



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN

VIENNA
UNIVERSITY OF
TECHNOLOGY

DISSERTATION

„Numerische und experimentelle Untersuchungen zur Nutzung von geothermischer Energie mittels erdberührter Bauteile und Neuentwicklungen für den Tunnelbau“

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der technischen Wissenschaften

unter der Leitung von
O.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Dr.h.c. Heinz Brandl
Institut für Grundbau und Bodenmechanik (E221)

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Bauingenieurwesen

von
Dipl.-Ing. Roman Markiewicz
1230 Wien, Hochstraße 6
Matr.Nr.: 93 26 282

A handwritten signature in black ink that reads 'Roman Markiewicz'.

Wien, November 2004



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN

VIENNA
UNIVERSITY OF
TECHNOLOGY

DOCTORAL THESIS

**„Numerical and experimental investigations for utilization of
geothermal energy using earth-coupled structures and new
developments for tunnels“**

carried out for the purpose of obtaining the Academic Degree
Doctor of Technical Sciences

under the supervision of
O.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Dr.h.c. Heinz Brandl
Institute for Geotechnical Engineering and Soil Mechanics (E221)

submitted at the Vienna University of Technology
Faculty of Civil Engineering

by
Dipl.-Ing. Roman Markiewicz
1230 Wien, Hochstraße 6
Mat.No.: 93 26 282

Vienna, November 2004

KURZFASSUNG

In der vorliegenden Dissertation wird die Nutzung von oberflächennaher geothermischer Energie untersucht. Die Erdreichtemperatur ist ab einer Tiefe von rund 10 – 20 m relativ konstant im Verlauf eines Jahres und liegt etwas über der Jahresmitteltemperatur; in Mitteleuropa herrschen Temperaturen zwischen 10 und 15°C vor. Diese gespeicherte Energie kann dem Erdreich mittels geeigneter Systeme, die in erdberührten Bauteilen wie Pfähle, Schlitzwände, Bodenplatten etc. (Energiefundierungen) integriert sind, entzogen werden. Das Grundprinzip dabei ist, dass Fundierungselemente, die aus baulichen Gründen ohnehin erforderlich sind, mit flüssigkeitsgefüllten Absorberrohren ausgestattet werden und dadurch dem Boden Wärme entziehen (Heizanwendung) oder zuführen (Kühlanwendung). Dieses System hat sich sowohl für die Beheizung als auch für die Kühlung von Gebäuden in Verbindung mit Wärmepumpen bzw. Kältemaschinen bestens bewährt.

Um diese Anwendungen zu optimieren, werden die Grundlagen der Wärmetransportvorgänge innerhalb des Erdreiches und vom Erdreich zur Wärmeträgerflüssigkeit in den Absorberrohren untersucht. Es wird gezeigt, welchen Einfluss die Flüssigkeitseigenschaften der Wärmeträgerflüssigkeit auf die Leistungsfähigkeit solcher Absorberanlagen haben. Weiters werden numerische Berechnungen mit Hilfe der FEM-Methode durchgeführt, um die Einflüsse diverser Parameter auf das Absorbersystem zu bestimmen.

Eine völlig neue Anwendung dieser innovativen Technologie ist die Nutzung der geothermischen Energie mittels Tunnelbauwerken. Während mit Gebäudefundierungen nur relativ kleine Teile des Erdreiches in thermischer Hinsicht angesprochen werden, können mit Tunnels sehr große Volumina im Erdreich für die Erdwärmenutzung aktiviert werden. Es ist zu unterscheiden, ob der Tunnel in offener oder geschlossener Bauweise errichtet wird.

Bei offener Bauweise („Cut and Cover“) kann die aus dem Hochbau bewährte Absorbertechnologie in Form von Energiepfählen, -schlitzwänden oder -bodenplatten zur Erdwärmenutzung verwendet werden. Dies wird im Rahmen der Versuchsanlage „LT24 – Hadersdorf-Weidlingau“ erstmals gezeigt. Aufgrund des wissenschaftlichen Hintergrundes ist die Anlage mit zahlreichen Messinstrumenten ausgerüstet, deren Messdaten analysiert und diskutiert werden. Die Erfolge dieser Anlage haben schließlich maßgeblich dazu beigetragen, dass im Rahmen der Verlängerung der Wiener U-Bahn-Linie U2 vier Stationsbauwerke mit einer Erdwärmeanlage zur Deckung des Heiz- und Kühlbedarfs ausgestattet werden. Dieses Projekt bildet damit die erste großmaßstäbliche Anwendung dieser Technologie. In einem der Baulose, dem Stationsbauwerk „U2/2 – Taborstraße“, wurde ein umfangreiches Messsystem zur Bestimmung des Temperatur- und Verformungsverhaltens einer Schlitzwand während eines Energiebetriebes installiert, welches in der vorliegenden Arbeit vorgestellt wird.

Bei Tunnels, die in geschlossener Bauweise hergestellt werden, ist das bewährte System der Montage von Absorberleitungen an Bewehrungseinheiten nicht geeignet. Aus diesem Grund wurde ein neues Produkt, das sogenannte „Energievlies“ entwickelt und im Lainzer Tunnel Abschnitt „LT22 - Bierhäuselberg“ getestet.

Darüber hinaus müssen im Rahmen von Tunnelprojekten häufig Brunnen zur Grundwasserabsenkung hergestellt werden. Um zu untersuchen, inwiefern sich solche Brunnen auch zur Erdwärmenutzung heranziehen lassen, wurde die Versuchsanlage „Energiebrunnen Hetzendorferstraße“ errichtet.

ABSTRACT

In this work the utilization of shallow geothermal energy is investigated. The ground temperature at a depth of around 10 – 20 m is relatively constant during the year and averages a little bit more than the mean value of the air temperature; in Central Europe values between 10 and 15°C predominate. This stored energy can be extracted from the ground by means of suitable systems integrated into earth-coupled structures such as piles, diaphragm walls, slabs etc. (energy foundations). The principle is that energy is extracted (for heating purposes) from or deposited (for cooling purposes) into the ground by means of fluid filled absorber pipes incorporated inside the foundation elements, which are needed in any case for structural reasons. The system has been proven very suitable to heat and cool buildings in connection with heat pumps or chillers respectively.

In order to optimize such applications the principles of heat transport mechanism within soils and from soil to the heat transfer medium within the absorber pipes are investigated. It is demonstrated, which influence the fluids-conditions of the heat transfer medium have on the thermal power of such absorber elements. Furthermore, numerical calculations with the FEM-method are carried out in order to determine the effects of several parameters on the absorber system.

A completely new application of this innovative method is the utilization of geothermal energy using tunnel structures. While a single deep foundation activates a rather small amount of soil in a thermal respect, tunnels activate a much larger quantity of useable geothermal heat. It has to be distinguished, if the tunnel is constructed using the "Cut and Cover Method" or the "New Austrian Tunnelling Method". For cut and cover tunnels proven absorber elements from building construction like energy piles, energy diaphragm walls or energy base slabs can be used for energy extraction. This is demonstrated at the test plant "LT24 – Hadersdorf-Weidlingau", which was constructed as a research project. Due to this scientific background, the plant is comprehensively instrumented with measurement devices and the measured data are analyzed and discussed.

Among others the results from this testing plant considerably supported the decision that in the course of the extension of the Vienna metro line U2 four station buildings will be supplied with geothermal energy from earth-coupled units for both heating and cooling purposes. This project marks the first full-scale application of this technology to tunnels. In one of the construction sites, the station building "U2/2 – Taborstraße" an extensive monitoring system for temperature and deformation behaviour of a diaphragm wall during energy operation has been installed in order to investigate the effects of the absorber system on construction elements and surrounding soil. This measurement system is presented in this work.

For segmentally excavated tunnels the proven system of mounting absorber pipes along the reinforcement of structural elements cannot be used. Therefore, a completely new absorber element, the energy geotextile, was developed and tested in the Lainzer Tunnel section "LT22 – Bierhäuselberg".

Moreover, to facilitate tunnelling groundwater extraction wells for temporary or permanent groundwater lowering are required in many cases. Therefore, the testing plant "Energy well Hetzendorferstraße" was established in order to investigate, whether such wells can be used for geothermal energy utilization.

VORWORT

Diese Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als Universitätsassistent am *Institut für Grundbau und Bodenmechanik der Technischen Universität Wien*. Mein Dank gilt in erster Linie Herrn o.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Dr.h.c. Heinz Brandl, Vorstand des *Institutes für Grundbau und Bodenmechanik der Technischen Universität Wien*, für die wertvolle Unterstützung und Betreuung im Zuge der Entstehung dieser Arbeit.

Gleichermaßen bedanke ich mich bei Herrn Univ.DoZ. Dipl.-Ing. Dr.techn. Dietmar Adam sowohl für die Zweitbegutachtung meiner Dissertation als auch für die Lukrierung von Forschungsmitteln, mit denen erst die Realisierung der Forschungsanlagen möglich wurde. Zudem war er ein wertvoller Diskussionspartner, der mit zahlreichen Anregungen im Laufe meiner gesamten Tätigkeit stets hilfreich war.

Als weitere Diskussionspartner standen während meiner Arbeit meine Institutskollegen Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Manfred Fross, Dipl.-Ing. Dr.techn. Stefan Blovsky, Dipl.-Ing. Dr.techn. Fritz Kopf, Dipl.-Ing. Dietmar Kohlböck und Dipl.-Ing. Ivan Paulmichl stets hilfreich zur Verfügung, wofür ich ihnen danke. Besonderer Dank gebührt Dipl.-Ing. Dr.techn. Fritz Kopf, der umfangreiche Hilfestellung bei zahllosen Fragestellungen leistete, mich beim Aufbau der Forschungsanlagen tatkräftig unterstützte und stets mit nützlichen Ratschlägen hilfreich war.

Mein Dank geht auch an die hilfreichen Mitarbeiter am *Institut für Grundbau und Bodenmechanik der Technischen Universität Wien*, den Herren Alfred Nitz und Michael Dürmoser für die Hilfestellung bei der Errichtung der Forschungsanlagen, sowie den Herren Gerhard Steinbauer und Christopher Schweinzer für die Erstellung zahlreicher Graphiken.

Den Herren Dipl.-Ing. Dr.techn. Wolfgang Unterberger und Dipl.-Ing. Hans Hofinger von den *iC Consulente Ziviltechniker GmbH* gebührt besonderer Dank. Im Laufe meiner Tätigkeit entstand aufgrund der Abwicklung vieler gemeinsamer Aufgaben zum Themenbereich „Geothermie“ eine enge Zusammenarbeit. Sie waren es, die nahezu alle Planungsaufgaben bei den Projekten „LT24 - Hadersdorf-Weidlingau“ und „U2/2 - Taborstraße“ abwickelten und dadurch die Forschung bei diesen Projekten wirkungsvoll unterstützten. Zudem hat Dipl.-Ing. Hans Hofinger mit seiner Diplomarbeit über die Nutzung geothermischer Energie, ausgeführt am *Institut für Grundbau und Bodenmechanik der Technischen Universität Wien*, wesentliche wissenschaftliche Grundlagen zum Wärmetransport im Erdreich erarbeitet und die Errichtung der Forschungsanlage „Energiebrunnen Hetzendorferstraße“ koordiniert.

Weiters bedanke ich mich bei den Herrn cand.ing. Tobias Mähr und cand.ing. Peter Ebenlechner für ihren Beitrag im Rahmen ihrer Projekt- bzw. Diplomarbeit.

Die finanzielle Grundlage für die Errichtung der Forschungsanlage „LT24 - Hadersdorf-Weidlingau“ und den Ankauf von Messgeräten wurde durch Fördermittel vom *Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie* geschaffen, wofür ich mich - stellvertretend für alle Mitwirkenden - bei Herrn Dr. Andreas Dorda bedanke.

Herrn Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Norbert Ostermann, Vorstand des *Institutes für Eisenbahnwesen, Verkehrswirtschaft und Seilbahnen der Technischen Universität Wien*, danke für seine Unterstützung bei der Realisierung der Forschungsanlagen beim *Lainzer*

Tunnel im Rahmen seiner damaligen Funktion als Projektleiter bei der *Eisenbahn – Hochleistungsstrecken AG (HL-AG)*. Ebenso bedanke ich mich bei den Herren Dipl.-Ing. Karl Treiber und Dipl.-Ing. Herbert Mayer von der *Eisenbahn - Hochleistungsstrecken AG (HL-AG)* sowie bei Herrn Mag. Manfred Wondrak von der *Schieneinfrastrukturfinanzierungs GmbH (SCHIG)* für deren persönlichen Einsatz im Zuge aller gemeinsam abgewickelter Geothermieprojekte und für die Finanzierung der Herstellung der Forschungsanlage „Energiebrunnen Hetzendorferstraße“.

Mein Dank geht weiters an die Firma *Nägelebau GmbH & Co*, insbesondere an die Herren Ing. Rainer Bayer und Clemens Hupp, für die überaus gute Zusammenarbeit bei der Errichtung der einzelnen Anlagen. Durch die Übernahme der Kosten im Zuge des Umbaus der Forschungsanlage „Energiebrunnen Hetzendorferstraße“ und den Ankauf einer Wärmepumpe hat die Firma *Nägelebau* einen wesentlichen Beitrag zur Forschung geleistet.

Für die finanzielle Unterstützung und die gute Zusammenarbeit im Zuge der Neuentwicklung des „Energievlieses“ bedanke ich mich bei der Firma *Polyfelt GmbH*. Stellvertretend für alle Beteiligten richtet sich mein Dank besonders an die Herren Dipl.-Ing. Gernot Mannsbart und Heinz Schörgenhuber für deren großen persönlichen Einsatz.

O.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.rer.nat Jürgen Dreyer und Dipl.-Ing. Dr.techn. Thomas Bednar vom *Institut für Baustofflehre, Bauphysik und Brandschutz der Technischen Universität Wien* zeigten besonderes Entgegenkommen und ermöglichten Aufnahmen mit einer Wärmebildkamera, wofür ich mich bei Ihnen bedanke.

Weiters danke ich den Herren Direktor Dipl.-Ing. Günter Steinbauer und Senatsrat Dipl.-Ing. Helmut Liebsch von der *Wiener Linien GmbH*, die mit ihrem Einsatz die weltweit erste Erdwärmeanlage bei U-Bahn-Bauwerken ermöglicht haben. Die *Wiener Linien GmbH* hat zudem die Kosten für Messgeräte beim U-Bahn-Bau „U2/2-Taborstraße“ übernommen und damit einen wesentlichen Beitrag zur Forschung geleistet.

Bei den Herrn Dipl.-Ing. Carlos Fischer von der Firma *Scanrock GmbH* und Dipl.-Ing. Sieber von der Firma *Sommer GmbH & CoKG* bedanke ich mich für die Unterstützung bei allen Fragestellungen und Problemen betreffend der eingesetzten Messgeräte.

Der größte Dank gebührt jedoch meinen Großeltern, Josef und Julia Sarg, und meinen Eltern, Magdalena und Zygmunt Markiewicz, für das Schaffen eines familiären Umfeldes, das mir meine Ausbildung und damit die Entstehung dieser Arbeit ermöglicht hat, sowie meiner Lebensgefährtin Jasmin Jovanovic, die mich während meines gesamten Studiums besonders unterstützt hat.

INHALT

1	EINLEITUNG	1
2	GRUNDLAGEN DER GEOTHERMIE.....	4
2.1	Historische Entwicklung der Erdwärmenutzung	4
2.2	Bauwerke für die Massivabsorbertechnologie	6
2.3	Die Wärmepumpe.....	8
2.3.1	Allgemeines.....	8
2.3.2	Funktionsbeschreibung	9
2.3.2.1	Wärmepumpenkreislauf	9
2.3.2.2	Energiefluss	11
2.3.3	Kompressionswärmepumpen.....	12
2.3.3.1	Wärmepumpen mit Elektromotor	12
2.3.3.2	Wärmepumpen mit Verbrennungsmotor	13
2.3.3.3	Idealer (Carnot-) und Realer Kreisprozess	14
2.4	Energiebetrachtungen	16
2.5	Betrieb von Erdwärmeanlagen	17
2.6	Leistungsbilanz einer Erdwärmeanlage.....	18
3	WÄRMETRANSPORT IM ERDREICH	22
3.1	Wärmetransportmechanismen.....	22
3.2	Dominierender Wärmetransportmechanismus	23
3.3	Beschreibung des Wärmetransportes im Erdreich durch Wärmeleitung	24
3.4	Bodentemperatur	26
4	THERMOMECHANISCHES VERHALTEN VON BÖDEN	29
4.1	Wärmetechnische Bodenparameter	29
4.2	Bestimmung der thermischen Bodenparameter	32
4.2.1	Allgemeines.....	32
4.2.2	Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit	33
4.2.2.1	QTM-Messmethode	33
4.2.2.2	Tk04-Messmethode	33
4.2.2.2.1	Die Nadelsonde	34
4.2.2.2.2	eingegossener Heizdraht.....	36
4.2.3	Bestimmung der spezifischen Wärmekapazität	36
4.3	Auswirkungen einer Temperaturänderung des Bodens	37
5	WÄRMETRANSPORT ZWISCHEN ABSORBERFLÜSSIGKEIT UND BETON BZW. ERDREICH.....	40
5.1	Allgemeines	40
5.2	Rohrströmung	40
5.3	Wärmetransport durch Konvektion	42
5.4	Berechnung des Wärmetransportes bei erzwungener Konvektion.....	44

5.4.1 Allgemeines.....	44
5.4.2 Laminare Strömung.....	45
5.4.3 Turbulente Strömung	48
5.4.4 Übergangsbereich.....	51
5.4.5 Einfluss der Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte	51
5.5 Zusammenfassende Bemerkungen zur Theorie des Wärmetransportes bei erzwungener Konvektion	51
5.6 Simulationsberechnungen des Wärmetransportes bei erzwungener Konvektion in Rohrleitungen.....	53
5.6.1 Grundlagen	53
5.6.2 Übersicht der Simulationsberechnungen	57
5.6.3 Grundmodell.....	58
5.6.4 Vergleichsmodell 1a.....	69
5.6.5 Vergleichsmodell 1b.....	74
5.6.6 Vergleichsmodell 1c.....	78
5.6.7 Vergleichsmodell 2.....	81
5.6.8 Vergleichsmodell 3.....	86
5.6.9 Vergleichsmodell 4.....	90
5.6.10 Vergleichsmodell 5.....	94
5.6.11 Vergleichsmodell 6.....	98
5.6.12 Zusammenfassende Bemerkungen zu den Simulationsberechnungen	102
6 Numerische Simulationsberechnungen (FEM).....	104
6.1 Allgemeines	104
6.2 Modellaufbau	104
6.2.1 Pfahlgeometrie	104
6.2.2 Erdreichgeometrie.....	106
6.2.3 Elementtyp	106
6.2.4 Randbedingungen.....	107
6.2.4.1 Stationäre Berechnungen	107
6.2.4.2 Instationäre Berechnungen.....	109
6.2.5 Anfangsbedingungen	109
6.2.6 Materialeigenschaften.....	110
6.2.7 Parameterstudien.....	110
6.2.7.1 Stationäre Berechnungen	110
6.2.7.2 Instationäre Berechnungen.....	112
6.2.7.2.1 Allgemeines	112
6.2.7.2.2 Außentemperatur.....	113
6.2.7.3 Hinweise zur Modellberechnung.....	115
6.2.7.4 Hinweise zur Modellentwicklung.....	116
6.3 Berechnungsergebnisse	119
6.3.1 Stationäre Berechnungen	119
6.3.2 Instationäre Berechnungen	141

7	Versuchsanlage „Energiebrunnen Hetzendorferstraße“	143
7.1	Einleitung	143
7.2	Geologische, hydrogeologische und thermische Situation	143
7.2.1	Allgemeines	143
7.2.2	Anschüttungen	144
7.2.3	Tertiäre Sedimente	144
7.2.4	Grundwasser	145
7.2.5	Thermische Eigenschaften der Böden	145
7.3	Aufbau der Versuchsanlage	146
7.3.1	Allgemeines	146
7.3.2	Ausbau der Brunnen	146
7.3.3	Ausrüstung des Baucontainers	147
7.3.3.1	Betriebseinrichtungen	147
7.3.3.1.1	Wärmepumpe	147
7.3.3.1.2	Umwälzpumpen	147
7.3.3.2	Messeinrichtungen	148
7.3.4	Bauablauf	149
7.3.5	Fotodokumentation	153
7.4	Versuchsprogramm	155
7.5	Messergebnisse	155
7.5.1	Allgemeines	155
7.5.2	Temperaturmessungen	156
7.5.3	Durchflussmessungen	165
7.5.4	Geleistete Arbeit	167
7.5.5	Leistungszahlen	169
7.5.6	Diskussion der Messergebnisse	172
7.5.6.1	Betriebsphase vom 18.10.2000 (Nullmessung)	172
7.5.6.2	Betriebsphase vom 01.11.2000 bis 04.12.2000	172
7.5.6.3	Messungen vom 02.01.2001 (Inbetriebnahme der Wärmepumpe)	173
7.5.6.4	Betriebsphase vom 05.12.2000 bis 31.01.2001	174
7.5.6.5	Betriebsphase vom 01.02.2001 bis 21.03.2001	175
7.5.6.6	Betriebsphase vom 21.03.2001 bis 30.06.2001	175
7.5.6.7	Betriebsphase vom 25.06.2001 bis 19.10.2001	177
7.5.6.8	Betriebsphase vom 19.10.2001 bis 19.12.2001	178
7.5.6.9	Betriebsphase vom 19.12.2001 bis 17.01.2002	178
7.5.6.10	Betriebsphase vom 17.01.2002 bis 24.04.2002	178
7.5.6.11	Betriebsphase vom 24.04.2002 bis 30.10.2002	179
7.5.6.12	Betriebsphase vom 30.10.2002 bis 07.01.2003	179
7.5.6.13	Betriebsphase vom 07.01.2003 bis zum Abbau der Versuchsanlage	180
7.5.6.14	Vergleich der Versuchsanlage „vor dem Umbau“ und „nach dem Umbau“	181
7.6	Bestimmung der wärmetechnischen Bodenparameter	183
7.6.1	Einleitung	183
7.6.2	Theoretische Grundlagen des Thermal Response Tests	183
7.6.3	Bestimmung der wärmetechnischen Bodenparameter bei der	

Versuchsanlage „Energiebrunnen Hetzendorferstraße“	186
7.6.3.1 Berechnungsgrundlagen.....	186
7.6.3.2 Ermittlung der mittleren Wärmeträgertemperatur	186
7.6.3.3 Berechnung des Mindestzeit-Kriteriums	187
7.6.3.4 Ermittlung der Regressionsgeraden	188
7.6.3.5 Bestimmung der effektiven Wärmeleitfähigkeit.....	188
7.6.3.6 Berechnung des thermischen Bohrlochwiderstandes.....	189
7.7 Strömungsverhältnisse und Wärmeübertragung	190
8 Versuchsanlage „LT24 – Hadersdorf-Weidlingau“	192
8.1 Gesamtprojekt <i>Lainzer Tunnel</i>	192
8.2 Projektsgeschichte.....	194
8.3 Herstellung der Versuchsanlage.....	195
8.3.1 Dübelarbeiten.....	200
8.4 Messeinrichtung.....	204
8.5 Betrieb der Versuchsanlage	209
8.5.1 Inbetriebnahme	209
8.5.2 Messergebnisse und Diskussion der Messergebnisse	210
8.5.2.1 Allgemeines	210
8.5.2.2 Bauphase vom 15.05.2002 bis 05.02.2004	210
8.5.2.3 Betriebsphase vom 05.02.2004 bis 14.10.2004.....	214
9 Messungen bei der Erdwärmeanlage „U2/2-Taborstraße“	226
9.1 Projektsgeschichte.....	226
9.2 Erdwärmeanlage „U2/2-Taborstrasse“	227
9.3 Messprogramm „U2/2-Taborstrasse“	229
9.4 Funktionsprinzip und Auswertung der Messdaten	231
9.4.1 Dehnungsaufnehmer.....	231
9.4.1.1 Funktionsprinzip.....	231
9.4.1.2 Auswertung	233
9.4.1.2.1 Fall 1.....	233
9.4.1.2.2 Fall 2.....	234
9.4.2 Kettenextensometer	237
9.4.2.1 Funktionsprinzip.....	237
9.4.2.2 Auswertung	238
9.4.3 Temperaturfühler.....	239
9.4.3.1 Funktionsprinzip und Auswertung.....	239
9.5 Herstellung der Messschlitzwand	239
9.5.1 Allgemeines.....	239
9.5.2 Fotodokumentation	241

10 Entwicklungen einer Absorbertechnologie für den Einsatz im geschlossenen Tunnelbau	247
10.1 Allgemeines	247
10.2 Energievlies – Variantenstudie	248
10.2.1 Allgemeines	248
10.2.2 Strömungsverhalten	250
10.2.3 Thermisches Verhalten.....	251
10.2.4 Entlüftungsproblematik	254
10.2.5 Auswahl einer Energievlies-Variante.....	255
10.3 Energievlies-Prototyp und Entlüftungsversuch	255
10.3.1 Allgemeines	255
10.3.2 Versuchseinrichtung	256
10.3.3 Versuchsprogramm	259
10.3.4 Diskussion der Versuchsergebnisse	260
10.3.4.1 Versuch 1 – langsames Befüllen mit der Wasserleitung.....	260
10.3.4.2 Versuch 1 – Austreiben der Luftblasen.....	263
10.3.4.3 Versuch 1 – Pumpe angeschlossen und Druck variiert	263
10.3.4.4 Versuch 2 – langsames Befüllen der Anlage mit der Wasserleitung	263
10.3.4.5 Versuch 2 – Pumpe angeschlossen und Druck variiert (Austreiben der Blasen)	263
10.3.4.6 Versuch 2 – System in Ruhe gelassen – Druck variiert.....	263
10.3.4.7 Versuch 3 und 4 – schnelles Befüllen mit Pumpe.....	264
10.3.4.8 Versuch 5 – Befüllen mit Pumpe und konstantem Druck von 2,0 bar.....	264
10.3.4.9 Versuch 6 – Befüllen mit Pumpe und konstantem Druck von 1,5 bar.....	264
10.3.5 Zusammenfassung der Versuchsergebnisse	265
10.3.6 Rechnerische Überprüfung der Messdaten und Ermittlung von Kennzahlen.....	265
10.4 Überlegungen zum Einbau des Energievlieses	267
10.4.1 Rohrdurchführung bei einer Regenschirmabdichtung	268
10.4.2 Rohrdurchführung bei einer wasserdichten Innenschale	270
10.5 Versuchsanlage „LT22-Bierhäuselberg“	271
10.5.1 Allgemeines.....	271
10.5.2 Aufbau der Versuchsanlage	272
10.5.3 Herstellung der Energievliesbahnen.....	274
10.5.4 Einbau der Energievliesbahnen.....	276
10.5.5 Verbinden der Energievliesbahnen und Einbau der Sammelleitungen	277
10.5.5.1 Varianten der Innenschalendurchführung.....	277
10.5.5.1.1 Variante 1 – Plastikschrabe	278
10.5.5.1.2 Variante 2 – Schlauchdurchführung:	279
10.5.5.1.3 Variante 3 – Nische:	280
10.5.5.1.4 Variante 4 – Bewehrungskreuz:	281
10.5.5.2 Innenschalendurchführung bei der Versuchsanlage.....	282
10.5.5.2.1 Einbau der Sammelleitungen VL 41, RL 41 und RL 43:.....	283
10.5.5.2.2 Einbau der Sammelleitung VL 43:	286
10.5.6 Fertigstellung der Versuchsanlage	287
10.5.7 Fotodokumentation der Herstellung der Versuchsanlage	289

10.5.7.1 Herstellen der Energiefestbahnen	289
10.5.7.2 Einbau der Sammelleitung VL 43	289
10.5.7.3 Einbau der Energiefestbahnen in den Blöcken 41 und 43	291
10.5.7.4 Verbinden der Energiefestbahnen und Einbau der Sammelleitungen VL 41, RL 41, RL 43.....	292
10.5.7.5 Einbau der zweilagigen Innenschalenbewehrung im Gewölbe.....	294
10.5.7.6 Herstellen der Rohrdurchführung durch die Innenschale	295
10.5.7.7 Betonierarbeiten im Block 41 und 43	296
10.5.8 Messergebnisse	298
10.5.9 Diskussion der Messergebnisse.....	303
10.5.9.1 Betriebsphase vom 19.02.2004 bis 23.02.2004.....	303
10.5.9.2 Betriebsphase vom 23.02.2004 bis 01.04.2004.....	304
10.5.9.3 Betriebsphase vom 01.04.2004 bis 14.04.2004.....	306
10.5.9.4 Betriebsphase vom 14.04.2004 bis 13.07.2004.....	306
10.5.9.5 Betriebsphase vom 13.07.2004 bis 04.10.2004.....	309
10.5.9.6 Betriebsphase vom 04.10.2004 bis 14.10.2004.....	309
10.5.9.7 Aufnahmen Wärmebildkamera	311
10.5.10 Empfehlungen für künftige Anlagen	313
11 ZUSAMMENFASSUNG.....	316
12 LITERATURVERZEICHNIS.....	323
ANHANG: SYMBOLVERZEICHNIS.....	329

1 Einleitung

Erdwärme ist die in den obersten Schichten der Erde gespeicherte Wärmeenergie, die im Wesentlichen von der Sonneneinstrahlung in das Erdreich eingebracht wird. Der im Gegensatz dazu sehr kleine geothermische Wärmestrom aus der Erde, resultierend hauptsächlich aus dem Zerfall radioaktiver Elemente im Erdmantel, bewirkt den geothermischen Gradienten, der je nach geographischer Lage eine Temperaturzunahme von etwa 3°C pro 100 m vertikaler Tiefe hervorruft. Die Temperatur dieser gespeicherten Wärme entspricht ab einer von der saisonalen Temperaturschwankung nicht mehr beeinflussten Tiefe (ca. 10 m) in etwa dem Jahresmittelwert der Außenlufttemperatur am Standort und nimmt mit steigender Tiefe zu.

Es existieren zahlreiche Systeme, wie diese Erdwärme genutzt werden kann, wobei grundsätzlich zu unterscheiden ist, ob die „oberflächennahe“ (bis etwa 100 m) oder aber die „tiefe“ (ab 100 m bis mehrere 1000 m) Erdwärme genutzt wird. Letztere wird beispielsweise durch tiefe Erdwärmesonden oder beim sogenannten „Deep Heat Mining“ genutzt. Neben diesen Systemen gibt es auch Anwendungen zur hydrothermalen Nutzung von warmen Quellen. Die vorliegende Arbeit konzentriert sich allerdings auf die Nutzbarmachung der oberflächennahen Erdwärme.

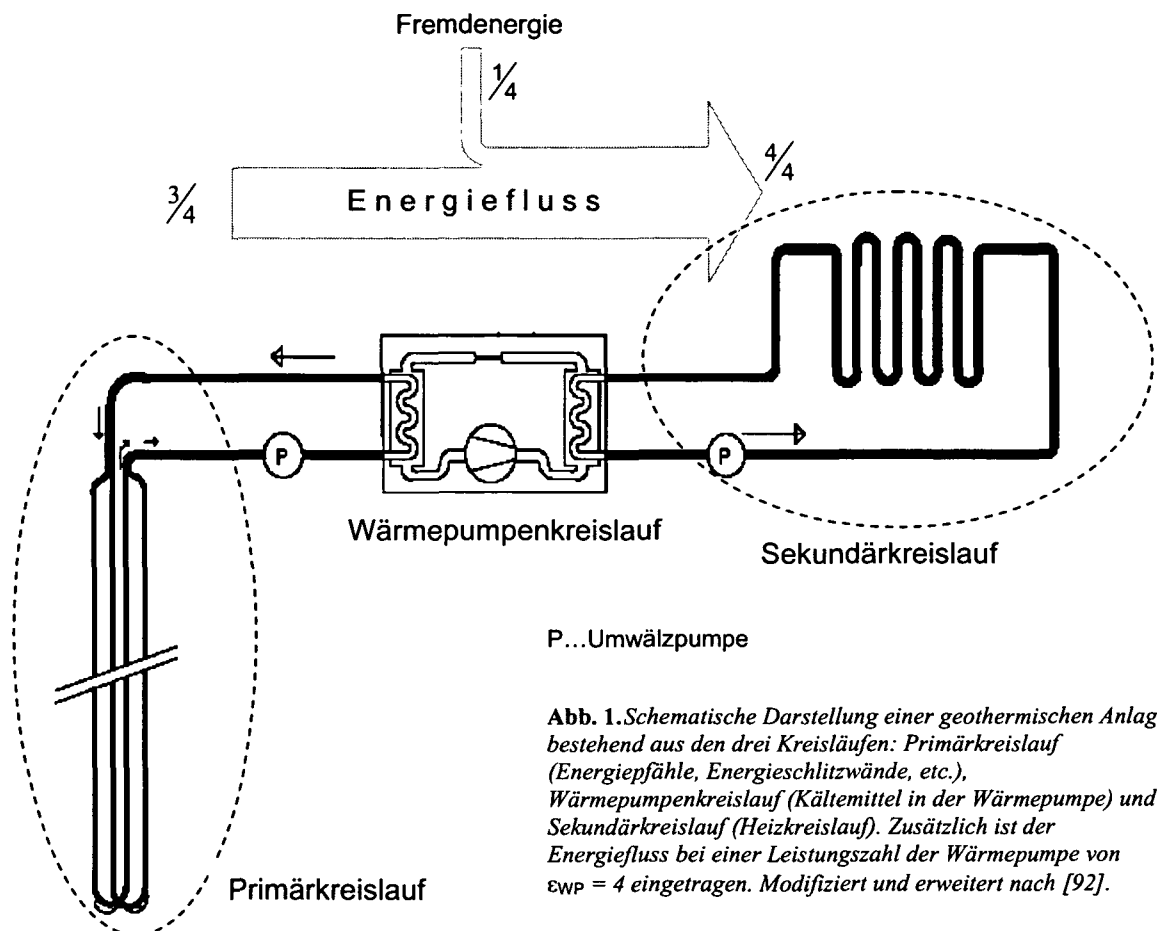
Durch die Entwicklung der Wärmepumpe ist es möglich geworden, die Temperaturen der entzogenen oberflächennahen Erdwärme auf ein Niveau anzuheben, dass diese für Heizzwecke genutzt werden kann. Der grundsätzliche Aufbau einer geothermischen Anlage beispielsweise für Heizbetrieb ist in Abb. 1 dargestellt, bestehend aus den Absorberbauteilen (Primärkreislauf), der Wärmepumpe (Wärmepumpenkreislauf) und der Heizung (Sekundärkreislauf). Erdwärme kann selbstverständlich auch zum Kühlen verwendet werden. Entweder wird zwischen Primär- und Sekundärkreislauf eine Kältemaschine eingesetzt oder die „Kälte“ des Erdreiches wird direkt zur Kühlung genutzt. Die Entscheidung, welches System gewählt wird, hängt in erster Linie vom erforderlichen Temperaturniveau ab.

Die aus dem Erdreich nutzbare Energie ist enorm, wie das Beispiel eines Einfamilienhauses zeigt: Bei einer angenommenen Grundfläche von 100 m^2 und einer Aktivierung des Erdreiches von 12 m beträgt das unmittelbar nutzbare Erdreichvolumen 1200 m^3 , was einem Gewicht von etwa 2000 t entspricht. Wird diese Masse nur um 1°C abgekühlt, können daraus rund 1000 kWh thermische Energie entzogen werden [81].

Um eine bestimmte Energiemenge für Heiz- bzw. Kühlzwecke nutzen zu können, muss diese erst dem Boden entzogen werden. Dies geschieht oftmals mit eigens dafür hergestellten Absorberbauwerken wie Flach- oder Grabenkollektoren bzw. Erdwärmesonden. Sie haben aber allesamt den entscheidenden Nachteil, dass sie eigens dafür errichtet werden müssen, daher zusätzlichen Raum verbrauchen und hohe Kosten verursachen, sodass vertretbare Amortisationszeiten nicht möglich sind.

In den letzten Jahren wurde jedoch dazu übergegangen, konstruktiv ohnehin erforderliche, erdberührte Bauteile wie Pfähle, Schlitzwände oder Fundamentplatten als Absorberbauwerke zu nutzen. Diese haben gegenüber den herkömmlichen Systemen einen entscheidenden Kostenvorteil, da die Belegung der Bewehrungselemente mit

Absorberschläuchen vergleichsweise günstig ist. Im Sinne von Synergieeffekten werden somit statisch erforderliche Gründungen und Stützbauwerke gleichzeitig als Erdwärmeabsorber genutzt [13].



Heutzutage wird diese Massivabsorbertechnologie bei Hochbauten schon vielfach eingesetzt und gilt als erprobt. Die Auslegung derartiger Anlagen basiert im Wesentlichen auf dem Erfahrungspotenzial aus dem Betrieb fertig gestellter Anlagen, doch es existieren kaum fundierte wissenschaftliche Untersuchungen zur Wirkungsweise einer Massivabsorberanlage. Ebenso sind nur wenige Berechnungsprogramme am Markt erhältlich, mit denen beispielsweise die Auslegung einer Energieschlitzwand berechnet werden kann. In diesem Sinne werden in der vorliegenden Arbeit die Grundlagen des geothermischen Energieentzuges erarbeitet (Kapitel 3 und 5) und mit Hilfe numerischer Modelle Parameterstudien (Kapitel 5.6 und 6) durchgeführt, um die Wirkungsweise eines Massivabsorberelementes zu erforschen und Optimierungsmöglichkeiten aufzuzeigen.

Es wird gezeigt, dass sich die Massivabsorbertechnologie nicht nur für eine Anwendung bei Hochbauten eignet, sondern auch bei Tunnelbauwerken bzw. deren Begleitbauwerken angewendet werden kann. Es wird untersucht, inwiefern Brunnen zur Grundwasserabsenkung während der Tunnelbauphase auch als Absorberbauwerk genutzt werden können (Kapitel 7).

Bei Tunnelbauwerken, die in offener Bauweise hergestellt werden, können erprobte Systeme für Hochbauten (Energiepfähle, Energieschlitzwände etc.) theoretisch verwendet werden, sind in der Praxis aber bislang noch nicht bei Tunnelbauwerken eingesetzt worden. Mit der

Realisierung des Forschungsprojektes „LT24 - Hadersdorf-Weidlingau“ (Kapitel 8), bei dem erstmalig Pfähle eines Tunnels als Energiepfähle genutzt werden, wurde ein Demonstrationsobjekt für eine Erdwärmennutzung mittels Tunnelbauwerken geschaffen. Aufbauend auf den Erfahrungen, die im Rahmen dieses Demonstrationsprojektes gemacht wurden, kam es zur ersten großmaßstäblichen Anwendung im U-Bahn-Bau (Kapitel 9). Für Tunnels, die in geschlossener Bauweise hergestellt werden, existierten bislang keine Technologien, die das Bauwerk zum Energieentzug aus dem Erdreich aktivieren. Hier war es somit erforderlich, eine neue Technologie zu entwickeln und im Rahmen eines Testfeldes zu erproben (Kapitel 10).

Weiterer Forschungsbedarf besteht vor allem hinsichtlich der Untersuchung des Einflusses eines Energiebetriebes auf die Tragfähigkeit der Fundierungselemente. Diesbezüglich sind neben numerischen Simulationen vor allem Langzeitmessungen bei bestehenden Anlagen notwendig. Die bislang längsten Messungen laufen an Energiepfählen im Rehabilitationszentrum „Bad Schallerbach“ [13]. Weitere Entwicklungen wurden durch neue numerische Simulationsmodelle (Kapitel 6), die auch für thermomechanische Berechnungen herangezogen werden können, und durch den Einbau geeigneter Messgeräte in einen Energiepfahl (Kapitel 8.4) bzw. eine Energieschlitzwand (Kapitel 9.3) ebenfalls im Rahmen der vorliegenden Arbeit gelegt.

2 Grundlagen der Geothermie

2.1 Historische Entwicklung der Erdwärmennutzung

Eine der ältesten Angaben über die innere Wärme der Erde stammen aus dem Jahre 1664 von *Athanasius Kircher*, der Antworten mitteilte, die er von Bergbeamten betreffend Erdwärme erhalten hatte:

„Die eine ging dahin, man hätte in den Gruben weder von Wärme noch von Kälte zu leiden, wenn guter Wetterwechsel vorhanden sei, wo dieser aber fehle, sei es wärmer. Nach der anderen wurde angegeben, die Gruben würden, wenn sie trocken seien, mit der Tiefe immer wärmer, weil es wegen der Tiefe unmöglich sei, ihnen hinlängliche Luftlöcher zuzuführen, hätten sie aber Wasser, so seien sie, obgleich tief, nicht so warm. Wenn sie aber tief und trocken seien, und kiesige Gänge hätten, so wären sie immer sehr warm.“ [27]

Im 18. Jahrhundert beschäftigte sich eine Vielzahl von Forschungsprojekten mit der Ermittlung, *„in welcher Weise die Wärme in den Bodenschichten, die noch unter dem Einflusse der nach den Jahrzeiten veränderlichen Sonnenwärme stehen, sich ändert, binnen welcher Zeit in den verschiedenen Tiefen der Einfluss der äusseren Wärme sich geltend macht, das Maximum und Minimum derselben erreicht, sowie in welcher Tiefe durch das Verschwinden dieses Einflusses die Erdwärme constant wird.“ [27]*

Schon damals kam man zu folgenden Erkenntnissen:

„Die Tiefe, in welcher die Erdwärme constant wird, kann nicht an allen Orten dieselbe sein, weil sie abhängig sein muss von den Schwankungen der Lufttemperatur und dem Wärmeleitungsvermögen des Gesteins. Je geringer die jährlichen Schwankungen der Lufttemperatur sind und je geringer das Wärmeleitungsvermögen der oberen Gesteinsmassen ist, desto mehr muss sich die Grenze des Temperaturwechsels der Oberfläche nähern. ... In Deutschland verschwinden bei einer Tiefe von 6 dcm die täglichen Temperaturschwankungen und in einer Tiefe von 24 m auch die jährlichen.“ [27]

Die Entwicklung zur Erforschung der „inneren Wärme der Erde“ war eine der Grundvoraussetzungen für die heutige Erdwärmennutzung. Eine zweite bedeutsame Entwicklung, die von heutigen Erdwärmeeinrichtungen nicht mehr wegzudenken ist, war die Erfindung der Wärmepumpe. Diese geht maßgeblich auf *k.k. Oberbergrat Peter Ritter von Rittinger* zurück, der im Jahre 1855 in der Vorrede zu seiner Abhandlung über ein neues Abdampfverfahren folgendes schreibt:

„'Dampf kann mechanische Arbeit erzeugen!' Von diesem allgemein als richtig anerkannten Erfahrungssatze machte bis nun die Industrie unzählige nützliche Anwendungen, und sie verdankt demselben die größten Fortschritte der Neuzeit. Aber auch an der Richtigkeit des obigen umgekehrt ausgesprochenen Erfahrungssatzes: ‚Mechanische Arbeit kann Dampf erzeugen‘, dürfte wohl kaum ein Physiker zweifeln, da ihn vielfache Analogien darauf führen müssen. Allein meines Wissens hat es bisher noch Niemand versucht, diesen Satz in seiner

umgekehrten Form im Großen und zum Vorteile der Industrie anzuwenden und auszuführen.“

Rittingers sogenannte „Dampfpumpe“, die im Jahr 1857 in der österreichischen Saline Ebensee erstmals in Betrieb ging, gilt als Vorläufer der heutigen Wärmepumpe. Mit ihr wurde bei der Salzgewinnung die Temperatur des Brühdampfes durch mechanische Kompression erhöht und dieser damit wieder zum Erhitzen der Sole genutzt [94].

Patente auf Wärmepumpen, so wie wir sie heute kennen, gehen zurück auf den Beginn des 20. Jahrhunderts. Die erste große Wärmepumpenanlage ging 1938 in Zürich in Betrieb, wobei das Wasser der Limmat als Wärmequelle verwendet wurde [94].

Bereits 1945 wurde in den USA das Erdreich erstmals als Wärmequelle für eine Wärmepumpe eingesetzt. Die erste deutsche Anlage mit horizontalen Erdwärmekollektoren und einer Sole-Wasser-Wärmepumpe wurde im Jahr 1969 gebaut. Erdwärmesonden wurden erstmals 1980 in der Schweiz hergestellt [94].

Als Folge der Ölkrise im Jahr 1974, die das begrenzte Vorkommen fossiler Energieträger klar aufzeigte, entfaltete sich für Heizanwendungen kleinerer Objekte ein breites Angebot an Wärmepumpen, die mittels Energiesammler Umweltwärme aus Luft, Wasser und Boden entzogen. Die anfängliche Euphorie sank jedoch bald, als Luft- und Wassersysteme nach einigen Entwicklungsjahren rasch ihre Leistungsgrenzen erreichten. Die Herstellung von Leitungen zur Nutzung der Erdwärme war teuer und während des Betriebes zeigte sich, dass nicht an jedem Standort die erwartete Leistung erbracht werden konnte. Zudem fielen viele Anlagen aufgrund ungeeigneten Materials und falscher Dimensionierung aus, da die Abstimmung zwischen dem Absorberkreis, der Wärmepumpe und dem Heizkreis unzureichend war. Bis 1982 hatten sowohl viele Nutzer der Umweltwärme Lehrgeld zahlen als auch Wärmepumpenhersteller die Produktion einstellen müssen und sinkende Energiepreise, verbunden mit der Verbreitung des Energieträgers Erdgas, ließen nur eine langsame Verbreitung der Wärmepumpentechnologie zu.

In der Folgezeit von 1982 bis 1988 wurden hauptsächlich Großprojekte realisiert; kleine Wärmepumpen für Heizzwecke galten als wenig sinnvoll. In der ehemaligen DDR wurden zu dieser Zeit wissenschaftliche Forschungen auf diesem Gebiet von staatlichen Stellen sogar untersagt. Gleichzeitig entfaltete sich aber der Wärmepumpenmarkt in anderen hoch entwickelten Ländern wie Kanada, Japan, Schweden, Schweiz und den USA, wobei vor allem in der Schweiz und in Schweden erste Erfolge mit der Erdwärmennutzung erzielt werden konnten. Erst durch diese Erfolge und durch die Tatsache, dass niedrige Energiepreise und ein hoher Energieverbrauch aus ökologischen Gründen langfristig nicht haltbar waren, wurde der Wärmepumpenheizung wieder vermehrt Aufmerksamkeit geschenkt. Doch während in dieser Zeit Wind- und Solarenergie bereits akzeptiert und staatlich gefördert wurden, musste das schlechte Image der Wärmepumpenheizung aufgrund der schlechten Erfahrungen in der Probephase erst überwunden werden [23].

Eine geothermische Energieanlage kann nur dann mit herkömmlichen Heizsystemen konkurrieren, wenn die Investitionskosten nicht zu hoch sind. Da aus diesem Grund der Einsatz von Erdwärmesonden, Erdkollektoren etc. vor allem für größere Anlagen nicht mehr wirtschaftlich vertretbar war, sind in den letzten Jahren Überlegungen angestellt worden,

konstruktiv erforderliche, erdberührte Bauteile und Bauwerke als Erdwärmeabsorber auszustatten. In Österreich ist die Verbreitung der erdgekoppelten Wärmepumpentechnologie in Verbindung mit Betonbauteilen vor allem auf die Firma *Nägelebau* zurückzuführen, die bereits 1981 erstmals Absorberleitungen in Betonbauteile integrierte und so den Grundstein für die sogenannte „Massivabsorbertechnologie“ legte. Die Entwicklungen gingen schließlich von der Nutzarmachung von Außenwänden und Bodenplatten über Fertigteil-Rammpfähle bis hin zu Bohrpfählen und Schlitzwänden, die vorwiegend zu Heizzwecken genutzt wurden. Die moderne Architektur mit großflächigen Glasfassaden führte schließlich dazu, dass ein Kühlen derartiger Gebäude immer notwendiger wurde. Weil eine Kältemaschine wie eine Wärmepumpe arbeitet, kann auch hier die Massivabsorbertechnologie zur Raumkühlung herangezogen werden.

Diese Technologie hat bei Hochbauten nun einen Durchbruch erzielt und wird heutzutage bei zahlreichen Neubauten eingesetzt. Gänzlich neu dagegen war die Nutzarmachung von Tunnelbauwerken zur Erdwärmenutzung. Hier bestand noch erheblicher Forschungsbedarf.

2.2 Bauwerke für die Massivabsorbertechnologie

Prinzipiell können alle erdanliegenden Betonbauteile als Energieabsorber verwendet werden, somit auch Flachfundierungen. Tieffundierungen wie Pfähle, Schlitzwände etc. eignen sich aber in besonderer Weise, da tiefer liegende Bereiche des Untergrundes erschlossen werden, welche nicht mehr unter dem Einfluss der saisonalen Temperaturschwankungen an der Oberfläche stehen. Neben

- Fertigrammpfählen aus Stahlbeton und
- Ortbetonbohrpfählen,

i.a. als „Energiepfähle“ bezeichnet, werden heutzutage auch

- Schlitzwände und
- Bodenplatten

für die Gewinnung von Erdwärme herangezogen. Im Kapitel 7 wird eine Versuchsanlage beschrieben, bei der ein

- Brunnen zur Grundwasserabsenkung

als Erdwärmeabsorber ausgestattet wurde. Neue Entwicklungen, die in den Kapiteln 8, 9 und 10 vorgestellt werden, betreffen zur Gänze im Boden eingebettete Bauwerke, wie

- Schächte und schachtartige Bauwerke und
- Tunnels,

die sowohl in offener Bauweise hergestellt als auch bergmännisch vorgetrieben werden [18].

Nachfolgend sind beispielsweise Abbildungen eines Energiepfahles, einer Energieschlitzwand und einer Energiebodenplatte dargestellt. Es werden an der Bewehrung in-situ bzw. im Fertigteilwerk Wärmetauscherrohre (Absorberrohre) befestigt, die einen Außendurchmesser von etwa 25 mm aufweisen und i.a. aus HDPE bestehen. Während des Betoniervorganges stehen die Kreisläufe unter Druck, wobei ein definierter Prüfdruck von 8 bis 10 bar aufgebracht wird. Bei Bewehrungsstößen kommen bei den Rohren entweder

Schweißverbindungen oder Patentkupplungen zum Einsatz, die in wenigen Minuten zuverlässig hergestellt werden können. Die Vor- und Rücklaufleitungen des eingebauten Kreislaufes werden an einer Stelle (meist beim Pfahl- bzw. Schlitzwandkopf) in ein PVC-Schutzrohr zusammengeführt und sind dadurch während des Betoniervorganges geschützt. Nach Erhärten des Betons werden diese Leitungen freigelegt und bis zu einem zentralen Verteilerblock, an dem sämtliche Kreisläufe angeschlossen werden, weitergeführt. Mittels einer größeren Sammelleitung erfolgt schließlich der Anschluss an die Wärmepumpe, die meist in einer Technikzentrale untergebracht ist.

Bei den Absorberkreisläufen handelt es sich um ein geschlossenes System, d.h. die in den Absorberleitungen zirkulierende Flüssigkeit kommt zu keinem Zeitpunkt in Kontakt mit dem umgebenden Boden. Sicherheit gegen Beschädigung der Rohre bietet die Betonüberdeckung der Bauteile.

Der Wärmetransport erfolgt über den Temperaturunterschied zwischen Flüssigkeit und Beton bzw. Erdreich. Bei Vorhandensein von strömendem Grundwasser im Bereich der mit Absorberleitungen bestückten Fundamentelemente wird die Wärme in erster Linie von diesem Medium zu- bzw. abgeführt.

Die Praxis hat gezeigt, dass die thermische Dauerleistung einer Energiebodenplatte gering ist und nicht unter den Gefrierpunkt abgekühlt werden darf. Ein Unterschreiten dieser Temperatur führt nämlich zum Gefrieren von unter der Platte verlegten Rohrleitungen und eventuell zu massiven statischen Problemen. So können durch Frost-Tau-Wechsel im Untergrund erhebliche Schäden infolge von Frosthebungen, Veränderung der Porenwasserdruckverhältnisse, Taukonsolidation, Festigkeitsverluste des Baugrundes etc. entstehen, die keinesfalls unterschätzt werden dürfen. Besonders gefährdet sind quellfähige Böden, bei denen Hebungen im Dezimeterbereich beobachtet worden sind.

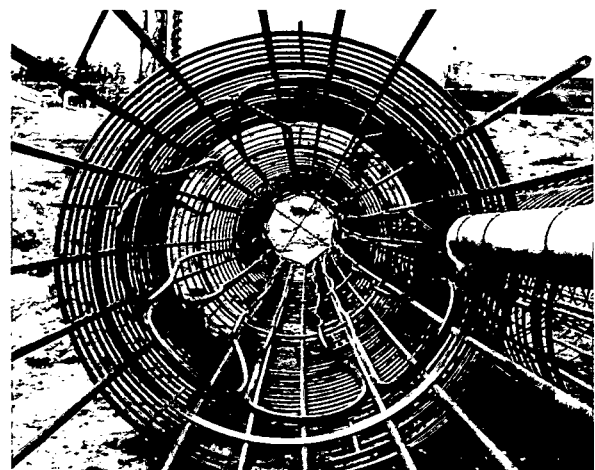
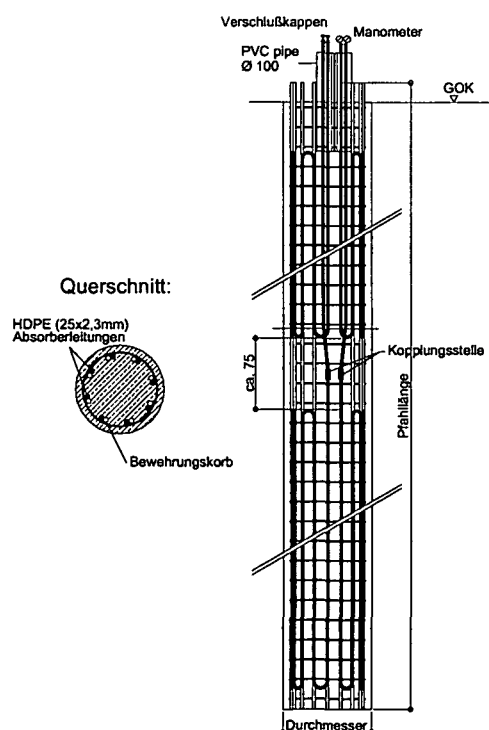


Abb. 2. Blick in einen mit Absorberleitungen bestückten Bewehrungskorb eines Bohrpfahles (Kopfbereich). Die Anschlussleitungen sind in einem PVC-Schutzrohr am Pfahlkopf gegen Beschädigungen geschützt. In der linken Abbildung ist schematisch die Befestigung der Absorberleitungen am Bewehrungskorb, der in zwei Schüssen eingebaut wird (Kopplungsstelle), dargestellt [70].

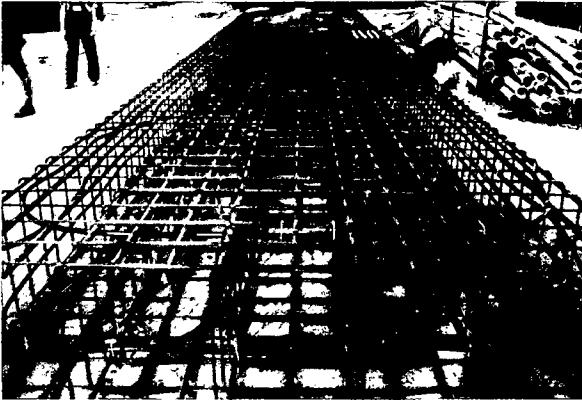


Abb. 3. Befestigung der Absorberleitungen an einem Schlitzwandbewehrungskorb (Fußbereich) für die Erdwärmeanlage U2/2-Taborstraße.

