium	in Pa
q_L	Streckenlast	in N/mm
q_P	maximaler Winddruck	in N/m ²
q_R	Streckenlast der Rohrleitung	in N/m
\dot{q}	konduktive Wärmestromdichte	in W/m ²
\dot{q}_{tot}	Änderung des Wärmeinhalts	in W/m ²
\dot{q}_{kw}	kurzwellige solare Strahlung	in W/m ²
\dot{q}_l	latenter Wärmestrom	in W/m ²
\dot{q}_{adv}	advektivee Wärmetransport	in W/m ²
\dot{q}_f	Wärmestrom durch innere Reibung	in W/m ²
\dot{q}_g	Wärmestrom der Globalstrahlung	in W/m ²
\dot{q}_{lw}	langwelliger Nettowärmestrom	in W/m ²
$\dot{q}_{lw\downarrow}$	Wärmestrom der langwelligen atmosphärischen Gegenstrahlung	in W/m ²
$\dot{q}_{lw\uparrow}$	Wärmestrom der langwelligen Rückstrahlung des Wasserkörpers	in W/m ²
$\dot{q}_{veg\downarrow}$	Wärmestrom der diffusen langwelligen Gegenstrahlung	in W/m ²
\dot{q}_s	sensibler, fühlbarer Wärmestrom	in W/m ²

\dot{q}_N	Niederschlag auf der Wasseroberfläche	in W/m ²
r	mittlerer Rohrradius	in m
r_{hy}	hydraulischer Radius	in m
r_i	Innenradius	in m
r_H	relative Luftfeuchtigkeit	in %
s	Drahtdurchmesser oder Wandstärke	in m
s'	Länge des Lochkanals mit angelegter Strömung	in m
s_i	Dicke einer Einzelschicht	in m
s_k	maximale Schneelast	in N/m ²
s_D	Sicherheitsbeiwert	in 1
t	Lochteilung	in mm
t	Zeitintervall oder Betrachtungszeitraum	in s, h oder a
t_a	Relaxationszeit bzw. Zeit seit Beginn der Temperaturstörung	in s.
u	Geschwindigkeitskomponente in x-Richtung	in m/s
u	mittlere Strömungsgeschwindigkeit, Anströmgeschwindigkeit	in m/s
u	momentane Strömungsgeschwindigkeit	in m/s
u	spezifische innere Energie	in J/kg
\bar{u}	mittlere Strömungsgeschwindigkeit in x-Richtung	in m/s
u'	Geschwindigkeitsschwankung	in m/s
u_1	momentane horizontale Geschwindigkeitskomponente	in m/s
u_i	Strömungsgeschwindigkeit	in m/s
u_s	Strömungsgeschwindigkeit am Saugstutzen	in m/s
u_t	turbulentes Geschwindigkeitsmaß	in m/s
u_L	Windgeschwindigkeit	in m/s
v	Geschwindigkeitskomponente in y-Richtung	in m/s
v_0	Austrittsgeschwindigkeit des Tauchstrahls	in m/s
v_1	Strömungsgeschwindigkeit vor dem Lochblech	in m/s
v_2	Strömungsgeschwindigkeit hinter dem Lochblech	in m/s
\bar{v}_0	mittlere Austrittsgeschwindigkeit des Tauchstrahls	in m/s
v_r	Relativgeschwindigkeit der Partikel zum Messgerät	in m/s
v_E	Strömungsgeschwindigkeit im Behälter	in m/s
v_L	mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Lochkanal	in m/s
v_{R1}	radiale Geschwindigkeit der Schallwellen zu den Partikeln	in m/s

v_{R2}	radiale Geschwindigkeit der Schallwellen zu dem Empfänger	in m/s
w	Maschenweite	in m
w	vertikale Geschwindigkeitskomponente	in m/s
w_1	momentane vertikale Geschwindigkeitskomponente	in m/s
$\overline{w'_1{}^2}, \overline{w'_2{}^2}$	verfälschte spektrale Varianz der vertikalen Komponenten	in m ² /s ²
$\overline{w'_1 w'_2}$	rauschfreie spektrale Kovarianz der vertikalen Komponenten	in m ² /s ²
x	Strömungsweg oder Entfernung	in m
x	unabhängige Variable oder Prädiktor	in var
\bar{x}	arithmetischer Mittelwert der Messwerte	in var
$\bar{\bar{x}}$	gewichtetes Mittel der Einzelergebnisse	in var
x_0	Kernzonenlänge	in m
x_a	Ausgleichsstrecke	in m
x_f	Dicke der Foulingschicht	in m
x_i	räumliche Koordinate	in m
x_i	einzelne Messwerte	in var
x_m	Länge der Mischzone hinter einem Lochblech	in mm
x_p	Länge der Primärstrahlzone hinter einem Lochblech	in mm
x_s	Abstand des Linienschwerpunktes in x-Richtung	in m
y	abhängige Variable	in var
y_s	Abstand des Linienschwerpunktes in y-Richtung	in m
z	Wasserüberdeckung der Tauchstrahlachse oder Wassertiefe	in m
z	Wert für das angestrebte Konfidenzniveau	in 1
z_0	Rauheitshöhe	in m
z_b	Messhöhe der Windgeschwindigkeit	in m
z_{erf}	Mindestüberdeckungshöhe	in m
$z_{z=2m}$	Bezugshöhe	in m
A	Strömungsquerschnitt	in m ²
A	Wärmeübertragungsfläche	in m ²
A_0	mittlere Jahresamplitude	in K
A_0	Austrittsquerschnitt	in m ²
A_i	Rohr- und Kanalquerschnitt	in m ²
A_K	Fläche der Strahlkontraktion	in m ²
A_L	Fläche des Lochkanals	in m ²

B	Feldstärke oder Flussdichte des Magnetfeldes	in V·s/m ²
Bo	Bowen-Verhältnis	in 1
C	Konstante für die innere Nußelt-Zahl im Wilson-Plot	in 1
COP	Leistungszahl einer Wärmepumpe	in 1
COP_{η}	maximal mögliche Leistungszahl	in 1
D	Wendeldurchmesser	in m
\bar{D}	mittlerer Wendeldurchmesser	in m
D_0	Durchmesser der Austrittsöffnung	in m
D_0	Wasserdampfdiffusionskoeffizient	in m ² /s
De	Dean-Zahl	in 1
D_L	longitudinaler Dispersionskoeffizient	in m ² /s
$D_{L,i}$	räumlicher Diffusionskoeffizient für die turbulente Mischung	in m ² /s
E	Elastizitätsmodul	in N/mm ²
$E(\kappa)$	turbulentes Energiespektrum	in m ³ /s ²
E_a	äußere Energie	in J
E_w	Verdunstungsrate	in mm/d
E_{pot}	potentielle Energie pro Meter Höhenunterschied	in kg·m ² ·s ⁻²
F	Wasseroberfläche	in m ²
Fr_0	Froude-Zahl	in 1
F_a	Ausgleichsfläche	in m ²
F_L	Lochquerschnitt eines Lochblechs	in m ²
F_L	Linearitätsabweichung	in ppm
Gr	Grashof-Zahl	in 1
H	Enthalpie	in J
I	Flächenträgheitsmoment	in mm ⁴
I	gegebene Stromstärke	in A
I_0	Strahlungsintensität unmittelbar unterhalb der Wasseroberfläche	in J/m ²
I_z	Strahlungsintensität für eine gegebene Wassertiefe	in J/m ²
I_{z+1}	Strahlungsintensität oberhalb der Schichtdicke	in J/m ²
I_{So}	Sohlengefälle	in m/m
JAZ	Jahresarbeitszahl einer Wärmepumpe	in 1
K_L	Lorenz-Zahl zum Biegeverhalten gekrümmter Rohre	in 1
L	charakteristische Länge	in m

L	Beckenlänge, Rohrlänge oder charakteristische Länge	in m
L	zulässige Stützweite	in m
L	Abstand zwischen den gegenüberliegenden Elektroden	in m
L_e	latente Verdunstungswärme	in kJ/kg
L_B	erforderliche Biegelänge für beidseitig eingespanntes Rohr	in m
L_{Gl}	erforderliche Länge der Rohrauflage	in m
L_R	Länge der Rohrleitung	in m
L_S	Wegreserve	in m
LSB	Quantisierungsschritt	in V
MQ_i	langjähriger mittlerer Monatsabfluss	in m ³ /s
MQ_a	langjähriger mittlerer Jahresabfluss	in m ³ /s
N	Stichprobenumfang	in 1
N_{min}	Mindeststichprobenumfang	in 1
$NPSH_A$	NPSH-Wert der Anlage	in m
$NPSH_{erf}$	erforderliche Haltedruckhöhe	in m
NR_w	Rauschverhältnis der vertikalen Geschwindigkeitskomponenten	in 1
NTU	Anzahl der Wärmeübertragungseinheiten	in 1
Nu	Nußelt-Zahl	in 1
Nu_a	äußere Nußelt-Zahl	in 1
Nu_i	innere Nußelt-Zahl	in 1
Nu_L	Nußelt-Zahl für laminare Strömung	in 1
Nu_T	Nußelt-Zahl für turbulente Strömung	in 1
P	Luftdruck	in bar
P	Periode in Monaten ($P = 12$) oder Jahrestagen ($P = 365$)	in var
P_{el}	aufgenommene elektrische Leistung	in kW
P_Q	Förderleistung der Pumpe	in W
Pe	Péclet-Zahl	in 1
Pr	Prandtl-Zahl	in 1
Pr_0	Prandtl-Zahl bei Wandtemperatur	in 1
R	Messwiderstand oder elektrischer Widerstand	in Ω
R	Krümmungsradius des Rohrbogens	in m
R_λ	Wärmedurchlasswiderstand der Trennwand	in (m ² ·K)/W
R_Ω	Widerstand für das analoge Eingangssignal	in Ω

R_0	elektrischer Nennwiderstand bei Bezugstemperatur	in Ω
R_1, R_2	Wärmeübergangswiderstand	in $(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$
R^2	komplexwertiger Korrelationskoeffizient	in 1
R_a	äußerer Wärmeübergangswiderstand	in $(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$
R_f	Foulingwiderstand	in $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$
R_i	innerer Wärmeübergangswiderstand	in $(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$
R_{tot}	Wärmedurchgangswiderstand	in $(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$
Re	Reynolds-Zahl	in 1
Re_m	modifizierte Reynolds-Zahl	in 1
Re_{Sieb}	Sieb-Reynolds-Zahl	in 1
S	Amplitude des Nutzsignals	in dB
S	Salinität	in g/kg
SNR	Signal-Rausch-Verhältnis	in dB
T	absolute Temperatur	in K
T_0	Ausgangstemperatur	in K
T_1	Fluidtemperatur der wärmeren Seite	in K
T_2	Fluidtemperatur der kälteren Seite	in K
T_∞	Umgebungstemperatur oder ungestörte Temperatur	in K
T_e	Eintrittstemperatur	in K
T_L	absolute Lufttemperatur	in K
T_F	Fluidtemperatur in der ungestörten Strömung	in K
T_S	Temperatur des abstrahlenden Körpers	in K
T_W	Wandtemperatur	in K
$T_{W,1}$	Temperatur der wärmeren Wandoberfläche	in K
$T_{W,2}$	Temperatur der kälteren Wandoberfläche	in K
Tu	Turbulenzgrad	in 1
Q	Volumenstrom, Durchfluss oder mittlerer Abfluss	in m^3/s
Q_{th}	Wärme	in J
Q_0	Zufluss	in m^3/s
$Q_{th,ab}$	abgegebene Wärmemenge	in kWh
Q_e	Wassermenge einer Wärmeeinleitung	in m^3/s
$Q_{e,min}$	erforderliche Mindestentnahmemenge	in m^3/s
\dot{Q}_{th}	Wärmestrom	in kW

\dot{Q}_0	Entzugsleistung oder Kälteleistung	in kW
$\dot{Q}_{0,max}$	maximale Kälteleistung der Wärmepumpe	in kW
$\dot{Q}_{th,zu}$	aufgenommener Umweltwärmestrom	in kW
$\dot{Q}_{th,zu}$	zugeführter oder aufgenommener Wärmestrom	in kW
U	innere Energie	in J
U	induzierte Spannung oder gemessener Spannungsabfall	in V
U_1	induzierte Spannung bei der ersten Polarität	in V
U_2	induzierte Spannung nach der Polaritätsumkehr	in V
V	Volumen	in m ³
\dot{V}	Volumenstrom	in m ³ /s
$\overline{V'^2}_\sigma$	gemessene Geschwindigkeitsfluktuation	in m ² /s ²
$\overline{V'^2}$	wahre Geschwindigkeitsfluktuation	in m ² /s ²
V_{FS}	Vollbereichsspannung	in V
W	Arbeit	in J
W_{el}	aufgewendete Antriebsenergie	in kWh

1. Einleitung

1.1. Motivation

In Deutschland entfallen etwa 77 % des Endenergieverbrauchs in Gebäuden auf die Bereitstellung von Raumwärme, wobei ein erheblicher Anteil nach wie vor durch fossile Brennstoffe gedeckt wird (Abbildung 1-1). Obwohl der Anteil an erneuerbarer Wärme seit 2008 in Nichtwohngebäuden auf 15 % und in Wohngebäuden auf 19 % gestiegen ist, hat es seit 2017 keine signifikanten Fortschritte mehr gegeben. Auch die Bestrebungen, den gesamten Endenergieverbrauch zu senken, führten in den letzten Jahren zu keinen nennenswerten Einsparungen im Bereich der Wärmeversorgung. (Becker et al. 2022, 78) Neben der Substitution der endlichen fossilen Ressourcen und einer klimaneutralen Wärmeversorgung gewinnt die Versorgungssicherheit zunehmend an Bedeutung. Zudem wird verstärkt eine sozialverträgliche Gestaltung und Teilhabe der kommunalen Wärmeversorgung diskutiert, die als wesentlich für die Akzeptanz und den Erfolg des notwendigen Transformationsprozesses angesehen wird. (Braungardt et al. 2023, 11)

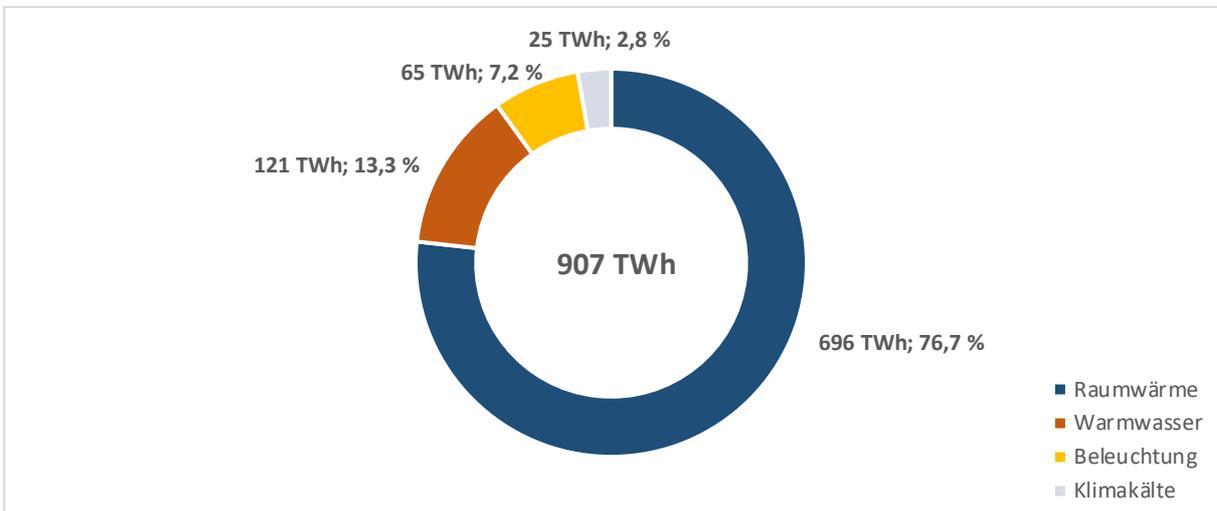


Abbildung 1-1: Endenergieverbrauch von Wohngebäuden und Nichtwohngebäuden in Deutschland im Jahr 2021 nach Becker et al. (2022, 78).

Neben aller Anstrengungen, eine sozialverträgliche, wirtschaftlich vertretbare und versorgungssichere Transformation der Wärmeversorgung zu schaffen, muss diese auch umweltverträglich sein, da eine zunehmend gestörte Umwelt unsere Lebensgrundlage bedroht. Machbarkeitsstudien wie in Gappisch et al. (2024) haben wiederholt aufgezeigt, dass sich Oberflächengewässer aus energetischer, wasserwirtschaftlicher und ökologischer Sicht für die Wärmenutzung eignen. Obwohl die Nutzung von Oberflächengewässern für die Wärmeversorgung seit 1938 in der Schweiz angewendet wird und auch in der Vergangenheit in Deutschland überwiegend positive Erfahrungen gemacht wurden, ist die thermische Nutzung von Oberflächengewässern bislang meist auf die Kühlung von Kraftwerken begrenzt. Doch in jüngster Zeit nutzen zunehmend mehr Anlagen die Umweltwärme in Fließgewässern als natürliche Fernwärmenetze und ersetzen die bisherige fossile Wärmeversorgung. Selbst die Wärmeinhalte kleiner Fließgewässer sind so groß, dass eine Wärmeentnahme nur eine geringfügige Abkühlung bewirkt.

Während die Klimaveränderungen zu einem geringeren Heizbedarf und einem steigenden Kühlbedarf führen, machen steigende Wassertemperaturen Fließgewässer zunehmend attraktiver für die Wärmeentnahme, die einen Beitrag zu einer klimaneutralen und zuverlässigen Wärme-

versorgung leisten kann. Gleichzeitig sind Fische und andere aquatische Lebewesen auf spezifische Temperaturbereiche angewiesen und reagieren empfindlich auf Änderungen der Wassertemperaturen. Obwohl die Wärmeentnahme zu naturnäheren Bedingungen in Fließgewässern führen kann, sind gewässerseitige Temperaturdifferenzen und Schwellenwerte zu definieren, um mögliche ökologische Auswirkungen zu beschränken. Zugleich verschaffen einheitliche Regelungen den Planern und Betreibern den benötigten rechtlichen und operationellen Rahmen, der bisher eines der größten Hindernisse für die breitere Anwendung der thermischen Gewässernutzung darstellt.

Um Fließgewässer als erneuerbare Wärmequellen zu erschließen und gleichzeitig die Umweltauswirkungen einer Wärmeentnahme zu minimieren, sind experimentelle Untersuchungen notwendig, um unter kontrollierten Bedingungen die Leistungsfähigkeit verschiedener Wärmeübertrager zu evaluieren und somit ein tiefgreifenderes Verständnis für die gewässerseitigen Einflüsse wie Wasserqualität, Eisbildung und Strömungsgeschwindigkeiten zu entwickeln. Die Ergebnisse dieser Studien unterstützen zudem den Aufbau von numerischen Simulationen mit hoher Modellgüte und die Entwicklung von empirischen Korrelationen, die bei der Auslegung von Wärmeübertragern Anwendung finden. Feldstudien an bestehenden Anlagen können darüber hinaus dazu beitragen, die bestehenden Bemessungsempfehlungen zu ergänzen und die Wahrnehmung in der Öffentlichkeit zu erhöhen.

1.2. Zielsetzung und Gliederung der Arbeit

In der vorliegenden Arbeit soll ein wärmeströmungstechnischer Prüfstand konzipiert werden, der unter kontrollierten Randbedingungen systematische Untersuchungen zur Leistungsfähigkeit von Wärmeübertragern in Fließgewässern ermöglicht und deren Anpassung an unterschiedliche Betriebsbedingungen erlaubt. Zugleich sollen die maßgeblichen gewässerseitigen Einflussparameter auf die Entzugsleistung identifiziert und bestehende Berechnungsansätze aufgezeigt werden, mit denen die Messdaten für die weitere Planung und Auslegung verwendet werden können. Eine begleitende Feldstudie soll die Übertragbarkeit der im Prüfstand gewonnenen Messdaten auf reale Anwendungen belegen und die Anwendbarkeit der thermischen Nutzung von Fließgewässern in unterschiedlichen Umgebungen demonstrieren.

Der wärmeströmungstechnische Prüfstand am Fachgebiet Wasserbau und Hydraulik soll die thermische Fließgewässernutzung zur Wärmeversorgung als zukunftsorientierten Forschungsbereich etablieren. Dieser interdisziplinäre Ansatz vereint Kenntnisse aus den Bereichen Wasserbau, Strömungsmechanik, Hydrologie, Wärmeübertragung und Umwelttechnik, um innovative Lösungen zu fördern, die über die Grenzen der einzelnen Disziplinen hinausgehen.

Die Ergebnisse dieser Arbeit sollen einen Beitrag zu einer zuverlässigen und zugleich umweltverträglichen Wärmeversorgung leisten, bestehende Hemmnisse sowohl in der Planung als auch in der Genehmigung zu überwinden und eine solide Grundlage für zukünftige Forschungsarbeiten schaffen, um die Umweltwärme in Fließgewässern zu erschließen.

In Kapitel 2 werden zunächst die strömungs- und wärmetechnischen Grundlagen beschrieben. Dies umfasst auch die statischen Berechnungen zum Ausdehnungsverhalten von Rohrleitungen, welches insbesondere von dem thermischen Materialverhalten beeinflusst wird. Zudem verknüpfen die empirischen Nußelt-Korrelationen die theoretischen Ansätze zu den Wärmeübertragungsprozessen mit der praktischen Anwendung durch numerische Simulationen, die sich zur Modellkalibrierung und Validierung auf experimentelle Studien stützen.

In Kapitel 3 werden offene und geschlossene Systeme zur Erschließung der Gewässerwärme diskutiert und die planungs- sowie genehmigungsrelevante Inhalte behandelt. Der Erscheinungszeitraum der ausgewählten Literatur reflektiert den erstmaligen Paradigmenwechsel von fossilen Brennstoffen hin zur Nutzung von Umweltwärme nach der Ölpreiskrise von 1973 und beleuchtet die gegenwärtige Renaissance der Gewässerwärmenutzung im Kontext der Wärmewende.

In Kapitel 4 ist der Stand des Wissens zum Temperaturregime und Wärmehaushalt von Fließgewässern zusammengefasst, welche für die Planung und Durchführung der Wärmeentnahme unerlässlich sind. Weiterhin werden grundlegende thermophysikalische Eigenschaften der Fließgewässer erläutert. Der Zeitrahmen der verwendeten Literatur umfasst die frühen hydrobiologischen Ansätze zur Klassifizierung von Fließgewässern, über die Herausforderungen durch die Kühlwassernutzung bis hin zu modernen Ansätzen mittels numerischer Modelle, die Auswirkungen der klimatischen Veränderungen einzubeziehen.

Kapitel 5 behandelt die Konzeption eines wärmeströmungstechnischen Prüfstands, um unter kontrollierten Bedingungen naturnahe, reproduzierbare und belastbare Messdaten für die Wärmeentnahme aus Fließgewässern zu erfassen. Darüber hinaus wird ein Prüfverfahren einschließlich der Datenerfassung vorgestellt, um die Entzugsleistung von Wärmeübertragern mit den Einflüssen zu untersuchen. Ergänzend werden eine Feldstudie und Voruntersuchungen in einer Laborrinne vorgestellt, die aufzeigen sollen, dass die Messungen nicht nur unter kontrollierten Laborbedingungen, sondern auch in realen Umgebungen zuverlässig sind. Eine Fehleranalyse und Sensitivitätsbetrachtung belegen die Zuverlässigkeit und Robustheit des vorgestellten Prüfverfahrens.

Die Arbeit endet mit einer Zusammenfassung der wesentlichen Ergebnisse und einem Ausblick auf den weiteren Forschungsbedarf.

2. Grundlagen

2.1. Strömungsmechanische Grundlagen

2.1.1. Strömungsform

Eine laminare Strömung tritt bei niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten auf und ist durch eine geordnete Bewegung der Fluidteilchen charakterisiert. In dieser Strömungsform bewegen sich die Fluidteilchen in parallelen, voneinander getrennten Schichten, ohne sich untereinander zu vermischen. Bei einer konstanten Strömungsgeschwindigkeit verhält sich eine laminare Strömung meist stationär. Kleinere Störungen in der Strömung können in der laminaren Strömung durch die innere Reibung noch abgedämpft werden, sodass sie zeitlich abklingen und die Strömung laminar bleibt. (Tietjens 1970, 318) Mit zunehmenden Störungen geht die geordnete Bewegung der Fluidteilchen in eine ungeordnete, turbulente Bewegung der Fluidteilchen über. Solche Störungen können in Rohrströmungen durch den Rohreinlauf oder in wandnahen Gebieten durch Wandrauheiten oder Ungleichmäßigkeiten in einer Außenströmung ausgelöst werden. (Schlichting et al. 2006, 422)

Nach der Stabilitätstheorie wird eine laminare Strömung oberhalb einer kritischen Grenze instabil gegenüber Störungen. Diese Grenze wird durch die Reynolds-Zahl definiert. Oberhalb dieser kritischen Reynolds-Zahl können sich Verwirbelungen bilden und die Strömung wird zunehmend turbulent. In der Literatur wird für Rohrströmungen häufig ein kritischer Wert von etwa 2.300 angegeben. Untersuchungen von Avila et al. (2011, 195) zeigen hingegen, dass der Übergang von vorübergehenden zu dauerhaft stabilen turbulenten Strukturen bereits ab einem Schwellenwert von ≈ 2.040 einsetzt. Oberhalb dieses Wertes beginnen turbulente Strukturen, sich selbst zu verstärken und dauerhaft zu bestehen, anstatt nach einer gewissen Zeit zu zerfallen. Darüber hinaus treten bei Reynolds-Zahlen von ≥ 2.400 nicht nur einzelne Turbulenzstrukturen auf, sondern diese teilen sich, dehnen sich aus und verschmelzen miteinander. Dadurch durchdringen die turbulenten Strukturen zunehmend den gesamten Strömungsbereich, anstatt lokal begrenzt zu bleiben. Der Übergang von laminarer zu turbulenter Strömung erfolgt dabei nicht abrupt, sondern als ein mehrstufiger Prozess, abhängig von der Größe und Ausbreitung der turbulenten Bereiche. Gnielinski (1995, 241) definiert daher für die Wärmeübertragung drei Strömungsbereiche:

laminarer Bereich mit Reynolds-Zahlen unter 2.300,

Übergangsbereich mit Reynolds-Zahlen von 2.300 bis 10.000,

turbulenter Bereich mit Reynolds-Zahlen über 10.000.

Die Reynolds-Zahl berechnet sich aus dem Verhältnis der Trägheitskraft zur Reibungskraft, wobei mit steigenden Reynolds-Zahlen die Viskosität als innere Reibung zunehmend vernachlässigbar wird:

$$Re = \frac{u \cdot L}{\nu} = \frac{u \cdot r_{hy}}{\nu} \quad [2-1]$$

wobei:

Re Reynolds-Zahl in 1,

L charakteristische Länge in m,

ν kinematische Viskosität in m^2/s für die Mitteltemperatur,

u Strömungsgeschwindigkeit in m/s ,

r_{hy} hydraulischer Radius in m.

Turbulente Strömungen sind durch räumlich und zeitlich ungeordnete, unregelmäßige makroskopische Wirbelbewegungen gekennzeichnet. Diese Wirbel umfassen dabei eine breite Längenskala, die von der Größe des räumlichen Strömungsgebietes bis hin zu den kleinsten Wirbelstrukturen nahe einer Reynolds-Zahl von eins reicht (Rodi 1993, 9). Selbst die kleinsten Wirbel sind im Vergleich zu den molekularen Längenskalen groß, wodurch turbulente Strukturen in einem Kontinuum auftreten. Diese turbulenten Wirbel überlagern die gerichtete Grundströmung und führen zu einem verstärkten Massen- und Impulsaustausch, was eine starke Durchmischung und Energieverteilung innerhalb der Strömung bewirkt. (Miller 1986, 17) Die Eigenschaften turbulenter Strömungen haben bedeutende Auswirkungen auf zahlreiche technische Anwendungen und beeinflussen unter anderem den Druckabfall in Rohrleitungen, die Effizienz von Wärmeübertragern sowie die Ausbreitung von Stoffen in Fließgewässern.

In turbulenten Strömungen wird die kinetische Energie infolge der inneren Reibung in Wärme umgewandelt und schlussendlich in innere Energie dissipiert. Dies führt dazu, dass sich die Turbulenz fortlaufend abschwächt und durch Druckdifferenzen zwischen den großräumigen Wirbeln und der mittleren Bewegung der Strömung stetig neu angeregt werden muss (Herwig 2016, 84) Turbulente Strömungen erzeugen einen zusätzlichen Strömungswiderstand, der sich durch eine Wirbelviskosität (auch Scheinviskosität) einstellt. Während die molekulare Viskosität eine stoffspezifische Eigenschaft ist, wird die Wirbelviskosität als Impulsaustauschgröße durch die Intensität und Struktur der Turbulenz bestimmt (Rodi 1993, 11):

$$\nu_t \propto l \cdot u_t \quad [2-2]$$

wobei:

ν_t turbulente Wirbelviskosität in m^2/s ,

l turbulentes Längenmaß in m,

u_t turbulentes Geschwindigkeitsmaß in m/s, oft definiert als die Wurzel aus dem Mittelwert des Quadrats der Geschwindigkeitsfluktuationen in mindestens einer Geschwindigkeitskomponente (RMS = Root Mean Square):

$$u_t = \sqrt{\overline{u'^2}}.$$

Während in laminaren Strömungen keine Wirbelviskosität auftritt, übersteigt die Wirbelviskosität in turbulenten Strömungen die molekulare Viskosität signifikant, wodurch die innere Reibung in turbulenten Strömungen vernachlässigbar wird (Sigloch 2014, 93).

Die turbulente Energie wird zunächst von der Strömung auf große Wirbel übertragen und dann kaskadenartig auf immer kleinere Wirbel verteilt, bis die innere Reibung die Bildung weiterer kleiner Wirbel verhindert (Richardson 1922, 66). Die größten dieser Wirbel befinden sich auf der integralen Längenskala des Energiespektrums und entnehmen der Strömung kinetische Energie und wandeln diese in turbulente Energie um (Abbildung 2-1). Diese stark anisotropen Wirbel haben eine Ausdehnung, die sich an der charakteristischen Länge der Strömung, wie dem hydraulischen Durchmesser, orientiert. Die kleinsten Wirbel werden im Dissipationsbereich durch die Kolmogorov-Skala beschrieben. Diese isotropen Wirbel nehmen Energie von den größeren Wirbeln auf und zerfallen durch die molekulare Viskosität in Wärme.

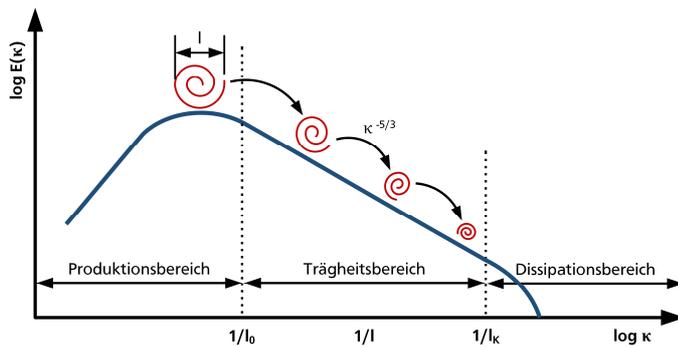


Abbildung 2-1: Schematische Darstellung der turbulenten Energiekaskade.

Das Energiespektrum wird in diesem Bereich ausgedrückt als (Panton 1996, 770):

$$E(\kappa) \propto \nu^{\frac{5}{4}} \cdot \varepsilon^{\frac{1}{4}} \quad [2-3]$$

wobei:

$E(\kappa)$ turbulentes Energiespektrum in m^3/s^2 ,

ν kinematische Viskosität in m^2/s ,

ε turbulente Dissipation in Wärme in m^2/s^3 .

Im dazwischenliegenden Trägheitsbereich übertragen die Wirbel kinetische Energie von den größeren Wirbeln auf die kleineren Wirbel. Diese Energiekaskade ist mit einer Wirbelstreckung verbunden, die eine zunehmende Rotationsgeschwindigkeit der Wirbel bei gleichzeitig abnehmendem Wirbeldurchmesser bewirkt. (Rodi 1993, 9) Das Energiespektrum im Trägheitsbereich folgt dem Kolmogorov-5/3-Gesetz, was sich in einer abnehmenden Energiedichte der Wirbel mit steigender Kreiswellenzahl äußert und für alle turbulenten Strömungen charakteristisch ist. Die Kreiswellenzahl beschreibt in turbulenten Strömungen die räumliche Dichte oder Frequenz von Wirbelstrukturen und gibt an, wie viele vollständige Zyklen oder Schwingungen pro Längeneinheit auftreten (Pope 2011, 189):

$$E(\kappa) \propto \kappa^{-\frac{5}{3}} \cdot \varepsilon^{\frac{2}{3}} \quad [2-4]$$

wobei:

κ Kreiswellenzahl in $1/\text{m}$, definiert als:

$$\frac{2 \cdot \pi}{l},$$

l integrale Wirbellänge in m .

Die Kolmogorov-Längenskala kann für die kleinste Wirbelausdehnung in turbulenten Strömungen mit der Dissipation und der Viskosität beschrieben werden (Kolmogorov 1991, 12):

$$l_K = \left(\frac{\nu^3}{\varepsilon}\right)^{\frac{1}{4}} \quad [2-5]$$

wobei:

l_K Kolmogorov-Längenskala für die kleinste Wirbelausdehnung in m .

Die kleinste Wirbelausdehnung skaliert gegenüber den größten Wirbelstrukturen in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl (Panton 1996, 770):

$$\frac{l_0}{l_K} = Re^{\frac{3}{4}} \quad [2-6]$$

wobei:

l_0 Längenskala der größten Wirbelausdehnung im Bereich der charakteristischen Länge der durchströmten Geometrie in m,

Re Reynolds-Zahl für isotrope Turbulenz in 1 nach Surek et al. (2014, 338) definiert als:

$$Re = \frac{\sqrt{w'^2} \cdot l_K}{\nu}$$

Für die meisten praktischen Anwendungen ist es ausreichend, die Mittelwerte der turbulenten Strömung zu kennen. Die angemessene Dauer für die Mittelwertbildung hängt von den Eigenschaften der turbulenten Wirbel in der Strömung ab. In Strömungen mit großen und langsamen Wirbeln ist eine längere Mittelungszeit erforderlich, um alle relevanten turbulenten Schwankungen zu erfassen. Im Gegensatz dazu kann bei Strömungen mit kleinen und schnellen Wirbeln eine kürzere Mittelungszeit angemessen sein. Die Strömungsgeschwindigkeit wie auch die Fluidtemperatur lassen sich jeweils als Summe eines Mittelwertes und einer fluktuierenden Komponente darstellen (Czernuszenko 1990, 125):

$$u = \bar{u} + u' \quad [2-7]$$

wobei:

u momentane Strömungsgeschwindigkeit in m/s,

\bar{u} zeitlicher Mittelwert der Strömungsgeschwindigkeit in m/s,

u' Geschwindigkeitsschwankung in m/s,

$$\vartheta = \bar{\vartheta} + \vartheta' \quad [2-8]$$

wobei:

ϑ momentane Fluidtemperatur in °C,

$\bar{\vartheta}$ zeitlicher Mittelwert der Fluidtemperatur in °C,

ϑ' Temperaturschwankung in °C.

2.1.2. Grenzschicht und Einlauflänge

In einer Strömung führen äußere Einflüsse zu Geschwindigkeitsunterschieden zwischen benachbarten Fluidschichten. Die innere Reibung des Fluids wirkt diesen Geschwindigkeitsunterschieden entgegen und führt sowohl innerhalb des Fluids als auch an der Grenzfläche zu angrenzenden Wänden zu Schubspannungen. Nach dem Newton'schen Zähigkeitsgesetz sind diese Schubspannungen proportional zum Geschwindigkeitsgradienten, der senkrecht zur Strömungsrichtung steht. Die dynamische Viskosität dient hierin als eine Proportionalitätskonstante für die innere Reibung des Fluids. (Kreith 2001, 236) Diese fundamentale Beziehung wird durch die folgende Gleichung dargestellt:

$$\tau = \eta \cdot \frac{du}{dy} \quad [2-9]$$

wobei:

τ Schubspannung in N/m²,

η dynamische Viskosität in N·s/m²,

$\frac{du}{dy}$ Geschwindigkeitsgradient senkrecht zur Strömungsrichtung in s⁻¹.

Obwohl die wandnahe Strömung nur einen kleinen Teil der Gesamtströmung ausmacht, hat sie einen wesentlichen Einfluss auf die Strömungswiderstände und die Geschwindigkeitsverteilung in der Strömung. Prandtl (1961, 577) unterscheidet zwischen einer reibungsfreien Außenströmung und einer dünnen, reibungsbehafteten Strömungsgrenzschicht an der Wand. In dieser Übergangsschicht kommt die Strömung aufgrund der Haftbedingung an der Wand zum Stillstand und bremst dadurch die angrenzenden Fluidteilchen, was sich auf die Bewegung der weiter entfernten Fluidschichten auswirkt und mit zunehmenden Wandabstand nachlässt (Cengel 2007, 339). In der Strömungsgrenzschicht steigt die Strömungsgeschwindigkeit vom Wert null an der Wand auf 99 % der unbeeinflussten Außenströmung an (Schlichting et al. 2006, 28).

Die Abbildung 2-2 veranschaulicht, wie sich die Strömungsgrenzschicht an einer unendlich dünnen, ebenen Platte entwickelt. Mit zunehmender Entfernung von der Plattenkante wächst die Dicke der laminaren Grenzschicht, da stetig mehr Fluidteilchen vom Einfluss der Wandhaftung erfasst werden. Die Dicke der Grenzschicht ist umgekehrt proportional zur Reynolds-Zahl und direkt proportional zur Viskosität des Fluids, was darauf hinweist, dass die Grenzschichtdicke mit höherer Strömungsgeschwindigkeit und mit geringerer Viskosität abnimmt (Baehr et al. 2013, 357). Die Dicke der laminaren Grenzschicht berechnet sich für eine unendlich dünne, ebene Platte mit:

$$\delta_l \approx 5 \cdot \frac{x}{\sqrt{Re_x}} \quad [2-10]$$

wobei:

δ_l laminare Grenzschichtdicke in m,

x Entfernung zur Plattenkante in m,

Re_x Reynolds-Zahl mit:

$$Re_x = \frac{u_\infty \cdot x}{\nu}$$

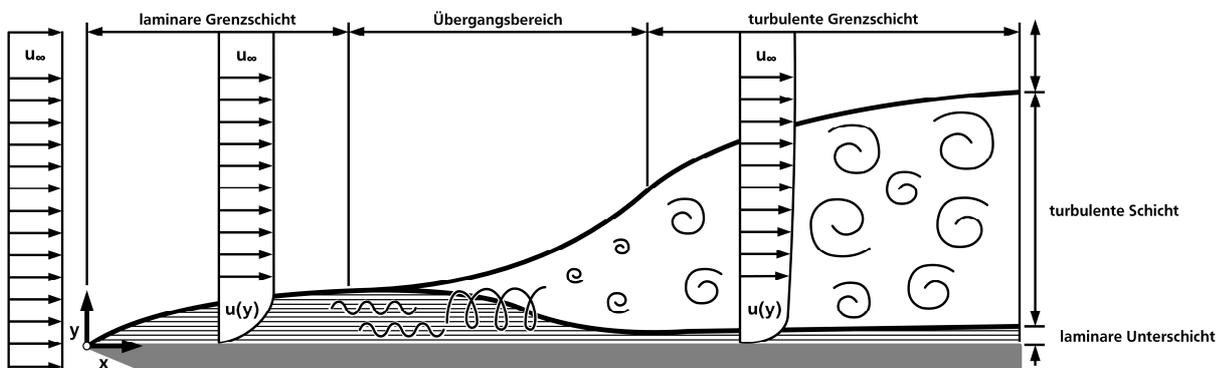


Abbildung 2-2: Entwicklung der Strömungsgrenzschicht an einer ebenen Platte nach White (1991, 376) und nach Marek et al. (2019, 187).

Zu Beginn wird die Strömung von der inneren Reibung dominiert und es bildet sich eine laminare Grenzschicht. Mit zunehmender Entfernung von der Plattenkante wird diese laminare Strömung instabil. Es entstehen Störwellen, die sich überlagern und Wirbel bilden, die schließlich in eine turbulente Grenzschicht übergehen. In der turbulenten Grenzschicht verstärkt sich der Impulsaustausch zwischen den Fluidteilchen, was zu einem steileren Geschwindigkeitsgradienten in Wandnähe mit einem erhöhten Reibungswiderstand führt. (Truckenbrodt 1968, 448) Die turbulente Grenzschicht enthält stets eine laminare Unterschicht an der Wand, in der die Strömung nahezu zum Stillstand kommt und die inneren Reibungskräfte dominieren. Mit zunehmender Lauflänge steigt die Dicke der laminaren Unterschicht langsam an und mit

steigender Reynolds-Zahl nimmt der Anteil an der turbulenten Grenzschicht ab. (Schlichting et al. 2006, 34)

Besteht zwischen einer Wand und der ungestörten Außenströmung zudem ein Temperaturunterschied, bildet sich eine thermische Grenzschicht aus. Innerhalb dieser Schicht ändert sich die Temperatur des Fluids von der Wandtemperatur hin zur Temperatur der Außenströmung. Die Fluidteilchen an der Wand tauschen Wärme mit den benachbarten Fluidteilchen aus, bis ihre Temperatur nahezu der Wandtemperatur entspricht, wodurch ein Temperaturgradient entsteht. (Cengel 2007, 341) Dieser Gradient bewirkt einen Wärmestrom in Richtung der niedrigeren Temperatur, wobei der Gradient nahe der Wand am stärksten ist und mit zunehmender Entfernung von der Wand abnimmt.

Die Dicke der thermischen Grenzschicht ist definiert als der Wandabstand, an dem das Temperaturverhältnis zwischen der Wand und der Außenströmung den 0,99 erreicht (Incropera et al. 2013, 380):

$$\frac{\vartheta_0 - \vartheta(y)}{(\vartheta_0 - \vartheta_\infty)} = 0,99 \quad [2-11]$$

wobei:

ϑ_0 Wandtemperatur in °C,

$\vartheta(y)$ Fluidtemperatur im Wandabstand y in °C,

ϑ_∞ Temperatur der Außenströmung in °C.

Eine anfangs konstante Geschwindigkeitsverteilung am Rohreinlauf entwickelt sich infolge der Haftbedingung an der Rohrwand mit zunehmender Rohrlänge allmählich zu einem ausgebildeten Geschwindigkeitsprofil (Abbildung 2-3). Unmittelbar mit dem Eintritt der Strömung in das Rohr bildet sich an der Rohrwand eine reibungsbehaftete Grenzschicht, die mit fortschreitender Rohrlänge einen immer größeren Anteil der Strömung einnimmt. Die noch nicht von der Grenzschicht erfasste, annähernd reibungsfreie Kernströmung wird durch die Verdrängungswirkung der Grenzschicht und die Massenerhaltung beschleunigt. Sobald die Grenzschichten in der Rohrmitte zusammenwachsen, wird die Strömung über den gesamten Strömungsquerschnitt von der Reibung beeinflusst. An diesem Punkt schließt sich das vollausbildete Geschwindigkeitsprofil an, das sich allmählich einem stationären Zustand annähert und in Strömungsrichtung unverändert bleibt, sofern die Abweichung von dem stationären Zustand nur noch 1 % beträgt. Die zurückgelegte Entfernung, bis die Strömung diesen Zustand erreicht, wird durch die hydrodynamische Einlauf­länge beschrieben.

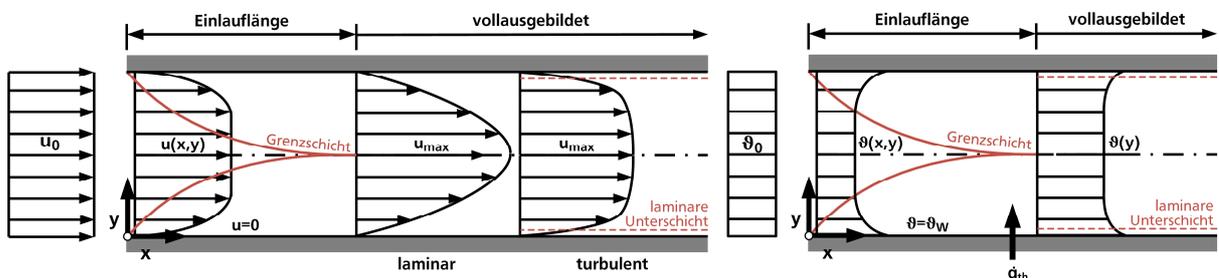


Abbildung 2-3: Hydrodynamische Einlauf­länge bis zum einem vollausbildeten laminaren und turbulenten Geschwindigkeitsprofil (links) und thermische Einlauf­länge bis zu einem ausgebildeten Temperaturprofil nach Marek et al. (2019, 189) und nach Truckenbrodt (1968, 193).

Die hydrodynamische Einlauf­länge variiert mit einer laminaren oder turbulenten Strömung. In einer turbulenten Rohrströmung bewirken die turbulenten Schwankungen einen intensiven Impulsaustausch quer zur Strömungsrichtung, was im Vergleich zur laminaren Rohrströmung zu

einem gleichmäßigeren, logarithmischen Geschwindigkeitsprofil führt. Innerhalb der Grenzschicht steigt die Strömungsgeschwindigkeit schnell an und bleibt in der Kernströmung nahezu konstant. Der steile Anstieg der Strömungsgeschwindigkeit erfolgt überwiegend innerhalb der laminaren Unterschicht. Bei einer laminaren Rohrströmung überwiegt die innere Reibung, was eine geordnetere Bewegung der Fluidteilchen bewirkt. Daher bildet sich nach der zurückgelegten Einlaufänge eine parabolische Geschwindigkeitsverteilung aus. (Truckenbrodt 1968, 198)

Die Entwicklung des Geschwindigkeitsprofils infolge der Wandreibung und die Beschleunigung der Kernströmung führen im Bereich der hydrodynamischen Einlaufänge zu einem zusätzlichen Druckabfall. Dieser Druckabfall lässt sich mit der Bernoulli-Gleichung berechnen (Glück 1988, 89):

$$\Delta p = \lambda_R \cdot \frac{\rho}{2} \cdot u^2 \cdot \frac{L}{d_i} \quad [2-12]$$

wobei:

Δp Druckverlust in Pa,

λ_R Reibungsbeiwert in 1, für laminare Rohrströmungen nach Hagen-Poiseuille mit $\lambda_R = \frac{64}{Re}$ und für turbulente, glatte Rohrströmungen nach Blasius mit $\lambda_R = \frac{0,3164}{Re^{1/4}}$,

L Rohrlänge in m,

d_i Innendurchmesser in m.

Für eine vollausgebildete laminare Strömung in kreisförmigen Rohren beschreibt das Hagen-Poiseuille-Gesetz den Volumenstrom als (Truckenbrodt 1968, 197):

$$Q = \frac{\pi \cdot r_i^4 \cdot \Delta p}{8 \cdot \eta \cdot L} \quad [2-13]$$

wobei:

Q Volumenstrom in m³/s,

r_i Innenradius in m.

Durch das Einsetzen des Druckabfalls aus der Bernoulli-Gleichung in das Hagen-Poiseuille-Gesetz wird ersichtlich, dass die hydrodynamische Einlaufänge bei laminaren Rohrströmungen von der Reynolds-Zahl und dem Rohrradius abhängt. In turbulenten Strömungen hingegen ist der Einfluss der Reynolds-Zahl auf die Entwicklung des Geschwindigkeitsprofils von geringer Bedeutung. Nach Kleuker et al. (1993, 9) wird die hydrodynamische Einlaufänge in turbulenten Strömungen mit der Grenzschichttheorie für längs angeströmte ebene Platten und dem Widerstandsgesetz nach Blasius für glatte Rohre angenähert. Empirische Gleichungen zur Bestimmung der hydrodynamischen Einlaufänge für Rohrströmungen sind in Tabelle 2-1 aufgeführt. Liegen in Strömungsrichtung keine konstanten Verhältnisse vor, wird die Entwicklung einer ausgebildeten Strömung verhindert. Dies gilt insbesondere für Rohrleitungen mit vielen aufeinanderfolgenden Krümmern oder für Fälle, in denen sich die Strömungsquerschnitte verengen oder erweitern.

Tabelle 2-1: Empirische Gleichungen für die hydrodynamische Einlauflänge von Rohrströmungen.

Laminare Rohrströmungen		Turbulente Rohrströmungen	
$\frac{L_{hy}}{d_i} = a \cdot Re$ [2-14] mit: $a = 0,028$ $a = 0,050$ $a = 0,058$ $a = 0,060$	Schiller (1922) Kays (1966) Stephan (1959) Tietjens (1970)	$\frac{L_{hy}}{d_i} = a$ [2-15] mit: $a = 50$ $a = 60$ $a = 35$	Jirka (2007) Oertel (2012) Nikuradse (1931)
$\frac{L_{hy}}{d_i} = \frac{0,6}{1+0,056 \cdot \frac{Re}{0,6}} + 0,056 \cdot Re$ [2-16]	Herwig (2016)	$\frac{L_{hy}}{d_i} = 4,4 \cdot Re^{\frac{1}{6}}$ [2-17]	Herwig (2016)
		$\frac{L_{hy}}{d_i} = 1,4 \cdot Re^{\frac{1}{4}}$ [2-18]	Kleuker et al. (1993)

Tritt eine Strömung mit einer konstanten Temperatur in ein Rohr ein und weicht die Wandtemperatur von der Fluidtemperatur ab, so wird das Fluid entweder erwärmt oder abgekühlt. Es bildet sich eine zunächst dünne wandnahe Temperaturgrenzschicht aus, die mit zunehmender Rohrlänge anwächst und in der Rohrachse zusammenwächst (Abbildung 2-3). An diesem Punkt schließt sich das vollausgebildete Temperaturprofil an, das sich in Strömungsrichtung nicht mehr ändert. Eine Strömung gilt als thermisch ausgebildet, sobald der Endwert der Nußelt-Zahl bis auf 1 % des stationären Endwerts erreicht ist (Baehr et al. 2013, 413) oder die Fluidtemperatur an der Rohrachse um 1 % von der Anfangstemperatur abweicht (Stephan 1959, 775). In laminaren Rohrströmungen ist die thermische Einlauflänge abhängig von der Reynolds-Zahl und der Prandtl-Zahl (Kays 1966, 125):

$$\frac{L_{th}}{d_i} = 0,05 \cdot Re \cdot Pr \quad [2-19]$$

wobei:

Pr Prandtl-Zahl in 1 (vgl. Kapitel 2.2.3).

Die Viskosität eines Fluids variiert mit dessen Temperatur, was sich wiederum auf die Strömung auswirkt. Das Temperatur- und Geschwindigkeitsprofil einer Rohrströmung müssen daher gekoppelt betrachtet werden. Für Berechnungen des Wärmeübergangs in turbulente Rohrströmungen gilt bereits nach einer Einlauflänge von $L_{hy,t} \approx L_{th,t} \approx 10 \cdot d_i$ das Geschwindigkeitsprofil als nahezu ausgebildet, da die Abweichungen vom stationären Zustand die Wärmeübergangskoeffizienten kaum noch beeinflussen. (Baehr et al. 2013, 411) Weiterhin stellen Baehr et al. (2013, 361) fest, dass, sobald die Strömung thermisch ausgebildet ist, die flächenbezogene Wärmeübertragungsleistung aufgrund der abnehmenden Temperaturdifferenz zwischen Wand und Fluid nicht beliebig gesteigert werden kann, indem der Strömungsweg verlängert wird.

2.1.3. Tauchstrahl

Strömt Wasser aus einer Öffnung in einen Wasserkörper bildet sich ein Tauchstrahl aus, der durch die innere Reibung des Wassers und die unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten zum umgebenden Wasserkörper einen seitlichen Impulsaustausch erfährt. Dieser Impulsaustausch initiiert turbulente Diffusions- und Austauschvorgänge, die dem Tauchstrahl kontinuierlich Wasser aus der Umgebung zuführen und in Strömungsrichtung eine Verbreiterung des Tauchstrahls bewirken. (White 1991, 472) Mit dem Zustrom von Wasser aus der Umgebung nimmt der Volumenstrom zu, während die Strömungsgeschwindigkeit abnimmt. Dieser Prozess ist von einer Umwandlung der kinetischen Energie des Strahlimpulses begleitet, wobei die an-

fängliche Energie bereits kurz nach dem Austritt in den Wasserkörper überwiegend umgewandelt wird und eine Vergleichmäßigung der unterschiedlichen Geschwindigkeitsbereiche stattfindet. (Kraatz et al. 2015, 291; Schlichting et al. 2006, 126)

Die Ausbreitung des Tauchstrahls kann entweder als freier Strahl oder in einem begrenzten Raum stattfinden. Bei endlicher Ausdehnung des Wasserkörpers wird diese Ausbreitung durch einen Wasserspiegel, eine Wand oder eine Sohle begrenzt, was zu einer Strahlumlenkung oder zu seiner weiteren Ausbreitung als Wandstrahl führt. Diese Begrenzungen können Sekundärströmungen in Form von Rückströmungen bewirken, die eine Umwandlung der kinetischen Energie des Tauchstrahls begünstigen. Entsprechend der Form des Austrittsquerschnitts werden ebene, kreisrunde oder einseitig anliegende Tauchstrahle unterschieden. (Kraatz 1975, 30) In dieser Arbeit wird ein stationärer, kreisrunder Tauchstrahl mit vernachlässigbaren Dichteunterschiede zum ruhenden Wasserkörper behandelt, der eine begrenzte Strahlausbreitung aufweist.

Der Diffusionswinkel eines Tauchstrahls beschreibt, wie sich der Strahl mit zunehmender Entfernung von seiner Austrittsöffnung ausbreitet und mit dem umgebenden Wasser vermischt (Abbildung 2-4). Während der äußere Diffusionswinkel den Strahlrand zum umgebenden Wasserkörper definiert, begrenzt der innere Diffusionswinkel die Länge des Strömungskerns, in der die Austrittsgeschwindigkeit weitgehend erhalten bleibt. Aufgrund unterschiedlicher Anfangsturbulenz am Strahlaustritt variieren die inneren Diffusionswinkel von 4 bis 5,5° und die äußeren Diffusionswinkel von 12 bis 16°. (Kraatz 1975, 36) Die Kernzonenlänge lässt sich wie folgt berechnen:

$$x_0 = \frac{1}{2 \cdot f_x} \cdot D_0 \quad [2-20]$$

wobei:

x_0 Kernzonenlänge in m,

D_0 Durchmesser der Austrittsöffnung in m,

f_x empirische Konstante in 1, die vom inneren Diffusionswinkel abhängig ist. Für den kreisrunden Tauchstrahl gibt Kraatz (1975, 37) einen Richtwert von 0,08065 an.

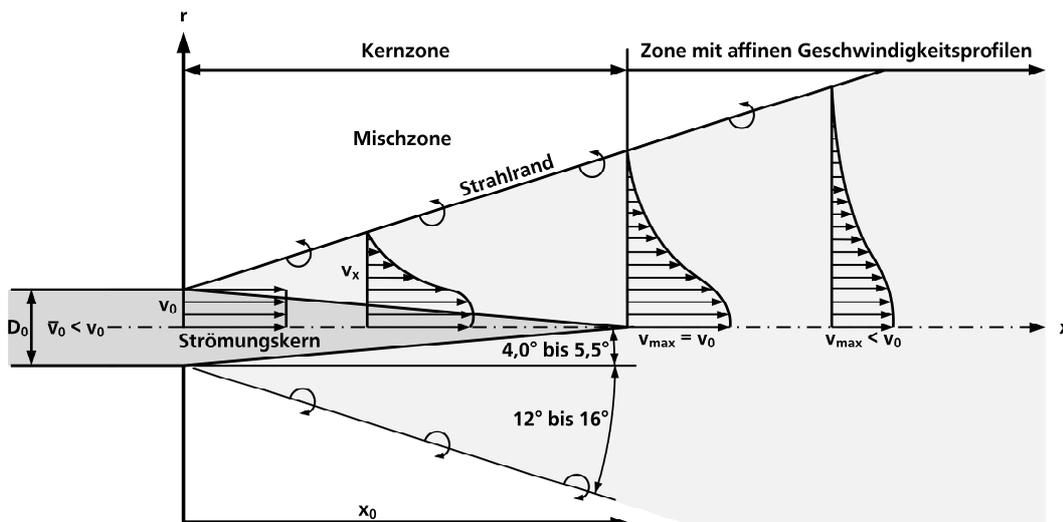


Abbildung 2-4: Schematische Darstellung der Ausbreitung eines Tauchstrahls nach Kraatz et al. (2015, 301).

In der Nähe des Strahlaustritts bewirkt eine Sogwirkung eine lokale Absenkung des Wasserspiegels. Bei ausreichender Wasserüberdeckung ist der Tauchstrahl unabhängig von der Froude-Zahl und die Wasserspiegelabsenkung kann durch nachströmendes Wasser ausgeglichen wer-

den. Eine angemessene Wasserüberdeckung verhindert eine übermäßige Wasserspiegelabsenkung, die ansonsten zur Selbstbelüftung des austretenden Tauchstrahls führen könnte (Kraatz 1975, 47). Die Wasserspiegelabsenkung lässt sich wie folgt berechnen:

$$\Delta z = h - \sqrt{h^2 - 2 \cdot Fr_0^2 \cdot \frac{D_0}{b} \cdot \left(A_0 - \frac{A_0^2}{A} \right)} \quad [2-21]$$

wobei:

Δz Wasserspiegelabsenkung in m,

h Ruhewasserspiegel in m,

Fr_0 Froude-Zahl in 1 mit:

$$Fr_0 = \frac{\bar{v}_0}{\sqrt{g \cdot D_0}},$$

A_0 Austrittsquerschnitt in m^2 ,

A Strömungsquerschnitt in m^2 ,

\bar{v}_0 mittlere Austrittsgeschwindigkeit des Tauchstrahls in m/s.

In Abbildung 2-5 ist ein Tauchstrahl abgebildet, der auf eine Wand trifft und durch die Strömungsumlenkung an der Wasseroberfläche eine Schwallbildung verursacht. Die Schwallhöhe kann mithilfe eines empirischen Diagramms in Kraatz et al. (2015, 352) ermittelt werden und ist im Wesentlichen eine Funktion des Austrittsdurchmessers, der Beckenlänge, der Beckenbreite sowie der Wasserüberdeckung über der Strahlachse:

$$a = f\left(\frac{L}{D_0}, \frac{b}{D_0}, \frac{z}{D_0}\right) \cdot \frac{v_0^2}{2 \cdot g} \quad [2-22]$$

wobei:

a Schwallhöhe in m,

L Beckenlänge in m,

b Beckenbreite in m,

z Wasserüberdeckung der Strahlachse in m,

v_0 Austrittsgeschwindigkeit des Tauchstrahls in m/s.

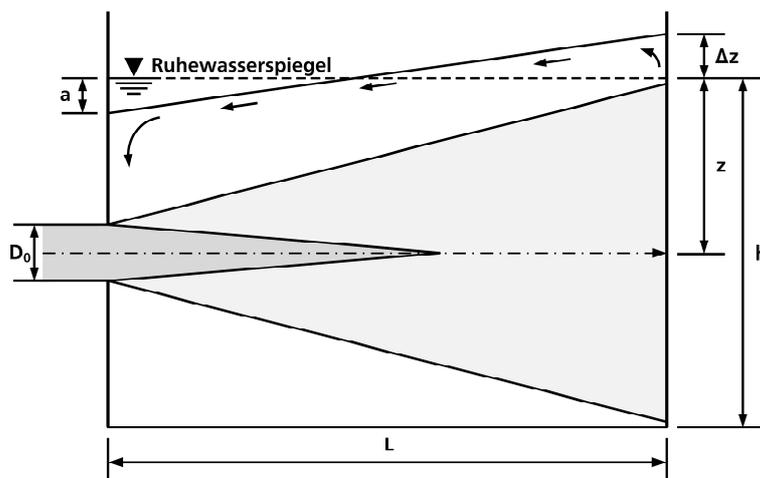


Abbildung 2-5: Darstellung eines kreisrunden Tauchstrahls im begrenzten Raum nach Kraatz et al. (2015, 349).

2.1.4. Strömungsvergleichmäßigung

Störungen in Rohrströmungen können durch verschiedene Elemente wie Rohrbögen, Diffusoren, Drosselarmaturen oder die radiale Beschleunigung durch Pumpen verursacht werden. Diese Störquellen können nicht nur einzeln wirken, sondern sich auch überlagern und ihre Wirkung gegenseitig verstärken. (Tollmien et al. 1961, 1314) Damit Messdaten und Beobachtungen nicht durch drallbehaftete und ungleichmäßige Strömungen verfälscht werden, sollten Einlaufstrecken vorgeschaltet werden, um die Entwicklung eines vollausgebildeten Geschwindigkeitsprofils zu ermöglichen. Sind die häufig sehr großen Einlaufängen praktisch nicht umsetzbar, können die benötigten Längen durch den Einbau von Sieben, Strömungsgleichrichtern oder einer Kombination beider verringert werden. (Bohl et al. 2013, 410)

Siebe können räumliche Unterschiede im Geschwindigkeitsprofil ausgleichen, turbulente Strömungen dämpfen und Schräganströmungen zur Siebnormalen umlenken. Als Strömungswiderstände verursachen Siebe einen Druckabfall, der proportional zum Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit ist. Folglich nimmt der örtliche Widerstand mit steigender Strömungsgeschwindigkeit zu (Abbildung 2-6). Diese variierenden Widerstände tragen zu einer Angleichung des Geschwindigkeitsprofils bei, was eine räumliche Vergleichmäßigung der Strömung hinter dem Sieb zur Folge hat. (Eckelmann 1997, 288) Der Druckverlust durch das Sieb lässt sich mit der folgenden Formel berechnen:

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot u^2 \quad [2-23]$$

wobei:

ξ Druckverlustkoeffizient des Siebs in 1,

u Anströmgeschwindigkeit in m/s.

Geeignete Siebe wie Rechen, perforierte Platten, Drahtnetze und Metallwaben werden hinsichtlich ihrer Wirksamkeit durch den Druckverlustkoeffizienten charakterisiert. Scheiman et al. (1981, 640) definieren den Druckverlustkoeffizienten von Sieben in Abhängigkeit von der Sieb-Reynolds-Zahl:

$$\xi = \xi_0 + \frac{55,2}{Re_{Sieb}} \quad [2-24]$$

wobei:

ξ_0 Grundwert des Druckverlustkoeffizienten in 1, berechnet mit:

$$\xi_0 = \left(\frac{1-0,95\beta}{0,95\beta} \right)^2,$$

β Porosität des Siebs in 1, erhalten mit:

$$\beta = \left(1 - \frac{s}{w} \right)^2,$$

s Drahtdurchmesser in m,

w Maschenweite in m,

Re_{Sieb} Sieb-Reynolds-Zahl in 1, nach Farell et al. (1992, 5) berechnet mit:

$$Re_{Sieb} = \frac{1}{\beta} \cdot Re.$$

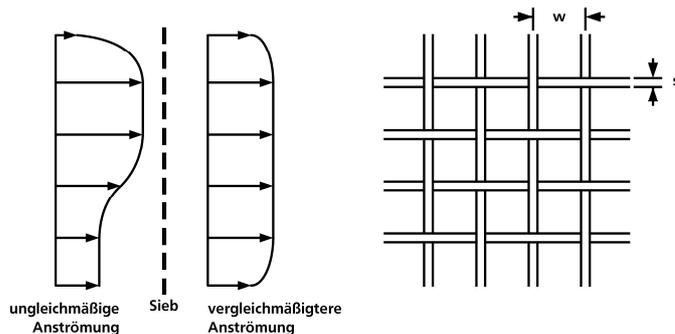


Abbildung 2-6: Ausgleich räumlicher Abweichungen im Geschwindigkeitsprofil durch ein Sieb (links) und schematisches Siebraster mit Drahtdurchmesser s und Maschenweite w (rechts) nach Eckelmann (1997, 290).

Siebe mit Druckverlustkoeffizienten von 2 können nahezu alle longitudinalen Schwankungen der mittleren Strömungsgeschwindigkeiten um den Faktor $f_{long} = 1,1/(1 + \zeta)$ signifikant reduzieren (Mehta et al. 1979, 445). Die lateralen Schwankungen werden dagegen um den Faktor $f_{lat} = 1,1/(\sqrt{1 + \zeta})$ abgeschwächt (Batchelor 1967, 60). Siebe sollten eine Porosität von über 0,57 aufweisen, um Turbulenz effektiv zu verringern. Bei niedrigeren Porositäten können sich im Siebnachlauf instabile Teilströmungen zufällig überlagern und Längswirbel erzeugen. (Bradshaw et al. 1964, 30) Mit zunehmendem Strömungswiderstand wird die Geschwindigkeitsverteilung hinter dem Sieb gleichmäßiger, zugleich neigen Siebe mit Druckverlustkoeffizienten über 3 durch kleinste Abweichungen im Siebraster zu starken lokalen Veränderungen, die zu großen Geschwindigkeitsunterschieden führen können.

Eine gestaffelte Anordnung mehrerer Siebe mit niedrigeren Druckverlustkoeffizienten fördert eine gleichmäßigere Geschwindigkeitsverteilung und vermeidet zugleich die Bildung von instabilen Teilströmungen oder Längswirbeln, die bei einem einzelnen Sieb mit hohem Druckverlustkoeffizienten entstehen können. (Tollmien et al. 1961, 1315)

$$\frac{1}{(1+\xi)^n} < \frac{1}{1+n \cdot \xi} \quad [2-25]$$

wobei:

n Anzahl der Siebe in 1.

Der optimale Abstand zwischen den Sieben sollte auf die Lauflänge der kleinskaligen Eigenturbulenz abgestimmt sein, welche aufgrund der inneren Reibung relativ schnell zerfällt. Dieser Abstand kann bis zum 500-fachen der Maschenweite der Siebe betragen (Batill et al. 1989, 35) oder dem 0,2-fachen Durchmesser der Vorkammer entsprechen (Mehta et al. 1979, 447).

Gleichrichter kanalisieren und richten die Strömung in parallele Teilströme aus, um laterale Schwankungen der mittleren Strömungsgeschwindigkeit sowie größere Wirbel und einen Strömungsdrall zu reduzieren (Tollmien et al. 1961, 1313). Die gängigen Arten von Strömungsgleichrichtern umfassen quadratische Kanäle, Rohrbündel oder Honigwabenstrukturen und sind in Abbildung 2-7 dargestellt.

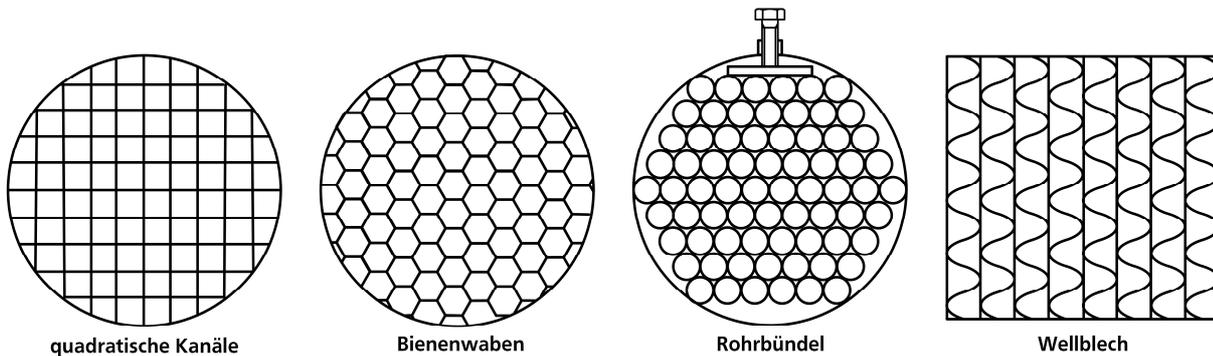


Abbildung 2-7: Gängige Arten von Strömungsgleichrichtern nach Tollmien et al. (1961, 1313).

Gleichrichter können durch Instabilitäten in der Nachlaufströmung ihrer Kanäle kleinskalige turbulente Verwirbelungen erzeugen, deren Längenabmessungen der Größe der Gleichrichterzellen entsprechen (Farell et al. 1992, 2). Insbesondere bei einer unvollständig ausgebildeten laminaren Strömung innerhalb der Gleichrichterkanäle können sich im Nachlauf langlebigere turbulente Verwirbelungen entwickeln, die sich als Störungen bis in den Untersuchungsbereich auswirken können. Daher sollte eine Kanalweite gewählt werden, bei der gerade noch turbulente Bedingungen in der Teilströmung zu erwarten sind, um die unterdrückten turbulenten Schwankungen im Vergleich zur Eigenturbulenz zu maximieren. (Mehta et al. 1979, 447) Daher begrenzt die Auslegung des Gleichrichters den minimalen Durchfluss, unterhalb dessen im Gleichrichter die kritische Reynolds-Zahl unterschritten wird und sich eine laminare Durchströmung einstellt (Schütz 2013, 856). Bei der Gestaltung von Gleichrichtern ist die Kontur und die Kanalweite insofern vernachlässigbar, als dass die kleinste Längenausdehnung der lateralen Schwankungen unterschritten wird. Werden keine Siebe nachgeschaltet, sollten kleinere Kanalweiten verwendet werden, damit die kleinskaligen Schwankungen im Nachlauf schneller dissipieren können. (Bradshaw et al. 1964, 32)

Die Länge eines Gleichrichterkanals entspricht häufig der sechs- bis achtfachen Kanalweite, während die Durchlässigkeit typischerweise einen Wert von etwa 0,8 erreicht. Aus diesen Werten ergibt sich ein Druckverlust-Koeffizient von etwa 0,5. (Barlow et al. 1999, 90) Standardisierte Strömungsgleichrichter können von diesen Angaben abweichen und orientieren sich zu meist am Rohrdurchmesser. Weitere Gestaltungsempfehlungen sind in Abbildung 2-2 aufgeführt. Um eine hohe Wirksamkeit zu gewährleisten, sollten die Kanalwände möglichst dünn, aber dennoch ausreichend stabil sein (DIN EN ISO 5167-1 2004, 27).

In Wasserkanälen neigen Siebe aufgrund der relativ hohen dynamischen Drücke zu Schwingungen, die zu starken Wirbelablösungen in der Strömung führen. Daher werden Siebe vorwiegend bei Luftströmungen eingesetzt. (Farell et al. 1992, 1) Gleichrichter hingegen können in Wasserkanälen effektiver als Siebe laterale Schwankungen reduzieren, sofern sie so dimensioniert sind, dass sich in den Teilströmen eine vollständig ausgebildete turbulente Strömung entwickeln kann (Lumley 1964, 218). Bei einem großen Längen-zu-Durchmesser-Verhältnis neigen die kleinskaligen Teilströme im Nachlauf eines Gleichrichters dazu, schneller zu dissipieren als die periodischen Wirbelablösungen hinter Sieben (Eckelmann 1997, 331).

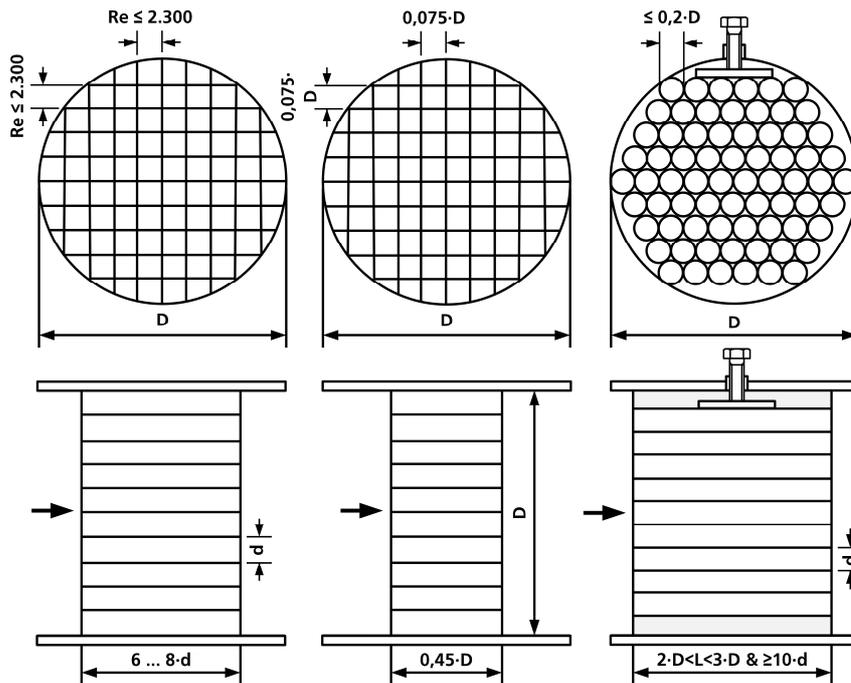


Abbildung 2-8: Bemessungshinweise für Wind- und Wasserkanäle (links) und für normierte Strömungsgleichrichter (mittig, rechts) nach DIN EN ISO 5167-1 (2004) und PTB TR G 13 (2015).

Strahlenbündel, die aus mehreren Öffnungen parallel austreten wie beim Durchströmen von Lochplatten oder den Rohrbündeln eines Wärmeübertragers, überlagern sich nach einem bestimmten Abstand von den Austrittsöffnungen und bilden ein gemeinsames Strömungsfeld. In der Primärstrahlzone kann das Verhalten eines Einzelstrahls innerhalb des Strahlenbündels analog zu Tauchstrahlen beschrieben werden. Am Ende dieser Zone fließen die Einzelstrahlen zusammen und am Ende dieser Zone bildet sich ein Bereich mit konstanter Strömungsgeschwindigkeit. Hier beginnt die Kernzone des Sekundärstrahls, die durch die Überlagerung der Einzelstrahlen entsteht. (Huesmann 1966b, 293)

In der Primärstrahlzone wird am Rand des Strahls Wasser aus den Zwischenräumen zwischen den Strahlreihen mitgerissen, welches aus dem umgebenden Bereich zuströmt. Die Saugwirkung der Einzelstrahlen führt zu Unterdruckgebieten zwischen den Strahlreihen, was eine frühzeitige Vereinigung der Strahlen zur Folge hat. Zudem entstehen in den Gebieten zwischen den Einzelstrahlen gegenläufige Wirbel, die eine Rückströmungszone bilden. (Huesmann 1966b, 295) Die Länge der Primärstrahlzone erreicht nach Huesmann (1966b, 297) eine Größenordnung von:

$$x_p = 1,8 \dots 3,0 \cdot (d_L - t) \quad [2-26]$$

wobei:

- x_p Länge der Primärstrahlzone in mm,
- d_L Lochdurchmesser des Lochblechs in mm,
- t Lochteilung in mm.

Am Anfang der Sekundärstrahlzone bildet sich eine Kernzone mit konstanter Strömungsgeschwindigkeit entlang der Strahlachse aus, wobei die Länge der Kernzone mit der zunehmenden Anzahl von Primärstrahlen zunimmt. Der Übergang von der Mischzone zur Sekundärstrahlzone lässt sich nach Huesmann (1966b, 297) wie folgt berechnen:

$$x_m = 14 \cdot d_L \quad [2-27]$$

wobei:

x_m Länge der Mischzone in mm.

Hat der Abstand der äußeren Strahlreihe zur Kanalwand eine vergleichbare Größenordnung wie die Teilung, verhindert die begrenzende Wand einen Zustrom aus dem Randgebiet, sodass sich zwischen der äußeren Strahlreihe und der Kanalwand ein weiteres Wirbelgebiet ausbildet. Dies verhindert die Ausbildung eines Sekundärstrahls. (Huesmann 1966b, 297)

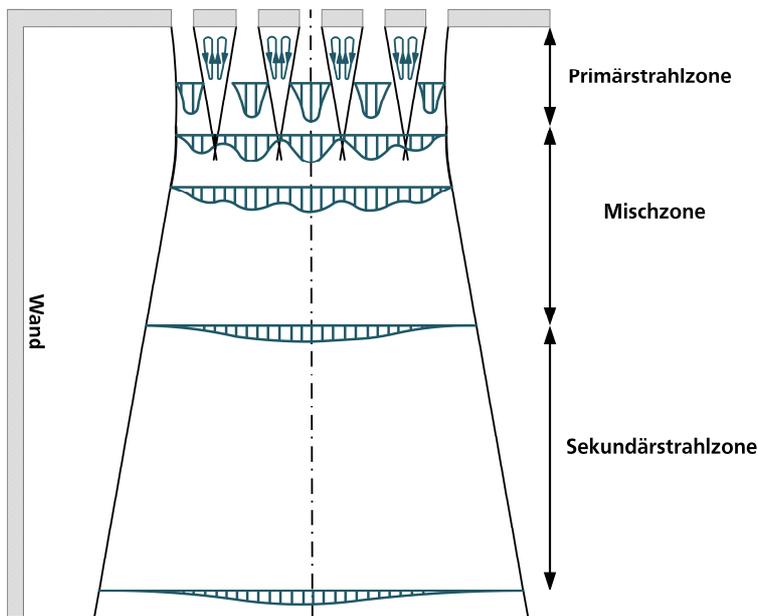


Abbildung 2-9: Geschwindigkeitsprofile in den Zonen eines Strahlenbündels nach Huesmann (1966b, 295).

Das Verhältnis von Plattendicke zu Lochdurchmesser beeinflusst die Strömungsformen beim Durchströmen der Lochkanäle auftreten, was sich auf den Gesamtdruckverlust auswirkt (Abbildung 2-10). Die Anwendung der Bernoulli-Gleichung ermöglicht die Berechnung des Gesamtdruckverlustes durch Geschwindigkeitsunterschiede vor und hinter einem Lochblech (Huesmann 1966a, 877):

$$p_1 + \frac{\rho \cdot v_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho \cdot v_2^2}{2} + \Delta p_v \quad [2-28]$$

wobei:

- p_1 statischer Druck vor dem Lochblech in Pa,
- v_1 Strömungsgeschwindigkeit vor dem Lochblech in m/s,
- p_2 statischer Druck hinter dem Lochblech in Pa,
- v_2 Strömungsgeschwindigkeit hinter dem Lochblech in m/s,
- Δp_v Druckverlust des Lochblechs in Pa.

Die Umformung der Gleichung lässt sich der Druckverlust nach Huesmann (1966a, 877) folgendermaßen ausdrücken:

$$\Delta p_v = \xi \cdot \frac{\rho \cdot v_L^2}{2} \quad [2-29]$$

wobei:

v_L mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Lochkanal in m/s mit:

$$v_L = \frac{Q}{(n \cdot F_L)}$$

F_L Lochquerschnitt in m²,

n Anzahl der Löcher in 1.

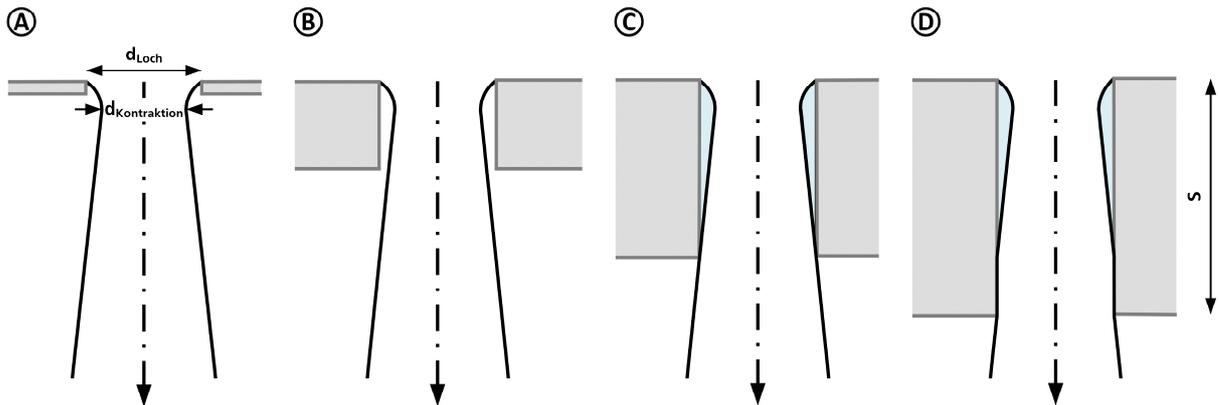


Abbildung 2-10. Strömungsformen beim Durchströmen eines Loches in einer senkrecht angeströmten Platte mit: Ⓐ scharfkantige Platte mit $s/d \ll 1$ und gekennzeichnet durch Austrittsstoßverluste Ⓑ Kontraktionsverluste im Lochkanal und Austrittsstoßverluste Ⓒ Strahlaufweitung, die sich am Austrittsquerschnitt anlegt und Ⓓ Strahlaufweitung im Lochkanal, die zu Reibungsverlusten führt. Nach Huesmann (1966a, 877).

Bei einem sehr kleinen Verhältnis von Plattendicke zu Lochdurchmesser erfolgt in der ersten Strömungsform Ⓐ der Gesamtdruckverlust maßgeblich aus dem Austrittsstoßverlust, der durch die Kontraktion des Strahls im Lochkanal verursacht wird (Huesmann 1966a, 878):

$$\xi_{(A)} = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2 \quad [2-30]$$

wobei:

$\xi_{(A)}$ Verlustbeiwert für den Austrittsstoßverlust in 1,

ε Kontraktionskoeffizient in 1, definiert als:

$$\varepsilon = \frac{A_K}{A_L} = \frac{d_K}{d_L}$$

A_K Fläche der Strahlkontraktion in m²,

A_L Fläche des Lochkanals in m²,

d_K Durchmesser der Strahlkontraktion in m.

In der zweiten Strömungsform Ⓑ erweitert sich der Strahl nach der Kontraktion im Lochkanal, wodurch ein Druckverlust aus der Kombination der Strahlkontraktion im Lochkanal und dem Stoßverlust beim Austritt auftritt.

Eine Saugwirkung im Kontraktionsquerschnitt trägt dazu bei, dass der Verlustbeiwert abnimmt (Huesmann 1966a, 878):

$$\xi_{(B)} = \left(\frac{1}{\varepsilon} - \frac{1}{\varphi}\right)^2 + \left(\frac{1}{\varphi} - i\right)^2 \quad [2-31]$$

wobei:

- $\xi_{(B)}$ Verlustbeiwert für den Austrittsstoß und die Kontraktion im Lochkanal in 1,
- φ Verhältnis des Strahlquerschnitts am Kanalaustritt zum Lochquerschnitt in 1, definiert als: $\varphi = \frac{A_A}{A_L} = \frac{d_A}{d_L}$,
- d_A Durchmesser des Strahlquerschnitts am Kanalaustritt in m,
- i freier Querschnitt der Lochplatte in 1, berechnet als:
 $i = n \cdot \frac{A_L}{A_i} = n \cdot \frac{d_L}{d_i}$,
- n Anzahl der Lochkanäle in der Lochplatte in 1,
- A_i Rohr- und Kanalquerschnitt in m²,
- d_i Rohr- und Kanaldurchmesser in m.

In der dritten Strömungsform © erweitert sich der Strahl nach der Kontraktion und legt sich am Austrittsquerschnitt wieder an den Lochkanal an, wodurch das Verhältnis φ zu 1 wird. Der spezifische Verlustbeiwert berücksichtigt die Strahlanlegung am Austrittsquerschnitt (Huesmann 1966a, 878):

$$\xi_{(C)} = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)^2 + (1 - i)^2 \quad [2-32]$$

wobei:

- $\xi_{(C)}$ Verlustbeiwert für den wiederangelegten Strahl am Austrittsquerschnitt in 1.

Die vierte Strömungsform © beschreibt den wiederangelegten Strahl, der einen Teil des Lochkanals als unausgebildete Rohr- oder Kanalströmung durchströmt und zusätzliche Reibungsverluste an der Kanalwand erzeugt. Der Verlustbeiwert nimmt mit der Länge des Lochkanals zu (Huesmann 1966a, 878):

$$\xi_{(D)} = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)^2 + \lambda_R \cdot \frac{s'}{d_L} + (1 - i)^2 \quad [2-33]$$

wobei:

- $\xi_{(D)}$ Verlustbeiwert für den wiederangelegten Strahl mit Reibungsverlust in 1,
- λ_R Widerstandsbeiwert in 1,
- s' Länge des Lochkanals mit angelegter Strömung in m.

Bei dünnen, scharfkantigen Platten können die empirischen Kontraktionskoeffizienten mit einem Wert von 0,61 angesetzt werden. Basierend auf diesem Kontraktionskoeffizienten ergeben sich für die erste und die dritte Strömungsform von durchströmten Lochblechen die Verlustbeiwerte $\xi_{(A)} = 2,69$ und $\xi_{(C)} = 1,41$. (Huesmann 1966a, 878)

2.1.5. Pumpenzulauf

Saugt eine Pumpe über eine Zulaufleitung aus einem Wasserkörper Wasser an, führt dies am Laufradeintritt aufgrund der hohen Strömungsgeschwindigkeiten und Sogwirkung zu einer unvermeidbaren Absenkung des Wasserdrucks. Unterschreitet das Wasser infolge dieser Druckabsenkung den Dampfdruck, kann es teilweise verdampfen. Die entstandenen Dampfblasen werden von der Strömung mitgenommen und kollabieren schlagartig, sobald der Druck entlang des Strömungsweges wieder ansteigt und den Dampfdruck übersteigt. Die Dampfblasen setzen beim Kondensieren punktuelle Druckstöße und hohe Temperaturen frei, die Geräusche, Schwingungen und Materialerosion verursachen können. (Sigloch 2013, 124) Zudem verengen die Dampfblasen den Strömungsquerschnitt, was die Fördermenge und den Wirkungsgrad der Pumpe beeinträchtigt. Daher sind die Zulaufbedingungen am Saugstutzen der Pumpe ein entscheidendes Kriterium für deren Auslegung (Wesche 2016, 80). Sie definieren den erforderlichen Mindestabstand zwischen der absoluten Energiehöhe und dem Dampfdruck des geförderten Wassers (Abbildung 2-11), ausgedrückt durch die Haltedruckhöhe NPSH (Net Positive Suction Head). Dabei wird unterschieden zwischen der erforderlichen Haltedruckhöhe der Pumpe, die notwendig ist, um die Kavitation ganz oder teilweise zu unterdrücken, und der in der Anlage verfügbaren Haltedruckhöhe (Kavanaugh et al. 2014, 163):

$$NPSH_A = \frac{p_s + p_a - p_D}{\rho \cdot g} + \frac{v_E^2}{2 \cdot g} - h_{v,s} + h_{z,geo} \quad [2-34]$$

wobei:

$NPSH_A$ NPSH-Wert der Anlage in m,

p_s Überdruck im Prüfbecken in Pa, bei offenem Behälter ist $p_s = 0$,

p_a Atmosphärendruck am Aufstellungsort in Pa,

p_D Dampfdruck vom Fördermedium in Pa,

v_E Strömungsgeschwindigkeit im Behälter in m/s, meist vernachlässigbar,

$h_{v,s}$ Druckhöhenverlust in der Saugleitung in m, definier als:

$$h_{v,s} = \frac{p_{v,s}}{\rho \cdot g},$$

$p_{v,s}$ Druckverlust in der Saugleitung in Pa,

$h_{z,geo}$ geodätischer Höhenunterschied zwischen Eingang des Saugstutzens und dem Wasserspiegel des Behälters in m.

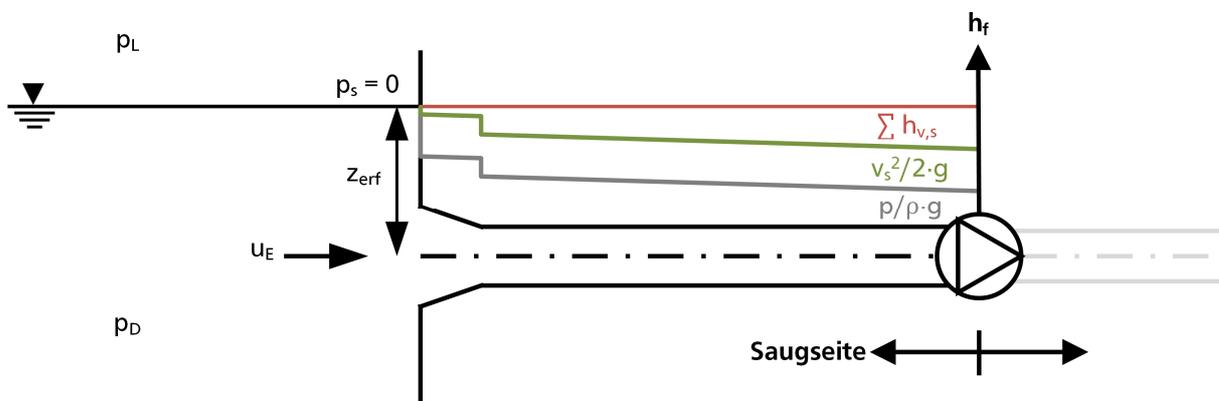


Abbildung 2-11: Saugseite einer Pumpe.

Um Kavitationserscheinungen sicher zu vermeiden, muss die Haltedruckhöhe der Anlage stets über der von den Pumpenherstellern experimentell bestimmten und vorgegebenen erforderlichen Haltedruckhöhe liegen. Üblicherweise wird ein Sicherheitszuschlag von 0,5 bis 1,0 m berücksichtigt (Osman et al. 1993, 187):

$$NPSH_A - NPSH_{erf.} \geq 0,5 \dots 1,0 \text{ m} \quad [2-35]$$

wobei:

$NPSH_{erf}$ erforderliche Haltedruckhöhe in m.

Um einen effizienten und störungsfreien Betrieb von Pumpen zu gewährleisten, sind Störungen in der Zuströmung zu vermeiden. Eine drallbehaftete Strömung, ungleichförmige Geschwindigkeitsverteilungen, Wirbel und Lufteinschlüsse verursachen eine asymmetrische Belastung der Pumpe und können nicht nur die Leistung der Pumpe, sondern auch langfristig die Zuverlässigkeit sowie die Lebensdauer der Pumpe erheblich beeinträchtigen. Sie führen zu Lärm, Schwingungen, einer Verringerung des Wirkungsgrades und in manchen Fällen zu einer Überlastung des Pumpenantriebs. (Knauss 1983, 14) Nachfolgend sind Bemessungshinweise aufgeführt, die für die Auslegung von Zulaufleitungen zu berücksichtigen sind (Gülich 2013, 833; Sigloch 2013, 132):

- Die Zulaufleitung sollte für geringe Druckverluste und Strömungsstörungen möglichst kurz und gerade ausgeführt werden.
- Armaturen sollten den vollen Rohrleitungsquerschnitt vollständig freigeben und möglichst wenig einschnüren.
- Unvermeidliche Rohrbögen sollten möglichst in einer Ebene liegen, um eine Drallbildung durch Sekundärströmungen zu verhindern.
- Zwischen potentiellen Zulaufstörungen wie Armaturen oder Rohrbögen und dem Saugstutzen ist ein gerades Rohrstück mit einem Längen-Durchmesser-Verhältnis (L/D) von 5 bis 8 einzubauen.
- Der Übergang vom Zulaufbehälter zur Rohrleitung sollte abgerundet sein oder als Einlauftrumpete gestaltet sein, um eine Strahleinschnürung zu vermeiden.
- Der Wasserspiegel im Wasserkörper sollte mindestens zwei- bis viermal den Rohrdurchmesser über der Entnahmeöffnung liegen.
- Die Druckverluste sollten für eine möglichst hohe Haltedruckhöhe der Anlage minimiert werden, weshalb die Strömungsgeschwindigkeit in der Zulaufleitung oft im Bereich von 1 bis 2 m/s gewählt wird.
- Am Eintritt der Zuleitung sollte eine ungleichförmige Geschwindigkeitsverteilung maximal $\pm 10\%$ von der mittleren Strömungsgeschwindigkeit betragen. Eine Beschleunigung der Strömung vor dem Saugstutzen kann eine ungleichförmige Geschwindigkeitsverteilung kompensieren.
- Zwischen der Zuleitung und der Austrittsleitung eines Behälters sollte ein hydraulischer Kurzschluss vermieden werden, um eine drallfreie Zuströmung sicherzustellen.

Beim Ansaugen von Wasser aus einem Wasserkörper mit freiem Wasserspiegel durch eine Pumpe können sich luftziehende Oberflächenwirbel bilden, insbesondere wenn die Einlauföffnung nicht ausreichend überdeckt ist (Abbildung 2-12). Wenn die Wirbelzöpfe dieser Oberflächenwirbel bis in die Saugleitung oder zum Saugstutzen der Pumpe reichen, können sie fluktuierende Leistungsaufnahmen sowie schwankende Fördermenge verursachen (Tsou et al. 1994, 92) oder zu Schaufelbrüchen und Lagerschäden am Laufrad führen (Gülich 2013, 847).

Oberflächenwirbel können anhand der folgenden Klassifizierungen beurteilt werden (Tsou et al. 1994, 93):

Typ 1: Vorübergehende Störungen auf der Wasseroberfläche, sichtbar an leichten Drehbewegungen;

Typ 2: Lokale Dellen im Wasserspiegel;

Typ 3: Der Wirbel zieht Farbstoffe bis zur Entnahmeöffnung;

Typ 4: Der Wirbel zieht kleine Schwimmstoffe (jedoch keine Luftblasen) bis zur Entnahmeöffnung;

Typ 5: Ein Wirbelzopf zieht Luftblasen bis zur Entnahmeöffnung;

Typ 6: Es bildet sich ein Wirbelzopf mit durchgehendem Luftkern bis zur Entnahmeöffnung.

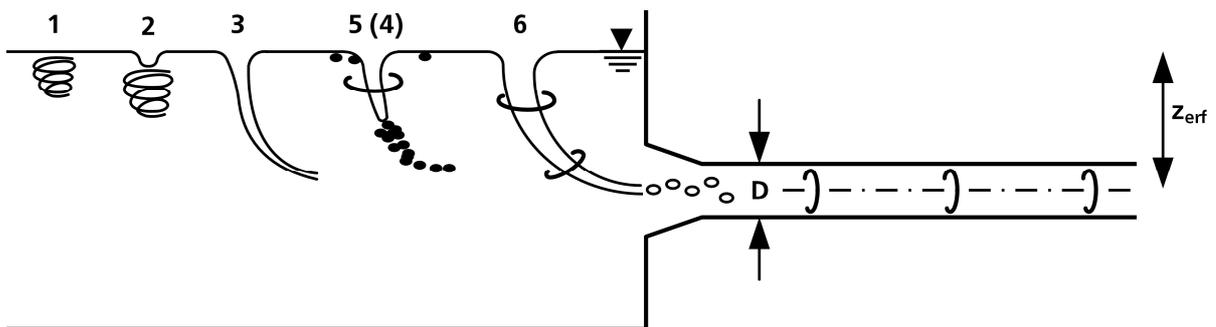


Abbildung 2-12: Klassifizierung von Wirbeln an der Wasseroberfläche nach Gülich (2013, 845).

Um die Bildung von luftziehenden Wirbeln durch zu niedrige Wasserspiegel zu vermeiden, können empirische Gleichungen verwendet werden (Tabelle 4-10), um eine angemessene Mindestüberdeckung zwischen dem Wasserspiegel und der Entnahmeöffnung zu gewährleisten. Ist eine Bildung von luftziehenden Wirbeln nicht zu verhindern oder ist die notwendige Mindestüberdeckung nicht umsetzbar, können horizontale Installationen wie Platten, Gitter oder Lochbleche, die 100 bis 200 mm unter dem Mindestwasserspiegel angebracht werden, dazu beitragen, die erforderliche Mindestüberdeckung zu reduzieren. (Burlingame 1981, 1200) Alternativ kann durch den Einsatz eines schwimmenden Floßes die Bildung luftziehender Wirbel unterdrückt werden (Tsou et al. 1994, 97). Für Einläufe, die bündig mit einer Beckenwand sind, sind von den Wänden ausgehende Wirbel, die einen Drall in der Strömung erzeugen könnten, üblicherweise vernachlässigbar (Knauss 1983, 9).

Tabelle 2-2: Empirische Gleichungen für Mindestüberdeckungshöhe.

Mindestüberdeckung	Literatur
$z_{erf} \geq f_{zu} \cdot Fr \cdot D$	[2-36] Gülich (2013)
$z_{erf} \geq \left(2 \cdot Fr + \frac{1}{2}\right) \cdot D$	[2-37] Knauss (1983)
$z_{erf} \geq \left(f_{zu} \cdot u \cdot \sqrt{\frac{D}{g}}\right) + \frac{D}{2}$	[2-38] Gordon (1970)
$z_{erf} \geq [1,5 \cdot D] + \frac{D}{2}$	[2-39] Osman et al. (1993)
$z_{erf} \geq [(2,5 \dots 3,0) \cdot D] + \frac{D}{2}$	[2-40] Wesche (2016)
wobei:	
f_{zu}	empirische Zulaufkonstante in 1 mit: $f_{zu} = 1,7$ für einen symmetrischen Zulauf, $f_{zu} = 2,3$ für einen asymmetrischen Zulauf,
Fr	Froude-Zahl als Einlaufkennwert mit $Fr = \frac{u}{\sqrt{g \cdot D}}$,
D	Rohrdurchmesser in m.

2.2. Thermodynamische Grundlagen

2.2.1. Wärmeübertragung

Energie beschreibt die Fähigkeit, Arbeit im physikalischen Sinne zu verrichten. Die Effizienz, mit der diese Energie in nützliche Arbeit umgewandelt werden kann, hängt jedoch von dem Ungleichgewicht oder Gefälle innerhalb eines physikalischen Systems ab. In einem Stausee ist durch die potentielle Energie der gespeicherten Wassermasse ein Ungleichgewicht vorhanden. Trifft das Wasser nun auf eine um eine Fallhöhe tiefer liegende Turbine, wird dieses Ungleichgewicht nahezu vollständig in elektrische Energie umgewandelt. Auch kann die im Wasser gespeicherte Wärmeenergie ohne einen Temperaturgradienten alleine keine Arbeit verrichten. Die maximale Arbeit, die durch ein bestehendes Ungleichgewicht in einem physikalischen System umgewandelt werden kann, ist die arbeitsfähige Energie oder Exergie. Die restliche Energie im System, die sich nicht in Arbeit umwandeln lässt, wird als Anergie bezeichnet. Erreicht ein System durch die fortlaufende Umwandlung von Exergie in Arbeit den Umgebungszustand, befindet es sich im Gleichgewicht und hat damit seine Arbeitsfähigkeit vollständig verbraucht. Die verbleibende Energie des Systems enthält ausschließlich Anergie. Das gilt auch für die Umgebung selbst, deren Wärmeenergie ebenfalls reine Anergie ist. Wird elektrische Energie, die als wertvolle, arbeitsfähige Exergie vorliegt, durch eine Elektroheizung oder einen Durchlauferhitzer in Raumwärme oder Nutzwärme mit niedriger Temperatur umgewandelt, erfolgt eine erhebliche Energieentwertung. Dies liegt daran, dass ein Großteil dieser Energie nun als Anergie vorliegt. Mit der gleichen elektrischen Energie könnte unter Verwendung einer Wärmepumpe wesentlich mehr Raumwärme erzeugt werden. (Fricke et al. 1984, 24)

Ein Wärmeübertrager ermöglicht die technische Nutzung der Umgebungswärme, indem er das physikalische Naturgesetz nutzt, dass Systeme stets ein energetisches Gleichgewicht anstreben. In diesem Kontext erlaubt der Wärmeübertrager die Wärmeübertragung zwischen zwei Fluiden, die durch eine Wand getrennt sind, ohne dass diese sich vermischen. Das wärmere Umweltmedium gibt seine Wärmeenergie durch die Trennwand an das kältere Wärmeträgermedium ab, welches sich dadurch erwärmt. Der erste Hauptsatz der Thermodynamik, der die Energieerhaltung in einem System beschreibt, findet Anwendung auf Wärmeübertrager. Dieser besagt, dass die Enthalpie, welche die gespeicherte und übertragene Gesamtenergie in einem Wärmeübertrager umfasst, sich aus der inneren Energie des Systems und der äußeren Arbeit zusammensetzt. Die Enthalpie ist somit definiert als:

$$H = U + E_a = u \cdot m + p \cdot V \quad [2-41]$$

wobei:

- H Enthalpie in J,
- U innere Energie in J,
- E_a äußere Energie in J,
- u spezifische innere Energie in J/kg,
- m Masse des Systems in kg,
- p Druck in Pa = kg/(m·s²),
- V Volumen in m³.

Die innere Energie eines Systems ist ein Maß für die gesamte Energie, die in dem System gespeichert ist. Sie umfasst sowohl die kinetische Energie der Molekülbewegungen und als auch die potenzielle Energie, die aufgrund von Anziehungs- oder Abstoßungskräften zwischen den Molekülen besteht. Zur Beschreibung der inneren Energie werden messbare Zustandsgrößen wie Temperatur, Druck und Dichte verwendet, was eine Erfassung von Änderungen der inneren Energie ermöglicht:

$$u = f(T, p, \rho) \quad [2-42]$$

wobei:

T absolute Temperatur in K,

ρ Dichte in kg/m³.

Die Zufuhr oder Abgabe von Wärme oder Arbeit bewirkt im physikalischen System eine Enthalpieänderung, die wie folgt formuliert wird:

$$\frac{dH}{dt} = \frac{dQ_{th}}{dt} + \frac{dW}{dt} \quad [2-43]$$

wobei:

Q_{th} Wärme in J

W Arbeit in J

t Zeitintervall in s.

Wärme ist hierin die Energie, die aufgrund eines Temperaturunterschieds zwischen zwei Systemen oder zwischen einem System und seiner Umgebung übertragen wird. Eine Zufuhr von Wärme erhöht die innere Energie eines Systems, während die Abgabe von Wärme die innere Energie verringert. Demnach ist Wärme keine im System speicherbare Energieform, sondern eine Form der Energieübertragung. Die Temperatur gibt dabei die kinetische Schwingungsenergie der Moleküle an und bestimmt die Richtung der Energieübertragung. (Dingman 2015, 12)

Finden bei technischen Anwendungen wie bei Wärmeübertragern die thermodynamischen Prozesse bei konstantem Druck statt, entspricht die Enthalpieänderung der zugeführten oder abgebenden Wärme. Diese Änderung kann als Differenz der spezifischen Enthalpie zwischen dem Ein- und Austritt des Wärmeübertragers ausgedrückt werden:

$$\frac{dH}{dt} = \dot{m} \cdot \Delta h = \dot{m} \cdot (h_{ein} - h_{aus}) \quad [2-44]$$

wobei:

$\frac{dH}{dt}$ zeitliche Änderung der Enthalpie im System,

\dot{m} Massenstrom in kg/s,

Δh Änderung der spezifischen Energie in J/kg.

Für inkompressible Fluide lässt sich die Enthalpieänderung auf den Wärmestrom vereinfachen:

$$\frac{dH}{dt} = \dot{Q}_{th} = \dot{m} \cdot \Delta h = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{Ein} - T_{Aus}) \quad [2-45]$$

wobei:

\dot{Q}_{th} Wärmestrom in W,

\dot{V} Volumenstrom in m³/s,

c_p spezifische Wärmekapazität in J/kg·K.

Die Enthalpieänderung in einem Wärmeübertrager erfolgt hauptsächlich aus den Wärmeströmen, die über die Oberflächen übertragen werden, wobei die Massenströme die Wärmeübertragungsrate beeinflussen. Nach dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik ist die Wärmeübertragung irreversibel, was bedeutet, dass Wärme stets von einem Fluid höherer Temperatur zu einem Fluid niedrigerer Temperatur fließt und niemals umgekehrt. Dieser Temperaturunterschied ist nach dem nullten Hauptsatz der Thermodynamik der antreibende Gradient für den Wärmestrom über die Systemgrenzen hinweg. Ziel einer Wärmeübertragung ist es, ein thermodynamisches Gleichgewicht zu erreichen, in dem beide Fluide dieselbe Temperatur annehmen.

Eine Wärmeübertragung erfolgt durch Wärmeleitung, Wärmeströmung oder Wärmestrahlung. In technischen oder natürlichen Systemen treten diese Arten der Wärmeübertragung meist gleichzeitig auf, wobei eine Art häufig überwiegt.

2.2.2. Wärmeleitung

Die Wärmeleitung (auch Konduktion oder Wärmediffusion) beschreibt den molekularen Wärmetransport in Festkörpern sowie in ruhenden oder laminar strömenden Fluiden. Hierbei wird Wärme dem Temperaturgradienten folgend von angrenzenden Molekülen durch Stöße weitergegeben, ohne dass eine Massenbewegung stattfindet. (Dyck 1980, 52) Nach dem Fourier'schen Gesetz des molekularen Wärmetransportes ist der Wärmestrom proportional zum Temperaturgradienten:

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \text{grad } T \quad [2-46]$$

wobei:

- \dot{q} konduktive Wärmestromdichte in W/m²,
- λ stoffspezifische Wärmeleitfähigkeit in W/(m·K),
- $\text{grad } T$ Temperaturgradient in K/m.

Der vektorielle Temperaturgradient gibt die Richtung des größten Temperaturanstieges innerhalb eines Temperaturfeldes an und wird aus der partiellen Ableitung der Temperatur nach den Ortskoordinaten bestimmt:

$$\text{grad } T = \left(\frac{\partial T}{\partial x}, \frac{\partial T}{\partial y}, \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad [2-47]$$

Die Wärmeleitfähigkeit ist eine temperaturabhängige Stoffgröße, die das Vermögen eines Stoffes beschreibt, Wärmeenergie durch molekularen Wärmetransport zu übertragen (Tabelle 2-3). Ein Stoff mit höherer Wärmeleitfähigkeit ermöglicht eine effizientere Wärmeübertragung, während eine niedrigere Wärmeleitfähigkeit zu einer besseren Wärmedämmung führt. Die Wärmeleitfähigkeit wird für die meisten Anwendungen auf eine mittlere Temperatur bezogen und als konstant angenommen (Merker et al. 2018, 820).

Tabelle 2-3: Wärmeleitfähigkeiten für gängige Stoffe bei 0 °C nach VDI (2013).

Metalle	W/(m·K)	Kunststoffe	W/(m·K)	Verunreinigungen	W/(m·K)
Kupfer	401	Polypropylen (PP)	0,22	Kesselstein (Calciumcarbonat)	0,5 ... 0,9
Aluminium	236	High-Density-Polyethylen (HDPE)	0,44	Biofilm	0,5 ... 0,7
Nickel	94	Flüssigkeiten	W/(m·K)	Eis	2,21
Edelstahl	15 ... 25	Wasser	0,56		
Titan	22	Wasser-Ethylenglykol (-20 °C)	0,47		

In einem räumlichen Temperaturfeld wird die Wärmeenergie stets in Richtung der größten Temperaturänderung transportiert und kann bei einer dominanten Wärmeleitungsrichtung ein-dimensional betrachtet werden. Für eine ebene Wand mit einer gegebenen Dicke und einem stationären Temperaturverlauf vereinfacht sich die Wärmeleitungsgleichung zu:

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \frac{dT}{dz} \quad [2-48]$$

und wird über die Wanddicke integriert zu:

$$\dot{q} = \frac{\lambda}{\Delta z_W} \cdot (T_{W,1} - T_{W,2}) \quad [2-49]$$

wobei:

Δz_W Wanddicke in m,

$T_{W,1}$ Temperatur der wärmeren Wandoberfläche in K,

$T_{W,2}$ Temperatur der kälteren Wandoberfläche in K.

Das erste Fick'sche Gesetz beschreibt den Ausgleich von Konzentrationsunterschieden in Stoffgemischen, wobei sich Teilchen von Bereichen höherer Konzentration zu Bereichen niedrigerer Konzentration bewegen. (Kays 1966, 14) In der Wärmeübertragung lässt sich das Fick'sche Gesetz bei der Beschreibung von der molekularen Wärmeleitung in Fluiden analog anwenden, wobei der Konzentrationsgradient durch einen Temperaturgradienten ersetzt wird. Dies führt zu einer Wärmediffusion im Fluid, die proportional zum Temperaturgradienten ist, wodurch Wärme von Bereichen höherer zu Bereichen niedrigerer Temperatur transportiert wird. (Dingman 2015, 122)

2.2.3. Wärmestrahlung

Alle Körper, deren Temperatur oberhalb des absoluten Nullpunktes (0 K bzw. $-273,15^\circ\text{C}$) liegt, geben Wärmeenergie als Wärmestrahlung ab. Diese Wärmestrahlung umfasst einen Teil des elektromagnetischen Wellenlängenbereichs und reicht von etwa $0,1\ \mu\text{m}$ im ultravioletten Bereich bis hin zu Wellenlängen von etwa $1.000\ \mu\text{m}$ im Bereich der Infrarotstrahlung. Wärmestrahlung tritt bei allen Wärmeübertragungsvorgängen auf und ist nicht stoffgebunden. Die Wärmestrahlung wird durch vier grundlegende physikalische Gesetze beschrieben (Dyck 1980, 51):

Gemäß dem Planck'schen Strahlungsgesetz emittiert ein schwarzer Körper bei jeder Temperatur eine Wärmestrahlung für eine bestimmte Wellenlänge, wobei die Menge der emittierten Strahlung mit der Temperatur des schwarzen Körpers zunimmt.

Laut dem Wien'schen Verschiebungsgesetz verschiebt sich die Wellenlänge, bei der die maximale Wärmestrahlung eines schwarzen Körpers auftritt, mit zunehmender Temperatur zu kürzeren Wellenlängen.

Nach dem Stefan-Boltzmann'schen Gesetz ist die gesamte Wärmestrahlung, die ein schwarzer Körper abgibt, proportional zur vierten Potenz seiner absoluten Temperatur:

$$\dot{q}_s = \sigma_{SB} \cdot (T_S^4 - T_\infty^4) \quad [2-50]$$

wobei:

T_S Temperatur des abstrahlenden Körpers in K,

T_∞ Umgebungstemperatur in K,

σ_{SB} Stefan-Boltzmann-Konstante in $5,669 \cdot 10^{-8}\ \text{W}/(\text{m}^2\ \text{K}^4)$.

Das Kirchhoffsche Strahlungsgesetz vergleicht die Strahlung eines realen, schwächer strahlenden grauen Körpers mit der eines ideal schwarzen, maximal strahlenden Körpers. Es besagt, dass das Emissionsvermögen eines grauen Körpers seinem Absorptionsvermögen entspricht:

$$\dot{q}_S = \sigma_B \cdot \varepsilon_B \cdot (T^4 - T_U^4) \quad [2-51]$$

wobei:

ε_B Emissionsgrad in 1.

Obwohl die Wärmestrahlung in Wärmeübertragern meist vernachlässigt wird, emittiert und absorbiert ein Wasserkörper stetig Wärmestrahlung, weshalb die Wärmestrahlung insbesondere beim Wärmehaushalt von Fließgewässern zu berücksichtigen ist.

2.2.4. Wärmeströmung

In strömenden Fluiden kombiniert die konvektive Wärmeübertragung die ungerichtete molekulare Bewegung mit einem gerichteten advektiven Strömungstransport. Die konvektive Wärmeübertragung wird somit nicht nur von Stoffwerten des Fluids wie der spezifischen Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit beeinflusst, sondern auch von Prozessparametern wie Strömungsgeschwindigkeit und Turbulenzgrad.

Abhängig von dem Auslöser der Wärmeströmung wird zwischen einer freien und erzwungenen Konvektion unterschieden. Eine erzwungene Konvektion entsteht durch äußere Kräfte die Strömungen durch Druckunterschiede verursachen oder sich aus einer geodätischen bzw. hydraulischen Druckhöhe ergeben. Eine freie Konvektion, auch natürliche Konvektion genannt, wird durch ein temperaturabhängiges Dichtegefälle und den damit einhergehenden Auftriebskräften in einem Fluid ausgelöst, kann aber auch durch die Schwerkraft oder Fliehkräfte bedingt sein. In strömenden Wasserkörpern wie in Fließgewässern tritt neben der erzwungenen Konvektion auch immer eine natürliche Konvektion auf, diese ist jedoch meist vernachlässigbar. In ruhenden Wasserkörpern wie in Seen überwiegt dagegen die freie Konvektion.

Bei einer erzwungenen konvektiven Wärmeübertragung wird die Strömung mit der Reynolds-Zahl in Gleichung [2-1] beschrieben, wobei sich die charakteristische Länge in technischen Anwendungen auf den Rohrdurchmesser bezieht (Abbildung 2-13). In Rohren und Kanälen mit einem beliebigen Strömungsquerschnitt wird der hydraulische Durchmesser eines strömungsmechanisch gleichwertigen Ersatzrundrohres verwendet. (Sigloch 2017, 149)

$$d_{hy} = 4 \cdot r_{hy} = 4 \cdot \frac{A}{l_U} \quad [2-52]$$

wobei:

d_{hy} hydraulischer Durchmesser in m,

r_{hy} hydraulischer Radius in m,

A durchströmte Fläche in m^2 ,

l_U benetzter Umfang in m.

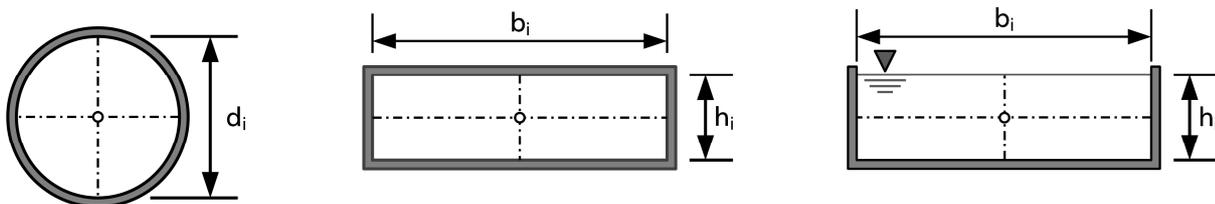


Abbildung 2-13: Schematische Darstellung eines Rohrquerschnitts mit Kreisprofil (links), mit Rechteckprofil (mittig) und eines offenen Kanals (rechts) mit den jeweiligen charakteristischen Längen.

Bei einer freien konvektiven Wärmeübertragung wird die Auftriebsströmung mit der Grashof-Zahl beschrieben. Die Grashof-Zahl ist ein Maß für das Verhältnis der Auftriebskräfte, die durch Temperaturunterschiede in einem Fluid verursacht werden, zu den inneren Reibungskräften im Fluid. Sie wird für die freie Konvektion wie folgt berechnet:

$$Gr = \frac{L^3 \cdot g \cdot \Delta T \cdot \gamma}{\nu^2} \quad [2-53]$$

wobei:

- Gr Grashof-Zahl in 1,
- g Erdbeschleunigung in m/s^2 ,
- ΔT mittlere Temperaturdifferenz in K zwischen der Eintritts- und Austrittstemperatur,
- γ thermischer Ausdehnungskoeffizient in $1/\text{K}$.

Nach Kreith (1965) wird die Grenze zwischen freier und erzwungener Konvektion durch die Reynolds-Zahl bestimmt. Eine Reynolds-Zahl unter 100 weist auf eine laminare freie Strömung hin. Bei Werten über 10.000 ist die Strömung stets turbulent und erzwungen. Im Bereich zwischen 100 und 10.000 wird die Grenze zur erzwungenen Strömung durch die folgende Beziehung zur Grashof-Zahl definiert:

$$Re = \left(\frac{Gr}{36,3} \right)^{0,658} \quad [2-54]$$

Für Reynolds-Zahlen unterhalb dieses Schwellenwerts hat die freie Konvektion einen signifikanten Einfluss auf den Wärmeübergang, der mehr als 10 % beträgt. In den für diese Arbeit untersuchten Wärmeübertragern wurde dieser Schwellenwert jedoch nicht unterschritten, wodurch die freie Konvektion nicht relevant war.

Die Prandtl-Zahl ist eine temperaturabhängige Stoffgröße, die das Verhältnis zwischen den Dicken der Strömungsgrenzschicht und der Temperaturgrenzschicht wiedergibt. Sie beschreibt somit das Verhältnis der inneren Reibung eines Fluids zu seiner Temperaturleitfähigkeit und ist definiert als:

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda} = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} \quad [2-55]$$

wobei:

- a Temperaturleitfähigkeit in m^2/s ,
- λ Wärmeleitfähigkeit des Fluids in $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ für die mittlere Fluidtemperatur, berechnet zwischen der Eintritts- und Austrittstemperatur,
- η dynamische Zähigkeit in $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$.

Beim konvektiven Wärmeübergang überlagern sich konduktive und advective Wärmeübertragungsmechanismen. In laminaren Strömungen mit weitgehend fehlenden Querbewegungen der Teilchen überwiegt die konduktive Wärmeübertragung. In turbulenten Strömungen bewirkt die Durchmischung des Fluids dagegen eine verstärkte konvektive Wärmeübertragung, die zu geringeren Temperaturgradienten führt. Das Verhältnis von konvektiver zu konduktiver Wärmeübertragung wird durch die Péclet-Zahl ausgedrückt:

$$Pe = Re \cdot Pr = \frac{\nu \cdot L}{a} = \frac{\nu \cdot L \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda_F} \quad [2-56]$$

wobei:

- Pe Péclet-Zahl in 1.

2.2.5. Konvektiver Wärmeübergang

Besteht zwischen einer Wand und einer angrenzenden Strömung ein Temperaturunterschied, entsteht ein konvektiver Wärmeübergang. Dabei erfolgt der überwiegende Anteil des konvektiven Wärmeübergangs in der Grenzschicht nahe der Wand, in der ein molekularer Wärmetransport mit der Strömung gekoppelt ist. Der dabei übertragene Wärmestrom steigt mit zunehmender Temperaturdifferenz zwischen der Wand und der Strömung und wird durch das Newton'sche Abkühlungsgesetz ausgedrückt (Windisch 2011, 267):

$$\dot{q} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (T_{\infty} - T_W) = \alpha \cdot (T_{\infty} - T_W) \quad [2-57]$$

wobei:

δ Grenzschichtdicke in m,

T_W Temperatur an der Wand in K,

T_{∞} Temperatur in der ungestörten Außenströmung oder mittlere Fluidtemperatur in der ausgebildeten Rohrströmung in K,

α Wärmeübergangskoeffizient in $W/(m^2 K)$.

Um die Güte des Wärmeübergangs in der Grenzschicht zu beschreiben, wird der Wärmeübergangskoeffizient eingeführt. Dieser verknüpft sowohl die molekulare Wärmeleitfähigkeit des Fluids als auch den Einfluss der Strömung auf die Dicke der Grenzschicht. An der Wand führt die fehlende Fluidbewegung zunächst zu einer konduktiven Wärmeübertragung. Mit zunehmender Entfernung von der Wand wird diese zunehmend von advektiver Wärmeübertragung überlagert, was durch das Fourier'sche Gesetz des molekularen Wärmetransports beschrieben werden kann (Pfitzner 2017, 29):

$$\alpha = \frac{-\lambda \cdot \frac{dT_{\infty}}{dz}}{T_{\infty} - T_W} = \frac{-\lambda \cdot \frac{dT_{\infty}}{dz}}{\Delta T} \quad [2-58]$$

wobei:

$\frac{dT_{\infty}}{dz}$ Temperaturgradient in der Grenzschicht in K/m,

ΔT Temperaturdifferenz zwischen der Wand und der ungestörten Strömung in K.

Da das Temperaturprofil in der Grenzschicht meist unbekannt ist, wird der Wärmeübergangskoeffizient häufig mittels numerischer Strömungssimulationen oder empirisch durch die Messung anderer Einflussgrößen bestimmt. Die Messdaten werden dabei in Korrelationen zur dimensionslosen Nußelt-Zahl ausgedrückt. Die Nußelt-Zahl beschreibt für eine gegebene Geometrie die konvektive Wärmeübertragung zur konduktiven Wärmeübertragung und kann als ein dimensionsloser Temperaturgradient an der Wand interpretiert werden. Eine Nußelt-Zahl von eins entspricht einer reinen Wärmeleitung, während Nußelt-Zahlen über eins den zunehmenden Einfluss der turbulenten Strömung auf den konvektiven Wärmeübergang beschreiben.

$$Nu = \frac{\alpha}{\lambda} \cdot L = \frac{\frac{dT_{\infty}}{dz}}{T_{\infty} - T_W} \cdot L \quad [2-59]$$

wobei:

Nu Nußelt-Zahl in 1

Die Ähnlichkeitstheorie in der Thermodynamik und Strömungsmechanik besagt, dass die Wärmeübertragung in zwei geometrisch ähnlichen Wärmeübertragern zueinander ähnlich ist, wenn ihre Nußelt-Zahlen übereinstimmen. Diese Beziehung gilt unabhängig von der Größe oder dem Maßstab der Wärmeübertrager.

Für eine gegebene Geometrie wird die Nußelt-Zahl in erzwungenen Strömungen von der Prandtl-Zahl sowie der Reynolds-Zahl bestimmt, was zu folgender Beziehung für den Wärmeübergangskoeffizienten führt:

$$\alpha = \frac{\lambda}{L} \cdot Nu(Re, Pr) \quad [2-60]$$

In freien Konvektionsströmungen hängt die Nußelt-Zahl dagegen von der Grashof-Zahl sowie der Reynolds-Zahl ab:

$$\alpha = \frac{\lambda}{L} \cdot Nu(Re, Gr) \quad [2-61]$$

Für eine erzwungene Konvektion ergeben sich deutlich höhere Wärmeübergangskoeffizienten als für eine freie Konvektion. Für Wasser variiert der Wärmeübergangskoeffizient im Bereich der freien Konvektion zwischen etwa 70 und 700 W/(m²·K), während er bei erzwungener Strömung Werte von 600 bis 12.000 W/(m²·K) erreichen kann. (Cerbe et al. 2021, 425)

Die Nußelt-Korrelationen unterscheiden in technischen Anwendungen zwischen den thermischen Randbedingungen eines konstanten Wärmestroms und einer konstanten Wandtemperatur. Bei einem konstanten Wärmestrom erfolgt ein gleichmäßiger, linearer Anstieg der Fluidtemperatur über die Länge des Rohres. Wenn hingegen die Wandtemperatur des Rohres über die gesamte Länge konstant bleibt, verringert sich der Temperaturunterschied zwischen der Rohrwand und dem Fluid mit zunehmender Rohrlänge. Da der Wärmestrom proportional zum Temperaturunterschied ist, nimmt er über die Rohrlänge exponentiell ab. Die Randbedingung einer konstanten Wandtemperatur führt gegenüber einem konstanten Wärmestrom zu geringeren Nußelt-Zahlen. In Wärmeübertragern treffen jedoch oft keine dieser Bedingungen genau zu. Aufgrund der spezifischen Wärmekapazität von Wasser und der Strömung in Fließgewässern erfolgen Temperaturänderungen an der gewässerseitigen Wand nur langsam, sodass eher eine konstante Wandtemperatur angenommen werden kann. (Marek et al. 2019, 189)

In der Fachliteratur finden sich diverse empirische Korrelationen der Nußelt-Zahlen für verschiedene Strömungs- und Wärmeübergangsprobleme. In Tabelle 2-4 werden die für experimentelle Untersuchungen verwendeten empirischen Korrelationen für Nußelt-Zahlen bei konstanten Wandtemperaturen dargestellt. Bei der Berechnung der Nußelt-Zahl für die erzwungene Konvektion wird zwischen Ansätzen für laminare und turbulente Strömung unterschieden. Darüber hinaus ist die Art der hydrodynamischen und thermischen Ausbildung der Strömung von Bedeutung. Der konvektive Wärmeübergang ist bei der Auslegung von Wärmeübertragern von besonderer Bedeutung, weshalb ein möglichst hoher Wärmeübergangskoeffizient angestrebt wird. Dazu werden häufig Maßnahmen wie die Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit, die Erzeugung von turbulenten Verwirbelungen durch künstliche Störungen oder mehrfache Strömungsumlenkungen sowie eine Vergrößerung der Wärmeübertragungsfläche durch strukturierte Oberflächen eingesetzt.

Tabelle 2-4: Empirische Näherungsgleichungen für mittlere Nußelt-Zahlen in geraden Röhren und Kanälen.

Gleichung	Gültigkeitsbereiche	Literatur
Gnielinski-Gleichung für unausgebildete laminar durchströmte Röhre und Kanäle		
$Nu_L = (Nu_{L,1}^3 + 0,7^3 + Nu_{L,2}^3 + Nu_{L,3}^3)^{\frac{1}{3}} \cdot f_K \quad [2-62]$ mit: $Nu_{L,1} = 3,66$ $Nu_{L,2} = 1,615 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_h}{L} \right)^{\frac{1}{3}} - 0,7$ $Nu_{L,3} = \left(\frac{2}{1+22 \cdot Pr} \right)^{\frac{1}{6}} \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_h}{L} \right)^{\frac{1}{2}}$	$Re < 2.300$ $0,1 \leq Pr \leq \infty$ $0,1 < Re \cdot Pr \cdot \frac{d_h}{L} < 10.000$	Gnielinski (1989)
modifizierte Dittus-Boelter-Gleichung für ausgebildete und turbulent durchströmte Röhre und Kanäle		
$Nu_T = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad [2-63]$ $Nu_T = 0,027 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad [2-64]$	$6.000 < Re < 10^7$ $0,5 \leq Pr \leq 120$ $Re < 10^4$	Sieder et al. (1936) Sleicher et al. (1975)
modifizierte Petukhov-Gleichung für ausgebildete und turbulent durchströmte Röhre und Kanäle		
$Nu_T = \frac{\left(\frac{f_R}{8}\right) \cdot Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{f_R}{8}} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_h}{L}\right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad [2-65]$ mit: $f_R = \sqrt{1,8 \cdot \log_{10} Re - 1,5}$	$10^4 \leq Re \leq 10^6$ $0,1 \leq Pr \leq 1.000$ $\frac{d_h}{L} \leq 1$	Gnielinski (1995)
Übergangsbereich zwischen laminar und turbulent voll ausgebildeter durchströmter Röhre und Kanäle		
$Nu_{L \rightarrow T} = (1 - \gamma) \cdot Nu_L + \gamma \cdot Nu_T \quad [2-66]$ mit: $\gamma = \frac{Re - 2.300}{10^4 - 2.300}$	$2.300 \leq Re \leq 10^4$ $0 \leq \gamma \leq 1$ $\gamma = 1$ turbulent ausgebildet $\gamma = 0$ laminar ausgebildet	Gnielinski (1995)
Allgemein		
f_R L	Fanning-Reibungsfaktor für glatte Röhre in 1 nach Konakov (1946, 508), Rohrlänge in m.	

Während bei laminarer Strömung die Rauigkeit der Rohrwandung keine Veränderungen des Wärmeübergangs bewirkt, ist diese in turbulenten Strömungen zu berücksichtigen. In turbulenten Strömungen wird die laminare Unterschicht mit zunehmender Reynolds-Zahl dünner, wodurch die Rauheitselemente der Rohrwand die laminare Unterschicht als thermische Isolationschicht unterbrechen und den Wärmeübergang erhöhen. Gleichzeitig verursachen diese hervorstehenden Rauheitselemente als Formwiderstände eine höhere Wandschubspannung und führen somit zu höheren Reibungsverlusten. (Lienhard IV et al. 2020, 321)

Für die Nußelt-Korrelation von durchströmten Rohrleitungen oder Kanälen sind die temperaturabhängigen Stoffwerte stets auf die mittlere Temperatur des Wärmeträgermediums zu beziehen (VDI 2013, 785):

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_{VL} - \vartheta_{RL}}{2} \quad [2-67]$$

wobei:

- ϑ_m Mitteltemperatur oder Bezugstemperatur in °C,
- ϑ_{VL} Eintrittstemperatur oder Vorlaufstemperatur in °C,
- ϑ_{RL} Austrittstemperatur oder Rücklaufstemperatur in °C.

Weichen die mittleren Fluidtemperaturen deutlich von den Wandtemperaturen ab, kann die Viskosität die tatsächliche Dicke der Grenzschicht nicht mehr ausreichend genau abbilden und somit den berechneten Wärmeübergang verfälschen (Marek et al. 2019, 114). Deshalb wird bei großen Temperaturdifferenzen die Nußelt-Zahl korrigiert (Sieder et al. 1936, 1431). Der empirische Korrekturfaktor gibt die temperaturabhängige Veränderung der Prandtl-Zahl auf den Wärmeübergang an (Hufschmidt et al. 1968, 1045):

$$f_K = \left(\frac{Pr}{Pr_0} \right)^{0,11} \quad [2-68]$$

wobei:

f_K Korrekturfaktor in 1,

Pr Prandtl-Zahl für mittlere Temperatur des Wärmeträgermediums in 1,

Pr_0 Prandtl-Zahl bei Wandtemperatur in 1.

In gekrümmten Rohren bilden sich Sekundärströmungen aus, die den Wärmeübergang verbessern, aber auch zu höheren Druckverlusten führen (Dravid et al. 1971, 1114). Mit zunehmender Reynolds-Zahl wächst die Ausdehnung der Sekundärwirbel und die Wirbel bewegen sich vermehrt von der Rohrachse nach außen. Diese Sekundärwirbel verdrängen die Grenzschicht an der äußeren Seite des gekrümmten Rohres, wodurch sich ein asymmetrisches Geschwindigkeitsprofil entwickelt. In dem Verdrängungsbereich mit der dünneren Grenzschicht treten die niedrigsten Wandtemperaturen und die höchsten lokalen Nußelt-Zahlen auf. Zudem erhöhen die Sekundärwirbel die kritische Reynolds-Zahl zum Übergang zur turbulenten Strömung. (El-Genk et al. 2017, 447)

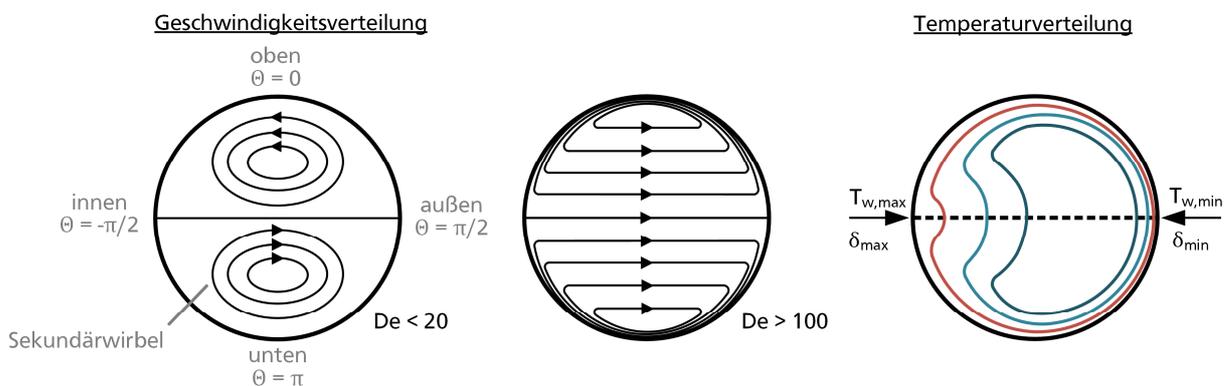


Abbildung 2-14: Verteilung der Strömungsgeschwindigkeit und der Fluidtemperatur nach El-Genk et al. (2017, 448).

In gekrümmten Rohren wird die Strömung häufig über die Dean-Zahl als eine modifizierte Reynolds-Zahl beschrieben (Manlapaz et al. 1981, 199):

$$De = \frac{d_i u}{\nu} \cdot \sqrt{\frac{d_i}{D}} = Re \cdot \sqrt{\frac{d_i}{D}} \quad [2-69]$$

wobei:

De Dean-Zahl in 1,

D Wendeldurchmesser in m.

Janssen et al. (1978, 1202) unterscheiden für die Dean-Zahl drei Regionen:

$De < 20$: klein, die durch die Sekundärströmung verursachten Strömungskräfte sind vernachlässigbar,

$20 < De < 100$: mittel, die durch die Sekundärströmung hervorgerufenen Strömungskräfte gleichen die viskosen Kräfte aus,

$De > 100$: groß, die viskosen Kräfte sind nur in der Nähe der Rohrwand relevant.

In Tabelle 2-5 sind empirische Näherungsgleichungen für mittlere Nußelt-Zahlen in gekrümmten Rohren enthalten. Bei Rohrwendeln mit mehreren Rohrreihen weichen die lokalen Nußelt-Zahlen zwischen den verschiedenen Rohrreihen um etwa 5 % voneinander ab, weshalb für die mittlere Nußelt-Zahl der mittlere Wendeldurchmesser angesetzt werden kann. (Zhou et al. 2019, 8)

Tabelle 2-5: Empirische Näherungsgleichungen für mittlere Nußelt-Zahlen in gekrümmten Rohren und Kanälen.

Gleichung	Gültigkeitsbereiche	Literatur
$Nu_i = 3,66 + 0,014 \cdot [Re_m]^{0,86} \cdot Pr^{0,4} \quad [2-70]$ <p>wobei:</p> <p>Re_m modifizierte Reynolds-Zahl in 1 mit:</p> $Re_m = Re \cdot \left(1 + 3,4 \cdot \frac{\frac{d_i}{\bar{D}}}{1 + 4 \cdot \pi^2 \cdot \tan^2 \alpha} \right)$ <p>\bar{D} mittlerer Wendeldurchmesser in m mit:</p> $\bar{D} = \frac{\sum_{i=1}^n D_i}{n}$ <p>D_i Durchmesser der Rohrwendel in m, n Anzahl der Rohrreihen in 1, α Steigungswinkel in ° mit $\alpha = \tan^{-1} \frac{p}{\pi \cdot \bar{D}}$, p Steigungshöhe, vertikaler Abstand zwischen Rohrachsen in m.</p>	$0,02 \leq \frac{d_i}{\bar{D}} \leq 0,097$ $0,7 \leq Pr \leq 21$ $150 \leq Re_m \leq 1,2 \cdot 10^5$	El-Genk et al. (2017)
$Nu_i = 0,0214 \cdot Re^{0,9029} \cdot Pr^{0,2582} \cdot \left(\frac{d_i}{\bar{D}} \right)^{0,096} \quad [2-71]$ <p>wobei:</p> <p>\bar{D} mittlerer Wendeldurchmesser in m mit</p> $\bar{D} = \frac{D_{max} - D_{min}}{2}$	$36,94 \leq \frac{\bar{D}}{d_i} \leq 48,40$ $8,62 \leq Pr \leq 9,79$ $5.460 \leq Re \leq 10.633$ $1,59 \leq \frac{\Delta y}{d_i} \leq 3,50$ $1,91 \leq \frac{\Delta y}{d_i} \leq 5,73$	Zhou et al. (2018)
$\alpha_{i,sp} = \alpha_i \cdot \left(1 + 3,5 \cdot \frac{d_i}{\bar{D}} \right) \quad [2-72]$ <p>mit:</p> <p>$\alpha_{i,sp}$ mod. Wärmeübergangskoeffizient in $W/(m^2 K)$</p>		Patil et al. (1982)

2.2.6. Wärmedurchgang

In Wärmeübertragern wird die Wärmeenergie vom wärmeren Fluid zunächst durch die Grenzschicht an die angrenzende Trennwand übertragen (Abbildung 2-15). Infolge der unterschiedlichen Temperaturen an der Innen- und Außenfläche der Wand bildet sich ein Temperaturgradient aus, der die Wärmeenergie innerhalb der Trennwand in Richtung der niedrigeren Temperatur weiterleitet. Anschließend wird die Wärmeenergie von der Trennwand durch die Grenzschicht an das kältere Fluid abgegeben, wodurch sich dieses erwärmt. Dieser stationäre Prozess der Wärmeübertragung vom wärmeren zum kälteren Fluid durch die Trennwand des Wärmeübertragers wird als Wärmedurchgang bezeichnet und über den Wärmedurchgangskoeffizienten beschrieben.

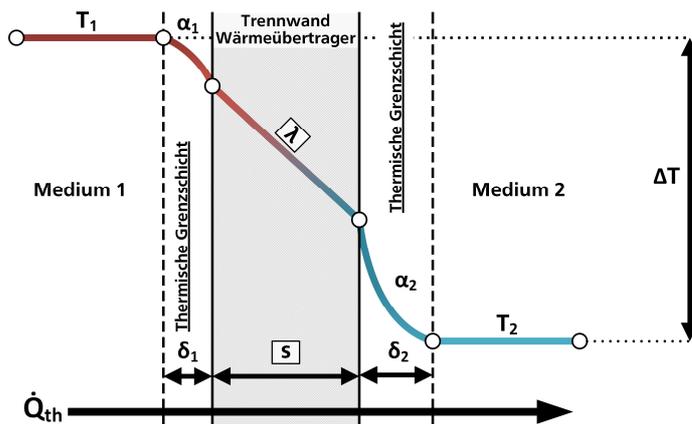


Abbildung 2-15: Wärmedurchgang für eine ebene Wand bei turbulenter Außenströmung.

Der Wärmedurchgangskoeffizient fasst die konvektive und die konduktive Wärmeübertragung sowie die Wärmestrahlung in einem einzigen Wert zusammen, der die gesamte Wärmeübertragung durch eine Trennwand repräsentiert. Er wird definiert als die inverse Summe der äußeren und inneren Wärmeübergangswiderstände sowie des konduktiven Widerstands der Trennwand:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad [2-73]$$

wobei:

- k Wärmedurchgangskoeffizient in $\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$,
- α_1 äußerer Wärmeübergangskoeffizient in $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$,
- λ Wärmeleitfähigkeit der Trennwand in $\text{W}/(\text{m K})$,
- s Wandstärke in m ,
- α_2 innerer Wärmeübergangskoeffizient in $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$.

Der Wärmestrom durch eine ebene Trennwand lässt sich über den Wärmedurchgangskoeffizienten berechnen als:

$$\dot{Q}_{th} = k \cdot A \cdot (T_1 - T_2) \quad [2-74]$$

wobei:

- A Wärmeübertragungsfläche in m^2 ,
- T_1 Fluidtemperatur der wärmeren Seite in K ,
- T_2 Fluidtemperatur der kälteren Seite in K .