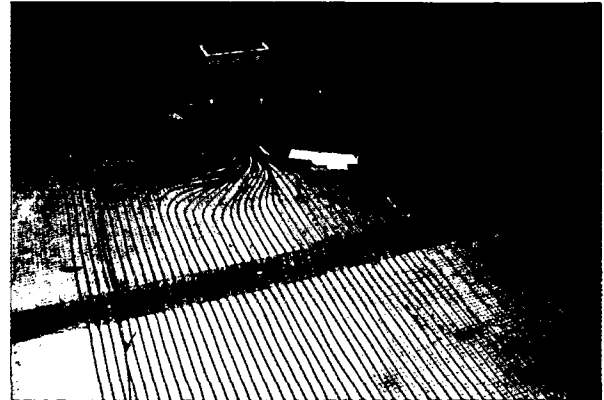


Abb. 4. Verlegen von Absorberleitungen in einer Bodenplatte für die Erdwärmeanlage U2/3-Praterstern.

2.3 Die Wärmepumpe

2.3.1 Allgemeines

Wärmeenergie ist für den Menschen in der Regel erst von Nutzen, wenn deren Temperaturniveau deutlich über jenem der Umgebung liegt. Dieses Anheben der Temperatur einer bestimmten Wärmemenge kann nur unter Zufuhr einer höherwertigen Energie geschehen. Dieses Prinzip ist in der Wärmepumpe verwirklicht. Dabei wird unter Zuhilfenahme von elektrischem Strom, Gas oder sonstigen Brennstoffen eine sonst nicht nutzbare Energiemenge auf ein verwertbares Temperaturniveau gehoben. Je höher diese Anhebung geschehen soll, desto größer wird der Anteil an erforderlicher Fremdenergie, der aber in der nutzbaren Energiemenge enthalten bleibt. Damit lassen sich diverse Kennzahlen berechnen, die die Effizienz einer Wärmepumpe oder einer gesamten Wärmepumpenanlage beschreibt.

Maßgeblich für die Effizienz des Wärmepumpenprozesses ist die Temperaturdifferenz zwischen Nutz- und Entzugstemperatur. Eine hohe Nutzttemperatur (hohe Heizungsvorlauftemperatur) und eine niedrige Entzugstemperatur verschlechtern die Energiebilanz der Anlage. Um eine wirtschaftliche Leistungszahl (vgl. dazu Leistungszahl des *Carnot*-Prozesses im Kapitel 2.3.3.3) zu erreichen, darf somit die Temperatur der Nutzenergie mit ca. 35–45°C nicht zu hoch gewählt werden, ausgehend von der Entzugstemperatur von etwa 0–5°C in der Absorberflüssigkeit. Dieser Umstand schränkt die Nutzung im Wesentlichen auf Niedertemperaturheizsysteme in Gebäuden ein, die wärmetechnisch den gängigen Forderungen des Gesetzgebers entsprechen. Dadurch entstehen sehr wirtschaftliche Heizungsanlagen mit dem Vorteil eines verminderten Primärenergieverbrauchs und den daraus resultierenden positiven umweltpolitischen und volkswirtschaftlichen Folgewirkungen.

2.3.2 Funktionsbeschreibung

2.3.2.1 Wärmepumpenkreislauf

Derzeit werden zur Betreibung geothermischer Anlagen fast ausschließlich Kompressionswärmepumpen eingesetzt. In diesen Wärmepumpen findet in einem geschlossenen Kreislauf (Kältemittelkreislauf) ein Kaltdampfprozess statt, der im Wesentlichen aus den vier Schritten Verdampfung, Verdichtung, Kondensation und Expansion besteht (Abb. 5). Dadurch wird die Temperatur von einem niedrigen Niveau (Wärmequelle, Verdampfer) auf ein höheres Niveau (Heizungswasser, Verflüssiger) gehoben. Der mechanische Antrieb für den Kompressor (Verdichtung) erfolgt mittels Elektro- oder Verbrennungsmotor.

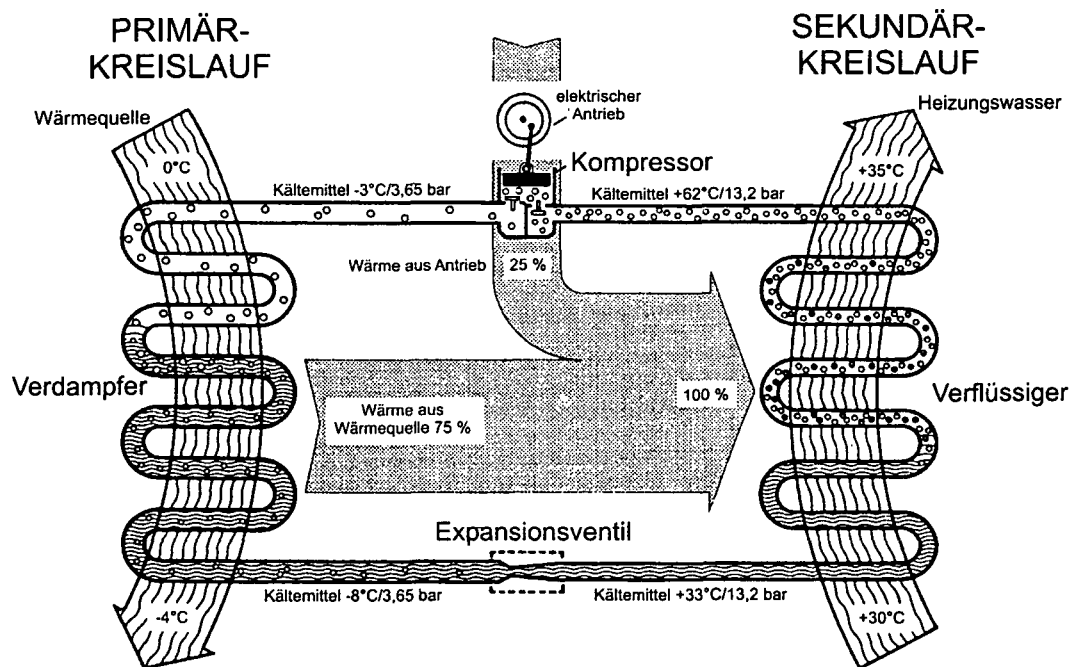


Abb. 5. Wärmepumpenkreislauf mit Temperaturen und Drücken, beispielsweise für das Kältemittel R290 [101]. Die Energieübertragung vom Primärkreislauf zum Kältemittel erfolgt beim Verdampfer und vom Kältemittel zum Sekundärkreislauf im Verflüssiger.

Die Wärmepumpe kann aber nicht nur zum Heizen, sondern auch zum Kühlen verwendet werden. Schließlich transportiert eine Wärmepumpe Wärme von einem niedrigen auf ein höheres Temperaturniveau. Werden nun die Komponenten einer erdgekoppelten Wärmepumpe umgeschaltet (z.B. durch ein Vier-Wege-Ventil im Kältemittelkreislauf), so kann Wärme aus dem Gebäude entzogen und diese an das Erdreich abgegeben werden. Kühlung mit „Erdwärme“ verbessert die Wirtschaftlichkeit erdgekoppelter Wärmepumpenanlagen deutlich. In Einzelfällen sind solche Anlagen bereits in den Investitionskosten günstiger als eine konventionelle Heizung mit einer getrennten Anlage zur Raumkühlung, da die Absorberanlage sowohl zum Heizen als auch zum Kühlen verwendet wird und bei der Kühlung der Strombedarf für die Wärmepumpe aufgrund der geringeren Temperaturdifferenz zwischen Primär- und Sekundärkreislauf sich maßgeblich verringert [92].

Jede Kältemaschine nutzt das Prinzip der Wärmepumpe, denn Kälte kann nicht erzeugt werden, da es physikalisch keine Kälte gibt. Möchte man kühlen, so muss Wärme dort weggenommen werden, wo es kälter sein soll und diese entnommene Energie wird bei höherer Temperatur wieder abgegeben. Dies erfolgt dadurch, dass die entnommene Wärme von einem niedrigen Temperaturniveau des Wärmeentzuges (Raum) auf ein höheres Temperaturniveau zur Wärmeabgabe (Erdreich) hochgepumpt wird.

Die physikalischen Vorgänge, die in einer Wärmepumpe bzw. Kältemaschine erfolgen, lassen sich folgendermaßen erklären (siehe dazu Abb. 5):

- **Verdampfer:** Taucht man einen Finger in warmes Wasser und hält den nassen Finger anschließend in die Luft, so verdampft das Wasser. Das dabei entstehende Kältegefühl ist darin begründet, dass für die Verdampfung Wärmeenergie notwendig ist, die dem Finger entzogen wird. Derselbe Vorgang erfolgt im Verdampfer der Wärmepumpe bzw. Kältemaschine. Wenn das Kältemittel durch den Verdampfer strömt, wird diesem Wärme aus dem Primärkreislauf (im Heizfall) bzw. Sekundärkreislauf (im Kühlfall) zugeführt, wodurch es sich erwärmt und in weiterer Folge verdampft. Während des Phasenüberganges des Kältemittels bleibt die Temperatur konstant (Abb. 6). Die dabei übertragene Wärme wird als sogenannte „Verdampfungswärme“ bezeichnet. Durch die Abgabe von Wärmeenergie an das Kältemittel sinkt schließlich die Flüssigkeitstemperatur des Primärkreislaufes (im Heizfall) bzw. des Sekundärkreislaufes (im Kühlfall).

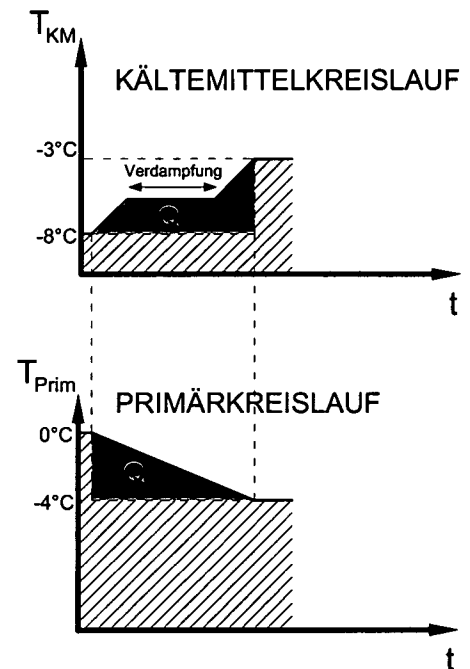


Abb. 6. Wärmeaustausch im Verdampfer (schematisch). Während die Temperatur im Primärkreislauf sinkt (Energieabgabe Q), steigt die Temperatur des Kältemittels in der Wärmepumpe an (Energieaufnahme Q). Während des Verdampfungsprozesses (Phasenwechsel) bleibt die Temperatur konstant.

- **Kompressor:** Mit einer Kolbenpumpe (Kompressor) wird nun der Kältemitteldampf aus dem Verdampfer abgesaugt und in den Verflüssiger gepresst. Durch das Zusammenpressen erhitzt sich der Dampf:

$$\text{Gesetz von Charles: } \frac{p_1}{T_1} \cdot V = \frac{p_2}{T_2} \cdot V \quad (1)$$

mit p_1, T_1 : Druck [Pa] bzw. Temperatur [°C] vor dem Verdichten
 p_2, T_2 : Druck [Pa] bzw. Temperatur [°C] nach dem Verdichten
 V : Volumen [m³] (vor und nach dem Verdichten konstant)

- **Verflüssiger:** Der physikalische Vorgang im Verflüssiger kann mit dem beim Kochen entstehenden heißen Wasserdampf verglichen werden, der sich an einer kalten

Fensterscheibe niederschlägt und dort kondensiert. Bei diesem Vorgang wird dem Dampf Energie entzogen und an die Fensterscheibe abgegeben, die sich dadurch erwärmt. Dasselbe erfolgt innerhalb der Wärmepumpe bzw. Kältemaschine. Während der erhitzte Dampf vom Kompressor durch den Verflüssiger strömt, kondensiert dieser und gibt dabei Wärmeenergie an den Sekundärkreislauf (im Heizfall) bzw. Primärkreislauf (im Kühlfall) ab (während des Phasenüberganges des Kältemittels bleibt die Temperatur konstant), wodurch die Dampftemperatur sinkt und jene des Sekundär- bzw. Primärkreislaufes steigt. Dass der Dampf bei einer so hohen Temperatur wieder flüssig wird, liegt daran, dass im Verflüssiger ein höherer Druck herrscht.

- **Expansionsventil:** Das Kältemittel strömt schließlich durch ein Kapillarrohr bzw. Expansionsventil wieder zurück in den Verdampfer. Dort herrscht ein wesentlich geringerer Druck, sodass das Kältemittel durch die Zufuhr von Erdwärme erneut verdampft und der Kreislauf somit geschlossen ist.

2.3.2.2 Energiefluss

Der Energiefluss einer erdgekoppelten Wärmepumpe in Abhängigkeit von der Temperatur ist in Abb. 7 dargestellt. Die Wärme fließt von der Wärmequelle (Erdreich), mit einer mittleren Temperatur von etwa 10°C in den Wärmeträger (Absorberflüssigkeit), der eine mittlere Temperatur von z.B. -2°C hat. Im Verdampfer wird diese Energie an das Kältemittel der Wärmepumpe mit einer mittleren Temperatur von z.B. $-5,5^{\circ}\text{C}$ übergeben und anschließend durch die Wärmepumpe auf z.B. 62°C „hochgepumpt“. Im Kondensator strömt die Wärme vom Kältemittel ins Heizungswasser, das eine mittlere Temperatur von z.B. $32,5^{\circ}\text{C}$ hat. Über das Wärmeverteilsystem (z.B. Fußbodenheizung) wird die Wärme schließlich an die Wärmesenke (Raumluft) mit z.B. 20°C abgegeben [33].

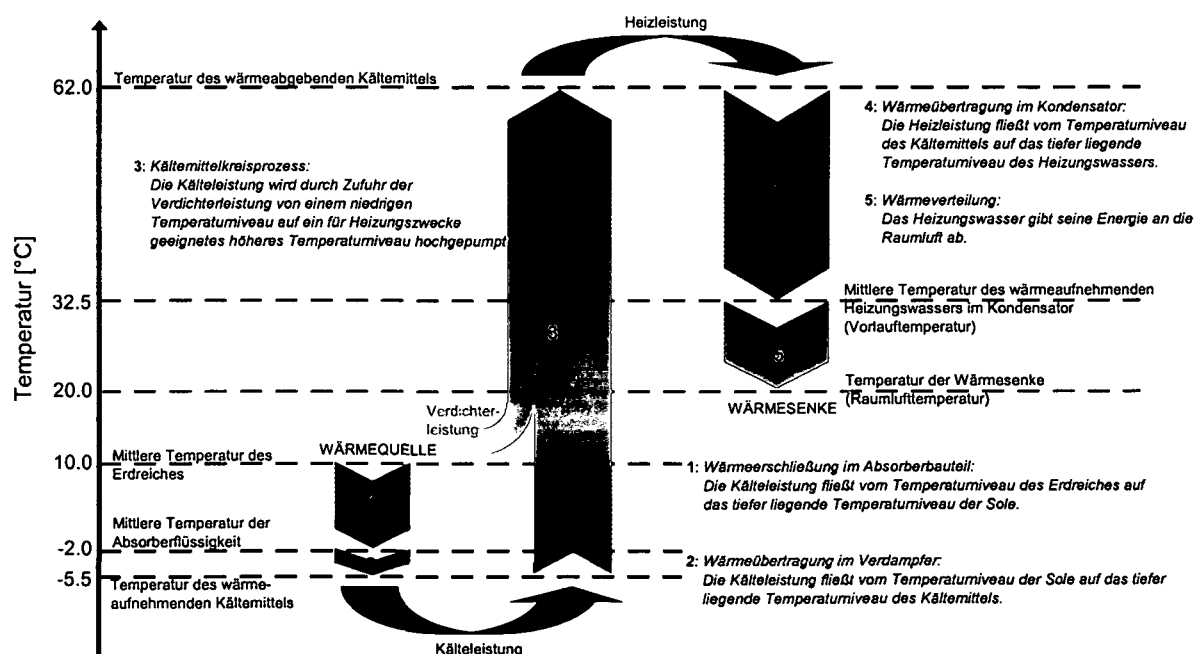


Abb. 7. Energiefluss einer erdgekoppelten Wärmepumpe in Abhängigkeit der Temperaturen im Heizfall entsprechend Abb. 5. Modifiziert nach [33].

2.3.3 Kompressionswärmepumpen

2.3.3.1 Wärmepumpen mit Elektromotor

Das momentane Verhältnis von abgegebener Heizleistung zu aufgenommener elektrischer Antriebsleistung, bezogen auf einen bestimmten Anlagenumfang und für einen bestimmten Arbeitspunkt (Temperaturverhältnis) wird bei einer Elektrowärmepumpe durch die Leistungszahl ε_{WP} (oder $COP = \text{Coefficient of Performance}$) definiert:

$$\varepsilon_{WP} = \frac{\text{abgegebene Heizleistung}}{\text{elektr. Antriebsleistung}} \quad (2)$$

Optimierungen in der Entwicklung von Elektrowärmepumpen, wie z.B. die Verwendung neuer Kältemittel oder verbesserter Kompressoren, haben in letzter Zeit zu besseren Leistungszahlen von Elektrowärmepumpen geführt. Derzeit werden Leistungszahlen von $\varepsilon_{WP} \geq 4$ erreicht.

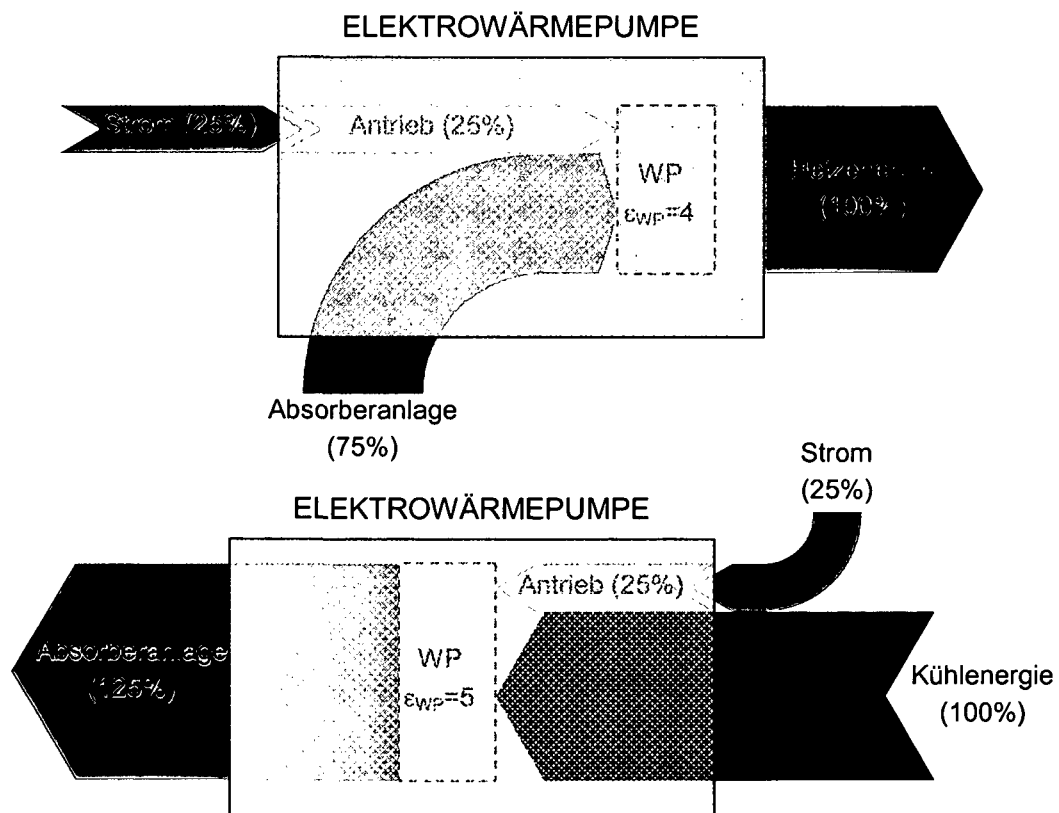


Abb. 8. Idealisierter Energiefluss einer Elektrowärmepumpe im Heizfall (oben) und Kühlfall (unten).

Zur Beschreibung der Effizienz der gesamten Wärmepumpenanlage dient die Jahresarbeitszahl β_a (oder $SPF = \text{Seasonal Performance Factor}$), die aus dem Verhältnis jährlich gelieferter Wärme (Heizarbeit) zu jährlich aufgenommener elektrischer Antriebsenergie, bezogen auf einen bestimmten Anlagenumfang, berechnet wird:

$$\beta_a = \frac{\text{Heizarbeit}}{\text{elektr. Antriebsarbeit}} \quad (3)$$

Die Jahresarbeitszahl beschreibt die Effizienz der gesamten Wärmepumpenanlage über den Zeitraum eines Jahres. Sie gibt an, wie viele Einheiten Nutzenergie mit einer Einheit Antriebsenergie (Strom) erzeugt werden können. Dabei wird zusätzlich zur Antriebsarbeit des Kompressors auch der Energieverbrauch peripherer Komponenten, wie z.B. Umwälzpumpen, mitberücksichtigt. Während die Leistungszahl unter vorgegebenen Rahmenbedingungen (Temperaturverhältnis) bestimmt wird, stellen sich diese Größen bei der Jahresarbeitszahl durch den praktischen Betrieb im System ein. Aus diesem Grund ist die Jahresarbeitszahl eine aussagekräftigere Beschreibung der Effizienz einer Wärmepumpenanlage. Diese liegen in etwa bei $\beta_a = 3,8$ bis $4,3$, wobei $\beta_a = 4,0$ bedeutet, dass im Jahresmittel mit einer Kilowattstunde Strom vier Kilowattstunden Heizwärme geliefert werden [94].

2.3.3.2 Wärmepumpen mit Verbrennungsmotor

Bei diesen Maschinen wird zum Antrieb des Kompressors anstelle eines Elektromotors ein Gas- oder Dieselmotor verwendet. Antriebe auf Basis eines Verbrennungsmotors haben den Vorteil, dass die Motorabwärme dem Heizkreislauf zugeführt werden kann, wodurch sich die Energiebilanz verbessert. Als Antriebsenergie können Erdgas, Propan oder Diesel verwendet werden. Die Heizzahl ζ gibt die Effizienz einer solchen primärenergetisch betriebenen Wärmepumpe an und errechnet sich aus dem Verhältnis von abgegebener Heizleistung zu aufgenommener Brennstoffleistung, bezogen auf einen bestimmten Anlagenumfang und einen bestimmten Arbeitspunkt (Temperaturverhältnis):

$$\zeta = \frac{\text{abgegebene Heizleistung}}{\text{Brennstoffleistung}} \quad (4)$$

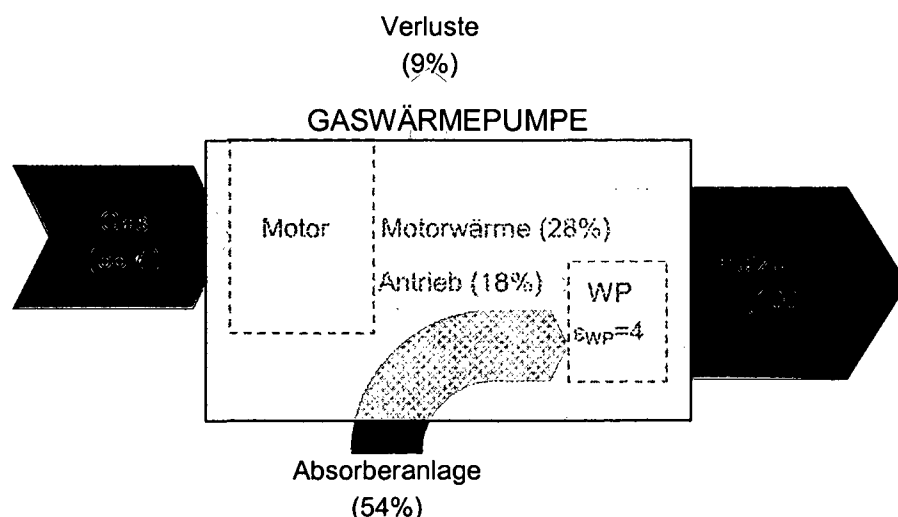


Abb. 9. Energiefluss einer Gasmotorwärmepumpe im Heizfall.

Die Effizienz einer gesamten Wärmepumpenanlage mit primärenergetisch betriebener Wärmepumpe wird wiederum aus dem Verhältnis aus jährlich gelieferter Wärme zu jährlich aufgenommener Brennstoffenergie, bezogen auf einen bestimmten Anlagenumfang, berechnet und als Jahresheizzahl ζ_a bezeichnet:

$$\zeta_a = \frac{\text{Heizarbeit}}{\text{Brennstoffarbeit}} \quad (5)$$

Typische Werte liegen je nach Wärmepumpentechnik zwischen $\zeta_a = 1,4 - 1,6$ [83].

An dieser Stelle wird aus Gründen der Vollständigkeit noch auf sogenannte *Absorptionswärmepumpen* hingewiesen. Gravierende Nachteile, wie großer apparativer Aufwand, hohe Drücke und die Giftigkeit des verwendeten Ammoniaks, stehen einem verbreiteten Einsatz noch im Wege, sodass auf diesem Gebiet noch weitere Entwicklungsarbeit zu leisten ist.

2.3.3.3 Idealer (Carnot-) und Realer Kreisprozess

Der *Carnot*-Kreisprozess ist der Idealprozess, der die Messlatte für alle anderen Prozesse bildet. Irreversibilitäten durch Reibung im System oder Wärmeaustausch über die Bilanzgrenze hinweg gibt es im *Carnot*-Prozess nicht. Die „Höhe dieser Messlatte“ wird mit der Leistungszahl ε_{Carnot} berechnet. Sie hängt nur von der mittleren Wärmez- und der mittleren Wärmeabfuhrtemperatur ab. Je kleiner der Unterschied zwischen Wärmez- und Wärmeabfuhrtemperatur ist, desto größer ist die Leistungszahl:

$$\varepsilon_{Carnot} = \frac{T_{Verfl}}{T_{Verfl} - T_{Verd}} \quad (6)$$

mit T_{Verfl} : Temperatur am Verflüssiger [K];
 T_{Verd} : Temperatur am Verdampfer [K].

Der *Carnot*-Prozess ist technisch nicht realisierbar und die Leistungszahl des *Carnot*-Prozesses stellt nur einen Orientierungswert dar, welche Leistungszahl theoretisch mögliche wäre.

Die Zustandsänderungen des Kältemittels innerhalb des Wärmepumpenprozesses lassen sich anschaulich in einem Druck (p) – spezifische Enthalpie (h) – Diagramm verfolgen. Als Enthalpie H wird der totale Energiegehalt eines Gases oder Dampfes bezeichnet. Die spezifische Enthalpie mit der Einheit [J/kg] ist die auf die Masse bezogene Enthalpie H .

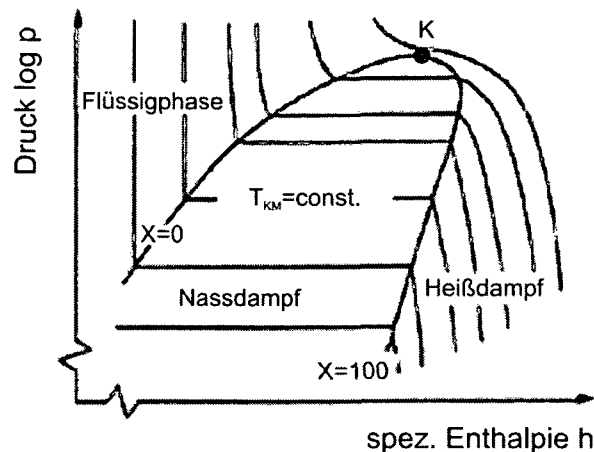


Abb. 10. Aufbau eines Druck-Enthalpie-Diagrammes. Die Kurve $X = 100$ (Dampfgehalt 100%) ist die Grenze zwischen Nassdampf- und Heißdampfgebiet. Die Kurve $X = 0$ (Dampfgehalt 0%; Flüssigkeitsgehalt 100%) grenzt das Flüssigphase- vom Nassdampfgebiet ab. Die Isotherme durch den kritischen Punkt K kennzeichnet jene Grenze, über der sich Gas durch Druckerhöhung nicht mehr verflüssigen lässt. Modifiziert nach [43].

Abb. 10 zeigt die Flüssigphasen-, Nassdampf- und Heißdampfgebiete für ein typisches Kältemittel einer Wärmepumpe. Die Temperatur im Nassdampfgebiet (Kältemittel liegt als Flüssigkeit-Dampf-Gemisch vor) entspricht genau der Siedetemperatur. Die Isothermen sind stets horizontal ($T_{KM} = \text{const.}$). Im Heißdampfgebiet ist das Kältemittel als reiner Dampf vorhanden und die Temperatur liegt stets oberhalb der Siedetemperatur.

In Abb. 11 (links) sind die einzelnen Vorgänge für einen idealen Wärmepumpen-Kreisprozess eingetragen:

- 1-2: isentrope (konstante Eutropie) Verdichtung bis zur Verdichtungsendtemperatur mit Überhitzung des Kältemittels; keine Wärmeabgabe.
- 2-2': isobare (konstanter Druck) Abkühlung bis zur Verflüssigungstemperatur; Abgabe der Überhitzungsenthalpie $h_{2-2'}$.
- 2'-3: isobare (konstanter Druck) Verflüssigung; Abgabe der Verflüssigungsenthalpie $h_{2'-3}$. Die Temperatur bleibt beim Phasenübergang konstant!
- 3-4: Entspannung in das Nassdampfgebiet; keine Enthalpieabgabe; Abkühlung und teilweise Verdampfung.
- 4-1: isobare (konstanter Druck) Verdampfung; Aufnahme der Verdampfungsenthalpie h_{4-1} . Die Temperatur bleibt beim Phasenübergang konstant!

Der wesentliche Unterschied des realen (Abb. 11 rechts) gegenüber dem idealen Kreisprozess ist, dass die Verdichtung nicht isentrop, d.h. ohne Abgabe von Wärme, verläuft, sondern durch innere Reibung im Kältemitteldampf und Wärmeverluste im Verdichter entlang der Linie 1*-2* verläuft. Damit ist mehr Arbeit am Verdichter aufzuwenden, um den gleichen Enddruck zu erreichen.

Ein weiterer Unterschied zwischen dem realen und idealen Kreisprozess ist, dass eine Überhitzung (1-1*) des Kältemitteldampfes noch vor der Verdichtung notwendig ist, um den Verdichter vor dem Ansaugen von Flüssigkeit zu schützen. Andernfalls würde der Verdichter durch Flüssigkeitsschläge beschädigt werden.

Weiters wird durch Flüssigkeitsunterkühlung (3-3*) der Dampfanteil bei Eintritt in den Verdampfer verringert, womit mehr Verdampfungswärme (4*-1) aufgenommen und dadurch die Leistungszahl etwas verbessert wird [43].

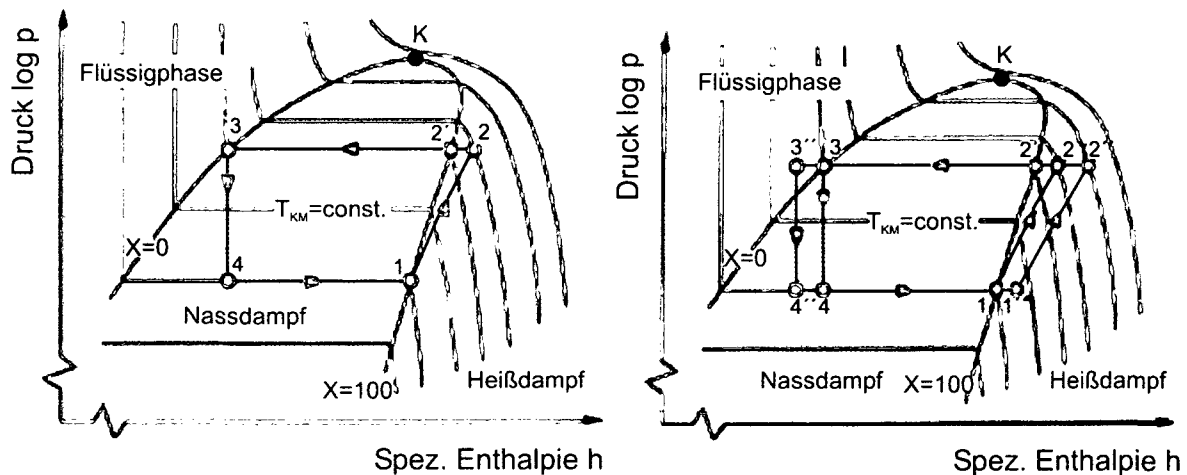


Abb. 11. Idealer (links) und realer (rechts) Kreisprozess. Modifiziert nach [43].

2.4 Energiebetrachtungen

In der Natur steht *Primärenergie* mit den Energieträgern Kohle, Öl, Gas, Uran, Wasser, Sonne, Wind, Erdwärme, Gezeiten und Biomasse zur Verfügung. Durch Umwandlung ihrer Energieinhalte entsteht *Sekundärenergie*, wie z.B. Benzin aus Rohöl oder Strom aus Wasser. Bei dieser Umwandlung treten Verluste auf, die durch technische Maßnahmen zwar minimiert aber nicht völlig vermieden werden können. Hinzu kommen Verluste durch *Veredelung, Transport- und Lagerungsvorgänge*. Zieht man diese Verluste von der eingesetzten Primärenergie ab, so ergibt sich die vom Verbraucher eingesetzte und zu bezahlende *Endenergie*: z.B. Benzin im Tank, Strom aus der Steckdose, Erdgas aus dem Hausanschluss. Zur Verfügung steht dem Verbraucher letztlich nur die *Nutzenergie*. Das ist jener Teil, der nach der letzten Umwandlung (z.B. Strom in Kochwärme) auch tatsächlich genutzt wird (siehe Abb. 12) [33].

Derzeit werden etwa 30% des Gesamtenergieeinsatzes für die Bereitstellung von Raumwärme mit einer Nutztemperatur zwischen 18 und 28°C aufgebracht. In den meisten Fällen werden dabei fossile Brennstoffe wie Öl, Gas oder Kohle bei hohen Temperaturen verbrannt, um in einem Heizkreislauf Wasser oder Luft auf etwa 60°C (Radiatorheizung) zu erwärmen, die eine Raumlufttemperatur von etwa 20°C erzeugt. Dies ist energetisch äußerst verlustreich! Wesentlich effektiver ist es, wenn für Heizzwecke Umgebungswärme genutzt wird, die möglichst nahe an die Nutztemperatur heranreicht, und über ein Heizsystem betrieben wird, welches möglichst gering über der Nutztemperatur arbeitet [23]. Dies wird bei Niedrigenergieheizungen, somit beim Betrieb einer Wärmepumpe mit Erdwärme realisiert.

Für einen ökologischen Vergleich von Wärmepumpenheizungen mit konventionellen Heizanlagen eignet sich ein Vergleich der eingesetzten Primärenergie. Selbst die effektivste Verbrennung könnte 100% Primärenergie in Form von fossilen Brennstoffen theoretisch nur in maximal 99% Nutzenergie umwandeln. Tatsächlich muss in etwa 144% Primärenergie eingesetzt werden um 100% Nutzenergie zu erhalten. Bei einem Wärmepumpenbetrieb kann selbst mit verlustreich erzeugtem Netzstrom noch bis etwa 35% mehr Nutzenergie bereitgestellt werden als Primärenergie eingesetzt wird (aus 76% Primärenergie wird 100% Nutzenergie produziert), sofern bestimmte Temperaturgrenzen eingehalten werden. Gasbetriebene Wärmepumpen können sogar die doppelte Menge Nutzwärme bereitstellen [23]. Dabei ist zu beachten, dass das Kraftwerk nicht nur nutzbaren Strom produziert (25%) sondern gleichzeitig auch nutzbare Wärme (40%), die beispielsweise für Fernwärmeheizungen genutzt werden kann. Dadurch verbessert sich nochmals die Energiebilanz im Vergleich zu fossilen Brennstoffen.

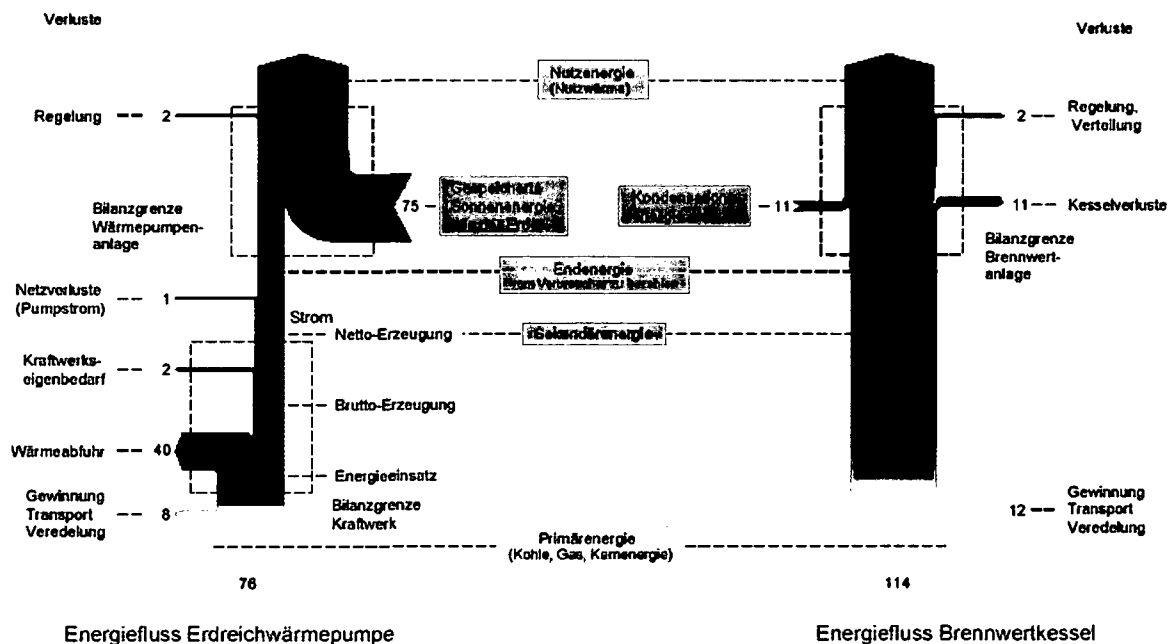


Abb. 12. Primärenergieverbrauch im Vergleich [33].

2.5 Betrieb von Erdwärmeanlagen

Für Anlagen, die oberflächennahe Erdwärme nutzen, kommen grundsätzlich folgende Betriebskonzepte in Frage:

- **Heizung mit Wärmepumpe:** Die der Erde entzogene Energie wird mit Hilfe einer Wärmepumpe auf ein höheres Temperaturniveau gebracht. Diese Energie kann zur Gebäudeheizung, Brauchwasserbereitung etc. verwendet werden.
- **„Free Heating“:** Bei diesem Verfahren wird die Temperatur der Absorberflüssigkeit direkt für niederthermale Zwecke, wie z.B. Eisfreihaltung von Straßen, verwendet. Bis

auf jene für den Betrieb der Umwälzpumpe erforderliche Energie wird beim „Free Heating“ keine zusätzliche Fremdenergie benötigt.

- **Kühlung mit Kältemaschine:** Neben dem Heizbetrieb kann jede Erdwärmeanlage auch zur Kühlung von Gebäuden und Prozessen herangezogen werden, indem Abwärme aus dem Gebäude in das Erdreich transportiert wird und die „Kälte“ des Erdreichs eine Klimaverbesserung im Gebäude bewirkt.
- **„Free Cooling“:** Beim Free Cooling wird Abwärme eines Gebäudes dem Erdreich zugeführt, ohne dass eine Kältemaschine zum Einsatz kommt. Daher ist im Gegensatz zu aufwendigen Klimageräten nur die Energie für die Umwälzung des Wärmeträgers notwendig.

In Abhängigkeit von den gewählten Betriebskonzepten sowie den Untergrund- und Grundwasserverhältnissen ergeben sich zwei Möglichkeiten der geothermischen Energiebewirtschaftung:

- **Geothermische Energieentnahme;**
- **Saisonale Wärme- und Kältespeicherung.**

Während bei der geothermischen Energieentnahme der Energiefluss in der Anlage lediglich in eine Richtung erfolgt (Entnahme bzw. Zuführen von Wärme aus dem bzw. in den Boden), wird bei der saisonalen Speicherung die thermodynamische Trägheit des Bodens herangezogen, um Energie im Boden zu speichern (z.B. Kühlen eines Gebäudes im Sommer). Diese wird zum benötigten Zeitpunkt (z.B. Heizen eines Gebäudes im Winter) wiederum entnommen. Bei einem solchen saisonalen Speicher ist es daher möglich, eine annähernd ausgeglichene Energiebilanz im Zeitraum eines Jahres zu gewährleisten.

2.6 Leistungsbilanz einer Erdwärmeanlage

Dem Erdreich kann in Abhängigkeit von den folgenden Parametern eine bestimmte Wärmemenge entzogen werden:

- Wärmeleitfähigkeit λ_B des Bodens;
- spezifische Wärmekapazität c_B des Bodens;
- Dichte ρ_B des Bodens;
- Grundwasserströmung;
- Temperatur T_B und Temperaturgradient ΔT_B ;
- Zeitdauer t ;
- geometrische Verhältnisse;
- Betriebskonzept und Energiebewirtschaftungssystem der Erdwärmeanlage.

Der Transport dieser Wärmemenge erfolgt durch erzwungene Konvektion der Flüssigkeit in den Absorberleitungen, für deren Auslegung und Betrieb folgende Parameter zu berücksichtigen sind:

- Rohrinnendurchmesser D ;
- Rohrlänge L bzw. L_P ;
- Beschaffenheit der Rohrwandung (Rohrrauigkeit) ε ;
- Wärmeleitfähigkeit λ der Absorberflüssigkeit;
- spezifischer Wärmekapazität c der Absorberflüssigkeit;
- Dichte ρ der Absorberflüssigkeit;
- Dynamische Viskosität η der Absorberflüssigkeit;
- Strömungsgeschwindigkeit u_m der Absorberflüssigkeit;
- Strömungsverhältnisse (laminar – turbulent).

Die beschriebenen Parameter sind die wesentlichen Einflussfaktoren für den Betrieb einer Massivabsorberanlage (unter Vernachlässigung der Parameter des Betons und des Absorberrohres). Der Wärmetransportvorgang vom Erdreich bis zum Nutzraum ist in Abb. 13 schematisch für den Heizfall dargestellt. Während die Vorgänge innerhalb der Wärmepumpe und des Sekundärkreislaufes als erforscht angesehen werden können, besteht bei jenen im Erdreich und Primärkreislauf vor allem hinsichtlich optimaler Auslegung und optimalen Betrieb noch Forschungsbedarf. Darauf konzentrieren sich die im Folgenden beschriebenen analytischen und numerischen (FEM) Berechnungen.

In Abb. 13 ist eine schematische Übersicht des gesamten Wärmetransportes einer Massivabsorberanlage vom Erdreich über den Primärkreislauf, den Wärmepumpenkreislauf und den Sekundärkreislauf dargestellt.

Erdreich und Primärkreislauf:

Ist die Vorlauftemperatur der Absorberflüssigkeit im Primärkreislauf T_{VL}^{Prim} kleiner als die Boden- bzw. Erdreichtemperatur T_B , so kommt es zunächst zu einer Abkühlung des Pfahles und dadurch innerhalb des Erdreiches zu einem Wärmestrom in Richtung Pfahl.

Innerhalb des Pfahles wird die Wärme von der Absorberflüssigkeit aufgenommen, die sich dadurch erwärmt. Die Rücklauftemperatur T_{RL}^{Prim} kann dabei als „Ergebnis“ des Primärkreislaufes gesehen werden und ist eine der wichtigsten Beurteilungskriterien für die Effizienz einer Massivabsorberanlage. Es bildet sich schließlich ein Gleichgewicht zwischen dem Wärmestrom vom Boden zum Pfahl \dot{Q}_B und dem von der Absorberflüssigkeit transportierten Wärmestrom \dot{Q}_{Sole} . Dieser Wärmetransport hängt von zahlreichen Faktoren ab, wie Abb. 14 zu entnehmen ist. Die einzelnen Faktoren haben auf die Effizienz einer Massivabsorberanlage einen mehr oder weniger großen Einfluss. Einige, wie z.B. die Wärmeleitfähigkeit des Erdreiches oder die Erdreichtemperatur, sind durch die Natur vorgegeben und können nicht beeinflusst werden. Faktoren, wie z.B. die Anzahl der Absorberrohre oder die Strömungsgeschwindigkeit der Absorberflüssigkeit (Massenstrom) können aber vom Betreiber gewählt werden. Es stellt sich somit die Frage, welchen Einfluss die einzelnen Faktoren auf den Wärmetransport haben und unter welchen Bedingungen der größtmögliche Energieaustausch zwischen Erdreich und Absorberflüssigkeit stattfindet.

Dazu werden zunächst die Strömungsverhältnisse innerhalb der Absorberrohre und die daraus resultierende Wärmeübertragung vom Absorberrohr zur Absorberflüssigkeit

untersucht (Kapitel 5). In einem nächsten Schritt wird der Einfluss der einzelnen Faktoren auf den gesamten Wärmetransport vom Erdreich zur Absorberflüssigkeit betrachtet (Kapitel 6). Während die Wärmeübertragung vom Absorberrohr zur Absorberflüssigkeit noch analytisch berechnet werden kann, wird zur Untersuchung des gesamten Wärmetransportes aufgrund der Komplexizität auf numerische Berechnungen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) zurückgegriffen.

In Abb. 13 ist weiters dargestellt, dass der von der Absorberflüssigkeit transportierte Wärmestrom \dot{Q}_{Prim} sich im stationären Zustand aus der spezifischen Wärmekapazität c_{Prim} , dem Massenstrom \dot{m}_{Prim} und der sich einstellenden Temperaturdifferenz ΔT_{Prim} errechnet.

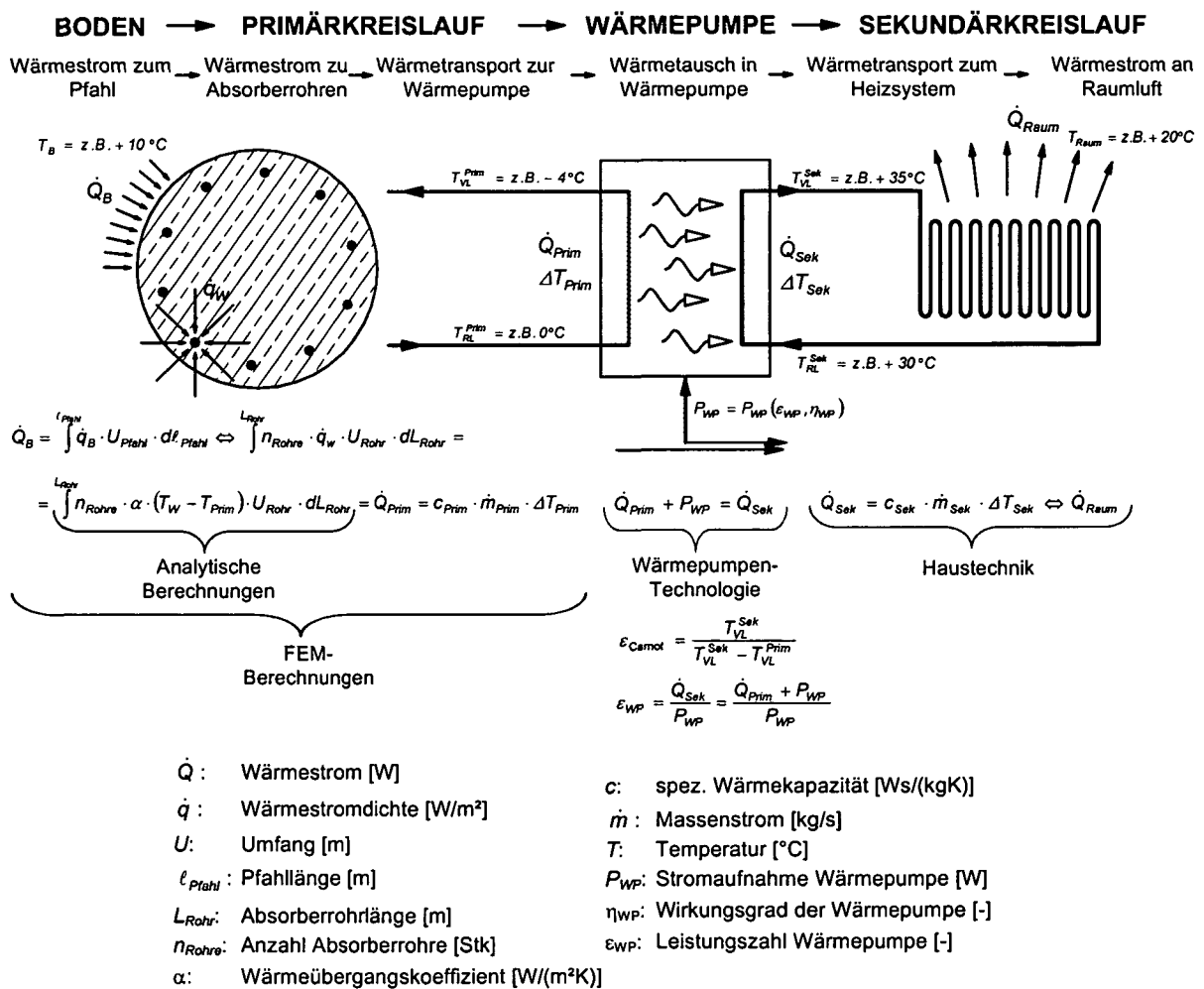


Abb. 13. Schematische Übersicht des Wärmetransportes einer Energiepfahlanlage im Heizfall (Leistungsbilanz).

Wärmepumpenkreislauf:

Innerhalb der Wärmepumpe erfolgt ein Wärmetausch vom Primärkreislauf zum Sekundärkreislauf. Durch die Zufuhr von Fremdenergie P_{WP} wird der Wärmestrom des Primärkreislaufes \dot{Q}_{Prim} auf den Wärmestrom des Sekundärkreislaufes \dot{Q}_{Sek} erhöht und dabei auf ein höheres Temperaturniveau gehoben.

Je nach gewünschter Vorlauftemperatur im Sekundärkreislauf T_{VL}^{Sek} und Wirkungsgrad η_{WP} der Wärmepumpe muss mehr oder weniger Fremdenergie P_{WP} dem Prozess zugeführt werden. Dies wird durch die Leistungszahl ε_{WP} ausgedrückt. Der Carnot-Faktor ε_{Carnot} , der nur aus den auftretenden Temperaturen errechnet wird, stellt dabei den idealen Kreisprozess innerhalb der Wärmepumpe dar und gibt an, welche Leistungszahl theoretisch erzielbar wäre (siehe dazu Kapitel 2.3.3.3). Die Entwicklungen zur Optimierung des Wärmetausches in der Wärmepumpe laufen bereits seit vielen Jahren, sodass die Wärmepumpentechnologie derzeit als ausgereift angesehen werden kann und demnach im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht weiter betrachtet werden muss.

Sekundärkreislauf:

Der von der Wärmepumpe zur Verfügung gestellte Wärmestrom \dot{Q}_{Sek} wird bis zu jenem Raum transportiert, wo die Wärme benötigt wird. Dort wird über das installierte Heizsystem (Radiator, Fußbodenheizung etc.) der Wärmestrom \dot{Q}_{Raum} an die Raumluft abgegeben, der die Raumlufttemperatur T_{Raum} erzeugt. Diese Vorgänge können ebenfalls als erforscht angesehen werden und werden demnach nicht weiter betrachtet.

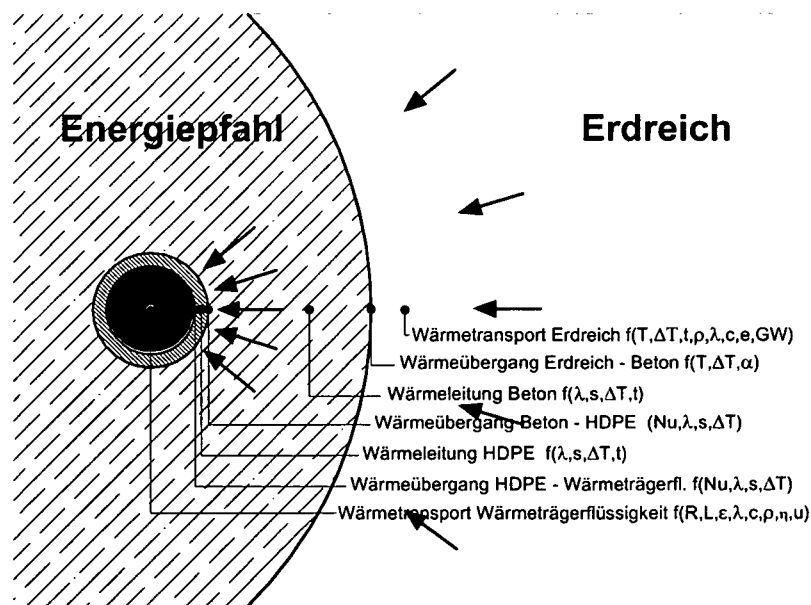


Abb. 14. Mechanismen beim Wärmestrom vom Erdreich zur Absorberflüssigkeit (Symbole nur schematisch).

3 Wärmetransport im Erdreich

3.1 Wärmetransportmechanismen

Zu den Grundgrößen, die den physikalischen Zustand eines Körpers beschreiben, gehört die Temperatur. Treten zwischen benachbarten Körpern oder Teilen eines Körpers Temperaturunterschiede auf, werden sich diese ausgleichen, sofern das System keine äußeren Einflüsse erfährt und die Ursachen für die Aufrechterhaltung der Temperaturunterschiede entfallen. Ein solcher Ausgleichsvorgang benötigt Zeit, da pro Zeiteinheit nur eine beschränkte Wärmemenge definierte Systemgrenzen passieren kann. Für den irreversiblen Transport dieser Wärmeenergie vom wärmeren auf den kühleren Körper erlaubt die Natur mehrere Möglichkeiten:

- Wärmeleitung (Konduktion);
- Wärmestrahlung (Radiation);
- Wärmeübergang (Konvektion);
- Verdampfungs- und Kondensationsprozesse;
- Ionentausch;
- Frost–Tau–Vorgänge.

Die drei maßgeblichsten Prozesse in ungefrorenen Böden sind die Wärmeleitung, der Wärmeübergang und der Wärmeübergang aufgrund einer Phasenänderung von Wasser (Latente Wärme bei Verdampfung bzw. Kondensation). Angemerkt wird, dass durch Schmelzen bzw. Frieren ebenfalls maßgebende Wärmemengen transportiert werden, jedoch ist dieser Phasenübergang bei Energiefundierungen strikt zu vermeiden. Aus diesem Grund werden diese Wärmetransportvorgänge in Böden an dieser Stelle nicht behandelt.

Bei der Wärmeleitung handelt es sich um einen molekularen Wärmetransport. Der Zusammenhang zwischen der Wärmestromdichte \dot{q} , welche der durch eine Fläche A in der Zeiteinheit t transportierten Wärmemenge Q entspricht, und dem Temperaturgradienten wird durch das *Fourier'sche* Grundgesetz mit der Wärmeleitfähigkeit λ_B beschrieben:

$$\dot{q}_{\text{kond}} = \dot{q}_B = \frac{Q}{At} = \frac{\dot{Q}}{A} = -\lambda_B \frac{\partial T_B}{\partial x}, \quad (7)$$

wobei x die aktuelle Strömungsrichtung kennzeichnet.

Der Wärmeübergang erfolgt zwischen zwei thermodynamischen Systemen, die sich relativ zueinander bewegen. Bei Wärmetransportvorgängen im Erdreich wird zwischen der Konvektion mit Wasser und derjenigen mit Luft (Dunst) unterschieden. Der Wärmetransport durch Flüssigkeitskonvektion wird beschrieben durch:

$$\dot{q}_{konv-F} = c_w \rho_w \bar{v}_w (T_B - T'_B) \quad (8)$$

Darin ist c_w die spezifische Wärmekapazität des Bodenwassers, ρ_w dessen Dichte, \bar{v}_w der Geschwindigkeitsvektor (nach *Darcy*: $v_w = k_B \cdot i$) und T'_B die Referenztemperatur. In gleicher Weise kann für die (Poren-)Luftkonvektion geschrieben werden [84]:

$$\dot{q}_{konv-L} = c_l \rho_l \bar{v}_l (T_B - T'_B) \quad (9)$$

Die latente Wärme, die durch den Phasenwechsel von Wasser (Verdunstung) entsteht, wird bei vorhandenem Wärmetransport durch die Luft (Dunst) berücksichtigt. Die Größe der latenten Wärme hängt vor allem von der Verdunstungsrate im Boden ab und gewinnt bei trockenen Bedingungen an Bedeutung. Der Wärmefluss kann beschrieben werden durch [84]:

$$\dot{q}_{lat} = L_0 \rho_w \bar{v}_l, \quad (10)$$

worin L_0 die latente Verdunstungswärme darstellt.

Für den gesamten Wärmetransport im Erdreich \dot{q}_{ges} ergibt sich somit [84]:

$$\dot{q}_{ges} = \dot{q}_{kond} + \dot{q}_{konv-F} + \dot{q}_{konv-L} + \dot{q}_{lat} \quad (11)$$

3.2 Dominierender Wärmetransportmechanismus

Der Boden ist in der Regel ein Gefüge aus mehreren Phasen: Die feste Phase besteht aus den mineralischen beziehungsweise organischen Körnern, die das poröse Korngefüge bilden. In diesen Poren befinden sich im ungesättigten Zustand gasförmige und flüssige Phasen: die Bodenluft und das Poren- bzw. Grundwasser in gasförmiger (Dampf), flüssiger oder fester Form (Eis). Das Wasser kann zusätzlich Salze und Ionen enthalten. Diese Phasen stehen in einer chemisch-physikalischen und meist auch biologischen Wechselwirkung, die auch die Wärmetransportprozesse beeinflussen. Dieser Wärmetransport ist im Detail sehr komplex, da alle Arten der angeführten Transportmechanismen mehr oder weniger zum Tragen kommen. Zieht man die Systemgrenzen jedoch weiter, sodass die Korngröße oder der Porendurchmesser im Vergleich zum betrachteten Volumen vernachlässigbar klein wird, und verhindert zudem jeglichen Massetransport, so kann der inhomogene Erdkörper als quasihomogenes und isotropes Kontinuum angenähert werden.

Dies haben auch Untersuchungen von *Farouki* [34] ergeben. Abb. 15 zeigt in Abhängigkeit vom Korndurchmesser und Sättigungsgrad jene Bereiche, in denen ein dominierender Wärmeübertragungsmechanismus vorherrscht. Es ist eindeutig zu erkennen, dass die Wärmeleitung den wichtigsten Wärmeübertragungsmechanismus darstellt. Folglich werden

die nachfolgenden thermischen Untersuchungen lediglich auf Basis der Wärmeleitung durchgeführt. Desweiteren kann davon ausgegangen werden, dass die Temperatur des Einzelkorns im Boden und jene des Porenwassers zu jedem Zeitpunkt ident sind. Dies trifft auch bei instationären Vorgängen in den meisten natürlichen Grundwasserleitern gut zu [32].

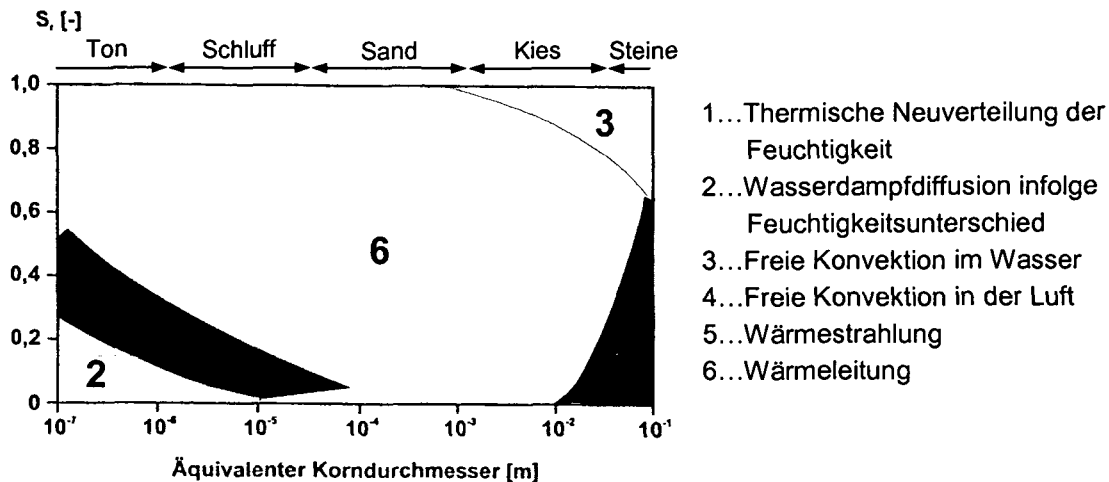


Abb. 15. Dominierende Wärmeübertragungsmechanismen in Abhängigkeit vom Korndurchmesser und Sättigungsgrad. Modifiziert nach [34].

3.3 Beschreibung des Wärmetransportes im Erdreich durch Wärmeleitung

Das in Gleichung (7) vorgestellte *Fourier'sche* Grundgesetz, das hier nochmals für ein räumliches System mit den Koordinaten x , y , z angeführt wird [32, 46]:

$$\dot{q}_{kond} = \dot{q}_B = -\lambda_B \left(\frac{\partial T_B}{\partial x} e_x + \frac{\partial T_B}{\partial y} e_y + \frac{\partial T_B}{\partial z} e_z \right) = -\lambda_B \text{grad } T_B \quad (12)$$

beschreibt die stationäre Wärmeleitungsgleichung, bei der sich die Temperatur eines Bereiches während der Zeit t nicht ändert. Eine Temperaturänderung wird verursacht durch eine Veränderung der Wärmestromdichte innerhalb des betrachteten Bereiches, wodurch sich die innere Energie des betrachteten Bereiches ändert:

$$-\rho_B c_B \frac{\partial T_B}{\partial t} = \frac{\partial \dot{q}_B}{\partial x} + \frac{\partial \dot{q}_B}{\partial y} + \frac{\partial \dot{q}_B}{\partial z} \quad (13)$$

Durch Ableitung des *Fourier'schen* Grundgesetzes (7) nach den Raumkoordinaten und Einsetzen in Gleichung (13) erhält man:

$$\frac{\partial T_B}{\partial t} = a_B \left(\frac{\partial^2 T_B}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_B}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_B}{\partial z^2} \right) = a_B \text{div}(\text{grad } T_B) = a_B \Delta T_B \quad (14)$$

mit der Temperaturleitfähigkeit (Diffusivität) a_B [m²/s]:

$$a_B = \frac{\lambda_B}{\rho_B c_B} \quad (15)$$

Darin ist λ_B [W/mK] die Wärmeleitfähigkeit, c_B [Ws/kgK] die spezifische Wärmekapazität und ρ_B [kg/m³] die Dichte des Bodens.

Ist eine innere Wärmequelle \dot{Q}_I [W/m³] vorhanden, wird Gleichung (14) folgendermaßen erweitert:

$$\frac{\partial T_B}{\partial t} = a_B \Delta T_B + \frac{\dot{Q}_I}{\rho_B c_B} \quad (16)$$

In Gleichung (14) ist die Grundgleichung der Wärmeleitung in kartesischen Koordinaten angegeben, in Zylinderkoordinaten mit dem Radius r , dem Azimut φ und der Achse z lautet sie:

$$\frac{\partial T_B}{\partial t} = a_B \left(\frac{\partial^2 T_B}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_B}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_B}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 T_B}{\partial z^2} \right) \quad (17)$$

In Kugelkoordinaten mit dem Radius r , dem Azimut φ und dem Polabstand ψ :

$$\frac{\partial T_B}{\partial t} = a_B \left(\frac{\partial^2 T_B}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial T_B}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_B}{\partial \psi^2} + \frac{\cos \psi}{r^2 \sin \psi} \frac{\partial T_B}{\partial \psi} + \frac{1}{r^2 \sin \psi} \frac{\partial^2 T_B}{\partial \varphi^2} \right) \quad (18)$$

Zur vollständigen mathematischen Beschreibung des physikalischen Problems der Wärmeleitung im Erdreich sind Anfangs- bzw. Randbedingungen vorzugeben. Die Anfangsbedingung wird durch Angabe der Temperaturverteilung zum Zeitpunkt $t=0$ geliefert. Grundsätzlich lassen sich drei verschiedene Arten von Randbedingungen definieren:

- **Dirichlet'sche Randbedingung:** Die Temperatur T_{Rand} an der Oberfläche ist konstant oder hängt nur von der Zeit t ab.
- **Neumann'sche Randbedingung:** Die Wärmestromdichte \dot{q}_B an der Oberfläche ist konstant oder hängt nur von der Zeit t ab.
- **Cauchy'sche oder gemischte Neumann'sche Randbedingung:** An der Oberfläche des Körpers erfolgt ein Wärmetausch mit der flüssigen oder gasförmigen Umgebung des Körpers mit der Temperatur T_U . Gemäß dem *Newton'schen* Abkühlungsgesetzes ist dabei die Temperaturdifferenz zwischen Umgebungs- und Oberflächentemperatur T_{Rand} proportional, der Proportionalitätsfaktor wird als Wärmeübergangskoeffizient α_B [W/m²K] bezeichnet:

$$-\lambda_B \left(\frac{\partial T_B}{\partial x} \right)_{Rand} = \alpha_B (T_{Rand} - T_U) \quad (19)$$

Analytische Lösungen der Grundgleichungen der Wärmeleitung sind nur für wenige Fälle zu finden. Einfacher wird die Aufgabe, wenn man zunächst die Lösungen für jene Fälle aufsucht, in denen die Temperatur nur von einer Raumkoordinate abhängt. Diese bilden die sogenannten eindimensionalen Probleme. Die Lösung von zwei- und dreidimensionalen Problemen lassen sich dann bisweilen durch Kombination der Lösungen der eindimensionalen Fälle gewinnen. Beispiele, wie eine solche Berechnung durchgeführt werden kann, sind in [46] enthalten.

3.4 Bodentemperatur

Die in den Boden eindringenden jahreszeitlichen Temperaturschwankungen unterliegen einer mit dem Abstand von der Erdoberfläche wachsenden Phasenverschiebung, sodass in verschiedenen Tiefen sogar ein antizyklisches Verhalten zur Jahresganglinie der Lufttemperatur zu beobachten ist. Man betrachtet die Oberfläche eines halbumendlichen Körpers, der mit der Luft im Wärmeaustausch steht. Die Luft führt dabei eine sinusförmige Temperaturschwingung $F(t)$ aus. Bei den folgenden Überlegungen wird von einem eingeschwungenen Zustand ausgegangen, d.h. die instationären Anteile, die sich aus den Anfangsbedingungen ergeben, sind bereits abgeklungen. Im eingeschwungenen Zustand muss die Temperatur im Erdboden ebenfalls um die mittlere Lufttemperatur $T_{m,Luft}$ schwingen (die positive Strahlungsbilanz und der geothermische Temperaturgradient werden vernachlässigt), die Amplituden müssen aufgrund der thermischen Trägheit des Bodens jedoch mit der Tiefe kleiner werden. Eine Funktion, welche die Differentialgleichung (14) mit den entsprechenden Randbedingungen erfüllt, ist:

$$T_B(z, t) = T_{m,Luft} + \Delta T_{Luft} \bar{\eta} e^{-\frac{z}{d}} \cos\left(\omega(t - \bar{\varepsilon}) - \frac{z}{d}\right) \quad (20)$$

mit $T_{m,Luft}$: Jahresmitteltemperatur der Luft [°C]
 ΔT_{Luft} : Amplitude der Lufttemperatur [°C]
 ω : Kreisfrequenz $\omega = 2\pi/\bar{P}$ [1/s]
 \bar{P} : Periodendauer der Schwingung [s]

$$\text{Dämpfungstiefe } d = \sqrt{\frac{2a_B}{\omega}} = \sqrt{\frac{a_B \bar{P}}{\pi}} \text{ [m]} \quad (21)$$

$$\bar{\eta} = \frac{1}{\sqrt{1 + 2k + 2k^2}} \quad (22)$$

$$\bar{\varepsilon} = \arctan \frac{k}{1 + k} \quad (23)$$

$$k = \frac{\lambda_B}{\alpha_B d} = \frac{\lambda_B}{\alpha_B} \sqrt{\frac{\pi}{a_B \bar{P}}} \quad (24)$$

mit α_B : Wärmeübergangskoeffizient Boden – Luft [W/(m²K)]

Im Folgenden werden Überlegungen zur Temperatureindringtiefe im Boden in Abhängigkeit des betrachteten Zyklus (tageszeitlich bzw. jahreszeitlich) angestellt. Dazu wird Gleichung (20) dahingehend vereinfacht, dass kein Wärmeübergang stattfindet, d.h. $\alpha_B \rightarrow \infty$:

$$T_B(z, t) = T_{m, \text{Luft}} + \Delta T_{\text{Luft}} e^{-\frac{z}{d}} \cos\left(\omega t - \frac{z}{d}\right) \quad (25)$$

An der Oberfläche bei $z = 0$ verkürzt sich die Lösung wie folgt:

$$T_B(0, t) = T_{m, \text{Luft}} + \Delta T_{\text{Luft}} \cos(\omega t) \quad (26)$$

Es ist zu erkennen, dass die Amplitude der Oberflächentemperatur gegenüber jener der Lufttemperatur um den Faktor $\bar{\eta} < 1$ gemäß Gleichung (22) abnimmt. In Abb. 16 ist der Temperaturverlauf für eine volle Periode zu verschiedenen Zeiten t angegeben. Gleichung (26) bildet auch die Grundlage für die Berücksichtigung der Außentemperatur bei den im Kapitel 6 durchgeführten numerischen Berechnungen.

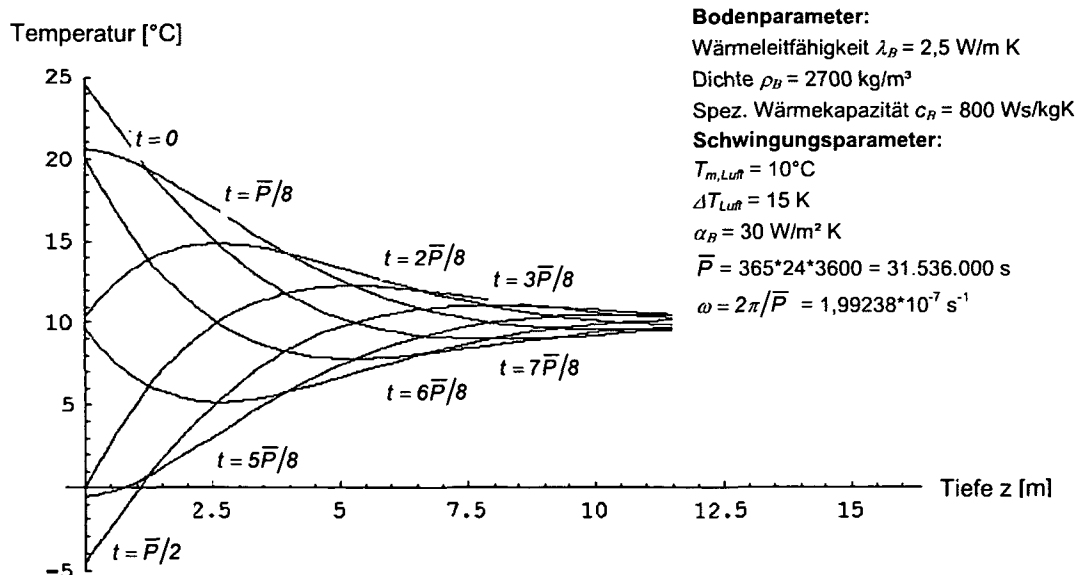


Abb. 16. Temperaturverlauf im eingeschwungenen Zustand bei einer harmonischen Schwingung der Lufttemperatur um 10°C zu verschiedenen Zeiten t . Modifiziert nach [46].

In Gleichung (25) ist gemäß Gleichung (21) d die sogenannte „Dämpfungstiefe“. Das ist jene Tiefe, in der die Amplitude der Oberflächentemperatur auf $1/e$ reduziert wird (setzt man $z = d$,

dann ergibt sich $\Delta T_{Luft}(e)$. Folglich kann bei Kenntnis der Temperaturleitfähigkeit a_B der tiefenabhängige Temperaturverlauf von homogenen Böden berechnet werden.

Die Dämpfungstiefe d ist eine Funktion der Häufigkeit der Periode und der Temperaturleitfähigkeit. In Böden mit großen a_B -Werten (feuchter sandiger Boden) dringt die Temperaturwelle relativ tief ein. Der Vergleich der Reaktion des Bodenkörpers zwischen jährlichen und täglichen Perioden ergibt folgenden Verhältniswert:

$$\frac{d_{Jahr}}{d_{Tag}} = \sqrt{365} = 19, \quad (27)$$

d.h., die jährliche Temperaturwelle dringt 19-mal tiefer ein als die tägliche. Durch kurze Zyklen, wie z.B. der Durchzug einer Wolke, wird der Boden nur sehr oberflächennah beeinflusst.

Die folgenden Gesetzmäßigkeiten sind aus einem Jahresgang abgeleitet, sie können aber grundsätzlich auch für den Tagesgang herangezogen werden. Kurzfristige Änderungen der Nettostrahlung gleichen sich dabei allerdings weniger gut aus. Abweichungen vom idealisierten sinusförmigen Tagesgang der Lufttemperatur fallen stärker ins Gewicht, insbesondere in geringen Bodentiefen [36]:

- Der Jahresgang der Bodentemperatur gleicht im Allgemeinen einer Sinuskurve, wobei die witterungsbedingten Schwankungen lediglich in den oberflächennahen Bodenschichten eine stärkere Auswirkung zeigen.
- Die Amplitude der Sinusschwingung nimmt mit zunehmender Bodentiefe ab (Amplitudendämpfung).
- Mit zunehmender Tiefe treten Temperaturmaximum und –minimum später auf (Phasenverschiebung).
- Die Sinusschwingung pendelt um die Jahresmitteltemperatur.

Wenn die Temperaturen im Boden sinusförmige Verläufe zeigen, kann gezeigt werden, dass der Verlauf der Wärmestromdichte ebenfalls einen sinusförmigen Verlauf hat. Die Kombination der Gleichungen (7) und (25) ergibt:

$$\dot{q}_B(z,t) = -\Delta T_{Luft} \sqrt{\omega \rho_B c_B \lambda_B} e^{-\frac{z}{d}} \sin\left(\omega t - \frac{z}{d} + \frac{\pi}{4}\right) \quad (28)$$

Eine Gegenüberstellung von Gleichung (28) bei $z = 0$ mit Gleichung (25) zeigt, dass die Oberflächentemperatur ihr Maximum bei 0 erreicht. Das Maximum der Wärmestromdichte wird erst bei $\pi/4$ erreicht. Der Wärmefluss im Boden erreicht also um 1/8 der Periode früher sein Maximum als die Temperatur. Das sind 3 Stunden beim Tageszyklus und eineinhalb Monate auf jährlicher Basis.

4 Thermomechanisches Verhalten von Böden

4.1 Wärmetechnische Bodenparameter

Für die richtige Dimensionierung von Erdwärmeanlagen ist die Kenntnis der wärmetechnischen Bodenparameter von eminenter Bedeutung, weshalb diese im Folgenden kurz erläutert werden:

Die **Temperaturleitfähigkeit** a (vgl. Gleichung (15)) des Bodens fasst im Grundgesetz der Wärmeleitung (Gleichung (14)) die Wärmeleitfähigkeit λ_B , die spezifische Wärmekapazität c_B und die Dichte ρ_B des Bodens zusammen. Die Temperaturleitfähigkeit ist abhängig von Bodenaufbau, Bodenstruktur und Wassergehalt. Sie gibt Auskunft über die Tiefe und die Geschwindigkeit des Eindringens einer Temperaturwelle in den Boden. Bei konstanten Randbedingungen ist sie entscheidend für die Zeit, die zum Temperatenausgleich erforderlich ist. Je größer die Temperaturleitfähigkeit ist, desto schneller pflanzt sich eine Temperaturänderung in einem Material fort.

Die Koeffizienten λ_B , c_B und ρ_B werden durch die stoffliche Zusammensetzung des Bodens bestimmt und sind in erster Näherung temperaturabhängige Materialparameter. Das Wasser hat wegen seiner hohen Wärmeleitfähigkeit und –kapazität einen großen Einfluss auf die thermischen Eigenschaften. Der Wassergehalt des Bodens spielt somit eine maßgebende Rolle für die Beurteilung der thermischen Eigenschaften des Untergrundes.

Die **Wärmeleitfähigkeit** λ_B [W/(mK)] hängt von den mengenmäßigen Anteilen der Stoffkomponenten und ihrer räumlich-geometrischen Anordnung ab. Da Luft ein schlechter Wärmeleiter ist, erfolgt die Wärmeleitung praktisch allein über die feste und flüssige Bodenphase. Somit wird die Wärmeleitfähigkeit des Bodens stark durch den Wassergehalt und die Lagerungsdichte des Bodens beeinflusst (siehe Abb. 17) und kann somit innerhalb eines großen Bereiches schwanken. Dies zeigt auch Abb. 18 für untersuchte Proben aus Sandstein und Sand in Abhängigkeit des Porenanteils und des Poreninhaltes. Aufgrund dieser großen möglichen Schwankungsbreite der Wärmeleitfähigkeit sind bei numerischen Berechnungen zur Auslegung von Absorberanlagen Parametervariationen unumgänglich.

Wie bereits erwähnt, erfolgt der Wärmetransport im Boden hauptsächlich durch Wärmeleitung (Abb. 15). In Abhängigkeit von der Kornverteilung bzw. vom Porenvolumen und dem Sättigungsgrad kann jedoch auch Wärme durch freie und erzwungene Konvektion in Wasser und Luft, durch Wärmestrahlung oder durch Diffusion transportiert werden. Aus diesem Grund ist die effektive Wärmeleitfähigkeit des gesamten Bodensystems stark von der Art, der Dichte und dem Wassergehalt (auch die chemischen Eigenschaften des Wassers haben einen Einfluss) des Bodens abhängig. Wie Abb. 17 zu entnehmen ist, ist die Wärmeleitfähigkeit umso größer, je dichter und wassergesättigter der Boden ist.

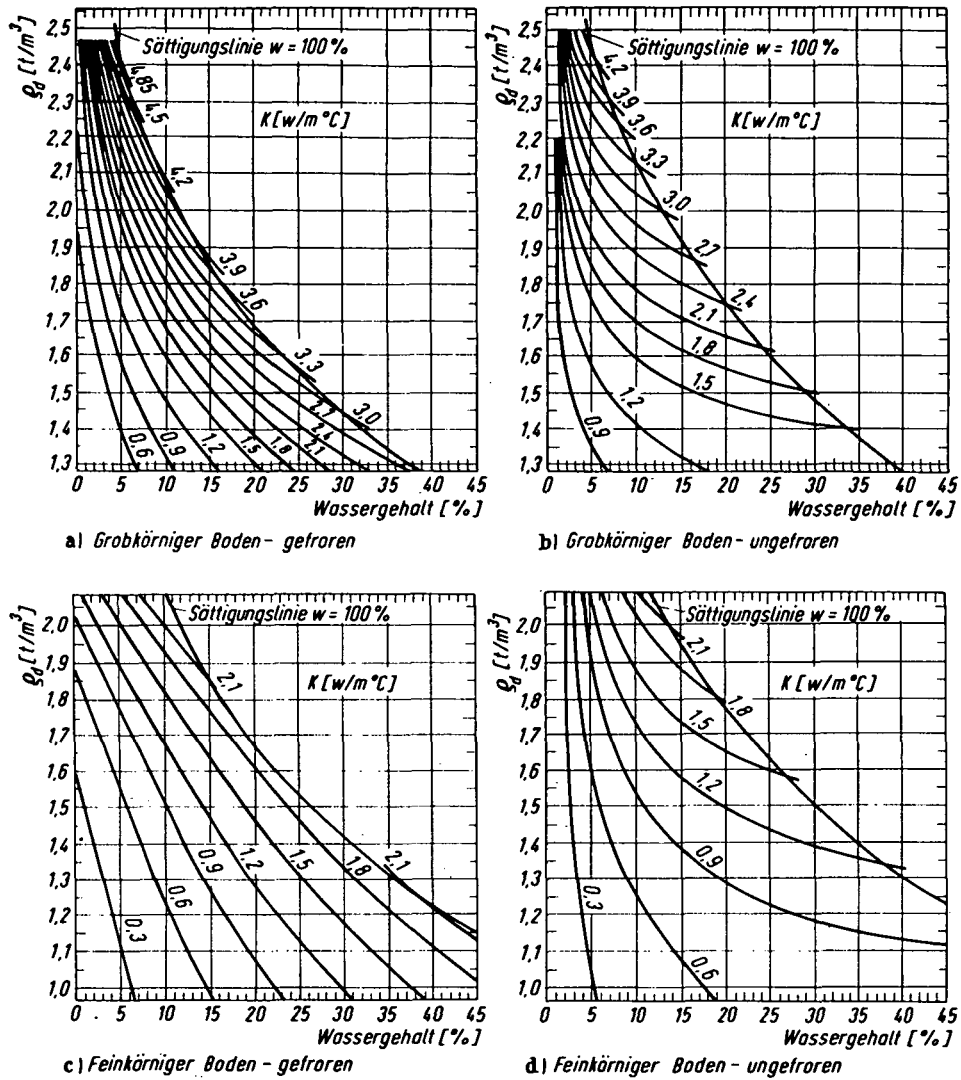


Abb. 17. Wärmeleitfähigkeit des Bodens (K) in Abhängigkeit von Trockendichte (ρ_d) und Wassergehalt. Zusammengestellt von JESSBERGER [54].

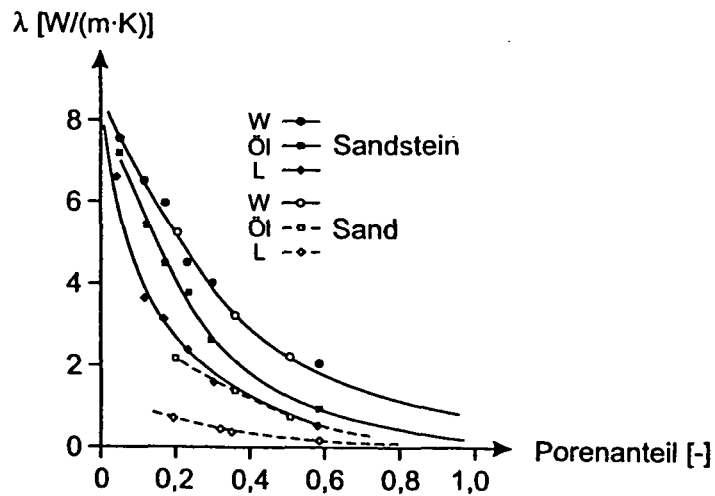


Abb. 18. Einfluss von Porenanteil und Poreninhalt (Wasser (W), Öl (Öl), Luft (L)) auf die Wärmeleitfähigkeit (λ) von Sandstein und Sand [32].

Die **spezifische Wärmekapazität** c [Ws/(kgK)] gibt die Wärmemenge Q [Ws] an, die benötigt wird, um einen Stoff mit $m = 1$ [kg] Masse um $\Delta T = 1$ [K] zu erwärmen.

$$c = \frac{Q}{m\Delta T} \quad (29)$$

Die Wärmekapazität des Bodens ist von dessen mengenmäßigen Zusammensetzung abhängig, nicht aber von der Mikrostruktur. Sind die volumetrischen Anteile der Bodenbestandteile bekannt, kann die Gesamtwärmekapazität des Bodens durch additive Überlagerung der Einzelkomponenten berechnet werden:

$$c_B = c_s x_s + c_w x_w + c_l x_l \quad (30)$$

Darin ist x der jeweilige Volumenanteil ($x_s = 1 - n$; $x_w = nS$; $x_l = n(1 - S)$ mit dem Porenanteil n und der Sättigungszahl S), der Index s kennzeichnet den Feststoffgehalt, w den Wassergehalt und l die Porenluft. Die Wärmekapazitäten von Wasser und Luft können als konstant angenommen werden, wobei jene der Luft vernachlässigbar ist. Kurzfristig gesehen ist nur der Wassergehalt eine veränderliche Größe. Die Gesamtkapazität nimmt demnach mit der Bodenfeuchte zu.

In der Literatur findet sich oftmals die Angabe einer volumetrischen Wärmekapazität, die sich aus der spezifischen Wärmekapazität und der Dichte des Bodens errechnet, wobei die volumetrische Wärmekapazität des Mehrphasensystems Boden wiederum als das gewichtete arithmetische Mittel der einzelnen Bodenkomponenten definiert ist:

$$C_{v,B} = \sum \rho_i c_i x_i \text{ [Ws/(m}^3\text{K)]} \quad (31)$$

Im Rahmen der durchgeführten numerischen Simulationen (Kapitel 6) wurde auf Grundlage der in der EN ISO 13370:1998 [31] angeführten Bodenkennwerte die volumetrische Wärmekapazität folgendermaßen berechnet:

$$C_{v,B} = \rho_s (c_s + c_w \frac{w}{100}) \quad (32)$$

mit c_s : spez. Wärmekapazität der Mineralien; für die meisten Mineralien ist bei 10°C $c_s = 1000$ [Ws/(kgK)]
 c_w : spez. Wärmekapazität von Wasser; $c_w = 4180$ [Ws/(kgK)]
 w : Wassergehalt [%]

Tab. 1 gibt eine Übersicht über die Größenordnung der wärmetechnischen Bodenparameter.

		Trocken-	Wasser-	Feucht-	Wärmeleitfähigkeit		spez.	vol.	Temperatur-	
		dichte	gehalt	dichte	Wärmeleitfähigkeit		Wärme-	Wärme-	leitfähigkeit	
		$\rho_{B,d}$	w	$\rho_{B,f}$	$\lambda_{B,min}$	$\lambda_{B,max}$	kapazität	kapazität	(Diffusivität)	
		[kg/m ³]	[%]	[kg/m ³]	[W/(mK)]		[Ws/(kgK)]	[Ws/(m ³ K)]	$a_{B,min}$	$a_{B,max}$
		[kg/m ³]	[%]	[kg/m ³]	[W/(mK)]		[Ws/(kgK)]	[Ws/(m ³ K)]	[m ² /s]	[m ² /s]
Ton	von	1200	20	1440	0.9	1.4	1836	2203200	3.40E-07	5.30E-07
	bis	1600	40	2240	0.9	1.4	2672	4275200	1.50E-07	2.34E-07
Schluff	von	1400	10	1540	1.0	2.0	1418	1985200	4.58E-07	9.16E-07
	bis	1800	30	2340	1.0	2.0	2254	4057200	1.90E-07	3.79E-07
trockener Sand	von	1700	4	1768	1.1	2.2	1167	1984240	5.33E-07	1.07E-06
	bis	2000	12	2240	1.1	2.2	1502	3003200	3.27E-07	6.54E-07
nasser Sand	von	1700	10	1870	1.5	2.7	1418	2410600	5.66E-07	1.02E-06
	bis	2100	18	2478	1.5	2.7	1752	3680040	3.45E-07	6.22E-07
Torf	von	400	5	420	0.2	0.5	1209	483600	3.94E-07	9.85E-07
	bis	1100	200	3300	0.2	0.5	9360	10296000	6.48E-09	1.62E-08

Tab. 1. Wärmetechnische Bodenparameter typischer Böden, basierend auf den Angaben der EN ISO 13370:1998 [31].

An dieser Stelle soll noch kurz der Einfluss von Grundwasser auf den Wärmeentzug bzw. Wärmeeintrag behandelt werden. Stehendes Grundwasser hat praktisch keinen Einfluss auf den Wärmeentzug. Fließendes Grundwasser bewirkt hingegen, je nach Darcy-Geschwindigkeit, einen Wärmetransport. Dieser Wärmetransport wird zudem durch die hohe spezifische Wärmekapazität des Wassers begünstigt. Dabei spielt die Gesamtwassermenge, die durch den Grundwasserleiter fließt, die entscheidende Rolle [92].

Bei der Auslegung von Erdwärmeanlagen wird allerdings in der Regel die positive Wirkung des Grundwassers nicht miteinbezogen, da sich die Grundwasserverhältnisse (z.B. durch eine tiefreichende Nachbarbebauung) ändern könnten. Aus diesem Grund ist das Grundwasser bei Erdwärmeanlagen eine Art „stille Reserve“.

4.2 Bestimmung der thermischen Bodenparameter

4.2.1 Allgemeines

Für die Dimensionierung einer Erdwärmeanlage ist hinsichtlich der thermischen Bodenparameter vor allem die Kenntnis der Wärmeleitfähigkeit am wichtigsten. Deren Bestimmung kann im Feld oder im Labor erfolgen, wobei es notwendig ist, ein zu untersuchendes Bodenvolumen mit einem Temperaturgradienten zu belasten. Dies verursacht jedoch einen erheblichen Feuchtigkeitstransport in ungesättigten Böden. Da die Messmethode demnach die Bodeneigenschaften verändert, sollten diese Einflüsse auch berücksichtigt werden. Dies erweist sich messtechnisch jedoch als äußerst schwierig. Es erfolgt zwar ein gewisser Feuchtigkeitstransport auch im Feldversuch, doch dieser ist im Labor aufgrund der größeren Temperaturgradienten wesentlich stärker ausgeprägt.

Die Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit im Feld erfolgt üblicherweise mit dem sogenannten „Thermal Response Test“, der in der Regel an einer fertig eingebauten Erdwärmesonde durchgeführt, aber auch bei Energiefundierungen angewendet werden kann. Die Messung erfolgt über die gesamte Absorberlänge, wodurch sich eine effektive Wärmeleitfähigkeit unter Einbeziehung der Bohrlochverfüllung, der wechselnden Untergrundverhältnisse einschließlich einer eventuell vorhandenen Grundwasserströmung bestimmen lässt.

Dieser Versuch wird im Rahmen des Projektes „Energiebrunnen Hetzendorferstraße“ (Kapitel 7.6) näher diskutiert.

Für die Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit im Labor existieren grundsätzlich zwei Methoden. Bei der ersten Methode handelt es sich um die sogenannte „Steady State Method“, bei der die Messungen stattfinden, sobald sich die zu untersuchende Bodenprobe in einem stationären Zustand befindet. Bei der „Transient Method“ ändert sich die Temperatur der untersuchten Bodenprobe mit der Zeit. Diese Methode ist vielseitiger, einfacher zu handhaben und in einer kürzeren Zeit zu bewerkstelligen als die „Steady State Method“. Aus diesem Grund wird im Folgenden nur auf Bestimmungsmethoden mit der „Transient Method“ eingegangen.

Im Anschluss daran wird noch die Bestimmung der spezifischen Wärmekapazität kurz erläutert.

4.2.2 Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit

Je nach erforderlicher Genauigkeit werden mehr oder weniger komplizierte Methoden eingesetzt. Die Messungen können wie bereits erwähnt im stationären (Koaxial-Zelle, divided bar etc.) oder im instationären Zustand (Thermoschock-Sonde) durchgeführt werden. Zusätzlich kann mit Hilfe von Diagrammen auf die Wärmeleitfähigkeit geschlossen werden (z.B. Abb. 17 oder [100]).

4.2.2.1 QTM-Messmethode

Bei der QTM-Messmethode wird die Wärmeleitfähigkeit von Gesteinen mit einer Halbraumlinienquelle nach der „Transient Method“ gemessen. Dabei bildet ein Heizdraht, der zusammen mit einem Thermoelement auf einer Asbestplatte aufgespannt ist, die Messsonde. Zur Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit wird diese Messsonde auf eine ebene Gesteinsfläche gedrückt, wobei für eine gewisse Zeit eine Aufheizung der Gesteinsprobe mit konstanter Leistung erfolgt. Aus dem resultierenden Temperaturanstieg wird die Wärmeleitfähigkeit berechnet [96].

4.2.2.2 Tk04-Messmethode

Die Tk04-Methode beruht auf dem gleichen Messprinzip wie die QTM-Messmethode. Das Messgerät ist jedoch mit einer ausgereiften Software zur Überwachung und Auswertung der Messungen ausgerüstet. Mit dieser Methode kann nicht nur die Wärmeleitfähigkeit von festen Gesteinen sondern auch von Gesteinsfragmenten wie z.B. Bohrklein bestimmt werden. Es existieren derzeit verschieden Bautypen der Messgeräte. Zwei davon, die Nadelsonde und der eingegossene Heizdraht werden näher vorgestellt [96].

4.2.2.2.1 Die Nadelsonde

Dieses Gerät misst die Wärmeleitfähigkeit mit einer nadelförmigen Linienquelle, die in die Versuchsprobe eingebracht wird. Über einen festgelegten Zeitraum wird eine konstante Heizleistung an die Probe abgegeben, wobei ein Thermistor in der Mitte der Nadelsonde die Temperatur an der Grenzfläche Nadel-Boden registriert.

Zufolge der linienförmigen Wärmequelle und der zylindrischen Geometrie der Wärmeausbreitung wird die Sondentemperatur T_{Sonde} während des Heizvorganges in Relation zur Zeit t bestimmt und mit Hilfe der theoretischen Lösung für eine linienförmige Heizquelle ausgewertet [96]:

$$T_{Sonde} - T_0 = \frac{\bar{q}}{4\pi\lambda_B} \ln(t + t_0) + K \quad (33)$$

mit T_0 : Anfangstemperatur [°C]
 \bar{q} : Wärmestrom pro Längeneinheit [W/m]
 λ_B : Wärmeleitfähigkeit des Bodens [W/mK]
 t_0 : Zeitkorrektur zur Berücksichtigung der Sondenabmessung und des Kontaktwiderstandes zwischen Sonde und Bodenprobe [s]
 K : Konstante

Die entsprechende Gleichung für die Sondentemperatur während der Kühlung nach Heizbetrieb mit der Zeitdauer t_h ist gegeben durch:

$$T_{Sonde} - T_0 = \frac{\bar{q}}{4\pi\lambda_B} [\ln(t + t_0) - \ln(t + t_0 - t_h)] + K \quad (34)$$

Durch Lösen dieser nichtlinearen Gleichungen kann die Wärmeleitfähigkeit λ_B bestimmt werden. Eine Vereinfachung ergibt sich bei der Annahme, dass $t_0 \ll t$, sodass $\ln(t + t_0)$ näherungsweise gleich $\ln(t)$ wird. Damit kann die Wärmeleitfähigkeit mit Gleichung (33) und der unabhängigen Variablen $\ln(t)$ für den Heizprozess oder mit Gleichung (34) und der unabhängigen Variablen $\ln(t/(t - t_h))$ für den Kühlprozess bestimmt werden [1].

In der Auswertung wird eine weitere Näherung für die Aufheizung T_{Sonde} verwendet, die durch folgende Gleichung beschrieben wird:

$$T_{Sonde} = \frac{\bar{q}}{4\pi\lambda_B} \ln(t) \quad (35)$$

Diese Gleichung ist nur gültig, solange die Aufheizkurve logarithmisch verläuft, d.h. die Wärmeausbreitung wird nur von der Wärmeleitfähigkeit des Bodens bestimmt. Dies ist meistens bereits nach 20 Sekunden der Fall. Es werden bestimmte Teilabschnitte der

Aufheizkurve für die Berechnung herangezogen. Anschließend wird unter Zugrundelegung von Gleichung (35) die Wärmeleitfähigkeit „aus der besten Lösung“ ermittelt:

$$\lambda_B = \frac{\bar{q}}{4\pi} \frac{\ln\left(\frac{t_2}{t_1}\right)}{T_2 - T_1} \quad (36)$$

mit t_1, t_2 : Zeitpunkte am Anfang bzw. Ende des für die beste Lösung ausgewählten Heizkurvenabschnittes [s]

T_1, T_2 : Temperaturen an der Grenze Sonde/Gestein zu den Zeiten t_1 bzw. t_2 [°C]

\bar{q} : Wärmestrom pro Längeneinheit (Heizleistung der Nadelsonde) [W/m]

Die entsprechende Gleichung für eine anschließende Kühlung lautet:

$$\lambda_B = \frac{\bar{q}}{4\pi} \frac{\ln\left[\left(\frac{t_2}{t_1}\right)\left(\frac{t_1 - t_h}{t_2 - t_h}\right)\right]}{T_2 - T_1} \quad (37)$$

Der Kontakt zwischen Sonde und Boden stellt ein wesentliches Kriterium bei dieser Messmethode dar. Ist dieser nicht vollflächig gegeben, ist die Messung unbrauchbar.

Laboruntersuchungen [1] haben ergeben, dass die Wärmeleitfähigkeiten beim Heizprozess im Allgemeinen geringfügig höher sind als beim Kühlprozess.

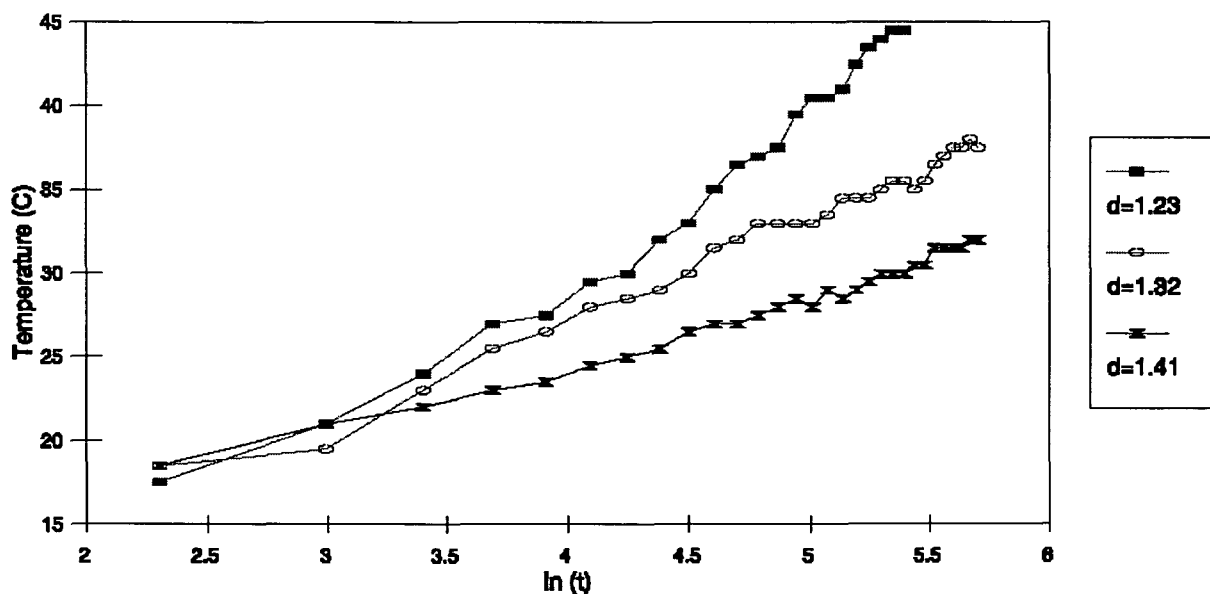


Abb. 19. Typische Messergebnisse für die Aufheizung von sandigem Lehm mit einem Wassergehalt von 1,4 % und unterschiedlichen Dichten d [g/cm³] [1].

4.2.2.2 eingegossener Heizdraht

Dieses Messgerät besteht aus einem Plexiglaszylinder, auf dessen Unterseite ein Heizdraht mit Thermoelement eingegossen ist. Wie bei der Nadelsonde wird über den Heizdraht ein Wärmeimpuls mit einer Regeldauer von 90 Sekunden in die Versuchsprobe eingeleitet. Die Wärmeleitfähigkeit wird in weiterer Folge wie bei der Nadelsonde bestimmt.

Soll die Wärmeleitfähigkeit von Bohrklein bestimmt werden, wird diese an einem künstlich erzeugten Bohrklein-Wassergemisch gemessen. Die Auswertung erfolgt mit nachfolgender Gleichung [96]:

$$\lambda_B = \lambda_{gem} \left(\frac{\lambda_{gem}}{\lambda_w} \right)^{\frac{m_w \rho_B}{m_B \rho_w}} \quad (38)$$

mit λ_w : Wärmeleitfähigkeit von Wasser bei 20°C (= 0,62 W/mK)

λ_B : Wärmeleitfähigkeit des Bodens [W/mK]

λ_{gem} : gemessene Wärmeleitfähigkeit [W/mK]

ρ_B : Dichte des Bodens [kg/m³]

ρ_w : Dichte von Wasser bei 20°C [kg/m³]

m_B : Trockengewicht des Bohrkleins [kg]

m_w : Gewicht des Wasseranteils [kg]

Die effektive Wärmeleitfähigkeit des Untergrundes λ_{eff} kann schließlich folgendermaßen berechnet werden:

$$\lambda_{eff} = \lambda_B^{1-\phi} \cdot \lambda_w^\phi \quad (39)$$

mit ϕ : effektive Porosität

4.2.3 Bestimmung der spezifischen Wärmekapazität

Das Messprinzip zur Bestimmung der spezifischen Wärmekapazität c beruht auf der Vermischung von Wasser und Boden mit unterschiedlichen Temperaturen. Unter der Annahme, dass die gesamte thermische Energie der beiden Stoffe konstant bleibt und die Wärmekapazität einer der beiden Stoffe (Wasser) bekannt ist, kann die Wärmekapazität des anderen Stoffes (Boden) bestimmt werden. Üblicherweise wird die Temperatur des Bodens mit 0°C und jene des Wassers mit ca. 20°C festgesetzt. Durch Messen der Gleichgewichtstemperatur des Gemisches kann die spezifische Wärmekapazität des Bodens

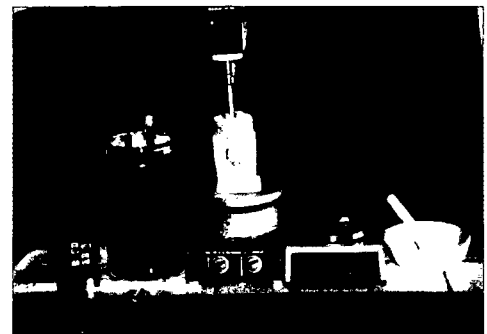


Abb. 20. Messgeräte zur Bestimmung der Wärmekapazität [96].

bestimmt werden. Für feuchte Böden wird die spezifische Wärmekapazität c_B entsprechend dem Wasseranteil korrigiert.

Die Energiebilanz (kein Wärmetransport über die Systemgrenzen) des Wasser-Boden-Gemisches unter Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit der Wärmekapazität $c(T)$ lautet [96]:

$$c_B(T_B)T_B m_B + c_w(T_w)T_w m_w = [c_B(T_{min})m_B + c_w(T_{min})m_w]T_{min} \quad (40)$$

mit T_B : Temperatur der abgekühlten Bodenprobe [°C]
 T_w : Wassertemperatur vor der Mischung [°C]
 T_{min} : minimale Mischtemperatur [°C]
 m_B : Gewicht des Probenmaterials [kg]
 m_w : Gewicht des Wassers [kg]
 c_B : Wärmekapazität des Bodens [Ws/kgK]
 c_w : Wärmekapazität von Wasser [Ws/kgK]

4.3 Auswirkungen einer Temperaturänderung des Bodens

Die Reichweite der Temperaturänderungen, verursacht durch den Betrieb einer Massivabsorberanlage, sind erfahrungsgemäß nicht sehr groß, sollten bei Bedarf jedoch überprüft werden. Denn bereits geringe Temperaturschwankungen können z.B. lokale Qualitätsänderungen des Grundwassers zur Folge haben oder zu Verformungen führen, wie die nachfolgende Aufstellung zeigt:

- **Physikalische Eigenschaften:** Ein Absinken der Grundwassertemperatur bewirkt eine Erhöhung der Viskosität und dadurch eine Reduktion der Durchlässigkeit. Dies wiederum führt zu niedrigeren Strömungsgeschwindigkeiten und zu Abflachungen des Grundwassergefälles. Bei einer Abkühlung der Grundwassertemperatur von 9°C auf 4°C erhöht sich die Viskosität um ca. $0,23 \times 10^{-6}$ m²/s und die Durchlässigkeit verringert sich um ca. $0,25 \times 10^{-3}$ m/s. Dies zeigt, dass diese Auswirkungen in der Praxis kaum maßgebend sein werden [9].
- **Chemische Eigenschaften:** Bereits bei einem geringen Temperaturanstieg des Grundwassers um wenige Grad, wird die Löslichkeit von Sauerstoff relativ stark verringert, was in kritischen Fällen (Sauerstoffarmut) zu einem unbrauchbaren Trinkwasser führen kann.

Bei einer Abkühlung nimmt der pH-Wert zu und unter anderem die Löslichkeit von Calcium ab. Damit steigt die Tendenz zu Ausfällungen im Porenraum. Demgegenüber wird eine höhere Löslichkeit von gasförmigen Stoffen, wie CO₂ erreicht werden, was zu einer gewissen Aufhärtung des Wassers führt.

Die effektiven Auswirkungen wurden bis dato kaum erforscht, sind aber im Temperaturbereich von 0 – 20°C bei Änderungen von ca. 5°C relativ gering. Teilweise wirken sie gegenläufig und heben sich dadurch praktisch auf [9].

- **Biologische Eigenschaften:** Für die im Grundwasser lebenden Organismen ist die Temperatur einer der wichtigsten Milieufaktoren, da viele nur in einem sehr beschränkten Temperaturbereich existieren können. Untersuchungen haben gezeigt, dass die Aktivität bakterienfressender Mikroorganismen unter 10°C stark abnimmt, sodass z.B. die Absterberate pathogener Keime bei 3°C nur noch etwa halb so groß ist wie bei 7°C. Dies zeigt deutlich, dass allfällige Temperaturänderungen auf nahegelegene Grundwasservorkommen nicht zu unterschätzen sind [9].
- **Mechanische Eigenschaften (Verformungen):**
Die Temperaturabhängigkeit von Werkstoffen wie Beton oder Stahl ist derzeit weitgehend bekannt. Mit Hilfe eines spezifischen thermischen Ausdehnungskoeffizienten lassen sich Verformungen aufgrund von Temperatureinflüssen berechnen. Für elastische Werkstoffe wird die thermisch bedingte Verformung als linear angenommen und folgt somit dem *Hooke'schen* Gesetz:

$$\varepsilon_{\Delta T} = \alpha_T \cdot \Delta T \quad (41)$$

mit $\varepsilon_{\Delta T}$: temperaturbedingte Dehnung [-]
 α_T : thermischer Ausdehnungskoeffizient [1/K]
 ΔT : Temperaturänderung [K]

Da der Boden nicht dem ideal-elastischen Werkstoffgesetz gehorcht, kann der thermische Ausdehnungskoeffizient nicht unter Zugrundelegung des *Hooke'schen* Gesetzes, sondern nur aus Versuchen bestimmt werden. Dabei ergeben sich versuchstechnische Probleme, da das Verhalten von Böden, vor allem bei bindigen Böden, stark vom Wassergehalt abhängig ist. Bei thermischen Untersuchungen muss dieser konstant gehalten werden, um die aus Austrocknung resultierenden Einflüsse auszuschließen.

Durchgeführte Untersuchungen [42] beziehen sich in erster Linie auf reine Tonmineralen, wie z.B. Kaolinit und Illit, bei denen erst ab Temperaturen von 400°C signifikante Dehnungen und Stauchungen festgestellt wurden. Da solch hohe Temperaturen bei der geothermischen Energienutzung nicht auftreten, entspricht bei sehr feuchten Böden der thermische Ausdehnungskoeffizient jenem des zwischen den Tonmineralen eingelagerten Wassers.

An der *Technischen Universität Darmstadt* durchgeführte Untersuchungen [44] zeigten folgende Effekte bei Temperaturänderungen von Tonen:

- Austrocknung: Die Dehnung des freien Porenwassers, das einen höheren thermischen Ausdehnungskoeffizienten besitzt als die Tonminerale selbst, führt zu einer Steigerung des Porenwasserdruckes. Wird der Abbau des entstandenen Porenwasserüberdruckes verhindert, nimmt die wirksame Spannung im Ton bei gleichbleibender äußerer Last ab. Desweiteren diffundiert das Porenwasser aufgrund des höheren Porenwasserdruckes von erwärmten Bodenregionen zu Bereichen mit niedrigerem Druck, d.h. kälteren Zonen. Dies kann in weiterer Folge allmählich zum Austrocknen des Bodens führen, wodurch wiederum

Schrumpfungsvorgänge und damit Setzungen verursacht werden. In den kälteren Zonen findet demnach eine Wasseransammlung statt, die wiederum zum Quellen des Bodens führen kann.

- Thermische Verfestigung: Die Erwärmung von Tonböden führt zu einer Dehnung der Tonminerale, wodurch ein bestimmter Anteil der zwischen den Tonpartikeln bestehenden Bindungen aufgelöst wird. Diese Störung und die anschließende Neuordnung der inneren Struktur des Tons verursacht unter gleichbleibendem Druck eine Volumenreduktion. Diese Verdichtung, die bei Tonen mit höherem Anfangsporengleichhalt ausgeprägter auftritt, ist irreversibel. Diese thermische Verfestigung tritt jedoch nur unter drainierten Bedingungen auf, denn bei der Erwärmung von undrainierten Ödometerproben kann der aufgrund der thermischen Dehnung des Porenwassers entstehende Porenwasserüberdruck nicht abgebaut werden. Dies führt zu einer Abnahme der effektiven Spannung. Damit ist ein Versagen der Probe unter konstantem Prüfdruck allein durch thermische Belastung möglich.
- Veränderung des mechanischen Verhaltens unter Erwärmung: Eine Temperaturerhöhung führt zu einer Abnahme der Scherfestigkeit aufgrund der verminderten inneren Viskosität.
Weiterführende Untersuchungen wurden an Schluff- und Sandproben durchgeführt. Dabei haben Ödometerversuche gezeigt, dass bei geringen Lasten der E-Modul von warmen Bodenproben kleiner ist als bei niedrigen Temperaturen. Bei einer Laststeigerung nimmt der E-Modul generell zu, wobei bei hohen Bodentemperaturen ein größerer Zuwachs festgestellt worden ist als bei niedrigen Temperaturen. Bei höheren Lasten reagieren die warmen Proben schließlich härter als die kalten.
- Konsolidierung unter Erwärmung: Bei höheren Temperaturen ist eine schnellere Konsolidierung festgestellt worden, die mit der höheren Viskosität des Porenwassers und folglich mit einer scheinbar höheren Durchlässigkeit des Bodens begründet werden kann. Auch eine verminderte Kohäsion wurde beobachtet.
- Einfluss von Temperaturänderungen auf Böden mit hohem organischen Anteil: Tone mit hohem organischen Anteil reagieren sensibler auf Temperaturänderungen als nicht organische bindige Böden.

Wie bereits erwähnt, beschränken sich diese Feststellungen lediglich auf Tone. Um Aussagen hinsichtlich des Einflusses auf die Erdwärmeanlagen treffen zu können, sind jedoch noch weitere Untersuchungen, vor allem auch für anderen Bodenarten, notwendig.

5 Wärmetransport zwischen Absorberflüssigkeit und Beton bzw. Erdreich

5.1 Allgemeines

In diesem Kapitel wird auf die Wärmeübertragung zwischen Erdreich bzw. Betonbauteil und der Absorberflüssigkeit eingegangen. Dabei wird davon ausgegangen, dass die Wände der Absorberleitungen die gleiche Temperatur wie das unmittelbar umliegende Erdreich bzw. der Beton aufweisen, weshalb lediglich der Wärmeübergang von der Rohrwandung zur Absorberflüssigkeit behandelt wird. Wesentlich für die Wärmeübertragung ist das Strömungsverhalten (laminar – turbulent) der Absorberflüssigkeit in den Rohren.

5.2 Rohrströmung

Bei einer Rohrströmung wird im Allgemeinen zwischen zwei Bereichen unterschieden. Zum einen ist dies der Einlaufbereich, innerhalb dessen sich das Geschwindigkeits- und das Temperaturprofil mit der Rohrlänge ändern. Die hydrodynamische Einlauflänge L_{hyd} ist dabei die Länge, innerhalb derer sich das Geschwindigkeitsprofil vom Kolbenprofil am Rohreintritt bis hin zum voll ausgebildeten Profil entwickelt. Die thermische Einlauflänge L_{th} ist die dazu analoge Länge für das Temperaturprofil.