Während der Wärmedurchgangskoeffizient ein Maß für die Wärmedurchlässigkeit einer Trennwand ist, gibt der reziproke Wert den thermischen Widerstand an, den die Trennwand dem Wärmestrom entgegensetzt. Insbesondere bei der Auslegung und der Analyse von Wärmeübertragern wird der Wärmedurchgangswiderstand verwendet, um die Gesamteffizienz der Wärmeübertragung zu bewerten und Bereiche für mögliche Verbesserungen zu identifizieren:

$$R_{tot} = \frac{1}{k} = R_1 + R_\lambda + R_2 = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad [2-75]$$

wobei:

R_{tot} Wärmedurchgangswiderstand in $(m^2 \cdot K)/W$,

R_1, R_2 Wärmeübergangswiderstand in $(m^2 \cdot K)/W$,

R_λ Wärmedurchlasswiderstand der Trennwand in $(m^2 \cdot K)/W$.

Verschmutzungen an der Trennwand erhöhen den Wärmedurchgangswiderstand und werden bei der Berechnung als zusätzliche Schichten mit eigenen Wärmewiderständen betrachtet (Abbildung 2-16), wodurch die Trennwand als mehrschichtiges System betrachtet wird:

$$R_{tot} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2} \quad [2-76]$$

wobei:

s_i Dicke einer Einzelschicht in m,

λ_i Wärmeleitfähigkeit der jeweiligen Schicht oder der Verschmutzung in $(m^2 \cdot K)/W$.

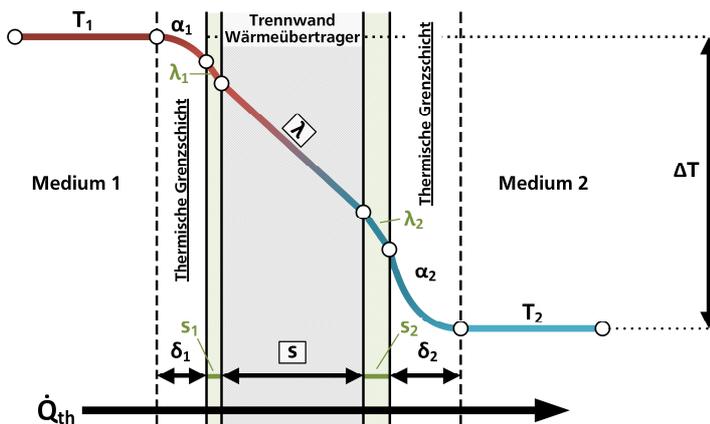


Abbildung 2-16: Wärmedurchgang durch eine verschmutzte, mehrschichtige Trennwand.

Der Wärmeübergangskoeffizient ändert sich entlang des Strömungsweges eines Fluids durch einen Wärmeübertrager. Dieser Längeneffekt entsteht durch die zunehmende Dicke der Grenzschicht und die örtlich variierenden Fluidtemperaturen. Diese Temperaturänderungen beeinflussen die Stoffwerte des Fluids, was wiederum den Wärmeübergangskoeffizienten beeinflusst:

$$\alpha_{\text{örtl.}} = \alpha_{\text{örtl.}}(x, T_F, T_W) \quad [2-77]$$

wobei:

$\alpha_{\text{örtl.}}$ örtlicher Wärmeübergangskoeffizient in $W/(m^2 \cdot K)$,

x Strömungsweg in m,

T_F Fluidtemperatur in der ungestörten Strömung in K,

T_W Wandtemperatur in K.

Um den gesamten Wärmeübergang in einem Wärmeübertrager zu berechnen, wird ein mittlerer Wärmeübergangskoeffizient eingeführt, der durch Integration des örtlichen Wärmeübergangskoeffizienten über den gesamten Strömungsweg oder über die gesamte Fläche berechnet wird:

$$\alpha = \frac{1}{L} \cdot \int_{x=0}^L \alpha_{\text{örtl.}} \cdot dx = \frac{1}{A} \cdot \int_A \alpha_{\text{örtl.}} \cdot dA \quad [2-78]$$

Der mittlere Wärmeübergangskoeffizient ist hierin unabhängig vom Längeneffekt und hängt weiterhin von den örtlichen Fluid- und Wandtemperaturen ab:

$$\alpha = \alpha(T_F, T_W) \quad [2-79]$$

Da die Änderung der örtlichen Temperaturdifferenz entlang der Wärmeübertragerfläche nicht linear verläuft, würde ein arithmetisches Mittel den tatsächlichen Wärmestrom überschätzen. Stattdessen wird die logarithmische mittlere Temperaturdifferenz als wirksame Temperaturdifferenz eingeführt. Der übertragene Wärmestrom in einem Wärmeübertrager steigt mit der Zunahme dieser logarithmischen mittleren Temperaturdifferenz und variiert je nach der gewählten Stromführung im Wärmeübertrager. Je mehr sich die Fluidtemperaturen auf beiden Seiten angleichen, desto geringer wird die wirksame Temperaturdifferenz. Die logarithmische mittlere Temperaturdifferenz für Gegenstrom- und Gleichstromführung berechnet sich wie folgt:

$$\Delta T_{m,\log} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_a}{\ln \frac{\Delta T_e}{\Delta T_a}} \quad [2-80]$$

wobei:

$\Delta T_{m,\log}$ logarithmische mittlere Temperaturdifferenz in K,

ΔT_e Temperaturdifferenz am Eintritt des Wärmeübertragers in K,

ΔT_a Temperaturdifferenz am Austritt des Wärmeübertragers in K.

Unter Berücksichtigung der nichtlinearen Temperaturänderung zwischen den beiden Fluiden entlang des Wärmeübertragers und des gegebenen Wärmedurchgangskoeffizienten berechnet sich der Wärmestrom wie folgt:

$$\dot{Q}_{th} = k \cdot A \cdot \Delta T_{m,\log} \quad [2-81]$$

2.2.7. Wärmeübertrager

Die Arbeit befasst sich mit Wärmeübertragern als technischen Anlagen, die Wärmeenergie zwischen zwei Fluiden übertragen, ohne dass diese sich stofflich vermischen. Sie enthalten mindestens eine Trennwand, welche das wärmere Fluid vom kälteren Fluid räumlich trennt. Die übertragene Wärmemenge vom wärmeren Fluid entspricht der Wärmemenge, die vom kälteren Fluid aufgenommen wird. Die Beziehung lässt sich wie folgt ausdrücken:

$$Q_{th} = m_k \cdot c_{p,k} \cdot \Delta T_k = -m_w \cdot c_{p,w} \cdot \Delta T_w \quad [2-82]$$

wobei:

Q_{th} übertragene Wärmemenge in J,

m_k Masse des kälteren Fluids in kg,

m_w Masse des wärmeren Fluids in kg,

ΔT_k Temperaturänderung des kälteren Fluids in K,

ΔT_w Temperaturänderung des wärmeren Fluids in K.

Bei der Beschreibung der Wärmeübertragung in Wärmeübertragern sind folgende vereinfachende Annahmen gängig:

- Es liegen quasi-stationäre Bedingungen vor, wodurch die Temperaturverteilung im Wärmeübertrager nur örtlich, nicht jedoch zeitlich variiert;
- Der Strahlungsanteil an der Wärmeübertragung ist infolge der vorherrschenden niedrigen Temperaturen vernachlässigbar;
- Die Wärmedurchgangswiderstände werden hauptsächlich durch die Wärmeleitung in den Grenzschichten und der Trennwand bestimmt.

Die Stromführung beschreibt den gegenseitigen Lauf der Massenströme in einem Wärmeübertrager. Unterschieden wird zwischen Gleichstrom, Kreuzstrom und Gegenstrom, wobei auch Zwischenformen wie Kreuzgegenstrom möglich sind. Bei geringen Temperaturänderungen sind die Stromführungen in ihrer Effektivität etwa gleichwertig. Für größere Temperaturänderungen bieten die Gegen- und Kreuzstromführung Vorteile gegenüber der Gleichstromführung. Bei einer Gleichstromführung strömen das wärmere und kältere Fluid entlang der Trennwand in die gleiche Richtung (Abbildung 2-17). Am Eintritt ist die Temperaturdifferenz zwischen den Fluiden am größten, wodurch eine große Wärmemenge in kurzer Zeit übertragen wird. Zum Austritt hin nähern sich die Temperaturen der beiden Fluide an, wodurch der Temperaturgradient als treibender Mechanismus gegen Ende der Wärmeübertragung gegen null strebt.

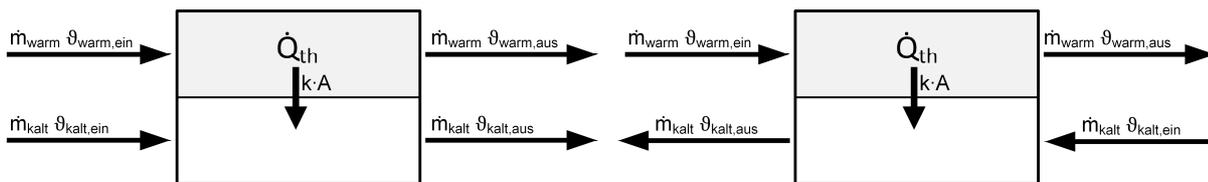


Abbildung 2-17: Abstrahierte Darstellung einer Gleichstromführung (links) und einer Gegenstromführung (rechts).

Bei der Gegenstromführung strömen das wärmere und kältere Fluid entlang der Trennwand in entgegengesetzter Richtung (Abbildung 2-17). Die Temperaturdifferenz als treibender Gradient bleibt idealerweise über die gesamte Länge des Wärmeübertragers annähernd gleich, was eine effizientere Wärmeübertragung als im Gleichstrom ermöglicht. Die Austrittstemperatur des wärmeaufnehmenden Fluids kann sogar höher sein als die des wärmeabgebenden Fluids.

Bei der Kreuz- und Querstromführung strömt das wärmere Fluid senkrecht zur Strömungsrichtung des kälteren Fluids (Abbildung 2-18). Da sich die Fluide kreuzen und nicht parallel oder entgegengesetzt strömen, variiert die Temperaturdifferenz zwischen den beiden Fluiden ständig über die Fläche des Wärmeübertragers. Die komplexere Geometrie kann zu Mehrfachkreuzungen der Fluide oder zu Randeffekten führen, die die Berechnung der Wärmeübertragung erschweren. Für die Berechnung des Wärmetransports bei Kreuzstromführung wird daher ein Korrekturfaktor berücksichtigt.

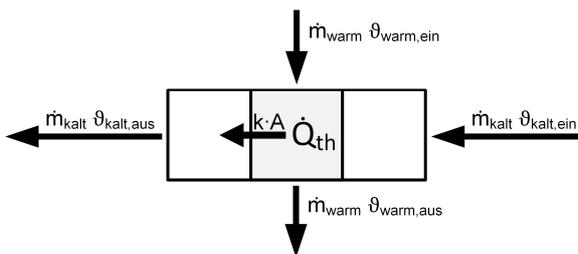


Abbildung 2-18: Abstrahierte Darstellung einer Kreuzstromführung.

In der vorliegenden Arbeit erfolgt eine begriffliche Abgrenzung zwischen den beiden Seiten eines Wärmeübertragers. Auf der Seite des Fließgewässers beschreibt der Durchfluss den Wasserdurchsatz, während auf der Seite des Wärmeträgers der Volumenstrom verwendet wird. Weiterhin wird zwischen dem gewässerseitigen Eintritt und Austritt sowie dem Vor- und Rücklauf des Wärmeträgers unterschieden.

Die Grädigkeit ist definiert als die Temperaturdifferenz zwischen dem Vorlauf des Wärmeträgermediums bei Eintritt in den Wärmeübertrager und dem gewässerseitigen Eintritt. Eine abnehmende Grädigkeit führt zu einem erhöhten Bedarf an Wärmeübertragungsfläche.

Die Temperaturspreizung bezieht sich sowohl auf die Differenz zwischen der gewässerseitigen Ein- und Austrittstemperatur als auch auf die Temperaturdifferenz zwischen dem Vor- und Rücklauf auf der Verbraucherseite. Eine niedrige Temperaturspreizung erfordert für die gleiche Wärmeentzugsleistung einen höheren Durchsatz, während eine hohe Temperaturspreizung darauf hindeutet, dass ein längerer Wärmeübertrager benötigt wird, um die Wärme effektiv zu übertragen. In einer Feldstudie mit 33 Wärmepumpen über 1 MW thermische Leistung betrug die wärmeträgerseitige Spreizung durchschnittlich 3 bis 4 K, schwankte jedoch zwischen 1 und 6 K (Jesper et al. 2021, 9).

Der Druckverlust zwischen dem Vorlauf und dem Rücklauf des Wärmeträgermediums dient als Indikator für den Strömungswiderstand des Systems. Ein niedriger Druckverlust verringert den Energiebedarf der Umwälzpumpe, erfordert jedoch eine größere Wärmeübertragungsfläche, um eine effiziente Wärmeübertragung sicherzustellen.

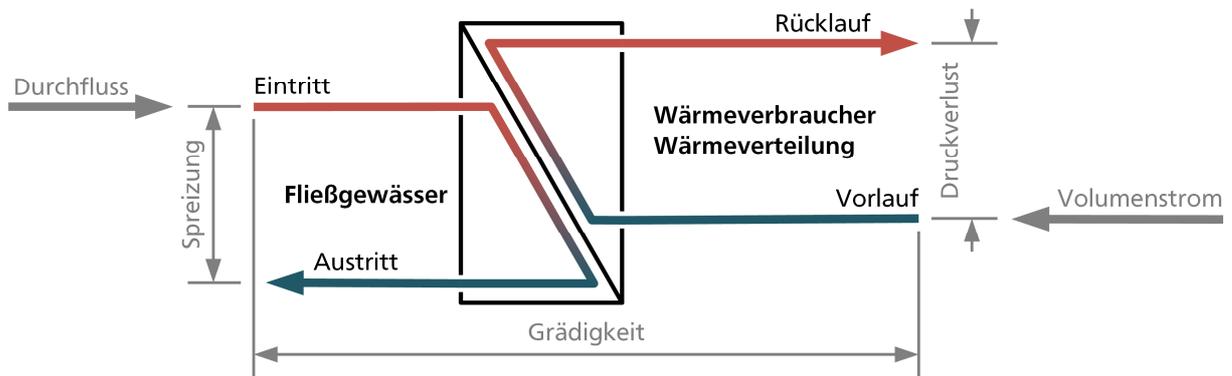


Abbildung 2-19: Schematische Darstellung der Temperatur- und Strömungsverhältnisse in einem Wärmeübertrager. Die Grädigkeit repräsentiert die Temperaturdifferenz zwischen dem Vorlauf des Wärmeträgers und dem Eintritt des Fließgewässers. Die Temperaturspreizung beschreibt die Differenz zwischen den Ein- und Austrittstemperaturen. Die Pfeile illustrieren die Richtungen des Durchflusses und des Volumenstroms.

2.2.8. Verlegung von Rohrleitungen

Liegen Rohrleitungen nicht über die gesamte Länge auf, so müssen die einwirkenden Kräfte durch den Innendruck, das Eigengewicht und den Temperaturveränderungen in regelmäßigen Abständen von Auflagern aufgenommen werden. Diese Auflager sind so zu konstruieren, dass sie die Kräfte anteilig aufnehmen und in den Boden abtragen können. Gleichzeitig dürfen sie die thermische Ausdehnung der Rohrleitungen nicht behindern und müssen unzulässige Lageveränderungen der Rohrleitungen verhindern. (Müller 1968, 64) Eine gängige Auflagerung besteht aus gemauerten oder betonierten Stützsockeln mit einem schalenförmigen Gleitlager, in dem die Rohrleitung eingelegt wird (Abbildung 2-20). Die Gleitlager stützen die Rohrleitung, lassen aber eine horizontale Verschiebung zu. (Giesecke et al. 2014, 317) Rohrsättel sind wegen ihrer einfachen und kostengünstigen Ausführung vorteilhaft, erfordern jedoch aufgrund der hohen Reibungskräfte an den Gleitlagern relativ kleine Stützweiten. Rollen- und Pendelabstützungen verursachen geringere Reibungskräfte, bedingen aber stattdessen einen höheren Konstruktions- und Wartungsaufwand. (Müller 1968, 117)

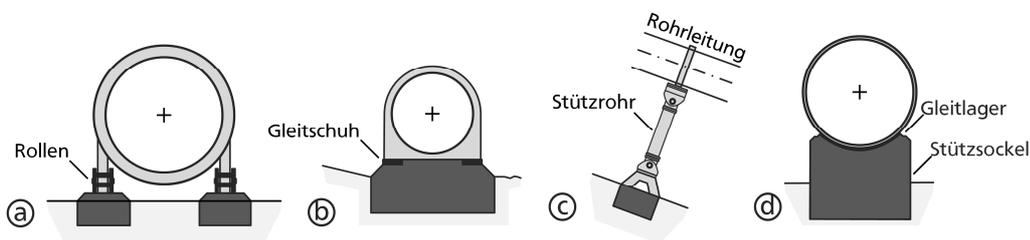


Abbildung 2-20: Auflagertypen mit (a) Rollenstütze, (b) gleitende Abstützung, (c) Pendelstütze und (d) Sattelgleitlager nach Giesecke et al. (2014, 317).

Der Abstand zwischen den Auflagern soll eine unzulässige Durchbiegung der Rohrleitung verhindern und ist abhängig von den Materialeigenschaften sowie der Rohrabmessung und den einwirkenden Lasten. Für eine gegebene Durchbiegung berechnet sich die Stützweite in einem einfachen, ebenen Rohrsystem als zweifach gelagerter Biegeträger und einer einwirkenden Streckenlast mit (Wossog 2014, 458):

$$L = \sqrt[4]{\frac{h \cdot f_E \cdot E \cdot I}{q_L}} \quad [2-83]$$

wobei:

h zulässige Durchbiegung in mm/m, hier $h = 1$ mm/m,

L zulässige Stützweite in m,

f_E Einspannfaktor in 1, bei einer starren Lagerung an Festpunkten wie Pumpen oder Behältern $f_E = 384$, bei freier Auflage auf Gleitlager $f_E = \frac{384}{5}$ und für Durchlaufträger mit gleicher Stützenweite und gleiche Streckenlast $f_E = \frac{384}{2,5}$,

E Elastizitätsmodul in N/mm²,

I Flächenträgheitsmoment in mm⁴ mit:

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (d_a^4 - d_i^4),$$

q_L Streckenlast in N/mm.

Die Durchbiegung von Rohrleitungen führt zu Biegespannungen in der Rohrwand, welche die zulässige Biegespannung nicht überschreiten dürfen. Für die Wahl einer angemessenen Stützweite ist der kleinere Wert aus der zulässigen Biegespannung oder der begrenzten Durchbiegung entscheidend (Abbildung 2-21). Die Berechnung der erforderlichen Stützweite für eine gegebene zulässige Biegespannung erfolgt nach Franke et al. (2014, 196) mit:

$$L = \sqrt{f_E \cdot \frac{\pi \cdot (d_a^4 - d_i^4) \cdot \sigma_{B,zul}}{q_l \cdot d_a}} \quad [2-84]$$

wobei:

f_E Einspannfaktor in 1, bei einer starren Lagerung an Festpunkten wie Pumpen oder Behältern $f_E = \frac{4}{3}$, bei freier Auflage auf Gleitlager $f_E = \frac{1}{4}$,

$\sigma_{B,zul}$ zulässige Biegespannung in N/mm².

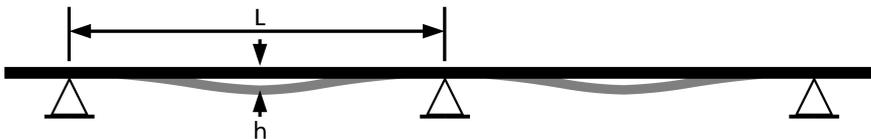


Abbildung 2-21: Durchbiegung einer Rohrleitung durch das Eigengewicht nach Wagner (2012, 226).

Die Streckenlast einer Rohrleitung umfasst neben dem Gesamtgewicht der Rohrleitung das Gewicht des durchströmenden Fluids sowie zusätzliche Lasten durch Schnee und Wind. Einzellasten wie Armaturen werden separat berücksichtigt. Die Norm DIN EN 1991-1-3 (2015) regelt die Schnee- und Eislasten für nicht überdachte Rohrleitungen, während Rohrleitungen in der DIN EN 1991-1-4 (2010) als steife, nicht schwingungsanfällige Systeme behandelt werden und der Winddruck als statische Flächenlast unabhängig von der Windrichtung angenommen wird. Dies gilt insbesondere für Rohrleitungen, deren Oberkante sich 25 m oder weniger über dem Bodenniveau befindet, wodurch eine vereinfachte Berechnung des Winddrucks in Abhängigkeit von der Windzone möglich ist (Wossog 2014, 28):

$$q_L = \frac{m_R}{L_R} \cdot g + \rho_F \cdot g \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} + g \cdot \mu_s \cdot s_k \cdot d_A + g \cdot \mu_p \cdot q_P \cdot d_A \quad [2-85]$$

wobei:

q_L Streckenlast der Rohrleitung in N/m,

m_R Masse der Rohrleitung in kg,

L_R Länge der Rohrleitung in m,

μ_s Formbeiwert in 1, für Rohrleitungen $\mu_s = 0,8$,

s_k maximale Schneelast in N/m² für Flachland bis 800 m Höhe mit

$$s_k = \max \left\{ 650; 190 + 910 \cdot \left(\frac{h_{NN} + 140}{760} \right)^2 \right\},$$

h_{NN} Höhe über Normalhöhennull in m,

μ_p Beiwert für zusätzliche Windangriffsflächen in 1, wie Armaturen mit $\mu_p = 1,2$,

q_P maximaler Winddruck in N/m².

Schalenförmige Gleitlager nehmen vertikale Lasten einer Rohrleitung auf und übertragen diese auf einen Stützsockel. Um eine gleichmäßige Lastverteilung zu gewährleisten und lokale Belastungen an der Rohrwand zu vermeiden, fordert die Richtlinie DVS 2210-1 (1997, 12) einen Umschließungswinkel von mindestens 90° für schalenförmige Rohrauflagen (Abbildung 2-22). Die erforderliche Länge der Rohrauflage wird von der zulässigen Beanspruchung der Rohrleitung vorgegeben:

$$L_{Gl} = \frac{L \cdot q_L \cdot s_D}{\sigma_{zul} \cdot l_U \cdot g} \quad [2-86]$$

wobei:

- L_{Gl} erforderliche Länge der Rohrauflage in m,
- q_R Streckenlast der Rohrleitung in N/m,
- s_D Sicherheitsbeiwert in 1 nach VGB-R 510 L (2016) mit $s_D = 1,2$,
- σ_{zul} zulässige Spannung in N/mm²,
- l_U Umfangslänge des Umschließungswinkels in mm, die maximal wirksame Umfangslänge der Rohrauflage entspricht einem Umschließungswinkel von 120°.

Die Mindestlängen der Rohrauflagen für Kunststoffrohre sind in Tabelle 2-6 aufgeführt.

Tabelle 2-6: Mindestlängen der Rohrauflage für Kunststoffrohre nach Richtlinie DVS 2210-1 (1997).

Außendurchmesser in mm	12 ... 20	25 ... 32	40 ... 63	75 ... 125	140 ... 180	200 ... 280	315 ... 400
Mindestlänge der Auflagefläche in mm	12	15	20	25	30	35	45

Gleitflächen sind so zu gestalten, dass sie eine Verschiebung der Rohrauflage um mindestens 25 mm in jede Richtung ermöglichen (DIN EN 13480-3 2017, 170). Zudem ist sicherzustellen, dass Rohrauflagen keine drucktragenden Schweißnähte verdecken, weshalb zu benachbarten Schweißnähten ein Mindestabstand von 50 mm einzuhalten ist (Wossog 2005, 255):

$$L_S \geq \sqrt{2 \cdot d_m \cdot s} \geq 0,05 \text{ m} \quad [2-87]$$

wobei:

- L_S Wegreserve in m,
- l Mindestabstand zu benachbarten Schweißnähten in m,
- d_m mittlerer Rohrdurchmesser in m mit $\frac{d_a - d_i}{2}$,
- s Wanddicke in m.

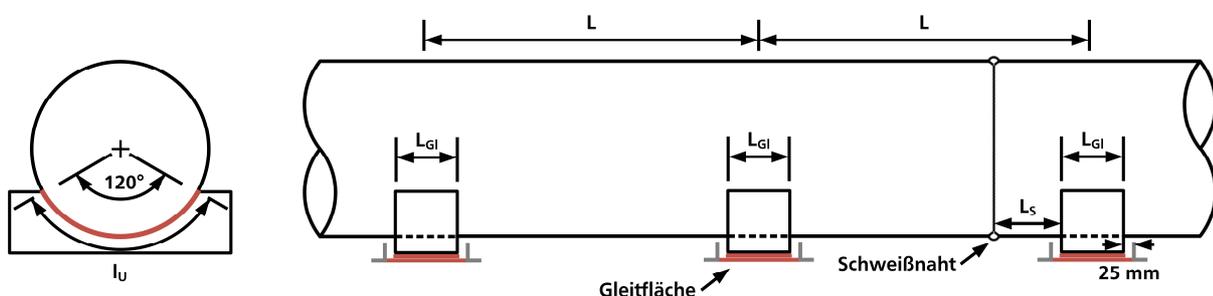


Abbildung 2-22: Schematische Darstellung einer schalenförmigen Rohrauflage mit Umschließungswinkel (links) und Mindestlänge sowie Wegreserve (rechts).

Freiverlegte Rohrleitungen sind sowohl durch das durchströmende Fluid als auch durch Umweltbedingungen wie der solaren Einstrahlung im Tages- und Jahresverlauf teils erheblichen Temperaturschwankungen ausgesetzt, die eine Längenänderung der Rohrleitungen bewirken. Werden diese Längenänderungen nicht im Rohrleitungsverlauf berücksichtigt oder durch den Einbau von Kompensationselementen ausgeglichen, kann es zu Schäden an der Rohrleitung selbst und an den Rohrlagerungen kommen. (Horlacher et al. 2018, 45)

Die Längenänderung von Rohrleitungen infolge von Temperaturänderungen wird durch den linearen Wärmeausdehnungskoeffizienten des verwendeten Rohrmaterials bestimmt. Dieser Koeffizient ändert sich mit der Temperatur und steigt mit zunehmender Temperatur. In Tabelle 2-7 sind die linearen Wärmeausdehnungskoeffizienten für gängige Rohrmaterialien aufgeführt, wobei insbesondere Rohrleitungen aus Kunststoff gegenüber metallischen Rohrleitungen erheblich größere Längenänderungen bei Temperaturschwankungen erfahren.

Tabelle 2-7: Ausgewählte mittlere lineare Wärmeausdehnungskoeffizienten nach Richtlinie DVS 2210-1 (1997, 7) und Herz (2014, 17).

Rohrmaterial	Mittlerer linearer Wärmeausdehnungskoeffizient	
	in mm/(m·K)	in 1/K
HDPE, PE	0,180	$1,80 \cdot 10^{-4}$
Edelstahl	0,017	$1,68 \cdot 10^{-5}$
Stahl	0,012	$1,20 \cdot 10^{-5}$

Bei der Berechnung der Längenänderung wird von der Montagetemperatur ausgegangen und die Temperaturänderung jeweils auf die niedrigste und höchste zu erwartende Umgebungstemperatur bezogen. Für Rohrleitungen im Außenbereich werden bei direkter Sonneneinstrahlung Umgebungstemperaturen von 60 °C und im Winter von -20 °C angesetzt. Innenliegende Rohrleitungen werden hingegen ganzjährig mit einer Umgebungstemperatur von 20 °C berücksichtigt. (Wossog 2016, 75) Die Wärmeausdehnung einer Rohrleitung berechnet sich mit:

$$\Delta L = \alpha \cdot \Delta T \cdot L \quad [2-88]$$

wobei:

ΔL Wärmeausdehnung der Rohrleitung in m,

α linearer Wärmeausdehnungskoeffizient in m/(m·K),

ΔT Temperaturänderung der Rohrleitung in K.

Wenn ein Rohrsystem zwischen zwei Festpunkten fixiert ist und erwärmt wird, versucht es sich in Längsrichtung auszudehnen. Da die Festpunkte diese Ausdehnung verhindern, entstehen Druckkräfte, die eine elastischen Verformung des Rohrsystems bewirken. (Franke et al. 2014, 218) Wird durch einen natürlichen Dehnungsausgleich eine elastische Längenänderung durch eine oder mehrere Richtungsänderungen im Rohrleitungsverlauf zugelassen, kann die Druckbeanspruchung in der Rohrleitung verringert werden (Jürgensonn 1953, 62). Ein einfaches System für diesen natürlichen Dehnungsausgleich sind beidseitig eingespannte L-Bögen, deren Rohrschenkel als Biegeschenkel wirken. Die Wärmeausdehnung des längeren Biegeschenkels bewirkt eine Auslenkung des kürzeren Biegeschenkels und führt somit zu einer zusätzlichen Biegebeanspruchung. (Herz 2014, 122) Sind die Biegeschenkel ausreichend lang dimensioniert, sodass die entstehende Biegespannung innerhalb des zulässigen Bereichs verbleibt, kann das Rohrsystem die Längenänderung kompensieren.

Die erforderliche Schenkellänge für einen L-Bogen in einem einfachen, ebenen Rohrsystem berechnet sich für jede Teilstrecke nach den Vorgaben der Richtlinie DVS 2210-1 (1997) und nach Wagner (2012, 200) mit:

$$L_B = \sqrt{\frac{3 \cdot d_a \cdot \Delta L \cdot E \cdot i}{\sigma_{B,zul} \cdot \nu_N}} \quad [2-89]$$

wobei:

- L_B erforderliche Biegelänge in m für beidseitig eingespanntes Rohr in m,
- E Elastizitätsmodul in N/mm², bei Kunststoffrohrleitungen wird das Kriechmodul in N/mm² mit der Bezugstemperatur $\vartheta = 0,5 \cdot (\min \vartheta + \max \vartheta)$ verwendet,
- i Spannungserhöhungsfaktor in 1 für Armaturen und Formstücke an der Einspannstelle nach DIN EN 13480-3 (2017),
- $\sigma_{B,zul}$ zulässige Biegespannung in N/mm²,
- ν_N Schweißnahtwertigkeit in 1, $\nu_N = 1$ für nahtlose Rohre, Richtwert für $\nu_N = 0,85$.

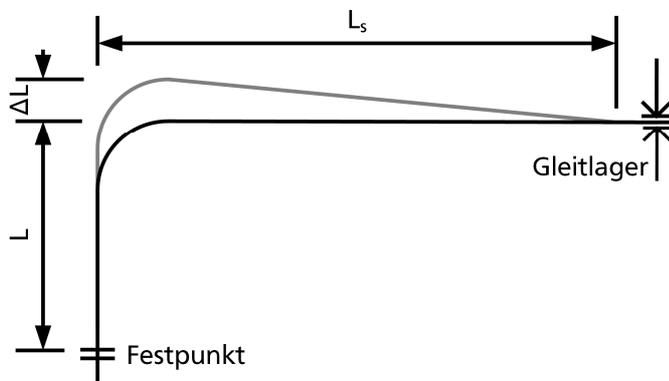


Abbildung 2-23: Schematische Darstellung der Längenänderung eines einseitig fest eingespannten Biegeschenkels infolge einer Temperaturänderung nach Wagner (2012, 172).

Abbildung 2-24 veranschaulicht ein ebenes Rohrsystem mit einem unsymmetrischen Umbogen, das zwischen zwei Festpunkten eingespannt ist, wobei dessen Wärmeausdehnung auf die Schwerpunktsachsen bezogen werden kann. Die Umlenkungen im Rohrsystem werden hierbei nicht als biegesteife Ecken betrachtet, sondern das Biegeverhalten der gekrümmten Rohrleitungen wird im Gesamtsystem berücksichtigt. Die Abstände des Linienschwerpunktes in x- und y-Richtung ergeben sich nach Jürgensonn (1953, 128), wobei $L_1 > L_3$ vorausgesetzt wird:

$$y_s = \frac{3,14 \frac{R^2}{K_L} + 1,57 \frac{R}{K_L} \cdot L_2 + 0,5 \cdot L_2^2 + L_2 \cdot R + L_2 \cdot L_3 + 2 \cdot R \cdot L_3}{L} \quad [2-90]$$

$$x_s = \frac{1,14 \frac{R^2}{K_L} + 0,5 \cdot L_1^2 + 0,5 \cdot L_3^2 + R \cdot (L_1 + L_3)}{L} \quad [2-91]$$

wobei:

- y_s Abstand des Linienschwerpunktes in y-Richtung in m,
- x_s Abstand des Linienschwerpunktes in x-Richtung in m,
- L elastische Rohrlänge in m, berechnet als $L = L_1 + L_2 + L_3 + 3,14 \cdot \frac{R}{K_L}$,
- K_L Lorenz-Zahl in 1 zur Korrektur des Biegeverhaltens gekrümmter Rohre, berechnet als $K_L = \frac{4 \cdot \lambda_B^2}{3 + 4 \cdot \lambda_B^2}$ und gültig für $K_L \leq 1$,
- λ_B Formfaktor in 1, definiert mit $\lambda_B = \frac{s \cdot R}{r^2}$,

s Wanddicke des Rohrbogens in m,

R Krümmungsradius des Rohrbogens in m, für 90°-Bogen mit $R = d_a \cdot \frac{\pi \cdot 90}{180}$,

r mittlerer Rohrradius in m, berechnet als $r = \frac{d_a - s}{2}$.

Die Verschiebung des Rohrsystems vom Linienschwerpunkt aus in positiver x-Richtung und in positiver y-Richtung durch eine Wärmeausdehnung kann mit den folgenden Formeln beschrieben werden: (Jürgensonn 1953, 127):

$$\Delta L_x = \alpha \cdot \Delta \vartheta \cdot (L_1 - L_3) \quad [2-92]$$

$$\Delta L_y = \alpha \cdot \Delta \vartheta \cdot (L_2 + 2 \cdot R) \quad [2-93]$$

wobei:

ΔL_x Wärmeausdehnung in positiver x-Richtung in m,

ΔL_y Wärmeausdehnung in positiver y-Richtung in m.

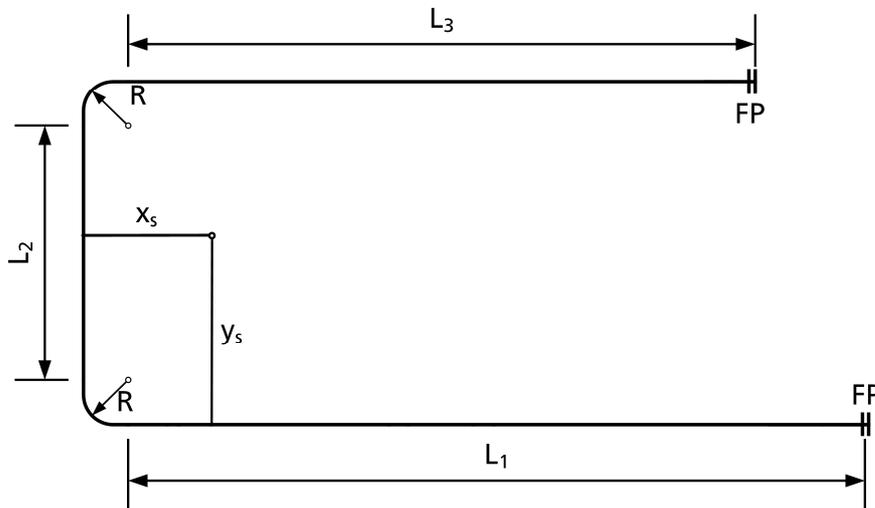


Abbildung 2-24: Schematische Darstellung eines unsymmetrischen Umbogens mit beidseitigen Einspannfestpunkten nach Jürgensonn (1953, 127).

2.3. Wärmepumpenanlage

Umweltwärmequellen sind natürliche Energiespeicher, die lokale Umgebungswärme aus Wasser, Außenluft, dem Erdreich und der solaren Einstrahlung bereitstellen. Diese Umgebungswärme liegt als Anergie vor, die unterhalb des erforderlichen Temperaturniveaus für Raumwärme, Warmwasser und Prozesswärme liegt. Um diese Umgebungswärme nutzbar zu machen, muss sie auf ein höheres Temperaturniveau angehoben werden, wozu extern zugeführte Arbeit in Form von Exergie notwendig ist. (Hamerak 2007, 38) Die Erschließung von Umweltwärme umfasst drei zentrale Teilprozesse: die Wärmeentnahme aus der Umwelt, die Transformation der entnommenen Wärme mittels einer Wärmepumpe und die anschließende Verteilung der aufgewerteten Wärme. Während die Wärmeentnahme stets am Anfang der Prozesskette steht, können die Wärmetransformation und Wärmeverteilung in unterschiedlicher Reihenfolge oder auch kaskadiert erfolgen. (Böttger et al. 2021, 5)

2.3.1. Umweltwärmequelle

Die wesentlichen Anforderungen an eine Umweltwärmequelle sind in Tabelle 2-8 aufgeführt und beinhalten die Verfügbarkeit, die Stabilität des Temperaturniveaus, die Erschließung sowie wirtschaftliche Aspekte. Diese Anforderungen können sich teils gegenseitig ausschließen (Cube et al. 1984, 55), was die Wahl einer geeigneten Wärmequelle zu einem möglichst ausgewogenen Kompromiss zwischen den gegebenen Bedingungen macht (Miara et al. 2011, 36).

Tabelle 2-8: Anforderungen an Umweltwärmequelle nach Baumann et al. (2007, 32), Cube et al. (1984, 54), Kirn (1983, 4), Rumpf (1977, 59) und Paul (1976, 6).

Anforderung	Erläuterung
Temperatur	
hohe Umgebungstemperatur	Temperatur nahe der Nutzttemperatur verringert den notwendigen Temperaturhub zum Verbraucher.
gleichbleibende Umgebungstemperatur	Vermeidet Effizienzverluste der Wärmepumpe; eine Abnahme um 1 K senkt die Jahresarbeitszahl um 2 – 4 %.
geringe Divergenz zwischen Wärmedargebot und Wärmebedarf	Ein möglichst kohärenter Verlauf stabilisiert die Wärmeversorgung und erhöht die Anlageneffizienz.
Wärmeübertragung	
hohe Wärmekapazität des Wärmeträgers	Ermöglicht effizienten Wärmetransport mit geringem Massenstrom und niedriger Förderleistung.
effizienter Wärmeübergang	Sichert die Übertragung des erforderlichen Wärmestroms bei minimaler Grädigkeit.
Verfügbarkeit und Qualität	
ausreichende Verfügbarkeit des Wärmeträgers	Gewährleistet eine zuverlässige und stetige Bereitstellung der Umweltwärme.
weitreichende örtliche Verfügbarkeit	Erhöht die Anwendbarkeit und Zugänglichkeit der Umweltwärmequelle.
geringer Raumbedarf für Wärmequellenanlage	Ermöglicht die Erschließung bei städtischen oder begrenzten Flächen.
geringe Verschmutzung des Wärmeträgers	Vermeidung von Verschmutzung, Korrosion und Vereisung der wärmeübertragenden Anlagenteile.
Kosten	
niedrige Erschließungskosten	Erschließungskosten sollten für eine rentable Anlage nicht über 10 bis 15 % der Gesamtkosten liegen.
geringe Nutzungsgebühren	Gewährleistet eine kostengünstige Wärmeversorgung.
geringer Energieraufwand zum Wärmetransport	Senkt die Betriebskosten für Umwälzpumpen und Ventilatoren.

Abbildung 2-25 veranschaulicht, wie sich die Temperaturen von Außenluft, Erdreich, Grundwasser und Oberflächengewässern im Jahresverlauf ändern. Während die Temperaturen der Außenluft ausgeprägten saisonalen Schwankungen unterliegen, weisen insbesondere Oberflächengewässer und das Erdreich in etwa 1 m Tiefe ein wesentlich gleichmäßigeres Temperaturprofil über das Jahr hinweg auf. Das Grundwasser hingegen zeichnet sich durch eine fast ganzjährig konstante Temperatur aus.

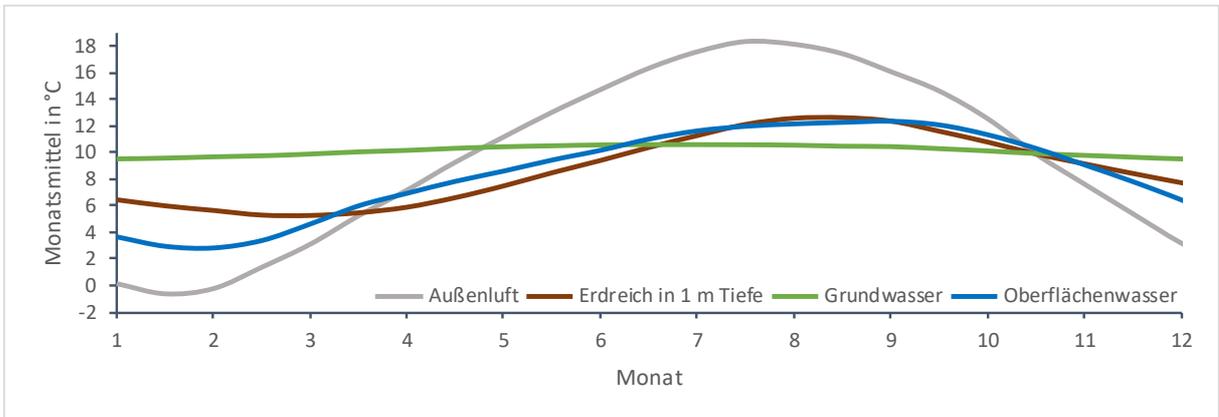


Abbildung 2-25: Typische Temperaturverläufe gängiger Umweltwärmequellen nach Baumgartner et al. (1993, 20) und Sulzer Escher Wyss (1978, 4).

Abbildung 2-26 enthält das Verhältnis zwischen der Verfügbarkeit und der Effizienz der verschiedenen Wärmequellen. Die höchste Leistungszahl wird bei Nutzung von Grundwasser als Wärmequelle erreicht, allerdings verfügt dieser Wärmeträger über die geringste Verfügbarkeit. Erdreich zeigt ein ausgeglichenes Verhältnis von Effizienz und Verfügbarkeit. Während Außenluft fast unbegrenzt zur Verfügung steht, beeinträchtigen die variablen Temperaturen und die Gegenläufigkeit zwischen der Umgebungstemperatur und dem Wärmebedarf die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe.



Abbildung 2-26: Verfügbarkeit und Effizienz der unterschiedlichen Wärmequellen nach Viessmann (2011, 38).

Tabelle 4-13 stellt die Eigenschaften gängiger Umweltwärmequellen gegenüber, welche sich auf deren Erschließung und die weitere Auslegung von Wärmepumpenanlagen auswirken. In der angloamerikanischen Fachliteratur wird die thermische Nutzung von Fließgewässern häufig der Erdwärmennutzung zugeordnet, wobei offene Systeme vor allem mit der Nutzung von Grundwasser und geschlossene Systeme mit Erdwärmekollektoren verglichen werden. Trotz dieser Ähnlichkeiten in der Anwendung und Installation weichen die Temperaturregime der Fließgewässer deutlich von jenen im Erdreich ab, was bei der Systemauswahl berücksichtigt werden muss. (Kavanaugh et al. 2014, 5)

Tabelle 2-9: Vergleich von Umweltwärmequellen für Wärmepumpensysteme. Grundwasser nach Seifert (2020, 55), Günther et al. (2014, 93) und Hamerak (2007, 45); Erdwärme nach Bonin (2018, 12), Günther et al. (2014, 83) und Ochsner (2007, 47); Außenluft nach Bonin (2018, 16), Günther et al. (2014, 66) und Viessmann (2011, 37).

Grundwasser	Erdreich	Außenluft
Wärmequelle		
solare Einstrahlung und geothermische Wärme	oberflächennah durch solare Einstrahlung, tiefer durch geothermische Wärme	solare Strahlungsenergie
Temperaturkonstanz		
ganzjährig nahezu gleichmäßig	oberflächennah schwankend, tiefer gleichmäßig	große saisonale Schwankungen
Wärmeentnahme		
offenes System mit Saug- und Schluckbrunnen	geschlossenes System mit horizontalen Erdkollektoren oder vertikalen Erdwärmesonden	Ansaugen der Luft über Ventilator
Erschließungskosten		
relativ hoch, insbesondere die Errichtung der Brunnen	hoch, überproportionaler Anteil der Bohrkosten	geringer Erschließungsaufwand
Betriebskosten		
etwa 11,4 % des Gesamtenergiebedarfs, Spannweite 7,8 ... 16 %	etwa 4,5 % des Gesamtenergiebedarfs, Spannweite 2,0 ... 8,2 %	etwa 5,7 % des Gesamtenergiebedarfs, Spannweite 2,3 ... 11 %
Regeneration		
Selbstregeneration durch Grundwasserströmung	Regeneration allmählich nach Heizperiode	keine Regeneration notwendig
Betriebsbedingungen		
Systemtrennung bei schlechter Wasserqualität erforderlich	konstante Bedingungen für Wärmeübertrager	Vereisungsgefahr des Verdampfers
Eignung		
gut, wenn Wasserqualität und -menge geeignet sind	gut für konstante Heizleistung, durch Erschließungskosten nicht für Wärmebedarf über 15 kW	effiziente Warmwasserversorgung im Sommer, im Winter ggf. zusätzl. Wärmeerzeuger nötig
Flächenbedarf		
Flächenbedarf für Brunnenanlagen	abhängig von der Wärmeentnahmetechnik	Fläche für große Ventilatoren und Verdampfer
Örtliche Verfügbarkeit		
lokal begrenzt, abhängig von Grundwasservorkommen	weit verbreitet, abhängig von geologischen Gegebenheiten	überall verfügbar
Sonstiges		
Monitoring nach Inbetriebnahme für ökologische Betrachtung notwendig	Eignung für Eisspeichersysteme an Standorten mit eingeschränkter Erdwärmennutzung	Betrieb im Winter kann zusätzlichen Wärmeerzeuger erforderlich machen

2.3.2. Wärmeentnahme und Systemtrennung

Der Primärkreis in Abbildung 2-27 erschließt die Umweltwärme aus dem natürlichen Energiespeicher und transportiert sie entweder direkt zum Wärmepumpenverdampfer oder zu einem zwischengeschalteten Wärmeübertrager. Dieser Kreislauf beinhaltet die Wärmequellenanlage sowie Komponenten wie Umwälzpumpen, Sicherheitseinrichtungen und Rohrleitungen. Wärmequellenanlagen entnehmen die Umweltwärme aus der Umgebung und lassen sich je nach Art der Wärmeentnahme in geschlossene und offene Systeme unterteilen. Offene Systeme, wie Grundwasserbrunnen, geben den Wärmeinhalt des Grundwassers direkt an den Wärmepumpenverdampfer ab. Geschlossene Systeme, wie Erdwärmekollektoren, verwenden ein Wärmeträgermedium in einem geschlossenen Kreislauf, um die Umweltwärme indirekt zur Wärmepumpe zu übertragen. (Berger 2011, 1)

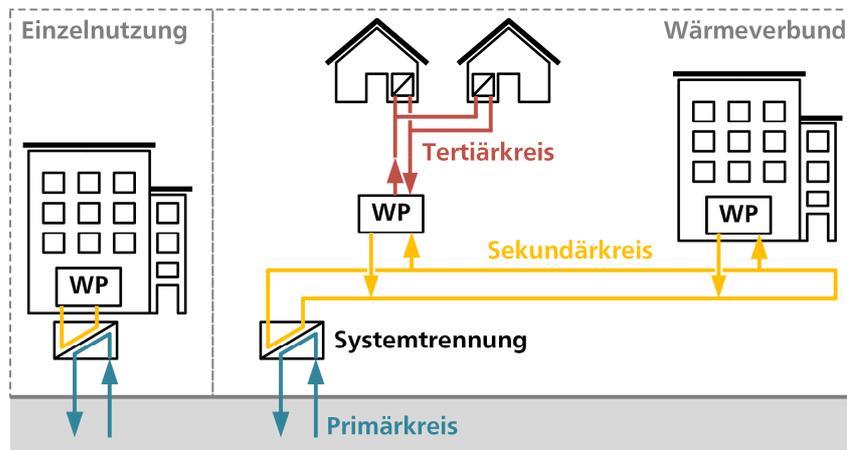


Abbildung 2-27: Kreisläufe einer thermischen Nutzung von Umweltwärme nach Sommerhalder et al. (2021, 9).

Insbesondere bei offenen Systemen können in eisen- und manganhaltigem Wasser unlösliche Oxidhydrate gebildet werden, die sich im Verdampfer ablagern und eine Verockerung verursachen können. Dies gilt auch für suspendierte Stoffe im Wasser, die sich ebenfalls im Verdampfer absetzen können. Solche Ablagerungen können den Volumenstrom durch Wärmeübertrager erheblich vermindern und die Bildung von Eis im Verdampfer begünstigen, was wiederum die Gefahr von Frostsprengungen erhöht. (Sumner 1948, 27) Aggressives Wasser mit einem niedrigen pH-Wert kann zudem die metallischen Anlagenkomponenten angreifen und deren Korrosion beschleunigen, was die Lebensdauer und die Sicherheit der Anlage beeinträchtigt. (Bonin 2018, 9) Um den direkten Kontakt zwischen dem Umweltmedium und dem Verdampfer zu vermeiden und zugleich die Gefahr von Leckagen, die zum Austritt von Kältemitteln oder Schmierölen in die Umwelt führen können, zu minimieren, kann ein zusätzlicher Wärmeübertrager zur Systemtrennung zwischengeschaltet werden. Die erhöhte Sicherheit mindert die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpenanlage durch den zusätzlichen Leistungsbedarf für die Umwälzpumpe und die Wärmeübertragungsverluste durch den zusätzlichen Zwischenwärmeübertrager um etwa 4 %. (Seifert 2020, 24)

2.3.3. Wärmeträgermedium

In Wärmepumpenanlagen mit einer geschlossenen Wärmeentnahme oder mit einer zwischengeschalteten Systemtrennung werden meist Wasser-Glykol-Gemische, die sogenannte Sole, als Wärmeträgermedium verwendet. Die Zugabe von Glykol senkt den Gefrierpunkt des Wassers, was größere Temperaturunterschiede zur Umweltwärmequelle ermöglicht und zugleich das Risiko einer Eisbildung am Verdampfer der Wärmepumpe verringert. Wird stattdessen Wasser als Wärmeträgermedium verwendet und gefriert dieses bei sehr niedrigen Verdampfungstemperaturen, so dehnt es sich um etwa 9 % aus. Diese Volumenzunahme erzeugt einen Eisdruck, der den Verdampfer oder andere Teile der Anlage durch Frostsprengung beschädigen kann. Üblicherweise werden Ethylen- oder Propylenglykol in Konzentrationen von 20 bis 40 Vol.-% eingesetzt, was im Vergleich zu Wasser nicht nur den Gefrierpunkt senkt, sondern auch die strömungsmechanischen und thermischen Stoffeigenschaften ändert (Abbildung 2-28). Mit steigender Glykolkonzentration nehmen sowohl die Dichte als auch die Viskosität des Fluids zu, während die spezifische Wärmekapazität und die Wärmeleitfähigkeit abnehmen. Die erhöhte Viskosität des Wasser-Glykol-Gemischs verstärkt die innere Reibung und führt zu größeren Druckverlusten im Rohrsystem, was wiederum die Leistungsaufnahme der Umwälzpumpe steigert. Zudem bewirkt eine höhere Viskosität niedrigere Reynolds-Zahlen, was sich nachteilig auf den konvektiven Wärmeübergang auswirkt. Die niedrigeren thermischen Eigenschaften des Wasser-Glykol-Gemischs verschlechtern die Wärmeübertragung und wirken sich somit negativ auf die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpenanlage aus. (GKS 2014, 4) Aus Gründen der Anlageneffizienz und der Wirtschaftlichkeit sollte die Glykolkonzentration auf das betrieblich notwendige Minimum begrenzt bleiben, wobei sich die Glykolkonzentration an der minimalen Verdampfungstemperatur der Wärmepumpe orientiert. (VDI 4640-1 2021, 18)

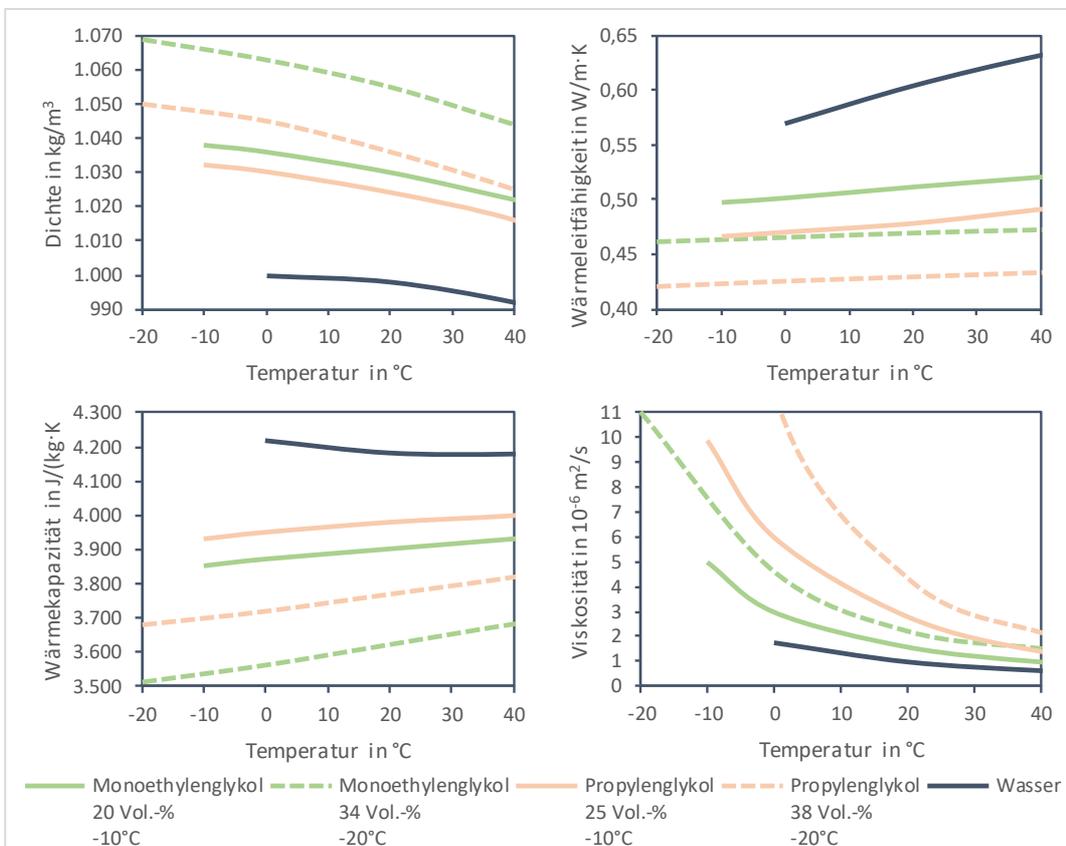


Abbildung 2-28: Stoffeigenschaften gängiger Wasser-Glykol-Gemische mit verschiedenen Glykolkonzentrationen.

Gebräuchliche Wasser-Glykol-Gemische (Tabelle 2-10) sind in die Wassergefährdungsklasse WGK 1 als schwach wassergefährdend eingestuft, wodurch eine mögliche Gewässergefährdung nicht ausgeschlossen werden kann. Infolgedessen werden Wärmepumpenanlage, die Wasser-Glykol-Gemische verwenden, als Anlagen zum Umgang mit wassergefährdenden Stoffen klassifiziert und müssen in Abhängigkeit vom Volumen des wassergefährdenden Wärmeträgermediums einer Gefährdungsklasse zugeordnet werden (AwSV 2020, § 35). Hierbei wird das Volumen berücksichtigt, das im Falle einer Leckage maximal austreten könnte, ohne dabei betriebliche Absperreinrichtungen zu berücksichtigen, die als offen angenommen werden (Böhme et al. 2019, 218). Daraus ergeben sich die Anforderungen für die wasserrechtlichen Genehmigungsverfahren.

Tabelle 2-10: Gebräuchliche Frostschutzmittel für Wärmeträgermedien nach VDI 4640-1 (2021, 30).

Name	Synonym	Formel	WGK
Ethandiol	Ethylenglykol	C ₂ H ₆ O ₂	1
1,2-Propandiol	Propylenglykol	C ₃ H ₈ O ₂	1
Ethanol	Ethylalkohol	C ₂ H ₆ O	1

Studien belegen, dass Wasser-Glykol-Gemische von Mikroorganismen im Boden und Wasser unter aeroben Bedingungen innerhalb weniger Tage bis Wochen vollständig zu Kohlenstoffdioxid sowie Wasser und teils Nitraten abgebaut werden, ohne sich in der Umwelt anzureichern. Die Abbaurate ist abhängig von der Sauerstoffverfügbarkeit, der Temperatur und der Ausgangskonzentration. Selbst unter sauerstoffarmen Bedingungen wurde ein biologischer Abbau von Glykolen nachgewiesen. (Klotzbücher et al. 2007, 353; Wunderlich 1979, 193) Allerdings kann der biologische Abbau von Glykolen auch zu einer Verringerung des Sauerstoffgehalts in Fließgewässern führen, was Fische durch Sauerstoffmangel schädigen könnte, obwohl dies als sehr unwahrscheinlich gilt. (McCrary et al. 2006, 107) Für Menschen sind Glykole erst bei Aufnahme größerer Mengen toxisch, wobei Ethylenglykol als kritischer gegenüber Propylenglykol eingestuft wird. (Tholen et al. 2008).

Um die korrosionsanfälligen Anlagenteile zu schützen, werden handelsüblichen Wasser-Glykol-Gemischen häufig in geringen Anteilen von etwa 1 % Korrosionsinhibitoren zugegeben (LUA 2004, 20). Insbesondere die Freisetzung dieser Zusatzstoffe, wie chlorhaltige Antifoulingmittel oder Korrosionsinhibitoren, kann für Wasserlebewesen schädlich sein (Langford 1990, 72), wobei die möglichen Auswirkungen auf Organismen von verhaltensbedingten Veränderungen bis hin zu tödlichen Folgen reichen können.

2.3.4. Wärmepumpe

Wärmepumpen sind technische Systeme, die einen Temperaturhub bewirken, indem sie die Anergie aus Umweltwärmequellen durch Zufuhr von Exergie auf ein nutzbares Temperaturniveau anheben. Dieser Prozess erfolgt durch einen zweistufigen Wärmeübergang und ist Abbildung 2-29 veranschaulicht. Zunächst wird bei einem niedrigen Temperaturniveau Wärme von der Umweltwärmequelle auf ein Kältemittel übertragen und anschließend bei einem höheren Temperaturniveau vom Kältemittel auf das Nutzwärmesystem weitergegeben. (Bonin 2018, 1)

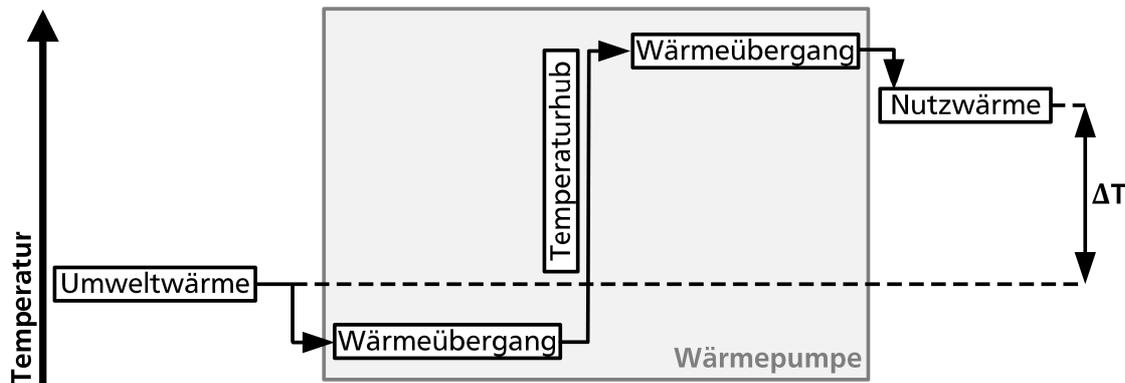


Abbildung 2-29: Temperaturverlauf von der Umgebungswärme auf die Nutzwärme nach Kobel et al. (2020, 32).

Für diesen Temperaturhub benötigt die Wärmepumpe hochwertige Exergie, die entweder als elektrische Energie aus dem Stromnetz bezogen oder in Form von chemischer Energie bei gasbetriebenen Anlagen zur Verfügung gestellt wird. Der Energiebedarf der Wärmepumpe steigt mit der Differenz zwischen dem Temperaturniveau der Umweltwärmequelle und dem höheren Temperaturniveau der Nutzwärme. Je größer diese Differenz, desto mehr hochwertige Exergie ist erforderlich, um die Umgebungswärme auf das gewünschte Niveau anzuheben. (Kirn et al. 1979, 3)

In einer Wärmepumpe zirkuliert ein Kältemittel in einem geschlossenen Kältekreis und durchläuft dabei verschiedene Zustandsänderungen im Gegenuhrzeigersinn (Abbildung 2-30):

④ → ① **Verdampfung:** Bei konstantem Druck (= isobar) nimmt das flüssige Kältemittel Wärme in Form von Verdampfungsenthalpie aus der Umweltwärmequelle auf und verdampft vollständig. Für eine effektive Wärmeaufnahme muss die Temperatur der Umweltwärmequelle stets über der Verdampfungstemperatur des Kältemittels liegen.

① → ② **Verdichtung:** Das gasförmige Kältemittel wird im Verdichter komprimiert. Dabei steigen sowohl der Druck als auch die Temperatur des Kältemittels an. Für die Zufuhr mechanischer Arbeit benötigt der Verdichter Exergie als Antriebsenergie. Die Endtemperatur des komprimierten Kältemittels muss über der Nutzwärmetemperatur liegen, um eine effektive Wärmeabgabe zu gewährleisten.

② → ③ **Verflüssigung/Kondensation:** Bei konstantem Druck gibt das gasförmige Kältemittel die zuvor aufgenommene Umweltwärme sowie die vom Verdichter eingebrachte Antriebsenergie an die Wärmenutzungsanlage ab und kondensiert dabei. Um sicherzustellen, dass das Kältemittel vollständig flüssig ist und Gasblasen vermieden werden, wird es nach der Kondensation zusätzlich abgekühlt (= unterkühlt), sodass es eine Temperatur unterhalb seiner Siedetemperatur bei gegebenem Druck erreicht.

③ → ④ **Entspannung/Expansion:** Das unterkühlte, flüssige Kältemittel durchströmt eine Drossel oder ein Expansionsventil, wodurch der Druck auf das Ausgangsniveau abfällt.

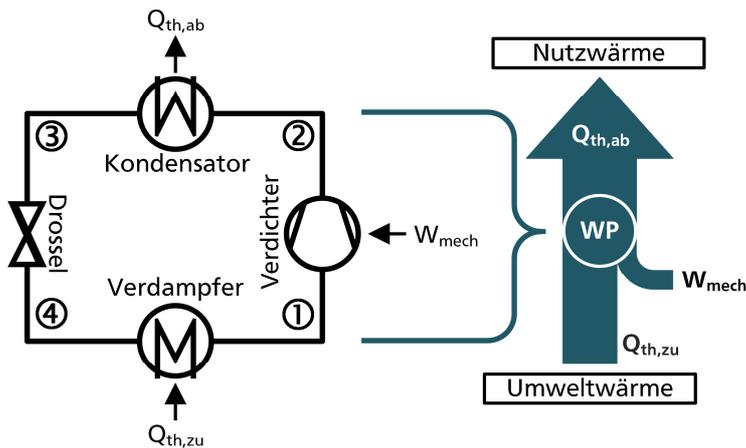


Abbildung 2-30: Schematische Darstellung des Wärmepumpenprozesses nach Hamerak (2007, 39).

Entspricht der Wärmebedarf der Heizleistung der Wärmepumpe, ist ein Gleichgewichtszustand erreicht. Bei steigenden Außentemperaturen nimmt die Heizleistung der Wärmepumpe zu, was zu einem Wärmeüberschuss führen kann. Umgekehrt entsteht bei sinkenden Temperaturen ein Wärmedefizit, das durch den Einsatz von Zusatzheizungen, Wärmespeichern oder das Zuschalten höher temperierter Wärmequellen ausgeglichen werden muss.

Die Einbindung von Wärmepumpen in Wärmenutzungsanlagen richtet sich nach der Verfügbarkeit der Umweltwärme und dem Wärmebedarf, um eine zuverlässige und bedarfsgerechte Wärmeversorgung sicherzustellen (Cube et al. 1984, 56):

monovalent: Die Wärmepumpe deckt den gesamten Wärmebedarf eines Gebäudes alleine ab, ohne die Unterstützung eines zusätzlichen Wärmeerzeugers. Die Wärmepumpe wird so dimensioniert, dass sie auch bei den kältesten zu erwartenden Außentemperaturen den Wärmebedarf vollständig decken kann. Ein monovalenter Betrieb eignet sich bei Wärmequellen, die weitestgehend unabhängig von den Außentemperaturen sind. (Seifert 2020, 43).

monoenergetisch: Die Wärmepumpe übernimmt als Grundlastsystem den Großteil des Wärmebedarfs. Bei besonders niedrigen Außentemperaturen oder bei Spitzenlasten wird der Wärmebedarf über einen elektrischen Wärmeerzeuger gedeckt, sodass beide Wärmeerzeuger elektrische Energie als Antriebsenergie verwenden. Der zusätzliche elektrische Wärmeerzeuger übernimmt maximal 5 bis 15 % der Jahreswärmearbeit. Der Bivalenzpunkt definiert die Außentemperatur, bei welcher der elektrische Wärmeerzeuger zugeschaltet wird. In Kombination mit einer Wärmepumpe wird vorwiegend ein elektrischer Heizstab in einem Pufferspeicher oder Warmwasserspeicher verwendet, um die Wärmepumpe zu unterstützen. (Seifert 2020, 43)

bivalent: Die Wärmepumpe arbeitet parallel oder alternativ mit einem zusätzlichen Wärmeerzeuger. Dabei dient die Wärmepumpe primär zur Deckung der Grundlast, während ein Spitzenlastkessel den verbleibenden Wärmebedarf abdeckt. Die bivalente Betriebsart ist insbesondere bei Großanlagen mit hohen Wärmeleistungen verbreitet (Seifert 2020, 43) Auch können in Bestandsgebäuden vorhandene Kessel als Spitzenlastkessel oder während einer stufenweisen Gebäude- und Anlagensanierung (zeitweise) weiterverwendet werden (Günther et al. 2020, 90). Zusätzliche Wärmeerzeuger können Brennwertkessel oder Biomassekessel sein. Im bivalenten Betrieb können drei unterschiedliche Betriebsweisen unterschieden werden:

bivalent-alternativ: Bis zu einer festgelegten Außentemperatur deckt die Wärmepumpe den gesamten Wärmebedarf ab. Unterschreitet die Temperatur den Bivalenzpunkt, übernimmt der zusätzliche Wärmeerzeuger die komplette Heizlast und die Wärmepumpe wird abgeschaltet.

bivalent-parallel: Die Wärmepumpe erzeugt bis zur festgelegten Außentemperatur alleine die notwendige Nutzwärme. Bei weiter sinkenden Außentemperaturen beginnt der zusätzliche Wärmeerzeuger parallel zu arbeiten. Gegenüber dem bivalent-alternativen Betrieb ist der Anteil der Wärmepumpe an der Jahresarbeit höher, was bei der Auslegung der Umweltwärmequelle zu berücksichtigen ist. Diese Betriebsart ist besonders für Vorlauftemperaturen unter 55 °C geeignet.

bivalent-teilparallel: Bis zur vorher festgelegten Außentemperatur deckt die Wärmepumpe den Wärmebedarf alleine ab. Sinkt die Außentemperatur unter den Bivalenzpunkt, schaltet sich der zweite Wärmeerzeuger parallel dazu. Sobald die Wärmepumpe die nötige Vorlauftemperatur nicht mehr liefern kann, übernimmt der zweite Wärmeerzeuger vollständig.

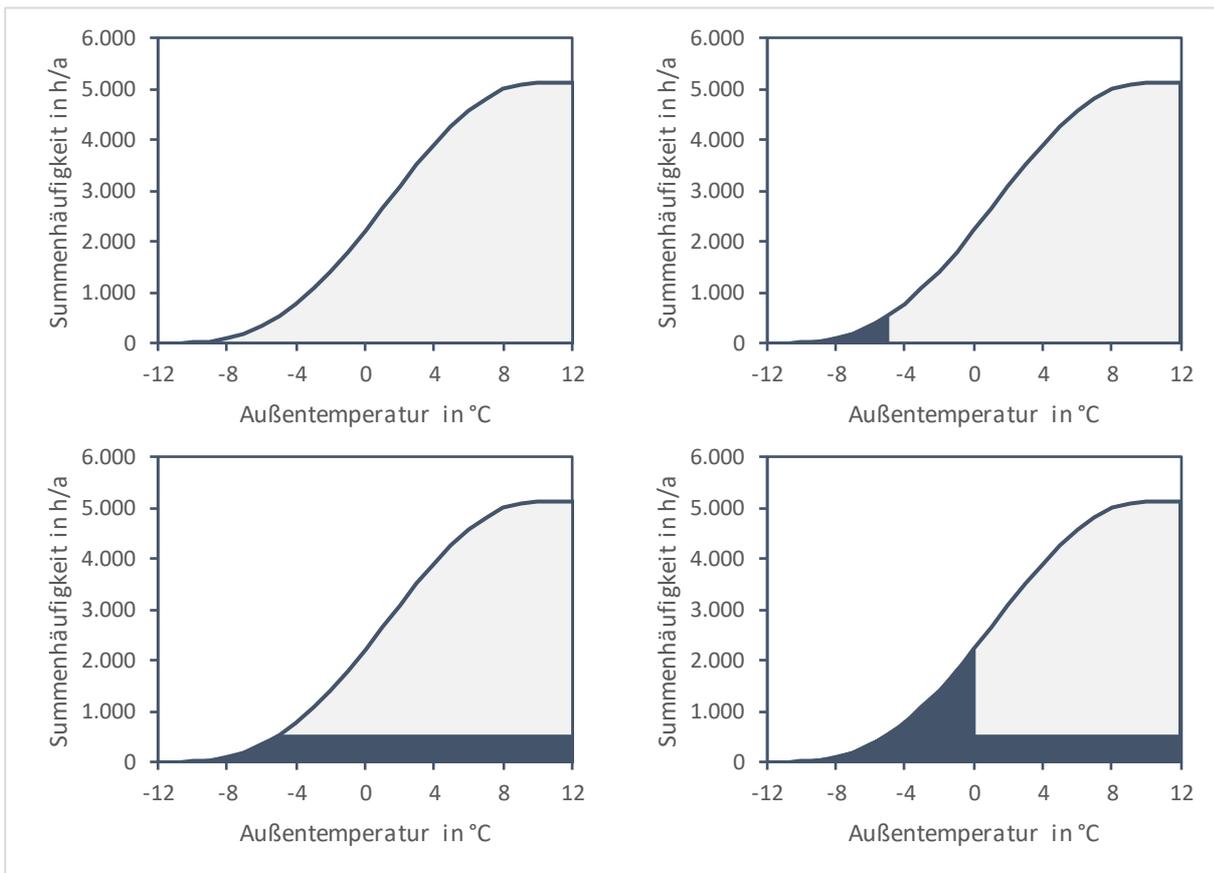


Abbildung 2-31: Betriebsweisen einer Wärmepumpe mit Bivalenzpunkt (B) und Ausschaltpunkt (A) nach VDI 4650-1 (2019, 15).

Die Leistungszahl einer Wärmepumpe ist ein Maß für ihre Effizienz und beschreibt, wie effektiv die Wärmepumpe Wärme von einem niedrigeren auf ein höheres Temperaturniveau "pumpt". Im Gegensatz zum Wirkungsgrad, der Werte zwischen 0 und 1 annimmt, kann die Leistungszahl von Wärmepumpen größer als eins sein, da sie die abgegebene Wärmeleistung ins Verhältnis zur aufgewendeten Antriebsleistung des Verdichters setzt. Die Formel zur Berechnung der Leistungszahl lautet (Hamerak 2007, 40):

$$COP = \frac{\dot{Q}_{th,ab}}{P_{el}} = \frac{\dot{Q}_{th,ab} - \dot{Q}_{th,zu}}{\dot{Q}_{ab}} = \frac{\vartheta_{ab} + 273,15}{\vartheta_{ab} - \vartheta_{zu}} \quad [2-94]$$

wobei:

COP Leistungszahl einer Wärmepumpe (Coefficient of Performance) in 1,

$\dot{Q}_{th,ab}$ abgegebene Wärmeleistung bzw. nutzbarer Wärmestrom in kW,

- P_{el} aufgenommene elektrische Leistung in kW,
 $\dot{Q}_{th,zu}$ zugeführte Wärmeleistung bzw. aufgenommener Umweltwärmestrom in kW,
 ϑ_{ab} abgegebenes, höheres Temperaturniveau in °C,
 ϑ_{zu} zugeführtes, niedrigeres Temperaturniveau in °C.

Die Leistungszahl ist abhängig von dem Temperaturunterschied zwischen der Wärmequelle und dem Wärmeverbraucher. Bei kleinen Temperaturunterschieden arbeitet die Wärmepumpe effizienter, was zu einer höheren Leistungszahl führt. Daher erreichen Wärmepumpen in den Sommermonaten, wenn die Temperaturunterschiede zwischen der Wärmequelle und dem Wärmeverbraucher geringer sind, höhere Leistungszahlen im Vergleich zu den Wintermonaten, in denen größere Temperaturunterschiede vorherrschen. (Paul 1976, 4) Die Entzugsleistung entspricht dem Umweltwärmestrom, der von der Wärmepumpe aus der Umgebung aufgenommen und zusammen mit der aufgewendeten elektrischen Leistung als nutzbare Wärmeleistung abgegeben wird (Kirn 1983, 3–4):

$$\dot{Q}_{th,ab} = \dot{Q}_0 + P_{el} \quad [2-95]$$

wobei:

\dot{Q}_0 Entzugsleistung, auch Kälteleistung, in kW.

Daraus ergibt sich die Entzugsleistung als die Differenz zwischen der abgegebenen Wärmeleistung und der aufgewendeten elektrischen Leistung. Die Entzugsleistung kann unter Verwendung der Leistungszahl wie folgt ausgedrückt werden (Gaudard et al. 2018a, 28):

$$\dot{Q}_{th,0} = \dot{Q}_{th,ab} - P_{el} = \dot{Q}_{th,ab} - \frac{1}{COP-1} \quad [2-96]$$

Das häufige Ein- und Ausschalten (Takten) einer Wärmepumpe kann sich negativ auf die Effizienz und Lebensdauer der Wärmepumpe auswirken, da unmittelbar nach dem Start der Wärmepumpe die Leistungszahl in den ersten zwei bis vier Minuten niedriger ist. Ein stabiler Betriebszustand und damit eine günstige Leistungszahl werden meist nach einer Einschwingzeit von 5 bis 10 Minuten erreicht. Die Leistungszahl wird unter standardisierten Bedingungen im stabilen Betrieb nach etwa 15 Minuten bestimmt. (Sobotta 2018, 37)

Die Jahresarbeitszahl gibt das Verhältnis der im Laufe eines Jahres abgegebenen Wärmemenge zur aufgewendeten elektrischen Energie wieder. Die Jahresarbeitszahl ermöglicht es, die Effizienz von Wärmepumpen unter variierenden Betriebsbedingungen und Zeitintervallen hinweg zu vergleichen:

$$JAZ = \frac{\int_0^t \dot{Q}_{th,ab}(t) \cdot dt}{\int_0^t P_{el}(t) \cdot dt} = \frac{Q_{th,ab}}{W_{el}} = \frac{Q_0 + W_{el}}{W_{el}} \quad [2-97]$$

wobei:

- JAZ Jahresarbeitszahl in 1,
 t Betrachtungszeitraum in h, üblicherweise für ein Jahr,
 W_{el} die im Betrachtungszeitraum aufgewendete Antriebsenergie in kWh.

Wärmepumpen, die Wärmequellen mit relativ gleichmäßigen Temperaturen wie Erdwärme oder Grundwasser erschließen, erreichen höhere Jahresarbeitszahlen. Dagegen können Wärmequellen mit stark schwankenden Temperaturen, wie Außenluft, insbesondere in kälteren Regionen zu niedrigeren Jahresarbeitszahlen führen. Die Jahresarbeitszahl reflektiert somit nicht nur die Effizienz einer Wärmepumpe unter standardisierten Prüfbedingungen, sondern berücksichtigt die tatsächliche Leistungsfähigkeit unter realen Betriebsbedingungen über das gesamte Jahr hinweg.

Neben dem Nutzerverhalten beeinflussen weitere Faktoren die Jahresarbeitszahl einer Wärmepumpe. Ein entscheidender Faktor ist der Temperaturunterschied zwischen der Wärmequelle und dem Wärmeverbraucher. So muss eine Wärmepumpe für jedes Grad höhere Quellentemperatur etwa 2,5 % weniger Antriebsenergie aufwenden (Böttger et al. 2021, 18). Die Abhängigkeit von dem Temperaturunterschied verdeutlicht, wie stark die Effizienz einer Wärmepumpe von den äußeren Bedingungen wie Standort und Klima abhängt. Auch das Wetter, insbesondere die Anzahl der Heizztage und das Jahresmittel der Außentemperatur, beeinflusst die Jahresarbeitszahl direkt. Die Temperatur des Wärmeverbrauchers wird maßgeblich von der Art der eingesetzten Heizflächen bestimmt. Weiterhin haben die Installation, die zugehörige Hydraulik und ihre Komponenten sowie die Regelung der Wärmepumpe einen direkten Einfluss auf die Effizienz der Anlage. (Seifert 2020, 40) Des Weiteren verschiebt die zunehmende Verbesserung der Gebäudehüllen das Verhältnis des Wärmebedarfs zwischen Raumwärme und Warmwasser, was wiederum die Anlagentechnik beeinflusst.

Die Jahresarbeitszahl lässt sich für gängige Umweltwärmequellen als Seasonal Coefficient of Performance (SCOP) mit einem vereinfachten Rechenverfahren nach VDI 4650-1 (2019) prognostizieren. Im Betrieb kann die Jahresarbeitszahl als Seasonal Performance Factor (SPF) gemessen werden, um die tatsächliche Effizienz der Anlage zu bestimmen. Bei der Bewertung und dem Vergleich von Wärmepumpenanlagen sind stets die Bilanzgrenzen zu beachten, da die Wahl der Bilanzgrenzen nach Miara et al. (2011, 50) wärmequellenübergreifend zu Unterschieden in den Jahresarbeitszahlen von bis zu 13,7 % führen kann.

Feldstudien zu Wärmepumpenanlagen belegen, dass diese unter realen Betriebsbedingungen effizient und zuverlässig den Wärmebedarf decken können. Obwohl die direkte Vergleichbarkeit der Feldstudien aufgrund unterschiedlicher Messtechnik und abweichenden Bilanzgrenzen nicht immer gegeben ist, liefern sie dennoch wichtige Erkenntnisse zum Betrieb von Wärmepumpen. (Miara et al. 2015, 122)

Die Ergebnisse in Abbildung 2-32 verdeutlichen den Einfluss der Wärmequelle auf die Jahresarbeitszahl, doch die Variabilität der Jahresarbeitszahlen lässt sich nicht ausschließlich durch Schwankungen der Quellentemperatur erklären. Vielmehr können Planungs-, Installations- und Betriebsfehler die Effizienz einer Wärmepumpenanlage signifikant beeinträchtigen. Insbesondere weisen die Ergebnisse darauf hin, dass komplexere Anlagen häufig niedrigere Jahresarbeitszahlen aufweisen, was auf eine höhere Fehleranfälligkeit in der Installations- oder Regelungstechnik hinweist. Der Einsatz von Pufferspeichern sollte daher sorgfältig und bedarfsorientiert geplant werden, um unnötige Kosten und eine komplexere Anlage zu vermeiden. Ebenso hat das Nutzerverhalten einen stärkeren Einfluss auf die Effizienz des Gesamtsystems als bei herkömmlichen Heizungssystemen. (Miara et al. 2015, 128)

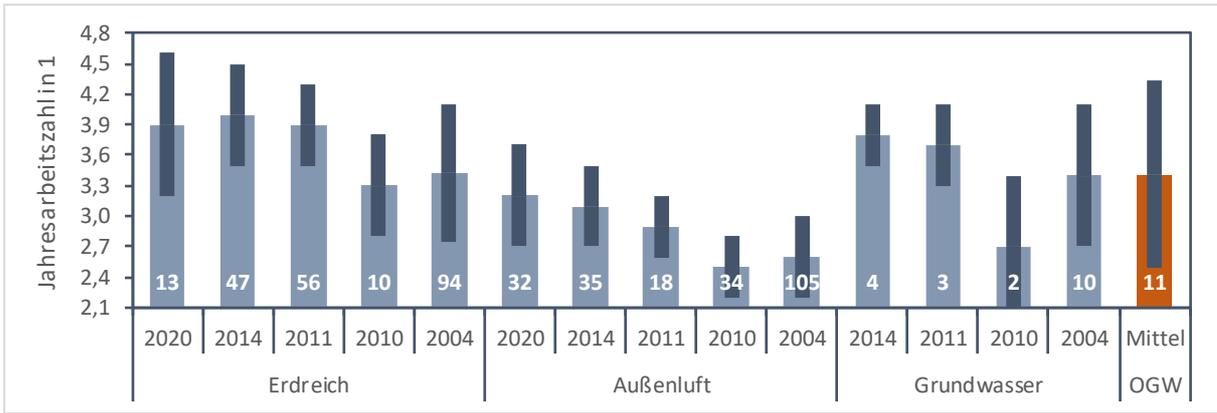


Abbildung 2-32: Gemessene Jahresarbeitszahlen aufgeteilt nach dem Jahr der Feldstudie und Art der Umweltwärmequelle, basierend auf den Feldstudien nach Günther et al. (2020), Günther et al. (2014), Miara et al. (2011), Russ et al. (2010) und Erb et al. (2004). Die Kategorie Oberflächengewässer (OGW) bezieht sich auf Literaturangaben mit abweichenden Bilanzgrenzen. Die Zahlen in den Balken repräsentieren die Anlagenanzahl.

Der Carnot-Gütegrad vergleicht die momentane Leistungszahl einer Wärmepumpe mit der maximal möglichen Leistungszahl, die unter idealen verlustfreien Bedingungen erreicht werden könnte. Ein Gütegrad nahe eins bedeutet, dass die Wärmepumpe an der theoretisch maximalen Effizienz arbeitet. Die Berechnung der realen Leistungszahl basiert auf der Annahme einer idealen, verlustfreien Wärmepumpe, wobei für reale Systeme ein Übertragungsverlust von etwa 1 K an jedem Wärmeübertrager berücksichtigt wird:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{th,ab}}{P_{el}} \cong \eta \cdot \frac{\vartheta_{ab} + 273,15}{\vartheta_{ab} - \vartheta_{zu}} = \eta \cdot COP_{\eta} \quad [2-98]$$

wobei:

η Gütegrad der Wärmepumpe, auch Carnot-Gütegrad in 1,

ϑ_{ab} abgegebenes Temperaturniveau bzw. Austrittstemperatur der Wärmepumpe in °C,

ϑ_{zu} Temperaturniveau der Umweltwärmequelle in °C, wobei ein Übertragungsverlust von 1 K an Wärmeübertragern angenommen wird,

COP_{η} maximal mögliche Leistungszahl in 1.

Um einen hohen Gütegrad und damit eine verbesserte Leistungszahl zu erreichen, sollte die Wärmequelle eine möglichst hohe Umgebungstemperatur aufweisen. Allerdings ist die Umgebungstemperatur oft durch natürliche Gegebenheiten wie der geographischen Lage oder der Verfügbarkeit der Wärmequelle bestimmt, was die Auswahl der Wärmequelle beeinflusst. Tabelle 2-1 enthält Gütegrade, die mit guten Wärmepumpenanlagen erzielt werden können.

Tabelle 2-11: Höchstwerte der Gütegrade moderner Wärmepumpen einschließlich aller Hilfsantriebe von der Wärmequelle bis zum Wärmeverteilungssystem.

Wärmequelle	Russ et al. (2010)		Zogg (2009)	Zheng et al. (2009)	Borchardt (2024)
	Raumwärme	Warmwasser			
Umgebungsluft	0,30 (0,28...0,44)	0,32 (0,29...0,38)	0,40	0,29	-
Erdwärme	0,42 (0,38...0,46)	0,38 (0,31...0,49)	0,45	-	-
Gewässer	-	-	0,50	0,48	0,43

In Abbildung 2-33 sind Leistungszahlen von Wärmepumpen für typische Fließgewässertemperaturen im Winter und entsprechenden Austrittstemperaturen grafisch aufgetragen. Bei einem angenommenen Gütefaktor von 0,5 variieren die ermittelten Werte zwischen 2,9 und 4,8. Diese

Spanne veranschaulicht, wie die Leistungszahl von Wärmepumpen mit zunehmenden Temperaturen der Wärmequelle und gleichzeitig abnehmenden Vorlauftemperaturen auf der Verbrauchsseite steigt.

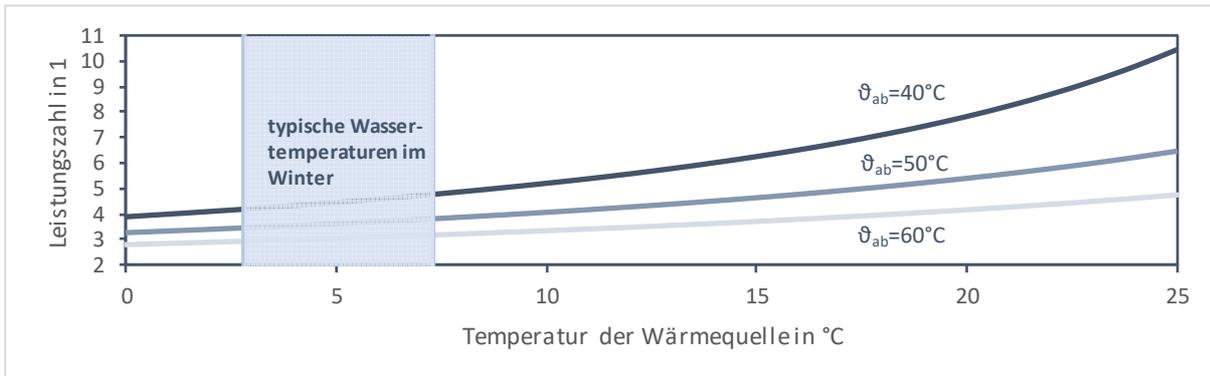


Abbildung 2-33: Leistungszahlen einer Wärmepumpe mit einem Gütegrad von 0,5 für verschiedene Austrittstemperaturen als Funktion der Gewässertemperatur nach Gaudard et al. (2017a, 6).

2.3.5. Wärmeverteilung

In einer Wärmepumpenanlage kann der Sekundärkreis als Heizkreis die Nutzwärme von der Wärmepumpe zum Verbraucher transportieren oder als kaltes Wärmenetz die Umweltwärme vom Primärkreis zu dezentralen Wärmepumpen weiterleiten (Abbildung 2-27). Der Tertiärkreis verteilt die Wärme innerhalb eines warmen Wärmenetzes von einer zentralen Wärmepumpe zu verschiedenen Abnehmern, sei es in einem Gebäude oder in einem Wohnquartier mit mehreren Gebäuden. (Miara et al. 2015, 57) Aus funktionalen und rechtlichen Gründen wird nicht zwischen Nah- und Fernwärmenetzen unterschieden, da unabhängig von der Entfernung und der Skalierung des Wärmeverbunds die technische Umsetzung und das Grundprinzip der Wärmeversorgung unverändert bleiben. (Krimmling 2011)

Gegenüber warmen Wärmenetzen transportieren kalte Wärmenetze, sogenannte Anergienetze, die Umweltwärme auf einem niedrigeren Temperaturniveau von 7 bis 17 °C über Entfernungen von etwa 1.000 m zu den Abnehmern. Durch dieses niedrige Temperaturniveau sind die Wärmeverluste geringer, was den Einsatz von kostengünstigen, nicht wärmedämmten Kunststoffleitungen ermöglicht. Die dezentrale Wärmebereitstellung ermöglicht zudem Nutztemperaturen, die auf die spezifischen Voraussetzungen und Bedürfnisse der Abnehmer abgestimmt sind. (Koch et al. 2010, 21)

Für die wirtschaftliche Umsetzung eines Wärmeverbunds wird empfohlen, dass die Anschlussdichte bei Wärmenetzen etwa 2,0 MWh pro Jahr und Trassenmeter und für Niedertemperaturwärmenetze etwa 1,3 MWh pro Jahr und Trassenmeter erreicht. (Sommerhalder et al. 2021, 57) Obwohl Fernwärmenetze in der Nähe gut erschließbarer und ergiebiger Fließgewässer grundsätzlich wirtschaftlich betrieben werden können (Cube et al. 1984, 333), weisen aktuelle Untersuchungen von Jesper et al. (2021, 20) darauf hin, dass elektrische Großwärmepumpen mit einer Wärmeleistung über 1 MW unter den gegenwärtigen europäischen Strompreisen lediglich einen Temperaturhub von bis zu 25 K wirtschaftlich umsetzen können. In Ländern wie den Niederlanden, Österreich und Frankreich ist stattdessen ein wirtschaftlicher Betrieb mit einem Temperaturhub von bis zu 40 K machbar. Dies verdeutlicht, dass ein wirtschaftlicher Temperaturhub maßgeblich von den marktüblichen Strompreisen und der nationalen Besteuerung vorgegeben wird (Averfalk et al. 2017, 1281).

3. Umweltwärmequelle Fließgewässer

3.1. Potential

Fließgewässer sind natürliche Fernwärmenetze, die beträchtliche, jedoch größtenteils ungenutzte Wärmemengen transportieren und im Wasserkörper speichern. Ihre thermische Trägheit bewirkt, dass sie auf meteorologische Änderungen im Jahres- und Tagesverlauf gedämpfter reagieren als die umgebende Lufttemperatur. So liegt das Temperaturniveau von Oberflächengewässern im Winter über und im Sommer unter der Umgebungstemperatur. Trotz ihres erheblichen Wärmeinhalts wird dieses Potenzial bisher selten als natürliche Wärmequelle genutzt. Gaudard et al. (2018a, 31) führen dies auf eine fehlende Wahrnehmung der Möglichkeiten, mangelnde Erfahrung, standortspezifische Eigenschaften der Fließgewässer, Schwierigkeiten bei der Erschließung und beim Betrieb sowie teilweise geringe Rentabilität zurück.

In Deutschland wurden Anlagen zur thermischen Gewässernutzung meist als Pilotprojekte realisiert, oft begleitet von einzelfallbezogenen Genehmigungsverfahren und Nebenbestimmungen der zuständigen Wasserbehörden (Brede et al. 2019). Aufgrund ihrer thermischen Eigenschaften ist zu erwarten, dass Oberflächengewässer zunehmend als erneuerbare, saubere und lokale Wärmequelle genutzt werden, mit dem Potenzial, fossile Brennstoffe zu substituieren. Gaudard et al. (2018a, 32) schätzen, dass etwa 80 bis 95 % des gebäudebezogenen Wärmebedarfs in Gewässernähe durch erneuerbare Wärme aus Fließgewässern und Seen gedeckt werden können. Fließgewässer erfüllen viele Anforderungen (Tabelle 3-1) an Umweltwärmequellen angemessen (Rumpf 1977, 59), weshalb diese bei der standortspezifischen Planung und Umsetzung von Wärmeversorgungs-lösungen zukünftig verstärkt berücksichtigt werden sollten (Bonin 2023, 127).

Tabelle 3-1: Eigenschaften und Anforderungen an Fließgewässer als Umweltwärmequelle nach Gaudard (2017a, 26), Zogg et al. (2008, 56), ASHRAE (1992, 8.4) und Kirn (1983, 6); ¹gegenüber anderen Umweltwärmequellen.

Eignung	Verfügbarkeit		Deckungsgleichheit mit Bedarf
	örtlich	zeitlich	
insbesondere bei großen Wasserkörpern oder hohen Abflüssen	eingeschränkt, Gewässernähe erforderlich	durchgehend, außer bei Niedrigwasser oder Wassertemperaturen $\leq 2\text{ °C}$	diametral, dennoch hohes Wärmedargebot bei hohem Wärmebedarf
Temperatur			Beschränkungen
Niveau	Schwankungen	Regeneration	
meist zufriedenstellend	gewässerspezifisch, abhängig von Lufttemperatur	vorhanden	neigt zu Verschmutzungen und Verlegung
Flächenbedarf der Erschließung	Kosten ¹		Genehmigung
	Erschließung	Betrieb & Wartung	
relativ gering	relativ hoch, abhängig von Entfernung und Wasserqualität	relativ gering, abhängig von Entfernung und Wasserqualität	meist genehmigungspflichtig

In Mitteleuropa wohnt die Bevölkerung im Mittel 2,6 km von Oberflächengewässern entfernt wobei dieser Abstand in städtischen, stadtnahen und ländlichen Gebieten nahezu gleich ist (Raptis et al. 2016, 8). In Deutschland könnte allein durch die Nutzung von Seen mit einer Mindestfläche von 50 ha und einem maximalen Abstand von 1.000 m zum Gewässer schätzungsweise rund 5 % des nationalen Wärmebedarfs gedeckt werden. (Kammer 2017, 187) Dieser Anteil könnte noch deutlich höher sein, wenn Flüsse und kleinere Gewässer in die Betrachtung einbezogen würden. Berechnung von Gaudard et al. (2018a, 31) zeigen, dass der Wärmebedarf in der Schweiz bis zu 40 % mit Wärmeenergie aus Flüssen und Seen gedeckt werden könnte.

In Fließgewässern wird ein Wärmepotential dargeboten, was durch den Abfluss und die nutzbare Temperaturdifferenz vor und nach einer Wärmeentnahme vorgegeben wird. Die Wassertemperatur gibt an, ob eine thermische Nutzung technisch machbar und ökologisch vertretbar ist. (Gappisch et al. 2024, 1)

$$\text{Potential} \sim Q \cdot \Delta T \quad [3-1]$$

wobei:

Q mittlerer Abfluss in m^3/s , unbeeinflusst von einer oberwasserseitigen Wärmeentnahme,
 ΔT nutzbare Temperaturdifferenz in K, ist wasserrechtlich festgelegt oder von natürlichen Temperaturschwankungen vorgegeben.

Das verfügbare Wärmepotential eines Fließgewässers wird maßgeblich vom Abfluss- und Temperaturregime beeinflusst und ist durch den Niedrigwasserabfluss sowie die Mindesttemperatur begrenzt. (Gaudard 2017a, 2) Durch die ständige Zufuhr von thermisch ungenutztem Wasser werden Fließgewässer stetig erneuert und verfügen selbst bei sehr niedrigen Umgebungstemperaturen ein erhebliches Wärmedargebot. Soll statt des Wärmepotentials der Wärmeinhalt im Fließgewässer betrachtet werden, wird die Bezugstemperatur auf $0\text{ }^\circ\text{C}$, seltener auch auf die Umgebungstemperatur, bezogen (Jung et al. 2022, 3).

Durch die teils aufwendigen Genehmigungsverfahren bieten insbesondere größere Gebäude oder Wohnquartiere in Gewässernähe gute Voraussetzungen für eine wirtschaftliche Wärmeversorgung (Cube et al. 1984, 76; Haldane 1930, 669; Hamerak 2007, 42). Für kleinere Wohnquartiere können Wärmepumpenanlagen so ausgelegt werden, dass sie 30 bis 35 % der maximalen Heizlast decken, was es ermöglicht, selbst in kaltgemäßigten Klimaten etwa 70 bis 75 % des Wärmebedarfs zu decken (Aittomäki 2003, 1). Künstliche Wärmeeinleitungen können zudem das Jahresmittel der Wassertemperatur erhöhen, wodurch Fließgewässer im Vergleich zu anderen Wärmequellen attraktiver werden (Marotz 1977a, 377; Wunderlich 1979, 184). Dennoch ist zu berücksichtigen, dass das Wärmeangebot von Fließgewässern diametral, also gegenläufig zum Wärmebedarf steht. Obwohl Wassertemperaturen den Umgebungstemperaturen gedämpft und verzögert folgen und im ähnlichen Zyklus verlaufen, treten zu Zeitpunkten mit dem größten Wärmebedarf oft die niedrigsten Wassertemperaturen auf. Insbesondere bei kleineren Fließgewässern können die niedrigen Wassertemperaturen im Winter technische oder ökologische Grenzen setzen, welche die Wärmeentnahme einschränken. Wärmepumpen sind üblicherweise bivalent auf etwa 80 % des Wärmebedarfs auszulegen (Kirn 1983, 44), um die Wärmeversorgung zu stabilisieren und damit letztlich die jahreszeitlichen Schwankungen der Wassertemperaturen zu verringern (Imboden et al. 1981, 11). Während sich alpine Fließgewässer aufgrund der niedrigen Wassertemperaturen unter $3\text{ }^\circ\text{C}$ im Winter und des geringen Abflusses meist nicht für eine Wärmeentnahme eignen, bieten Fließgewässer im Tiefland während der Heizperiode mit ausreichendem Abfluss und Wassertemperaturen, die selten unter $4\text{ }^\circ\text{C}$ fallen, günstigere Voraussetzungen. (Gaudard et al. 2022, 3; Gaudard 2017b, 4)

Die meisten Fließgewässer erreichen in den Sommermonaten regelmäßig Wassertemperaturen von über $25\text{ }^\circ\text{C}$, wodurch sie nicht zuverlässig als Kältequelle für die Gebäudeklimatisierung dienen können (Jitco 1977, 18) Obwohl Tieflandflüsse in begrenztem Umfang für eine Kältenutzung geeignet sind (Gaudard 2017b, 4), ist eine weitere Erwärmung durch den Eintrag von Abwärme aufgrund der Klimaveränderungen und der damit einhergehenden Zunahme der Wassertemperaturen äußerst problematisch. Daher sollte eine Kältenutzung nicht in Betracht gezogen werden. (Wüest 2012, 8)

3.2. Systeme zur Wärmeentnahme

Für die thermische Nutzung von Fließgewässern sind mehrere Systeme etabliert, die sich vorwiegend durch den Ort der Wärmeentnahme unterscheiden.

3.2.1. Geschlossenes System - Indirekte Entnahme

In geschlossenen Systemen zur thermischen Nutzung von Fließgewässern werden Wärmeübertrager direkt im Wasserkörper platziert. Die Wärmeentnahme erfolgt von dem gewässerseitigen Wärmeübertrager an einen Zwischenkreis, welcher die Umweltwärme zur Wärmepumpe transportiert (Abbildung 3-1). Der gewässerseitige Wärmeübertrager ermöglicht als Systemtrennung eine thermische Gewässernutzung auch bei geringer Wasserqualität oder niedrigen Wassertemperaturen. Bei der Auslegung dieser Systeme sind jedoch zusätzliche Wärmeübertragungsverluste zu berücksichtigen, die im Vergleich zu offenen Systemen zu einer um 6 bis 8 % niedrigeren Leistungszahl führen. Zugleich vermindert die vernachlässigbare Förderhöhe den Leistungsbedarf der Umwälzpumpe um 50 bis 75 %. (Kavanaugh et al. 1989, 4)

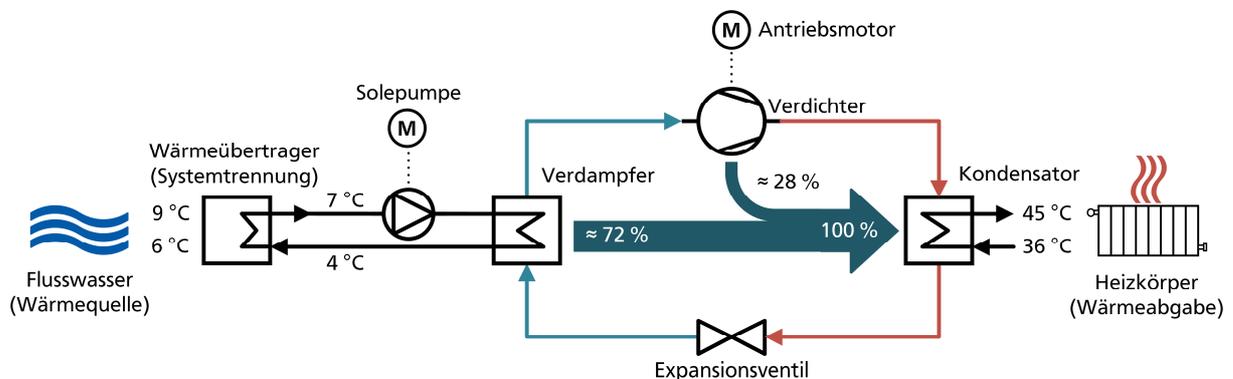


Abbildung 3-1: Anlagenschema für geschlossenes System mit Systemtrennung nach Bonin (2018, 25).

Um eine innere Eisbildung zu vermeiden, sollte bei der Verwendung von Wasser als Wärmeträgermedium die Vorlauftemperatur mindestens 3 °C betragen. Wird stattdessen ein Wasser-Glykol-Gemisch mit einer Vorlauftemperatur unterhalb des Gefrierpunkts eingesetzt, muss die gewässerseitige Oberflächentemperatur des Wärmeübertragers stets über dem Gefrierpunkt bleiben. Obwohl geschlossene Systeme als robust gelten, sind sie anfällig für mechanische Beschädigungen wie durch Boote oder Unterhaltungsarbeiten. Banks (2008, 213) und Kavanaugh et al. (2014) empfehlen für geschlossene Systeme die Verwendung von Wasser-Glykol-Gemischen mit einer geringen Ökotoxizität, um bei möglichen Leckagen negative Auswirkungen auf das Ökosystem zu vermeiden.

In geschlossenen Systemen kommt es in den Rohrleitungen und der Wärmepumpe selten zu Biofouling. Jedoch können sich an der Außenwand der Wärmeübertrager Ablagerungen und Bewuchs bilden, welche die gewässerseitige Wärmeübertragung erheblich beeinträchtigen können. Eine Verschlammung der wärmeübertragenden Flächen kann die erforderliche Wärmeübertragungsfläche bis zu zwanzigfach erhöhen, weshalb eine Installation bevorzugt in der Hauptströmung des Fließgewässers erfolgen sollte (Kharchenko et al. 2020, 14).

Damit sich die Wärmeübertrager dauerhaft unter Wasser befinden und nicht von variierenden Wasserständen, Treibeis und Schwimmstoffen beeinträchtigt werden (Marotz 1977a, 379), sind die Wassertiefen und die Wasserüberdeckung stets auf den mittleren Niedrigwasserabfluss zu beziehen (Glatzel et al. 1979, 312). Herstellerseitig wird eine Mindestüberdeckung zwischen 0,9 und 1,2 m empfohlen, um sowohl eine effiziente Wärmeübertragung als auch den Schutz

der Anlagen zu gewährleisten (AWEB Supply 2013, 1). In geschützten Bereichen oder in gesonderten Kammern, wo eine mechanische Beschädigung unwahrscheinlich ist, kann die empfohlene Mindestüberdeckung verringert werden. Der Bau gesonderter Kammern ermöglicht zudem, die Wärmeübertrager gezielt zu beaufschlagen und Schwebstoffablagerungen zu verhindern. Ein vorgeschalteter Einlaufschutz mit horizontalen Rechenstäben kann die Wärmeübertrager zusätzlich vor Schwimmstoffen schützen, indem der Abstand zwischen den Rechenstäben die Spaltweiten der Wärmeübertrager unterschreitet (Peterson et al. 1981, 1184). Für einen günstigen Wärmeübergang und zur Minimierung von Verschmutzungen nennt Marotz (1977a, 379) folgende hydromechanische Grenzbedingungen:

- Für eine effektive konvektive Wärmeübertragung zwischen dem Fließgewässer und dem Wärmeträgermedium sollten die Strömungsgeschwindigkeiten zwischen den Wärmeübertragerelementen mindestens 0,4 m/s betragen.
- Um das Absetzen von Schwebstoffen im Wärmeübertrager zu verhindern, sollten die Strömungsgeschwindigkeiten 0,3 m/s nicht unterschreiten.
- Um eine Verschmutzung durch Bewuchs und Biofilm einzuschränken, sind möglichst hohe Strömungsgeschwindigkeiten erforderlich.
- Zirkulationsströmung oder Rückströmung sind zu vermeiden, da diese eine Eisbildung begünstigen können.

Für die Auslegung des Wärmeübertragers empfehlen Baumgartner et al. (1993, 32), eine mittlere logarithmische Temperaturdifferenz von 5 bis 6 K anzustreben und nach Viessmann (2011, 73) wärmeträgerseitig eine Temperaturspreizung von 4 K zu verwenden. Der Volumenstrom der Umwälzpumpe ist aus der Kälteleistung der Wärmepumpe abzuleiten, wobei alle Druckverluste im Wärmeübertrager, dem Wärmepumpenverdampfer und im Rohrleitungssystem des Wärmeträgerkreises zu berücksichtigen sind. Werden der Volumenstrom und die Temperaturspreizung im Wärmeträgerkreis annähernd konstant gehalten, kann der Wärmeübertrager durch ein ausgewogenes Verhältnis zwischen dem inneren Wärmeübergangskoeffizienten und Druckverlust ausgelegt werden. Für einen günstigen inneren Wärmeübergang sollten Reynolds-Zahlen über 3.000 angestrebt werden, Werte im Übergangsbereich von 2.300 bis 3.000 gelten als akzeptabel (Kavanaugh et al. 2014, 157) Obwohl eine größere Wärmeübertragerfläche zunächst die Erschließungskosten erhöht, senkt sie langfristig die Betriebskosten. (Peer et al. 2002, 38) Werden mehrere dieser Wärmeübertrager hintereinander angeordnet, lässt sich die wirksame Temperaturdifferenz verbessern (Nitsche 2012, 40).

Der Einbau von Wärmeübertragern in Fließgewässern stellt einen genehmigungspflichtigen Gewässereingriff dar, der bestehende Nutzungen sowie Maßnahmen der Gewässerunterhaltung und des Gewässerausbaus nicht beeinträchtigen darf (Berger 2011, 4; Steinlein 1980, 317). Wunderlich (1979, 185) empfiehlt in diesem Zusammenhang die Nutzung bereits vorhandener Bauwerke wie Wasserkraftanlagen oder Wasserausleitungen für die Installation der Wärmeübertrager. Die Vorteile dieser Vorgehensweise umfassen:

- Die Nutzung bestehender Strukturen reduziert die Notwendigkeit neuer Eingriffe in das Gewässer und kann somit die ökologischen Auswirkungen minimieren.
- Die Integration in bereits genehmigte und bestehende Strukturen kann den Aufwand für das Genehmigungsverfahren vereinfachen und die Genehmigungsdauer verkürzen.
- Die Nutzung vorhandener Strukturen vermeidet Einschränkungen bestehender Unterhaltungsarbeiten am und im Fließgewässer sowie die Rechte Dritter durch den Einbau von Wärmeübertragern im Wasserkörper und der Installation von Rohrleitungen zur Anbindung an die Wärmepumpe.

Abbildung 3-2 veranschaulicht verschiedene Bautypen von Wärmeübertragern, die zur Erschließung der Umweltwärme aus Fließgewässern eingesetzt werden und im Anschluss näher vorgestellt werden.

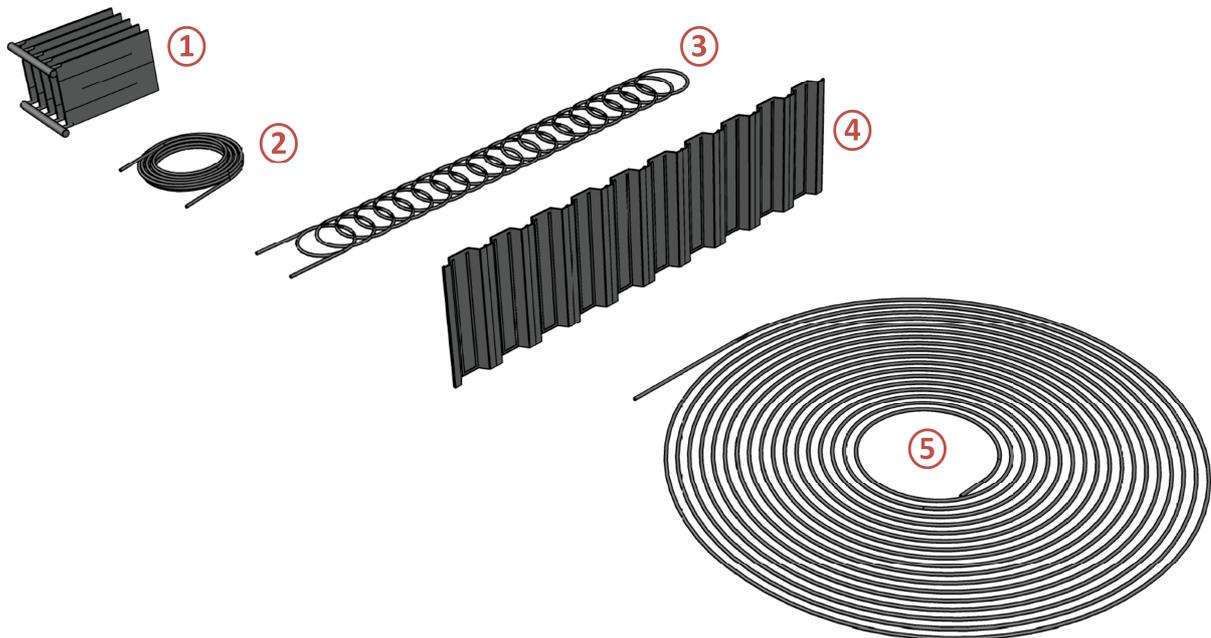


Abbildung 3-2: Gängige Wärmeübertrager für den Einsatz in Fließgewässern mit ① Plattenregister, ② Rohrspiralen, ③ Künettenabsorber, ④ thermisch aktivierte Spundwände und ⑤ Rohrschlangen.

Sohlengebundene Wärmeübertrager aus Absorberrohren werden auf der Gewässersohle verlegt oder eingebettet und entnehmen Wärmeenergie aus dem Wasserkörper und der Gewässersohle. Die Absorberrohre können flächig als einlagige Rohrschlangen lose auf der Gewässersohle verlegt oder punktuell als Rohrspiralen in mehrlagigen Windungen in den Wasserkörper eingebracht werden. Um ein Aufschwimmen zu verhindern, müssen diese zwingend auf der Gewässersohle verankert werden. Die Absorberrohre bestehen üblicherweise aus High-Density Polyethylen (HDPE), da dieses Material flexibel und langlebig ist. Zudem hat HDPE eine hohe chemische Beständigkeit und eine breite Temperaturbeständigkeit. PVC-Rohre sind dagegen für den Einsatz in Fließgewässern ungeeignet. (Kavanaugh et al. 2014, 140)

Ein thermischer Kurzschluss kann die Entzugsleistung um 30 bis 60 % reduzieren, weshalb die Absorberrohre einen ausreichenden Abstand zueinander aufweisen sollten (Hansen 2011, 106). Insbesondere bei niedrigen Wassertemperaturen kann sich auf der gewässerseitigen Oberfläche der Absorberrohre Eis bilden, welches mit benachbarten Absorberrohren zusammenwachsen und einen thermischen Kurzschluss auslösen kann. Für stehende Gewässer und bei niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten wird zwischen den Absorberrohren ein Mindestabstand von 110 mm genannt (Zhou et al. 2022, 18), wobei mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit die Eisdicke abnimmt, was in Fließgewässern mit höheren Strömungsgeschwindigkeiten eine Anpassung des Mindestabstands auf 40 mm ermöglicht (Baumgartner et al. 1993, 21).

Kompakte Plattenregister aus längs angeströmten Wärmeübertragerplatten haben sich in bestehenden Anlagen bewährt. Die durchströmten Spalte zwischen den Platten sind durchgängig für Schwebstoffe und unempfindlich gegen Eisbildung, solange sich die Eisflächen zweier gegenüberliegender Platten nicht berühren. (Kirn et al. 1979, 18) Für die Verwendung in Fließgewässern bestehen die Wärmeübertragerplatten häufig aus verschweißtem, korrosionsbeständigem Edelstahl. In Umgebungen mit einem hohen Salzgehalt werden stattdessen Titanlegierun-

gen eingesetzt. Die Auslegung der Spaltmaße der Plattenregister orientiert sich an den Empfehlungen von Marotz (1977a, 379), welche durch jüngere Untersuchungen von Gappisch (2020, 67) im wärme-strömungstechnischen Prüfstand bestätigt wurden. In der Studie führt eine zunehmende Spaltweite zunächst zu einer verbesserten Wärmeübertragung, wobei sich mit weiter zunehmenden Spaltweiten ein Gleichgewichtszustand annähert, ab dem eine weitere Erhöhung der Spaltweite nur noch geringe Verbesserungen der Wärmeübertragungsleistung bewirkt.

Spundwände können neben der klassischen Verwendung zum Uferverbau als flächige Wärmeübertrager ergänzt werden, indem sie die thermische Nutzung des Wasserkörpers mit dem Erdreich verknüpfen. Hierzu werden vertikale U-Rohre erd- oder wasserseitig als metallische Absorberrohre an den Spundbohlen montiert, wobei jede zweite oder dritte Spundbohle zur Vermeidung eines thermischen Kurzschlusses thermisch aktiviert wird. (Koppmann 2021, 93)

HDPE-Rohre weisen aufgrund ihrer geringen Wärmeleitfähigkeit einen hohen konduktiven Durchlasswiderstand auf, der etwa 60 % des Gesamtwärme-widerstandes ausmacht. Bei metallischen Wärmeübertragern überwiegen stattdessen die konvektiven Wärmeübergangswiderstände mit etwa 88 %, wohingegen der konduktive Anteil unter 2 % liegt. (Hansen 2011, 146) Die höhere Wärmeleitfähigkeit der metallischen Wärmeübertrager erfordert eine geringere Übertragerfläche pro kW Entzugsleistung, was die Systemeffizienz steigert. Allerdings arbeiten diese Wärmeübertrager bei einer niedrigeren Oberflächentemperatur, was sie anfälliger für Eisbildung bei niedrigen Temperaturen macht (Kavanaugh et al. 2014, 145) und bei der Auslegung zu berücksichtigen ist (Zhou et al. 2022, 2).

Die Entscheidungspfade in Abbildung 3-3 veranschaulichen die Bedeutung einer umfassenden Planung für Wärmeübertrager. Durch eine ganzheitliche Betrachtung, die sowohl strömungsmechanische als auch thermodynamische Aspekte miteinbezieht, kann die Entzugsleistung verbessert und die Effizienz der Anlage gesteigert werden.

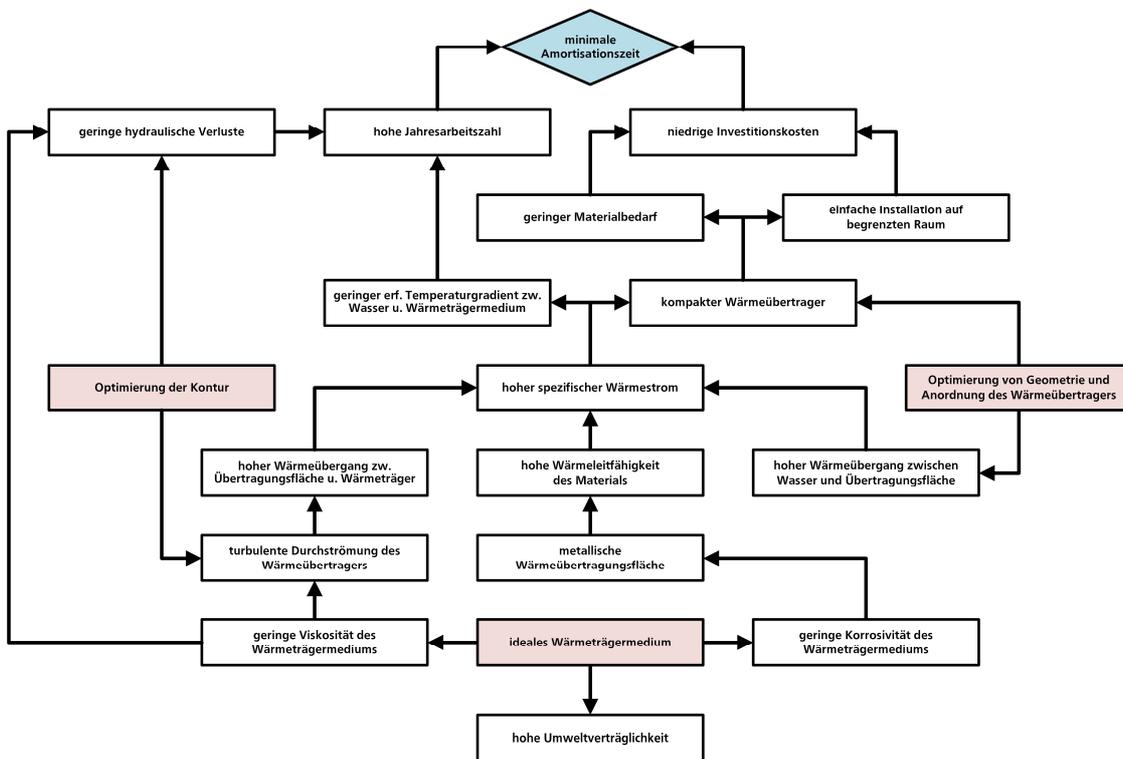


Abbildung 3-3: Mögliche Entscheidungswege zur Verbesserung der technischen und ökonomischen Parameter von geschlossenen Systemen thermischer Oberflächengewässeranwendung nach Sychoy et al. (2018, 312).

3.2.2. Offenes System – Direkte Entnahme

Bei offenen Systemen ist im Fließgewässer eine Rohrleitung als Wasserfassung installiert, die aus dem Wasserkörper Wasser entnimmt. Eine Pumpe fördert das entnommene Wasser zu einem Wärmeübertrager außerhalb des Wasserkörpers, dort wird die Umweltwärme entweder an den Kältekreis der Wärmepumpe oder an einen Zwischenkreis übergeben und das abgekühlte Wasser wird über eine Rückgabeleitung in das Fließgewässer zurückgeleitet (Abbildung 3-4).

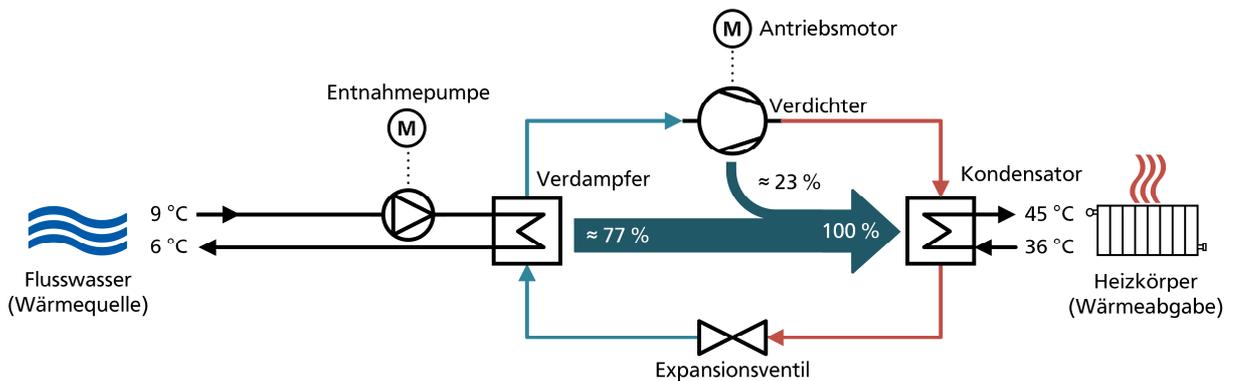


Abbildung 3-4: Anlagenschema für ein offenes System ohne Systemtrennung nach Bonin (2018, 24).

Offene Systeme eignen sich insbesondere für Fließgewässer mit einer guten Wasserqualität und mit hohen Wassertemperaturen im Winter (Rumpf 1977, 61). Bei niedriger Wasserqualität neigen offene Systeme zu Verschmutzungen und bei Wassertemperaturen in der Nähe des Gefrierpunkts kann es im Wärmeübertrager zur Eisbildung kommen. Gängige Entnahmemengen sind $3,2 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \cdot \text{kW}^{-1}$, wodurch das Wasser am Wärmeübertrager gegenüber der Eintrittstemperatur erfahrungsgemäß um etwa 1 K abkühlt (Kavanaugh et al. 2014, 126). Um eine Vereisung im Wärmeübertrager zu vermeiden, sollten die Austrittstemperaturen nicht unter 3°C liegen (Schibuola et al. 2016, 186). Offene Systeme ohne Zwischenkreis können durch die geringeren Wärmeübertragungsverluste gegenüber geschlossenen Systemen effizienter sein. Jedoch können Genehmigungsbehörden einen Zwischenkreis als Systemtrennung fordern, um bei einer möglichen Leckage einen Kältemiteleintrag aus dem Kältekreis der Wärmepumpe in das Fließgewässer zu verhindern (AWA 2018, 3), wodurch auch bei der Auslegung offener Systeme zusätzliche Wärmeübertragungsverluste zu berücksichtigen sind. Die erforderliche Entnahmemenge aus dem Fließgewässer ergibt sich aus der maximalen Kälteleistung der Wärmepumpe (Kirn 1983, 14):

$$Q_{e,min} = \frac{\dot{Q}_{0,max}}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta T_{zul}} \quad [3-2]$$

wobei:

$Q_{e,min}$ erforderliche Mindestentnahmemenge in m^3/s ,

$\dot{Q}_{0,max}$ maximale Kälteleistung der Wärmepumpe in kW,

ΔT_{zul} zulässige Temperaturspreizung des Flusswassers in K.

Unter der Annahme, dass mit jedem K Temperaturunterschied einem m^3 Wasser 1,16 kWh Wärme entzogen werden können, lässt sich die benötigte Entnahmemenge aus dem Fließgewässer in Abbildung 3-5 aufzeigen. Die entnommene Wassermenge und die nutzbare Temperaturspreizung am Wärmeübertrager sind entscheidend für die Wärmeentnahme aus dem Fließgewässer. Für eine hohe Anlageneffizienz wird eine möglichst hohe Temperaturspreizung bei möglichst niedriger Entnahmemenge angestrebt, was aber mit stärkerer lokaler ökologischer

Beeinträchtigung einhergehen kann. (Gaudard et al. 2022, 3) Bis zu 20 % des Referenzabflusses ist durch eine Saugentnahme wirtschaftlich machbar. Darüber hinaus sind andere Entnahmekategorien oder eine Kombination mit einem Entnahmebauwerk möglich. (Scheuerlein 1984, 100)

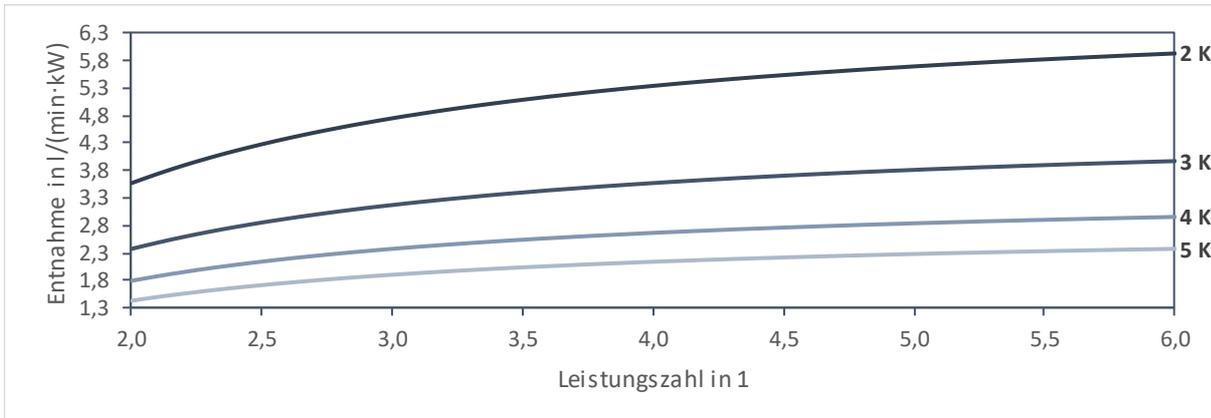


Abbildung 3-5: Notwendige Entnahmemenge aus dem Fließgewässer in l/min je kW Heizleistung der Wärmepumpe für verschiedene Temperaturspreizungen.

Abbildung 3-6 enthält gängige Typen von Wärmeübertragern, die in offenen Systemen sowohl zur Systemtrennung als auch als Verdampfer in Wärmepumpen eingesetzt werden.

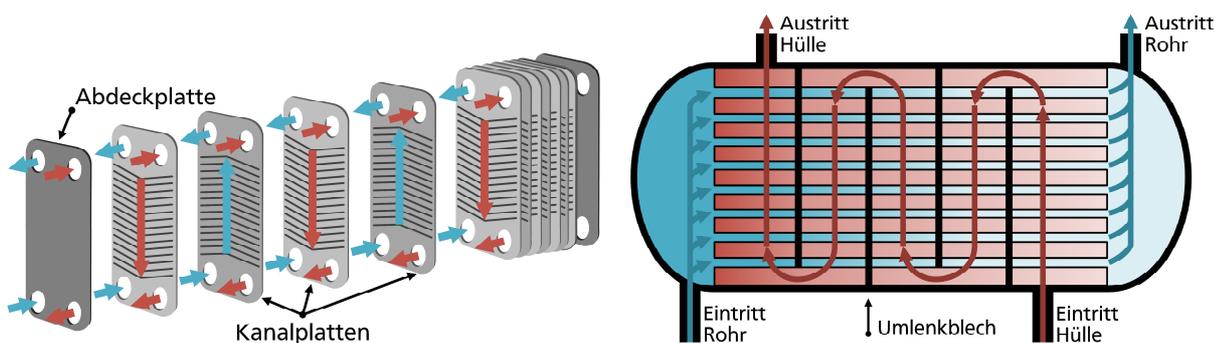


Abbildung 3-6: Gängige Wärmeübertrager (links: Plattenwärmeübertrager; rechts: Rohrbündelwärmeübertrager) in offenen Systemen nach Kavanaugh et al. (1997, 128).

Um die Betriebskosten durch Verschmutzungen in Rohrleitungssystemen und Wärmeübertragern von offenen Systemen zu begrenzen, werden häufig Filter verwendet (Gaudard et al. 2022, 3). Um feinere Schwebstoffen zu entfernen, sind dem Grobfilter bei Bedarf feinere Filter mit einer Maschenweite von 0,1 bis 0,5 mm nachzuschalten (Gilly 2017, 8), wobei sich Brunnsiebe bewährt haben (Kavanaugh et al. 1989, 8). Zur Reinigung des Filters und des Wärmeübertragers können regelmäßige Filterspülungen beitragen (Chien et al. 1986, 24). Schibuola et al. (2016, 185) konnten mit einer zehnschündigen Filterspülung bei maximaler Pumpenleistung nach jeder Betriebsstunde die Reinigung des Zwischenwärmeübertragers auf ein jährliches Intervall beschränken. Die abfiltrierten Stoffe dürfen nicht wieder in das Fließgewässer zurückgegeben werden, sondern müssen entsprechend der allgemein anerkannten Regeln der Technik entsorgt werden (Wunderlich 1979, 185).

Damit keine Fische oder Fischlarven angesaugt werden, sind die Wasserfassungen mit einem Seiher als Einlaufschutz zu versehen. Die Seiherfläche sollte so ausgelegt werden, dass die Anströmgeschwindigkeit bei einer maximalen Maschenweite von 5 mm (Boys et al. 2013, 5) weniger als 0,1 m/s beträgt (Stefan et al. 1986, 117). Um die Kontaktzeit zwischen den Fischen und dem Seiher so gering wie möglich zu halten, ist ein minimaler Winkel zwischen dem Einlaufseiher und der Strömungsrichtung anzustreben (Gaudard et al. 2022, 4).

Uferentnahmen erfordern bei Niedrigwasser eine Mindestwassertiefe von 1 m. Die Entnahme sollte stets auf der Seite des Stromstrichs stattfinden und in einem Winkel von 15 bis 25° zur lokalen Strömungsrichtung angeordnet sein, um Ablagerungen am Entnahmebauwerk zu einzuschränken. (Peterson et al. 1981, 1186) Das Entnahmerohr wird senkrecht zur Strömungsrichtung positioniert und kann im Entnahmebereich entweder über die gesamte Länge perforiert sein oder am Ende einen Entnahmeseiher aufweisen. Um einen Eintrag von Sohlensubstrat zu vermeiden, sollte der Sohlenabstand mindestens dem zwei- bis vierfachen Rohrdurchmesser entsprechen (Peterson et al. 1981, 1195).

Um das Entstehen von luftziehenden Wirbeln zu verhindern, sollte die Überdeckung des Entnahmerohrs zur Mindestwassertiefe mindestens das 1,5-fache des Rohrdurchmessers betragen (Osman et al. 1993, 195). Kann eine Bildung von luftziehenden Wirbeln nicht ausgeschlossen werden, sind im Kapitel 2.1.4 weitere Maßnahmen vorgestellt. Die Entnahme- und Rückgabeleitungen sind so zu verlegen, dass eine Schifffahrt nicht behindert wird und die Leitungen gegen eine Beschädigung durch Anker geschützt sind. Zudem ist sicherzustellen, dass sich Fischfanggeräte nicht in den Rohrleitungen verfangen können. (Berger 2011, 4)

Die Anlageneffizienz wird maßgeblich von den Rohrquerschnitten der Entnahme- und Rückgabeleitungen sowie durch die Auswahl der Förderpumpe beeinflusst. Bei kleineren Anlagen können im Wasser installierte Tauchpumpen eingesetzt werden, wodurch keine Schwierigkeiten mit der Saughöhe oder Kavitationserscheinungen entstehen und die Leistungsaufnahme um 10 bis 20 % verringert wird (Kavanaugh et al. 1989, 8). Für größere Wassertiefen oder Entfernungen wird der Zugang und die Wartung der Tauchpumpen zunehmend aufwendiger, weshalb für einen einfachen Pumpenzugang eine Installation außerhalb des Wasserkörpers günstiger sein kann. Dazu kann die Förderpumpe entweder in einem nassen oder trockenen Pumpenschacht aufgestellt werden (Abbildung 3-7).

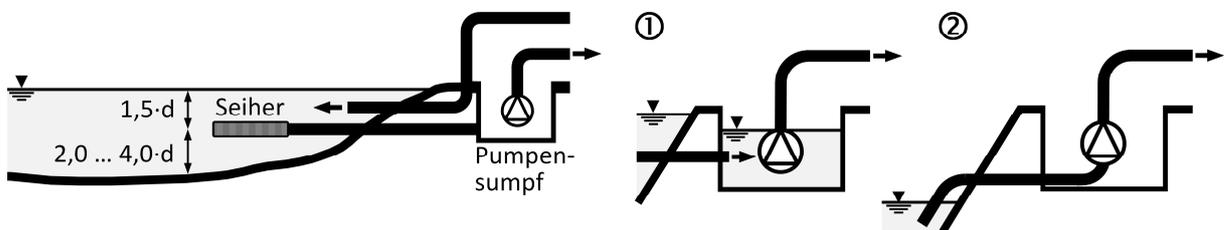


Abbildung 3-7: Schematische Darstellung eines offenen Systems mit einem ① nassen Pumpenschacht und ② trockenem Pumpenschacht nach Mitchell et al. (2013, 135).

In einem nassen Pumpenschacht korrespondiert der Ruhewasserspiegel mit dem Wasserspiegel des Fließgewässers. Im Pumpenbetrieb sinkt der Wasserspiegel im Pumpenschacht ab und es stellt sich zum Fließgewässer ein Wasserspiegelgefälle ein, wodurch das Wasser aus dem Fließgewässer nachströmt. Um im Pumpenschacht eine ausreichende Überdeckung der Pumpe zu gewährleisten, sind Wasserspiegelschwankungen im Fließgewässer zu berücksichtigen. In trockenem Pumpenschacht ist die Pumpe mit der Entnahmeleitung verbunden und kann entweder ober- oder unterhalb des gewässerseitigen Wasserspiegels angeordnet sein. Um Wasser aus dem Fließgewässer anzusaugen, muss die erforderliche Mindesthahndruckhöhe am Pumpenzulauf gewährleistet werden. Diese Mindesthahndruckhöhe berücksichtigt den Druckverlust zwischen der Wasserfassung und dem Laufradeintritt der Pumpe sowie Druckverluste durch verschmutzte Seiher. Wird die Mindesthahndruckhöhe unterschritten, kann es zu einem Abfall der Förderleistung oder zur Beschädigung der Pumpe durch Kavitation kommen. Eine Installation unterhalb der Wasseroberfläche verringert die Wahrscheinlichkeit von Kavitation (Banks 2008). Bei

der Verlegung der Entnahme- und Rückgabeleitungen sollte auf eine strömungsoptimierte Leitungsführung geachtet werden. Ungünstige Anbindungen und Schweißnähte können zu Druckverlusten führen, die über den Planungswerten liegen und somit die Entnahmeleistung beeinträchtigen können (Gilly 2017, 8).

Die Rückgabe des abgekühlten Wassers in das Gewässer sollte eine schnelle Durchmischung über den gesamten Gewässerquerschnitt gewährleisten, um hohe lokale Temperaturunterschiede zu vermeiden. In Ausnahmefällen können langsamere Durchmischungen positive Auswirkungen auf das aquatische Ökosystem haben, etwa durch die Erhaltung von Wanderkorridoren oder Kaltwasserrefugien. (Gaudard et al. 2022, 4) Dennoch darf die Wasserentnahme oder -rückgabe die Schifffahrt nicht beeinträchtigen, weshalb eine Quergeschwindigkeit von etwa 0,3 m/s anzustreben ist (Kobus 1984, 71).

Wenn das abgekühlte Wasser als Tauchstrahl zurück ins Gewässer gegeben wird, führen Geschwindigkeitsunterschiede zwischen der Grundströmung und dem Strahlrand zu hohen Scherspannungen, die turbulente Verwirbelungen erzeugen und eine rasche, anfängliche Durchmischung begünstigen. Bei Dichteunterschieden können Auftriebskräfte die turbulenten Verwirbelungen dämpfen und eine geschichtete Strömung bewirken. Insbesondere in Umgebungen mit geringen Strömungsgeschwindigkeiten und großen Wassertiefen wie in Stauhaltungen, können sich stabile Schichtungen ausbilden. (Kobus 1984, 74)

Bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten der Grundströmung wird der Tauchstrahl zum Einleitungsufer abgelenkt, was die Durchmischung behindert und zur Bildung einer Temperaturfahne führen kann (Abbildung 3-8). In Fließgewässern mit niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten kann eine ungünstige Rückgabe nahe der Entnahmestelle zu einem hydraulischen Kurzschluss führen, bei dem das abgekühlte Wasser erneut entnommen und weiter abgekühlt wird. (Glatzel et al. 1979, 314) Um keine Krankheiten oder Neobiota zwischen verschiedenen Gewässern zu verschleppen, sollte das entnommene Wasser stets in das Ursprungsgewässer zurückgegeben werden. (Gaudard et al. 2022, 4; Krumlinde 1979, 226)

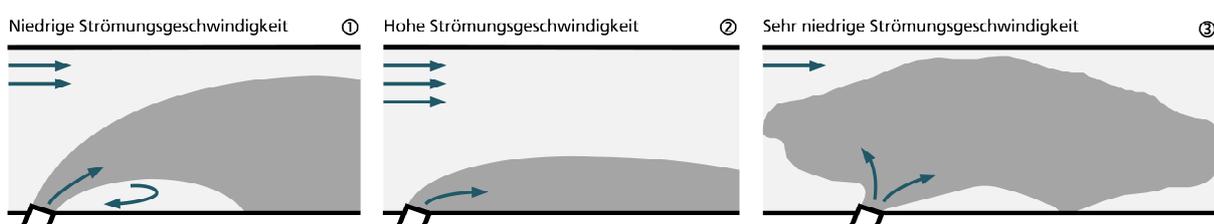


Abbildung 3-8: Schematische Darstellung charakteristischer Temperaturfahnen bei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten nach Langford (1990, 52).