Im zweiten Bereich ist der „Einlaufvorgang“ abgeschlossen und es herrscht eine voll ausgebildete Strömung, in dem das Geschwindigkeitsprofil unabhängig von der Längskoordinate ist; der Wärmeübergangskoeffizient ändert sich (bei konstanter Wärmeleitfähigkeit) nicht.

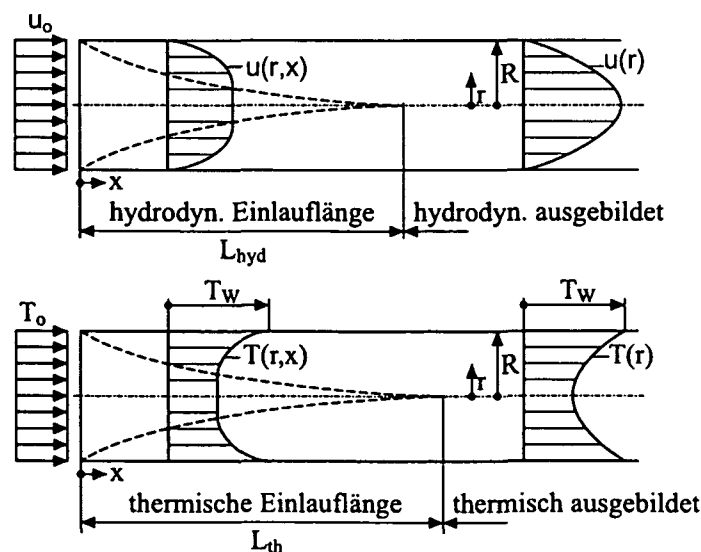


Abb. 21. Entwicklung des Geschwindigkeits- und Temperaturprofils bei der Rohrströmung [66].

In den weiteren Betrachtungen wird lediglich der Bereich mit voll ausgebildeter Strömung behandelt, da dieser bei den im Erdreich verlegten Absorberleitungen dominiert, und die vollständige Ausbildung des Geschwindigkeits- und Temperaturprofils ohnehin nach kurzer Distanz abgeschlossen sind.

Die Strömung der Absorberflüssigkeit in der Absorberleitung kann laminar (geschichtet) oder turbulent (wirbelig) sein. Bei einer laminaren Strömung bewegen sich die einzelnen Flüssigkeitsteilchen auf achsparallelen Stromfäden, wobei die Geschwindigkeit u der einzelnen Teilchen im Allgemeinen unterschiedlich ist. Zwischen den einzelnen Stromfäden wirkt eine gewisse Reibungskraft, ausgedrückt durch die Schubspannung τ , die proportional dem Geschwindigkeitsgefälle du/dx senkrecht zur Strömungsrichtung ist. Der Proportionalitätsfaktor ist dabei die dynamische Zähigkeit (Viskosität) η der Flüssigkeit, die mit sinkender Temperatur zunimmt (Abb. 22).

Das Reibungsgesetz von *Newton* lautet:

$$\tau = \eta \frac{du}{dx} \quad (42)$$

Die mittlere Geschwindigkeit bei laminarer Rohrströmung beträgt: $u_{\text{mittel}} = 0,5u_{\text{max}}$.

Die turbulente Strömung ist dadurch gekennzeichnet, dass die einzelnen Flüssigkeitsteilchen gleichzeitig Schwankungsbewegungen nach mehreren Richtungen ausführen, die der Grundströmung (globale Strömungsrichtung) überlagert ist, wobei die Turbulenz in der wandnahen Schicht, der sogenannten Grenzschicht, am größten ist. Die mittlere Geschwindigkeit bei turbulenter Rohrströmung beträgt: $u_{\text{mittel}} \approx (0,80 \dots 0,85)u_{\text{max}}$.

Der Übergang von der laminaren zur turbulenten Strömung wird durch die Reibung an der Wand, von Geschwindigkeitsänderungen und anderen Faktoren, wie z.B. Verengungen oder Krümmern, beeinflusst. Der Umschlag hängt von der dimensionslosen sogenannten *Reynolds-Zahl* Re ab.

$$Re = \frac{uD}{\nu} \quad (43)$$

mit u : mittlere Strömungsgeschwindigkeit [m/s]
 D : Rohrrinnendurchmesser [m]
 $\nu = \eta/\rho$: kinematische Viskosität [m²/s]
 η : dynamische Viskosität [kg/ms]
 ρ : Dichte [kg/m³]

Das Auftreten von Turbulenz hängt davon ab, unter welchen Bedingungen eine laminare Strömung instabil wird. *Tollmien* [106] hat herausgefunden, dass zufällige Störungen oberhalb von Re_{krit} das laminare Geschwindigkeitsprofil aufschaukeln und schließlich zerstören. Unterhalb von Re_{krit} werden diese zufälligen Störungen jedoch gedämpft, sodass die laminare Strömung in jedem Fall erhalten bleibt. Die kritische *Reynolds-Zahl* $Re_{krit} = 2300$ besagt, dass unterhalb ihres Wertes auf jeden Fall laminare Strömung vorliegen muss, oberhalb jedoch turbulente Strömung auftreten kann. Mit Sicherheit liegt turbulente Strömung erst bei $Re > 10^4$ vor. Folgende Strömungsbereiche werden unterschieden:

$Re < Re_{krit}$: laminare Strömung
 $Re_{krit} > Re < 10^4$: Übergangsbereich
 $10^4 < Re$: volle turbulente Strömung

wobei $Re_{krit} = 2300$

Durch die Turbulenz kommt es zu einer Erhöhung des diffusiven Transportes von Energie sowie von Impuls und Masse gegenüber dem diffusiven Transport durch die molekulare Eigenbewegung im Inneren der Materie. Diese Erhöhung ist umso größer, je höher die Strömungsgeschwindigkeit ist, da die Größe der lokalen Geschwindigkeitsschwankungen und damit die Intensität der turbulenten Durchmischung der Materie mit steigender Geschwindigkeit der Grundströmung zunimmt [66].

5.3 Wärmetransport durch Konvektion

Die Berechnung der Wärmeübertragung durch Kontakt erfolgt durch das bereits bekannte Grundgesetz des molekularen Wärmetransportes nach *Fourier*, das für das eindimensionale Problem folgende Form hat:

$$\dot{q} = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (44)$$

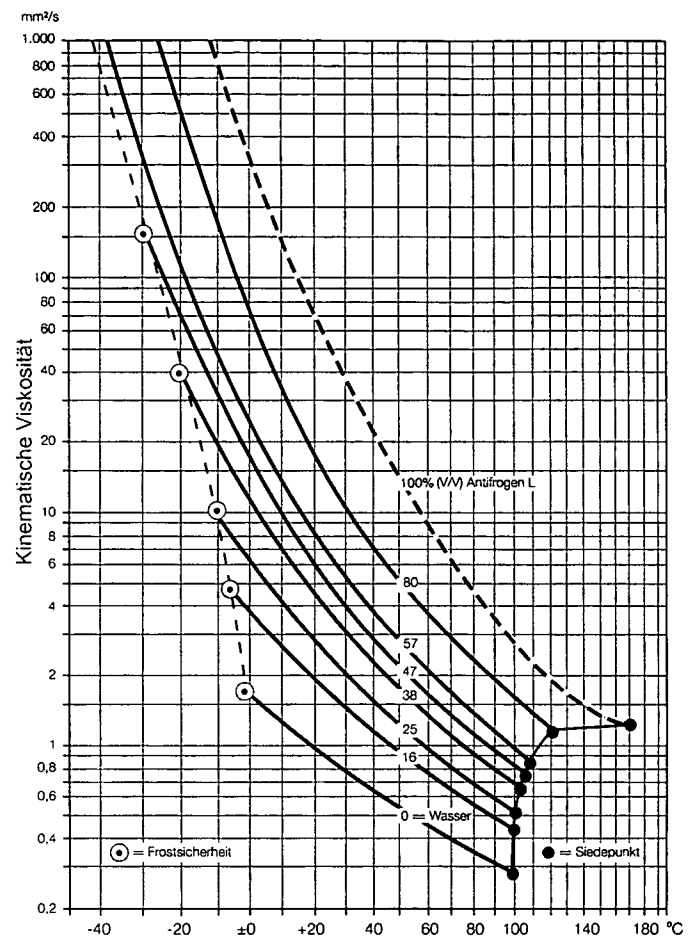


Abb. 22. Kinematische Viskosität von Antifrogen L-Wassermischungen in Abhängigkeit von der Temperatur [25].

mit \dot{q} : Wärmestromdichte [W/m^2]
 λ : Wärmeleitfähigkeit des strömenden Mediums (Absorberflüssigkeit) [$\text{W}/(\text{mK})$]
 x : Ortskoordinate [m]

Es wird nun unterschieden, ob zwei Körper, zwischen denen Wärme über Kontakt übertragen wird, relativ zueinander in Ruhe oder in Bewegung sind. Im ersten Fall spricht man bekanntlich von Wärmeübertragung durch Leitung, im zweiten Fall, der beim Wärmetransport zwischen Rohrwandung und Absorberflüssigkeit auftritt, von Wärmeübertragung durch Konvektion. Da die Wärme an der Kontaktfläche der beiden Körper durch molekularen Transport übertragen wird, gilt:

$$\dot{q}_W = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{\text{Wand}} \quad (45)$$

mit \dot{q}_W : Wärmestromdichte an der Rohrwand [W/m^2]

Der Wärmeübergang zwischen der Rohrwandung und der Absorberflüssigkeit wird mit Hilfe des Wärmeübergangskoeffizienten α beschrieben:

$$\alpha = \frac{\dot{q}_W}{T_W - T_m} \quad (46)$$

mit α : Wärmübergangskoeffizient [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]
 T_W : Rohrwandtemperatur [K]
 T_m : mittlere Temperatur der Absorberflüssigkeit [K]

Unter Verwendung von Gleichung (45) ergibt sich:

$$\alpha = \frac{-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{\text{Wand}}}{\Delta T} \quad (47)$$

Es ist üblich, die Formeln zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten in dimensionsloser Form mit Hilfe einer geeignet gewählten charakteristischen Abmessung D und der Wärmeleitfähigkeit λ als *Nusselt-Zahl* Nu zu definieren:

$$Nu = \frac{\alpha D}{\lambda} = \frac{-\left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{\text{Wand}}}{\frac{\Delta T}{D}} \quad (48)$$

Beim Auftreten von Turbulenzen hängt die Geschwindigkeit der Wärmeübertragung nicht nur von der Eigengeschwindigkeit der Energieträger ab, sondern auch von jener der turbulenten

Schwankungen, die im unmittelbaren Zusammenhang mit der mittleren Strömungsgeschwindigkeit der Absorberflüssigkeit steht. Folglich hängt die Wärmeübertragung auch von der Strömungsgeschwindigkeit ab.

Der Wärmeübergangskoeffizient α ist demnach von folgenden Größen abhängig:

$\alpha = f(\text{Stoffwerte; geometrische Abmessungen; Länge, auf der die Wärme entzogen wird; Strömungsgeschwindigkeiten})$.

Die Berechnung des Temperaturgefälles $(\partial T / \partial r)_{\text{Wand}}$ an der Rohrwandung ist nur dann möglich, solange Gleichung (44) an jeder Stelle der Absorberflüssigkeit gilt. Dies trifft jedoch nur für ruhende, gleitende, reibungsfrei und laminar strömende Medien zu.

Für turbulent strömende Medien gilt Gleichung (44) nur an der Rohrwandung (Gleichung (45)), nicht jedoch im Inneren des strömenden Mediums. Bislang existiert keine strenge Theorie mit der die Beeinflussung des Temperaturgefälles an der Wand der Absorberleitungen durch eine turbulente Strömung beschrieben werden kann. Es existieren jedoch Berechnungsgleichungen für den Wärmeübergangskoeffizienten aus experimentell ermittelten Daten [107].

5.4 Berechnung des Wärmetransportes bei erzwungener Konvektion

5.4.1 Allgemeines

Die Absorberleitungen sind Teil eines geschlossenen Kreislaufes, in dem die Durchströmung durch den Betrieb einer Pumpe erzeugt wird. Man spricht daher von erzwungener Konvektion.

In der Literatur finden sich zahlreiche Ansätze zur Beschreibung der Wärmeübertragung mit strömenden Medien. Dabei beschränkt man sich üblicherweise auf stationäre Verhältnisse, wobei der Wärmefluss in Strömungsrichtung vernachlässigt wird. Die Strömungsgeschwindigkeiten dürfen demnach nicht zu klein sein.

Betrachtet man einen durchströmten Kreislauf, so ist die Strömungsgeschwindigkeit $u(r)$ an jeder Stelle innerhalb eines Querschnittes verschieden. Daraus folgt, dass die einzelnen Flüssigkeitsteilchen unterschiedliche lange Verweilzeiten in der eigentlichen Absorberstrecke haben. Dies muss in der Berechnungsgleichung Eingang finden.

Entsprechend Gleichung (14) gilt für den eindimensionalen Fall:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial r^2}, \quad (49)$$

mit der Dichte ρ , der spezifischen Wärmekapazität c und der Wärmeleitfähigkeit λ des strömenden Mediums.

Zur Berücksichtigung der unterschiedlichen Verweilzeiten wird diese durch $t = x/u(r)$ mit der radialen Koordinate r ersetzt, womit sich folgende Beziehung ergibt:

$$\rho c u(r) \frac{\partial T}{\partial x} = \lambda \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (50)$$

Für die folgenden Überlegungen ist weiters die Viskosität der Flüssigkeit zu berücksichtigen, somit wird ein weiterer dimensionsloser Parameter eingeführt. Die *Prandtl-Zahl* ist eine stoffabhängige Größe und ist folgendermaßen definiert:

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu \rho c}{\lambda} \quad (51)$$

Für $Pr \rightarrow 0$ ist das Geschwindigkeitsprofil längs des Strömungsweges x , auf dem die Wärme übertragen wird, gleich dem Profil der Kolbenströmung, für $Pr \rightarrow \infty$ jedoch gleich dem Profil der *Hagen-Poiseuille* Strömung (siehe Abb. 23). Beispielsweise gilt:

- $Pr = 0 - 7$: normale Flüssigkeiten in der Nähe des Siedepunktes;
- $Pr = 7$: normale Flüssigkeiten in der Nähe des Gefrierpunktes;
- $Pr = 70$: viskose Flüssigkeiten;
- $Pr = 700$: hochviskose Flüssigkeiten.

5.4.2 Laminare Strömung

Mit Gleichung (50) lässt sich für eine laminare Strömung das Temperaturfeld und damit die übertragene Wärmemenge berechnen, wobei das Geschwindigkeitsprofil $u(r)$ bekannt sein muss.

Bei voll ausgebildeter Rohrströmung hat das Geschwindigkeitsprofil die Form der *Hagen-Poiseuille*'schen Parabel:

$$\frac{u}{u_{max}} = 1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \quad (52)$$

mit dem Rohrradius R , der Maximalgeschwindigkeit $u_{max} = \Delta p R^2 / (4 \mu L_p) = 2u_m$ und dem konstanten Druckgradienten $\Delta p / L_p$.

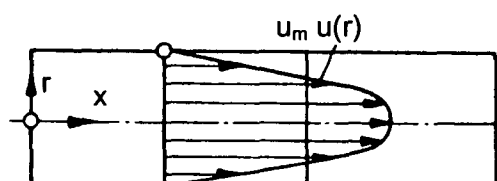


Abb. 23. Hagen-Poiseuille'sche Parabel [107].

Die mittlere Geschwindigkeit u_m und die mittlere Temperatur T_m sind definiert durch:

$$u_m = \frac{1}{\pi R^2} \int_0^R 2\pi r u dr \quad (53)$$

$$T_m = \frac{1}{u_m \pi R^2} \int_0^R 2\pi r u T dr \quad (54)$$

Für die Berechnung des Temperaturprofils wird zwischen zwei Fällen unterschieden:

- konstante Wärmestromdichte \dot{q}_W ;
- konstante Wandtemperatur T_W .

Obwohl bei der Wärmeübertragung vom Erdreich auf die Absorberflüssigkeit über die gesamte Rohrlänge eine konstante Wandtemperatur vorausgesetzt wird, werden aus Gründen der Vollständigkeit beide Fälle behandelt [71].

$T_W = \text{const.}$

Für den Fall der konstanten Wandtemperatur T_W gilt:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{T_W - T}{T_W - T_m} \frac{dT_m}{dx} \quad (55)$$

Damit ergibt sich für den molekularen Wärmetransport:

$$\rho c u(r) \left(\frac{T_W - T}{T_W - T_m} \right) \frac{dT_m}{dx} = \lambda \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (56)$$

$\dot{q}_W = \text{const.}$

Für den Fall konstante Wärmestromdichte $\dot{q}_W = \alpha(T_W - T_m)$ ist bei der thermisch ausgebildeten Rohrströmung der Wärmeübergangskoeffizient α konstant:

$$\alpha = \frac{\dot{q}_W}{T_W - T_m} = \frac{\lambda}{R} \left(\frac{\partial}{\partial \left(\frac{z}{R} \right)} \left(\frac{T_W - T}{T_W - T_m} \right) \right)_{\text{Wand}} \quad (57)$$

Da in diesem Fall $T_W - T_m$ konstant ist, resultiert:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{dT_W}{dx} = \frac{dT_m}{dx} \quad (58)$$

Damit ergibt sich für den molekularen Wärmetransport:

$$\rho c u(r) \frac{dT_m}{dx} = \lambda \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (59)$$

Die Lösungen der Gleichungen (56) und (59) sind in Abb. 24 dargestellt. Im Falle von $\dot{q}_W = \text{const}$ ist die Temperaturdifferenz $T_W - T_m = \text{const}$. Im Fall $T_W = \text{const}$ nimmt $T_W - T_m(x)$ mit der Rohrlänge x ab, da $T_m(x)$ aufgrund der Energiezufuhr anwächst.

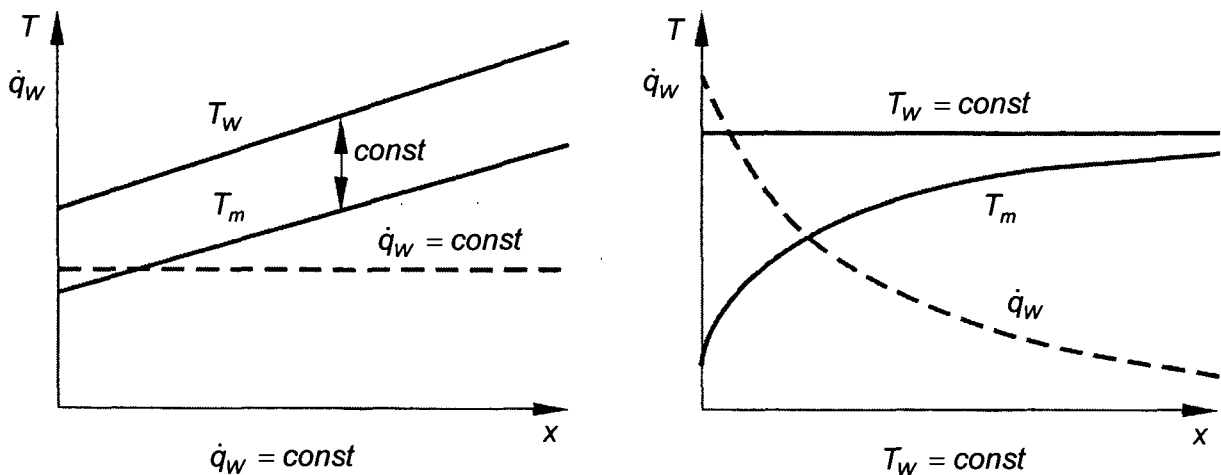


Abb. 24. Verlauf der mittleren Temperatur T_m und der Wandtemperatur T_W sowie des Wärmestroms q_w [71].

Folgende asymptotische Lösungen können für die Gleichungen (56) und (59) angegeben werden [71]:

$T_W = \text{const}$:

Die mittlere Nusselt-Zahl in einem Rohr mit der Wärmeübertragungslänge L ergibt sich zu:

$$Nu_{m,t,T,1} = 3,66 \quad (60)$$

für $Re Pr D/L \rightarrow 0$ ($\ll 1$) (lange Verweildauer) und

$$Nu_{m,t,T,2} = 1,615^3 \sqrt{Re Pr \frac{D}{L}} \quad (61)$$

für $Re Pr D/L \rightarrow \infty$ (kurze Verweildauer)

Diese beiden Gleichungen stellen die beiden Grenzfälle dar. Für den Bereich $0 < Re Pr D/L < \infty$ kann folgende Formel verwendet werden, wobei die Abweichungen $< 1\%$ sind:

$$Nu_{m,\ell,T} = \sqrt[3]{Nu_{m,\ell,T,1}^3 + 0,7^3 + (Nu_{m,\ell,T,2} - 0,7)^3} \quad (62)$$

Die kalorische Mitteltemperatur steigt exponentiell mit der Rohrlänge an und nähert sich asymptotisch der Wandtemperatur. Bemerkenswert ist dabei die Tatsache, dass sowohl die Temperaturdifferenz $T_w - T_m$ als auch der Temperaturgradient an der Wand mit der Rohrlänge asymptotisch gegen Null streben, das Verhältnis dieser beiden Größen, nämlich der Wärmeübergangskoeffizient, aber dem endlichen Grenzwert $Nu_{m,\ell,T,1} = 3,66$ zustrebt.

$\dot{q}_w = \text{const}$:

Für eine konstante Wärmestromdichte sind die mittleren *Nusseltzahlen* in einem Rohr mit der Wärmeübertragungslänge L folgendermaßen nach oben und nach unten begrenzt:

$$Nu_{m,\ell,\dot{q},1} = 4,364 \quad (63)$$

für $Re Pr D/L \rightarrow 0$ ($\ll 1$) (lange Verweildauer)

$$Nu_{m,\ell,\dot{q},2} = 1,953 \sqrt[3]{Re Pr \frac{D}{L}} \quad (64)$$

für $Re Pr D/L \rightarrow \infty$ (kurze Verweildauer)

Diese beiden Gleichungen stellen die Grenzfälle dar, für den Zwischenbereich $0 < Re Pr D/L < \infty$ kann folgende Formel verwendet werden, wobei die Abweichungen $< 1\%$ sind:

$$Nu_{m,\ell,\dot{q}} = \sqrt[3]{Nu_{m,\ell,\dot{q},1}^3 + 0,6^3 + (Nu_{m,\ell,\dot{q},2} - 0,6)^3} \quad (65)$$

5.4.3 Turbulente Strömung

In Abb. 25 ist erkennbar, dass unmittelbar an der Rohrwand die lokale Strömungsgeschwindigkeit Null ist. Damit verschwinden auch die turbulenten Schwankungsbewegungen. *Prandtl* hat ein Modell entwickelt, bei dem in unmittelbarer Nähe der Rohrwand eine viskose (laminare) Unterschicht mit der Dicke s (in hinreichend langen Rohren mit $L/2R > 100$) existiert, innerhalb welcher die Beziehungen von *Fourier* (Gleichung (44)) und *Newton* (Gleichung (42)) gelten. D.h., wenn die Strömung im Inneren des Rohres turbulent ist, dann gilt Gleichung (42) nur noch unmittelbar an der Rohrwand, nicht jedoch im Kern der Strömung. Die Wandschubspannung τ_w ergibt sich zu:

$$\tau_w = -\eta \frac{u'}{s} = \frac{\xi}{8} \rho u_K^2 \quad (66)$$

mit u_K : Geschwindigkeit im Kern der Strömung
 u' : Geschwindigkeit an der laminaren Unterschicht
 ξ : Druckverlustbeiwert

Das Temperaturprofil hat ein ähnliches Aussehen wie das Geschwindigkeitsprofil. Für die Wärmestromdichte \dot{q}_W an der Wand gilt analog:

$$\dot{q}_W = -\lambda \frac{T'}{s} = \alpha T_K \quad \text{bzw.} \quad \alpha = \frac{\dot{q}_W}{T_W - T_K} \quad (67)$$

mit T_K : Temperatur im Kern der Strömung
 T' : Temperatur an der laminaren Unterschicht
 T_W : Temperatur an der Wand

Im Kern der Strömung besorgen sogenannte Turbulenzballen den Energie- und Impulstransport. Diese dringen ständig aus der turbulenten Kernströmung in die laminare Unterschicht ein und andererseits auch wieder heraus, sodass sie eine mittlere Geschwindigkeitsänderung von u_K auf u' bzw. umgekehrt erfahren. Haben diese radial oszillierenden Ballen die Massenstromdichte \dot{m}_r , so herrscht an der laminaren Unterschicht die Schubspannung τ' :

$$\tau' = \dot{m}_r (u_K - u') \quad (68)$$

Analog erhält man für den von diesen Ballen übertragene Wärmestromdichte \dot{q}' :

$$\dot{q}' = \dot{m}_r c (T' - T_K) \quad (69)$$

Mit Gleichungen (66) bis (69) lässt sich die von *Prandtl* entwickelte Grundgleichung für den Zusammenhang zwischen Wärmeübertragung und Strömungswiderstand herstellen:

$$\frac{Nu_{m,t,T}}{Re Pr} = \frac{\xi}{8} \frac{1}{1 + (Pr-1) \frac{u'}{u_K}} \quad (70)$$

Das Geschwindigkeitsverhältnis u'/u_K wurde in einer Weiterentwicklung durch den Ausdruck $12,7\sqrt{(\xi/8)}$ ersetzt, was nach Kenntnis der Strömungsprofile turbulenter Rohrströmungen eine physikalisch sinnvolle Näherung darstellt. Damit hat *Petukhov* eine mit experimentellen Daten gut übereinstimmende Gleichung entwickelt [107, 97]:

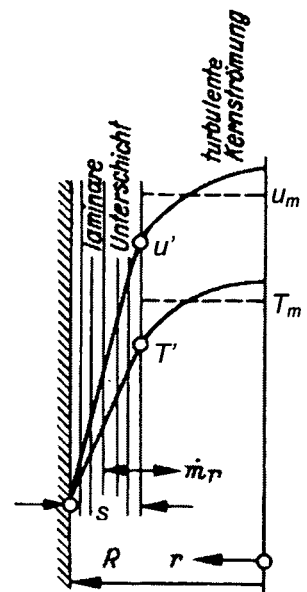


Abb. 25. Turbulente Strömung mit laminarer Unterschicht [107].

$$\frac{Nu_{m,t,T}}{Re Pr} = \frac{\xi}{8} \frac{1}{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8} (\sqrt[3]{Pr^2} - 1)}} \quad (71)$$

$$\text{mit dem Druckverlustbeiwert } \xi = \frac{1}{(1,82 \lg Re - 1,64)^2}$$

für $10^4 < Re < 10^6$ und $0,5 < Pr < 2000$.

Diese Gleichung wurde in der Vergangenheit weiterentwickelt. *Gnielinski* [107] hat durch geringfügige Modifikation dieser Gleichung und Einführung des Korrekturgliedes f (vorgeschlagen von *Hausen* [71]), das zur Beschreibung der Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Rohrlänge dient, folgende Beziehung entwickelt:

$$Nu_{m,t,T} = \frac{\frac{\xi}{8} (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8} (\sqrt[3]{Pr^2} - 1)}} f \quad (72)$$

$$\text{mit der Längenkorrektur } f = 1 + \sqrt[3]{\left(\frac{D}{L}\right)^2}$$

für $0,5 < Pr < 10^4$ und $2300 < Re < 10^6$ sowie $0 < D/L < 1$

Die additive Konstante bei der *Reynolds-Zahl* (-1000) wurde eingeführt, um den experimentell gefundenen Verlauf im Übergangsbereich ($2300 < Re < 10^4$) besser approximieren zu können.

Diese Gleichung ist anhand zahlreicher Messreihen überprüft und bestätigt worden und eignet sich zur Berechnung der Wärmeübertragung in kurzen Rohren und im Bereich des Übergangsbereiches zwischen turbulenter und laminarer Strömung.

Die Stoffwerte sind bei der mittleren Flüssigkeitstemperatur

$$T_m = (T_{VL} + T_{RL}) / 2 \quad (73)$$

einzusetzen. In den weiteren Betrachtungen wird die mittlere Flüssigkeitstemperatur jeweils mit Gleichung (73) bestimmt. Es wird angemerkt, dass sich in der Literatur [32] auch andere Ansätze für die mittlere Flüssigkeitstemperatur finden, die beispielsweise von einer logarithmischen Temperaturverteilung der Flüssigkeit entlang des Strömungsweges ausgehen:

$$T_m = T_W + \frac{T_{VLf} - T_{RL}}{\ln \frac{T_W - T_{RL}}{T_W - T_{VL}}} \quad (74)$$

Für die Berechnung der dimensionslosen Kennzahlen ist die Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte zu berücksichtigen.

5.4.4 Übergangsbereich

Gleichung (72) beschreibt die Verhältnisse im Übergangsbereich mit ausreichender Genauigkeit. Auf die Angabe explizierter Gleichungen kann somit verzichtet werden.

5.4.5 Einfluss der Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte

In den angeführten Gleichungen sind die Stoffwerte der Absorberflüssigkeit bei der jeweiligen Bezugstemperatur T_m einzusetzen. Damit bleiben etwaige Änderungen der Stoffwerte in der Grenzschicht durch eine deutlich unterschiedliche Wandtemperatur unberücksichtigt. Bei Flüssigkeiten kann dieser Einfluss durch folgende Korrektur berücksichtigt werden [107]:

$$Nu = Nu_m \left(\frac{Pr_m}{Pr_w} \right)^{0,11} \quad (75)$$

für $0,1 < Pr_m/Pr_w < 10$

mit Pr_m : Prandtl-Zahl bei kalorischer Mitteltemperatur T_m
 Pr_w : Prandtl-Zahl bei Wandtemperatur T_w

Eine deutliche Abhängigkeit von der Temperatur ist nur bei der dynamischen Viskosität gegeben, womit näherungsweise folgende Korrektur vorgenommen werden kann [107]:

$$Nu = Nu_m \left(\frac{\eta_m}{\eta_w} \right)^{0,14} \quad (76)$$

mit η_m : dynamische Viskosität bei kalorischer Mitteltemperatur T_m
 η_w : dynamische Viskosität bei Wandtemperatur T_w

5.5 Zusammenfassende Bemerkungen zur Theorie des Wärmetransportes bei erzwungener Konvektion

Der Wärmeübergangskoeffizient α ist bei laminarer Strömung eine Funktion des Rohrdurchmessers D , der Rohrlänge L , der Strömungsgeschwindigkeit u , der Viskosität η , der Dichte ρ und der spezifische Wärmekapazität c sowie der Wärmeleitfähigkeit λ . Er kann auf rein theoretischem Wege unter Zugrundelegung der Erhaltungssätze und der Kinetik der Energieübertragung nach *Fourier* sowie der Kinetik der Impulsübertragung nach *Newton* berechnet werden. Daraus folgt das *Hagen-Poiseuille'sche* Gesetz.

Bei turbulenter Strömung hängt der Wärmeübergangskoeffizient α von den gleichen Größen wie bei laminarer Strömung ab und es gelten auch die Erhaltungssätze. Es fehlen jedoch die entsprechenden Ansätze für \dot{q} und τ , weshalb die Formulierungen für α experimentell bestimmt wurden.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass bei gleichen Randbedingungen der Wärmeübergangskoeffizient bei turbulenter Strömung stets höher ist als bei laminarer Strömung. Bei letztgenannter kann der Wärmeübergangskoeffizient höchstens mit der Quadratwurzel aus der Strömungsgeschwindigkeit zunehmen. Bei turbulenter Strömung hingegen ist der Wärmeübergangskoeffizient etwa proportional zur Strömungsgeschwindigkeit hoch $\frac{3}{4}$. Die Strömungsgeschwindigkeit ist dabei nicht nur ein Maß für die Kontaktzeit, sondern auch für die Intensität der turbulenten Durchmischung. Einschlägige Normen (z.B. SIA Dok. 0136 [100]) enthalten Empfehlungen über den minimalen Massestrom der Absorberflüssigkeit bei Erdwärmeanlagen, wobei aufgrund der bisherigen Betrachtungen ein turbulenter Wärmeübergang empfohlen wird. Bei der Auslegung von Erdwärmeanlagen sollte jedoch bedacht werden, dass bei einem längeren Wärmeentzug der „kritische Weg“ nicht über den Wärmeübergang führt, sondern das Nachströmen der Wärme aus dem umliegenden Erdreich zu gewährleisten ist. Große Pumpenleistungen, die zur Aufrechterhaltung eines turbulenten Wärmeüberganges notwendig wären, würden damit lediglich die Leistungszahl der gesamten Erdwärmeanlage verschlechtern.

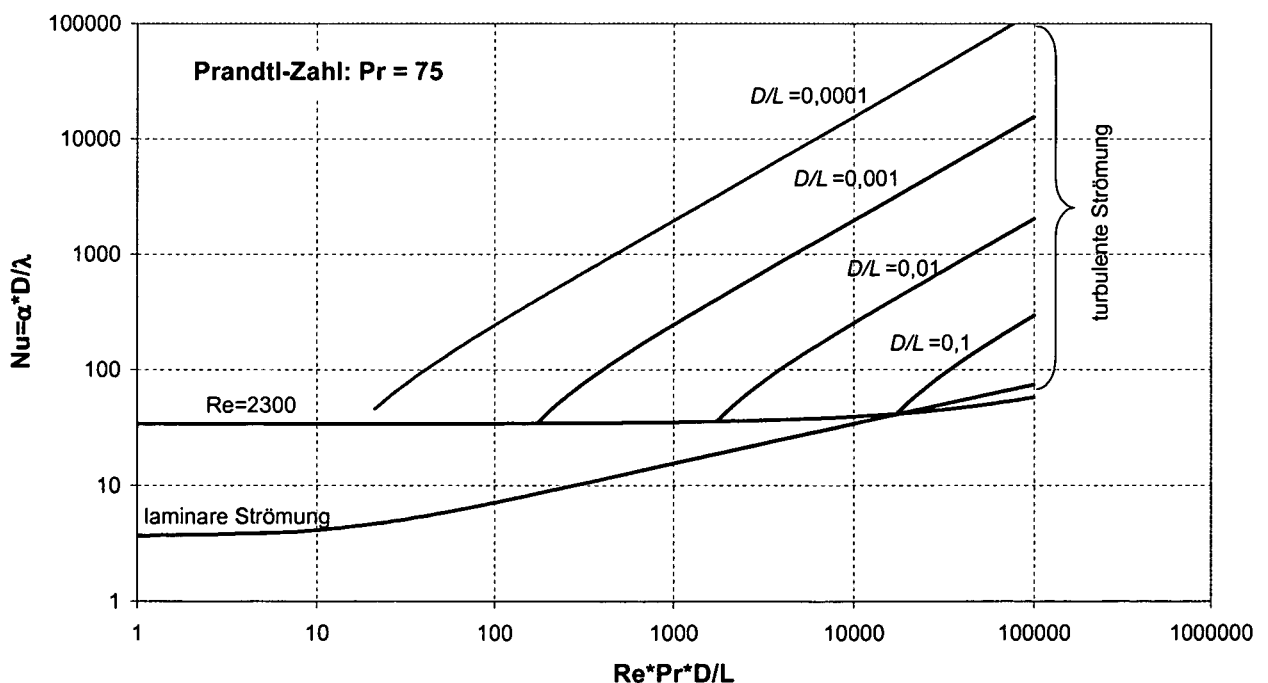


Abb. 26. Wärmeübertragung in Absorberleitungen. Folgende Gleichungen wurden dabei zugrunde gelegt: violette Linie: Gl.(72) mit $Re=2300$; braune Linie: Gl. (62); D/L -Linien: Gl.(72). Modifiziert nach [107].

Eine Zusammenfassende Darstellung der Wärmeübertragung in den Absorberrohren kann durch die drei Argumente $Re \cdot Pr \cdot D/L$, Pr und D/L erzielt werden. Da die *Prandtl*-Zahl eine reine Stoffeigenschaft ist, kann für ausgewählte *Prandtl*-Zahlen die *Nusselt*-Zahl als Funktion von $Re \cdot Pr \cdot D/L$ mit D/L als Parameter angegeben werden. Dies ist in Abb. 26 für eine für Absorberflüssigkeiten typische *Prandtl*-Zahl ($Pr = 75$) realisiert. Die Laminarströmung bildet dabei die untere Grenzkurve. Die Kurven für die turbulente Rohrströmung schließen aufgrund des Gültigkeitsbereiches von Gleichung (72) zum Teil nicht ganz an die Kurve der laminaren Strömung an [107].

5.6 Simulationsberechnungen des Wärmetransportes bei erzwungener Konvektion in Rohrleitungen

5.6.1 Grundlagen

Wie die vorangegangenen Kapitel gezeigt haben, sind die Strömungsvorgänge der Absorberflüssigkeit und damit verbunden die Wärmeübertragung vom Absorberrohr zur Absorberflüssigkeit sehr komplex und von zahlreichen Parametern abhängig. Um deren Einfluss auf die Wärmeübertragung und damit die Leistungsfähigkeit einer Erdwärmeanlage zu untersuchen, werden anhand einer einfachen Anwendung Parameterstudien durchgeführt, die zeigen sollen, wie die einzelnen Parameter voneinander abhängen und die Strömungsverhältnisse sowie die Wärmeübertragung beeinflussen.

Beim gewählten Beispiel handelt es sich um ein Einfamilienhaus, dessen Wärmeversorgung mit einer Erdwärmesonde erfolgt. Die gegenständlichen Untersuchungen können natürlich auch auf jedes andere Absorberbauwerk angewendet werden. Für die strömungsrelevanten Betrachtungen reicht es aus, wenn nur der Primärkreislauf betrachtet wird. Die nachfolgende Abbildung zeigt schematisch den Aufbau der Modellanlage.

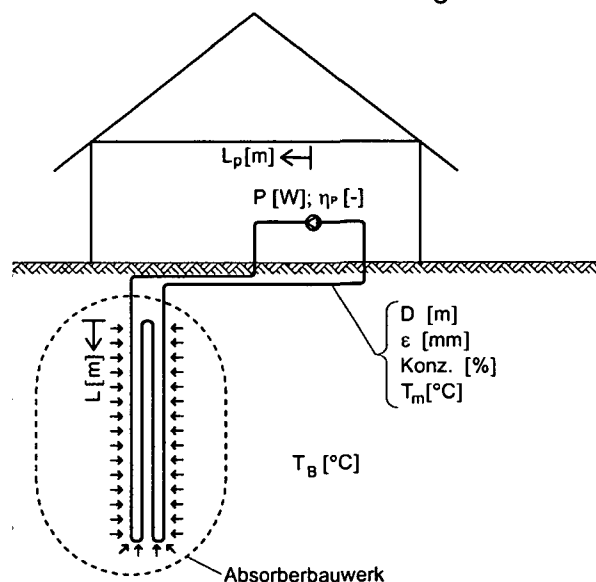


Abb. 27. Prinzipskizze für das betrachtete Modell.

Mittels einer im Haus situierten Umwälzpumpe mit der Pumpleistung P und dem Wirkungsgrad η_p wird die Absorberflüssigkeit umgewälzt. Bei der Absorberflüssigkeit handelt es sich um ein Wasser-Glykolegemisch der Konzentration $Konz$ und der mittleren Flüssigkeitstemperatur T_m (=Betriebstemperatur). Der gesamte Absorberkreis hat die Länge L_p , den Rohrrinnendurchmesser D und die Rohrwandrauigkeit ε . Der Wärmeaustausch zwischen Absorberflüssigkeit und Erdreich erfolgt nicht über die gesamte Kreislänge, sondern erst ab einer gewissen Tiefe im Erdreich. Damit ergibt sich die Rohrlänge für die Wärmeübertragung L , wobei der umliegende Boden die Temperatur T_B hat.

Mit diesen beschriebenen Parametern kann nun eine Strömungsberechnung und in weiterer Folge eine Berechnung der Wärmeübertragung auf Basis der in den vorangegangenen Kapiteln abgeleiteten Formeln durchgeführt werden. Die Berechnungen lassen sich in folgende Teilschritte gliedern:

- **Bestimmung der Stoffeigenschaften:** Mit der gewählten Konzentration $Konz$ [% v/v] ergibt sich die Frostschutzgrenze FS [°C] der Anlage. Die Konzentration zusammen mit der Flüssigkeitstemperatur T_m [°C] ergeben folgende für die Berechnung wesentliche Eigenschaften der Absorberflüssigkeit:
 - Kinematische Viskosität: ν [m²/s]
 - Dichte: ρ [kg/m³]
 - Spezifische Wärmekapazität: c [KJ/(kgK)]
 - Wärmeleitfähigkeit: λ [W/(mK)]

Damit lässt sich die stoffabhängige *Prandtl-Zahl*

$$Pr = \frac{\nu \cdot \rho \cdot c}{\lambda \cdot 1000} \quad [-] \quad (77)$$

berechnen.

- **Bestimmung der Strömungseigenschaften:** Die Strömungseigenschaften hängen im Wesentlichen von der Strömungsgeschwindigkeit u_m [m/s] ab. Die Berechnung lässt sich nicht explizit durchführen, sondern muss iterativ erfolgen.
 - Annahme einer Strömungsgeschwindigkeit u_m .
 - Berechnung der *Reynolds-Zahl*:

$$Re = \frac{u_m \cdot D}{\nu} \quad [-] \quad (78)$$

Ist $Re > 2300$, so handelt es sich um eine turbulente Strömung, ist $Re \leq 2300$, so liegen laminare Strömungsverhältnisse vor.

- Berechnung der Reibungszahl:
 - bei laminarer Strömung:

$$\lambda_{laminar} = \frac{64}{Re} \quad (79)$$

- bei turbulenter Strömung:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{turbulent}}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon}{D^{[mm]} \cdot 3,71} + \frac{2,51}{Re} \cdot \frac{1}{\sqrt{\lambda_{turbulent}}} \right) \quad (80)$$

Bei der Bestimmung der Reibungszahl im turbulenten Bereich wird üblicherweise zwischen glatten und rauen Rohren sowie Rohren im Übergangsbereich unterschieden. Mit der angegebenen Gleichung lässt sich die Reibungszahl im Übergangsbereich bestimmen. Da die gesuchte Größe $\lambda_{turbulent}$ sich nicht explizit ausdrücken lässt, wird zu deren programmtechnischen Bestimmung die Gleichung (80) wiederum iterativ gelöst.

- Berechnung des Gesamtdruckwiderstandes (bzw. Gesamtdruckdifferenz)

$$R_{ges} = R_R + R_E \text{ [Pa]} \quad (81)$$

Dieser setzt sich zusammen aus dem Reibungswiderstand des Rohres

$$R_R = \frac{\lambda \cdot L_p}{D} \cdot \frac{u_m^2 \cdot \rho}{2} \text{ [Pa]} \quad (82)$$

und den Einzelwiderständen R_E [Pa] (z.B. Bogen, Abzweigung, Schieber).

- Berechnung des Volumenstroms zufolge Pumpleistung und Gesamtwiderstand:

$$\dot{V}_P = \frac{P \cdot \eta}{R_{ges}} \text{ [m}^3\text{/s]} \quad (83)$$

- Berechnung des Volumenstroms zufolge Strömungsgeschwindigkeit und Rohrquerschnitt:

$$\dot{V}_Q = \frac{u_m \cdot D^2 \cdot \pi}{4} \text{ [m}^3\text{/s]} \quad (84)$$

- Iteration durch Veränderung der Strömungsgeschwindigkeit u_m , bis $\dot{V}_P = \dot{V}_Q$ ist.

- **Bestimmung der Wärmeübertragung:** Die Rohrlänge für die Wärmeübertragung wird mit 90% der Gesamtröhlänge angenommen:

$$L = L_p \cdot 0,9 \text{ [m]} \quad (85)$$

- Mit der Strömungsgeschwindigkeit und der Rohrlänge für die Wärmeübertragung lässt sich die Zeit bestimmen, die für eine Wärmeübertragung im Erdreich zur Verfügung steht. Die sogenannte Verweilzeit wird folgendermaßen bestimmt:

$$Z = \frac{L}{u_m} \text{ [s]} \quad (86)$$

$Z \ll 1$ lange Verweilzeit

$Z \gg 1$ kurze Verweilzeit

- Bestimmung der *Nusselt-Zahl* Nu_{lam} und des Wärmeübergangskoeffizienten α_{lam} für laminare Strömungsverhältnisse (vgl. Gleichung (60) bis (62)):

$$\text{lange Verweilzeit: } Nu_{lam, lang} = Nu_{m, \ell, T, 1} = 3,66 \text{ [-]} \quad (87)$$

$$\text{kurze Verweilzeit: } Nu_{lam, kurz} = Nu_{m, \ell, T, 2} = 1,615^3 \cdot \sqrt{\frac{Re \cdot Pr \cdot D}{L}} \text{ [-]} \quad (88)$$

$$\text{bel. Verw.zeit: } Nu_{lam, beliebig} = Nu_{m, \ell, T} = \sqrt[3]{Nu_{m, \ell, T, 1}^3 + 0,343 + (Nu_{m, \ell, T, 2} - 0,7)^3} \text{ [-]} \quad (89)$$

$$\alpha_{lam, beliebig} = \alpha_{m, \ell, T} = \frac{Nu_{m, \ell, T} \cdot \lambda}{D} \text{ [W/(m}^2\text{K)]} \quad (90)$$

- Bestimmung der *Nusselt-Zahl* Nu_{turb} und des Wärmeübergangskoeffizienten α_{turb} für turbulente Strömungsverhältnisse (vgl. Gleichung (72)):

$$\text{beliebige Verw.zeit: } Nu_{turb, beliebig} = Nu_{m, t, T} = \left(\frac{\frac{\xi}{8} \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot (\sqrt[3]{Pr^2} - 1)} \right) \cdot f \text{ [-]} \quad (91)$$

$$\text{mit } f = 1 + \sqrt[3]{\left(\frac{D}{L}\right)^2} \quad \begin{array}{l} 0,5 < Pr < 10^4 \\ 2300 < Re < 10^6 \end{array}$$

$$\xi = \frac{1}{(1,82 \cdot \log(Re) - 1,64)^2} \quad 0 < \frac{d}{L} < 1$$

$$\alpha_{turb, beliebig} = \alpha_{m, t, T} = \frac{Nu_{m, t, T} \cdot \lambda}{D} \text{ [W/(m}^2\text{K)]} \quad (92)$$

- Korrektur der *Nusselt-Zahl*: Die Rohrwandtemperatur T_W wird gleich der Bodentemperatur gesetzt $T_W = T_B$ und damit die berechnete *Nusselt-Zahl* mit Hilfe der dynamischen Viskosität $\eta = \nu \cdot \rho$ [kg/ms] korrigiert:

$$\text{bei laminarer Strömung: } Nu_{\text{kor},m,t,T} = Nu_{m,t,T} \cdot \left(\frac{\eta(T_m)}{\eta(T_W)} \right)^{0,14} \quad [-] \quad (93)$$

$$\text{bei turbulenter Strömung: } Nu_{\text{kor},m,t,T} = Nu_{m,t,T} \cdot \left(\frac{\eta(T_m)}{\eta(T_W)} \right)^{0,14} \quad [-] \quad (94)$$

Bezüglich der Temperatur der Flüssigkeit wird angemerkt, dass diese entlang des Strömungsweges nicht konstant ist, sondern näherungsweise durch einen logarithmischen Temperaturverlauf beschrieben werden kann. Für die gegenständlichen Betrachtungen wird jedoch die mittlere Flüssigkeitstemperatur als arithmetisches Mittel von T_{VL} und T_{RL} herangezogen.

5.6.2 Übersicht der Simulationsberechnungen

Für die Durchführung der Simulationsberechnungen wurde das Programm *Matlab* von *The MathWorks Inc.* gewählt. Die einzelnen Berechnungsschritte sind, wie im vorangegangenen Kapitel beschrieben, programmiert und für die Ausgabe der Ergebnisse eine dreidimensionale Darstellung gewählt worden. Damit ist es möglich, den Einfluss von zwei Eingabeparametern auf die Wärmeübertragung gleichzeitig darzustellen.

Aufbauend auf einem Grundmodell bzw. Ausgangsmodell wurden bestimmte Eingabeparameter des Grundmodells geändert, anschließend neue Berechnungen durchgeführt und die Ergebnisse mit jenen des Grundmodells verglichen (Vergleichsmodelle). Damit kann der Einfluss einzelner Parameter auf die Wärmeübertragung anschaulich dargestellt werden. gibt eine Übersicht über diese Vergleichsmodelle.

Unterhalb der nachfolgenden Kapitelüberschriften der einzelnen Vergleichsmodelle sind jeweils die Veränderung zum Grundmodell und die variierten Parameter angeführt.

Betreffend der Ergebnisdarstellung wird angemerkt, dass alle Grafiken, die die Wärmeübertragung im gemeinsamen (laminaren und turbulenten) Strömungsbereich zeigen, im gleichen Maßstab aufgetragen sind, um die einzelnen Modelle leichter miteinander vergleichen zu können. Dazu zählen die Abb. 28c, Abb. 33c, Abb. 36c usw. Bei den übrigen Grafiken wurde der jeweils optimale Maßstab gewählt, um das Erkennen der einzelnen Abhängigkeiten zu erleichtern.

	Grundmodell	Vergleichsmodell 1			Vergleichsmodell 2	Vergleichsmodell 3	Vergleichsmodell 4	Vergleichsmodell 5	Vergleichsmodell 6
		1a	1b	1c					
Konzentration $Konz$ [%v/v]	28	35	0	0	28	28	28	35	28
Mittlere Temperatur der Absorberflüssigkeit (Betriebstemperatur) T_m [°C]	x	x	x	x	2	2	2	2	2
Pumpleistung P [W]	20	20	20	1	x	20	x	20	45
Wirkungsgrad der Pumpe η_p [-]	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
Rohrinnendurchmesser D [m]	x	x	x	x	x	x	0,02	x	x
Rohrrauigkeit ε [mm]	0,007	0,007	0,007	0,007	0,007	0,007	0,007	0,007	0,007
Rohrlänge für Pumpleistung L_p [m]	500	500	500	500	500	x	x	500	500
Rohreinzelwiderstände R_E [Pa]	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Rohrlänge für Wärmeübertragung L [m]	450	450	450	450	450	x	x	450	450
Rohrwandtemperatur T_w [°C]	10	10	10	10	10	10	10	x	x

Tab. 2. Übersicht über die Eingabeparameter der durchgeführten Berechnungsmodelle. „x“ bedeutet, dass der jeweilige Eingabeparameter in der Berechnung variiert wird.

5.6.3 Grundmodell

Anhand einer ersten Berechnung werden die einzelnen Ergebnisse bzw. Darstellungen erklärt und diskutiert. Folgende Eingabeparameter liegen diesem Grundmodell zugrunde (vgl. Tab. 2):

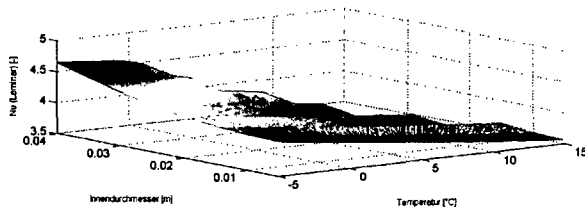
- Konzentration (der Absorberflüssigkeit) $Konz$: 28 %v/v;
- Mittlere Temperatur der Absorberflüssigkeit (Betriebstemperatur) T_m : variiert zw. -5 und 15°C;
- Pumpleistung P : 20 W;
- Wirkungsgrad η_p : 0,75;
- Innendurchmesser (des Rohres) D : variiert zwischen 0,005 und 0,04 m;
- Rohrrauigkeit ε : 0,007 mm;
- Rohrlänge für Pumpleistung (Gesamtrohrlänge) L_p : 500 m;
- Einzelwiderstände R_E : werden vernachlässigt;
- Rohrlänge für Wärmeübertragung L : 90 % der Rohrlänge für Pumpleistung;
- Rohrwandtemperatur (entspricht der Bodentemperatur) T_w : 10°C.

INGABEPARAMETER
 Konzentration [kg/m³]: 28
 Temperatur [°C]: x
 Pumpleistung [W]: 20
 Wirkungsgrad Pumpe [-]: 0.75
 Innendurchmesser [m]: x
 gew. Str. geschwindigkeit (für Iteration) [m/s]: 2
 Rauigkeit [mm]: 0.007
 gew. Lambda (für Iteration) [-]: 0.1
 Rohrlänge für Pumpleistung [m]: 500
 Ersatzwiderstände [Pa]: 0
 Rohrlänge für Wärmeübertragung [% von L₀]: 0.9
 Rohrwandtemperatur [°C]: 10

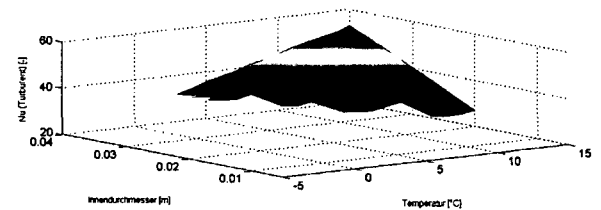
ERGEBNISSE (LAMINARER BEREICH)
 Strömungsgeschwindigkeit [m/s]: min = 0.35805 max = 0.59636
 Prandtl Zahl [-]: min = 30.6221 max = 78.7877
 Re [-]: min = 200.3352 max = 2300
 Nu (Laminar) [-]: min = 3.5671 max = 4.651
 Alpha (Laminar) [W/(m²K)]: min = 51.3841 max = 370.3927
 Nu (Laminar) [-]: max = 4.651 bei:
 - Temperatur [°C] = 4
 - Innendurchmesser [m] = 0.04

INGABEPARAMETER
 Konzentration [kg/m³]: 28
 Temperatur [°C]: x
 Pumpleistung [W]: 20
 Wirkungsgrad Pumpe [-]: 0.75
 Innendurchmesser [m]: x
 gew. Str. geschwindigkeit (für Iteration) [m/s]: 2
 Rauigkeit [mm]: 0.007
 gew. Lambda (für Iteration) [-]: 0.1
 Rohrlänge für Pumpleistung [m]: 500
 Ersatzwiderstände [Pa]: 0
 Rohrlänge für Wärmeübertragung [% von L₀]: 0.9
 Rohrwandtemperatur [°C]: 10

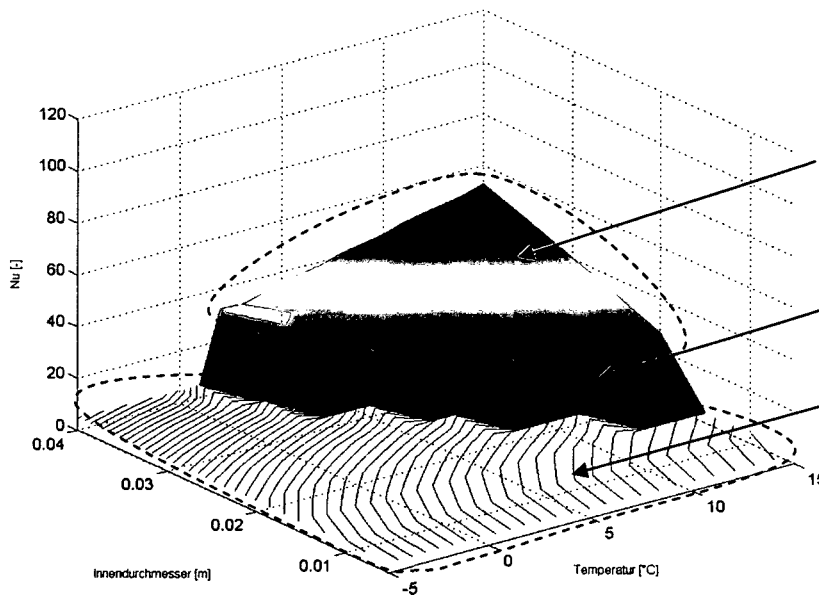
ERGEBNISSE (TURBULENTER BEREICH)
 Strömungsgeschwindigkeit [m/s]: min = 0.30017 max = 0.43239
 Prandtl Zahl [-]: min = 30.6221 max = 54.4752
 Re [-]: min = 2300 max = 4105.618
 Nu (Turbulent) [-]: min = 25.5613 max = 52.6338
 Alpha (Turbulent) [W/(m²K)]: min = 363.3601 max = 630.5854
 Nu (Turbulent) [-]: max = 52.6338 bei:
 - Temperatur [°C] = 16
 - Innendurchmesser [m] = 0.04



(a) laminarer Bereich



(b) turbulenter Bereich



(c) laminarer und turbulenter Bereich

Abb. 28. Wärmeübertragung (Nusselt-Zahl) im laminaren (a), turbulenten (b) und gemeinsamen (c) Bereich beim Grundmodell.

Aufgrund der Variation der Eingabeparameter „Innendurchmesser“ und „Betriebstemperatur“ ergeben sich unterschiedliche Strömungsbedingungen. Die Berechnungsergebnisse (Wärmeübertragung ausgedrückt durch die *Nusselt-Zahl*) sind zunächst getrennt für laminare (Abb. 28a) und turbulente (Abb. 28b) Strömungsverhältnisse dargestellt. Diese Graphiken zeigen somit, bei welchen Parametern es zu laminarer bzw. turbulenter Strömung kommt und welchen Einfluss diese auf die Wärmeübertragung haben. Zusätzlich ist in den einzelnen Graphiken neben den der Berechnung zugrunde liegenden Eingabeparameter auch der Wertebereich der wichtigsten „Zwischenergebnisse“ angegeben. Dazu zählen die Strömungsgeschwindigkeit, die *Prandtl-Zahl*, die *Reynolds-Zahl*, die *Nusselt-Zahl* und der Wärmeübergangskoeffizient. Darüber hinaus ist die maximal erreichte *Nusselt-Zahl* ausgewiesen.

Aus Gründen der Übersichtlichkeit wurde bei der Beschriftung der Achsen darauf verzichtet, die entsprechend der Gleichungen (93) und (94) berechneten *Nusselt-Zahlen* Nu mit den gesamten Indizes zu bezeichnen. Gleiches gilt für den Wärmeübergangskoeffizienten α . Beim Vergleich der beiden Graphiken ist zu beachten, dass die *Nusselt-Zahl* im turbulenten Bereich rund 10-mal größer ist als im laminaren Bereich. Dies veranschaulicht auch Abb. 28c, in der alle Berechnungsergebnisse gemeinsam dargestellt sind. Der Übergangsbereich stellt die Verbindung zwischen dem laminaren und dem turbulenten Bereich dar. Bei der Berechnung wird nur zwischen laminarem ($Re \leq 2300$) und turbulentem ($Re > 2300$) Bereich unterschieden und demnach die rechnerische Grenze exakt bei $Re = 2300$ gezogen. Dadurch handelt es sich beim Übergang vom laminaren zum turbulenten Bereich um eine Sprungfunktion, in der Praxis wird dieser Übergang jedoch eher fließend verlaufen.

Wie bereits im Kapitel 5.3 erwähnt, eignet sich die *Nusselt-Zahl* am Besten für die Darstellung der Wärmeübertragung. Je höher die *Nusselt-Zahl* ist, desto besser ist die Wärmeübertragung. Zu beachten ist allerdings, dass die *Nusselt-Zahl* nur die Wärmeübertragung bezogen auf einen Rohrabschnitt beschreibt und nichts mit der von einem Absorberbauteil gesamten entziehbaren Wärmemenge zu tun hat.

Für bauphysikalische Berechnungen wie z.B. die Berechnung des Wärmedurchganges durch eine Gebäudewand wird jedoch an Stelle der *Nusselt-Zahl* üblicherweise der Wärmeübergangskoeffizient α herangezogen. Um einen Vergleich zwischen der *Nusselt-Zahl* und dem Wärmeübergangskoeffizienten zu ermöglichen, sind in Abb. 29 die gleichen Berechnungsergebnisse wie in Abb. 28 aufgetragen, aber mit dem Wärmeübergangskoeffizienten α [$W/(m^2K)$] anstelle der *Nusselt-Zahl*.

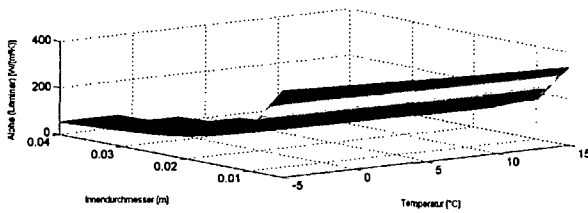
Gemäß Abb. 29a haben Rohre mit kleinen Innendurchmessern wesentlich höhere Wärmeübergangskoeffizienten als bei größeren Rohrinne Durchmesser. Obwohl somit bei kleineren Rohrinne Durchmesser eine höhere Wärmeübertragung stattfindet, sagt dies noch nichts über die gesamte, auf den Rohrumfang bezogene Wärmeübertragung aus. Durch Multiplikation des Wärmeübergangskoeffizienten mit dem Rohrumfang erhält man einen Wärmeübergangskoeffizienten $\bar{\alpha}$ [$W/(mK)$] pro Laufmeter Rohr. Ein Vergleich von Abb. 28 mit Abb. 30 zeigt, dass zwischen der *Nusselt-Zahl* und dem Wärmeübergangskoeffizienten pro lfm Rohr qualitativ kein Unterschied besteht. Die *Nusselt-Zahl* ist somit am besten für Vergleiche der Wärmeübertragung im Rahmen einer Parameterstudie geeignet und wird deshalb im Weiteren dazu verwendet.

INGABEPARAMETER
 Konzentration [kg/m³] = 28
 Temperatur [°C] = x
 Pumpleistung [W] = 20
 Wirkungsgrad Pumpe [η] = 0.75
 Innendurchmesser [m] = x
 gew. Str. geschwindigkeit (für Isotonen) [m/s] = 2
 Rauigkeit [mm] = 0.007
 gew. Lambda (für Isotonen) [λ] = 0.1
 Rohrlänge für Pumpleistung [m] = 500
 Einzelwiderstände [Pa] = 0
 Rohrlänge für Wärmeübertragung [% von L₀] = 0.9
 Rohrwandtemperatur [°C] = 10

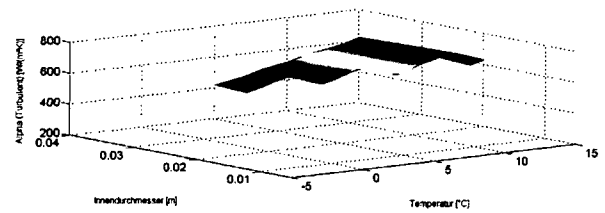
ERGEBNISSE (LAMINARER BEREICH)
 Strömungsgeschwindigkeit [m/s] min = 0.35855 max = 0.57061
 Prandtl Zahl [λ] min = 30.8221 max = 78.7877
 Re [λ] min = 200.3352 max = 2300
 Nu (Laminar) [λ] min = 3.5671 max = 4.651
 Alpha (Laminar) [W/(m²K)] min = 52.4847 max = 370.3897
 Alpha (Laminar) [W/(m²K)]: max = 370.3897 bei:
 - Temperatur [°C] = -6
 - Innendurchmesser [m] = 0.008

INGABEPARAMETER
 Konzentration [kg/m³] = 28
 Temperatur [°C] = x
 Pumpleistung [W] = 20
 Wirkungsgrad Pumpe [η] = 0.75
 Innendurchmesser [m] = x
 gew. Str. geschwindigkeit (für Isotonen) [m/s] = 2
 Rauigkeit [mm] = 0.007
 gew. Lambda (für Isotonen) [λ] = 0.1
 Rohrlänge für Pumpleistung [m] = 500
 Einzelwiderstände [Pa] = 0
 Rohrlänge für Wärmeübertragung [% von L₀] = 0.9
 Rohrwandtemperatur [°C] = 10

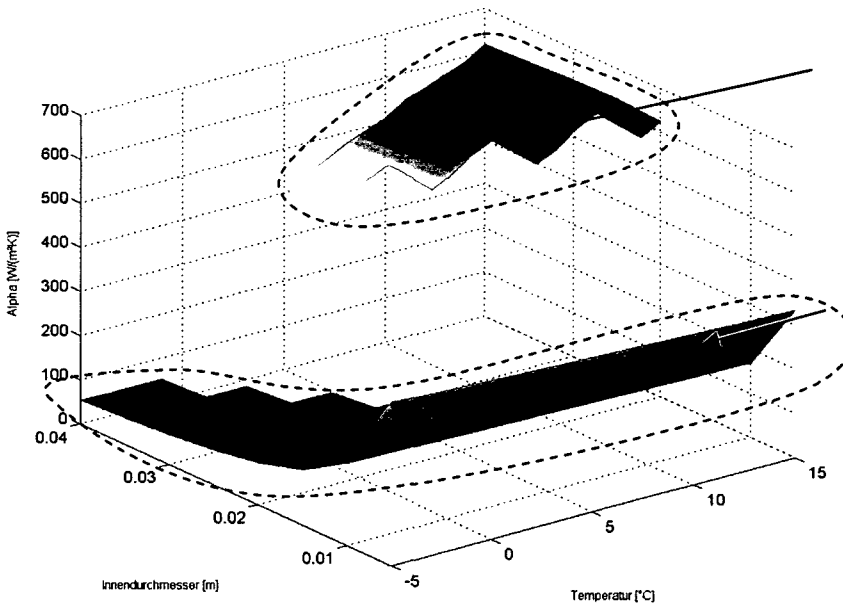
ERGEBNISSE (TURBULENTER BEREICH)
 Strömungsgeschwindigkeit [m/s] min = 0.3425 max = 0.4329
 Prandtl Zahl [λ] min = 30.8221 max = 49.344
 Re [λ] min = 2300 max = 4105.018
 Nu (Turbulent) [λ] min = 25.6509 max = 57.8338
 Alpha (Turbulent) [W/(m²K)] min = 383.4099 max = 630.8864
 Alpha (Turbulent) [W/(m²K)]: max = 630.8864 bei:
 - Temperatur [°C] = 16
 - Innendurchmesser [m] = 0.028



(a) laminarer Bereich



(b) turbulenter Bereich



(c) laminarer und turbulenter Bereich

Turbulenter Bereich

Laminarer Bereich

Abb. 29. Wärmeübertragung (Wärmeübergangskoeffizient α) im laminaren (a), turbulenten (b) und gemeinsamen (c) Bereich beim Grundmodell. Zur besseren Unterscheidung ist der Übergangsbereich nicht dargestellt.

Laminarer Bereich:

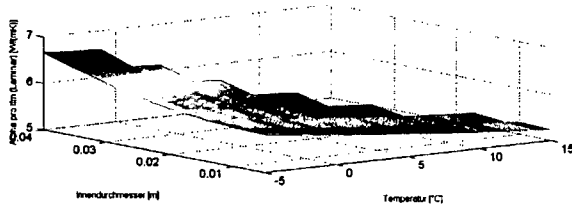
Abb. 28 ist zu entnehmen, dass im laminaren Bereich die Wärmeübertragung mit kleiner werdender Betriebstemperatur und größer werdendem Innendurchmesser ansteigt. Im untersuchten Bereich findet die größte Wärmeübertragung somit bei einer Temperatur von -5°C und einem Innendurchmesser von 0,04 m statt. Die Wärmeübertragung im laminaren Bereich steigt mit größer werdender Reynolds-Zahl, Prandtl-Zahl und Innendurchmesser sowie kleiner werdender Rohrlänge. Mit sinkenden Betriebstemperaturen steigt die Zähigkeit der Flüssigkeit an, wodurch die Prandtl-Zahl größer und die Reynolds-Zahl kleiner werden. Der Einfluss der Erdreich- bzw. Rohrwandtemperatur wird durch die Korrektur der Nusselt-Zahl gemäß Gleichung (93) berücksichtigt. Ist die Rohrwandtemperatur kleiner als die Flüssigkeitstemperatur so erhöht sich aufgrund der Korrektur die Nusselt-Zahl. Die nachfolgende Tabelle gibt eine Übersicht über die Änderung der beschriebenen Werte für drei ausgewählte Punkte im laminaren Bereich.

INGABEPARAMETER
 Konzentration [kg/m³] = 28
 Temperatur [°C] = x
 Pumpleistung [W] = 20
 Wirkungsgrad Pumpe [η] = 0.75
 Innendurchmesser [m] = x
 gew. Str. geschwindigkeit (für Iteration) [m/s] = 2
 Rauigkeit [mm] = 0.007
 gew. Lambda (für Iteration) [λ] = 0.1
 Rohrlänge für Pumpleistung [m] = 500
 Erzwärmeerstände [W/m²] = 0
 Rohrlänge für Wärmeübertragung [% von L₀] = 0.9
 Rohrwandtemperatur [°C] = 10

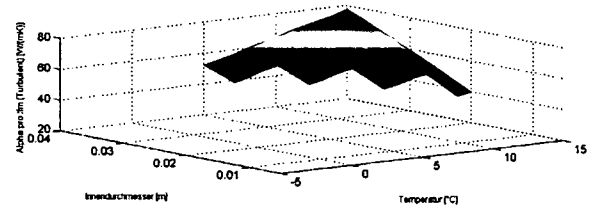
ERGEBNISSE (LAMINARER BEREICH)
 Strömungsgeschwindigkeit [m/s] min = 0.35805 max = 0.57001
 Prandtl Zahl [Pr] min = 30.6221 max = 78.7677
 Re [Re] min = 200.3352 max = 2300
 Nu (Laminar) [Nu] min = 3.5671 max = 4.651
 Alpha (Laminar) [W/(m²K)] min = 5.2333 max = 6.6628
 Alpha (Laminar) [W/(m²K)]: max = 6.6628 bei:
 - Temperatur [°C] = -4
 - Innendurchmesser [m] = 0.04

INGABEPARAMETER
 Konzentration [kg/m³] = 28
 Temperatur [°C] = x
 Pumpleistung [W] = 20
 Wirkungsgrad Pumpe [η] = 0.75
 Innendurchmesser [m] = x
 gew. Str. geschwindigkeit (für Iteration) [m/s] = 2
 Rauigkeit [mm] = 0.007
 gew. Lambda (für Iteration) [λ] = 0.1
 Rohrlänge für Pumpleistung [m] = 500
 Erzwärmeerstände [W/m²] = 0
 Rohrlänge für Wärmeübertragung [% von L₀] = 0.9
 Rohrwandtemperatur [°C] = 10

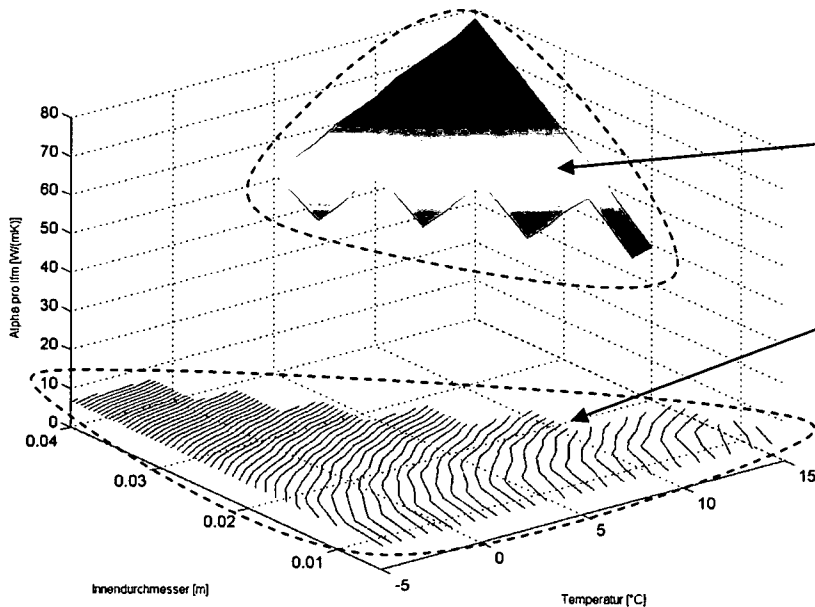
ERGEBNISSE (TURBULENTER BEREICH)
 Strömungsgeschwindigkeit [m/s] min = 0.3425 max = 0.43219
 Prandtl Zahl [Pr] min = 30.6221 max = 49.344
 Re [Re] min = 2302 max = 4105.818
 Nu (Turbulent) [Nu] min = 25.0590 max = 52.8338
 Alpha (Turbulent) [W/(m²K)] min = 37.6463 max = 77.5137
 Alpha (Turbulent) [W/(m²K)]: max = 77.5137 bei:
 - Temperatur [°C] = 16
 - Innendurchmesser [m] = 0.04



(a) laminarer Bereich



(b) turbulenter Bereich



(c) laminarer und turbulenter Bereich

Turbulenter Bereich

Laminarer Bereich

Abb. 30. Wärmeübertragung (Wärmeübergangskoeffizient α pro Laufmeter Rohr) im laminaren (a), turbulenten (b) und gemeinsamen (c) Bereich beim Grundmodell. Zur besseren Unterscheidung ist der Übergangsbereich nicht dargestellt.

	$D=0,04\text{ m}$ $T_m=-5^\circ\text{C}$	$D=0,005\text{ m}$ $T_m=-5^\circ\text{C}$	$D=0,005\text{ m}$ $T_m=15^\circ\text{C}$
Strömungsgeschwindigkeit u_m [m/s]	0,36	0,36	0,57
Verweilzeit Z [s]	1255	1255	788
Reynolds-Zahl Re [-]	1603	200	801
Prandtl-Zahl Pr [-]	78	78	31
Nusselt-Zahl gem. Gl. (89) $Nu_{m,l,T}$ [-]	4,20	3,67	3,67
Nusselt-Zahl korrigiert Nu_{korr} [-]	4,65	4,06	3,56

Tab. 3. Berechnungsergebnisse von drei ausgewählten Punkten im laminaren Bereich.

Tab. 3 zeigt auch deutlich, dass der Rohrrinnendurchmesser D keinen Einfluss auf die Strömungsgeschwindigkeit hat. Bei sonst gleichen Randbedingungen wird sowohl bei einem Durchmesser von $D = 0,04$ m als auch bei $D = 0,005$ m die gleiche Strömungsgeschwindigkeit erreicht. Dies lässt sich auch folgendermaßen veranschaulichen:

In einem geschlossenen Rohrkreislauf beträgt der zu überwindende Reibungswiderstand infolge der Wandrauigkeit (vgl. Gleichung 82):

$$R_R = \frac{\lambda \cdot L_p}{D} \cdot \frac{u_m^2 \cdot \rho}{2} \text{ [Pa]} \quad (95)$$

Mit der Reibungszahl für laminare Strömungsverhältnisse

$$\lambda_{laminar} = \frac{64}{Re} = \frac{64 \cdot \nu}{u_m \cdot D} \text{ [-]} \quad (96)$$

ergibt sich:

$$R_R = \frac{64 \cdot \nu}{u_m \cdot D} \cdot \frac{L_p}{D} \cdot \frac{u_m^2 \cdot \rho}{2} = \frac{64 \cdot \nu}{D^2} \cdot \frac{L_p \cdot u_m \cdot \rho}{2} \text{ [Pa]} \quad (97)$$

Treten sonst keine zusätzlichen Widerstände auf, so lässt sich die erforderliche Pumpleistung für einen bestimmten Volumenstrom folgendermaßen berechnen (vgl. Gleichung (83)):

$$P \cdot \eta_P = \dot{V} \cdot R_R = \dot{V} \cdot \frac{64 \cdot \nu}{D^2} \cdot \frac{L_p \cdot u_m \cdot \rho}{2} \text{ [W]} \quad (98)$$

Der Volumenstrom zufolge des Querschnittes beträgt (vgl. Gleichung (84)):

$$\dot{V} = u_m \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \text{ [m}^3\text{/s]} \quad (99)$$

Durch Einsetzen in Gleichung (98) und Umformen ergibt sich

$$P \cdot \eta_P = u_m \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot \frac{64 \cdot \nu}{D^2} \cdot \frac{L_p \cdot u_m \cdot \rho}{2} = 8 \cdot \nu \cdot \pi \cdot L_p \cdot \rho \cdot u_m^2 \text{ [W]} \quad (100)$$

Durch weiteres Umformen lässt sich die Strömungsgeschwindigkeit explizit ausdrücken:

$$u_m = \sqrt{\frac{P \cdot \eta_P}{8 \cdot \nu \cdot \pi \cdot L_p \cdot \rho}} \text{ [m/s]} \quad (101)$$

Die Strömungsgeschwindigkeit ist somit unabhängig vom Rohrdurchmesser und hängt nur von der Pumpleistung, dem Wirkungsgrad, der Rohrlänge sowie den Strömungsparametern der Flüssigkeit (kinematische Viskosität und Dichte) ab.

Die Wärmeübertragung im laminaren Bereich wird durch folgende Gleichung berechnet (vgl. Gleichung (89)):

$$Nu_{m,\ell,T} = \sqrt[3]{Nu_{m,\ell,T,1}^3 + 0,343 + (Nu_{m,\ell,T,2} - 0,7)^3} \quad [-] \quad (102)$$

Mit den Gleichungen (87) und (88) ergibt sich:

$$Nu_{m,\ell,T} = \sqrt[3]{3,66^3 + 0,343 + \left(1,615^3 \cdot \sqrt{\frac{Re \cdot Pr \cdot D}{L}} - 0,7\right)^3} = \sqrt[3]{49,37 + \left(1,615^3 \cdot \sqrt{\frac{u_m \cdot D^2 \cdot \rho \cdot c}{\lambda}} - 0,7\right)^3} \quad [-] \quad (103)$$

Die Wärmeübertragung im laminaren Bereich hängt somit von der Verweilzeit im Erdreich (u_m/L), dem Rohrinne Durchmesser, der Flüssigkeitsdichte und den Wärmeparametern der Flüssigkeit (Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit) ab.

Übergangsbereich:

Die Ergebnisse beim Übergang vom laminaren zum turbulenten Bereich mit einer *Reynolds*-Zahl zwischen $Re = 2295$ und $Re = 2305$ sind in Abb. 28a und Abb. 28b nicht enthalten um Verfälschungen aufgrund der Sprungfunktion zu vermeiden. Beispielsweise ergibt sich bei einem Rohrinne Durchmesser von $D = 0,04$ m und einer Temperatur von $T_m = 1^\circ\text{C}$ eine *Reynolds*-Zahl von $Re = 2300,5$. Dieses Rechenergebnis liegt im numerisch kritischen Bereich und ist somit in den erwähnten Abbildungen nicht dargestellt.

Turbulenter Bereich:

Abb. 28b ist die Wärmeübertragung im turbulenten Bereich zu entnehmen. Diese steigt sowohl mit zunehmendem Rohrdurchmesser als auch bei einem Anstieg der Betriebstemperatur. Dies ist ein wesentlicher Unterschied zum laminaren Bereich, wo ein Anstieg der Betriebstemperatur in einer geringeren *Nusselt*-Zahl resultiert. Im turbulenten Bereich ist die Wärmeübertragung eine Funktion der *Reynolds*-Zahl, der *Prandtl*-Zahl, des Rohrdurchmessers und der Länge der Wärmeübertragung, wobei der *Reynolds*-Zahl der größte Einfluss zukommt. Ein Temperaturanstieg führt zu einem rapiden Anstieg der *Reynolds*-Zahl (Viskosität nimmt ab), wobei die Strömungsgeschwindigkeit nahezu konstant bleibt. Dies verdeutlicht auch die nachfolgende Tabelle in der die Ergebnisse einzelner Berechnungspunkte zusammengefasst sind.

	$D=0,04\text{ m}$ $T_m=5^\circ\text{C}$	$\rightarrow = \rightarrow$ $\rightarrow +5 \rightarrow$	$D=0,04\text{ m}$ $T_m=10^\circ\text{C}$	$\rightarrow = \rightarrow$ $\rightarrow +5 \rightarrow$	$D=0,04\text{ m}$ $T_m=15^\circ\text{C}$
Strömungsgeschwindigkeit u_m [m/s]	0,34	$\rightarrow \cong \rightarrow$	0,35	$\rightarrow \cong \rightarrow$	0,36
Verweilzeit Z [s]	1333	$\rightarrow \cong \rightarrow$	1273	$\rightarrow \cong \rightarrow$	1231
Reynolds-Zahl Re [-]	2492	$\rightarrow +754 \rightarrow$	3246	$\rightarrow +859 \rightarrow$	4105
Prandtl-Zahl Pr [-]	47	$\rightarrow -9 \rightarrow$	38	$\rightarrow -7 \rightarrow$	31
Nusselt-Zahl gem. Gl. (91) $Nu_{m,t,T}$ [-]	33,08	$\rightarrow +10,9 \rightarrow$	43,98	$\rightarrow +10,37 \rightarrow$	54,35
Nusselt-Zahl korrigiert Nu_{kor} [-]	34,13	$\rightarrow +9,85 \rightarrow$	43,98	$\rightarrow +8,85 \rightarrow$	52,83

Tab. 4. Berechnungsergebnisse von drei ausgewählten Punkten im turbulenten Bereich. Ein Temperaturanstieg führt in erster Linie zu einem rapiden Anstieg der Reynolds-Zahl und dadurch zu einem quasi linearen Anstieg der Nusselt-Zahl.

Abb. 28c ist zu entnehmen, dass im turbulenten Bereich ein wesentlich größerer Wärmeaustausch zwischen Flüssigkeit und Umgebung stattfindet als im laminaren Bereich. Weiters kann festgestellt werden, dass die Wärmeübertragung im turbulenten Bereich wesentlich stärker von den Eingabeparametern abhängt als im laminaren Bereich. Im laminaren Bereich ist die Nusselt-Zahl für alle Eingabeparameter nahezu konstant.

Einfluss der Betriebstemperatur und des Rohrdurchmessers auf die Zwischenergebnisse (Abb. 31 und Abb. 32):

Zusätzlich zur Abb. 28, in der die Abhängigkeit der Wärmeübertragung von zwei Eingabeparametern dargestellt ist, sind für alle Modelle noch Abbildungen entsprechend Abb. 31 und Abb. 32 angegeben, die den Einfluss der Eingabeparameter auf die Zwischenergebnisse Reynolds-Zahl, Volumenstrom, Gesamtdruckdifferenz, Strömungsgeschwindigkeit und Verweilzeit illustrieren. Diese sind für das ganzheitliche Verständnis wesentlich.

Aus Gründen der Übersichtlichkeit sind die Berechnungsergebnisse auf zwei unterschiedliche Arten dargestellt, und zwar einmal in Abhängigkeit der Betriebstemperatur (Abb. 31) und einmal in Abhängigkeit des Innendurchmessers (Abb. 32). Da im laminaren Bereich wesentlich geringere Nusselt-Zahlen erreicht werden, ist der laminare Bereich vom turbulenten Bereich eindeutig voneinander zu unterscheiden. Zudem sind in den Abbildungen die einzelnen Berechnungspunkte zu erkennen (vertikale Linien). Da bei der Berechnung die Trennung zwischen laminarem und turbulentem Bereich exakt bei $Re_{krit} = 2300$ vorgenommen wurde, traten bei Berechnungen mit Reynolds-Zahlen im Bereich von $Re_{krit} = 2300$ numerische Schwierigkeiten aufgrund der Iteration auf. Um die Aussagekraft der Ergebnisse nicht zu verfälschen, sind deshalb alle Berechnungsergebnisse mit einer Reynolds-Zahl zwischen $Re = 2295$ und $Re = 2305$ nicht dargestellt.

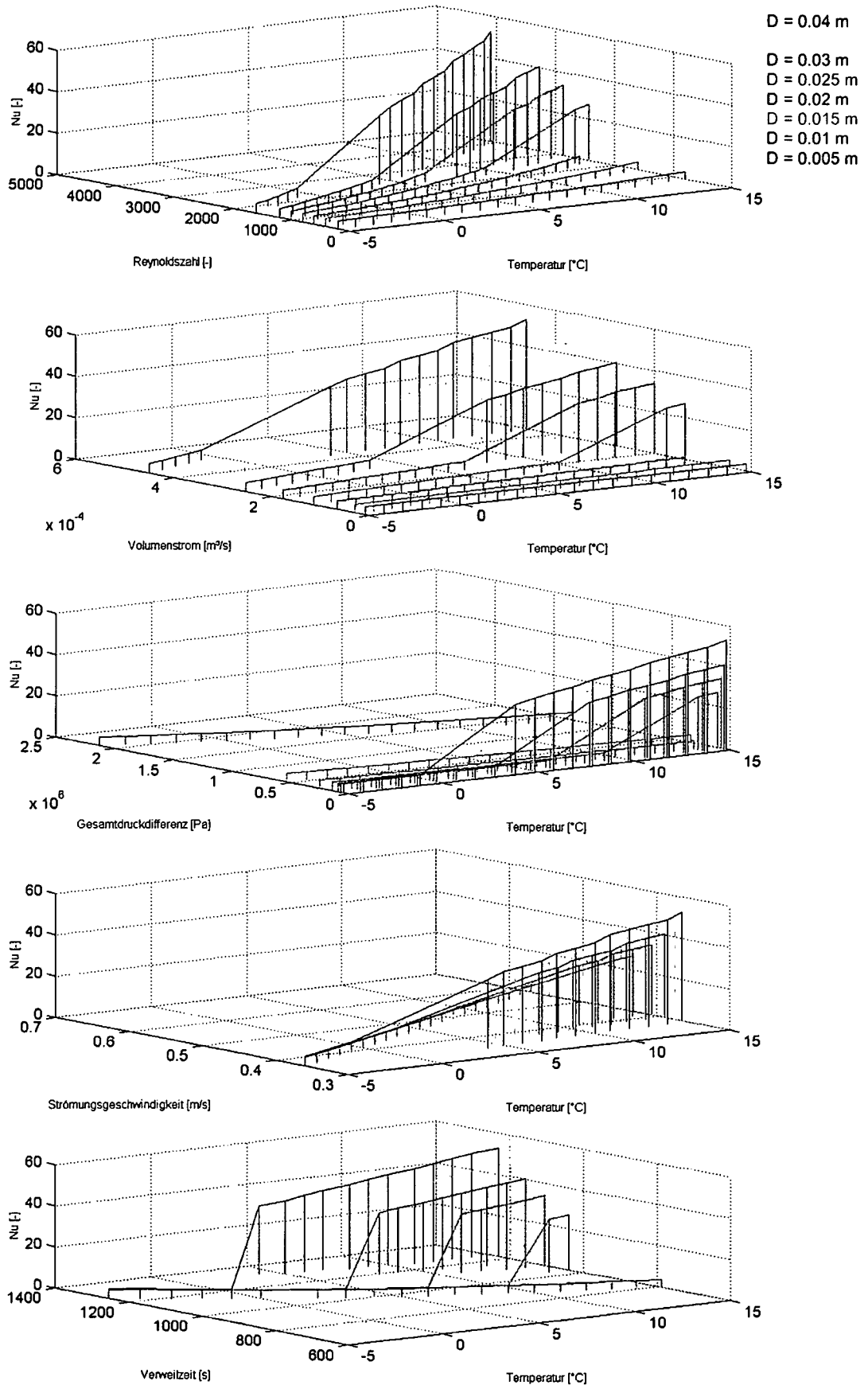


Abb. 31. Einfluss der Betriebstemperatur auf die Reynolds-Zahl, den Volumenstrom, die Gesamtdruckdifferenz, die Strömungsgeschwindigkeit und die Verweilzeit für unterschiedliche Innendurchmesser.

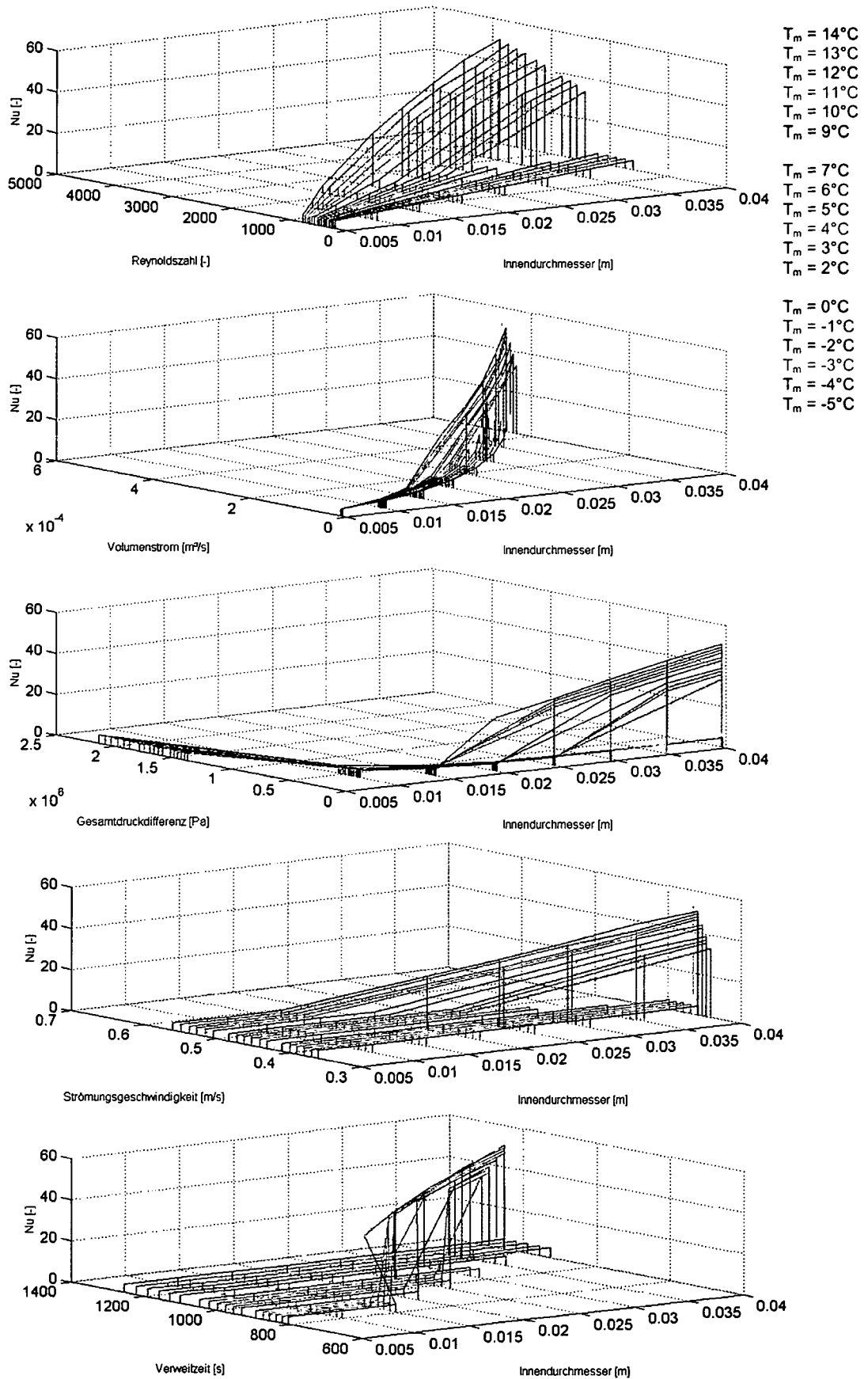


Abb. 32. Einfluss des Innendurchmessers auf die Reynolds-Zahl, den Volumenstrom, die Gesamtdruckdifferenz, die Strömungsgeschwindigkeit und die Verweilzeit für unterschiedliche Betriebstemperaturen.

Im Folgenden werden die wesentlichen Erkenntnisse aufgrund von Abb. 31 und Abb. 32 angeführt:

- Ein Temperaturanstieg führt zu einer Abnahme der kinematischen Viskosität und damit zu einem Anstieg der *Reynolds*-Zahl. Je größer dabei der Rohrdurchmesser ist, desto stärker erfolgt der Anstieg der *Reynolds*-Zahl.
- Bei einem Temperaturanstieg bleibt der Volumenstrom bei kleinen Rohrdurchmessern nahezu konstant. Erst bei größeren Rohrdurchmessern ist auch ein größerer Volumenstrom mit steigenden Temperaturen feststellbar, wobei der Anstieg im laminaren Bereich größer ausfällt als im turbulenten Bereich. Bei einem Rohrdurchmesser von $D = 0,04$ m und einer Temperatur von $T_m = -5^\circ\text{C}$ beträgt der Volumenstrom $\dot{V} = 0,45$ l/s. Ein Temperaturanstieg um 4°C auf $T_m = -1^\circ\text{C}$ resultiert in einen stark gestiegenen Volumenstrom von $\dot{V} = 0,50$ l/s, wobei immer noch laminare Strömungsbedingungen vorliegen. Bei einem weiteren Temperaturanstieg auf $T_m = 4^\circ\text{C}$ liegen bereits turbulente Bedingungen vor und der Volumenstrom hat sich auf $\dot{V} = 0,42$ l/s reduziert. Im turbulenten Bereich führt selbst ein Temperaturanstieg von 11°C auf $T_m = 15^\circ\text{C}$ zu keiner wesentlichen Steigerung des Volumenstromes, der dabei $\dot{V} = 0,44$ l/s beträgt.
- Bei kleinen Rohrdurchmessern und niedrigen Betriebstemperaturen liegen praktisch immer laminare Strömungsverhältnisse vor.
- Je kleiner der Rohrdurchmesser ist, desto größer wird die von der Pumpe zu überwindende Gesamtdruckdifferenz, da die Rohrreibung bezogen auf den Durchmesser zunimmt. Während bei Rohrdurchmessern im Bereich von $D = 0,02$ bis $0,04$ m die Gesamtdruckdifferenz (Gesamtwiderstand der Rohrleitung) nahezu unverändert bleibt, steigt diese bei kleineren Rohrdurchmessern überproportional an. Desweiteren kommt es bei niedrigen Betriebstemperaturen zu einem Anstieg der Gesamtdruckdifferenz, da die Viskosität zunimmt.
- Wie bereits erwähnt, ist im laminaren Bereich die Strömungsgeschwindigkeit unabhängig vom Rohrdurchmesser. Die Berechnungsergebnisse für alle betrachteten Rohrdurchmesser liegen auf einer Geraden bzw. für eine bestimmte Temperatur in einem Punkt. Beim Übergang vom laminaren zum turbulenten Bereich kommt es zu einer Abnahme der Strömungsgeschwindigkeit. Im turbulenten Bereich führt eine Vergrößerung des Rohrdurchmessers zu einer Abnahme der Strömungsgeschwindigkeit.
- Während im laminaren Bereich die Strömungsgeschwindigkeit mit steigender Betriebstemperatur stark zunimmt, ist im turbulenten Bereich die Strömungsgeschwindigkeit nahezu unabhängig von der Temperatur.
- Die Verweilzeit der Flüssigkeit im Erdreich ergibt sich als Quotient aus der Rohrlänge im Erdreich und der Strömungsgeschwindigkeit. Bei konstanter Rohrlänge hängt die Verweilzeit somit lediglich von der Strömungsgeschwindigkeit ab. Dadurch hat der Rohrdurchmesser im laminaren Bereich keinen Einfluss auf die Verweilzeit. Im turbulenten Bereich ist die Verweilzeit umso größer, je größer der Rohrdurchmesser ist, bedingt durch die Abnahme der Strömungsgeschwindigkeit.
- Der Einfluss der Betriebstemperatur ist nur im laminaren Bereich wesentlich. Ein Temperaturanstieg führt zu einer kürzeren Verweilzeit.

5.6.4 Vergleichsmodell 1a

(Konzentration $Konz = 35\%v/v$ mit Variation des „Rohrinnendurchmessers D “ und der „Betriebstemperatur T_m “)

Dem Vergleichsmodell 1a liegen die gleichen Randbedingungen zu Grunde wie dem Grundmodell, lediglich die Konzentration des Glykol-Wasser-Gemisches beträgt statt $Konz = 28$ nun $35\%v/v$. Damit soll untersucht werden, welchen Einfluss die Wahl der Frostsicherheitsgrenze und damit verbunden die erforderliche Konzentration (bei $28\%v/v$ ist die Frostsicherheit bis etwa $-12^\circ C$ gegeben, bei $35\%v/v$ bis etwa $-18^\circ C$) auf die Wärmeübertragung hat.

ENGABEPARAMETER
 Konzentration [%v/v] = 35
 Temperatur [°C] = x
 Pumpleistung [W] = 20
 Wirkungsgrad Pumpe [η] = 0.75
 Innendurchmesser [m] = x
 gew. Str. geschwindigkeit (für laminar) [m/s] = 2
 Rauigkeit [mm] = 0.007
 gew. Lambda (für laminar) [λ] = 0.1
 Rohrlänge für Pumpleistung [m] = 500
 Einzelwiderstände [Pa] = 0
 Rohrlänge für Wärmeübertragung [% von L_p] = 0.9
 Rohrwandtemperatur [°C] = 10

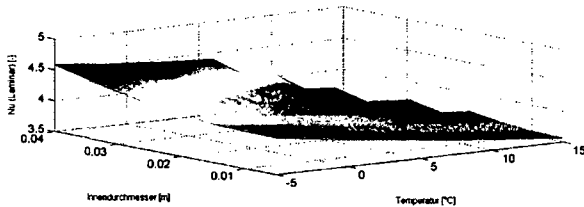
ERGEBNISSE (LAMINARER BEREICH)
 Strömungsgeschwindigkeit [m/s] min = 0.30018 max = 0.44775
 Prandtl Zahl [Pr] min = 43.5445 max = 115.0226
 Re [Re] min = 116.328 max = 2300
 Nu (Laminar) [Nu] min = 3.5612 max = 4.5810
 Alpha (Laminar) [W/m²K] min = 47.9083 max = 352.4235

Nu (Laminar) [λ] max = 4.5810 bei:
 - Temperatur [°C] = -4
 - Innendurchmesser [m] = 0.04

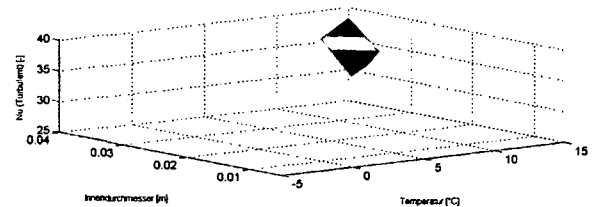
ENGABEPARAMETER
 Konzentration [%v/v] = 35
 Temperatur [°C] = x
 Pumpleistung [W] = 20
 Wirkungsgrad Pumpe [η] = 0.75
 Innendurchmesser [m] = x
 gew. Str. geschwindigkeit (für turbulent) [m/s] = 2
 Rauigkeit [mm] = 0.007
 gew. Lambda (für turbulent) [λ] = 0.1
 Rohrlänge für Pumpleistung [m] = 500
 Einzelwiderstände [Pa] = 0
 Rohrlänge für Wärmeübertragung [% von L_p] = 0.9
 Rohrwandtemperatur [°C] = 10

ERGEBNISSE (TURBULENTER BEREICH)
 Strömungsgeschwindigkeit [m/s] min = 0.34205 max = 0.37652
 Prandtl Zahl [Pr] min = 43.5445 max = 51.6331
 Re [Re] min = 2300 max = 2666.565
 Nu (Turbulent) [Nu] min = 28.2828 max = 38.1386
 Alpha (Turbulent) [W/m²K] min = 340.775 max = 471.8708

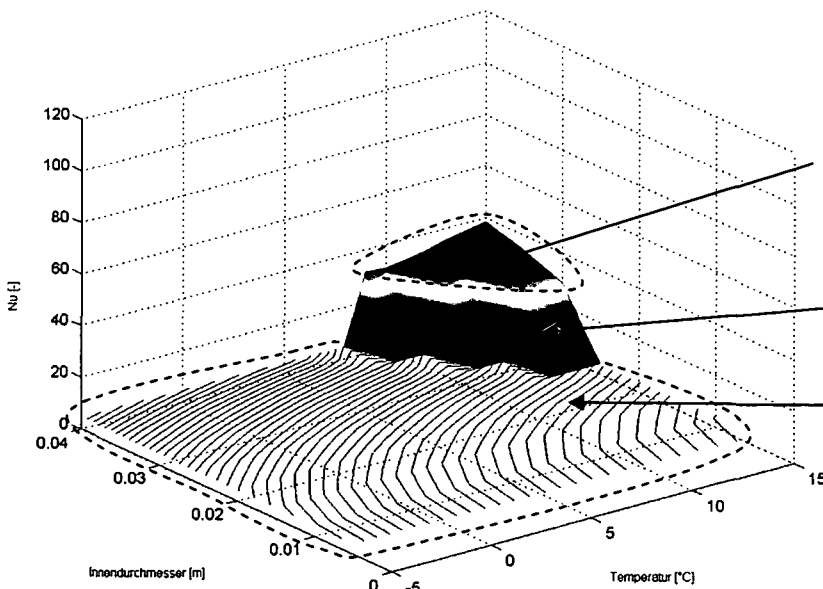
Nu (Turbulent) [λ] max = 38.1386 bei:
 - Temperatur [°C] = 16
 - Innendurchmesser [m] = 0.04



(a) laminarer Bereich



(b) turbulenter Bereich



(c) laminarer und turbulenter Bereich

Abb. 33. Wärmeübertragung (Nusselt-Zahl) im laminaren (a), turbulenten (b) und gemeinsamen (c) Bereich beim Vergleichsmodell 1a.

Laminarer Bereich, Übergangsbereich, Turbulenter Bereich:

Ein Vergleich von Abb. 33 und Abb. 28 zeigt deutlich, dass bei einer höheren Konzentration des Wasser-Glykol-Gemisches der laminare Strömungsbereich vergrößert und der turbulente Bereich verkleinert wird. Es kommt somit zu einer Verschiebung der beiden Bereiche in Richtung größerer Rohrrinnendurchmesser und höhere Betriebstemperatur. Zudem nehmen die maximal erreichbaren *Nusselt*-Zahlen in beiden Strömungsbereichen ab, was eine Reduktion der Wärmeübertragung bedeutet. Eine Erhöhung der Flüssigkeitskonzentration führt somit in jedem Fall zu einer Verschlechterung der Wärmeübertragung. In der Praxis kann jedoch oftmals auf ein Glykol-Wasser-Gemisch nicht verzichtet werden, da während des Betriebes Temperaturen unter 0°C erreicht werden können. Zu beachten ist dabei, dass bei Verwendung einer Wärmepumpe die Flüssigkeit beim Verdampfer noch um etwa 2°C niedriger ist als die Vorlauftemperatur, wodurch vor allem innerhalb der Wärmepumpe Vereisungsgefahr besteht.

Für den Einfluss der Eingabeparameter auf das Endergebnis, die *Nusselt*-Zahl, und die einzelnen Zwischenergebnisse gilt grundsätzlich das gleiche wie für das Grundmodell. Der Vollständigkeit wegen ist trotzdem in Abb. 34 und Abb. 35 der Einfluss von Rohrrinnendurchmesser und Betriebstemperatur auf die Zwischenergebnisse beim Vergleichsmodell 1a dargestellt.

Einfluss der Betriebstemperatur und des Rohrrinnendurchmessers auf die Zwischenergebnisse (Abb. 34 und Abb. 35):

- Eine Erhöhung der Flüssigkeitskonzentration führt zu einer höheren kinematischen Viskosität und damit zu kleineren *Reynolds*-Zahlen. Aus diesem Grund wird der laminare Strömungsbereich vergrößert und der turbulente Strömungsbereich verkleinert.
- Die höhere kinematische Viskosität resultiert bei sonst gleichen Randbedingungen in einer höheren Gesamtdruckdifferenz, damit verbunden in eine geringere Strömungsgeschwindigkeit und in einen geringeren Volumenstrom sowie in eine längere Verweilzeit.

Tab. 5 zeigt, welchen Einfluss eine geänderte Konzentration auf die einzelnen Zwischenergebnisse hat.

	<i>Konz=28%v/v</i> <i>D=0,04 m</i> <i>T_m=-5°C</i>	<i>Konz=35%v/v</i> <i>D=0,04 m</i> <i>T_m=-5°C</i>	<i>Konz=28%v/v</i> <i>D=0,02 m</i> <i>T_m=5°C</i>	<i>Konz=35%v/v</i> <i>D=0,02 m</i> <i>T_m=5°C</i>
Kinematische Viskosität ν [mm ² /s]	8,95	12,68	5,42	7,52
Dichte ρ [kg/m ³]	1037	1045	1034	1042
Spez. Wärmekapazität c [kJ/(kg K)]	3,87	3,75	3,89	3,78
Wärmeleitfähigkeit λ [w/(m K)]	0,456	0,432	0,462	0,435
<i>Prandtl-Zahl Pr [-]</i>	78	115	47	68
<i>Reynolds-Zahl Re [-]</i>	1603	947	1703	1038
Gesamtdruckdifferenz R_{ges} [Pa]	33291	39778	103477	122333
Volumenstrom \dot{V} [l/s]	0,451	0,377	0,145	0,123
Strömungsgeschwindigkeit u_m [m/s]	0,358	0,300	0,461	0,390
Verweilzeit Z [s]	1255	1499	975	1152
<i>Nusselt-Zahl korrigiert Nu_{korrr} [-]</i>	4,65	4,58	3,92	3,90

Tab. 5. Berechnungsergebnisse von zwei ausgewählten Punkten für unterschiedliche Konzentrationen.

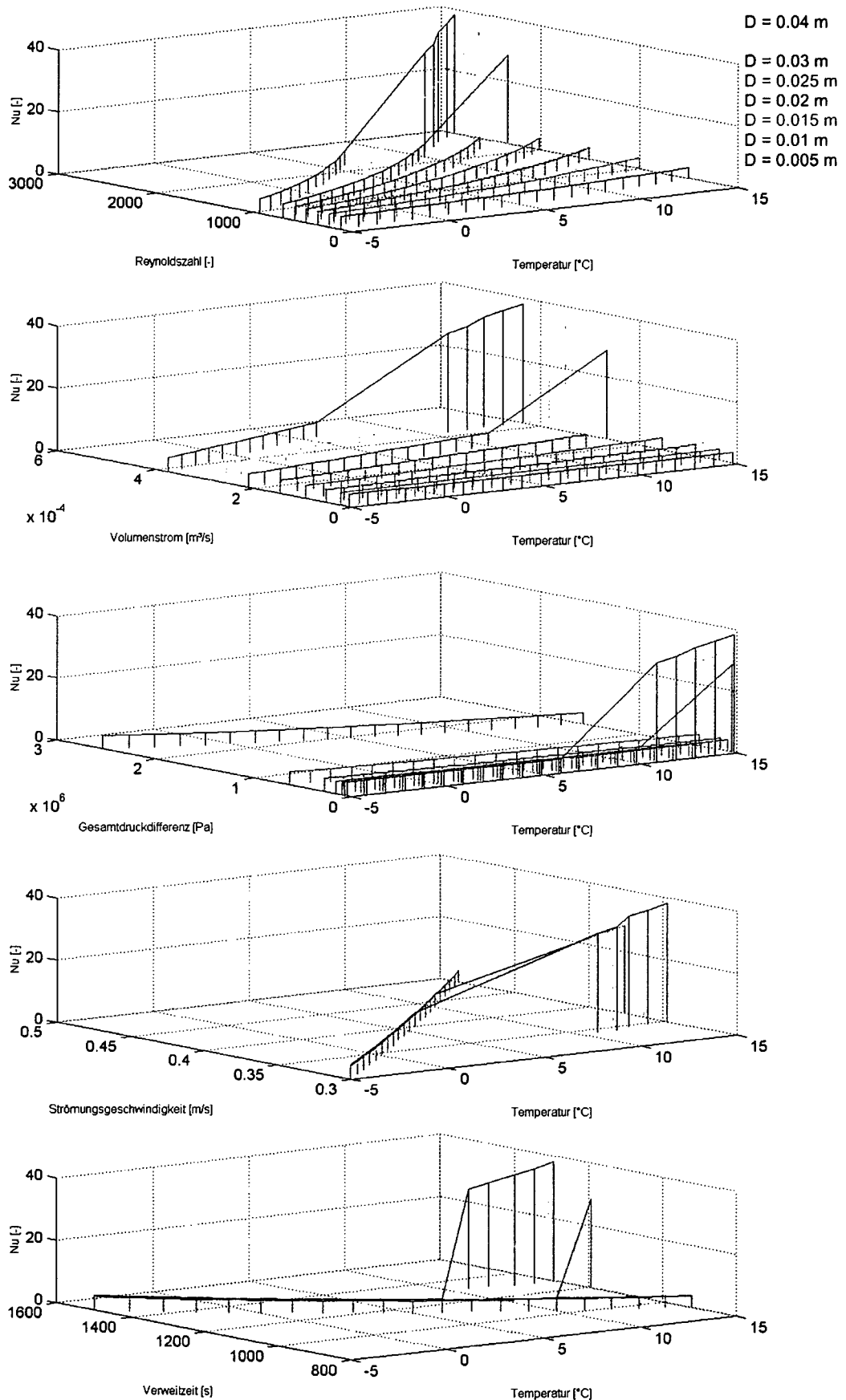


Abb. 34. Einfluss der Betriebstemperatur auf die Reynolds-Zahl, den Volumenstrom, die Gesamtdruckdifferenz, die Strömungsgeschwindigkeit und die Verweilzeit für unterschiedliche Innendurchmesser beim Vergleichsmodell 1a.

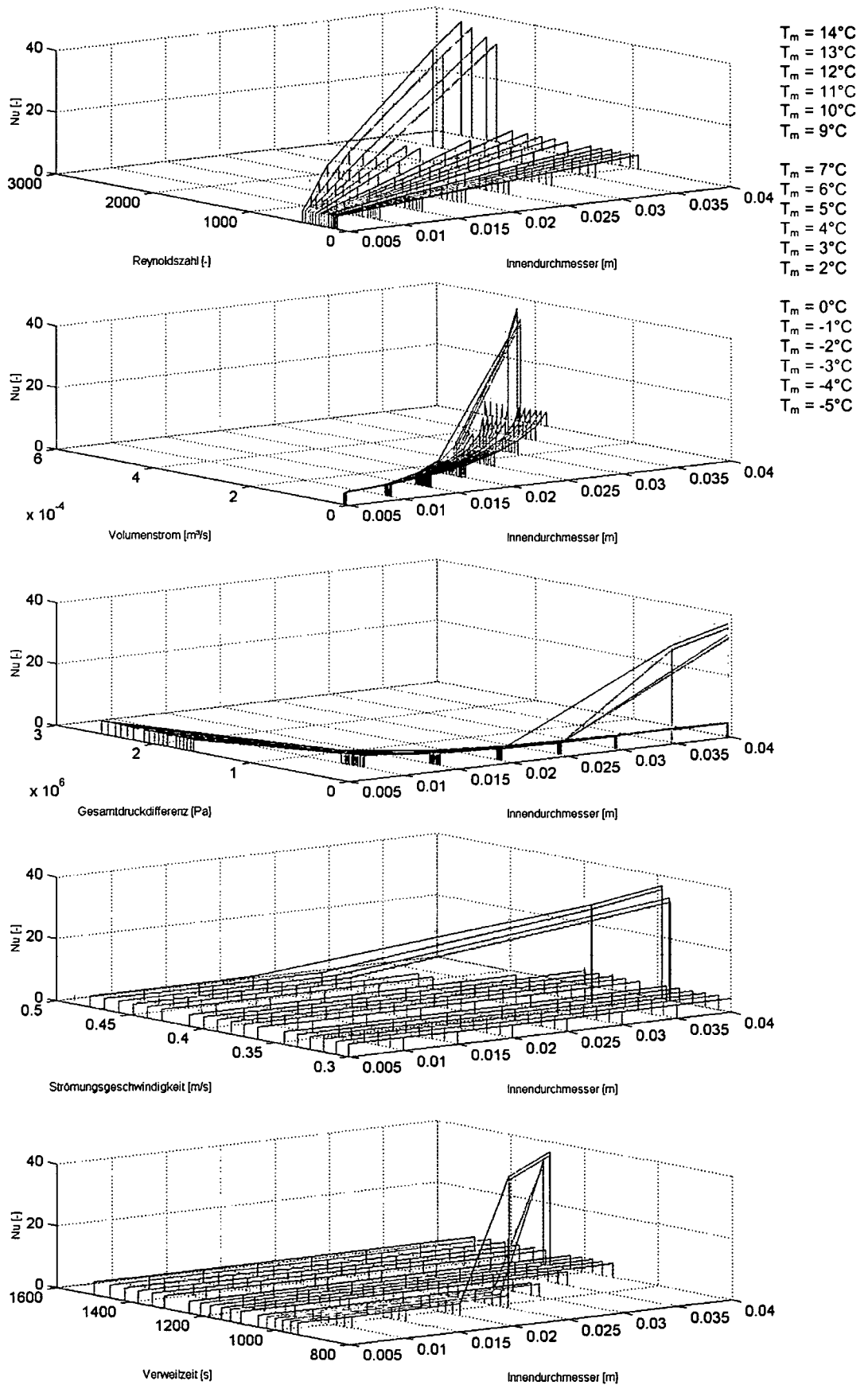


Abb. 35. Einfluss des Innendurchmessers auf die Reynolds-Zahl, den Volumenstrom, die Gesamtdruckdifferenz, die Strömungsgeschwindigkeit und die Verweilzeit für unterschiedliche Betriebstemperaturen beim Vergleichsmodell 1a.