Uferfiltrationen und Infiltrationsgalerien nutzen Sohlensubstrat mit einem geringem Feinanteil zur natürlichen Vorfiltrierung des Wassers, was zugleich bauliche Eingriffe im Fließgewässer minimiert. Infiltrationsgalerien bestehen aus perforierten Rohren in der Gewässersohle und eignen sich für einen geringen bis moderaten Wasserbedarf sowie für Wassertiefen kleiner 0,9 m. Für sandiges Substrat liegt die Infiltrationsrate bei etwa 20 l/m², während kiesige Substrate bis zu 80 l/m² erlauben. (Peterson et al. 1981, 1189) Bei der Uferfiltration wird das Wasser indirekt aus dem Fließgewässer als Grundwasser über einen nahegelegenen Filterbrunnen gefasst (Abbildung 3-9). Diese Methode ermöglicht oft die direkte Verwendung des gefilterten Wassers ohne weitere Filtrationsschritte. Die maximal entnehmbare Wassermenge wird dabei durch die lokalen geologischen Bedingungen vorgegeben. (Baumgartner et al. 1993, 21)

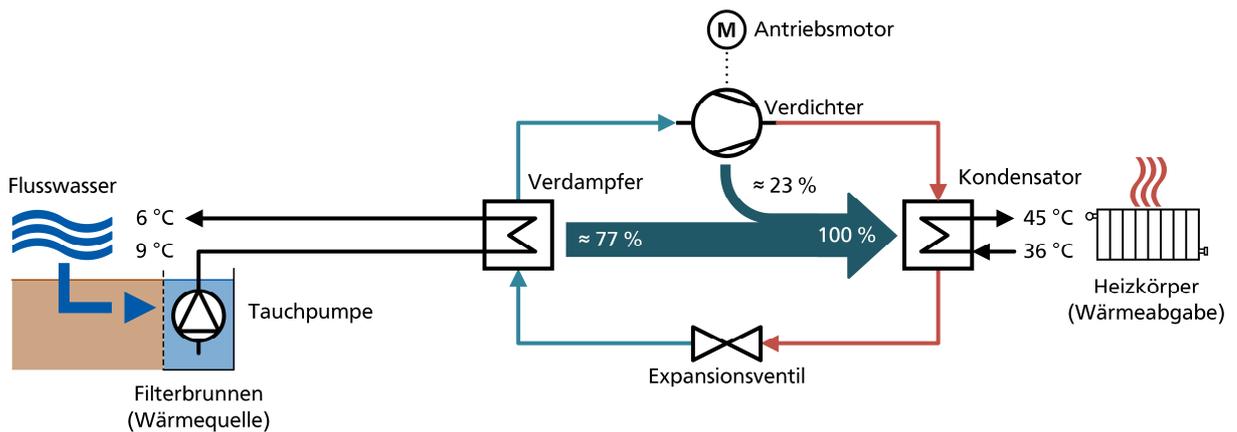


Abbildung 3-9: Anlagenschema für eine Uferfiltration nach Baumgartner et al. (1993, 21).

3.2.3. Direktverdampfung

Bei der Direktverdampfung ist der Wärmepumpenverdampfer direkt im Wasserkörper oder in einer gesonderten Kammer platziert (Abbildung 3-10). Durch die hohe Anlageneffizienz war die Direktverdampfung in historischen Wärmepumpenanlagen verbreitet, ist aber aus ökologischen Bedenken in jüngeren Anlagen nicht mehr gebräuchlich. Insbesondere die hohe Ökotoxizität der verwendeten Kältemittel kann bei einer Leckage eine erhebliche Gewässerverschmutzung verursachen, weshalb eine wasserrechtliche Genehmigung zunehmend unwahrscheinlich ist. Zudem sind die Wärmepumpenverdampfer und die verwendeten Materialien häufig nicht für den direkten Kontakt mit dem Fließgewässer ausgelegt, was weitere Bedenken hinsichtlich der Umweltverträglichkeit aufwirft (Scholt 1981, 178).

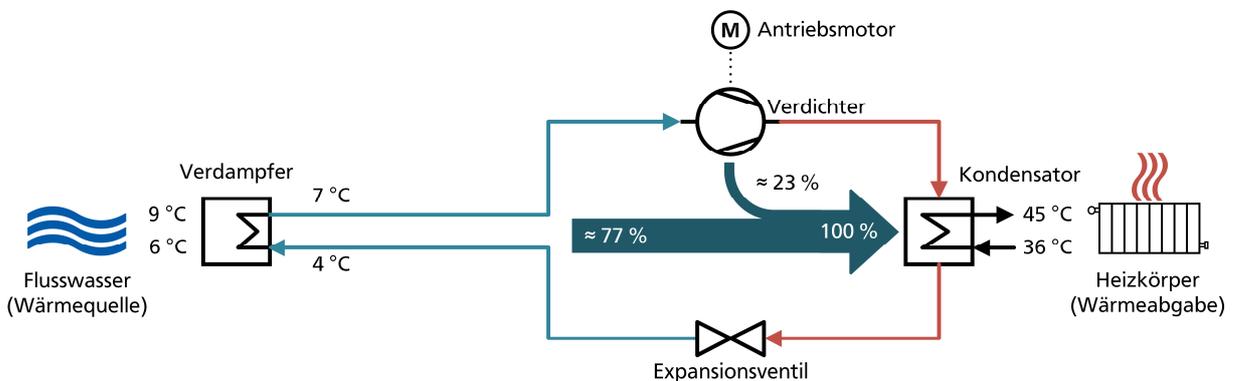


Abbildung 3-10: Anlagenschema einer Direktverdampfung in historischen Anlagen nach Bonin (2018, 29).

Steffan et al. (2021) untersuchen aktuell die Anwendung einer Direktverdampfung bei Unterdruck, bei der statt eines Wärmeübertragers eine Vakuumkammer zwischengeschaltet wird (Abbildung 3-11). In der Vakuumkammer verdampft Flusswasser bei Unterdruck am Tripelpunkt und setzt dabei latente Wärme frei. Der Wasserdampf wird von einem Turboverdichter angesaugt und komprimiert. Anschließend kondensiert der Wasserdampf und übergibt die latente Wärme an eine nachgeschaltete Wärmepumpe. Gegenüber den gängigen offenen Systemen ist ein Einsatz bis Wassertemperaturen von 0 °C möglich. Das abgekühlte Flusswasser wird teils als Wasser-Eis-Gemisch in das Fließgewässer zurückgeleitet, was weiterführende gewässerökologische Untersuchungen erforderlich macht.

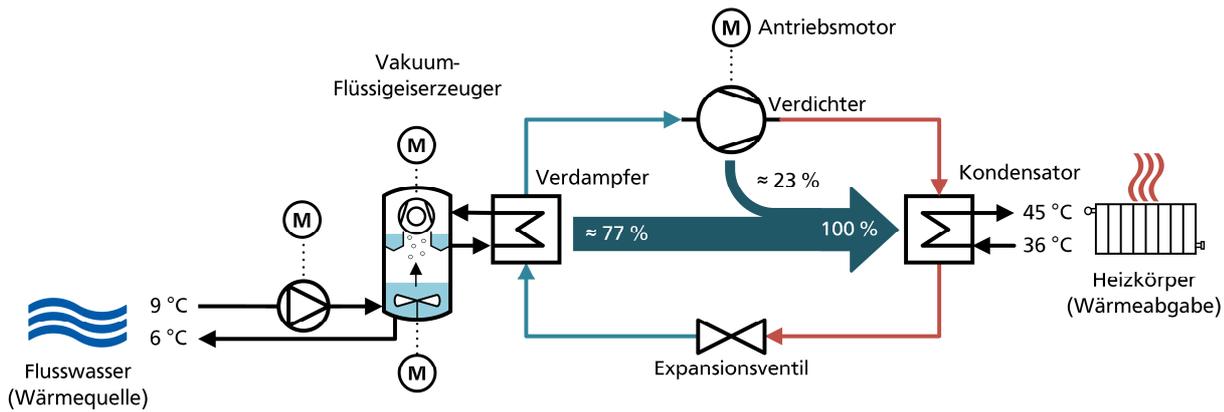


Abbildung 3-11: Anlagenschema einer Direktverdampfung nach Gubsch et al. (2021).

3.3. Zulässige Temperaturänderung und Grenztemperaturen

Eine nachhaltige Wärmeversorgung umfasst auch eine thermische Nutzung von Fließgewässern und sollte soweit zulässig und akzeptiert sein, solange keine nachteiligen Veränderungen des Gewässerzustands und seiner Lebensgemeinschaften entstehen. In Deutschland fehlen bislang einheitliche wasserrechtliche Anforderungen für die Wärmeentnahme aus Fließgewässern. Dies umfasst insbesondere Festlegungen zu Mindesttemperaturen, den maximal zulässigen Temperaturänderungen nach einer vollständigen Durchmischung, sowie Vorgaben zur maximal zulässigen Temperaturspreizung und Grädigkeit. Infolgedessen wurden bestehende Anlagen häufig als Pilotprojekte mit einzelfallbezogenen Genehmigungsverfahren und Nebenbestimmungen der zuständigen Wasserbehörden realisiert (Brede et al. 2019, 60).

Da es an einheitlichen wasserrechtlichen Regelungen mangelt, werden Anforderungen zur Wärmeentnahme meist aus übergeordneten Gesetzen, Normen, Richtlinien und Fachliteraturempfehlungen abgeleitet. Es gilt grundsätzlich, dass thermisch genutztes Wasser weder physikalisch noch stofflich verändert werden darf. Insbesondere bei geschlossenen Systemen ist die Verwendung von Zwischenkreisläufen zur Systemtrennung erforderlich. (IGKB 2018, 21)

Um die Auswirkungen der Wärmeentnahme auf die Wassertemperatur von Fließgewässern abzuschätzen, sind sowohl der mittlere Wärmebedarf über ein Jahr als auch die entsprechende Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe heranzuziehen (Kirn 1983, 14). Für Fließgewässer werden zulässige Temperaturveränderungen zum möglichst unbeeinflussten Zustand festgelegt, weshalb bereits bestehende Temperaturveränderungen zu berücksichtigen sind (Gaudard et al. 2022, 5). Daraus folgt die Notwendigkeit, den aktuellen Zustand zu erfassen und einen referenzierten Ausgangszustand zu bestimmen. Dies sollte ergänzt werden durch ein kontinuierliches Monitoring der Temperaturänderungen (Heino et al. 2009, 50), wobei auch Klimaveränderungen zu berücksichtigen sind (Schaffner et al. 2017, 15).

Viele bestehende Rechtsvorschriften definieren absolute Temperaturgrenzen, ohne das natürliche Temperaturregime und dessen Variabilität zu berücksichtigen. Einige Länder, darunter die Schweiz und Deutschland, nehmen jedoch eine differenzierte Betrachtung vor, indem sie bei den Temperaturanforderungen für Fließgewässer eine Zonierung der Fischgemeinschaften einbeziehen (Gaudard et al. 2018b, 12). Für künstliche oder erheblich veränderte Fließgewässer legt §27 (2) der Oberflächengewässerverordnung (OGewV) die Temperaturanforderungen fest, um einen guten ökologischen Zustand bzw. ein gutes ökologisches Potential zu erreichen (Tabelle 3-2).

Die dort definierten Werte für Temperaturerhöhungen beziehen sich auf die maximal zulässige Differenz zwischen den Wassertemperaturen oberhalb und unterhalb einer Wärmeeinleitung nach einer vollständigen Durchmischung, bezogen auf den Referenzabfluss (Müller 2013, 3).

Tabelle 3-2: Temperaturanforderungen an Abwärme-Einleitungsstellen mit Zuordnung zu Fischgemeinschaften zur Erreichung des guten ökologischen Zustands bzw. Potentials. Abkürzungen: ff/tempff = Gewässer sind fischfrei oder temporär fischfrei; Sa-ER = salmonidengeprägte Gewässer des Epirhithrals; Sa-MR = salmonidengeprägte Gewässer des Metarhithrals; Sa-HR = salmonidengeprägte Gewässer des Hyporhithrals; Cyp-R = cyprinidengeprägte Gewässer des Rhithrals; EP = Gewässer des Epipotamals; MP = Gewässer des Metapotamals; HP = Gewässer des Hypopotamals (OGewV, BGBl. I 2016, 1415).

Anforderungen an den guten ökologischen Zustand und das gute ökologische Potential	Fischgemeinschaft							
	ff/tempff	Sa-ER	SA-MR	Sa-HR	Cyp-R	EP	MP	HP
ϑ_{\max} im Sommer (April bis November) in °C	-	≤ 20	≤ 20	≤ 21,5	≤ 23	≤ 25	≤ 28	≤ 28
$\Delta\vartheta$ im Sommer in K	-	≤ 1,5	≤ 1,5	≤ 1,5	≤ 2	≤ 3	≤ 3	≤ 3
ϑ_{\max} im Winter (Dezember bis März) in °C	-	≤ 8	≤ 10	≤ 10	≤ 10	≤ 10	≤ 10	≤ 10
$\Delta\vartheta$ im Winter in K	-	≤ 1	≤ 1,5	≤ 1,5	≤ 2	≤ 3	≤ 3	≤ 3

Temperaturgrenzwerte sollten zukünftig so definiert werden, dass sie die Wärmeentnahme während ökologisch sensibler Perioden, wie der Laichzeit, einschränken und eine höhere Entnahme bei steigenden Wassertemperaturen zulassen (Gaudard et al. 2019, 340). Die Temperaturänderungen sollten die interannuellen und saisonalen Schwankungen nicht überschreiten (Imboden et al. 1981, 16) und zu keinen unnatürlichen Wassertemperaturen führen (Gaudard et al. 2018a, 29). Ausgenommen davon ist die unmittelbare Wärmeentnahmestelle, an der lokal höhere Temperaturänderungen durchaus auftreten können. Dennoch sind schnelle und häufige Veränderungen der Wassertemperatur durch eine häufige Taktung der Wärmepumpe zu vermeiden und sollten im Fließgewässer nach weitgehender Durchmischung nicht zu Temperaturschwankungen von mehr als 1 K führen. (Koch et al. 2010, 11)

Für größere Fließgewässer werden Temperaturspreizungen von maximal 3 K (Schibuola et al. 2016, 186) bis zu 5 K (Friedrich 1979, 196) empfohlen, sofern eine untere Grenztemperatur von 1 bis 2 °C innerhalb der natürlichen täglichen Temperaturschwankungen gewährleistet bleibt (Glatzel et al. 1979, 314). Bei kleineren Fließgewässern sollte zur schnellen Durchmischung des abgekühlten Wassers eine geringere Temperaturspreizung von 2 K angestrebt werden. Diese Vorgabe gilt auch bei der Wärmeentnahme in größeren krenalen Fließgewässern mit geringeren tages- und jahreszeitlichen Temperaturschwankungen (Glatzel et al. 1979, 314).

Die Grenztemperaturen definieren den unteren Schwellenwert, unterhalb dessen ein Anlagenbetrieb entweder technisch eingeschränkt oder wirtschaftlich nicht mehr praktikabel ist. Insbesondere in offenen Systemen bestimmen die gewählten Grenztemperaturen die Anzahl der Tage, an denen eine Wärmeentnahme nicht möglich ist. Während höhere Grenztemperaturen die Anzahl der Tage ohne eine Wärmeentnahme erhöhen, ermöglichen niedrigere Grenztemperaturen bei entsprechend höheren Volumenströmen zwar eine zuverlässigere Wärmeversorgung, können aber wirtschaftlich nachteilig sein. (Borchardt 2018, 22) In Abbildung 3-12 veranschaulicht eine Untersuchung von 89 Messstationen die praktischen Auswirkungen der Wahl der Grenztemperaturen. Bei einer Grenztemperatur von 4 °C ist an den betrachteten Gewässerabschnitten an 48 ± 19 Tagen im Jahr keine Wärmeentnahme möglich, während bei einer Grenztemperatur von 2 °C die Anzahl der Tage auf 15 ± 10 sinkt. (Borchardt et al. 2020, 11)

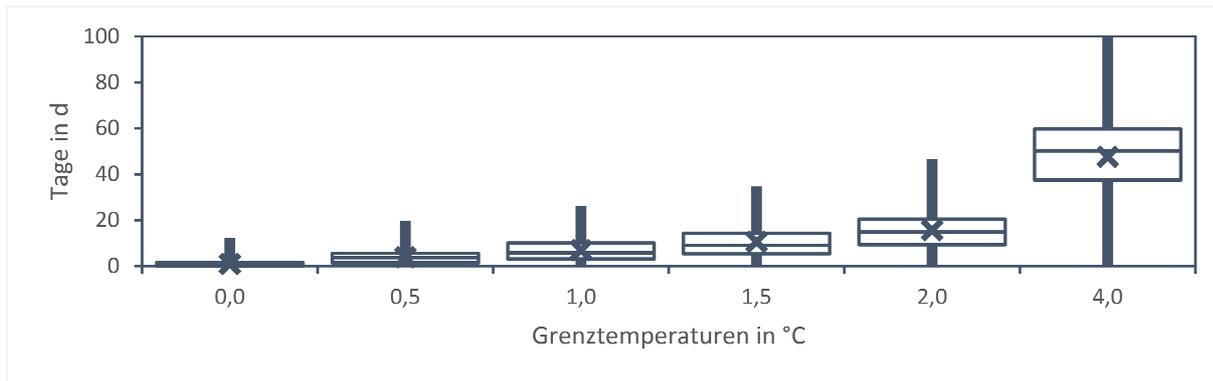


Abbildung 3-12: Anzahl der Tage, an denen verschiedene Grenztemperaturen an 89 Messstationen in deutschen Fließgewässern über einen mittleren Zeitraum von 16 ± 8 Jahren unterschritten wurden.

Bei offenen Systemen und solchen mit Direktverdampfung variieren die empfohlenen unteren Grenztemperaturen zwischen 4 °C (Marotz 1977a, 379) und 1 °C (Mayor et al. 1977, 129). Um lokale Vereisungen im Wärmeübertrager auszuschließen, werden für die untere Grenztemperatur meist Werte von 3 °C (Gaudard et al. 2018b, 3) bis 4 °C (Schmid et al. 2019, 14) genannt, wobei eine Austrittstemperatur von 2 °C als Richtwert gilt (Sommerhalder et al. 2021, 57). Ein höherer Volumenstrom kann dazu beitragen, den Temperaturabfall im Wärmeübertrager auf 1 bis 2 K beschränken (Reay et al. 1979, 119). Die meisten Hersteller von Wärmepumpenverdampfern empfehlen, die Rücklauftemperatur nicht unter 3 °C abzusenken, um die Bildung von Eiskristallen zu vermeiden (DECC 2015, 53). Sinken die Wassertemperaturen unter 4 °C , verringert sich die Temperaturspreizung zunehmend und die Austrittstemperatur nähert sich der Eintrittstemperatur an, was eine effiziente Wärmeentnahme beeinträchtigt (Gaudard et al. 2019, 338).

Obwohl geschlossene Systeme auch bei Wassertemperaturen am Gefrierpunkt technisch nutzbar sind (Glatzel et al. 1979, 312; Sres et al. 2014, 37), gelten Wassertemperaturen von 2 bis 3 °C als untere Einsatzgrenzen für einen wirtschaftlichen Anlagenbetrieb. (Cube et al. 1984, 59; Davin et al. 1981, 41; Marotz 1977a, 379) Niedrigere Wassertemperaturen können zu einer gewässerseitigen Vereisung des Wärmeübertragers führen, was durch den zusätzlichen Wärmewiderstand die Wärmeentnahme aus dem Fließgewässer beeinträchtigen kann. (Zhou et al. 2022, 2)

3.4. Referenzabfluss im Fließgewässer

Liegen die Wassertemperaturen oberhalb der definierten Grenztemperaturen, wird die Wärmeentnahme insbesondere von der zeitlichen Verfügbarkeit des Gewässerabflusses bestimmt. Bei der Anlagenplanung muss ein Abfluss festgelegt werden, der während des Zeitraums der Wärmeentnahme zuverlässig vorhanden ist. Dieser Referenzabfluss kann für die Heizperiode als der mittlere Niedrigwasserabfluss (MNQ) einer Niedrigwasserperiode über mehrere Tage definiert werden (Flinspach et al. 1972, 130). Eine britische Machbarkeitsstudie verwendet dagegen den Winterabfluss Q_{95} als Referenzabfluss, der an 95 % der Tage im Jahr erreicht oder überschritten wird. Dieser Wert wird verwendet, um den für die Wärmeentnahme verfügbaren Anteil des Gewässerabflusses zu bestimmen, ohne signifikante Umweltauswirkungen zu verursachen. (DECC 2015, 51) In der Schweiz orientiert man sich stattdessen am Trockenwetterabfluss Q_{347} als Referenzabfluss, der an 347 Tagen im Jahr erreicht oder überschritten wird. Zudem ist nach Koch et al. (2010, 11) eine Wasserentnahme zur Wärmenutzung bei Fließgewässern nicht zulässig, deren Trockenwetterabfluss Q_{347} weniger als 500 l/s beträgt. Die Angaben und Berechnungen zum Wärmeentzug und zur entsprechenden Temperaturabsenkung im Fließgewässer

bei vollständiger Durchmischung werden stets auf den Referenzabfluss während der Heizperiode angesetzt (Berger 2011, 2)

Für die Betrachtung der Mindestüberdeckung können die korrespondierenden Wassertiefen zum Referenzabfluss verwendet werden (Abbildung 3-13), deren Beziehung durch eine Abfluss- oder Schlüsselkurve dargestellt werden kann. (Maniak 2016, 84). In der Praxis hat sich die Verwendung einer Parabel n-ten Grades als Ausgleichskurve als effektiv erwiesen, um die oft nichtlineare Beziehung zwischen Durchfluss und Wassertiefe in verschiedenen Fließgewässern angemessen abzubilden (Morgenschweis 2018, 419):

$$Q = a \cdot (h - h_0)^n \quad [3-3]$$

wobei:

- Q Durchfluss im Fließgewässer in m^3/s ,
- h am Bezugspegel beobachtete Wassertiefe in m,
- h_0 Wassertiefe in m beim Durchfluss $Q = 0 \text{ m}^3/\text{s}$,
- a Nullpunktverschiebung oder Versatz auf der y-Achse in var,
- n Anstieg der Abflusskurve in 1.

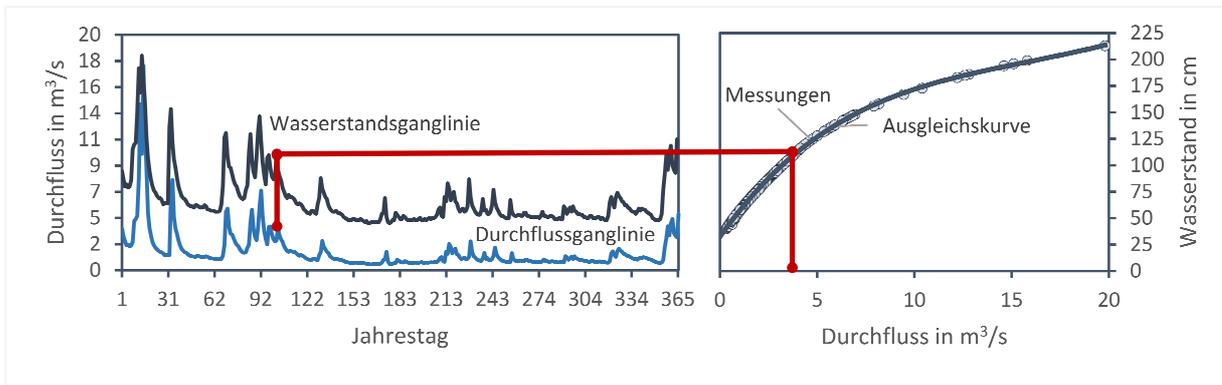


Abbildung 3-13: Prinzip einer Wasserstands-Durchfluss-Beziehung.

3.5. Verschmutzungen der wärmeübertragenden Flächen

Bei Wärmeübertragern entstehen an den wärmeübertragenden Flächen unerwünschte und zugleich unvermeidliche Verschmutzungen, dessen Vorgang als Fouling umschrieben wird. Diese Ablagerungen und Verkrustungen verursachen aufgrund ihrer niedrigeren Wärmeleitfähigkeit einen höheren Wärmedurchgangswiderstand, was wiederum zu Leistungsverlusten führt (Tabelle 3-3). Diese Leistungsverluste gefährden die Versorgungssicherheit der Anlage und erfordern Betriebsunterbrechungen für Reinigungs- und Wartungsarbeiten. Daher ist es notwendig, die Dicke der Ablagerungen zu reduzieren oder die Ursachen für deren Entstehung zu vermeiden. (Schnell et al. 1990, 54)

Tabelle 3-3: Richtwerte für den Wärmedurchgang für verschiedene Zustände und Umgebungen nach Kavanaugh et al. (2014, 145) und Chenoweth (1990, 92).

Zustand	W/(m ² ·K)	Zustand	W/(m ² ·K)
klares Fließgewässer	2.800	Verschmutzung (1,5 mm)	1.150
trübes Fließgewässer	1.700	Verschmutzung (3,0 mm)	570
Abwasser im Kanal	700	Biofilm	230
Strömungsgeschwindigkeit ≤ 0,91 m/s	1.900	nach Entfernung des Biofilms	1.140
Strömungsgeschwindigkeit > 0,91 m/s	2.840		

Der zusätzliche, additive Wärmeleitwiderstand, der durch Ablagerungen und Verkrustungen auf den wärmeübertragenden Flächen entsteht, wird durch den sogenannten Foulingwiderstand beschrieben (VDI 2013, 92) Der Foulingwiderstand ist definiert als die Differenz der Wärmedurchgangswiderstände im verschmutzten und im sauberen Zustand. Zudem kann der Foulingwiderstand als Verhältnis der Dicke der Foulingschicht zu deren Wärmeleitfähigkeit ausgedrückt werden (Krause 1986, 6):

$$R_f = \frac{1}{k_f} - \frac{1}{k_0} = \frac{x_f}{\lambda_f} \quad [3-4]$$

wobei:

R_f Foulingwiderstand in m²·K/W,

k_f gemessener Wärmedurchgangskoeffizient im verschmutzten Zustand in W/(m²·K),

k_0 gemessener Wärmedurchgangskoeffizient im unverschmutzten Zustand in W/(m²·K),

x_f Dicke der Foulingschicht in m,

λ_f Wärmeleitfähigkeit der Foulingschicht in W/(m·K).

Bei den beobachteten Foulingvorgängen an den wärmeübertragenden Flächen überlagern sich Ablagerungsvorgänge mit Abtragsvorgängen. Die Änderungsrate der Feststoffmasse in der Foulingschicht wird beschrieben durch die Gleichung (Krause 1986, 7):

$$\frac{dm_f}{dt} = \dot{m}_d - \dot{m}_r \quad [3-5]$$

wobei:

m_f Feststoffmasse der Foulingschicht in kg/m², definiert als $m_f = \rho_f \cdot x_f = \rho_f \cdot \lambda_f \cdot R_f$,

\dot{m}_d abgelagerter Feststoffmassenstrom in kg/(m²·s),

\dot{m}_r abgetragener Feststoffmassenstrom in kg/(m²·s).

Wird nun die Feststoffmasse oder der Foulingwiderstand über die Zeit aufgetragen, ergeben sich Foulingkurven wie in Abbildung 3-14 dargestellt. Diese Kurven lassen sich in drei verschiedene Fälle unterteilen, die den Zuwachs von Ablagerungen im Vergleich zum Abtrag beschreiben. Der lineare Zuwachs ① tritt überwiegend bei sehr zähen und harten Ablagerungen mit großer Adhäsionsfähigkeit auf. Bei Ablagerungen mit geringer Festigkeit bewirken die Scherkräfte der Strömung einen Abtrag, wodurch die Wachstumsrate mit zunehmender Schichtdicke abnimmt ②. Bei weichen Ablagerungen mit lockerem Gefügebau nähert sich der anfänglich lineare Kurvenverlauf ③ asymptotisch einem Gleichgewicht zwischen Feststoffzuwachs und -abtrag an. Erreichen die Ablagerungen eine kritische Dicke der Foulingschicht oder eine kritische Verweilzeit, können sie teilweise von der Strömung mitgerissen werden, was zu einem unstetigen und gezackten Kurvenverlauf führt. (Krause 1986, 7)

Der zeitliche Verlauf des Foulingvorgangs lässt sich in drei unterschiedliche Abschnitte unterteilen (Abbildung 3-14): die Induktionsphase (I), den Übergangsbereich (II) und die eigentliche Foulingphase (III). So ist während der Induktionsphase meist ein Betrieb des Wärmeübertragers ohne spürbare Verschmutzungen möglich. Im Übergangsbereich kann der Foulingwiderstand teils negative Werte annehmen, was zunächst auf eine scheinbare Verbesserung des Wärmedurchgangs gegenüber einer unverschmutzten Wärmeübertragungsfläche hindeutet. Dies kann beispielsweise durch eine erhöhte Rauigkeit zu Beginn der Feststoffablagerungen bedingt sein. (Krause 1986, 8)

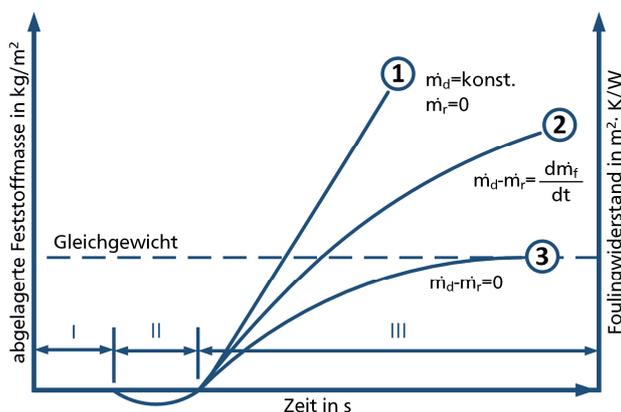


Abbildung 3-14: Zeitliche Änderung der Foulingschicht mit ① konstant, ② abnehmend, ③ abnehmend bis erliegend nach Krause (1986, 8).

Die Entwicklung der Foulingschicht steht meist in proportionalem Verhältnis zur Konzentration der foulingverursachenden Stoffe. Zudem nimmt der Foulingwiderstand mit einer Zunahme der Mikro-Rauigkeit der wärmeübertragenden Flächen sowie mit steigenden Oberflächentemperaturen zu. Infolgedessen ist die wärmere Seite eines Wärmeübertragers oft anfälliger für Foulingprozesse als die kältere Seite. Eine steigende Strömungsgeschwindigkeit hingegen führt tendenziell zu einem abnehmenden Foulingwiderstand, da mit zunehmender Wandschubspannung höhere Abtragungsraten erzielt werden. (VDI 2013, 97)

Bei der Auslegung von Wärmeübertragern und bei der Festlegung von Gegenmaßnahmen bereitet die Abschätzung von auftretenden Verschmutzungen teils erhebliche Schwierigkeiten. Dabei müssen neben physikalischen Einflussgrößen wie Strömungsgeschwindigkeit, Wandtemperatur, Temperaturgradient zwischen Wand und Fluid sowie Wärmestromdichte auch chemische Faktoren berücksichtigt werden. Dazu gehören die Zusammensetzung und Konzentration des Fluids, das Korrosions- und Reaktionsverhalten des verwendeten Materials sowie biologische Prozesse wie das Wachstum von Mikro- und Makroorganismen. Daher müssen bereits im

Vorfeld die wesentlichen Einflussgrößen festgelegt werden. (Bohnet 1985, 26) Fouling an wärmeübertragenden Flächen kann durch verschiedene Mechanismen hervorgerufen werden, wobei die wesentlichen Arten von Fouling in Strömungen nach Epstein (1981, 33) wie folgt klassifiziert werden:

Die Kristallisation gelöster Salze infolge von Verdampfungs- und Verdunstungsprozessen führt zur Ausfällung von Salzkristallen, wodurch sich Verkrustungen auf den wärmeübertragenden Flächen bilden. Die veränderliche Form der Salzkristalle infolge des Temperatureinflusses macht Gegenmaßnahmen oft wirkungslos. Zudem ist eine Beeinflussung der Schichtdicke dieser Ablagerungen durch die Strömungsgeschwindigkeit in der Regel nicht möglich.

Die Verschmutzung durch die Sedimentation feiner Schwebstoffe entsteht durch Diffusion oder Trägheitseinflüsse. Dieser Mechanismus ist insbesondere für die thermische Nutzung von Fließgewässern relevant, da dort ein hoher Anteil von Schwebstoffen vorliegt. Mit zunehmendem Feststoffanteil an der Wärmeübertragungsfläche steigt der Wärmeübergangswiderstand durch Verschmutzung nichtlinear an (Abbildung 3-15). Dies ist auf eine Überlagerung verschiedener Fouling-Arten zurückzuführen. Zudem werden die Sedimentationsprozesse durch höhere Strömungsgeschwindigkeiten behindert. (Rubio et al. 2014, 385)

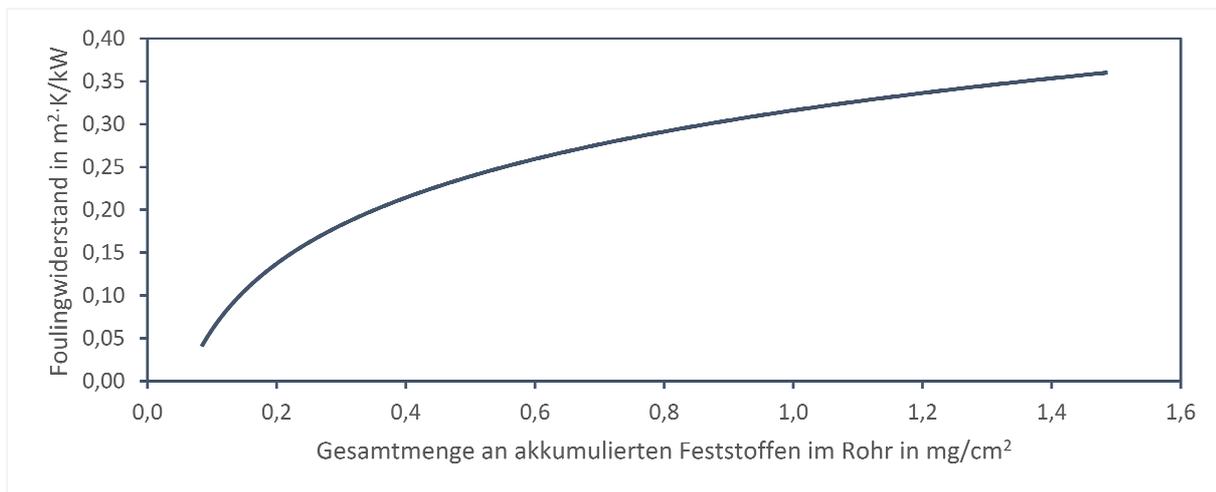


Abbildung 3-15: Entwicklung des Foulingwiderstands zur akkumulierten Feststoffmenge im Wärmeübertragerrohr nach Rubio et al. (2014, 386).

Ablagerungen an wärmeübertragenden Flächen können auch durch chemische Reaktionen infolge von Selbstoxidation und Polymerisation entstehen. Solche Vorgänge treten hauptsächlich bei der Aufbereitung von Kohlenwasserstoffen, beim Zerfall organischer Kühlmittel in Kernreaktoren sowie bei der Lebensmittelherstellung auf.

Elektrochemische Korrosionsprozesse führen auf metallischen wärmeübertragenden Flächen zur Bildung einer Oxidationsschicht. Neben einer gleichmäßigen Flächenkorrosion können diese Korrosionserscheinungen auch einen mikrostrukturellen Kornzerfall durch interkristalline Korrosion oder lokalen Materialverlust durch korrosiven Lochfraß verursachen (Pugh et al. 2005, 375). Insbesondere lokale Korrosionserscheinungen erhöhen die Gefahr von Leckagen und können zur Außerbetriebnahme oder sogar zum Rückbau von metallischen Wärmeübertragern in Fließgewässern führen (Meyer 2018). Darüber hinaus begünstigt die korrosionsbedingte höhere Oberflächenrauheit auch die Ablagerung von Schwebstoffen (Schnell 1988, 401). In angrenzenden Biofilmen können Mikroorganismen durch die Anreicherung von Stoffwechselprodukten wie Schwefelwasserstoffen oder Säuren korrosive Prozesse begünstigen oder beschleunigen (Flemming 1995b, 53). Aufgrund ihrer höheren Korrosionsbeständigkeit werden

zunehmend Kunststoffe in technischen Systemen eingesetzt. Jedoch bieten auch Kunststoffoberflächen attraktive Besiedelungsflächen für Mikroorganismen, die Kohlenstoffe und Stickstoffe für ihren Stoffwechsel nutzen. (Pommer 1995, 111) Die von den Mikroorganismen produzierten Stoffwechselprodukte können nicht nur zu Verfärbungen oder Materialversprödungen führen, sondern auch eine Flächenkorrosion durch den Abbau der Polymere oder der Additive verursachen. (Schmitt 2004, 370)

Für die thermische Nutzung von Fließgewässern ist insbesondere die Verschmutzung der wärmeübertragenden Flächen durch biologisches Wachstum von Mikroorganismen wie Bakterien sowie Algen oder durch Makroorganismen wie Muscheln von großer Bedeutung. Beim Biofouling lagern sich die Mikroorganismen auf den wärmeübertragenden Flächen an, vermehren sich dort und bilden mit organischen und anorganischen Partikeln einen Biofilm. (Saunders et al. 2014, 78) Bei Biofouling handelt es sich um eine besonders ungünstige Form der Oberflächenverschmutzung, da die mikrobiellen Ablagerungen günstige Bedingungen für weitere Foulingmechanismen schaffen. (Schnell 1988, 402) Biofilme benötigen zur Entwicklung Mikroorganismen, Oberflächen, Nährstoffe und Feuchtigkeit, weshalb Fließgewässer ideale Bedingungen dafür bieten. Bereits geringe Nährstoffkonzentrationen begünstigen die Bildung von Biofilmen, wie das Auftreten von Biofilmen in Reinstwassersystemen zeigt (Flemming et al. 1994, 32).

Die Mikroorganismen scheiden an den Oberflächen eine Matrix aus exopolymeren Substanzen (EPS) aus und betten sich darin ein. Dieses Hydrogel stabilisiert die Biofilmstruktur und ermöglicht den diffusiven Stofftransport sowie den Stoffaustausch zwischen dem Wasser und dem Biofilm (Schönborn et al. 2013, 125). Innerhalb des Biofilms kommunizieren Mikroorganismen über chemische Signalstoffe miteinander und passen ihr Verhalten sowie ihre Zusammensetzung an die Umweltbedingungen an. Biofilme bieten den Mikroorganismen Schutz vor schädlichen oder toxischen Substanzen und dämpfen die Auswirkungen der Strömung. Zudem koexistieren verschiedene Arten von Mikroorganismen in synergetischen Beziehungen. Diese Mikroorganismen nehmen Nährstoffe aus der Umgebung auf und reichern sie im Biofilm an (Flemming 1995a, 1), wodurch Biofilme an dem Selbstreinigungsprozessen in Fließgewässern beteiligt sind (Flemming et al. 2002, 30).

Die Bildung von Biofilmen umfasst nach Characklis (1981, 256) verschiedene Stadien, die in Abbildung 2-17 schematisch veranschaulicht sind:

Initiale Ablagerung ①: In der initialen Phase werden organische Materialien und Mikroorganismen zufällig an die wärmeübertragenden Flächen transportiert und konditionieren diese. Dieser Prozess ist zunächst reversibel, da die Adhäsion hauptsächlich durch Van-der-Waals-Kräfte sowie hydrophobe und elektrostatische Wechselwirkungen erfolgt.

Pionierbesiedlung ②: Anschließend besiedeln Pioniermikroorganismen die konditionierten Oberflächen irreversibel und bilden eine zunächst einlagige exopolymere Schicht.

Zellteilung ③: Je nach Verfügbarkeit von Nährstoffen bilden sich im weiteren Verlauf Mikrokolonien durch Zellteilung.

Reifung ④: Der Biofilm wächst und entwickelt dreidimensionale pilzförmige Strukturen, die von Poren und Wasserkanälen durchsetzt sind (Costerton et al. 1994, 2138). Dabei unterliegt der Biofilm ständigen Veränderungen in seiner Zusammensetzung und Struktur als Reaktion auf die gegebenen Umgebungsbedingungen wie Nährstoffverfügbarkeit, Temperatur und Licht (Saunders et al. 2014, 80). Neben der Nährstoffverfügbarkeit beeinflusst insbesondere die Wassertemperatur die Entwicklung von Biofilmen (Abbildung 3-16), wobei der Temperaturbereich

für optimale Wachstumsbedingungen je nach Mikroorganismen im Bereich von 15 bis 40 °C variiert, wodurch Biofouling im Sommerhalbjahr stärker ausgeprägt ist (Flemming 1995a, 205).

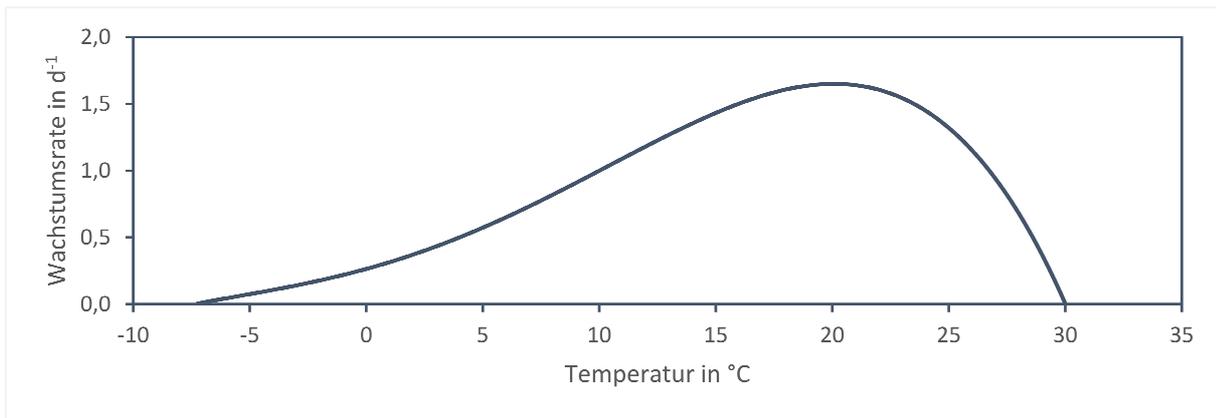


Abbildung 3-16: Wachstum von Kieselalgen in Abhängigkeit der Wassertemperatur nach Butterwick et al. (2005, 295), die neben Cyanobakterien Biofilme als Primärproduzenten dominieren (Saunders et al. 2014, 79).

Auflösung ☉: Aufgrund der vorherrschenden Strömung sind Biofilme in Fließgewässern dynamische Systeme, die sich stetig anpassen. Die Scherkräfte der Strömung erodieren Fragmente des Biofilms sowie einzelne Mikroorganismen und verbreiten diese weiter. Zudem lösen sich die Strukturen teilweise auf und setzen Mikroorganismen frei, die an anderen Stellen neue Biofilmstrukturen bilden. Die freigewordenen Flächen werden umgehend von neuen Mikroorganismen besiedelt (Schönborn et al. 2013, 125). In diesem Stadium stellt sich meist ein Gleichgewicht zwischen dem Ablösungsprozess und dem Zuwachs neuer Mikroorganismen ein. Bei starken Scherbeanspruchungen entwickeln sich dünne, dichte Matrixstrukturen, während geringere Strömungen zu stärkeren und weniger dichten Strukturen führen können. Die Strömungsgeschwindigkeit beeinflusst auch indirekt die Biofilme, indem sie durch die Zufuhr von Sedimenten den Abrieb reguliert. (Saunders et al. 2014, 80)

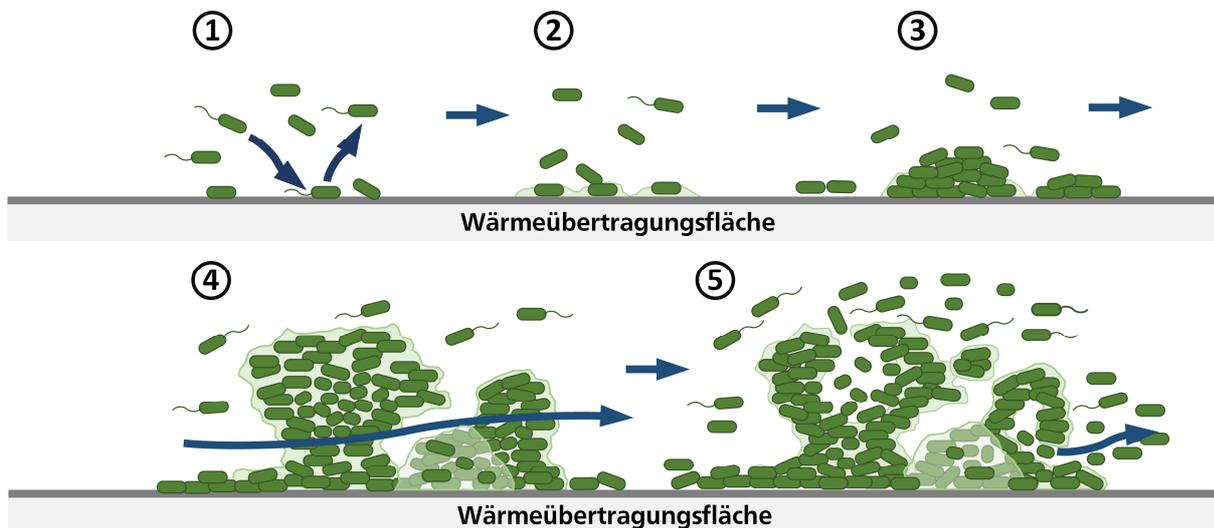


Abbildung 3-17: Entwicklungszyklus des Biofilms mit ① initiale reversible Ablagerung ② irreversible Ablagerung mit Pionierbesiedlung ③ Zellteilung ④ Reifung ⑤ Auflösung nach Molin et al. (2003, 256).

Characklis et al. (1981, 30) untersuchten die Abhängigkeit der Biofilme von der Nährstoffverfügbarkeit. Mit einer steigenden Glukosekonzentration nahmen sowohl die Mächtigkeit als auch die Dichte des Biofilms zu, was sich auf die Wärmeübertragung auswirkt. Obwohl die Wärmeleitfähigkeit von Biofilmen annähernd der Wärmeleitfähigkeit von Wasser entspricht, wirkt die zunehmende Dicke isolierend und beeinträchtigt dadurch den Wärmeübergang. Die strukturellen und viskoelastischen Eigenschaften der Biofilme erhöhen die Oberflächenrauheit der wärmeübertragenden Fläche, was eine weitere Ablagerung von Partikel begünstigt.

Bai et al. (2014) untersuchten den Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit und der Partikelgröße von Schwebstoffen auf Partikelfouling in Feld- und Laborstudien. Dabei traten bei Strömungsgeschwindigkeiten über 1 m/s und Partikeldurchmessern über 0,023 mm längere Induktionsdauern und eine bessere Wärmeübertragung auf (Tabelle 3-4). Zudem wurde ein vierstufiger Verlauf des Foulingprozesses identifiziert: eine Induktionsphase, gefolgt von einem temporären Gleichgewicht mit langsamem Anstieg des Foulingwiderstands, eine Wachstumsphase mit beschleunigtem Anstieg des Foulingwiderstands und schließlich ein stabiles Gleichgewicht mit einem gleichmäßigen Foulingwiderstand. Bei Partikeldurchmessern über 0,023 mm stabilisierte sich der Foulingwiderstand auf einem niedrigen Niveau, wobei große Schwankungen auftraten, da die Schwebstoffe die Ablagerungen wiederholt entfernten. Nach einer mechanischen Reinigung der wärmeübertragenden Flächen konnte keine erneute Induktionsphase beobachtet werden, was darauf hindeutet, dass die adhäsive Schicht zwar leicht entfernt werden konnte, eine Grundsicht jedoch bestehen blieb. (Bai et al. 2014, 893)

Tabelle 3-4: Entwicklung der Foulingwiderstände für verschiedene Bedingungen nach Bai et al. (2014, 894)

	Induktion	temporäres Gleichgewicht	Wachstum	stabiles Gleichgewicht
Versuch	t in h	R _f in m ² ·K/W	t in h	R _f in m ² ·K/W
u = 0,6 m/s	55	5,0 · 10 ⁻⁵	82	1,0 · 10 ⁻⁴
u = 1,0 m/s	74	2,5 · 10 ⁻⁵	135	0,6 · 10 ⁻⁴
u = 1,5 m/s	86	2,0 · 10 ⁻⁵	160	0,5 · 10 ⁻⁴
u = 0,6 m/s, gereinigt	-	-	67	1,0 · 10 ⁻⁴
u = 1,5 m/s, gereinigt	-	-	81	0,5 · 10 ⁻⁴
d ₅₀ = 0,005 mm	17	5,0 · 10 ⁻⁵	53	1,5 · 10 ⁻⁴
d ₅₀ = 0,011 mm	24	4,0 · 10 ⁻⁵	34	1,4 · 10 ⁻⁴
d ₅₀ = 0,023 mm	32	2,0 · 10 ⁻⁵	29	0,9 · 10 ⁻⁴

In Laborstudien zur Wärmeentnahme aus Abwassersystemen wurde beobachtet, dass die Bildung von Biofilmen unter geringen Scherbeanspruchungen die Wärmeentzugsleistung auf etwa 60 % des ursprünglichen Wertes senken kann. Schwallspülungen mit einer kurzzeitig erhöhten Durchflussmenge konnten die Entzugsleistung hingegen wieder auf 80 % des Ausgangswertes steigern. (Wanner 2004, 45)

In der Praxis werden Foulingvorgänge häufig durch eine Überdimensionierung der Wärmeübertragungsflächen (Reppich et al. 1993, 97) oder die Verwendung einer Ersatzeinheit berücksichtigt (Peer et al. 2002, 38), was jedoch zu erhöhten Investitionskosten führt. Durch präventive Maßnahmen können bereits während der Planung zukünftige Verschmutzungen der wärmeübertragenden Flächen günstig beeinflusst werden. So treten Foulingvorgänge bei sehr glatten Oberflächen erst verzögert auf, während raue Oberflächen die effektive Kontaktfläche erhöhen, was die Sedimentation von Schwebstoffen fördert und die Besiedelung von Mikroorganismen begünstigt. (Schnell 1988, 407) Korrosionsbeständige Werkstoffe vermeiden korrosive Foulingerscheinungen, insbesondere Kunststoffe sind weniger korrosionsempfindlich als metallische Werkstoffe und eignen sich daher besonders gut für Wärmeübertrager in Fließgewässern. Der

Wärmedurchgang wird bei metallischen Wärmeübertragern durch Biofilm stärker beeinträchtigt als bei polymeren Wärmeübertragern, die aufgrund ihrer geringeren Wärmeleitfähigkeit weniger anfällig sind (Kavanaugh et al. 1997, 120). Beschichtete Oberflächen verbessern die Antihafteigenschaften sowie den Verschleißschutz und weisen eine erhöhte Korrosionsbeständigkeit auf. Hierbei kommen häufig galvanotechnische Dispersionsschichten und Beschichtungssysteme aus Fluorpolymeren zum Einsatz. (Isenburg 2009, 51)

Einfache Wärmeübertragergeometrien ohne strömungsberuhigte Bereiche oder komplexere Geometrien mit turbulenten Umströmungen erschweren zudem das Auftreten von Ablagerungen (Pugh et al. 2005, 378). Unabhängig von der Konstruktion sollte bei Wärmeübertragern stets ein ungehinderter Zugang der Anlagenteile für Reinigungsmaßnahmen und Wartungsarbeiten gewährleistet sein (Schnell 1988, 407).

Trotz aller präventiven Maßnahmen sind besonders die gewässerseitigen Wärmeübertragungsflächen aufgrund des hohen Gehalts an biologisch abbaubaren Stoffen, anorganischen Nährstoffen, Partikeln und Mikroorganismen für Foulingvorgänge anfällig (Flemming 1995a, 135). Daher sind regelmäßige Reinigungsmaßnahmen erforderlich, um die Wärmeentzugsleistung aufrechtzuerhalten. (Müller-Steinhagen et al. 2011, 190) Die mechanische Stabilität beschreibt den Zustand, an dem der Biofilm seinen kohäsiven Zusammenhalt oder seine adhäsive Haftung an der Oberfläche verliert und somit teilweise abgelöst wird. Bei unerwünschten Biofilmen muss die mechanische Stabilität überwunden werden, indem entweder chemische Reiniger die bindenden Wechselwirkungen der Matrixpolymere stören oder der Biofilm mechanisch entfernt wird. (Stoodley et al. 1999, 26)

In industriellen Systemen werden Biofilme häufig mit chemischen Reinigungsmethoden wie mit Bioziden entfernt, wobei insbesondere Chlor oder Chlorverbindungen eingesetzt werden. (Characklis 1990, 589) Obwohl die Verwendung von Bioziden meist effektiv und kosteneffizient ist, ist deren Einsatz in natürlichen Fließgewässern aufgrund ihrer toxischen Wirkung bedenklich. Bei offenen Entnahmesystemen können foulingbildende Substanzen durch Filter entfernt werden (Friedrich 1979, 195), dennoch kann bereits eine verbleibende Menge von 0,1 % an Mikroorganismen als Impfmenge ausreichen, um das System zu infizieren (Flemming 1995a, 6).

In Fließgewässern ist sowohl die Vermeidung als auch die Beseitigung von Verschmutzungen an den wärmeübertragenden Oberflächen hauptsächlich mit mechanischen Methoden zu bewältigen. Insbesondere können turbulente Strömungen Ablagerungen destabilisieren und zu vergleichsweise dünnen Biofilmen führen (Schmid et al. 2003, 28). Abbildung 3-18 veranschaulicht, wie steigende Strömungsgeschwindigkeiten den Foulingwiderstand für verschiedene Foulingmechanismen und für unterschiedliche Wasserqualitäten langfristig senken können. Demnach sind Wärmeübertrager in Bereichen mit hohen Strömungsgeschwindigkeiten zu installieren und eine turbulente Umströmung der wärmeübertragenden Flächen anzustreben. Auch kann ein Lufteintrag zusätzliche turbulente Strömungen induzieren (Chenoweth 1990, 89).

Weitere mechanisch-abrasive Reinigungsmethoden umfassen den regelmäßigen Einsatz von Ultraschall oder Bürsten. Da die adhäsive Haftung mit zunehmendem Alter steigt und die Reinigung zunehmend erschwert, sollten die Reinigungsintervalle entsprechend kurz gehalten werden (Flemming 1995a, 122). Die wärmeübertragenden Oberflächen sollten durch mechanisch-abrasive Reinigungsmethoden nicht zusätzlich aufgeraut werden, um die Anfälligkeit für eine erneute Verschmutzungen nicht zu erhöhen (Schnell 1988, 407).

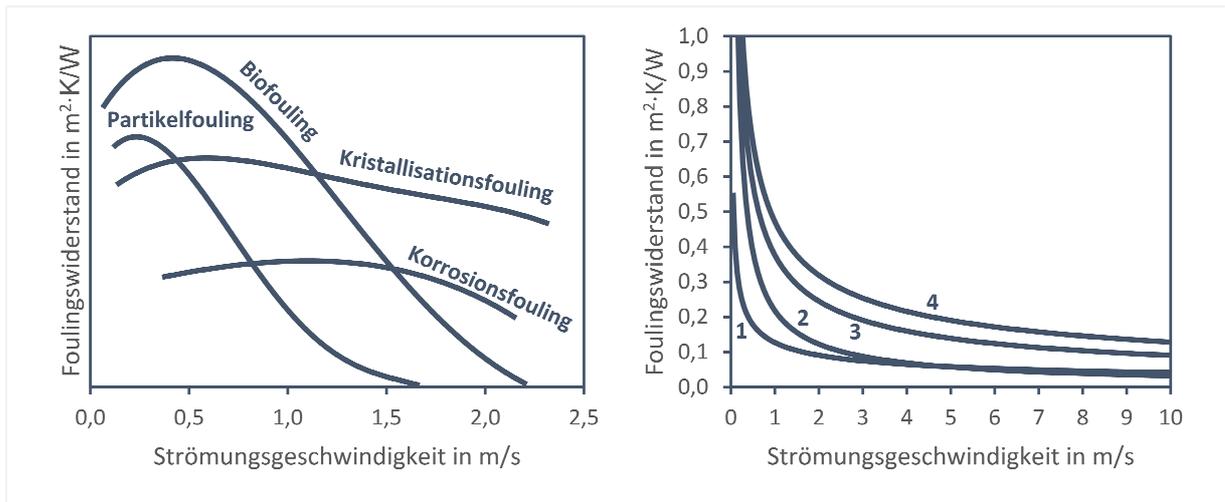


Abbildung 3-18: Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit auf den Foulingwiderstand mit abnehmender Wasserqualität von 1 nach 4 (rechts) und für verschiedene Foulingmechanismen (links) nach Pugh et al. (2005, 381–382).

Im Frühjahr ist die biologische Aktivität wegen der zunehmenden Temperaturen und der hohen Nährstoffverfügbarkeit besonders ausgeprägt, was zu verstärkter Biofilmbildung führt (Tabelle 3-5). In den Wintermonaten ist Biofouling hingegen weniger stark ausgeprägt, was sich günstig auf den Wärmeentzug im Winterhalbjahr auswirkt, da der höchste Wärmebedarf bei niedrigen Außen- sowie Gewässertemperaturen besteht. Daher sollten die verschmutzten Wärmeübertragungsflächen nach den Sommermonaten und unmittelbar vor Beginn der Heizperiode mechanisch-abrasiv gereinigt werden (Baunach 2019, 38).

Tabelle 3-5: Gemessene Wärmeübergangswiderstände und Wärmedurchgangskoeffizienten von wärmeübertragenden Oberflächen mit Biofilmen für verschiedene Jahreszeiten nach Rubio et al. (2014, 384).

Jahreszeit	$R_{f,max}$ in $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{kW}$	k in $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{d})$	t in d
Frühjahr	0,353	732	22,7
Sommer	0,340	623	27,5
Herbst	0,305	585	32,1
Winter	0,260	752	28,4

In unsterilen Systemen wie in Fließgewässern ist die Bildung von Ablagerungen unvermeidlich. Es wird stets eine Primäradhäsion an den wärmeübertragenden Flächen stattfinden, jedoch verursachen insbesondere Biofilme unterhalb einer bestimmten Toleranzgrenze keine signifikanten Wärmedurchgangswiderstände. Ab welchen Schichtdicken die Ablagerungen zunehmend ungünstig werden, variiert je nach Anlage. Jede Anlage hat daher eine eigene Toleranzschwelle, unterhalb derer Fouling keine nennenswerten Leistungsverluste bewirkt. Demnach bedeutet das Fehlen von Fouling nicht das Fehlen von Verschmutzungen, sondern lediglich, dass die Biofilmentwicklung unterhalb dieser Toleranzschwelle liegt (Flemming 1995a, 200).

Mit zunehmender Verbesserung der ökologischen Gewässergüte werden zukünftig neben den gängigen Foulingvorgängen eine zunehmende Ansiedelung von Makroorganismen wie Muscheln und Schnecken an den Wärmeübertragungsflächen erwartet, was die Wärmeentzugsleistung erheblich beeinträchtigen kann (Matosovic 2005, 260).

4. Temperaturregime und Wärmehaushalt

4.1. Regeneration und Austauschprozesse

Fließgewässer sind dynamische offene Systeme, deren Grenzschicht zur Atmosphäre eine wesentliche Austauschfläche bildet. Die solare Strahlungsenergie und die potentielle Energie der Schwerkraft bewirken eine stete Zustands- und Ortsveränderung des Wassers und treiben so den Wasserkreislauf an. Somit regenerieren sich Fließgewässer hinsichtlich der Menge wie auch der Beschaffenheit selbst. Hierin verknüpft die verdunstete Wassermenge sowohl den Wasser- als auch den Wärmehaushalt, da sie letztlich als Niederschlag in höher gelegenen Gebieten wieder dem Kreislauf zugeführt wird. Nicht speicherbare Wasserüberschüsse strömen den Fließgewässern oberirdisch als Abfluss oder unterirdisch als Grundwasser zu. Die Wasserüberschüsse werden der Geländeneigung und der Schwerkraft folgend mit stetem Zustrom aus ihrem Einzugsgebiet in Richtung in Meer transportiert. Die Fließgewässer durchströmen als Entwässerungs- und Transportsysteme verschiedene geographische Regionen, wobei die jeweils unterhalb liegenden Gewässerabschnitte von den oberhalb gelegenen Gewässerabschnitten beeinflusst sind. Es ist daher nicht möglich, einen Gewässerabschnitt abzugrenzen, ohne das Gesamtökosystem zu beeinflussen. (Dyck 1980, 50; Pott et al. 2000, 15; Schönborn et al. 2013, 63) Ward (1989, 3) verdeutlicht dies durch die Unterteilung der Austauschprozesse in Fließgewässern in vier Ebenen:

longitudinal	vertikal	lateral	temporal
zwischen flussabwärts und flussaufwärts gelegenen Habitaten	zwischen der Freiwasserzone und der Sedimentzone	zwischen dem Fließgewässer und den angrenzenden Uferbereichen	saisonale und längerfristige Veränderungen im zeitlichen Verlauf

4.2. Temperaturregime von Fließgewässern

Fließgewässer bilden je nach Abflussregime unterschiedliche Temperaturregime aus, die den charakteristischen Jahresgang und Tagesgang der Wassertemperatur in einem Fließgewässer abbilden (Abbildung 4-1). Abflussregime beschreiben analog die charakteristischen Muster der jahreszeitlichen Schwankungen des Abflusses in einem Fließgewässer und bildet den typischen Jahresgang des Abflusses ab. Nach Pardé (1964, 34, 58) werden die langjährigen mittleren Monatsabflüsse durch den langjährigen mittleren Jahresabfluss des Fließgewässers normiert und als monatliche Abflusskoeffizienten dargestellt:

$$\Psi_i = \frac{MQ_i}{MQ_{Jahr}} \quad [4-1]$$

wobei:

Ψ_i monatlicher Abflusskoeffizient in 1,

MQ_i langjähriger mittlerer Monatsabfluss in m^3/s ,

MQ_a langjähriger mittlerer Jahresabfluss in m^3/s mit $\Psi_a = 1$.

Die zwölf monatlichen Durchflusskoeffizienten bilden relative Abflussganglinien, die sich einem Abflussregime zuordnen lassen und somit unterschiedliche Fließgewässer oder Gewässerabschnitte vergleichbar machen. (Pott et al. 2000, 58; Zepp 2011, 121) Die Abflussganglinien lassen sich in abflusswirksame Niederschlagszeiten und in abflussreduzierende Verdunstungszeiten unterscheiden (Gebhardt et al. 2020, 594), was für eine Wärmeentnahme aus Fließgewässern entscheidend sein kann. Die einfachen Abflussregime zeichnen sich im Jahresverlauf durch ein einzelnes Abflussmaximum aus, das mit einer ausgeprägten Jahresamplitude verbunden ist (Gebhardt et al. 2020, 594; Klapper 1992; Marcinek et al. 1996, 205):

Pluviale Regenregime werden durch Niederschläge aus dem Mittelgebirge und dem Tiefland ohne bedeutsame Zwischenspeicherung als Eis oder Schnee bestimmt. Das Abflussmaximum tritt nach der Schneeschmelze vom Spätwinter bis in das zeitige Frühjahr oder nach ausgiebigen Niederschlägen auf.

Nivale Schneeregime sind durch die Schneeschmelze im Frühjahr und Frühsommer geprägt. Niederschläge werden als Eis und Schnee zwischengespeichert, weshalb sich im Winter ein Abflussminimum einstellt. Mit zunehmender Aufzehrung der Schneedecke nimmt der Abfluss zum Spätsommer und Frühherbst ab. Charakteristisch für winterkalte Gebirgsregionen und Tieflandregionen, wobei die Schneeschmelze in den Tieflandregionen früher und ausgeprägter auftritt.

Kryale oder glaziale Gletscherregime sind durch das sommerliche Abschmelzen von Gletschereis und ein Abflussminimum im Winter gekennzeichnet. Glaziale Gletscherregime treten in den polaren Klimaten und Hochgebirgsregionen auf, die mindestens zu 15 bis 20 % mit Schnee oder Eis bedeckt sind.

Krenale Grundwasserregime werden durch Grundwasseraustritte bestimmt. Neben gleichmäßiger Wasserführung können in Karstregionen nach ergiebigen Niederschlägen abrupte Abflussspitzen auftreten.

Komplexe Regime ersten Grades sind durch zeitlich unabhängige mehrgipfelige Abflussspitzen geprägt, die durch unterschiedliche hydrologische Ereignisse verursacht werden. Sie weisen gegenüber den einfacheren Abflussregimen geringere Abflussschwankungen auf. Ein nivo-pluviales Regime ist durch eine überwiegende Schneeschmelze gekennzeichnet, während bei einem pluvio-nivalen Regime der Regenniederschlag prägend ist.

Komplexe Regime zweiten Grades beschreiben Fließgewässer, die im Längsverlauf verschiedene Regime durchströmen.

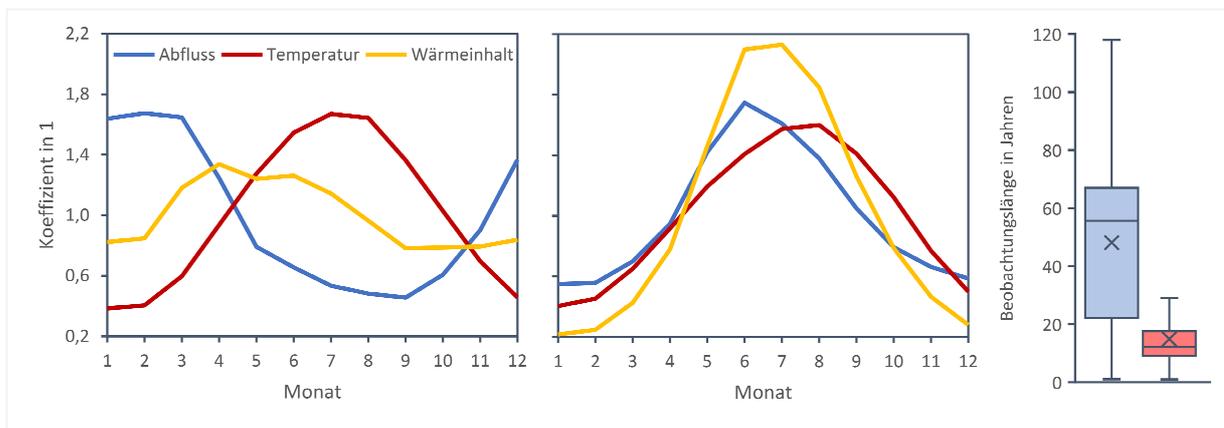


Abbildung 4-1: Monatliche Koeffizienten für den Gewässerabfluss (blau), die Wassertemperatur (rot) und den Wärmehalt (gelb) für ein pluviales Regime (links) und ein nivales Regime (mittig) und die mittlere Beobachtungslänge der Messreihen für Abflüsse (blau) und Wassertemperaturen (rot).

Das gewässerspezifische Temperaturregime ist häufig durch eine jährliche Wiederholung mit nur geringen Temperaturschwankungen gekennzeichnet. Die natürlichen Unterschiede in den Monatsmittelwerten variieren in den wärmsten und kältesten Jahren meist um 2 bis 4 K (Imboden et al. 1981, 5). Die natürlichen Temperaturregime werden durch die klimatischen Bedingungen, die hydrologischen Verhältnisse und die gewässerinternen Strukturen in Abbildung 4-2 vorgegeben. Insbesondere die biozöologische Längszonierung von Fließgewässern nach Illies (1961, 205–209) eignet sich zur Typisierung von Temperaturregimen, da Leitfischarten an artspezifischen Temperaturgrenzen gebunden sind, die wiederum mit der Höhenlage verknüpft

sind (Tabelle 4-1). Die nächtlichen bzw. morgendlichen Jahresmaxima der Wassertemperatur in Abbildung 4-3 korrespondieren mit den mittleren Temperaturen in der Gewässersohle und können die biozöologische Längszonierung als Bezugstemperatur gut repräsentieren (Kromp-Kolb et al. 2003, 51).

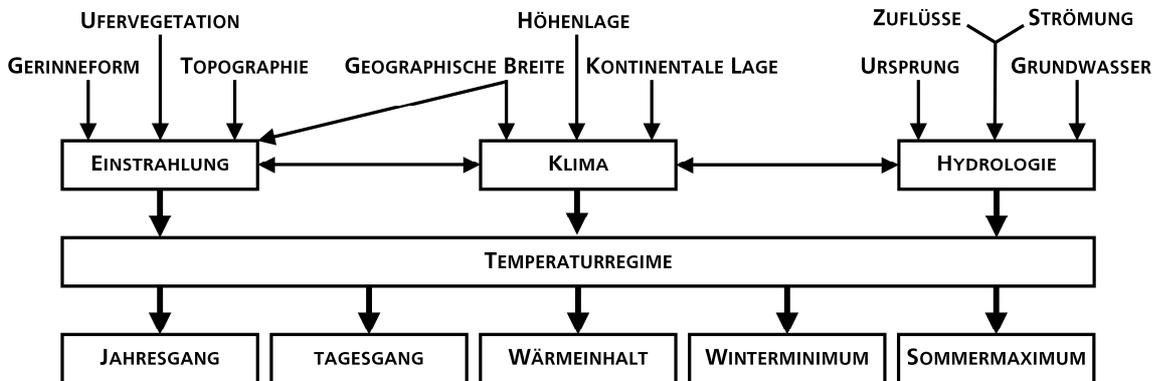


Abbildung 4-2: Wesentliche Faktoren, die die Hauptkomponenten des Temperaturregimes eines natürlichen Fließgewässers bestimmen nach Ward (1985, 32).

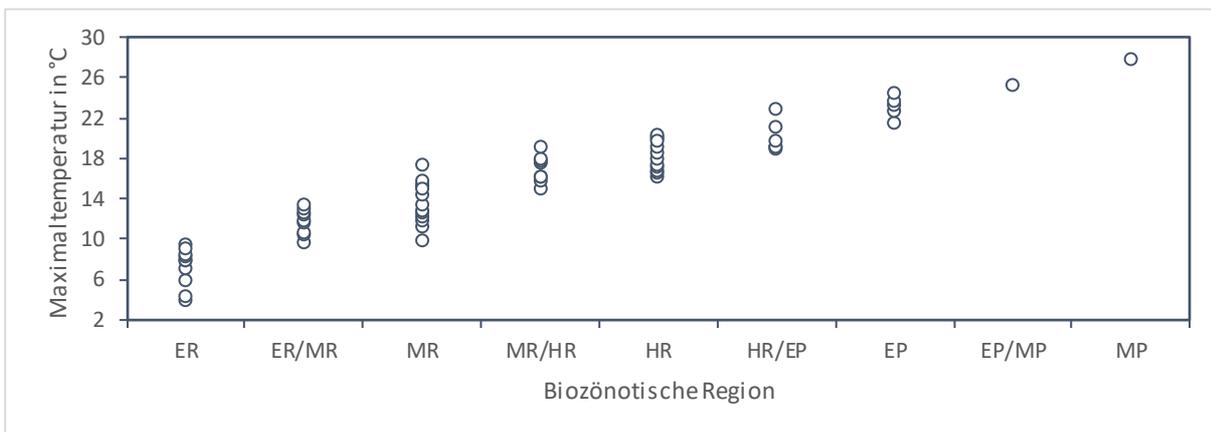


Abbildung 4-3: Temperaturbereiche der nächtlichen bzw. morgendliche Jahresmaxima in den biozönotischen Regionen nach Kromp-Kolb et al. (2003, 52).

Tabelle 4-1: Temperaturobergrenzen der biozönotischen Regionen nach Kromp-Kolb et al. (2003, 54).

Biozönotische Region	Krenal	Rhithral			Potamal	
		Epi-	Meta-	Hypo-	Epi-	Meta-
Fischregion	(Salamander-)	obere Forellen-	untere Forellen-	Äschen-	Barben-	Brachsen-
Temperaturobergrenze in °C	6	9	15	19	22	25

In der Literatur sind die Temperaturregime meist an den Abflussregimen und der biozönotischen Längszonierung angelehnt (Hutter et al. 1996, 85; Pott et al. 2000, 110; vgl. Uhlmann et al. 2001, 285):

Krenale Grundwasserregime weisen ganzjährig niedrige und gleichmäßige Wassertemperaturen auf, die sich am Jahresmittel der Lufttemperatur im Einzugsgebiet orientieren. Ihre Jahresamplitude liegt unter 5 K. Mit zunehmender Entfernung vom Gewässerursprung und bei fehlender Beschattung nimmt die Jahresamplitude zu und die Wassertemperatur nähert sich der Umgebungstemperatur an.

Im glazialen Gletscherregime bleiben die Wassertemperaturen ganzjährig nahe dem Gefrierpunkt.

Im rhithralen Bachregime variieren die Wassertemperaturen stärker als im Krenal, sowohl im Tages- als auch im Jahresverlauf, mit Jahresamplituden von unter 10 K in alpinen Lagen und 10 bis 20 K in montanen Höhenlagen.

Potamale Flussregime zeichnen sich im Vergleich zum Rhithral durch eine ausgeglichene Wasserführung aus und haben Jahresamplituden von über 20 K.

Anthropogen beeinflusste Temperaturregime erzeugen durch Warmwassereinleitungen oder Stauregelungen ein künstlich erhöhtes Temperaturregime.

Wie in Abbildung 4-4 veranschaulicht wird, klassifizieren Brehm et al. (1926, 364) und Schmitz (1955, 516) Fließgewässer hingegen entsprechend der Temperaturmaxima als sommerwarm oder sommerkalt. Bei sommerwarmen Fließgewässern liegen die Monatsmittel der Wassertemperaturen über den mittleren Lufttemperaturen, während die Wassertemperaturen bei sommerkalten Gewässern darunterliegen (Tabelle 4-2). Sommerkalte Fließgewässer, die oft stark beschattet, quellnah oder grundwasserbeeinflusst sind, weisen im Sommer niedrigere Temperaturen auf. Im Gegensatz zu exponierten oder grundwasserarmen sommerwarmen Fließgewässern sind sie im Winter tendenziell wärmer und frieren üblicherweise nicht zu (Schwoerbel et al. 2010, 40).

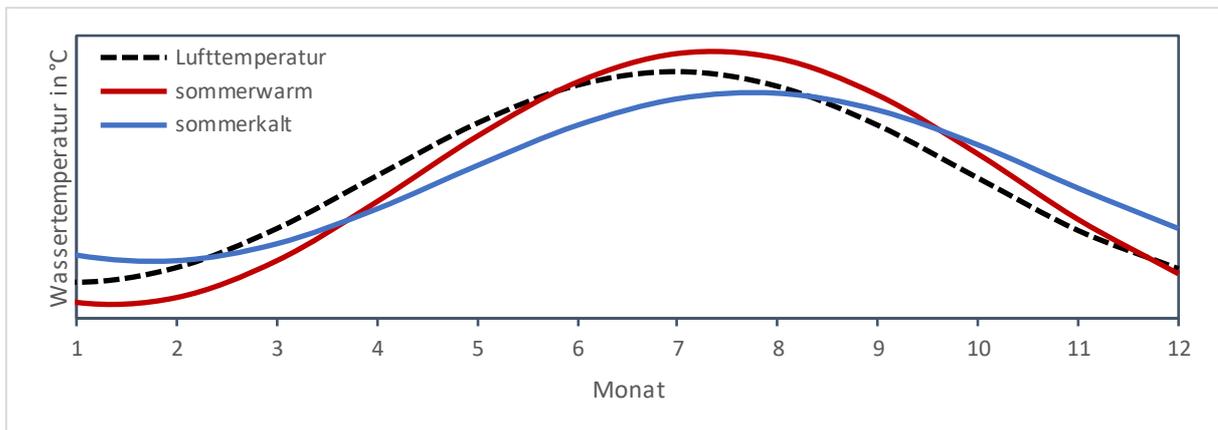


Abbildung 4-4: Schematische Einteilung der Fließgewässer in sommerwarm und sommerkalt.

Tabelle 4-2: Einteilung der Temperaturregime nach den Temperaturmaxima nach Schwoerbel et al. (2010, 41) und nach LAWA (2013, 51).

Kategorie	sommerkalt	sommerkühl	leicht sommerwarm	stark sommerwarm
Fischlebensgemeinschaft	Epi-/Metarhithral	Hyporhithral	Epipotamal	Meta-/Hypopotamal
Temperaturmaxima in °C	0 bis 17	< 20 °C	< 25	> 25
sommerliche Temperaturmaxima	relativ niedrig	n.b.	relativ hoch	relativ hoch
winterliche Temperaturminima	relativ hoch	n.b.	relativ niedrig	relativ niedrig
Vergleich zur Lufttemperatur	höher	n.b.	niedriger	niedriger

Über das Jahr hinweg folgen die Wassertemperaturen einem sinusförmigen Verlauf, der wie in Abbildung 4-5 von schwächeren täglichen Schwankungen überlagert wird. Der sinusförmige Temperaturverlauf erreicht meist im Juli und August die höchsten und im Januar die niedrigsten Werte.

Dieses periodische Verhalten lässt sich durch eine Fourier-Analyse beschreiben, wobei der Phasenwinkel die Gleichung an den tatsächlichen Jahresgang anpasst (Dyck 1980, 413):

$$\vartheta(t) = \bar{\vartheta} + A_0 \cdot \sin\left(\frac{2\pi \cdot t}{P} + \tau\right) \quad [4-2]$$

wobei:

- $\vartheta(t)$ mittlere Wassertemperatur als Funktion der Zeit t in °C,
- $\bar{\vartheta}$ langjähriges Jahresmittel der Wassertemperatur in °C,
- P Periode in Monaten ($P = 12$) oder Jahrestagen ($P = 365$) in var,
- A_0 mittlere Jahresamplitude in K,
- τ Phasenwinkel in rad.

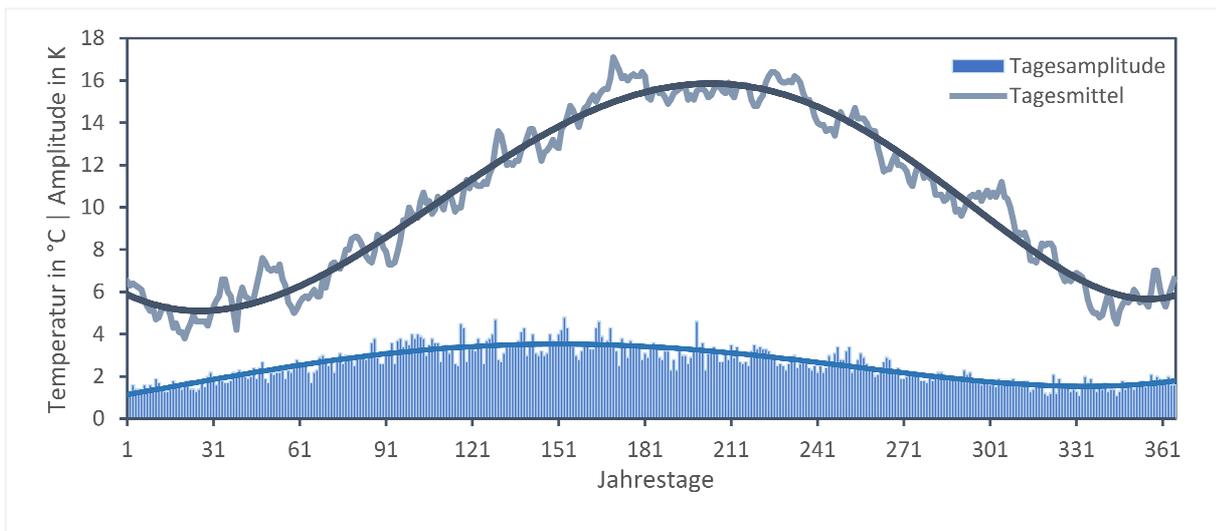


Abbildung 4-5: Langjähriger Jahresgang der Wassertemperatur und der Tagesamplitude.

Die täglichen Temperaturminima treten in den frühen Morgenstunden zum Sonnenaufgang auf, während die Temperaturmaxima am späten Nachmittag oder frühen Abend erreicht werden (Caissie 2006, 1391). Die größten Tagesamplituden sind im Frühjahr und Sommer zu beobachten und nehmen zum Winter hin ab (Hopkins 1971, 407). Weiterhin hängt die Temperaturamplitude im Wasserkörper von der Wassertiefe ab, wobei der Wärmestrom mit zunehmender Wassertiefe phasenverschoben ist (Baumgartner et al. 1996, 165):

$$\vartheta_z = \bar{\vartheta} + A_0 \cdot e^{-\alpha \cdot h} \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{P} \cdot t - \alpha \cdot h + \tau\right) \quad [4-3]$$

wobei:

- ϑ_z Wassertemperatur für eine gegebene Wassertiefe in °C,
- α Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Wärmewelle, definiert als $\alpha = \sqrt{\frac{\pi}{P \cdot a}}$,
- a Temperaturleitfähigkeit in m^2/s , berechnet als $a = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho}$,
- h Wassertiefe in m.

An krenal geprägten Gewässerursprüngen ist die Wassertemperatur nahezu konstant und entspricht dem lokalen Jahresmittel der Lufttemperatur (Schwoerbel et al. 2010, 40). Im weiteren Längsverlauf steigen sowohl die maximale als auch die mittlere Wassertemperatur vom Oberlauf zum Unterlauf an (Abbildung 4-6), wobei dieser Anstieg nicht gleichmäßig verläuft, da mehrere Prozesse gegeneinander wirken. Die Beziehung zwischen der mittleren Wassertemperatur und der Entfernung zum Gewässerursprung kann näherungsweise durch folgende Gleichung beschrieben werden (Crisp et al. 1982, 361):

$$\bar{\vartheta}_x = \bar{\vartheta}_0 + \log(1 + x) \quad [4-4]$$

wobei:

$\bar{\vartheta}_x$ mittlere Wassertemperatur als Funktion der Fließstrecke in °C,

$\bar{\vartheta}_0$ mittlere Ausgangstemperatur in °C,

x Fließstrecke in m.

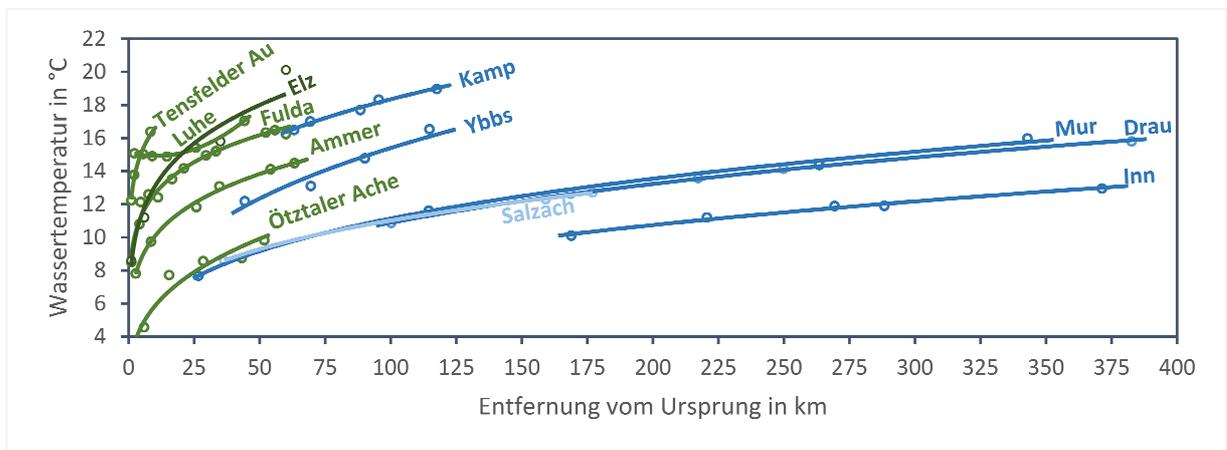


Abbildung 4-6: Räumliche Änderung der Wassertemperatur mit zunehmender Entfernung vom Gewässerursprung und abnehmender Meereshöhe nach Eckel (1953, 44) in blau und Schmitz et al. (1959, 332) in grün.

Der anfängliche Temperaturunterschied zur Umgebungstemperatur sowie die mit zunehmender Entfernung vom Gewässerursprung größer werdende Wasseroberfläche bewirken einen verstärkten Wärmeaustausch mit der Umgebung. Zugleich reagiert der wachsende Wasserkörper durch seine zunehmende thermische Trägheit weniger sensitiv gegenüber den atmosphärischen Einflüssen (Smith et al. 1975, 235). Die anfangs gleichmäßigen Wassertemperaturen am krenalen Gewässerursprung oder Grundwasserzuflüsse wirken zunächst stabilisierend, bis die meteorologischen Einflüsse überwiegen (Mohseni et al. 1999, 137). Die tagsüber aufgenommene Wärmeenergie wird nachts nicht vollständig an die Umgebung abgegeben, wodurch der Wärmehalt im Längsverlauf stetig zunimmt. Im Unterlauf erreicht das Fließgewässer schließlich ein thermisches Gleichgewicht (Abbildung 4-7), wobei tägliche Temperaturschwankungen kaum noch auftreten (Schwoerbel et al. 2010, 40). Infolgedessen nimmt die Änderungsrate der Wassertemperatur im Längsverlauf ab (Tabelle 4-3) und Gewässerabschnitte mit annähernd gleicher Temperatur werden zunehmend länger (Constantz et al. 1994, 3254).

Tabelle 4-3: Richtwerte für den longitudinalen Temperaturanstieg.

Gewässerabschnitt	Oberlauf nach Zwieniecki et al. (1999)	Mittellauf nach Caissie (2006)	Unterlauf nach Torgersen et al. (2001)
Änderungsrate in K/km	+0,55	+0,20	+0,09

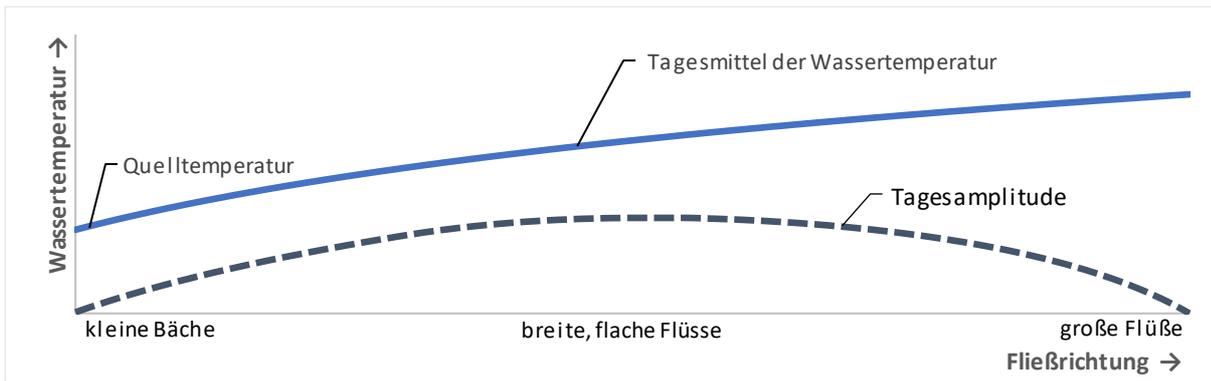


Abbildung 4-7: Tagesmittel und Schwankungen der Wassertemperaturen im Längsverlauf nach Caissie (2006, 1391).

Obwohl die stetige turbulente Durchmischung im Wasserkörper generell zu einer gleichmäßigen Wassertemperaturverteilung führt, können sich in strukturierten, strömungsberuhigten oder beschatteten Gewässerabschnitten Temperaturmosaiken mit kleinräumigen lateralen und vertikalen Temperaturgradienten ausbilden (Schönborn et al. 2013, 83). Diese Temperaturmosaiken sind im Sommerhalbjahr und bei Niedrigwasserständen ausgeprägter, während sich die lokalen Temperaturgradienten im Winterhalbjahr und bei Hochwasser zunehmend angleichen (Jungwirth et al. 2003, 37). Wie die Temperaturentwicklung der Ybbs in Abbildung 4-8 veranschaulicht, können einmündende Nebengewässer zu lokal begrenzten Temperaturänderungen führen (Caissie 2006, 1391). Gestaute oder sehr langsam fließende Gewässerabschnitte zeigen zeitweise eine vertikale Temperaturschichtung mit höheren Wassertemperaturen, die träger auf tägliche und jährliche Temperaturänderungen reagieren. Dies gilt auch für Fließgewässer, die einen See durchströmen. (Schönborn et al. 2013, 84)

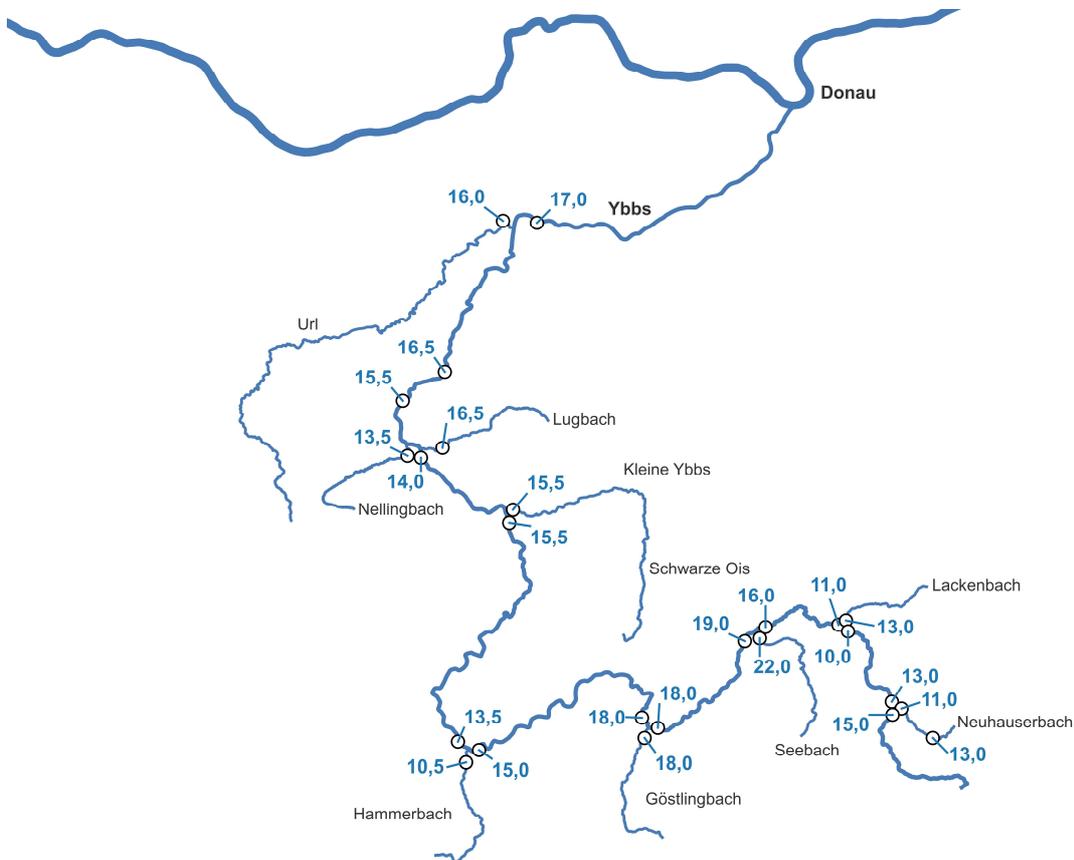


Abbildung 4-8: Die Entwicklung der Wassertemperaturen entlang der Ybbs und der Nebengewässer ist von lokalen Gegebenheiten beeinflusst nach Malicky (1978, 180).

4.3. Thermische Eigenschaften von Wasser

Molekülstruktur

Die asymmetrische Anordnung der Atome im Wassermolekül bewirkt durch die höhere Elektronegativität von Sauerstoff eine ungleiche Ladungsverteilung, mit einer negativen Partialladung am Sauerstoffatom und positiven Partialladungen an den Wasserstoffatomen. Diese Polarität verleiht dem Wassermolekül ein starkes Dipolmoment und ermöglicht die Bildung von Wasserstoffbrückenbindungen zwischen den Wassermolekülen. Die Bindungen entstehen durch kohäsive Anziehungskräfte zwischen dem positiv geladenen Wasserstoffatom eines Wassermoleküls und dem negativ geladenen Sauerstoffatom benachbarter Moleküle. Durch die Anziehungskraft der Wasserstoffbrückenbindungen neigen Wassermoleküle dazu, sich zu größeren Strukturen, den sogenannten Clustern, zusammenzuschließen. (vgl. Dingman 2015, 539) Die Wassermoleküle sind in den Clustern ständig in Bewegung und bilden neue flüchtige Wasserstoffbrückenbindungen, die bereits nach wenigen Pikosekunden wieder aufbrechen. Neben der stetigen Umstrukturierung ist die Clustergröße temperaturabhängig: von durchschnittlich 65 Wassermolekülen bei 0 °C auf 12 Wassermolekülen nahe 100 °C. (Lampert et al. 1999, 22) Die flüchtigen und dynamischen Clusterstrukturen und das starke Dipolmoment der Wassermoleküle sind mitverantwortlich für die besonderen Stoffeigenschaften von Wasser in Abbildung 4-10, die den Wärmehaushalt von Fließgewässern beeinflussen und sich von nicht aquatischen Lebensräumen sowie anderen Umweltwärmequellen unterscheiden (Hutter et al. 2011, 389).

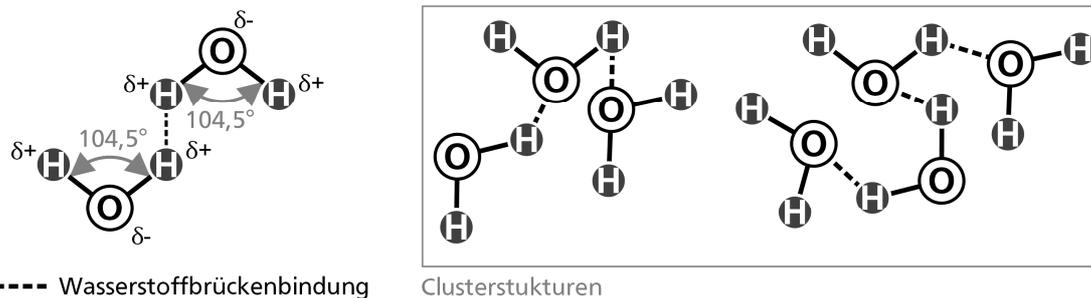


Abbildung 4-9: Schematische Darstellung von Wassermolekülen (links), wobei der Winkel zwischen den Wasserstoffatomen zum Sauerstoffatom 104,5° beträgt, und flüchtigen Clusterstrukturen (rechts) nach Stillinger (1980, 451).

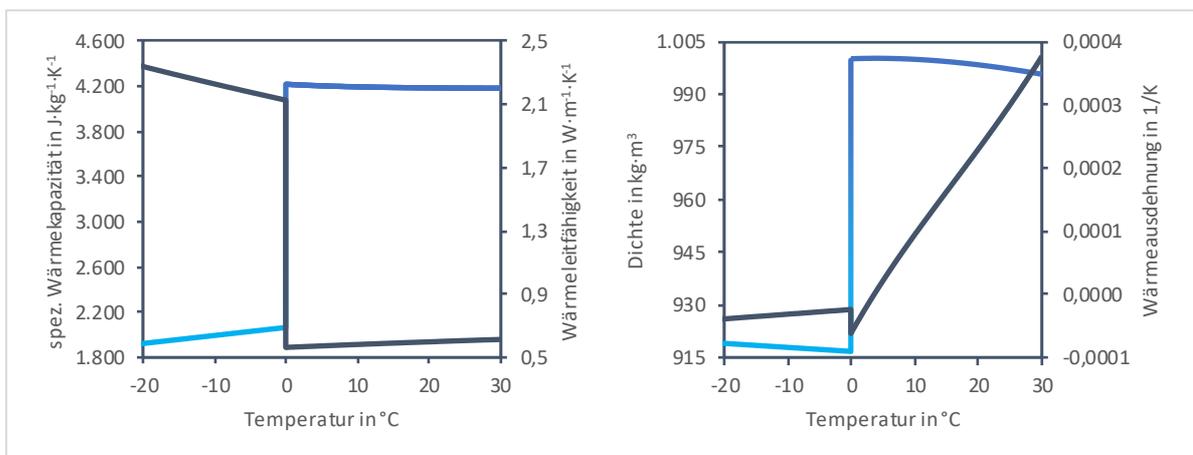


Abbildung 4-10: Spezifische Wärmekapazität (links, blau), Wärmeleitfähigkeit (links, grau), Dichte (rechts, blau) und volumetrische Wärmeausdehnung (rechts, grau) von Wasser und Eis nach Fukusako (1990), Heggen (1983), Kestin (1978), Chen et al. (1986), Yen (1981) sowie Bettin et al. (1990).

Spezifische Wärmekapazität

Wasser kann große Mengen an Wärmeenergie aufnehmen, ohne dass sich seine Temperatur signifikant ändert. Die zugeführte Wärmeenergie wird zunächst dazu verwendet, die Wasserstoffbrückenbindungen aufzubrechen, und somit teils zwischengespeichert, bevor die Bewegung der Wassermoleküle und somit die Wassertemperatur merklich erhöht wird. (Dingman 2015, 539) Erfolgt keine weitere Energiezufuhr und das Wasser kühlt wieder ab, werden neue Wasserstoffbrücken gebildet und die gespeicherte Energie wieder in Form von Wärme abgegeben. Um ein 1 kg Wasser um ein Kelvin zu erwärmen, müssen etwa 4,82 kJ Wärmeenergie zugeführt werden. Die spezifische Wärmekapazität von Wasser ist im Vergleich zu anderen natürlichen Stoffen bis um den Faktor 5 bis 30 höher. Nur Ammoniakgas (5,15 kJ) und flüssiger Wasserstoff (14,23 kJ) weisen höhere Werte auf (Hutter et al. 2011, 399). Die spezifische Wärmekapazität von Wasser ist temperaturabhängig und kann mit empirischen Gleichungen aus Tabelle 4-4 angenähert werden.

Tabelle 4-4: Empirische Gleichungen für die Temperaturkorrektur der spezifischen Wärmekapazität von Wasser.

Empirische Gleichung	Bereich in °C	Literatur
$c_p(\vartheta) = 4.175,0 + 1,666 \cdot \left[\exp\left(\frac{34,5-\vartheta}{10,6}\right) + \exp\left(-\frac{34,5-\vartheta}{10,6}\right) \right]$ [4-5]	0 ... 100	Heggen (1983)
$c_p(T) = 4.217,4 - a \cdot \vartheta + b \cdot \vartheta^2 - c \cdot \vartheta^3 + d \cdot \vartheta^4$ mit: $a = 3,720283; b = 0,1412855; c = 2,654387 \cdot 10^{-3}; d = 2,093236 \cdot 10^{-5}$ [4-6]	0 ... 40	Gill (1982)
$c_p(\vartheta) = 4.169,5323 + 1,2029 \cdot \left(\frac{\vartheta+100}{100}\right)^{5,26} + 48,5518 \cdot 10^{-0,036 \cdot \vartheta}$ [4-7]	0 ... 100	Marsh (1987)

Durch die hohe spezifische Wärmekapazität von Wasser verfügen Fließgewässer über eine thermische Beharrungstendenz. Sie nehmen Wärme aus einer wärmeren Umgebung auf und dämpfen so Geschwindigkeit und Ausmaß der Temperaturänderungen. Bei kühleren Umgebungstemperaturen geben sie die gespeicherte Wärme langsam wieder ab, wodurch sie die täglichen und saisonalen Schwankungen der Lufttemperaturen abpuffern. (Caissie 2006, 1391) Diese Eigenschaften macht Fließgewässer zu relativ isothermen Lebensräume, die je nach Größe des Wasserkörpers räumlich und zeitlich ausgleichend auf das lokale und regionale Temperaturregime wirken (Pott et al. 2000, 51).

Viskosität

Die Clusterbildung wirkt der Bewegung von Wasser als innere Reibung entgegen und muss zunächst überwunden werden. Die dynamische Viskosität beschreibt diese innere Reibung und bestimmt, mit welcher Geschwindigkeit benachbarte Moleküle durch die molekularen Wasserstoffbindungen bei Bewegung mitgeführt werden. Die kinematische Viskosität gibt im Verhältnis zur Dichte an, inwieweit Störungen in der Strömung durch die molekularen Wasserstoffbindungen ausgeglichen werden können. (Baumgartner et al. 1996, 61) Durch die flüchtigen Wasserstoffbindungen ist die Viskosität von Wasser gegenüber anderen Stoffen relativ niedrig und ermöglicht eine gute Durchmischung, was zu einer gleichmäßigeren Wärmeverteilung und einem effizienten Wärmetransport führt. Zudem erfährt die Strömung durch die Viskosität an einer stationären Grenzschicht eine Wandhaftung, wodurch die Strömungsgeschwindigkeit auf null reduziert wird. In Tabelle 4-5 sind Temperaturkorrekturen für die Viskosität aufgeführt.

Tabelle 4-5: Empirische Gleichungen für die Temperaturkorrektur der Viskosität von Wasser.

Empirische Gleichung	Bereich in °C	Literatur
$\nu(\vartheta) = 1,78 \cdot 10^{-6} \cdot (1 + 0,0377 \cdot \vartheta + 0,000221 \cdot \vartheta^2)^{-1}$ [4-8]	0 ... 100	Bollrich (2013)
$\ln \eta(\vartheta) = 3,84288 + 384,838 \cdot (\vartheta + 105,503)^{-1}$ [4-9]	0 ... 25	Liley (2005)

Wärmeleitfähigkeit

Wasser hat mit $0,597 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ gegenüber anderen natürlichen Stoffen eine relativ geringe molekulare Wärmeleitfähigkeit, sodass ein Wärmetransport durch molekulare Diffusion über geringe Entfernungen vernachlässigbar ist. Der Wärmetransport in Fließgewässern erfolgt fast ausschließlich als turbulente Diffusion durch Wind und Wasserbewegungen. Die Viskosität von Wasser wirkt dieser turbulenten Diffusion entgegen, indem sie als innere Reibung den Wärmetransport durch turbulente Strömungen dämpft (Pott et al. 2000, 37). Die Wärmeleitfähigkeit von Wasser kann für Temperaturen im Bereich von 0 bis $100 \text{ }^\circ\text{C}$ nach einer empirischen Gleichung von Kestin (1978) angenähert werden (Tabelle 4-6).

Tabelle 4-6: Empirische Gleichungen für die Temperaturkorrektur der Wärmeleitfähigkeit von Wasser.

Empirische Gleichung	Bereich in $^\circ\text{C}$	Literatur
$\lambda(T) = -a + b \cdot \left(\frac{T}{273,15}\right) - c \cdot \left(\frac{T}{273,15}\right)^2 + d \cdot \left(\frac{T}{273,15}\right)^3 - e \cdot \left(\frac{T}{273,15}\right)^4$ [4-10] mit: $a = 0,92247; b = 2,8395; c = 1,8007; d = 0,52577; e = 0,0734$	0 ... 100	Kestin (1978)

Dichte und thermische Ausdehnung

Mit zunehmender Wassertemperatur werden die Clustergrößen kleiner und die Bindungen zwischen den Wassermolekülen schwächer. Dadurch verringert sich der Abstand zwischen den Molekülen, was zu einer höheren Molekülzahl im gegebenen Volumen führt und somit die Dichte des Wassers erhöht. Gleichzeitig bewirkt die mit der Wassertemperatur zunehmende Molekularbewegung eine thermische Ausdehnung des Wasservolumens, was die Dichte des Wassers wiederum verringert. Bei einer Temperatur von $3,98 \text{ }^\circ\text{C}$ gleichen sich die Effekte der kleiner werdenden Cluster und der thermischen Ausdehnung aus, wodurch Wasser seine maximale Dichte erreicht. Oberhalb von $3,98 \text{ }^\circ\text{C}$ überwiegt die thermische Ausdehnung durch die Molekularbewegung und führt zu einer abnehmenden Dichte. Unterhalb von $3,98 \text{ }^\circ\text{C}$ überwiegt der Einfluss der Clusterbildung und die Wassermoleküle bilden entlang der Wasserstoffbindungen hexagonale Strukturen, was das Volumen des Wassers vergrößert und die Dichte senkt. Gefriert das Wasser bei $0 \text{ }^\circ\text{C}$ zu Eis, sinkt die Dichte bei der Zustandsänderung sprunghaft um etwa 8,5 %. Infolge dieser Dichteanomalie gefrieren Fließgewässer von der Wasseroberfläche her und es bildet sich an der Wasseroberfläche eine isolierende Eisschicht, die ein vollständiges Durchfrieren des Fließgewässers verhindert. (Baumgartner et al. 1996, 58; Lampert et al. 1999, 22) Für den gängigen limnologischen Temperaturbereich zwischen $0 \text{ }^\circ\text{C}$ und $30 \text{ }^\circ\text{C}$ lässt sich die Dichte mit empirischen Gleichungen in Tabelle 4-7 annähern.

Tabelle 4-7: Empirische Gleichungen für die Temperaturkorrektur der Dichte von Wasser.

Empirische Gleichung	Bereich in $^\circ\text{C}$	Literatur
$\rho(\vartheta) = a + b \cdot \vartheta - c \cdot \vartheta^2 + d \cdot \vartheta^3$ mit: [4-11] $a = 999,8395; b = 6,7915 \cdot 10^{-2}; c = 9,0894 \cdot 10^{-3}; d = 1,0171 \cdot 10^{-4}$	0 ... 30	Hutter et al. (2011)
$\rho(\vartheta) = 1.000 - 0,019549 \cdot \vartheta - 3,98 ^{1,68}$ [4-12]	0 ... 30	Heggen (1983)
$\rho(\vartheta) = a + b \cdot \vartheta - c \cdot \vartheta^2 + d \cdot \vartheta^3 + e \cdot \vartheta^4 + f \cdot \vartheta^5$ mit: [4-13] $a = 999,842594; b = 6,793952 \cdot 10^{-2}; c = 9,095290 \cdot 10^{-3};$ $d = 1,001685 \cdot 10^{-4}; e = 1,120083 \cdot 10^{-6}; f = 6,536332 \cdot 10^{-9}$	0 ... 40	Gill (1982)
$\rho(\vartheta) = a + b \cdot \vartheta - c \cdot \vartheta^2 + d \cdot \vartheta^3 - e \cdot \vartheta^4 + f \cdot \vartheta^5$ mit: [4-14] $a = 999,839564; b = 6,7998613 \cdot 10^{-2}; c = 9,1101468 \cdot 10^{-3};$ $d = 1,0058299 \cdot 10^{-4}; e = 1,1275659 \cdot 10^{-6}; f = 6,5985371 \cdot 10^{-9}$	0 ... 40	Bettin et al. (1990)
$\rho(\vartheta) = 999,97495 \cdot \left[1 - \frac{(\vartheta - 3,983035)^2 \cdot (\vartheta + 301,797)}{522.528,9 \cdot (\vartheta + 69,34881)}\right]$ [4-15]	0 ... 40	Tanaka et al. (2001)

Die thermische Ausdehnung kann für im limnologischen Temperaturbereich von 0 °C bis 30 °C mit der empirischen Gleichung nach Chen et al. (1986) angenähert werden:

$$\alpha_T(\vartheta) = [-a + b \cdot \vartheta - c \cdot \vartheta^2 + d \cdot 10^{-3} \cdot \vartheta^3 - e \cdot \vartheta^4 + f \cdot \vartheta^5 + f(S) + f(P)] \cdot 10^{-6} \quad [4-16]$$

wobei:

α_T thermische Ausdehnung in K^{-1} ,

S Salinität in g/kg, in Oberflächengewässern ist ein Wert von 1,00488 g/kg gängig, mit:
 $f(S) = (4,599 - 0,1999 \cdot \vartheta + 2,79 \cdot 10^{-3} \cdot \vartheta^3) \cdot S$,

P Luftdruck in bar, hier 1,01325 bar mit

$$f(P) = (0,3682 - 1,52 \cdot 10^{-2} \cdot \vartheta + 1,91 \cdot 10^{-4} \cdot \vartheta^2 - 4,613 \cdot 10^{-3}) \cdot P.$$

Hohe latente Wärme von Verdampfung und Kristallisation

Damit Wassermoleküle vom flüssigen in den gasförmigen Zustand übergehen können, müssen zunächst die Wasserstoffbrückenbindungen aufgebrochen werden. Dafür muss den Wassermolekülen die dafür notwendige Bewegungsenergie als Verdampfungsenthalpie zugeführt werden. Beim Übergang von flüssigem Wasser zu Eis muss hingegen Wärmeenergie als Kristallisationsenthalpie freigesetzt werden, damit die bestehenden Wasserstoffbrücken aufgebrochen werden und die Wassermoleküle feste kristalline Strukturen ausbilden können. (Klee 1991, 6) Die erforderliche Energiezufuhr für den Übergang von Eis zu Wasser und von Wasser zu Dampf ist in Abbildung 4-11 schematisch dargestellt. Für das Verdunsten von 1 mm Wasserhöhe ist eine latente Wärmemenge von 2.500 kJ/kg als Verdampfungsenthalpie notwendig (Dyck 1980, 60). Diese relativ hohe Verdampfungsenthalpie von Wasser reguliert die Wärmeübertragung zwischen Fließgewässern und der Atmosphäre und ist von entscheidender Bedeutung für den Wasserkreislauf (Dingman 2015, 9).

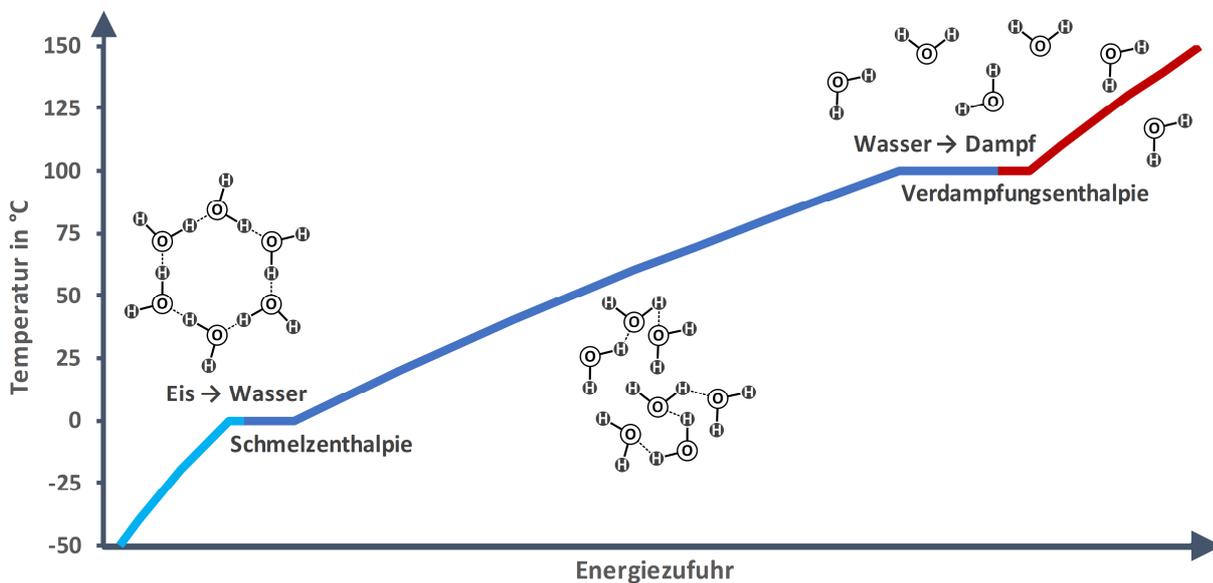


Abbildung 4-11: Schematische Darstellung der notwendigen Energiezufuhr für die Zustandsänderung von Eis zu Wasser und von Wasser zu Dampf mit den entsprechenden Molekülstrukturen.

4.4. Wärmehaushalt von Fließgewässern

Der Wärmehaushalt des Wasserkörpers in Abbildung 4-12 umfasst die Transport- und Austauschvorgänge, die das Temperaturregime prägen und das thermische Gleichgewicht aufrechterhalten. An der Grenzfläche zwischen dem Wasserkörper und der Atmosphäre findet ein Wärmeaustausch statt, der durch Wärmestrahlung, molekulare Wärmeleitung und einen latenten Wärmestrom gekennzeichnet ist. Der turbulente Massenaustausch transportiert die Wärme aus den obersten Wasserschichten in tiefere Wasserschichten, was die vertikalen Temperaturgradienten abschwächt und eine gleichmäßigere Temperaturverteilung im Wasserkörper ermöglicht. Zu- und Abflüsse, Niederschläge, Grundwasser und der hyporheische Austausch bewirken als konvektive Wärmeströme eine Wärmeverteilung im Wasserkörper. Zudem können chemische und biochemische Reaktionen sowie die innere Reibung weitere Wärme im Wasserkörper freisetzen. Die Reibung an der Gewässersohle kann insbesondere in den Wintermonaten einen wesentlichen Wärmeeintrag leisten.

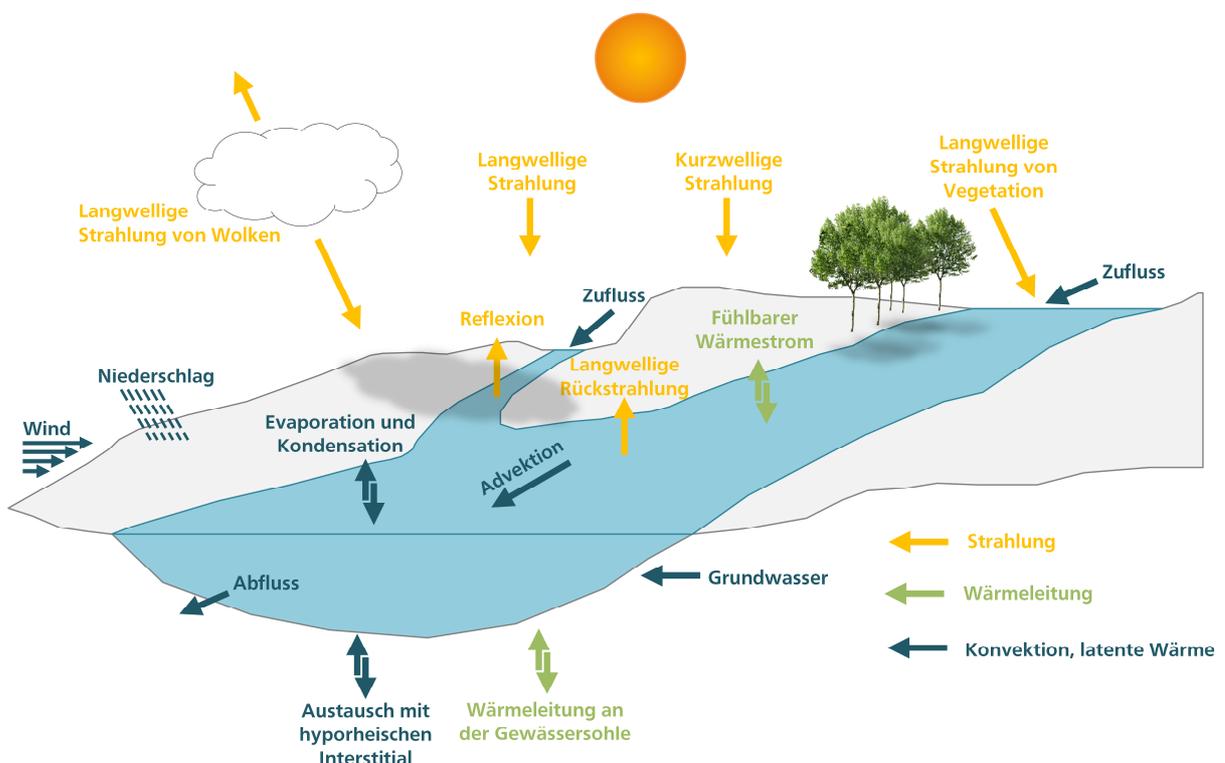


Abbildung 4-12: Schematische Darstellung der Wärmeströme, welche die Wassertemperatur steuern, und weiterer Komponenten des Wärmehaushalts nach Baes et al. (2020, 9) und Morin et al. (1990, 188).

Von den Komponenten der Wärmehaushaltsbilanz hat die kurzwellige solare Einstrahlung den größten Anteil am Wärmeaustausch zwischen der Atmosphäre und dem Wasserkörper. Die langwellige Strahlungsbilanz und die Verdunstung folgen in ihrer Bedeutung, während die Konvektion den kleinsten, aber dennoch wichtigen Beitrag leistet. Während die kurzwellige solare Strahlung und die langwellige Gegenstrahlung ausschließlich durch die atmosphärischen Bedingungen vorgegeben werden (Abbildung 4-13), sind die weiteren Komponenten auch von der Wassertemperatur beeinflusst. (Morin et al. 1990, 175) Sekundäre Wärmeeinträge aus Niederschlag, mechanischer Arbeit, innerer Reibung sowie chemischen und biochemischen Reaktionen sind meist vernachlässigbar (Webb et al. 1997, 79). Advektive Zu- und Abflüsse hingegen müssen berücksichtigt werden, obwohl sie meist nicht direkt messbar sind oder keine Messdaten vorliegen (Benedict et al. 1974, 55).



Abbildung 4-13: Prozesse für den Wärmeaustausch an der Wasser-Luft-Grenzfläche nach Kalinowska (2019, 599).

Die Änderung des Wärmeinhalts in Abbildung 4-14 ergibt sich aus der vereinfachten Wärmehaushaltsbilanz des Wasserkörpers:

$$\dot{q}_{tot} = \dot{q}_{kw} + \dot{q}_{lw\downarrow} - \dot{q}_{lw\uparrow} \pm \dot{q}_l \pm \dot{q}_s \pm \dot{q}_N \pm \dot{q}_{adv.} \pm \dot{q}_{so} \quad [4-17]$$

wobei:

- \dot{q}_{tot} Änderung des Wärmeinhalts in W/m^2 ,
- \dot{q}_{kw} kurzwellige solare Strahlung in W/m^2 ,
- $\dot{q}_{lw\downarrow}$ langwellige, infrarote Gegenstrahlung in W/m^2 ,
- $\dot{q}_{lw\uparrow}$ langwellige, infrarote Abstrahlung des Wasserkörpers in W/m^2 ,
- \dot{q}_l latenter Wärmestrom durch Evaporation und Kondensation in W/m^2 ,
mit Verdunstungsmenge pro Wasseroberfläche $Q_V = 35 \cdot 10^{-3} \cdot H_V$ in mm/d,
- \dot{q}_s sensibler, fühlbarer Wärmestrom durch Konvektion an der Wasseroberfläche in W/m^2 ,
- \dot{q}_N Niederschlag auf die Wasseroberfläche in W/m^2 ,
- \dot{q}_{adv} Wärmeimport bzw. -export durch advektiven Strömungstransport in W/m^2 .

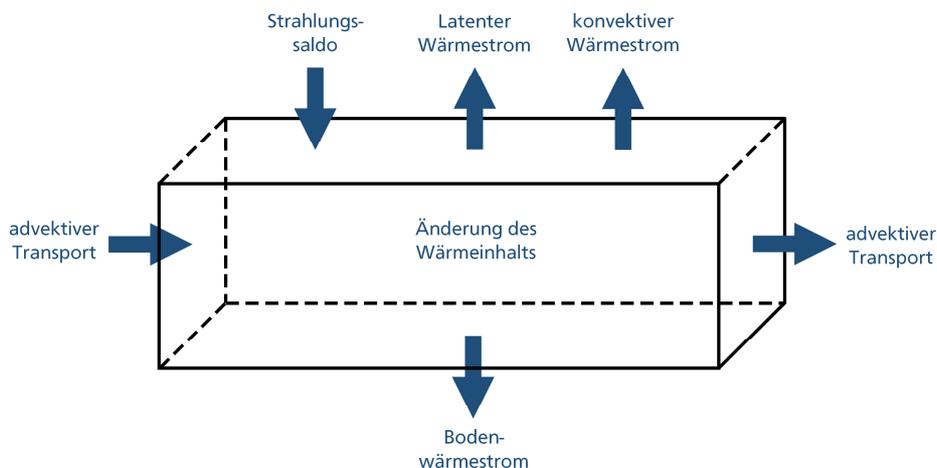


Abbildung 4-14: Schematische Darstellung der vereinfachten Wärmebilanzierung in einem Gewässerabschnitt nach Baumgartner (1965, 496).

Die Modellierung des Wärmeaustauschs zwischen einem Fließgewässer und seiner Umgebung ist eine herausfordernde Aufgabe, die von zahlreichen lokalen und zeitlichen Faktoren beeinflusst wird. Die Beschreibung des Wärmehaushalts erfordert oftmals einen Kompromiss zwischen dem Berechnungsaufwand und der angestrebten Genauigkeit der Ergebnisse, was zusätzlich durch die Verfügbarkeit und Genauigkeit der Eingabedaten vorgegeben wird.

Obwohl die nächstgelegenen Messstationen selten alle notwendigen Eingangsdaten in der erforderlichen Menge bereitstellen, steigt beim Wettbewerb um die genauesten Berechnungsmethoden der Bedarf an Eingangsdaten. Die Temperaturentstreuung in Fließgewässern beginnt mit der vertikalen Durchmischung nahe des Wärmeeintrags, über die transversale Ausbreitung bis hin zur longitudinalen Verteilung flussabwärts. Oft ist es weder machbar noch notwendig, das gesamte dreidimensionale Temperaturfeld einschließlich der vertikalen Mischungsprozesse

abzubilden. Dennoch ist fraglich, inwiefern die eindimensionalen, querschnittsgemittelten Wärmetransportmodelle für die Betrachtung von ökologischen Auswirkungen menschlicher Eingriffe ausreichend sind. Mangels Eingangsdaten für zweidimensionale, tiefengemittelte Wärmetransportmodelle werden jedoch meist eindimensionale Ansätze verwendet. (Kalinowska 2019, 598)

Zusammenfassend ist ein tiefergehendes Verständnis des natürlichen Wärmehaushalts notwendig, um die ökologischen Auswirkungen menschlicher Eingriffe beurteilen sowie die geeigneten Berechnungsmethoden anwenden zu können. Obwohl eindimensionale und zweidimensionale Wärmehaushaltsmodelle nützliche Erkenntnisse liefern, sind deren Grenzen zu kennen und sorgfältig einzusetzen.

Strahlungshaushalt

Die Strahlungsverhältnisse über der Wasseroberfläche sind entscheidend für die Wärmeverteilung und die Lichtverhältnisse innerhalb des Wasserkörpers. Dabei gelangt nur ein Teil der solaren Strahlung direkt auf die Wasseroberfläche, während ein anderer Anteil indirekt als diffuse Strahlung und atmosphärische Gegenstrahlung auf die Wasseroberfläche wirkt. Von der Wasseroberfläche werden die auftreffenden Strahlungsströme teils reflektiert, während der andere Teil in den Wasserkörper eindringt und dort entweder absorbiert wird oder als Wärmestrahlung und Rückstrahlung wieder an die Atmosphäre abgegeben wird. Die Gesamtheit aller Strahlungsflüsse in Tabelle 4-8 bildet den Strahlungshaushalt, der sowohl von meteorologischen als auch von hydrologischen Einflüssen geprägt wird, wobei diese teilweise entgegengesetzt wirken. Die wenigsten Einflussgrößen liegen als Messdaten vor, sodass diese oftmals mit empirischen Vereinfachungen berechnet werden müssen.

Tabelle 4-8: Strahlungsströme an der Wasseroberfläche nach Täubert (1974, 48).

Art des Strahlungsstroms	Wellenlänge	Auftreten	steigt mit ...
direkte Solarstrahlung	kurz	tagsüber zeitweise	↑ Sonnenhöhe ↑ Meereshöhe ↓ Lufttrübung
diffuse Solarstrahlung	kurz	tagsüber immer	↑ Lufttrübung ↑ Bewölkungsdichte ↑ Sonnenhöhe ↓ Meereshöhe
Rückstrahlung des Wasserkörpers	kurz	tagsüber immer	↑ Wassertrübung
reflektierte Solarstrahlung	kurz lang	tagsüber immer immer	↓ Sonnenhöhe
atmosphärische Gegenstrahlung	lang	immer	↑ Lufttemperatur ↑ Wasserdampfgehalt ↑ Bewölkung ↓ Meereshöhe
Ausstrahlung der Wasseroberfläche	lang	immer	↑ Wassertemperatur

Die solare Strahlungsenergie trifft als Solarkonstante mit einem Wert von 1.361 W/m^2 senkrecht auf den kreisförmigen Querschnitt der Erdatmosphäre. Verteilt über die gesamte Kugeloberfläche der Erdatmosphäre entspricht dies einer globalen mittleren Einstrahlung von etwa 340 W/m^2 . Die globale Strahlungsbilanz wird für die gegenwärtigen Klimabedingungen in Abbildung 4-25 dargestellt (Wild et al. 2015, 3395). Auf dem Weg zur Erdoberfläche wird die Solarstrahlung in der Erdatmosphäre von Gasen und Aerosolen absorbiert, reflektiert und gestreut, sodass durchschnittlich 185 W/m^2 die Erdoberfläche erreichen (Wild et al. 2019, 4803).

Die selektive Abschwächung der Solarstrahlung erfolgt durch (Iqbāl 1983, 113):

Molekulare Absorption: Ozon und Sauerstoff absorbieren die Solarstrahlung im ultravioletten Bereich, Wasser und Kohlendioxid schwächen die Solarstrahlung im infraroten Bereich ab;

Rayleigh-Streuung: Luftmoleküle und Aerosole streuen die direkte Solarstrahlung in alle Richtungen, wobei die kurzwellige Strahlung stärker gestreut wird als die langwellige Strahlung;

Mie-Streuung: Staubpartikel, große Aerosole, Wolkenteilchen und Nebeltröpfchen streuen die direkte Solarstrahlung ebenfalls in alle Richtungen;

Durch diese selektive Abschwächung umfasst die an der Wasseroberfläche ankommende Solarstrahlung einen Wellenlängenbereich von 280 bis 3000 nm. Diese Strahlung kann in drei Bereiche unterteilt werden:

280 bis 380 nm: Ultraviolette Solarstrahlung im kurzwelligen Bereich;

380 bis 750 nm: Sichtbare Solarstrahlung;

750 bis 3000 nm: Infrarotstrahlung oder Wärmestrahlung im langwelligen Bereich, die entscheidend für die Erwärmung des Wasserkörpers ist.

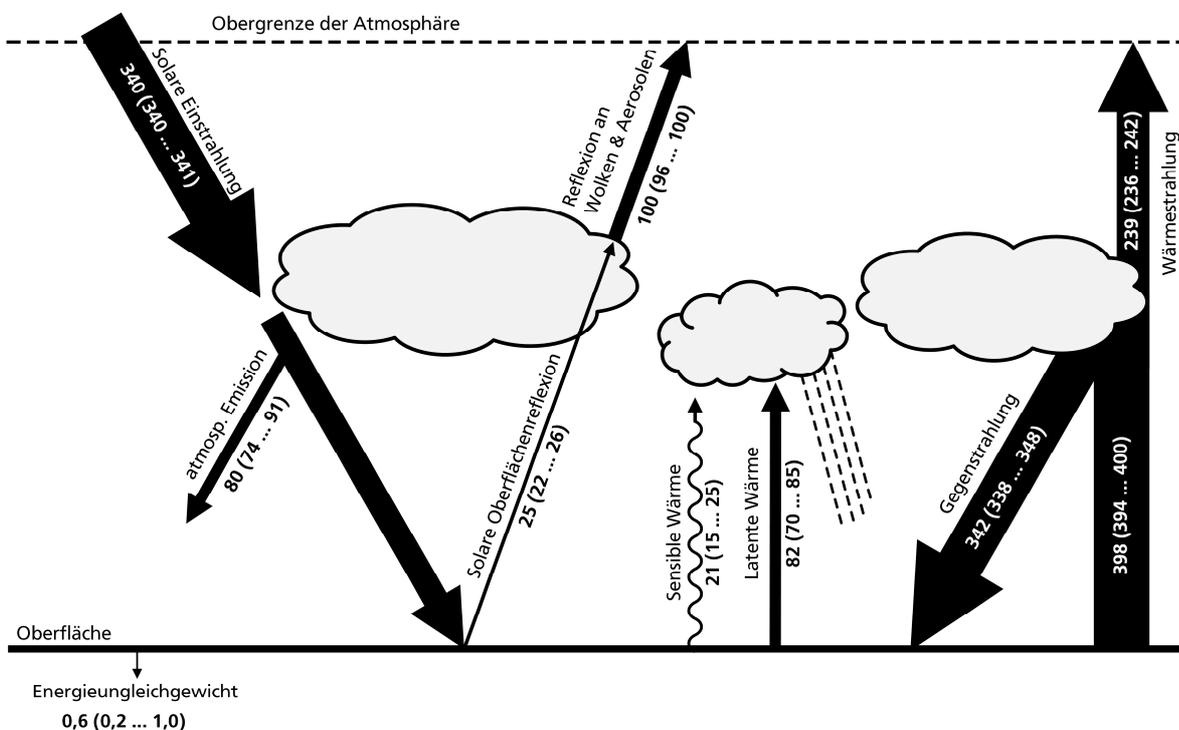


Abbildung 4-15: Schematische Darstellung der globalen Strahlungsbilanz in W/m^2 mit den Unsicherheitsbereichen nach (Loeb et al. 2018, 904). Durch das Energiegleichgewicht wird Wärme in den Ozeanen gespeichert (Trenberth et al. 2014, 3133). Dies ist der Antrieb, auf den die Erde noch nicht reagiert hat (Schuckmann et al. 2016, 139).

Je nach Sonnenstand wird die Solarstrahlung durch den längeren Weg durch die Erdatmosphäre auf dem Weg zur Wasseroberfläche zusätzlich abgeschwächt. Mit zunehmender Entfernung vom Äquator flacht der Einfallswinkel ab und der Weg durch die Erdatmosphäre verlängert sich (Abbildung 4-16). Darüber hinaus beeinflusst die Neigung der Erdachse die Verfügbarkeit der solaren Strahlungsenergie. Im Sommer führt die Neigung der Erdachse in der nördlichen Hemisphäre dazu, dass die solare Strahlungsenergie stärker auf eine kleinere Fläche gebündelt wird, was zu höheren Temperaturen beiträgt. Im Winter hingegen verteilt sich die solare Strahlungsenergie infolge eines flacheren Einfallswinkels über eine größere Fläche, was zu niedrigeren Temperaturen führt.

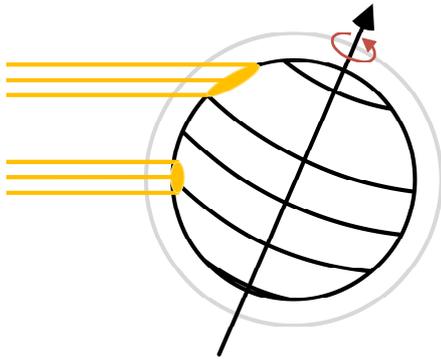


Abbildung 4-16: Die Verfügbarkeit der solaren Strahlung an einem bestimmten Ort wird von der geografischen Breite und der Neigung der Erdachse vorgegeben nach Moss (2010, 55).

Die kurzwellige solare Einstrahlung ist die wesentliche Wärmequelle für Fließgewässer, wobei deren Wärmestrom insbesondere durch den Sonnenstand, die Beschattung durch Ufervegetation und Uferbebauung entlang des Fließgewässers sowie durch den reflektierten Strahlungsanteil an der Wasseroberfläche beeinflusst wird (Glose et al. 2017, 216):

$$\dot{q}_{kw} = \dot{q}_g \cdot (1 - f_s) \cdot (1 - \sigma_c) \cdot (1 - \alpha_{kw}) \quad [4-18]$$

wobei:

\dot{q}_{kw} kurzwelliger Nettowärmestrom in W/m^2 ,

\dot{q}_g Wärmestrom der Globalstrahlung in W/m^2 ,

f_s Abschattungsfaktor der Ufervegetation und Uferbebauung in 1, kann Werte von 0 für keine Beschattung bis 1 für vollständige Beschattung annehmen,

σ_c Bewölkungsgrad in 1, von 0/8 für wolkenlos bis 8/8 für geschlossene Wolkendecken,

α_{kw} reflektierter Anteil der kurzwelligen Solarstrahlung in 1, mit Werten von 0 für vollständige Absorption bis 1 für vollständige Reflexion.

Die kurzwellige Solarstrahlung kann entweder direkt mit einem Pyranometer gemessen werden (Kalinowska 2019, 604) oder mit den empirischen Gleichungen nach Iqbäl (1983, 10) und Ångström (1924, 122) angenähert werden. Die kurzwellige Solarstrahlung wird teils von der Ufervegetation, Uferbebauung sowie Bewölkung absorbiert, reflektiert und gestreut, was eine Anpassung der berechneten Werte erforderlich macht (Munro et al. 1982, 221). Bei einer direkten Messung am Fließgewässer werden diese lokalen Effekte hingegen bereits in den Messdaten berücksichtigt.

Das Reflexionsvermögen der Wasseroberfläche wird als Albedo angegeben und ist entscheidend für den reflektierten Anteil der kurzwelligen Solarstrahlung. In Studien zum Wärmehaushalt von Fließgewässern wird die Albedo meist im Bereich von 0,03 bis 0,08 als konstant angenommen, die gängigen Werte sind in Tabelle 4-9 aufgeführt. Allerdings kann das tatsächliche Reflexionsvermögen je nach Trübung des Wassers, Bewölkungsgrad, Oberflächenrauheit, Breitengrad und Sonnenstand von den allgemeinen Annahmen abweichen (Kalinowska 2019, 603).

Tabelle 4-9: Empfohlene Literaturwerte zur Albedo in verschiedenen Wärmehaushaltsstudien von Fließgewässern.

Studie	Benyahya et al. (2012)	Leach et al. (2010)	Xin et al. (2013)	Alcântara et al. (2010)	Wohlfahrt et al. (2021)	Shuttleworth (1993)
Albedo in 1	0,03	0,05	0,06	0,07	0,078 ±0,042	0,08

Die langwellige Wärmestrahlung setzt sich zusammen aus der atmosphärischen Gegenstrahlung der erwärmten Atmosphäre, der langwelligen Rückstrahlung aus dem Wasserkörper und der diffusen Gegenstrahlung, die von der Ufervegetation sowie der Uferbebauung entlang des Fließgewässers ausgeht:

$$\dot{q}_{lw} = \dot{q}_{lw\downarrow} + \dot{q}_{lw\uparrow} + \dot{q}_{veg\downarrow} \quad [4-19]$$

wobei:

- \dot{q}_{lw} langwelliger Nettowärmestrom in W/m^2 ,
- $\dot{q}_{lw\downarrow}$ Wärmestrom der atmosphärischen Gegenstrahlung in W/m^2 ,
- $\dot{q}_{lw\uparrow}$ Wärmestrom der langwelligen Rückstrahlung in W/m^2 ,
- $\dot{q}_{veg\downarrow}$ Wärmestrom der diffusen langwelligen Gegenstrahlung in W/m^2 ,

Die atmosphärische Gegenstrahlung kann entweder direkt mit einem Pyrgeometer gemessen oder durch empirische Gleichungen angenähert werden (Kalinowska 2019, 604):

$$\dot{q}_{lw,a\downarrow} = \varepsilon_{atm} \cdot f_{SV} \cdot \sigma_{SB} \cdot T_L^4 \cdot (1 - \alpha_{lw}) \quad [4-20]$$

wobei:

- ε_{atm} atmosphärischer Emissionsgrad in 1,
- f_{SV} Bedeckungsfaktor für den sichtbaren Anteil des Himmels in 1, kann Werte zwischen 0 (kein Himmel sichtbar, wie enge Straßenschluchten oder geschlossenes Baumkronendach) und 1 (freier Blick auf den Himmel) annehmen,
- σ_{SB} Stefan-Boltzmann-Konstante mit $5,67 \cdot 10^{-8}$ in $W/(m^2 \cdot K^4)$,
- T_L absolute Lufttemperatur in K,
- α_{lw} reflektierter Anteil der langwelligen Wärmestrahlung an der Wasseroberfläche in 1, wobei von Anderson (1954, 97) ein Wert von 3 % empfohlen wird.

Die von Aerosolen und atmosphärischen Gasen absorbierte solare Strahlung wird als langwellige Wärmestrahlung gleichmäßig in alle Richtungen abgegeben. Der atmosphärische Emissionsgrad gibt an, wie effektiv die absorbierte Strahlungsenergie gegenüber einem idealen schwarzen Körper abgestrahlt wird. Tabelle 4-10 enthält empirische Gleichungen für den atmosphärischen Emissionsgrad, welche die gewässerspezifischen Bedingungen berücksichtigen. Die Wolkenunterseite wirkt ebenfalls wie ein schwarzer Strahler und verstärkt die atmosphärische Gegenstrahlung (Kustas et al. 1994, 1518), wobei mit einem höheren Bewölkungsgrad und einer niedrigeren Wolkenuntergrenze die atmosphärische Gegenstrahlung ansteigt (Baumgartner et al. 1996, 156). Der korrigierte atmosphärische Emissionsgrad wird berechnet als:

$$\varepsilon_{atm,k} = \varepsilon_{atm} \cdot (1 + f_c \cdot \sigma_c^2) \quad [4-21]$$

wobei:

- $\varepsilon_{atm,k}$ korrigierter atmosphärischer Emissionsgrad in 1,
- f_c Korrekturfaktor für Wolkenhöhe in 1, der Werte von 0,04 bis 0,25 annehmen kann. Empfohlene Werte sind 0,22 nach Kustas et al. (1994) und 0,17 nach Sinokrot et al. (1994, 725).

Tabelle 4-10: Empirische Gleichungen für den atmosphärische Emissionsgrad. Bei fehlenden Daten zur Bewölkung werden die empirischen Gleichungen für alle Bewölkungsbedingungen verwendet.