5.6.5 Vergleichsmodell 1b

(Konzentration $Konz = 0 \text{ \%v/v}$ (reines Wasser) mit Variation des „Rohrinnendurchmessers D “ und der „Betriebstemperatur T_m “)

Beim Vergleichsmodell 1b wird als Absorberflüssigkeit reines Wasser und kein Wasser-Glykol-Gemisch eingesetzt. Die Wärmeübertragungseigenschaften werden dadurch wesentlich verbessert, es besteht allerdings kein Frostschutz, womit die tiefste Betriebstemperatur mit 0°C beschränkt ist. Dabei ist zu beachten, dass innerhalb des Wärmepumpenprozesses die Vorlauftemperatur nochmals um etwa 2°C abgekühlt wird, womit die tiefste Betriebstemperatur besser mit 3°C festgesetzt werden sollte. Wird die Erdwärmeanlage jedoch für Kühlzwecke eingesetzt, so kann auf ein Wasser-Glykol-Gemisch verzichtet und die Anlage mit reinem Wasser betrieben werden.

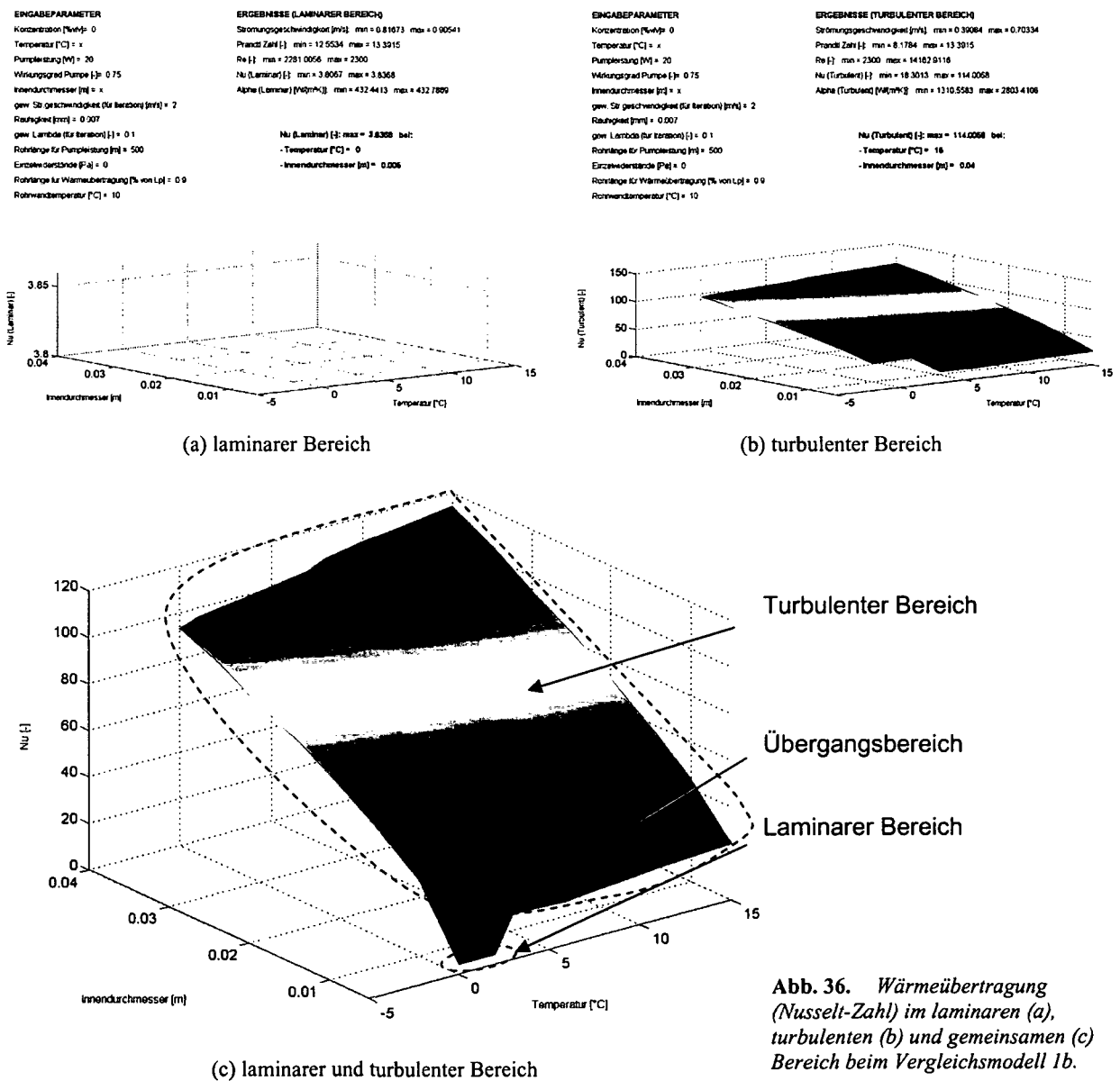


Abb. 36. Wärmeübertragung (Nusselt-Zahl) im laminaren (a), turbulenten (b) und gemeinsamen (c) Bereich beim Vergleichsmodell 1b.

Laminarer Bereich, Übergangsbereich, Turbulenter Bereich:

Wie auch schon die vorangegangenen Modellen gezeigt haben, steigt die *Nusselt*-Zahl mit höheren Betriebstemperaturen und größeren Rohrrinnendurchmessern an. Abb. 36 zeigt zudem, dass bei Verwendung von Wasser als Absorberflüssigkeit und sonst gleichen Randbedingungen wie im Grundmodell fast ausschließlich turbulente Strömungsverhältnisse vorliegen. Lediglich bei einem Rohrdurchmesser von $D = 0,005$ m und einer Betriebstemperatur von $T_m = 0$ bis 2°C kommt es zu einer laminaren Strömung. Wesentliche Ursache dafür sind die unterschiedlichen Flüssigkeitseigenschaften, allen voran die Viskosität.

Basierend auf Tab. 5 veranschaulicht Tab. 6 die Veränderung der einzelnen Berechnungsparameter bei Änderung der Konzentrationen. Bei reinem Wasser ($\text{Konz} = 0 \text{ \%v/v}$) verringert sich die Viskosität um ein Vielfaches, was zu einem dementsprechenden Anstieg der *Reynolds*-Zahl führt. Während der Volumenstrom und damit die Strömungsgeschwindigkeit nahezu konstant bleiben, führen die günstigeren Wärmeparameter zu einer starken Reduktion der *Prandtl*-Zahl und somit zu einer rund 15-fach höheren *Nusselt*-Zahl im Vergleich zu einem Wasser-Glykol-Gemisch, was eine wesentliche Steigerung der Wärmeübertragung bedeutet.

	<i>Konz</i> =0%v/v $D=0,02$ m $T_m=5^\circ\text{C}$	<i>Konz</i> =28%v/v $D=0,02$ m $T_m=5^\circ\text{C}$	<i>Konz</i> =35%v/v $D=0,02$ m $T_m=5^\circ\text{C}$
Kinematische Viskosität ν [mm^2/s]	1,55	5,42	7,52
Dichte ρ [kg/m^3]	999,8	1034	1042
Spez. Wärmekapazität c [$\text{kJ}/(\text{kg K})$]	4,2	3,89	3,78
Wärmeleitfähigkeit λ [$\text{W}/(\text{m K})$]	0,574	0,462	0,435
<i>Prandtl</i> -Zahl Pr [-]	11	47	68
<i>Reynolds</i> -Zahl Re [-]	6120	1703	1038
Gesamtdruckdifferenz R_{ges} [Pa]	100.919	103.477	122.333
Volumenstrom \dot{V} [l/s]	0,149	0,145	0,123
Strömungsgeschwindigkeit u_m [m/s]	0,473	0,461	0,390
Verweilzeit Z [s]	951	975	1152
<i>Nusselt</i> -Zahl korrigiert Nu_{korr} [-]	60,47	3,92	3,90

Tab. 6. Berechnungsergebnisse von einem ausgewählten Punkt für unterschiedliche Wasser-Glykol-Mischungen.

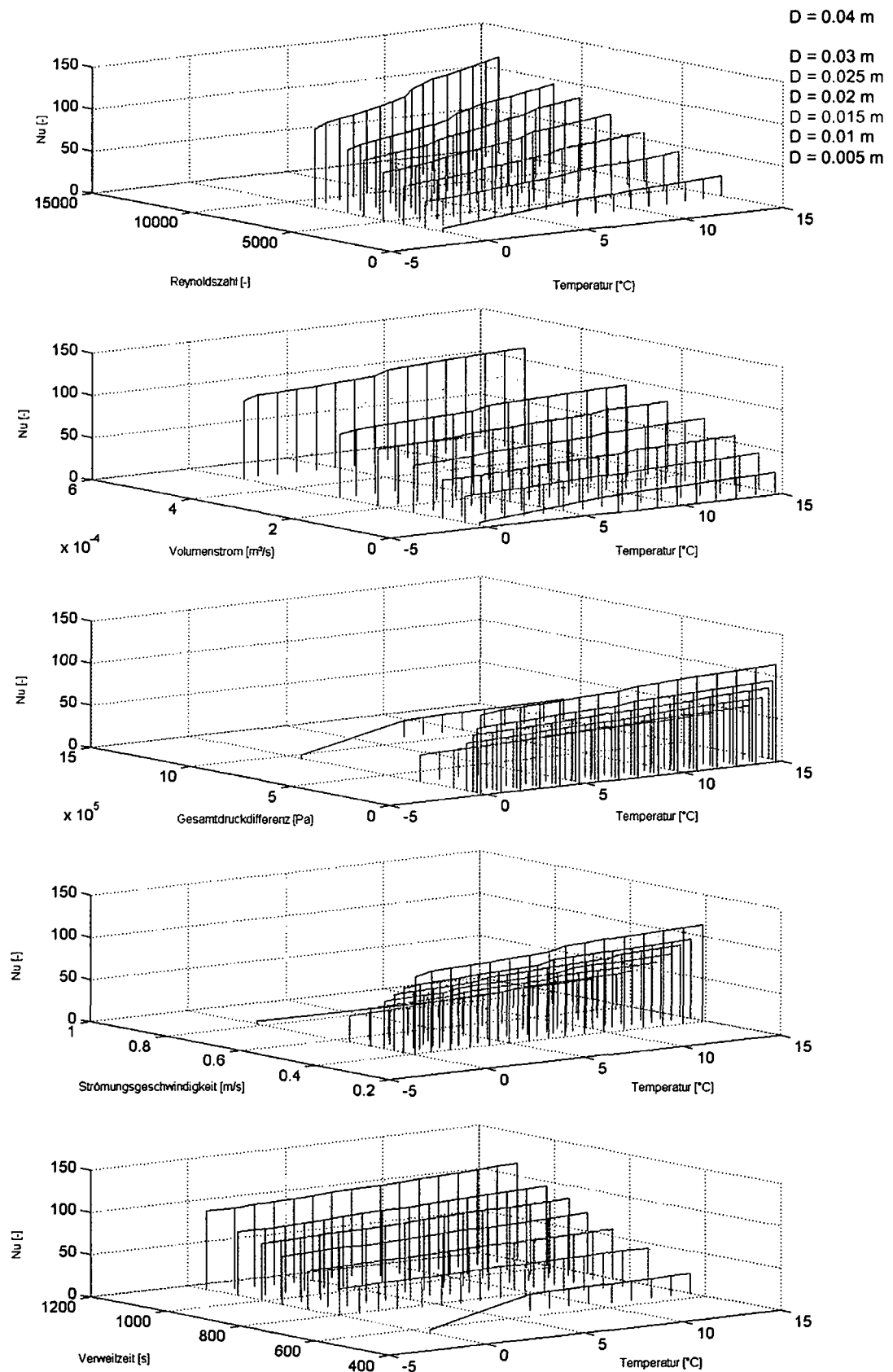


Abb. 37. Einfluss der Betriebstemperatur auf die Reynolds-Zahl, den Volumenstrom, die Gesamtdruckdifferenz, die Strömungsgeschwindigkeit und die Verweilzeit für unterschiedliche Innendurchmesser beim Vergleichmodell 1b.

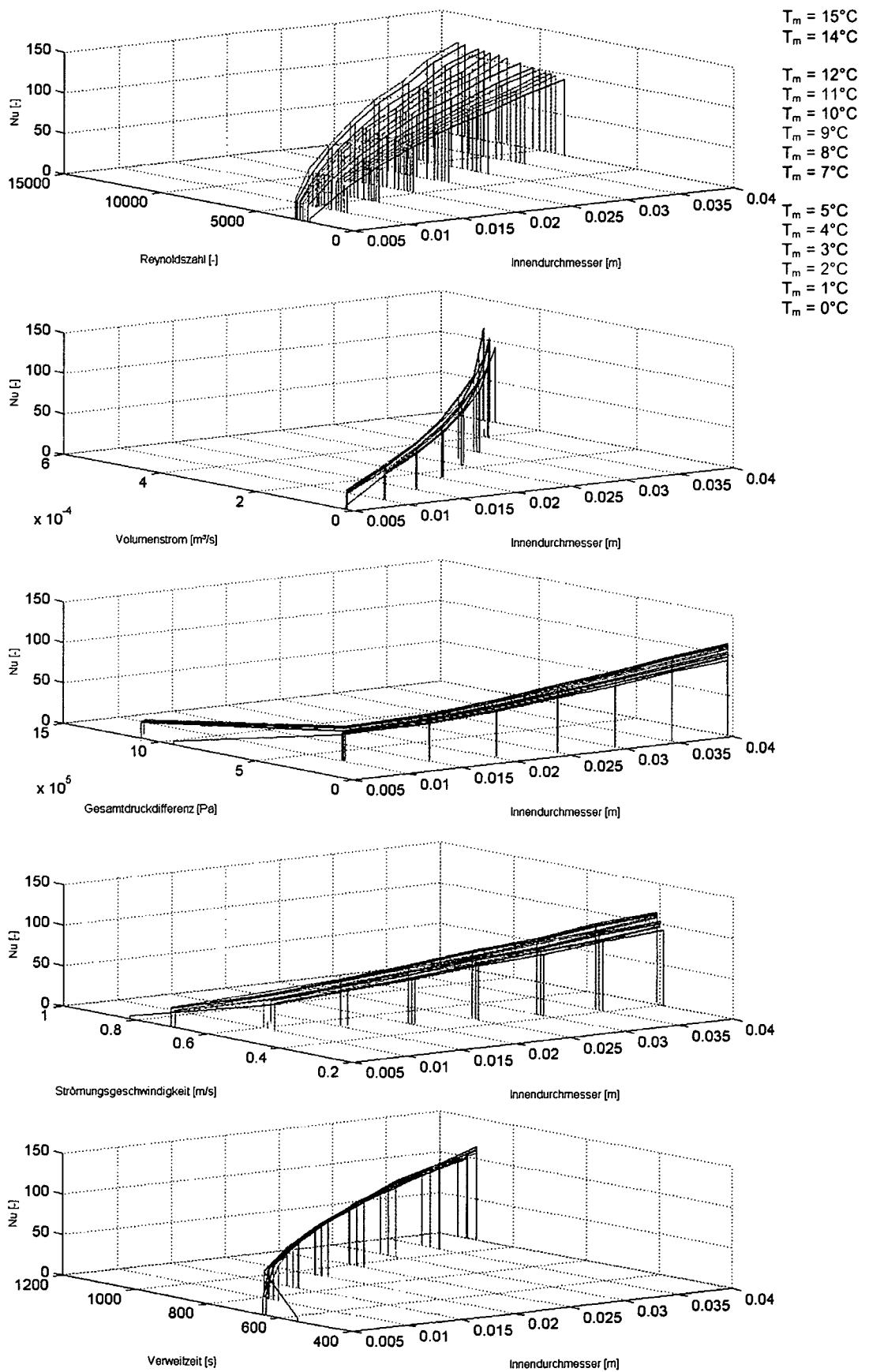


Abb. 38. Einfluss des Innendurchmessers auf die Reynolds-Zahl, den Volumenstrom, die Gesamtdruckdifferenz, die Strömungsgeschwindigkeit und die Verweilzeit für unterschiedliche Betriebstemperaturen beim Vergleichsmodell 1b.

5.6.6 Vergleichsmodell 1c

(Konzentration $Konz = 0 \text{ \%v/v}$ (reines Wasser) und Pumpleistung $P = 1 \text{ W}$ mit Variation des „Rohrinnendurchmessers D “ und der „Betriebstemperatur T_m “)

Beim Vergleichsmodell 1b sind keine Aussagen über den laminaren Strömungsbereich möglich, weshalb die Berechnungen mit einer verringerten Pumpleistung wiederholt worden sind, damit es auch zu laminaren Strömungsbedingungen kommt.

INGABEPARAMETER
 Konzentration [kg/m³] = 0
 Temperatur [°C] = x
 Pumpleistung [W] = 1
 Wirkungsgrad Pumpe [-] = 0.75
 Innendurchmesser [m] = x
 gew. Str. geschwindigkeit (für Iteration) [m/s] = 2
 Rauzigkeit [mm] = 0.007
 gew. Lambda (für Iteration) [-] = 0.1
 Rohrlänge für Pumpleistung [m] = 500
 Einzelwiderstände [Pa] = 0
 Rohrlänge für Wärmeübertragung [% von Lp] = 0.9
 Rohrwendtemperatur [°C] = 10

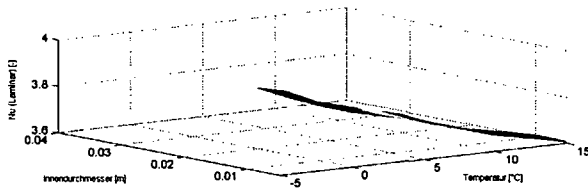
ERGEBNISSE (LAMINARER BEREICH)
 Strömungsgeschwindigkeit [m/s] min = 0.18262 max = 0.22781
 Prandtl Zahl [-] min = 9.1784 max = 13.3915
 Re [-] min = 510.0568 max = 2300
 Nu (Laminar) [-] min = 3.6056 max = 3.8623
 Alpha (Laminar) [W/m²K] min = 108.8616 max = 432.5003

Nu (Laminar) [-] max = 3.8623 bei:
 - Temperatur [°C] = 0
 - Innendurchmesser [m] = 0.02

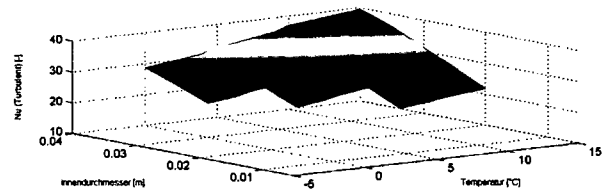
INGABEPARAMETER
 Konzentration [kg/m³] = 0
 Temperatur [°C] = x
 Pumpleistung [W] = 1
 Wirkungsgrad Pumpe [-] = 0.75
 Innendurchmesser [m] = x
 gew. Str. geschwindigkeit (für Iteration) [m/s] = 2
 Rauzigkeit [mm] = 0.007
 gew. Lambda (für Iteration) [-] = 0.1
 Rohrlänge für Pumpleistung [m] = 500
 Einzelwiderstände [Pa] = 0
 Rohrlänge für Wärmeübertragung [% von Lp] = 0.9
 Rohrwendtemperatur [°C] = 10

ERGEBNISSE (TURBULENTER BEREICH)
 Strömungsgeschwindigkeit [m/s] min = 0.1315 max = 0.16357
 Prandtl Zahl [-] min = 9.1784 max = 13.3915
 Re [-] min = 2300 max = 4710.5719
 Nu (Turbulent) [-] min = 18.2852 max = 39.4282
 Alpha (Turbulent) [W/m²K] min = 391.4902 max = 635.5910

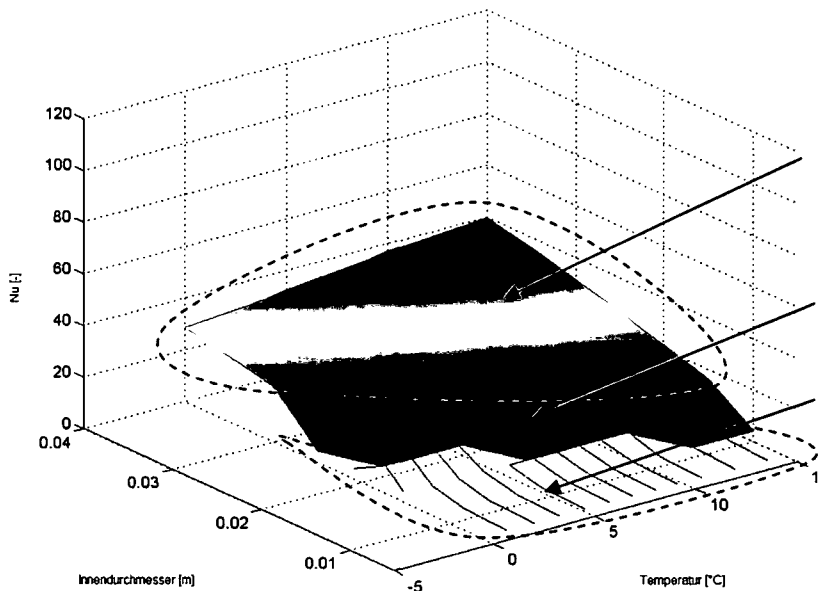
Nu (Turbulent) [-] max = 39.4282 bei:
 - Temperatur [°C] = 16
 - Innendurchmesser [m] = 0.04



(a) laminarer Bereich



(b) turbulenter Bereich



(c) laminarer und turbulenter Bereich

Turbulenter Bereich
 Übergangsbereich
 Laminarer Bereich

Abb. 39. Wärmeübertragung (Nusselt-Zahl) im laminaren (a), turbulenten (b) und gemeinsamen (c) Bereich beim Vergleichsmodell 1c.

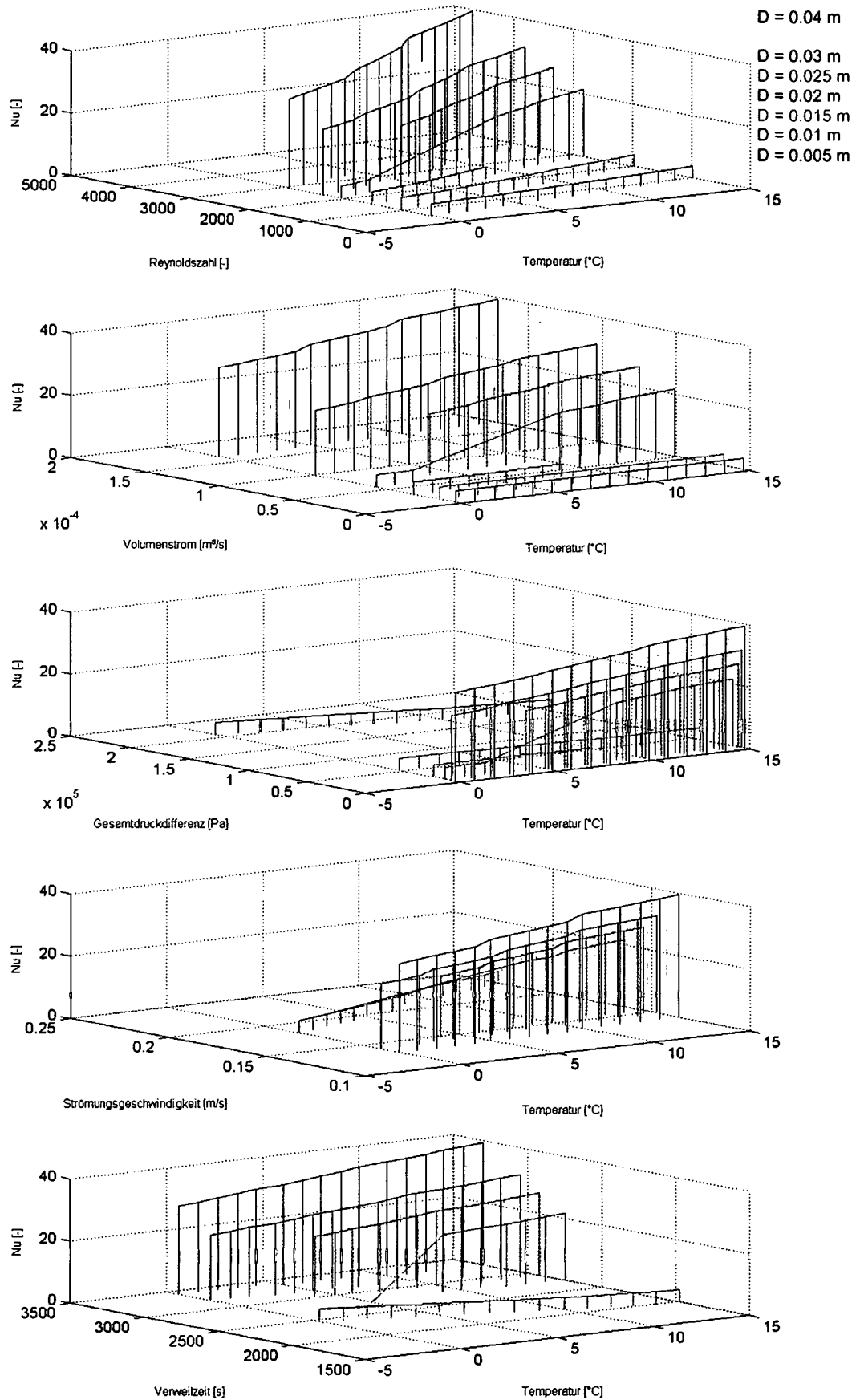


Abb. 40. Einfluss der Betriebstemperatur auf die Reynolds-Zahl, den Volumenstrom, die Gesamtdruckdifferenz, die Strömungsgeschwindigkeit und die Verweilzeit für unterschiedliche Innendurchmesser beim Vergleichmodell 1c.

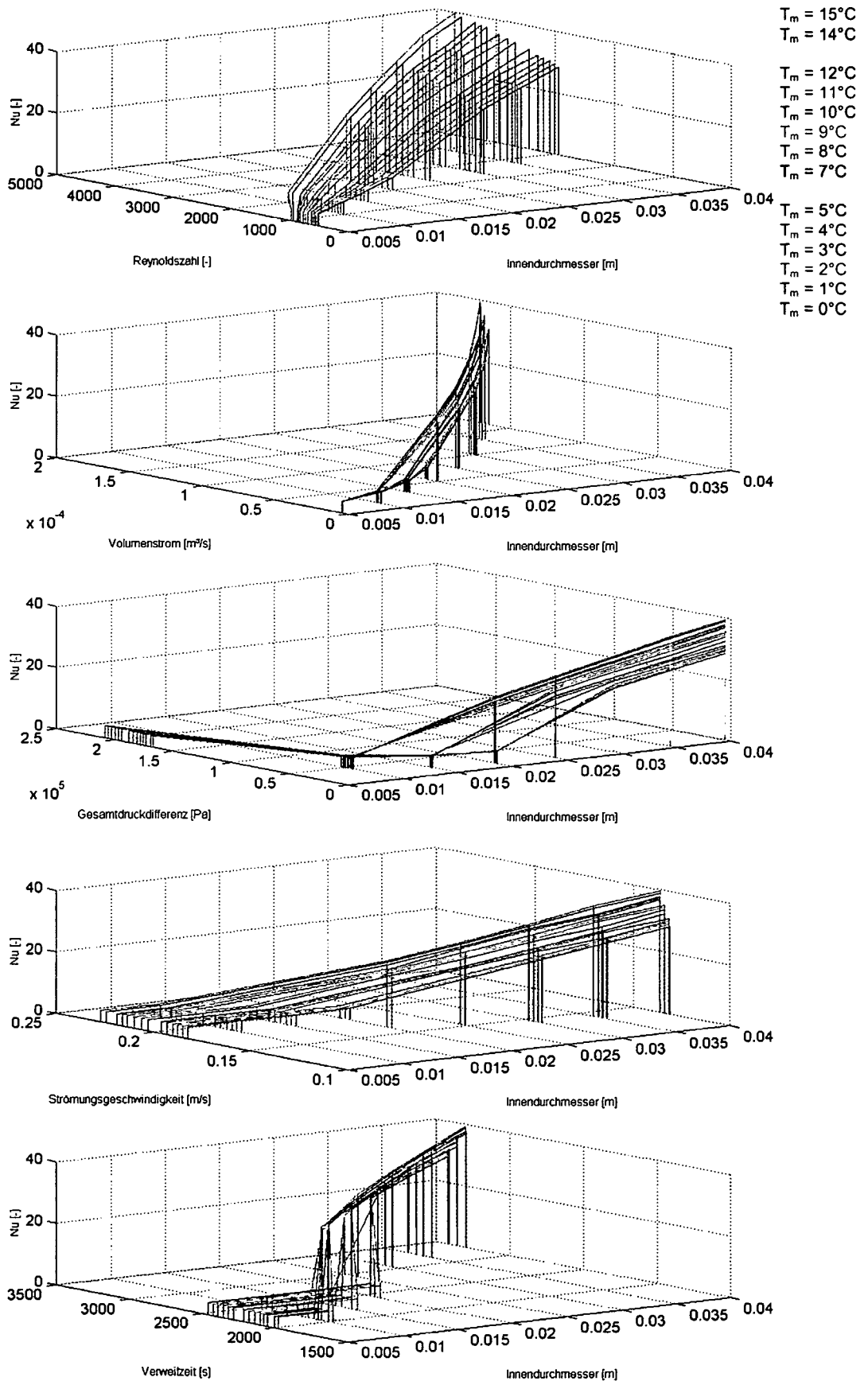


Abb. 41. Einfluss des Innendurchmessers auf die Reynolds-Zahl, den Volumenstrom, die Gesamtdruckdifferenz, die Strömungsgeschwindigkeit und die Verweilzeit für unterschiedliche Betriebstemperaturen beim Vergleichsmodell 1c.

Laminarer Bereich, Übergangsbereich, Turbulenter Bereich:

Obwohl beim Vergleichsmodell 1c die Pumpleistung nur mehr ein 20stel der Pumpleistung der vorangegangenen Modelle beträgt, kommt es dennoch nur zu einem verhältnismäßig kleinen laminaren Strömungsbereich. Je kleiner dabei die Betriebstemperatur und je größer der Rohrrinnendurchmesser sind, desto größer wird die Wärmeübertragung. Im laminaren Bereich ist diese zwar in der gleichen Größenordnung wie bei Verwendung eines Wasser-Glykol-Gemisches als Absorberflüssigkeit, jedoch sinken die Betriebskosten wesentlich durch den Einsatz leistungsschwächerer Pumpen.

Abb. 40 und Abb. 41 zeigen, wie sich die einzelnen Zwischenergebnisse durch die Verwendung von Wasser als Absorberflüssigkeit und einer leistungsschwachen Pumpe ändern. Vor allem der Volumenstrom und die Strömungsgeschwindigkeit sind im Vergleich zu den vorangegangenen Modellen wesentlich kleiner.

5.6.7 Vergleichsmodell 2

(Betriebstemperatur $T_m = 2^\circ\text{C}$ mit Variation der „Pumpleistung P “ und des „Rohrrinnendurchmessers D “)

Mit Hilfe des Vergleichsmodelles 2 soll der Einfluss der Pumpleistung auf das Gesamtsystem untersucht werden. Es unterscheidet sich vom Grundmodell insofern, indem die Betriebstemperatur konstant bei $T_m = 2^\circ\text{C}$ gehalten und die Pumpleistung im Bereich von $P = 10$ bis 190 W variiert wird.

Laminarere Bereich, Übergangsbereich, Turbulenter Bereich:

Abb. 42 ist zu entnehmen, dass sowohl im laminaren als auch im turbulenten Bereich die Wärmeübertragung mit steigender Pumpleistung und größerem Rohrdurchmesser erhöht wird. Durch die konstante Betriebstemperatur liegen über den gesamten Strömungsbereich dieselben Flüssigkeitseigenschaften vor: Die *Prandtl-Zahl* liegt konstant bei $Pr = 54,5$, womit der Verlauf der Wärmeübertragung nur auf „äußere“ Randbedingungen zurückzuführen ist.

Im laminaren Bereich liegt die Maximalstelle der *Nusselt-Zahl* bei einer Pumpleistung von $P = 10$ W. Dies ist dadurch begründet, dass bereits beim nächsten Berechnungsschritt ($P = 20$ W) die *Reynolds-Zahl* im numerisch kritischen Bereich von $Re = 2295$ bis $Re = 2305$ liegt und somit von der Berechnung ausgeklammert und nicht mehr dargestellt ist.

Bei kleinen Rohrdurchmessern liegen im gesamten betrachteten Bereich laminare Strömungsverhältnisse vor, wobei die *Nusselt-Zahl* nahezu konstant ist: Bei einem Durchmesser von $D = 0,01$ m und einer Pumpleistung von $P = 10$ W beträgt die *Nusselt-Zahl* $Nu = 3,87$. Durch eine Steigerung der Pumpleistung um das nahezu 20-fache auf $P = 190$ W, kann die *Nusselt-Zahl* nur gering auf $Nu = 3,95$ gesteigert werden. Das heißt, der Einsatz von leistungsfähigeren Pumpen macht in diesem Fall kaum Sinn.

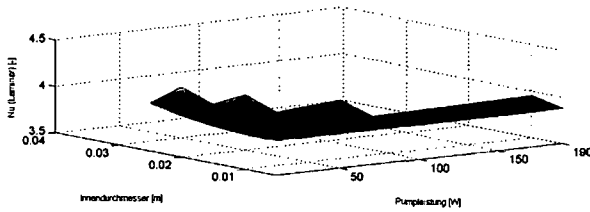
Bei größeren Rohrdurchmessern werden jedoch bei einer Erhöhung der Pumpleistung sehr rasch turbulente Strömungsbedingungen erreicht, wodurch auch die *Nusselt-Zahl* erheblich größer wird. So liegen beispielsweise bei einem Durchmesser von $D = 0,02$ m und einer Pumpleistung von $P = 50$ W noch laminare Strömungsverhältnisse vor und die *Nusselt-Zahl* beträgt $Nu = 4,09$. Bereits bei einer Verdoppelung der Pumpleistung auf $P = 100$ W werden turbulente Strömungsbedingungen erreicht und die *Nusselt-Zahl* erhöht sich um das 8-fache auf $Nu = 32,97$.

INGABEPARAMETER
 Konzentration [%w/w]: 28
 Temperatur [°C]: 2
 Pumpleistung [W]: x
 Wirkungsgrad Pumpe [%]: 0.75
 Innendurchmesser [m]: x
 gew. Str. geschwindigkeit (für Iteration) [m/s]: 2
 Rauheitskoeff. [m]: 0.007
 gew. Lärmbild. (für Iteration) [%]: 0.1
 Rohrlänge für Pumpleistung [m]: 500
 Einzellagerstände [Pa]: 0
 Rohrlänge für Wärmeübertragung [% von Lg]: 0.9
 Rohrwandtemperatur [°C]: 10

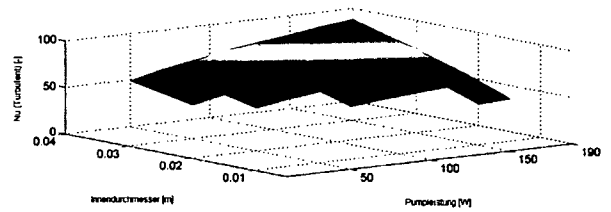
ERGEBNISSE (LAMINARER BEREICH)
 Strömungsgeschwindigkeit [m/s]: min = 0.30409 max = 1.3251
 Prandtl Zahl [-]: min = 54.4752 max = 54.4752
 Re [-]: min = 243.5096 max = 2300
 Nu (Laminar) [-]: min = 3.8902 max = 4.3226
 Alpha (Laminar) [W/(m²K)]: min = 49.7099 max = 355.9323
 Nu (Laminar) [-]: max = 4.3226 bei:
 - Pumpleistung [W] = 10
 - Innendurchmesser [m] = 0.04

INGABEPARAMETER
 Konzentration [%w/w]: 28
 Temperatur [°C]: 2
 Pumpleistung [W]: x
 Wirkungsgrad Pumpe [%]: 0.75
 Innendurchmesser [m]: x
 gew. Str. geschwindigkeit (für Iteration) [m/s]: 2
 Rauheitskoeff. [m]: 0.007
 gew. Lärmbild. (für Iteration) [%]: 0.1
 Rohrlänge für Pumpleistung [m]: 500
 Einzellagerstände [Pa]: 0
 Rohrlänge für Wärmeübertragung [% von Lg]: 0.9
 Rohrwandtemperatur [°C]: 10

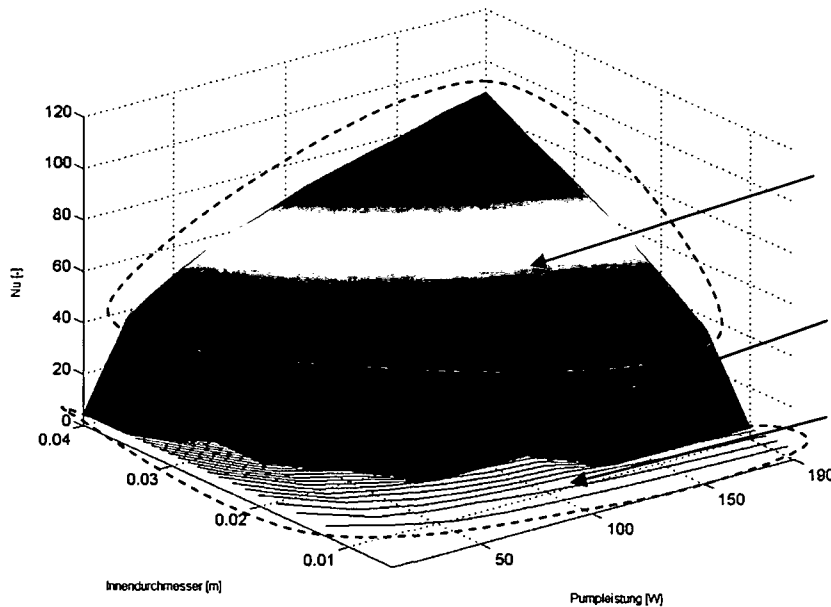
ERGEBNISSE (TURBULENTER BEREICH)
 Strömungsgeschwindigkeit [m/s]: min = 0.39773 max = 1.0058
 Prandtl Zahl [-]: min = 54.4752 max = 54.4752
 Re [-]: min = 2300 max = 5642.9487
 Nu (Turbulent) [-]: min = 32.9021 max = 87.3991
 Alpha (Turbulent) [W/(m²K)]: min = 434.3175 max = 1095.9638
 Nu (Turbulent) [-]: max = 87.3991 bei:
 - Pumpleistung [W] = 100
 - Innendurchmesser [m] = 0.04



(a) laminarer Bereich



(b) turbulenter Bereich



(c) laminarer und turbulenter Bereich

Turbulenter Bereich

Übergangsbereich

Laminarer Bereich

Abb. 42. Wärmeübertragung (*Nusselt*) im laminaren (a), turbulenten (b) und gemeinsamen (c) Bereich beim Vergleichsmodell 2.

Einfluss der Pumpleistung und des Rohrinnehdurchmessers auf die Zwischenergebnisse (Abb. 43 und Abb. 44):

- Eine Erhöhung der Pumpleistung resultiert in einer Zunahme der *Reynolds*-Zahl, wobei im unteren Leistungsbereich die *Reynolds*-Zahl stärker zunimmt als im oberen Leistungsbereich. Wie auch schon beim Grundmodell beschrieben, führt eine Vergrößerung des Rohrinnehdurchmessers ebenfalls zu größeren *Reynolds*-Zahlen.
- Für den Volumenstrom gilt grundsätzlich das gleiche wie für die *Reynolds*-Zahl. Bei gleicher Pumpleistung ist der Volumenstrom umso größer, je größer der Rohrdurchmesser ist, wobei der Rohrdurchmesser bei größerer Pumpleistung einen stärkeren Einfluss hat als bei kleiner Pumpleistung. Je größer der Rohrdurchmesser ist, desto mehr führt eine gesteigerte Pumpleistung zu einem größeren Volumenstrom.
- Je kleiner die Pumpleistung ist, desto kleiner ist die zu überwindende Gesamtdruckdifferenz. Diese ist bei sehr kleinen Rohrdurchmessern ($D = 0,005 \text{ m}$) überproportional groß. Im laminaren Bereich errechnet sich der Reibungswiderstand des Rohres zu:

$$R_R = \frac{64 \cdot \nu}{u_m \cdot D} \cdot \frac{L_p}{D} \cdot \frac{u_m^2 \cdot \rho}{2} = \frac{64 \cdot \nu}{D^2} \cdot \frac{L_p \cdot u_m \cdot \rho}{2} \quad (\text{vgl. Gl. 82})$$

Dieser Gleichung ist zu entnehmen, dass bei konstanten Strömungsparametern der Flüssigkeit (kinematische Viskosität und Dichte) der Reibungswiderstand des Rohres nur vom Rohrdurchmesser und der Strömungsgeschwindigkeit abhängig ist, wobei dem Rohrdurchmesser ein größerer Einfluss zukommt (Quadrat).

- Bei gleicher Pumpenleistung resultiert eine größere Gesamtdruckdifferenz in einen kleineren Volumenstrom.
- Eine Steigerung der Pumpleistung führt zu einer höheren Strömungsgeschwindigkeit. Im laminaren Bereich ist diese wiederum unabhängig vom Rohrdurchmesser, wohingegen im turbulenten Bereich die Strömungsgeschwindigkeit mit größer werdendem Rohrdurchmesser sinkt.
- Je größer die Pumpleistung gewählt wird, desto kürzer ist die Verweilzeit der Absorberflüssigkeit im Erdreich.

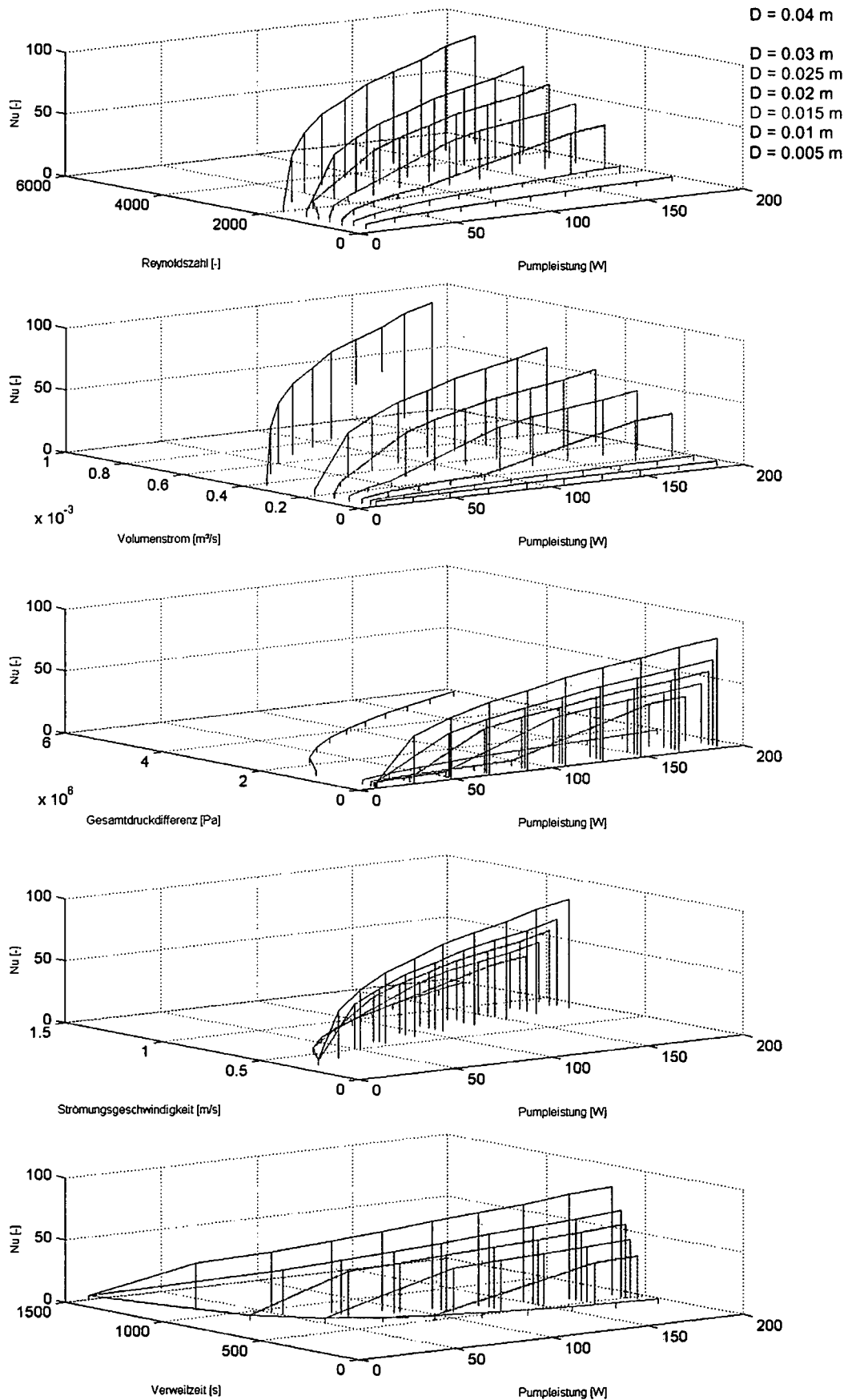


Abb. 43. Einfluss der Pumpleistung auf die Reynolds-Zahl, den Volumenstrom, die Gesamtdruckdifferenz, die Strömungsgeschwindigkeit und die Verweilzeit für unterschiedliche Innendurchmesser beim Vergleichsmodell 2.

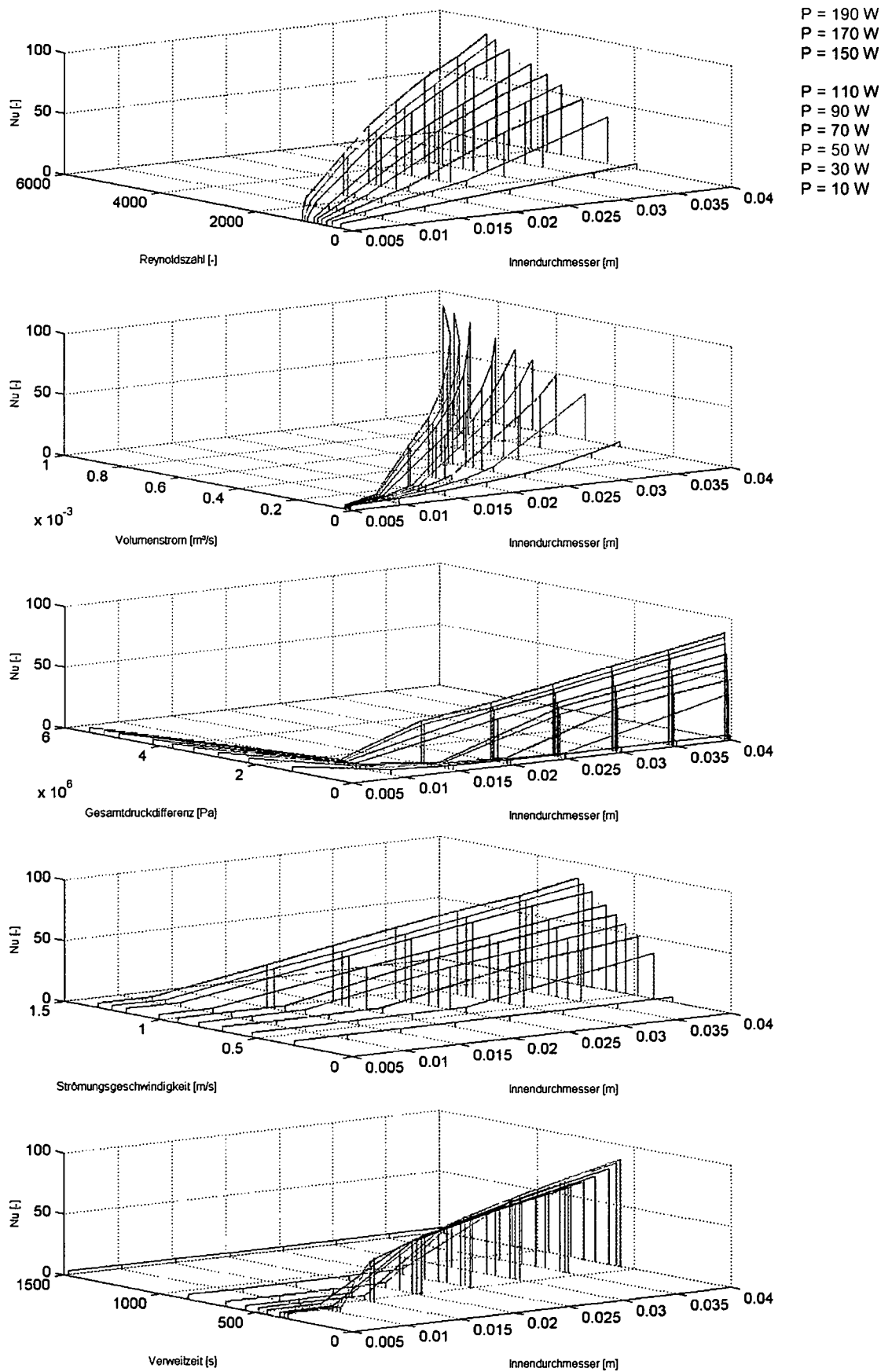


Abb. 44. Einfluss des Innendurchmessers auf die Reynolds-Zahl, den Volumenstrom, die Gesamtdruckdifferenz, die Strömungsgeschwindigkeit und die Verweilzeit für unterschiedliche Pumpleistungen beim Vergleichsmodell 2.

5.6.8 Vergleichsmodell 3

(Betriebstemperatur $T_m = 2^\circ\text{C}$ mit Variation der „Rohrlänge für Pumpleistung L_P “ und des „Rohrinnendurchmessers D “)

Beim Vergleichsmodell 3 wird im Gegensatz zum Grundmodell anstelle der Betriebstemperatur nun die Rohrlänge im Bereich von $L_P = 100$ bis 1000 m variiert, wobei die Betriebstemperatur konstant bei $T_m = 2^\circ\text{C}$ gehalten wird. Damit soll der Einfluss unterschiedlicher Rohrlängen (für Pumpleistung und Wärmeübertragung) untersucht werden.

Laminarer Bereich, Übergangsbereich, Turbulenter Bereich:

Abb. 45 zeigt, dass die Rohrlänge einen wesentlichen Einfluss auf die Wärmeübertragung hat. Je kürzer die Rohrlänge ist, desto größer ist die *Nusselt*-Zahl. Dies ist vor allem dadurch begründet, dass es unter der Voraussetzung einer konstanten Pumpleistung bei kürzeren Rohrlängen zu turbulenten Strömungsbedingungen kommt und dadurch die *Nusselt*-Zahl ansteigt.

Der „zackige“ Verlauf in Abb. 45a und Abb. 45b beim Übergang vom laminaren zum turbulenten Bereich ist auf die einzelnen Berechnungsschritte zurückzuführen. Der Innendurchmesser wurde in Schritten von $0,005$ m und die Rohrlänge in Schritten von 100 m variiert. Dadurch ergibt sich auch in Abb. 45a der lokale Hochpunkt bei $D = 0,02$ m und $L_P = 200$ m.

Einfluss der Rohrlänge und des Rohrinnendurchmessers auf die Zwischenergebnisse (Abb. 46 und Abb. 47):

- Bei der Berechnung der Strömungsverhältnisse hat die Rohrlänge lediglich Einfluss auf den resultierenden Reibungswiderstand des Rohres (vgl. Gleichung 82). Demzufolge beeinflusst die Rohrlänge jene Parameter, die vom Reibungswiderstand abhängig sind.
- Je größer die Rohrlänge ist, desto größer wird die Gesamtdruckdifferenz. Bei konstanter Pumpenleistung führt eine größere Gesamtdruckdifferenz zu einer kleineren Strömungsgeschwindigkeit und damit auch zu einer kleineren *Reynolds*-Zahl. Diese ist somit umso kleiner, je größer die Rohrlänge ist.
- Die Verweilzeit wird von der Rohrlänge nur indirekt über die Strömungsgeschwindigkeit beeinflusst. Je größer die Rohrlänge ist, desto länger ist auch die Verweilzeit.
- Anhand der Verweilzeit ist klar ersichtlich, dass die turbulenten Strömungsbereiche mit kleiner werdender Rohrlänge zunehmen und dadurch die Wärmeübertragung gesteigert wird. Diesbezüglich wird nochmals darauf hingewiesen, dass die *Nusselt*-Zahl nur die Wärmeübertragung bezogen auf einen Rohrabschnitt beschreibt und nichts mit der gesamten entziehbaren Wärmemenge zu tun hat.

INGABEPARAMETER
 Konzentration [Wtfr:] = 28
 Temperatur [°C] = 2
 Pumpleistung [W] = 20
 Wirkungsgrad Pumpe [η_p] = 0.75
 Innendurchmesser [m] = 0.04
 gew. Str. geschwindigkeit (für Iteration) [m/s] = 2
 Rauigkeit [mm] = 0.007
 gew. Lambda (für Iteration) [λ] = 0.1
 Rohrlänge für Pumpleistung [m] = ∞
 Einzelwertstände [Pa] = 0
 Rohrlänge für Wärmeübertragung (% von L_p) = 0.0
 Rohrwandtemperatur [°C] = 10

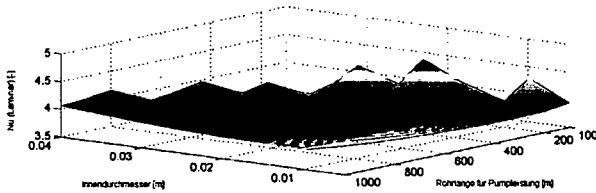
ERGEBNISSE (LAMINARER BEREICH)
 Strömungsgeschwindigkeit [m/s] min = 0.30409 max = 0.06132
 Prandtl Zahl [Pr] min = 54.4752 max = 54.4752
 Re [Re] min = 243.5098 max = 2300
 Nu (Laminar) [Nu] min = 3.8201 max = 4.5266
 Alpha (Laminar) [W/(m²K)] min = 48.6570 max = 382.1737

Nu (Laminar) [λ] max = 4.8268 bei:
 - Innendurchmesser [m] = 0.02
 - Rohrlänge für Pumpleistung [m] = 200

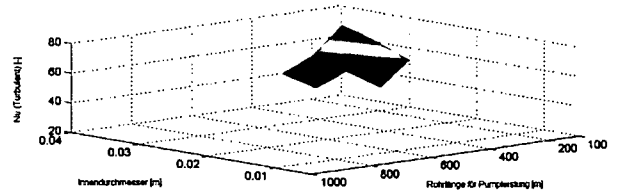
INGABEPARAMETER
 Konzentration [Wtfr:] = 28
 Temperatur [°C] = 2
 Pumpleistung [W] = 20
 Wirkungsgrad Pumpe [η_p] = 0.75
 Innendurchmesser [m] = 0.04
 gew. Str. geschwindigkeit (für Iteration) [m/s] = 2
 Rauigkeit [mm] = 0.007
 gew. Lambda (für Iteration) [λ] = 0.1
 Rohrlänge für Pumpleistung [m] = ∞
 Einzelwertstände [Pa] = 0
 Rohrlänge für Wärmeübertragung (% von L_p) = 0.0
 Rohrwandtemperatur [°C] = 10

ERGEBNISSE (TURBULENTER BEREICH)
 Strömungsgeschwindigkeit [m/s] min = 0.36020 max = 0.73773
 Prandtl Zahl [Pr] min = 54.4752 max = 54.4752
 Re [Re] min = 2300 max = 9630.7622
 Nu (Turbulent) [Nu] min = 33.7052 max = 60.3544
 Alpha (Turbulent) [W/(m²K)] min = 387.81 max = 788.7591

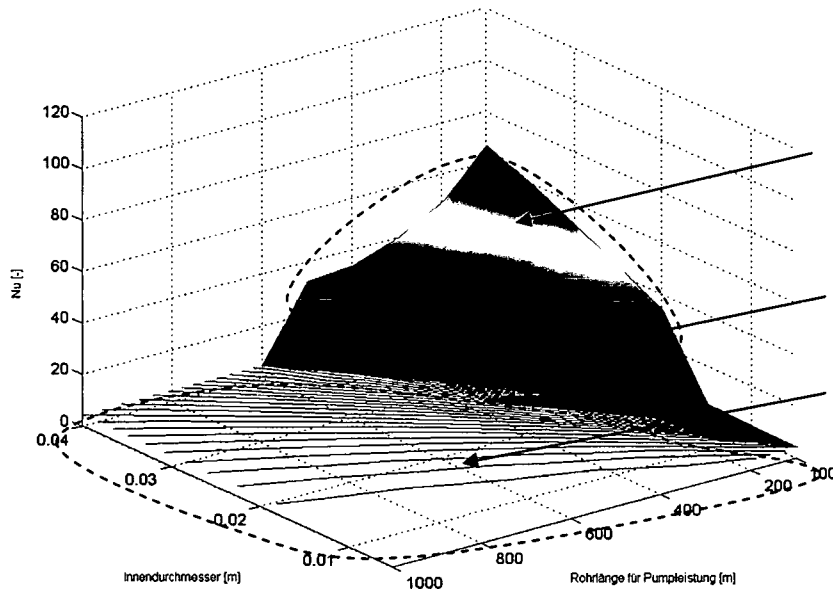
Nu (Turbulent) [λ] max = 88.2644 bei:
 - Innendurchmesser [m] = 0.04
 - Rohrlänge für Pumpleistung [m] = 100



(a) laminarer Bereich



(b) turbulenter Bereich



(c) laminarer und turbulenter Bereich

Turbulenter Bereich

Übergangsbereich

Laminarer Bereich

Abb. 45. Wärmeübertragung (Nusselt-Zahl) im laminaren (a), turbulenten (b) und gemeinsamen (c) Bereich beim Vergleichsmodell 3.