Klarer Himmel		
$\varepsilon_{atm} = 0,806 - 0,236 \cdot 10^{-0,052 \cdot p_a}$	[4-22]	Ångström nach Dyck (1980)
$\varepsilon_{atm} = a_1 + a_2 \cdot \sqrt{p_a}$ mit $a_1=0,55; a_2=0,065$ $a_1=0,68; a_2=0,036$ $a_1=0,53; a_2=0,065$ $a_1=0,64; a_2=0,037$ $a_1=0,61; a_2=0,048$ $a_1=0,66; a_2=0,040$ $a_1=0,59; a_2=0,044$	[4-23]	Brunt (1932) Anderson (1954) Monteith (1961) Swinbank (1963) Sellers (1965) Berger et al. (1984) Heitor et al. (1991)
$\varepsilon_{atm} = 9,365 \cdot 10^{-6} \cdot T_L^2$	[4-24]	Swinbank (1963)
$\varepsilon_{atm} = 1,24 \cdot \left(\frac{p_a}{\vartheta_L + 273,15}\right)^{\frac{1}{7}}$	[4-25]	Brutsaert (1975)
$\varepsilon_{atm} = 1,72 \cdot \left(\frac{p_a}{\vartheta_L + 273,15}\right)^{\frac{1}{7}}$	[4-26]	Kustas et al. (1994)
$\varepsilon_{atm} = 0,7 + 5,95 \cdot 10^{-5} \cdot p_a \cdot e^{\frac{1500}{\vartheta_L}}$	[4-27]	Idso (1981)
$\varepsilon_{atm} = 1 - 0,261 \cdot e^{-7,7 \cdot 10^{-4} \cdot \vartheta_L^4}$	[4-28]	Idso et al. (1969)
$\varepsilon_{atm} = 1 - 0,261 \cdot e^{-7,5 \cdot 10^{-5} \cdot \vartheta_L^4}$	[4-29]	Shuttleworth (1993)
Alle Bewölkungsbedingungen		
$\varepsilon_{atm} = 3,1 \cdot p_a + 2,84 \cdot (\vartheta_L + 273,15) - 522,5$	[4-30]	Abramowitz et al. (2012)
$\varepsilon_{atm} = 1,31 \cdot \left(\frac{p_a}{\vartheta_L + 273,15}\right)^{\frac{1}{7}}$	[4-31]	Sridhar et al. (2002)

Der Wasserdampf in der Atmosphäre absorbiert und remittiert langwellige Wärmestrahlung, was die atmosphärische Gegenstrahlung verstärkt. Der Dampfdruck gibt den gegebenen Wasserdampfgehalt in der Luft an (Dingman 2015, 113):

$$p_a = \left(\frac{r_H}{100\%}\right) \cdot p_s \quad [4-32]$$

wobei:

- p_a Dampfdruck in kPa,
- r_H relative Luftfeuchtigkeit in %,
- p_s Sättigungsdampfdruck in kPa.

Die relative Luftfeuchtigkeit beschreibt das Verhältnis des tatsächlichen Dampfdrucks zum Sättigungsdampfdruck. Der Sättigungsdampfdruck definiert den maximalen Wasserdampfgehalt, der bei einer gegebenen Temperatur in der Luft enthalten sein kann. Wird dieser Wert überschritten oder sinkt die Lufttemperatur, kondensiert der Wasserdampf. Der Sättigungsdampfdruck lässt sich mittels der Clausius-Clapeyron-Gleichung und den empirischen Koeffizienten in Tabelle 4-11 annähern (Magnus 1844, 246):

$$p_s = a_1 \cdot \exp\left(\frac{a_2 \cdot \vartheta_L}{a_3 + \vartheta_L}\right) \quad [4-33]$$

Tabelle 4-11: Empirische Koeffizienten zur Ermittlung des Sättigungsdampfdruckes.

a_1 in Pa	a_2 in 1	a_3 in °C	Literatur
0,61100	17,270	237,30	Dingman (2015)
0,61200	17,270	237,30	Bolton (1980)
0,61094	17,625	243,04	Alduchov et al. (1996)

Jeder Wasserkörper mit einer Wassertemperatur über dem absoluten Nullpunkt gibt über die Wasseroberfläche Wärmeenergie als langwellige Wärmestrahlung ab (Stull 1988, 258):

$$\dot{q}_{lw\uparrow} = -\varepsilon_w \cdot \sigma_{SB} \cdot T_w^4 \quad [4-34]$$

wobei:

$\dot{q}_{lw\uparrow}$ Wärmestrom der langwelligen Rückstrahlung in W/m^2 ,

ε_w Emissionsgrad der Wasseroberfläche in 1, mit empfohlenen Werten im Bereich von 0,95 nach Dingman (2015, 48) bis 0,97 nach Raphael (1962, 171).

Die diffuse langwellige Gegenstrahlung von Ufervegetation und -bebauung entlang des Fließgewässers wird analog berechnet und ist abhängig vom Emissionsgrad der Vegetation sowie vom Bedeckungsfaktor, der den sichtbaren Anteil des Himmels angibt:

$$\dot{q}_{veg\downarrow} = \varepsilon_{veg} \cdot (1 - f_{SV}) \cdot \sigma_{SB} \cdot T^4 \quad [4-35]$$

wobei:

$\dot{q}_{veg\downarrow}$ Wärmestrom der diffusen langwelligen Gegenstrahlung in W/m^2 ,

ε_{veg} Emissionsgrad der Ufervegetation in 1, Caissie (2016, 1875) verwendet 0,97.

Fließgewässer sind transparente Körper, in denen die solare Strahlungsenergie nicht nur an der Wasseroberfläche, sondern auch am Gewässergrund reflektiert wird (Abbildung 4-17). Darüber hinaus wird eindringende Strahlung innerhalb des Wasserkörpers an den Wassermolekülen und suspendierten Partikeln gestreut und absorbiert. (Pott et al. 2000, 53) Sollte der an der Wasseroberfläche reflektierte Strahlungsanteil nicht von der Atmosphäre oder der umgebenden Umgebung zurückgestreut werden, geht dieser Anteil für den Wärmehaushalt des Wasserkörpers verloren (Wetzel et al. 1979, 53).

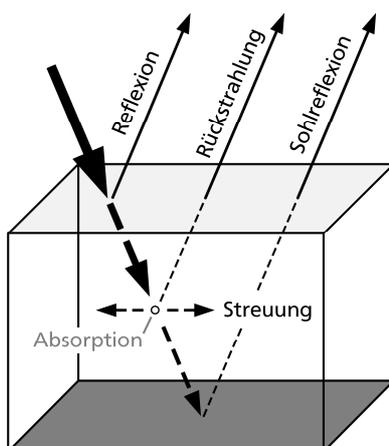


Abbildung 4-17: Schematische Darstellung des Strahlungshaushalts unterhalb der Wasseroberfläche nach Baumgartner et al. (1996, 151).

Das Reflexionsvermögen an der Wasseroberfläche wird maßgeblich von der Bewölkung sowie dem solaren Einfallswinkel im Tages- und im Jahresverlauf bestimmt. Bei einem abnehmenden Einfallswinkel treffen die Sonnenstrahlen flacher auf die Wasseroberfläche, was den reflektierten Anteil der solaren Strahlung erhöht. An einem klaren Sommertag reflektiert die Wasseroberfläche etwa 2,5 bis 6 % der einfallenden solaren Strahlung, während im Winter der reflektierte Anteil hingegen auf 10 bis 14% ansteigt (Tabelle 4-12). Für Fließgewässer mit rauen Wasseroberflächen kann die Albedo in Abhängigkeit des solaren Einfallswinkels (Tabelle 4-13) wie folgt korrigiert werden:

$$\alpha_i = \alpha - f_a \quad [4-36]$$

wobei:

α_i korrigierte Albedo in 1,

α mittlere Albedo in 1,

f_a Korrekturfaktor in 1.

Tabelle 4-12: Jahresgang der Tagesmittel der Albedo in 1 für die Donau bei Wien nach Dirmhirn (1964, 133) und für unterschiedliche Breitengrade nach Cogley (1979, 779).

Breitengrad	Jan.	Feb.	Mrz.	Apr.	Mai	Jun.	Jul.	Aug.	Sept.	Okt.	Nov.	Dez.
60°	0,339	0,240	0,155	0,105	0,088	0,084	0,086	0,098	0,136	0,216	0,321	0,355
50°	0,220	0,161	0,108	0,084	0,075	0,073	0,074	0,080	0,099	0,144	0,210	0,241
48° (Wien)	0,112	0,114	0,107	0,100	0,09	0,086	0,086	0,097	0,095	0,117	0,118	0,119
40°	0,145	0,111	0,085	0,073	0,068	0,067	0,068	0,071	0,080	0,103	0,138	0,161

Tabelle 4-13: Korrekturfaktor für raue Wasseroberflächen nach Ter-Markariantz (1957, 171) in Abhängigkeit des Einfallswinkels nach Kondratyev (2010, 437) mit Einfallswinkel $i = 90^\circ - h_\odot$, wobei h_\odot der Sonnenstand ist.

Einfallswinkel in °	80	70	60	50	40	30
Korrekturfaktor in %	+10,0	+1,5	-1,0	-1,8	-2,5	-2,9

Der Einfluss der Bewölkung auf das Reflexionsvermögen der Wasseroberfläche kann mit der empirischen Gleichung von Sinokrot et al. (1994, 724) beschrieben werden, welche sowohl die Sonnenhöhe als auch den Bewölkungsgrad berücksichtigt:

$$\alpha_c = a \cdot h^b \quad [4-37]$$

wobei:

h Sonnenhöhe in °,

a bewölkungsabhängige Konstante in 1 mit $a_1 = 2,20 + \frac{\sigma_c^{0,7}}{4} - \frac{(\sigma_c^{0,7}-0,4)^2}{0,16}$,

b bewölkungsabhängige Konstante in 1 mit $a_2 = -1,02 + \frac{\sigma_c^{0,7}}{16} - \frac{(\sigma_c^{0,7}-0,4)^2}{0,64}$.

Neben dem Einfallswinkel und der Bewölkung beeinflusst auch die Beschaffenheit der Wasseroberfläche das Reflexionsvermögen. In Gewässerabschnitten mit starker Strömung und turbulenter Wasseroberfläche kann der reflektierte Strahlungsanteil gegenüber ruhigen Wasseroberflächen um 10 bis 40 % höher liegen, insbesondere bei niedrigen Sonnenhöhen. Diese Beobachtungen werden in Abbildung 4-18 veranschaulicht, welche das Reflexionsvermögen für verschiedene Oberflächenbeschaffenheiten und Sonnenhöhen darstellt. Hierin nimmt der diffuse Strahlungsanteil bei sehr flachen Einfallswinkeln zu, wodurch der reflektierte direkte Strahlungsanteil sinkt. (Kondratyev 2010, 438)

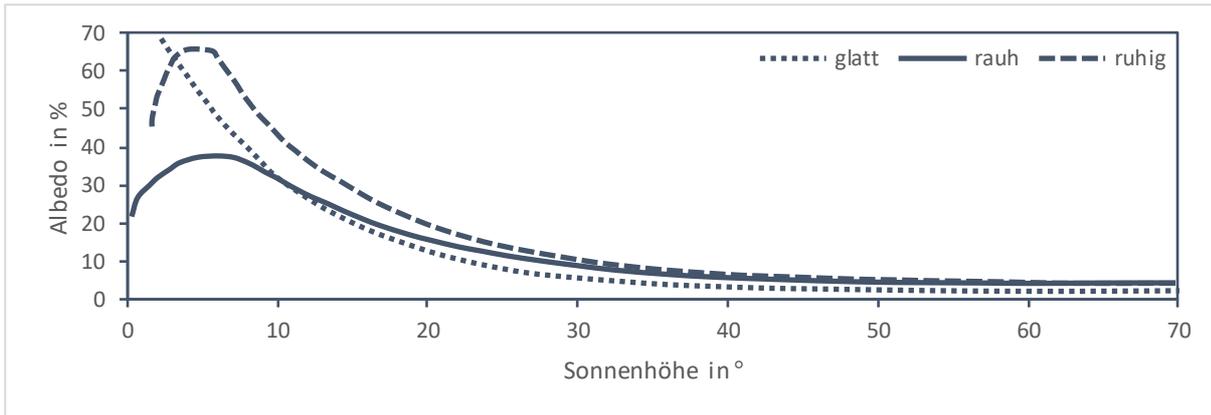


Abbildung 4-18: Abhängigkeit der Albedo von der Sonnenhöhe und der Oberflächenbeschaffenheit nach Grishchenko (1959, 33) in Henderson-Sellers et al. (1982, 20). Die glatte Wasseroberfläche wurde nach Wetzel (2001, 51) mit der Fresnel-Gleichung angenähert, wobei der Brechungsindex 1,333 ist (Dirnhirn 1964, 153).

Der eindringende Strahlungsanteil wird in den verschiedenen Wasserschichten des Wasserkörpers selektiv gestreut und absorbiert, was zu einer vertikalen Attenuation führt. Dabei umfasst die vertikale Attenuation sowohl den gestreuten als auch den absorbierten Strahlungsanteil, während die Transmission den Strahlungsanteil beschreibt, der durch eine Wasserschicht hindurchgeht. Die Attenuation bewirkt über die Wassertiefe einen exponentiellen Strahlungsgradienten, wobei der in einer Wasserschicht absorbierte Strahlungsanteil in Wärme umgewandelt wird. Der gestreute Strahlungsanteil steigt mit der Menge an suspendierten Partikeln, was den Weg der Streustrahlung durch die Richtungsänderungen verlängert und somit den absorbierten Anteil erhöht. Der aufwärts gerichtete Streuanteil verlässt die Wasseroberfläche als Rückstrahlung, wobei für Einfallswinkel über $48,5^\circ$ dieser Streuanteil an der Wasseroberfläche reflektiert wird und im Wasserkörper verbleibt. (Dirnhirn 1964, 155) Die exponentielle Abnahme der Strahlungsintensität mit zunehmender Wassertiefe lässt sich durch das Lambert-Beer'sche Gesetz darstellen (Schönborn et al. 2013, 81):

$$I_z = I_0 \cdot e^{-\varepsilon \cdot z} \quad [4-38]$$

wobei:

I_z Strahlungsintensität für eine gegebene Wassertiefe in J/m^2 ,

I_0 Strahlungsintensität unmittelbar unterhalb der Wasseroberfläche in J/m^2 ,

ε Attenuationskoeffizient für die Abschwächung des spektralen Strahlungsanteils in m^{-1} , bestehend aus einem streuenden und absorbierenden Anteil,

z Wassertiefe in m.

Der Attenuationskoeffizient ist für verschiedene Umgebungen in Tabelle 4-14 enthalten und lässt sich für eine gegebene Wellenlänge aus dem Gradienten der gemessenen Strahlungsintensität ermitteln (Moss 2010, 59):

$$\varepsilon = \frac{I_0 - I_z}{I_0} = \frac{1}{z_{i+1} - z_i} \cdot [\ln I_i - \ln I_{i+1}] \quad [4-39]$$

Die Durchlässigkeit für eine bestimmte Schichtdicke lässt sich nach Dirmhirn (1964, 157) mit der Strahlungsintensität bestimmen:

$$\tau = \left(\frac{I_z}{I_{z+1}} \right)^d \quad [4-40]$$

wobei:

- τ Durchlässigkeit für eine gegebene Schichtdicke in %/m,
- I_{z+1} Strahlungsintensität oberhalb der Schichtdicke in J/m²,
- d Schichtdicke in m.

Tabelle 4-14: Attenuationskoeffizienten und Sichttiefen für natürliche Oberflächengewässer nach Moss (2010, 60) und Pott et al. (2000, 55).

Umgebung	Attenuationskoeffizient in m ⁻¹	Sichttiefe in m
trübe Fließgewässer	> 20	< 0,02
Fließgewässer in Flussauen	10 bis 15	0,3 bis 0,5
Seen, Küstenmeere	0,1 bis 10	0,5 bis 27
offenes Meer, Hochsee	0,02	242
Quellbäche, Hochgebirgsseen	0,01	626

Abbildung 4-19 veranschaulicht, wie die solare Strahlungsenergie sowohl an der Wasseroberfläche als auch innerhalb des Wasserkörpers mengenmäßig vermindert und in ihrer spektralen Zusammensetzung verändert wird. Insbesondere werden die ultravioletten sowie roten und langwelligen Spektralanteile der Strahlung in den obersten 20 cm vollständig oder überwiegend absorbiert, wodurch die oberste Wasserschicht erwärmt wird. (Moss 2010, 58) Diese spektrale Filterwirkung bewirkt eine Verschiebung der sichtbaren Farben in Richtung Blau und führt zu einer anfänglich starken Abnahme der Durchlässigkeit, die jedoch nach den ersten zwei Metern weitgehend gleichmäßig bleibt, wie Tabelle 4-15 für vier natürliche Seen aufzeigt.

Tabelle 4-15: Strahlungsdurchlässigkeit der kurz- und langwelligen Solarstrahlung nach Sauberer et al. (1941, 65) für vier natürliche Seen.

Wassertiefe in m	0 - 1	1 - 2	2 - 3	3 - 4	4 - 10
τ in %/m	31 ± 3	71 ± 4	73 ± 3	74 ± 4	76 ± 5

Durch mitgeführte gelöste Stoffe und suspendierte Partikel unterscheiden sich Fließgewässer sowohl in der Mächtigkeit der strahlungsdurchlässigen Wasserschicht als auch in ihrer spektralen Zusammensetzung auf gleichen Tiefenniveaus. Während in Abbildung 4-19 die solare Strahlung in klaren Gebirgsbächen bis zur Gewässersohle durchdringt, wird sie in trüben Fließgewässern durch die mitgeführten Schwebstoffe bereits nach wenigen Dezimetern absorbiert. Zudem nimmt die Durchlässigkeit flussabwärts mit der zunehmenden Trübung des Wassers weiter ab. (Schönborn et al. 2013, 81; Schwoerbel et al. 2010, 34) In flachen Fließgewässern wird die Strahlung zusätzlich an der Gewässersohle reflektiert und verstärkt (Sauberer et al. 1941, 38). Der von der Gewässersohle absorbierte Strahlungsanteil ist aufgrund der geringeren Wärmeleitfähigkeit des Sohlensubstrats jedoch vernachlässigbar. So kann die gesamte eindringende Strahlung dem Wasserkörper zugerechnet werden. (Eckel et al. 1950, 193)

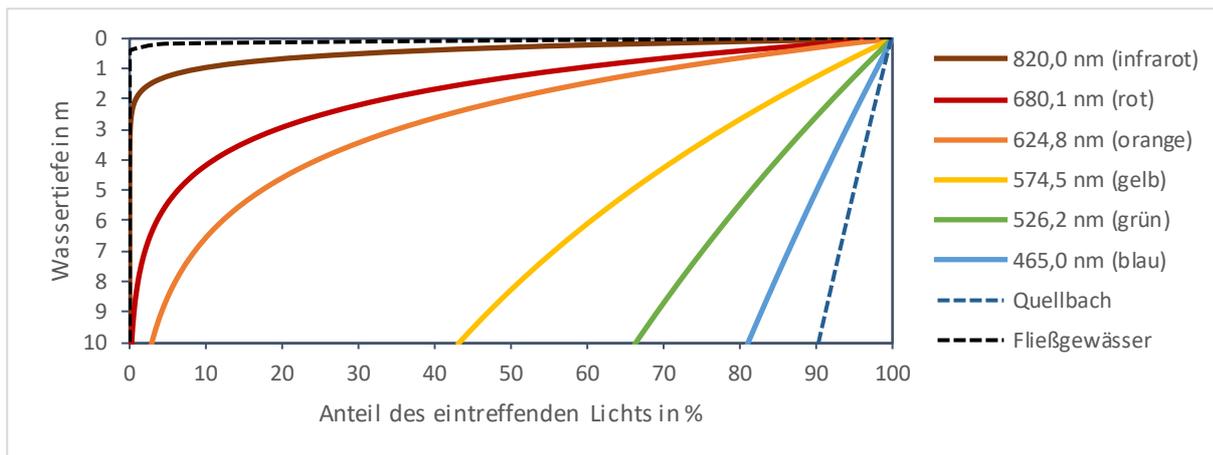


Abbildung 4-19: Die Lichttransmission im Wasser für verschiedene Wellenlängen nach Wetzel et al. (1979, 56).

Latenter Wärmeaustausch

Die Verdunstung von Wasser erzeugt einen Massentransport von Wasserdampf in die darüber liegende Luftschicht und kühlt durch die latente Wärmeabgabe an die Luft die Wasseroberfläche ab. Luftströmungen transportieren die wasserdampfgesättigte Luft ab und führen stetig trockenerer Luft aus der Umgebung zu, was die Verdunstung aufrechterhält und die Verdunstungsrate erhöht. Sinkt die Wassertemperatur hingegen unter die Taupunkttemperatur der angrenzenden Luftschicht, kondensiert der Wasserdampf und gibt latente Wärme an die Wasseroberfläche ab, wodurch sich diese erwärmt. (Dingman 2015, 116) Insbesondere in den wärmeren Sommermonaten kann der Verdunstungswärmestrom als ein natürlicher Kühlmechanismus wesentlich zur Temperaturregulation größerer und offener Fließgewässer beitragen (Caissie et al. 2007, 312).

Der Verdunstungsprozess umfasst einen molekularen Austausch zwischen flüssigem Wasser und Wasserdampf, der in Abbildung 4-20 veranschaulicht wird. Damit die Wassermoleküle die intermolekularen Anziehungskräfte überwinden und von der Wasseroberfläche entweichen können, muss latente Verdunstungswärme aufgewendet werden. Mit der zunehmenden Erwärmung des Wasserkörpers erhält eine größere Anzahl an Molekülen die notwendige Bewegungsenergie, um den Molekülverbund zu verlassen, was zu einer erhöhten Verdunstungsrate führt. (Brutsaert 2005, 117) Der latente Wärmestrom lässt sich unter Berücksichtigung der latenten Verdunstungswärme und der Verdunstungsrate berechnen (Shuttleworth 1993, 3):

$$\dot{q}_l = \rho \cdot L_e \cdot E_w \cdot \frac{1}{1.000 \cdot 86.400} \quad [4-41]$$

wobei:

\dot{q}_l latenter Wärmestrom in W/m^2 ,

L_e latente Verdunstungswärme in kJ/kg , berechnet als $L_e = 2.501,7 - 2,361 \cdot \vartheta_w$,

E_w Verdunstungsrate in mm/d .

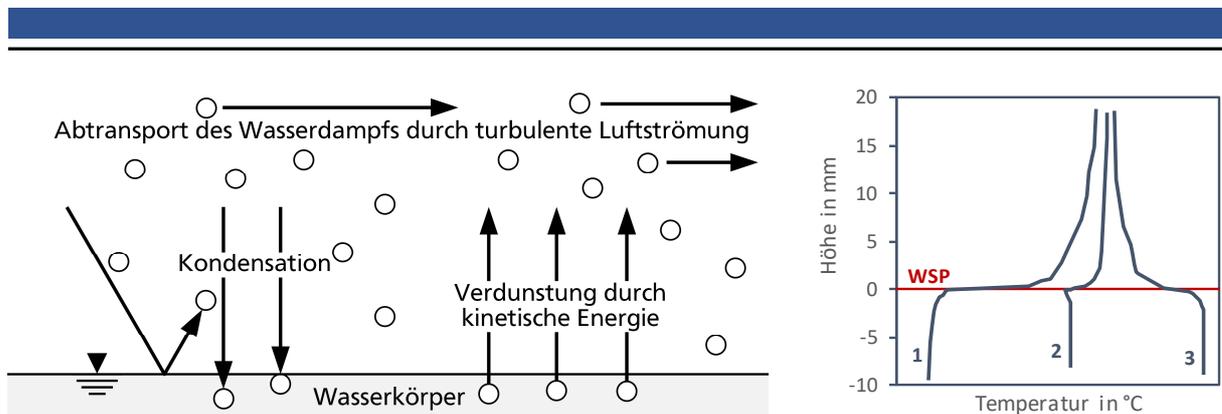


Abbildung 4-20: Molekularer Austausch (links) zwischen flüssigem Wasser und Wasserdampf nach Shuttleworth (1993, 3) Messungen an der Phasengrenze Wasser/Luft (rechts) mit Erwärmung des Wassers durch Kondensation (1), Abkühlung des Wassers durch Verdunstung (2) und Erwärmung der Luft durch Verdunstung (3) nach Häußler (1956) in Glaser (1977, 382).

Bei Wärmehaushaltsstudien wird zur Bestimmung der Verdunstungsrate meist der empirische Ansatz des Massentransports nach Dalton verwendet (Kalinowska 2019, 610). Sind Messdaten zur Solarstrahlung verfügbar, lässt sich der aerodynamische Windanteil mit den Methoden nach Penman oder Priestley–Taylor um einen strahlungsbasierten Energieanteil ergänzen (Glose et al. 2017, 225). Seltener werden auch Ansätze angewendet, die temperaturbasiert sind oder maschinelles Lernen umfassen (Tan et al. 2007). Die komplexeren empirischen Ansätze sind den einfacheren temperaturbasierten Ansätzen nicht überlegen und weisen gegenüber Verdunstungsmessungen ähnliche Abweichungen von etwa $\pm 0,05$ mm/d auf. (Rosenberry et al. 2007, 163) Die empirischen Verdunstungsformeln sollten nach der Datenverfügbarkeit gewählt werden, wobei zu berücksichtigen ist, dass die Verdunstungsformeln nur gültige Werte für die Regionen liefern, in denen sie anhand von Messdaten kalibriert wurden (Bormann 2011, 751). Daher sind die empirischen Gleichungen für die betrachteten Gewässerabschnitte stets auf die Sensitivität zu prüfen und gewässerspezifisch anzupassen.

Nach Daltons Gesetz der Partialdrücke ist das Defizit zwischen dem Sättigungsdampfdruck des Wassers an der Wasseroberfläche und dem Wasserdampfdruck in der darüberliegenden Luftschicht der treibende Mechanismus für die Verdunstung. Übersteigt der Wasserdampfdruck an der Wasseroberfläche den Wasserdampfdruck in der darüberliegenden Luftschicht, wird so lange Wasserdampf an die Luft abgegeben, bis das Sättigungsdefizit ausgeglichen ist. Bei fehlendem Wind wird der Verdunstungsprozess durch natürliche Konvektion gesteuert, wobei die erwärmte, feuchtere Luft aufgrund ihrer geringeren Dichte über der Wasseroberfläche aufsteigt und durch kühlere, trockenere Luft ersetzt wird. Die Verdunstungsrate ohne Windeinfluss kann mit der folgenden Gleichung beschrieben werden:

$$E_w = a \cdot (e_s^w - e_a) \quad [4-42]$$

wobei:

a empirischer Auftriebskoeffizient für natürliche Konvektion in mm/(s·kPa),

e_s^w Sättigungsdampfdruck an der Wasseroberfläche in kPa.

Für offene Wasseroberflächen wird angenommen, dass die Luftschicht an der Wasseroberfläche mit Wasserdampf gesättigt ist (Dingman 2015, 113), weshalb die empirischen Gleichungen in Tabelle 4-16 den Zusammenhang zwischen der Wassertemperatur und dem Sättigungsdampfdruck beschreiben. Dies ist darin begründet, dass die von den meteorologischen Messstationen gemessenen Lufttemperaturen meist von den Bedingungen unmittelbar über der Wasseroberfläche abweichen (Malcherek 2002, 240).

Tabelle 4-16: Empirische Gleichungen für den Sättigungsdampfdruck an der Wasseroberfläche.

Gleichungen und Koeffizienten	Literatur
$e_s^w = a \cdot e^{\left(\frac{b \cdot \vartheta}{c + \vartheta}\right)}$ mit: [4-43] $a = 0,6108; b = 17,27; c = 237,3$ $a = 0,61275; b = 17,27; c = 237,3$ $a = 0,6112; b = 17,62; c = 243,12$ $a = 0,6112; b = 17,62; c = 243,5$	Murray (1967) Chapra (1997) WMO (2021) Bolton (1980) in Ji (2008)
$e_s^w = 0,6107 \cdot 10^{\frac{7,5 \cdot \vartheta}{235 + \vartheta}}$ [4-44]	Monteith et al. (2013) nach Tetens (1930)

Turbulente Luftströmungen ersetzen die wasserdampfgesättigte Luftschicht an der Wasseroberfläche durch trockenere Luft, wodurch das Sättigungsdefizit aufrechterhalten und die Verdunstungsrate erhöht wird. Der Wärmeübergang wird als aerodynamischer Windanteil des Massentransports zwischen der Wasseroberfläche und der darüber liegenden Luft über eine empirische Windfunktion nach Stelling (1882) abgebildet. Die empirische Windfunktion ist orts- und gewässerspezifisch und wird neben der Messhöhe von der Oberflächenrauheit beeinflusst (Deas et al. 2000, 28):

$$E_w = f(u_L) \cdot (e_s^w - e_a) \quad [4-45]$$

wobei:

$f(u_L)$ Windfunktion in mm/d, berechnet mit $f(u_L) = a + b \cdot u_L^c$,

u_L Windgeschwindigkeit in m/s,

b empirischer Windkoeffizient für erzwungene Konvektion in mm·s/(d·kPa·m).

Die empirischen Koeffizienten basieren meist auf Beobachtungen an Seen und Stauseen, die auf Fließgewässer übertragen oder angepasst wurden (Kalinowska et al. 2018, 229). Dabei führen die kleineren Wasserflächen der Fließgewässer mit der windabschirmenden Wirkung der Ufervegetation zu geringeren Windgeschwindigkeiten an der Wasseroberfläche, was eine geringere Verdunstungsrate bewirkt (Richter et al. 1979, 31). Insbesondere bei sehr niedrigen Windgeschwindigkeiten neigen die für Seen entwickelten empirischen Windfunktionen dazu, die Verdunstungsraten in Fließgewässern zu unterschätzen (Jobson 1980, 21). Die empirischen Koeffizienten unterscheiden sich teils erheblich (Abbildung 4-21), was neben den lokalen Bedingungen auch der Datenherkunft mit teils abweichenden Messhöhen geschuldet ist (Benyahya et al. 2010, 256). Um die Windkoeffizienten auf eine einheitliche Messhöhe über der Wasseroberfläche zu standardisieren, wird das Potenzgesetz nach Hellmann (1917, 283) verwendet:

$$b_{z=2m} = b \cdot \left(\frac{z_b}{z_{z=2m}}\right)^n \quad [4-46]$$

wobei:

$b_{z=2m}$ höhenkorrigierter empirischer Windkoeffizient in 2 m Höhe,

z_b Messhöhe der Windgeschwindigkeit in m,

$z_{z=2m}$ Bezugshöhe in m, hier in 2 m Höhe,

n Windhöhenexponent in 1; 0,142 für gewöhnliche Bedingungen nach Günneberg (1976, 153) und für offene Wasserflächen 0,11 nach Hsu et al. (1994, 764) oder nach Panofsky et al. (1984, 131) mit:

$$n = \ln\left(\frac{z_b}{z_0}\right)^{-1},$$

z_0 Rauheitshöhe in m, für offene Wasserflächen liegt der Wert zwischen 0,1 bis 1,2 mm (van Bavel 1966, 459), Richtwerte sind 0,23 oder 0,4 mm (Brutsaert 1991, 118).

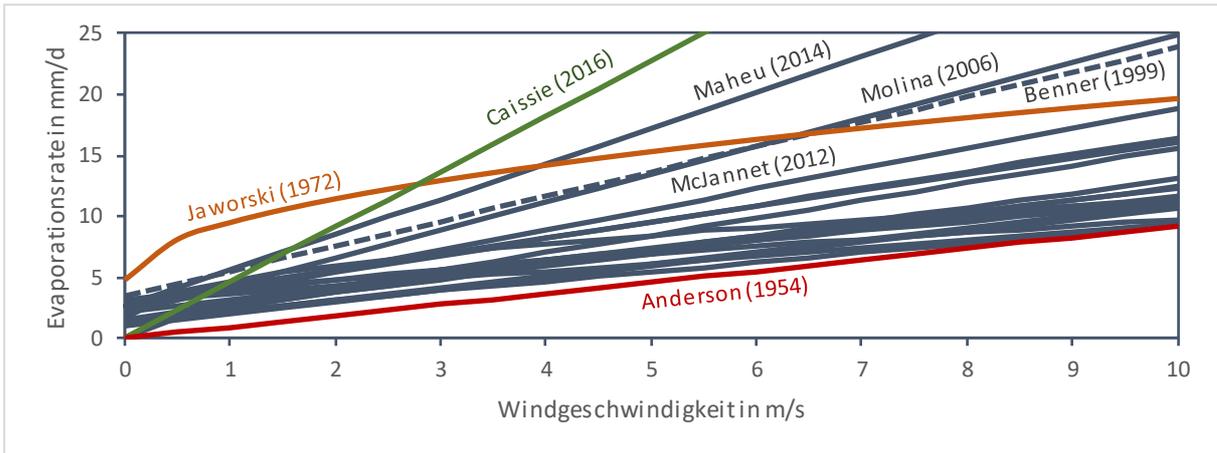


Abbildung 4-21: Evaporationsrate für verschiedene Windkoeffizienten als Funktion der Windgeschwindigkeit.

Tabelle 4-17 enthält empirische Koeffizienten für Windfunktionen, die in Studien zum Wärmehaushalt von Fließgewässern verwendet wurden. Für einen betrachteten Gewässerabschnitt sollten empirische Koeffizienten mit ähnlichen Standorteigenschaften gewählt und deren Einfluss auf die Verdunstungsrate im Rahmen einer Sensitivitätsanalyse untersucht werden. Eine standardisierte Datenerhebung könnte die Entwicklung robusterer und allgemeingültigerer Windfunktionen unterstützen, die auf ein breiteres Gewässerspektrum mit unterschiedlichen Standorteigenschaften anwendbar sind. (Moore et al. 2021, 4276)

Tabelle 4-17: Zusammenfassung der Literatur, die Windfunktionen für Gewässer unterschiedlicher Größe beschreibt.

Literatur	a in mm/(d·kPa)	b in mm·s/(d·kPa·m)	c in 1	z_b in m	Anwendung
Anderson (1954)	0,0000	0,9200	1,00	2,0	See, Speicherbecken
Benner (1999)	3,4600	2,0400	1,00	0,5	divers, teils bewaldet
Caissie (2016)	0,0000	4,5600	1,00	2,0	bewaldet
Guenther et al. (2012)	0,0000	1,0176	1,00	1,5	entwaldet
Gulliver et al. (1986)	2,9600	0,6400	1,00	2,0	Fließgewässer
Fulford et al. (1984)	3,2000	0,8000	1,00	2,0	schmaler Kanal
Jaworski (1973)	4,7400	4,7400	0,50	,0	Fließgewässer
Jobson (1980)	3,0200	1,300	1,00	3,8	schmaler Kanal
Kavanaugh et al. (2014)	1,3990	1,1660	1,00	n.b.	See
Maheu et al. (2014)	3,0900	0,8400	1,00	2,0	bewaldet
Maheu et al. (2014)	2,6400	2,9200	1,00	2,0	bewaldet
McJannet et al. (2012)	$2,33 \cdot b^{-0,1}$	$1,65 \cdot b^{-0,1}$	1,00	2,0	diverse Wasserkörper, b = Breite
McMillan (1971)	1,5500	0,7800	1,00	3,0	flacher, mittelgroßer See
Molina Martínez et al. (2006)	2,0592	2,2800	1,00	2,0	Verdunstungsbehälter
Richter et al. (1979)	1,6000	2,0000	0,50	2,0	Norddeutsche Seen
Szeitz et al. (2020)	1,5900	1,0800	1,00	1,5	divers, bewaldet
Trabert (1896)	0,0000	3,0700	0,50	2,0	Behälter, Wärmelastpläne
Penman (1948)	2,6250	1,3810	1,00	2,0	Verdunstungsbehälter
Webb et al. (1997)	1,3200	1,4260	1,00	2,0	divers, teils bewaldet
Werner (1987)	0,0000	2,600	0,65	2,0	Baggerseen im Tiefland
WMO (1966)	1,3000	0,9360	1,00	2,0	See, Speicherbecken, Rhein, Neckar

Sensible Wärmeübertragung

Der sensible Wärmestrom beschreibt den konvektiven Wärmetransport, der infolge der molekularen Wärmeleitung zwischen der Wasseroberfläche und der darüberliegenden Luftschicht entsteht. Der Temperaturgradient an der Wasseroberfläche ist eng mit dem Konzentrationsgradienten des Wasserdampfgehalts in der Luft verknüpft, wodurch der Wärmeaustausch zwischen der Wasseroberfläche und Luft nicht nur durch die molekulare Wärmeleitung, sondern auch durch den Massentransport von Wasserdampf beeinflusst wird. Das Bowen-Verhältnis gibt an, welcher der beiden Wärmeströme überwiegt (Bowen 1926, 785), wobei ein Wert über eins auf einen vorherrschenden sensiblen Wärmestrom hindeutet und ein Wert unter eins einen ausgeprägteren latenten Wärmestrom anzeigt. Das Bowen-Verhältnis selbst wird in Studien zum Wärmehaushalt von Fließgewässern neben den treibenden Gradienten meist vom Bowen-Koeffizienten definiert. Der Bowen-Koeffizient berücksichtigt hierin die Eigenschaften der Wasseroberfläche und deren Fähigkeit zum diffusiven Transport (Raudkivi 1979, 114). Mit dem eingehenden Luftdruck wird die psychrometrische Konstante verwendet, die das Vermögen der Luft beschreibt, Wasser aufzunehmen (Maheu et al. 2014, 5729). Die Berechnung des Bowen-Verhältnis erfolgt nach Garner et al. (2014, 5365) mit:

$$Bo = \frac{\dot{q}_s}{\dot{q}_l} = k_B \cdot p_a \cdot \frac{\vartheta - \vartheta_L}{e_s^w - e_a} = \gamma \cdot \frac{\vartheta - \vartheta_L}{e_s^w - e_a} \quad [4-47]$$

wobei:

- Bo Bowen-Verhältnis in 1,
- \dot{q}_s sensibler Wärmestrom in W/m^2 ,
- \dot{q}_l latenter Wärmestrom in W/m^2 ,
- k_B Bowen-Koeffizient in $1/K$, berechnet als:
$$k_B = \frac{c_{p,L}}{\varepsilon \cdot L_e} \cdot \frac{a}{D_0} \approx \frac{c_{p,L}}{\varepsilon \cdot L_e} \cdot 0,95,$$

Der Bowen-Koeffizient liegt nach Pritchard in Anderson (1954, 105) im Bereich von $0,57 \cdot 10^{-4} K^{-1}$ für glatte und bis $0,66 \cdot 10^{-4} K^{-1}$ für rauhe Wasseroberflächen, wobei Sinokrot et al. (1994) den Wert $0,61 \cdot 10^{-4} K^{-1}$ empfehlen.

- D_0 Wasserdampfdiffusionskoeffizient in m^2/s ,
- a thermische Diffusivität in m^2/s ,
- ε Verhältnis der molekularen Masse von Wasserdampf und Luft (= 0,622) in 1,
- γ psychrometrische Konstante in $kPa \cdot K^{-1}$.

Der sensible Wärmestrom lässt sich als Funktion des Bowen-Verhältnisses berechnen, wobei die Verknüpfung mit dem latenten Wärmestrom mögliche Abweichungen verstärken kann, insbesondere wenn die verwendeten gewässerspezifischen empirischen Koeffizienten die lokalen Bedingungen nur unzureichend abbilden.

$$\dot{q}_s = Bo \cdot \dot{q}_l = k_B \cdot p_a \cdot L_e \cdot \rho \cdot f(u) \cdot (\vartheta - \vartheta_L) \quad [4-48]$$

Gewässersohle

Schwankungen der Wassertemperatur bewirken einen Temperaturunterschied zwischen dem Wasserkörper und den oberen Schichten der Gewässersohle. Dieser Temperaturgradient führt zu einem konduktiven Wärmestrom und umfasst die Bodenschichten, in denen ein Temperaturgradient von mindestens 0,1 K vorliegt. Diese thermische Einflusstiefe kann eine Mächtigkeit von 0 bis 0,8 m erreichen, wobei die Temperaturen mit zunehmender Bodentiefe gleichmäßiger werden (Abbildung 4-22). Der konduktive Wärmestrom lässt sich mit der Wärmeleitfähigkeit der gesättigten Bodenschicht und den vertikalen Temperaturgradienten berechnen (Caissie et al. 2014, 1448; Sridhar et al. 2004, 203):

$$\dot{q}_{So,k} = \lambda_{So} \cdot \frac{dT}{dz} \quad [4-49]$$

wobei:

$\dot{q}_{So,k}$ konduktiver Wärmestrom zwischen Fließgewässer und Gewässersohle in W/m^2 ,

λ_{So} Wärmeleitfähigkeit der gesättigten Bodenschicht in $W/(m \cdot K)$,

$\frac{dT}{dz}$ vertikaler Temperaturgradient in der thermischen Einflusstiefe in K/m .

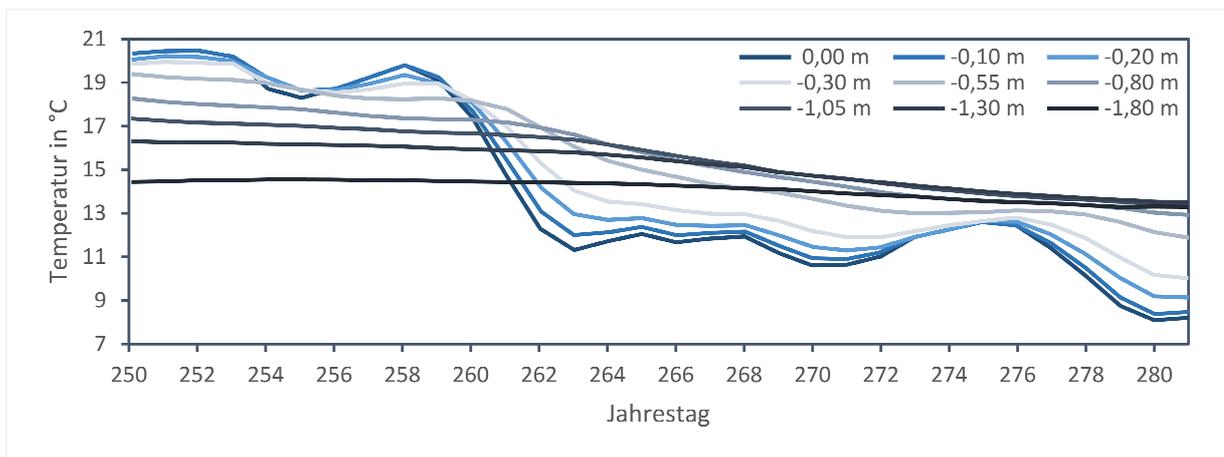


Abbildung 4-22: Gemessene Temperaturen in der Gewässersohle nach Sinokrot et al. (1993, 2303).

Innerhalb der thermischen Einflusstiefe speichert die Gewässersohle tagsüber Wärme und gibt diese nachts wieder ab (Johnson et al. 2005, 72), was zu einer Stabilisierung der täglichen Temperaturschwankungen des Wasserkörpers beiträgt (Hebert et al. 2011, 2454). Dieser temperaturnausgleichende Effekt führt dazu, dass die Tagesmitteltemperaturen der Gewässersohle nahezu denen des Wasserkörpers entsprechen (Hofius 1971, 25) und der konduktive Wärmestrom in tieferen Fließgewässern meist vernachlässigbar gering ist (Dyck 1980, 417). In flachen Fließgewässern mit ausgeprägten täglichen Temperaturschwankungen ergibt sich hingegen ein abweichendes Verhalten (Sinokrot et al. 1993, 2310), das bei entsprechenden Studien zum Wärmehaushalt berücksichtigt werden muss (Caissie et al. 2014, 1449).

Der konduktive Wärmestrom zwischen dem Wasserkörper und der Gewässersohle kann auch durch den konvektiven Wärmeübergang beschrieben und mit dem Newton'schen Abkühlungsgesetz angenähert werden (Maruyama et al. 2021, 2):

$$\dot{q}_{So,k} = \alpha_{So} \cdot (\vartheta - \vartheta_{So}) \quad [4-50]$$

wobei:

ϑ_{So} Temperatur in der Gewässersohle in $^{\circ}C$,

α_{So} Wärmeübergangskoeffizient an der Gewässersohle in $W/(m^2 \cdot K)$.

Der Wärmeübergangskoeffizient lässt sich für turbulente Strömungen nach Baes et al. (2020, 16) mit der Nußelt-Zahl berechnen:

$$\alpha_{So} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{hy}} \quad [4-51]$$

wobei:

λ Wärmeleitfähigkeit des Wasserkörpers in W/(m·K),

d_{hy} hydraulischer Durchmesser in m,

Nu Nußelt-Zahl für erzwungene Konvektion in 1 mit:

$$Nu = 0,125 \cdot f_R \cdot Re \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

f_R Reibungsbeiwert der Gewässersohle in 1, im Bereich $3.000 < Re < 5 \cdot 10^6$ definiert als:

$$f_R = (0,79 \cdot \ln(Re) - 1,64)^{-2}.$$

Neben dem konduktiven Wärmestrom wirken der Grundwasserzustrom und der hyporheische Austausch modulierend auf die Wassertemperatur. Die Grundwassertemperaturen liegen ganzjährig nahezu gleichmäßig 1 bis 3 K über dem Jahresmittel der Lufttemperatur (Ward 1985, 33), wodurch der Grundwasserzufluss in den kalten Wintermonaten eine Eisbildung verzögert oder verhindert und so Überwinterungshabitate schafft. In den Sommermonaten hingegen verlangsamt der Grundwasserzufluss den atmosphärischen Wärmeaustausch und verzögert die Abkühlung des Wasserkörpers im Herbst. (Power et al. 1999, 407)

Innerhalb eines Gewässerabschnitts kann der Grundwasserzustrom lokal stark variieren (Alexander et al. 2003, 73), wobei sein Anteil invers zum Gesamtabfluss ist (Cartwright et al. 2014, 57). Insbesondere bei Niedrigwasserabfluss kann der Grundwasseranteil im Oberlauf von unter 10 auf 70 % ansteigen (Kaule et al. 2021, 1), was während den zunehmenden Trockenperioden eine Mindestwassermenge gewährleistet (Piatka et al. 2022, 419). Bei Hochwasser hingegen sinkt der Grundwasseranteil von 25 bis 46 % auf 8 bis 21 % (Atkinson et al. 2013, 8).

Der hyporheische Austausch mit dem Wasserkörper wirkt durch die verlängerte Verweildauer des Wassers in der Gewässersohle ebenfalls stabilisierend auf die Wassertemperaturen (Johnson 2004, 920) und schafft insbesondere im Winter eine stabile thermische Umgebung für aquatische Lebewesen (Caissie et al. 2003, 10).

Der advective Wärmestrom wird sowohl von der vertikalen Geschwindigkeitskomponente des Grundwasserzustroms als auch vom Temperaturgradienten zwischen dem Wasserkörper und dem Grundwasser beeinflusst (Sridhar et al. 2004, 203):

$$\dot{q}_{So,a} = \rho \cdot c_p \cdot w \cdot (\vartheta - \vartheta_{gw}) \quad [4-52]$$

wobei:

w vertikale Geschwindigkeitskomponente des Zustroms in m/s,

ϑ_{gw} Grundwassertemperatur in °C.

Für den gesamten Wärmestrom zwischen dem Fließgewässer und der Gewässersohle werden der konduktive und der advective Wärmestrom zusammengefasst:

$$\dot{q}_{So} = \dot{q}_{So,k} + \dot{q}_{So,a} \quad [4-53]$$

Zuflüsse

Der advektive Wärmetransport trägt wesentlich zur Verteilung der Wärme im Fließgewässer bei, wobei sich Zuflüsse direkt unterhalb ihrer Einleitungsstelle auf die Wassertemperatur und den Massenstrom auswirken. Diese Zuflüsse können aus Nebengewässern, Abwasser- und Prozessabwassereinleitungen oder Niederschlägen stammen. Abbildung 4-23 veranschaulicht die Temperaturänderung in einem Gewässerabschnitt aufgrund von Zuflüssen mit abweichenden Wassertemperaturen.

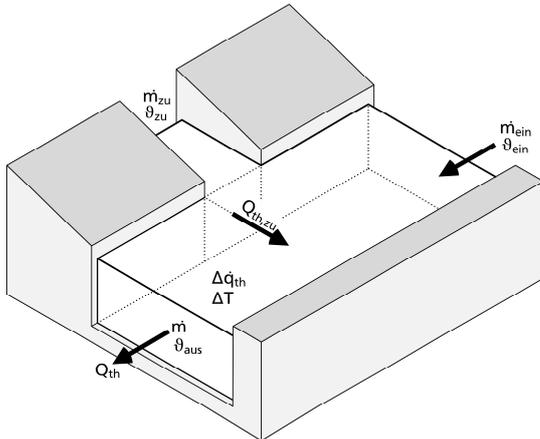


Abbildung 4-23: Schematische Darstellung eines Gewässerabschnitts für stationäre Strömungsbedingungen.

Unter der Annahme stationärer Strömungsbedingungen lässt sich der Wärmestrom in einen oder aus einem Gewässerabschnitt mit gegebenen Wassertemperaturen definieren, wobei die potentielle und kinetische Energie vernachlässigt wird:

$$\dot{Q}_{th} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{aus} - \vartheta_{ein}) \quad [4-54]$$

wobei:

\dot{Q}_{th} Wärmestrom in oder aus einem Gewässerabschnitt in W,

\dot{m} Massenstrom im Gewässerabschnitt mit kg/s, berechnet mit $\dot{m} = \rho \cdot u \cdot A$,

A durchströmter Gewässerquerschnitt in m²,

ϑ_{aus} Austrittstemperatur in °C,

ϑ_{ein} Eintrittstemperatur in °C.

Der Wärmestrom in den gegebenen Gewässerabschnitt durch einen Zufluss berechnet sich mit:

$$\dot{Q}_{th,zu} = \dot{m}_{zu} \cdot c_{p,zu} \cdot (\vartheta_{zu} - \vartheta_{aus}) \quad [4-55]$$

wobei:

$\dot{Q}_{th,zu}$ zugeführter Wärmestrom in W,

\dot{m}_{zu} Massenstrom des Zuflusses in kg/s,

ϑ_{zu} Wassertemperatur des Zuflusses in °C.

Die Änderung des Wärmeinhalts im Gewässerabschnitt durch den zugeführten Wärmestrom ist:

$$\Delta q_{th} = c_p \cdot \frac{(\vartheta_{zu} - \vartheta_{aus}) \cdot \dot{m}_{zu}}{\dot{m} + \dot{m}_{zu}} \quad [4-56]$$

wobei:

Δq_{th} Änderung des Wärmeinhalts in J/kg.

Die Richtung der Temperaturänderung im gegebenen Gewässerabschnitt wird von der Wassertemperatur des Zuflusses vorgeben und ob dieser wärmer oder kälter als der bestehende Wasserkörper ist:

$$\Delta T = \frac{\Delta q_{th}}{c_p} \quad [4-57]$$

wobei:

ΔT Temperaturänderung im Gewässerabschnitt in K.

Innere Energieumwandlung

Der Einfluss von inneren Energieumwandlungsprozessen wie innerer Reibung und biologischen oder chemischen Reaktionen im Wasserkörper sind auf den Wärmeinhalt meist so gering, dass diese messtechnisch kaum bis nicht erfassbar sind (Hannah et al. 2004, 636) und in Studien zum Wärmehaushalt meist vernachlässigbar sind (Dyck 1980, 415).

In Wasserkraftanlagen wandeln Turbinen potentielle Energie aus dem Fließgewässer in mechanische Energie um, sodass diese nicht mehr durch die innere Energiedissipation und Reibung an der Gewässersohle in Wärme umgewandelt werden kann. Umgekehrt wird durch Pumpvorgänge potentielle Energie zugeführt. Das mechanische Wärmeäquivalent beschreibt als einen Sonderfall der Energieerhaltung den Zusammenhang zwischen mechanischer Arbeit und der erzeugten Wärme. So führt jeder Meter Höhenunterschied zu einer Änderung im Wärmeinhalt von etwa $\pm 0,8 \cdot 10^4 \text{ J/m}^3$ bzw. einer Temperaturänderung von $\pm 0,00235 \text{ K/m}^3$ und bewirkt nach einem Höhenunterschied von 425 m eine Temperaturerhöhung von etwa 1 K. (Täubert 1974, 51) Der Wärmestrom aus der Umwandlung der potentiellen Energie in Wärme berechnet sich nach Theurer et al. (1984, II-42) mit:

$$\dot{q}_f = E_{pot} \cdot \frac{Q}{b_{WSP}} \cdot I_{So} \quad [4-58]$$

wobei:

\dot{q}_f Wärmestrom durch innere Reibung in W/m^2 ,

E_{pot} potentielle Energie pro Meter Höhenunterschied in $\text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$ mit $E_{pot,m} = m \cdot g \cdot h$,

b_{WSP} Wasserspiegelbreite in m,

I_{So} Sohlengefälle in m/m.

Abschirmung

Durch die Ufervegetation wird ein Teil der kurzwelligen Solarstrahlung absorbiert oder gestreut, wodurch der strahlungsbedingte Wärmeintrag in den Wasserkörper teils abgeschwächt wird (Johnson 2004, 918). In diesen beschatteten Bereichen nehmen die lokalen Tageshöchsttemperaturen deutlich ab, während die Minimaltemperaturen nahezu unverändert bleiben. Abbildung 4-24 veranschaulicht, wie bereits eine geringe Zunahme der Beschattung eine messbare Abnahme der Wassertemperatur bewirken kann. Während in Abbildung 4-25 der offene Tiefenbach die höchsten Tagesamplituden aufweist, steigen die Wassertemperaturen im stark beschatteten Fließgewässer selten um mehr als 2 bis 3 K an, was die Bedeutung der Ufervegetation für die Temperaturregulierung der Fließgewässer hervorhebt. (Broadmeadow et al. 2011, 231; Dugdale et al. 2018, 1384; Webb et al. 1995)

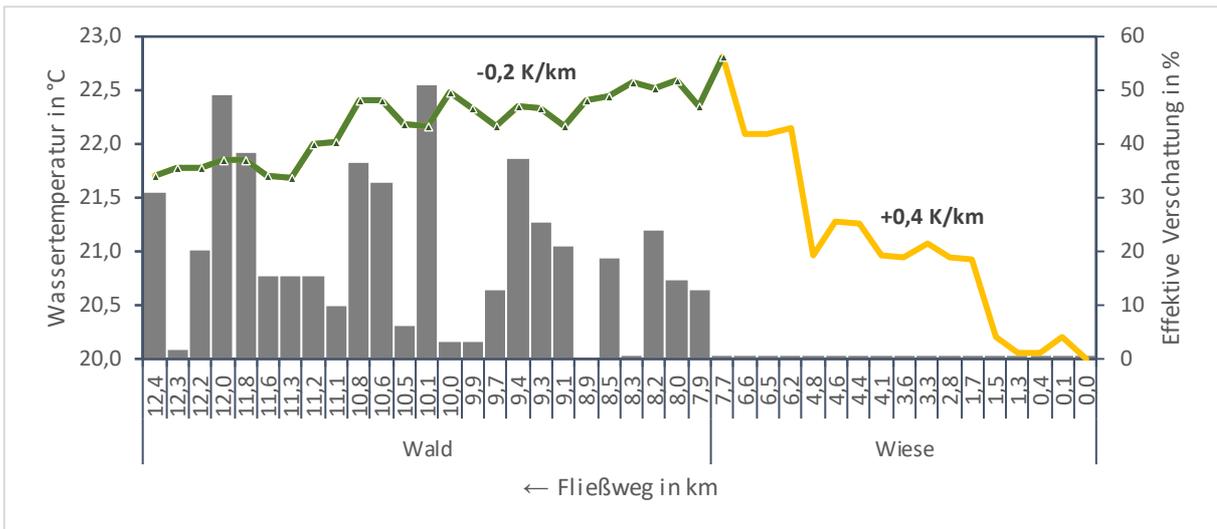


Abbildung 4-24: Veränderung der Wassertemperatur mit der fließenden Welle gegen 16:00 Uhr im Gebiet Vey Meadows des Grande Ronde Fluss in Oregon über die Entfernung im Oberlauf mit reduzierter Beschattung und im schattigen, bewaldeten Unterlauf nach Boyd et al. (2003, 17).

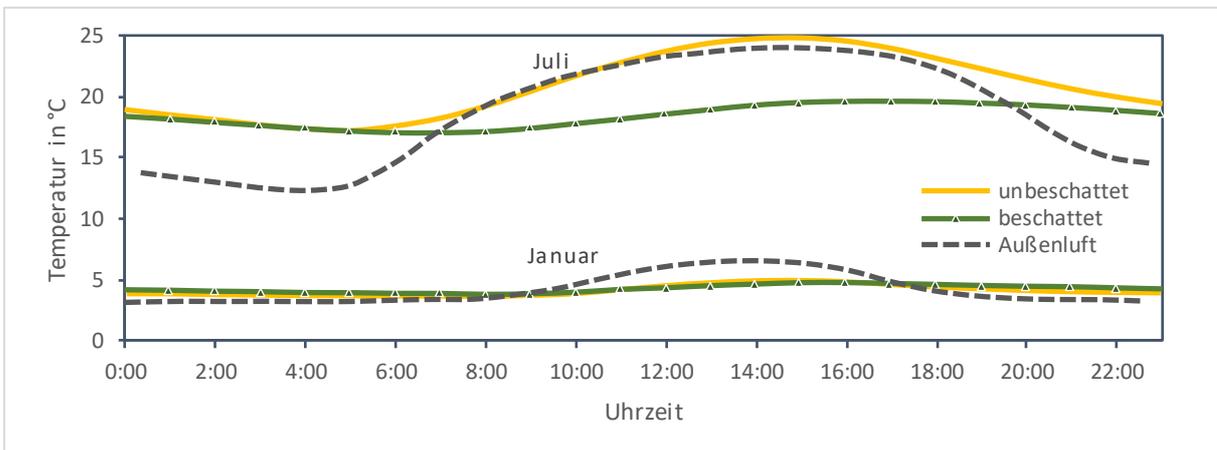


Abbildung 4-25: Tagesverlauf der mittleren Wassertemperaturen und Lufttemperaturen für beschattete und unbeschattete Standorte in Ober Water in den Monaten Januar und Juli nach Broadmeadow et al. (2011, 231).

Die Ufervegetation lässt die solare Strahlung durch Lücken zwischen Blättern, Nadeln und Zweigen hindurch, sodass diese die Wasseroberfläche erreichen kann. Die Intensität dieser Strahlung wird neben dem Sonnenstand auch durch die räumlichen Eigenschaften der Ufervegetation wie die Bestands- und Kronendichte sowie die Vegetationshöhe beeinflusst. Li et al. (2012, 148) identifizieren darüber hinaus die Ausrichtung der Gewässerlängsachse als besonders sensitiven Beschattungsparameter. So ist ein Fließgewässer mit beidseitiger Ufervegetation und Nord-Süd-Ausrichtung in den Morgen- und Abendstunden intensiver beschattet als zur Mittagszeit, während bei einer Ost-West-Ausrichtung insbesondere das südliche Ufer die Mittagsbeschattung der Wasseroberfläche beeinflusst. (Eckel et al. 1950, 190; Pott et al. 2000, 53) Die Schattenlänge wird sowohl durch den Tages- und Jahresverlauf des Sonnenstands als auch durch die geometrischen Eigenschaften des Fließgewässers und der angrenzenden Ufervegetation bestimmt. Die effektive Schattenlänge auf der Wasseroberfläche wird in Abbildung 4-26 aus der Schattenlänge selbst und dem Winkel zwischen dem Azimut und der Gewässerachse berechnet (Li et al. 2012, 145).

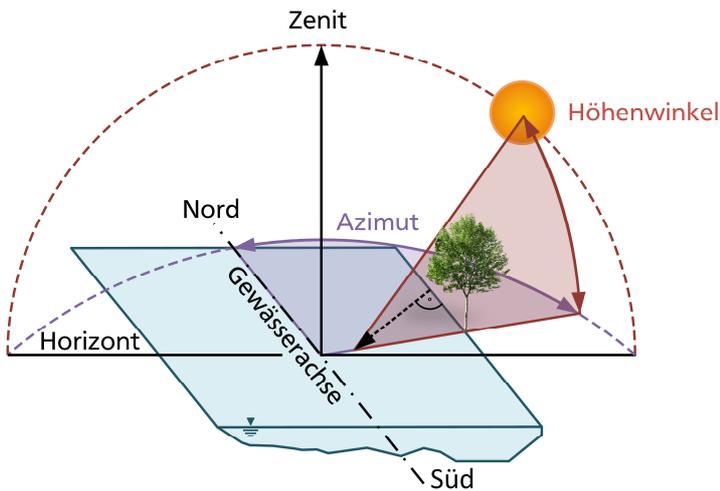


Abbildung 4-26: Schematische Darstellung der geometrischen Beziehungen und wirksamen Beschattung nach Boyd et al. (2003, 14). Der Sonnenstand ist hierin über den Höhenwinkel und den Azimut definiert.

In den herkömmlichen Berechnungsansätzen wird die Ufervegetation entweder als strahlungs- und durchlässig vereinfacht oder als einen anteiligen Strahlungsdurchgang parametrisiert, wobei dieser als zeitlich unveränderlich angenommen wird. Stein (2019, 61–63) erweitert diesen Ansatz um einen zeitlich variablen Anteil der Beschattungsdichte, der sich an den phänologischen Jahreszeiten der laubabwerfenden Ufervegetation orientiert, während Nadelgehölzen ganzjährig eine Kronendichte von 90 % zugewiesen wird. Topographische und künstliche Strukturen schirmen die direkte Solarstrahlung hingegen vollständig ab und können als undurchlässige Ufervegetation behandelt werden. Wie Abbildung 4-27 veranschaulicht, wird der beschattete Anteil der Wasseroberfläche neben dem Sonnenstand von dem Verhältnis der Vegetationshöhe zur Gewässerbreite bestimmt. Während die Wasseroberfläche schmaler Fließgewässer nahezu vollständig beschattet werden kann, können breite Fließgewässer nur anteilig beschattet werden. (DeWalle 2008, 1378)

Der strahlungsabschirmende Effekt der Ufervegetation kann, insbesondere in mittleren und kleineren, flachen Fließgewässern, den erwarteten Anstieg der Wassertemperaturen durch die Klimaveränderungen übersteigen und somit lokale Refugien mit niedrigeren Wassertemperaturen schaffen. Dagegen können sich in langsam fließenden Gewässerabschnitten und an südlichen Ufern mit fehlenden Beschattungen große Wärmelasten akkumulieren, die zu höheren Wassertemperaturen führen. (Garner et al. 2017, 481; Hester et al. 2011, 577)

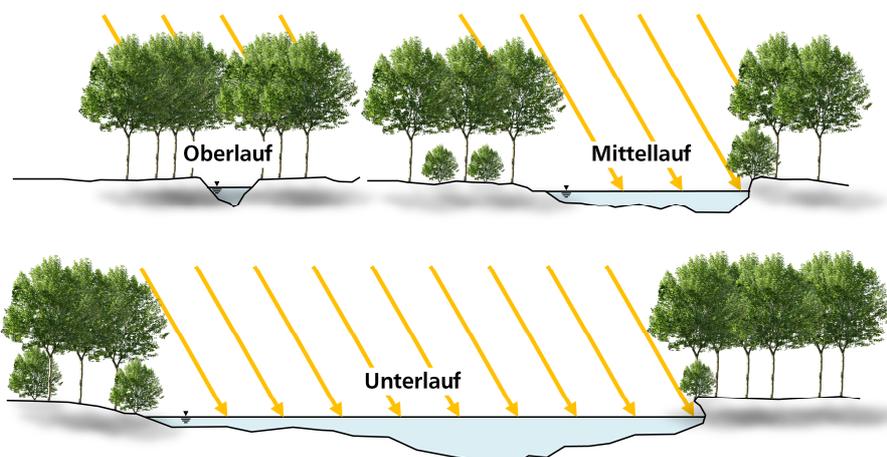


Abbildung 4-27: Einfluss der Gewässerbreite auf die solare Abschirmung nach Stein (2019, 27).

4.5. Gleichgewichtskonzept

Die Wassertemperatur eines Fließgewässers strebt eine Gleichgewichtstemperatur an, die sich einstellt, sobald sich die Wärmeaustauschprozesse an der Wasseroberfläche gegenseitig aufheben (Edinger et al. 1968, 1140). Überschreitet die Wassertemperatur diese Gleichgewichtstemperatur, gibt der Wasserkörper Wärme an die Umgebung ab, um das Gleichgewicht wiederherzustellen. Ist sie hingegen niedriger, nimmt der Wasserkörper Wärme aus seiner Umgebung auf, um die Temperatur anzugleichen. Dieser natürliche Ausgleichsmechanismus trägt dazu bei, die Temperatur des Wasserkörpers unter wechselnden äußeren Bedingungen möglichst stabil zu halten. Somit ist die Gleichgewichtstemperatur die einzige Wassertemperatur, bei der unter den gegebenen lokalen meteorologischen Bedingungen kein Wärmeaustausch stattfindet. Neben den meteorologischen Bedingungen wird die Gleichgewichtstemperatur auch von der Ausdehnung der Wasseroberfläche, der Wassertiefe und dem Abfluss vorgegeben. Mit abnehmender Wassertiefe steigt der Anteil der Wasseroberfläche zum Wasserkörper und führt zu einem höheren Wärmeaustausch mit der Umgebung, wodurch sich die Gleichgewichtstemperatur schneller einstellt. (Eckel 1953, 42) Dank seiner praktischen Anwendbarkeit hat sich das Konzept der Gleichgewichtstemperatur als Werkzeug für die Modellierung von Wärmeeinleitungen und Wärmelastplänen bewährt (Spitler et al. 2016, 231). Es bietet sich daher auch für Untersuchungen zu den Auswirkungen einer Wärmeentnahme aus Fließgewässern an und liefert insbesondere bei kleineren Anlagen hinreichend genaue Ergebnisse. Bei diesen Anlagen kann der Aufwand für Kalibrierung und Validierung von numerischen Berechnungsverfahren oft unverhältnismäßig hoch sein. (Becker 1980, 9)

Obwohl die Wassertemperatur langfristig zur Gleichgewichtstemperatur konvergiert, reagiert der Wasserkörper durch seine thermische Trägheit zeitlich verzögert auf geänderte meteorologische Bedingungen, wodurch die tatsächlichen Wassertemperaturen selten mit der Gleichgewichtstemperatur übereinstimmen. In flachen Fließgewässern kann sich die Wassertemperatur innerhalb weniger Stunden an die veränderten Bedingungen anpassen, wohingegen in tieferen Gewässern die Anpassung aufgrund der höheren thermischen Trägheit um mehrere Tage verzögert sein kann. (Stefan et al. 1993, 44)

Da die meteorologische Bedingungen innerhalb eines Tages teils deutlich variieren können, ist das Konzept des thermischen Gleichgewichts besonders für die Modellierung mittlerer Tageswerte geeignet, weniger jedoch für kurzfristige Temperaturänderungen im Tagesverlauf (Dyck 1980, 414). Weiterhin konnten Bogan et al. (2003, 7) und Mohseni et al. (1999, 129) zeigen, dass die Wassertemperaturen trotz der thermischen Trägheit innerhalb von 1,5 bis 3 Tagen auf veränderte meteorologische Bedingungen reagieren. Eine Mittelwertbildung über sieben Tage verringert so den Einfluss der täglichen Schwankungen und die zeitliche Verzögerung signifikant (Erickson et al. 2000, 318) und dient zugleich als zuverlässiger Indikator für die Zuordnung von Fischhabitaten (Eaton et al. 1996, 1110). In Abbildung 4-28 veranschaulichen die Sieben-Tages-Mittel der Luft- und Wassertemperaturen aus der Feldstudie, wie eng die beiden Temperaturen miteinander verknüpft sind. Hierin ist deutlich zu erkennen, dass die meteorologischen Bedingungen die thermischen Eigenschaften von Fließgewässern prägen, wobei steigende Lufttemperaturen meist mit höheren Wassertemperaturen einhergehen.

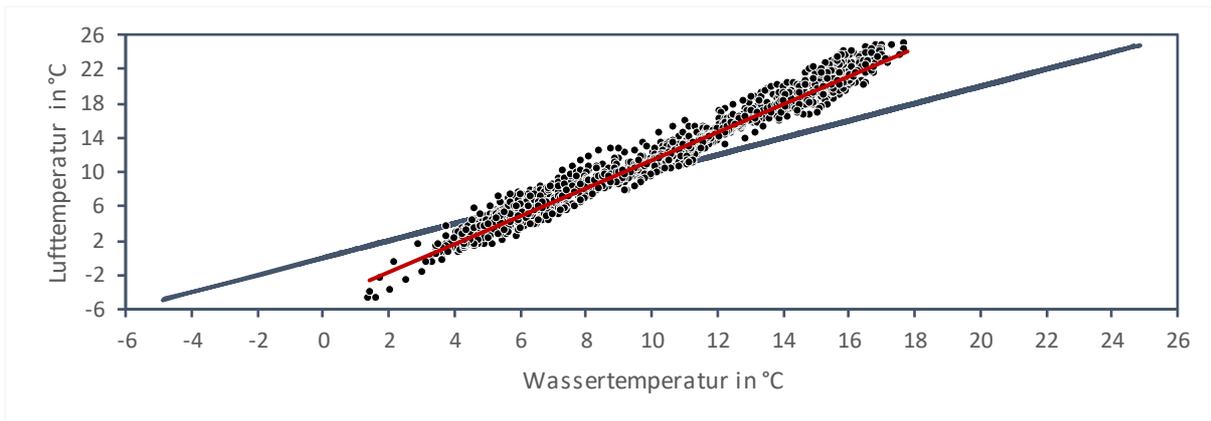


Abbildung 4-28: Sieben-Tages-Mittel der Luft- und Wassertemperaturen (n = 1.384) an der Wetschaft (Kapitel 5.8.2).

Das Temperaturregime lässt sich anhand der Lufttemperaturen und der Gleichgewichtstemperatur in vier Bereiche unterteilen. Bei Lufttemperaturen über -10 °C liegen die Wassertemperaturen am Gefrierpunkt, wobei eine mögliche Eisdecke den atmosphärischen Wärmeaustausch einschränkt. Im Bereich von -10 bis 0 °C bewegen sich die Wassertemperaturen je nach Grundwasserzufluss zwischen der Grundwassertemperatur und der Gleichgewichtstemperatur. Bei moderaten Lufttemperaturen von 0 bis 20 °C gibt es eine lineare Beziehung zwischen der Wassertemperatur, der Gleichgewichtstemperatur und der Lufttemperatur. Überschreiten die Lufttemperaturen einen Schwellenwert von etwa 20 °C, was häufig mit niedrigen Abflüssen und höheren Verdunstungsraten einhergeht, steigt die Wassertemperatur langsamer und nichtlinear mit zunehmender Lufttemperatur an. (Erickson et al. 2000, 320; Mohseni et al. 1999, 138)

Weiterhin sind Wassertemperaturen unterhalb der Gleichgewichtstemperatur gängige Indikatoren für sommerkalte Fließgewässer oder einen hohen Grundwassereinfluss. Dagegen deuten höhere Wassertemperaturen auf anthropogene Wärmeeinträge hin. (Bogan et al. 2003, 10) In Fließgewässern mit einem überwiegenden atmosphärischen Wärmeaustausch zeigt die lineare Korrelation zwischen Wassertemperaturen und Gleichgewichtstemperaturen eine Regressionsgerade mit einer Steigung nahe eins und einer vertikalen Verschiebung nahe null (Abbildung 4-29). Steigungen mit Werten unter 0,6 und eine deutliche vertikale Verschiebung signalisieren hingegen einen starken Einfluss von Grundwasser oder Wärmeeinleitungen, wobei eine zunehmende Verschiebung auf einen wachsenden Einfluss dieser Faktoren hindeutet. (Bogan et al. 2004, 14)

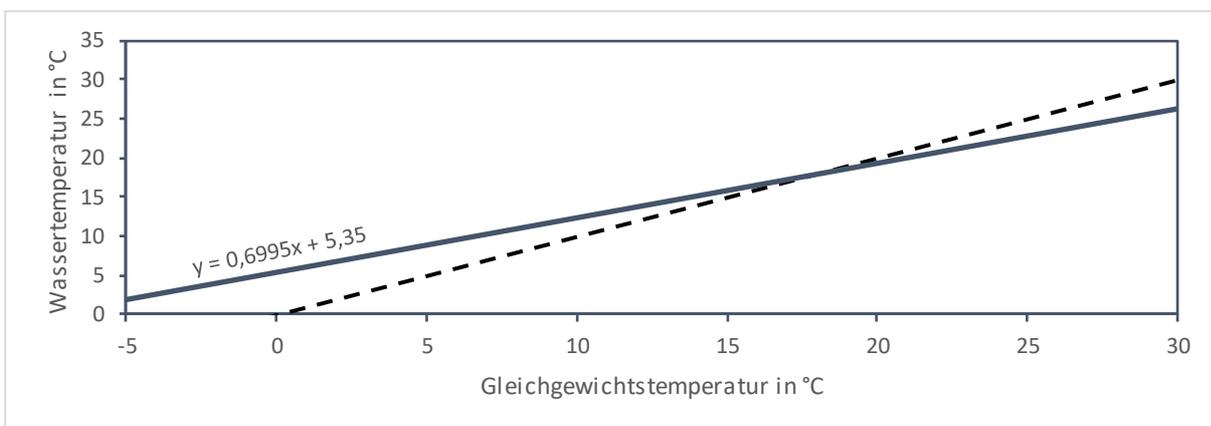


Abbildung 4-29: Lineare Beziehung zwischen dem Sieben-Tagemittel der Gleichgewichtstemperatur und der Wassertemperatur nach Bogan et al. (2003, 4).

In inkompressiblen turbulenten Strömungen lässt sich die zeitliche und räumliche Veränderung der Wassertemperatur mittels des Euler'schen Ansatzes durch die Wärmetransportgleichung beschreiben, wobei die Strömung frei von internen Wärmequellen oder -senken ist:

$$\underbrace{\frac{\partial \vartheta}{\partial t}}_{\text{Temperatur-}} + \underbrace{u_i \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial x_i}}_{\text{advektiver}} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i} \cdot \left(D_{L,i} \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial x_i} \right)}_{\text{turbulente}} + \underbrace{\lambda \cdot \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x_i \partial x_i}}_{\text{molekulare}} + \underbrace{\frac{\psi}{c_p \cdot \rho}}_{\text{Dissipation}} \quad [4-59]$$

wobei:

- u_i Strömungsgeschwindigkeit in m/s,
- x_i räumliche Koordinate in m,
- $D_{L,i}$ räumlicher Diffusionskoeffizient für die turbulente Mischung in m²/s,
- λ molekularer Diffusionskoeffizient für die thermische Leitfähigkeit in W/(m·K),
- ψ zeitlich gemittelte viskose Dissipationsrate in W.

Die Advektion beschreibt hierin den Wärmetransport durch die Bewegung des Wassers selbst, indem wärmeres Wasser in kühlere Bereiche transportiert wird und umgekehrt. Der advektive Wärmetransport überwiegt insbesondere in Fließgewässern mit hohen Strömungsgeschwindigkeiten oder mit ausgeprägten Strömungsrichtungen, wobei er der Schwerkraft und der Gefälle-richtung folgt. (Czernuszenko 1990, 121)

Die Diffusion berücksichtigt die molekulare Wärmeübertragung infolge von Temperaturgradienten, wobei Wärme von Bereichen höherer zu niedrigerer Temperatur übergeht. Dieser Mechanismus ist besonders in Bereichen mit niedriger Strömungsgeschwindigkeit oder in lamina- ren Strömungen von Bedeutung, in denen der advektive Wärmetransport untergeordnet ist.

Die turbulente Dispersion bezieht sich auf die Verteilung oder Ausbreitung von Wärme auf- grund der makroskopischen Bewegung des Wassers, einschließlich turbulenter Verwirbelungen und Strömungsvariationen. Dieser Mechanismus ist in turbulenten Strömungen effektiver als die molekulare Diffusion und ermöglicht den Wärmetransport innerhalb des Wasserkörpers über größere Entfernungen.

Die viskose Dissipation beschreibt in turbulenten Strömungen die Umwandlung von mechani- scher Energie in Wärme durch innere Reibung, insbesondere in Bereichen mit hohen Geschwin- digkeitsgradienten, was zu einer lokalen Erhöhung der Temperatur führt.

Ist der Wärmeaustausch mit der Atmosphäre über die Wasseroberfläche der treibende Wär- mestrom für die Temperaturänderungen im Wasserkörper, können die molekulare Diffusion und die Energiedissipation vernachlässigt werden (Brocard et al. 1976, 230). Für einen voll- ständig durchmischten Wasserkörper, in dem die Wassertemperatur über den Gewässerquer- schnitt gleichmäßig verteilt ist, lässt sich die Wärmetransportgleichung zudem über die Was- sertiefe integrieren und nach Paily et al. (1974, 532) vereinfachen zu:

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial t} = \underbrace{u \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial x}}_{\text{advektiver}} - \underbrace{D_L \cdot \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2}}_{\text{turbulente}} + \underbrace{\frac{a^*(\vartheta)}{c_p \cdot \rho \cdot h}}_{\text{atmosphärischer}} \quad [4-60]$$

wobei:

- u mittlere Strömungsgeschwindigkeit in m/s,
- D_L longitudinaler Dispersionskoeffizient in m²/s,
- x longitudinale Entfernung in m,

- a^* atmosphärischer Wärmeaustauschkoefizient in $W/(m^2 K)$,
 h mittlere Wassertiefe in m,
 t Zeit in s.

Die vereinfachte Wärmetransportgleichung umfasst die Änderungsrate der Wassertemperatur in der mittleren Wassertiefe, den advektiven Wärmetransport mit der mittleren Strömungsgeschwindigkeit, die turbulente Wärmeverteilung in Längsrichtung und den atmosphärischen Austausch über die Wasseroberfläche (Paily et al. 1974, 533). Der Wärmeaustauschkoefizient gibt die Abweichung von der Gleichgewichtstemperatur als Summe der atmosphärischen Nettowärmestromdichten an (Günneberg 1976, 151) und liegt meist im Bereich von 14,2 bis 29,4 $W/m^2 \cdot K$ (Bogan et al. 2003, 4):

$$a^* = \Delta\dot{q}_r + \Delta\dot{q}_s + \Delta\dot{q}_l \quad [4-61]$$

wobei:

- $\Delta\dot{q}_r$ langwellige, infrarote Nettoabstrahlung des Wasserkörpers in W/m^2 ,
 $\Delta\dot{q}_s$ sensibler, fühlbarer Nettowärmestrom in W/m^2 ,
 $\Delta\dot{q}_l$ latenter Nettowärmestrom in W/m^2 .

Für eine gegebene Anfangstemperatur sowie für bekannte Wärmeströme ist die Änderung der Wassertemperatur eine Funktion der Zeit und nach Paily et al. (1976, 257) definiert als:

$$\frac{\partial\vartheta}{\partial t} = -\frac{a^* \cdot (\vartheta - \vartheta^*)}{h \cdot c_p \cdot \rho} \quad [4-62]$$

wobei:

- ϑ^* Gleichgewichtstemperatur in $^{\circ}C$.

Sind der atmosphärische Wärmeaustauschkoefizient, die Gleichgewichtstemperatur und die Wassertiefe annähernd konstant, lässt sich der longitudinale Temperaturverlauf eines Fließgewässers als exponentielle Annäherung der Ausgangstemperatur an die Gleichgewichtstemperatur beschreiben (Imboden et al. 1981, 7):

$$\vartheta = \vartheta^* + \Delta T \cdot e^{-\frac{a^* \cdot t_a}{h \cdot c_p \cdot \rho}} \quad [4-63]$$

wobei:

- ϑ_0 ungestörte Ausgangstemperatur in $^{\circ}C$,
 ΔT lokale Temperaturstörung in K, definiert als $\Delta T = \vartheta_0 - \vartheta^*$,
 t_a Zeit seit Beginn der Temperaturstörung in s.

Durch Wärmeentnahmen und Wärmeeinleitungen entfernen sich die Wassertemperaturen zunehmend von den natürlichen Wassertemperaturen (Abbildung 4-30), wobei sich die Temperaturabweichung analog zum Gleichgewichtskonzept unter den gegebenen meteorologischen Bedingungen der Ausgangstemperatur exponentiell annähert (Imboden et al. 1981, 9). Durch weitere Wärmeströme wie advektive Zuflüsse oder eingebetteten Seen konvergiert die Wassertemperatur nicht gleichmäßig exponentiell gegen die Gleichgewichtstemperatur, sondern muss sich im Längsverlauf stetig an die verschiedenen Störungen anpassen und von diesen regenerieren. (Eckel 1953, 47)

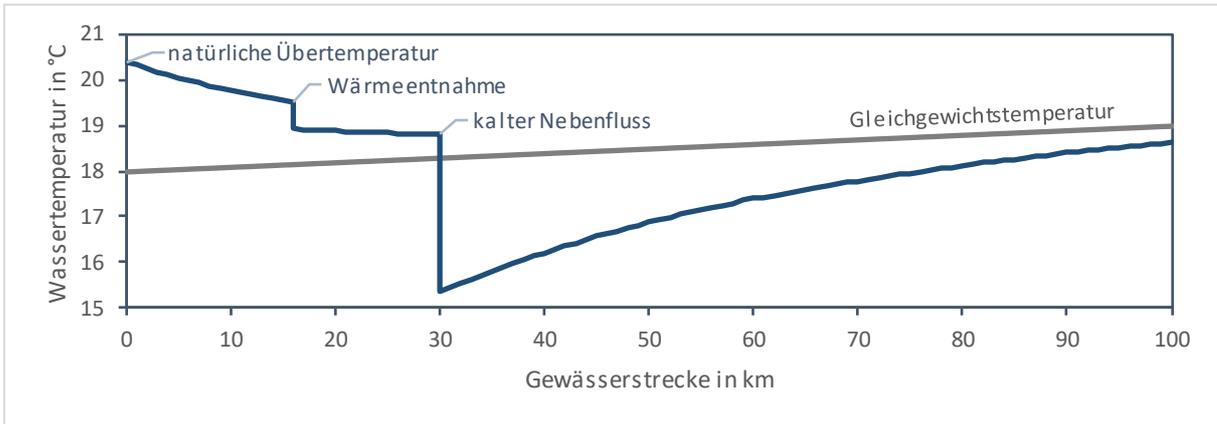


Abbildung 4-30: Exponentielle Temperaturentwicklung nach Temperaturstörungen zur natürlichen Gleichgewichtstemperatur nach Imboden et al. (1981, 8).

Die dafür benötigte Anpassungsdauer ist durch die Relaxationsrate gegeben und liegt meist zwischen 0,5 und 1,8 mm/s (Malcherek 2002, 247). Die Relaxationszeit berechnet sich mit:

$$t_a = h \cdot \frac{c_p \cdot \rho}{a^*} \quad [4-64]$$

wobei:

t_a Relaxationszeit in s.

Die Ausgleichsstrecke definiert die Entfernung, innerhalb derer sich eine Temperaturstörung soweit abgebaut hat, dass der Wasserkörper annähernd seine Ausgangstemperatur wiedererlangt (Imboden et al. 1981, 7):

$$x_a = u \cdot t_a = \left(\frac{Q}{b \cdot h} \right) \cdot t_a \quad [4-65]$$

wobei:

x_a Ausgleichsstrecke in m,

Q Durchfluss in m³/s,

b mittlere Gewässerbreite in m.

Nach einer thermischen Störung lässt sich die Wassertemperatur an einem beliebigen Ort (Abbildung 4-31) im Gewässerverlauf nach Prats et al. (2012, 3) ausdrücken als:

$$\vartheta_x = \vartheta^* + \Delta T \cdot e^{-\left(\frac{x}{x_a}\right)} \quad [4-66]$$

wobei:

ϑ_x Wassertemperatur nach einer zurückgelegten Entfernung x in °C.

Für Fließgewässer mit einem variierenden Strömungsquerschnitt definiert die Ausgleichsfläche die Wasseroberfläche, innerhalb derer eine Temperaturstörung auf 1/e ihres Anfangswertes abnimmt (Kuhn 1972, 113):

$$\vartheta_F = \vartheta^* + \Delta T \cdot e^{-\left(\frac{F}{F_a}\right)} \quad [4-67]$$

wobei:

ϑ_F Wassertemperatur nach einer überstrichenen Fläche in °C,

F_a Ausgleichsfläche in m², gegeben durch $F_a = \frac{Q \cdot c_p \cdot \rho}{a^*}$,

F Wasseroberfläche in m², berechnet als $F = x \cdot b$.

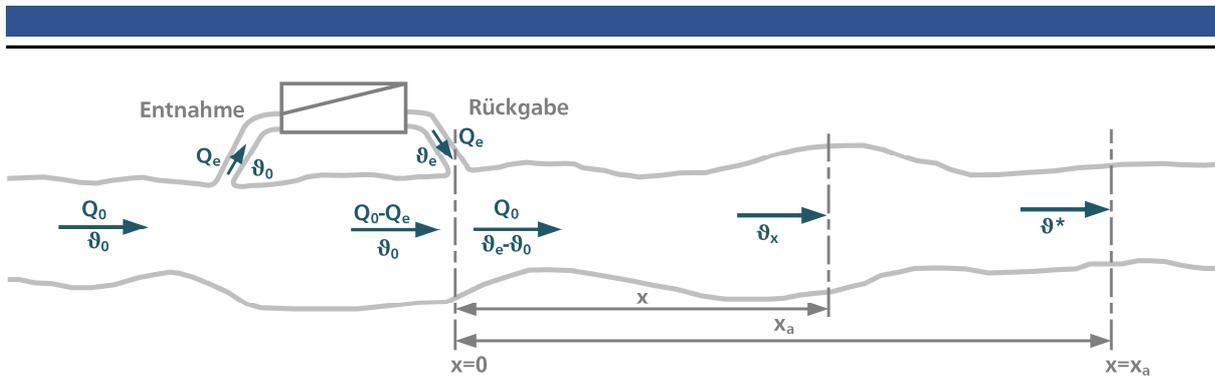


Abbildung 4-31: Schematische Darstellung des eindimensionalen Temperaturmodells nach Paily et al. (1976, 258).

Temperaturstörungen können mit der Richmann'schen Mischungsregel berücksichtigt werden, wobei am Ende des Berechnungsintervalls eine vollständige Durchmischung vorausgesetzt ist:

$$\Delta T = \frac{\dot{m}_e \cdot c_{p,e} \cdot T_e - \dot{m}_0 \cdot c_p \cdot T_0}{\dot{m}_e \cdot c_{p,e} + \dot{m}_0 \cdot c_p} \quad [4-68]$$

wobei:

ΔT Temperaturstörung in K,

\dot{m}_e Massenstrom des advektiven Zuflusses in kg/s,

T_e Temperatur eines Zuflusses bzw. nach einer Wärmeentnahme oder -einleitung in K,

\dot{m}_0 anfänglicher Massenstrom in kg/s,

T_0 Ausgangstemperatur in K.

Bei kleinen Temperaturänderungen können konstante Stoffwerte angenommen werden, so vereinfacht sich die Berechnung der Wassertemperatur nach vollständiger Durchmischung zu:

$$\vartheta_m = \vartheta_0 + \Delta T = \frac{Q_e \cdot (\vartheta_e - \vartheta_0)}{Q_0} \quad [4-69]$$

wobei:

ϑ_m Wassertemperatur nach vollständiger Durchmischung, auch Mischtemperatur, in °C,

Q_0 Zufluss in m³/s,

Q_e Wassermenge der Wärmeeinleitung in m³/s.

Größere Wärmeentnahmen oder Wärmeeinleitungen werden hingegen als Wärmestrom-Gleichwerte behandelt (Flinspach et al. 1972, 130):

$$\Delta T = \frac{\dot{Q}_{th}}{Q_0 \cdot c_p \cdot \rho} \quad [4-70]$$

wobei:

\dot{Q}_{th} Wärmeentnahme oder Wärmeerleitung in kW.

Die Gleichgewichtstemperatur eines Fließgewässers kann von den lokalen Bedingungen wie Beschattung und Windabschirmung beeinflusst werden, die durch eine Modellanpassung berücksichtigt werden können. Dazu wird der Root Mean Square Error (RMSE) zwischen der Gleichgewichtstemperatur für Werte über 0 °C und den gemessenen Wassertemperaturen mittels eines Korrekturkoeffizienten minimiert. Während der Korrekturkoeffizient für die Beschattung bei $0,38 \pm 0,26$ liegt, ist der Korrekturkoeffizient für Windabschirmungen mit $0,08 \pm 0,16$ deutlich niedriger. (Bogan et al. 2004, 6) Durch die Anpassung der Gleichgewichtstemperatur wird der anfängliche RMSE von 3,1 K auf 2,7 K reduziert, was die Genauigkeit der exponentiellen Temperaturmodelle verbessert (Bogan et al. 2003, 7).

4.6. Anthropogene Wärmeeinleitungen

Die natürlichen Temperaturregime der großen europäischen Fließgewässer wie des Rheins, der Weser und des Po sind durch anthropogene Nutzungen nahezu ganzjährig beeinträchtigt, wobei über mindestens sechs Monate die festgelegten Grenzwerte für Temperaturänderungen von 3 K überschritten werden. (Raptis et al. 2016, 7) Obwohl eine Unterscheidung zwischen thermisch unbelasteten und thermisch belasteten Gewässerabschnitten notwendig ist (Paul 1976, 7), befinden sich aktuell lediglich 13 % der deutschen Fließgewässer in einem natürlichen oder naturnahen Zustand und gelten somit als thermisch unbelastet (Völker et al. 2022, 56). Die thermischen Verschmutzungen durch anthropogene Nutzungen können sowohl lokal als auch großräumig in den Wärmehaushalt eingreifen und signifikante Veränderungen der natürlichen Temperaturregime bewirken (Tabelle 4-18). Dies zeigt sich in Veränderungen der jährlichen Temperaturamplitude und der Temperaturentwicklung entlang des Gewässerlängsverlaufs.

Tabelle 4-18: Anthropogenen Quellen für thermische Verschmutzungen nach Gaudard et al. (2018b, 2). Räumliche Wirkung mit ⊙: punktuell, ≍: diffus; Richtung der Änderung mit ↑: Erwärmung, ↓: Abkühlung; Ausmaß der Temperaturänderung mit ↘: ≤ 3 °C, →: ≤ 6 °C und ↗: ≤ 12 °C.

Quelle der thermischen Verschmutzung	Räumliche Wirkung	Richtung der Änderung	Grad der Veränderung
Thermische Einleitung	⊙ ≍	↑↓	↗
Abwassereinleitung	⊙	↑ (Winter) ↓ (Sommer)	→
Landwirtschaftliche Entwässerung	⊙	↑	↘
Grubenentwässerung	⊙ ≍	↑↓	→
Urbane Entwässerung	⊙ ≍	↑	→
Wasserentnahme für Wasserkraft	≍	↑ (Sommer) ↓ (Winter)	→
Wasserabgabe von Staueisen	⊙	↑ (Winter) ↓ (Sommer)	↗
Bauliche Veränderungen ¹	≍	↑↓	→
Verlust der Ufervegetation	≍	↑	→
Klimaveränderung	≍	↑	↘

Die Jahre 2018 bis 2022 gehören zu den wärmsten Jahren in Deutschland seit dem Beginn der Wetteraufzeichnungen im Jahr 1881. Neun der zehn wärmsten Jahre in Deutschland traten nach der Jahrtausendwende ein, wobei acht dieser Jahre mehr als 2 K über dem langjährigen Durchschnitt lagen. Jede der letzten drei Dekaden war wärmer als alle vorangegangenen Dekaden seit dem Beginn der Aufzeichnungen. Die Mitteilungen des Deutschen Wetterdienstes (2023, 3) und des Deutschen Klimakonsortiums (2023, 16) belegen, dass sich die klimatischen Bedingungen in Deutschland verändern. Deutschland ist im globalen Vergleich überdurchschnittlich stark vom Klimawandel betroffen (Abbildung 4-32). Es wird davon ausgegangen, dass sich die globalen Klimaveränderungen weiter beschleunigen und sich zunehmend auf den Wärmehaushalt der Fließgewässer auswirken werden.

¹ Gewässerkorrektur, Verbauung, Kolmation, Eindolung, (Entfernung der Ufervegetation)

Abgebildet sind die positiven und negativen Abweichungen der Lufttemperatur vom vieljährigen Mittelwert 1961 - 1990 für Deutschland und weltweit

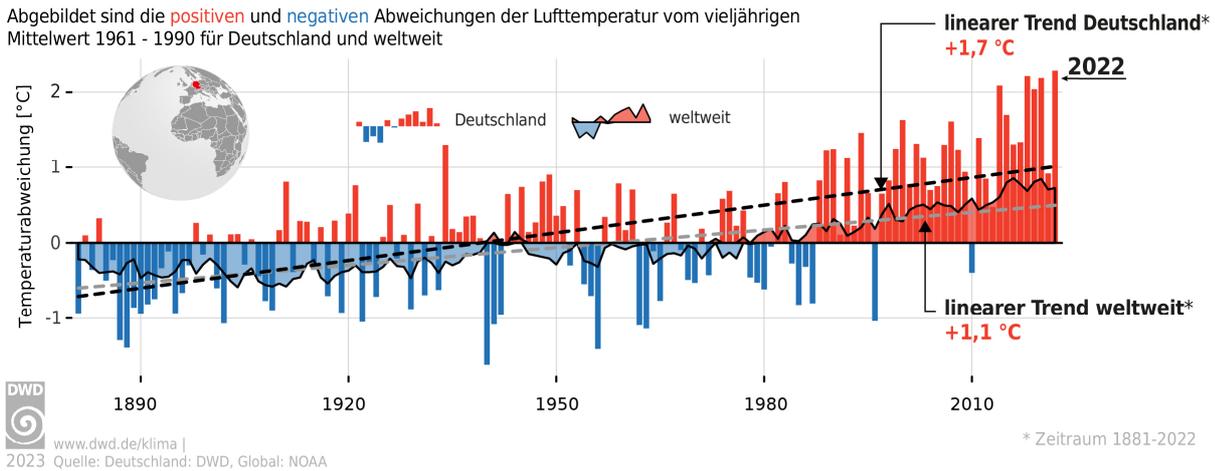


Abbildung 4-32: Nationaler und globaler Erwärmungstrend für den Zeitraum von 1881 bis 2022 (DWD 2023, 5), der langjährige Mittelwert ist für Deutschland 8,2 °C und global 14,0 °C (WMO 2011, 3).

Für Fließgewässer wird aufgrund der anhaltenden Klimaveränderungen neben der bereits eingetretenen Erwärmung eine weitere durchschnittliche Temperaturzunahme von etwa 3,2 K prognostiziert (Hester et al. 2011, 575). In den letzten 24 bis 100 Jahren wurde bei 20 nord-amerikanischen Fließgewässern eine Zunahme der mittleren Wassertemperaturen von 0,09 bis 0,77 K pro Dekade beobachtet (Kaushal et al. 2010, 463). Während für die Donau Werte von 0,13 K pro Dekade ermittelt wurden (Kromp-Kolb et al. 2003, 71), konnte für die obere Rhone eine mittlere Temperaturzunahme von 0,60 K pro Dekade festgestellt werden (Daufresne et al. 2004, 129). Die zunehmend wärmeren Wasseroberflächen führen zu einer vermehrten langwelligen Wärmeabstrahlung und einer erhöhten Verdunstungsmenge, was die Auswirkungen der Klimaveränderungen durch einen erhöhten Wärmeaustausch an der Wasseroberfläche teils ausgleichen kann (Fink et al. 2014a, 2084). Darüber hinaus haben sich die Klimaveränderungen nachhaltig auf die Eisbildung in 184 untersuchten Fließgewässern und Seen der nördlichen Hemisphäre ausgewirkt. Im Zeitraum von 1846 bis 1995 verzögerte sich die Eisbildung um $0,58 \pm 0,19$ Tage pro Dekade und die Eisdecken brachen um $0,65 \pm 0,14$ Tage pro Dekade früher auf (Magnuson et al. 2000, 1743).

Die Untersuchungen zu den Auswirkungen von Klimaveränderungen auf Fließgewässer werden durch bestehende anthropogene Einflüsse auf den Wärmehaushalt überlagert, wodurch diese Effekte schwer zu identifizieren sind (Webb et al. 2008, 911). Bei der Betrachtung des unbeflussten, natürlichen Zustands der Fließgewässer sollten die Klimaveränderungen nicht einbezogen werden, da deren Auswirkungen durch zukünftige Gewässerschutzmaßnahmen nicht umkehrbar sind. Somit gehören diese Auswirkungen zum angestrebten Zielzustand. (Lundsgaard-Hansen et al. 2017, 9)

Die Exponierung zuvor beschatteter Gewässerabschnitte durch den Verlust von Ufervegetation führt zu einem Anstieg der Wassertemperatur, insbesondere der sommerlichen Tageshöchsttemperatur (Kapitel 4.4). Dies kann langfristig eine stärkere Erwärmung bewirken als die Klimaveränderungen selbst (Abbildung 4-33), weshalb ein zukünftiger Ausbau der Ufervegetation zur Stabilisierung der Temperaturregime beitragen kann. (Hester et al. 2011, 577) Zudem führen die größeren Wasseroberflächen durch Gewässeraufstau und –rückhalt mit einer zunehmenden solaren Einstrahlung zu höheren Wassertemperaturen, was sich insbesondere bei niedrigen Abflüssen in den Sommermonaten auswirkt (Friedrich 1979, 195).

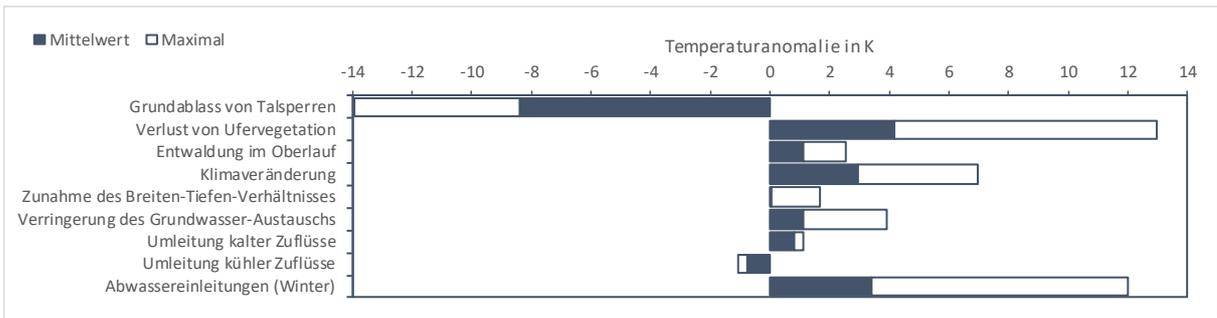


Abbildung 4-33: Auswirkungen anthropogener Einflüsse auf die Wassertemperatur eines Fließgewässers im Sommer nach Hester et al. (2011, 577).

Abwasser aus Kläranlagen, Prozesswasser von produzierenden Unternehmen, Sumpfungswässer aus dem Bergbau und Kühlwasser von Kraftwerken können das natürliche Temperaturregime von Fließgewässern lokal stören und die mittlere Wassertemperatur um etwa 2 K erhöhen (Schönborn et al. 2013, 84). Unterhalb einer punktuellen Einleitungsstelle verteilt sich die Wassertemperatur über den Gewässerquerschnitt ungleichmäßig und kann sich als Temperaturfahne über mehrere Kilometer erstrecken (Abbildung 4-34), bevor eine vollständige Durchmischung mit dem umgebenden Wasserkörper stattfindet (Kapitel 3.2.2). Temperaturfahnen sind definiert als Fließstrecken, deren Wassertemperaturen vom umgebenden Wasserkörper um mindestens 1 K abweichen (LAWA 2013, 54), wobei die Wassertemperatur in der Temperaturfahne von der eingeleiteten Wassermenge und der Einleitungstemperatur vorgegeben wird (Boyd et al. 2003, 21).

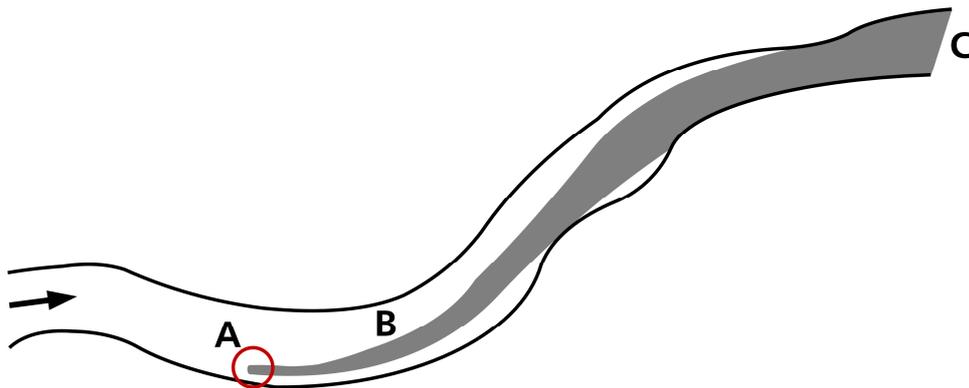


Abbildung 4-34: Schematische Darstellung der drei Phasen der Durchmischung einer Wärmeeinleitung (rot) in einem Fließgewässer: (A) Anfangsimpuls und Auftrieb bestimmen die Durchmischung im Nahbereich, (B) die turbulente Strömung bestimmt die weitere Durchmischung, (C) vollständige Durchmischung nach Fischer et al. (1979, 105).

Stromabwärts nähert sich die Wassertemperatur durch den atmosphärischen Wärmeaustausch und durch seitliche Zuflüsse wieder exponentiell dem natürlichen Gleichgewichtszustand an (Kapitel 4.5). In kleinen und schmalen Fließgewässern stellt sich bereits kurz unterhalb der Einleitungsstelle eine vollständige Durchmischung ein, während in breiteren Fließgewässern wie in Abbildung 4-35 eine verzögerte Durchmischung über mehrere Kilometer erfolgen kann.



Abbildung 4-35: Zusammenfluss der Donau (klares, warmes Wasser) und Inn (trübes, kaltes Wasser), trotz der erkennbaren Verwirbelungen hat noch keine vollständige Durchmischung stattgefunden. Quelle: Bing Maps (2011).

Wärmeeinleitungen bleiben mengenmäßig über das Jahr hinweg nahezu konstant, während in ungestörten Fließgewässern tägliche und jährliche Temperaturschwankungen auftreten. Im Einflussbereich der thermischen Verschmutzung nehmen die natürlichen Temperaturschwankungen deutlich ab und der saisonale Temperaturverlauf kann sich im Winter zudem umkehren (Stefan et al. 1976, 1625). Die deutlichsten Auswirkungen sind im Tagesverlauf überwiegend nachts und im Jahresverlauf im Winterhalbjahr zu beobachten, insbesondere zu den Zeitpunkten mit den größten Abweichungen zwischen der Einleitungstemperatur und der ungestörten Wassertemperatur (Boyd et al. 2003, 21).

Um die Auswirkungen der thermischen Verschmutzungen auf Fließgewässer zu begrenzen, müssen die in Kapitel 3.3 behandelten Grenzwerte eingehalten werden. Da sich die Temperaturstörungen addieren können, sind die Auswirkungen der Wärmeeinleitungen auf das Temperaturregime gesamtheitlich zu betrachten, insbesondere bei der Festlegung der zulässigen Temperaturänderungen (Lundsgaard-Hansen et al. 2017, 11).

4.7. Auswirkungen von Temperaturverschmutzungen

Die Wassertemperatur ist neben der turbulenten Strömung ein lebensraumbestimmender und zugleich lebensraumbegrenzender Faktor in Fließgewässern. Als abiotischer Standortfaktor beeinflusst die Wassertemperatur nahezu alle hydrochemischen und photosynthetischen Prozesse, die Lebensbedingungen in Fließgewässern sowie das Verhalten der aquatischen Lebewesen (Pott et al. 2000, 36). Folglich ist eine thermische Nutzung nur in dem Ausmaß zulässig, wie die ökologische Funktionsfähigkeit und das Temperaturregime unterhalb einer Einleitungs- und Entnahmestelle nicht nachteilig verändert werden (Abbildung 4-36). Während die ökologischen Auswirkungen anthropogener Gewässererwärmung in der Literatur ausführlich behandelt werden (Wunderlich 1979, 188), gibt es nur wenige Studien zu den Veränderungen der Strömungs- und Temperaturverhältnisse durch eine Wärmeentnahme, welche meist die Auswirkungen der Zugabe von kaltem Tiefenwasser aus Speicherbecken umfassen (Glatzel et al. 1979, 315). Die Höchsttemperaturen sind ein wesentliches Kriterium für die Gewässergüte, da hohe Wassertemperaturen den Stress und die Stoffwechselraten für Kaltwasserarten erhöhen, die Lebensfähigkeit von Krankheitsüberträgern steigern und als thermische Barrieren für wandernde Fische wirken können. Weniger bekannt sind die Einflüsse der Mindesttemperatur oder wie aquatische Organismen auf tageszeitliche Temperaturschwankungen reagieren. (Johnson 2004, 919)

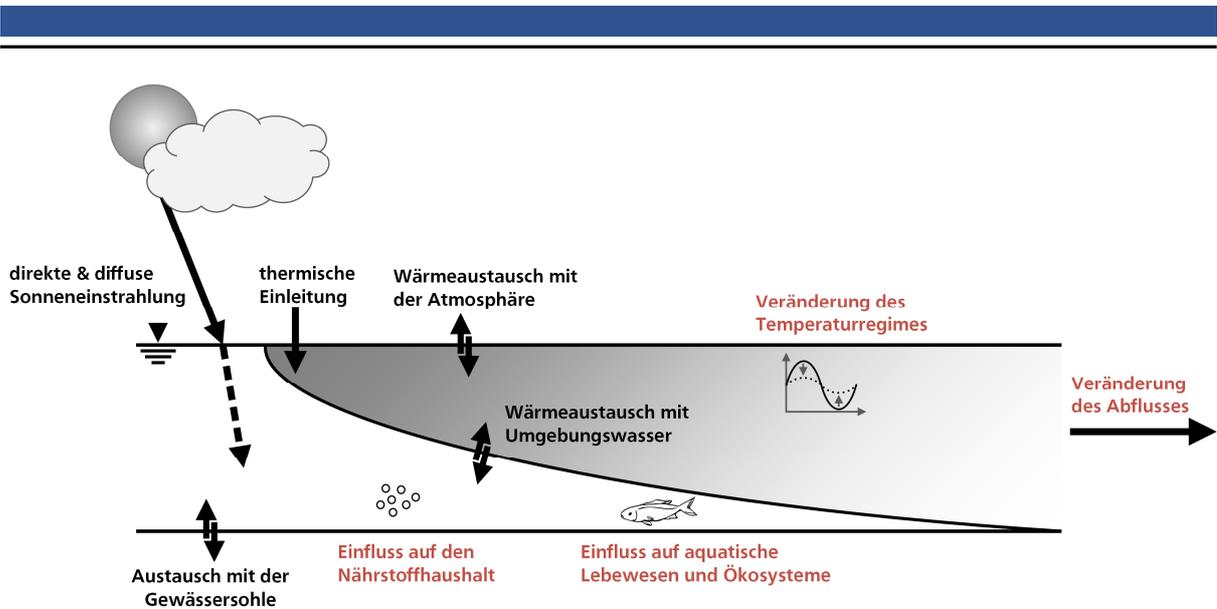


Abbildung 4-36: Schematische Darstellung der wichtigsten Wärmeströme (Pfeile) und mögliche Auswirkungen thermischer Einleitungen in ein Fließgewässer (rot) nach Gaudard et al. (2017a, 41).

Viele Stoffeigenschaften von Wasser sind temperaturabhängig (Kapitel 4.3) und wirken sich auf die verschiedenen Prozesse im Wärmehaushalt aus. Dies betrifft auch die Löslichkeit von Gasen wie Sauerstoff im Wasser, die nach dem Henry-Gesetz mit steigender Wassertemperatur abnimmt. So verringert eine Temperaturerhöhung um 1 K das maximale Sauerstoffangebot im Fließgewässer um etwa 1 % und die Löslichkeit von Sauerstoff im Wasser um etwa 2 %, wie in Abbildung 4-37 dargestellt ist. Die Werte variieren neben der Wassertemperatur auch mit den weiteren Umweltbedingungen wie dem Druck und dem Salzgehalt. Die maximale Sauerstoffkonzentration im Fließgewässer lässt sich mit einer empirischen Gleichung nach Mortimer (1981, 13) in Abhängigkeit von der Wassertemperatur annähern:

$$C_{sat,o} = e^{7,7117 - 1,31403 \cdot \log(\vartheta_0 + 45,93)} \quad [4-71]$$

wobei:

$C_{sat,o}$ Sättigungskonzentration des gelösten Sauerstoffs in mg/l,

ϑ_0 Temperatur an der Wasseroberfläche in °C.

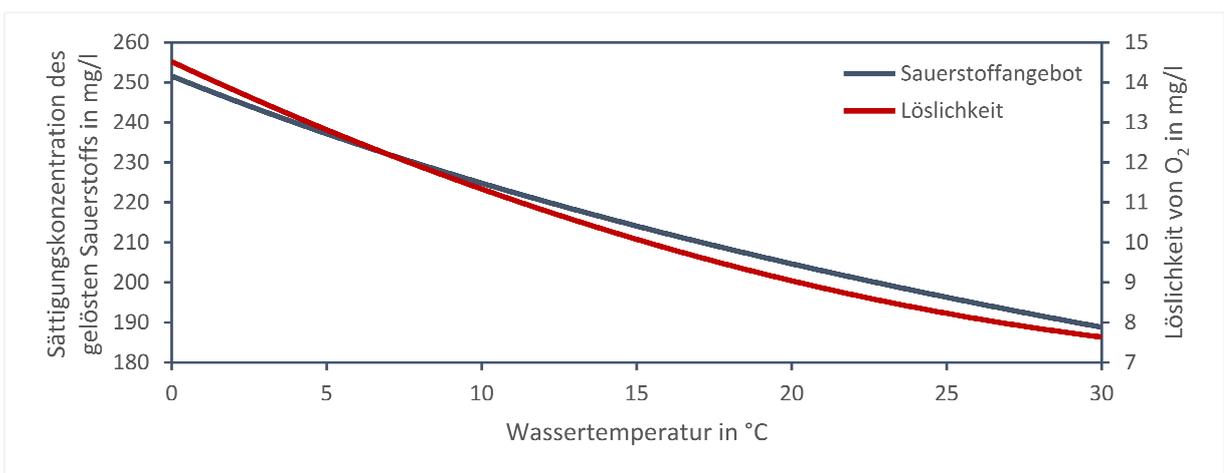


Abbildung 4-37: Maximales Sauerstoffdargebot (grau) in Fließgewässern und Löslichkeit von Sauerstoff nach Rosenthal et al. (1985, 6) (rot) in Abhängigkeit der Wassertemperatur.

Gemäß der van't Hoff'schen Regel verdoppelt sich die Geschwindigkeit vieler biochemischer Reaktionen annähernd mit einer Temperaturerhöhung um 10 K. Mit zunehmender Wassertemperatur kommt es zu einer vermehrten Bakterienentwicklung sowie zu einer Veränderung in deren Zusammensetzung. Die erhöhte bakterielle Aktivität bewirkt einen gesteigerten Sauerstoffbedarf, während gleichzeitig das Sauerstoffangebot sinkt. Infolgedessen kann ein Sauerstoffmangel entstehen, wodurch Bakterien absterben können, was den organischen Schadstoffabbau behindert und das Selbstreinigungsvermögen des Fließgewässers reduziert. (Paul 1976, 7) Zugleich führt eine sinkende Wassertemperatur zu einem verlangsamten mikrobiellen Abbau organischer Stoffe, wodurch organische Belastungen länger im Fließgewässer verbleiben (Wunderlich 1979, 188).

Zunehmende Wassertemperaturen fördern das Auftreten und die Verbreitung von Krankheiten und erhöhen die toxische Wirkung der meisten Schadstoffe. (Baur et al. 1988, 47) Obwohl bei höheren Wassertemperaturen potenziell mehr Krankheitskeime vorkommen, sind für den Ausbruch von Krankheiten weitere Faktoren mitverantwortlich. Dazu gehören eine verkürzte Infektionskette durch Massenansammlungen von Fischen im Bereich von Wärmeeinleitungen bei niedrigen Wassertemperaturen sowie eine erhöhte Infektionsanfälligkeit durch höhere Stoffwechselraten bei hohen Wassertemperaturen. (Langford 1990, 98) Sehr hohe oder sehr niedrige Wassertemperaturen im Bereich von etwa $\leq 3 \pm 1$ °C wirken dagegen hemmend auf die Entwicklung von Krankheiten (Baur et al. 1988, 53).

Die meisten aquatischen Lebewesen sind poikilotherm (= wechselwarm) und passen ihre Körpertemperatur stetig an die Umgebungstemperatur an. Die heimischen Arten haben sich an die natürlichen Wassertemperaturen und deren Schwankungen angepasst (Langford 1990, 104), wobei aquatische wechselwarme Arten näher an ihren physiologischen Temperaturgrenzen leben als terrestrische Arten (Payne et al. 2021, 265).

Die aquatischen Arten siedeln sich entsprechend ihrer Temperaturpräferenzen in günstigen Regionen an und kommen häufig in ähnlichen Temperaturregimen vor (Lundsgaard-Hansen et al. 2017, 3). Magnuson et al. (1979, 334) unterteilt Fische der gemäßigten Zonen in Warmwasserarten mit bevorzugten Wassertemperaturen im Sommer um 27 - 31 °C, in gemäßigte Kaltwasserarten mit einem oberen Temperaturbereich von 21 - 25 °C und kaltstenotherme Kaltwasserarten, die ausschließlich bei kalten Wassertemperaturen von 11 - 15 °C vorkommen. Liegen die Wassertemperaturen außerhalb der artspezifischen Temperaturpräferenz, suchen diese Arten aktiv neue Regionen auf und verlassen ihren bisherigen Habitat (Elliott 2000, 947). Eine Verschiebung der Kaltwasserarten in höhere Lagen oder Breitengrade ist jedoch nur möglich, wenn die flussaufwärts gelegenen Gewässerabschnitte zugänglich sind (Kromp-Kolb et al. 2003, 71), wobei viele hyporhithrale und epipotamale Arten nicht an die hohen Strömungsgeschwindigkeiten der Oberläufe angepasst sind (Lundsgaard-Hansen et al. 2017, 6). Durch Klimaveränderungen und thermische Einleitungen leben bereits viele aquatische Arten nahe an der oberen Grenze der artspezifischen Temperaturpräferenzen und sind derart gestresst, was eine weitere Erwärmung der Fließgewässer in den Sommermonaten besonders kritisch macht (Hester et al. 2011, 571). Kaltwasserarten werden daher zunehmend durch wärmeliebende Arten verdrängt (Daufresne et al. 2004, 134), während wärmeliebende Arten bessere Temperaturbedingungen vorfinden, was zu lokalen Änderungen in der Artenzusammensetzung führt (Eaton et al. 1996, 1111). Dagegen sind einfachere Lebewesen wie Bakterien oder Plankton gegenüber Temperaturänderungen häufig toleranter. (Gaudard et al. 2017a, 36)

Fische in gemäßigten Zonen verfügen über einen relativ engen artspezifischen Temperaturbereich und reagieren sensibel auf Veränderungen der Wassertemperaturen. Sie sind in der Lage, Temperaturänderungen von weniger als 0,05 bis 0,1 K wahrzunehmen und regulieren ihre Körpertemperatur vorwiegend durch Wärmeleitung über die äußere Körperoberfläche sowie zu einem geringeren Teil über die Kiemen. (Murray 1971, 122) Die Geschwindigkeit des thermischen Ausgleichs hängt von der Körpergröße und dem Gewicht ab und kann für die Anpassung an eine Temperaturänderung von 1 K bis zu 24 Stunden beanspruchen (Koch et al. 2010, 37). Nach der Anpassung liegt die Körpertemperatur der Fische etwa 0,1 bis 1 K oberhalb der umgebenden Wassertemperatur (Beitinger et al. 2000, 238)). Dabei dient insbesondere die Körpergröße der Fische als wichtiger Puffer gegen plötzliche Änderungen der Wassertemperatur (Elliott 1994, 70).

Durch die eingeschränkte Temperaturkompensation (Rombough 1988, 114) und fehlende bis niedrige Mobilität gelten die Embryonalentwicklung und das Larvenstadium gegenüber der Umgebungstemperatur als die empfindlichsten Lebensstadien (Hoffmann et al. 2014, 11). Eine künstliche Temperaturveränderung kann die Entwicklungsstadien in Abbildung 4-38 verlangsamten oder beschleunigen und sie gegenüber anderen saisonalen Zyklen wie dem Nahrungsangebot oder der Verfügbarkeit von Fortpflanzungspartnern verschieben (Preece et al. 2002, 412). Für Fische sind in Fließgewässern drei Wassertemperaturen von Bedeutung (Klee 1991, 12), von denen die letalen Temperaturen den Organismus strukturell schädigen und zum Tod führen. Die subletalen Temperaturen regulieren und limitieren die physiologischen Prozesse wie die Stoffwechselrate und den Stofftransport. Die Wassertemperaturen außerhalb des subletalen Bereichs bestimmen hingegen die Habitate. (Fry 1971, 16)

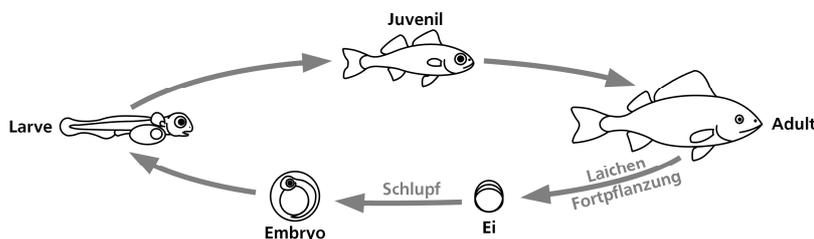


Abbildung 4-38: Schematische Darstellung der Entwicklungsstadien von Fischen.

Die Temperaturtoleranz wird für verschiedene Akklimatisierungstemperaturen in einem Temperaturtoleranzpolygon wie in Abbildung 4-39 dargestellt und ist ein Index dafür, wie wärmeempfindlich (= kleine Fläche) oder wärmeunempfindlich (= große Fläche) eine Art oder ein Lebensstadium ist (Elliott 1994, 70). Die Vorzugstemperatur oder das Wachstumsoptimum beschreibt den Temperaturbereich, in dem artspezifische Fische sich bevorzugt aufhalten und die größte Populationsdichte aufweisen (Payne et al. 2021, 265). Da die Vorzugstemperatur durch die saisonalen und räumlichen Temperaturschwankungen nicht immer verfügbar ist, suchen Fische nach Temperaturnischen, die ihren präferierten Bedingungen möglichst nahekommen, ohne die weiteren Lebensraumanforderungen wie Deckungsmöglichkeiten oder den Platzbedarf zu verletzen. Folglich repräsentieren beobachtete Fischvorkommen oftmals lokale thermische Refugien, die sich unter verschiedenen Umweltbedingungen unterscheiden können. (Coutant 1999, 50) Kühlere Refugien mit einem Temperaturunterschied ≥ 3 K gegenüber dem umgebenden Wasserkörper bieten thermisch gestressten Kaltwasserfischen Zufluchtsräume und können durch einmündende kühlere Nebenflüsse, laterale Grundwasserzuströme oder ruhige Wasserzonen entstehen (Ebersole et al. 2003, 360). Im Winter schaffen hingegen wärmere, frostfreie Refugien an der Gewässersohle bei ausreichender Wassertiefe Überwinterungsmöglichkeiten (Pott et al. 2000, 50).

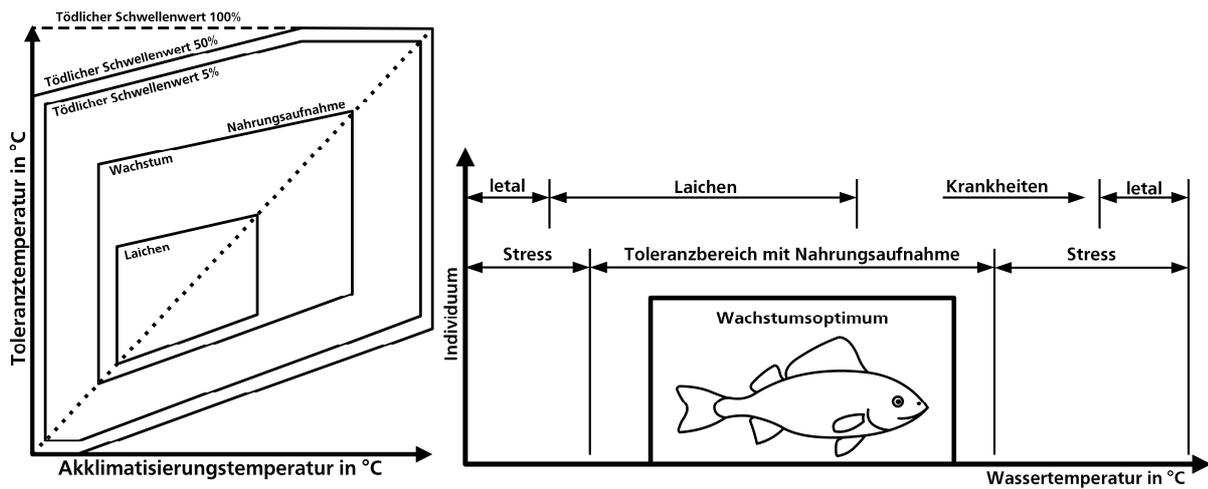


Abbildung 4-39: Temperaturpolygon (links) und Temperaturachse (rechts) mit den unteren und oberen thermischen Schwellenwerten sowie den restriktiveren Temperaturbereichen für Aktivität, Wachstum und Laichen nach Coutant (1999, 41) und Elliott (1994, 72).

Bei niedrigen Wassertemperaturen nahe der unteren Letaltemperatur modulieren Fische ihre physiologische Aktivität, wodurch sie langsamer auf Reize reagieren und die Nahrungsaufnahme entweder einschränken oder vollständig einstellen (Beitinger et al. 2000, 239). Obwohl ein biologischer Temperaturpuffer verhindert, dass die Körperflüssigkeiten der Fische in kalten Umgebungen gefrieren (DeVries 1971, 158), können Fische abrupte Temperaturänderungen nahe der oberen Letaltemperaturen besser tolerieren (Fry 1971, 28). Diese verzögerte Anpassungsfähigkeit an tiefere Temperaturen kann zu erhöhtem Stress und letztlich zum Kältetod führen (Brett 1956, 80). So bewirkte ein plötzlicher Ausfall von erwärmtem Kühlwasser eine erhöhte Fischmortalität (Langford 1990, 283). Rasche Temperaturabnahmen von 0,24 K/min, wie sie durch kalte Wasserzufuhr aus hypolimnischen Grundablässen von Staubecken verursacht werden, können zudem eine verhaltensbedingte Drift von benthischen Wirbellosen auslösen, selbst wenn die Wassertemperaturen innerhalb des artspezifischen Toleranzbereichs liegen (Carolli et al. 2012, 681).

Zusammenfassend können nicht nur zu hohe Wassertemperaturen, sondern auch zu niedrige Wassertemperaturen die Artenzusammensetzung und die Populationsdichte nachteilig verändern (Kubečka et al. 1995, 94), wobei geringe Temperaturveränderungen von $\pm 0,5$ K scheinbar keine signifikanten Auswirkungen haben (Langford 1990, 58). Feldstudien belegen hingegen für Temperaturänderung von 2 bis 3 K bereits deutliche ökologische Auswirkungen (Gaudard et al. 2017b, 43), die mit zunehmender Abweichung zu den natürlichen Temperaturschwankungen schwerwiegender werden. So können Wärmeeinleitungen zu einer Potamalisierung und kalte Wassereinleitungen zu einer Rhithralisierung der Artenzusammensetzung führen. (Gaudard et al. 2018b, 7) Moderate Abkühlungen durch Wärmeentnahmen könnten die weiter zunehmenden Wassertemperaturen durch die Klimaveränderungen teils ausgleichen und Kaltwasserarten unterstützen (Fink et al. 2014b, 7301). Dennoch sollten Wassertemperaturen außerhalb der artspezifischen Vorzugstemperatur vermieden werden (Baur et al. 1988, 47), weshalb sich die Grenzwerte für zulässige Temperaturänderungen an den natürlichen saisonalen Temperaturschwankungen in den Temperaturregimen orientieren sollten (Coutant 1999, 72).

5. Wärmeströmungstechnischer Prüfstand

5.1. Bekannte Versuchseinrichtungen

Der Einsatz von Wärmeübertragern in Oberflächengewässern stellt einen vielversprechenden Forschungsbereich dar, der neben numerischen Methoden sowohl durch Labor- als auch durch Feldstudien erschlossen werden kann. Diese Studien erfordern häufig den Aufbau von experimentellen Versuchsanlagen, um die Leistungsfähigkeit und Effizienz dieser Systeme unter möglichst realen Bedingungen zu untersuchen.

Während sich frühere Untersuchungen meist auf die Verwendung von Kühlwasser für industrielle Prozesse konzentrierten, behandeln jüngere Forschungsarbeiten zunehmend die Nutzung von Oberflächengewässern für eine nachhaltige Wärmeversorgung und Gebäudeklimatisierung. Insbesondere in Nordamerika wurden Konzepte wie Rohrspiralen und -wendeln, die ursprünglich aus der geothermischen Nutzung bekannt sind, für den Einsatz in stehenden Gewässern adaptiert. Im Gegensatz dazu richten sich asiatische Studien vermehrt auf die spezifischen Bedingungen maritimer Umgebungen. Experimentelle Untersuchungen, die hingegen erzwungene Konvektionsströmungen einbeziehen, finden sich vorwiegend im deutschsprachigen Raum.

Die Entwicklung und Anwendung von Versuchsanlagen zur Untersuchung von Wärmeübertragern in Fließgewässern können Lösungsansätze für Herausforderungen im Bereich der thermischen Nutzung dieser Umweltwärme bieten. Nachfolgend werden Versuchsanlagen und die verwendete Messtechnik chronologisch vorgestellt, wobei insbesondere auf die Arbeiten von Hansen (2011) und Mitchell (2014) eingegangen wird sowie auf Versuchsanlagen, die sich von früheren Studien abheben.

Marotz (1977a) untersuchte an der Versuchsanstalt für Wasserbau in Stuttgart Verdampferplatten, die sowohl in Längsanordnung als auch in Mäanderanordnung in einer Laborrinne installiert wurden (Abbildung 5-1). Innerhalb dieser Versuche wurden verschiedene Konfigurationen getestet, indem die Anzahl der Verdampferplatten im Register sowie die Spaltabstände zwischen ihnen variiert wurden. Um Strömungsgeschwindigkeiten zwischen den Verdampferplatten von 0,3 bis 0,4 m/s zu erhalten, war ein Modellmaßstab im Bereich von 2,5 bis 3,7 notwendig (Marotz 1977b, 295). Bei der Untersuchung der Mäanderanordnung wurde die Ausbildung von Rückströmungen festgestellt, die innerhalb der Verdampferregister eine Vereisung begünstigte. Diese Rückströmungen konnten durch konstruktive Anpassungen nicht für alle Durchflussbereiche beseitigt werden. Demgegenüber sorgte die Längsanordnung der Verdampferplatten für eine gleichmäßigere Durchströmung, was den Wärmeaustausch verbesserte und sich als vorteilhaftere Konfiguration erwies.

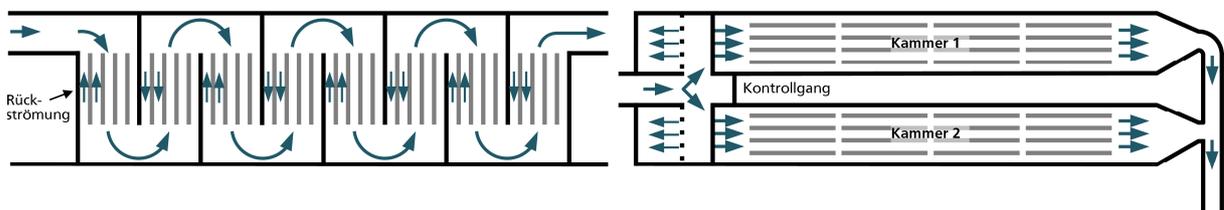


Abbildung 5-1: Schematische Darstellung einer Mäanderanordnung (links) und Längsanordnung der Verdampferplatten mit zwei Kammern im Grundriss nach Marotz (1977a, 381).

Svensson et al. (1983) untersuchten an der Technischen Hochschule Chalmers in Göteborg den Einsatz von PE-Rohren als Wärmeübertrager, die auf der Gewässersohle von Fließgewässern und Seen verlegt werden. In einem temperierten Wassertank mit den Abmessungen 3,0 m x 5,6 m x 1,2 m (B x L x H) wurden die Rohre auf einem ebenfalls temperierten Sandbett mit einer Mächtigkeit von 0,10 m in einer U-Form verlegt (Abbildung 5-2). Das 10,7 m lange PE-Rohr mit einem Außendurchmesser von 40 mm und einer Wandstärke von 3,7 mm wurde von einem Wasser-Ethylenglykol-Gemisch mit einem Volumenstrom von 19,8 bis 22,2 l/min durchströmt. Die Wassertemperaturen blieben an der Sohlenoberfläche und bis 0,10 m darüber konstant, während im Sandbett ein Temperaturanstieg von 0,1 bis 0,2 K durch einen konstanten Wärmestrom von 2 W/m² beobachtet wurde. Bei Wassertemperaturen von 0,5 °C und einer Grädigkeit von 2 K kam es zur Eisbildung an den Rohren mit einem stagnierenden Wärmestrom bei Werten von 20 bis 25 W/m. Wurde das Rohr stattdessen im Sandbett verlegt, trat keine Eisbildung auf und der Wärmestrom nahm linear zu. Da die experimentellen Untersuchungen ohne Strömung durchgeführt wurden, beziehen sich die empirischen Wärmedurchgangskoeffizienten auf Bedingungen der freien Konvektion.

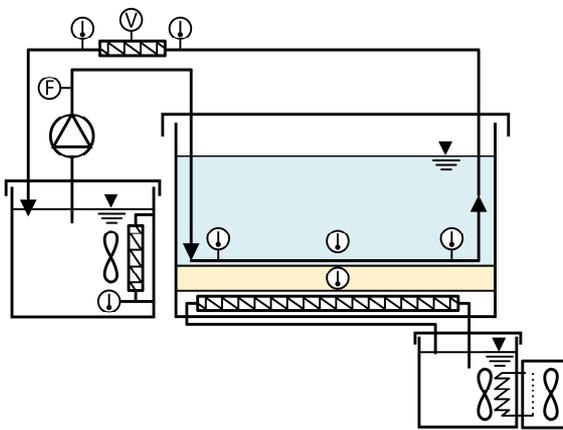


Abbildung 5-2: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus nach Svensson et al. (1983, 681).

Die Studie von Chiasson et al. (2001) untersuchte an der Oklahoma State University in Stillwater den Wärmeeintrag durch kompakte Künettenkollektoren in künstlichen Kanälen mit einem ruhenden Wasserkörper. Diese Kollektoren wurden aus einem 152,40 Meter langen HDPE-Rohr gefertigt und in sich überlappenden Rohrwendeln verlegt. Die Installation der Künettenkollektoren erfolgte sowohl in horizontaler als auch in vertikaler Ausrichtung innerhalb der Kanäle (Abbildung 5-3).

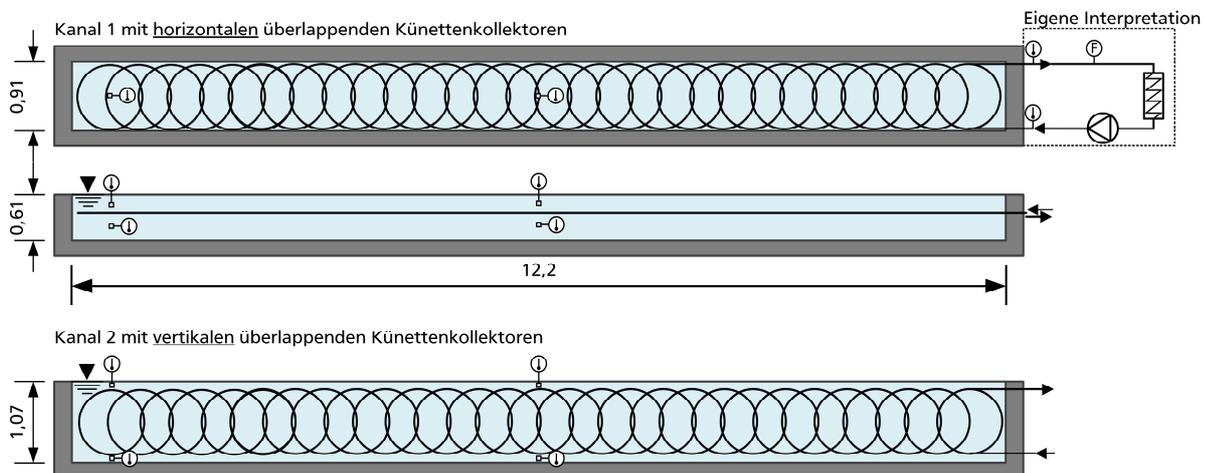


Abbildung 5-3: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus nach Chiasson (1999, 66).

Die Wassertemperaturen wurden an vier verschiedenen Positionen im ruhenden Wasserkörper und im Wärmeträgerkreis am Ein- und Austritt mit Thermoelementen gemessen. Ein Heizelement erwärmte das Wärmeträgermedium auf Bezugstemperaturen von 32,2 °C für Sommerbedingungen und 23,9 °C für Winterbedingungen. Jedes System verfügte über einen Durchflussmesser, ein Wasserheizelement und einen Stromwandler. Die Datenaufzeichnung der Sensoren erfolgte durch ein Datenerfassungssystem in sechsminütigen Intervallen. Ziel dieser Studie war die Validierung einer thermischen Gebäudesimulation mit realen Messdaten, um die Genauigkeit der Simulationen bei der Vorhersage der thermischen Leistung solcher Systeme zu evaluieren.

Büyükalaca et al. (2003) untersuchten an der Çukurova-Universität in Adana den Betrieb eines offenen Systems, wobei ein temperierter Wassertank mit einem Volumen von etwa 1 m³ den Temperaturverlauf des angrenzenden Seyhan-Flusses nachbildete. In einem ersten Schritt wurde das temperierte Wasser im Kondensator der Zusatzheizeinheit weiter erwärmt und die Wärme anschließend mittels eines Heizgebläses an die Umgebungsluft abgegeben (Abbildung 5-4). Anschließend durchströmte das Wasser den Verdampfer der Wärmepumpe, wo es seine Restwärme an den Kältekreislauf einer Wärmepumpe abgab. Das dabei abgekühlte Wasser wurde zurück in den Wassertank geleitet. Zum Vergleich diente die Außenluft als alternative Wärmequelle und -senke, eingebunden durch ein Außengebläse in den Wasserkreislauf. Die Untersuchungen zeigten, dass die hydrothermale Nutzung des Seyhan-Flusses besonders zu Beginn der Heiz- und Kühlperiode eine hohe Effizienz aufwies und durchweg höhere Leistungszahlen als die Nutzung der Außenluft erreichte. (Büyükalaca et al. 2003, 169).

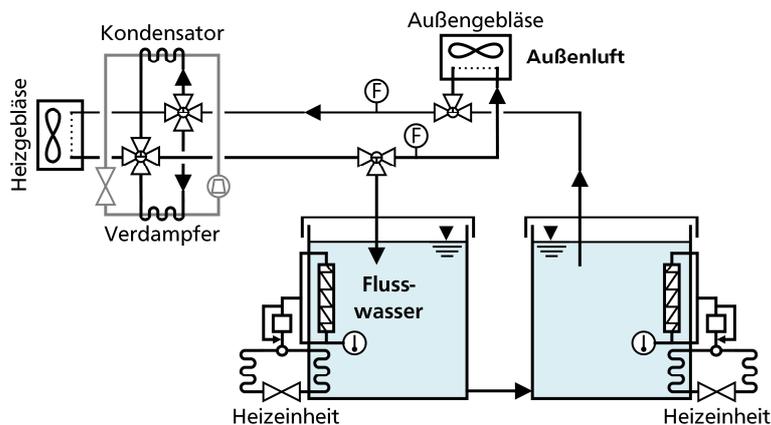


Abbildung 5-4: Schematische Darstellung des Versuchsaufbau nach Büyükalaca et al. (2003, 162).

Widmer (2014) führte in Kooperation mit einem Kraftwerksbetreiber in Österreich eine dreimonatige Feldstudie in einem Kraftwerksauslauf durch, bei der ein Plattenregister unter realen Betriebsbedingungen aus sieben Edelstahlplatten eingesetzt wurde.

Jung et al. (2014) betrachteten den Einfluss der Oberflächenstruktur auf den Wärmedurchgangskoeffizienten. Dazu wurden in zwei Wasserbecken mit den Abmessungen von 0,8 m x 1,2 m x 1,2 m jeweils ein Wärmeübertrager mit glatten und ein weiterer Wärmeübertrager mit geriffelten, mäandrierenden HDPE-Rohren und einem Innendurchmesser von 32 mm installiert (Abbildung 5-5). Ein luftgekühltes Kälteaggregat temperierte die Wasserbecken, während das Wärmeträgermedium in einem separaten externen Wärmebad erwärmt wurde. Die experimentellen Untersuchungen erfolgten sowohl in einem ruhenden Wasserkörper unter natürlicher Konvektion als auch mit einer schwachen, erzwungenen konvektiven Außenströmung bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 0,1 m/s, wobei das Wärmeträgermedium mit einem maximalen Volumenstrom von 60 l/min zirkulierte. Die Studienergebnisse zeigten, dass die

Wärmeübertragung bei den geriffelten Rohren um etwa 22,5 % höher lag als bei den glatten Rohren, was hauptsächlich auf die dünnere Wandstärke der geriffelten Rohre zurückgeführt wurde. (Jung et al. 2014, 1339)

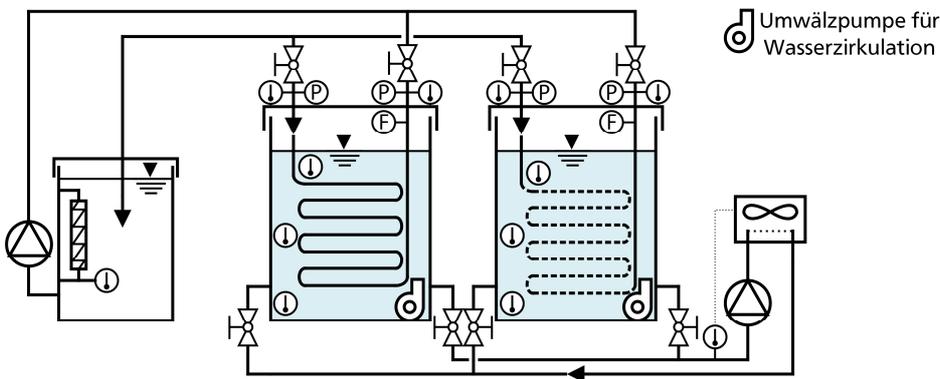


Abbildung 5-5: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus nach Jung et al. (2014, 1331).

Die Feldstudie von Zheng et al. (2016) prüfte die Entzugsleistung eines Spiralwendelwärmeübertragers im Golf von Bohai unter maritimen Bedingungen. Der Wärmeübertrager selbst bestand aus einem 100 m langen HDPE-Rohr, das als eine doppelreihige Spirale aufgewickelt war. Um bei niedrigen Wassertemperaturen ein Zusammenwachsen von Eisschichten zu vermeiden, wurde zwischen den Rohrschlangen ein Abstand von 140 mm eingehalten. Der 1,8 m hohe Wärmeübertrager wurde etwa 5 m von der Küstenlinie entfernt mit einem Trägerrahmen auf den 11 bis 14 m tiefen Meeresboden platziert. Während der Feldstudie variierten die äußeren Wärmeübergangskoeffizienten von 447,8 bis 762,5 W/m² K bei gewässerseitigen Strömungsgeschwindigkeiten von 0,12 bis 0,34 m/s. Thermolemente im Abstand von jeweils 10 m überwachten die Fluidtemperatur innerhalb des Spiralwendelwärmeübertragers, während zusätzliche Thermolemente die Wassertemperaturen im Golf von Bohai und die Umgebungstemperatur erfassten. Darüber hinaus wurden am Ein- und Austritt des Wärmeübertragers die Druckdifferenzen sowie der Volumenstrom im Rücklauf durch einen Ultraschall-Durchflussmesser gemessen. Im Heizmodus erwärmte das Meerwasser das Wärmeträgerfluid beim Durchströmen des Wärmeübertragers, welches anschließend seine Wärme im Verdampfer an das Kältemittel abgab (Abbildung 5-6). Das Kältemittel erwärmte im Kondensator einen Heizkreis, der die Meerwasserwärme zu einem Heizgebläse in einem Bürogebäude transportierte. Ein Wasser-Glykol-Gemisch mit 35 Vol.-%. verhinderte die Eisbildung im Wärmeträgermedium, obwohl sich bei Seewassertemperaturen von -4 bis -1,5 °C auf den äußeren Wärmeübertragungsflächen Eisschichten mit Dicken von 41,5 bis 95 Millimetern bildeten. Die Strömungsgeschwindigkeit des Wärmeträgermediums blieb während der Studie konstant bei 0,2 m/s mit einer gleichbleibenden Eintrittstemperatur von -7,5 °C. (Zheng et al. 2016, 555)

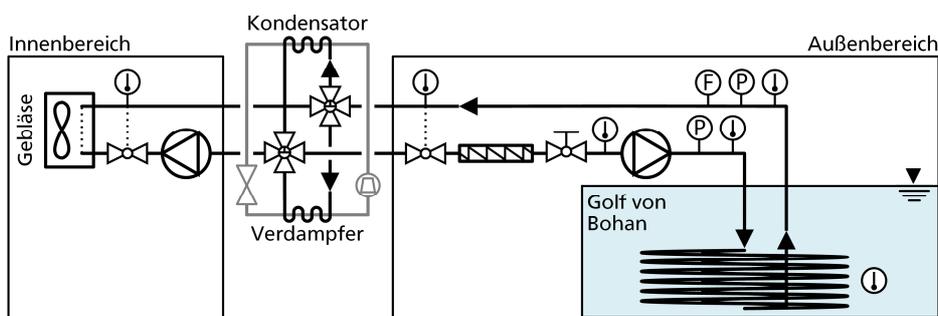


Abbildung 5-6: Schematischer Versuchsaufbau der Feldstudie zur Wärmeentnahme aus einer maritimen Umgebung nach Zheng et al. (2016, 553).

Mitchell et al. (2018) führten an der Oklahoma State University in Stillwater eine Feldstudie mit Spiralwärmeübertragern durch, um die Effizienz und Eisbildung dieser Systeme unter realen Bedingungen in einem Versuchsteich zu untersuchen. Der künstlich angelegte Versuchsteich weist eine mittlere Wassertiefe von 2,3 m auf, wobei dessen Wassertemperaturen in drei verschiedenen Höhen in einem Abstand von 1,2 m vom Wärmeübertrager gemessen wurden. Die Wärmeübertrager selbst waren auf einem schwimmenden, fixierten Trägerrahmen montiert, um eine Verdriftung durch Wind oder Wasserströmungen zu vermeiden (Abbildung 5-7). Vierzehn weitere Thermistoren erfassten in einem Abstand von etwa 9 m und 30 m von dem Trägerrahmen die Temperaturprofile in dem Versuchsteich.

In der Studie wurden 27 verschiedene Konfigurationen mit unterschiedlichen Rohrdurchmessern und Spaltmaßen getestet. Nach dem Einbau eines neuen Wärmeübertragers wurde der Wärmeträgerkreis zunächst über einen Ausgleichsbehälter und Umwälzpumpen entlüftet. Die Studie setzte zwei parallel geschaltete, nicht drehzahlregelbare Wärmepumpen ein – eine Wasser-Wasser-Wärmepumpe mit 10,5 kW und eine Wasser-Luft-Wärmepumpe mit 3,5 kW Leistung –, wodurch die Wärmeübertragungsrate je nach Betriebsleistung variierte. Als Wärmeträgermedium diente ein Wasser-Propylenglykol-Gemisch mit 35 Vol.-%. Ein weiterer Wärmeübertrager wurde als Wärmesenke im Versuchsteich platziert. Kalibrierte Thermistoren erfassten die Ein- und Austrittstemperaturen im Wärmeübertrager, während der Volumenstrom mit einem kalibrierten Turbinenradzähler gemessen wurde. Während der Versuche bestimmten Wägezellen am Trägerrahmen das Gewicht des Spiralwärmeübertragers, um die Eisbildung zu quantifizieren.

Als gegen Ende des Winters keine Eisbildung mehr am Wärmeübertrager im Versuchsteich erzielt werden konnte, wurden die Untersuchungen in eine kontrollierte Umgebung innerhalb eines überdachten und klimatisierten Labors verlagert. Dieser Schritt erlaubte es, die Bedingungen für die Eisbildung zu steuern und die Auswirkungen der Vereisung auf die Leistung der Wärmeübertrager unter verschiedenen Bedingungen fortführend zu untersuchen. Der Wärmeübertrager wurde dazu in einem isolierten Wasserbecken mit einer Wassertiefe von 1,2 m und einem Durchmesser von 4,5 m platziert, wobei die entzogene Wärme über die Wärmepumpen sowohl an den Laborraum als auch an zwei vertikale Erdwärmesonden abgegeben wurde.

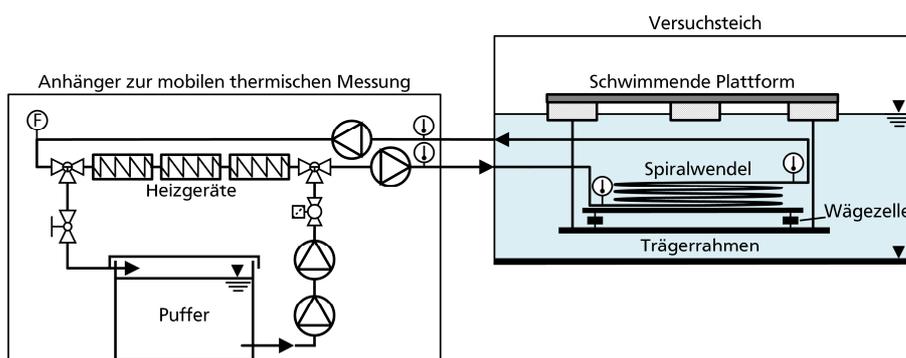


Abbildung 5-7: Schematische Darstellung des mobilen Versuchsaufbaus nach Mitchell et al. (2018, 716).

Mitchell übernahm den grundlegenden Versuchsaufbau von Hansen (2011), welcher die Wärmeabgabeleistung von verschiedenen Typen von Wärmeübertragern in insgesamt 119 Konfigurationen für die Gebäudeklimatisierung untersuchte. Zu den geprüften Wärmeübertragertypen gehörten Spiralwärmeübertrager, lose Rohrbündel, Künettenkollektoren aus HDPE und metallische Wärmeübertragerplatten. Diese Untersuchungen fanden sowohl in dem isolierten Wasserbecken als auch in dem Versuchsteich statt. Mit den gewonnenen Messdaten wurden die äußeren Wärmeübergangswiderstände für natürliche Konvektionsströmungen mithilfe der ϵ -

NTU-Methode bestimmt und empirische Nußelt-Korrelationen für die fünf Wärmeübertrager abgeleitet. Dazu erwärmen drei elektrische Heizgeräte mit je einer Nennleistung von 3,5 kW Wasser als Wärmeträgermedium, das daraufhin die zugeführte Wärmeenergie mit einem Volumenstrom von 15,0 bis 47,4 l/min über die untersuchten Wärmeübertrager an das Seewasser abgibt (Abbildung 5-8). Zudem wurden für drei klimatische Regionen in den USA Entwurfsdiagramme erstellt.

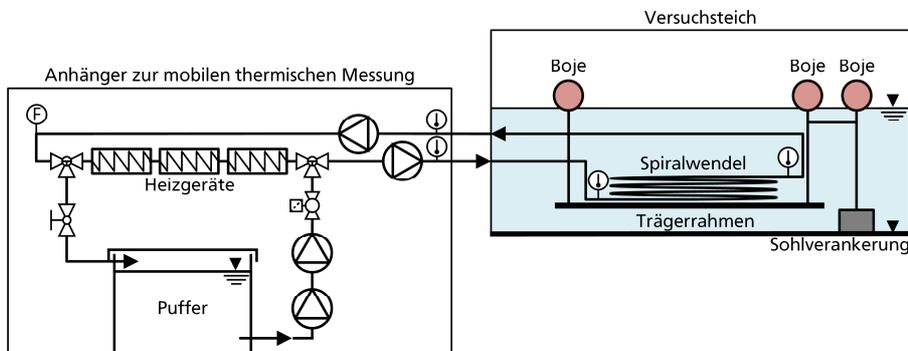


Abbildung 5-8: Schematischer Versuchsaufbau Mitchell et al. (2018, 716) und Hansen (2011, 60).

Brede et al. (2018) führten im Wasserbaulabor der Hochschule Wismar in Zusammenarbeit mit Anlagenbauern Untersuchungen an Einzelplatten und Plattenregistern durch, die für den Einsatz in Wasserkraftanlagen konzipiert waren. Ursprünglich war der Einsatz dieser Kissenplattenwärmeübertrager in Bestandsanlagen im Einlaufbereich hinter den Rechenanlagen sowie an den Trennpfeilern oder als Thermorechen in Neuanlagen geplant. Der Thermorechen sollte die Funktionen herkömmlicher Rechenanlage mit der Wärmeentnahme kombinieren, dabei jedoch einen vergleichbaren Formbeiwert beibehalten. Allerdings waren die konstruktiven Anforderungen für die Installation, Reinigung, Wartung sowie für die Leitungsverlegung nur mit erheblichem Mehraufwand umsetzbar. Ferner konnte eine Verlegung durch Treibgut nicht ausgeschlossen werden, was dazu führte, dass im Verlauf der Untersuchungen auch der Kraftwerksauslauf im Uferbereich als möglicher Einsatzort in Betracht gezogen wurde. Die kleinmaßstäblichen Untersuchungen wurden in einer neigbaren Laborrinne mit einem 10 m langen Untersuchungsbereich durchgeführt, der durch seitliche Glaswände eingefasst ist (Abbildung 5-9). Diese Laborrinne verfügt über einen inneren, nutzbaren Strömungsquerschnitt von 0,309 m in der Breite und 0,45 m in der Höhe und enthält einen eigenständigen Wasserkreislauf, der einen maximalen Durchfluss von etwa 27,8 l/s ermöglicht. (Brede et al. 2018, 114)



Abbildung 5-9: Kleinmaßstäbliche Untersuchungen in der Laborrinne nach Brede (2018, 10).

Zhou et al. (2019) untersuchten an der Polytechnischen Universität Harbin einen mehrreihigen Spiralwendelwärmeübertrager aus HDPE, um empirische Nußelt-Korrelationen für innere und äußere Strömungsbedingungen bei geringer Turbulenz und schwachen Strömungsgeschwindigkeiten zu bestimmen. Dazu wurden verschiedene Parameter wie die vertikalen und horizontalen Abstände zwischen den Rohrschlangen, die Rohrlängen, die Fluidtemperaturen und die Volumenströme angepasst. Der experimentelle Aufbau beinhaltete eine Luftwärmepumpe, die das Wasser in einem Versorgungsbehälter temperierte, und eine Umwälzpumpe, die das temperierte Wasser zum Wärmeübertrager leitete. Die Einstellung des Volumenstroms erfolgte über ein Kugelventil. Die Temperierung des Wassers im Wasserbecken wurde entweder durch die Zugabe von kaltem Frischwasser oder eine Erwärmung mittels eines elektrischen Heizstabs erreicht, während eine weitere Umwälzpumpe das Wasser im Becken zirkulierte. Der Durchfluss und somit die Strömungsgeschwindigkeit im Wasserbecken wurde über ein weiteres Kugelventil reguliert. Zur Verbesserung der Strömungsverhältnisse waren am Anfang und Ende des 1,5 m x 1,5 m x 1,0 m großen Wasserbeckens Strömungsgleichrichter installiert, die sich an Systemen der Raumluftversorgung orientierten (Abbildung 5-10). Die Untersuchung ergab, dass die gängigen Nußelt-Korrelationen für einreihige Spiralwärmeübertrager die inneren Nußelt-Zahlen nicht zuverlässig vorhersagen konnten. Dennoch zeigte die Analyse der lokalen Nußelt-Zahlen, dass der mittlere Wendeldurchmesser für die empirische Bestimmung hinreichend genau ist (Zhou et al. 2019, 10). Bei der Betrachtung der äußeren Nußelt-Zahlen stellte sich heraus, dass selbst geringe Geschwindigkeiten einen bedeutenden Einfluss auf den konvektiven Wärmeübergang haben. (Zhou et al. 2018, 1048)

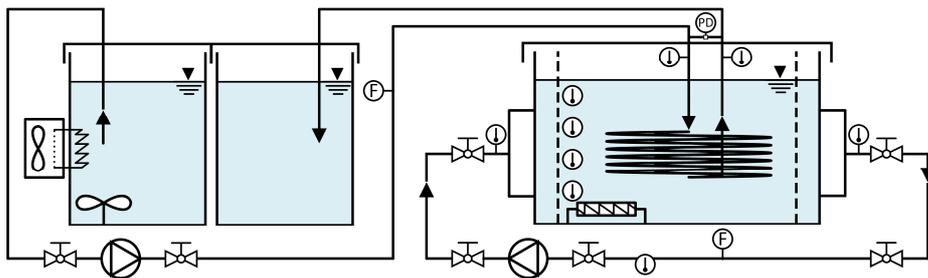


Abbildung 5-10: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus nach Zhou et al. (2018, 1036).

Die Studie von Wu et al. (2020) beschäftigte sich mit dem Einfluss von oszillierenden Meeresströmungen auf die Wärmeentnahme und entwickelte eine äußere Nußelt-Korrelation für welleninduzierte, erzwungene Strömungen unter Berücksichtigung der Wellenhöhe und der Wellenperiode. Im Fokus der experimentellen Untersuchung standen querangeströmte, versetzt angeordnete Rohrbündel, bestehend aus 40 Rohren mit einer Länge von 0,96 m, einem Außendurchmesser von 16 mm und einer Wandstärke von 0,2 mm. Besonders hervorzuheben ist die sehr hohe Wärmeleitfähigkeit von 107 W/(m·K) der verwendeten metallischen Legierung. Die experimentellen Untersuchungen wurden in einem Wellenbecken an der Tianjin-Universität durchgeführt, das 135 m lang, 7 m breit und 3 m tief ist (Abbildung 5-24). Innerhalb des Beckens variierten die Wellenhöhen zwischen 0 und 0,4 m, während die Wellenperioden einen Bereich von 0,5 bis 5 s abdeckten. Als Wärmeträgermedium diente Wasser, das in einem thermostatregulierten Wasserbehälter temperiert wurde (Abbildung 5-11). Die Einstellung des Volumenstroms erfolgte über einen Kugelhahn und am höchsten Punkt des Vorlaufs war ein Entlüftungssystem installiert. Die Strömungsgeschwindigkeiten innerhalb des Wellenbeckens wurden mit einem ADV (Kapitel 5.6.4) erfasst. Die Ergebnisse von Wu et al. (2020b) demonstrierten, dass mit zunehmender Wellenhöhe auch der äußere Wärmeübergang anstieg. Dies legt nahe, dass welleninduzierte Strömungen in maritimen Umgebungen die Effizienz der Wärmeübertragung signifikant steigern können.

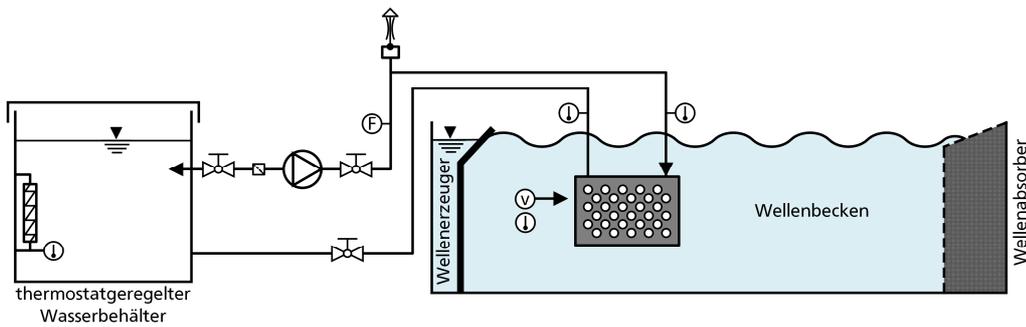


Abbildung 5-11: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus nach Wu et al. (2020, 4).

Koppmann (2021) führte an der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen die Leistungsfähigkeit von thermischen Stahlspundwänden eine Studie zur Leistungsfähigkeit von thermischen Stahlspundwänden durch, um einen Bemessungsansatz zu validieren. Dazu wurden in einem isolierten Stahlbecken eine Spundwand aus vier 2,50 m langen Hutprofilen des Typs HP 140-S4 installiert, die das Becken in zwei nahezu gleich große Bereiche teilte (Abbildung 5-12). Der Bereich vor der Spundwand wurde – ausgenommen von zwei seitlich positionierten Wassercontainern – vollständig mit Sand gefüllt. Auf der gegenüberliegenden Seite der Spundwand bildete eine 0,5 m dicke Sandschicht die Gewässersohle, die mit Filtervlies und Stahlgittern abgedeckt wurde, bevor das Becken bis zu einer Tiefe von 1,5 Metern mit Wasser aufgefüllt wurde.

Durch die Einrichtung von drei separaten Kreisläufen war es möglich, die Strömung des Grundwassers, des Oberflächenwassers und des Wärmeträgermediums getrennt zu regulieren. Der Grundwasserkreislauf erlaubte auf der Bodenseite eine wandparallele Filtergeschwindigkeit von bis zu $2,0 \text{ m} \cdot \text{d}^{-1}$, wobei zwischen den seitlichen Wassercontainern durch eine Tauchpumpe eine maximale Potentialdifferenz von 0,66 m erreicht wurde. Auf der Wasserseite sorgten drei drehzahlregelte Rohrpumpen mit einer maximalen Fördermenge von $56 \text{ m}^3/\text{h}$ für eine maximale Anströmgeschwindigkeit von 0,3 m/s. Um eine gleichmäßigere und gerichtete Strömung herzustellen, wurde den Rohrpumpen ein Gitter nachgeschaltet. Zudem bildeten eine PVC-Trennwand und seitliche Umlenkbleche einen Wasserumlaufkanal. Die thermisch aktivierten Spundwandabsorberrohre konnten im Wärmeträgerkreis unabhängig voneinander seriell oder parallel geschaltet werden, was eine weitere Anpassung der Versuchsbedingungen erlaubte. Ein Systemkühler temperierte einen Pufferbehälter, um im Wärmeträgerkreis konstante Vorlauftemperaturen von $\pm 0,5 \text{ K}$ sicherzustellen. Weitere Systemkühler in den Grundwasser- und Wasserkreisläufen gewährleisteten für gleichbleibende Bedingungen gleichfalls konstante Ausgangs- und Vorlauftemperaturen von $\pm 0,5 \text{ K}$. Auf den Einsatz eines Wasser-Glykol-Gemisches konnte verzichtet werden, weshalb Wasser als Wärmeträgerfluid verwendet wurde.

An insgesamt 106 Messpunkten wurden Temperaturen auf der Bodenseite, an der Spundwand, im Wasserkreislauf in verschiedenen Tiefenebenen sowie die Ein- und Austrittstemperaturen der Absorberrohre mittels Pt-100-Widerstandsthermometern der Klasse 1/10 DIN B in Vierleiterschaltung (Kapitel 5.6.1) gemessen. Die Hauptversuche beschränkten sich auf die zwei mittleren Spundwandbohlen, um einen Randeinfluss der seitlichen Wassercontainer auf die äußeren Bohlen auszuschließen. Nach etwa 1,5 Stunden erreichte das System unter gleichbleibenden Strömungsbedingungen einen quasi-stationären Zustand.

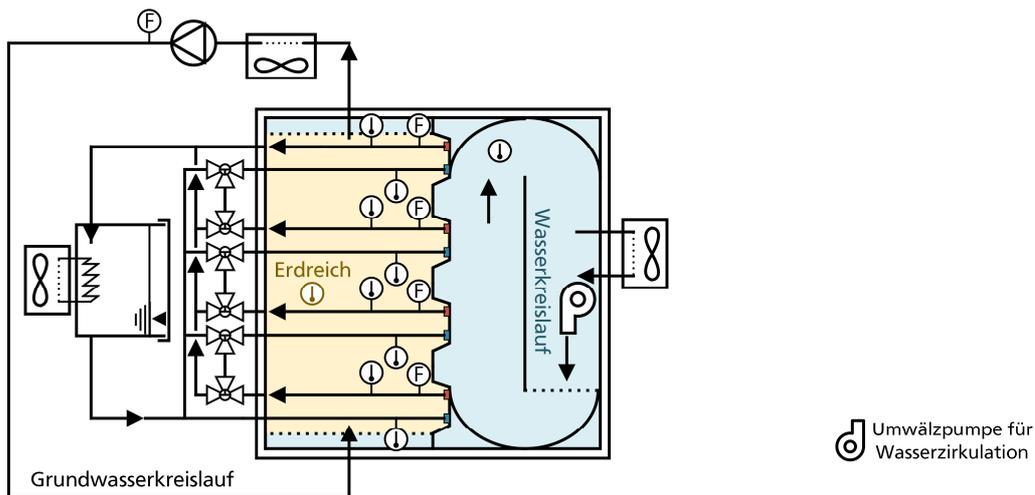


Abbildung 5-12: Schematische Draufsicht des Versuchsaufbaus nach Koppmann (2021, 95).

5.2. Anforderungen und Konzeption des Wasserkreislaufs

Im wasserbaulichen Forschungslabor wurde ein wärmeströmungstechnischer Prüfstand im Außenbereich errichtet, um unter kontrollierbaren Bedingungen naturnahe, reproduzierbare und belastbare Messdaten zu erfassen. Dieser Prüfstand simuliert einen Ausschnitt aus einem Fließgewässer, um übertragbare Ergebnisse bei der Wärmeentnahme zu erhalten.

Der Forschungsgegenstand des Prüfstands ist die Durchführung von wärme- und strömungstechnischen Untersuchungen, um systematische Studien zur Wärmeentnahme aus Fließgewässern zu ermöglichen. Im Fokus stehen wärmetechnische Analysen verschiedener Wärmeübertrager, der Einfluss der Wasserqualität auf die Wärmeentzugsleistung, die Wirkung der Strömungsgeschwindigkeit auf den Wärmeübergang und die Selbstreinigung sowie die Auswirkungen der Wärmeentnahme auf die Wassertemperatur. Zudem sollen Untersuchungen zu den unteren Grenztemperaturen und zur lokalen Eisbildung am Wärmeübertrager möglich sein. Die gesammelten Daten sollen zur Entwicklung konstruktiver Empfehlungen und allgemeingültiger Bemessungsansätze beitragen.

Die Planung des Prüfstands musste neben den Prüfanforderungen einen ausgewogenen Kompromiss zwischen den technischen Anforderungen an die Strömung und den Einschränkungen hinsichtlich Kosten und verfügbarer Fläche finden:

Kenndaten der Kreiselpumpe: Der Nennförderstrom der Kreiselpumpe von $800 \text{ m}^3/\text{h}$ war entscheidend für die Dimensionierung anderer Anlagenkomponenten.

Mindestströmungsgeschwindigkeit: Voruntersuchungen in einer Laborrinne ergaben, dass bei Strömungsgeschwindigkeiten bis zu $0,5 \text{ m/s}$ die Wärmeentzugsleistung zunimmt. Für weiterführende Studien waren höhere Strömungsgeschwindigkeiten notwendig.

Abmessungen der Wärmeübertrager: Die untersuchten Wärmeübertrager hatten maximale Abmessungen von $0,60 \text{ m}$ in Breite und Höhe. Um eine naturnahe Abbildung des Strömungswiderstands zu erreichen, ist eine Umströmungsmöglichkeit erforderlich.

Wassertemperaturen: Der Wasserkreislauf im Prüfstand ermöglicht Untersuchungen bei niedrigen Wassertemperaturen, einschließlich der Bildung von Eis, um verschiedene Betriebsbedingungen zu simulieren.

Wasserqualität: Ein eigener Wasserkreislauf erlaubt die Zugabe von Schwebstoffen und das Wachstum von Biofilmen auf den Außenwänden der Wärmeübertrager. Dies bietet zusätzliche Untersuchungsmöglichkeiten hinsichtlich der Auswirkungen von der Wasserqualität auf die Wärmeübertragung.

Aus den Anforderungen bezüglich der Wasserqualität und den Wassertemperaturen wurde abgeleitet, dass für den Prüfstand ein eigener Wasserkanal mit einem geschlossenen Wasserkreislauf notwendig ist, der unabhängig vom bestehenden Wasserkreislauf des wasserbaulichen Forschungslabors arbeitet. In Wasserkanälen mit geschlossenen Kreisläufen wird das Wasser von einer Pumpe umgewälzt und dem Untersuchungsbereich stets wieder zugeführt. Im Wasserkreislauf kann die Strömung verschiedenen Störungen unterliegen, die sich bis in den Untersuchungsbereich auswirken und die Anströmung negativ beeinflussen können. Um diesen Effekten entgegenzuwirken, kommen gleichrichtende Einbauten zum Einsatz. (Schütz 2013, 837) Wasserkanäle für experimentelle Untersuchungen basieren auf den physikalischen Prinzipien von Unterschall-Windkanälen (Barlow et al. 1999, 40), weshalb sich der Anlagenentwurf an den gängigen Entwurfparametern für Windkanäle orientiert, wie sie in Tabelle 5-1 dargestellt sind.

Tabelle 5-1: Entwurfparameter für Strömungsqualität und Anlagendesign nach Batill et al. (1989, 48).

Leistungskennlinie	Räumliche Ausdehnung
Geschwindigkeitsbereich Reynolds-Zahl	häufig durch verfügbare Fläche vorgegeben Höhe, Breite, Länge
Strömungsqualität	Errichtung und Betrieb
Stetigkeit Gleichförmigkeit Winkeligkeit Grad der Störung und Turbulenzgrad Anfälligkeit zur Entmischung Grenzschichtbildung	Materialien Kosten Wartung und Reparatur zugänglich für Modelländerungen einfache Handhabung

Für übertragbare und konsistente Ergebnisse ist es entscheidend, dass die Anströmung eine gleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung aufweist und möglichst frei von Störungen in der Zuströmung ist. Die wesentlichen Anforderungen an eine turbulenzarme und gleichgerichtete Strömung sind nach Blumrich et al. (2013, 837):

Gleichförmiges Geschwindigkeitsprofil: Die lokale Geschwindigkeitsabweichung sollte nicht mehr als 0,1 % der mittleren Strömungsgeschwindigkeit betragen, berechnet als: $\frac{\Delta u}{u} \leq 0,1 \%$,

Geradlinige Strömung: Die Strömung sollte eine maximale Winkelabweichung von 0,1 % von der idealen Ausrichtung entlang der Kanalachse aufweisen, es gilt: $\alpha \leq 0,1 \%$,

Homogene, isotrope Turbulenz: Die Turbulenzintensität sollte nicht mehr als 0,2 % betragen und ist definiert als: $Tu = \frac{\sqrt{u'^2}}{u} \leq 0,2 \%$.

Der Wasserkanal ist so zu konzipieren, dass er sowohl die geforderte Mindestanströmung von 0,5 m/s erfüllt als auch einen ausreichend großen Strömungsquerschnitt für die Umströmung der Wärmeübertrager bereitstellt, wobei dieser mindestens 0,6 m in Breite und Höhe betragen soll. Die beiden Anforderungen korrespondieren mit dem Nennförderstrom der Umwälzpumpe und sind durch die Kontinuitätsgleichung miteinander verknüpft. In Abbildung 5-13 ist die Mindestanströmungsgeschwindigkeit und der erforderliche Strömungsquerschnitt gegeneinander aufgetragen, woraus sich ein nutzbarer Strömungsquerschnitt von 0,6 bis 0,67 m für die Abmessungen des Wasserkanals ableiten lässt. Jedoch führt dieser nutzbare Strömungsquerschnitt zu einer eingeschränkten Umströmung der Wärmeübertrager, was die Messdaten verfälschen könnte. Aus diesem Grund wurde die Planung eines langgestreckten Wasserkanals mit einem rechteckigen Strömungsquerschnitt, wie er üblicherweise in Wasserbaulaboratorien verwendet wird (Abbildung 5-14), verworfen.

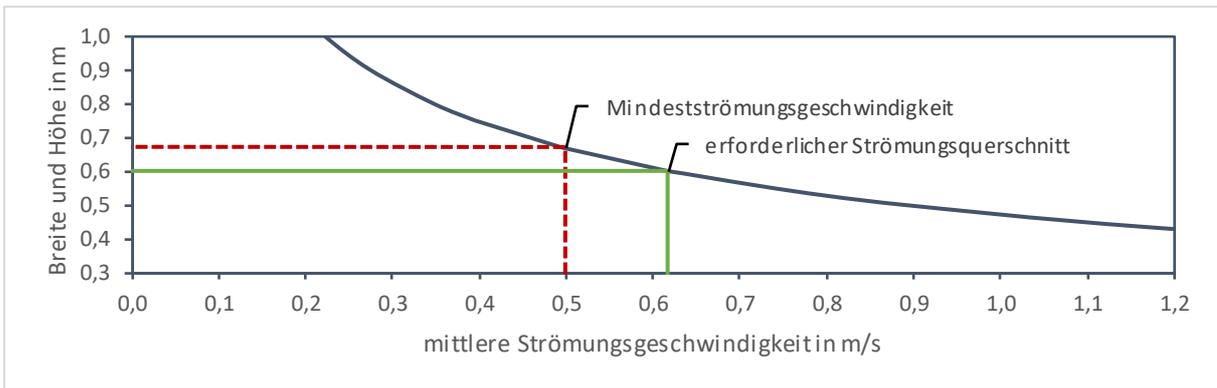


Abbildung 5-13: Zusammenhang zwischen Strömungsquerschnitt und Strömungsgeschwindigkeit für $Q = 800 \text{ m}^3/\text{h}$.



Abbildung 5-14: Langgestreckte Wasserkanäle mit rechteckigem Strömungsquerschnitt im wasserbaulichen Forschungslabor der Technischen Universität Darmstadt (Fachgebiet Wasserbau und Hydraulik, TU Darmstadt).

In Anlehnung an geschlossene Windkanäle nach Göttinger Bauart in Abbildung 5-15 erwies sich stattdessen der kreisrunde Tauchstrahl im begrenzten Raum als eine geeignete Lösung. Der Tauchstrahl durchströmt ein Wasserbecken mit einem ruhenden Wasserkörper und bildet innerhalb des Strömungskerns einen nutzbaren Untersuchungsbereich. Der Durchmesser des Strömungskerns entspricht näherungsweise dem Austrittsquerschnitt von 0,60 m und weist eine nahezu gleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung auf. In der Scherschicht zwischen dem Strömungskern und dem umgebenden Wasserkörper entsteht eine Mischzone, in der eine freie Umströmung des Wärmeübertrager ermöglicht wird.

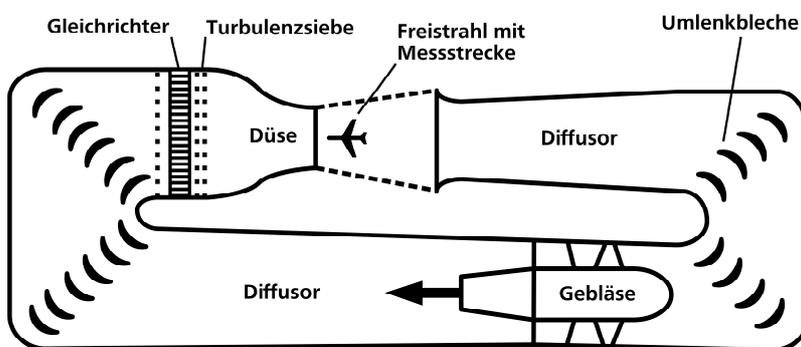


Abbildung 5-15: Windkanal Göttinger Bauart nach Blumrich et al. (2013, 835).

Am Ende der Beruhigungskammer tritt die Strömung als Tauchstrahl in ein Wasserbecken ein und definiert mit dem Strömungskern den zentralen Untersuchungsbereich ⑥. Da der Strömungskern in Strömungsrichtung durch den turbulenten Austausch mit dem umgebenden Wasserkörper allmählich aufgelöst wird, ist die nutzbare Länge des Untersuchungsbereichs begrenzt. Am Ende des Wasserbeckens fängt die Einlauftrompete ⑦ der Pumpe den Tauchstrahl auf und führt ihn zurück in den geschlossenen Wasserkreislauf. Die Einlauftrompete trägt zudem zur Querstabilität des Tauchstrahls bei. Durch die Scherschicht zwischen dem Strömungskern und dem umgebenden Wasserkörper entsteht im Wasserbecken eine Ausgleichsströmung, die den Volumenstrom des Tauchstrahls mit zunehmender Lauflänge vergrößert. Der Eintrittsquerschnitt der Einlauftrompete ist innerhalb der Strahlaufweitung positioniert, sodass der überschüssige Volumenstrom in den umgebenden Wasserkörper rückgeführt wird. Diese Rückführung stabilisiert nicht nur die Strömung, sondern ermöglicht auch einen Wärmeaustausch im Wasserbecken, was zu gleichmäßigen Wassertemperaturen beiträgt.

Der Abstand zwischen dem Tauchstrahlaustritt und der Einlauftrompete ist so gewählt, dass er einen hydraulischen Kurzschluss vermeidet und sicherstellt, dass ein bestehender Drall nicht zur Pumpe weitertransportiert wird. Zusätzlich ist an der Einlauftrompete ein Lochblech installiert, um die Zuströmung zur Pumpe weiter zu ver gleichmäßigen und den Eintrag von Fremdkörpern in das Pumpenlaufrad zu verhindern. Um eine Überlagerung von Zulaufstörungen zu minimieren, sind zwischen den Rohrbögen der 180°-Umlenkung und vor der Pumpe ⑧ gerade Rohrstücke mit einem Längen-Durchmesser-Verhältnis (L/D) von mindestens 5,6 eingebaut. Diese Rohrstücke gewährleisten eine ausreichend lange Einlauflänge, damit sich eine gleichmäßigere Strömung ausbilden kann. Der gesamte geschlossene Wasserkreislauf ist in einer Ebene angeordnet, um eine Drallbildung durch überlagerte Sekundärströmungen zu verhindern.

Die Längen der geraden Rohrstücke im Wasserkreislauf sollen nach lokalen Störungen in der Strömung ein gleichmäßigeres Geschwindigkeitsprofil gewährleisten. Die umgesetzten Längen-Durchmesser-Verhältnisse basieren sowohl auf Herstellerempfehlungen als auch auf den Richtwerten in Kapitel 2.1.5 und sind in Abbildung 5-16 aufgeführt. Diese empfohlenen Mindestverhältnisse wurden für nahezu jeden geraden Rohrabchnitt im Wasserkreislauf überschritten. Einzig in der Beruhigungskammer war es nicht möglich, die empfohlene Einlauflänge zu realisieren. Um die erforderliche Einlauflänge zu reduzieren und dennoch eine möglichst störungsfreie Anströmung zu gewährleisten, wurde am Eintritt der Beruhigungskammer ein Lochblech installiert.

5.2.2. Konstruktive Eigenschaften

Das Wasserbecken selbst ist aus Hochwasserschutzwänden und einer Bodenplatte konstruiert und verfügt über lichte Innenmaße von 4,9 m Länge, 2,1 m Höhe und eine variable Breite von 2,5 bis 3,1 m (Abbildung 5-17). Die Hochwasserschutzwände bestehen aus 6 mm starken, korrosionsbeständigen Edelstahlblechen des Werkstoffs 1.4301 und sind mittels gedichteten Schraubenleisten miteinander in einer Zick-Zack-Anordnung verschraubt, wodurch keine weitere Stützkonstruktion notwendig wird. Im Fußbereich sind die Hochwasserschutzwände mit Verbundankern in der Bodenplatte verankert, um die Wasserdruckkräfte von den Beckenwänden in die Bodenplatte abzutragen. Die gegenüberliegenden Hochwasserschutzwände sind im Kopfbereich mit sechs U-Trägern ausgesteift. Am Beckeneintritt ermöglicht ein 200 mm langes, gerades Rohrstück und am Beckenaustritt ein konzentrischer Konfusor als Einlauftrumpete die Anbindung an den geschlossenen Wasserkreislauf. Zwei tiefliegende Anschluss- und Absperrarmaturen dienen zum Befüllen und Entleeren des Beckens. Die Bodenplatte mit 6 m Länge, 3,5 m Breite und 0,2 m Dicke besteht aus vier aneinandergereihten Fertigteilplatten aus Sichtbeton in der Festigkeitsklasse C35/45. Die Einzelplatten sind mittels Spannschlössern miteinander verschraubt. Für eine wasserundurchlässige Ausführung wurden an den Plattenstößen Butyl-Dichtbänder eingelegt und die Fugen anschließend mit Bitumen-Kaltvergussmasse verspachtelt. Die Anschlussfugen im Fußbereich der Wände sind zudem mit druckwasserbeständigem Silikon abgedichtet.

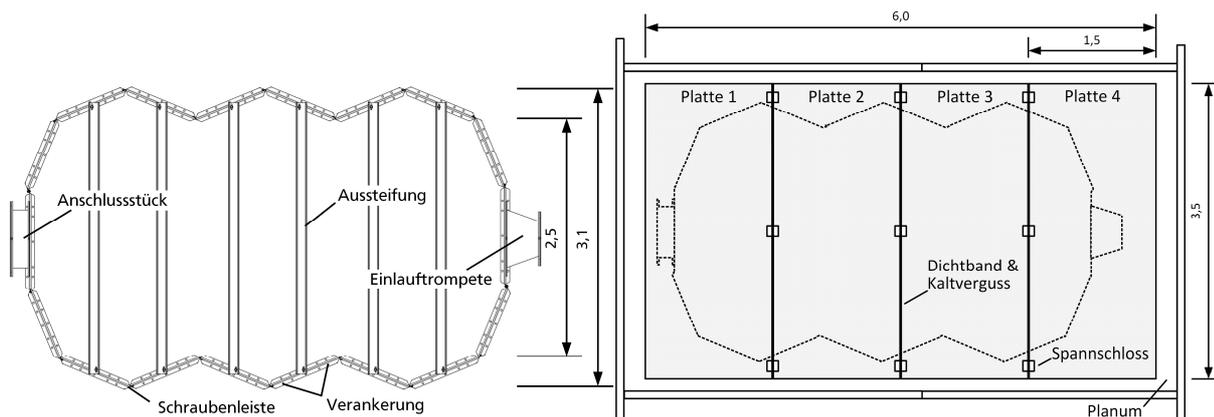


Abbildung 5-17: Becken aus Hochwasserschutzwänden (links) und Bodenplatte aus Fertigteilplatten (rechts).

Zur Dimensionierung des Wasserbeckens wurde ein räumliches numerisches Strömungsmodell als unterstützendes Planungswerkzeug eingesetzt. In der Simulationsumgebung von Flow-3D wurde das Wasserbecken als Modellausschnitt idealisiert, wobei der Tauchstrahleintritt und die Einlauftrumpete die Modellbegrenzungen bildeten (Abbildung 5-18). Im Rahmen einer Variantenstudie wurden verschiedene Konfigurationen hinsichtlich Beckenbreite, Beckenlänge und Sohlenabstand zur Tauchstrahlachse untersucht und variiert. Die Auswertung des numerischen Modells zeigte für den Tauchstrahl ein quasi-stationäres Verhalten, sobald die Mindestüberdeckung und der Sohlenabstand zur Tauchstrahlachse identisch sind. Die empirischen Gleichungen für die Mindestüberdeckungshöhe in Tabelle 2-2 ergaben am Wiedereintritt in das Drucksystem am Beckenende einen Wert von 0,9 m, was für das Wasserbecken eine erforderliche Wassertiefe von 1,8 m bedingt. Um eine Auslenkung des Tauchstrahls zu vermeiden, liegen die Austritts- und Eintrittsöffnungen auf demselben Achseniveau und weisen denselben Durchmesser auf.

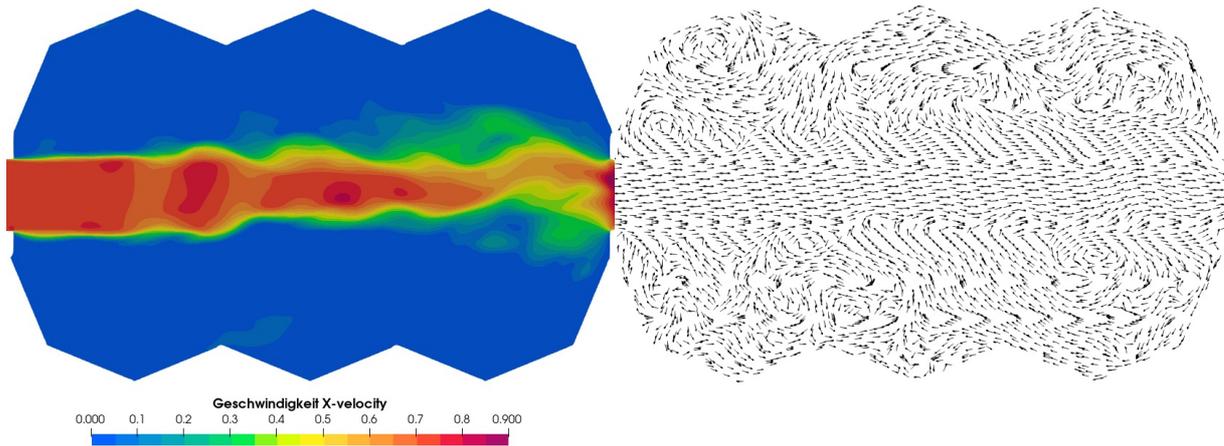


Abbildung 5-18: Idealisierter Modellausschnitt mit der simulierten Geschwindigkeitsverteilung im Wasserbecken (links) und Darstellung der Strömungsvektoren (rechts) als horizontale Schnittenebene auf Rohrachsenhöhe für einen Durchfluss von $800 \text{ m}^3/\text{h}$, nach Borchardt et al. (2020).

Die Rohrleitungen des Wasserkreislaufs sind überwiegend aus hochdichtem Polyethylen (PEHD) gefertigt und mit Flanschverbindungen ausgestattet. Die Rohrleitung zwischen dem Druckstutzen der Pumpe und der magnetisch-induktiven Durchflussmessung besteht stattdessen aus verzinktem Stahl und dient dem Potenzialausgleich. Auf der Druckseite des Wasserkreislaufs beginnen die Rohrleitungen mit einem Nenndurchmesser von DN300 und werden vor der Beruhigungskammer auf DN600 aufgeweitet. Auf der Saugseite hingegen verjüngt eine Einlauftrumpete den Nenndurchmesser von DN600 auf DN350. Sämtliche Schraubverbindungen bestehen aus korrosionsbeständigem Edelstahl der Güteklassen A2 und A4. Der Einsatz unterschiedlicher Güteklassen bei Schraubengewinden und Muttergewinden minimiert das Risiko eines Kaltverschweißens. Zur Vorbeugung von Kontaktkorrosion werden bei den Flanschverbindungen der verzinkten Stahlleitung und beim Gussstahl der Kreiselpumpe stattdessen verzinkte Schraubverbindungen verwendet.

An der Flanschverbindung zur Beruhigungskammer wurde ein Lochblech installiert, das die Funktionen eines Strömungsgleichrichters und eines Turbulenzsiebs kombiniert. Der Ansatz soll mit möglichst geringem Aufwand eine gleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung und eine störungsfreie Anströmung erreichen, die zudem einen breiten Durchflussbereich abdeckt. Das Lochblech aus verzinktem Stahl weist eine Rundlochung mit einer Lochgröße von 10 mm und einer Durchlässigkeit von 0,4 auf. Ein identisches Lochblech vor der Einlauftrumpete dient dazu, die Zulaufströmung zur Umwälzpumpe zu vereinheitlichen und den Eintrag von Fremdkörpern in das Pumpenlaufrad zu verhindern.

Das Eigengewicht des Wasserkreislaufs und die weiteren einwirkenden Lasten werden über Stützsockel aus verfüllten Schalungssteinen in den Boden abgeleitet. Die gewählten Stützweiten begrenzen die Durchbiegung der Rohrleitungen auf maximal 1 mm/m und berücksichtigen zu den Schweißnähten einen Montageabstand von 171 mm bis 220 mm, um eine ausreichende Wärmedehnung der Rohrleitungen zuzulassen. Die Rohrleitungen selbst sind auf schalenförmigen Gleitlagern mit einem Umschließungswinkel von 120° aus Holz gelagert, die auf einer Ausgleichsschicht platziert sind. Die Ausgleichsschicht gewährleistet ein einheitliches Niveau der Rohrleitungsachse, das sich an den Austritts- und Eintrittsöffnungen des Wasserbeckens orientiert. Für einen gleichmäßigen Innendurchmesser und einen möglichst versatzfreien Übergang wurden zwischen den Kunststoffrohrleitungen und den metallischen Anlagenkomponenten XO-Übergangsflansche eingesetzt.

Der Wasserkanal ist im Betriebshof des wasserbaulichen Forschungslabors errichtet (Abbildung 5-19) und durch die Umweltbedingungen im Jahresverlauf erheblichen Temperaturänderungen ausgesetzt. Der Rohrleitungsverlauf des geschlossenen Wasserkreislaufs bildet jeweils auf der Druck- und Saugseite einen unsymmetrischen Umbogen, der zwischen der Kreiselpumpe und dem Wasserbecken fest eingespannt ist. Die Temperaturänderungen bewirken in den Rohrleitungen rechnerische Wärmeausdehnungen von 27,9 bis 64,7 mm, die an den Richtungsänderungen über Biegeschenkel kompensiert werden. An den Gleitlagern sollen reibungsarme PTFE-Gleitflächen eine elastische Verformung der Rohrleitung gewährleisten.

Das Wasserbecken dient als Auflager für ein Schienensystem aus Aluminium-Systemprofilen. Durch zwei horizontale und vier vertikale Linearführungen wird eine präzise Ausrichtung des Prüfmusters an den Tauchstrahl ermöglicht. Abhängig von ihrer Bauart werden die Prüfmuster entweder über Traversen aus Aluminium-Systemprofilen oder mit Rohrschellen an der vertikalen Linearführung befestigt. Sowohl die Aufhängung als auch die Linearführungen werden so positioniert, dass sie die An- und Umströmung des Prüfmusters möglichst wenig beeinflussen.

Eine Pumpeneinhausung (Abbildung 5-20), bestehend aus einem Holztragwerk und einer Gebäudehülle aus Sandwichplatten, dient als Witterungs- und Sichtschutz. Im Inneren der Einhausung sind neben der Kreiselpumpe ein Arbeitsplatz und Teile der Datenerfassung untergebracht.



Abbildung 5-19: Blick auf den Auslaufbereich mit der Pumpeneinhausung (links) und Drohnenaufnahme vom Wasserkreislauf (rechts).

5.2.3. Inbetriebnahme

Um den Durchfluss zu regeln und die Anströmgeschwindigkeiten im Untersuchungsbereich anzupassen, wurde zu Beginn der Inbetriebnahme die Kennlinie der Kreiselpumpe ermittelt. Hierfür wurden bei unterschiedlichen Drehzahlen der Pumpe und verschiedenen Öffnungsgraden der Drosselklappe die Druckwerte am Saug- und Druckstutzen aufgezeichnet. Die dazugehörigen Fördermengen wurden mittels der nachgeschalteten magnetisch-induktiven Durchflussmessung erfasst. Aus der Differenz der gemessenen Druckwerte konnte zu jeder Fördermenge die Förderhöhe berechnet werden (Sigloch 2013, 255):

$$h_f = \frac{(p_d - p_s)}{g \cdot \rho} \quad [5-1]$$

wobei:

- h_f Förderhöhe in m,
- p_d gemessener Druck am Druckstutzen in Pa,
- p_s gemessener Druck am Saugstutzen in Pa.

Jeder Fördermenge ist bei einer gegebenen Drehzahl eine bestimmte Förderhöhe zugeordnet, wodurch eine Änderung der Drehzahl die Pumpenkennlinie verschiebt. Insbesondere bei kleinen Förderhöhen ermöglicht dies einer Pumpe, im Teillastbetrieb im Bereich ihres Bestpunktes zu arbeiten und die Betriebskosten durch eine geringere Leistungsaufnahme zu senken. Die gemessenen Pumpenkennlinien in Abbildung 5-20 ergaben, dass bei der niedrigsten Drehzahl von 750 min^{-1} eine minimale Fördermenge von $609 \text{ m}^3/\text{h}$ erreicht wird, was einer minimalen Anströmgeschwindigkeit von etwa $0,6 \text{ m/s}$ entspricht. Niedrigere Strömungsgeschwindigkeiten lassen sich durch eine Drehzahlregelung nicht erreichen. Durch eine Drosselregelung wird der Durchflusswiderstand in der Anlagenkennlinie verändert, woraufhin die Pumpe mit einer angepassten Fördermenge reagiert. Diese Art der Verlustregelung führt zur Dissipation der überschüssigen Energie, die durch die Differenz zwischen der von der Pumpe erzeugten Förderhöhe und den Druckverlusten in der Anlage entsteht (Wesche 2016, 364). Um den Durchflusswiderstand zu erhöhen, ist in der Druckleitung eine Drosselklappe eingebaut, die mit abnehmendem Öffnungsgrad den Durchflusswiderstand erhöht. Besonders auffällig ist die signifikante Änderung der Fördermenge bei einer Klappenstellung von 3, was einem Öffnungsgrad von 50 % entspricht.

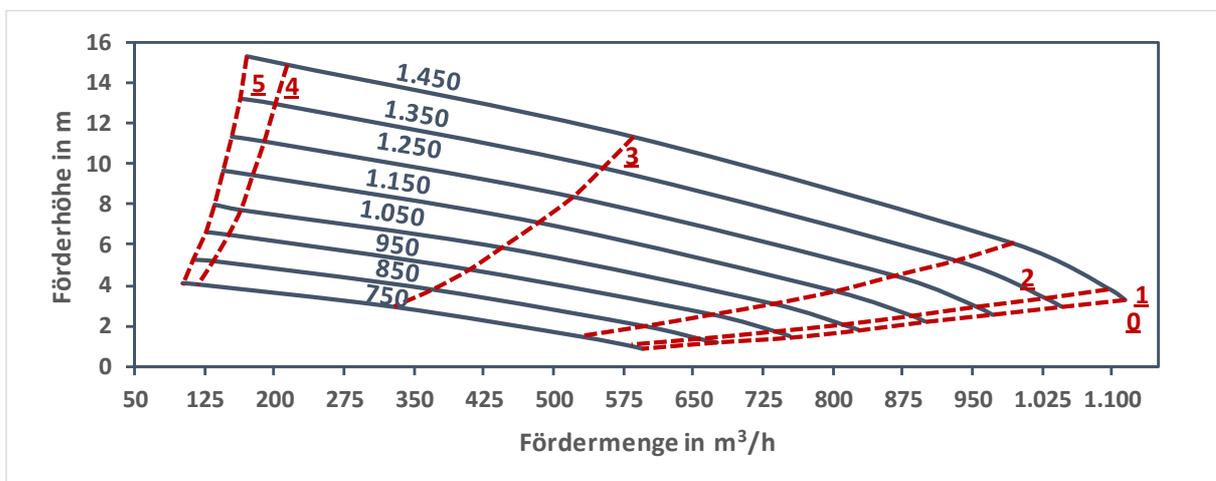


Abbildung 5-20: Pumpenkennlinie mit Drehzahlregelung in min^{-1} (grau) und Anlagenkennlinie mit Drosselregelung unterschiedlicher Öffnungsgrade von 0 = 100 % bis 5 = 16,7 % (rot).

Sowohl durch eine Drehzahlregelung als auch durch Drosselregelung entfernt sich der Betriebspunkt der Pumpe vom Wirkungsgradoptimum. Daher wurde für jede Fördermenge der jeweilige Bestpunkt mit dem höchsten Pumpenwirkungsgrad ermittelt (Abbildung 5-21). Der Wirkungsgrad wird dabei nach Wesche (2016, 68) wie folgt berechnet:

$$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot h_f}{P_{el}} = \frac{P_Q}{P} \quad [5-2]$$

wobei:

- η Wirkungsgrad der Pumpe in 1,
- Q Fördermenge in m^3/s ,
- P_{el} Leistungsbedarf der Pumpe in W,
- P_Q Förderleistung der Pumpe in W.

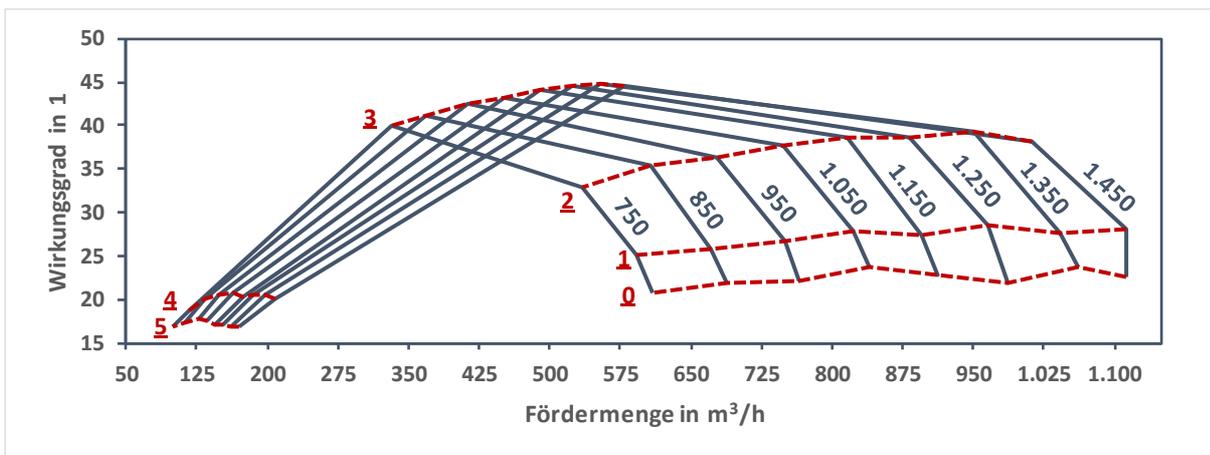


Abbildung 5-21: Kennlinie mit den Wirkungsgraden für verschiedene Drehzahlen in min^{-1} (grau) und mit den unterschiedlichen Öffnungsgraden der Drosselklappe von 0 = 100 % bis 5 = 16,7 % (rot). Auffällig ist ein Wirkungsgradoptimum bei einem Öffnungsgrad der Drosselklappe von 50 %.

Um das Auftreten von Kavitation an der Pumpe zu vermeiden, wurde die Haltedruckhöhe der Anlage $NPSH_A$ aus den Druckmesswerten am Saugstutzen abgeleitet (Sigloch 2013, 133):

$$NPSH_A = \frac{p_s + p_a - p_D}{\rho \cdot g} + \frac{u_s^2}{2 \cdot g} \quad [5-3]$$

wobei:

- u_s Strömungsgeschwindigkeit am Saugstutzen in m/s .

Im Rahmen einer Instandsetzung wurde die Drehzahlregelung durch den Einbau eines Frequenzumrichters nachgerüstet. Daher liegen vom Pumpenhersteller nur Angaben zur erforderlichen Haltedruckhöhe der Pumpe für die Nenndrehzahl $n = 1450 \text{ min}^{-1}$ vor, die über den gesamten Drehzahlenbereich als konstant angenommen wird. Bei einer Fördermenge von $870 \text{ m}^3/\text{h}$ wurde ein Schnittpunkt in Abbildung 5-22 zwischen den beiden Kurven der Haltedruckhöhen bei $9,5 \text{ m}$ festgestellt. Deshalb wurde die maximale Fördermenge auf $850 \text{ m}^3/\text{h}$ begrenzt, wobei eine Mindestreserve von etwa $0,5 \text{ m}$ eingehalten wird. Bei einer weiteren Instandsetzung der Pumpe nach mehrjährigem Anlagenbetrieb konnten am Laufrad und am Gehäuse keine Anzeichen von Kavitation festgestellt werden.

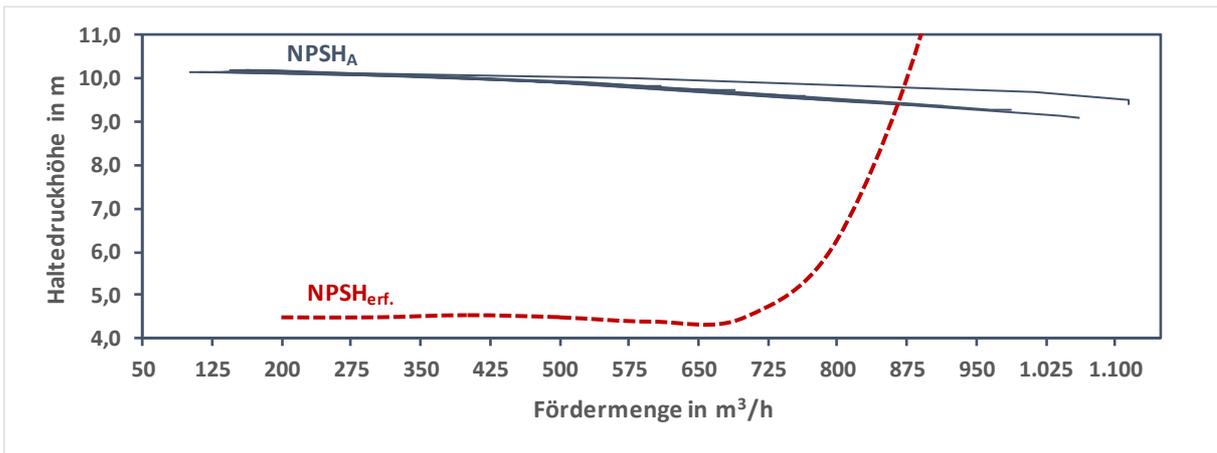


Abbildung 5-22: Aus Messdaten abgeleitete Haltedruckhöhe der Anlage für verschiedene Drehzahlen (grau) und der vorgegebene erforderliche Haltedruckhöhe der Pumpe (rot) nach Allweiler (2017).

Für übertragbare und konsistente Messdaten wird eine möglichst gleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung der Anströmung und eine Minimierung von Störungen in der Zuströmung angestrebt. Bei der Planung der Rohrleitungsführung und der Auswahl der Komponenten wurde daher darauf geachtet, vermeidbare Störungen durch eine gezielte Anordnung der Rohrleitungen in einer Ebene und durch strömungsgünstige Durchmesser-zu-Längen-Verhältnisse zu verhindern. Um sicherzustellen, dass sich unvermeidbare Störungen nicht bis in den Untersuchungsbereich auswirken und die Anströmung beeinträchtigen, wurde vor dem Untersuchungsbereich eine Beruhigungskammer sowie ein Lochblech eingebaut (Abbildung 5-23).



Abbildung 5-23: Blick in die Beruhigungskammer mit Lochblech entgegen der Strömungsrichtung (links) und mit Blick in Strömungsrichtung auf baugleiches Lochblech als Einlaufschutz für den Pumpenzulauf (rechts).

Das Lochblech soll die Funktionen eines Strömungsgleichrichters und eines Turbulenzsiebs kombinieren. Ziel ist es, mit möglichst geringem Aufwand eine gleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung und eine störungsarme Anströmung zu erreichen, die zudem einen breiten Durchflussbereich abdeckt. Um die Auswirkungen des Lochblechs auf die Anströmung zu untersuchen, wurden die Strömungsgeschwindigkeiten im Wasserbecken sowohl im unverbauten als auch im eingebauten Zustand gemessen. Die Erfassung der räumlichen Strömungsgeschwindigkeiten erfolgte mit einer ADV-Sonde (Kapitel 5.6.4) an fünf Messprofilen, bestehend aus jeweils neun Messlotrechten (Abbildung 5-24). In einem Abstand von 15 cm wurden pro Messpunkt sekundlich 25 Messwerte für die Dauer von 90 aufgenommen. Die Positionen der Messprofile waren durch die Querträger teils vorgegeben.

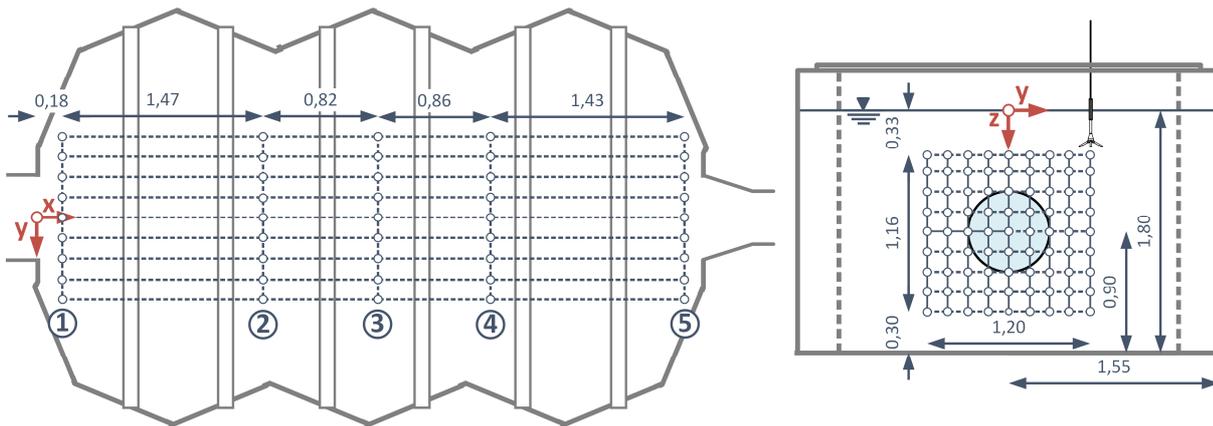


Abbildung 5-24: Messraster in Draufsicht (links) und mit Blick in Strömungsrichtung (rechts), jeweils mit dem Koordinatenursprung (rot).

Für die Bewertung der Anströmung wurden insbesondere die Messdaten am Tauchstrahlaustritt ① verwendet. Die Gleichmäßigkeit des Geschwindigkeitsprofils kann durch die lokale Abweichung der Strömungsgeschwindigkeit vom Mittelwert untersucht werden:

$$\frac{\Delta u}{\bar{u}} = \frac{(u - \bar{u})}{\bar{u}} \leq 0,1 \% \quad [5-4]$$

wobei:

Δu Abweichung der Strömungsgeschwindigkeit vom Mittelwert in m/s,

u Geschwindigkeitskomponente in x-Richtung in m/s,

\bar{u} mittlere Strömungsgeschwindigkeit in x-Richtung in m/s, auf die ungestörte Strömungsgeschwindigkeit außerhalb der Grenzschicht bezogen.

Sowohl in der vertikalen als auch in der horizontalen Geschwindigkeitsverteilung konnte im unverbauten Zustand am Strahlrand ein asymmetrisches Verhalten mit signifikanten lokalen Abweichungen vom Mittelwert beobachtet werden (Abbildung 5-25). Der Einbau des Lochblechs führte zu einer gleichmäßigeren und symmetrischen Geschwindigkeitsverteilung, was auf eine Verbesserung der Anströmbedingungen durch das Lochblech hinweist. Die lokalen Geschwindigkeitsabweichungen am Stahlrand wurden angeglichen, wodurch die Anströmung stabilisiert wurde und sich dem Geschwindigkeitsprofil einer turbulenten Rohrströmung annäherte.

Die Winkelabweichung des Tauchstrahls von der idealen Ausrichtung entlang der Rohr- und Tauchstrahlachse kann durch den Neigungs- und Gierwinkel beschrieben werden. Der Neigungswinkel ist definiert als die Abweichung der Strömungsrichtung in der x-z-Ebene von der Rohrachse und beschreibt die vertikale Ablenkung des Tauchstrahls:

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{w}{u} \right) \leq \pm 0,1^\circ \quad [5-5]$$

wobei:

α Neigungswinkel in $^\circ$,

w Geschwindigkeitskomponente in der z-Richtung in m/s.

Der Gierwinkel beschreibt hingegen die seitliche Ablenkung der Strömung in der x-y-Ebene von der Rohrachse:

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{v}{u} \right) \leq \pm 0,1^\circ \quad [5-6]$$

wobei:

β Gierwinkel in $^\circ$,

v Geschwindigkeitskomponente in y-Richtung in m/s.

Im unverbauten Zustand zeigt der Tauchstrahl insbesondere in den Randbereichen eine deutliche Abweichung von der idealen Strömungsrichtung (Abbildung 5-26). Das Lochblech hingegen reduziert die Winkelabweichung in beiden Richtungen. Dennoch weist der Tauchstrahl in beiden Zuständen eine bevorzugte Abweichungsrichtung im gesamten Geschwindigkeitsprofil auf, was möglicherweise auf den 180°-Rohrbogen zurückzuführen ist. Sekundärströmungen, die sich im Rohrbogen quer zur Hauptströmungsrichtung bewegen, können eine asymmetrische Geschwindigkeitsverteilung erzeugen und somit eine Winkelabweichung des Tauchstrahls begünstigen. Die Messdaten legen nahe, dass sich das Lochblech günstig auf die Ausrichtung der Strömung auswirkt, indem unerwünschte Winkelabweichungen gedämpft und eine stabilere Strömung am Tauchstrahlaustritt unterstützt werden.

Der Turbulenzgrad ist ein Maß für den turbulenten Anteil der Strömung und quantifiziert die Turbulenzintensität, wobei ein niedriger Turbulenzgrad auf eine turbulenzarme Strömung hindeutet. Der Turbulenzgrad für eine Geschwindigkeitskomponente ist wie folgt definiert:

$$Tu = \frac{\sqrt{u'^2}}{\bar{u}} \leq 0,2 \% \quad [5-7]$$

wobei:

Tu Turbulenzgrad in 1,

u' Geschwindigkeitsschwankungen in m/s, definiert als:

$$u'^2 = \frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (u_i - \bar{u})^2,$$

n Anzahl der Messdaten in 1.

Im unverbauten Zustand ist der Turbulenzgrad in Strömungsrichtung asymmetrisch verteilt und neigt zu höheren Werten. Mit dem eingebauten Lochblech bildet sich hingegen eine symmetrische Verteilung des Turbulenzgrades aus, wobei sich im Strömungskern ein nahezu konstanter Wert von etwa $8,0 \pm 0,2 \%$ einstellt (Abbildung 5-25). In den Randbereichen liegt der Turbulenzgrad höher, was auf die Wirkung der Scherschicht zwischen dem Tauchstrahl und dem umgebenden Wasserkörper zurückzuführen ist. Diese gleichmäßigere und symmetrischere Verteilung des Turbulenzgrades weist auf eine wirbelreduzierende Wirkung des Lochblechs hin.

Bei einer turbulenten Strömung deuten annähernd gleiche Geschwindigkeitsschwankungen der drei Geschwindigkeitskomponenten $u'^2 \approx v'^2 \approx w'^2$ auf eine isotrope Turbulenz hin. Die aufgetragenen Geschwindigkeitsschwankungen in der Strömung ohne Lochblech zeigen in Abbildung 5-27 eine asymmetrische Verteilung der Geschwindigkeitsschwankungen. Nach dem Einbau des Lochblechs werden die Geschwindigkeitsschwankungen teils deutlich gedämpft, wodurch sich eine symmetrische Verteilung ausbildet, die sich im Strömungskern nahezu isotrop verhält und zum Strahlrand hin zunimmt. Dies belegt den Einfluss der Scherschicht zwischen dem Tauchstrahl und dem umgebenden Wasserkörper. Das Lochblech wirkt sich demnach positiv auf die turbulenten Geschwindigkeitsschwankungen aus, insbesondere in der Strömungsrichtung, und trägt zu einer Homogenisierung der Turbulenz bei.

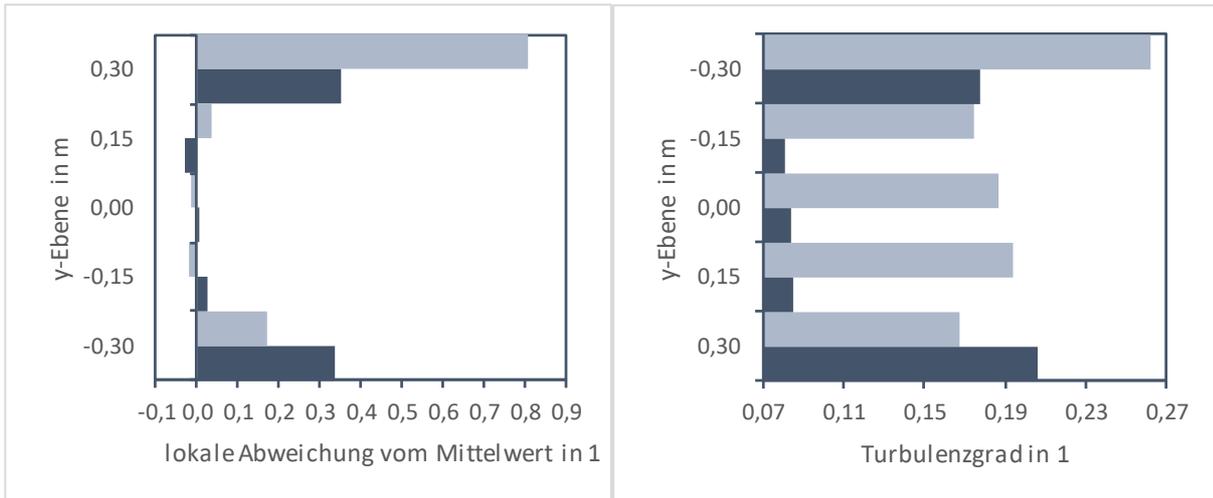


Abbildung 5-25: Lokale Abweichung vom Mittelwert (links) und Turbulenzgrad (rechts) der u-Komponente in x-Richtung und horizontaler Ebene. Die dunklen Balken repräsentieren die Messwerte am Tauchstrahlaustritt mit eingebauten Lochblech, während die hellgrauen Balken die Messwerte im unverbauten Zustand zeigen.

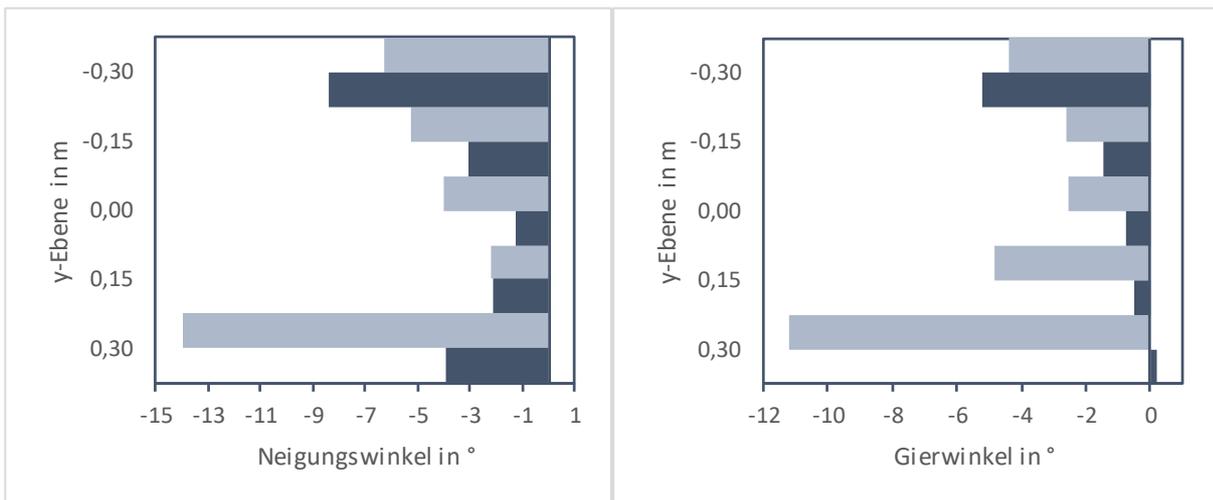


Abbildung 5-26: Winkelabweichung mit Neigungswinkel (links) und Gierwinkel (rechts) der u-Komponente in x-Richtung und horizontaler Ebene. Die dunklen Balken repräsentieren die Messwerte am Tauchstrahlaustritt mit eingebauten Lochblech, während die hellgrauen Balken die Messwerte im unverbauten Zustand zeigen.

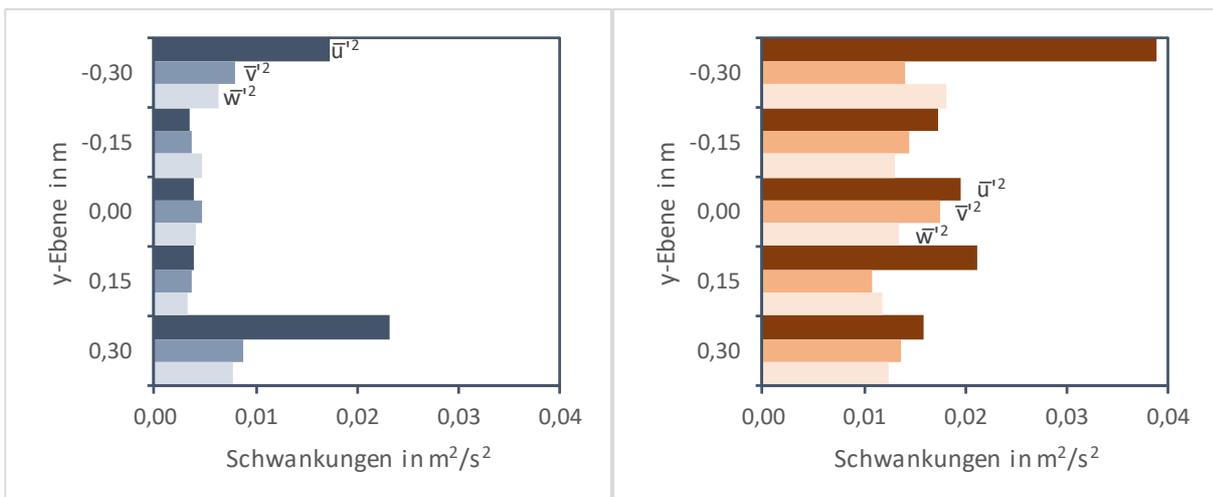


Abbildung 5-27: Quadrierte Geschwindigkeitsschwankungen der horizontalen Ebene für die Messwerte am Tauchstrahlaustritt mit eingebauten Lochblech (links) und die Messwerte im unverbauten Zustand (rechts). Die dunklen Balken repräsentieren die longitudinale Komponente in x-Richtung, die mittleren Balken die laterale Komponente in y-Richtung und die hellen Balken die normale Komponente in z-Richtung.

In turbulenten Strömungen lässt sich die Verteilung der kinetischen Energie auf die verschiedenen Wirbelskalen durch das Leistungsdichtespektrum abbilden. Bei niedrigen Frequenzen weisen die Wirbel größere Ausdehnungen und höhere Intensitäten auf. Mit steigender Frequenz repräsentieren die Messwerte immer kleinere Wirbel, die innerhalb der turbulenten Energiekaskade weniger Energie enthalten und für die Energiedissipation verantwortlich sind. Wie Abbildung 5-28 veranschaulicht, modifiziert der Einbau des Lochblechs die Verteilung der kinetischen Energie in der gestörten Anströmung. Das Lochblech bricht die größeren Wirbel auf und reduziert deren Intensität, was sich in einer verminderten Leistungsdichte bei niedrigeren Frequenzen ausdrückt. Im mittleren Frequenzbereich folgt das Spektrum weiterhin dem Kolmogorov'schen $-5/3$ -Gesetz. Im Bereich hoher Frequenzen, der den kleineren Wirbeln entspricht, ist ein markanter Abfall der Leistungsdichte zu beobachten. Dies weist auf eine verstärkte Dissipation der Energie hin, die zu einer Beruhigung der Strömung führt. Somit trägt das Lochblech dazu bei, die turbulente Energie aus der Strömung zu entfernen, indem es die Umwandlung in Wärme und Schall beschleunigt.

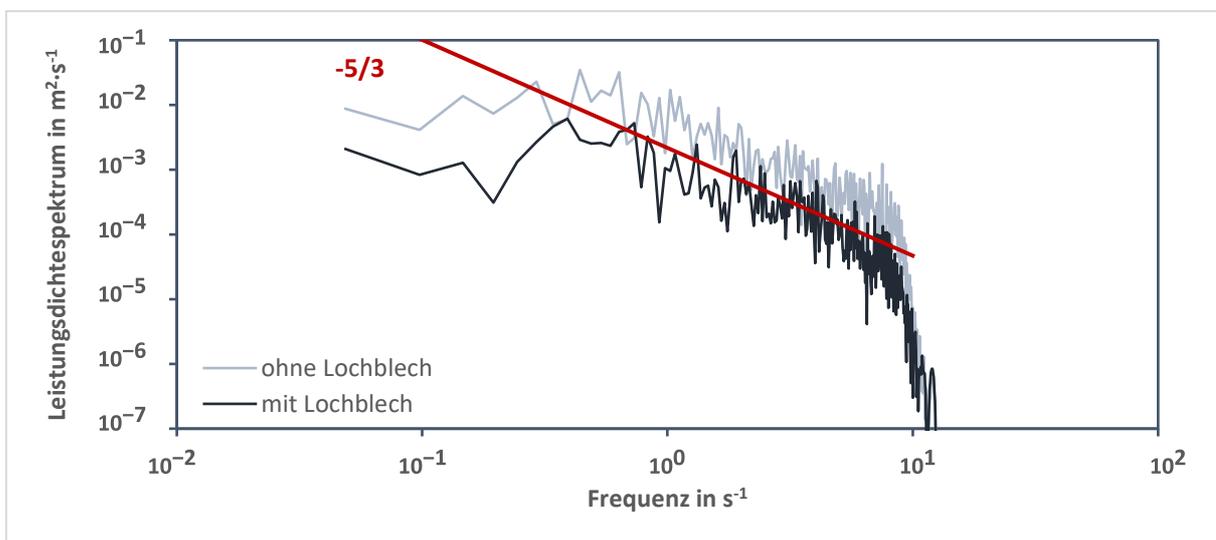


Abbildung 5-28: Leistungsdichtespektrum für die u-Komponente der gemessenen Strömungsgeschwindigkeit im unverbauten Zustand (hellgrau) und mit eingebauten Lochblech (dunkelgrau).

Die Untersuchungen zur Anströmung des Untersuchungsbereichs, sowohl mit als auch ohne Lochblech, bestätigen die kombinierte Funktion des Lochblechs als Strömungsgleichrichter und Turbulenzfilter. Insbesondere trägt das Lochblech dazu bei, die Anströmung zu vergleichmäßigen, unerwünschte Abweichungen von der idealen Strömungsrichtung zu minimieren und störende turbulente Verwirbelungen zu reduzieren. Dadurch wird sichergestellt, dass die Anforderungen an die Anströmung am Beginn des Untersuchungsbereichs erfüllt werden (Batill et al. 1989, 57). Selbst in guten Wind- und Wasserkanälen sind noch Reststörungen vorhanden, die nicht vollständig entfernt werden können (Eckelmann 1997, 337). Dies zeigt, dass eine Strömungsoptimierung mit Strömungsgleichrichtern und Turbulenzsieven sowie den weiteren Anlagenkomponenten sehr aufwendig ist. Das Lochblech ist eine effektive und kostengünstige Maßnahme, um die Strömungsqualität zu verbessern, ist aber zugleich in den Möglichkeiten begrenzt, Störungen in der Strömung zu entfernen und die Richtwerte zu erreichen.

Durch den Einbau des Lochblechs als Einlaufschutz konnten im gemessenen Geschwindigkeitsprofil ⑤ der Anströmung mehrere Effekte beobachtet werden. Das Lochblech erzeugt lokal Bereiche mit unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten, was zu einer Verstärkung des bereits ungleichmäßigen Geschwindigkeitsprofils führen kann. Im Vergleich zum unverbauten Zustand wird im Nahbereich des Lochblechs eine Abnahme der mittleren Strömungsgeschwindigkeit um $31,6 \pm 4,9 \%$ beobachtet. Gleichzeitig scheint das Lochblech die Anströmung auszurichten und die Richtungsstabilität des Tauchstrahls zu erhöhen. Die verbesserte Anströmrichtung trägt zu einer strömungsgünstigeren Zulaufströmung der Pumpe bei und schwächt die turbulenten Schwankungen ab.

Der Einbau des Lochblechs ermöglicht es, den Pumpenwirkungsgrad über einen erweiterten Betriebsbereich nahezu konstant zu halten (Abbildung 5-29). Im unverbauten Zustand zeigte sich bei zunehmenden Fördermengen und einer Klappenstellung von 3 an der Drosselklappe bereits ein signifikanter Abfall des Wirkungsgrades. Nach dem Einbau des Lochblechs jedoch blieb der Wirkungsgrad selbst bei einer Klappenstellung von 2 und einem Öffnungsgrad zwischen 50 und 67 % weitgehend stabil. Dies deutet darauf hin, dass das Lochblech im Nachlauf zu einer verbesserten Zulaufströmung führt, vergleichbar mit dem positiven Effekt des Lochblechs vor der Beruhigungskammer.

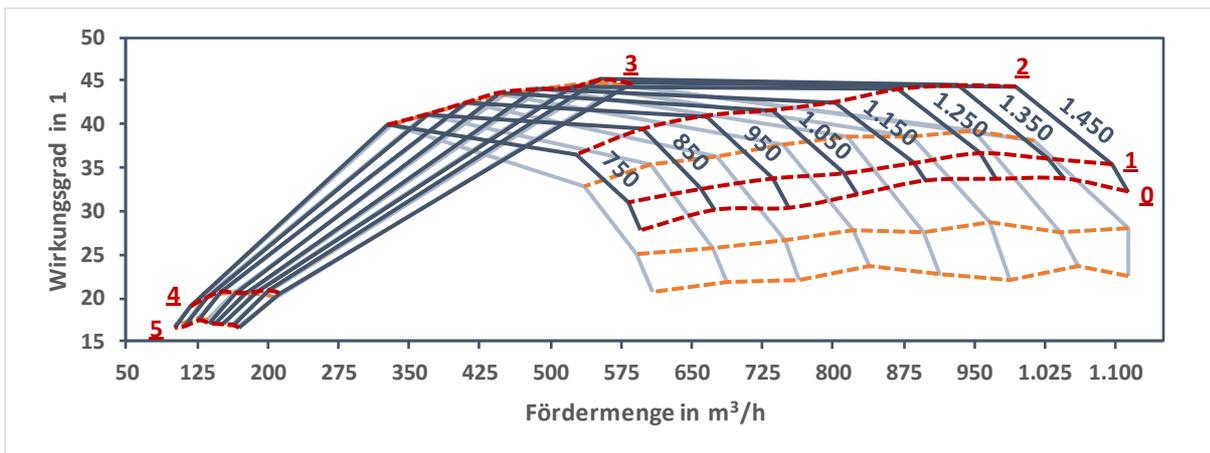


Abbildung 5-29: Verlauf der Wirkungsgradkurven der Pumpe für eine Drehzahlregelung ohne Lochblech (hellgrau) und mit eingebauten Lochblech (dunkelgrau) und Verlauf der Wirkungsgradkurven für eine Drosselregelung ohne Lochblech (orange) und mit eingebauten Lochblech (rot).

Das Lochblech bewirkt einen zusätzlichen Druckverlust, der die verfügbare Haltedruckhöhe der Anlage um 0,5 m auf 9,0 m verringert. Mit einer Mindestreserve von 0,5 m zur erforderlichen Haltedruckhöhe der Pumpe wurde die maximale Fördermenge zur Vermeidung von Kavitationserscheinungen nun auf $845 \text{ m}^3/\text{h}$ begrenzt. Zusammenfassend konnte durch den Einbau des Lochblechs eine störungsärmere Strömung und damit ein effizienterer Pumpenbetrieb erzielt werden, allerdings mit dem Nachteil erhöhter Druckverluste, was sich auf die maximale Fördermenge zur Vermeidung von Kavitation auswirkt.

Abbildung 5-30 enthält die Geschwindigkeitsprofile längs der Tauchstrahlachse sowohl in der vertikalen z-Ebene als auch der horizontalen y-Ebene und stellt die Entwicklung des Tauchstrahls in Strömungsrichtung dar. Beim Austritt des Tauchstrahls ergibt sich eine nahezu kompakte und symmetrische Geschwindigkeitsverteilung, wie sie typisch für einen Strömungsausritt aus einer Rohrleitung ist. Nach dem Austritt kommt es zu einer Kontraktion, die auf eine anfängliche Beschleunigung der Strömung hinweist. Mit fortschreitender Entfernung vom Austrittspunkt breitet sich der Tauchstrahl aus und die maximale Strömungsgeschwindigkeit konzentriert sich entlang der Tauchstrahlachse. Während der weiteren Entwicklung verliert der

Strahl seine ursprüngliche Struktur, während er sich mit dem umgebenden Wasserkörper vermischt. Die klaren Grenzen des Tauchstrahls verblassen und die Strömungsintensität verteilt sich auf einen größeren Bereich. Insbesondere in der horizontalen Ebene ist eine deutliche Aufweitung und Ablenkung der Strömung zu beobachten, die zum Rand hin zunimmt. Am Ende des Beckens zeigen die Geschwindigkeitsprofile den Einfluss der Saugleitung, indem sie eine Richtungsänderung erfahren und sich der Saugleitung zuwenden.

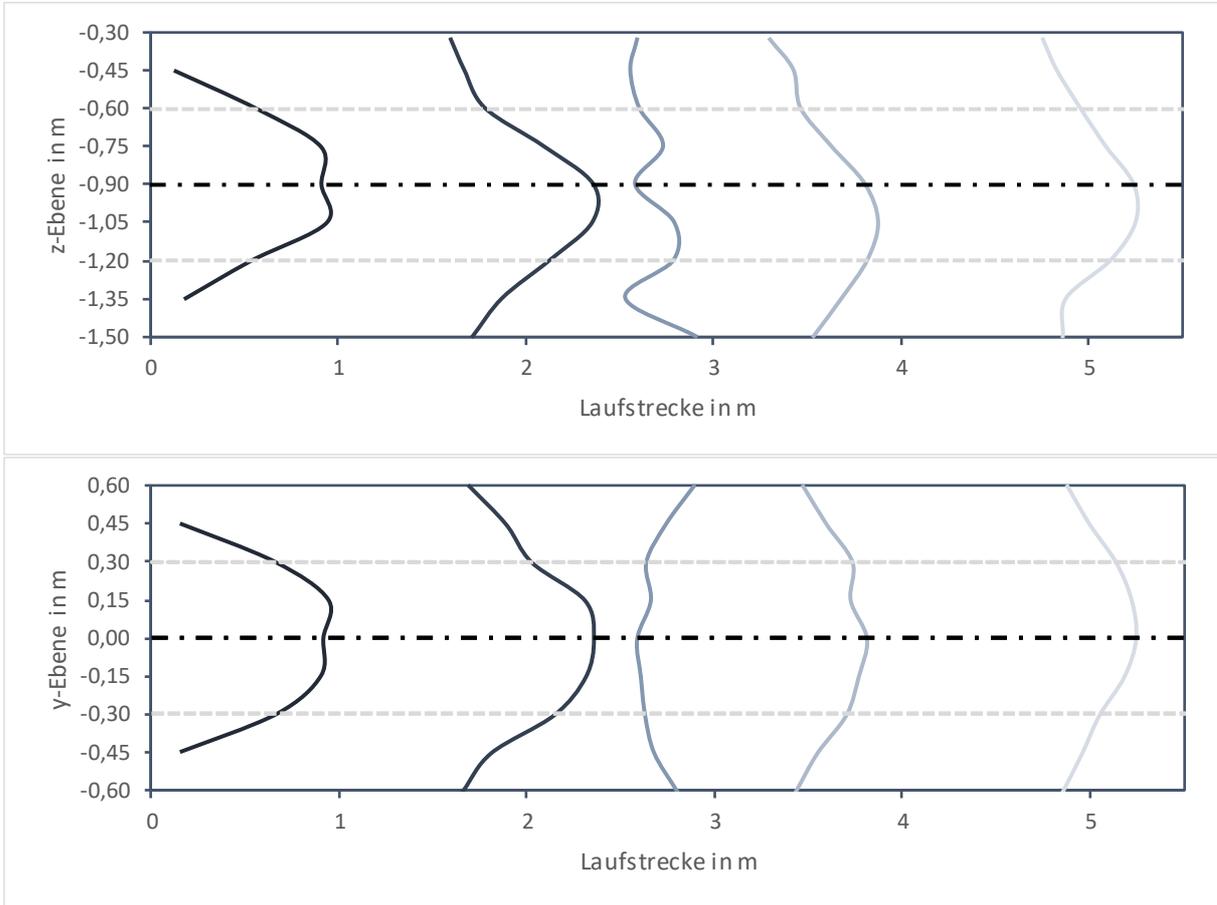


Abbildung 5-30: Entwicklung des Tauchstrahls mit eingebauten Lochblechen entlang seiner Laufstrecke. Oben sind die vertikalen Geschwindigkeitsprofile in Bezug auf die Tauchstrahl- und Rohrachse (schwarze Strichpunktlinie) dargestellt, während unten die horizontalen Geschwindigkeitsprofile gezeigt werden. Die graue Strichlinie kennzeichnet die Innendurchmesser der Beruhigungskammer und Einlauftrumpete.

5.3. Wärmetechnischer Kreislauf

Der wärmetechnische Kreislauf ist als Wärmepumpenanlage konzipiert, die mit den gängigen Komponenten von gebäudetechnischen Heizsystemen ausgestattet ist und unter kontrollierten Laborbedingungen betrieben wird. Dabei simuliert der Kreislauf die Wärmeaufnahme aus einem Fließgewässer unter realistischen Bedingungen und ermöglicht deren messtechnische Erfassung. Wie in Abbildung 5-31 veranschaulicht, setzt sich der Kreislauf aus drei miteinander verknüpften Teilkreisläufen zusammen:

Der Heizkreis, der mit einem Warmwasserspeicher und einem Heizkörper die gebäudeseitige Wärmeversorgung nachbildet;

Der Solekreis, der die Wärmepumpe von den untersuchten Wärmeübertragern entkoppelt;

Der Wärmeträgerkreis, der mit dem untersuchten Wärmeübertrager die Wärmeentnahme simuliert und für die Versuchsdurchführung möglichst kontrollierbare und stabile Bedingungen sicherstellt.

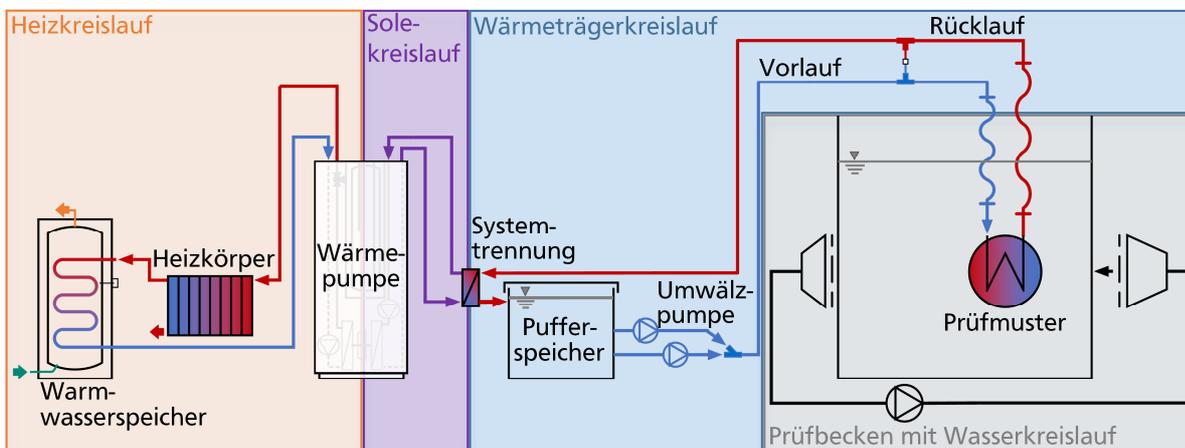


Abbildung 5-31: Schematische Darstellung des wärmetechnischen Kreislaufs.

5.3.1. Funktionelle Eigenschaften

Im wasserbaulichen Forschungslabor simuliert ein Warmwasserspeicher in Kombination mit einem Heizkörper den gebäudeseitigen Heizkreis als Wärmesenke. Fällt die Temperatur im Warmwasserspeicher unter einen definierten Grenzwert, signalisiert der Temperaturfühler T.W1 der Wärmepumpe einen Wärmebedarf (Abbildung 5-32). Die Wärmepumpe entzieht daraufhin dem Solekreis Wärmeenergie, was zur Abkühlung des Wärmeträgermediums im Solekreislauf führt. Um das erwärmte Wasser aus dem Warmwasserspeicher abzuführen, ist dieser an den Frischwasseranschluss des wasserbaulichen Forschungslabors angeschlossen. Während kühleres Wasser aus dem Frischwasseranschluss nachströmt, wird das erwärmte Wasser in den Wasserkreislauf des wasserbaulichen Forschungslabors eingeleitet.

Zwischen dem kalten Vorlaufstrang des Solekreises und dem warmen Rücklaufstrang des Wärmeträgerkreises ist ein Plattenwärmeübertrager als Systemtrennung installiert. Diese Systemtrennung ermöglicht die Verwendung verschiedener Wärmeträgermedien im Wärmeträgerkreis und gestattet eine gezielte Steuerung des Durchflusses. Ein nachgeschalteter Pufferspeicher gewährleistet im Vorlaufstrang des Wärmeträgerkreises ein quasi-stationäres Temperaturniveau und unterstützt eine gleichmäßige Durchmischung des Wärmeträgermediums. Eine drehzahlgeregelte Heizungsumwälzpumpe (UWP_1) reguliert den Volumenstrom aus dem Pufferspeicher zum Prüfmuster (WQA). Bevor das Wärmeträgermedium über einen flexiblen Spiralschlauch in das Prüfmuster eintritt, wird die Vorlauftemperatur (ϑ_{VL}) gemessen.

Das Wärmeträgermedium nimmt während des Durchströmens des Prüfmusters die Umweltwärme aus dem wärmeren Wasser des Wasserkanals auf und strömt anschließend durch einen weiteren Spiralschlauch in den Rücklaufstrang des Wärmeträgerkreises, wo die Rücklauftemperatur (ϑ_{RL}) erfasst wird. Die Druckverluste im Prüfmusters werden zwischen dem Vor- und Rücklauf mit einem Differenzdruckaufnehmer (PD) bestimmt. Vor der Systemtrennung erfasst ein magnetisch-induktiver Durchflussmesser (F) den Volumenstrom des Wärmeträgermediums. In der Systemtrennung gibt das Medium die aufgenommene Umweltwärme an den Solekreislauf der Wärmepumpe ab und wird dabei abgekühlt, bevor es zurück in den Pufferspeicher geführt wird.

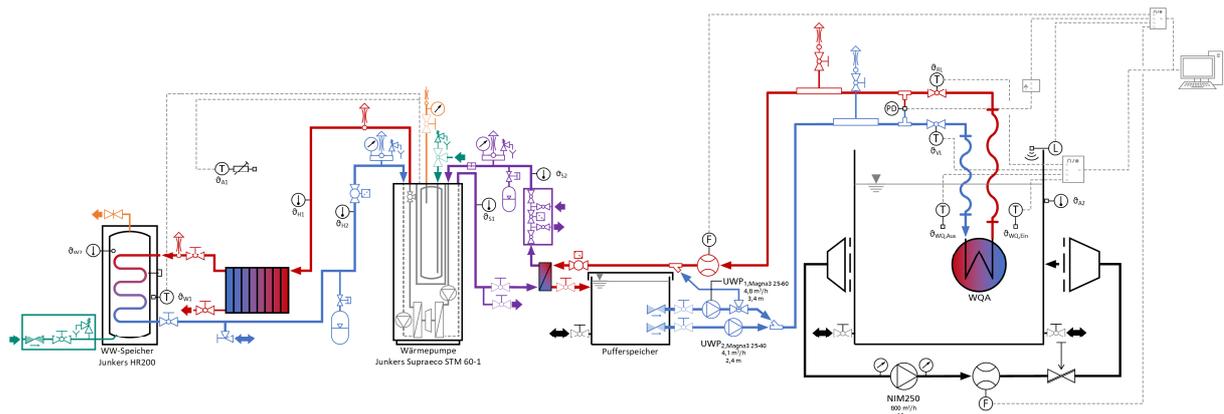


Abbildung 5-32: Strangschemata des wärmetechnischen Prüfstands.

5.3.2. Konstruktive Eigenschaften

Der Heizkreis im wasserbaulichen Forschungslabor ist als geschlossener Kreislauf konzipiert und besteht aus verpressten Kupferrohrleitungen mit einem Nenndurchmesser von DN20. Für stationäre Bedingungen soll der Heizkreis die von der Wärmepumpe ① bereitgestellte Wärme effektiv als Wärmesenke an die Umgebung abführen (Abbildung 5-33). Um höhere Wärmeverluste zu fördern, ist der Heizkreis unisoliert ausgeführt und integriert im warmen Vorlaufstrang einen Röhrenradiator. Die verbleibende Restwärme wird im Warmwasserspeicher ② mit einem Füllvolumen von 200 l an die Frischwasserzufuhr übertragen. Im Rücklauf des Heizkreises ist zur Druckregulierung ein Membranausdehnungsgefäß eingebaut, das mit Stickstoff gefüllt und durch eine Membran vom Wasser im Heizkreis getrennt ist. Bei steigender Wassertemperatur dehnt sich das Wasser aus und erhöht den Druck im Heizkreis. Das Ausdehnungswasser tritt dann mit Überdruck in das Ausdehnungsgefäß ein und komprimiert den Stickstoff, wodurch der Systemdruck im Heizkreis konstant bleibt. Zusätzlich ist im Rücklauf vor der Wärmepumpe ein Sicherheitsventil angebracht, das sich bei Überdruck selbsttätig öffnet und durch die Abgabe von Ausdehnungswasser den Heizkreis entlastet. Um Luftansammlungen in der Rohrleitung zu vermeiden, sind an drei Hochpunkten automatische Schnellentlüfter mit Schwimmerventilen installiert. Am tiefsten Punkt des Heizkreises befindet sich ein KFE-Hahn zur Befüllung und Entleerung.

Im wärmetechnischen Kreislauf wird eine binär arbeitende Wärmepumpe eingesetzt. Somit taktet die Wärmepumpe zwischen zwei Zuständen – an oder aus – und wird nicht über eine Drehzahlregelung gesteuert. Sobald im Heizkreis oder im Warmwasserspeicher die eingestellten Vorlauftemperaturen erreicht sind oder die festgelegten Temperaturspreizungen zwischen Vorlauf und Rücklauf unterschritten werden, schaltet sich die Wärmepumpe für mindestens 10 m eigenständig ab.

Der Solekreislauf ist ein geschlossener Kreislauf und besteht aus verschweißten PEHD-Rohrleitungen mit einem Nenndurchmesser von DN25. Der Solekreis soll als Zwischenkreis die Umweltwärme aus dem Wärmeträgerkreis an die Wärmepumpe übertragen und gleichzeitig das Wärmeträgermedium abkühlen. Im Solekreis wird ein Wasser-Glykol-Gemisch mit 30 Vol.-% Monoethylenglykol verwendet, das einen Eisflockenpunkt von etwa -16 °C aufweist. Der Eisflockenpunkt ist die Temperatur, bei der sich in einer Flüssigkeit erste Eiskristalle bilden und ist proportional zum Glykolanteil. Ein kupfergelöteter Plattenwärmeübertrager ③ aus Edelstahl trennt den Solekreis vom Wärmeträgerkreis. Im erwärmten Rücklauf sind eine Befüllanlage, ein Sole-Ausdehngefäß, ein Überdruckventil und zur Entlüftung ein Mikroblasenabscheider eingebaut. Am Tiefpunkt befindet sich ein KFE-Hahn zur Befüllung und Entleerung des Solekreises.

Der Pufferspeicher ④ ist ein offenes Stahlbecken mit einem Beckenvolumen von etwa 1,36 m³. Das Beckenvolumen wird mittels der Wärmepumpe auf die erforderliche Vorlaufstemperatur abgekühlt, um möglichst stationäre Untersuchungsbedingungen zu schaffen und Temperaturschwankungen der Vorlaufstemperatur zu minimieren. Zur Reduzierung des Wärmeeintrags aus dem wärmeren wasserbaulichen Forschungslabor wurde der Pufferspeicher nachträglich von außen mit Styrodurplatten isoliert. Im unteren Bereich des Pufferspeichers sind zwei Fußventile installiert, von denen Saugleitungen zu zwei parallel geschalteten Heizungsumwälzpumpen ⑤ führen. Die Druckleitungen dieser Pumpen vereinigen sich zu einer Vorlaufleitung, die durch eine Wanddurchführung ⑥ aus dem Labor zum Wasserkanal im Betriebshof führt. Am höchsten Punkt vor dem Wasserbecken ist ein erweiterter Rohrabschnitt als Lufttopf eingebaut. Von diesem zweigt eine vertikale Leitung ab, an deren Ende ein automatischer Schnellentlüfter mit Schwimmerventil montiert ist. Nach dem Lufttopf ist ein Abzweig mit einem Differenzdrucksensor ④ installiert (Abbildung 5-34). Im weiteren Verlauf der Rohrleitung befindet sich ein Kugelhahn mit einem Messstutzen ⑥, in den von unten ein Temperaturfühler zur Messung der Vorlaufstemperatur eingebaut ist. Der Kugelhahn ermöglicht das Absperrern des Vorlaufstrangs, um bei Arbeiten am Prüfmuster ein vollständiges Entleeren zu verhindern. Für die Verbindung zum untersuchten Wärmeübertrager werden flexible, dickwandige Spiralschläuche oder Panzerschläuche mit einem Innendurchmesser von DN25 verwendet.

Der Rücklauf ist ebenfalls mit flexiblen Spiralschläuchen oder Panzerschläuchen mit dem Prüfmuster verbunden. Am Anfang der Rücklaufleitung ist ebenfalls ein Kugelhahn ⑥ eingebaut, in dem ein von unten eingesetzter Temperaturfühler zur Messung der Rücklaufstemperatur eingesetzt ist. Nach der Temperaturmessung folgt ein Abzweig zur parallel verlaufenden Vorlaufleitung, in den der Differenzdrucksensor ④ verbaut ist. Die Rücklaufleitung verläuft vom Wasserbecken über eine Wanddurchführung zurück ins Labor. Direkt nach dieser Durchführung ist ein baugleicher Lufttopf zur Entlüftung der Leitung installiert. Im weiteren Verlauf der Leitung befindet sich eine magnetisch-induktive Durchflussmessung ⑦, gefolgt von der Systemtrennung zum Solekreis. Nachdem das Wärmeträgermedium die Systemtrennung passiert hat, wird es als Tauchstrahl in den oberen Bereich des Pufferspeichers eingeleitet. Unmittelbar vor dem Austritt des Mediums ist ein Kugelhahn als zusätzliche Absperrarmatur installiert. Dieser Kugelhahn dient dazu, den Wärmeträgerkreis für Entlüftungszwecke auf einen Überdruck einzustellen.

Der Wärmeträgerkreis ist aus PEHD-Rohrleitungen mit einem Nenndurchmesser von DN25 gefertigt. Um die Abkühlung des Pufferspeichers zu beschleunigen, ist der Heizungsumwälzpumpe ein Drei-Wege-Kugelhahn mit Bypass zur Rücklaufleitung nachgeschaltet. Dies erlaubt eine direkte Zirkulation des Wärmeträgermediums zwischen der Systemtrennung und dem Pufferspeicher. Der Wärmeträgerkreis kann sowohl mit Wasser als auch mit einem Wasser-Glykol-Gemisch betrieben werden.

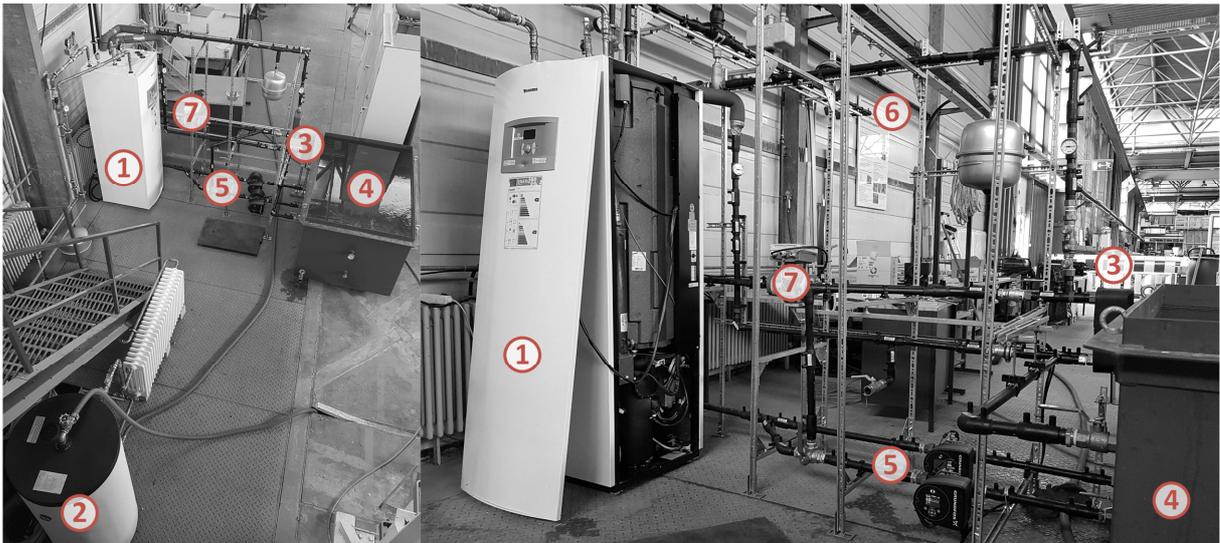


Abbildung 5-33: Aufnahmen des innenliegenden wärmetechnischen Kreislaufs mit ① Wärmepumpe, ② Warmwasserspeicher, ③ Systemtrennung, ④ Pufferspeicher, ⑤ Umwälzpumpe, ⑥ Wanddurchführung und ⑦ Durchflussmessung.

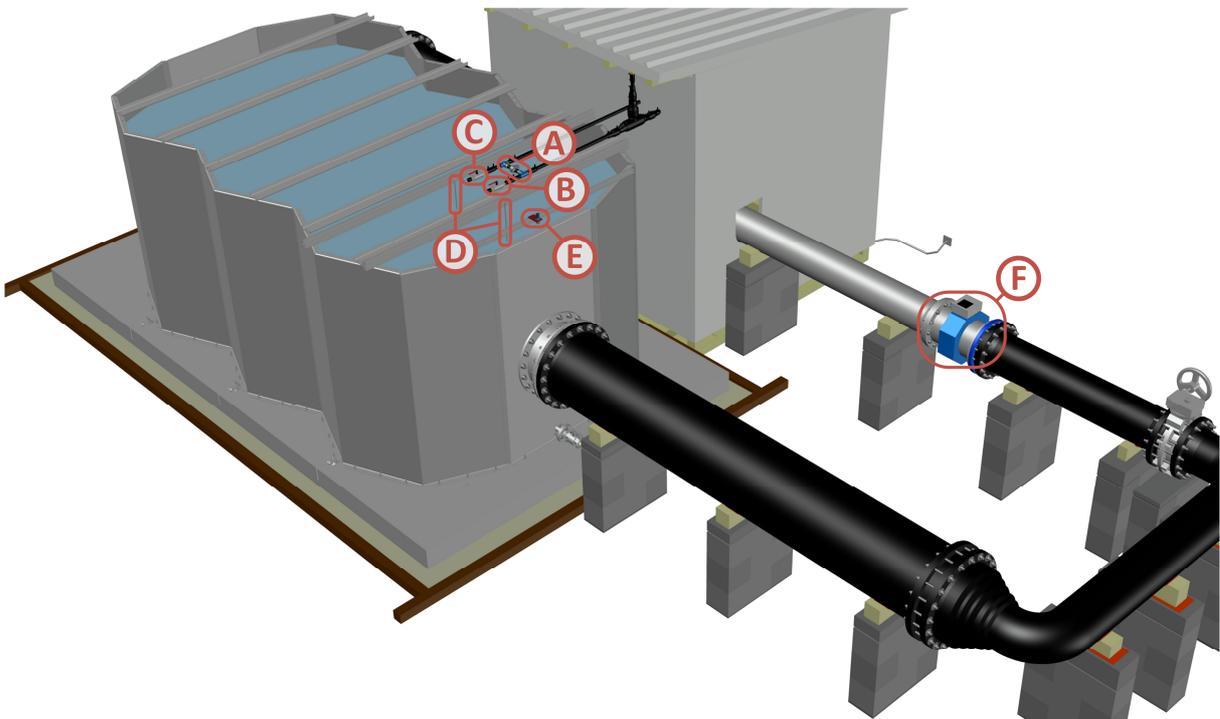


Abbildung 5-34: Ansicht des außenliegenden wärmetechnischen Kreislaufs mit ④ Differenzdruckmessung, ⑤ Vorlauftemperatur, ⑥ Rücklauftemperatur, ⑦ Wassertemperaturen im Wasserbecken, ⑧ Füllstandsmessung und ⑨ Durchflussmessung im Wasserkanal.

5.4. Versuchsdurchführung

Die experimentellen Untersuchungen an Wärmeübertragungssystemen im wärmeströmungstechnischen Prüfstand sollen unter kontrollierten Bedingungen Messdaten liefern, die Aufschluss über die Leistungsfähigkeit der untersuchten Systeme und über gewässerseitige Einflussfaktoren geben. Die gewonnenen Erkenntnisse dienen der Optimierung bestehender Systeme und der Entwicklung neuer, effizienterer Lösungen für die Nutzung und Umwandlung thermischer Energie aus Fließgewässern. In den nachfolgenden Abschnitten werden die einzelnen Schritte der Versuchsdurchführung beschrieben, beginnend mit der Vorbereitung der Versuchsanlage in Abbildung 5-35 über die Durchführung der Messungen bis hin zur Auswertung der gesammelten Daten.

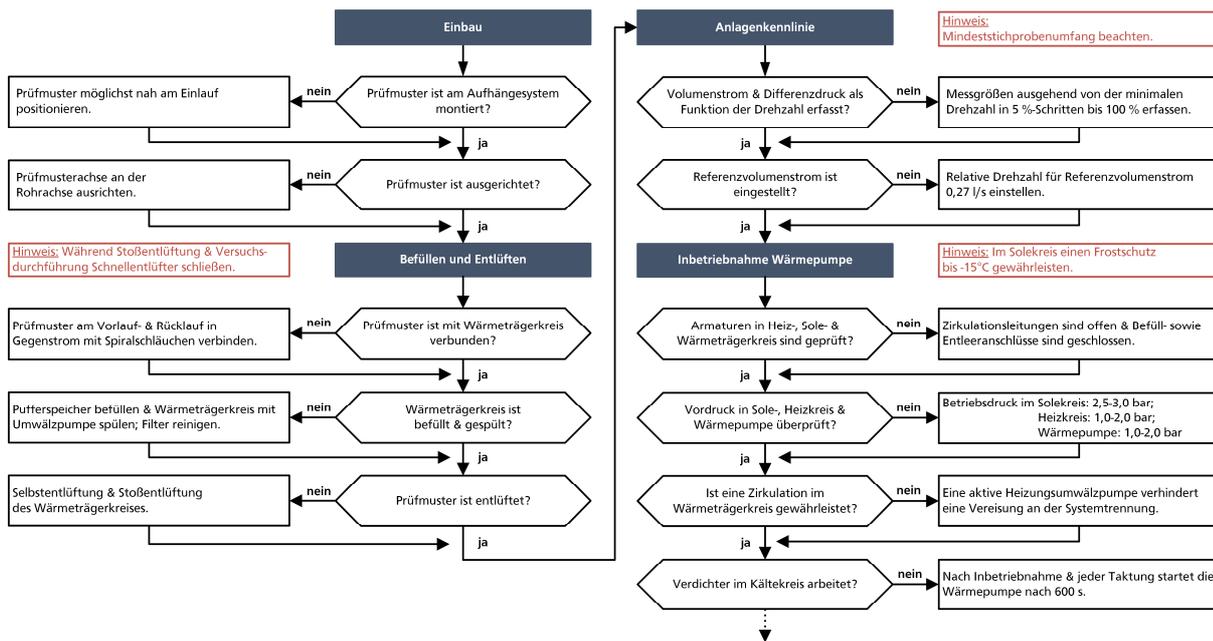


Abbildung 5-35: Ablaufdiagramm für die vorbereitenden Maßnahmen zur Versuchsdurchführung.

5.4.1. Einbau des Prüfmusters

Zunächst wird das Prüfmuster an den vier vertikalen Linearführungen des Aufhängesystems im Prüfbecken hängend montiert (Abbildung 5-36). Die Längsachse des Prüfmusters wird mit einem maximalen Abstand von einem bis zwei Rohrdurchmessern zum Tauchstrahlaustritt auf Höhe der Rohrachse ausgerichtet. Das Prüfmuster wirkt als Widerstand gegen die Anströmung des Tauchstrahls und leitet dadurch einen Strömungsanteil um sich herum, während ein anderer Anteil durch seine Kanäle oder Spalten hindurchströmt. Mit zunehmendem Versperrungsgrad des Prüfmusters steigt der Anteil der Umströmung, was zu einer entsprechenden Abnahme des effektiven Anteils für die Wärmeübertragung führt. Der Abstand zum Tauchstrahlaustritt ist so gewählt, dass er eine angemessene Umströmung ermöglicht, zugleich aber einen Einfluss des Staudrucks entgegen der Strömung in die Vorkammer verhindert und eine vorzeitige Strahlablenkung begrenzt. Es ist zudem zu gewährleisten, dass die Anströmung möglichst die gesamte Stirnfläche des Prüfmusters erfasst. Das Prüfmuster wird mittels flexibler Spiral- oder Panzerschläuche an den Vor- und Rücklauf angeschlossen. Um zusätzliche Wärmeeinträge sowie Druckverluste zu minimieren, wird die Schlauchlänge möglichst kurzgehalten. Zudem werden bei der Schlauchführung vertikale Bögen vermieden, welche die Luftansammlungen begünstigen können. Beim Anschluss ist die Stromführung zu berücksichtigen und der Wärmeübertrager sollte idealerweise im Gegen- oder im Kreuzgegenstrom angeschlossen werden.



Abbildung 5-36: Ansicht entgegen der Strömungsrichtung auf die ausgerichteten Prüfmuster, die mittels Spiralschläuchen an den Wärmeträgerkreis angeschlossen sind, während das Wasserbecken befüllt wird.

5.4.2. Spülung und Entlüftung

Sind die Schläuche mit dem Prüfmuster und mit dem Wärmeträgerkreis verbunden, befüllt und spült die Heizungsumwälzpumpe das Prüfmuster und die Rohrleitungen. Über den Pufferspeicher wird Frischwasser oder ein anderes geeignetes Wärmeträgermedium hinzugegeben. Sobald der Wärmeträgerkreis gespült ist, wird das Sieb in der Rücklaufleitung vor der Systemtrennung entnommen, gereinigt und wieder eingesetzt. Ein verschmutztes Sieb führt zu erhöhten Druckverlusten und schränkt den nutzbaren Volumenstrom für die nachfolgenden Untersuchungen ein.

Luft wirkt im Wärmeträgerkreis aufgrund ihrer schlechteren Wärmeleitung isolierend auf den Wärmeübergang zwischen dem Wärmeüberträger und dem Wärmeträgermedium und kann somit die Messwerte verfälschen. Zudem führen Luftansammlungen zu einer Einengung des Strömungsquerschnitts und verursachen zusätzliche Druckverluste. Daher ist vor den Beginn der Untersuchungen eine sorgfältige Entlüftung des Wärmeträgerkreislaufs nach der Erstbefüllung erforderlich. Dazu wird das Prüfmuster im ruhenden Zustand so ausgerichtet, dass es zum Rücklauf hin geneigt ist. Diese Ausrichtung ermöglicht es Luftblasen, aufgrund ihrer geringeren Dichte über die Anschlusschläuche in die Rohrleitungen aufzusteigen und sich in den zwei Lufttöpfen an den Hochpunkten des Wärmeträgerkreises zu sammeln, wo eine Selbstentlüftung stattfindet (Abbildung 5-37).

Im nächsten Schritt werden Luftteinschlüsse im Wärmeträgerkreis durch die Strömung mitgerissen, indem die Heizungsumwälzpumpe einen Volumenstrom oberhalb der Selbstentlüftungsgeschwindigkeit erzeugt. Die Luftblasen werden dann mit der Strömung in den Pufferspeicher transportiert, wo sie ausperlen können. Abschließend werden die letzten Luftblasen durch eine intermittierende Abfolge von künstlich erzeugten Schwallströmungen aus dem Wärmeträgerkreis in den Pufferspeicher gespült.

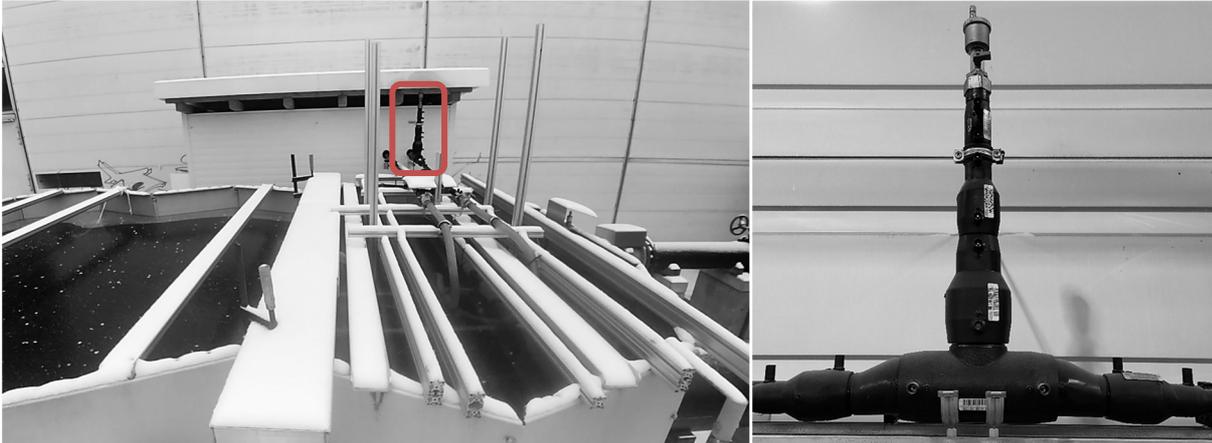


Abbildung 5-37: Untersuchungen bei niedrigen Umgebungstemperaturen und mit gefrorener Wasseroberfläche. Im Hintergrund ist der außenliegende Lufttopf im Vorlaufstrang zu erkennen (links) und der innenliegende Lufttopf im Rücklaufstrang als Nahaufnahme (rechts).

5.4.3. Anlagenkennlinie

Die Anlagenkennlinie liefert wichtige Informationen über die Druckverluste, welche den oberen und unteren Volumenstrom für die späteren wärmeströmungstechnischen Untersuchungen begrenzen und sich auf die Antriebsenergie der Heizungsumwälzpumpe im Betrieb auswirken. Die Anlagenkennlinie dokumentiert für verschiedene relative Drehzahlen der Heizungsumwälzpumpe die jeweilige Fördermenge wie auch den Differenzdruck. Die Fördermenge entspricht dabei dem Volumenstrom des Wärmeträgermediums im Prüfmuster, während der Differenzdruck die lokalen und kontinuierlichen Druckverluste in den Anschlusschläuchen sowie im Prüfmuster abbildet.

Beginnend bei der Mindestdrehzahl von 41 %, wird die Drehzahl der Heizungsumwälzpumpe in 5 %-Schritten sukzessive erhöht, bis die maximale Drehzahl erreicht ist. Zusätzlich wird eine spezifische Drehzahl für einen Referenzvolumenstrom von 0,27 l/s ermittelt. Für jede DrehzahlEinstellung werden der Volumenstrom mittels magnetisch-induktiver Durchflussmessung im Rücklauf und der Differenzdruck mit einem Differenzdruckaufnehmer sekundlich aufgezeichnet. Die aufgezeichneten Werte werden anschließend arithmetisch gemittelt und dienen bei den wärmeströmungstechnischen Untersuchungen als wichtige Konfigurations- und Kontrollparameter. Die oberen und unteren Volumenströme werden durch die Druckverluste in den verschiedenen Prüfmustern vorgegeben. In den Vorversuchen mit unterschiedlichen Prüfmustern stellte sich heraus, dass der Referenzvolumenstrom jener Volumenstrom ist, der in allen Anlagenkennlinien vertreten war (Abbildung 5-38). Der Referenzvolumenstrom dient als einheitliche Vergleichsbasis, um die Leistungsfähigkeit und Charakteristika der verschiedenen Prüfmuster unter vergleichbaren Bedingungen beurteilen zu können.

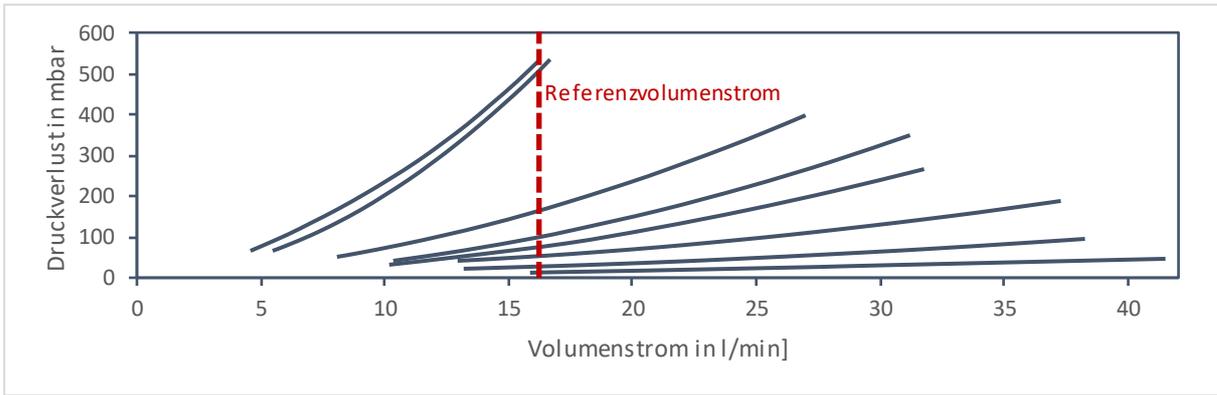


Abbildung 5-38: Anlagenkennlinie verschiedener Prüfmuster mit Referenzvolumenstrom (rote Strichlinie).

5.4.4. Versuchsreihe 1 – Kennlinie zum inneren Wärmeübergang

Um den Einfluss der Wärmeübergangskoeffizienten der beiden Fluide auf den Wärmedurchgangskoeffizienten zu ermitteln, sind zwei Versuchsreihen erforderlich, bei denen jeweils der nicht interessierende Wärmeübergangskoeffizient konstant und möglichst groß gehalten wird (Schütz 1988, 424). Die Untersuchungen am Prüfmuster beginnen in einem ruhenden Wasserkörper, um die Einflüsse auf den inneren Wärmeübergang und die Entzugsleistung unabhängig von äußeren Bedingungen zu analysieren. Abbildung 5-39 veranschaulicht den Ablauf der ersten Versuchsreihe. Um lokale Abkühlungseffekte zu vermeiden, wird eine schwache Anströmung von 0,1 m/s eingestellt, die eine gleichmäßige Temperaturverteilung im Becken gewährleistet. Diese schwache Anströmung wird während der gesamten Messreihe konstant gehalten, um das Prüfmuster kontinuierlich mit wärmerem Wasser aus der Umgebung zu versorgen und abgekühltes Wasser abzuführen. Diese Maßnahme fördert die thermische Regeneration des Wasserkörpers im Nahbereich des Wärmeübertragers und stabilisiert die Umgebungsbedingungen.

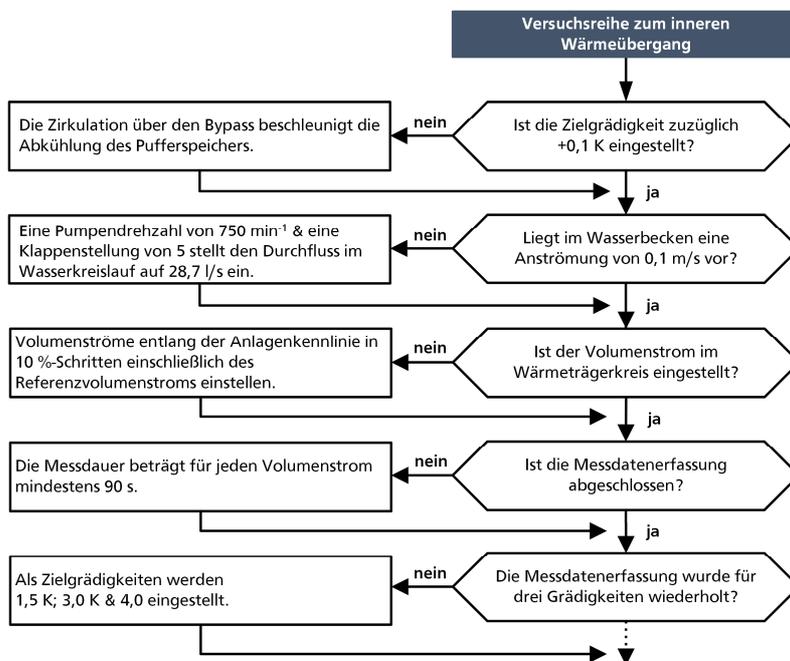


Abbildung 5-39: Ablaufdiagramm für die Messreihe zum inneren Wärmeübergang.

Die Durchführung der Versuchsreihe zur Beurteilung des inneren Wärmeübergangs und der Entzugsleistung erfolgt in drei separaten Messreihen mit verschiedenen Grädigkeiten. Dabei wird das Wärmeträgermedium im Pufferspeicher durch die Wärmepumpe auf eine vordefinierte Grädigkeit als Temperaturdifferenz zwischen dem Vorlauf und wasserseitiger Eintrittstemperatur abgekühlt. Ist die Ziel-Grädigkeit zuzüglich eines Sicherheitszuschlags von 0,1 bis 0,2 K erreicht, pausiert die Wärmepumpe und die Datenerfassung beginnt. Die Volumenströme werden einschließlich des Referenzvolumenstroms entsprechend der Anlagenkennlinie eingestellt, beginnend mit dem maximal möglichen Wert und in 10 %-Schritten absteigend angepasst. Jeder Volumenstrom wird für mindestens 90 s aufgezeichnet, um die Systemtemperatur zu stabilisieren und die thermischen Ansprechzeiten zu berücksichtigen. Im Vorfeld muss sichergestellt werden, dass eine vollständige Zirkulation des Wärmeträgermediums zwischen den Temperaturmesspunkten im Vorlauf und Rücklauf gegeben ist. Ist dies nicht der Fall, muss die Messdauer entsprechend angepasst werden.

Die Temperatur des Wärmeträgermediums steigt infolge der Wärmeaufnahme aus dem Wasserbecken an. Unterschreitet die Vorlauftemperatur die eingestellte Grädigkeit, wird die Wärmepumpe wieder eingeschaltet, um das Wärmeträgermedium erneut auf die Zielgrädigkeit abzukühlen. Dieser Vorgang wird solange wiederholt, bis die Anlagenkennlinie vollständig aufgezeichnet wurde. Die Messungen werden in absteigender Reihenfolge der Grädigkeit durchgeführt, beginnend mit der höchsten und endend mit der niedrigsten. Die festgelegten Grädigkeiten sind 1,5 K, 3,0 K und 4,5 K. Insbesondere die Grädigkeit von 1,5 K repräsentiert den ungünstigsten monovalenten Betriebszustand und tritt vorwiegend während der Wintermonate auf, um lokale Vereisungen bei niedrigen Gewässertemperaturen zu verhindern. Die gängigen Betriebsgrädigkeiten von Wärmepumpen liegen zwischen 3,0 K und 4,5 K. Für eine höhere Messdatendichte kann die Versuchsreihe um eine weitere Messsequenz mit einer Grädigkeit von 6,0 K ergänzt oder die Schrittweite der Anlagenkennlinie von 10 % auf 5 % verfeinert werden. In Abbildung 5-40 sind beispielhaft die Messreihen für ein Prüfmuster bei vier unterschiedlichen Grädigkeiten dargestellt, welche die Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf als Funktion des Volumenstroms im Wärmeträgerkreis aufzeigen. Diese Darstellung verdeutlicht den Einfluss des Volumenstroms auf den Wärmestrom im Prüfmuster und veranschaulicht, wie durch die Anpassung des Volumenstroms die Temperaturspreizung abnimmt.

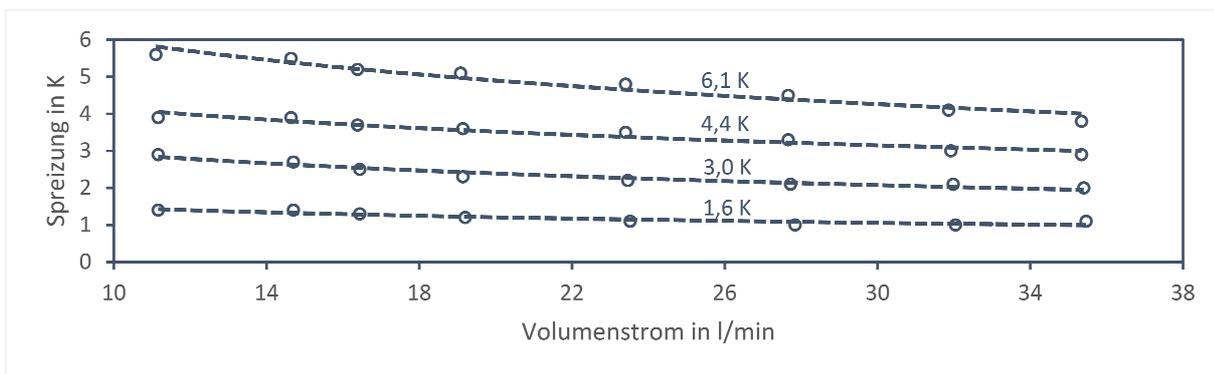


Abbildung 5-40: Temperaturspreizung als Funktion des Volumenstroms für vier verschiedene Grädigkeiten.

5.4.5. Versuchsreihe 2 – Kennlinie zum äußeren Wärmeübergang

In der zweiten Versuchsreihe wird das Verhalten des Prüfmusters und der konvektive Wärmeübergang im strömenden Fließgewässer unter dem Einfluss der Anströmgeschwindigkeit untersucht. Hierfür wird bei einem konstanten Volumenstrom des Wärmeträgermediums und gleichbleibenden Grädigkeiten der gewässerseitige Durchfluss im Wasserkanal schrittweise erhöht. Die Strömungsgeschwindigkeit in der Anströmung des Prüfmusters steigt von $0,1 \pm 0,02$ m/s auf bis zu $0,9 \pm 0,02$ m/s. Für die Untersuchungen werden mindestens drei Kombinationen aus Grädigkeit und Volumenstrom eingestellt:

- Grädigkeit von 6,0 K bei maximalem Volumenstrom,
- Grädigkeit von 4,0 K beim Referenzvolumenstrom,
- Grädigkeit von 3,5 K bei minimalem Volumenstrom.

Analog zur ersten Versuchsreihe kühlt die Wärmepumpe das Wärmeträgermedium im Kreislauf auf die Grädigkeit zuzüglich eines Sicherheitszuschlags von 0,1 bis 0,2 K ab (Abbildung 5-41). Nachdem die Startbedingung erreicht ist, wird der festgelegte Volumenstrom eingestellt und die Datenerfassung gestartet. Die gewässerseitige Anströmgeschwindigkeit wird dann in Schritten von +0,1 m/s erhöht und die Messung für jede neue Geschwindigkeit wiederholt. Die Temperatur des zirkulierenden Wärmeträgermediums steigt durch die Wärmeentnahme aus dem Fließgewässer kontinuierlich an.

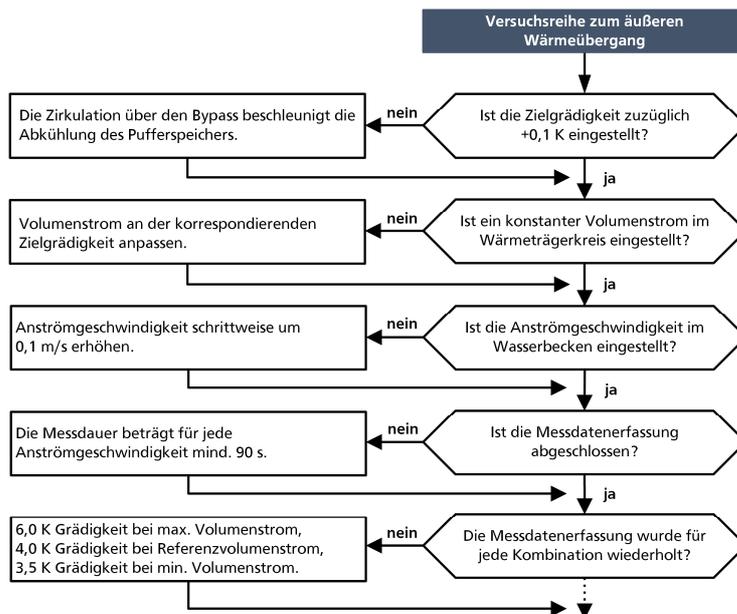


Abbildung 5-41: Ablaufdiagramm für die Messreihe zum äußeren Wärmeübergang.

Fällt die Temperatur im Vorlauf unter die Zielgrädigkeit, wird die Wärmepumpe erneut aktiviert, um das Wärmeträgermedium auf die Startbedingung zu kühlen, und die Datenerfassung wird fortgesetzt. Jede Anströmgeschwindigkeit wird für mindestens 90 s erfasst, um die Systemtemperatur zu stabilisieren und die thermischen Ansprechzeiten zu berücksichtigen. Es muss im Vorfeld sichergestellt werden, dass eine vollständige Zirkulation des Wärmeträgermediums zwischen den Temperaturmesspunkten im Vor- und Rücklauf stattfindet; andernfalls ist die Messdauer entsprechend anzupassen. Die Messreihenfolge beginnt mit der höchsten Grädigkeit und wird mit absteigender Grädigkeit wiederholt. Um die Messdatendichte zu erhöhen, kann die Versuchsreihe um zusätzliche Messsequenzen mit beliebigen Kombinationen aus Grädigkeit und Volumenstrom erweitert oder die Anströmgeschwindigkeit weiter erhöht werden. In Abbildung 5-42 werden die Temperaturspreizungen im Wärmeträgerkreis für verschiedene

Kombinationen aus Grädigkeit und Volumenstrom in Abhängigkeit von der Anströmgeschwindigkeit exemplarisch für ein Prüfmuster dargestellt. Die Temperaturspreizung nimmt mit steigender Anströmgeschwindigkeit zu, was auf eine effizientere gewässerseitige Wärmeübertragung bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten hindeutet.

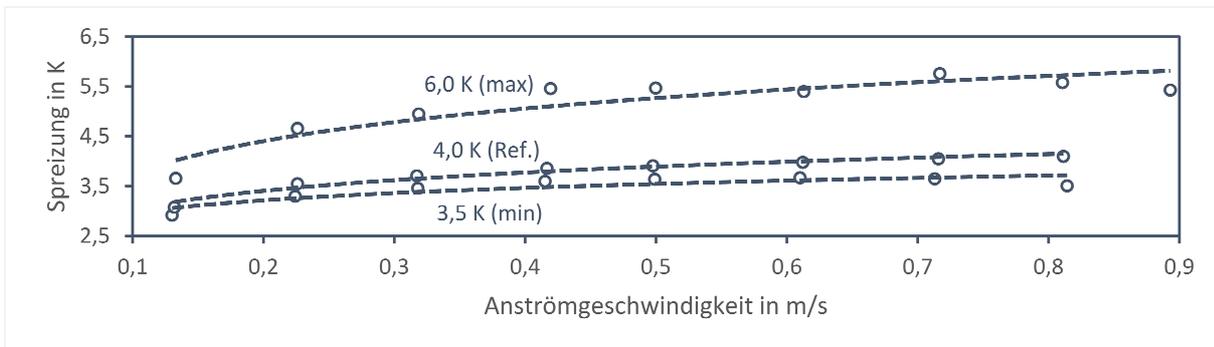


Abbildung 5-42: Temperaturspreizung für verschiedene Grädigkeiten und Volumenströme in Abhängigkeit von der Anströmgeschwindigkeit im Wasserbecken.