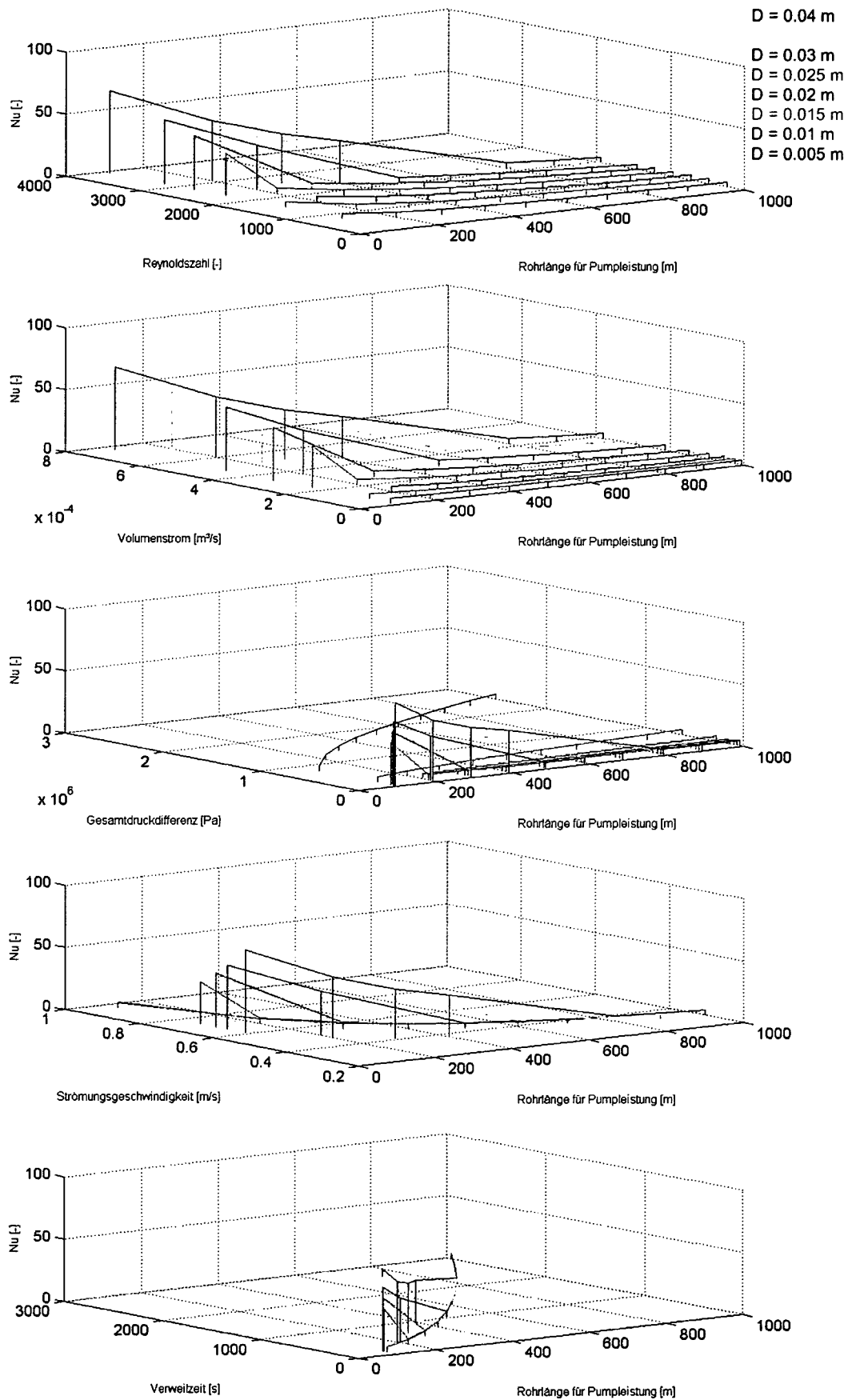


Abb. 46. Einfluss der Rohrlänge auf die Reynolds-Zahl, den Volumenstrom, die Gesamtdruckdifferenz, die Strömungsgeschwindigkeit und die Verweilzeit für unterschiedliche Innendurchmesser beim Vergleichsmodell 3.

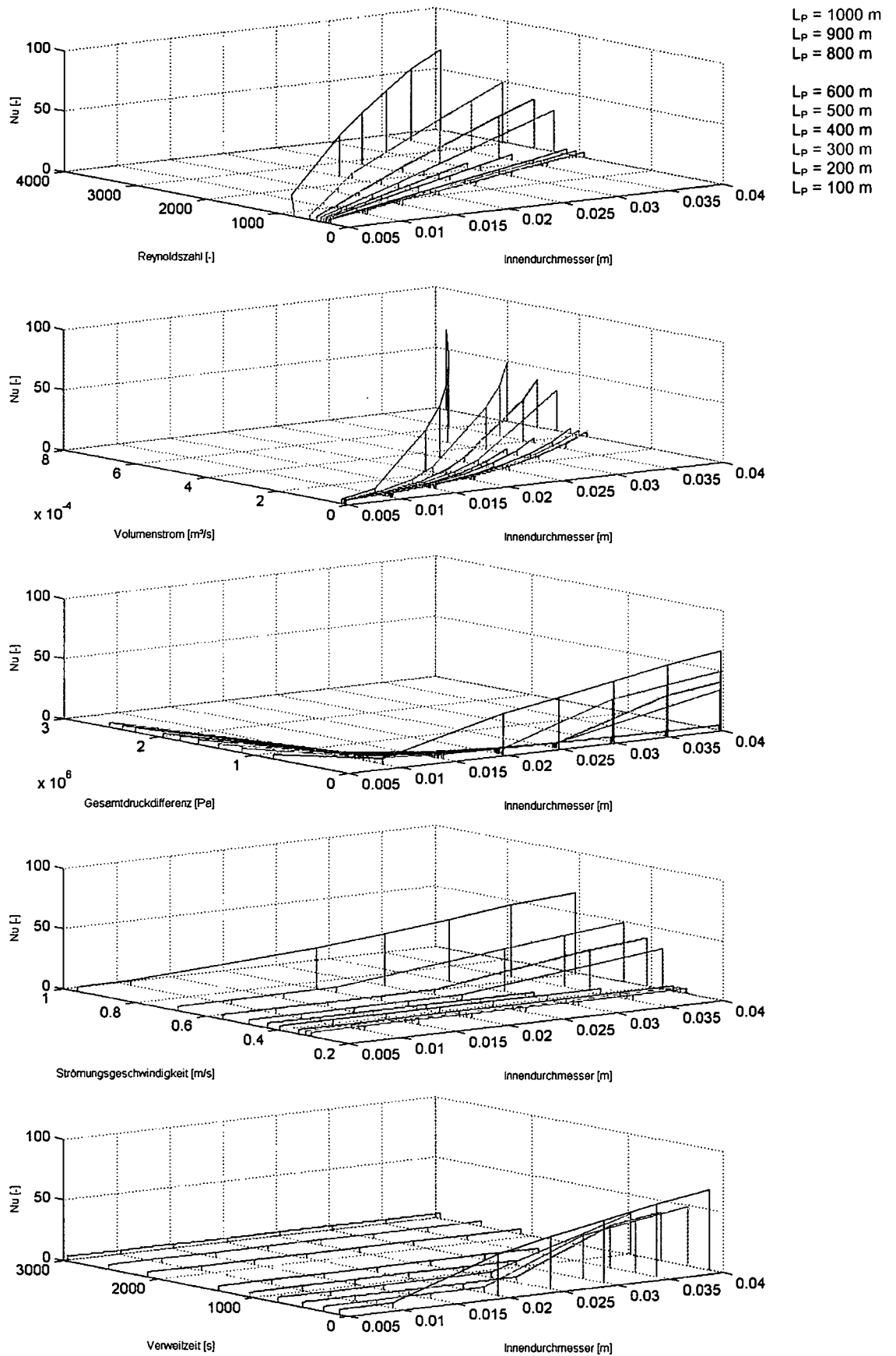


Abb. 47. Einfluss des Innendurchmessers auf die Reynolds-Zahl, den Volumenstrom, die Gesamtdruckdifferenz, die Strömungsgeschwindigkeit und die Verweilzeit für unterschiedliche Rohrlängen beim Vergleichmodell 3.

5.6.9 Vergleichsmodell 4

(Betriebstemperatur $T_m = 2^\circ\text{C}$ und Rohrrinnendurchmesser $D = 0,02\text{ m}$ mit Variation der „Pumpleistung P “ und der „Rohrlänge für Pumpleistung L_P “)

Im Gegensatz zum Grundmodell wird beim Vergleichsmodell 4 die Betriebstemperatur konstant mit $T_m = 2^\circ\text{C}$ und der Rohrrinnendurchmesser mit $D = 0,02\text{ m}$ gewählt und dabei die Pumpleistung und die Rohrlänge im Bereich von $P = 10$ bis 190 W bzw. von $L_P = 100$ bis 1000 m variiert. Das Vergleichsmodell 4 stellt somit eine Verknüpfung von Vergleichsmodell 2 und 3 bei einem fixen Rohrrinnendurchmesser dar.

ENGABEPARAMETER
 Konzentration [kg/m³] = 28
 Temperatur [°C] = 2
 Pumpleistung [W] = x
 Wirkungsgrad Pumpe [%] = 0.75
 Innendurchmesser [m] = 0.02
 gew. Str. geschwindigkeit (für Iteration) [m/s] = 2
 Rauigkeit [mm] = 0.007
 gew. Lambda (für Iteration) [%] = 0.1
 Rohrlänge für Pumpleistung [m] = x
 Einzelwiderstände [%] = 0
 Rohrlänge für Wärmeabtragung [% von L_P] = 0.9
 Rohrwandtemperatur [°C] = 10

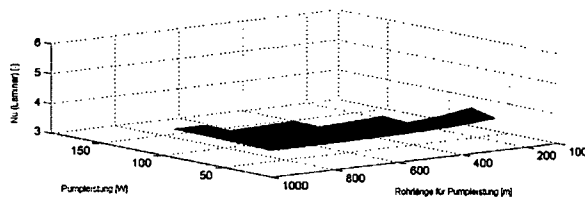
ERGEBNISSE (LAMINARER BEREICH)
 Strömungsgeschwindigkeit [m/s] min = 0.21501 max = 0.71295
 Prandtl Zahl [-] min = 54.4752 max = 54.4752
 Re [-] min = 688.7821 max = 2300
 Nu (Laminar) [-] min = 3.8745 max = 5.1706
 Alpha (Laminar) [W/m²K] min = 69.1128 max = 118.9238

Nu (Laminar) [-] max = 6.1706 bei:
 - Pumpleistung [W] = 10
 - Rohrlänge für Pumpleistung [m] = 100

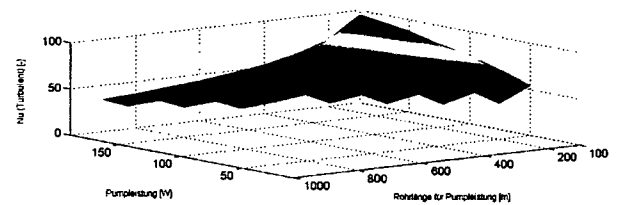
ENGABEPARAMETER
 Konzentration [kg/m³] = 28
 Temperatur [°C] = 2
 Pumpleistung [W] = x
 Wirkungsgrad Pumpe [%] = 0.75
 Innendurchmesser [m] = 0.02
 gew. Str. geschwindigkeit (für Iteration) [m/s] = 2
 Rauigkeit [mm] = 0.007
 gew. Lambda (für Iteration) [%] = 0.1
 Rohrlänge für Pumpleistung [m] = x
 Einzelwiderstände [%] = 0
 Rohrlänge für Wärmeabtragung [% von L_P] = 0.9
 Rohrwandtemperatur [°C] = 10

ERGEBNISSE (TURBULENTER BEREICH)
 Strömungsgeschwindigkeit [m/s] min = 0.71974 max = 1.8965
 Prandtl Zahl [-] min = 54.4752 max = 54.4752
 Re [-] min = 2300 max = 5432.3718
 Nu (Turbulenz) [-] min = 32.4008 max = 94.7882
 Alpha (Turbulenz) [W/m²K] min = 745.2192 max = 2180.3592

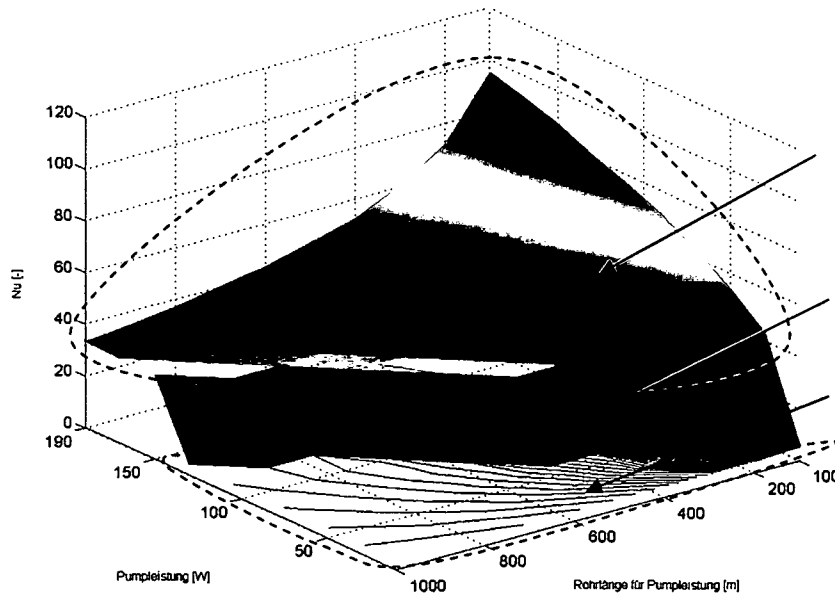
Nu (Turbulenz) [-] max = 94.7882 bei:
 - Pumpleistung [W] = 190
 - Rohrlänge für Pumpleistung [m] = 100



(a) laminarer Bereich



(b) turbulenter Bereich



(c) laminarer und turbulenter Bereich

Turbulenter Bereich
 Übergangsbereich
 Laminarer Bereich

Abb. 48. Wärmeübertragung (Nusselt-Zahl) im laminaren (a), turbulenten (b) und gemeinsamen (c) Bereich beim Vergleichsmodell 4.

Laminarer Bereich, Übergangsbereich, Turbulenter Bereich:

Abb. 48 zeigt, dass bei geringer Pumpleistung und großen Rohrlängen laminare Strömungsverhältnisse dominieren. Die Wärmeübertragung ist im turbulenten Bereich wiederum um ein Vielfaches höher als im laminaren Bereich. In Abb. 48b und Abb. 48c ist zu erkennen, dass die den turbulenten Bereich beschreibende Fläche doppelt gekrümmt ist. Bei hohen Pumpleistungen kommt es nur bei kurzen Rohrlängen zu einem wesentlichen Anstieg der *Nusselt-Zahl*, wie auch die nachfolgende Tabelle veranschaulicht.

	$P=190\text{ W}$ $L_P=1000\text{ m}$	$\rightarrow = \rightarrow$ $\rightarrow -450 \rightarrow$	$P=190\text{ W}$ $L_P=550\text{ m}$	$\rightarrow = \rightarrow$ $\rightarrow -450 \rightarrow$	$P=190\text{ W}$ $L_P=100\text{ m}$
Prandtl-Zahl Pr [-]	54	$\rightarrow = \rightarrow$	54	$\rightarrow = \rightarrow$	54
Reynolds-Zahl Re [-]	2300	$\rightarrow +536 \rightarrow$	2836	$\rightarrow +2499 \rightarrow$	5335
Gesamtdruckdifferenz R_{ges} [Pa]	639.745	$\rightarrow -127.017 \rightarrow$	512.728	$\rightarrow -240.216 \rightarrow$	272513
Volumenstrom \dot{V} [l/s]	0,224	$\rightarrow \cong \rightarrow$	0,278	$\rightarrow +0,25 \rightarrow$	0,523
Strömungsgeschw. u_m [m/s]	0,71	$\rightarrow +0,17 \rightarrow$	0,88	$\rightarrow -0,22 \rightarrow$	0,66
Verweilzeit Z [s]	1269	$\rightarrow -710 \rightarrow$	559	$\rightarrow -505 \rightarrow$	54
Nusselt-Zahl korrigiert Nu_{korr} [-]	32,40	$\rightarrow +11,46 \rightarrow$	43,86	$\rightarrow +50,93 \rightarrow$	94,79

Tab. 7. Berechnungsergebnisse von drei ausgewählten Punkten im turbulenten Bereich. Eine Reduktion der Rohrlänge führt vor allem bei kleinen Rohrlängen zu einem rapiden Anstieg der Nusselt-Zahl.

Einfluss der Pumpleistung und der Rohrlänge auf die Zwischenergebnisse (Abb. 49 und Abb. 50):

Die Einflüsse der Pumpleistung und der Rohrlänge sind bereits bei den vorangegangenen Vergleichsmodellen diskutiert worden. Der Vollständigkeit wegen sind in Abb. 49 und Abb. 50 dennoch die Zwischenergebnisse für das Vergleichsmodell 4 dargestellt.

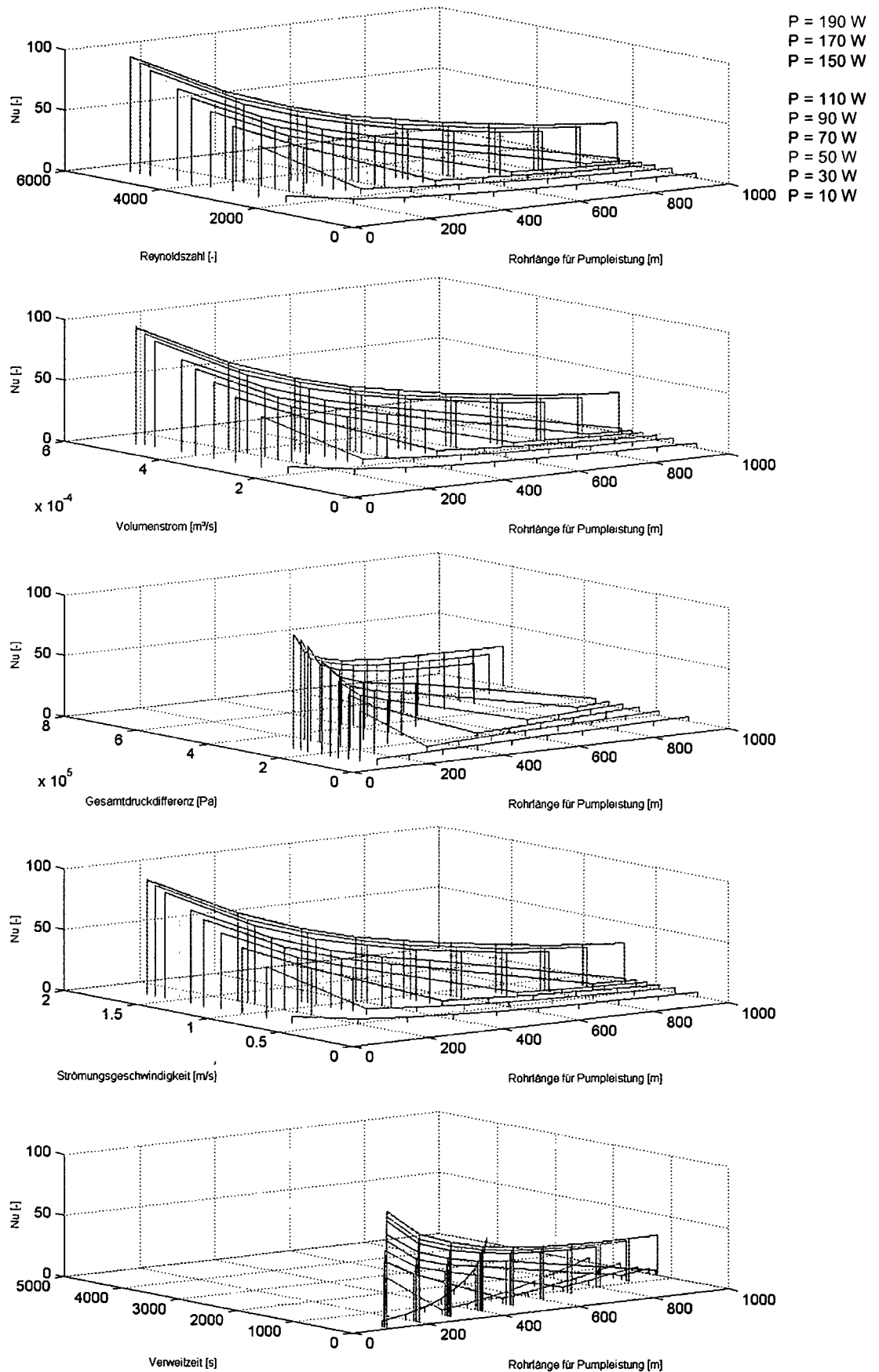


Abb. 49. Einfluss der Rohrlänge auf die Reynolds-Zahl, den Volumenstrom, die Gesamtdruckdifferenz, die Strömungsgeschwindigkeit und die Verweilzeit für unterschiedliche Pumpleistungen beim Vergleichsmodell 4.

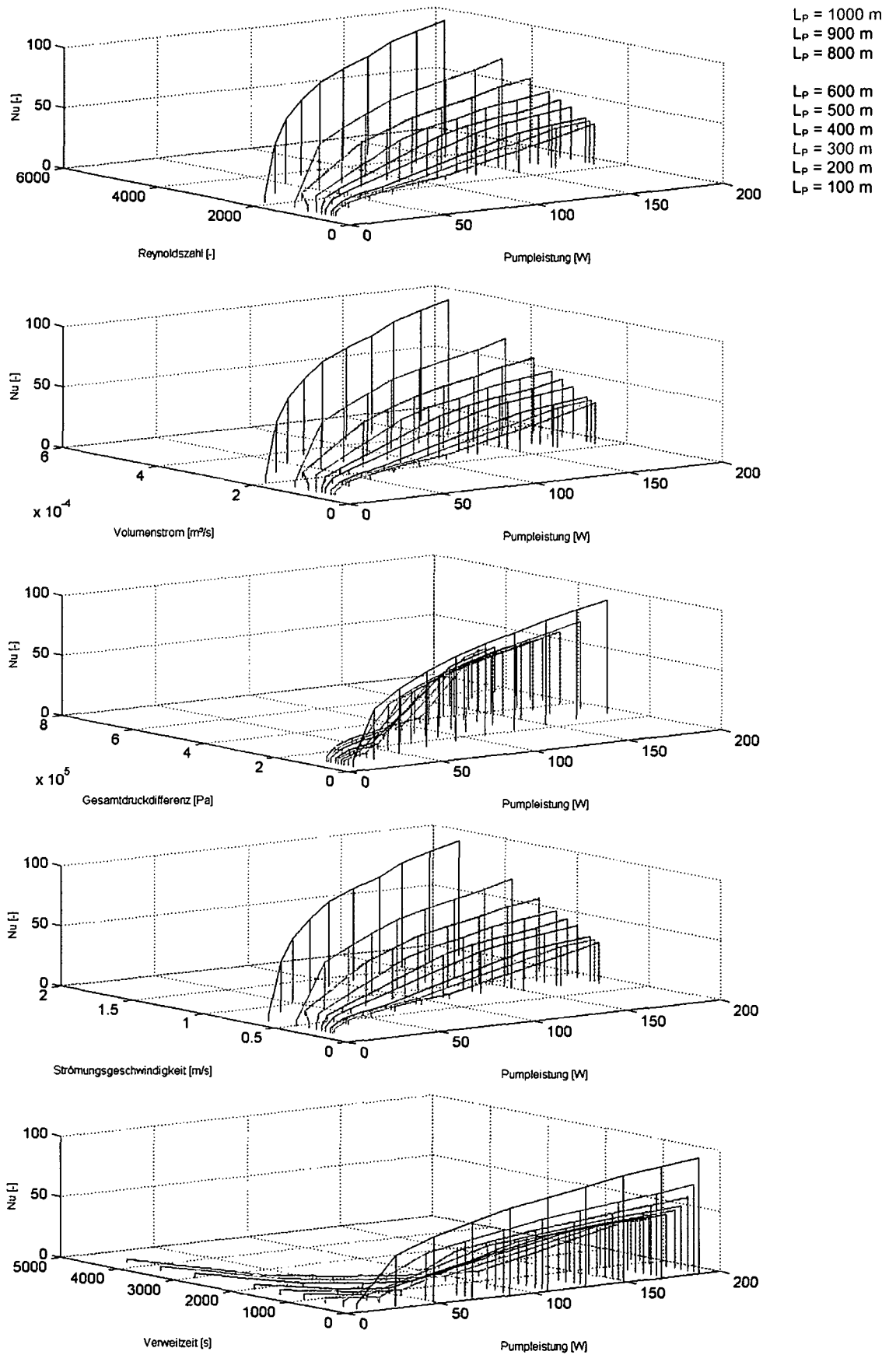


Abb. 50. Einfluss der Pumpleistung auf die Reynolds-Zahl, den Volumenstrom, die Gesamtdruckdifferenz, die Strömungsgeschwindigkeit und die Verweilzeit für unterschiedliche Rohrlängen beim Vergleichsmodell 4.

5.6.10 Vergleichsmodell 5

(Betriebstemperatur $T_m = 2^\circ\text{C}$, Konzertation $Konz = 35\% \text{v/v}$ mit Variation der „Rohrwandtemperatur T_W “ und des „Rohrinnendurchmessers D “)

Mit Hilfe des Vergleichsmodelles 5 soll der Einfluss der Rohrwandtemperatur und damit der Erdreichtemperatur auf das Gesamtsystem untersucht werden. Dazu wird im Vergleich zum Grundmodell die Betriebstemperatur konstant mit $T_m = 2^\circ\text{C}$ und die Konzentration mit $Konz = 35\% \text{v/v}$ angenommen sowie die Rohrwandtemperatur von $T_W = -5$ bis $+20^\circ\text{C}$ variiert.

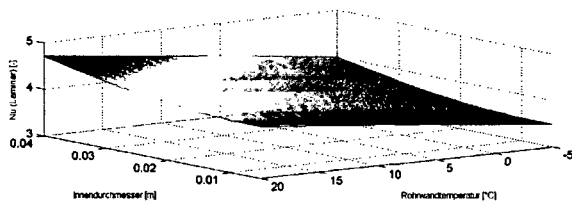
ENGABEPARAMETER
 Konzentration [%v/v]: 35
 Temperatur [°C]: 2
 Pumpleistung [W]: 20
 Wirkungsgrad Pumpe [-]: 0.75
 Innendurchmesser [m]: x
 gew. Str. geschwindigkeit (für Iteration) [m/s]: 2
 Rauhgkeit [mm]: 0.007
 gew. Lambda (für Iteration) [-]: 0.1
 Rohrlänge für Pumpleistung [m]: 500
 Einzelwiderstände [Pa]: 0
 Rohrlänge für Wärmeübertragung [% von L_0]: 0.9
 Rohrwandtemperatur [°C]: x

ERGEBNISSE (LAMINARER BEREICH)
 Strömungsgeschwindigkeit [m/s]: min = 0.36257 max = 0.36257
 Prandtl-Zahl [-]: min = 78.7329 max = 78.7329
 Re [-]: min = 205.0387 max = 1654.2929
 Nu (Laminar) [-]: min = 3.47199 max = 4.7184
 Alpha (Laminar) [W/(m²K)]: min = 43.5543 max = 355.8027

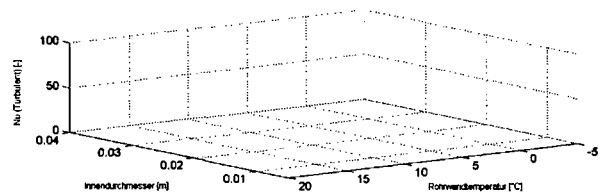
Nu (Laminar) [-]: max = 4.7184 bei:
 - Innendurchmesser [m] = 0.04
 - Rohrwandtemperatur [°C] = 20

ENGABEPARAMETER
 Konzentration [%v/v]: 35
 Temperatur [°C]: 2
 Pumpleistung [W]: 20
 Wirkungsgrad Pumpe [-]: 0.75
 Innendurchmesser [m]: x
 gew. Str. geschwindigkeit (für Iteration) [m/s]: 2
 Rauhgkeit [mm]: 0.007
 gew. Lambda (für Iteration) [-]: 0.1
 Rohrlänge für Pumpleistung [m]: 500
 Einzelwiderstände [Pa]: 0
 Rohrlänge für Wärmeübertragung [% von L_0]: 0.9
 Rohrwandtemperatur [°C]: x

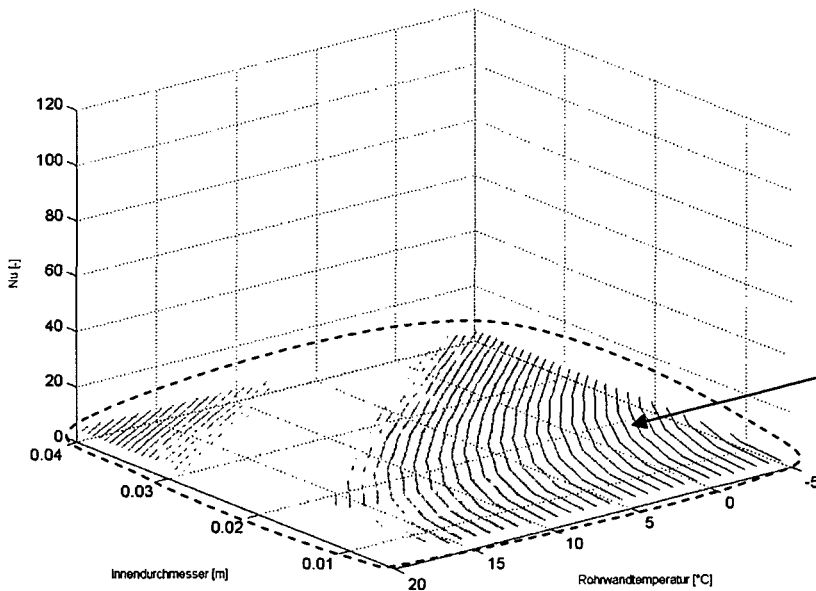
ERGEBNISSE (TURBULENTER BEREICH)
 Strömungsgeschwindigkeit [m/s]: min = 9999 max = 9999
 Prandtl-Zahl [-]: min = 9999 max = 9999
 Re [-]: min = 9999 max = 9999
 Nu (Laminar) [-]: min = 9999 max = 9999
 Alpha (Laminar) [W/(m²K)]: min = 9999 max = 9999



(a) laminarer Bereich



(b) turbulenter Bereich



(c) laminarer und turbulenter Bereich

Laminarer Bereich

Abb. 51. Wärmeübertragung (Nusselt-Zahl) im laminaren (a), turbulenten (b) und gemeinsamen (c) Bereich beim Vergleichsmodell 5.

Laminarer Bereich, Übergangsbereich, Turbulenter Bereich:

Die Berechnungen haben ergeben, dass bei den gewählten Randbedingungen im gesamten Bereich nur laminare Strömungsbedingungen vorliegen. Die *Nusselt*-Zahl ist umso höher, je größer der Rohrinnendurchmesser und je höher die Rohrwandtemperatur ist, wobei es mit

steigender Rohrwandtemperatur zu einem nahezu linearen Anstieg der *Nusselt*-Zahl kommt. Die größte Wärmeübertragung findet bei einem Innendurchmesser von $D = 0,04$ m und einer Rohrwandtemperatur von $T_W = 20^\circ\text{C}$ statt.

Einfluss der Rohrwandtemperatur und des Rohrinneendurchmessers auf die Zwischenergebnisse (Abb. 52 und Abb. 53):

- Den einzelnen Graphiken ist zu entnehmen, dass die Rohrwandtemperatur keines der dargestellten Zwischenergebnisse beeinflusst. Für die Berechnung der Strömungs- und Wärmeübertragungsverhältnisse ist zunächst nur die Betriebstemperatur maßgebend, die das Gesamtsystem über die Flüssigkeitseigenschaften beeinflusst. Erst im letzten Berechnungsschritt, bei der Korrektur der errechneten *Nusselt*-Zahl, wird die Rohrwandtemperatur berücksichtigt, indem das Verhältnis der dynamischen Viskositäten bei der Betriebstemperatur und der Rohrwandtemperatur gebildet wird (vgl. Gleichung 93). Die folgende Tabelle zeigt, wie sich die *Nusselt*-Zahlen aufgrund dieser Korrektur ändern.

	$D=0,02$ m $T_W=-5^\circ\text{C}$	$\rightarrow = \rightarrow$ $\rightarrow +7,5 \rightarrow$	$D=0,02$ m $T_W=12,5^\circ\text{C}$	$\rightarrow = \rightarrow$ $\rightarrow +7,5 \rightarrow$	$D=0,02$ m $T_W=20^\circ\text{C}$
Dyn. Viskosität η bei T_m [kg/(m.s)]	0,009	$\rightarrow = \rightarrow$	0,009	$\rightarrow = \rightarrow$	0,009
Dyn. Viskosität η bei T_W [kg/(m.s)]	0,013	$\rightarrow -0,007 \rightarrow$	0,006	$\rightarrow -0,002 \rightarrow$	0,004
<i>Nusselt</i> -Zahl gem. Gl. (89) $Nu_{m,i,T}$ [-]	3,77	$\rightarrow = \rightarrow$	3,77	$\rightarrow = \rightarrow$	3,77
<i>Nusselt</i> -Zahl korrigiert Nu_{korr} [-]	3,57	$\rightarrow +0,47 \rightarrow$	4,04	$\rightarrow +0,17 \rightarrow$	4,21

Tab. 8. Berechnungsergebnisse von drei ausgewählten Punkten. Ein Anstieg der Rohrwandtemperatur wird durch die Korrektur der *Nusselt*-Zahl berücksichtigt.

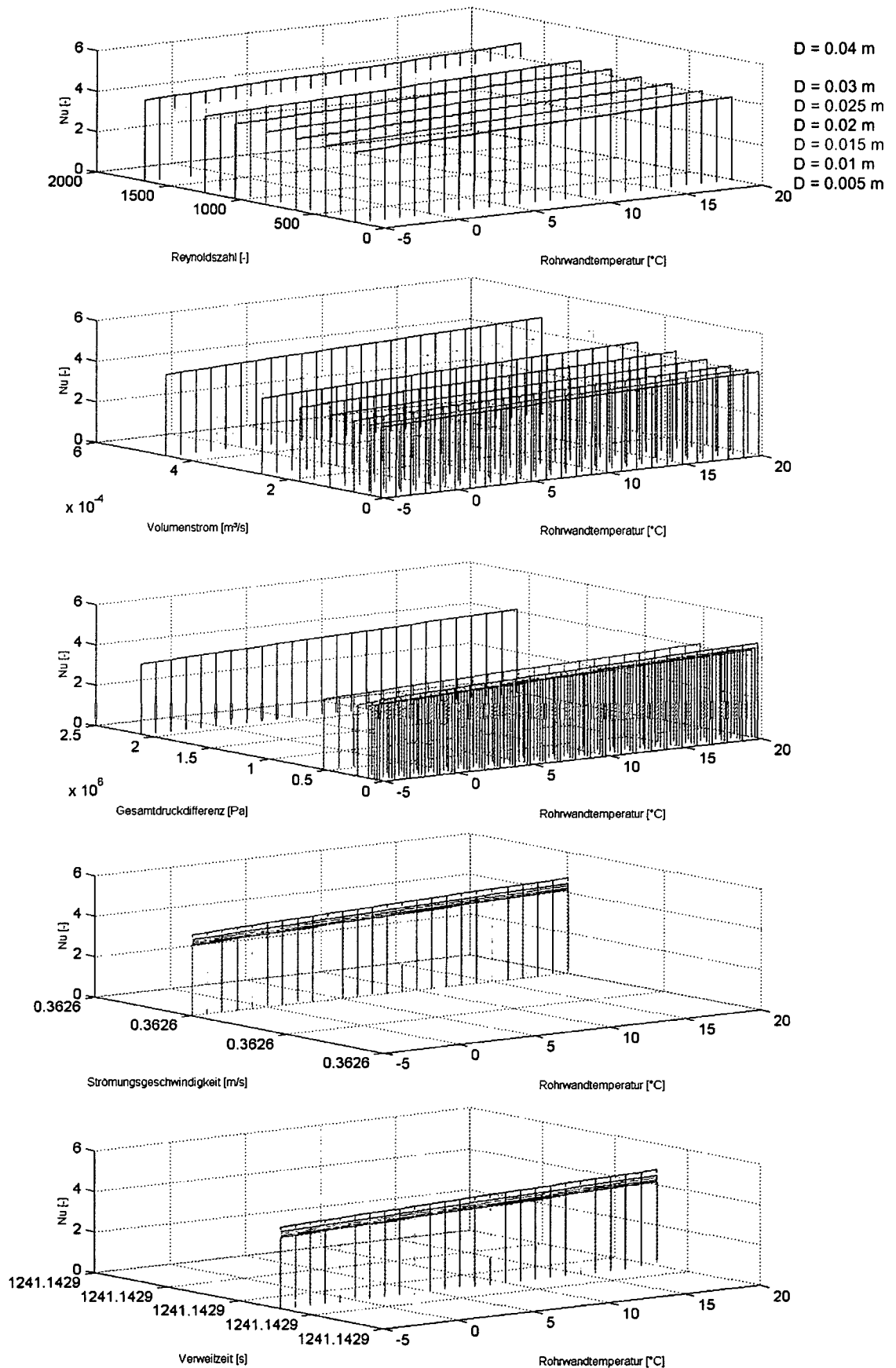
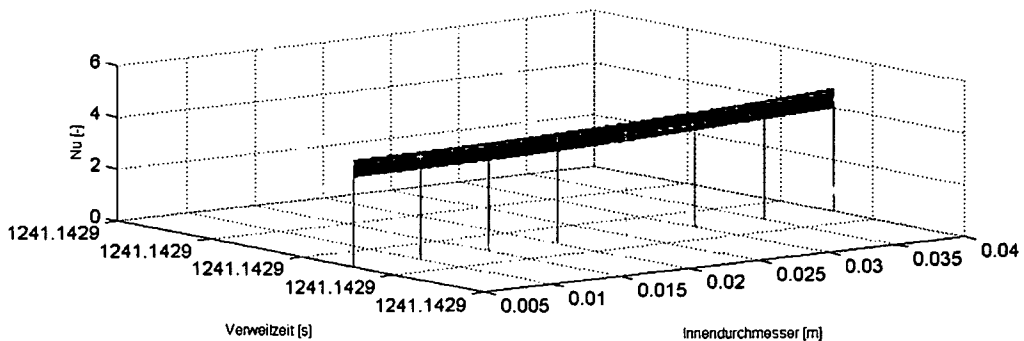
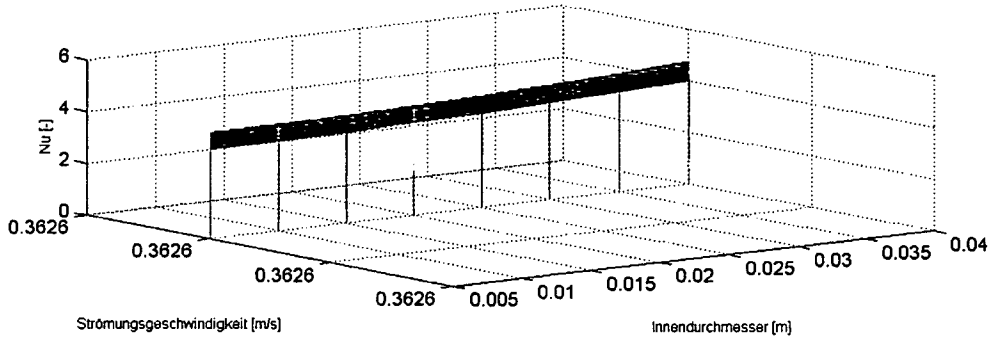
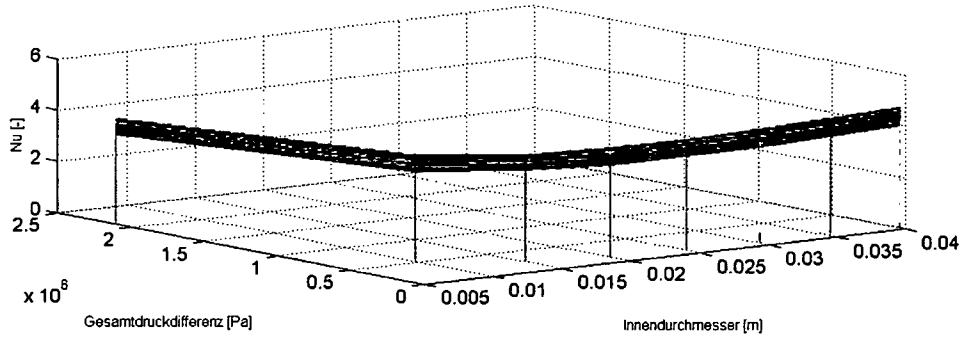
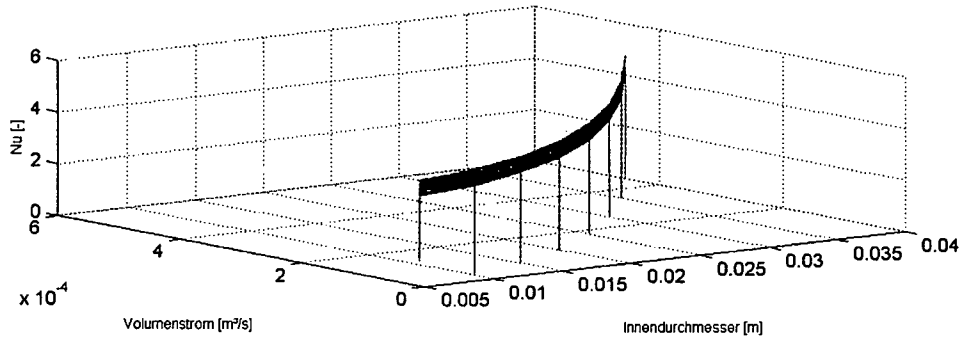
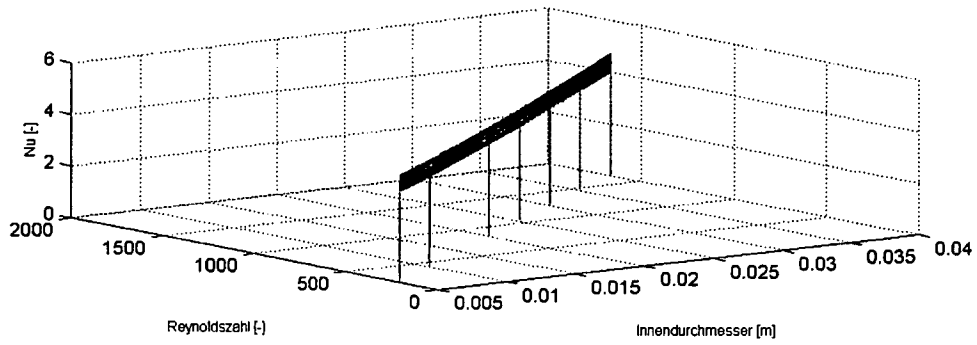


Abb. 52. Einfluss der Rohrwandtemperatur auf die Reynolds-Zahl, den Volumenstrom, die Gesamtdruckdifferenz, die Strömungsgeschwindigkeit und die Verweilzeit für unterschiedliche Innendurchmesser beim Vergleichmodell 5.



- $T_w = 13^\circ\text{C}$
- $T_w = 12^\circ\text{C}$
- $T_w = 11^\circ\text{C}$
- $T_w = 10^\circ\text{C}$
- $T_w = 9^\circ\text{C}$
- $T_w = 7^\circ\text{C}$
- $T_w = 6^\circ\text{C}$
- $T_w = 5^\circ\text{C}$
- $T_w = 4^\circ\text{C}$
- $T_w = 3^\circ\text{C}$
- $T_w = 2^\circ\text{C}$
- $T_w = 0^\circ\text{C}$
- $T_w = -1^\circ\text{C}$
- $T_w = -2^\circ\text{C}$
- $T_w = -3^\circ\text{C}$
- $T_w = -4^\circ\text{C}$
- $T_w = -5^\circ\text{C}$

Abb. 53. Einfluss des Innendurchmessers auf die Reynolds-Zahl, den Volumenstrom, die Gesamtdruckdifferenz, die Strömungsgeschwindigkeit und die Verweilzeit für unterschiedliche Rohrwandtemperaturen beim Vergleichsmodell 5.

5.6.11 Vergleichsmodell 6

(Betriebstemperatur $T_m = 2^\circ\text{C}$ und Pumpleistung $P = 45\text{ W}$ mit Variation der „Rohrwandtemperatur T_W “ und des „Rohrinnendurchmessers D “)

Da beim Vergleichsmodell 5 sämtliche Berechnungsergebnisse im laminaren Strömungsbereich liegen, wurde eine neue Berechnung durchgeführt, mit der auch der Einfluss der Rohrwandtemperatur im turbulenten Strömungsbereich ersichtlich ist. Das Vergleichsmodell 6 unterscheidet sich vom Grundmodell durch eine konstante Betriebstemperatur von $T_m = 2^\circ\text{C}$, einer Pumpleistung von $P = 45\text{ W}$ und durch die Variation der Rohrwandtemperatur im Bereich von $T_W = 0$ bis 20°C .

INGABEPARAMETER
 Konzentration [kg/m³] = 28
 Temperatur [°C] = 2
 Pumpleistung [W] = 45
 Wirkungsgrad Pumpe [-] = 0.75
 Innendurchmesser [m] = x
 gew. Str. geschwindigkeit (für Iteration) [m/s] = 2
 Rauigkeit [mm] = 0.007
 gew. Lambda (für Iteration) [-] = 0.1
 Rohrlänge für Pumpleistung [m] = 500
 Einzelwiderstände [Pa] = 0
 Rohrlänge für Wärmeübertragung [% von L₀] = 0.9
 Rohrwandtemperatur [°C] = x

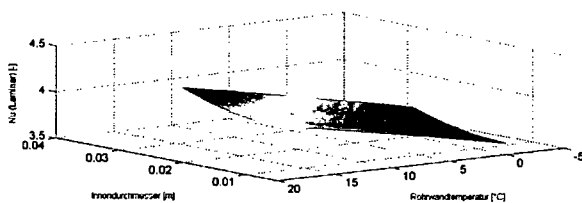
ERGEBNISSE (LAMINARER BEREICH)
 Strömungsgeschwindigkeit [m/s] min = 0.64423 max = 0.64423
 Prandtl Zahl [-] min = 54.4752 max = 54.4752
 Re [-] min = 516.6687 max = 2069.6687
 Nu (Laminar) [-] min = 5.6195 max = 4.3071
 Alpha (Laminar) [W/m²K] min = 81.6751 max = 375.3002

Nu (Laminar) [-] max = 4.3071 bei:
 - Innendurchmesser [m] = 0.02
 - Rohrwandtemperatur [°C] = 20

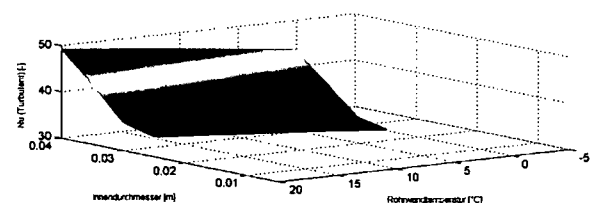
INGABEPARAMETER
 Konzentration [kg/m³] = 28
 Temperatur [°C] = 2
 Pumpleistung [W] = 45
 Wirkungsgrad Pumpe [-] = 0.75
 Innendurchmesser [m] = x
 gew. Str. geschwindigkeit (für Iteration) [m/s] = 2
 Rauigkeit [mm] = 0.007
 gew. Lambda (für Iteration) [-] = 0.1
 Rohrlänge für Pumpleistung [m] = 500
 Einzelwiderstände [Pa] = 0
 Rohrlänge für Wärmeübertragung [% von L₀] = 0.9
 Rohrwandtemperatur [°C] = x

ERGEBNISSE (TURBULENTER BEREICH)
 Strömungsgeschwindigkeit [m/s] min = 0.43619 max = 0.49374
 Prandtl Zahl [-] min = 54.4752 max = 54.4752
 Re [-] min = 2300 max = 2963.4615
 Nu (Turbulent) [-] min = 30.2819 max = 49.193
 Alpha (Turbulent) [W/m²K] min = 487.4059 max = 627.7137

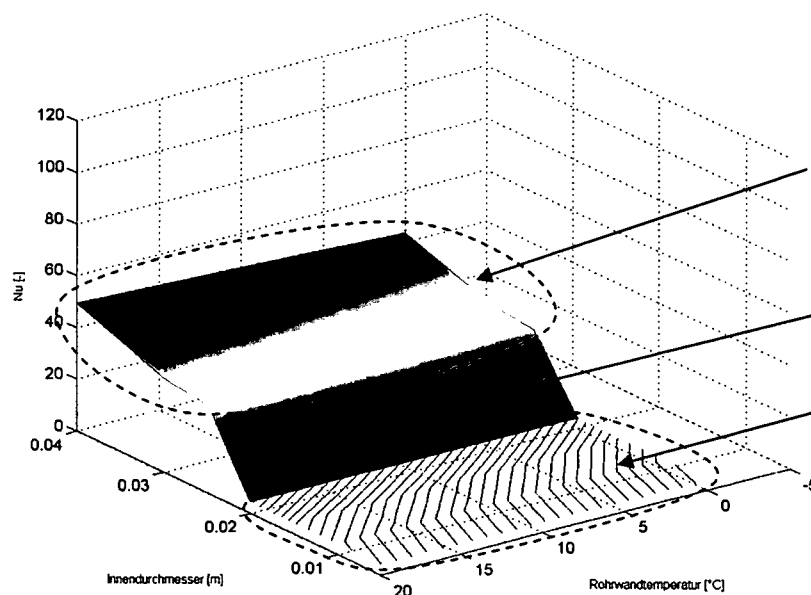
Nu (Turbulent) [-] max = 49.193 bei:
 - Innendurchmesser [m] = 0.04
 - Rohrwandtemperatur [°C] = 20



(a) laminarer Bereich



(b) turbulenter Bereich



(c) laminarer und turbulenter Bereich

Turbulenter Bereich
 Übergangsbereich
 Laminarer Bereich

Abb. 54. Wärmeübertragung (Nusselt-Zahl) im laminaren (a), turbulenten (b) und gemeinsamen (c) Bereich beim Vergleichsmodell 6.

Laminarer Bereich, Übergangsbereich, Turbulenter Bereich:

Abb. 54 ist zu entnehmen, dass die Wärmeübertragung sowohl im laminaren als auch im turbulenten Bereich mit steigender Rohrwandtemperatur zunimmt. Der Einfluss der Rohrwandtemperatur ist dabei quasi linear, führt jedoch im turbulenten Bereich zu einem stärkeren Anstieg der *Nusselt-Zahl* als im laminaren Bereich.

Anders als bei den vorangegangenen Modellen kommt es bei den gewählten Randbedingungen des Vergleichsmodells 6 zu einem abrupten Übergang vom laminaren zum turbulenten Bereich. Dies ist dadurch begründet, dass nur die Betriebstemperatur, nicht jedoch die Rohrwandtemperatur einen Einfluss auf die Strömungsverhältnisse hat. Der Übergang vom laminaren zum turbulenten Bereich ist somit unabhängig von der Rohrwandtemperatur und findet zwischen den Rohrdurchmesser $D = 0,02$ und $0,025$ m statt. Abb. 54b zeigt, dass zu Beginn des turbulenten Bereiches, zwischen $D = 0,025$ und $0,03$ m, die *Nusselt-Zahl* mit zunehmenden Rohrdurchmesser nur langsam, ab einem Durchmesser von $D = 0,03$ m aber wesentlich stärker ansteigt. Dies ist damit erklärbar, dass im erwähnten Bereich die *Reynolds-Zahlen* sehr klein sind und erst ab einem Durchmesser von $D = 0,03$ m wesentlich ansteigen (siehe Tab. 9).

	$D=0,025\text{m}$ $T_W=10^\circ\text{C}$	$\rightarrow +0,005 \rightarrow$ $\rightarrow = \rightarrow$	$D=0,03\text{m}$ $T_W=10^\circ\text{C}$	$\rightarrow +0,005 \rightarrow$ $\rightarrow = \rightarrow$	$D=0,035\text{m}$ $T_W=10^\circ\text{C}$
Prandtl-Zahl Pr [-]	54	$\rightarrow = \rightarrow$	54	$\rightarrow = \rightarrow$	54
Reynolds-Zahl Re [-]	2300	$\rightarrow +40 \rightarrow$	2340	$\rightarrow +329 \rightarrow$	2669
Gesamtdruckdifferenz R_{ges} [Pa]	156.918	$\rightarrow -58.811 \rightarrow$	98.107	$\rightarrow -24.437 \rightarrow$	73.670
Volumenstrom \dot{V} [l/s]	0,248	$\rightarrow +0,096 \rightarrow$	0,344	$\rightarrow +0,114 \rightarrow$	0,458
Strömungsgeschw. u_m [m/s]	0,44	$\rightarrow +0,05 \rightarrow$	0,49	$\rightarrow \cong \rightarrow$	0,48
Verweilzeit Z [s]	1027	$\rightarrow -103 \rightarrow$	924	$\rightarrow \cong \rightarrow$	945
Dyn. Viskosität η bei T_m [kg/(m.s)]	0,006	$\rightarrow = \rightarrow$	0,006	$\rightarrow = \rightarrow$	0,006
Dyn. Viskosität η bei T_W [kg/(m.s)]	0,004	$\rightarrow = \rightarrow$	0,004	$\rightarrow = \rightarrow$	0,004
<i>Nusselt-Zahl</i> gem. Gl. (91) $Nu_{m,t,T}$ [-]	30,68	$\rightarrow +0,86 \rightarrow$	31,54	$\rightarrow +6,8 \rightarrow$	38,34
<i>Nusselt-Zahl</i> korrigiert Nu_{korr} [-]	32,29	$\rightarrow +0,90 \rightarrow$	33,19	$\rightarrow +7,15 \rightarrow$	40,34

Tab. 9. Berechnungsergebnisse von drei ausgewählten Punkten. Die Vergrößerung des Rohrdurchmessers führt zu Beginn des turbulenten Bereiches nur zu einem geringen Anstieg der *Nusselt-Zahl*.