5.5. Datenauswertung

Durch die gezielte Variation von Parametern wie dem Volumenstrom und der Anströmgeschwindigkeit können die Einflüsse dieser Betriebsparameter auf die inneren und äußeren Wärmeübertragungsmechanismen untersucht werden. Während der Versuchsdurchführung wird angestrebt, bei jeder Parameteränderung einen quasistationären Zustand zu erreichen, bei dem sich die Vorlauftemperatur im Wärmeträgerkreis langsam und kontinuierlich ändert. Dies soll die Grädigkeit als treibenden Temperaturgradient stabilisieren, um zuverlässige Messwerte zu erhalten.

Nach Abschluss der Datenerhebung werden die Messreihen mittels eines definierten Schwellenwerts sequenziert (Abbildung 5-43), um konsistente und repräsentative Datenbereiche zu identifizieren. Dieser Schwellenwert basiert auf dem Konzept der Konfidenzintervalle, wobei die zweifache Standardabweichung rund um die mittlere Druckdifferenz angesetzt wird, um ein 95 %iges Konfidenzintervall zu bilden. Dieses Intervall kennzeichnet den Datenbereich, in dem der wahre Mittelwert der Druckdifferenz mit hoher Wahrscheinlichkeit liegt. Für jeden Messwert wird überprüft, ob er innerhalb des Konfidenzintervalls liegt, welches als $\pm 2 \cdot \sigma_{SD}$ definiert ist. Durch diesen Schwellenwertansatz wird die Systemreaktion auf Veränderungen des Volumenstroms im Wärmeträgerkreis objektiv bewertet und die statistische Signifikanz der Ergebnisse sichergestellt. Messdaten, die außerhalb der festgelegten Grenzen liegen und somit als Ausreißer oder nicht repräsentativ einzustufen sind, werden von der weiteren Analyse ausgeschlossen.

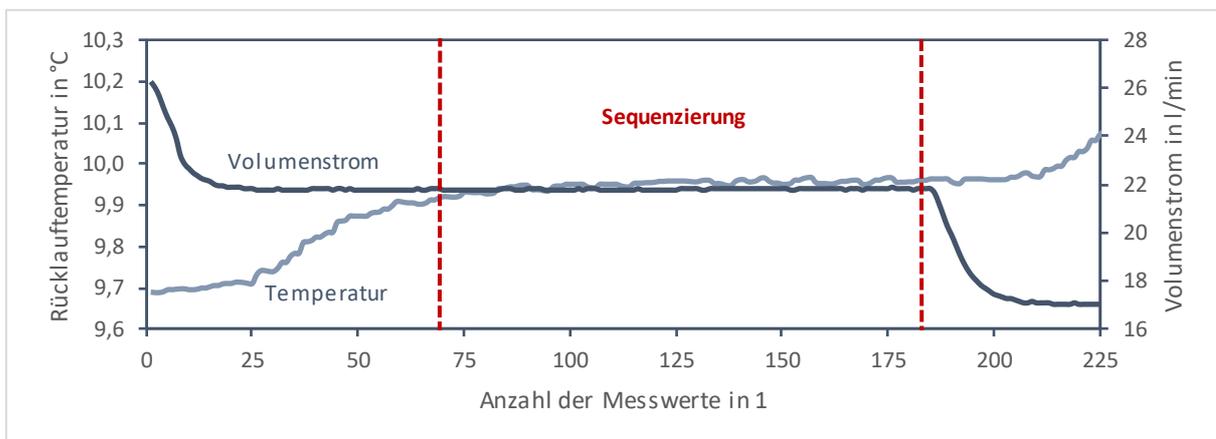


Abbildung 5-43: Sequenzierung eines repräsentativen Datenbereichs für einen geänderten Volumenstrom während der Versuchsreihe zur Bewertung des inneren Wärmeübergangs.

Die selektierten, verbleibenden Messdaten werden anschließend gemittelt, um daraus die temperaturabhängigen Stoffgrößen, Temperaturdifferenzen und Mitteltemperaturen zu bestimmen. Mit diesen Eingangsgrößen werden die dimensionslosen Kennzahlen und weiteren Strömungseigenschaften ermittelt, die in die Bewertung der thermodynamischen Leistungsfähigkeit des Prüfmusters eingehen. Die verschiedenen Ebenen der Messdatenverarbeitung sind in Abbildung 5-44 dargestellt.



Abbildung 5-44: Die verschiedenen Ebenen der Datenverarbeitung mit den gemittelten Eingangsgrößen und den daraus abgeleiteten Kennwerten.

Die Berechnung der Wärmedurchgangskoeffizienten und der Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt nach dem in Abbildung 5-45 dargestellten Algorithmus.

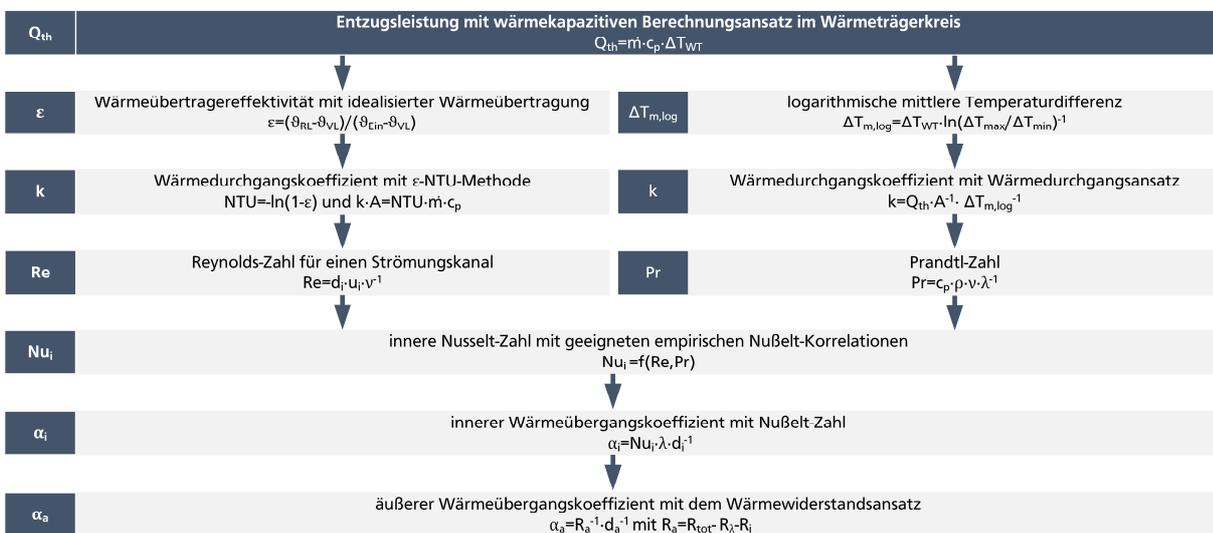


Abbildung 5-45: Schematische Darstellung des Berechnungsalgorithmus für die Ermittlung der Wärmedurchgangs- und Wärmeübergangskoeffizienten unter Nutzung des ε -NTU-Verfahrens und dimensionsloser Kennzahlen.

Für eine beliebige Stromführung kann der Wärmedurchgangskoeffizient mit dem ε -NTU-Verfahren berechnet werden, was die Nachrechnung von Wärmeübertragern oft erheblich vereinfacht. Aus der Energieerhaltung folgt, dass die vom Fluid aufgenommene oder abgegebene Wärmemenge gleich der durch die Oberfläche des Wärmeübertragers übertragenen Wärmemenge sein muss (Incropera et al. 2013, 723):

$$\dot{Q}_{th} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta_{WT} = k \cdot A \cdot \Delta T_{m,log} \quad [5-1]$$

Durch Umformung des wärmekapazitiven Berechnungsansatzes zum Wärmewiderstandsansatz in das Verhältnis von Temperaturdifferenz zur logarithmischen Temperaturdifferenz ergibt sich die dimensionslose Kennzahl NTU, welche die Wärmeübertragung über eine Oberfläche beschreibt:

$$NTU = \frac{\dot{m} \cdot c_p}{k \cdot A} = \frac{\Delta\vartheta_{WT}}{\Delta\vartheta_{m,log}} \quad [5-2]$$

wobei:

NTU Anzahl der Übertragungseinheiten (Number of Transfer Units) in 1.

Bei einer idealen Wärmeübertragung erreicht die Rücklauftemperatur des Wärmeträgermediums die Eintrittstemperatur des Fließgewässers. Die Effektivität eines Wärmeübertragers wird als das Verhältnis der tatsächlich übertragenen Wärmemenge zur maximal möglichen Wärmemenge einer idealen Wärmeübertragung definiert:

$$\varepsilon = \frac{\Delta T_{WT}}{\Delta T_{max}} = \frac{\vartheta_{RL} - \vartheta_{VL}}{\vartheta_{Ein} - \vartheta_{VL}} \quad [5-3]$$

wobei:

ε Wärmeübertragungseffektivität in 1.

Die NTU und die Wärmeübertragungseffektivität korrelieren miteinander, sodass die NTU berechnet werden kann, wenn die Wärmeübertragungseffektivität bekannt ist:

$$NTU = -\ln(1 - \varepsilon) \quad [5-4]$$

Aus dieser ε -NTU-Beziehung lässt sich nun der Wärmedurchgangskoeffizient ableiten:

$$k \cdot A = NTU \cdot \dot{m} \cdot c_p \quad [5-5]$$

wobei:

$k \cdot A$ Gesamtwärmedurchgangskoeffizient in W/K.

Wird der Wärmedurchgang nun über den Gesamtwärmeübergangskoeffizienten beschrieben, können aus den anteiligen Wärmewiderständen die äußeren Wärmeübergangskoeffizienten abgeleitet werden (Mitchell et al. 2018, 719):

$$R_a = R_{tot} - R_i - R_\lambda = \frac{1}{k \cdot A} - \frac{1}{\alpha_i \cdot A_i} - \frac{\ln\left(\frac{d_a}{d_i}\right)}{\lambda_R \cdot 2 \cdot \pi \cdot L_R} \quad [5-6]$$

wobei:

R_a äußerer Wärmeübergangswiderstand in K/W,

R_{tot} Gesamtwärmeübergangswiderstand bzw. spezifische Wärmeübertragerkonstante in K/W,

R_i innerer Wärmeübergangswiderstand in K/W,

R_λ konduktiver Wärmewiderstand in der Rohrwand in K/W,

α_a äußerer Wärmeübergangskoeffizient in W/(m²·K), definiert als:

$$\alpha_a = \frac{1}{R_a \cdot A_a},$$

α_i innerer Wärmeübergangskoeffizient in W/(m²·K), berechnet als:

$$\alpha_i = \frac{Nu_i \cdot \lambda}{d_i},$$

Nu_i innere Nußelt-Zahl in 1,

L_R Rohrlänge in m,

Nu_a äußere Nußelt-Zahl in 1, berechnet als:

$$Nu_a = \frac{\alpha_a \cdot d_a}{\lambda}.$$

Die Bestimmung der Wärmeübertragerkoeffizienten in Wärmeübertragern wird infolge der meist komplexen Geometrien und Strömungsverhältnisse erschwert, was analytische Lösungen meist ausschließt. Sind für eine gegebene Strömung und Oberflächengeometrie die Wandtemperaturen und die Fluidtemperaturen bekannt, lassen sich die Wärmeübergangskoeffizienten mit Newtons Abkühlungsgesetz bestimmen. Doch mögliche Störungen der Strömung durch Temperaturfühler und die zumeist schwer zugänglichen inneren Wärmeübertragungsflächen erschweren eine direkte Messung der inneren Wandtemperaturen. (Seara et al. 2007, 2746)

In diesen Fällen kann die Wilson-Plot-Methode in Abbildung 5-46 zur Schätzung der Parameter mit experimentellen Daten genutzt werden, insbesondere zur Bestimmung unbekannter Wärmeübergangskoeffizienten auf der Fluidseite, für die es wenige oder keine zuverlässigen Nußelt-Korrelationen gibt (Shah 1990, 55).

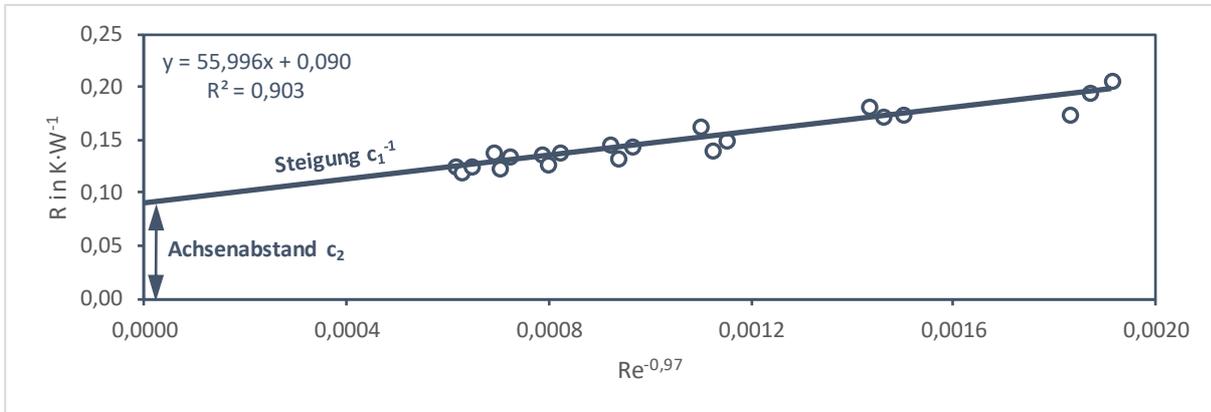


Abbildung 5-46: Modifizierter Wilson-Plot nach Uhiá et al. (2013, 474).

Während sich der Wärmedurchgangswiderstand relativ einfach aus den experimentellen Daten ableiten lässt, ist die Bestimmung der einzelnen Anteile wesentlich aufwendiger (van Rooyen et al. 2012, 342). Bleiben die Betriebsbedingungen auf der äußeren Fluidseite konstant, können der Wärmedurchlasswiderstand und der äußere Wärmeübergangswiderstandskoeffizient zu einer Konstanten zusammengefasst werden (Shah 1990, 51):

$$R_{\lambda} + R_a = c_2 \quad [5-7]$$

wobei:

c_2 Konstante in 1.

Die gemessenen Änderungen im Wärmedurchgangswiderstand beruhen dann nur noch auf den Änderungen des inneren Wärmeübergangswiderstands:

$$\frac{1}{k \cdot A} = \frac{1}{\alpha_i \cdot A_i} + c_2 \quad [5-8]$$

Der innere Wärmeübergang wird durch die Nußelt-Zahl als Funktion der Prandtl- und der Reynolds-Zahl mit zwei unbekannt Exponenten beschrieben. Für turbulente Rohrströmungen wird der Exponent der Prandtl-Zahl gemäß der Nußelt-Korrelation nach Dittus-Boelter üblicherweise mit einem Wert von 0,4 angesetzt (Seara et al. 2005, N2). Der Exponent der Reynolds-Zahl hingegen variiert in Abhängigkeit von der Prandtl-Zahl sowie von der Reynolds-Zahl selbst (Shah 1990, 52):

$$Nu_i = \frac{\alpha_i \cdot A_i}{\lambda} = C \cdot Re^n \cdot Pr^{0,4} \quad [5-9]$$

wobei:

C Konstante für die innere Nußelt-Zahl in 1.

Werden die temperaturabhängigen Schwankungen der Stoffeigenschaften vernachlässigt, vereinfacht sich die Beziehung und der innere Wärmeübergangswiderstand wird proportional zur Reynolds-Zahl (Seara et al. 2005, N4):

$$R_i = \frac{1}{\alpha_i \cdot A_i} = c_1 \cdot \frac{1}{Re^n} \quad [5-10]$$

wobei:

c_1 Konstante für den inneren Wärmeübergangskoeffizienten in 1.

Der Wärmedurchgangswiderstand wird damit zu einer linearen Funktion der Reynolds-Zahl, wofür Wilson (1915, 60) für vollausgebildete turbulente Rohrströmung einen empirischen Wert von $n = 0,82$ fand.

$$\frac{1}{k \cdot A} = c_1 \cdot \frac{1}{Re^n} + c_2 \quad [5-11]$$

wobei:

n empirischer Exponent der Reynolds-Zahl in 1, hier $n = 0,82$ als Startwert.

Die lineare Funktion kann als Regressionsgerade in einem Wilson-Plot dargestellt werden, woraus die unbekanntenen Konstanten aus der Steigung und dem y-Achsenabschnitt ermittelt werden können (Shah 1990, 52):

$$y = m \cdot x + b \quad [5-12]$$

wobei:

y abhängige Variable in var, definiert als $\frac{1}{k \cdot A}$,

m Steigung der Regressionsgeraden in 1, definiert als $\frac{1}{c_1}$,

x unabhängige Variable oder Prädiktor in var, definiert als Re^{-n} ,

b y-Achsenabstand der Regressionsgeraden in 1, definiert als c_2 .

Mit den ermittelten Konstanten lassen sich nun der innere und äußere Wärmeübergangskoeffizient sowie der Koeffizient für die innere Nußelt-Korrelation annähern (Seara et al. 2005, N5):

$$\alpha_i = \frac{Re^n}{c_1 \cdot A_i} \quad [5-13]$$

$$\alpha_a = \frac{1}{(c_2 - R_\lambda) \cdot A_a} \quad [5-14]$$

$$C = \frac{1}{c_1 \cdot \frac{\lambda}{a_i} Pr^{0,4} \cdot A_i} \quad [5-15]$$

Mithilfe der Wilson-Plot-Methode lassen sich die mittleren Wärmeübergangskoeffizienten als Funktion der Reynolds-Zahl oder des Massenstroms bestimmen, wobei Wilson (1915) in seinem ursprünglichen Ansatz die Strömungsgeschwindigkeit verwendete. Die Genauigkeit dieser Methode hängt wesentlich von den gewählten Exponenten der Reynolds-Zahlen und der Prandtl-Zahlen ab. Eine modifizierte Abwandlung verbessert die Ergebnisse, indem der Exponent der Reynolds-Zahl iterativ angepasst wird (Abbildung 5-46), sodass die Summe der quadratischen Abweichungen zwischen den experimentellen Daten und der durch die lineare Regression ermittelten Werte minimiert wird. (Rose 2004, 80) Die Unsicherheiten der Parameterschätzung verringern sich mit einer steigenden Anzahl an Messwerten und dem Bereich, den die Messwerte abdecken. Weiterhin lassen sich durch die Anwendung modifizierter, nichtlinearer Ansätze, wie von Briggs et al. (1969) und Khartabil et al. (1988) vorgeschlagen, die Unsicherheiten weiter reduzieren, indem mindestens drei oder mehr unbekanntene Konstanten einbezogen werden. Jedoch kann der Versuch, mehr unbekanntene Konstanten zu bestimmen, als es die Genauigkeit und der Umfang der Messwerte zulassen, zu stark fehlerbehafteten Ergebnissen führen (Rose 2004, 80).

5.6. Datenerfassung

Um das Verhalten von Wärmeübertragern in Fließgewässern unter verschiedenen Bedingungen zuverlässig zu beschreiben, sind die Zustandsgrößen mit möglichst hoher Genauigkeit zu erfassen und daraus das Wärmeübertragungsvermögen abzuleiten. Dafür sind zunächst die wesentlichen Zustandsgrößen zu definieren, mögliche Messungenauigkeiten zu quantifizieren und störende Einflüsse zu minimieren. Zu den eingesetzten Messtechniken gehören thermoresistive Temperaturmessverfahren, magnetisch-induktive Durchflussmessverfahren, induktive und kapazitive Druckmessverfahren sowie akustische Geschwindigkeitsmessverfahren. Trotz sorgfältiger Planung und Durchführung der Messungen ist es nicht möglich, einen Wert vollkommen exakt zu bestimmen, die Messgenauigkeit bleibt stets endlich (Kamke 2014, 7).

5.6.1. Thermoresistive Temperaturmessung

In Wärmeübertragern findet eine Wärmeübertragung zwischen zwei Fluiden mit unterschiedlichen Temperaturen statt, die durch eine Trennwand voneinander getrennt sind. Um die Wärmeströme genau zu bestimmen, werden die Temperaturen auf beiden Seiten der Trennwand sowohl am Eintritt als auch am Austritt gemessen. Für die Temperaturmessung sind genaue Temperaturfühler wie Thermoelemente oder Widerstandstemperaturfühler erforderlich, deren Ausgangssignale für eine weiterführende Verarbeitung und Analyse geeignet sind. (Schöne 1994, 36) Insbesondere bieten Widerstandstemperaturfühler bei der Anwendung in Wärmeübertragern im Vergleich zu Thermoelementen Vorteile wie eine höhere Genauigkeit, eine annähernd lineare Temperaturabhängigkeit und verbesserte Langzeitstabilität (Binder 2014, 919).

Bei Widerstandstemperaturfühlern ändert sich der elektrische Widerstand des Messfühlers mit der Temperatur. Oftmals werden metallische Sensoren eingesetzt, deren elektrischer Widerstand mit zunehmender Temperatur ansteigt. Wegen der guten chemischen Beständigkeit, leichten Verarbeitung und hohen Reproduzierbarkeit der elektrischen Eigenschaften haben sich Messwiderstände aus Platin in der technischen Messtechnik durchgesetzt. (Nau 2014, 682) Der temperaturabhängige Messwiderstand von Metallen, insbesondere von Platin, kann für Temperaturen von 0 bis 850 °C durch eine empirische Formel beschrieben werden (Schöne 1994, 37):

$$R = R_0 \cdot [1 + A \cdot (T - T_0) + B \cdot (T - T_0)^2] \quad [5-8]$$

wobei:

R elektrischer Widerstand bei gegebener Temperatur T in Ω ,

R_0 elektrischer Nennwiderstand in Ω bei der Bezugstemperatur $T_0 = 0$ °C,

A Materialkonstante in K^{-1} , für Platin ist $A = 3,9083 \cdot 10^{-3} K^{-1}$,

B Materialkonstante in K^{-2} , für Platin ist $B = -5,775 \cdot 10^{-7} K^{-1}$.

Ein gängiger Nennwiderstand für Platin-Messwiderstände ist 100 Ω bei 0 °C, was zur Bezeichnung Pt-100 führt. Für Temperaturen über 0 °C kann die Temperatur aus den gemessenen elektrischen Widerständen berechnet werden (Nau 2007, 46):

$$\vartheta_{RTD} = \frac{-R_0 \cdot A + [(R_0 \cdot A)^2 - 4 \cdot R_0 \cdot B \cdot (R_0 - R)]^{1/2}}{2 \cdot R_0 \cdot B} \quad [5-9]$$

wobei:

ϑ_{RTD} berechnete Temperatur in °C.

Bei einer Temperaturänderung von 1 K reagieren Pt-100 Messwiderstände im Temperaturbereich von 0 bis 100 °C mit einer Änderung des elektrischen Widerstands von etwa 0,391 Ω/K (Nau 2014, 690). Die elektrischen Eigenschaften von Messwiderständen sind in der Norm DIN EN 60751 (2009) festgelegt, was eine hohe Genauigkeit und Reproduzierbarkeit der Messdaten gewährleistet und zudem die zulässigen Grenzabweichungen von der Normkennlinie definiert:

$$\Delta\vartheta = a + b \cdot |\vartheta| \quad [5-10]$$

Für Pt-100 Messwiderstände sind zwei Standardklassen für die Grenzabweichung definiert:

Klasse A: $\Delta\vartheta_A = \pm(0,15 + 0,002 \cdot |\vartheta|)$,

Klasse B: $\Delta\vartheta_B = \pm(0,30 + 0,005 \cdot |\vartheta|)$.

Zudem sind in der Industrie drei weitere Genauigkeitsklassen gängig (Abbildung 5-47), die auf der Standardklasse B basieren (Omega 2012, 5):

1/3 DIN, auch Klasse AA: $\Delta\vartheta_{AA} = \pm \frac{1}{3} \cdot \Delta\vartheta_B = \pm(0,10 + 0,0017 \cdot |\vartheta|)$,

1/10 DIN, herstellerspezifisch: $\Delta\vartheta_{1/10} = \pm \frac{1}{10} \cdot \Delta\vartheta_B = \pm(0,03 + 0,0005 \cdot |\vartheta|)$,

Klasse 0,5: $\Delta\vartheta_{0,5} = \pm(0,50 + 0,006 \cdot |\vartheta|)$.

Die festgelegten Genauigkeitsklassen beziehen sich ausschließlich auf die Messwiderstände innerhalb der Widerstandstemperaturfühler und geben an, wie die Messwiderstände selbst Temperaturänderungen in elektrische Widerstandsänderungen umwandeln.

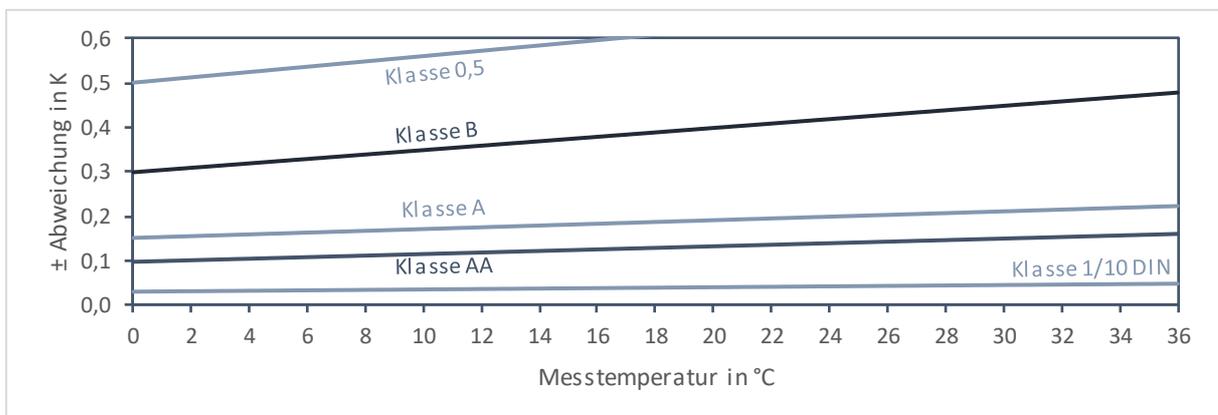


Abbildung 5-47: Zulässige Grenzabweichung der Messtemperatur von der Normkennlinie.

Um den Messwiderstand wirksam vor elektrischen und mechanischen Einflüssen zu schützen, wird dieser entweder auf einen Isolierkörper gewickelt oder als dünne Platinschicht auf eine Trägersubstanz aufgebracht. Der so vorbereitete Messeinsatz wird anschließend zusammen mit den Anschlussleitungen in einem Schutz- oder Mantelrohr eingebettet, wobei der verbleibende Hohlraum verfüllt wird. Allerdings kann der modulare Aufbau des Widerstandstemperaturfühlers mit dem Schutzrohr den Wärmeübergang zwischen dem Fluid und dem Messwiderstand beeinträchtigen, was zu einer verzögerten Erfassung von Temperaturänderungen führen kann. (Nau 2014, 715; Schöne 1994, 43)

5.6.2. Druckmessung

In einem Wärmeübertrager führt die Reibung an Wärmeübertragungs- oder Begrenzungsflächen sowie die innere Reibung durch Geschwindigkeitsänderungen der Strömung zu einem Verlust an mechanischer Energie. Dieser mechanische Energieverlust wird als Druckdifferenz zwischen dem Eintritt und Austritt des Fluids messbar und muss von der Umwälzpumpe durch zusätzliche elektrische Antriebsenergie kompensiert werden, um das erwärmte Wärmeträgermedium zur Wärmepumpe zu transportieren.

Zur Messung dieser Druckdifferenz werden Differenzdruckaufnehmer verwendet, die aus zwei Druckkammern bestehen. Diese Kammern sind auf den gegenüberliegenden Seiten einer Messmembran angeordnet und über Druckkanäle mit dem statischen Druck in der Rohrleitung verbunden (Abbildung 5-50). Der Druckunterschied zwischen diesen Kammern führt zu einer mechanischen Verformung der Messmembran, die durch induktive Messaufnehmer erfasst und in elektrische Signale umgewandelt wird. Die maximale Durchbiegung der Membran im Mittelpunkt beträgt dabei 0,1 mm. (Hottinger Baldwin 1964, 3) Die gemessene Druckdifferenz gibt den Unterschied zwischen den Drücken in den beiden Druckkammern an:

$$\Delta p = p_1 - p_2 \quad [5-12]$$

wobei:

Δp Differenzdruck in Pa,

p_i Drücke in den jeweiligen Druckkammern in Pa.

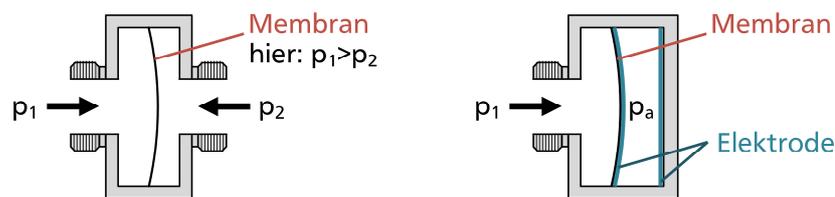


Abbildung 5-50: Schematische Darstellung einer Differenzdruckmessung (links) und einer Druckmessung relativ zum Atmosphärendruck nach Nitsche et al. (2006, 25) und Endress+Hauser (2021, 20).

In Kreiselpumpen erzeugt der Druckunterschied zwischen der Saug- und Druckseite eine Förderhöhe. Diese Förderhöhe beschreibt, wie effizient die Pumpe den Druckunterschied nutzt, um eine Flüssigkeit auf eine bestimmte Höhe zu fördern. Zur Messung der statischen Drücke auf der Saug- und Druckseite können elektromechanische Druckmesssonden verwendet werden. Bei keramisch-kapazitiven Druckmesssonden bewirkt der Flüssigkeitsdruck in der Druckkammer eine geringe Auslenkung einer keramischen Messmembran. Auf dieser Messmembran und einem gegenüberliegenden Substrat sind Elektroden aufgebracht, die zusammen mit der Membran einen Kondensator bilden. Die Auslenkung der Messmembran verringert den Abstand zwischen den Elektroden und führt so zu einer proportionalen Zunahme der Kapazität, die als die Fähigkeit definiert ist, elektrische Ladung zu speichern. Bei der relativen Druckmessung wird der auf einer Seite der Messmembran wirkende Druck in Relation zum atmosphärischen Referenzdruck bestimmt (Abbildung 5-50). (Endress+Hauser 2021, 20, 2017, 3)

5.6.3. Magnetisch-induktive Durchflussmessung

Die magnetisch-induktive Durchflussmessung (MID) hat sich durch seine hohe Messgenauigkeit mit Abweichungen von maximal 0,2 % in der industriellen Messpraxis bewährt und gilt als ausgereift, robust und wenig störanfällig. (Bonfig 2002, 150)

Im Jahr 1831 entdeckte Michael Faraday, dass die Bewegung von Wasser unter dem Einfluss der vertikalen Komponente des Erdmagnetfelds eine Spannung erzeugt, die proportional zur Strömungsgeschwindigkeit ist und bei gegebenem Strömungsquerschnitt auch zum Durchfluss. In einem Messrohr erzeugen Magnetspulen zwischen zwei gegenüberliegenden Messelektroden ein konstantes Magnetfeld quer zur Strömungsrichtung (Abbildung 5-51). Durchströmt ein elektrisch leitendes Fluid dieses Magnetfeld, bewirkt die Lorentzkraft eine Verschiebung der positiven und negativen Ladungsträger in der Flüssigkeit in entgegengesetzte Richtungen. Diese Ladungstrennung führt zu einer messbaren elektrischen Spannung, die von den gegenüberliegenden Messelektroden erfasst wird. (Linnert et al. 2020, 33) Diese Spannung ist proportional zur momentanen Strömungsgeschwindigkeit in der rotationssymmetrischen Strömung, ausgedrückt durch:

$$U \sim B \cdot L \cdot \bar{u} \quad [5-13]$$

wobei:

U induzierte Spannung in V,

B Feldstärke oder Flussdichte des Magnetfeldes in V·s/m²,

L Abstand zwischen den gegenüberliegenden Elektroden in m,

\bar{u} mittlere longitudinale Strömungsgeschwindigkeit in m/s.

Ist der Rohrquerschnitt bekannt, ergibt sich ein linearer Zusammenhang zwischen dem Durchfluss und der induzierten Spannung, beschrieben durch die Gleichung:

$$Q = \frac{1}{B \cdot L} \cdot A \cdot U \quad [5-14]$$

wobei:

A benetzter Querschnitt in m².

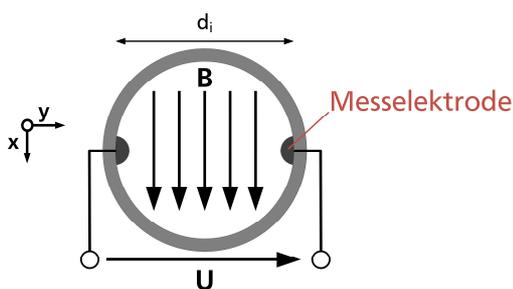


Abbildung 5-51: Schematisches Prinzip einer magnetisch-induktiven Durchflussmessung nach Linnert et al. (2020, 33).

Umgebungsbedingte Störungen können zu zeitlich veränderlichen Messspannungen führen, selbst wenn der Durchfluss konstant bleibt, was fälschlicherweise als eine Durchflussänderung interpretiert werden kann. Um solche Störspannungen zu eliminieren, wird das Magnetfeld mit wechselnder Polarität bei einer hohen Frequenz im Bereich von 10 Hz aufgebaut. Der Spannungsunterschied wird für jede Polaritätsumkehr erfasst, um die mittlere Strömungsgeschwindigkeit abzutasten.

Die Differenz der induzierten Spannungen bei der Polaritätsumkehr ist direkt proportional zur mittleren Strömungsgeschwindigkeit, ausgedrückt durch (Linnert et al. 2020, 34):

$$\Delta U = U_1 - U_2 \propto \bar{u} \quad [5-15]$$

wobei:

- ΔU Spannungsunterschied zwischen der Polaritätsumkehr in V,
- U_1 induzierte Spannung bei der ersten Polarität in V,
- U_2 induzierte Spannung nach der Polaritätsumkehr in V,
- \bar{u} mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Messrohr in m/s.

Das magnetisch-induktive Messverfahren zur Durchflussmessung setzt eine minimale elektrische Leitfähigkeit des Messfluids von $5 \mu\text{S}/\text{cm}$ voraus (Endress+Hauser 2016, 8), wobei diese Leitfähigkeit jedoch keinen Einfluss auf das Messsignal selbst hat (Morgenschweis 2018, 479). Sobald das Messfluid diese Mindestleitfähigkeit aufweist, ist die magnetisch-induktive Durchflussmessung weitestgehend unabhängig von anderen physikalischen Eigenschaften des Fluids wie Dichte, Druck, Temperatur und Viskosität und ist für verschiedenste Rohrnennweiten anwendbar.

Ein Potentialausgleich durch Erdung eliminiert zusätzliche elektrische Felder, die im Messrohr durch die Reibung zwischen der Flüssigkeit und der Rohrwand entstehen und die Messung der induzierten Spannung beeinträchtigen können. Zudem sorgt die Erdung für ein stabiles Referenzpotential für die Messung des Spannungsunterschieds. Bei metallischen, ungeerdeten Rohrleitungen sollten die Flanschverbindungen am MID über ein Erdungskabel miteinander verbunden und geerdet werden (Abbildung 5-52). Bei Kunststoffrohrleitungen ist der Einsatz von Erdungsscheiben zwischen den Flanschverbindungen erforderlich, die ebenfalls über ein Erdungskabel miteinander verbunden und geerdet werden müssen. (Stauss et al. 2003, 285)

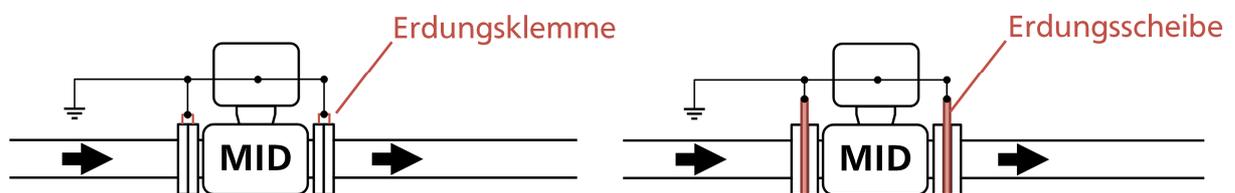


Abbildung 5-52: Potentialausgleich von metallischen, ungeerdeten Rohrleitungen über Erdungsklemmen (links) und von Kunststoffrohrleitungen über Erdungsscheiben (rechts) nach Endress+Hauser (2016, 29).

Damit sich Strömungsstörungen nicht nachteilig auf die Messgenauigkeit auswirken, sollten ausreichend lange Ein- und Auslaufstrecken berücksichtigt werden. (Bonfig 2002, 128) Um eine möglichst ungestörte Strömung zu gewährleisten (Abbildung 5-53), sind magnetisch-induktive Durchflusssensoren möglichst vor Armaturen wie Drosselklappen oder Rohrbögen einzubauen. Der Einbau in Druckrohrleitungen verhindert einen Unterdruck im Messbereich. Weiterhin hilft die Installation in Steigleitungen oder außerhalb von Hochpunkten, Luftansammlungen im Messbereich zu vermeiden. (Endress+Hauser 2016, 46)

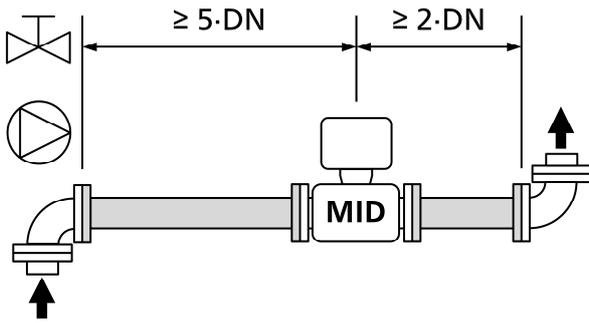


Abbildung 5-53: Empfohlene Ein- und Auslaufstrecken zwischen magnetisch-induktiver Durchflussmessung und Armaturen oder Rohrbögen nach Endress+Hauser (2016, 37).

5.6.4. Akustische Geschwindigkeitsmessung

Die akustischen Geschwindigkeitsmessverfahren basieren auf der Annahme, dass in einer Strömung suspendierte Partikel oder Mikrobläschen mit derselben Geschwindigkeit wie das umgebende Wasser transportiert werden. Diese Partikel absorbieren und reflektieren ausgesendete Ultraschallimpulse einer konstanten Frequenz. Der reflektierte Anteil erfährt eine Frequenzänderung, die proportional zur Bewegung der Partikel ist und lässt sich über die Doppler-Ver-schiebung von akustischen Strömungsmessgeräten erfassen:

$$\Delta f = f_s \cdot \frac{v_r}{c} \quad [5-16]$$

wobei:

f_s ausgesendete Frequenz in 1/s,

v_r Relativgeschwindigkeit der maßgebenden Partikel zum Messgerät in m/s,

c Schallgeschwindigkeit im Wasser in m/s mit $c = f_s \cdot \lambda$, welche abhängig von der Wassertemperatur und dem Salzgehalt ist und etwa 1.480 m/s beträgt,

λ Schallwellenlänge in m.

Für einen möglichst hohen reflektierten Anteil der ausgesendeten Ultraschallimpulse ist eine Mindestanzahl an Partikeln in Wasser notwendig, zudem muss die Partikelgröße kleiner als die Schallwellenlänge sein, was in natürlichen Fließgewässern meist gegeben ist (Muste 2017, 39).

Akustische Doppler-Strömungsmessgeräte (Acoustic Doppler Velocimeter, ADV), wie das Nortek Vectrino, sind wegen ihrer robusten Konstruktion ohne bewegliche Teile und der Fähigkeit, dreidimensionale Geschwindigkeiten bei mäßig hohen Abtastraten zu erfassen, sowohl bei Feldstudien als auch in wasserbaulichen Laboren weit verbreitet. Diese Geräte eignen sich für Messungen in unreinen Umgebungen und minimieren durch ihre berührungslose Messmethode Interferenzen mit der Strömung. (Khorsandi et al. 2012, 830) Das Vectrino in Abbildung 5-54 verwendet einen zentral angeordneten Sender und vier passive Empfänger, die auf ein fokussiertes Messvolumen ausgerichtet sind. Durch diese bistatische Anordnung können die orthogonalen Geschwindigkeitskomponenten erfasst werden, indem jeder Empfänger eine Radialgeschwindigkeit misst, die auf dasselbe Messvolumen ausgerichtet ist. Die Anordnung der Empfänger erlaubt es, sowohl die longitudinale Geschwindigkeitskomponente entlang der Strömungsrichtung als auch die vertikale Komponente zu messen, während die transversale Ebene die laterale Geschwindigkeitskomponente und eine redundante vertikale Komponente erfasst. (Zedel et al. 2011, 173)

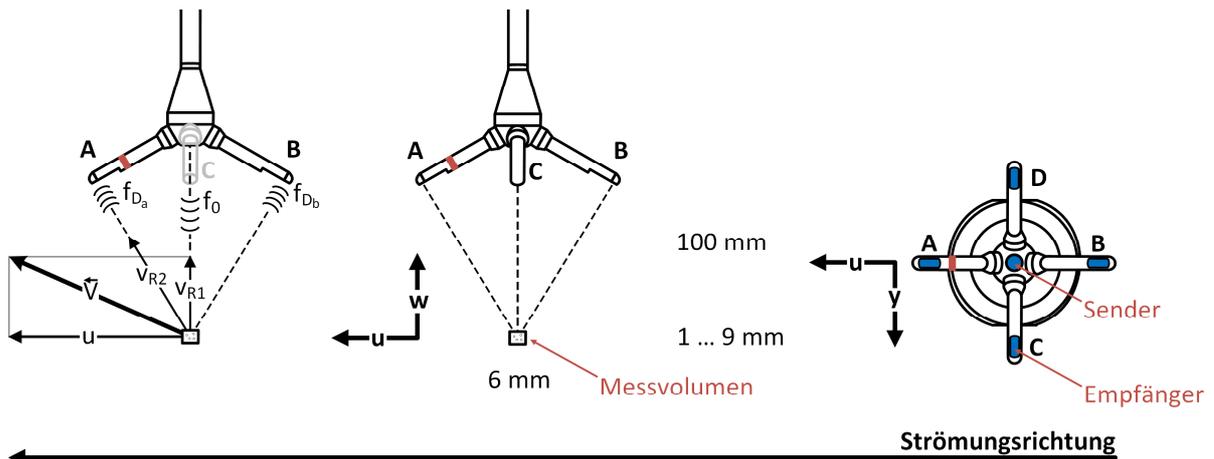


Abbildung 5-54: Funktionsprinzip des verwendeten Feld-ADV (links) sowie dessen geometrische Konfiguration (mittig); bistatische Anordnung der Empfänger von unten betrachtet (rechts), nach Blanckaert et al. (2006, 5).

Das Vectrino misst die Dopplerverschiebung nicht direkt über die Frequenzveränderung, sondern erfasst die Phasenverschiebung zwischen zwei aufeinanderfolgenden Schallimpulsen, was eine höhere Messgenauigkeit ermöglicht. Diese Methode nutzt ein Puls-Paar mit bekanntem zeitlichem Abstand, der sich entsprechend der Frequenzveränderung bei der Rückstreuung verändert. Die gemessene Phasenverschiebung aus der Kovarianz zwischen zwei aufeinanderfolgenden Ultraschallimpulsen gibt die Zeitverschiebung zwischen den gesendeten und empfangenen Signalen an. Somit ist die gemessene Phasenverschiebung ein direkter Indikator für die Frequenzverschiebung, die zur Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit verwendet wird.

Der Sender sendet im festgelegten zeitlichen Versatz von $\Delta t_{PRF} = 1/f_{PRF}$ zwei Schallimpulse mit vier oder acht Sinuswellen aus, die auf den Weg durch die Wassersäule von Partikeln oder Mikrobläschen teils gestreut oder absorbiert werden (Thomas et al. 2017, 2–3). Zwischen den zwei Schallimpulsen erfassen die Empfänger die rückgestreuten Ultraschallwellen aus dem Messvolumen mit niedrigerer Frequenz, die aufgrund der Partikelbewegung in der Strömung und der relativen Bewegung zum Empfänger eine zweifache Doppler-Verschiebung erfahren. Die erste Doppler-Verschiebung wird von der Bewegungsrichtung und -geschwindigkeit der Partikel vorgegeben (Muste 2017, 40):

$$f_{D1} = \frac{f_0 \cdot v_{R1}}{c} \quad [5-17]$$

wobei:

f_{D1} erste Doppler-Verschiebung vom Sender zum Partikel in Hz,

f_0 ausgesendete Schallwellenfrequenz in Hz, hier: 10 MHz,

v_{R1} radiale Geschwindigkeit der Schallwellen zu den Partikeln in m/s.

Die zweite Doppler-Verschiebung erfolgt aus der Relativbewegung der Partikel zum Empfänger:

$$f_{D2} = \frac{f_0 \cdot (v_{R1} + v_{R2})}{c - v_{R2}} \quad [5-18]$$

wobei:

f_{D2} zweite Dopplerverschiebung vom Partikel zum Empfänger in Hz,

v_{R2} radiale Geschwindigkeit der Schallwellen zu dem Empfänger in m/s.

Unter der Annahme, dass die radiale Geschwindigkeit der Schallwellen zum Empfänger im Vergleich zur Schallgeschwindigkeit im Wasser gering ist, vereinfacht sich die gesamte Doppler-Verschiebung zu:

$$f_D = \frac{f_0}{c} \cdot (v_{R1} + v_{R2}) \quad [5-19]$$

Hierin enthält die radiale Geschwindigkeit der Schallwellen zu dem Empfänger sowohl eine horizontale Komponente als auch eine laterale Komponente:

$$v_{R2} = u_a \cdot \sin \alpha_a + w_{l_a} \cdot \cos \alpha_a \quad [5-20]$$

wobei:

u_a momentane horizontale Komponente der Strömungsgeschwindigkeit in m/s,

w_a momentane vertikale Komponente der Strömungsgeschwindigkeit m/s,

α_a Doppler-Winkel des positiv geneigten Subsystems in °.

Entspricht die radiale Geschwindigkeit der lateralen Geschwindigkeitskomponente $v_{R1} = w_{l_a}$, lässt sich die Doppler-Verschiebung für den Empfänger in Strömungsrichtung und entgegen der Strömungsrichtung wie folgt ausdrücken (Muste 2017, 45):

$$f_{D_a} = \frac{f_0}{c} \cdot (w_l + u \cdot \sin \alpha + w_l \cdot \cos \alpha) \quad [5-21]$$

$$f_{D_b} = -\frac{f_0}{c} \cdot (w_l + u \cdot \sin \alpha + w_l \cdot \cos \alpha) \quad [5-22]$$

wobei:

f_{D_a} Doppler-Verschiebung in Strömungsrichtung in Hz,

f_{D_b} Doppler-Verschiebung entgegen der Strömungsrichtung in Hz.

Die gleichmäßige Verteilung der Geschwindigkeitskomponenten im Messvolumen $u_1 = u_2 = u$ sowie $w_1 = w_2 = w$ und die symmetrische Anordnung der Empfänger $\alpha_a = \alpha_b = \alpha$ mit identischen Laufzeiten ermöglichen es, aus den Dopplerverschiebungen die unbekannt momentanen Geschwindigkeitskomponenten u und w zu berechnen (Muste 2017, 45):

$$u = \frac{c \cdot (f_{D_a} - f_{D_b})}{2 \cdot f_0 \cdot \sin \alpha} \quad \text{und} \quad w = \frac{c \cdot (f_{D_a} + f_{D_b})}{2 \cdot f_0 \cdot (\cos \alpha + 1)} \quad [5-23]$$

Die Signalqualität korreliert eng mit den streuenden Partikeln und deren Fähigkeit, der Wasserbewegung zu folgen. Eine hohe Korrelation zwischen den rückgestreuten Impulspaaren weist auf ein kohärentes und konsistentes Signal hin (Thomas et al. 2017, 2). Der komplexwertige Korrelationskoeffizient normalisiert die Signalkorrelation mit der Signalenergie und wird definiert als (McLelland et al. 2000, 355):

$$R^2 = e^{-2 \cdot \pi^2 \cdot \varphi_r^2} \quad [5-24]$$

wobei:

R^2 komplexwertiger Korrelationskoeffizient in 1,

φ_r spektrale Bandbreite in Hz, für turbulente Messungen sollte der Messwert nach Lhermitte et al. (1984, 295) $\varphi_r < 0,16$ sein, was einem R^2 von über 60 % entspricht.

Turbulente Schwankungen (Cea et al. 2007, 336) und eine geringe Partikelanzahl im Messvolumen (Rusello et al. 2006, 7) können zu niedrigeren Korrelationswerten führen, während Ausreißer keinen Einfluss auf niedrige Korrelationswerte haben (Doroudian et al. 2010, 589).

Das Signal-Rausch-Verhältnis gibt das Verhältnis der Stärke des Nutzsignals zum Hintergrundrauschen an und wird definiert als (McLelland et al. 2000, 356):

$$SNR = 0,43 \cdot (S - n) \quad [5-25]$$

wobei:

SNR Signal-Rausch-Verhältnis (Signal to Noise Ratio, SNR) in dB,

S Amplitude des Nutzsignals in dB,

n Amplitude des Hintergrundrauschens in dB.

In Messumgebungen mit hochturbulenten Strömungen oder Lufteintrag kann das SNR jedoch nicht zuverlässig zwischen gültigen Daten und Ausreißern unterscheiden (Mori et al. 2007, 124), weshalb es sich nicht als alleiniges Filterkriterium für gültige Daten eignet (Cea et al. 2007, 336). Obwohl die Hersteller dazu raten, Rohdaten mit momentanen SNR-Werten unter 10 bis 15 dB und mit gemittelten SNR-Werten unter 15 bis 20 dB zu entfernen (Brand et al. 2016, 784), belegen Studien, dass Messwerte mit einem SNR von mindestens 4 dB zuverlässig sein können (Muste 2017, 90). Niedrige SNR-Werte, die hingegen durch eine geringe Partikelanzahl im Messvolumen verursacht werden (Rusello et al. 2006, 6), können durch die Zugabe von Partikeln eine Vergrößerung des Messvolumens oder eine Erhöhung der Leistung des ausgesandten Pulses verbessert werden. (Thomas et al. 2017, 6)

Die rohen Geschwindigkeitsdaten können durch Doppler-Rauschen, Ausreißer und Filtereffekte verfälscht werden (Chanson et al. 2007, 1283), welche für zuverlässige Ergebnisse in der Turbulenzanalyse identifiziert und entfernt werden sollten. Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit lässt sich von der Turbulenzanalyse hingegen separieren und gesondert auswerten.

Doppler-Rauschen ist bei akustischen Messverfahren inhärent (Lohrmann et al. 1995, 206) und entsteht durch Partikelbewegungen, die zu schwankenden Frequenzverschiebungen der reflektierten Schallwellen führen. Kleinräumige Strömungsvariationen und Strahldivergenzen verstärken dieses Rauschen weiter. (Jesson et al. 2013, 45). Das Rauschen maskiert insbesondere kleinere turbulente Verwirbelungen und Geschwindigkeitsfluktuationen, wodurch nur ein begrenzter Teil des Trägheitsbereichs im turbulenten Energiespektrum erfasst werden kann, und verzerrt den hochfrequenten Bereich des turbulenten Leistungsspektrums positiv. (Doroudian et al. 2010, 589) Mit zunehmender Abtastfrequenz können zwar mehr Turbulenzfrequenzen erfasst werden, allerdings steigt damit auch der Rauschanteil in der gemessenen Varianz der radialen Geschwindigkeitskomponenten (Khorsandi et al. 2012, 831):

$$\overline{V'^2}_\sigma = \overline{V'^2} + \sigma^2 \quad [5-26]$$

wobei:

$\overline{V'^2}_\sigma$ gemessene Varianz der radialen Geschwindigkeitskomponenten in m^2/s^2 ,

$\overline{V'^2}$ wahre Geschwindigkeitsfluktuation in m^2/s^2 ,

σ Varianz des Rauschsignals in m^2/s^2 .

Hurther et al. (2001) sowie Blanckaert et al. (2006) konnten zeigen, dass die Kovarianzen aus dem Kreuzleistungsspektrum der Geschwindigkeitskomponenten $\overline{u'v'}$, $\overline{u'w'_1}$ und $\overline{u'w'_2}$ sowie die spektrale Kovarianz zwischen den vertikalen Geschwindigkeitskomponenten $\overline{w'_1w'_2}$ rauschfrei sind, während die spektralen Varianzen $\overline{u'^2}$, $\overline{v'^2}$, $\overline{w'^2_1}$ und $\overline{w'^2_2}$ durch Rauschen verzerrt sind.

Wird nun angenommen, dass das Rauschen an den gegenüberliegenden Empfängern identische spektrale Varianzen aufweist, lässt sich das Rauschen in den vertikalen Geschwindigkeitskomponenten durch die Mittelung über alle Empfänger hinweg berechnen (Thomas et al. 2017, 17):

$$\sigma^2 = \frac{(\overline{w'_{1^2}} + \overline{w'_{2^2}} - 2 \cdot \overline{w'_1 w'_2})}{2} \quad [5-27]$$

wobei:

- σ^2 über alle Empfänger gemittelte Varianz des Rauschbeitrags in m^2/s^2 ,
- $\overline{w'_{1^2}}, \overline{w'_{2^2}}$ verfälschte Varianz aus dem Leistungsspektrum der vertikalen Geschwindigkeitskomponenten in m^2/s^2 ,
- $\overline{w'_1 w'_2}$ rauschfreie Kovarianz aus dem Leistungsspektrum der vertikalen Geschwindigkeitskomponenten in m^2/s^2 .

Aus dem Leistungsspektrum der Varianz jeder Geschwindigkeitskomponente kann dann das Rauschen mit dem Rauschverhältnis mehrheitlich entfernt werden. (Brand et al. 2016, 785):

$$NR_w = \frac{\sigma^2}{\overline{w'_1 w'_2}} \quad [5-28]$$

wobei:

NR_w Rauschverhältnis (Noise Ratio) der vertikalen Geschwindigkeitskomponenten in 1.

Das Shannon'sche Abtasttheorem definiert die Nyquist-Frequenz als die obere Grenze für die Doppler-Verschiebung, bei denen Daten ohne Informationsverlust erfasst werden können (Franca et al. 2006, 315):

$$f_{Ny} = \frac{f_{PRF}}{2} \quad [5-29]$$

wobei:

f_{Ny} Nyquist-Frequenz in Hz,

f_{PRF} Pulswiederholungsfrequenz, auch Impulsfolgenfrequenz oder Abtastfrequenz, in Hz.

Die Nyquist-Frequenz legt den gültigen Nennengeschwindigkeitsbereich fest, der einer Phasenverschiebung von $\pm 180^\circ$ entspricht und ohne räumliches Aliasing gemessen werden kann. Höhere Frequenzanteile werden fälschlicherweise als niedrigere Frequenzen interpretiert (Abbildung 5-55), was bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten zu mehrdeutigen Messdaten führen kann (Jesson et al. 2013, 45). Insbesondere in Messumgebungen mit hochturbulenten Strömungen und Lufteintrag treten momentane Strömungsgeschwindigkeiten außerhalb des gültigen Nennengeschwindigkeitsbereichs auf, was zu zufälligen Ausreißern (Spikes) in der Zeitreihe mit einem räumlichen Aliasing führt. (Cea et al. 2007, 334) Vor Beginn der Messungen ist der erwartete Bereich für die maximalen und minimalen Strömungsgeschwindigkeiten festzulegen, da ein breiterer Nennengeschwindigkeitsbereich das Hintergrundrauschen verstärken kann, sollte dieser Bereich möglichst klein gewählt werden (Muste 2017, 86).

Die fehlerhaften Daten müssen aus den Messdaten entfernt und durch einen geschätzten Ersatzwert an die gültigen Daten annähert werden, der statistische Turbulenzgrößen wie die turbulente kinetische Energie, die mittlere kinetische Energie und Leistungsspektren äquivalent abbildet. Diese Kombination aus einer Filtermethode und einer Ersetzungsmethode wird als Despiking-Methode bezeichnet (Abbildung 5-56).

Für die Identifizierung und Entfernung der fehlerhaften Messdaten haben sich die Phasenraum-Schwellenwertmethode (PST) von Goring et al. (2002) sowie deren modifizierte Variante (mPST) nach Wahl (2003) und Parsheh et al. (2010) als De-facto-Standard etabliert. In dieser Arbeit wird der Ersatzwert aus den gültigen Werten um den Ausreißer linear interpoliert. (Dilling et al. 2017, 68)

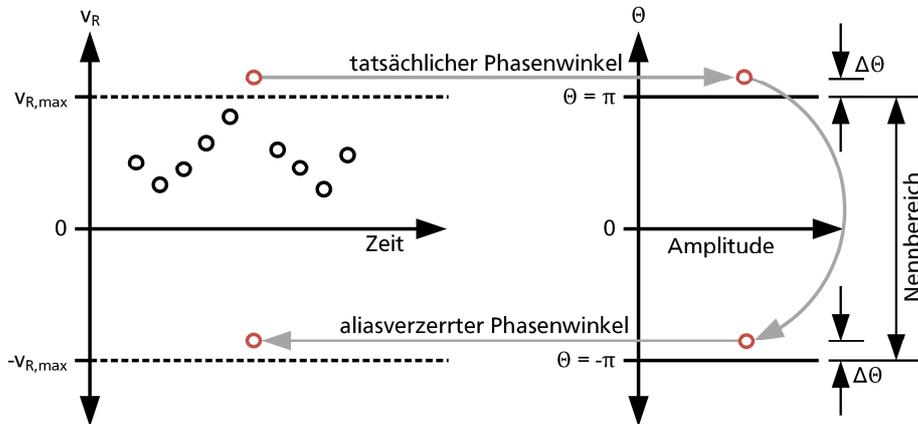


Abbildung 5-55: Schematische Darstellung der gemessenen momentanen Radialgeschwindigkeiten (links) und des korrespondierenden Phasenwinkeldiagramms (rechts). Der gültige Messbereich erstreckt sich von $-\pi$ bis π ($\pm 180^\circ$), der den tatsächlichen Phasenwinkel θ umfasst. Werte (roter Kreis) außerhalb dieses Bereichs werden als aliasverzerrter Phasenwinkel fehlinterpretiert, nach Muste (2017, 56).

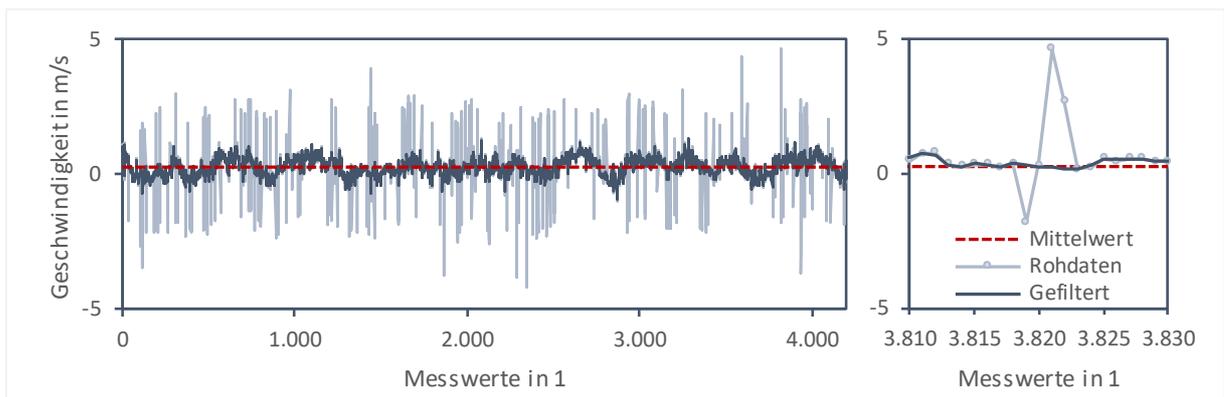


Abbildung 5-56: Zeitreihe mit Ausreißern in einer hochturbulenten Messumgebung mit Lufteintrag vor und nach der Anwendung der Phasenraum-Schwellenwertmethode. Vor der Ausreißerkorrektur weisen die Rohdaten einen Mittelwert von $0,26 \pm 0,62$ m/s auf; nach der Korrektur von $0,26 \pm 0,32$ m/s, nach Borchardt et al. (2023b, 6).

Goring et al. (2002) bilden jede Geschwindigkeitskomponente separat gegen ihre erste und zweite Ableitung in einer Poincaré-Abbildung ab, wobei sie innerhalb eines geneigten Ellipsoids den Phasenraum definieren (Abbildung 5-57). Das Ellipsoid umfasst alle gültigen Messwerte, während die außerhalb liegenden Messwerte als Ausreißer identifiziert und ersetzt werden. Ein universeller Schwellenwert begrenzt die Größe des Ellipsoids und vermindert eine subjektive Beeinflussung (Donoho et al. 1994, 444):

$$\lambda = \sqrt{2 \cdot \ln n} \cdot \sigma_{SD} \quad [5-30]$$

wobei:

- λ universeller Schwellenwert für u in m/s, deren ersten Ableitung Δu in m/s^2 oder zweiten Ableitung $\Delta^2 u$ in m/s^3 ,
- n Anzahl der Messdaten in 1,
- σ_{SD} Standardabweichung für u in m/s, deren ersten Ableitung Δu in m/s^2 oder zweiten Ableitung $\Delta^2 u$ in m/s^3 .

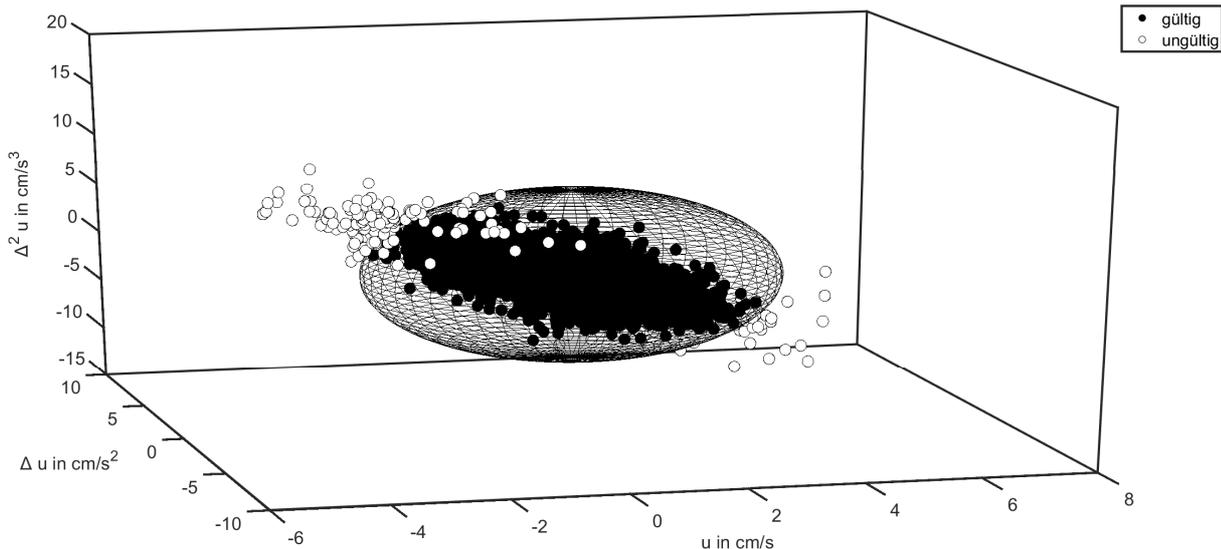


Abbildung 5-57: Poincaré-Abbildung der Phasenraum-Schwellenwertmethode für die Geschwindigkeitskomponente u , der ersten Ableitung Δu und zweiten Ableitung $\Delta^2 u$.

Der Schwellenwertansatz besagt, dass die Summe vieler unabhängiger Messwerte näherungsweise normalverteilt ist, insofern diese nicht von einzelnen, abweichenden Messwerten verzerrt wird (Cea et al. 2007, 336). Der Algorithmus wird so lange wiederholt, bis keine Ausreißer mehr identifiziert werden und alle gültigen Daten vom Ellipsoid eingeschlossen sind. Während der Schwellenwert die Achsenlängen des Ellipsoids definiert, legt der Mittelwert der gültigen Daten das Zentrum des Ellipsoids fest. Wahl (2003, 485) verwendet stattdessen den Median und ersetzt die Standardabweichung durch die absolute Medianabweichung als robustere Schätzer für die Lage und Skalen des Ellipsoids, die weniger anfällig für Ausreißer sind.

Die Phasenraum-Schwellenwertmethode identifiziert Ausreißer zuverlässig, neigt aber dazu, fälschlicherweise auch höhere, angrenzende Messwerte zu ersetzen. Um eine Entfernung von gültigen Daten zu vermeiden, klassifiziert Parsheh et al. (2010, 376) Messwerte, die im Nahbereich des Maximums der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion liegen, vorläufig als gültige Daten. Anschließend werden die Ausreißer mit der ursprünglichen Phasenraum-Schwellenwertmethode markiert und entfernt. Wegen der Recheneffizienz und der Genauigkeit bei der Ausreißerererkennung wird die modifizierte Phasenraum-Schwellenwertmethode insbesondere bei großen und stark verfälschten Zeitreihen empfohlen und ist auch für relativ unverfälschte Datensätze aus Laborstudien und Feldstudien zuverlässig (Jesson et al. 2013, 50).

Um Ausreißer in Zeitreihen mit langperiodischen Schwankungen im Mittelwert aufgrund von Wellen oder bei instationären Strömungsbedingungen effektiver zu erkennen und zu entfernen, werden diese Schwankungen vorübergehend mit einem Hochpass-Mittelwertfilter mit einer Fenstergröße von 5 s und einer Grenzfrequenz von 0,2 Hz entfernt und nach dem Despiking wieder zur Zeitreihe hinzugefügt. (Razaz et al. 2011, 3) Frequenzen oberhalb der Nyquist-Frequenz können zudem die Turbulenzparameter verzerren, weshalb das Rauschen oberhalb der Nyquist-Frequenz mit einem Tiefpass-Butterworth-Filter dritter Ordnung aus der Zeitreihe entfernt wird, was die hochfrequente Schwankungsanteile der Zeitreihe glättet. (MacVicar et al. 2014, 94)

Die räumliche Mittelwertbildung der momentanen Geschwindigkeiten im Messvolumen kann kleinräumige Geschwindigkeitsschwankungen verfälschen, deren Längenskalen unterhalb der charakteristischen Länge des Messvolumens liegen, und somit die Auflösung turbulenter Schwankungen begrenzen. Die mittleren Strömungsgeschwindigkeiten bleiben von der Größe des Messvolumens hingegen unbeeinflusst. (Kazemi et al. 2021, 266)

5.6.5. Fehlerberechnung und Sensitivitätsbetrachtung

Der gemessene Wert wird stets vom wahren Wert der gesuchten Größe abweichen, da dieser von unvermeidbaren Einflüssen überlagert ist. Liegen mehrere Messwerte unter gleichbleibenden Bedingungen vor, lassen sich diese zu einem Mittelwert zusammenfassen, der als Schätzwert in der Nähe des wahren Wertes liegt:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i \quad [5-31]$$

wobei:

- \bar{x} arithmetischer Mittelwert der Messwerte, als Schätzer des wahren Werts, in var,
- n Anzahl der Messwerte in der Stichprobe in 1,
- x_i einzelne Messwerte in var.

Für eine möglichst geringe Abweichung zwischen dem Messwert und dem gesuchten Wert sind die Ursachen für die Messabweichungen zu identifizieren und, soweit möglich, vermeidbare Messabweichungen zu minimieren oder zu entfernen (Grabe 2011, 4). Bei wiederholten Messungen unter identischen Bedingungen neigen die Messwerte dazu, zufällig und oftmals normalverteilt um dem wahren Wert zu streuen (Helbig 2021, 43). Die empirische Standardabweichung beschreibt die mittlere Streuung der Messwerte um ihren Mittelwert und dient als Indikator für die zufällige, statistische Abweichung vom wahren Wert (Kamke 2014, 35):

$$\sigma_{SD} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{n=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad [5-32]$$

wobei:

- σ_{SD} empirische Standardabweichung in var.

Unbekannte systematische Abweichungen führen zu einer konstanten und einseitigen Verzerrung, die auch durch wiederholte Messungen unter gleichen Bedingungen und mittels statistischer Methoden nicht erkannt oder verringert werden können, sondern sich bestenfalls eingrenzen lassen (Mühl 2020, 19). Bekannte systematische Messabweichungen lassen sich hingegen korrigieren. Systematische Fehler sind möglichst zu vermeiden oder so gering zu halten, dass sie im Vergleich zu zufälligen Fehlern vernachlässigbar sind (Kamke 2014, 48). Insbesondere kritische Messgrößen wie Temperaturdifferenzen und Massenströme in Wärmeübertragern verlangen eine geringe Messabweichung, da sie die Ergebnisse signifikant beeinflussen. Weniger kritische Messgrößen wie der Füllstand im Wasserbecken für einen ordnungsgemäßen Anlagenbetrieb erfordern hingegen weniger Aufmerksamkeit. Für den wärmeströmungstechnischen Prüfstand werden in Tabelle 5-2 mögliche Ursachen für Messabweichungen dargestellt, die in dieser Arbeit durch verschiedene Maßnahmen begrenzt oder eliminiert werden.

Tabelle 5-2: Mögliche Ursachen für Messabweichungen im Prüfstand nach Kamke (2014, 17) und Mühl (2020, 22).

Systematische Abweichung	Zufällige Abweichung
Gerät Fehlende oder ungenügende Kalibrierung Alterung und Verschleiß Nullpunktabweichung Quantisierungsabweichung	Gerät Kriechströme Elektronisches Rauschen
Verfahren Beeinflussung der Messung durch das Gerät Wärmeverluste Zuleitungswiderstände und Kontaktwiderstände Verzögerungen und Ansprechzeiten Kontakt-Thermospannungen Unausgebildete und drallbehaftete Anströmung Messposition und -ausrichtung	Beobachter Einstellgenauigkeit und Bedienungsfehler Ablesefehler
Umgebung Drift durch Temperatur- & Druckschwankungen Wärmeableitung in den Kabeln	Umgebung Schwankungen der Umgebungstemperaturen Elektromagnetische Störungen Netzspannungsschwankungen Schwankende Wassertiefen im Wasserbecken
Prüfmuster Unsaubere Oberflächen und Materialien Alterung und Umwelteinflüsse Luftansammlungen im Prüfmuster Fertigungsungenauigkeiten	Prüfmuster Mangelnde Reproduzierbarkeit Schwankungen der verwendeten Materialien

Für eine umfassende Analyse der Messabweichungen ist es notwendig, die gesamte Messkette einer Messgröße zu betrachten. Die Messkette beinhaltet nicht nur die Erfassung der Messdaten am Sensor selbst, sondern auch die Übertragung der analogen Messsignale sowie deren Umwandlung in digitale Signale. Bei der Bewertung kritischer Messgrößen werden die Teilunsicherheiten innerhalb der Messkette durch eine quadratische Addition kombiniert, um die Grenzabweichung für verschiedene Betriebszustände zu bestimmen. Dabei wird vorausgesetzt, dass die Ursachen der Messunsicherheiten statistisch unabhängig voneinander sind und einer Normalverteilung folgen. (Kamke 2014, 60) Die kombinierte Gesamtunsicherheit der zulässigen Grenzabweichungen ist definiert als:

$$\sigma_{tot} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \dots + \sigma_n^2} \quad [5-33]$$

wobei:

σ_{tot} kombinierte Gesamtunsicherheit in var,

σ_i einzelne Teilunsicherheit in der Messkette in var.

In dem Wärmeträgerkreis und dem Wasserkreislauf werden magnetisch-induktive Durchflussmesser eingesetzt, die Messwerte mit einer zulässigen Grenzabweichung von $\pm 5\%$ relativ zum Messwert sowie einer konstanten Unsicherheit von ± 1 mm/s erfassen. Der Hersteller der Messgeräte stellte Kalibrierzertifikate bereit, welche die gerätespezifischen Messabweichungen dokumentieren. Diese Abweichungen werden innerhalb der in Abbildung 5-58 angegebenen zulässigen Grenzabweichungen dargestellt.

Die magnetisch-induktiven Durchflussmesser konvertieren die gemessenen Durchflusswerte in ein kodiertes analoges Stromsignal, das in einem definierten Bereich von 4 bis 20 mA variiert. Diese Art der Datenübertragung ist robust gegenüber äußeren elektromagnetischen Störungen und gewährleistet eine störungsarme Kommunikation über lange Kabellängen. Der Hersteller

gibt eine zulässige Grenzabweichung von $\pm 5 \mu\text{A}$ für den analogen Stromausgang an, die unabhängig vom analogen Stromsignal ist. Ein Analog/Digital-Wandler (A/D-Wandler) wandelt das analoge Eingangssignal in ein digitales Signal um, welches dann weiterverarbeitet und gespeichert werden kann. Dazu wird das Stromsignal zunächst mit dem Ohm'schen Gesetz in ein messbares Spannungssignal umgerechnet, bevor es digitalisiert wird. Dies erfolgt durch den Durchfluss des Stromsignals über einen Widerstand von 100Ω , was zu einer Spannungsumwandlung von $0,4 \text{ V}$ bei 4 mA für einen minimalen Durchflusswert von 0% und von 2 V bei 20 mA für einen maximalen Durchflusswert von 100% führt. (Schöne 1994, 239)

Im differentiellen Modus verarbeitet der A/D-Wandler zwei analoge Eingangssignale, deren Differenz digitalisiert wird. Dieser Ansatz unterdrückt effektiv Störungen, da äußere Einflüsse und Fehlerquellen tendenziell beide Anschlussleitungen gleichzeitig beeinflussen, wodurch unerwünschte Signale durch die Messung der Differenz zwischen den beiden Signalen herausgefiltert werden. Die differentielle Gesamtgenauigkeit gibt an, wie nah die vom A/D-Wandler gelieferten digitalen Ausgangswerte an den Messwerten des analogen Eingangssignals liegen. Die Genauigkeit wird meist in Quantisierungsschritten ausgedrückt, welche die feinstmögliche Auflösung oder den kleinsten Spannungsunterschied angeben, den der A/D-Wandler zuverlässig unterscheiden kann. Der Quantisierungsschritt gibt die kleinste Spannungsänderung an, die der A/D-Wandler in digitale Informationen umsetzen kann (Parthier 2022, 119).

$$LSB = \frac{V_{FS}}{2^n} \quad [5-34]$$

wobei:

- LSB Quantisierungsschritt (Least Significant Bit) in V,
- V_{FS} Vollbereichsspannung (Full Scale) in V als maximale differentielle Eingangsspannung, die der A/D-Wandler verarbeiten kann,
- n Auflösung in Bits, die ein A/D-Wandler als mögliche digitale Werte angeben kann.

Die Spannungsabweichung durch die differentielle Gesamtunsicherheit, ausgedrückt als Abweichung in der Stromstärke, lässt sich über das Ohm'sche Gesetz berechnen als:

$$\Delta I_{diff} = \frac{\Delta V_{diff}}{R_{\Omega}} = \frac{LSB \cdot \sigma_{diff}}{R_{\Omega}} \quad [5-35]$$

wobei:

- ΔI_{diff} Stromstärkenabweichung durch den differentiellen Gesamtfehler in A,
- ΔV_{diff} Spannungsabweichung durch den differentiellen Gesamtfehler in V,
- R_{Ω} gegebener Widerstand in Ω , durch den das analoge Eingangssignal fließt, hier 100Ω ,
- σ_{diff} differentielle Gesamtunsicherheit in LSB.

Abbildung 5-58 enthält die zulässigen Grenzabweichungen der Messkette für den relativen Durchflussbereich sowohl im Wärmeträgerkreis als auch im Wasserkreislauf, welche durch eine quadratische Addition der Teilunsicherheiten der gesamten Messkette für die Durchflussmessung bestimmt wurden. Entsprechend der magnetisch-induktiven Durchflussmessung werden auch die analogen Stromsignale des Füllstandssensors und des Differenzdrucksensors durch den A/D-Wandler digitalisiert, wobei das Ausgangssignal proportional zum jeweiligen Messwert ist.

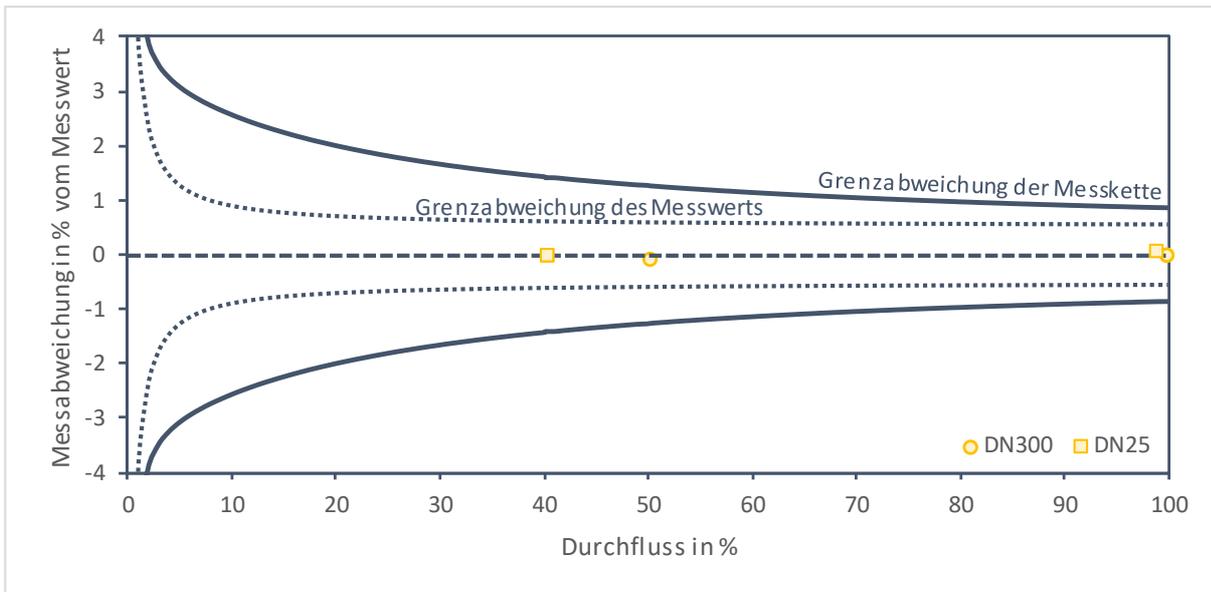


Abbildung 5-58: Zulässige Grenzaabweichungen mit kalibrierten Messwerten für die magnetisch-induktive Durchflussmessung im Wärmeträgerkreis (DN25) und im Wasserkanal (DN300).

Ein weiterer A/D-Wandler versorgt die Messwiderstände der Pt100-Temperaturfühler mit einem konstanten Messstrom. Temperaturänderungen im Messfluid bewirken eine Änderung des Messwiderstands, was nach dem Ohm'schen Gesetz zu einer Spannungsänderung führt, die proportional zur Temperatur ist. Gemäß der Referenzkennlinie nach ITS-90 (2021) verursacht eine Temperaturänderung von 0,1 K eine Änderung des Messwiderstands um 0,0391 Ω , was bei einem Messstrom von 1 mA eine Spannungsänderung von 0,039 mV bewirkt. Der A/D-Wandler wandelt diese Spannungsänderung in ein digitales Signal um, indem die Spannungsänderung gegenüber Referenzwiderständen gemessen wird. Der Linearitätsfehler beschreibt die maximale Abweichung der Ausgangskennlinie von der linearen Referenzkennlinie und führt bei einem gegebenen Linearitätsfehler von 20 ppm zu einer Temperaturabweichung von:

$$\Delta\vartheta_L = \Delta R_{RTD} \cdot \frac{F_L}{10^6} \quad [5-36]$$

wobei:

$\Delta\vartheta_L$ Messungengenauigkeit durch einen Linearitätsfehler in $^{\circ}\text{C}/\text{K}$,

ΔR_{RTD} Änderung des Messwiderstands in Ω/K ,

F_L Linearitätsabweichung in ppm,

was eine Linearitätsabweichung von $7,82 \cdot 10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{C}/\text{K}$ erwarten lässt. Die Unsicherheit der Linearitätsabweichung wird mit den gegebenen Werten für das Rauschen und der Ungenauigkeit mittels einer quadratischen Addition zu einer Gesamtunsicherheit des A/D-Wandlers kombiniert, woraus sich eine Messunsicherheit von etwa $\pm 0,014 \text{ K}$ ergibt. Wird die Gesamtunsicherheit mit der zulässigen Grenzaabweichung der verwendeten Messwiderstände kombiniert, ergeben sich die zulässigen Fehlergrenzen für die Temperaturmesskette. Mögliche Leitungswiderstände können infolge des Vier-Leiter-Anschlusses vernachlässigt werden, was zu einer Gesamtunsicherheit der Messkette von etwa $\pm 0,101 + 0,0017 \cdot |\vartheta| \text{ K}$ führt. Darin sind weitere Unsicherheiten durch den modularen Aufbau des Temperaturfühlers nicht berücksichtigt.

Da sich die zulässigen Grenzabweichungen und die Unsicherheiten der einzelnen unabhängigen Messgrößen sowohl gegenseitig verstärken als auch aufheben können, wird die Gesamtunsicherheit der Bewertungsgrößen mit der Gauß'schen Fehlerfortpflanzung ermittelt. Dieser Ansatz basiert auf einer grundlegenden Annahme in der Messtechnik, dass die Messabweichung wesentlich kleiner als der Messwert selbst ist und dass die Unsicherheit der Bewertungsgröße durch die partiellen Ableitungen der dazugehörigen Bestimmungsgleichungen berechnet werden kann (Parthier 2022, 80). Dazu wird die Taylor-Reihe bei geringen Messabweichungen bereits nach dem linearen, ersten Term abgebrochen (Mühl 2020, 12):

$$\sigma_Y = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x_1}\right)^2 \cdot \sigma_{x_1}^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2}\right)^2 \cdot \sigma_{x_2}^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_n}\right)^2 \cdot \sigma_{x_n}^2} \quad [5-37]$$

wobei:

σ_Y Gesamtunsicherheit der abhängigen Bewertungsgröße in var,

x_i unabhängige Messgröße in var,

σ_{x_i} Messunsicherheit der unabhängigen Messgröße in var.

In Abbildung 5-59 sind die zulässigen Gesamtunsicherheiten als Streudiagramm gegen die gemessene Entzugsleistung aufgetragen sowie deren statistische Verteilung in einem Boxplot dargestellt. Da in die Berechnung die maximal zulässigen Grenzabweichungen eingehen, ist davon auszugehen, dass die tatsächlichen Gesamtunsicherheiten der Messwerte niedriger liegen. Mit steigender Entzugsleistung zeigt sich eine abnehmende Streuung der relativen Gesamtunsicherheiten, die sich zunehmend um eine Ausgleichskurve konzentriert. Obwohl einige Messergebnisse mit hohen Unsicherheiten behaftet sind, liegen die meisten Ergebnisse im unteren Unsicherheitsbereich. Bei niedrigeren Entzugsleistungen sind höhere Gesamtunsicherheiten zu beobachten, die insbesondere bei Messungen mit niedrigeren Temperaturspreizungen und den damit verbundenen hohen absoluten Unsicherheiten auftreten. Der Boxplot zeigt weiterhin, dass die mittlere Unsicherheit mit 11,7 % über dem Median von 6,9 % liegt, was die rechtsschiefe Verteilung bei niedrigen Entzugsleistungen bestätigt. Im Bereich höherer Entzugsleistungen nähert sich die Gesamtunsicherheit einem unteren Grenzwert von 2,6 % an, was auf eine Stabilisierung der Messungenauigkeit bei steigenden Entzugsleistungen hindeutet.

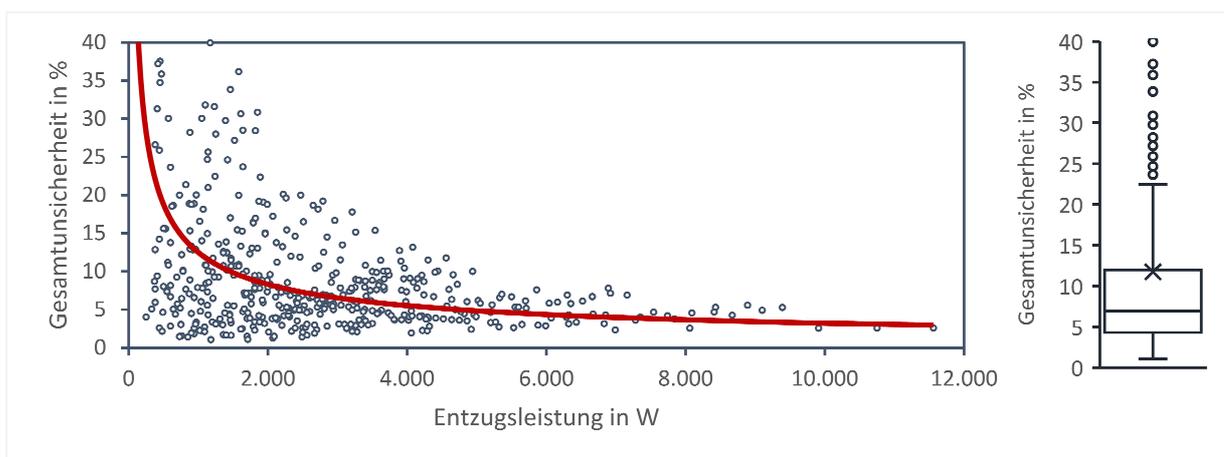


Abbildung 5-59: Streudiagramm (links) mit den zulässigen Gesamtunsicherheiten ($n = 531$) der gemessenen Entzugsleistungen im Wärmeträgerkreis, wobei die rote Ausgleichskurve mit steigender Leistung gegen eine untere Grenze von 2,6 % konvergiert. Boxplot (rechts) der zulässigen Unsicherheiten, der eine rechtsschiefe Verteilung mit einem Median von 6,9 % und einem durchschnittlichen Wert von 11,7 % aufzeigt.

Für die Untersuchung des inneren und äußeren Wärmeübergangs werden die Messreihen für mindestens drei verschiedene Betriebszustände bei unterschiedlichen Grädigkeiten durchgeführt. Auf diese Weise lässt sich für die meisten Bewertungsgrößen ein gewichtetes Mittel als repräsentativer Bestwert aus allen Einzelergebnissen ermitteln (Abbildung 5-60). Die Gewichtung berücksichtigt die jeweiligen Unsicherheiten nach dem Gauß'schen Fehlerfortpflanzungsgesetz, wobei genauere Ergebnisse stärker und ungenauere Ergebnisse, insbesondere bei niedrigeren Grädigkeiten, entsprechend schwächer gewichtet werden. Das gewichtete Mittel der Einzelergebnisse berechnet sich nach Kamke (2014, 136) mit:

$$\bar{x} = \sum_i g_i \cdot x_i = \frac{\sum_i \frac{x_i}{\sigma_i^2}}{\sum_i \frac{1}{\sigma_i^2}} \quad [5-38]$$

wobei:

\bar{x} gewichtetes Mittel der Einzelergebnisse in var,

g_i gewichtete Einzelergebnisse in var,

σ_i Unsicherheit des Einzelergebnisses in var,

x_i Messergebnis in var.

Die Standardabweichung des gewichteten Mittels ergibt sich aus:

$$\sigma_{\bar{x}} = \frac{1}{\sqrt{\sum_i \frac{1}{\sigma_i^2}}} \quad [5-39]$$

wobei:

$\sigma_{\bar{x}}$ Standardabweichung des gewichteten Mittels in var.

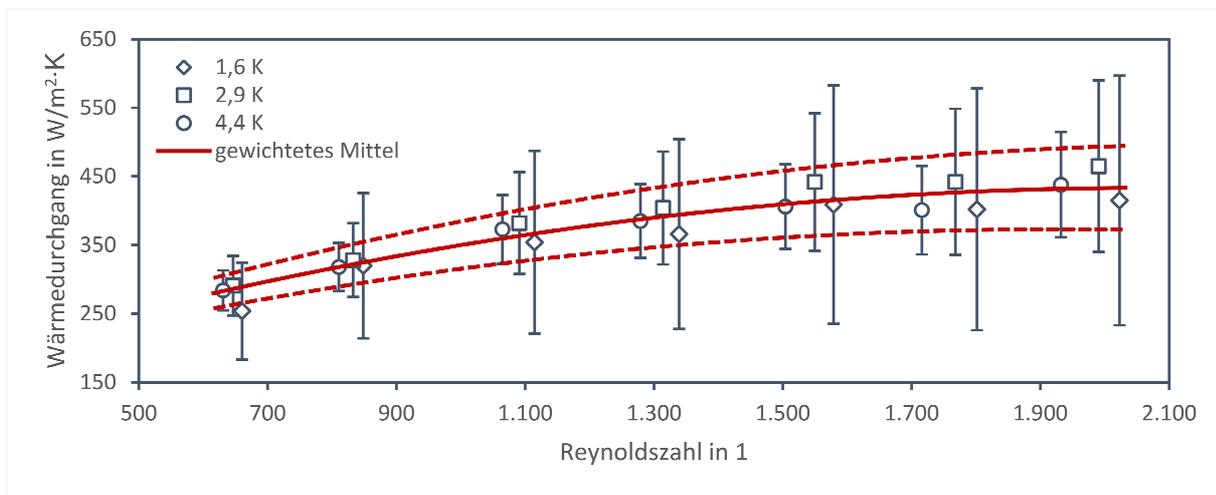


Abbildung 5-60: Darstellung des Wärmedurchgangskoeffizienten in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für verschiedene Grädigkeiten. Die rote Ausgleichskurve repräsentiert das gewichtete Mittel der Einzelergebnisse, während die darum liegenden Toleranzbereiche die gewichteten Unsicherheiten anzeigen.

Um die äußeren Einflüsse auf die Datenerhebung im Wärmeträgerkreis zu identifizieren, wurde eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt. Diese untersuchte, wie die Wassertemperaturen im Kreislaufsystem auf Schwankungen in der Außentemperatur und auf solare Einstrahlung reagieren. Dazu wurden Pt100-Temperaturfühler am Ein- und Austritt des Pufferspeichers sowie im Vor- und Rücklauf des Wärmeträgerkreises platziert. Die Außentemperatur wurde als Indikator für die äußeren Einflüsse verwendet, wofür zwei weitere Pt100-Temperaturfühler an der Messstelle für die Vor- und Rücklauftemperaturen platziert wurden. Der Vor- und Rücklauf wurde durch einen Spiralschlauch verbunden, der auch zur Anbindung an die Wärmeübertrager dient. Die Datenerfassung erfolgte kontinuierlich über einen Zeitraum von 33 h und wurde sekundlich aufgezeichnet, wobei die Messungen teils unter direkter solarer Einstrahlung stattfanden.

Während der Datenerfassung blieben die Wassertemperaturen im Pufferspeicher sowie im Wärmeträgerkreis annähernd stabil, während die Außenluft eine deutlich breitere Temperaturverteilung aufwies. Die Medianwerte der Wassertemperaturen im Pufferspeicher und Wärmeträgerkreis waren mit $20,8 \pm 0,1 \text{ °C}$ nahezu identisch und lagen über dem Median der Außenluft von $18,3 \text{ °C}$ (Abbildung 5-61). Eine geringe Standardabweichung von etwa 0,5 K und ein Interquartilsabstand von 1,0 K verdeutlichen die geringe Streuung der Wassertemperaturen, was auf konsistente Messwerte hinweist. Demgegenüber variierten die Außentemperaturen mit einer Standardabweichung von 3,4 K und einem Interquartilsabstand von 6,2 K deutlich. Der Mittelwert stimmt für alle Temperaturmessungen mit dem Median überein, was eine symmetrische und gleichmäßige Temperaturverteilung bestätigt. Der Wärmeträgerkreis reagierte robust auf Veränderungen der äußeren Bedingungen, was durch stabile Median- und Mittelwerte sowie eine geringe Streuung belegt wird. Insbesondere als während der Nachtstunden die Außentemperaturen sanken, blieben die Wassertemperaturen im Wärmeträgerkreis nahezu konstant, begünstigt durch das Beharrungsvermögen des Pufferspeichers und des hohen Wärmedurchlasswiderstands des Wärmeträgerkreises.

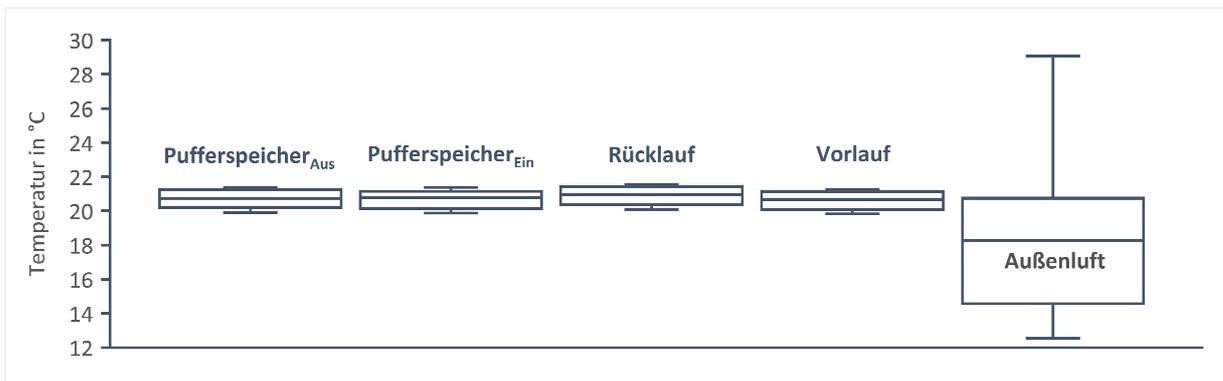


Abbildung 5-61: Sensitivitätsanalyse zu den äußeren Einflüssen auf den Wärmeträgerkreis, Messzeitraum über 33 h vom 31.08. bis 01.09. mit $n = 119.220$ Messwerten und teils direkter solarer Einstrahlung. Die Wassertemperaturen im Wärmeträgerkreis und im Pufferspeicher entsprechen der Befülltemperatur.

Vor der Verwendung im Prüfstand wurde die Datenerfassung der Temperaturen als kritische Messgröße überprüft. Dazu wurde jedem Temperaturfühler ein Kanal im A/D-Wandler zugeordnet (Tabelle 5-3), sodass die Messwerte die gesamte Messkette – vom Messwiderstand über das Schutzrohr und die Zuleitung bis zum A/D-Wandler – beinhalteten. Das anschließend digitalisierte Signal wird als verlustfrei angenommen.

Tabelle 5-3: Zuordnung der Pt100-Temperaturfühler zu den entsprechenden Kanälen des A/D-Wandlers.

Kanal am A/D-Wandler	Widerstandstemperaturfühler und Messort
CH1	Einschraub-Widerstandstemperaturfühler im Rücklauf
CH2	Einschraub-Widerstandstemperaturfühler im Vorlauf
CH3	Mantel-Widerstandstemperaturfühler am Eintritt
CH4	Mantel-Widerstandstemperaturfühler am Austritt

Um die Messabweichung der Temperaturmesskette zu überprüfen, wurden die Temperaturfühler in einem durchmischten Dewargefäß mit einem Eis-Wasser-Gemisch platziert, das als Referenzwert für 0 °C diente (Abbildung 5-62). Nach einer angemessenen thermischen Ansprechzeit begann die sekundliche Erfassung der Temperaturen über einen Zeitraum von 600 s. Dieser Vorgang wurde wiederholt, nachdem die Temperaturfühler in einem separaten Gefäß wieder die Raumtemperatur angenommen hatten, wodurch für jeden Temperaturfühler vier Messreihen mit jeweils 600 Messungen aufgezeichnet wurden.

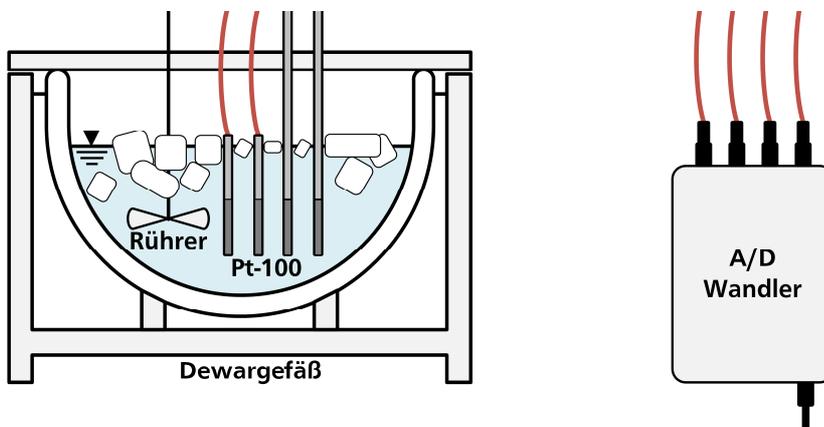


Abbildung 5-62: Schematische Darstellung des Dewargefäßes zur Validierung der Temperaturfühler.

Eine mögliche Abweichung des Mittelwerts vom Referenzwert weist auf eine systematische Nullpunktabweichung hin, die durch eine Kalibrierung des Temperaturfühlers korrigiert oder bei der Auswertung der Messergebnisse berücksichtigt werden kann, um eine Annäherung des Mittelwerts an den wahren Wert zu ermöglichen. Nachdem die Messwerte für jede Messreihe in ein Boxplot-Diagramm dargestellt wurden, konnte für jeden Temperaturfühler eine konsistente negative Abweichung des Medians vom Referenzwert festgestellt werden, was auf eine systematische Nullpunktabweichung von -0,09 bis -0,12 K hindeutete. Die geringe Länge des Interquartilsabstands und eine empirische Standardabweichung von $\pm 0,01$ K zeigten eine niedrige Streuung der Messwerte an. Zudem waren die meisten Messwerte eng um den Median und den Mittelwert gruppiert, was auf konsistente Messergebnisse mit einer guten Wiederholgenauigkeit hindeutet. Diese Ergebnisse belegen, dass die Messabweichungen aller Temperaturfühler nahe der zulässigen Grenzabweichung für Messwiderstände der Klasse AA von $\pm 0,1$ K lagen.

Für die Analyse der Wärmeübertrager sind nicht die Werte der einzelnen Temperaturfühler entscheidend, sondern vielmehr die Temperaturdifferenzen zwischen den Fühlerpaaren. Die Auswertung für jedes Messintervall ergab ein Muster, das dem Verhalten der einzelnen Temperaturfühler ähnlich war. In den meisten Fällen zeigte der Median der Temperaturdifferenzen eine konstante positive Abweichung von 0 bis 0,03 K. Das Temperaturfühlerpaar CH3-4 unterschätzte hingegen die gewässerseitige Temperaturänderung systematisch um $-0,01 \pm 0,01$ K. Die gesamte Messabweichung der Messkette blieb innerhalb der strengeren zulässigen Grenzabweichung für Messwiderstände der erweiterten Genauigkeitsklasse 1/10 DIN von $\pm 0,03$ K (Kapitel 5.6.1), wodurch eine Korrektur der Nullpunktabweichung nicht erforderlich ist.

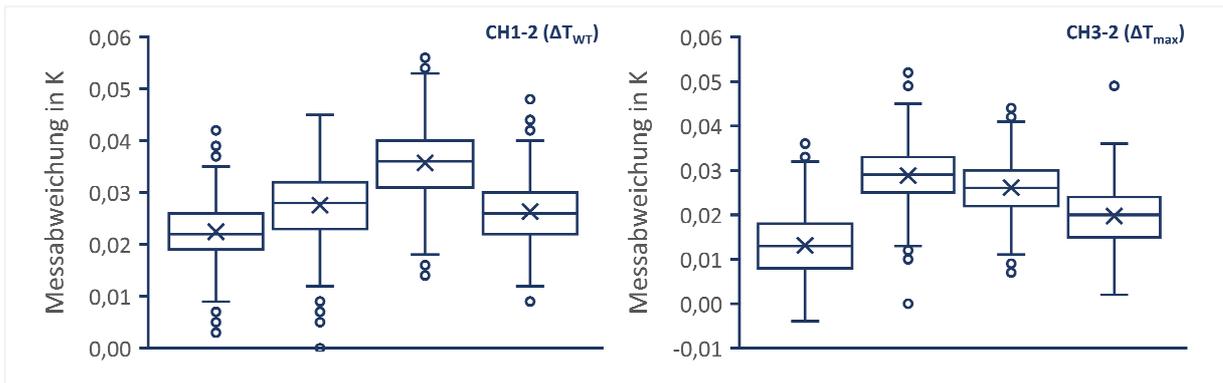


Abbildung 5-63: Boxplot der vier Messreihen für die Temperaturfühlerpaare CH1-CH2 (links) und CH3-CH2 (rechts) mit einem Interquartilsabstand IQR von 50 % und einer Antennenlänge von 1,5·IQR. Die Lage des arithmetischen Mittels ist als Kreuz eingetragen.

Die thermische Ansprechzeit, auch Angleichzeit genannt, definiert die Geschwindigkeit, mit der ein Temperaturfühler auf eine Temperaturänderung des Messfluids reagiert. Die zugehörige Zeitkonstante beschreibt die thermische Trägheit des Temperaturfühlers und gibt die Ansprechzeit an, die der Fühler benötigt, um 63 % der Differenz zwischen der Ausgangstemperatur und der neuen Temperatur des Messfluids nach einem Temperatursprung zu erreichen. Eine erweiterte Zeitkonstante von 99 % kennzeichnet hingegen den Punkt, an dem der neue Temperaturwert als nahezu vollständig erreicht gilt.

Für die experimentelle Bestimmung der thermischen Ansprechzeit wurde das zu prüfende Temperaturfühlerpaar von einem Wasserbad bei Raumtemperatur in ein durchmischtes Dewargefäß mit einem Eis-Wasser-Gemisch gegeben. Ein weiteres Temperaturfühlerpaar verblieb als Referenz im Wasserbad. Die Dauer, bis die Prüflinge die Wassertemperatur im Dewargefäß annahmen, entspricht der Sprungantwort des Temperaturfühlers, aus der sich die Ansprechzeit ableiten lässt. In einer weiteren Messreihe wurden die Prüflinge von dem Wasserbad bei Raumtemperatur in ein durchmischtes Gefäß mit siedendem Wasser gegeben, wobei sich die Temperaturfühler bei einer Erwärmung deutlich schneller an die neue Fluidtemperatur anpassen konnten (Abbildung 5-64). Innerhalb von nur 9 s erreichten die Temperaturfühler 90 % des Temperaturanstiegs auf etwa 100 °C, während für die Anpassung an einen negativen Temperatursprung auf 0 °C 20 s notwendig waren.

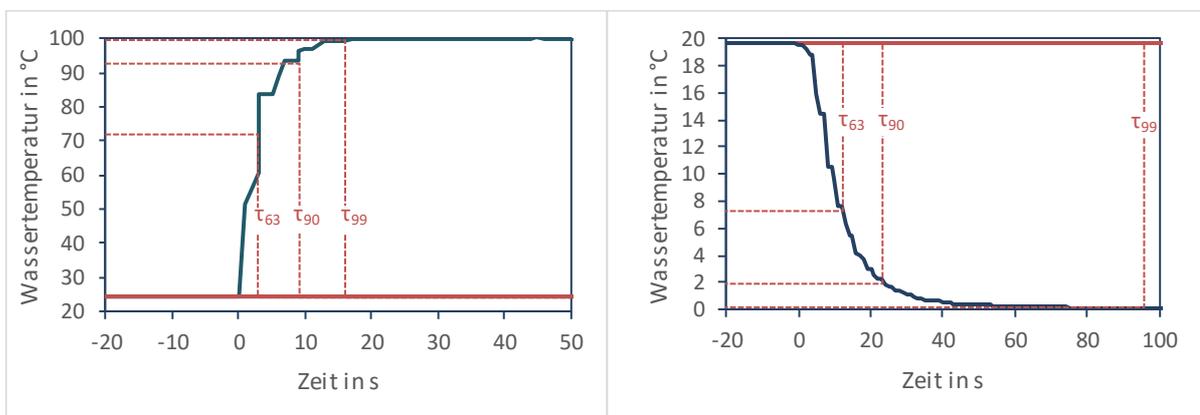


Abbildung 5-64: Thermische Ansprechzeit als exponentielle Antwort auf einen positiven (links) und negativen (rechts) Temperatursprung und für drei verschiedene Zeitkonstanten τ .

Um den geeigneten Mindeststichprobenumfang für die Messgrößen zu bestimmen, wird die Standardabweichung des Mittelwerts und die empirische Standardabweichung einer Stichprobe verwendet. Die Standardabweichung des Mittelwerts gibt hierin an, wie stark die Stichprobenmittelwerte bei wiederholten Messungen vom wahren Mittelwert streuen. Die Gleichung für die Berechnung des Stichprobenumfangs lautet (Wetzel et al. 1979, 335):

$$N = \left(\frac{\sigma_{SD}}{\sigma_{\bar{x}}} \right)^2 \quad [5-40]$$

wobei:

$\sigma_{\bar{x}}$ Standardabweichung des Mittelwerts in var, definiert als:

$$\sigma_{\bar{x}} = \frac{\sigma_{SD}}{\sqrt{n}},$$

σ_{SD} empirische Standardabweichung der Stichprobe in var,

N Stichprobenumfang in 1.

Um den Mindeststichprobenumfang festzulegen, sodass 95 % der Stichprobenmittelwerte innerhalb einer Standardabweichung des Mittelwerts liegen, die kleiner oder gleich 10 % des Mittelwerts ist, wird nach Wetzel et al. (1979, 337) folgende Gleichung verwendet:

$$N_{min} = \left(\frac{z \cdot \sigma_{SD}}{\bar{x} \cdot \sigma} \right)^2 \quad [5-41]$$

wobei:

N_{min} Mindeststichprobenumfang in 1,

z Wert für das angestrebte Konfidenzniveau in 1, für 95 % entspricht der Wert etwa 1,96,

σ relative Abweichung vom Mittelwert in 1, hier 0,1.

Um einen angemessenen Mindeststichprobenumfang festzulegen, wurden die Messwerte für den inneren und äußeren Wärmeübergang gesondert betrachtet. In der Versuchsreihe zum inneren Wärmeübergang blieben die gewässerseitigen Bedingungen und der Volumenstrom im Wärmeträgerkreis konstant, sodass lediglich die Vor- und Rücklauftemperaturen über die Zeit variierten. Erwartungsgemäß zeigten die Fluidtemperaturen im Vorlauf und Rücklauf eine breitere Streuung um den Median, während die Messungen der gewässerseitigen Eintritts- und Austrittstemperaturen sowie des Volumenstroms im Wärmeträgerkreis auf eine konsistente Erfassung hinwiesen (Abbildung 5-65). Bei der Annahme einer relativen Abweichung von 1 % vom Mittelwert ergab sich für eine zuverlässige Schätzung der mittleren Vorlauftemperatur ein erforderlicher Mindeststichprobenumfang von 32 Messwerten. In der betrachteten Messreihe lag der tatsächliche Stichprobenumfang bei 150 Messwerten, was eine zuverlässige Berechnung der Bewertungsgrößen ermöglichte. Werden die gewässerseitigen Bedingungen verändert und reagiert das Prüfmuster robust auf die geänderten Anströmgeschwindigkeiten, bleiben die relativen Abweichungen der Messwerte vom Mittelwert weitgehend stabil um den Median. Der erforderliche Mindeststichprobenumfang lag in diesem Fall unter eins, während der tatsächliche Stichprobenumfang der Messreihe 187 Messwerte umfasste.

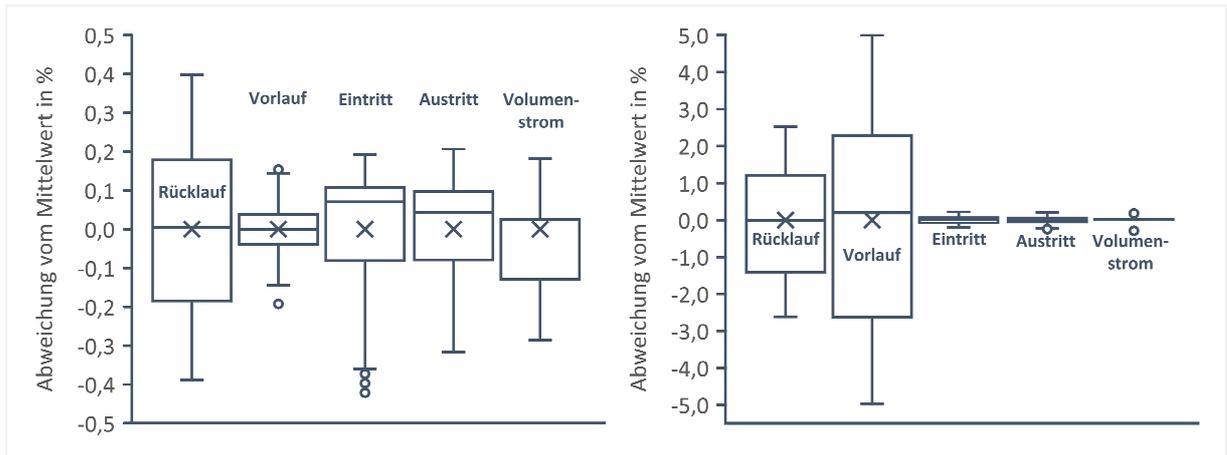


Abbildung 5-65: Abweichungen von der mittleren Wassertemperatur in den Versuchsreihen zum äußeren Wärmeübergang (links) und inneren Wärmeübergang (rechts).

5.7. Allgemeingültige Beobachtungen

Die Auswertung von 25 experimentellen Untersuchungen an dreizehn Prüfmustern (Abbildung 5-66) verdeutlicht, dass die Effizienz von Wärmeübertragern nicht allein von den Strömungsbedingungen, Wärmeübertragungseigenschaften und Designparametern bestimmt wird, sondern von der Interaktion zahlreicher Faktoren. Insbesondere müssen die Wärmeübertrager unter den variablen Bedingungen von Fließgewässern effektiv arbeiten, um eine zuverlässige Wärmeversorgung zu gewährleisten. Diese Erkenntnisse betonen die Notwendigkeit, Wärmeübertragungssysteme so zu konzipieren, dass sie für ein breites Spektrum an Betriebsbedingungen geeignet sind, anstatt nur für einen idealen oder durchschnittlichen Zustand.

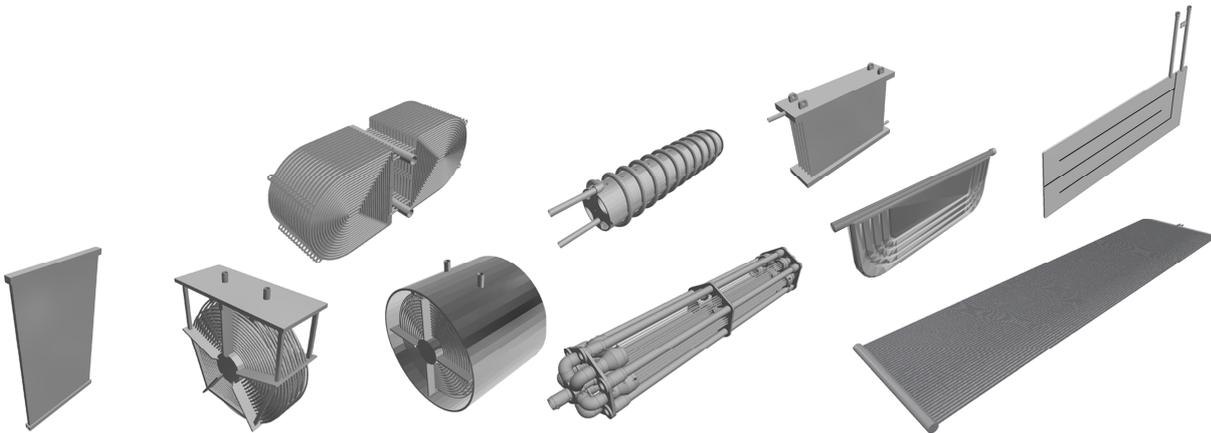


Abbildung 5-66: Schematische Darstellung ausgewählter Prüfmuster.

5.7.1. Innerer Wärmeübergang

Mit den experimentellen Untersuchungen im Prüfstand kann der innere Wärmeübergang verschiedener Prüfmuster in Fließgewässern systematisch analysiert werden, um ein tieferes Verständnis der Wärmeübertragungsmechanismen unter verschiedenen Betriebsbedingungen zu erlangen. Eine möglichst umfassende Datensammlung ermöglicht es, das Verhalten der Wärmeübertrager bei unterschiedlichen Durchflussraten und thermofluidodynamischen Bedingungen zu vergleichen und zu bewerten. Die Leistungscharakteristiken in Abbildung 5-67 enthalten die spezifische Entzugsleistung, den Wirkungsgrad, die Anzahl der Wärmeübertragungseinheiten (NTU) und den Wärmedurchgangskoeffizienten in Abhängigkeit von variierenden Volumenströmen, Wärmekapazitätsströmen und Reynolds-Zahlen.

Im untersuchten Bereich des Volumenstroms von 3,6 bis 38,8 l/min steigt die spezifische Entzugsleistung mit zunehmendem Volumenstrom an. Dieser Anstieg ist auf eine verbesserte Wärmeaufnahme des Wärmeträgermediums durch den erhöhten konvektiven Anteil am Wärmeübergang zurückzuführen. Mit zunehmendem Volumenstrom nähert sich die Entzugsleistung einer maximalen Leistungsfähigkeit an, wonach eine weitere Erhöhung des Volumenstroms keine weitere Steigerung der Entzugsleistung bewirkt. Bei niedrigeren Volumenströmen führt ein steilerer Anstieg der Leistungskurven zu einer effizienteren Wärmeübertragung.

Wird die Effektivität der Wärmeübertragung als Funktion des Wärmekapazitätsstroms aufgetragen, wird ersichtlich, dass sich die Effektivität mit einem steigenden Wärmekapazitätsstrom verringert. Dies ist auch auf eine geringere Verweilzeit des Wärmeträgermediums bei höheren Durchflussraten zurückzuführen, wodurch höhere Wärmemengen mit einer begrenzten Effizienz verarbeitet werden.

Die Anzahl der Wärmeübertragungseinheiten ist eng mit der Effektivität des Wärmeübertragers verbunden. Eine höhere Reynolds-Zahl verbessert die konvektive Wärmeübertragung, führt aber zugleich auch zu höheren Druckverlusten im Wärmeübertrager. Mit zunehmenden Reynolds-Zahlen nehmen die Werte der Wärmeübertragungseinheiten ab, wobei höhere NTU-Werte eine effektivere Wärmeübertragung anzeigen. Die untersuchten Reynolds-Zahlen konzentrieren sich am Übergang zwischen laminarer und turbulenter Strömung, ohne vollständig turbulente Bereiche zu erreichen.

Beim Vergleich der Wirkungsgradkurven mit denen des Wärmedurchgangs ist zu beobachten, dass trotz zunehmender Wärmeübertragungsleistung die Effektivität abnimmt. Werden die gewässerseitigen Bedingungen konstant gehalten, entspricht die Änderung des Wärmedurchgangs der Änderung des Wärmeübergangskoeffizienten. Die Wärmedurchgangskoeffizienten variieren von 91 bis 442 W/m²K, wobei metallische Wärmeübertrager aufgrund ihrer besseren thermischen Leitfähigkeit besonders bei höheren Volumenströmen überlegen sind. Wärmeübertrager aus Polypropylen zeigen geringere Wärmedurchgangswerte, reagieren aber auch robuster auf Verschmutzungen der wärmeübertragenden Oberflächen. Wärmeübertrager aus Polyethylen weisen mittlere Wärmedurchgangskoeffizienten auf, wobei diese mit dem Design streuen.

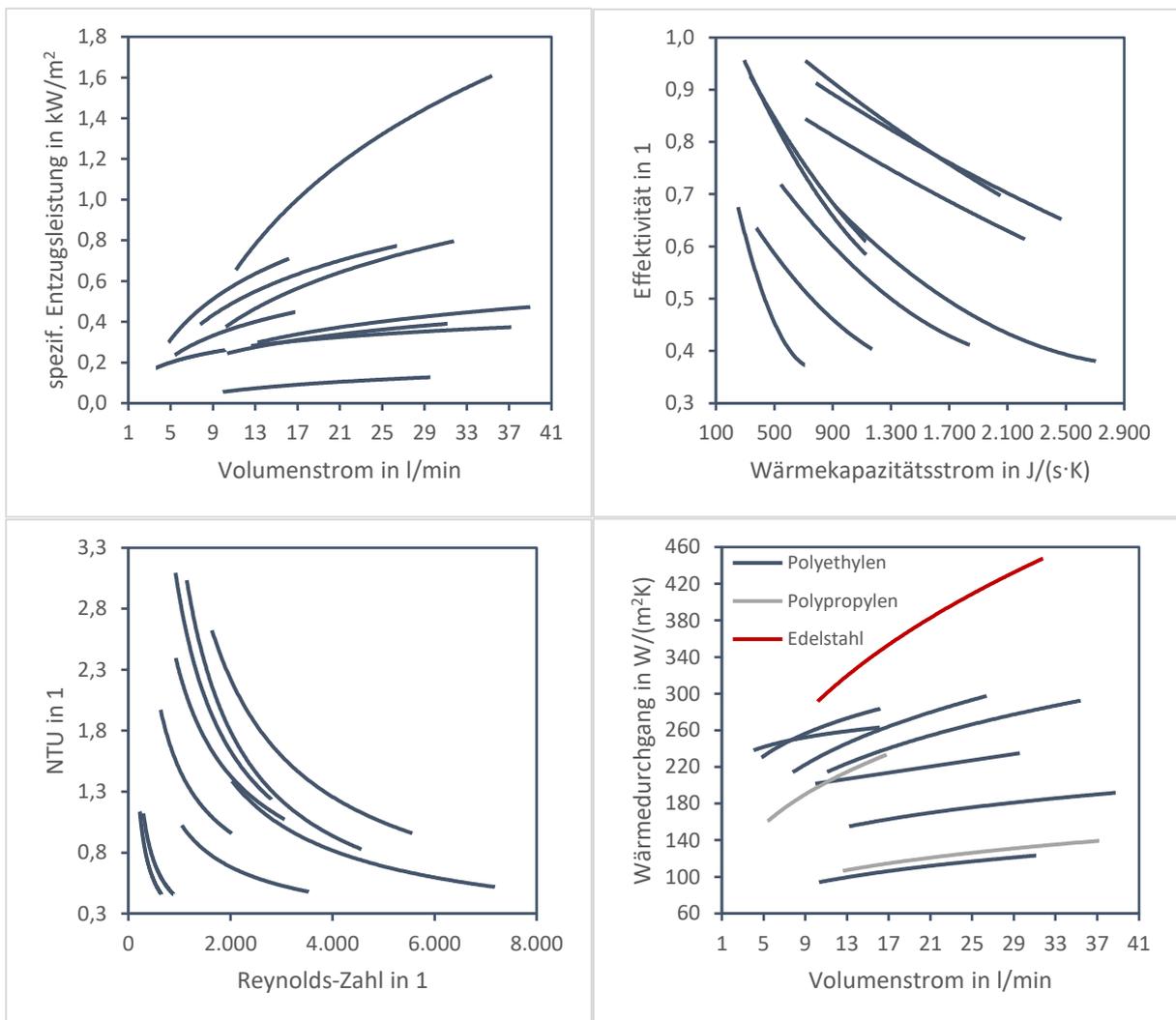


Abbildung 5-67: Leistungscharakteristiken verschiedener Prüfmuster bei variierenden Betriebsparametern: Die Diagramme zeigen die Abhängigkeit der spezifischen Entzugsleistung (oben links), der Effektivität (oben rechts), der Anzahl der Wärmeübertragungseinheiten (NTU, unten links) und des Wärmedurchgangskoeffizienten (unten rechts) vom Volumenstrom, Wärmekapazitätsstrom und der Reynolds-Zahl.

5.7.2. Äußerer Wärmeübergang

Der äußere konvektive Wärmeübergang verbessert sich mit zunehmender Anströmgeschwindigkeit, da die Grenzschicht an der wärmeübertragenden Fläche dünner wird, was den Wärmeaustausch zwischen dem Fluid und der Wärmeübertrageroberfläche erleichtert. Bei der graphischen Darstellung der prozentualen Änderungen des Wärmedurchgangskoeffizienten als Funktion der Anströmgeschwindigkeit für verschiedene Prüfmuster (Abbildung 5-68) zeigt sich, dass die konvektiven Wärmeübertragungseffekte bei allen untersuchten Mustern mit der Anströmgeschwindigkeit korrelieren. Allerdings flachen die Ausgleichskurven mit zunehmender Geschwindigkeit ab und es stellt sich eine Sättigungsgeschwindigkeit ein, bei der eine weitere Steigerung der Anströmgeschwindigkeit nur noch geringe oder keine Verbesserung des Wärmedurchgangs bewirkt. Insbesondere der Wärmetransport innerhalb des Wärmeträgermediums oder die Materialbeschaffenheit des Wärmeübertragers selbst können hier begrenzend wirken. Das Systemdesign hat einen wesentlichen Einfluss darauf, wie die Prüfmuster auf die gewässerseitigen Strömungsbedingungen reagieren, wobei einige Prüfmuster sensibler auf Änderungen der Anströmgeschwindigkeit ansprechen, während andere ein robusteres Verhalten zeigen. Verschiedene Konstruktionen und Materialien reagieren somit unterschiedlich auf die gewässerseitigen Strömungsbedingungen, was bei der Auswahl und Gestaltung von Wärmeübertragern berücksichtigt werden muss.

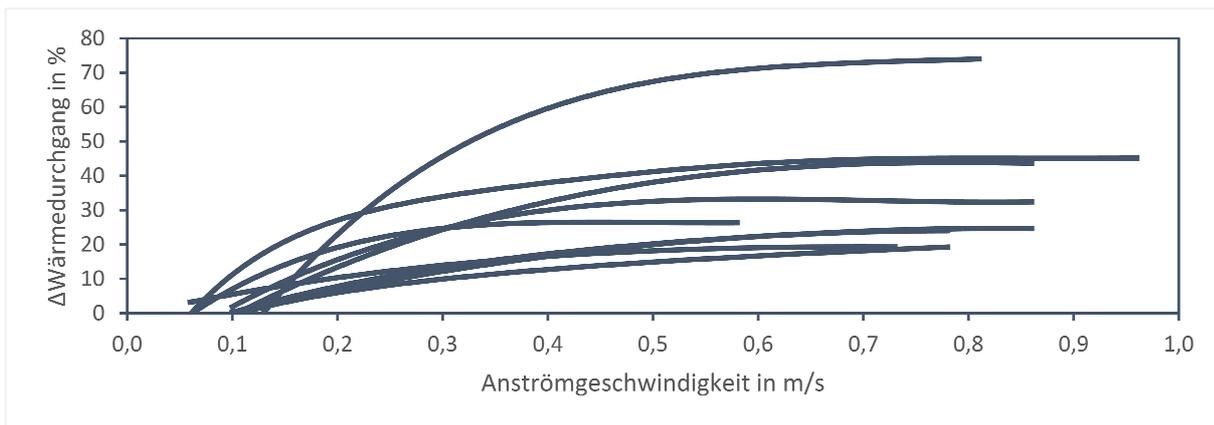


Abbildung 5-68: Relative Zunahme des Wärmedurchgangs in Abhängigkeit von der Anströmgeschwindigkeit für verschiedene Prüfmuster.

In Abbildung 5-69 werden die relativen Änderungen des Wärmedurchgangskoeffizienten als Median für Anpassungen der Anströmgeschwindigkeit in 0,1 m/s-Schritten dargestellt, während die Summenkurve die kumulierte Änderung über das gesamte Geschwindigkeitsspektrum zeigt. Die mittlere Änderung deutet auf ein relativ konsistentes mittleres Verhalten der Wärmeübertrager hin, wobei die Einzelwerte bei niedrigeren Anströmgeschwindigkeiten stärker streuen. In höheren Geschwindigkeitsbereichen scheint die Zunahme des Wärmedurchgangs abzuflachen, was auf einen Sättigungseffekt oder eine maximale Effizienz des äußeren Wärmeübergangs hindeutet. Insbesondere ab einer Anströmgeschwindigkeit von 0,5 m/s ist keine signifikante Zunahme der Entzugsleistung mehr feststellbar, und ab 0,7 m/s stellt sich ein Sättigungseffekt ein. Dies legt nahe, dass bei Wärmeübertragern bereits bei relativ geringen Strömungsgeschwindigkeiten in Fließgewässern ein effizienter gewässerseitiger Wärmeübergang stattfindet, wohingegen die Entzugsleistung bei sehr niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten signifikant abfallen kann.

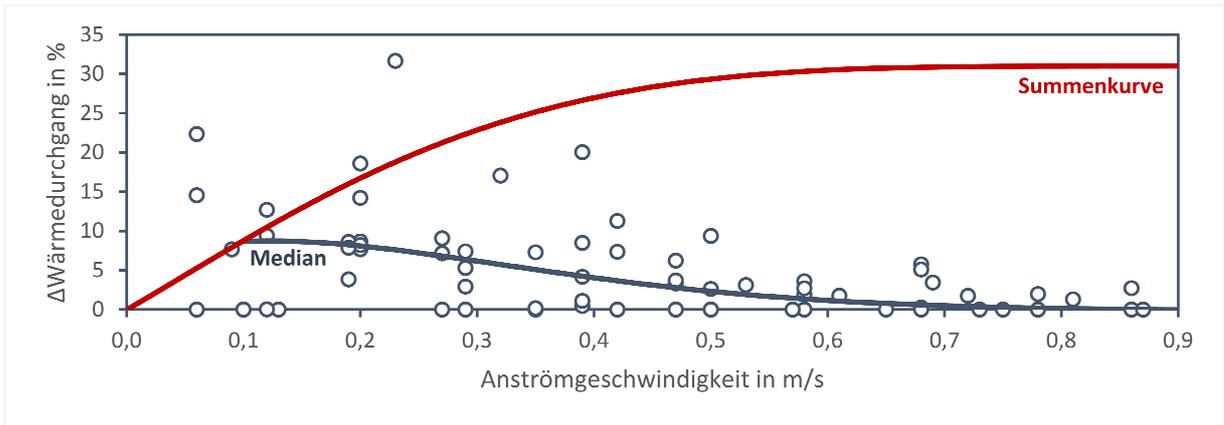


Abbildung 5-69: Relative Änderung des Wärmedurchgangs verschiedener Prüfmuster bei variierenden Anströmgeschwindigkeiten. Die graue Ausgleichskurve repräsentiert die mittlere Änderung als Funktion der Anströmgeschwindigkeit, während die rote Summenkurve die kumulative Änderung über das Geschwindigkeitsspektrum veranschaulicht.

5.7.3. Lokale Abkühlung

Durch die Entnahme von Wärme aus dem Fließgewässer entsteht eine lokale Abkühlung, die durch die Temperaturdifferenz zwischen dem Ein- und Austritt am Wärmeübertrager gemessen wird, wobei die Temperaturfühler entlang der Rohrachse ausgerichtet sind.

Wird die lokale Abkühlung in Abbildung 5-70 als Funktion der Entzugsleistung bei einer Anströmgeschwindigkeit von 0,1 m/s aufgetragen, wird sichtbar, dass die lokale Abkühlung mit zunehmender Entzugsleistung steigt. Dies korrespondiert mit den Erwartungen, da eine höhere Entzugsleistung zu einer größeren Wärmeentnahme aus dem Wasserkörper führt und somit eine stärkere Abkühlung bewirkt. Auffällig ist die zunehmende Streuung der Werte mit steigender Entzugsleistung, was auf die unterschiedlichen Designparameter der getesteten Wärmeübertrager zurückzuführen ist. Prüfmuster mit einem effektiveren Austausch mit dem umgebenden Wasserkörper und einer verbesserten Durchmischung während der Durchströmung weisen tendenziell geringere lokale Abkühlungen auf. Die höchste beobachtete lokale Abkühlung liegt bei etwa 0,9 K, während die durchschnittliche maximale Abkühlung in der Größenordnung von etwa 0,5 K liegt, wobei die Werte für eine unvollständige Durchmischung gelten. Die Eintrittstemperatur blieb während der Versuchsdauer nahezu konstant, was darauf hindeutet, dass die Wärmeentnahme im Wasserkanal zu keiner signifikanten Temperaturabsenkung führte, was wiederum auf eine gleichmäßige Durchmischung des Wassers am Eintritt schließen lässt.

Wird in Abbildung 5-70 der Einfluss der Anströmgeschwindigkeit auf die lokale Abkühlung betrachtet, zeigt sich mit zunehmender Anströmgeschwindigkeit eine abnehmende lokale Abkühlung. Bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten wird die Grenzschicht dünner, was die Wärmeübertragung verbessert, und gleichzeitig wird die lokale Abkühlung des Fließgewässers durch eine höhere Durchmischung verringert. Die geringe Streuung der Messdaten bei höheren Anströmgeschwindigkeit unterstützt die Annahme, dass bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten die Durchmischung und der Wärmeabtransport vom Wärmeübertrager effektiver sind. Dies könnte darauf hinweisen, dass unter diesen Bedingungen die spezifischen Designparameter der Prüfmuster einen geringeren Einfluss auf die Wärmeentzugsleistung haben, da der vorherrschende Mechanismus der konvektive Wärmetransport ist, der hauptsächlich durch die Strömungsgeschwindigkeit bestimmt wird.

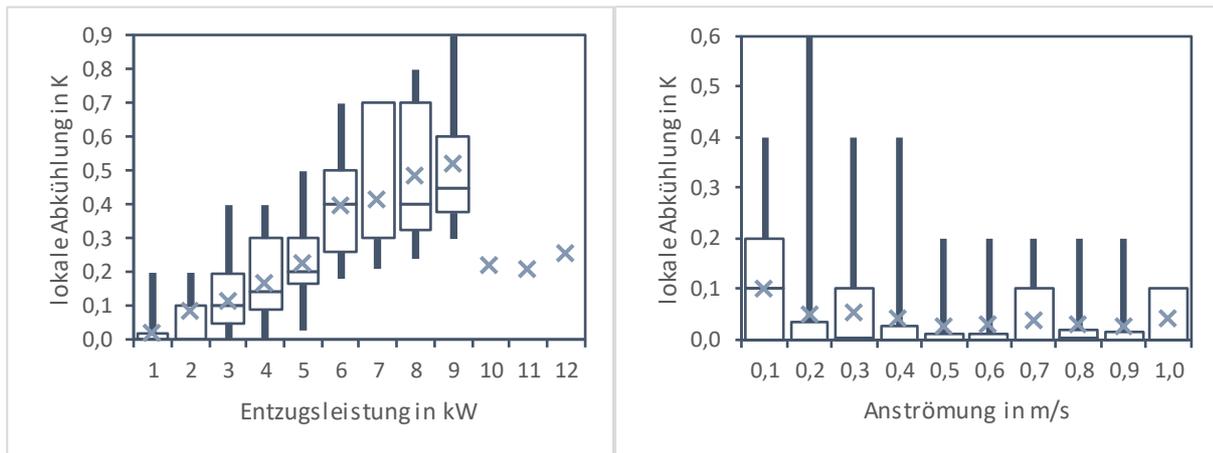


Abbildung 5-70: Lokale Abkühlung des Fließgewässers in Abhängigkeit von der Entzugsleistung bei einer Anströmgeschwindigkeit von 0,1 m/s (links) und Einfluss der Anströmgeschwindigkeit auf die lokale Abkühlung am Wärmeübertrager (rechts).

5.7.4. Ablagerungen

Verschmutzungen auf den wärmeübertragenden Flächen beeinträchtigen die Effizienz von Wärmeübertragern, insbesondere Biofilme und andere Ablagerungen in Fließgewässern. Experimentelle Untersuchungen an sauberen und verschmutzten Prüfmustern im Prüfstand helfen, die Auswirkungen der Verschmutzungen auf die Entzugsleistung zu verstehen. Diese Untersuchungen unterstützen die Auslegung und den Betrieb von Wärmeübertragern, indem die Erkenntnisse bei der Planung notwendiger Reinigungsintervalle und der Anpassung des Systemdesigns berücksichtigt werden. Die Erfassung der Leistungsdaten der Prüfmuster erfolgt zunächst im sauberen Zustand, gefolgt von Messungen im verschmutzten Zustand, um die Effekte der Ablagerungen zu quantifizieren. Mittels der Wilson-Plot-Methode wird die innere Wärmeübertragungsleistung von den durch Fouling verursachten äußeren Widerständen unterschieden. Der zusätzliche Foulingwiderstand wird aus den Unterschieden der Wärmedurchgangskoeffizienten zwischen dem sauberen und dem verschmutzten Zustand berechnet. Zukünftige Arbeiten könnten biochemische Analysen einbeziehen, um die spezifische Zusammensetzung und Eigenschaften der Biofilme und anderen Ablagerungen detaillierter zu untersuchen.

In drei Studien wurden Methoden zur Erfassung der Auswirkungen von Ablagerungen auf den Wärmedurchgangskoeffizienten im Prüfstand untersucht. In der ersten Studie wurden zwei Prüfmuster in einen Aufwuchsbehälter aus Kunststoff einbracht, der im Außenbereich des wasserbaulichen Forschungslabors platziert war, um natürliche Temperatur- und Wettereinflüsse miteinzubeziehen. Das Wasser im Behälter wurde mit Wasser aus dem Darmbach angereichert und regelmäßig mit organischem Material wie Falllaub, Pflanzenteilen, Sohlensubstrat und Kleinstlebewesen versetzt, um ein natürliches Ökosystem eines Mittelgebirgsbaches nachzubilden. Obwohl der Behälter regelmäßig durchmischt wurde, orientierten sich die überwiegend stagnierenden Strömungsverhältnisse eher an einem stehenden Gewässer. Bereits nach wenigen Tagen waren erste Partikelanlagerungen auf den wärmeübertragenden Flächen erkennbar, gefolgt von der Entwicklung extrazellulärer polymerer Substanzen (EPS) und dreidimensionalen Biofilmstrukturen. Abbildung 5-71 illustriert die zeitliche Entwicklung dieser Ablagerungen. Nach 49 bzw. 62 Tagen wurden die Prüfmuster entnommen und die Messungen im verschmutzten Zustand im Prüfstand wiederholt. (Baunach 2019, 71)



Abbildung 5-71: Zeitlicher Verlauf der Ablagerungen auf den wärmeübertragenden Flächen.

In der zweiten Studie verblieb das Prüfmuster nach den Messungen im unverschmutzten Zustand für 118 Tage im Wasserbecken des Prüfstands. Während dieser Zeit war das Prüfmuster ständig dem Wasserkreislauf ausgesetzt und Partikel wurden durch Wind in das Wasserbecken eingetragen, was zu einer Anreicherung von Nährstoffen im Wasserkreislauf führte. Eine Kreislumpumpe sorgte für die tägliche Umwälzung des Wassers, um eine gleichmäßige Verteilung der eingetragenen Partikel zu gewährleisten. Diese Langzeitstudie zielte darauf ab, die Auswirkungen der eingeführten natürlichen Verschmutzungen auf das Prüfmuster zu untersuchen (Abbildung 5-72). Nach Abschluss der Expositionszeit wurden Messungen im verschmutzten Zustand durchgeführt, um die Veränderungen des Wärmedurchgangskoeffizienten zu dokumentieren.



Abbildung 5-72: Langzeitstudie mit Prüfmuster im leeren Prüfstand (links) und Nahaufnahme der Ablagerungen auf den wärmeübertragenden Flächen nach 120 Tagen (rechts). Die Aufnahmen sind nach den Messungen zum äußeren Wärmeübergang entstanden.

Während der Instandsetzungsmaßnahmen an der Kreislumpumpe des Prüfstands, bei denen Kalkablagerungen und Eisenoxide mittels eines organischen Regenerationsmittels, das zu mehr als 70 % aus Zitronensäure bestand, entfernt wurden, bot sich die Gelegenheit für eine dritte Studie. Nach der Wiederinbetriebnahme und mit dem Beginn der experimentellen Untersuchungen wurden Eisenoxide und Huminstoffe gezielt als Schwebstoffe in das Prüfbecken eingetragen. Aufgrund der niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten im Prüfbecken kam es zur sichtbaren Sedimentation dieser Schwebstoffe auf den wärmeübertragenden Oberflächen (Abbildung 5-73).

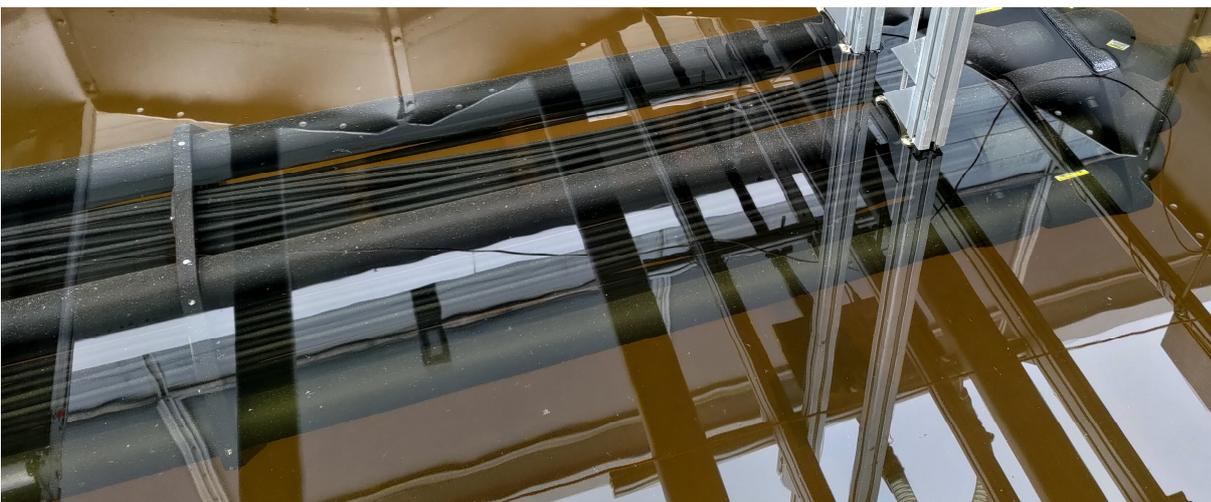


Abbildung 5-73: Abgelagerte Schwebstoffe auf dem Prüfmuster mit verfärbtem Wasser. Die Aufnahme ist nach den Messungen zum inneren Wärmeübergang entstanden (Borchardt et al. 2023a, 22).

Für alle untersuchten Wärmeübertrager ließen sich bei einer Anströmgeschwindigkeit von 0,8 m/s keine wesentliche Selbstreinigungswirkung durch die Scherkräfte der Strömung nachweisen. Zur Entfernung der Ablagerungen wurden alle Prüfmuster einer manuellen Reinigung unterzogen, bei der ein mobiler Niederdruckreiniger mit einem Betriebsdruck von 5 bar und einer Flachstrahldüse zum Einsatz kam. Die Ergebnisse zeigen die Notwendigkeit auf, die Reinigungsintervalle für Wärmeübertrager in Fließgewässern anzupassen und möglicherweise die Betriebsparameter wie die Anströmgeschwindigkeit zu erhöhen oder zusätzliche Reinigungsmaßnahmen zu integrieren, um eine Anhäufung von Biofilmen und Ablagerungen zu verhindern.

Die Studienergebnisse verdeutlichen in Abbildung 5-74, dass Wärmeübertrager, die sensibel auf Veränderungen der Anströmgeschwindigkeiten reagieren, stärker von Verschmutzungen beeinträchtigt werden als solche, die robuster gegenüber höheren gewässerseitigen Strömungsgeschwindigkeiten sind. Darüber hinaus führt der zusätzliche Foulingwiderstand zu einem Versatz der gemessenen Wärmedurchgangskoeffizienten. Dieser Versatz nimmt mit steigender Anströmgeschwindigkeit nur geringfügig ab, was die mangelnde Selbstreinigungsfähigkeit bei Anströmgeschwindigkeiten bis zu 0,8 m/s unterstreicht.

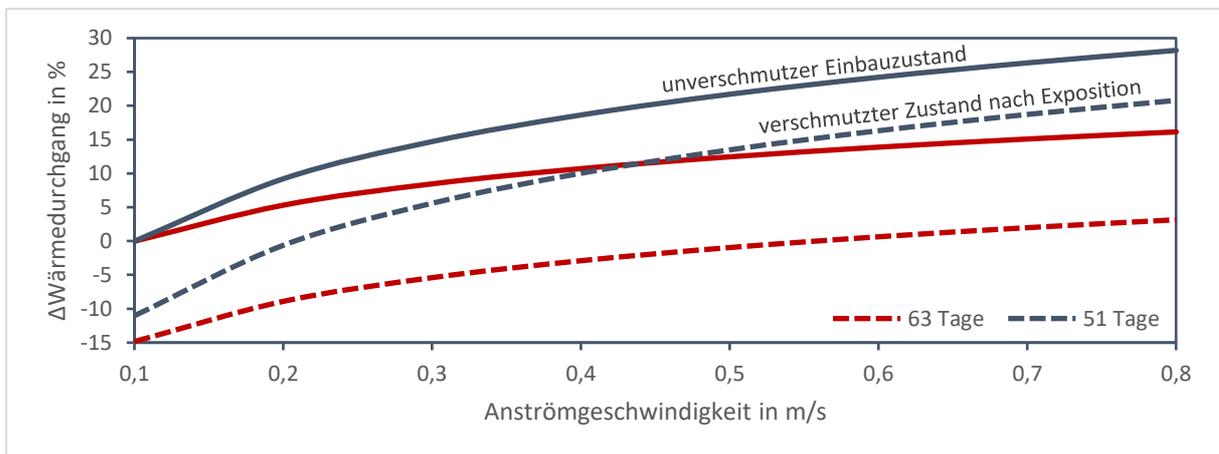


Abbildung 5-74: Relative Änderung des Wärmedurchgangskoeffizienten in Abhängigkeit von der Anströmgeschwindigkeit. Die durchgezogene Linie beschreibt den unverschmutzten Einbauzustand, während die gestrichelte Linie den Zustand nach der Exposition (63 und 51 Tage) darstellt.

Die festgestellten Foulingwiderstände (Tabelle 5-4) werden durch in der Fachliteratur genannten Richtwerte wie in Tabelle 3-4 bestätigt. Eine längere Expositionsdauer führte nicht zwingend zu größeren Leistungsverlusten. Diese Beobachtung stimmt mit den Erkenntnissen überein, dass die Dicke oder Dichte des Biofilms nach einer bestimmten Entwicklungsphase einen Gleichgewichtszustand erreicht. Ab diesem Punkt wird das Wachstum des Biofilms durch andere Faktoren limitiert und es ist keine weitere Zunahme des Wärmeübergangswiderstands feststellbar. Im Vergleich zeigen die Ablagerungen von Eisenoxiden und Huminstoffen eine höhere Isolationswirkung und beeinträchtigen den Wärmeübergang stärker als organische Biofilme.

Tabelle 5-4: Gemessene Foulingwiderstände.

Studie	Verringerung des Wärmedurchgangs		Foulingwiderstand in m ² K/W
	in W/(m ² ·K)	in %	
Biofilm 118 Tage	-44,6	-11,6	0,00039
Biofilm 62 Tage	-50,7	-11,6	0,00037
Biofilm 49 Tage	-71,8	-19,1	0,000085
Eisenoxide und Huminstoffe	-49,5	-17,2	0,0011

5.8. Robustheit und Zuverlässigkeit des Prüfverfahrens

Ein Prüfverfahren umfasst neben einem kalibrierten Messsystem auch Hilfseinrichtungen, Vorbereitungsschritte, die anwendende Person und Umgebungseinflüsse, die die Qualität des Messergebnisses beeinflussen können. Wird ein bestehendes Verfahren eingesetzt oder ein neues Verfahren entwickelt, muss nachgewiesen werden, dass das Prüfverfahren in der Lage ist, die Bestimmung der Entzugsleistung der Wärmeübertrager mitsamt den relevanten Einflussgrößen mit der erforderlichen Richtigkeit und Präzision zu erreichen. Dazu wurden in Abbildung 5-75 verschiedene Schlüsselfaktoren definiert, die für die Validierung des Prüfverfahrens wesentlich sind, da sie die Genauigkeit, Zuverlässigkeit und Anwendbarkeit der Messergebnisse beeinflussen.

Um die Robustheit und Zuverlässigkeit des Prüfverfahrens zu überprüfen, wurden die experimentellen Untersuchungen systematisch von Studierenden unter Anleitung durchgeführt. Für die Diversifizierung der Messdaten wurden die Prüfmuster unter unterschiedlichen Umgebungsbedingungen eingesetzt, was zur Generalisierbarkeit der Ergebnisse beitragen soll. (Kapitel 5.7). Dazu wurden dieselben Messreihen von verschiedenen Studierenden wiederholt, wodurch die Ergebnisse auf Konsistenz geprüft und die Wahrscheinlichkeit von Fehlinterpretationen verringert werden konnte.

Die Einbeziehung der Studierenden erlaubte eine externe Beobachtung der Versuchsdurchführung und die Nutzung von Rückmeldungen, um potentielle systematische Fehler zu identifizieren und das Prüfverfahren anzupassen. Wenn zudem verschiedene Personen unabhängig voneinander zu ähnlichen Ergebnissen kommen, erhöht sich die Glaubwürdigkeit der Messdaten sowie des Prüfverfahrens selbst. Zudem fanden begleitend Fehleranalysen und Sensitivitätsuntersuchungen (Kapitel 5.6.5) statt, welche die Umgebungseinflüsse auf die Messwerte betrachtet haben, wobei diese stets innerhalb der zulässigen Grenzabweichungen lagen.

Die Ergebnisse des Prüfverfahrens sind insbesondere für die Übertragung von Erkenntnissen aus dem wärme-strömungstechnischen Prüfstand in praktische Anwendungen oder weitere experimentelle Studien von Bedeutung. Dazu wurden die Daten aus den Vorversuchen unter kontrollierten Bedingungen in einer Laborrinne (Kapitel 5.8.1) und aus einer Feldstudie unter realen Bedingungen (Kapitel 5.8.2) mit den Ergebnissen aus dem wärme-strömungstechnischen Prüfstand abgeglichen. Dies stellt sicher, dass die Messungen und die daraus abgeleiteten Schlussfolgerungen nicht nur unter kontrollierten Laborbedingungen, sondern auch in realen Umgebungen zuverlässig sind.

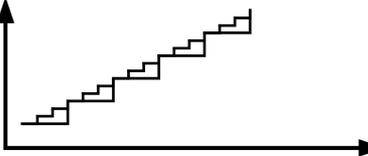
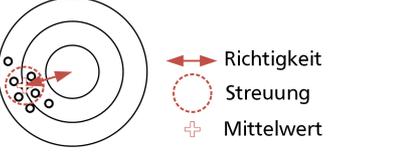
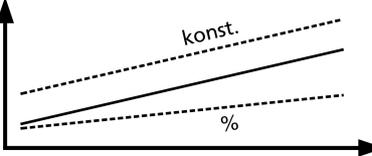
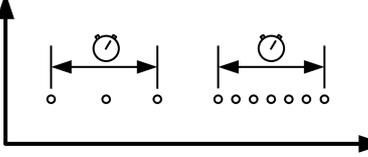
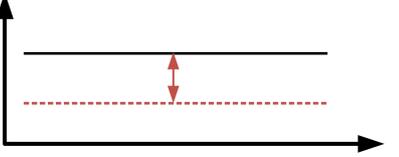
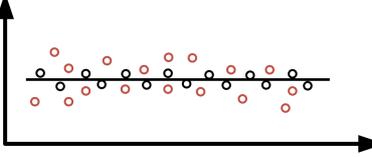
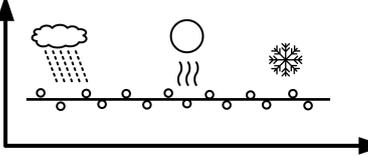
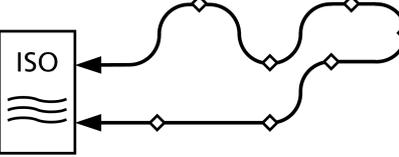
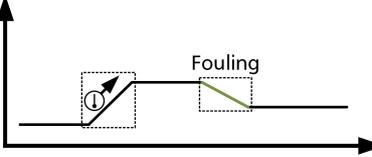
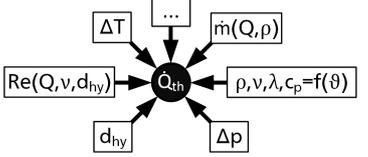
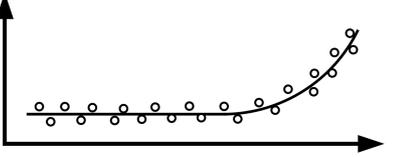
 <p>Auflösung Definiert die kleinste Differenz zwischen zwei Messwerten und bestimmt die Feinheit der Messung. Für die Temperaturmessung im Wärmeträgerkreis ist dies entscheidend, um geringfügige Temperaturänderungen erfassen zu können.</p>	 <p>Genauigkeit Liegt eine möglichst kleine systematische Messabweichung sowie eine möglichst geringe Streuung vor?</p>	 <p>Kalibrierung Können Messunsicherheiten in den Messketten durch eine regelmäßige Kalibrierung minimiert und konsistente Messergebnisse gewährleistet werden?</p>
 <p>Messgeschwindigkeit Wie viele Messwerte können innerhalb einer gegebenen Messzeit erfasst werden? Die quasistationären Bedingungen des Pufferspeichers erfordern eine angemessene Messgeschwindigkeit im Wärmeträgerkreis.</p>	 <p>Richtigkeit Wie weit weicht der Mittelwert der Messwerte systematisch vom wahren Wert ab?</p>	 <p>Präzision (Wiederholgenauigkeit) Wie stark streuen die Messergebnisse bei Wiederholung der Messung unter vergleichbaren Betriebsbedingungen?</p>
 <p>Robustheit Wie stark hängt das Messergebnis von wechselnden oder weniger idealen äußeren Bedingungen ab wie Niederschlag oder direkte solare Einstrahlung?</p>	 <p>Rückverfolgbarkeit Ermöglicht die verwendete Messtechnik eine ununterbrochene Rückverfolgbarkeit der Messergebnisse auf anerkannte Standards oder Referenzwerte?</p>	 <p>Selektivität Inwieweit ist das Prüfverfahren in der Lage, zwischen unterschiedlichen Einflussgrößen auf die Wärmeübertragung zu differenzieren?</p>
 <p>Spezifität Wie gut kann das Prüfverfahren alle relevanten Variablen identifizieren, welche die Wärmeübertragung beeinflussen?</p>	 <p>Stabilität Wie stark ändert sich ein Messwert mit der Zeit?</p>	 <p>Zuverlässigkeit Wie konsistent ist das Prüfverfahren unter verschiedenen äußeren Bedingungen wie saisonalen Einflüssen, Wartung oder Alterung?</p>

Abbildung 5-75: Validierung des Prüfverfahrens.

5.8.1. Vorversuche

Im wasserbaulichen Forschungslabor fanden in einer 40 m langen Laborrinne vorbereitende experimentelle Studien zu Wärmeübertragern in Fließgewässern statt. Der nutzbare Innenraum der Laborrinne ist 2 m breit und 1 m hoch, wobei die Laborrinne zum Zeitpunkt der Voruntersuchungen im Untersuchungsbereich teils auf eine lichte Breite von 1,5 m eingengt war. Ein höhenverstellbares Schütz am Auslauf der Laborrinne regulierte die Wassertiefe auf einen Wert von $0,87 \pm 0,01$ m. Um den Einfluss der Anströmgeschwindigkeit auf die Entzugsleistung der Wärmeübertrager zu untersuchen, sorgte der laboreigene Wasserkreislauf für einen Durchfluss von 79 bis 951 l/s. Die Prüfmuster waren im eingegengten Untersuchungsbereich der Laborrinne installiert (Abbildung 5-76) und mit dem wärmetechnischen Kreislauf der Wärmepumpenanlage verbunden, der im Wärmeträgerkreis einen Volumenstrom von 5,64 bis 41,40 l/min sicherstellte.

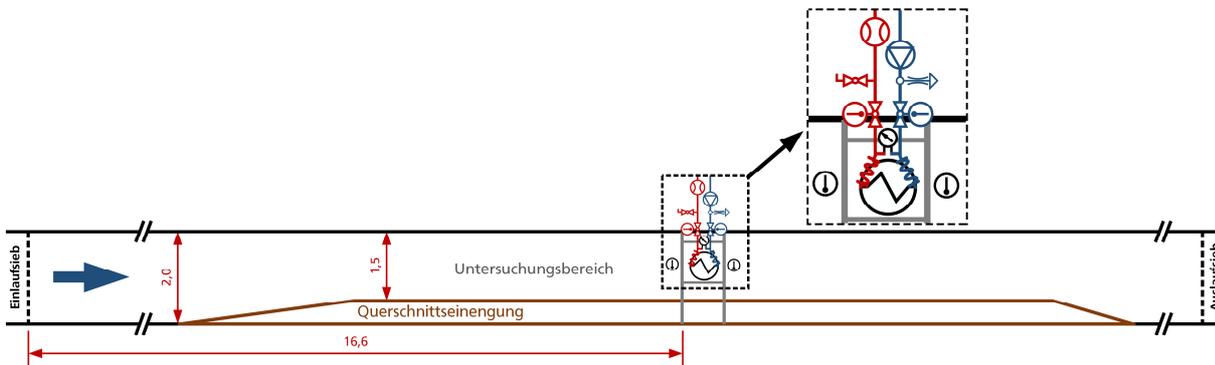


Abbildung 5-76: Draufsicht des schematischen Versuchsaufbaus in der Laborrinne.

Die Laborrinne ist vorwiegend für ethohydraulische Untersuchungen vorgesehen und war lediglich für einen begrenzten Zeitraum für wärme- und strömungstechnische Untersuchungen nutzbar, wodurch ein eigenständiger Prüfstand konzipiert wurde. Die Erkenntnisse aus den Vorversuchen gingen bei der Planung des wärme- und strömungstechnischen Prüfstands mit ein und sind in Tabelle 5-5 mit den wesentlichen Anpassungen am wärmetechnischen Kreislauf und der Messtechnik aufgeführt sowie im Strangschema in Abbildung 5-77 verortet. Der Prüfstand ist so ausgelegt, dass er ein breites Spektrum an kontrollierten sowie reproduzierbaren Betriebsbedingungen für wärme- und strömungstechnische Untersuchungen simulieren kann, und das unabhängig von anderen Projekten im wasserbaulichen Forschungslabor. Von besonderer Bedeutung ist die Fähigkeit des Prüfstands, die Bildung und Untersuchung von Biofilmen und anderen Verschmutzungen auf Wärmeübertragungsflächen zu erlauben, ohne dass ein aufwendiger Wasserwechsel im Wasserkreislauf des wasserbaulichen Forschungslabors notwendig ist.

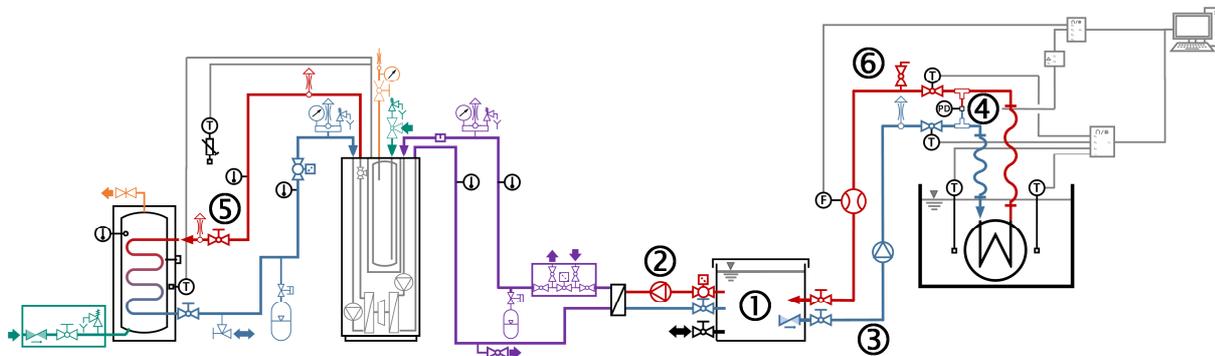


Abbildung 5-77: Strangschema für die Vorversuche.

Tabelle 5-5: Anpassungen am wärmetechnischen Kreislauf mit den Erkenntnissen aus den Vorversuchen.

Komponente	Vorversuche	Prüfstand
① Pufferspeicher	Puffervolumen von 0,62 m ³	Das Puffervolumen wurde auf 1,36 m ³ erhöht. Die Erhöhung des Puffervolumens verlängert das Beharrungsvermögen und ermöglicht dadurch eine längere Dauer gleichbleibender Fluidtemperaturen im Vorlaufstrang während der Datenaufzeichnung. Dies führt zu einer signifikanten Erhöhung der Messwerte pro Betriebszustand.
② Systemtrennung	Einsatz des Pufferspeichers als hydraulische Weiche zwischen dem Wärmeträgerkreis und der Systemtrennung, ergänzt durch einen eigenständigen Zwischenkreis zwischen dem Pufferspeicher und der Systemtrennung und dem Wärmeträgerkreis zwischen dem Pufferspeicher und dem Prüfmuster. Der Zwischenkreis wird über eine Heizungsumwälzpumpe so geregelt, dass die Fluidtemperatur im Pufferspeicher möglichst konstant bleibt.	Das Wärmeträgermedium wird im Rücklaufstrang des Wärmeträgerkreises über eine Durchlaufkühlung an der Systemtrennung auf die gewünschte Fluidtemperatur abgekühlt, wobei der nachgeschaltete Pufferspeicher Temperaturschwankungen dämpft.
③ Umwälzpumpen	Positionierung im Vorlaufstrang des Zwischenkreises und im Wärmeträgerkreis; im Wärmeträgerkreis in der Steigleitung installiert.	Für erhöhten Volumenstrom als Parallelschaltung im Vorlaufstrang installiert und für einen höheren Vordruck näher am Pufferspeicher im horizontalen Rohrstrang positioniert.
④ Messtechnik	Magnetisch-induktive Durchflussmessung an der Laborrinne wurde visuell abgelesen und händisch notiert.	Messwertaufzeichnung der magnetisch-induktiven Durchflussmessung im Wasserkanal; Temperaturmessung wurde näher an die flexible Anbindung zum Prüfmuster verschoben und die Position mit Differenzdruckmessung getauscht.
⑤ Heizkreis		Nachrüstung eines Röhrenradiators für höheren Wärmeaustrag und Anpassung der Rohrleitungsführung.
⑥ Wärmeträgerkreis		Lufttöpfe für eine effizientere Selbstentlüftung vergrößert und Rohrleitungsführung angepasst.

Während der Inbetriebnahme des Prüfstands wurden Wiederholungsmessungen an einem Prüfmuster durchgeführt, das bereits in den Vorversuchen eingesetzt wurde. Dies ermöglichte, die Konsistenz der Messergebnisse unter zwei verschiedenen Laborbedingungen zu überprüfen und die Übertragbarkeit der Daten zu validieren. Die ermittelte Effektivität der Wärmeübertragung ergab bei konstanten Grädigkeiten und variierenden Volumenströmen eine mittlere relative Abweichung von $2,9 \pm 0,4$ %. Der abnehmende Verlauf der Effektivität in Abbildung 5-78 ist ein typisches Verhalten, da mit zunehmendem Volumenstrom die Verweilzeit des Wärmeträgermediums im Wärmeübertrager abnimmt, und konnte von den beiden Umgebungen konsistent abgebildet werden.

Parallel dazu zeigte der Wärmeleitwert in Abbildung 5-78 mit zunehmendem Wärmekapazitätsstrom einen ansteigenden Verlauf, da das Wärmeträgerfluid mit zunehmendem Massenstrom und spezifischer Wärmekapazität mehr Wärmeenergie transportieren kann, wodurch mehr Wärmeenergie übertragen wird. Mit einer mittleren relativen Abweichung von $2,5 \pm 2,7 \%$ bilden die Vorversuche wie auch die Untersuchungen im Prüfstand den Verlauf mit guter Übereinstimmung ab. Obwohl eine zunehmende Streuung der Messwerte bei höheren Volumen- und Wärmekapazitätsströmen beobachtet wurde, deutet der einheitliche Verlauf der Messdaten auf eine grundsätzliche Übereinstimmung der Wärmeübertragungscharakteristik in verschiedenen Umgebungen hin.

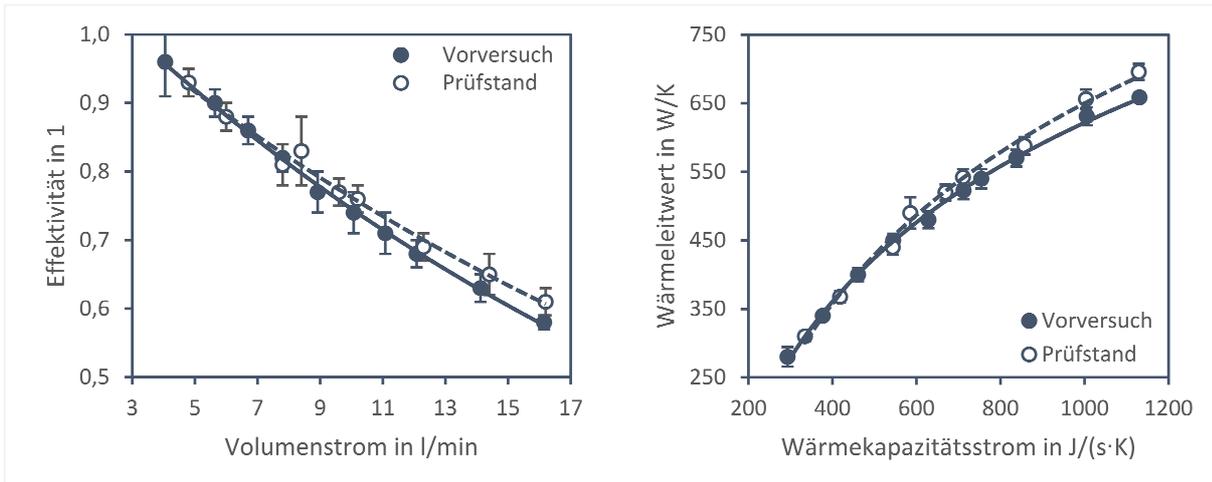


Abbildung 5-78: Effektivität der Wärmeübertragung als Funktion des Volumenstroms (links) und Wärmeleitwert in Abhängigkeit vom Wärmekapazitätsstrom (rechts) für den Vorversuch (dunkelblau) und für die Untersuchungen im Prüfstand (weiß). Beide Diagramme enthalten Ausgleichskurven sowie die Grenzabweichungen.

Bei konstant gehaltenen Volumenströmen und Grädigkeiten mit variiert gewässerseitiger Anströmgeschwindigkeit wurde eine Abweichung bei der Effektivität von $2,7 \pm 1,7 \%$ festgestellt, die sich innerhalb der zulässigen Grenzabweichungen der jeweils anderen Messung bewegt (Abbildung 5-79). Diese Ergebnisse bestätigen die Zuverlässigkeit und die Robustheit des Prüfverfahrens und bekräftigen die Reproduzierbarkeit der Leistungsdaten des Wärmeübertragers unter variierenden Betriebsbedingungen. Der Wärmeübertrager selbst reagierte unempfindlich gegenüber geänderten gewässerseitigen Anströmgeschwindigkeiten, was sich in einer schwachen Zunahme des Wärmedurchgangs mit steigender Anströmgeschwindigkeit zeigt.

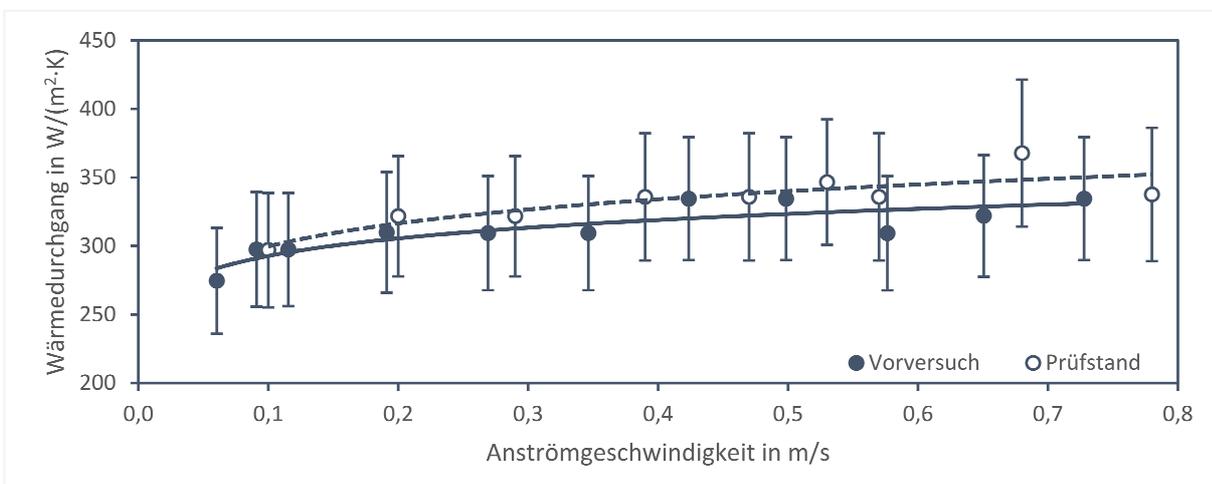


Abbildung 5-79: Vergleich des Wärmedurchgangskoeffizienten in Abhängigkeit von der Anströmgeschwindigkeit zwischen den Messungen im Vorversuch (dunkelblau) und im Prüfstand (weiß) mit der Grenzabweichung.

Die akustischen Geschwindigkeitsmessungen ergaben sowohl für die Vorversuche als auch für den Prüfstand vergleichbare turbulente Strömungsbedingungen, wobei die Laborrinne einen geringfügig höheren Turbulenzgrad aufweist (Abbildung 5-80). Die Ausgleichskurve veranschaulicht mit zunehmender Anströmgeschwindigkeit den abnehmenden Turbulenzgrad. Weiterhin nimmt die Streuung zwischen den einzelnen Messpunkten bei höheren Anströmgeschwindigkeiten ab, was auf eine zunehmend stabilere Strömung hindeutet.

Obwohl sich die betrachteten Anströmgeschwindigkeiten voneinander unterscheiden, waren die beobachteten Abweichungen von einer ideal gleichgerichteten Strömung ähnlich, was auf eine gut entwickelte und stabile Strömung hinweist. Sowohl der Gierwinkel als auch der Neigungswinkel bestätigen eine relativ stabile Strömungsrichtung mit geringen lateralen Verschiebungen. Die in Tabelle 5-6 dargestellten Vergleichsparameter zur Strömungsqualität verdeutlichen die ähnlichen Strömungsbedingungen zwischen der Laborrinne und dem Prüfstand, wobei der Prüfstand aufgrund der geringeren Schwankungen in den Vergleichsparametern eine kontrolliertere Strömungsumgebung bietet.

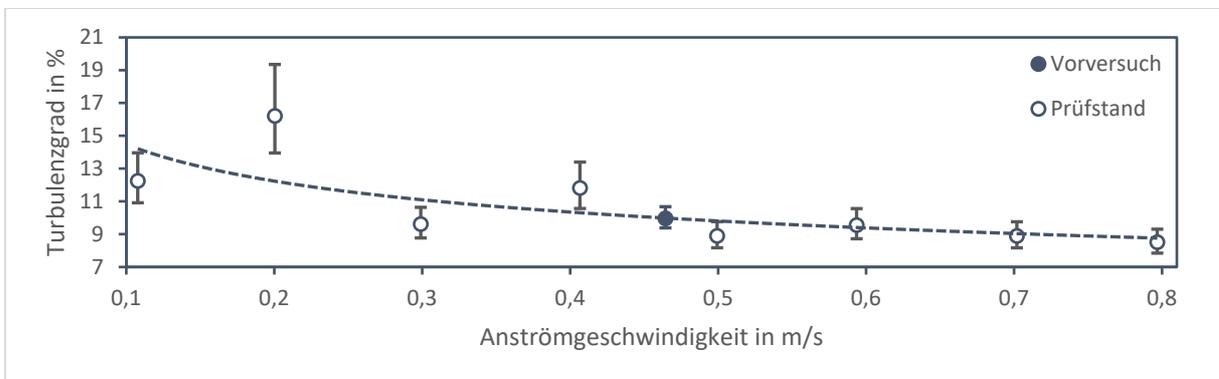


Abbildung 5-80: Turbulenzgrad als Funktion der Anströmgeschwindigkeit im Prüfstand. Die weißen Datenpunkte repräsentieren die gemessenen Turbulenzgrade bei verschiedenen Betriebspunkten im Prüfstand. Ein dunkelblauer Datenpunkt zeigt den Turbulenzgrad bei einer Anströmgeschwindigkeit von 0,46 m/s während der Vorversuche.

Tabelle 5-6: Vergleichsparameter zur Strömungsqualität in der Laborrinne ($Q = 652 \text{ l/s}$) und im Prüfstand ($Q = 133 \text{ l/s}$; $Q = 220 \text{ l/s}$). Der lokale Turbulenzgrad ist auf eine Anströmgeschwindigkeit von 0,5 m/s bezogen. Die weiteren Parameter gelten in der Laborrinne für eine Anströmgeschwindigkeit von 0,5 m/s und im Prüfstand für 0,8 m/s. Die ADV-Daten wurden in der Laborrinne punktuell 0,49 m vor den Prüfmustern erhoben, im Prüfstand 0,18 m Entfernung vom Tauchstrahlaustritt.

Bewertungsparameter	Laborrinne	Prüfstand
axialer Turbulenzgrad in %	10,6	8,9
Geschwindigkeitsprofil der Grundströmung in %	1,2 ±2,8	1,9 ±0,9
Neigungswinkel der Grundströmung in °	1,7 ±1,9	1,9 ±0,8
Gierwinkel der Grundströmung in °	1,4 ±1,4	1,5 ±1,1

5.8.2. Feldstudie

Seit November 2019 versorgt die Wetschaft, ein Zufluss der Lahn, ein historisches Mühlengehöft nordwestlich von Marburg mit Flusswärme. Dazu sind im Mühlkanal unterhalb einer Turbine mit 6 kW Nennleistung drei Wärmeübertrager installiert. Für einen baugleichen Wärmeübertrager wurden während der Vorversuche Kennlinien für den inneren und den äußeren Wärmeübergang erstellt. Die Feldstudie soll sowohl die Übertragbarkeit der experimentellen Untersuchungen auf den realen Anlagenbetrieb validieren als auch aufzeigen, zu welchem Anteil ein Mittelgebirgsfluss den Raumwärmebedarf in einem historischen Bestandsgebäude decken kann. Oberhalb des Mühlengehöfts mündet der Treisbach in die Obere Wetschaft, die nach dem Zusammenfluss als Untere Wetschaft weiterfließt. Der Treisbach ist ein 17,2 km langer grobmaterialreicher, silikatischer Mittelgebirgsbach und entspringt im Rothaargebirge. Die 24 km lange Wetschaft entspringt im Burgwald und zählt bis zur Einmündung des Treisbachs zu den feinkmaterialreichen, silikatischen Mittelgebirgsbächen, unterhalb davon als silikatischer Mittelgebirgsfluss. Nach dem Zusammenfluss mündet die Untere Wetschaft nach weiteren 8,8 km bei Lahntal-Göttingen in die Lahn. Die Wetschaft selbst ist der Äschenregion zugeordnet und weist eine stark veränderte Gewässerstruktur auf. (Buskamp 2022, 2017; Horlbeck et al. 2023)

Die gemessenen Wassertemperaturen am Mühlengehöft ordnen diesen Gewässerabschnitt einem rhithralen, sommerkalten Temperaturregime zu (Tabelle 5-7) und die ausgewerteten Abflussdaten des nahgelegenen Pegels Niederwetter deuten in Abbildung 5-81 auf ein pluviales Regenregime hin. Der Wärmeinhalt des Gewässers bleibt über das Jahr hinweg nahezu gleichmäßig verteilt, wobei er im März den maximalen und im Spätsommer den minimalen Wert erreicht. Der mittlere Jahresabfluss am Pegel liegt bei 1,5 m³/s, während der bemessungsrelevante Referenzabfluss auf den mittleren Niedrigwasserabfluss von 0,43 m³/s festgelegt ist. An 12 Tagen im Jahr unterschreiten die Tagesminima der Wassertemperaturen die 2 °C-Schwelle und an 87 Tagen die 4 °C-Schwelle.

Tabelle 5-7: Bewertungsparameter für das Temperaturregime nach Kapitel 4.2.

morgendliche Jahresmaxima in °C	mittlere Jahresminima in °C	mittlere Jahresmaxima in °C
15,5	2,8	19,1
<i>Meta- bis Hyporhithral</i>	<i>rhithrales Bachregime</i>	<i>sommerkühl</i>
Jahresmittel in °C	mittlere Jahresamplitude in K	mittlere Tagesamplitude in K
10,3	13,4	2,5
<i>Hyporhithral</i>	<i>rhithrales Bachregime</i>	

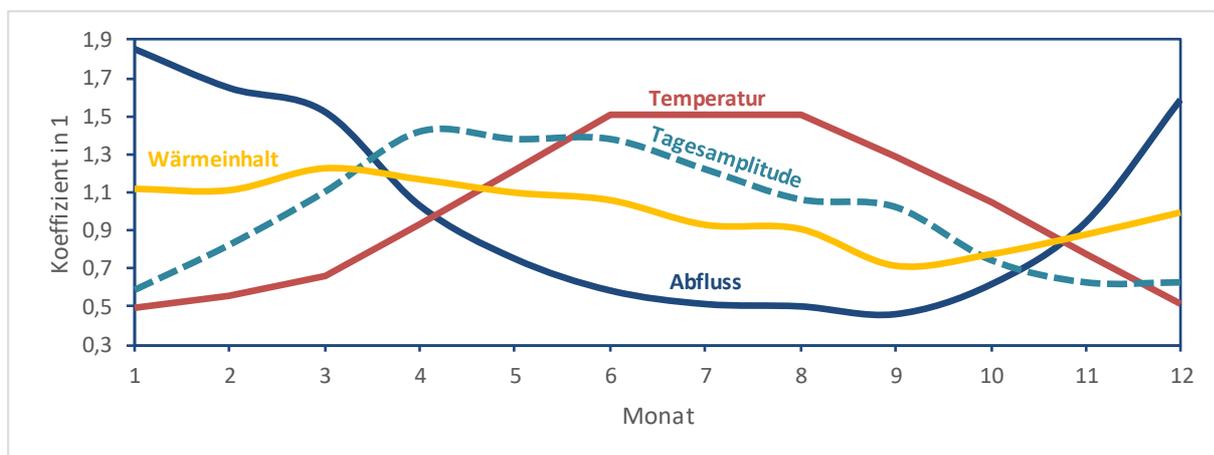


Abbildung 5-81: Die verschiedenen Regime für den Beobachtungszeitraum von 2019 bis 2023 (n = 48 Monate).

Das Mühlengehöft in Abbildung 5-82 besteht aus einem unbewohnten und unbeheizten Mühlhaus sowie einem beheizten Wohngebäude aus einem einschaligen, ungedämmten Ziegelmauerwerk. Durch den hohen Grundwasserstand und den angrenzenden Mühlkanal ist das Mauerwerk ganzjährig feucht, weshalb das Wohngebäude nahezu durchgehend auf 30 °C Raumtemperatur beheizt wird. Im Jahr 2023 wurden die alten Radiatorenheizkörper durch eine Flächenheizung ersetzt, die an den Innenwänden mit Lehmverputz installiert wurde. Die Warmwasserversorgung des Wohngebäudes wird durch einen Durchlauferhitzer gewährleistet.



Abbildung 5-82: Blick in Strömungsrichtung auf den Mühlkanal (1) mit dem beheizten Wohngebäude (2) (links) und Blick auf das Krafthaus (3) sowie das unbeheizte Mühlhaus (4) (rechts).

Der niedrigere wärmetechnische Standard des Wohngebäudes und die hohe Feuchtigkeit im Mühlengehöft haben einen signifikanten Einfluss auf den Wärmeverbrauch (Abbildung 5-83). Feuchte Wände weisen eine höhere Wärmeleitfähigkeit auf als trockene, was dazu führt, dass Wärme aus den Innenräumen schneller nach außen abgegeben wird und somit der Wärmeverlust steigt. Darüber hinaus erhöht die Feuchtigkeit in den Wänden auch deren Wärmekapazität, wodurch mehr Wärmeenergie benötigt wird, um die Raumtemperatur zu erhöhen. Insbesondere wenn die Wände ständig kalt und feucht sind, muss das Heizsystem mehr arbeiten, um eine angenehme Raumtemperatur für die Bewohnenden zu erreichen und aufrechtzuerhalten. Die ganzjährig feuchten Wände führen zu kontinuierlichen Wärmeverlusten, die auch während der wärmeren Monate einen konstanten Heizbedarf erforderlich machen.

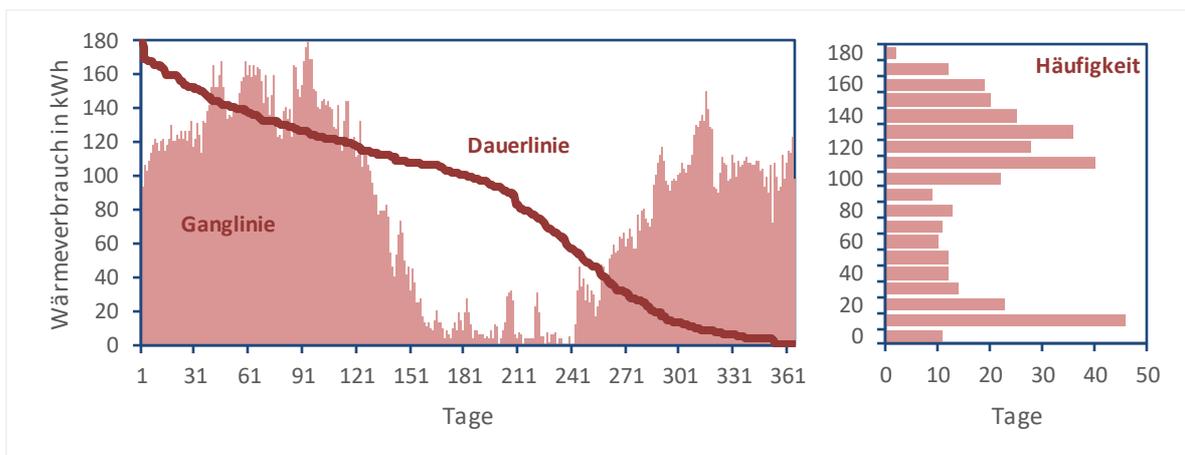


Abbildung 5-83: Ganglinie und Dauerlinie (links) sowie Häufigkeitsverteilung des Wärmeverbrauchs (rechts) für den Untersuchungszeitraum von 48 Monaten.

Die Heizzentrale ist im Mühlhaus untergebracht, das direkt an den Mühlkanal angrenzt. Eine Wärmepumpe mit etwa 17,2 kW Heizleistung übergibt die erzeugte Wärmeenergie an einen Pufferspeicher, von dem aus der Heizkreis versorgt wird. Soleseitig verteilt die Wärmepumpe den Volumenstrom für jeden Wärmeübertrager gleichmäßig auf einen separaten Wärmeträgerkreis. Diese Wärmeübertrager sind in einem massiven Stahltragwerk im 3,2 m breiten Mühlkanal installiert und über dessen gesamte Breite in Abständen von 0,6 m, 1,7 m und 2,8 m von der mühlseitigen Kanalmauer verteilt (Abbildung 5-84). Die installierten Wärmeübertrager der Fa. FRANK bestehen aus parallel angeordneten Kunststoffschläuchen, die zu Spiralen aufgewickelt sind, und werden vom Wasser des Mühlkanals umströmt. Aus Vorversuchen mit einem baugleichen Wärmeübertrager konnte für die gegebenen Temperaturen und Volumenströme eine Entzugsleistung von $7,3 \pm 0,2$ kW prognostiziert werden.



Abbildung 5-84: Blick entgegen der Strömungsrichtung auf das Stahltragwerk mit den eingetauchten Wärmeübertragern im unterwasserseitigen Mühlkanal.

Mit der Inbetriebnahme der Wärmepumpenanlage wurde eine Feldstudie eingeleitet, die ein Monitoringsystem nutzt, um kontinuierlich Daten zu sammeln. Dieses System erfasst minütlich die Außentemperatur, die Flusswassertemperatur sowie die Vor- und Rücklauftemperaturen der Kreisläufe. Zudem werden die Wärmemengen und die elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe aufgezeichnet. Diese Datenerfassung ermöglicht eine detaillierte Analyse der Anlagenleistung während des Betriebs und kann zu einem tieferen Verständnis von Wärmepumpensystemen beitragen. Das Monitoringsystem ist im Strangschema in Abbildung 5-85 dargestellt und besteht aus einem modularen System mit einem zentralen Energiezähler. An diesen sind die Temperaturfühler, Stromsensoren und Wärmemengenzähler angeschlossen (Tabelle 5-8). Ein Webserver übernimmt die Anlagenüberwachung sowie die Datenaufzeichnung und dient als Schnittstelle für einen Fernzugriff auf die gesammelten Messdaten.

Tabelle 5-8: Technische Merkmale der Komponenten für das Monitoring der Wärmepumpenanlage.

	Fluidtemp.	Außentemp.	A/D-Wandler	Volumenstrom	Stromzähler
Modell	TA MPS	TA AUSPT	TA CAN-EZ3	TA FTS 5-85DL	TA ISE-DL
Art	RTD Pt-1000	RTD Pt-1000	Energiezähler	Wirbelzähler	Stromwandler
Grenzabweichung	Klasse DIN B	Klasse DIN B	$\pm 0,4$ K/Kanal	± 2 % vom Messwert	± 20 mA

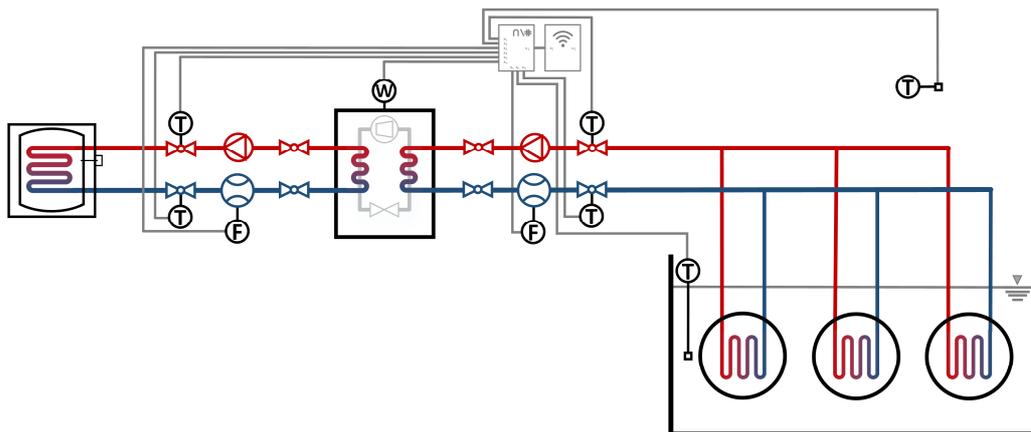


Abbildung 5-85: Strangschemata der installierten Wärmepumpenanlage.

Die verbaute Wärmepumpe stellt nach dem Takten im Solekreis einen konstanten Volumenstrom ein und moduliert die Kompressorleistung, um die Vorlauftemperatur an den Wärmebedarf im Heizkreis anzupassen. Dieses gängige Regelungsverhalten verzerrt neben den unterschiedlichen Fluideigenschaften die Vergleichbarkeit der Felddaten mit den Messdaten aus dem Prüfstand. Während im Prüfstand für den Wärmeträgerkreis Wasser verwendet wurde, zirkuliert in der Feldanlage ein Wasser-Glykol-Gemisch mit 40 Vol.-% Glykolanteil, das einen Eisflockenpunkt von etwa -25 °C aufweist. Um die Messergebnisse für den engen Betriebsbereich der Wärmepumpe zu untersuchen, wurden möglichst dimensionslose Vergleichsgrößen verwendet, welche die voneinander abweichenden Fluideigenschaften normalisieren. Der Betriebsbereich wird sowohl mit einem vergleichbaren Volumenstrom im Wärmeübertrager als auch mit der dimensionslosen Péclet-Zahl dargestellt. Als zentrale Vergleichsgröße sind mit den verfügbaren Informationen insbesondere die Effektivität und die daraus abgeleiteten Wärmeübertragungseinheiten geeignet.

Wird die Effektivität der Felddaten gegen den Volumenstrom aufgetragen, wird zunächst das Einschwingverhalten der Wärmepumpe ersichtlich, was sich bei einem Volumenstrom im Bereich von $21,8$ bis $22,2\text{ l/min}$ auf einen Wert von $0,79 \pm 0,05$ stabilisiert (Abbildung 5-86). Ein vergleichbarer Betriebszustand im Prüfstand erreicht mit einem Effektivitätswert von $0,78 \pm 0,03$ eine ähnliche Leistung und liegt innerhalb der zulässigen Grenzabweichung im Streubereich der Felddaten, wie Tabelle 5-8 zeigt. Bei zusätzlicher Betrachtung des stoffabgängigen Wärmedurchgangs zeigt sich ein ähnliches Verhalten. Der im Prüfstand gemessene Wert von $219 \pm 21\text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ liegt oberhalb der Felddaten von $188 \pm 27\text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ und ist aufgrund der günstigeren thermischen Stoffeigenschaften von Wasser zu erwarten. Die Überschneidung der Streubereiche zwischen den Daten aus Feld und Prüfstand deutet darauf hin, dass trotz der besseren thermischen Eigenschaften von Wasser das Systemverhalten in einem ähnlichen Bereich liegt, was für eine gute Vergleichbarkeit der Ergebnisse spricht. Vergleichsuntersuchungen im Prüfstand ergaben, dass der Wärmedurchgang um etwa $4 \pm 1\%$ abnahm, wenn anstelle von Wasser ein Wasser-Glykol-Gemisch mit 30 Vol.-% Glykol verwendet wurde.

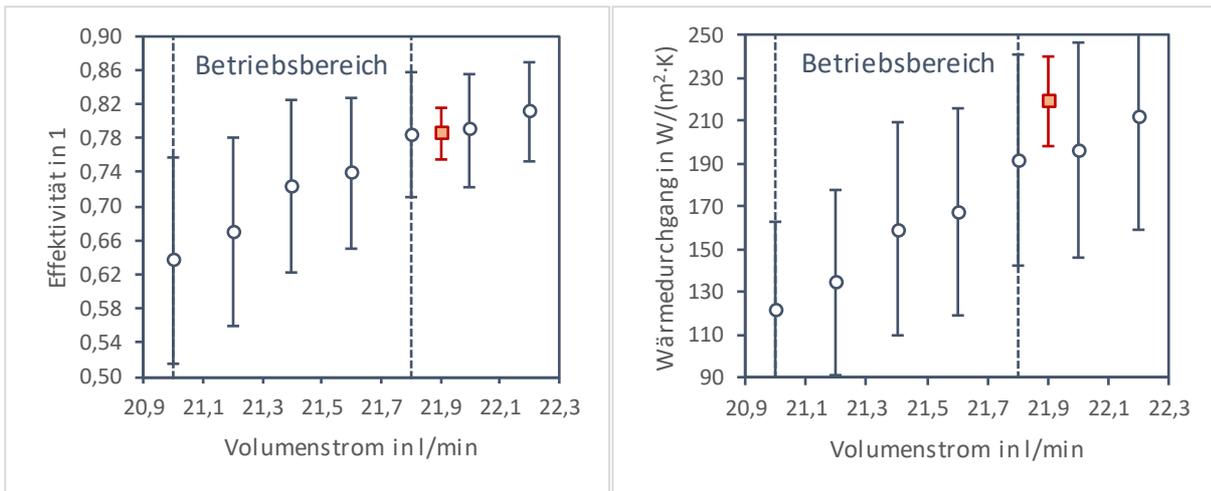


Abbildung 5-86: Effektivität (links) und Wärmedurchgang (rechts) als Funktion des Volumenstroms mit stabilisierten Bedingungen im Betriebsbereich ($n=241.249$). Der rote Datenpunkt repräsentiert den Vergleichswert aus den Prüfstandsmessungen.

Die Péclet-Zahl kombiniert die Reynolds-Zahl für den konvektiven Wärmetransport mit der Prandtl-Zahl für den diffusiven Wärmetransport und erlaubt eine normierte Darstellung der Daten, die unabhängig von den spezifischen Eigenschaften des Wärmeträgermediums oder der Systemskala ist. In Abbildung 5-87 gibt die rote Ausgleichskurve die mittlere Tendenz der Prüfstandsdaten im Betriebsbereich der Feldanlage wieder. Die Nähe der Felddaten zur Ausgleichskurve deuten darauf hin, dass die im Prüfstand gewonnenen Daten eine zuverlässige Vorhersage für das Verhalten der Anlage unter Feldbedingungen liefern können. Besonders die überlappenden Streubereiche der Felddaten mit den Grenzabweichungen der Prüfstandsdaten im stationären Betriebszustand belegen eine gute Übereinstimmung der Datensätze.

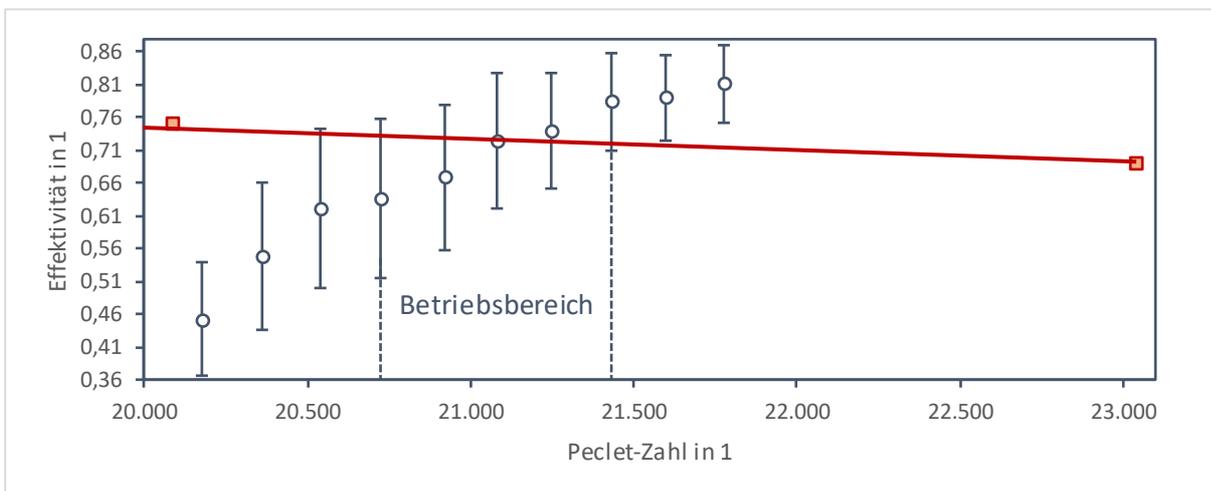


Abbildung 5-87: Vergleich der Effektivität zwischen den Felddaten (grau) und den Prüfstandsdaten (rot) als Funktion der Péclet-Zahl. Die rote Volllinie stellt die Ausgleichskurve basierend auf den Prüfstandsdaten dar. Die roten Strichlinien repräsentieren die obere und untere Grenzabweichung der Prüfstandsdaten.

Trotz der Unterschiede in den Fluideigenschaften und in den Betriebsbedingungen erweisen sich die Prüfstandsmessungen als repräsentativ für die Beurteilung und Vorhersage des Betriebsverhaltens unter Feldbedingungen. Die Effektivität und der Wärmedurchgang sind dabei robuste Kennzahlen, die eine zuverlässige Bewertung der Leistung von Wärmeübertragern unter verschiedenen Betriebszuständen ermöglichen. Die sich überschneidenden Streubereiche und die konsistenten Leistungsdaten erhöhen das Vertrauen in die Nutzung der Prüfstandsdaten zur Vorhersage des Feldverhaltens.

Um die Vergleichbarkeit zu verbessern, sollten in zukünftigen Prüfstandtests mit weiteren Prüfmustern der Glykolanteil im Wärmeträgerkreis schrittweise erhöht werden. Dies könnte dazu beitragen, Korrelationen zu erarbeiten, mit denen die Prüfstandsdaten auf ein breiteres Spektrum von Anwendungsszenarien übertragbar werden. Sollte ein baugleiches Prüfmuster zur Verfügung stehen, könnte der Betriebsbereich des Feldversuchs im Prüfstand detaillierter untersucht werden, was die Prognosegenauigkeit weiter verbessern würde.

Die erhobenen Daten aus dem langjährigen Monitoring demonstrieren die nachhaltige Nutzung eines Mittelgebirgsflusses als zuverlässige und effiziente Wärmequelle für die Raumwärmeversorgung eines historischen Mühlengehöfts mit einem niedrigeren wärmetechnischen Gebäudestandard (Anhang A-41). In Abbildung 5-88 bilden die monatlichen JAZ-Werte den saisonalen Verlauf in der Anlageneffizienz ab, wobei die gestiegenen Außen- und Wassertemperaturen in den wärmeren Monaten die Arbeitsweise der Wärmepumpe begünstigen. Die Gesamt-JAZ von $3,6 \pm 0,2$ hingegen gibt Auskunft über die jährliche Leistung der Wärmepumpenanlage und liegt im Bereich der Effizienz anderer Sole-Wasser-Wärmepumpen, die in vergleichbaren Feldstudien untersucht wurden. Trotz fehlender Reinigung der wärmeübertragenden Oberflächen seit der Inbetriebnahme der Anlage wurden keine signifikanten Änderungen in den Leistungsdaten beobachtet.

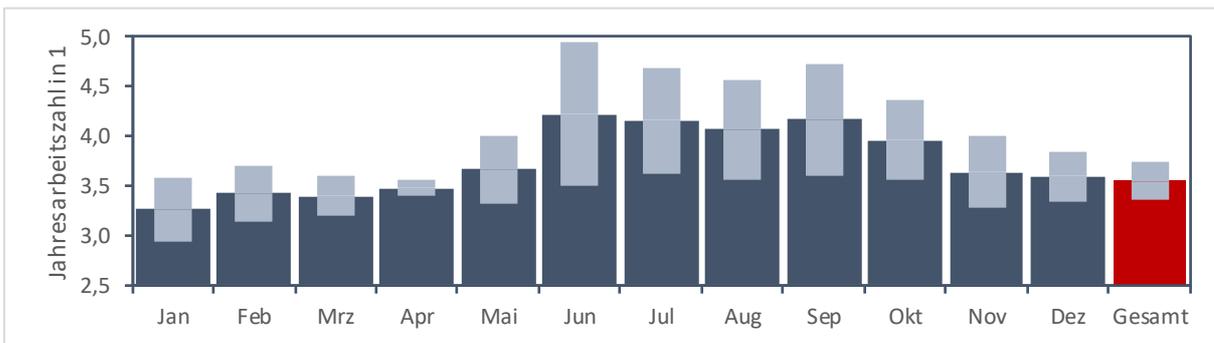


Abbildung 5-88: Gemessene monatliche (dunkelblau) und jährliche (rot) Jahresarbeitszahlen mit Schwankungsbereich (n=45 Monate).

Eine Vielpunktmessung der Wassertemperaturen, die an 72 Messpunkten in drei Messprofilen und zwei Messebenen durchgeführt wurde, ergab während einer Feldmessung im regulären Betrieb der Anlage bei einer Grädigkeit von 5,6 K im Nachlauf des Wärmeübertragers keine signifikanten Temperaturveränderungen über $\pm 0,1$ K. Zudem zeigten die Entzugsleistungen während des Monitorings keine Abhängigkeit von den Abflussdaten des nahegelegenen Pegels, was die Robustheit des Systems gegenüber Änderungen der Anströmgeschwindigkeit, wie sie bereits in Prüfstandsmessungen festgestellt wurde, stützt.

5.8.3. Empfohlene Maßnahmen zur Anpassung des Prüfstands

Um die Funktionalität des wärmeströmungstechnischen Prüfstands zu erhöhen und seine Anwendbarkeit für zukünftige Forschungsarbeiten zu erweitern, wurden Maßnahmen identifiziert, die sowohl die technische Leistungsfähigkeit als auch die Zuverlässigkeit der Messergebnisse verbessern können.

Der umgesetzte Wärmeträgerkreis verwendet ein offenes Fördersystem, in dem die Heizungsumwälzpumpen das Wärmeträgermedium aus einem niedrigen gelegenen Pufferspeicher in das höher positionierte Prüfmuster fördern. Somit müssen Pumpen nicht nur einen ausreichend großen Volumenstrombereich für die Untersuchungen im Wärmeübertrager bereitstellen, sondern auch die geodätische Förderhöhe sowie die Rohrreibungsverluste überwinden. Ein Nachteil dieses Systems ist die erschwerte Entlüftung des Prüfmusters über die Lufttöpfe, insbesondere am Rücklauf, was zu einem Abbruch der Wassersäule führen kann. Das offene System bietet jedoch den Vorteil eines leichteren Zugangs zum Wärmeträgerkreis über den offenen Pufferspeicher.

Ein geschlossenes Verteilungssystem erleichtert hingegen die Zirkulation des Wärmeträgermediums, da die Pumpen vorrangig den Reibungswiderstand innerhalb des Systems überwinden müssen. Die Vernachlässigung der geodätischen Förderhöhe erweitert den nutzbaren Volumenstrombereich und kann die Entlüftung nach dem Einbau eines neuen Prüfmusters beschleunigen, insbesondere mit der Verwendung einer Vakuumpumpe. Eine Kombination beider Systeme kann je nach Betriebszustand die Vorteile des jeweils anderen Systems nutzen. Durch die Verwendung eines isolierten und druckdicht verschließbaren offenen Kunststoffbehälters als hydraulische Weiche wird der erleichterte Zugang zum Wärmeträgerkreis beibehalten, während gleichzeitig die Vorteile eines geschlossenen Systems genutzt werden. Zusätzlich könnte die Integration von zwei parallel geschalteten, baugleichen Heizungsumwälzpumpen den Volumenstrombereich weiter erhöhen.

Die Fehleranalyse der Temperaturmessung ergab, dass insbesondere bei niedrigen Temperaturspreizungen eine Kalibrierung der eingesetzten Widerstandstemperaturfühler die mittleren Messunsicherheiten weiter begrenzen kann. Für diese Kalibrierung sollte neben einem temperierten Wasserbad auch ein Präzisionswiderstandstemperaturfühler verwendet werden, der eine Genauigkeitsklasse von 1/10 DIN aufweist. Die Kalibrierung sollte für mindestens drei unterschiedliche Bezugstemperaturen durchgeführt werden, um die Genauigkeit der Temperaturfühler über den genutzten Temperaturbereich zu gewährleisten. Darüber hinaus konnten die bestehende Temperaturerfassung im Wasserbecken bereits um vier weitere, baugleiche Widerstandstemperaturfühler erweitert werden. Diese Erweiterung ermöglicht eine Temperaturmessung mit höherer räumlicher Auflösung, was zur genaueren Erfassung und Analyse der Temperaturverteilung und -entwicklung im Wasserbecken beiträgt.

6. Fazit und Ausblick

Fließgewässer boten einst die Möglichkeit, Städte zu gründen und Gesellschaften zu kultivieren. Heute können sie als natürliche Fernwärmenetze zu einer klimaneutralen Wärmeversorgung beitragen, indem wir die Umweltwärme der Fließgewässer nicht ungenutzt lassen. (Baes et al. 2021, 1) Fließgewässer bieten aufgrund ihres thermischen Beharrungsvermögens und ihrer beständigen Verfügbarkeit ein beträchtliches Potential für die dezentrale Wärmeversorgung. Die Forschungsarbeit konzentriert sich auf die umfassende Untersuchung des Einflusses gewässerseitiger Parameter auf die Leistungsfähigkeit von Wärmeübertragern zur Installation in Fließgewässern, einschließlich der Auswirkungen von Verschmutzungen und Strömungsgeschwindigkeiten. Dazu wird in der vorliegenden Arbeit die Entwicklung und Anwendung eines Prüfverfahrens vorgestellt, das die energetische und hydraulische Bewertung von Wärmeübertragern in Wasserkörpern ermöglicht. Ein wesentlicher Bestandteil der Arbeit ist die Konzeption eines wärmeströmungstechnischen Prüfstands, der eine systematische Untersuchung von Wärmeübertragern unter realen Bedingungen ermöglicht. Die umfangreichen Studien zu dreizehn unterschiedlichen Prüfmustern ermöglichten es, das gewässerseitige Verhalten der Wärmeübertrager zu generalisieren, um deren Anpassungsfähigkeit an verschiedene Umweltbedingungen und somit ihre allgemeine Anwendbarkeit in der Praxis zu verbessern. Weitere Studien unter kontrollierten Bedingungen in einer Laborrinne und unter realen Bedingungen im Feld bestätigen die Übertragbarkeit der Forschungsergebnisse. Ein wesentlicher Bestandteil der Datenauswertung dieser Arbeit basierte auf der Anwendung des Wilson-Plot-Verfahrens und des Wärmewiderstandsansatzes mit empirischen Nußelt-Korrelationen, um die Wärmeübergangskoeffizienten zu bestimmen. Wobei sich für die untersuchten Wärmeübertrager das Wilson-Plot-Verfahren durch fehlende zuverlässige Nußelt-Korrelationen als geeigneter erwies. Eine Fehlerbetrachtung und Sensitivitätsanalyse trug wesentlich dazu bei, potenzielle Ursachen systematischer und zufälliger Messabweichungen zu identifizieren und zu quantifizieren, was eine kritische Bewertung der Ergebnisse und eine robuste Interpretation der Leistungscharakteristika der Wärmeübertrager ermöglichte.

Der im Rahmen dieser Arbeit entwickelte wärmeströmungstechnische Prüfstand legt mitsamt des zugehörigen Prüfverfahrens einen wichtigen Grundstein für zukünftige Forschungsarbeiten, um das Wissen über Wärmeübertragungsprozesse in Fließgewässern zu erweitern und praktische Leitlinien für den Einsatz von Wärmeübertragern in Wasserkörpern zu entwickeln.

Zukünftige Arbeiten könnten sich auf die detaillierte Untersuchung des Langzeitverhaltens von Wärmeübertragern unter realen Einsatzbedingungen konzentrieren, um die Auswirkungen von Verschmutzungen und Biofilmbildung über längere Zeiträume zu analysieren. Dies beinhaltet auch die Betrachtung von fortschrittlichen Materialien und Beschichtungen für Wärmeübertrager, die die Bildung von Biofilmen und Ablagerungen reduzieren und den Wärmeübertragungswiderstand minimieren. Insbesondere bei niedrigeren Wassertemperaturen kann eine Wärmeentnahme eine Eisbildung begünstigen. Der wärmeströmungstechnische Prüfstand erlaubt es, unter kontrollierten Bedingungen im Winter das Verhalten von Wärmeübertragern bei niedrigen Wassertemperaturen zu untersuchen und Grenztemperaturen für einen zuverlässigen technischen Betrieb zu definieren. Der Prüfstand bietet darüber hinaus die Möglichkeit, für innovative Wärmeübertrager empirische Nußelt-Korrelationen zu entwickeln, welche die zuverlässige Anwendung des Wärmewiderstandsansatzes unterstützen. Die Datenauswertung mittels der Wilson-Plot-Methode kann durch eine gewichtete Regressionsgerade erweitert werden, was die Genauigkeit der Datenanalyse steigert. Zusätzlich schafft der Prüfstand zusammen mit dem

entwickelten Prüfverfahren die Voraussetzungen für die Entwicklung standardisierter Wärmeübertrager, die sich einem modularen Baukastensystem entsprechend an verschiedene Wärmeanforderungen und unterschiedliche Betriebszustände anpassen lassen.

Die stetige Zufuhr von Wasser sorgt dafür, dass Fließgewässer selbst bei niedrigen Umgebungstemperaturen ein erhebliches Wärmeangebot bereitstellen, was eine Wärmeentnahme mit geringen ökologischen Auswirkungen aus Fließgewässern ermöglicht. Doch darf die frei verfügbare Umweltwärme nicht übernutzt werden. Mit Temperaturgrenzwerten, die sich an den interannuellen und saisonalen Schwankungen orientieren, und durch eine überlegte Ausgestaltung der eingesetzten Systeme sowie eine koordinierte Zusammenarbeit aller Beteiligten, können die möglichen ökologischen Auswirkungen hinreichend begrenzt oder ganz vermieden werden. Feldstudien und Machbarkeitsstudien, die während der Erstellung dieser Arbeit begleitend durchgeführt wurden, haben gezeigt, dass eine systematische Erfassung der Wassertemperaturen bislang fehlt. Dies führt dazu, dass diese Daten für die Auslegung der Wärmeentnahme nachträglich und mit erheblichem Aufwand erhoben werden müssen, oft ohne einen zuverlässigen Datenumfang zu gewährleisten. Ein Monitoring der Fließgewässer vor der Inbetriebnahme von Wärmeentnahmen ermöglicht es, direkte Auswirkungen zu beobachten und bestehende Bemessungsempfehlungen zu ergänzen. Dies ist besonders relevant für die Untersuchung der Auswirkungen auf die aquatische Umwelt, die Bewertung des Einflusses von Verschmutzungen und die Bestimmung der erforderlichen Mindestgröße des Wasserkörpers. Ein solches Vorgehen zielt darauf ab, niedrige Entzugsleistungen zu verhindern und unerwünschte ökologische Veränderungen, insbesondere in kleineren Gewässern, zu vermeiden. Darüber hinaus kann ein umfassendes Monitoring den Mangel an systematischen Erfassungen der Wassertemperaturen kompensieren. Die dabei gesammelten Daten sollten veröffentlicht und zugänglich gemacht werden.

Literaturverzeichnis

- Abramowitz, Gab; Pouyanné, Laure; Ajami, Hoori (2012): On the Information Content of Surface Meteorology for Downward Atmospheric Long-Wave Radiation Synthesis. In: *Geophysical Research Letters* 39 (4), 1-5.
- Aittomäki, Antero (2003): Lakes as a Heat Source on Cold Climate. Hg. v. IIR International Institute of Refrigeration. Paris (Serving the Needs of Mankind: IIR International Congress of Refrigeration, 21).
- Alcântara, Enner Herenio; Stech, José Luiz; Lorenzetti, João Antônio; Bonnet, Marie Paule; Casamitjana, Xavier; Assireu, Arcilan Trevenzoli; Novo, Evelyn Márcia Leão de Moraes (2010): Remote Sensing of Water Surface Temperature and Heat Flux over a Tropical Hydroelectric Reservoir. In: *Remote Sensing of Environment* 114 (11), S. 2651–2665.
- Alduchov, Oleg A.; Eskridge, Robert E. (1996): Improved Magnus Form Approximation of Saturation Vapor Pressure. In: *Journal of Applied Meteorology* 35 (4), S. 601–609.
- Alexander, Matthew D.; Caissie, Daniel (2003): Variability and Comparison of Hyporheic Water Temperatures and Seepage Fluxes in a Small Atlantic Salmon Stream. In: *Groundwater* 41 (1), S. 72–82.
- Allweiler (Hg.) (2017): NIM 250-250/01. Kennlinien. Radolfzell.
- Anderson, Ernest R. (1954): Water-Loss Investigations: Lake Hefner Studies: US Geological Survey, S. 71–119.
- Ångström, Anders Jonas (1924): Solar and Terrestrial Radiation. Report to the International Commission for Solar Research on Actinometric Investigations of Solar and Atmospheric Radiation. In: *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society* 50 (210), S. 121–126.
- ASHRAE (1992): Handbook. Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Systems and Equipment. Inch-Pound. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- Atkinson, Alexander P.; Cartwright, Ian; Gilfedder, Benjamin S.; Hofmann, Harald; Unland, Nicolaas P.; Cendón, Dioni I.; Chisari, Robert (2013): A Multi-Tracer Approach to Quantifying Groundwater Inflows to an Upland River; Assessing the Influence of Variable Groundwater Chemistry. In: *Hydrological Processes* 29 (1), S. 1–12.
- Averfalk, Helge; Ingvarsson, Paul; Persson, Urban; Gong, Mei; Werner, Sven (2017): Large Heat Pumps in Swedish District Heating Systems. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 79, S. 1275–1284.
- Avila, Kerstin; Moxey, David; Lozar, Alberto de; Avila, Marc; Barkley, Dwight; Hof, Björn (2011): The Onset of Turbulence in Pipe Flow. In: *Science* 333 (6039), S. 192–196.
- AWA (2018): Erläuterungen zur Erarbeitung eines Gesuchs um Erteilung einer Wärmepumpen- oder Kühlwasserkonzession mit Wasser aus Bächen, Flüssen und Seen. Amt für Wasser und Abfall. Bern (Merkblatt).
- AWEB Supply (Hg.) (2013): Slim Jim Geo Lake Plate. Installation Requirements / Criteria. Baton Rouge.
- Baehr, Hans Dieter; Stephan, Karl (2013): Wärme- und Stoffübertragung. 8. Aufl. Berlin: Springer.

-
- Baes, Sebastian; Denayer, Jan (2020): Modeling and Impact Analysis of Heat Extraction from Surface Water. Masterarbeit. Katholieke Universiteit Leuven, Leuven.
- Baes, Sebastian; Denayer, Jan (2021): Moeten we nu écht warm water uitvinden? (De Focus).
- Bai, Xuelian; Luo, Te; Cheng, Kehui; Chai, Feng (2014): Experimental Study on Fouling in the Heat Exchangers of Surface Water Heat Pumps. In: Applied Thermal Engineering 70 (1), S. 892–895.
- Banks, David (2008): An Introduction to Thermogeology. Ground Source Heating and Cooling: Wiley.
- Barlow, Jewel B.; Rae, William H.; Pope, Alan (1999): Low-Speed Wind Tunnel Testing. 3. Aufl. New York: Wiley.
- Batchelor, George Keith (1967): The Theory of Homogeneous Turbulence. 2. Aufl. Cambridge: Cambridge (Cambridge Monographs on Mechanics and Applied Mathematics).
- Batill, Stephen M.; Nelson, Robert C. (1989): Low Speed, Indraft Wind Tunnels. In: Mohamed Gad-el-Hak (Hg.): Frontiers in Experimental Fluid Mechanics, Bd. 46. Berlin: Springer (46), S. 25–94.
- Baumann, Michael; Laue, Hans J.; Müller, Peter (2007): Wärmepumpen. Heizen mit Umweltenergie. 4. Aufl. Berlin: Solarpraxis.
- Baumgartner, Albert (1965): The Heat, Water and Carbon Dioxide Budget of Plant Cover: Methods and Measurements. In: Franziska E. Eckhardt (Hg.): Methodology of Plant Eco-Physiology. Proceedings of the Montpellier Symposium (Arid Zone Research, 25), S. 495–512.
- Baumgartner, Albert; Liebscher, Hans-Jürgen (1996): Allgemeine Hydrologie - Quantitative Hydrologie. Berlin: Borntraeger (1).
- Baumgartner, Thomas; Gabathuler, Hans Rudolf; Mayer, Hans; Szokody, Gyula (1993): Wärmepumpen. Planung, Bau und Betrieb von Elektrowärmepumpenanlagen (RAVEL im Wärmesektor, 3).
- Baunach, Franziska (2019): Auswirkungen von Wasserqualität und Feststoffen auf Wärmequellenanlagen in Fließgewässern und Entwicklung von Gestaltungsempfehlungen für konstruktive Schutzmaßnahmen. Masterarbeit. Technische Universität Darmstadt, Darmstadt. Fachgebiet für Wasserbau und Hydraulik.
- Baur, Werner H.; Rapp, Jörg (1988): Gesunde Fische. Praktische Anleitung zum Vorbeugen, Erkennen und Behandeln von Fischkrankheiten. Hamburg: Parey.
- Becker, Michael (1980): Graphische Einteilung der Gleichgewichtstemperatur ϑ^* und des Wärmeaustauschkoeffizienten K bei Wärmehaushaltsberechnungen nach der Exponentialmethode. Bayrisches Landesamt für Wasserwirtschaft.
- Becker, Simon; Exner, Alexander; Hagen, Jonas; Krüger, Rico (2022): DENA-Gebäudereport 2023. Hg. v. Deutsche Energie-Agentur. Berlin.
- Beitinger, Thomas L.; Bennett, Wayne A.; McCauley, Robert W. (2000): Temperature Tolerances of North American Freshwater Fishes Exposed to Dynamic Changes in Temperature. In: Environmental Biology of Fishes 58 (3), S. 237–275.

-
- Benedict, Barry A.; Anderson, Jerry L.; Yandell, Edgar. L. (1974): Analytical Modeling of Thermal Discharges. A Review of the State of the Art. Argonne National Laboratory. Springfield (ANL/ES-18).
- Benner, David A. (1999): Evaporative Heat Loss of the Upper Middle Fork of the John Day River, Northeastern Oregon. Masterarbeit. Oregon State University, Corvallis.
- Benyahya, Loubna; Caissie, Daniel; El-Jabi, Nassir; Satish, Mysore G. (2010): Comparison of Microclimate vs. Remote Meteorological Data and Results Applied to a Water Temperature Model (Miramichi River, Canada). In: *Journal of Hydrology* 380 (3-4), S. 247–259.
- Benyahya, Loubna; Caissie, Daniel; Satish, Mysore G.; El-Jabi, Nassir (2012): Long-Wave Radiation and Heat Flux Estimates within a Small Tributary in Catamaran Brook (New Brunswick, Canada). In: *Hydrological Processes* 26 (4), S. 475–484.
- VDI 4650-1 (2019): Berechnung der Jahresarbeitszahl von Wärmepumpenanlagen. Elektrowärmepumpen zur Raumheizung und Trinkwassererwärmung.
- Berger, Hannes (2011): Wärmetauscher in oberirdischen Gewässern. Wasserwirtschaftliche Betrachtung. Hg. v. WWA Deggendorf. Wasserwirtschaftsamt Deggendorf. Deggendorf.
- Berger, Xavier; Buriot, Diego; Garnier, Florent (1984): About the Equivalent Radiative Temperature for Clear Skies. In: *Solar Energy* 32 (6), S. 725–733.
- Bettin, Horst; Spieweck, Frank (1990): Die Dichte des Wassers als Funktion der Temperatur nach Einführung der Internationalen Temperaturskala von 1990. In: *PTB-Mitteilungen* 100 (3), S. 195–196.
- Binder, Josef (2014): Sensoren zur Temperaturmessung. In: Hans-Rolf Tränkler und Leo Reindl (Hg.): *Sensortechnik*. 2. Aufl. Berlin: Springer, S. 903–928.
- BIPM (2021): Guide to the Realization of the ITS-90. Platinum Resistance Thermometry. Hg. v. Bureau International des Poids et Mesures. Sèvres.
- Blanckaert, Koen; Lemmin, Ulrich (2006): Means of Noise Reduction in Acoustic Turbulence Measurements. In: *Journal of Hydraulic Research* 44 (1), S. 3–17.
- Blau, Tina (2018): STL VTP, 14.02.2018. E-Mail an Steve Borchardt.
- Blau, Tina (2018): Technische Daten der Wärmetauscher, 21.02.2018. E-Mail an Steve Borchardt.
- Blau, Tina (2019): Daten, 24.09.2019. E-Mail an Steve Borchardt.
- Blumrich, Reinhard; Mercker, Edzard; Michelbach, Armin; Vagt, Jorg-Dieter; Widdecke, Nils; Wiedemann, Jochen (2013): Windkanäle und Messtechnik. In: Thomas Schütz (Hg.): *Hucho - Aerodynamik des Automobils*. Strömungsmechanik, Wärmetechnik, Fahrdynamik, Komfort. 6. Aufl. (ATZ/MTZ-Fachbuch), S. 831–966.
- Bogan, Travis; Mohseni, Omid; Stefan, Heinz G. (2003): Stream Temperature-Equilibrium Temperature Relationship. In: *Water Resources Research* 39 (9).
- Bogan, Travis; Stefan, Heinz G.; Mohseni, Omid (2004): Imprints of Secondary Heat Sources on the Stream Temperature/Equilibrium Temperature Relationship. In: *Water Resources Research* 40 (12).

-
- Bohl, Willi; Elmendorf, Wolfgang (2013): Technische Strömungslehre. 15. Aufl. Würzburg: Vogel.
- Böhme, Martin; Dieter, Daniela (2019): AwSV. Verordnung über Anlagen zum Umgang mit wassergefährdenden Stoffen. Kommentar. Berlin: Erich Schmidt.
- Bohnet, Markus (1985): Fouling von Wärmeübertragungsflächen. In: Chemie Ingenieur Technik 57 (1), S. 24–36.
- Bollrich, Gerhard (2013): Technische Hydromechanik. 7. Aufl. Berlin: Beuth.
- Bolton, David (1980): The Computation of Equivalent Potential Temperature. In: Monthly Weather Review 108 (7), S. 1046–1053.
- Bonfig, Karl Walter (2002): Technische Durchflussmessung. Unter besonderer Berücksichtigung neuartiger Durchflussmeßverfahren. 3. Aufl. Essen: Vulkan.
- Bonin, Jürgen (2018): Wärmepumpen. Fehler vermeiden bei Planung, Installation und Betrieb. 2. Aufl. Stuttgart: Beuth.
- Bonin, Jürgen (2023): Handbuch Wärmepumpen. Planung und Projektierung. 4. Aufl. Berlin: Beuth.
- Borchardt, Steve (2018): Wärmetechnische Nutzung von Fließgewässern. Gastbeitrag der Technischen Universität Darmstadt. Hg. v. Regierungspräsidium Darmstadt. Darmstadt (Journal für Arbeitsschutz und Umwelt, 12).
- Borchardt, Steve; Gappisch, Jessika; Palm, Sören; Lehmann, Boris (2023a): Messung der Entzugsleistung eines Rohrbündelwärmeübertragers. Ergebnisbericht. Technische Universität Darmstadt. Darmstadt.
- Borchardt, Steve; Wiesemann, Jens-Uwe; Lehmann, Boris (2020): Entwicklung eines modularen Wärmetauschers mit kombinierter Wasserkraftgewinnung für Fließgewässer (WärmeEnergieTauscher). Verwendungsnachweis. Technische Universität Darmstadt. Darmstadt.
- Borchardt, Steve; Wiesemann, Jens-Uwe; Lehmann, Boris (2023b): Entwicklung eines modularen Wendelfischpasses. Verwendungsnachweis. Technische Universität Darmstadt. Darmstadt.
- Bormann, Helge (2011): Sensitivity Analysis of 18 Different Potential Evapotranspiration Models to Observed Climatic Change at German Climate Stations. In: Climatic Change 104 (3-4), S. 729–753.
- Böttger, Stefan; Felgentreff, Bernd; Hesse, Gerold; Hloucal, Martin-Joseph; Leßmann, Dieter; Mix, Sebastian et al. (2021): Seethermie. Innovative Wärmeversorgung aus Tagebaurestseen. Jena.
- Bowen, Ira. S. (1926): The Ratio of Heat Losses by Conduction and by Evaporation from any Water Surface. In: Physical Review 27 (6), S. 779–787.
- Boyd, Matthew; Kasper, Brian (2003): Analytical Methods for Dynamic Open Channel Heat and Mass Transfer. Methodology for Heat Source Model Version 7.0. 3. Aufl.
- Boys, Craig A.; Robinson, Wayne; Baumgartner, Lee J.; Rampano, Ben; Lowry, Michael (2013): Influence of Approach Velocity and Mesh Size on the Entrainment and Contact of a Lowland River Fish Assemblage at a Screened Irrigation Pump. In: PloS one 8 (6), e67026.

-
- Bradshaw, Peter Martin Devenish; Pankhurst, Robert C. (1964): The Design of Low-Speed Wind Tunnels. In: *Progress in Aerospace Sciences* 5, S. 1–69.
- Brand, Andreas; Noss, Christian; Dinkel, Christian; Holzner, Markus (2016): High-Resolution Measurements of Turbulent Flow Close to the Sediment–Water Interface Using a Bistatic Acoustic Profiler. In: *Journal of Atmospheric and Oceanic Technology* 33 (4), S. 769–788.
- Braungardt, Sibylle; Bei der Wieden, Malte; Hesse, Tilman; Kenkmann, Tanja; Koch, Matthias; Krieger, Susanne (2023): Großbaustelle Gebäudesektor. Lokal und sozial die Wärmewende entfachen. Hg. v. WWF Deutschland. Berlin.
- Brede, Helge (2018): Forschungsvorhaben SynTHERM. Synergetische Nutzbarkeit der kinetischen und thermischen Energie von Oberflächengewässern an Wasserkraftanlagen-Standorten. Treffen junger WissenschaftlerInnen deutschsprachiger Wasserbauinstitute. Technische Universität Darmstadt. Fachgebiet Wasserbau und Hydraulik. Darmstadt, 2018.
- Brede, Helge; Koppe, Bärbel (2018): SynTHERM. Untersuchung der synergetischen Nutzbarkeit der kinetischen und thermischen Energie von Oberflächengewässern. In: *Mitteilungen des Instituts für Wasserbau und Wasserwirtschaft der Technischen Universität Darmstadt* (156), S. 112–118.
- Brede, Helge; Koppe, Bärbel (2019): Genehmigungsfähigkeit der thermischen Nutzung von Oberflächengewässern. In: *Wasserwirtschaft* (4), S. 56–61.
- Brehm, Vinzenz; Ruttner, Franz (1926): Die Biocönosen der Lunzer Gewässer. In: *Internationale Revue der gesamten Hydrobiologie und Hydrographie* 16 (5-6), S. 281–391.
- Brett, John R. (1956): Some Principles in the Thermal Requirements of Fishes. In: *The Quarterly Review of Biology*, S. 75–87.
- Briggs, Dale E.; Young, Edwin H. (1969): Modified Wilson Plot Techniques for Obtaining Heat Transfer Correlations for Shell and Tube Heat Exchangers. In: *Journal of Heat Transfer* (5), S. 51–56.
- Broadmeadow, Samantha B.; Jones, J. G.; Langford, Terence E. L.; Shaw, Peter J.; Nisbet, Tom R. (2011): The Influence of Riparian Shade on Lowland Stream Water Temperatures in Southern England and their Viability for Brown Trout. In: *River Research and Applications* 27 (2), S. 226–237.
- Brocard, Dominique N.; Harleman, Donald R. F. (1976): One-Dimensional Temperature Predictions in Unsteady Flow. In: *Journal of the Hydraulics Division* 102 (3), S. 227–240.
- Brunt, David (1932): Notes on Radiation in the Atmosphere. In: *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society* 58 (247), S. 389–420.
- Brutsaert, Wilfried (1975): On a Derivable Formula for Long-Wave Radiation from Clear Skies. In: *Water Resources Research* 11 (5), S. 742–744.
- Brutsaert, Wilfried (1991): *Evaporation into the Atmosphere. Theory, History, and Applications*. Dordrecht: Kluwer (Environmental Fluid Mechanics, 1).
- Brutsaert, Wilfried (2005): *Hydrology. An Introduction*. Cambridge: Cambridge.

-
- Burlingame, Roland S. (1981): Other Intake Structures. In: Robert L. Sank und Carl W. Reh (Hg.): Pumping Station Design for the Practical Engineer. Pumping Station Design for the Practical Engineer. Bozeman, 31.08.-09.02.1981. Bozeman: Montana State University (3), S. 1200–1208.
- Busskamp, Ralf (2017): WasserBlick. Wasserkörpersteckbriefe aus dem 2. Zyklus der WRRL (2016-2021). Version. Koblenz: Bundesanstalt für Gewässerkunde.
- Busskamp, Ralf (2022): WasserBlick. Wasserkörpersteckbriefe aus dem 3. Zyklus der WRRL (2022-2027). Version. Koblenz: Bundesanstalt für Gewässerkunde.
- Butterwick, C.; Heaney, S. Ivan; Talling, John Francis (2005): Diversity in the Influence of Temperature on the Growth Rates of Freshwater Algae, and its Ecological Relevance. In: *Freshwater Biology* 50 (2), S. 291–300.
- Büyükalaca, Orhan; Ekinci, Firat; Yılmaz, Tuncay (2003): Experimental Investigation of Seyhan River and Dam Lake as Heat Source–Sink for a Heat Pump. In: *Energy* 28 (2), S. 157–169.
- Caissie, Daniel (2006): The Thermal Regime of Rivers. A Review. In: *Freshwater Biology* 51 (8), S. 1389–1406.
- Caissie, Daniel (2016): River Evaporation, Condensation and Heat Fluxes within a First-Order Tributary of Catamaran Brook (New Brunswick, Canada). In: *Hydrological Processes* 30 (12), S. 1872–1883.
- Caissie, Daniel; Giberson, Donna J. (2003): Temporal Variation of Stream and Intragravel Water Temperatures in an Atlantic Salmon (*Salmo Salar*) Spawning Area in Catamaran Brook (New Brunswick). Moncton (Canadian Technical Report of Fisheries and Aquatic Sciences, 2464).
- Caissie, Daniel; Kurylyk, Barret L.; St-Hilaire, André; El-Jabi, Nassir; MacQuarrie, Kerry T.B. (2014): Streambed Temperature Dynamics and Corresponding Heat Fluxes in Small Streams Experiencing Seasonal Ice Cover. In: *Journal of Hydrology* 519, S. 1441–1452.
- Caissie, Daniel; Satish, Mysore G.; El-Jabi, Nassir (2007): Predicting Water Temperatures Using a Deterministic Model: Application on Miramichi River Catchments (New Brunswick, Canada). In: *Journal of Hydrology* 336 (3-4), S. 303–315.
- Carolli, Mauro; Bruno, Marie Christina; Siviglia, Annunziato; Maiolini, Bruno (2012): Responses of Benthic Invertebrates to Abrupt Changes of Temperature in Flume Simulations. In: *River Research and Applications* 28 (6), S. 678–691.
- Cartwright, Ian; Hofmann, Harald; Gilfedder, Benjamin S.; Smyth, Brittany (2014): Understanding Parafluvial Exchange and Degassing to Better Quantify Groundwater Inflows using ²²²Rn: The King River, Southeast Australia. In: *Chemical Geology* 380, S. 48–60.
- Cea, Luís; Puertas, Jerónimo; Peña, Luis (2007): Velocity Measurements on Highly Turbulent Free Surface Flow Using ADV. In: *Experiments in Fluids* 42 (3), S. 333–348.
- Cengel, Yunus A. (2007): Heat and Mass Transfer. A Practical Approach. 3. Aufl. Boston: McGraw-Hill.
- Cerbe, Günter; Wilhelms, Gernot (2021): Technische Thermodynamik. Theoretische Grundlagen und praktische Anwendungen. 19. Aufl. München: Carl Hanser.

-
- Chanson, Hubert; Trevethan, Mark; Koch, Christian (2007): Discussion of "Turbulence Measurements with Acoustic Doppler Velocimeters" by Carlos M. García, Mariano I. Cantero, Yarko Niño, and Marcelo H. García. In: *Journal of Hydraulic Engineering* 133 (11), S. 1289–1292.
- Chapra, Steven C. (1997): *Surface Water-Quality Modeling*. New York: McGraw-Hill.
- Characklis, William G. (1981): Microbial Fouling. A Process Analysis. In: Euan F. C. Somerscales und James George Knudsen (Hg.): *Fouling of Heat Transfer Equipment*. Proceedings. International Conference of Fouling of Heat Transfer Equipment. Rensselaer Polytechnic Institute, 13.-17.08.1979. Rensselaer Polytechnic Institute; International Conference on the Fouling of Heat Transfer Equipment. Washington: Hemisphere, S. 251–291.
- Characklis, William G. (1990): Microbial Biofouling Control. In: William G. Characklis und Kevin C. Marshall (Hg.): *Biofilms*: Wiley, S. 585–634.
- Characklis, William G.; Nevimons, M. J.; Picologlou, Basil F. (1981): Influence of Fouling Biofilms on Heat Transfer. In: *Heat Transfer Engineering* 3 (1), S. 23–37.
- Chen, Chen-Tung A.; Millero, Frank J. (1986): Thermodynamic Properties for Natural Waters Covering Only the Limnological Range. In: *Limnology and Oceanography* 31 (3), S. 657–662.
- Chenoweth, James M. (1990): Final Report of the HTRI/TEMA Joint Committee to Review the Fouling Section of the TEMA Standards. In: *Heat Transfer Engineering* 11 (1), S. 73–107.
- Chiasson, Andrew D. (1999): *Advances in Modeling of Ground-Source Heat Pump Systems*. Masterarbeit. Oklahoma State University, Oklahoma. Faculty of the Graduate College.
- Chiasson, Andrew D.; Spitler, Jeffrey D.; Rees, Simon J.; Smith, Marvin D. (2001): A Model for Simulating the Performance of a Shallow Pond as a Supplemental Heat Rejecter with Closed-Loop Ground-Source Heat Pump Systems. In: *ASHRAE Transactions* 106 (2), S. 107–121.
- Chien, Phili Y. B.; Tse, Vincent K. C.; Yeung, David P. L. (1986): Using Seawater for Cooling. In: *ASHRAE Journal* 28, S. 18–24.
- Cogley, J. Graham (1979): The Albedo of Water as a Function of Latitude. In: *Monthly Weather Review* 107 (6), S. 775–781.
- Constantz, Jim; Thomas, Carole L.; Zellweger, Gary (1994): Influence of Diurnal Variations in Stream Temperature on Streamflow Loss and Groundwater Recharge. In: *Water Resources Research* 30 (12), S. 3253–3264.
- Costerton, William J.; Lewandowski, Zbigniew; DeBeer, Dirk; Caldwell, Douglas; Korber, Darren R.; James, Garth A. (1994): Biofilms, the Customized Microniche. In: *Journal of Bacteriology* 176 (8), S. 2137–2142.
- Coutant, Charles C. (1999): *Perspectives on Temperature in the Pacific Northwest's Fresh Waters*. Springfield (Environmental Sciences Division Publications, 4849).
- Crisp, Deborah T.; Howson, Gill (1982): Effect of Air Temperature upon Mean Water Temperature in Streams in the North Pennines and English Lake District. In: *Freshwater Biology* 12 (4), S. 359–367.
- Cube, Hans Ludwig von; Steimle, Fritz (1984): *Wärmepumpen. Grundlagen und Praxis*. 2. Aufl. Düsseldorf: VDI.

-
- Czernuszenko, Wlodzimierz (1990): Dispersion of Pullutants in Flowing Surface Waters. In: Cheremisinoff, Nicholas P. (Hg.): Encyclopedia of Fluid Mechanics. Surface and Groundwater Flow Phenomena. 13 Bände. Houston: Gulf (10), S. 119–169.
- Daufresne, Martin; Roger, M. C.; Capra, Hervé.; Lamouroux, Nicolas (2004): Long-Term Changes within the Invertebrate and Fish Communities of the Upper Rhône River: Effects of Climatic Factors. In: Global Change Biology 10 (1), S. 124–140.
- Davin, Bertil L.; Nordling, Jan; Sandart, Kaj (1981): Heat Pumps Using Heat from Lakes and the Sea. In: The International Journal of Ambient Energy 2 (1), S. 41–45.
- Deas, Michael L.; Lowney, Cindy L. (2000): Water Temperature Modelling Review. California Water Modeling Forum. California.
- DECC (2015): National Heat Map. Water Source Heat Map Layer. Hg. v. Department of Energy & Climate Change. London.
- Deuner, Matthias (2022): Eingangsbestätigung Ihrer Bestellung über Plattenwärmetauscher SY-NOTHERM, 25.10.2022. E-Mail an Jessika Gappisch.
- DeVries, Arthur L. (1971): Freezing Resistance in Fishes. In: William Stewart Hoar und David J. Randall (Hg.): Fish Physiology. Sensory Systems and Electric Organs. 6 Bände. New York: Academic Press (Fish Physiology, 5), S. 157–190.
- DeWalle, David R. (2008): Guidelines for Riparian Vegetative Shade Restoration Based Upon a Theoretical Shaded-Stream Model. In: JAWRA Journal of the American Water Resources Association 44 (6), S. 1373–1387.
- Dilling, Scott; MacVicar, Bruce (2017): Cleaning High-Frequency Velocity Profile Data with Autoregressive Moving Average (ARMA) Models. In: Flow Measurement and Instrumentation 54, S. 68–81.
- Dingman, S. Lawrence (2015): Physical Hydrology. 3. Aufl. Long Grove, Illinois: Waveland.
- Dirmhirn, Inge (1964): Das Strahlungsfeld im Lebensraum. Frankfurt am Main: Akademische Verlagsgesellschaft.
- DKK (2023): Was wir heute übers Klima wissen. Basisfakten zum Klimawandel, die in der Wissenschaft unumstritten sind. Hg. v. Deutsches Klima-Konsortium, Deutsche Meteorologische Gesellschaft, Deutscher Wetterdienst, Extremwetterkongress Hamburg, Helmholtz-Klima-Initiative, klimafakten.de.
- Donoho, David L.; Johnstone, Iain M. (1994): Ideal Spatial Adaptation by Wavelet Shrinkage. In: Biometrika 81 (3), S. 425–455.
- Doroudian, Bahareh; Bagherimiyab, Fereshteh; Lemmin, Ulrich (2010): Improving the Accuracy of Four-Receiver Acoustic Doppler Velocimeter (ADV) Measurements in Turbulent Boundary Layer Flows. In: Limnology and Oceanography: Methods (8), S. 575–591.
- Dravid, Ameet N.; Smith, Kenneth A.; Merrill, Edward Wilson; Brian, P. L. Thibaut (1971): Effect of Secondary Fluid Motion on Laminar Flow Heat Transfer in Helically Coiled Tubes. In: American Institute of Chemical Engineers AIChE Journal 17 (5), S. 1114–1122.
- Dugdale, Stephen J.; Malcolm, Iain A.; Kantola, Kaisa; Hannah, David M. (2018): Stream Temperature Under Contrasting Riparian Forest Cover: Understanding Thermal Dynamics and Heat Exchange Processes. In: The Science of the Total Environment 610-611, S. 1375–1389.

-
- DIN EN ISO 5167-1 (2004): Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt. Teil 1: Allgemeine Grundlagen und Anforderungen.
- DWD (2023): Klima-Presskonferenz 2023 des Deutschen Wetterdienstes am 21.03.2023. Hg. v. Deutscher Wetterdienst. Offenbach.
- Dyck, Siegfried (1980): Angewandte Hydrologie. 2. Aufl. Berlin: Ernst & Sohn.
- Eaton, John G.; Scheller, Robert M. (1996): Effects of Climate Warming on Fish Thermal Habitat in Streams of the United States. In: *Limnology and Oceanography* 41 (5), S. 1109–1115.
- Ebersole, Joseph L.; Liss, William J.; Frissell, Christopher A. (2003): Cold Water Patches in Warm Streams: Physicochemical Characteristics and the Influence of Shading. In: *JAWRA Journal of the American Water Resources Association* 39 (2), S. 355–368.
- Eckel, Othmar (1953): Zur Thermik der Fließgewässer über die Aenderung der Wassertemperatur entlang des Flusslaufs. In: *Wetter und Leben (Sonderheft 2)*, S. 41–47.
- Eckel, Othmar; Reuter, Heinz (1950): Zur Berechnung des sommerlichen Wärmeumsatzes in Flussläufen. In: *Geografiska Annaler* 32, S. 188–209.
- Eckelmann, Helmut (1997): Einführung in die Strömungsmesstechnik. Stuttgart: Teubner (Mechanik, Band 74).
- Edinger, John E.; Duttweiler, David W.; Geyer, John C. (1968): The Response of Water Temperature to Meteorological Conditions. In: *Water Resources Research* 4 (5), S. 1137–1143.
- El-Genk, Mohamed S.; Schriener, Timothy M. (2017): A Review and Correlations for Convection Heat Transfer and Pressure Losses in Toroidal and Helically Coiled Tubes. In: *Heat Transfer Engineering* 38 (5), S. 447–474.
- Elliott, J. Michael (1994): *Quantitative Ecology and the Brown Trout*. Oxford: Oxford (Oxford Series in Ecology and Evolution).
- Elliott, J. Michael (2000): Pools as Refugia for Brown Trout during Two Summer Droughts: Trout Responses to Thermal and Oxygen Stress. In: *Journal of Fish Biology* 56 (4), S. 938–948.
- Endress+Hauser (Hg.) (2016): Proline Promag W400. Technische Information magnetisch-induktives Durchflussmessgerät. Weil am Rhein.
- Endress+Hauser (Hg.) (2017): Cerabar T PMC131, PMP131, PMP135. Technische Information. Weil am Rhein.
- Endress+Hauser (Hg.) (2021): Druckmesstechnik. Leistungsfähige Messgeräte für Prozessdruck, Differenzdruck, Füllstand und Durchfluss. Weil am Rhein.
- Epstein, Norman (1981): Fouling. Technical Aspects. In: Euan F. C. Somerscales und James George Knudsen (Hg.): *Fouling of Heat Transfer Equipment. Proceedings. International Conference of Fouling of Heat Transfer Equipment*. Rensselaer Polytechnic Institute, 13.-17.08.1979. Rensselaer Polytechnic Institute; International Conference on the Fouling of Heat Transfer Equipment. Washington: Hemisphere, S. 31–53.
- Erb, Markus; Hubacher, Peter; Ehrbar, Max (2004): Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen - FAWA. 1996-2003. Schlussbericht. Hg. v. Bundesamt für Energie. Bern.
- Erickson, Troy R.; Stefan, Heinz G. (2000): Linear Air/Water Temperature Correlations for Streams during Open Water Periods. In: *Journal of Hydrologic Engineering* 5 (3), S. 317–321.

-
- Farell, Cesar; Youssef, Sadek (1992): Experiments on Turbulence Management Using Screens and Honeycombs. St. Anthony Falls Hydraulic Laboratory. Minneapolis (338).
- Fink, Gabriel; Schmid, Martin; Wahl, Bernd; Wolf, Thomas; Wüest, Alfred (2014a): Heat Flux Modifications Related to Climate-Induced Warming of Large European Lakes. In: *Water Resources Research* 50 (3), S. 2072–2085.
- Fink, Gabriel; Schmid, Martin; Wüest, Alfred (2014b): Large Lakes as Sources and Sinks of Anthropogenic Heat. Capacities and Limits. In: *Water Resources Research* 50 (9), S. 7285–7301.
- Fischer, Hugo B.; List, John E.; Imberger, Jörg; Brooks, Norman H. (1979): *Mixing in Inland and Coastal Waters*. New York: Academic Press.
- Flemming, Hans-Curt (1995a): *Biofouling bei Membranprozessen*. Berlin: Springer.
- Flemming, Hans-Curt (1995b): Metalle. In: Holger Brill, Willem Anker und Eberhard Bock (Hg.): *Mikrobielle Materialzerstörung und Materialschutz. Schädigungsmechanismen und Schutzmaßnahmen*. Jena: Fischer, S. 48–77.
- Flemming, Hans-Curt; Schaule, Gabriela (1994): Mikrobielle Werkstoffzerstörung – Biofilm und Biofouling: Biofouling. In: *Materials and Corrosion* 45 (1), S. 29–39.
- Flemming, Hans-Curt; Wingender, Jost (2002): Was Biofilme zusammenhält: Proteine, Polysaccharide. In: *Chemie in unserer Zeit* 36 (1), S. 30–42.
- Flinspach, Dieter; Fleig, Harro (1972): Die Aufstellung von Wärmelastplänen durch rechnerische Simulation der Wärmetauschvorgänge - dargelegt am Beispiel des "Wärmelastplanes Rhein". In: *Wasserwirtschaft* 62 (5), S. 127–133.
- Franca, Mario; Lemmin, Ulrich (2006): Eliminating Velocity Aliasing in Acoustic Doppler Velocity Profiler Data. In: *Measurement Science and Technology* 17 (2), S. 313–322.
- Franke, Wilfried; Platzer, Bernd (2014): *Rohrleitungen. Grundlagen, Planung, Montage*. München: Carl Hanser.
- Fricke, Jochen; Borst, Walter L. (1984): *Energie. Energiequellen, Energiespeicherung, Energietransport, Energiekonservierung*. 2. Aufl. München: Oldenbourg.
- Friedrich, G. (1979): Ökologische Anforderungen an Wärmepumpen an Fließgewässern. In: Wolf-Dieter Glatzel und Klaus-Dieter Heise (Hg.): *Wärmepumpen und Gewässerschutz. Ökologische Auswirkungen von Wärmepumpen mit Wärmeentzug aus Wasser*. Berlin: Erich Schmidt, S. 195–196.
- Fry, Frederick Ernest Joseph (1971): The Effect of Environmental Factors on the Physiology of Fish. In: William Stewart Hoar und David J. Randall (Hg.): *Fish Physiology. Environmental Relations and Behavior*. 6 Bände. New York: Academic Press (Fish Physiology, 6), S. 1–96.
- Fukusako, Shoichiro (1990): Thermophysical Properties of Ice, Snow, and Sea Ice. In: *International Journal of Thermophysics* 11 (2), S. 353–372.
- Fulford, Janice M.; Sturm, Terry W. (1984): Evaporation from Flowing Channels. In: *Journal of Energy Engineering* 110 (1), S. 1–9.
- Gappisch, Jessika (2020): *Thermofluiddynamische Grenzschichtprozesse bei hydrothormaler Nutzung von Fließgewässern*. Masterarbeit. Technische Universität Darmstadt, Darmstadt. Fachgebiet für Wasserbau und Hydraulik.

-
- Gappisch, Jessika; Borchardt, Steve; Lehmann, Boris (2024): Potential Analysis and Feasibility Study on the Hydrothermal Utilization of Rivers—Using Marburg on the Lahn River as Case Study. In: *Energies* 17 (1), S. 1–36.
- Garner, Grace; Malcolm, Iain A.; Sadler, Jonathan P.; Hannah, David M. (2014): What Causes Cooling Water Temperature Gradients in a Forested Stream Reach? In: *Hydrology and Earth System Sciences* 18 (12), S. 5361–5376.
- Garner, Grace; Malcolm, Iain A.; Sadler, Jonathan P.; Hannah, David M. (2017): The Role of Riparian Vegetation Density, Channel Orientation and Water Velocity in Determining River Temperature Dynamics. In: *Journal of Hydrology* 553, S. 471–485.
- Gaudard, Adrien (2017a): Potenzial der Schweizer Seen und Flüsse. Kastanienbaum (PEAK Kurs: Heizen und Kühlen mit Seen und Flüssen).
- Gaudard, Adrien (2017b): Synthese. EAWAG. Kastanienbaum (PEAK Kurs: Heizen und Kühlen mit Seen und Flüssen).
- Gaudard, Adrien; Schmid, Martin (2017a): Physikalisch-chemische und gewässerökologische Auswirkungen von thermischen Einleitungen. EAWAG. Kastanienbaum (PEAK Kurs: Heizen und Kühlen mit Seen und Flüssen).
- Gaudard, Adrien; Schmid, Martin; Wüest, Alfred (2017b): Thermische Nutzung von Oberflächengewässern. Mögliche physikalische und ökologische Auswirkungen der Wärme- und Kältenutzung. In: *Aqua & Gas* (5), S. 40–45.
- Gaudard, Adrien; Schmid, Martin; Wüest, Alfred (2018a): Thermische Nutzung von Seen und Flüssen. Potential der Schweizer Oberflächengewässer. In: *Aqua & Gas* (2), S. 26–33.
- Gaudard, Adrien; Schmid, Martin; Wüest, Alfred (2022): Fact Sheet. Wärmenutzung aus Seen und Fließgewässern. Hg. v. EAWAG. Dübendorf.
- Gaudard, Adrien; Weber, Christine; Alexander, Timothy J.; Hunziker, Stefan; Schmid, Martin (2018b): Impacts of Using Lakes and Rivers for Extraction and Disposal of Heat. In: *WIREs Water* 5 (5).
- Gaudard, Adrien; Wüest, Alfred; Schmid, Martin (2019): Using Lakes and Rivers for Extraction and Disposal of Heat: Estimate of Regional Potentials. In: *Renewable Energy* 134, S. 330–342.
- Gebhardt, Hans; Glaser, Rüdiger; Radtke, Ulrich; Reuber, Paul; Vött, Andreas (Hg.) (2020): *Geographie. Physische Geographie und Humangeographie*. 3. Aufl. Berlin: Springer.
- GeoCollect (2023): *Das Prinzip GeoCollect. Planungs- und Installationshandbuch*. Hg. v. Kai-Uwe Wohlers und Jan-Bernd Faust. Chemnitz.
- Giesecke, Jürgen; Heimerl, Stephan; Mosonyi, Emil (2014): *Wasserkraftanlagen. Planung, Bau und Betrieb*. 6. Aufl. Berlin: Springer Vieweg.
- Gill, Adrian E. (1982): *Atmosphere-Ocean Dynamics*. New York: Academic Press (International Geophysics Series, 30).
- Gilly, Ladina (2017): Seewasserkühlung CSCS, Lugano. EAWAG. Kastanienbaum (PEAK Kurs: Heizen und Kühlen mit Seen und Flüssen).
- GKS (2014): *Unterlagen für Planer Wärmequellennutzung Oberflächengewässer*. Hg. v. GebäudeKlima Schweiz. Olten.

-
- Glaser, Helmuth (1977): Die Wärmeabgabe künstlich erwärmter Fließgewässer. In: *Chemie Ingenieur Technik* 49 (5), S. 381–391.
- Glatzel, Wolf-Dieter; Heise, Klaus-Dieter (Hg.) (1979): *Wärmepumpen und Gewässerschutz. Ökologische Auswirkungen von Wärmepumpen mit Wärmeentzug aus Wasser*. Berlin: Erich Schmidt.
- Glose, AnneMarie; Lautz, Laura K.; Baker, Emily A. (2017): Stream Heat Budget Modeling with HFLUX: Model Development, Evaluation, and Applications across Contrasting Sites and Seasons. In: *Environmental Modelling & Software* 92, S. 213–228.
- Glück, Bernd (1988): *Hydrodynamische und gasdynamische Rohrströmung, Druckverluste*. Berlin: Verlag für Bauwesen (Bausteine der Heizungstechnik).
- Gnielinski, Volker (1989): Zur Wärmeübertragung bei laminarer Rohrströmung und konstanter Wandtemperatur. In: *Chemie Ingenieur Technik* 61 (2), S. 160–161.
- Gnielinski, Volker (1995): Ein neues Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Rohrströmung. In: *Forschung im Ingenieurwesen* (61), S. 240–248.
- Gordon, J. L. (1970): Vortices at Intakes. In: *Water Powers*, S. 137–138.
- Goring, Derek G.; Nikora, Vladimir I. (2002): Despiking Acoustic Doppler Velocimeter Data. In: *Journal of Hydraulic Engineering* 128 (1), S. 117–126.
- Grabe, Michael (2011): *Grundriss der Generalisierten Gauß'schen Fehlerrechnung*. Berlin: Springer.
- Grishchenko, D. L. (1959): The Dependence of Albedo of the Sea on the Altitude of the Sun and Disturbance of the Sea Surface. In: *Trudy Glavnaja Geofizičeskaja Observatorija (Proceedings of the Main Geophysical Observatory)* 80, S. 32–38.
- Gubsch, Thomas; Kratzsch, Alexander (2021): *Verbundvorhaben AQVA-HEAT I. Entwicklung und Ersterprobung eines Vakuum-Flüssigeisergebers zur ganzjährigen Nutzung von Oberflächengewässern als Wärmequelle*. Zittau.
- Guenther, Steven M.; Moore, R. Dan; Gomi, Takashi (2012): Riparian Microclimate and Evaporation from a Coastal Headwater Stream, and their Response to Partial-Retention Forest Harvesting. In: *Agricultural and Forest Meteorology* 164, S. 1–9.
- Güllich, Johann Friedrich (2013): *Kreiselpumpen. Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb*. 4. Aufl. Berlin: Springer.
- Gulliver, John S.; Stefan, Heinz G. (1986): Wind Function for a Sheltered Stream. In: *Journal of Environmental Engineering* 112 (2), S. 387–399.
- Günneberg, Friedhelm (1976): Abkühlungsvorgänge in Gewässern. In: *Deutsche gewässerkundliche Mitteilungen* 20 (6), S. 151–161.
- Günther, Danny; Miara, Marek; Langner, Robert; Helming, Sebastian; Wapler, Jeannette (2014): *WP Monitor. Feldmessung von Wärmepumpenanlagen*. Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE. Freiburg.

-
- Günther, Danny; Wapler, Jeannette; Langner, Robert; Helming, Sebastian; Miara, Marek; Fischer, David et al. (2020): Wärmepumpen in Bestandgebäuden. Ergebnisse aus dem Forschungsprojekt "WPSMART im Bestand". Hg. v. Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE. Freiburg.
- Haldane, Graeme T.G.N. (1930): The Heat Pump. An Economical Method of Producing Low-Grade Heat from Electricity. In: *Journal of the Institution of Electrical Engineers* 68 (402), S. 666–675.
- Hamerak, Kurt (2007): Umweltschonendes Heizen mit Umgebungswärme - die Wärmepumpe macht es möglich. In: *Wasserkraft & Energie* (2), S. 35–49.
- Hannah, David M.; Malcolm, Iain A.; Soulsby, Chris; Youngson, Alan F. (2004): Heat Exchanges and Temperatures within a Salmon Spawning Stream in the Cairngorms, Scotland: Seasonal and Sub-Seasonal Dynamics. In: *River Research and Applications* 20 (6), S. 635–652.
- Hansen, Garrett Michael (2011): Experimental Testing and Analysis of Surface Water Heat Exchangers. Masterarbeit. Oceanic Engineering Society, Stillwater.
- Hebert, Cindie; Caissie, Daniel; Satish, Mysore G.; El-Jabi, Nassir (2011): Study of Stream Temperature Dynamics and Corresponding Heat Fluxes within Miramichi River Catchments (New Brunswick, Canada). In: *Hydrological Processes* 25 (15), S. 2439–2455.
- Heggen, Richard J. (1983): Thermal Dependent Physical Properties of Water. In: *Journal of Hydraulic Engineering* 109 (2), S. 298–302.
- Heino, Jani; Virkkala, Raimo; Toivonen, Heikki (2009): Climate Change and Freshwater Biodiversity: Detected Patterns, Future Trends and Adaptations in Northern Regions. In: *Biological Reviews of the Cambridge Philosophical Society* 84 (1), S. 39–54.
- Heitor, António; Biga, A. J.; Rosa, Rui (1991): Thermal Radiation Components of the Energy Balance at the Ground. In: *Agricultural and Forest Meteorology* 54 (1), S. 29–48.
- Helbig, Wolfgang (2021): *Praxiswissen in der Messtechnik*. Wiesbaden: Springer.
- Hellmann, Gustav (1917): Über die Bewegung der Luft in den untersten Schichten der Atmosphäre. In: *Meteorologische Zeitschrift* 34 (8), S. 273–285.
- Henderson-Sellers, Ann; Hughes, N. A. (1982): Albedo and its Importance in Climate Theory. In: *Progress in Physical Geography: Earth and Environment* 6 (1), S. 1–44.
- Herwig, Heinz (2016): *Strömungsmechanik. Einführung in die Physik von technischen Strömungen*. 2. Aufl. Wiesbaden: Springer.
- Herz, Rolf (2014): *Grundlagen Rohrleitungs- und Apparatechnik*. 4. Aufl. Essen: Vulkan.
- Hester, Erich T.; Doyle, Martin W. (2011): Human Impacts to River Temperature and Their Effects on Biological Processes: A Quantitative Synthesis. In: *Journal of the American Water Resources Association* 47 (3), S. 571–587.
- Hoffmann, Andreas; Lackemann, Jan; Böckmann, Imke; Heermann, Jennifer; Koenzen, Uwe; Henter, Hans Peter et al. (2014): Ableitung von gewässertypspezifischen Temperaturanforderungen, Prüfung von wärmerlevanten Einleitungen und möglicher Verbesserungspotenziale nach Stand der Technik, sowie Erarbeitung einer Vorgehensweise für die einzugsgebietsweite Bewirtschaftung der Gewässer bezogen auf den Temperaturhaushalt.

-
- Hofius, Karl (1971): Das Temperaturverhalten eines Fließgewässers dargestellt am Beispiel der Elz. Beiträge zur Hydrologie des Schwarzwaldes. Freiburg (Freiburger Geographische Hefte, 10).
- Hopkins, C. L. (1971): The Annual Temperature Regime of a Small Stream in New Zealand. In: *Hydrobiologia* 37, S. 397–408.
- Horlacher, Hans-Burkhard; Helbig, Ulf (2018): Rohrleitungen 2. Einsatz, Verlegung, Berechnung, Rehabilitation. 2. Aufl.: Springer Vieweg.
- Horlbeck, Petra; Görgen, Melanie (2023): HLNUG WRRL-Viewer. Fachinformationssystem zur EG-Wasserrahmenrichtlinie (WRRL). Version. Wiesbaden: Hessisches Landesamt für Naturschutz, Umwelt und Geologie.
- Hottinger Baldwin (Hg.) (1964): Induktiver Differenzdruckaufnehmer PD1. Darmstadt.
- Hsu, S. A.; Meindl, Eric A.; Gilhousen, David B. (1994): Determining the Power-Law Wind-Profile Exponent under Near-Neutral Stability Conditions at Sea. In: *Journal of Applied Meteorology* 33, S. 757–765.
- Huesmann, Klaus (1966a): Druckverlust- und Durchfluskoeffizienten von senkrecht angeströmten perforierten Platten. In: *Chemie Ingenieur Technik* 38 (8), S. 877–879.
- Huesmann, Klaus (1966b): Eigenschaften turbulenter Strahlenbündel. In: *Chemie Ingenieur Technik* 38 (3), S. 293–297.
- Hufschmidt, Wolfgang; Burck, Erich (1968): Der Einfluss temperaturabhängiger Stoffwerte auf den Wärmeübergang bei turbulenter Strömung von Flüssigkeiten in Rohren bei hohen Wärmestromdichten und Prandtlzahlen. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 11 (6), S. 1041–1048.
- Hurther, David; Lemmin, Ulrich (2001): A Correction Method for Turbulence Measurements with a 3D Acoustic Doppler Velocity Profiler. In: *Journal of Atmospheric and Oceanic Technology* (18), S. 446–458.
- Hutter, Claus-Peter; Konold, Werner; Schreiner, Johann (Hg.) (1996): Quellen, Bäche, Flüsse und andere Fließgewässer. Biotope erkennen, bestimmen, schützen. Stuttgart: Weitbrecht (Weitbrecht-Biotop-Bestimmungs-Bücher, Band V).
- Hutter, Kolumban; Chubarenko, Irina P.; Wang, Yongqi (2011): *Physics of Lakes. Volume 1: Foundation of the Mathematical and Physical Background*. Berlin: Springer (Advances in Geophysical and Environmental Mechanics and Mathematics).
- Idso, Sherwood B. (1981): A Set of Equations for Full Spectrum and 8- to 14- μm and 10.5- to 12.5- μm Thermal Radiation from Cloudless Skies. In: *Water Resources Research* 17 (2), S. 295–304.
- Idso, Sherwood B.; Jackson, Ray D. (1969): Thermal Radiation from the Atmosphere. In: *Journal of Geophysical Research* 74 (23), S. 5397–5403.
- IGKB (Hg.) (2018): Bodensee-Richtlinien 2005. 2. Aufl. Internationale Gewässerschutzkommission für den Bodensee. Ittigen.
- Illies, Joachim (1961): Versuch einer allgemeinen biozönotischen Gliederung der Fließgewässer. In: *Internationale Revue der gesamten Hydrobiologie und Hydrographie* 46 (2), S. 205–213.

-
- Imboden, Dieter; Güttinger, Herbert; Riedi, Ch.; Zoller, M.; Meng, Hans-Jörg (1981): Wärmepumpen an Oberflächengewässern. Oekologische Probleme und Einsatzmöglichkeiten in der Schweiz. Eidgenössische Anstalt für Wasserversorgung, Abwasserreinigung und Gewässerschutz. Bern (Schriftreihe des Bundesamtes für Energiewirtschaft, 19).
- Incropera, Frank P.; DeWitt, David P.; Bergman, Theodore L.; Lavine, Adrienne S. (2013): Principles of Heat and Mass Transfer. 7. Aufl. Hoboken: Wiley.
- DIN EN 60751 (2009): Industrielle Platin-Widerstandsthermometer und Platin-Temperatur-sensoren.
- Richtlinie DVS 2210-1 (1997): Industrierohrleitungen aus thermoplastischen Kunststoffen. Projektierung und Ausführung oberirdischer Systeme.
- Iqbāl, Muḥammad (1983): An Introduction to Solar Radiation. Toronto: Academic Press.
- Isenburg, Thomas (2009): Belagbildung vermeiden. In: Journal für Oberflächentechnik 49 (5), S. 50–51.
- Janssen, L.A.M.; Hoogendoorn, Charles J. (1978): Laminar Convective Heat Transfer in Helical Coiled Tubes. In: International Journal of Heat and Mass Transfer 21 (9), S. 1197–1206.
- Jaworski, Jerzy (1973): Effects of Heated Water Discharge on the Evaporation from a River Surface. In: Journal of Hydrology 19 (2), S. 145–155.
- Jesper, Mateo; Schlosser, Florian; Pag, Felix; Walmsley, Timothy Gordon; Schmitt, Bastian; Vajen, Klaus (2021): Large-Scale Heat Pumps: Uptake and Performance Modelling of Market-Available Devices. In: Renewable and Sustainable Energy Reviews 137, S. 110646.
- Jesson, Michael; Sterling, Mark; Bridgeman, John (2013): Despiking Velocity Time-Series. Optimisation through the Combination of Spike Detection and Replacement Methods. In: Flow Measurement and Instrumentation 30, S. 45–51.
- Ji, Zhen-Gang (2008): Hydrodynamics and Water Quality. Modeling Rivers, Lakes, and Estuaries. Hoboken: Wiley.
- Jirka, Gerhard H. (2007): Einführung in die Hydromechanik. 3. Aufl. Karlsruhe: Universitätsverlag Karlsruhe.
- Jitco, Tracor (1977): Feasibility of a District Cooling System Using Natural Cold Water. Summary Report. Argonne.
- Jobson, Harvey E. (1980): Thermal Modeling of Flow in the San Diego Aqueduct, California, and its Relation to Evaporation. Hg. v. US Geological Survey (1122).
- Johnson, Adam N.; Boer, Brian R.; Woessner, William W.; Stanford, Jack A.; Poole, Geoffrey C.; Thomas, Steven A.; O'Daniel, Scott J. (2005): Evaluation of an Inexpensive Small-Diameter Temperature Logger for Documenting Ground Water–River Interactions. In: Groundwater Monitoring & Remediation 25 (4), S. 68–74.
- Johnson, Sherri L. (2004): Factors Influencing Stream Temperatures in Small Streams: Substrate Effects and a Shading Experiment. In: Canadian Journal of Fisheries and Aquatic Sciences 61 (6), S. 913–923.
- Jung, Gun; Oh, Geun; Chung, Chul; Kim, Han (2014): Heat Transfer on Grooved High Density Poly Ethylene Tube for Surface Water Source Heat Pump. In: Thermal Science 18 (4), S. 1327–1341.

-
- Jung, Yujun; Oh, Jinwoo; Han, Ukmin; Lee, Hoseong (2022): A Comprehensive Review of Thermal Potential and Heat Utilization for Water Source Heat Pump Systems. In: *Energy and Buildings* 266, S. 112124.
- Jungwirth, Matthias; Haidvogel, Gertrud; Moog, Otto; Muhar, Susanne; Schmutz, Stefan (2003): *Angewandte Fischökologie an Fließgewässern*. Wien: Facultas (UTB, 2113).
- Jürgensohn, Helmut v. (1953): *Elastizität und Festigkeit im Rohrleitungsbau. Statische Berechnung der Rohrleitungen und ihrer Einzelteile*. 2. Aufl. Berlin: Springer.
- Kalinowska, Monika Barbara (2019): Effect of Water–Air Heat Transfer on the Spread of Thermal Pollution in Rivers. In: *Acta Geophysica* 67 (2), S. 597–619.
- Kalinowska, Monika Barbara; Mrokowska, Magdalena Maria; Rowiński, Paweł Mariusz (2018): Sensitivity Analysis for the Water-Air Heat Exchange Term. In: Monika Barbara Kalinowska, Magdalena Maria Mrokowska und Paweł Mariusz Rowiński (Hg.): *Free Surface Flows and Transport Processes*. Cham: Springer (GeoPlanet: Earth and Planetary Sciences), S. 219–233.
- Kamke, Wolfgang (2014): *Der Umgang mit experimentellen Daten, insbesondere Fehleranalyse, im Physikalischen Anfänger-Praktikum. Eine elementare Einführung*. 10. Aufl. Aachen: Shaker.
- Kammer, Henriette (2017): *Thermische Seewassernutzung in Deutschland*. Dissertation. Springer.
- Kaule, Robin; Gilfedder, Benjamin S. (2021): Groundwater Dominates Water Fluxes in a Headwater Catchment During Drought. In: *Frontiers in Water* 3.
- Kaushal, Sujay S.; Likens, Gene E.; Jaworski, Norbert A.; Pace, Michael L.; Sides, Ashley M.; Seekell, David et al. (2010): Rising Stream and River Temperatures in the United States. In: *Frontiers in Ecology and the Environment* 8 (9), S. 461–466.
- Kavanaugh, Stephen P.; Rafferty, Kevin D. (1997): *Ground-Source Heat Pump. Design of Geothermal Systems for Commercial and Institutional Buildings*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- Kavanaugh, Stephen P.; Rafferty, Kevin D. (2014): *Geothermal Heating and Cooling. Design of Ground-Source Heat Pump Systems*. Atlanta: ASHRAE (1674).
- Kavanaugh, Steve; Pezent, Marcus C. (1989): *Water-to-Air Heat Pump Performance with Lake-water*. Dalls (Proceedings of the Sixth Symposium on Improving Building Systems in Hot and Humid Climates).
- Kays, William M. (1966): *Convective Heat and Mass Transfer*. New York: McGraw-Hill.
- Kazemi, Mohammad; Khorsandi, Babak; Mydlarski, Laurent (2021): Effect of Acoustic Doppler Velocimeter Sampling Volume Size on Measurements of Turbulence. In: *Journal of Atmospheric and Oceanic Technology* 38 (2), S. 259–268.
- Kestin, Joseph (1978): Thermal Conductivity of Water and Steam. In: *Journal of Mechanical Engineering* 100 (8), S. 46–48.
- Kharchenko, Valeriy; Sychov, Arseniy; Angelis, Pasquale Luigi de; Fiore, Ugo (2020): Monitoring System of a Heat Pump Installation for Heating a Rural House Using Low-grade Heat from a Surface Watercourse. In: *Journal of Sensor and Actuator Networks* 9 (1), S. 11.

-
- Khartabil, Hussam F.; Christensen, Richard N.; Richards, D. E. (1988): A Modified Wilson Plot Technique for Determining Heat Transfer Correlations. In: UK National Committee for Heat Transfer (Hg.): Second UK National Conference on Heat Transfer. Second UK National Conference on Heat Transfer. Glasgow, 14.-16.09.1988. 2 Bände. London: Mechanical Engineering (1), S. 1331–1357.
- Khorsandi, Babak; Mydlarski, Laurent; Gaskin, Susan (2012): Noise in Turbulence Measurements Using Acoustic Doppler Velocimetry. In: *Journal of Hydraulic Engineering* 138 (10), S. 829–838.
- Kirn, Herbert (1983): *Wärmepumpen. Band 5: Wärmequellen und Wärmespeicher*. Karlsruhe: C. F. Müller (Kälte - Wärme - Klima - aktuell, 55).
- Kirn, Herbert; Hadenfeldt, Alfred (1979): *Wärmepumpen. Band 2: Anwendung der Elektrowärmepumpe*. 3. Aufl. Karlsruhe: C. F. Müller (Kälte - Wärme - Klima - aktuell, 27).
- Klapper, Helmut (1992): *Eutrophierung und Gewässerschutz. Wassergütebewirtschaftung, Schutz und Sanierung von Binnengewässern*. Jena: Fischer (Umweltforschung).
- Klee, Otto (1991): *Angewandte Hydrobiologie. Trinkwasser - Abwasser - Gewässerschutz*. 2. Aufl. Stuttgart: Thieme.
- Kleuker, Hans-Heinrich; Laurenzis, Anke; Althaus, Wilhelm; Steiff, Artur; Weinspach, Paul-Michael (1993): Hydrodynamische Einlaufänge und Widerstandsgesetz von reibungsmindernden kationischen Tensidlösungen. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 59 (1).
- Klotzbücher, Thimo; Kappler, Andreas; Straub, Kristina L.; Haderlein, Stefan B. (2007): Biodegradability and Groundwater Pollutant Potential of Organic Anti-Freeze Liquids Used in Borehole Heat Exchangers. In: *Geothermics* 36 (4), S. 348–361.
- Knauss, Jost (1983): *Wirbelbildung an Einlaufbauwerken. Luft- und Dralleintrag*. Hamburg: Parey (Schriftenreihe des Deutschen Verbandes für Wasserwirtschaft und Kulturbau, 63).
- Kobel, Beat; Böge, Mike; Brune, Peter; Butz, Jan; Frommann, Christian; Gelhaus, Christian et al. (2020): *Abwasserwärmenutzung*. April 2020. Hennef: DWA (DWA-Regelwerk, M 114).
- Kobus, Helmut (Hg.) (1984): *Wasserbauliches Versuchswesen*. 2. Aufl. Hamburg: Parey (Schriftenreihe des Deutschen Verbandes für Wasserwirtschaft und Kulturbau, 39).
- Koch, Markus; Nietlisbach, Alex; Känel, Barbara; Calderoni, Marco; Wille, Barbara; Müller, Roger et al. (2010): *Heizen und Kühlen mit Abwasser. Leitfaden für die Planung, Bewilligung und Realisierung von Anlagen zur Abwasserenergienutzung*. Hg. v. Amt für Abfall, Wasser, Energie und Luft. Zürich.
- Kolmogorov, Andrei Nikolaevich (1991): The Local Structure of Turbulence in Incompressible Viscous Fluid for Very Large Reynolds Numbers. In: *Proceedings of the Royal Society of London. Series A: Mathematical and Physical Sciences* 434 (1890), S. 9–13.
- Konakov, Petr Kuz'mich (1946): A New Formula for the Coefficient of Resistance in Smooth Tubes. In: *Doklady Akademii Nauk SSSR* 51 (7), S. 505–508.
- Kondratyev, Kirill Yakovlevich (2010): *Radiation in the Atmosphere*. 104 Bände. New York: Academic Press (International Geophysics, 12).
- Koppmann, David (2021): *Untersuchung der thermischen Aktivierung von Stahlspundwänden*. Dissertation. Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Aachen.

-
- Kraatz, Willi (1975): Ausbreitungs- und Mischungsvorgänge in Strömungen. Dissertation. Technische Universität Dresden, Dresden.
- Kraatz, Willi; Aigner, Detlef (2015): Flüssigkeitsstrahlen. In: Detlef Aigner und Dirk Carstensen (Hg.): Technische Hydromechanik 2. Spezialfälle. 2. Aufl. Berlin: Beuth.
- Krause, Siegfried (1986): Fouling an Wärmeübertragungsflächen durch Kristallisation und Sedimentbildung. Düsseldorf: VDI (VDI-Forschungsheft, 637).
- Kreith, Frank (2001): Principles of Heat Transfer. 6. Aufl. Pacific Grove: Brooks/Cole.
- Krimmling, Jörn (2011): Energieeffiziente Nahwärmesysteme. Grundwissen, Auslegung, Technik für Energieberater und Planer. Stuttgart: Fraunhofer IRB.
- Kromp-Kolb, Helga; Gerersdorfer, Thomas (2003): Auswirkungen von Klimaveränderungen auf die Tierwelt - derzeitiger Wissensstand fokussiert auf den Alpenraum und Österreich. Universität für Bodenkultur Wien. Wien.
- Krumlinde, H. H. (1979): Die Genehmigungspraxis der Wasserbehörden in der Bundesrepublik. Ergebnisse einer Umfrage bei Ländern, kreisfreien Städten und Landkreisen. In: Wolf-Dieter Glatzel und Klaus-Dieter Heise (Hg.): Wärmepumpen und Gewässerschutz. Ökologische Auswirkungen von Wärmepumpen mit Wärmeentzug aus Wasser. Berlin: Erich Schmidt, S. 223–234.
- Kubečka, Jan; Vostradovský, Jiří (1995): Effects of Dams, Regulation and Pollution on Fish Stocks in the Vltava River in Prague. In: Regulated Rivers: Research & Management 10 (2-4), S. 93–98.
- Kuhn, Wilhelm (1972): Physikalisch-meteorologische Überlegungen zur Nutzung von Gewässern für Kühlzwecke. In: Archiv für Meteorologie, Geophysik und Bioklimatologie 21, S. 95–122.
- Kustas, William P.; Rango, Albert; Uijlenhoet, Remko (1994): A Simple Energy Budget Algorithm for the Snowmelt Runoff Model. In: Water Resources Research 30 (5), S. 1515–1527.
- Lampert, Winfried; Sommer, Ulrich (1999): Limnoökologie. 2. Aufl. Stuttgart: Thieme.
- Langford, Terence E. L. (1990): Ecological Effects of Thermal Discharges. London: Elsevier (Pollution Monitoring Series).
- LAWA (2013): Grundlagen für die Beurteilung von Kühlwassereinleitungen in Gewässer. Berlin: Kulturbuch.
- Leach, Jason A.; Moore, Robert Daniel (2010): Above-Stream Microclimate and Stream Surface Energy Exchanges in a Wildfire-Disturbed Riparian Zone. In: Hydrological Processes 24 (17), S. 2369–2381.
- Lhermitte, Roger; Serafin, Robert (1984): Pulse-to-Pulse Coherent Doppler Sonar Signal Processing Techniques. In: Journal of Atmospheric and Oceanic Technology 1 (4), S. 293–308.
- Li, Guoyuan; Jackson, C. Rhett; Krasieski, Kristin A. (2012): Modeled Riparian Stream Shading: Agreement with Field Measurements and Sensitivity to Riparian Conditions. In: Journal of Hydrology 428-429, S. 142–151.
- Lienhard IV, John H.; Lienhard V, John H. (2020): A Heat Transfer Book. 5. Aufl. Cambridge: Phlogiston.

-
- Liley, Peter E. (2005): Thermophysical Properties of Ice/Water/Steam from -20°C to 50°C . In: *International Journal of Mechanical Engineering Education* 33, S. 45–50.
- Linnert, Michael A.; Mariager, Simon O.; Lerch, Reinhard (2020): Magnetisch-induktive Durchflussmessung mittels remanentem Magnetismus. In: *tm - Technisches Messen* 87 (1), S. 32–44.
- Loeb, Norman G.; Doelling, David R.; Wang, Hailan; Su, Wenying; Nguyen, Cathy; Corbett, Joseph G. et al. (2018): Clouds and the Earth's Radiant Energy System (CERES) Energy Balanced and Filled (EBAF) Top-of-Atmosphere (TOA) Edition-4.0 Data Product. In: *Journal of Climate* 31 (2), S. 895–918.
- Lohrmann, Atle; Cabrera, Ramon; Gelfenbaum, Guy; Haines, John (1995): Direct Measurements of Reynolds Stress with an Acoustic Doppler Velocimeter. In: Steven P. Anderson, Gerald F. Appell und Albert J. Williams (Hg.): *Proceedings of the IEEE Fifth Working Conference on Current Measurement. IEEE Fifth Working Conference on Current Measurement*. St. Petersburg, Florida. Institute of Electrical and Electronics Engineers, Oceanic Engineering Society Staff. Piscataway: Institute of Electrical and Electronics Engineers, S. 205–210.
- LUA (2004): *Wasserwirtschaftliche Anforderungen an die Nutzung von oberflächennaher Erdwärme*. Hg. v. Landesumweltamt Nordrhein-Westfalen. Essen (Merkblätter, 48).
- Lumley, John Leask (1964): Passage of a Turbulent Stream Through Honeycomb of Large Length-to-Diameter Ratio. In: *Journal of Basic Engineering* 86 (2), S. 218–220.
- Lundsgaard-Hansen, Bänz; Muralt, Reto (2017): *Gewässerschutzgesetzgebung und thermische Nutzung. Relevanz und Rahmenbedingungen*. Bundesamt für Umwelt BAFU. Kastanienbaum (PEAK Kurs: Heizen und Kühlen mit Seen und Flüssen).
- MacVicar, Bruce; Dilling, Scott; Lacey, Jay (2014): Multi-Instrument Turbulence Toolbox (MITT): Open-source MATLAB Algorithms for the Analysis of High-Frequency Flow Velocity Time Series Datasets. In: *Computers & Geosciences* 73, S. 88–98.
- Magnus, Gustav (1844): Versuche über die Spannkraft des Wasserdampfs. In: *Annalen der Physik und Chemie* 137 (2), S. 225–247.
- Magnuson, John J.; Crowder, Larry B.; Medvick, Patricia A. (1979): Temperature as an Ecological Resource. In: *American Zoologist* 19 (1), S. 331–343.
- Magnuson, John J.; Robertson, Dale M.; Benson, Barbara J.; Wynne, Randolph H.; Livingstone, David M.; Arai, Tadashi et al. (2000): Historical Trends in Lake and River Ice Cover in the Northern Hemisphere. In: *Science* 289 (5485), S. 1743–1746.
- Maheu, Audrey; Caissie, Daniel; St-Hilaire, André; El-Jabi, Nassir (2014): River Evaporation and Corresponding Heat Fluxes in Forested Catchments. In: *Hydrological Processes* 28 (23), S. 5725–5738.
- Malcherek, Andreas (2002): *Fließgewässer. Hydromechanik und Wasserbau*. 3. Aufl. Neubi-berg.
- Malicky, Hans (1978): Der Temperaturgang einiger niederösterreichischer Gebirgsbäche. In: *Wetter und Leben* 30, S. 170–1983.
- Maniak, Ulrich (2016): *Hydrologie und Wasserwirtschaft. Eine Einführung für Ingenieure*. 7. Aufl. Berlin: Springer.

-
- Manlapaz, Romeo L.; Churchill, Stuart W. (1981): Fully Developed Laminar Convection from a Helical Coil. In: Chemical Engineering Communications 9 (1-6), S. 185–200.
- Marcinek, Joachim; Saratka, Josef; Rosenkranz, Erhard (1996): Das Wasser der Erde. Eine geographische Meeres- und Gewässerkunde. 2. Aufl. Gotha: Perthes.
- Marek, Rudi; Nitsche, Klaus (2019): Praxis der Wärmeübertragung. 5. Aufl. München: Carl Hanser.
- Marotz, Günter (1977a): Der Einsatz von Wärmepumpen in fließenden Gewässern - wasserwirtschaftliche und betriebliche Aspekte. In: Wasserwirtschaft 67 (12), S. 376–381.
- Marotz, Günter (1977b): Model Tests to Investigate Water-Circulating in Heat Pumps. In: IAHR (Hg.): Hydraulic Engineering for Improved Water Management, Bd. 5. Seventeenth Congress of the International Association for Hydraulic Research. Baden-Baden, 15.08.-19.08.1977. IAHR (5), S. 291–297.
- Marsh, Kenneth N. (Hg.) (1987): Recommended Reference Materials for the Realization of Physicochemical Properties. International Union of Pure and Applied Chemistry. Oxford: Blackwell.
- Maruyama, Shigenao; Moriya, Shuichi (2021): Newton's Law of Cooling: Follow Up and Exploration. In: International Journal of Heat and Mass Transfer 164, S. 120544.
- Matosovic, A. (2005): Mechanische Verfahren. Problemlösung zur Reinigung bei organischem Bewuchs in Kühlwasserkreisläufen mittels Spaltrohrfiltern. In: Hans-Otto Demski (Hg.): Handbuch Kompakt-Wärmeübertrager. Bauarten - Materialien - Anwendungen. Essen: Publico, S. 257–269.
- Mayor, J.-C.; Mustoe, F. J.; Ray, A. (1977): Betriebsverhalten ausgeführter Wärmepumpenanlagen in der Schweiz. In: VDI-Berichte (289), S. 129–134.
- McCrary, Barbara H.; Kavanaugh, Stephen P.; Williamson, Derek G. (2006): Environmental Impacts of Surface Water Heat Pump Systems. In: ASHRAE Transactions 112 (1), S. 102–110.
- McJannet, David L.; Webster, Ian T.; Cook, Freeman J. (2012): An Area-Dependent Wind Function for Estimating Open Water Evaporation Using Land-Based Meteorological Data. In: Environmental Modelling & Software 31, S. 76–83.
- McLelland, Stuart J.; Nicholas, Andrew P. (2000): A New Method for Evaluating Errors in High-Frequency ADV Measurements. In: Hydrological Processes 14 (2), S. 351–366.
- Mehta, Rabindra Dolatray; Bradshaw, Peter Martin Devenish (1979): Design Rules for Small Low Speed Wind Tunnels. In: The Aeronautical Journal (83), S. 443–449.
- Merker, Günter P.; Teichmann, Rüdiger (Hg.) (2018): Grundlagen Verbrennungsmotoren. Funktionsweise und alternative Antriebssysteme, Verbrennung, Messtechnik und Simulation. 8. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg (ATZ/MTZ-Fachbuch).
- PTB TR G 13 (03/2015): Messgeräte für Gas. G 13 „Einbau und Betrieb von Turbinenradgaszählern“.
- DIN EN 13480-3 (2017): Metallische industrielle Rohrleitungen. Teil-3: Konstruktion und Berechnung.
- Meyer, Michaela (2018): Joseph-Stiftung - Kontaktformular: Rü. wg. Wärmepumpenanlage Obere Mühlen. E-Mail.

Miara, Marek; Bongs, Constanze; Günther, Danny; Helming, Sebastian; Kramer, Thomas; Oltersdorf, Thore; Wapler, Jeannette (Hg.) (2015): Wärmepumpen. Heizen - Kühlen - Umwelte-
nergie nutzen. FIZ Karlsruhe. 2. Aufl. Stuttgart: Fraunhofer IRB.

Miara, Marek; Günther, Danny; Kramer, Thomas; Oltersdorf, Thore; Wapler, Jeannette (2011):
Wärmepumpen Effizienz. Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Ana-
lyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb. Fraunhofer-Institut für Solare Energiesys-
teme ISE. Freiburg.

Miller, Donald Stuart (1986): Internal Flow Systems. 3. Aufl. Cranfield: BHRA (BHRA Fluid
Engineering Series, 5).

Mitchell, Matt Sandy (2014): Experimental Investigations and Design Tool Development for
Surface Water Heat Pump Systems. Masterarbeit. Oklahoma State University, Stillwater.

Mitchell, Matt Sandy; Hansen, Garrett Michael; Spitler, Jeffrey D. (2018): Experimental Devel-
opment of Natural Convection Heat Transfer Correlations for Spiral-Helical Surface Water Heat
Exchangers (1385-RP). In: Science and Technology for the Built Environment 24 (7), S. 714–
725.

Mitchell, Matt Sandy; Spitler, Jeffrey D. (2013): Open-Loop Direct Surface Water Cooling and
Surface Water Heat Pump Systems. A Review. In: HVAC&R Research 19 (2), S. 125–140.

Mohseni, Omid; Stefan, Heinz G. (1999): Stream Temperature/Air Temperature Relationship:
a Physical Interpretation. In: Journal of Hydrology, S. 128–141.

Molin, Søren; Tolker-Nielsen, Tim (2003): Gene Transfer Occurs with Enhanced Efficiency in
Biofilms and Induces Enhanced Stabilisation of the Biofilm Structure. In: Current Opinion in
Biotechnology 14 (3), S. 255–261.

Molina Martínez, J. M.; Martínez Alvarez, Victoriano.; González-Real, M. M.; Baille, Alain Dan-
iel (2006): A Simulation Model for Predicting Hourly Pan Evaporation from Meteorological
Data. In: Journal of Hydrology 318 (1-4), S. 250–261.

Monteith, John Lennox (1961): An Empirical Method for Estimating Long-Wave Radiation Ex-
changes in the British Isles. In: Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society 87 (372),
S. 171–179.

Monteith, John Lennox; Unsworth, Mike H. (2013): Principles of Environmental Physics: Else-
vier.

Moore, R. Dan; Leach, Jason A. (2021): Predicting Latent and Sensible Heat Fluxes in Stream
Temperature Models: Current Challenges and Potential Solutions. In: Water Resources Rese-
arch 57 (2).

Morgenschweis, Gerd (2018): Hydrometrie. Theorie und Praxis der Durchflussmessung in offe-
nen Gerinnen. 2. Aufl. Berlin: Springer Vieweg.

Mori, Nobuhito; Suzuki, Takuma; Kakuno, Shohachi (2007): Noise of Acoustic Doppler Veloci-
meter Data in Bubbly Flows. In: Journal of Engineering Mechanics 133 (1), S. 122–125.

Morin, Guy; Couillard, Denis (1990): Predicting River Temperature with a Hydrological Model.
In: Chermisinoff, Nicholas P. (Hg.): Encyclopedia of Fluid Mechanics. Surface and Groundwa-
ter Flow Phenomena. 13 Bände. Houston: Gulf (10), S. 171–209.

-
- Mortimer, Clifford H. (1981): The Oxygen Content of Air-Saturated Fresh Waters Over Ranges of Temperature and Atmospheric Pressure of Limnological Interest. In: Internationale Vereinigung für Theoretische und Angewandte Limnologie Mitteilungen 22 (1), S. 1–23.
- Moss, Brian (2010): Ecology of Freshwaters. A View for the Twenty-First Century. 4. Aufl. Chichester England: Wiley.
- Mühl, Thomas (2020): Elektrische Messtechnik. Grundlagen, Messverfahren, Anwendungen. 6. Aufl. Wiesbaden: Springer.
- Müller, Kurt (2013): Merkblatt zur Beurteilung von Wärmeeinleitungen. Hg. v. Bayerisches Landesamt für Umwelt. Augsburg (Merkblatt, 4.5/18).
- Müller, Walter E. (1968): Druckrohrleitungen neuzeitlicher Wasserkraftwerke. Berlin: Springer.
- Müller-Steinhagen, Hans M.; Malayeri, Mohammad Reza; Watkinson, A. Paul (2011): Heat Exchanger Fouling: Mitigation and Cleaning Strategies. In: Heat Transfer Engineering 32 (3-4), S. 189–196.
- Munro, D. Scott; Young, Gordon J. (1982): An Operational Net Shortwave Radiation Model for Glacier Basins. In: Water Resources Research 18 (2), S. 220–230.
- Murray, Francis W. (1967): On the Computation of Saturation Vapor Pressure. In: Journal of Applied Meteorology 6 (1), S. 203–204.
- Murray, Richard W. (1971): Temperature Receptors. In: William Stewart Hoar und David J. Randall (Hg.): Fish Physiology. Sensory Systems and Electric Organs. 6 Bände. New York: Academic Press (Fish Physiology, 5), S. 121–133.
- Muste, Marian (Hg.) (2017): Experimental Hydraulics. Methods, Instrumentation, Data Processing and Management. Volume II: Instrumentation and Measurement Techniques. Leiden: CRC Press (2).
- DIN EN 1991-1-3 (2015): Nationaler Anhang Eurocode 1: Einwirkungen auf Tragwerke. Teil 1-3: Allgemeine Einwirkungen, Schneelasten.
- DIN EN 1991-1-4 (2010): Nationaler Anhang Eurocode 1: Einwirkungen auf Tragwerke. Teil 1-4: Allgemeine Einwirkungen, Windlasten.
- Nau, Matthias (2007): Elektrische Temperaturmessung mit Thermoelementen und Widerstandselementen. Hg. v. Jumo. Fulda.
- Nau, Matthias (2008): Aufbau und Anwendung von Widerstandsthermometern. Typenblatt 90.2000. Hg. v. Jumo. Fulda.
- Nau, Matthias (2014): Widerstandsthermometer. In: Frank Bernhard (Hg.): Handbuch der technischen Temperaturmessung. 2. Aufl. Berlin: Springer (VDI-Buch), S. 677–830.
- Nikuradse, Johann (1931): Strömungswiderstand in rauhen Röhren. In: Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik 11 (6), S. 409–411.
- Nitsche, Manfred (2012): Wärmetausch-Fibel für die tägliche Praxis. 1. Aufl. 2 Bände. Essen: Vulkan.
- Nitsche, Wolfgang; Brunn, André (2006): Strömungsmesstechnik. 2. Aufl. Berlin: Springer (VDI-Buch).

-
- Ochsner, Karl (2007): Wärmepumpen in der Heizungstechnik. Praxishandbuch für Installateure und Planer. 4. Aufl. Heidelberg: Müller (Energietechnik).
- Oertel, Herbert (Hg.) (2012): Prandtl - Führer durch die Strömungslehre. Grundlagen und Phänomene. 13. Aufl. Wiesbaden: Springer.
- Omega (Hg.) (2012): Temperaturmessung. Widerstandsfühler, Pt100 Temperaturfühler und Zubehör - mit Auswahlhilfen (1).
- Osman, Hussain; Sultan, A.Hanif; Radif, Adel; Aziz, Showki A. (1993): Large Pumps in Power and Desalination plants. In: Desalination 93 (1-3), S. 181–206.
- Paily, Poothrikka P.; Macagno, Enzo O. (1976): Numerical Prediction of Thermal-Regime of Rivers. In: Journal of the Hydraulics Division 102 (3), S. 255–274.
- Paily, Poothrikka P.; Macagno, Enzo O.; Kennedy, John F. (1974): Winter-Regime Thermal Response of Heated Streams. In: Journal of the Hydraulics Division 100 (4), S. 531–551.
- Panofsky, Hans A.; Dutton, John A. (1984): Atmospheric Turbulence. Models and Methods for Engineering Applications. New York: Wiley.
- Panton, Ronald L. (1996): Incompressible Flow. 2. Aufl. New York: Wiley.
- Pardé, Maurice (1964): Fleuves et rivières. Paris: Colin.
- Parsheh, Mehran; Sotiropoulos, Fotis; Porté-Agel, Fernando (2010): Estimation of Power Spectra of Acoustic-Doppler Velocimetry Data Contaminated with Intermittent Spikes. In: Journal of Hydraulic Engineering 136 (6), S. 368–378.
- Parthier, Rainer (2022): Messtechnik. SI-Einheitensystem - Messergebnisse bewerten - elektrische Messtechnik anwenden. 10. Aufl. Wiesbaden: Springer.
- Patil, Ramachandra K.; Shende, B. W.; Prasanta, Gosh K. (1982): Designing a Helical-Coil Heat Exchanger. In: Chemical Engineering 89, S. 85–88.
- Paul, Joachim (1976): Wärmequellen - Die Anwendbarkeit verschiedener Wärmequellen für den Betrieb von Wärmepumpen - Versuch einer Systematik. Teil 1. In: Die Kälte und Klimatechnik (1), S. 4–8.
- Payne, Nicholas L.; Morley, Simon A.; Halsey, Lewis G.; Smith, James A.; Stuart-Smith, Rick; Waldock, Conor; Bates, Amanda E. (2021): Fish Heating Tolerance Scales Similarly across Individual Physiology and Populations. In: Communications Biology 4 (1), S. 264.
- Peer, Tim; Joyce, Lanny W. S. (2002): Lake-Source Cooling. In: ASHRAE Journal 44 (4), S. 37–39.
- Penman, Howard Latimer (1948): Natural Evaporation from Open Water, Bare Soil and Grass. In: Proceedings of the Royal Society of London. Series A: Mathematical and Physical Sciences 193 (1032), S. 120–145.
- Peterson, Allan W.; Bouthillier, Pat H.; Charbonneau, Art L.; Yaremko, Eugene K. (1981): River Intake Structures. In: Robert L. Sank und Carl W. Reh (Hg.): Pumping Station Design for the Practical Engineer. Pumping Station Design for the Practical Engineer. Bozeman, 31.08.-09.02.1981. Bozeman: Montana State University (3), S. 1173–1199.
- Pfenning, Robert (2012): Die Solar-Flex Pool Heizung. Information.

Pfitzner, Michael (2017): Wärme- und Stofftransport. Vorlesungsskriptum. Universität der Bundeswehr. München.

Piatka, David R.; Barth, Johannes A.C.; Wild, Romy; Geist, Jürgen; Kaule, Robin; Kaule, Lisa et al. (2022): Ein begehrter Treibstoff: Gelöster Sauerstoff in Gewässern. Ein altbekannter Indikatorwert für Wasserqualität auf Landschaftsskala in neuem Licht. In: KW Korrespondenz Wasserwirtschaft 15 (7), S. 416–421.

Pommer, E.-H. (1995): Synthetische organische Materialien. In: Holger Brill, Willem Anker und Eberhard Bock (Hg.): Mikrobielle Materialzerstörung und Materialschutz. Schädigungsmechanismen und Schutzmaßnahmen. Jena: Fischer, S. 111–150.

Pope, Stephen B. (2011): Turbulent Flows. 8. Aufl. Cambridge: Cambridge.

Pott, Richard; Remy, Dominique (2000): Gewässer des Binnenlandes. Stuttgart: Ulmer (Ökosysteme Mitteleuropas aus geobotanischer Sicht).

Power, Geoffrey; Brown, R. Stephen; Imhof, Jack G. (1999): Groundwater and Fish - Insights from Northern North America. In: Hydrological Processes 13 (3), S. 401–422.

Prandtl, Ludwig (1961): Über Flüssigkeitsbewegung bei sehr kleiner Reibung. Verhandlungen des III. Internationalen Mathematiker-Kongresses, Heidelberg 1904. In: Walter Tollmien, Hermann Schlichting, Henry Görtler und Fritz W. Riegels (Hg.): Ludwig Prandtl Gesammelte Abhandlungen. Zur angewandten Mechanik, Hydro- und Aerodynamik. Berlin: Springer.

Prats, Jordi; Val, Rafael; Dolz, Josep; Armengol, Joan (2012): Water Temperature Modeling in the Lower Ebro River (Spain). Heat Fluxes, Equilibrium Temperature, and Magnitude of Alteration Caused by Reservoirs and Thermal Effluent. In: Water Resources Research 48 (5).

Preece, Russell M.; Jones, Hugh A. (2002): The Effect of Keepit Dam on the Temperature Regime of the Namoi River, Australia. In: River Research and Applications 18 (4), S. 397–414.

Pugh, Simon J.; Hewitt, Geoffrey F.; Müller-Steinhagen, Hans M. (2005): Fouling During the Use of Seawater as Coolant. The Development of a User Guide. In: Heat Transfer Engineering 26 (1), 35-34.

Raphael, Jerome M. (1962): Prediction of Temperature in Rivers and Reservoirs. In: Journal of the Power Division 88 (2), S. 157–181.

Raptis, Catherine Elizabeth; van Vliet, Michelle T.H.; Pfister, Stephan (2016): Global Thermal Pollution of Rivers from Thermoelectric Power Plants. In: Environmental Research Letters 11 (10), S. 104011.

Raudkivi, Arved J. (1979): Hydrology. An Advanced Introduction to Hydrological Processes and Modelling. Oxford: Pergamon.

Razaz, Mahdi; Kawanisi, Kiyosi (2011): Signal Post-Processing for Acoustic Velocimeters: Detecting and Replacing Spikes. In: Measurement Science and Technology 22 (12), S. 125404.

Reay, David Anthony; Macmichael, Donald B. (1979): Heat Pumps. Oxford: Pergamon.

Reppich, Marcus; Babinec, František; Dohnal, Mirko (1993): Bestimmung des Foulingfaktors an Wärmeübertragungsflächen mit Hilfe einer Fuzzy-Wissensbasis. In: Forschung im Ingenieurwesen 59 (5), S. 97–101.

Richardson, Lewis Fry (1922): Weather Prediction by Numerical Process. Cambridge: Cambridge.

Richter, Dieter; Neubert, Werner; Klämt, Adelheid (1979): Temperatur und Wärmehaushalt des thermisch belasteten Stechlin- und Nehmitzsees. In: *Abhandlungen des meteorologischen Dienstes der Deutschen Demokratischen Republik* 16 (123), S. 5–40.

Rodi, Wolfgang (1993): *Turbulence Models and their Application in Hydraulics. A State-of-the-Art Review*. 3. Aufl. Rotterdam: Balkema (IAHR Monograph Series).

VGB-R 510 L (2016): *Rohrhalterungen. Teil 1: Planung, Konstruktion, Herstellung, Montage*.

Rombough, Peter J. (1988): Respiratory Gas Exchange, Aerobic Metabolism, and Effects of Hypoxia During Early Life. In: William Stewart Hoar und David J. Randall (Hg.): *The Physiology of Developing Fish - Eggs and Larvae*, Bd. 11: Elsevier (Fish Physiology, 11), S. 59–161.

Rose, John W. (2004): Heat-Transfer Coefficients, Wilson Plots and Accuracy of Thermal Measurements. In: *Experimental Thermal and Fluid Science* 28 (2-3), S. 77–86.

Rosenberry, Donald O.; Winter, Thomas C.; Buso, Donald C.; Likens, Gene E. (2007): Comparison of 15 Evaporation Methods Applied to a Small Mountain Lake in the Northeastern USA. In: *Journal of Hydrology* 340 (3-4), S. 149–166.

Rosenthal, Harald; Munro, Lorna A. (1985): Der aquatische Lebensraum. Umweltbedingungen in natürlichen Gewässern und Aquakulturanlagen. In: Ronald J. Roberts (Hg.): *Grundlagen der Fischpathologie. Mit einer Einführung in die Anatomie, Physiologie, Pathophysiologie u. Immunologie sowie in den aquatischen Lebensraum der Knochenfische*. Berlin: Parey, S. 1–22.

Rubio, Daniel; López-Galindo, Cristina; Casanueva, José F.; Nebot, Enrique (2014): Monitoring and Assessment of an Industrial Antifouling Treatment. Seasonal Effects and Influence of Water Velocity in an Open Once-Through Seawater Cooling System. In: *Applied Thermal Engineering* 67 (1-2), S. 378–387.

Rumpf, H.-G. (1977): Erfahrungen mit Wärmepumpen beim Wärmeentzug aus Fließgewässern. In: *VDI-Berichte* (282), S. 59–65.

Rusello, Peter J.; Lohrmann, Atle; Siegel, Eric; Maddux, Tim (2006): Improvements in Acoustic Doppler Velocimetry. In: Drexel University (Hg.): *Proceedings of the 7th International Conference on HydroScience and Engineering. ICHE 2006. 7th International Conference on HydroScience and Engineering. Philadelphia, 10.09.-13.09.2006. IAHR. Philadelphia, Pa.: Drexel*, S. 1–16.

Russ, Christel; Miara, Marek; Platt, Michael; Günther, Danny; Kramer, Thomas; Dittmer, Holger et al. (2010): *Feldmessung Wärmepumpen im Gebäudebestand. Kurzfassung zum Abschlussbericht*. Freiburg.

Sauberer, Franz; Ruttner, Franz (1941): *Die Strahlungsverhältnisse der Binnengewässer*. Leipzig: Becker & Erler.

Saunders, Paul; Moulin, Frédéric Yann; Eiff, Olivier; Rogerson, Mike; Pedley, Hugh Martyn (2014): Biofilms. In: Lynne E. Frostick, Robert E. Thomas, Matthew F. Johnson, Stephen P. Rice und Stuart J. McLelland (Hg.): *Users Guide to Ecohydraulic Modelling and Experimentation. Experience of the Ecohydraulic Research Team (PISCES) of the HYDRALAB Network*. Leiden: CRC Press/Balkema, S. 77–90.

Schaffner, Beatrice; Niederberger, Klemens (2017): *Programm «Thermische Netze». Nutzung von Oberflächengewässern für thermische Netze*. Ittigen.

Scheiman, James; Brooks, J. D. (1981): Comparison of Experimental and Theoretical Turbulence Reduction from Screens, Honeycomb, and Honeycomb-Screen Combinations. In: *Journal of Aircraft* 18 (8), S. 638–643.

Scheuerlein, Helmut (1984): *Die Wasserentnahme aus geschiebeführenden Flüssen*. Berlin: Ernst & Sohn.

Schibuola, Luigi; Scarpa, Massimiliano (2016): Experimental Analysis of the Performances of a Surface Water Source Heat Pump. In: *Energy and Buildings* 113, S. 182–188.

Schiller, Ludwig (1922): Die Entwicklung der laminaren Geschwindigkeitsverteilung und ihre Bedeutung für Zähigkeitsmessungen. In: *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik* (2), S. 96–106.

Schlichting, Hermann; Gersten, Klaus (2006): *Grenzschicht-Theorie*. 10. Aufl. Berlin: Springer.

Schmid, Martin; Gaudard, Adrien (2019): Potenzial des Walensees für Wärme- und Kältenutzung. Bericht im Auftrag des Amts für Wasser und Energie des Kantons St. Gallen. Hg. v. EA-WAG. Kastanienbaum.

Schmid, Thomas E.; Panne, Ulrich; Haisch, Christoph; Niessner, Reinhard (2003): Biofilm Monitoring by Photoacoustic Spectroscopy. In: *Water Science and Technology* 47 (5), S. 25–29.

Schmitt, Günter (2004): Der Korrosionsbegriff bei nichtmetallischen Werkstoffen. In: *Materials and Corrosion* 55 (5), S. 367–372.

Schmitz, Wolfgang (1955): Physiographische Aspekte der limnologischen Fließgewässertypen. In: *Archiv für Hydrobiologie Supplement* 22 (3), S. 510–523.

Schmitz, Wolfgang; Volkert, Erik (1959): Die Messung von Mitteltemperaturen auf reaktionskinetischer Grundlage mit dem Kreispolarimeter und ihre Anwendung in Klimatologie und Bioökologie, speziell in Forst- und Gewässerkunde. In: *Zeiss-Mitteilungen* 1, S. 300–337.

Schnell, Heinz (1988): Verschmutzung. In: Fritz Steimle und Karl Stephan (Hg.): *Wärmeaustauscher*. Berlin: Springer (Handbuch der Kältetechnik, 6), S. 394–410.

Schnell, Heinz; Slipcević, Boris (1990): *Wärmeaustauscher. Rohrbündel-Wärmeaustauscher; Grundlagen, Aufbau, Anwendung*. Ehningen: expert (273).

Scholt, Dieter (1981): Flußwärmetauscher für eine Wärmepumpenanlage. In: *Die Kälte und Klimatechnik* (5), S. 178–182.

Schön, Till (2023): Daten / WET, 2023. E-Mail an Steve Borchardt.

Schönborn, Wilfried; Risse-Buhl, Ute (2013): *Lehrbuch der Limnologie*. 2. Aufl. Stuttgart: Schweizerbart.

Schöne, Armin (1994): *Meßtechnik*. Berlin: Springer.

Schuckmann, Karina von; Palmer, Matthew D.; Trenberth, Kevin E.; Cazenave, Anny; Chambers, Don P.; Champollion, Nicolas et al. (2016): An Imperative to Monitor Earth's Energy Imbalance. In: *Nature Climate Change* 6 (2), S. 138–144.

Schütz, Albert (1988): Messmethoden zur Wärmeübertragung und Leistungsabnahme. In: Fritz Steimle und Karl Stephan (Hg.): *Wärmeaustauscher*. Berlin: Springer (Handbuch der Kältetechnik, 6), S. 411–434.

-
- Schütz, Thomas (Hg.) (2013): Hucho - Aerodynamik des Automobils. Strömungsmechanik, Wärmetechnik, Fahrdynamik, Komfort. 6. Aufl. (ATZ/MTZ-Fachbuch).
- Schwoerbel, Jürgen; Brendelberger, Heinz (2010): Einführung in die Limnologie. 9. Aufl. München: Elsevier.
- Seara, José Fernández; Uhía, Francisco José; Sieres, Jaime; Campo, Antonio (2005): Experimental Apparatus for Measuring Heat Transfer Coefficients by the Wilson Plot Method. In: European Journal of Physics 26 (3), N1-N11.
- Seara, José Fernández; Uhía, Francisco José; Sieres, Jaime; Campo, Antonio (2007): A General Review of the Wilson Plot Method and its Modifications to Determine Convection Coefficients in Heat Exchange Devices. In: Applied Thermal Engineering 27 (17-18), S. 2745–2757.
- Seifert, Hans-Jürgen (2020): Effizienter Betrieb von Wärmepumpenanlagen. Planungsfehler vermeiden – Probleme analysieren – Arbeitszahlen optimieren. 2. Aufl. Berlin: VDE.
- Sellers, William D. (1965): Physical Climatology. Chicago: The University of Chicago.
- Shah, Ramesh K. (1990): Assessment of Modified Wilson Plot Techniques for Obtaining Heat Exchanger Design Data. In: Gad Hetsroni (Hg.): Heat Transfer 1990. Proceedings of the Ninth International Heat Transfer Conference. International Heat Transfer Conference 9. Jerusalem, 19.8.-24.8.1990. 7 Bände. New York: Hemisphere Publishing (5), S. 51–56.
- Shuttleworth, James W. (1993): Evaporation. In: David R. Maidment (Hg.): Handbook of Hydrology. New York: McGraw-Hill, S. 1–53.
- Sieder, E. N.; Tate, Go E. (1936): Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes. In: Industrial & Engineering Chemistry 28 (12), S. 1429–1435.
- Sigloch, Herbert (2013): Strömungsmaschinen. Grundlagen und Anwendungen. 5. Aufl. München: Carl Hanser.
- Sigloch, Herbert (2014): Technische Fluidmechanik. 9. Aufl. Berlin: Springer.
- Sigloch, Herbert (2017): Technische Fluidmechanik. 10. Aufl. Berlin: Springer.
- Sinokrot, Bashar A.; Stefan, Heinz G. (1993): Stream Temperature Dynamics: Measurements and Modeling. In: Water Resources Research 29 (7), S. 2299–2312.
- Sinokrot, Bashar A.; Stefan, Heinz G. (1994): Stream Water-Temperature Sensitivity to Weather and Bed Parameters. In: Journal of Hydraulic Engineering 120 (6), S. 722–736.
- Sleicher, Charles A.; Rouse, Michael W. (1975): A Convenient Correlation for Heat Transfer to Constant and Variable Property Fluids in Turbulent Pipe Flow. In: International Journal of Heat and Mass Transfer 18 (5), S. 677–683.
- Smith, Keith; Lavis, M. E. (1975): Environmental Influences on the Temperature of a Small Upland Stream. In: Oikos 26 (2), S. 228–236.
- Sobotta, Stefan (Hg.) (2018): Praxis Wärmepumpe. Technik, Planung, Installation. DIN Deutsches Institut für Normung. 3. Aufl. Berlin: Beuth.
- Sommerhalder, Markus; Holzgang, Otto; Steiner, Reto; Fanger, Lorenz; Hess, Maurus (2021): Machbarkeitsstudie. Thermische Nutzung Bodensee und Rhein. Hg. v. Kanton Thurgau Departement für Inneres und Volkswirtschaft.

-
- Spitler, Jeffrey D.; Mitchell, Matt Sandy (2016): Surface Water Heat Pump Systems. In: *Advances in Ground-Source Heat Pump Systems*, S. 225–246.
- Sres, Anton; Nussbaumer, Beat (2014): *Weissbuch Fernwärme Schweiz – VFS Strategie. Langfristperspektiven für erneuerbare und energieeffiziente Nah- und Fernwärme in der Schweiz. Schlussbericht Phase 2: GIS-Analyse und Potentialstudie. 3. Aufl. Hg. v. Dr. Eicher+Pauli. VFS Verband Fernwärme Schweiz. Bern.*
- Sridhar, Venkataramana; Elliott, Ronald L. (2002): On the Development of a Simple Downwelling Longwave Radiation Scheme. In: *Agricultural and Forest Meteorology* 112 (3-4), S. 237–243.
- Sridhar, Venkataramana; Sansone, Amy L.; LaMarche, Jonathan; Dubin, Tony; Lettenmaier, Dennis P. (2004): Prediction of Stream Temperature in Forested Watersheds. In: *Journal of the American Water Resources Association* 40 (1), S. 197–213.
- Stauss, Thomas; Altendorf, Matthias; Berrie, Peter; Bjønnes, Hege; Jensen, Finn Bloch; Bonshab, Frank et al. (2003): *Durchfluss-Handbuch. Ein Leitfaden für die Praxis: Messtechniken - Anwendungen - Lösungen. 4. Aufl. Reinach: Endress+Hauser.*
- Stefan, Heinz G.; Chau, V. Nguyen (1976): River and Cooling Water Temperature Fluctuations. In: *Journal of the Hydraulics Division* 102 (11), S. 1613–1627.
- Stefan, Heinz G.; Dahlin, Warren Q.; Winterstein, Thomas; Fournier, P. (1986): Passive Screen Water Intake Design Studies. In: *Journal of Energy Engineering* 112 (2), S. 115–126.
- Stefan, Heinz G.; Preud'homme, Eric B. (1993): Stream Temperature Estimation from Air Temperature. In: *Journal of the American Water Resources Association* 29 (1), S. 27–45.
- Steffan, Christoph; Baikousis, Benedikt (2021): Flüsse und Seen sind Wärmespeicher, auch im Winter. Interview. In: *Wasserwirtschaft* (5), S. 69–70.
- Stein, Karoline (2019): *Langzeitsimulation der Wassertemperatur von Fließgewässern mit Berücksichtigung der Beschattungsdynamik durch Ufergehölze. Dissertation. Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Braunschweig. Abteilung Hydrologie, Wasserwirtschaft und Gewässerschutz am Leichtweiß-Institut für Wasserbau.*
- Steinlein, Helmut (1980): *Wasserwirtschaftliche Gesichtspunkte beim Einsatz von Wärmepumpen. Hg. v. DVWK (Wasserwirtschaftliche Forschung und Praxis. Statusseminar aus der Arbeit wasserwirtschaftlicher Institutionen in Bayern am 17. und 18. April 1980, 3).*
- Stelling, Eduard Reinhold (1882): Ueber die Abhängigkeit der Verdunstung des Wassers von seiner Temperatur und der Bewegung der Luft. Literaturbericht. In: *Zeitschrift der Österreichischen Gesellschaft für Meteorologie in Wien* 17 (372-373).
- Stephan, Karl (1959): Wärmeübergang und Druckabfall bei nicht ausgebildeter Laminarströmung in Rohren und in ebenen Spalten. In: *Chemie Ingenieur Technik* 31 (12), S. 773–778.
- Stillinger, Frank H. (1980): Water Revisited. In: *Science* 209 (4455), S. 451–457.
- Stoodley, Paul; Dodds, I.; Boyle, John D.; Lappin-Scott, Hilary (1999): Influence of Hydrodynamics and Nutrients on Biofilm Structure. In: *Journal of Applied Microbiology* 85, S. 19–28.
- Stull, Roland B. (1988): *An Introduction to Boundary Layer Meteorology. Dordrecht: Kluwer (Atmospheric Sciences Library, 13).*
- Sulzer Escher Wyss (1978): *Kältetechnik für Wärmepumpen. Lindau.*

-
- Sumner, John A. (1948): The Norwich Heat Pump. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 158 (1), S. 22–29.
- Surek, Dominik; Stempin, Silke (2014): Technische Strömungsmechanik. 2. Aufl. Wiesbaden: Springer.
- Svensson, Torbjörn; Sörman, Lars-Ove (1983): Pipe Heat Exchangers on Lake Bottoms. Results of Laboratory and Field Tests. In: Swedish Council for Building Research (Hg.). Proceedings. Appendix 2, Bd. 2. International Conference on Subsurface Heat Storage in Theory and Practice. Stockholm, 6.6.-8.6.1983. 3 Bände. Stockholm: Swedish Council for Building Research (3), S. 679–684.
- Swinbank, William Christopher (1963): Long-Wave Radiation from Clear Skies. In: Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society 89 (381), S. 339–348.
- Sychov, Arseniy; Kharchenko, Valeriy; Vasant, Pandian; Uzakov, G. (2018): Application of Various Computer Tools for the Optimization of the Heat Pump Heating Systems with Extraction of Low-Grade Heat from Surface Watercourses. In: Pandian Vasant (Hg.): Intelligent Computing and Optimization, Bd. 866. Unter Mitarbeit von Ivan Zelinka und Gerhard Wilhelm Weber. Cham: Springer (Advances in Intelligent Systems and Computing, v.866), S. 310–319.
- Szeitz, Andras Janos; Moore, Robert Daniel (2020): Predicting Evaporation from Mountain Streams. In: Hydrological Processes 34 (22), S. 4262–4279.
- Tan, Stephen Boon Kean; Shuy, Eng Ban; Chua, Lloyd Hock Chye (2007): Modelling Hourly and Daily Open-Water Evaporation Rates in Areas with an Equatorial Climate. In: Hydrological Processes 21 (4), S. 486–499.
- Tanaka, M.; Girard, G.; Davis, Richard; Peuto, Anna; Bignell, Noel (2001): Recommended Table for the Density of Water Between 0 °C and 40 °C Based on Recent Experimental Reports. In: Metrologia 38 (4), S. 301–309.
- Täubert, Ulrich (1974): Wasserwirtschaftliche Systemanalyse des Wärmehaushalts von Flüssen. Dissertation. Technische Hochschule Darmstadt, Darmstadt. Institut für Wasserbau und Wasserwirtschaft.
- Ter-Markariantz, N. E. (1957): Dependence of the Reflection Coefficient of Water on the Incident Light Wave Length. In: Trudy Glavnaja Geofizičeskaja Observatorija (Proceedings of the Main Geophysical Observatory) 68, S. 166–171.
- Tetens, Otto (1930): Über einige meteorologische Begriffe. In: Zeitschrift für Geophysik (6).
- VDI 4640-1 (2021): Thermische Nutzung des Untergrunds. Grundlagen, Genehmigungen, Umweltaspekte.
- Theurer, Fred D.; Voos, Kenneth A.; Miller, William J. (1984): Instream Water Temperature Model. Hg. v. U.S. Fish and Wildlife Service (Instream Flow Information Paper, 16).
- Tholen, Michael; Walker-Hertkorn, Simone (2008): Arbeitshilfen Geothermie. Grundlagen für oberflächennahe Erdwärmesondenbohrungen. Bonn: wvgw.
- Thomas, Robert E.; Schindfessel, Laurent.; McLelland, Stuart J.; Creëlle, Stephan.; Mulder, Tom de (2017): Bias in Mean Velocities and Noise in Variances and Covariances Measured using a Multistatic Acoustic Profiler: the Nortek Vectrino Profiler. In: Measurement Science and Technology 28 (7).

-
- Tietjens, Oskar (1970): Strömungslehre. Physikalische Grundlagen vom technischen Standpunkt. 2 Bände. Berlin: Springer (2).
- Tollmien, Walter; Schlichting, Hermann; Görtler, Henry; Riegels, Fritz W. (Hg.) (1961): Ludwig Prandtl Gesammelte Abhandlungen. Zur angewandten Mechanik, Hydro- und Aerodynamik. Berlin: Springer.
- Torgersen, Christian E.; Faux, Russell N.; McIntosh, Bruce A.; Poage, Nathan J.; Norton, Douglas J. (2001): Airborne Thermal Remote Sensing for Water Temperature Assessment in Rivers and Streams. In: Remote Sensing of Environment 76 (3), S. 386–398.
- Trabert, Wilhelm (1896): Neue Beobachtungen über die Verdampfungsgeschwindigkeit. In: Meteorologische Zeitschrift 13, S. 261–263.
- Trenberth, Kevin E.; Fasullo, John T.; Balmaseda, Magdalena A. (2014): Earth's Energy Imbalance. In: Journal of Climate 27 (9), S. 3129–3144.
- Truckenbrodt, Erich (1968): Strömungsmechanik. Grundlagen und technische Anwendungen. Berlin: Springer.
- Tsou, John L.; Melville, Bruce; Ettema, Robert; Nakato, Tatsuaki (1994): Review of Flow Problems at Water Intake Pump Sumps. In: Jack R. Maurer (Hg.): Heat Exchanger Technologies for the Global Environment. International Joint Power Generation Conference. Phoenix, Arizona, 2.-6.10.1994. New York: American Society of Mechanical Engineers (PWR, 25), S. 91–102.
- Uhía, Francisco José; Campo, Antonio; Fernández-Seara, José (2013): Uncertainty Analysis for Experimental Heat Transfer Data Obtained by the Wilson Plot Method: Application to Condensation on Horizontal Plain Tubes. In: Thermal Science 17 (2), S. 471–487.
- Uhlmann, Dietrich; Horn, Wolfgang (2001): Hydrobiologie der Binnengewässer. Ein Grundriss für Ingenieure und Naturwissenschaftler. Stuttgart: Ulmer (2206).
- van Bavel, C. H. M. (1966): Potential Evaporation: The Combination Concept and its Experimental Verification. In: Water Resources Research 2 (3), S. 455–467.
- van Rooyen, Elma; Christians, Marcel; Thome, John Richards (2012): Modified Wilson Plots for Enhanced Heat Transfer Experiments: Current Status and Future Perspectives. In: Heat Transfer Engineering 33 (4-5), S. 342–355.
- VDI (Hg.) (2013): VDI-Wärmeatlas. VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen. 11. Aufl. Berlin: Springer.
- AwSV 2020 (01.08.2017): Verordnung über Anlagen zum Umgang mit wassergefährdenden Stoffen. Fundstelle: 753-13-6. In: BGBl. I, S. 905.
- OGewV (20.06.2016): Verordnung zum Schutz der Oberflächengewässer. Oberflächengewässerverordnung. In: BGBl. (I), S. 1373.
- Viessmann (Hg.) (2011): Planungshandbuch Wärmepumpen. Allendorf (Eder).
- Völker, Jeanette; Naumann, Stephan; Arle, Jens; Baumgarten, Corinna; Blondzik, Katrin; Frauenstein, Jörg et al. (2022): Die Wasserrahmenrichtlinie – Gewässer in Deutschland 2021. Fortschritte und Herausforderungen. Hg. v. BMUV/UBA. Bonn.
- Wagner, Walter (2012): Rohrleitungstechnik. 11. Aufl. Würzburg: Vogel (Kamprath-Reihe).

-
- Wahl, Tony L. (2003): Discussion of “Despiking Acoustic Doppler Velocimeter Data” by Derek G. Goring and Vladimir I. Nikora. In: *Journal of Hydraulic Engineering* 129 (6), S. 484–487.
- Wanner, Oskar (2004): *Wärmerückgewinnung aus Abwassersystemen. Schlussbericht.* Hg. v. EAWAG. Dübendorf.
- Ward, James V. (1985): Thermal Characteristics of Running Waters. In: *Hydrobiologia* 125, S. 31–46.
- Ward, James V. (1989): The Four-Dimensional Nature of Lotic Ecosystems. In: *Journal of the North American Benthological Society* 8 (1), S. 2–8.
- Webb, Bruce W.; Hannah, David M.; Moore, R. Dan; Brown, Lee E.; Nobilis, Franz (2008): Recent Advances in Stream and River Temperature Research. In: *Hydrological Processes* 22 (7), S. 902–918.
- Webb, Bruce W.; Zhang, Y. (1997): Spatial and Seasonal Variability in the Components of the River Heat Budget. In: *Hydrological Processes* 11 (1), S. 79–101.
- Webb, Bruce W.; Zhang, Y.; Nobilis, Franz (1995): Scale-Related Water Temperature Behavior. In: Waite R. Osterkamp (Hg.): *Effects of Scale on Interpretation and Management of Sediment and Water Quality. Proceedings of an International Symposium Held. XXI Assembly of the International Union of Geodesy and Geophysics.* Boulder, CO. Wallingford: International Association of Hydrological Sciences (226), S. 231–239.
- Werner, Julius (1987): Ein neues schwimmendes Meßsystem zur automatischen Verdunstungsbestimmung an stehenden Gewässern. In: *Meteorologische Rundschau* 40, S. 12–19.
- Wesche, Wolfgang (2016): *Radiale Kreiselpumpen. Berechnung und Konstruktion der hydrodynamischen Komponenten.* 2. Aufl. Berlin: Springer Vieweg (VDI-Buch).
- Wetzel, Robert G. (2001): *Limnology. Lake and River Ecosystems.* 3. Aufl. San Diego: Academic Press.
- Wetzel, Robert G.; Likens, Gene E. (1979): *Limnological Analyses.* Philadelphia: Saunders.
- White, Frank M. (1991): *Viscous Fluid Flow.* 2. Aufl. New York: McGraw-Hill.
- Widmer, Peter (2014): Kissenplatten-Wärmetauscher in Wasserkraftwerken. In: *Wasserkraft & Energie* (4), S. 23–25.
- Wild, Martin; Folini, Doris; Hakuba, Maria Z.; Schär, Christoph; Seneviratne, Sonia I.; Kato, Seiji et al. (2015): The Energy Balance Over Land and Oceans. An Assessment Based on Direct Observations and CMIP5 Climate Models. In: *Climate Dynamics* 44 (11-12), S. 3393–3429.
- Wild, Martin; Hakuba, Maria Z.; Folini, Doris; Dörig-Ott, Patricia; Schär, Christoph; Kato, Seiji; Long, Charles N. (2019): The Cloud-Free Global Energy Balance and Inferred Cloud Radiative Effects: an Assessment Based on Direct Observations and Climate Models. In: *Climate Dynamics* 52 (7), S. 4787–4812.
- Wilson, E. E. (1915): A Basis for Rational Design of Heat Transfer Apparatus. In: *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers* 37, S. 47–70.
- Windisch, Herbert (2011): *Thermodynamik.* 4. Aufl. München: Oldenbourg.
- WMO (1966): *Measurement and Estimation of Evaporation and Evapotranspiration.* Hg. v. World Meteorological Organization (Technical Note, 83).

-
- WMO (2011): WMO Statement on the Status of the Global Climate in 2010. Hg. v. World Meteorological Organization. Genf (1074).
- WMO (2021): Guide to Meteorological Instruments and Methods of Observation. Volume I – Measurement of Meteorological Variables. Genf (WMO, 8).
- Wohlfahrt, Georg; Tomelleri, Enrico; Hammerle, Albin (2021): The Albedo-Climate Penalty of Hydropower Reservoirs. In: *Nature Energy* 6 (4), S. 372–377.
- Wossog, Günter (2005): FDBR Taschenbuch Rohrleitungstechnik. Planung und Berechnung. 2 Bände. Essen: Vulkan (Rohrleitungstechnik 2016, 1).
- Wossog, Günter (Hg.) (2014): Handbuch Rohrleitungsbau. Band II: Berechnung. 3. Aufl. Essen: Vulkan.
- Wossog, Günter (Hg.) (2016): Handbuch Rohrleitungsbau. Band I: Planung - Herstellung - Errichtung. 4. Aufl.
- Wu, Zhenjing; You, Shijun; Zhang, Huan; Zheng, Wandong (2020): Experimental Investigation on Heat Transfer Characteristics of Staggered Tube Bundle Heat Exchanger Immersed in Oscillating Flow. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 148, S. 119125.
- Wüest, Alfred (2012): Potential zur Wärmeenergienutzung aus dem Zürichsee. Machbarkeit. Kastanienbaum.
- Wunderlich, M. (1979): Auswirkungen des Wärmeentzugs auf die Güte von Oberflächengewässern. In: Wolf-Dieter Glatzel und Klaus-Dieter Heise (Hg.): *Wärmepumpen und Gewässerschutz. Ökologische Auswirkungen von Wärmepumpen mit Wärmeentzug aus Wasser*. Berlin: Erich Schmidt, S. 183–194.
- Xin, Zhuohang; Kinouchi, Tsuyoshi (2013): Analysis of Stream Temperature and Heat Budget in an Urban River under Strong Anthropogenic Influences. In: *Journal of Hydrology* 489, S. 16–25.
- Yen, Yin-Chao (1981): Review of the Thermal Properties of Snow, Ice and Sea Ice. Hanover, New Hampshire (CRREL Report, 81-10).
- Zechel, Martin (2024): Datensatz, 13.02.2024. E-Mail an Steve Borchardt.
- Zedel, Len; Hay, Alex (2011): Turbulence Measurements in a Jet. Comparing the Vectrino and Vectrino II. Hg. v. Judith Rizoli White. Institute of Electrical and Electronics Engineers; Oceanic Engineering Society. Monterey, California (Tenth Working Conference on Current Measurement Technology).
- Zepp, Harald (2011): *Geomorphologie. Eine Einführung*. 5. Aufl. Paderborn: Schöningh (Grundriß Allgemeine Geographie).
- Zheng, Guozhong; Jing, Youyin (2009): Thermodynamics Performance Study on Water Source Heat Pump in Variant Operating Condition. In: *Energy & Environment* 20 (4).
- Zheng, Wandong; Zhang, Huan; You, Shijun; Ye, Tianzhen (2016): The Thermal Characteristics of a Helical Coil Heat Exchanger for Seawater-source Heat Pump in Cold Winter. In: *Procedia Engineering* 146, S. 549–558.
- Zhou, Chaohui; Ni, Long; Lin, Zeri; Yao, Yang (2019): Investigation on Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Multi-Row Helically Coiled Tube Heat Exchanger for Surface Water-Source Heat Pump. In: *International Journal of Thermal Sciences* 145, S. 106049.

Zhou, Chaohui; Ni, Long; Yao, Yang (2018): Heat Transfer Analysis of Multi-Row Helically Coiled Tube Heat Exchangers for Surface Water-Source Heat Pump. In: *Energy* 163, S. 1032–1049.

Zhou, Chaohui; Zarrella, Angelo; Yao, Yang; Ni, Long (2022): Analysis of the Effect of Icing on the Thermal Behavior of Helical Coil Heat Exchangers in Surface Water Heat Pump Applications. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 183, S. 122074.

Zogg, Martin (2009): Wärmepumpen. Ausbildungsmodul Geothermie der Schweizerischen Vereinigung für Geothermie.

Zogg, Robert; Roth, Kurt; Brodrick, James (2008): Lake-Source District Cooling Systems. In: *ASHRAE Journal* 50 (55-56).

Zwieniecki, Maciej A.; Newton, Michael (1999): Influence of Streamside Cover and Stream Features on Temperature Trends in Forested Streams of Western Oregon. In: *Western Journal of Applied Forestry* 14 (2), S. 106–113.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Endenergieverbrauch von Wohngebäuden und Nichtwohngebäuden in Deutschland im Jahr 2021 nach Becker et al. (2022, 78).	1
Abbildung 2-1: Schematische Darstellung der turbulenten Energiekaskade.	6
Abbildung 2-2: Entwicklung der Strömungsgrenzschicht an einer ebenen Platte nach White (1991, 376) und nach Marek et al. (2019, 187).	8
Abbildung 2-3: Hydrodynamische Einlaufänge bis zum einem vollausgebildeten laminaren und turbulenten Geschwindigkeitsprofil (links) und thermische Einlaufänge bis zu einem ausgebildeten Temperaturprofil nach Marek et al. (2019, 189) und nach Truckenbrodt (1968, 193).	9
Abbildung 2-4: Schematische Darstellung der Ausbreitung eines Tauchstrahls nach Kraatz et al. (2015, 301).	12
Abbildung 2-5: Darstellung eines kreisrunden Tauchstrahls im begrenzten Raum nach Kraatz et al. (2015, 349).	13
Abbildung 2-6: Ausgleich räumlicher Abweichungen im Geschwindigkeitsprofil durch ein Sieb (links) und schematisches Siebraster mit Drahtdurchmesser s und Maschenweite w (rechts) nach Eckelmann (1997, 290).	15
Abbildung 2-7: Gängige Arten von Strömungsgleichrichtern nach Tollmien et al. (1961, 1313).	16
Abbildung 2-8: Bemessungshinweise für Wind- und Wasserkanäle (links) und für normierte Strömungsgleichrichter (mittig, rechts) nach DIN EN ISO 5167-1 (2004) und PTB TR G 13 (2015).	17
Abbildung 2-9: Geschwindigkeitsprofile in den Zonen eines Strahlenbündels nach Huesmann (1966b, 295).	18
Abbildung 2-10. Strömungsformen beim Durchströmen eines Loches in einer senkrecht angeströmten Platte mit: A scharfkantige Platte mit $s/d \ll 1$ und gekennzeichnet durch Austrittsstoßverluste B Kontraktionsverluste im Lochkanal und Austrittsstoßverluste C Strahlaufweitung, die sich am Austrittsquerschnitt anlegt und D Strahlaufweitung im Lochkanal, die zu Reibungsverlusten führt. Nach Huesmann (1966a, 877).	19
Abbildung 2-11: Saugseite einer Pumpe.	21
Abbildung 2-12: Klassifizierung von Wirbeln an der Wasseroberfläche nach Gülich (2013, 845).	23
Abbildung 2-13: Schematische Darstellung eines Rohrquerschnitts mit Kreisprofil (links), mit Rechteckprofil (mittig) und eines offenen Kanals (rechts) mit den jeweiligen charakteristischen Längen.	28
Abbildung 2-14: Verteilung der Strömungsgeschwindigkeit und der Fluidtemperatur nach El-Genk et al. (2017, 448).	33
Abbildung 2-15: Wärmedurchgang für eine ebene Wand bei turbulenter Außenströmung. ..	35
Abbildung 2-16: Wärmedurchgang durch eine verschmutzte, mehrschichtige Trennwand.	36

Abbildung 2-17: Abstrahierte Darstellung einer Gleichstromführung (links) und einer Gegenstromführung (rechts).	38
Abbildung 2-18: Abstrahierte Darstellung einer Kreuzstromführung.	38
Abbildung 2-19: Schematische Darstellung der Temperatur- und Strömungsverhältnisse in einem Wärmeübertrager. Die Grädigkeit repräsentiert die Temperaturdifferenz zwischen dem Vorlauf des Wärmeträgers und dem Eintritt des Fließgewässers. Die Temperaturspreizung beschreibt die Differenz zwischen den Ein- und Austrittstemperaturen. Die Pfeile illustrieren die Richtungen des Durchflusses und des Volumenstroms.	39
Abbildung 2-20: Auflagertypen mit ① Rollenstütze, ② gleitende Abstützung, ③ Pendelstütze und ④ Sattelgleitlager nach Giesecke et al. (2014, 317).....	40
Abbildung 2-21: Durchbiegung einer Rohrleitung durch das Eigengewicht nach Wagner (2012, 226).....	41
Abbildung 2-22: Schematische Darstellung einer schalenförmigen Rohraufgabe mit Umschließungswinkel (links) und Mindestlänge sowie Wegreserve (rechts).	42
Abbildung 2-23: Schematische Darstellung der Längenänderung eines einseitig fest eingespannten Biegeschenkels infolge einer Temperaturänderung nach Wagner (2012, 172).	44
Abbildung 2-24: Schematische Darstellung eines unsymmetrischen Umbogens mit beidseitigen Einspannfestpunkten nach Jürgensonn (1953, 127).	45
Abbildung 2-25: Typische Temperaturverläufe gängiger Umweltwärmequellen nach Baumgartner et al. (1993, 20) und Sulzer Escher Wyss (1978, 4).....	47
Abbildung 2-26: Verfügbarkeit und Effizienz der unterschiedlichen Wärmequellen nach Viessmann (2011, 38).	47
Abbildung 2-27: Kreisläufe einer thermischen Nutzung von Umweltwärme nach Sommerhalder et al. (2021, 9).	49
Abbildung 2-28: Stoffeigenschaften gängiger Wasser-Glykol-Gemische mit verschiedenen Glykolkonzentrationen.	50
Abbildung 2-29: Temperaturverlauf von der Umgebungswärme auf die Nutzwärme nach Kobel et al. (2020, 32).	52
Abbildung 2-30: Schematische Darstellung des Wärmepumpenprozesses nach Hamerak (2007, 39).....	53
Abbildung 2-31: Betriebsweisen einer Wärmepumpe mit Bivalenzpunkt (B) und Ausschaltpunkt (A) nach VDI 4650-1 (2019, 15).	54
Abbildung 2-32: Gemessene Jahresarbeitszahlen aufgeteilt nach dem Jahr der Feldstudie und Art der Umweltwärmequelle, basierend auf den Feldstudien nach Günther et al. (2020), Günther et al. (2014), Miara et al. (2011), Russ et al. (2010) und Erb et al. (2004). Die Kategorie Oberflächengewässer (OGW) bezieht sich auf Literaturangaben mit abweichenden Bilanzgrenzen. Die Zahlen in den Balken repräsentieren die Anlagenanzahl.	57
Abbildung 2-33: Leistungszahlen einer Wärmepumpe mit einem Gütegrad von 0,5 für verschiedene Austrittstemperaturen als Funktion der Gewässertemperatur nach Gaudard et al. (2017a, 6).	58

Abbildung 3-1: Anlagenschema für geschlossenes System mit Systemtrennung nach Bonin (2018, 25).	61
Abbildung 3-2: Gängige Wärmeübertrager für den Einsatz in Fließgewässern mit ① Plattenregister, ② Rohrspiralen, ③ Künettenabsorber, ④ thermisch aktivierte Spundwände und ⑤ Rohrschlangen.	63
Abbildung 3-3: Mögliche Entscheidungswege zur Verbesserung der technischen und ökonomischen Parameter von geschlossenen Systemen thermischer Oberflächengewässeranwendung nach Sychov et al. (2018, 312).	64
Abbildung 3-4: Anlagenschema für ein offenes System ohne Systemtrennung nach Bonin (2018, 24).	65
Abbildung 3-5: Notwendige Entnahmemenge aus dem Fließgewässer in l/min je kW Heizleistung der Wärmepumpe für verschiedene Temperaturspreizungen.	66
Abbildung 3-6: Gängige Wärmeübertrager (links: Plattenwärmeübertrager; rechts: Rohrbündelwärmeübertrager) in offenen Systemen nach Kavanaugh et al. (1997, 128). .	66
Abbildung 3-7: Schematische Darstellung eines offenen Systems mit einem ① nassen Pumpensumpf und ② trockenen Pumpensumpf nach Mitchell et al. (2013, 135).	67
Abbildung 3-8: Schematische Darstellung charakteristischer Temperaturfahnen bei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten nach Langford (1990, 52).	68
Abbildung 3-9: Anlagenschema für eine Uferfiltration nach Baumgartner et al. (1993, 21). .	69
Abbildung 3-10: Anlagenschema einer Direktverdampfung in historischen Anlagen nach Bonin (2018, 29).	69
Abbildung 3-11: Anlagenschema einer Direktverdampfung nach Gubsch et al. (2021).	70
Abbildung 3-12: Anzahl der Tage, an denen verschiedene Grenztemperaturen an 89 Messstationen in deutschen Fließgewässern über einen mittleren Zeitraum von 16 ±8 Jahren unterschritten wurden.	72
Abbildung 3-13: Prinzip einer Wasserstands-Durchfluss-Beziehung.	73
Abbildung 3-14: Zeitliche Änderung der Foulingschicht mit ① konstant, ② abnehmend, ③ abnehmend bis erliegend nach Krause (1986, 8).	75
Abbildung 3-15: Entwicklung des Foulingwiderstands zur akkumulierten Feststoffmenge im Wärmeübertragerrohr nach Rubio et al. (2014, 386).	76
Abbildung 3-16: Wachstum von Kieselalgen in Abhängigkeit der Wassertemperatur nach Butterwick et al. (2005, 295), die neben Cyanobakterien Biofilme als Primärproduzenten dominieren (Saunders et al. 2014, 79).	78
Abbildung 3-17: Entwicklungszyklus des Biofilms mit ① initiale reversible Ablagerung ② irreversible Ablagerung mit Pionierbesiedelung ③ Zellteilung ④ Reifung ⑤ Auflösung nach Molin et al. (2003, 256).	78
Abbildung 3-18: Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit auf den Foulingwiderstand mit abnehmender Wasserqualität von 1 nach 4 (rechts) und für verschiedene Foulingmechanismen (links) nach Pugh et al. (2005, 381–382).	81

Abbildung 4-1: Monatliche Koeffizienten für den Gewässerabfluss (blau), die Wassertemperatur (rot) und den Wärmeinhalt (gelb) für ein pluviales Regime (links) und ein nivales Regime (mittig) und die mittlere Beobachtungslänge der Messreihen für Abflüsse (blau) und Wassertemperaturen (rot).....	83
Abbildung 4-2: Wesentliche Faktoren, die die Hauptkomponenten des Temperaturregimes eines natürlichen Fließgewässers bestimmen nach Ward (1985, 32).	84
Abbildung 4-3: Temperaturbereiche der nächtlichen bzw. morgendliche Jahresmaxima in den biozönotischen Regionen nach Kromp-Kolb et al. (2003, 52).....	84
Abbildung 4-4: Schematische Einteilung der Fließgewässer in sommerwarm und sommerkalt.	85
Abbildung 4-5: Langjähriger Jahresgang der Wassertemperatur und der Tagesamplitude.....	86
Abbildung 4-6: Räumliche Änderung der Wassertemperatur mit zunehmender Entfernung vom Gewässerursprung und abnehmender Meereshöhe nach Eckel (1953, 44) in blau und Schmitz et al. (1959, 332) in grün.	87
Abbildung 4-7: Tagesmittel und Schwankungen der Wassertemperaturen im Längsverlauf nach Caissie (2006, 1391).	88
Abbildung 4-8: Die Entwicklung der Wassertemperaturen entlang der Ybbs und der Nebengewässer ist von lokalen Gegebenheiten beeinflusst nach Malicky (1978, 180).....	88
Abbildung 4-9: Schematische Darstellung von Wassermolekülen (links), wobei der Winkel zwischen den Wasserstoffatomen zum Sauerstoffatom $104,5^\circ$ beträgt, und flüchtigen Clusterstrukturen (rechts) nach Stillingner (1980, 451).	89
Abbildung 4-10: Spezifische Wärmekapazität (links, blau), Wärmeleitfähigkeit (links, grau), Dichte (rechts, blau) und volumetrische Wärmeausdehnung (rechts, grau) von Wasser und Eis nach Fukusako (1990), Heggen (1983), Kestin (1978), Chen et al. (1986), Yen (1981) sowie Bettin et al. (1990).....	89
Abbildung 4-11: Schematische Darstellung der notwendigen Energiezufuhr für die Zustandsänderung von Eis zu Wasser und von Wasser zu Dampf mit den entsprechenden Molekülstrukturen.	92
Abbildung 4-12: Schematische Darstellung der Wärmeströme, welche die Wassertemperatur steuern, und weiterer Komponenten des Wärmehaushalts nach Baes et al. (2020, 9) und Morin et al. (1990, 188).....	93
Abbildung 4-13: Prozesse für den Wärmeaustausch an der Wasser-Luft-Grenzfläche nach Kalinowska (2019, 599).	94
Abbildung 4-14: Schematische Darstellung der vereinfachten Wärmebilanzierung in einem Gewässerabschnitt nach Baumgartner (1965, 496).....	94
Abbildung 4-15: Schematische Darstellung der globalen Strahlungsbilanz in W/m^2 mit den Unsicherheitsbereichen nach (Loeb et al. 2018, 904). Durch das Energiegleichgewicht wird Wärme in den Ozeanen gespeichert (Trenberth et al. 2014, 3133). Dies ist der Antrieb, auf den die Erde noch nicht reagiert hat (Schuckmann et al. 2016, 139).....	96

Abbildung 4-16: Die Verfügbarkeit der solaren Strahlung an einem bestimmten Ort wird von der geografischen Breite und der Neigung der Erdachse vorgegeben nach Moss (2010, 55).	97
Abbildung 4-17: Schematische Darstellung des Strahlungshaushalts unterhalb der Wasseroberfläche nach Baumgartner et al. (1996, 151).....	100
Abbildung 4-18: Abhängigkeit der Albedo von der Sonnenhöhe und der Oberflächenbeschaffenheit nach Grishchenko (1959, 33) in Henderson-Sellers et al. (1982, 20). Die glatte Wasseroberfläche wurde nach Wetzels (2001, 51) mit der Fresnel-Gleichung angenähert, wobei der Brechungsindex 1,333 ist (Dirnham 1964, 153).	102
Abbildung 4-19: Die Lichttransmission im Wasser für verschiedene Wellenlängen nach Wetzels et al. (1979, 56).....	104
Abbildung 4-20: Molekularer Austausch (links) zwischen flüssigem Wasser und Wasserdampf nach Shuttleworth (1993, 3) Messungen an der Phasengrenze Wasser/Luft (rechts) mit Erwärmung des Wassers durch Kondensation (1), Abkühlung des Wassers durch Verdunstung (2) und Erwärmung der Luft durch Verdunstung (3) nach Häußler (1956) in Glaser (1977, 382).	105
Abbildung 4-21: Evaporationsrate für verschiedene Windkoeffizienten als Funktion der Windgeschwindigkeit.....	107
Abbildung 4-22: Gemessene Temperaturen in der Gewässersohle nach Sinokrot et al. (1993, 2303).....	109
Abbildung 4-23: Schematische Darstellung eines Gewässerabschnitts für stationäre Strömungsbedingungen.	111
Abbildung 4-24: Veränderung der Wassertemperatur mit der fließenden Welle gegen 16:00 Uhr im Gebiet Vey Meadows des Grande Ronde Fluss in Oregon über die Entfernung im Oberlauf mit reduzierter Beschattung und im schattigen, bewaldeten Unterlauf nach Boyd et al. (2003, 17).	113
Abbildung 4-25: Tagesverlauf der mittleren Wassertemperaturen und Lufttemperaturen für beschattete und unbeschattete Standorte in Ober Water in den Monaten Januar und Juli nach Broadmeadow et al. (2011, 231).	113
Abbildung 4-26: Schematische Darstellung der geometrischen Beziehungen und wirksamen Beschattung nach Boyd et al. (2003, 14). Der Sonnenstand ist hierin über den Höhenwinkel und den Azimut definiert.....	114
Abbildung 4-27: Einfluss der Gewässerbreite auf die solare Abschirmung nach Stein (2019, 27).	114
Abbildung 4-28: Sieben-Tages-Mittel der Luft- und Wassertemperaturen (n = 1.384) an der Wetschaft (Kapitel 5.8.2).....	116
Abbildung 4-29: Lineare Beziehung zwischen dem Sieben-Tagemittel der Gleichgewichtstemperatur und der Wassertemperatur nach Bogan et al. (2003, 4).	116
Abbildung 4-30: Exponentielle Temperaturentwicklung nach Temperaturstörungen zur natürlichen Gleichgewichtstemperatur nach Imboden et al. (1981, 8).	119

Abbildung 4-31: Schematische Darstellung des eindimensionalen Temperaturmodells nach Paily et al. (1976, 258).....	120
Abbildung 4-32: Nationaler und globaler Erwärmungstrend für den Zeitraum von 1881 bis 2022 (DWD 2023, 5), der langjährige Mittelwert ist für Deutschland 8,2 °C und global 14,0 °C (WMO 2011, 3).	122
Abbildung 4-33: Auswirkungen anthropogener Einflüsse auf die Wassertemperatur eines Fließgewässers im Sommer nach Hester et al. (2011, 577).	123
Abbildung 4-34: Schematische Darstellung der drei Phasen der Durchmischung einer Wärmeeinleitung (rot) in einem Fließgewässer: (A) Anfangsimpuls und Auftrieb bestimmen die Durchmischung im Nahbereich, (B) die turbulente Strömung bestimmt die weitere Durchmischung, (C) vollständige Durchmischung nach Fischer et al. (1979, 105).	123
Abbildung 4-35: Zusammenfluss der Donau (klares, warmes Wasser) und Inn (trübes, kaltes Wasser), trotz der erkennbaren Verwirbelungen hat noch keine vollständige Durchmischung stattgefunden. Quelle: Bing Maps (2011).....	124
Abbildung 4-36: Schematische Darstellung der wichtigsten Wärmeströme (Pfeile) und mögliche Auswirkungen thermischer Einleitungen in ein Fließgewässer (rot) nach Gaudard et al. (2017a, 41).	125
Abbildung 4-37: Maximales Sauerstoffdargebot (grau) in Fließgewässern und Löslichkeit von Sauerstoff nach Rosenthal et al. (1985, 6) (rot) in Abhängigkeit der Wassertemperatur. 125	
Abbildung 4-38: Schematische Darstellung der Entwicklungsstadien von Fischen.....	127
Abbildung 4-39: Temperaturpolygon (links) und Temperaturachse (rechts) mit den unteren und oberen thermischen Schwellenwerten sowie den restriktiveren Temperaturbereichen für Aktivität, Wachstum und Laichen nach Coutant (1999, 41) und Elliott (1994, 72).	128
Abbildung 5-1: Schematische Darstellung einer Mäanderanordnung (links) und Längsanordnung der Verdampferplatten mit zwei Kammern im Grundriss nach Marotz (1977a, 381).	129
Abbildung 5-2: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus nach Svensson et al. (1983, 681).....	130
Abbildung 5-3: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus nach Chiasson (1999, 66). 130	
Abbildung 5-4: Schematische Darstellung des Versuchsaufbau nach Büyükalaca et al. (2003, 162).....	131
Abbildung 5-5: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus nach Jung et al. (2014, 1331).	132
Abbildung 5-6: Schematischer Versuchsaufbau der Feldstudie zur Wärmeentnahme aus einer maritimen Umgebung nach Zheng et al. (2016, 553).....	132
Abbildung 5-7: Schematische Darstellung des mobilen Versuchsaufbaus nach Mitchell et al. (2018, 716).....	133
Abbildung 5-8: Schematischer Versuchsaufbau Mitchell et al. (2018, 716) und Hansen (2011, 60).....	134

Abbildung 5-9: Kleinmaßstäbliche Untersuchungen in der Laborrinne nach Brede (2018, 10).	134
Abbildung 5-10: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus nach Zhou et al. (2018, 1036).	135
Abbildung 5-11: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus nach Wu et al. (2020, 4).	136
Abbildung 5-12: Schematische Draufsicht des Versuchsaufbaus nach Koppmann (2021, 95).	137
Abbildung 5-13: Zusammenhang zwischen Strömungsquerschnitt und Strömungsgeschwindigkeit für $Q = 800 \text{ m}^3/\text{h}$	139
Abbildung 5-14: Langgestreckte Wasserkanäle mit rechteckigem Strömungsquerschnitt im wasserbaulichen Forschungslabor der Technischen Universität Darmstadt (Fachgebiet Wasserbau und Hydraulik, TU Darmstadt).	139
Abbildung 5-15: Windkanal Göttinger Bauart nach Blumrich et al. (2013, 835).	139
Abbildung 5-16: Schematischer Aufbau des Wasserkanals mit L/D-Anforderungen an Ein- und Auslaufstrecken (rot) für die Komponenten ① Kreiselpumpe, ② Durchflussmessung, ③ Klappe zum Abbau der Förderhöhe, ④ Strömungsvergleichmäßigung, ⑤ Beruhigungsstrecke, ⑥ Tauchstrahl mit Untersuchungsbereich, ⑦ Einlauftrumpete und ⑧ Pumpenzulauf.	140
Abbildung 5-17: Becken aus Hochwasserschutzwänden (links) und Bodenplatte aus Fertigteilplatten (rechts).	142
Abbildung 5-18: Idealisierter Modellausschnitt mit der simulierten Geschwindigkeitsverteilung im Wasserbecken (links) und Darstellung der Strömungsvektoren (rechts) als horizontale Schnittebene auf Rohrachsenhöhe für einen Durchfluss von $800 \text{ m}^3/\text{h}$, nach Borchardt et al. (2020).	143
Abbildung 5-19: Blick auf den Auslaufbereich mit der Pumpeneinhausung (links) und Drohnenaufnahme vom Wasserkreislauf (rechts).	144
Abbildung 5-20: Pumpenkennlinie mit Drehzahlregelung in min^{-1} (grau) und Anlagenkennlinie mit Drosselregelung unterschiedlicher Öffnungsgrade von 0 = 100 % bis 5 = 16,7 % (rot).	145
Abbildung 5-21: Kennlinie mit den Wirkungsgraden für verschiedene Drehzahlen in min^{-1} (grau) und mit den unterschiedlichen Öffnungsgraden der Drosselklappe von 0 = 100 % bis 5 = 16,7 % (rot). Auffällig ist ein Wirkungsgradoptimum bei einem Öffnungsgrad der Drosselklappe von 50 %.	146
Abbildung 5-22: Aus Messdaten abgeleitete Haltedruckhöhe der Anlage für verschiedene Drehzahlen (grau) und der vorgegebene erforderliche Haltedruckhöhe der Pumpe (rot) nach Allweiler (2017).	147
Abbildung 5-23: Blick in die Beruhigungskammer mit Lochblech entgegen der Strömungsrichtung (links) und mit Blick in Strömungsrichtung auf baugleiches Lochblech als Einlaufschutz für den Pumpenzulauf (rechts).	147
Abbildung 5-24: Messraster in Draufsicht (links) und mit Blick in Strömungsrichtung (rechts), jeweils mit dem Koordinatenursprung (rot).	148

Abbildung 5-25: Lokale Abweichung vom Mittelwert (links) und Turbulenzgrad (rechts) der u-Komponente in x-Richtung und horizontaler Ebene. Die dunklen Balken repräsentieren die Messwerte am Tauchstrahlaustritt mit eingebauten Lochblech, während die hellgrauen Balken die Messwerte im unverbauten Zustand zeigen.	150
Abbildung 5-26: Winkelabweichung mit Neigungswinkel (links) und Gierwinkel (rechts) der u-Komponente in x-Richtung und horizontaler Ebene. Die dunklen Balken repräsentieren die Messwerte am Tauchstrahlaustritt mit eingebauten Lochblech, während die hellgrauen Balken die Messwerte im unverbauten Zustand zeigen.	150
Abbildung 5-27: Quadrierte Geschwindigkeitsschwankungen der horizontalen Ebene für die Messwerte am Tauchstrahlaustritt mit eingebauten Lochblech (links) und die Messwerte im unverbauten Zustand (rechts). Die dunklen Balken repräsentieren die longitudinale Komponente in x-Richtung, die mittleren Balken die laterale Komponente in y-Richtung und die hellen Balken die normale Komponente in z-Richtung.	150
Abbildung 5-28: Leistungsdichtespektrum für die u-Komponente der gemessenen Strömungsgeschwindigkeit im unverbauten Zustand (hellgrau) und mit eingebauten Lochblech (dunkelgrau).	151
Abbildung 5-29: Verlauf der Wirkungsgradkurven der Pumpe für eine Drehzahlregelung ohne Lochblech (hellgrau) und mit eingebauten Lochblech (dunkelgrau) und Verlauf der Wirkungsgradkurven für eine Drosselregelung ohne Lochblech (orange) und mit eingebauten Lochblech (rot).....	152
Abbildung 5-30: Entwicklung des Tauchstrahls mit eingebauten Lochblechen entlang seiner Laufstrecke. Oben sind die vertikalen Geschwindigkeitsprofile in Bezug auf die Tauchstrahl- und Rohrachse (schwarze Strichpunktlinie) dargestellt, während unten die horizontalen Geschwindigkeitsprofile gezeigt werden. Die graue Strichlinie kennzeichnet die Innendurchmesser der Beruhigungskammer und Einlauftrumpete.	153
Abbildung 5-31: Schematische Darstellung des wärmetechnischen Kreislaufs.	154
Abbildung 5-32: Strangschema des wärmetechnischen Prüfstands.	155
Abbildung 5-33: Aufnahmen des innenliegenden wärmetechnischen Kreislaufs mit ① Wärmepumpe, ② Warmwasserspeicher, ③ Systemtrennung, ④ Pufferspeicher, ⑤ Umwälzpumpe, ⑥ Wanddurchführung und ⑦ Durchflussmessung.....	157
Abbildung 5-34: Ansicht des außenliegenden wärmetechnischen Kreislaufs mit Ⓐ Differenzdruckmessung, Ⓑ Vorlauftemperatur, Ⓒ Rücklauftemperatur, Ⓓ Wassertemperaturen im Wasserbecken, Ⓔ Füllstandsmessung und Ⓕ Durchflussmessung im Wasserkanal.	157
Abbildung 5-35: Ablaufdiagramm für die vorbereitenden Maßnahmen zur Versuchsdurchführung.....	158
Abbildung 5-36: Ansicht entgegen der Strömungsrichtung auf die ausgerichteten Prüfmuster, die mittels Spiralschläuchen an den Wärmeträgerkreis angeschlossen sind, während das Wasserbecken befüllt wird.....	159
Abbildung 5-37: Untersuchungen bei niedrigen Umgebungstemperaturen und mit gefrorener Wasserfläche. Im Hintergrund ist der außenliegende Lufttopf im Vorlaufstrang zu erkennen (links) und der innenliegende Lufttopf im Rücklaufstrang als Nahaufnahme (rechts). ...	160

Abbildung 5-38: Anlagenkennlinie verschiedener Prüfmuster mit Referenzvolumenstrom (rote Strichlinie).....	161
Abbildung 5-39: Ablaufdiagramm für die Messreihe zum inneren Wärmeübergang.	161
Abbildung 5-40: Temperaturspreizung als Funktion des Volumenstroms für vier verschiedene Grädigkeiten.....	162
Abbildung 5-41: Ablaufdiagramm für die Messreihe zum äußeren Wärmeübergang.	163
Abbildung 5-42: Temperaturspreizung für verschiedene Grädigkeiten und Volumenströme in Abhängigkeit von der Anströmgeschwindigkeit im Wasserbecken.....	164
Abbildung 5-43: Sequenzierung eines repräsentativen Datenbereichs für einen geänderten Volumenstrom während der Versuchsreihe zur Bewertung des inneren Wärmeübergangs.....	165
Abbildung 5-44: Die verschiedenen Ebenen der Datenverarbeitung mit den gemittelten Eingangsgrößen und den daraus abgeleiteten Kennwerten.	166
Abbildung 5-45: Schematische Darstellung des Berechnungsalgorithmus für die Ermittlung der Wärmedurchgangs- und Wärmeübergangskoeffizienten unter Nutzung des ϵ -NTU-Verfahrens und dimensionsloser Kennzahlen.....	166
Abbildung 5-46: Modifizierter Wilson-Plot nach Uhía et al. (2013, 474).	168
Abbildung 5-47: Zulässige Grenzabweichung der Messtemperatur von der Normkennlinie.	171
Abbildung 5-48: Aufbau eines Mantel-Widerstandstemperaturfühlers nach Nau (2008, 5).	172
Abbildung 5-49: Schematische Darstellung verschiedener Schaltungsarten für Widerstandstemperaturfühler (RTD) nach Schöne (1994, 47) und Nau (2007, 100).....	172
Abbildung 5-50: Schematische Darstellung einer Differenzdruckmessung (links) und einer Druckmessung relativ zum Atmosphärendruck nach Nitsche et al. (2006, 25) und Endress+Hauser (2021, 20).	173
Abbildung 5-51: Schematisches Prinzip einer magnetisch-induktiven Durchflussmessung nach Linnert et al. (2020, 33).	174
Abbildung 5-52: Potentialausgleich von metallischen, ungeerdeten Rohrleitungen über Erdungsklemmen (links) und von Kunststoffrohrleitungen über Erdungsscheiben (rechts) nach Endress+Hauser (2016, 29).....	175
Abbildung 5-53: Empfohlene Ein- und Auslaufstrecken zwischen magnetisch-induktiver Durchflussmessung und Armaturen oder Rohrbögen nach Endress+Hauser (2016, 37).	176
Abbildung 5-54: Funktionsprinzip des verwendeten Feld-ADVs (links) sowie dessen geometrische Konfiguration (mittig); bistatische Anordnung der Empfänger von unten betrachtet (rechts), nach Blanckaert et al. (2006, 5).	177
Abbildung 5-55: Schematische Darstellung der gemessenen momentanen Radialgeschwindigkeiten (links) und des korrespondierenden Phasenwinkeldiagramms (rechts). Der gültige Messbereich erstreckt sich von $-\pi$ bis π ($\pm 180^\circ$), der den tatsächlichen Phasenwinkel θ umfasst. Werte (roter Kreis) außerhalb dieses Bereichs werden als aliasverzerrter Phasenwinkel fehlinterpretiert, nach Muste (2017, 56).	181

Abbildung 5-56: Zeitreihe mit Ausreißern in einer hochturbulenten Messumgebung mit Luftertrag vor und nach der Anwendung der Phasenraum-Schwellenwertmethode. Vor der Ausreißerkorrektur weisen die Rohdaten einen Mittelwert von $0,26 \pm 0,62$ m/s auf; nach der Korrektur von $0,26 \pm 0,32$ m/s, nach Borchardt et al. (2023b, 6).	181
Abbildung 5-57: Poincaré-Abbildung der Phasenraum-Schwellenwertmethode für die Geschwindigkeitskomponente u , der ersten Ableitung Δu und zweiten Ableitung $\Delta^2 u$	182
Abbildung 5-58: Zulässige Grenzabweichungen mit kalibrierten Messwerten für die magnetisch-induktive Durchflussmessung im Wärmeträgerkreis (DN25) und im Wasserkanal (DN300).	186
Abbildung 5-59: Streudiagramm (links) mit den zulässigen Gesamtunsicherheiten ($n = 531$) der gemessenen Entzugsleistungen im Wärmeträgerkreis, wobei die rote Ausgleichskurve mit steigender Leistung gegen eine untere Grenze von 2,6 % konvergiert. Boxplot (rechts) der zulässigen Unsicherheiten, der eine rechtsschiefe Verteilung mit einem Median von 6,9 % und einem durchschnittlichen Wert von 11,7 % aufzeigt.	187
Abbildung 5-60: Darstellung des Wärmedurchgangskoeffizienten in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl für verschiedene Grädigkeiten. Die rote Ausgleichskurve repräsentiert das gewichtete Mittel der Einzelergebnisse, während die darum liegenden Toleranzbereiche die gewichteten Unsicherheiten anzeigen.	188
Abbildung 5-61: Sensitivitätsanalyse zu den äußeren Einflüssen auf den Wärmeträgerkreis, Messzeitraum über 33 h vom 31.08. bis 01.09. mit $n = 119.220$ Messwerten und teils direkter solarer Einstrahlung. Die Wassertemperaturen im Wärmeträgerkreis und im Pufferspeicher entsprechen der Befülltemperatur.	189
Abbildung 5-62: Schematische Darstellung des Dewargefäßes zur Validierung der Temperaturfühler.	190
Abbildung 5-63: Boxplot der vier Messreihen für die Temperaturfühlerpaare CH1-CH2 (links) und CH3-CH2 (rechts) mit einem Interquartilsabstand IQR von 50 % und einer Antennenlänge von 1,5-IQR. Die Lage des arithmetischen Mittels ist als Kreuz eingetragen.	191
Abbildung 5-64: Thermische Ansprechzeit als exponentielle Antwort auf einen positiven (links) und negativen (rechts) Temperatursprung und für drei verschiedene Zeitkonstanten τ	191
Abbildung 5-65: Abweichungen von der mittleren Wassertemperatur in den Versuchsreihen zum äußeren Wärmeübergang (links) und inneren Wärmeübergang (rechts).	193
Abbildung 5-66: Schematische Darstellung ausgewählter Prüfmuster.	194
Abbildung 5-67: Leistungscharakteristiken verschiedener Prüfmuster bei variierenden Betriebsparametern: Die Diagramme zeigen die Abhängigkeit der spezifischen Entzugsleistung (oben links), der Effektivität (oben rechts), der Anzahl der Wärmeübertragungseinheiten (NTU, unten links) und des Wärmedurchgangskoeffizienten (unten rechts) vom Volumenstrom, Wärmekapazitätsstrom und der Reynolds-Zahl.	195
Abbildung 5-68: Relative Zunahme des Wärmedurchgangs in Abhängigkeit von der Anströmgeschwindigkeit für verschiedene Prüfmuster.	196
Abbildung 5-69: Relative Änderung des Wärmedurchgangs verschiedener Prüfmuster bei variierenden Anströmgeschwindigkeiten. Die graue Ausgleichskurve repräsentiert die	

mittlere Änderung als Funktion der Anströmgeschwindigkeit, während die rote Summenkurve die kumulative Änderung über das Geschwindigkeitsspektrum veranschaulicht.....	197
Abbildung 5-70: Lokale Abkühlung des Fließgewässers in Abhängigkeit von der Entzugsleistung bei einer Anströmgeschwindigkeit von 0,1 m/s (links) und Einfluss der Anströmgeschwindigkeit auf die lokale Abkühlung am Wärmeübertrager (rechts).	198
Abbildung 5-71: Zeitlicher Verlauf der Ablagerungen auf den wärmeübertragenden Flächen.	199
Abbildung 5-72: Langzeitstudie mit Prüfmuster im leeren Prüfstand (links) und Nahaufnahme der Ablagerungen auf den wärmeübertragenden Flächen nach 120 Tagen (rechts). Die Aufnahmen sind nach den Messungen zum äußeren Wärmeübergang entstanden.....	200
Abbildung 5-73: Abgelagerte Schwebstoffe auf dem Prüfmuster mit verfärbtem Wasser. Die Aufnahme ist nach den Messungen zum inneren Wärmeübergang entstanden (Borchardt et al. 2023a, 22).	200
Abbildung 5-74: Relative Änderung des Wärmedurchgangskoeffizienten in Abhängigkeit von der Anströmgeschwindigkeit. Die durchgezogene Linie beschreibt den unverschmutzten Einbauzustand, während die gestrichelte Linie den Zustand nach der Exposition (63 und 51 Tage) darstellt.	201
Abbildung 5-75: Validierung des Prüfverfahrens.	203
Abbildung 5-76: Draufsicht des schematischen Versuchsaufbaus in der Laborrinne.....	204
Abbildung 5-77: Strangschema für die Vorversuche.....	204
Abbildung 5-78: Effektivität der Wärmeübertragung als Funktion des Volumenstroms (links) und Wärmeleitwert in Abhängigkeit vom Wärmekapazitätsstrom (rechts) für den Vorversuch (dunkelblau) und für die Untersuchungen im Prüfstand (weiß). Beide Diagramme enthalten Ausgleichskurven sowie die Grenzabweichungen.	206
Abbildung 5-79: Vergleich des Wärmedurchgangskoeffizienten in Abhängigkeit von der Anströmgeschwindigkeit zwischen den Messungen im Vorversuch (dunkelblau) und im Prüfstand (weiß) mit der Grenzabweichung.....	206
Abbildung 5-80: Turbulenzgrad als Funktion der Anströmgeschwindigkeit im Prüfstand. Die weißen Datenpunkte repräsentieren die gemessenen Turbulenzgrade bei verschiedenen Betriebspunkten im Prüfstand. Ein dunkelblauer Datenpunkt zeigt den Turbulenzgrad bei einer Anströmgeschwindigkeit von 0,46 m/s während der Vorversuche.....	207
Abbildung 5-81: Die verschiedenen Regime für den Beobachtungszeitraum von 2019 bis 2023 (n = 48 Monate).	208
Abbildung 5-82: Blick in Strömungsrichtung auf den Mühlkanal (1) mit dem beheizten Wohngebäude (2) (links) und Blick auf das Krafthaus (3) sowie das unbeheizte Mühlhaus (4) (rechts).....	209
Abbildung 5-83: Ganglinie und Dauerlinie (links) sowie Häufigkeitsverteilung des Wärmeverbrauchs (rechts) für den Untersuchungszeitraum von 48 Monaten.	209
Abbildung 5-84: Blick entgegen der Strömungsrichtung auf das Stahltragwerk mit den eingetauchten Wärmeübertragern im unterwasserseitigen Mühlkanal.	210

Abbildung 5-85: Strangschema der installierten Wärmepumpenanlage.....	211
Abbildung 5-86: Effektivität (links) und Wärmedurchgang (rechts) als Funktion des Volumenstroms mit stabilisierten Bedingungen im Betriebsbereich (n= 241.249). Der rote Datenpunkt repräsentiert den Vergleichswert aus den Prüfstandsmessungen.	212
Abbildung 5-87: Vergleich der Effektivität zwischen den Felddaten (grau) und den Prüfstandsdaten (rot) als Funktion der Péclet-Zahl. Die rote Volllinie stellt die Ausgleichskurve basierend auf den Prüfstandsdaten dar. Die roten Strichlinien repräsentieren die obere und untere Grenzabweichung der Prüfstandsdaten.....	212
Abbildung 5-88: Gemessene monatliche (dunkelblau) und jährliche (rot) Jahresarbeitszahlen mit Schwankungsbereich (n=45 Monate).....	213

Tabellenverzeichnis

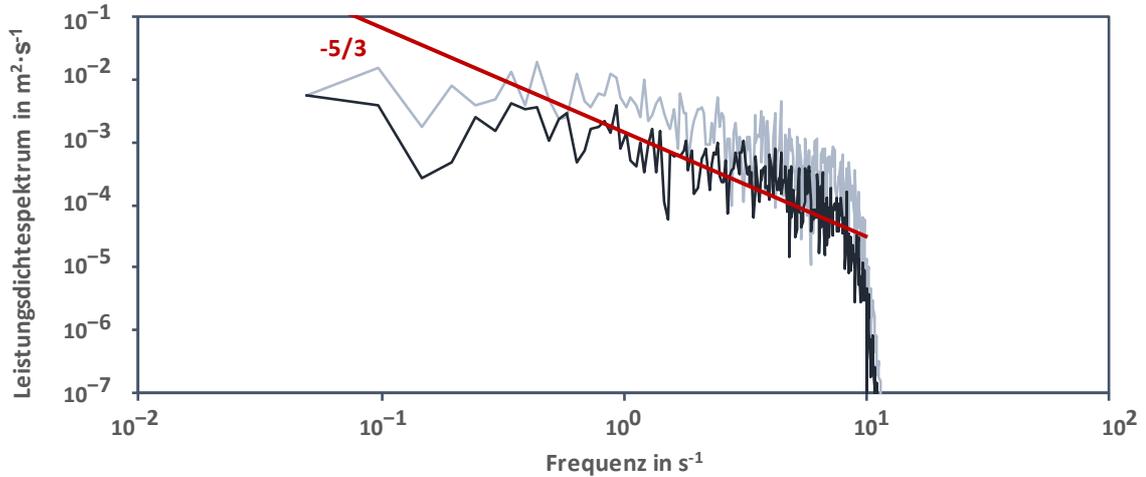
Tabelle 2-1: Empirische Gleichungen für die hydrodynamische Einlauflänge von Rohrströmungen.....	11
Tabelle 2-2: Empirische Gleichungen für Mindestüberdeckungshöhe.....	23
Tabelle 2-3: Wärmeleitfähigkeiten für gängige Stoffe bei 0 °C nach VDI (2013).....	26
Tabelle 2-4: Empirische Näherungsgleichungen für mittlere Nußelt-Zahlen in geraden Rohren und Kanälen.....	32
Tabelle 2-5: Empirische Näherungsgleichungen für mittlere Nußelt-Zahlen in gekrümmten Rohren und Kanälen.	34
Tabelle 2-6: Mindestlängen der Rohrauflage für Kunststoffrohre nach Richtlinie DVS 2210-1 (1997).	42
Tabelle 2-7: Ausgewählte mittlere lineare Wärmeausdehnungskoeffizienten nach Richtlinie DVS 2210-1 (1997, 7) und Herz (2014, 17).....	43
Tabelle 2-8: Anforderungen an Umweltwärmequelle nach Baumann et al. (2007, 32), Cube et al. (1984, 54), Kirn (1983, 4), Rumpf (1977, 59) und Paul (1976, 6).	46
Tabelle 2-9: Vergleich von Umweltwärmequellen für Wärmepumpensysteme. Grundwasser nach Seifert (2020, 55), Günther et al. (2014, 93) und Hamerak (2007, 45); Erdwärme nach Bonin (2018, 12), Günther et al. (2014, 83) und Ochsner (2007, 47); Außenluft nach Bonin (2018, 16), Günther et al. (2014, 66) und Viessmann (2011, 37).....	48
Tabelle 2-10: Gebräuchliche Frostschutzmittel für Wärmeträgermedien nach VDI 4640-1 (2021, 30).....	51
Tabelle 2-11: Höchstwerte der Gütegrade moderner Wärmepumpen einschließlich aller Hilfsantriebe von der Wärmequelle bis zum Wärmeverteilungssystem.	57
Tabelle 3-1: Eigenschaften und Anforderungen an Fließgewässer als Umweltwärmequelle nach Gaudard (2017a, 26), Zogg et al. (2008, 56), ASHRAE (1992, 8.4) und Kirn (1983, 6); ¹ gegenüber anderen Umweltwärmequellen.	59
Tabelle 3-2: Temperaturanforderungen an Abwärme-Einleitungsstellen mit Zuordnung zu Fischgemeinschaften zur Erreichung des guten ökologischen Zustands bzw. Potentials. Abkürzungen: ff/tempff = Gewässer sind fischfrei oder temporär fischfrei; Sa-ER = salmonidengeprägte Gewässer des Epirhithrals; Sa-MR = salmonidengeprägte Gewässer des Metarhithrals; Sa-HR = salmonidengeprägte Gewässer des Hyporhithrals; Cyp-R = cyprinidengeprägte Gewässer des Rhithrals; EP = Gewässer des Epipotamals; MP = Gewässer des Metapotamals; HP = Gewässer des Hypopotamals (OGewV, BGBl. I 2016, 1415).....	71
Tabelle 3-3: Richtwerte für den Wärmedurchgang für verschiedene Zustände und Umgebungen nach Kavanaugh et al. (2014, 145) und Chenoweth (1990, 92).....	74
Tabelle 3-4: Entwicklung der Foulingwiderstände für verschiedene Bedingungen nach Bai et al. (2014, 894)	79
Tabelle 3-5: Gemessene Wärmeübergangswiderstände und Wärmedurchgangskoeffizienten von wärmeübertragenden Oberflächen mit Biofilmen für verschiedene Jahreszeiten nach Rubio et al. (2014, 384).	81

Tabelle 4-1: Temperaturobergrenzen der biozönotischen Regionen nach Kromp-Kolb et al. (2003, 54).....	84
Tabelle 4-2: Einteilung der Temperaturregime nach den Temperaturmaxima nach Schwoerbel et al. (2010, 41) und nach LAWA (2013, 51).....	85
Tabelle 4-3: Richtwerte für den longitudinalen Temperaturanstieg.....	87
Tabelle 4-4: Empirische Gleichungen für die Temperaturkorrektur der spezifischen Wärmekapazität von Wasser.....	90
Tabelle 4-5: Empirische Gleichungen für die Temperaturkorrektur der Viskosität von Wasser.....	90
Tabelle 4-6: Empirische Gleichungen für die Temperaturkorrektur der Wärmeleitfähigkeit von Wasser.....	91
Tabelle 4-7: Empirische Gleichungen für die Temperaturkorrektur der Dichte von Wasser... ..	91
Tabelle 4-8: Strahlungsströme an der Wasseroberfläche nach Täubert (1974, 48).....	95
Tabelle 4-9: Empfohlene Literaturwerte zur Albedo in verschiedenen Wärmehaushaltsstudien von Fließgewässern.....	97
Tabelle 4-10: Empirische Gleichungen für den atmosphärische Emissionsgrad. Bei fehlenden Daten zur Bewölkung werden die empirischen Gleichungen für alle Bewölkungsbedingungen verwendet.....	99
Tabelle 4-11: Empirische Koeffizienten zur Ermittlung des Sättigungsdampfdruckes.....	100
Tabelle 4-12: Jahresgang der Tagesmittel der Albedo in 1 für die Donau bei Wien nach Dirmhirn (1964, 133) und für unterschiedliche Breitengrade nach Cogley (1979, 779).....	101
Tabelle 4-13: Korrekturfaktor für raue Wasseroberflächen nach Ter-Markariantz (1957, 171) in Abhängigkeit des Einfallswinkels nach Kondratyev (2010, 437) mit Einfallswinkel $i = 90^\circ - h \odot$, wobei $h \odot$ der Sonnenstand ist.....	101
Tabelle 4-14: Attenuationskoeffizienten und Sichttiefen für natürliche Oberflächengewässer nach Moss (2010, 60) und Pott et al. (2000, 55).....	103
Tabelle 4-15: Strahlungsdurchlässigkeit der kurz- und langwelligen Solarstrahlung nach Sauberer et al. (1941, 65) für vier natürliche Seen.....	103
Tabelle 4-16: Empirische Gleichungen für den Sättigungsdampfdruck an der Wasseroberfläche.....	106
Tabelle 4-17: Zusammenfassung der Literatur, die Windfunktionen für Gewässer unterschiedlicher Größe beschreibt.....	107
Tabelle 4-18: Anthropogen Quellen für thermische Verschmutzungen nach Gaudard et al. (2018b, 2). Räumliche Wirkung mit \odot : punktuell, \approx : diffus; Richtung der Änderung mit \uparrow : Erwärmung, \downarrow : Abkühlung; Ausmaß der Temperaturänderung mit \blacktriangleleft : $\leq 3^\circ\text{C}$, \rightarrow : $\leq 6^\circ\text{C}$ und \blacktriangleright : $\leq 12^\circ\text{C}$	121
Tabelle 5-1: Entwurfsparameter für Strömungsqualität und Anlagendesign nach Batill et al. (1989, 48).....	138
Tabelle 5-2: Mögliche Ursachen für Messabweichungen im Prüfstand nach Kamke (2014, 17) und Mühl (2020, 22).....	184

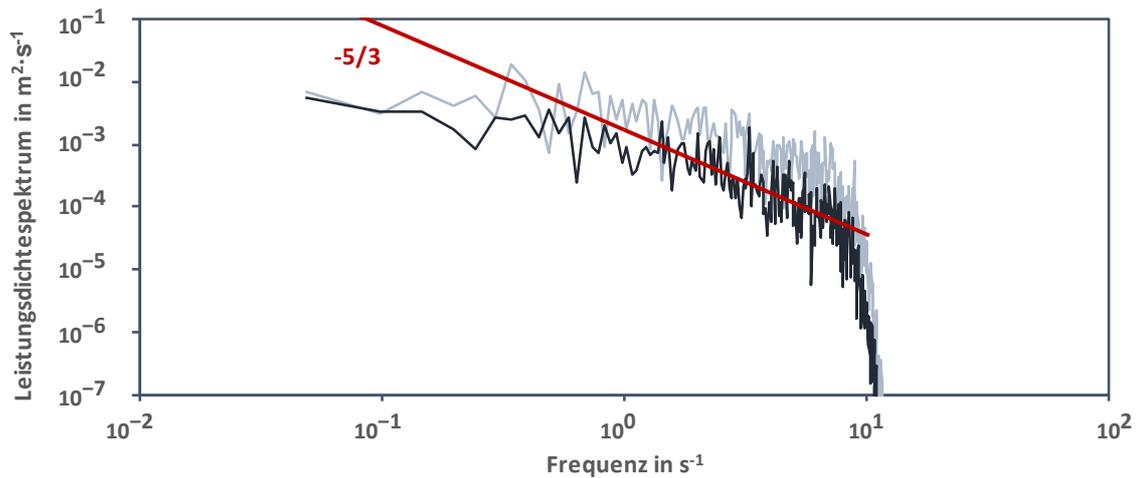
Tabelle 5-3: Zuordnung der Pt100-Temperaturfühler zu den entsprechenden Kanälen des A/D-Wandlers.....	190
Tabelle 5-4: Gemessene Foulingwiderstände.....	201
Tabelle 5-5: Anpassungen am wärmetechnischen Kreislauf mit den Erkenntnissen aus den Vorversuchen.....	205
Tabelle 5-6: Vergleichsparameter zur Strömungsqualität in der Laborrinne ($Q = 652 \text{ l/s}$) und im Prüfstand ($Q = 133 \text{ l/s}$; $Q = 220 \text{ l/s}$). Der lokale Turbulenzgrad ist auf eine Anströmgeschwindigkeit von $0,5 \text{ m/s}$ bezogen. Die weiteren Parameter gelten in der Laborrinne für eine Anströmgeschwindigkeit von $0,5 \text{ m/s}$ und im Prüfstand für $0,8 \text{ m/s}$. Die ADV-Daten wurden in der Laborrinne punktuell $0,49 \text{ m}$ vor den Prüfmustern erhoben, im Prüfstand $0,18 \text{ m}$ Entfernung vom Tauchstrahlaustritt.....	207
Tabelle 5-7: Bewertungsparameter für das Temperaturregime nach Kapitel 4.2.....	208
Tabelle 5-8: Technische Merkmale der Komponenten für das Monitoring der Wärmepumpenanlage.....	210

A. Anhang

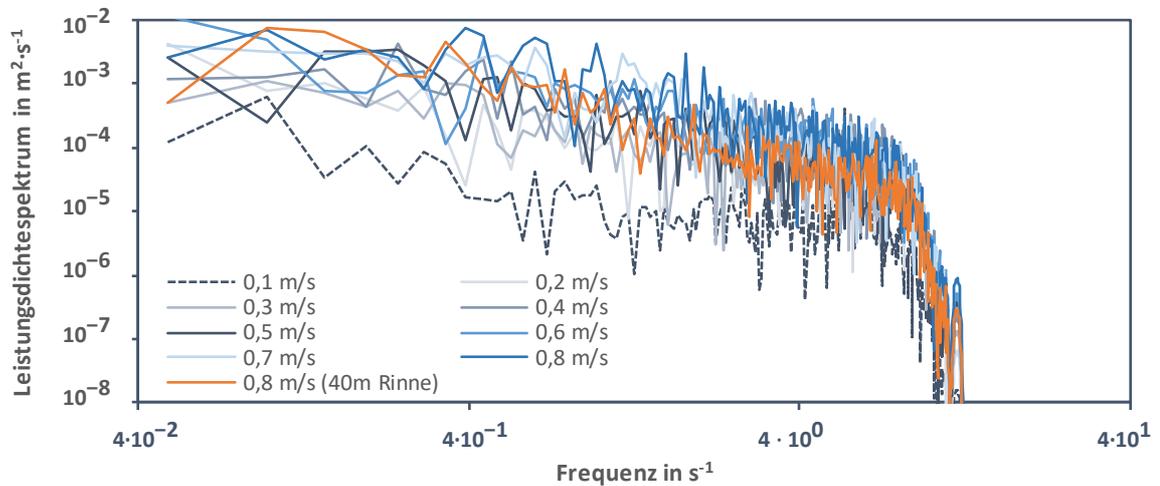
A.1. Leistungsdichtespektrum



Anhang A-1: Leistungsdichtespektrum für die v-Komponente der gemessenen Strömungsgeschwindigkeiten am Tauchstrahlaustritt im unverbauten Zustand (hellgrau) und mit eingebauten Lochblech (dunkelgrau).



Anhang A-2: Leistungsdichtespektrum für die w-Komponente der gemessenen Strömungsgeschwindigkeiten am Tauchstrahlaustritt im unverbauten Zustand (hellgrau) und mit eingebauten Lochblech (dunkelgrau).

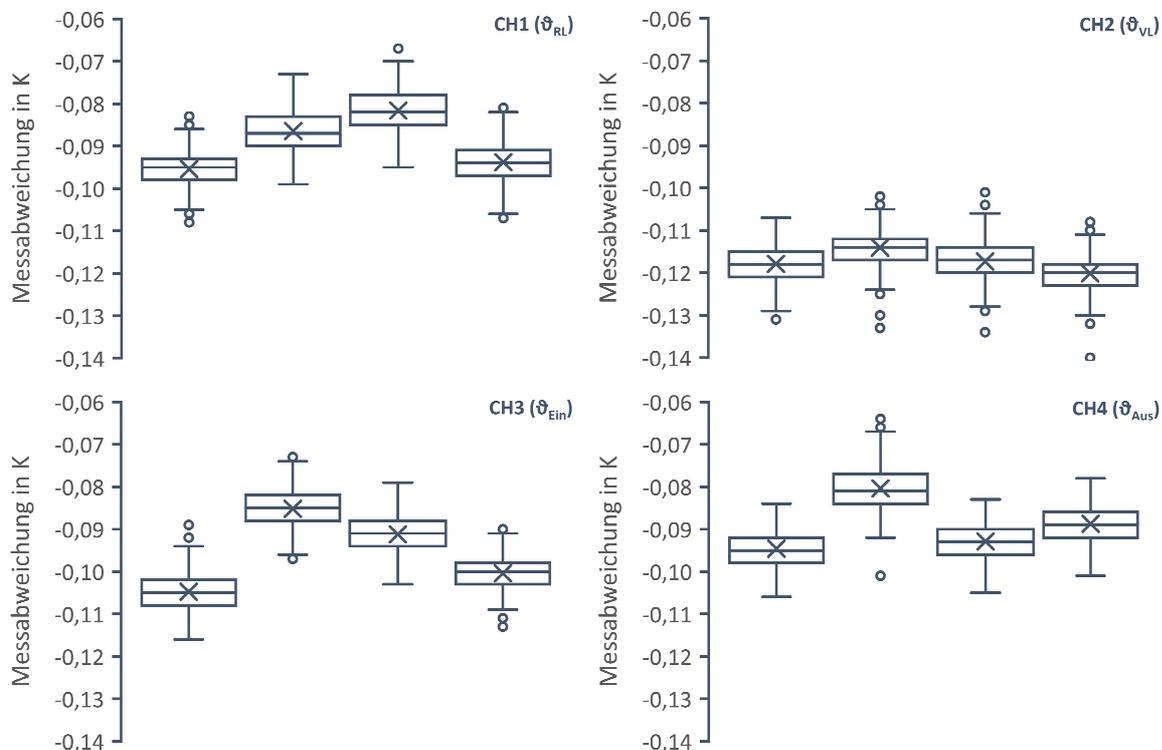


Anhang A-3: Leistungsdichtespektrum der u-Komponente für verschiedene Anströmgeschwindigkeiten im Prüfbcken (grau, blau) und für die Vorversuche in der Laborrinne (orange).

A.2. Messabweichungen der Temperaturmesskette

Parameter	CH1	CH2	CH3	CH4	CH1-2	CH3-4	CH3-2	CH4-1
Mittelwert \bar{x}	-0,09	-0,12	-0,10	-0,09	0,03	-0,01	0,02	0,00
Median x_{50}	-0,09	-0,12	-0,10	-0,09	0,03	-0,01	0,02	0,00
Mittelwert der Messreihe 1 \bar{x}_1	-0,10	-0,12	-0,10	-0,09	0,02	-0,01	0,01	0,00
Mittelwert der Messreihe 2 \bar{x}_2	-0,09	-0,11	-0,09	-0,08	0,03	0,00	0,03	0,01
Mittelwert der Messreihe 3 \bar{x}_3	-0,08	-0,12	-0,09	-0,09	0,04	0,00	0,03	-0,01
Mittelwert der Messreihe 4 \bar{x}_4	-0,09	-0,12	-0,10	-0,09	0,03	-0,01	0,02	0,01
Maximaler Messwert x_{\max}	-0,07	-0,10	-0,07	-0,06	0,06	0,02	0,05	0,03
Maximaler Messwert x_{\min}	-0,11	-0,14	-0,12	-0,11	0,00	-0,03	0,00	-0,03
Spannweite R	0,04	0,04	0,04	0,04	0,06	0,05	0,06	0,06
empirische Standardabweichung σ_{SD}	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01

Anhang A-4: Statistische Auswertung der Messabweichungen in den Temperaturmessketten. Isoliert für die einzelnen Temperaturfühler CH1 (Rücklauf), CH2 (Vorlauf), CH3 (gewässerseitiger Eintritt) und CH4 (gewässerseitiger Austritt) sowie für verschiedene Kombinationen von Temperaturfühlerpaaren.



Anhang A-5: Boxplots der vier Messreihen für den Temperaturfühler CH1 im Rücklauf (oben links), CH2 im Vorlauf (oben rechts), CH3 am gewässerseitigen Eintritt (unten links) und CH4 am gewässerseitigen Austritt (unten rechts). Die dargestellten Messabweichungen repräsentieren die Nullpunktabweichungen zum Eis-Wasser-Gemisch.

A.3. Komponenten und Messtechnik

Prüfbecken mit Wasserkreislauf

Gesamtlänge:	≈ 11,5 m
lichte Länge Prüfbecken:	≈ 4,9 m
lichte Breite Prüfbecken:	≈ 2,87 ± 0,45 m
Durchmesser Untersuchungsbe-	≈ 0,60 m
Durchfluss:	0 bis ≈ 222 l/s
Normalwassertiefe:	≈ 1,80 m



Anhang A-6: Leistungsmerkmale des wärmeströmungstechnischen Prüfstands.

Kreiselpumpe Allweiler NIM 250-250

Baujahr:	1994
Bauform:	Inline (fluchtend)
Ausführung:	marine Kühlwasserpumpe
Pumpentyp	Trockenläufer
Selbstansaugend	nein
NPSH:	≈ 1,80 m
Nennförderstrom:	800 m ³ /h
Mindestfördermenge:	80 m ³ /h
Nennförderhöhe:	12 m
Nennzahl:	1.450 min ⁻¹
Nennweite Saugseite:	350 mm
Nennweite Druckseite:	300 mm



Anhang A-7: Leistungsmerkmale des Wasserkreislaufs.

Junkers Bosch Supraeco STM 60-1

Betrieb:	Sole/Wasser
Heizleistung:	≈ 5,8 kW
Kälteleistung:	≈ 4,48 kW
elektrische Leistungsaufnahme:	≈ 1,32 kW



Anhang A-8: Leistungsmerkmale der Wärmepumpe.

Grundfoss Magna3 25-60

Nenn Durchmesser:	25 mm
Regelungsart:	konstante Kennlinie in % n_{max}
maximale Förderhöhe:	≈ 0,6 bar
maximaler Förderstrom:	≈ 9 m ³ /h



Anhang A-9: Leistungsmerkmale des Wärmeträgerkreises.

Endress+Hauser Promag W400

Nenn Durchmesser:	25 mm
maximaler Volumenstrom:	18 m ³ /h
Messabweichung:	0,5 % vom Messwert ±1 mm
Bereich des Stromausgangs:	4 ... 20 mA
Abweichung des Stromausgangs:	±5 µA
Wiederholbarkeit:	±0,1 % vom Messwert ±0,5 mm/s
Messabweichung:	0,5 % vom Messwert ±1 mm
Temperatureinfluss:	±0,005 % vom Messwert/K



Anhang A-10: Leistungsmerkmale der magnetisch-induktiven Durchflussmessung.

Jumo Einschraub-Widerstandsthermometer 902050

Messeinsatz:	Pt100 in Vierleiterschaltung
Einbaulänge:	37 mm
Toleranzklasse:	AA
Messabweichung gemäß Toleranzklasse:	±0,1 K (bei 0 °C)
auftretende Messabweichung im Vorlauf:	-0,089 K (bei 0 °C)
auftretende Messabweichung im Rücklauf:	-0,117 K (bei 0 °C)



Anhang A-11: Leistungsmerkmale der thermoresistiven Temperaturmessung im Wärmeträgerkreis.

Jumo Mantel-Widerstandsthermometer 902210

Messeinsatz:	Pt100 in Vierleiterschaltung
Einbaulänge:	500 mm
Toleranzklasse:	AA
Messabweichung gemäß Toleranzklasse:	±0,1 K (bei 0 °C)
Nullpunktabweichung im Vorlauf:	-0,095 K (bei 0 °C)
Nullpunktabweichung im Rücklauf:	-0,089 K (bei 0 °C)



Anhang A-12 Leistungsmerkmale der thermoresistiven Temperaturmessung im Prüfbecken.

Omega PT-104A

Temperaturauflösung:	0,001 °C
differentielle Eingangsspannung:	±2,5 V
maximale Linearitätsabweichung:	±20 ppm
maximales RMS-Rauschen mit Fil-	±0,01 °C
maximale Abweichung:	±0,01 °C
Konvertierungszeit pro Kanal:	0,72 s
Temperaturkoeffizient des Referenzwiderstands:	5 ppm/°C



Anhang A-13: Leistungsmerkmale des A/D-Wandlers für die Wandlung von Temperatursignalen.

Hottinger Baldwin PD1

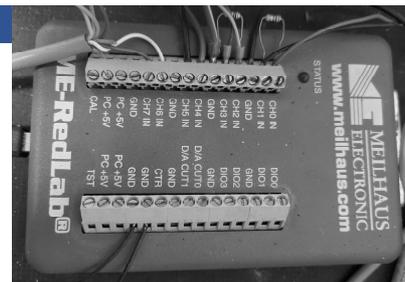
Messbereich:	±1 bar
Wiederholbarkeit:	±1 %/K vom Messbereich
Linearitätsfehler:	±1 %/K vom Messbereich v.B.
Temperatureinfluss:	±0,02 %/K



Anhang A-14: Leistungsmerkmale der induktiven Differenzdruckmessung.

Meilhaus RedLab 1008

differentielle Auflösung	12 Bit
differentielle Eingangsspannung	±2 V
maximale integrale Linearitätsabweichung	±1 LSB
maximale differentielle Linearitätsabweichung	±0,5 LSB
maximale Abweichung im differentiellen Modus	±14,1 LSB



Anhang A-15: Leistungsmerkmale des A/D-Wandlers für die Wandlung von Durchfluss- und Drucksignalen.

A.4. Legende Strangschema

	Vorlauf Heizung Rücklauf Prüfmuster		Rückschlagventil		Luftabscheider
	Rücklauf Heizung Vorlauf Prüfmuster		Absperrhahn		Automatischer Entlüfter
	Sole		Absperrhahn in Eckform		Ausdehnungsgefäß
	Warmwasser		3-Wege-Hahn		Luftsammelgefäß
	Frischwasser		Absperrschieber		Pumpe
	Wasserkreislauf Wärmequelle		Kappenventil		Wärmeübertrager
	Elektrische Verdrahtung		Kugelhahn mit Filter		Wärmequellen- anlage
	ein- & ausgehende Flüsse		Kugelhahn mit Messstutzen		Radiator
	Umkehrbare Flüsse		Drosselklappe		Stromtrennung Messstutzen
	Strömungsrichtung		Schlauch		Stromzusammen- führung
	Luftabscheider		Konfusor / Diffusor		Messaufnehmer
	Automatischer Entlüfter		Wasserspiegel		Ultraschall
	Ausdehnungsgefäß		Lochsieb		einstellbarer Widerstand
	Luftsammelgefäß		Volumenstrom- messung		Analog/Digital- Messwandler
	Pumpe		Thermometer		Messverstärker
	Wärmeübertrager		Manometer (analog)		Ausgabegerät
	Wärmequellen- anlage		Temperatur (analog)		
	Radiator		Differenzdruck		
	Stromtrennung Messstutzen		Füllstand		
	Stromzusammen- führung		Durchfluss		

Anhang A-16: Legende zu den Strangschemaschemata in der vorliegenden Arbeit.

A.5. Fehlerfortpflanzung

Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz

$$\sigma_{\Delta T_{m,\log}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \Delta T_{m,\log}}{\partial \Delta T_{max}}\right)^2 \cdot \sigma_{\Delta T_{max}}^2 + \left(\frac{\partial \Delta T_{m,\log}}{\partial \Delta T_{min}}\right)^2 \cdot \sigma_{\Delta T_{min}}^2}$$

mit:

$$\frac{\partial \Delta T_{m,\log}}{\partial \Delta T_{max}} = \frac{\ln\left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}\right) \cdot \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\Delta T_{max}}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}\right)^2};$$

$$\frac{\partial \Delta T_{m,\log}}{\partial \Delta T_{min}} = \frac{\frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\Delta T_{min}} \cdot \ln\left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}\right)}{\ln\left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}\right)^2}$$

$$\sigma_{\Delta T_{max}} = \sqrt{\sigma_{\vartheta_{VL}}^2 + \sigma_{\vartheta_{Ein}}^2};$$

$$\sigma_{\Delta T_{min}} = \sqrt{\sigma_{\vartheta_{RL}}^2 + \sigma_{\vartheta_{Aus}}^2}$$

Entzugsleistung

$$\sigma_{\dot{Q}_{th}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}_{th}}{\partial \vartheta_{RL}}\right)^2 \cdot \sigma_{\vartheta_{RL}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{th}}{\partial \vartheta_{VL}}\right)^2 \cdot \sigma_{\vartheta_{VL}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{th}}{\partial \dot{V}}\right)^2 \cdot \sigma_{\dot{V}}^2}$$

mit:

$$\frac{\partial \dot{Q}_{th}}{\partial \vartheta_{RL}} = c_p \cdot \rho \cdot \dot{V};$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{th}}{\partial \vartheta_{VL}} = -c_p \cdot \rho \cdot \dot{V}$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{th}}{\partial \dot{V}} = (\vartheta_{RL} - \vartheta_{VL}) \cdot c_p \cdot \rho$$

Wärmeübertragereffektivität

$$\sigma_{\epsilon} = \sqrt{\left(\frac{\partial \epsilon}{\partial \vartheta_{RL}}\right)^2 \cdot \sigma_{\vartheta_{RL}}^2 + \left(\frac{\partial \epsilon}{\partial \vartheta_{VL}}\right)^2 \cdot \sigma_{\vartheta_{VL}}^2 + \left(\frac{\partial \epsilon}{\partial \vartheta_{Ein}}\right)^2 \cdot \sigma_{\vartheta_{Ein}}^2}$$

mit:

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial \vartheta_{RL}} = \frac{1}{\vartheta_{Ein} - \vartheta_{VL}};$$

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial \vartheta_{VL}} = \frac{-\vartheta_{RL} + \vartheta_{Ein}}{(\vartheta_{Ein} - \vartheta_{VL})^2}$$

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial \vartheta_{Ein}} = \frac{\vartheta_{VL} - \vartheta_{RL}}{(\vartheta_{Ein} - \vartheta_{VL})^2}$$

Wärmeübertragungseinheiten

$$\sigma_{NTU} = \left| \frac{\partial NTU}{\partial \epsilon} \right| \cdot \sigma_{\epsilon} = \frac{\sigma_{\epsilon}}{1 - \epsilon}$$

Wärmedurchgangskoeffizient mit ϵ -NTU-Methode

$$\sigma_k = \sqrt{\left(\frac{\partial(k \cdot A)}{\partial NTU}\right)^2 \cdot \sigma_{NTU}^2 + \left(\frac{\partial(k \cdot A)}{\partial \dot{V}}\right)^2 \cdot \sigma_{\dot{V}}^2}$$

mit:

$$\frac{\partial(k \cdot A)}{\partial NTU} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p;$$

$$\frac{\partial(k \cdot A)}{\partial \dot{V}} = NTU \cdot \rho \cdot c_p$$

Wärmedurchgangskoeffizient mit mittlerer logarithmischer Temperaturdifferenz

$$\sigma_k = \sqrt{\left(\frac{\partial(k \cdot A)}{\partial \dot{Q}_{th}}\right)^2 \cdot \sigma_{\dot{Q}_{th}}^2 + \left(\frac{\partial(k \cdot A)}{\partial \Delta T_{m,\log}}\right)^2 \cdot \sigma_{\Delta T_{m,\log}}^2}$$

mit:

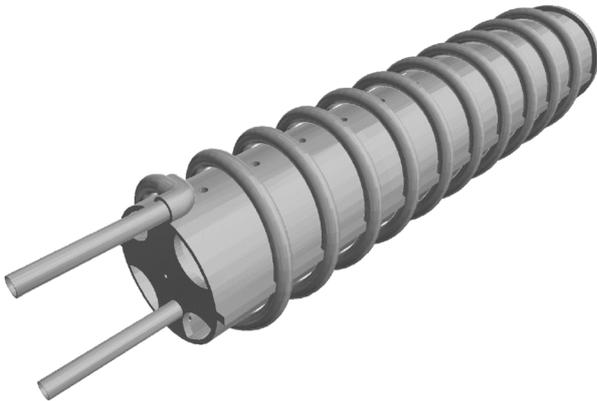
$$\frac{\partial(k \cdot A)}{\partial \dot{Q}_{th}} = \frac{1}{\Delta T_{m,\log}};$$

$$\frac{\partial(k \cdot A)}{\partial \Delta T_{m,\log}} = -\frac{\dot{Q}_{th}}{\Delta T_{m,\log}^2}$$

Anhang A-17: Unsicherheitsanalyse mit Fehlerfortpflanzung für Wärmeübertragerparameter.

A.6. Prüfmuster

A.6.1. Vertikale Wärmesonde

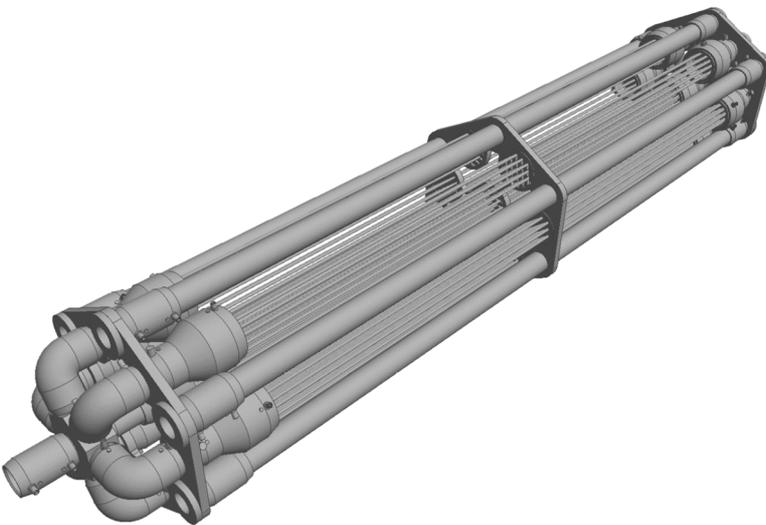


Anhang A-18: Schematische Darstellung des Prüfmusters nach Blau (2018).

Hersteller	FRANK GmbH
Material	PE100
Wärmeleitfähigkeit bei 20 °C in W/m·K	0,44
Länge Medienrohr in m	10,32
Innendurchmesser in mm	20,4
Außendurchmesser in mm	25,0
Wärmeübertragungsfläche in m ²	0,81

Anhang A-19: Technische Daten zu dem Prüfmuster nach Blau (2018).

A.6.2. Rohrbündel

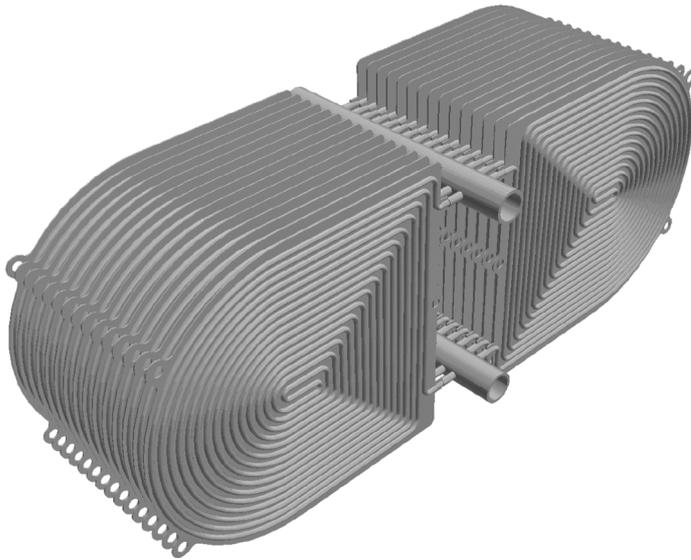


Anhang A-20: Schematische Darstellung des Prüfmusters nach Schön (2023).

Hersteller	FRANK GmbH
Material	PEHD
Wärmeleitfähigkeit bei 20 °C in W/m·K	0,44
Außenmaße der Stirnfläche in mm	550 x 490
Länge Medienrohr in m	2,0
Innendurchmesser in mm	6,0
Außendurchmesser in mm	8,0
Wärmeübertragungsfläche in m ²	6,7
Anzahl der Stränge	133

Anhang A-21: Technische Daten zu dem Prüfmuster nach Schön (2023).

A.6.3. Twinsheet (Doppelplatten-Verfahren)



Anhang A-22: Schematische Darstellung des Prüfmusters Typ 2 nach Blau (2019).

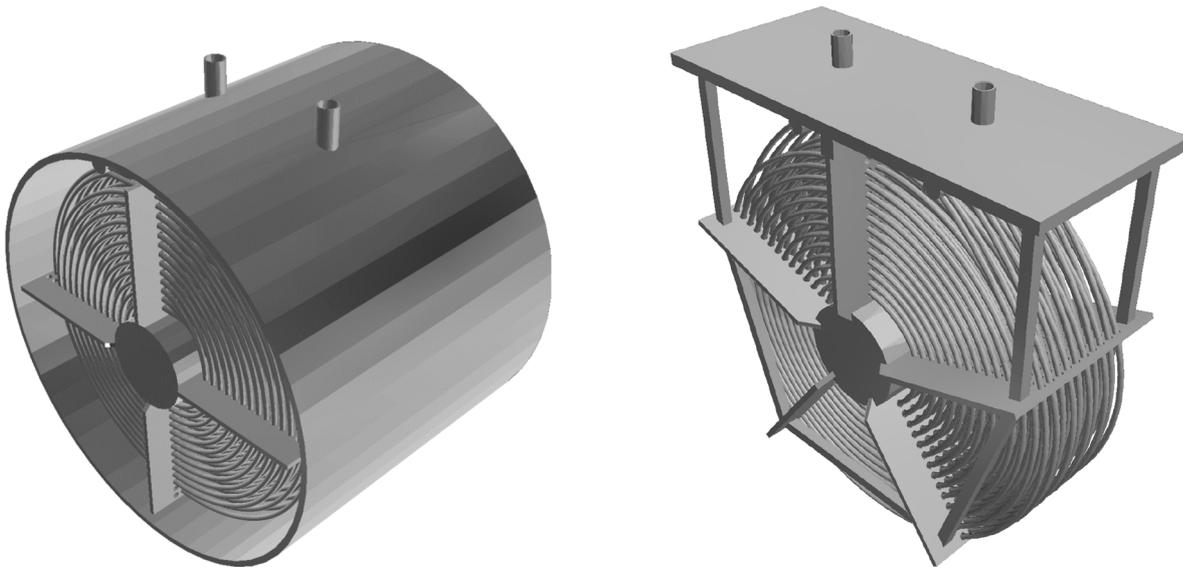
Hersteller	FRANK GmbH
Material	PEHD
Wärmeleitfähigkeit bei 20 °C in W/m·K	0,44
Abmessungen einer Einzelplatte in mm	500 x 450
Länge Medienrohr in m	13,58
Innendurchmesser in mm	7,3
Außendurchmesser in mm	8,5
Wärmeübertragungsfläche in m ²	3,30
Anzahl der Platten	10

Anhang A-23: Technische Daten zu dem Prüfmuster Typ 1 nach Blau (2019).

Hersteller	FRANK GmbH
Material	PEHD
Wärmeleitfähigkeit bei 20 °C in W/m·K	0,44
Abmessungen einer Einzelplatte in mm	500 x 450
Länge Medienrohr in m	13,58
Innendurchmesser in mm	7,3
Außendurchmesser in mm	8,5
Wärmeübertragungsfläche in m ²	9,91
Anzahl der Platten	30

Anhang A-24: Technische Daten zu dem Prüfmuster Typ 2 nach Blau (2019).

A.6.4. Spiralmuster



Anhang A-25: Schematische Darstellung des Prüfmuster Typ 1 (rechts) und Typ 2 (links) nach Blau (2019).

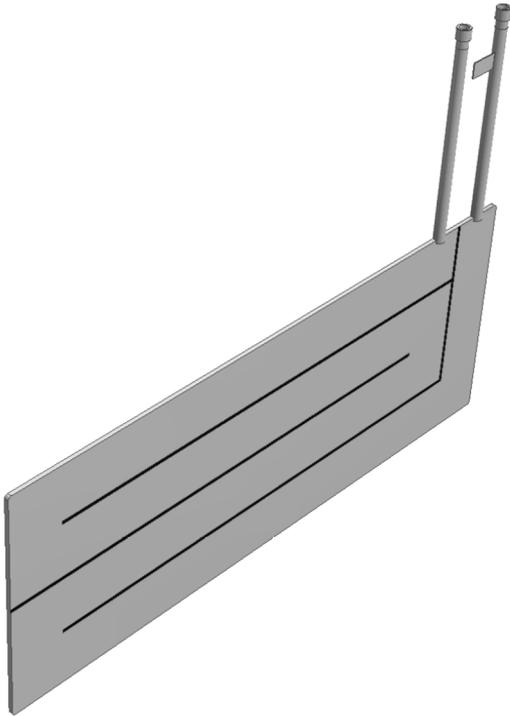
Hersteller	FRANK GmbH
Material	PEHD
Wärmeleitfähigkeit bei 20 °C in W/m·K	0,44
Durchmesser der Spirale in mm	630
Länge Medienrohr in m	15,12
Innendurchmesser in mm	6,4
Außendurchmesser in mm	8,0
Wärmeübertragungsfläche in m ²	3,8
Anzahl der Stränge	10

Anhang A-26: Technische Daten zu dem Prüfmuster Typ 1 nach Blau (2019).

Hersteller	FRANK GmbH
Material	PEHD
Wärmeleitfähigkeit bei 20 °C in W/m·K	0,44
Durchmesser der Spirale in mm	630
Länge Medienrohr in m	15,12
Innendurchmesser in mm	6,4
Außendurchmesser in mm	8,0
Wärmeübertragungsfläche in m ²	11,4
Anzahl der Stränge	30

Anhang A-27: Technische Daten zu dem Prüfmuster Typ 2 nach Blau (2019).

A.6.5. Kissenplatten

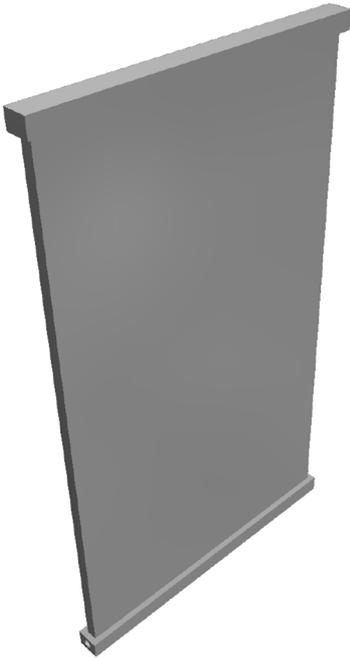


Anhang A-28: Schematische Darstellung einer Einzelplatte nach Deuner (2022).

Hersteller der Hohlkammerplatten	Mazurczak GmbH
Material	VA 1.4301
Wärmeleitfähigkeit bei 20 °C in W/m·K	15 ... 25
Abmessungen einer Einzelplatte in mm	1500 x 550
Außenweite in mm	10
Ersatzdurchmesser in mm	15,1
Wandstärke in mm	1
Kanallänge pro Einzelplatte in m	6,251
Wärmeübertragungsfläche in m ²	4,95
Anzahl der Platten	3

Anhang A-29: Technische Daten zu den Kissenplatten nach Deuner (2022).

A.6.6.Hohlkammerplatten

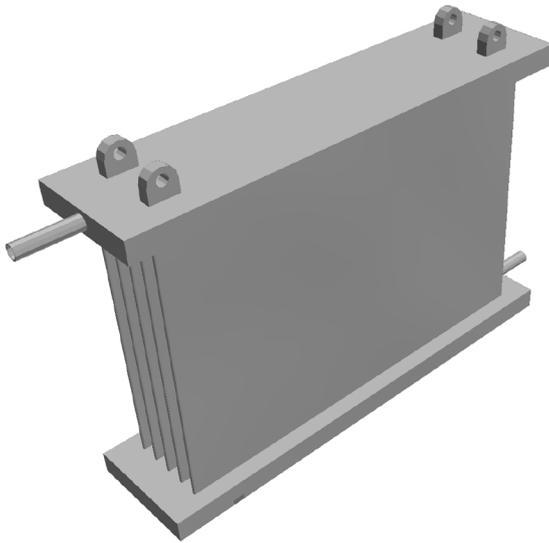


Anhang A-30: Schematische Darstellung einer Einzelplatte nach Blau (2019).

Hersteller der Hohlkammerplatten	PPPlatten GmbH
Gesamtaufbau	FRANK GmbH
Material	PP Copolymer
Wärmeleitfähigkeit bei 20 °C in W/m·K	0,22
Abmessungen einer Einzelplatte in mm	280 x 434
Außenweite in mm	10
Ersatzdurchmesser in mm	8,05
Wandstärke in mm	0,65
Kanallänge pro Einzelplatte in m	15,06
Wärmeübertragungsfläche in m ²	2,35
Anzahl der Platten	10

Anhang A-31: Technische Daten zu den Hohlkammerplatten Typ 2 nach Blau (2018).

A.6.7. Strukturkammerplatten



Anhang A-32: Schematische Darstellung des Prüfmusters nach Blau (2018).

Hersteller der Strukturkammerplatten	Triplex GmbH
Gesamtaufbau	FRANK GmbH
Material	PP
Wärmeleitfähigkeit bei 20 °C in W/m·K	0,22
Abmessungen einer Einzelplatte in mm	733 x 495
Innenweite in mm	8,5
Außenweite in mm	10,5
Wärmeübertragungsfläche in m ²	3,63
Anzahl der Platten	5

Anhang A-33: Technische Daten zu den Strukturkammerplatten Typ 2 nach Blau (2018).

Hersteller der Strukturkammerplatten	Triplex GmbH
Gesamtaufbau	FRANK GmbH
Material	PP
Wärmeleitfähigkeit bei 20 °C in W/m·K	0,22
Abmessungen einer Einzelplatte in mm	734 x 461
Innenweite in mm	4,7
Außenweite in mm	6,5
Wärmeübertragungsfläche in m ²	3,63
Anzahl der Platten	5

Anhang A-34: Technische Daten zu den Strukturkammerplatten Typ 1 nach Blau (2018).

A.6.8. Rippenrohrumkehrabsorber

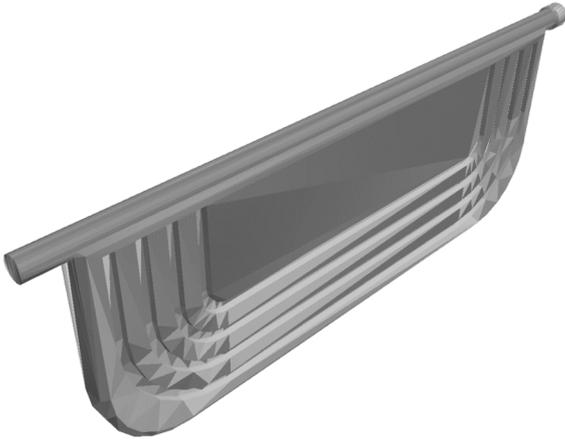


Anhang A-35: Schematische Darstellung des Rippenrohrumkehrabsorbers.

Hersteller der Rippenrohre	Solar-Flex
Material	PP Hostalen
Wärmeleitfähigkeit bei 20 °C in W/m·K	0,22
Außendurchmesser in mm	23,3±1,9
Kanallänge pro Rippenrohr in m	5,82
Wärmeübertragungsfläche in m ²	32,9
Anzahl der Stränge	20 im Gang 1 & 21 im Gang 2

Anhang A-36: Technische Daten zu den Rippenrohren nach Pfenning (2012).

A.6.9. Erdwärmekollektor

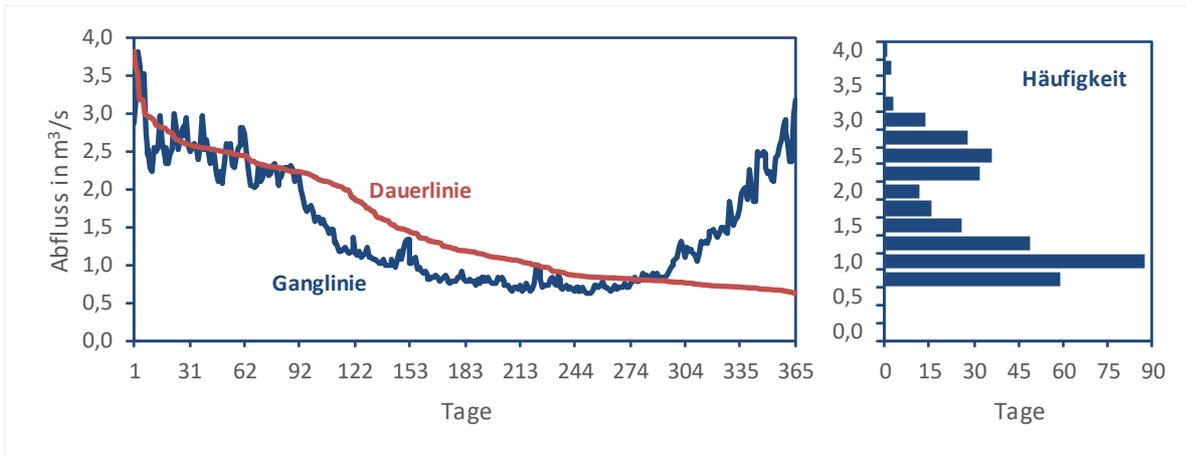


Anhang A-37: schematische Darstellung des Erdwärmekollektors nach Zechel (2024).

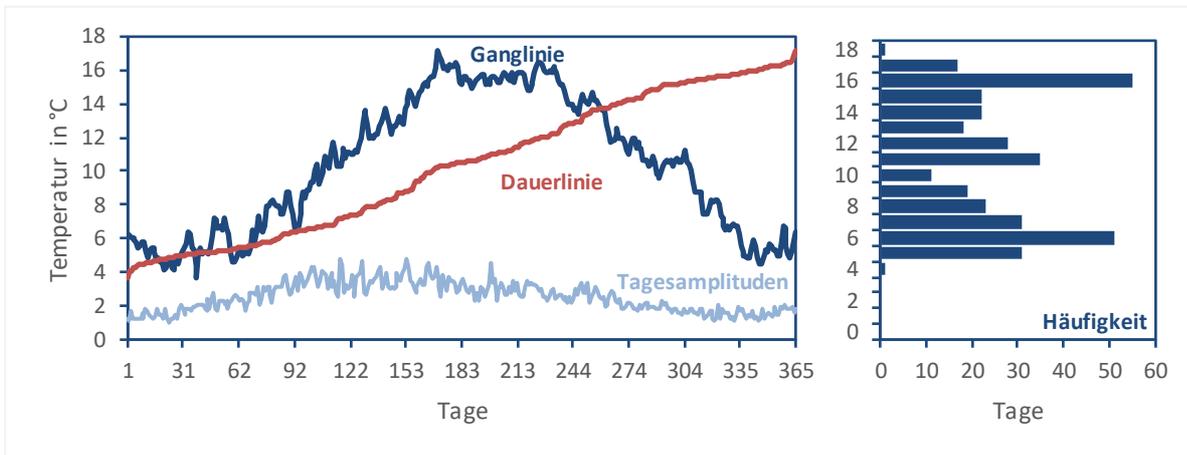
Hersteller	GeoCollect GmbH
Material	PP
Wärmeleitfähigkeit bei 20 °C in W/m·K	0,22
Abmessungen einer Einzelplatte in mm	990 x 350
Außenweite in mm	40
Wandstärke in mm	2,5
mittlere Innenweite in mm	3
innere Wärmeübertragungsfläche in m ²	0,8
Anzahl der Platten	5

Anhang A-38: Technische Daten zu den Erdwärmekollektoren nach GeoCollect (2023)

A.7. Feldstudie



Anhang A-39: Abflussgang- und Dauerlinie mit Häufigkeitsverteilung für ein langjähriges Normaljahr (n = 58 Jahre) am Pegel Niederwetter (Datenquelle: HLNUG).



Anhang A-40: Temperaturgang- und Dauerlinie der Tagesmittel mit Häufigkeitsverteilung (n = 48 Monate) aus den Monitoringdaten am Mühlengehöft.

Kennwerte und Daten an Heiztagen	Mittel
Mittlere Entzugsleistung der Wärmeübertrager in kW	15,9 ±2,3
Außenlufttemperatur in °C	10,4 ±6,4
Wassertemperatur der Wetschaft in °C	9,4 ±3,8
Tagesamplitude der Außenlufttemperatur in K	13,3 ±8,5
Tagesamplitude der Wassertemperatur in K	2,4 ±1,1
Differenz der Vor- und Rücklauftemperatur im Solekreis in K	4,1 ±0,5
Grädigkeit in K	6,0 ±1,3
Vorlauftemperatur im Heizkreis in °C	44,6 ±4,7
Differenz der Vor- und Rücklauftemperatur im Heizkreis in K	9,2 ±1,1
Jahresheizwärmebedarf in kWh	22.811 ±1.108
Jahresbedarf an elektrischer Antriebsenergie für die Wärmepumpe in kWh	6.422 ±631
Tägliche Laufzeit des Wärmepumpe in h	5:23 ±4:07
Tägliche Taktung der Wärmepumpe in 1	3,7 ±1,9
Jahresarbeitszahl JAZ in 1	3,6 ±0,2

Anhang A-41: Erhobene Kennwerte und Daten für die Feldanlage an Heiztagen.