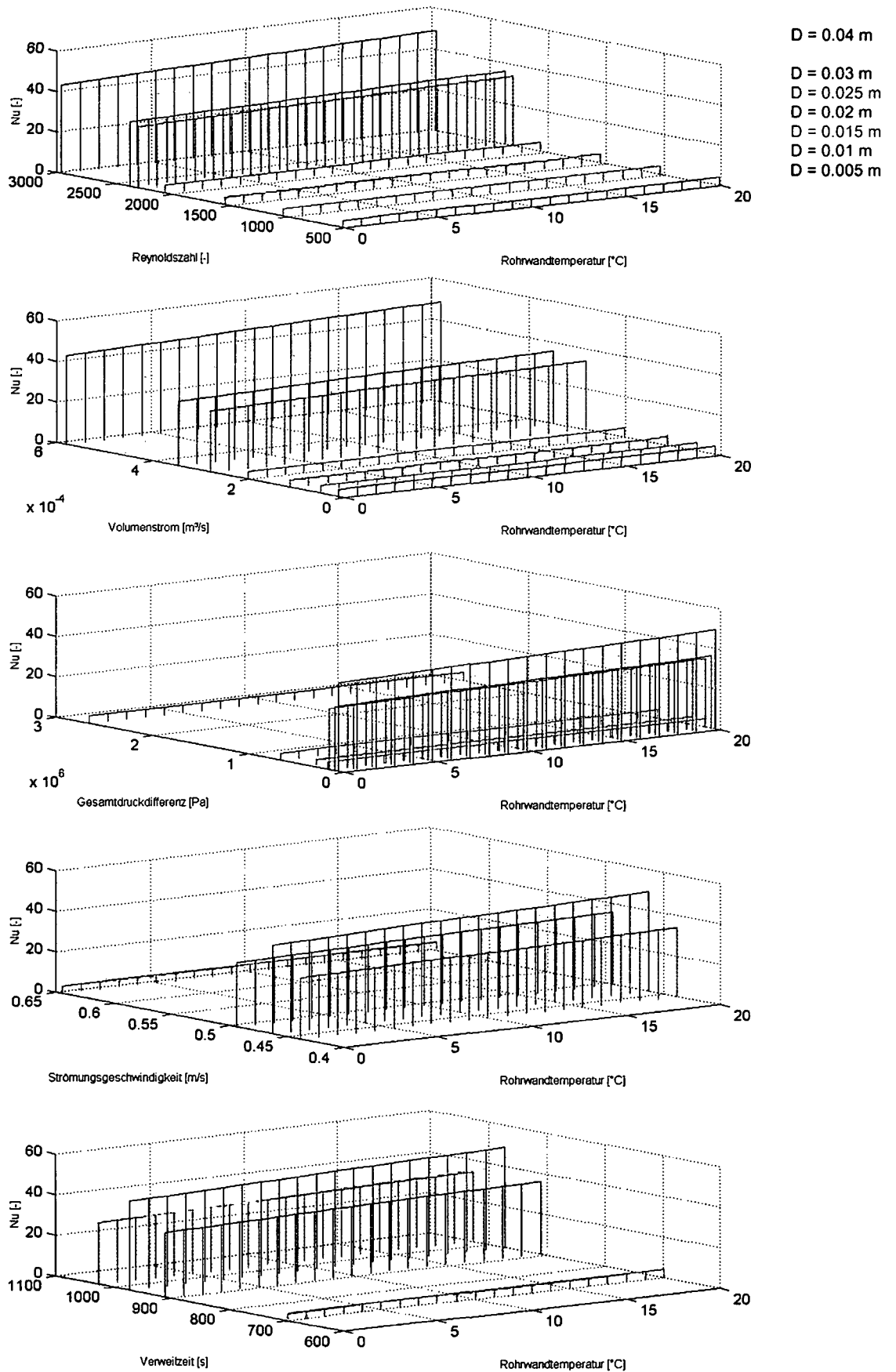


Abb. 55. Einfluss der Rohrwandtemperatur auf die Reynolds-Zahl, den Volumenstrom, die Gesamtdruckdifferenz, die Strömungsgeschwindigkeit und die Verweilzeit für unterschiedliche Innendurchmesser beim Vergleichmodell 6.

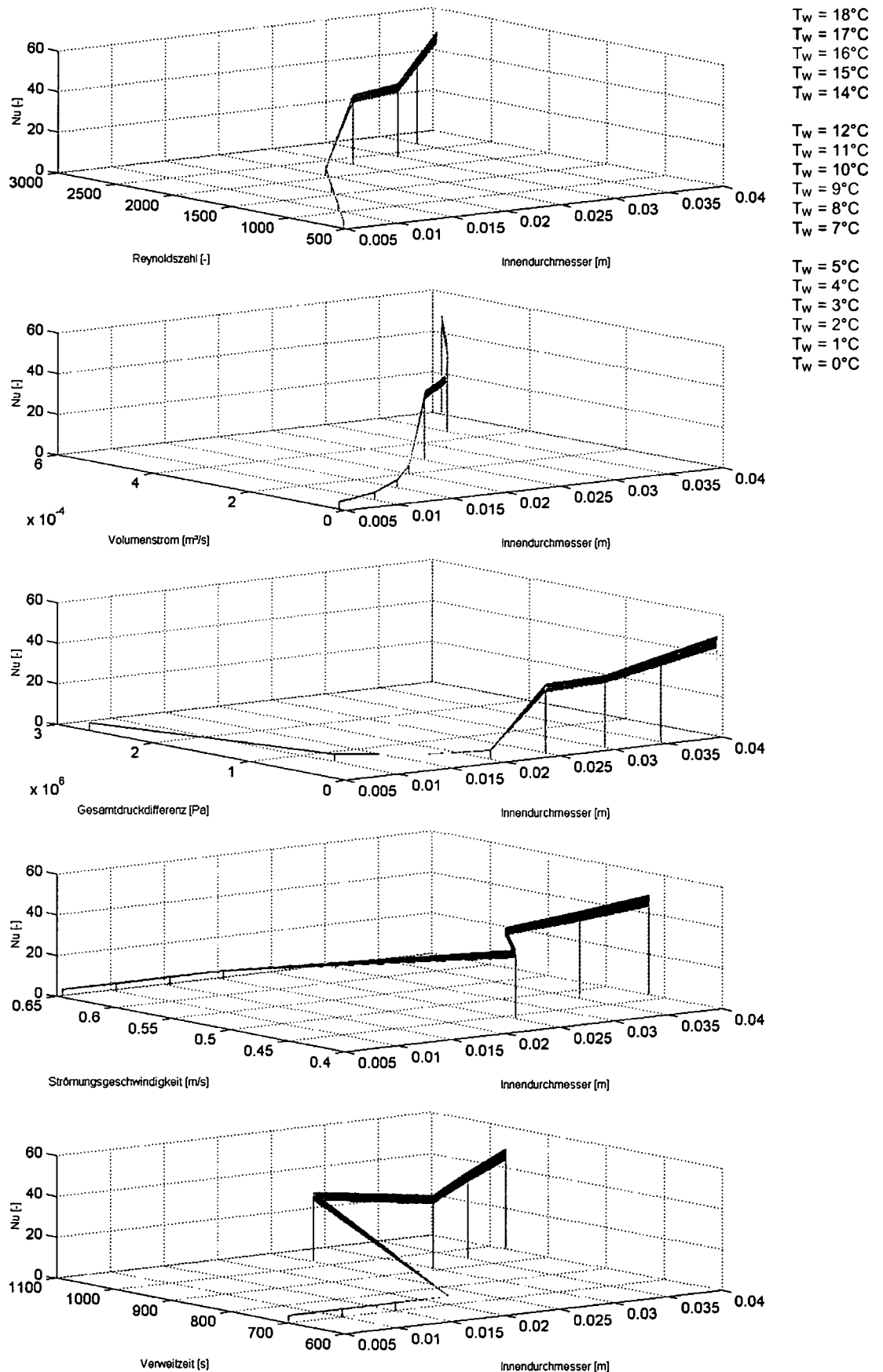


Abb. 56. Einfluss des Innendurchmessers auf die Reynolds-Zahl, den Volumenstrom, die Gesamtdruckdifferenz, die Strömungsgeschwindigkeit und die Verweilzeit für unterschiedliche Rohrwandtemperaturen beim Vergleichmodell 6.

Einfluss der Rohrwandtemperatur und des Rohrinnehdurchmessers auf die Zwischenergebnisse (Abb. 55 und Abb. 56):

- Die Ergebnisse für den Rohrdurchmesser $D = 0,025$ m liegen im numerisch ungünstigen Bereich (von $Re = 2295$ bis $Re = 2305$) und sind somit in den dargestellten Graphiken nicht enthalten.
- Die Graphiken zeigen nochmals deutlich, dass die Rohrwandtemperatur keinen Einfluss auf die Zwischenergebnisse hat.
- Die Strömungsgeschwindigkeit ist im laminaren Bereich wiederum unabhängig vom Rohrdurchmesser; alle Berechnungsergebnisse im laminaren Bereich liegen auf einer Geraden, wogegen eine Zunahme des Rohrdurchmessers im turbulenten Bereich zu einem Abfall der Strömungsgeschwindigkeit führt.

5.6.12 Zusammenfassende Bemerkungen zu den Simulationsberechnungen

Als Maß für die Wärmeübertragung von der Absorberrohrwand zur Absorberflüssigkeit wird die dimensionslose *Nusselt*-Zahl herangezogen. Je größer die *Nusselt*-Zahl ist, desto besser ist die Wärmeübertragung. Dabei ist zu beachten, dass diese nur die Wärmeübertragung bezogen auf einen Rohrabschnitt beschreibt und keine Aussage über die mit der Absorberanlage gesamte entziehbare Wärmemenge gibt.

Die Größe der *Nusselt*-Zahl hängt maßgeblich von den Strömungsbedingungen ab und muss je nach Strömungsbereich für laminare und turbulente Verhältnisse getrennt betrachtet werden. Generell ist festzustellen, dass die Wärmeübertragung im turbulenten Bereich um ein Vielfaches höher ist als im laminaren Bereich. Es ist daher erstrebenswert, die Parameter einer Erdwärmanlage so zu wählen, dass turbulente Strömungsbedingungen in den Absorberrohren vorliegen. Dies muss natürlich auch unter dem Gesichtspunkt der Wirtschaftlichkeit gesehen werden, da beispielsweise durch eine Erhöhung der Pumpleistung sehr leicht turbulente Strömungsbedingungen erreicht werden können, die Kosten für den Betrieb der Pumpen aber auch ansteigen. Um einen Überblick zu geben, welchen Einfluss die einzelnen Parameter auf die Wärmeübertragung, beschrieben durch die *Nusselt*-Zahl, haben, sind die Ergebnisse der durchgeführten Simulationsberechnungen im Folgenden zusammengefasst.

Die Wärmeübertragung im laminaren Bereich hängt von der Verweilzeit im Erdreich, dem Rohrdurchmesser, der Flüssigkeitsdichte und den Wärmeparametern der Flüssigkeit (Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit) ab. Unter den vorausgesetzten Randbedingungen steigt die Wärmeübertragung im laminaren Bereich

- mit kleiner werdender Betriebstemperatur;
- mit kleiner werdender Konzentration des Wasser-Glykol-Gemisches;
- mit kleiner werdender Rohrlänge;
- mit größer werdendem Rohrdurchmesser;
- mit größer werdender Pumpleistung bzw. Strömungsgeschwindigkeit;
- mit größer werdender Rohrwandtemperatur.

Im turbulenten Bereich ist die Wärmeübertragung eine Funktion der *Reynolds-Zahl*, der *Prandtl-Zahl*, des Rohrdurchmessers und der Länge der Wärmeübertragung, wobei der *Reynolds-Zahl* der größte Einfluss zukommt. Unter den vorausgesetzten Randbedingungen steigt die Wärmeübertragung im turbulenten Bereich

- mit größer werdender Betriebstemperatur;
- mit kleiner werdender Konzentration des Wasser-Glykol-Gemisches;
- mit kleiner werdender Rohrlänge;
- mit größer werdendem Rohrdurchmesser;
- mit größer werdender Pumpleistung bzw. Strömungsgeschwindigkeit;
- mit größer werdender Rohrwandtemperatur.

Ergänzend dazu ist festzuhalten:

- Die Wärmeübertragung hängt im turbulenten Bereich wesentlich stärker von den Eingabeparametern ab als im laminaren Bereich.
- Eine Erhöhung der Konzentration des Wasser-Glykol-Gemisches führt zu einer Vergrößerung des laminaren Bereiches bzw. zu einer Verkleinerung des turbulenten Bereiches. Bei Verwendung von Wasser als Absorberflüssigkeit liegen fast ausschließlich turbulente Strömungsverhältnisse vor und die *Nusselt-Zahl* ist rund 15-fach höher als bei einem Wasser-Glykol-Gemisch.
- Die Strömungsgeschwindigkeit ist im laminaren Bereich unabhängig vom Rohrdurchmesser und hängt nur von der Pumpleistung, dem Wirkungsgrad der Pumpe, der Rohrlänge sowie den Strömungsparametern kinematische Viskosität und Dichte ab. Sie nimmt mit steigender Betriebstemperatur zu, wohingegen im turbulenten Bereich die Strömungsgeschwindigkeit nahezu unabhängig von der Temperatur ist.
- Im laminaren Bereich hat der Rohrdurchmesser keinen Einfluss auf die Verweilzeit, wohingegen im turbulenten Bereich die Verweilzeit umso größer ist, je größer der Rohrdurchmesser ist.
- Bei kleinen Rohrdurchmessern und niedrigen Betriebstemperaturen liegen praktisch immer laminare Strömungsverhältnisse vor.
- Bei kleinen Rohrdurchmessern kann durch eine Erhöhung der Pumpleistung die *Nusselt-Zahl* nur gering gesteigert werden. Der Einsatz von leistungsfähigeren Pumpen macht in diesem Fall somit kaum Sinn. Bei größeren Rohrdurchmessern liegen durch die Erhöhung der Pumpleistung rasch turbulente Strömungsbedingungen vor, wodurch auch die Wärmeübertragung gesteigert wird.

6 Numerische Simulationsberechnungen (FEM)

6.1 Allgemeines

Zur Untersuchung des Einflusses verschiedener Betriebs-, Boden- und Geometrieparameter auf die Wirkungsweise einer Massivabsorberanlage werden numerische Simulationsberechnungen durchgeführt, wobei ein einzelner Energiepfahl modelliert wird und damit sowohl stationäre (steady-state; Erreichen eines konstanten Temperaturniveaus) als auch instationäre (transient, zeitabhängig) Verhältnisse betrachtet werden. Als Berechnungsprogramm wurde die Software *Marc-Mentat* (Version 2003) von *MSC-Software* verwendet. Nachfolgend wird zunächst der Aufbau des Grundmodells beschrieben, das die Grundlage für die zahlreichen Parameterstudien bildet. Anschließend werden die einzelnen Berechnungsergebnisse diskutiert.

6.2 Modellaufbau

6.2.1 Pfahlgeometrie

Die Basis für den geometrischen Aufbau des Modell-Energiepfahles bilden die im Rahmen des Projektes „LT24 - Hadersdorf-Weidlingau“ (Kapitel 8) hergestellten Energiepfähle. Diese haben einen Pfahldurchmesser von 1200 mm und sind mit insgesamt 8 Absorberleitungen mit einem Innendurchmesser von 20,4 mm ausgestattet. Die nachfolgende Abbildung zeigt den Querschnitt eines solchen Energiepfahles und das dementsprechende numerische Modell.

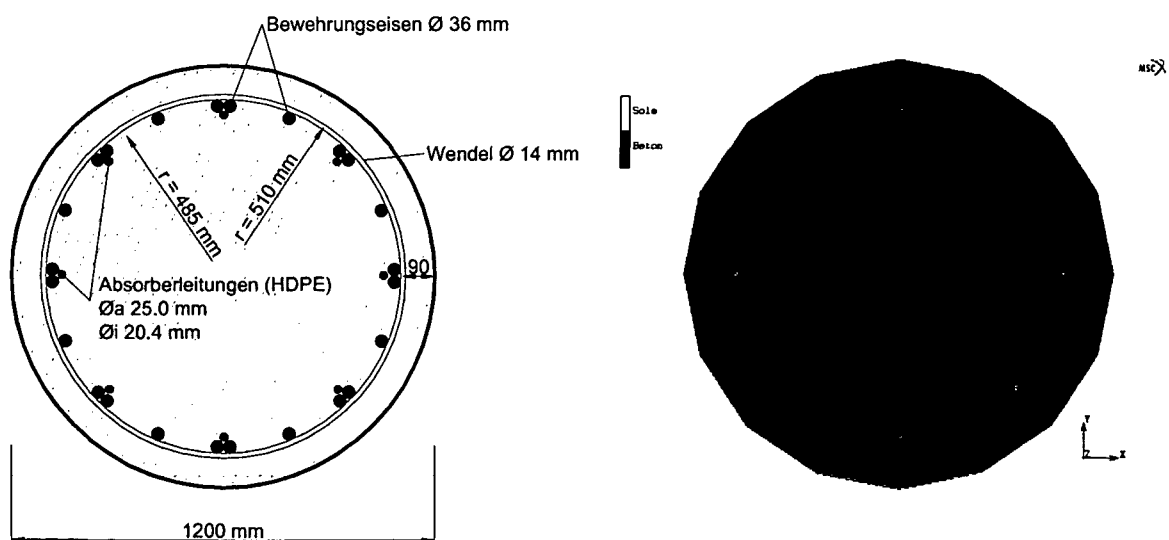


Abb. 57. Querschnitt der Energiepfähle beim Projekt „Hadersdorf-Weidlingau“ (links) und numerisches Modell (rechts). Die Absorberflüssigkeit wird dabei als „Sole“ bezeichnet.

Im Modell werden der Beton und die Bewehrung nicht gesondert betrachtet, sondern der gesamte Pfahl als Stahlbeton-Bauwerk modelliert. Bei den 8 Absorberrohren wird das Rohrmaterial (HDPE mit einer Wandstärke von 2,3 mm) vernachlässigt und lediglich der Innenraum, in dem die Absorberflüssigkeit („Sole“) strömt, modelliert. Der Rohrinne Durchmesser wird dabei mit $D = 20$ mm festgelegt. Der Pfahldurchmesser von 1,2 m und die Lage der Absorberleitungen entsprechen den ausgeführten Pfählen.

In Anlehnung an die mittlere Pfahllänge beim Projekt „LT24 - Hadersdorf-Weidlingau“ beträgt die Pfahllänge beim Grundmodell 16,0 m, wobei das Modellnetz so aufgebaut ist, dass die einzelnen Elemente jeweils eine Länge von 2,0 m aufweisen. Voruntersuchungen haben ergeben, dass auch eine feinere Unterteilung der Elemente in vertikaler Richtung nahezu dieselben Ergebnisse liefert, die Rechenzeiten aber stark zunehmen.

Die 8 Absorberleitungen im Energiepfahl bilden beim Projekt „LT24 - Hadersdorf-Weidlingau“ einen geschlossenen Kreislauf. Um dies auch im Modell zu berücksichtigen, müssen die entsprechenden Absorberleitungen beim Pfahlkopf und Pfahlfuß miteinander verbunden werden. Programmtechnisch wird dies durch sogenannte LINKS erzielt. Dabei werden einzelne Knoten miteinander verbunden und dabei festgelegt, welche Freiheitsgrade des Knotens (z.B. Temperatur, Strömungsgeschwindigkeit etc.) von einem „Quellknoten“ auf einen „Zielknoten“ übertragen werden sollen. Beim gegenständlichen Fall wird über diese LINKS jeweils die Temperatur übertragen, wodurch insgesamt ein geschlossener Absorberkreislauf entsteht. Beim Grundmodell sind jeweils die benachbarten Absorberleitungen zusammengeschlossen (gegen den Uhrzeigersinn).

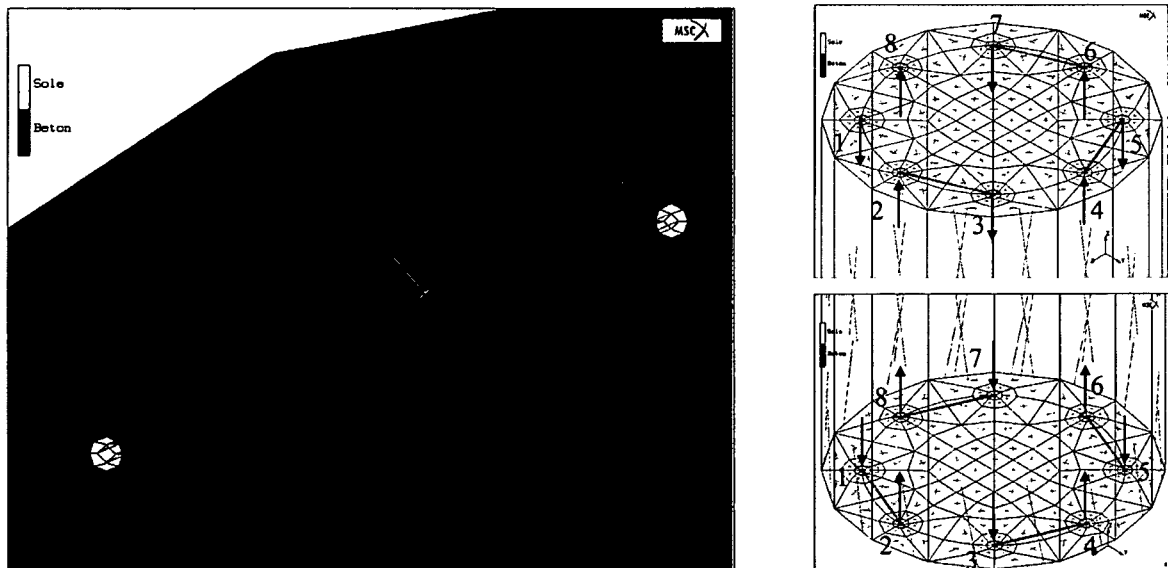


Abb. 58. Zur Verbindung der einzelnen Absorberleitungen am Pfahlkopf und Pfahlfuss werden sogenannte LINKS verwendet. Diese LINKS werden bei allen inneren Flüssigkeitsknoten angesetzt und übertragen die Knotentemperaturen von einem Quellknoten auf einen Zielknoten. Die Abbildungen rechts zeigen eine dreidimensionale Ansicht des Pfahlkopfes (oben) und des Pfahlfusses (unten) mit den gesetzten LINKS. Zusätzlich ist die Strömungsrichtung der Absorberflüssigkeit in den 8 Rohren eingetragen. Ausgehend vom Eintritt der Absorberflüssigkeit in den Pfahl (Rohr 1, blauer Pfeil) werden durch die LINKS die Absorberleitungen zu einem geschlossenen Kreislauf zusammengeschaltet bis die Absorberflüssigkeit aus dem Pfahl wieder austritt (Rohr 8, roter Pfeil). Die linke Abbildung zeigt die Verbindung zweier Absorberleitungen im Detail.

In Abweichung zu den ausgeführten Energiepfählen verlaufen die Absorberleitungen jeweils bis zur Unter- bzw. Oberkante des Pfahles und stehen damit im direkten Kontakt mit dem

Erdreich. Dieser Ansatz wurde gewählt, um den Einfluss der fehlenden Rohrverbindung zwischen den benachbarten Rohrleitungen zu kompensieren.

6.2.2 Erdreichgeometrie

Der Modellpfahl wird als „alleinstehender“ Pfahl betrachtet, wobei angenommen wird, dass in einer gewissen Entfernung vom Pfahl die Erdreichtemperatur konstant ist. Der gesamte Modelldurchmesser beträgt 24 m, womit bei einem Pfahldurchmesser von 1,2 m in einem Abstand von 11,4 m vom Pfahl eine konstante Erdreichtemperatur angenommen wird.

Wiederum in Anlehnung an die Energiepfähle beim Projekt „Hadersdorf-Weidlingau“ beträgt der Abstand zwischen Geländeoberkante und Pfahlkopf 6,0 m. Der Abstand zwischen Pfahlfuß und Modellunterkante ist mit 10,0 m festgelegt.

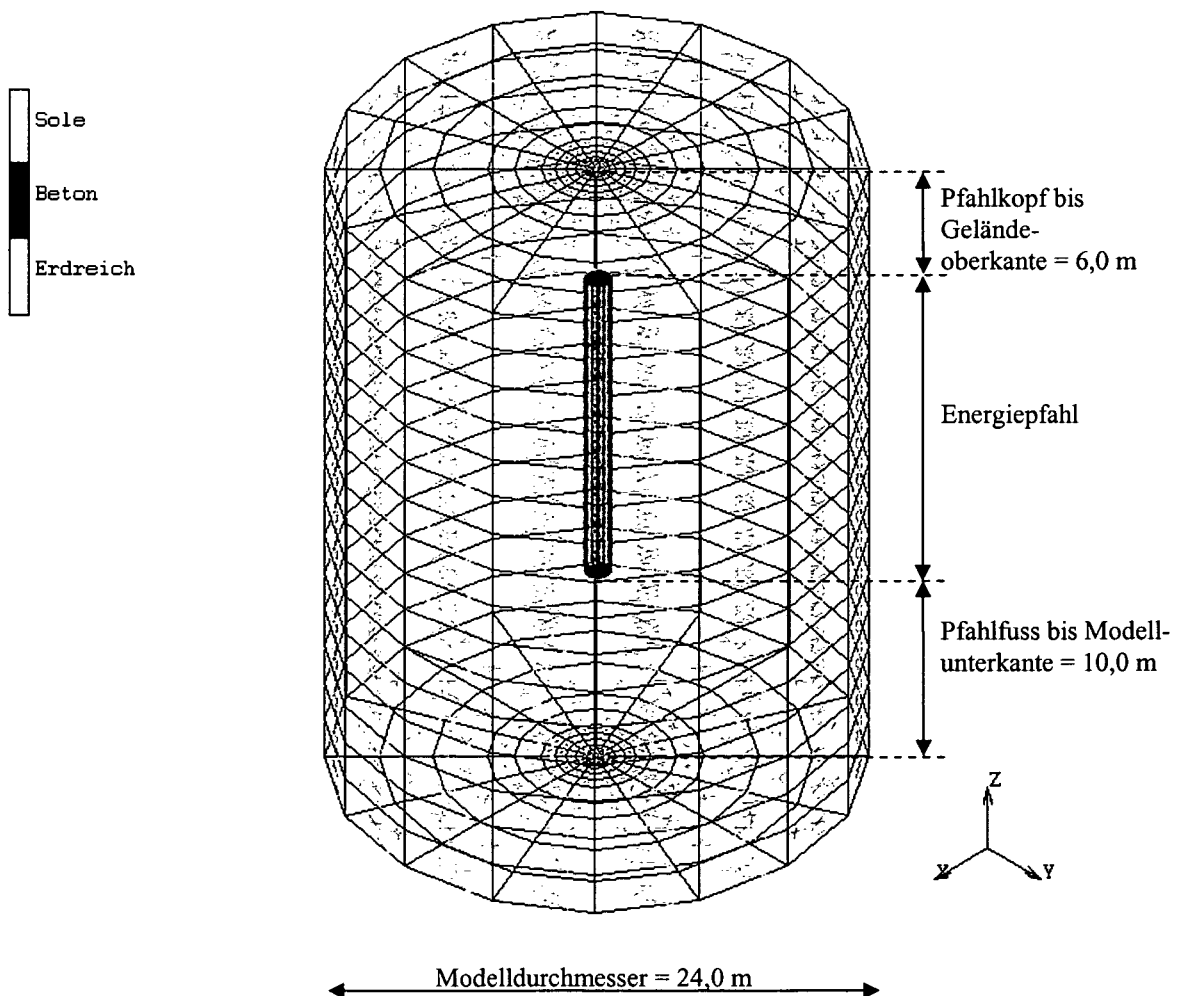


Abb. 59. Gesamtes Modell.

6.2.3 Elementtyp

Bei sämtlichen Modell-Elementen des Erdreiches, des Betons und der Absorberleitungen („Sole“) wurden Elemente vom Typ 7 verwendet. Dabei handelt es sich um ein quaderförmiges 8-Knoten-Element. Eine nähere Beschreibung kann dem Programm-Manual [68] entnommen werden.

6.2.4 Randbedingungen

6.2.4.1 Stationäre Berechnungen

Bei den stationären Berechnungen sind folgende Randbedingungen definiert:

- **Ungestörte Boden- bzw. Erdreichtemperatur:** An sämtlichen Knoten des Modellrandes, mit Ausnahme der Geländeoberkante, wird die Temperatur konstant gehalten. Beim Grundmodell beträgt diese ungestörte Boden- bzw. Erdreichtemperatur $T_B = 10^\circ\text{C}$.

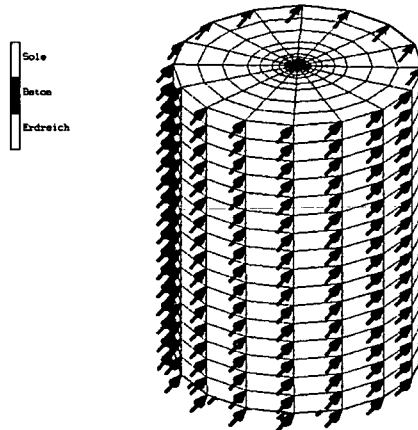


Abb. 60. Randbedingung: ungestörte Boden- bzw. Erdreichtemperatur.

- **Vorlauftemperatur Absorberflüssigkeit:** Die Temperatur der Absorberflüssigkeit beim Eintritt in den Energiepfahl wird vorgegeben. Diese Randbedingung ist am Pfahlkopf an den 4 Innenknoten des ersten Absorberrohres gesetzt. Beim Grundmodell beträgt die Vorlauftemperatur (Eintrittstemperatur) der Absorberflüssigkeit $T_{VL} = 2^\circ\text{C}$.

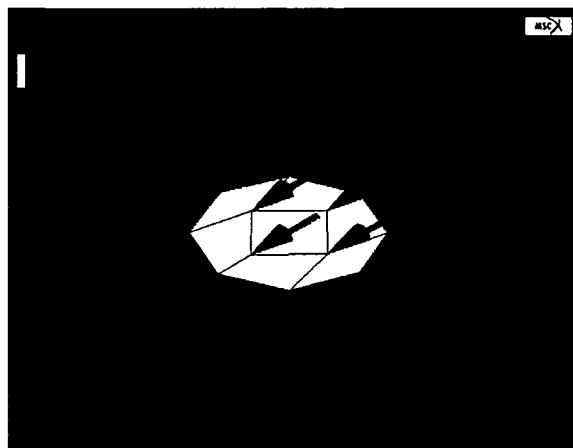


Abb. 61. Randbedingung: Vorlauftemperatur Absorberflüssigkeit.

- **Strömungsgeschwindigkeit Rohrwand:** Entlang der Rohrwand der Absorberleitungen muss die Strömungsgeschwindigkeit Null sein. Diese Randbedingung, bei der die Strömungsgeschwindigkeit in x, y und z-Richtung gleich Null beträgt, ist somit an allen Rohrwandknoten der Absorberleitungen zu setzen.

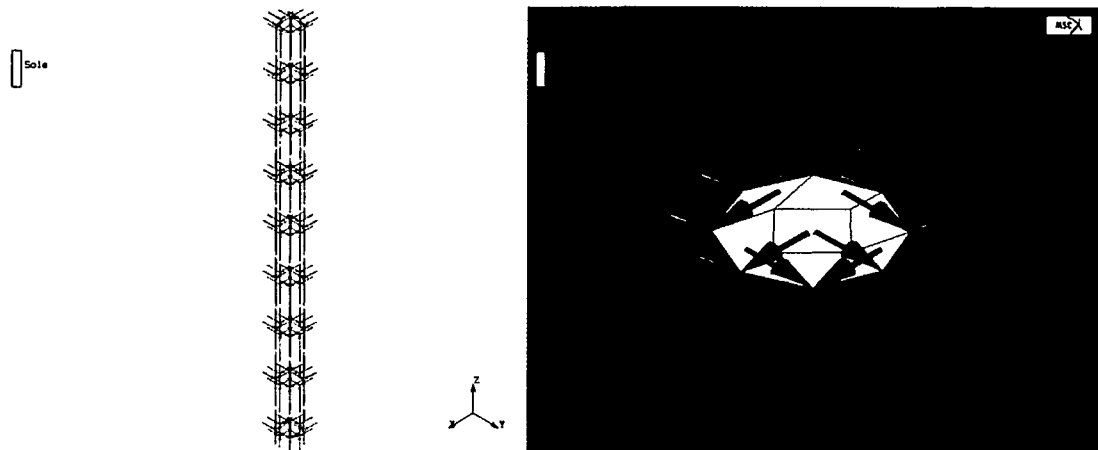


Abb. 62. Randbedingung: Strömungsgeschwindigkeit Rohrwand. Links sind nur die 8 Absorberleitungen dargestellt. An allen Knoten, die die Rohrwand beschreiben, muss die Strömungsgeschwindigkeit Null sein. Rechts ist ein Absorberrohr im Detail zu sehen.

- **Strömungsgeschwindigkeit Absorberflüssigkeit:** Aufgrund des geschlossenen Kreislaufes der Absorberleitungen muss bei konstantem Rohrquerschnitt gemäß der Kontinuitätsgleichung die Strömungsgeschwindigkeit der Absorberflüssigkeit konstant sein. Mit dieser Randbedingung wird somit die Strömungsgeschwindigkeit in vertikaler Richtung festgesetzt. Beim Grundmodell beträgt sie $u_{m,z} = 0,3 \text{ m/s}$. Die Geschwindigkeit in x- und y-Richtung ist aufgrund der parallelen Strömung gleich Null. Diesbezüglich wird angemerkt, dass durch den Ansatz dieser Randbedingung auf alle inneren Knoten der Absorberflüssigkeit nur eine angenäherte *Hagen-Poiseuille'sche* Geschwindigkeitsverteilung auftritt, die Berechnungen aber wesentlich bessere Ergebnisse (keine numerischen Ungenauigkeiten) liefern (siehe dazu Kapitel 6.2.7.4).

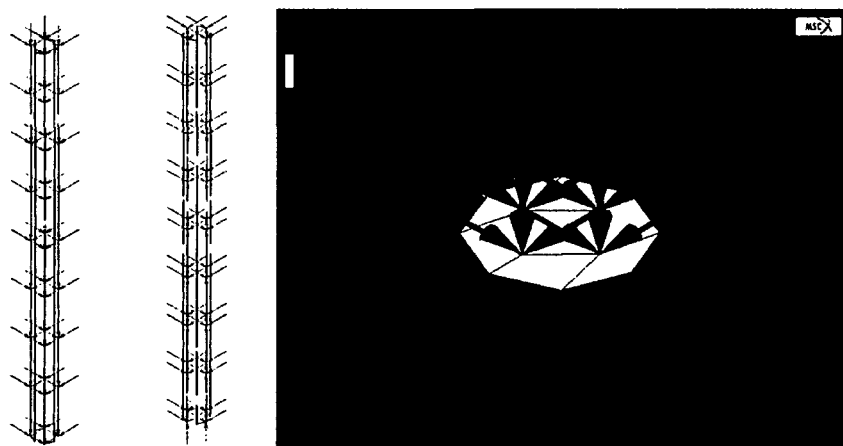


Abb. 63. Randbedingung: Strömungsgeschwindigkeit Absorberflüssigkeit. Die Strömungsgeschwindigkeit der Absorberflüssigkeit wird jeweils an den 4 inneren Knoten der Absorberflüssigkeit („Sole“) vorgegeben (rechts). Aus programmtechnischen Gründen werden alle Absorberleitungen mit abwärts (links) und alle mit aufwärts (mitte) strömender Absorberflüssigkeit zu zwei getrennten Randbedingungen ($u_{m,z} = -0,3 \text{ m/s}$ bzw. $u_{m,z} = +0,3 \text{ m/s}$) zusammengefasst.

6.2.4.2 Instationäre Berechnungen

Bei den instationären Berechnungen sind folgende Randbedingungen definiert:

- **Außentemperatur:** Der Verlauf der Lufttemperatur mit der Zeit muss auch im Modell Berücksichtigung finden. Diese Randbedingung ist an allen Knoten der Geländeoberfläche angesetzt. Während der Berechnung ruft *Marc-Mentat* für jeden Zeitschritt eine Subroutine auf, die die entsprechende Außentemperatur (siehe dazu Kapitel 6.2.7.2.2) für den jeweiligen Zeitschritt berechnet und an *Marc-Mentat* wieder zurückgibt.

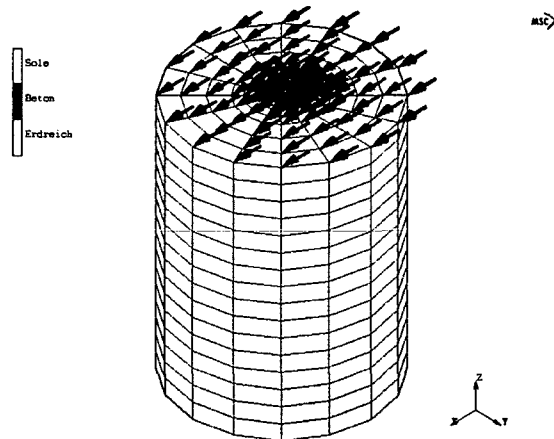


Abb. 64. Randbedingung: Außentemperatur.

- **Vorlaufemperatur Absorberflüssigkeit:** wie bei den stationären Berechnungen.
- **Strömungsgeschwindigkeit Rohrrand:** wie bei den stationären Berechnungen.
- **Strömungsgeschwindigkeit Absorberflüssigkeit:** wie bei den stationären Berechnungen.

6.2.5 Anfangsbedingungen

Bei den stationären Berechnungen sind keine gesonderten Anfangsbedingungen notwendig.

Bei den instationären Berechnungen ist folgende Anfangsbedingung gesetzt:

- **Ausgangstemperatur:** Alle Knoten des Modells haben zu Beginn der Berechnung die gleiche Temperatur. Diese entspricht der mittleren Jahresaußentemperatur ($T_0 = T_{m,Luft} = 10^\circ\text{C}$ bzw. $T_0 = T_{m,Luft} = 11^\circ\text{C}$).

Anmerkung: bei den instationären Berechnungen wird keine ungestörte Bodentemperatur festgesetzt, da sich diese durch den Einfluss der Außentemperatur ändern kann. Damit aber ein Energieaustausch zwischen Boden und Absorberflüssigkeit stattfinden kann, wird eine „Anfangsbodentemperatur“ mittels einer Anfangsbedingung festgesetzt. Die Bodentemperatur entspricht dabei der mittleren Jahresaußentemperatur.

6.2.6 Materialeigenschaften

Das gesamte Modell ist aus den Materialien Erdreich, Beton (Stahlbeton) und Absorberflüssigkeit (in den Abbildungen als „Sole“ bezeichnet) aufgebaut. Es wird angenommen, dass diese Materialien homogen und isotrop sind. Die Temperaturabhängigkeit einzelner Materialparameter, wie z.B. der Wärmeleitfähigkeit oder der spezifischen Wärmekapazität, wird nicht berücksichtigt, da diese Parameter im betrachteten Temperaturbereich nur geringe Schwankungen aufweisen. Lediglich die Materialeigenschaften der Absorberflüssigkeit werden in Abhängigkeit der Vorlauftemperatur festgelegt, wobei bei einer Vorlauftemperatur von $T_{VL} < 0^\circ\text{C}$ die Materialeigenschaften von 20%igem Wasser-Glykol-Gemisch (Antifrogen N) und bei Vorlauftemperaturen von $T_{VL} \geq 0^\circ\text{C}$ jene von reinem Wasser verwendet werden.

Beim Grundmodell sind somit folgende Materialeigenschaften definiert:

Erdreich:

- Dichte: 2300 kg/m³
- Wärmeleitfähigkeit: 1,8 W/(mK)
- Spez. Wärmekapazität: 1600 Ws/(kgK)

Beton:

- Dichte: 2400 kg/m³
- Wärmeleitfähigkeit: 2,1 W/(mK)
- Spez. Wärmekapazität: 1000 Ws/(kgK)

Absorberflüssigkeit bei $T_{VL} = 2^\circ\text{C}$:

- Dichte: 999,9 kg/m³
- Wärmeleitfähigkeit: 0,568 W/(mK)
- Spez. Wärmekapazität: 4212 Ws/(kgK)
- Dynamische Viskosität: 0,00169 kg/(sm)

6.2.7 Parameterstudien

6.2.7.1 Stationäre Berechnungen

Die folgende Tabelle gibt eine Übersicht über alle Parameter des Grundmodells und die durchgeführte Parametervariation bei den stationären Berechnungen. Mit dieser Parameterstudie soll folgendes untersucht werden:

- **Einfluss der Betriebsparameter:** Die Strömungsgeschwindigkeit und die Vorlauftemperatur der Absorberflüssigkeit können auch nach Herstellung der Energiepfanlage während des Betriebes geändert werden. Vor allem durch die Veränderung der Vorlauftemperatur ändern sich auch die Flüssigkeitseigenschaften. Es soll somit untersucht werden, bei welchen Betriebsbedingungen ein optimaler Betrieb stattfindet.

- **Einfluss der Bodenbedingungen:** Durch Variation der ungestörten Bodentemperatur und der Bodeneigenschaften soll der Einfluss unterschiedlicher Gegebenheiten (Standorte) auf den Energiebetrieb untersucht werden. Wie in Tab. 10 angegeben, werden die einzelnen Bodeneigenschaften innerhalb einer gewissen Bandbreite variiert. Zusätzlich werden auch Berechnungen für einzelne Bodenarten durchgeführt. Auf Basis der EN ISO 13370:1998, in der Materialeigenschaften für Ton, Schluff, trockenen Sand, nassen Sand und Torf angeführt sind, erfolgen für die einzelnen Böden eigene Berechnungen, um einen direkten Vergleich unterschiedlicher Böden zu ermöglichen.
- **Einfluss der Pfahl- bzw. Herstellungsgeometrie:** Um zu untersuchen, welchen Einfluss die Pfahlänge, die Anzahl der Absorberrohre bzw. deren Zusammenschluss auf den Energiebetrieb haben, werden auch diese Parameter variiert.

			Variation		
			Grundmodell	von	bis
Modellgeometrie					
	Modellhöhe	[m]	32	-	-
	Modelldurchmesser	[m]	24	-	-
Pfahlgeometrie					
	Pfahlänge	[m]	16	12	32
	Pfahldurchmesser	[m]	1.2	-	-
	Abstand Pfahlkopf-GOK	[m]	6	-	-
	Abstand Pfahlfuss-Modellunterkante	[m]	10	-	-
Absorbergeometrie					
	Durchmesser	[m]	0.02	-	-
	Anzahl	[Stk.]	8	2	8
	Zusammenschluss		1-2-3-4-5-6-7-8	div. Variationen	
	Abstand Absorberrohr-Erdreich	[m]	0.132	-	-
Materialeigenschaften					
Boden	Dichte (feucht bzw. wassergesättigt)	[kg/m ³]	2300	400	3200
	Wärmeleitfähigkeit	[W/(mK)]	1.800	0.2	2.8
	spez. Wärmekapazität	[Ws/(kgK)]	1600	1000	3100
Beton	Dichte	[kg/m ³]	2400	-	-
	Wärmeleitfähigkeit	[W/(mK)]	2.100	-	-
	spez. Wärmekapazität	[Ws/(kgK)]	1000	-	-
	volumenbez. Wärmekapazität ¹⁾	[W/(sm ³ K)]	2400000	-	-
Absorber- flüssigkeit ²⁾	Dichte	[kg/m ³]	999.9	1038.0	996.0
	Wärmeleitfähigkeit	[W/(mK)]	0.568	0.496	0.618
	spez. Wärmekapazität	[Ws/(kgK)]	4212	3900	4180
	volumenbez. Wärmekapazität ¹⁾	[W s/(m ³ K)]	4211578.8	4048200	4163280
	kinematische Viskosität ³⁾	x10 ⁻⁶ [m ² /s]	1.693	4.400	0.810
	dynamische Viskosität	[kg/(sm)]	0.00169283	0.0045672	0.00080676
Randbedingungen					
	ungestörte Bodentemperatur	[°C]	10	6	16
	Vorlauftemp. Absorberflüssigkeit	[°C]	2	-6	28
	Strömungsgeschw. Absorberflüssigkeit	[m/s]	0.30	0.05	1.5

¹⁾ wird zur Berechnung nicht benötigt.

²⁾ ist die Vorlauftemperatur der Absorberflüssigkeit >=0, so wird Wasser verwendet

ist die Vorlauftemperatur der Absorberflüssigkeit <0, so wird ein Wasser/Frostschutzmittel-
gemisch mit 20% Anlufrogen N (Frostschutz bis -11°C) verwendet

Tab. 10. Parametervariation bei den stationären Berechnungen. Die Materialeigenschaften der Absorberflüssigkeit werden nicht gesondert variiert, sondern verändern sich nur in Abhängigkeit der Flüssigkeitstemperatur.

6.2.7.2 Instationäre Berechnungen

6.2.7.2.1 Allgemeines

Den instationären Berechnungen liegen dieselben Parameter wie dem Grundmodell der stationären Berechnungen zugrunde. Lediglich die Vorlauftemperatur der Absorberflüssigkeit wird in Abhängigkeit von der Betriebsperiode (Heizperiode, Kühlperiode, Regenerationsperiode) variiert.

Tab. 11 gibt eine Übersicht über die durchgeführten Berechnungen. Demzufolge werden unterschiedliche Betriebszustände und auch der Einfluss der Außentemperatur betrachtet. Während der gesamten Heiz- oder Kühlperiode wird die Vorlauftemperatur der Absorberflüssigkeit konstant gehalten. Dadurch befindet sich der Energiepfahl während der gesamten Periode unter „Volllast“, da dem Erdreich ständig Energie entzogen wird. Für einen Heizbetrieb von Anfang November bis Ende April sind dies insgesamt 4344 Volllaststunden pro Jahr. Bei der Auslegung von Heizungsanlagen geht man jedoch üblicherweise nur von 1800 Volllaststunden pro Jahr aus, wodurch dem Erdreich mehr Regenerierungszeit zur Verfügung steht. Dies ist bei der Interpretation der Berechnungen unbedingt zu beachten.

Betriebsart	Modellname	Berechnungsgrundlagen			Außen-temperatur		Monat									
		Simulationszeitraum	Berechnungsintervall	Anfangsbedingung (T _a)	Jahresmittlertemperatur	Temperaturamplitude	November	Dezember	Jänner	Februar	März	April	Mai	Juni	Juli	August
reiner Heizbetrieb	Modell 1	3 Jahre	wöchentlich	10°C	10°C	15°C	Heizbetrieb; T _{VL} =2°C					Regeneration				
	Modell 2	12 Jahre	wöchentlich	10°C	10°C	15°C	Heizbetrieb; T _{VL} =2°C					Regeneration				
	Modell 3	12 Jahre	wöchentlich	10°C	10°C	15°C	Heizbetrieb; T _{VL} =0°C					Regeneration				
	Modell 4	3 Jahre	wöchentlich	11°C	11°C	11°C	Heizbetrieb; T _{VL} =2°C					Regeneration				
	Modell 5	12 Jahre	wöchentlich	11°C	11°C	11°C	Heizbetrieb; T _{VL} =2°C					Regeneration				
	Modell 6	12 Jahre	wöchentlich	11°C	11°C	11°C	Heizbetrieb; T _{VL} =0°C					Regeneration				
reiner Kühlbetrieb	Modell 7	3 Jahre	wöchentlich	10°C	10°C	15°C	Regeneration					Kühlbetrieb; T _{VL} =18°C				
	Modell 8	3 Jahre	wöchentlich	11°C	11°C	11°C	Regeneration					Kühlbetrieb; T _{VL} =18°C				
Heiz- und Kühlbetrieb	Modell 9	3 Jahre	wöchentlich	10°C	10°C	15°C	Heizbetrieb; T _{VL} =2°C					Regeneration	Kühlbetrieb; T _{VL} =18°C			Regeneration
	Modell 10	1 Jahr	täglich	10°C	10°C	15°C	Heizbetrieb; T _{VL} =2°C					Regeneration	Kühlbetrieb; T _{VL} =18°C			Regeneration
	Modell 11	3 Jahre	wöchentlich	11°C	11°C	11°C	Heizbetrieb; T _{VL} =2°C					Regeneration	Kühlbetrieb; T _{VL} =18°C			Regeneration
	Modell 12	1 Jahr	täglich	11°C	11°C	11°C	Heizbetrieb; T _{VL} =2°C					Regeneration	Kühlbetrieb; T _{VL} =18°C			Regeneration

Tab. 11. Parametervariation bei den instationären Berechnungen.

Die einzelnen Betriebsperioden bilden in der Berechnung jeweils einen eigenen Lastfall, in dem die Randbedingungen „Vorlauftemperatur der Absorberflüssigkeit“ und „Strömungsgeschwindigkeit Absorberflüssigkeit“ entsprechend der Betriebsperiode definiert sind. Die gesamte Lastfalldauer ergibt sich aus der Dauer der jeweiligen Betriebsperiode und die Anzahl der Berechnungsschritte ist so gewählt, dass für etwa jede Simulationswoche (bzw. täglich bei Modell 10 und 12) eine Berechnung durchgeführt wird.

Model Instationär 9 und 11 Heiz- und Kühlbetrieb (Simulationszeitraum 3 Jahre)			Absorptionskoeffizient		Dauer			Lastfälle		Berechnungsschritte		Increment		Simulationsschritt	
Monat	Jahr	Zeitpunkt	Verlusttemperatur [°C]	Reibungsgeschwindigkeit [m/s]	[Tage]	[Stunden]	[Sekunden]	Nr.	Dauer [Sekunden]	[Anzahl]	Nr.	Dauer [Sekunden]	Zeitpunkt	[Sekunden]	
1	Jahr 1	Anfang November	2.0	0.30	30	720	2.592.000	Lastfall 1	13.048.400	20	1	652.320	Anfang November	0	
2		Ende November	2.0	0.30	31	744	2.678.400						Ende November	2.592.000	
3		Ende Dezember	2.0	0.30	31	744	2.678.400						Ende Dezember	5.270.400	
4		Ende Jänner	2.0	0.30	31	744	2.678.400	Lastfall 2	5.270.400	8	20	13.048.400	Ende Jänner	7.948.800	
5		Ende Februar	2.0	0.30	28	672	2.419.200						Ende Februar	10.368.000	
6		Ende März	2.0	0.30	31	744	2.678.400						Ende März	13.048.400	
7		Ende April	Regeneration	-	0.00	30	720	2.592.000	Lastfall 3	7.948.800	12	29	16.079.200	Ende April	15.638.400
8		Ende Mai	Regeneration	-	0.00	31	744	2.678.400						Ende Mai	18.316.800
9		Ende Juni	Kühlen	18	0.30	30	720	2.592.000						Ende Juni	20.908.800
10		Ende Juli	Kühlen	18	0.30	31	744	2.678.400	Lastfall 4	5.270.400	8	41	26.924.400	Ende Juli	23.587.200
11	Ende August	Kühlen	18	0.30	31	744	2.678.400	Ende August						26.265.600	
12	Ende September	Regeneration	-	0.00	30	720	2.592.000	Ende September						28.857.600	
13	Ende Oktober	Regeneration	-	0.00	31	744	2.678.400	Lastfall 5	13.048.400	20	48	32.108.320	Ende Oktober	31.538.000	
14	Ende November	Heizen	2.0	0.30	30	720	2.592.000						Ende November	34.128.000	
15	Ende Dezember	Heizen	2.0	0.30	31	744	2.678.400						Ende Dezember	36.806.400	
16	Ende Jänner	Heizen	2.0	0.30	31	744	2.678.400	Lastfall 6	5.270.400	8	68	44.592.400	Ende Jänner	39.484.800	
17	Ende Februar	Heizen	2.0	0.30	28	672	2.419.200						Ende Februar	41.804.000	
18	Ende März	Heizen	2.0	0.30	31	744	2.678.400						Ende März	44.592.400	
19	Ende April	Regeneration	-	0.00	30	720	2.592.000	Lastfall 7	7.948.800	12	78	49.852.800	Ende April	47.174.400	
20	Ende Mai	Regeneration	-	0.00	31	744	2.678.400						Ende Mai	49.852.800	
21	Ende Juni	Kühlen	18	0.30	30	720	2.592.000						Ende Juni	52.444.800	
22	Ende Juli	Kühlen	18	0.30	31	744	2.678.400	Lastfall 8	5.270.400	8	88	56.801.600	Ende Juli	55.123.200	
23	Ende August	Kühlen	18	0.30	31	744	2.678.400						Ende August	57.801.600	
24	Ende September	Regeneration	-	0.00	30	720	2.592.000						Ende September	60.393.600	
25	Ende Oktober	Regeneration	-	0.00	31	744	2.678.400	Lastfall 9	13.048.400	20	97	63.724.320	Ende Oktober	63.072.000	
26	Ende November	Heizen	2.0	0.30	30	720	2.592.000						Ende November	65.664.000	
27	Ende Dezember	Heizen	2.0	0.30	31	744	2.678.400						Ende Dezember	68.342.400	
28	Ende Jänner	Heizen	2.0	0.30	31	744	2.678.400	Lastfall 10	5.270.400	8	116	76.118.400	Ende Jänner	71.020.800	
29	Ende Februar	Heizen	2.0	0.30	28	672	2.419.200						Ende Februar	73.440.000	
30	Ende März	Heizen	2.0	0.30	31	744	2.678.400						Ende März	76.118.400	
31	Ende April	Regeneration	-	0.00	30	720	2.592.000	Lastfall 11	7.948.800	12	125	82.061.200	Ende April	78.710.400	
32	Ende Mai	Regeneration	-	0.00	30	720	2.592.000						Ende Mai	81.388.800	
33	Ende Juni	Kühlen	18	0.30	30	720	2.592.000						Ende Juni	83.980.800	
34	Ende Juli	Kühlen	18	0.30	31	744	2.678.400	Lastfall 12	5.270.400	8	138	89.337.600	Ende Juli	86.572.000	
35	Ende August	Kühlen	18	0.30	31	744	2.678.400						Ende August	89.337.600	
36	Ende September	Regeneration	-	0.00	30	720	2.592.000						Ende September	91.829.600	
37	Ende Oktober	Regeneration	-	0.00	31	744	2.678.400	Lastfall 12	5.270.400	8	144	94.608.000	Ende Oktober	94.608.000	
38	Ende Oktober	Regeneration	-	0.00	31	744	2.678.400						Ende Oktober	94.608.000	

Tab. 12. Definierte Randbedingungen, Lastfalldauer und Berechnungsschritte für die instationären Modelle 9 und 11. Die beiden Modelle unterscheiden sich lediglich im Ansatz einer unterschiedlichen Außentemperatur.

6.2.7.2.2 Außentemperatur

Abb. 65 zeigt die Tagesmitteltemperaturen von Wien im Jahr 2001. Derartige Klimadaten werden zur Auslegung eines Heizsystems verwendet, wobei angenommen wird, dass unter einer Außentemperatur von 12°C geheizt werden muss. Auf Basis der Temperaturen für den Standort Wien kann somit näherungsweise der Zeitraum von Anfang November bis Ende April als Heizperiode festgelegt werden. Dieser Zeitraum bildet somit die Heizperiode für die instationären Modelle 1, 3, 4 und 6. In diesem Zusammenhang wird nochmals darauf hingewiesen, dass die Heizungsanlage in diesem Zeitraum nicht ständig unter Volllast betrieben werden muss. Erfahrungsgemäß belaufen sich die Heizungs-Volllaststunden auf etwa 1800 Stunden pro Jahr, weshalb bei den übrigen Modellen von einer anderen Heizperiode ausgegangen wird (vgl. Tab. 11).

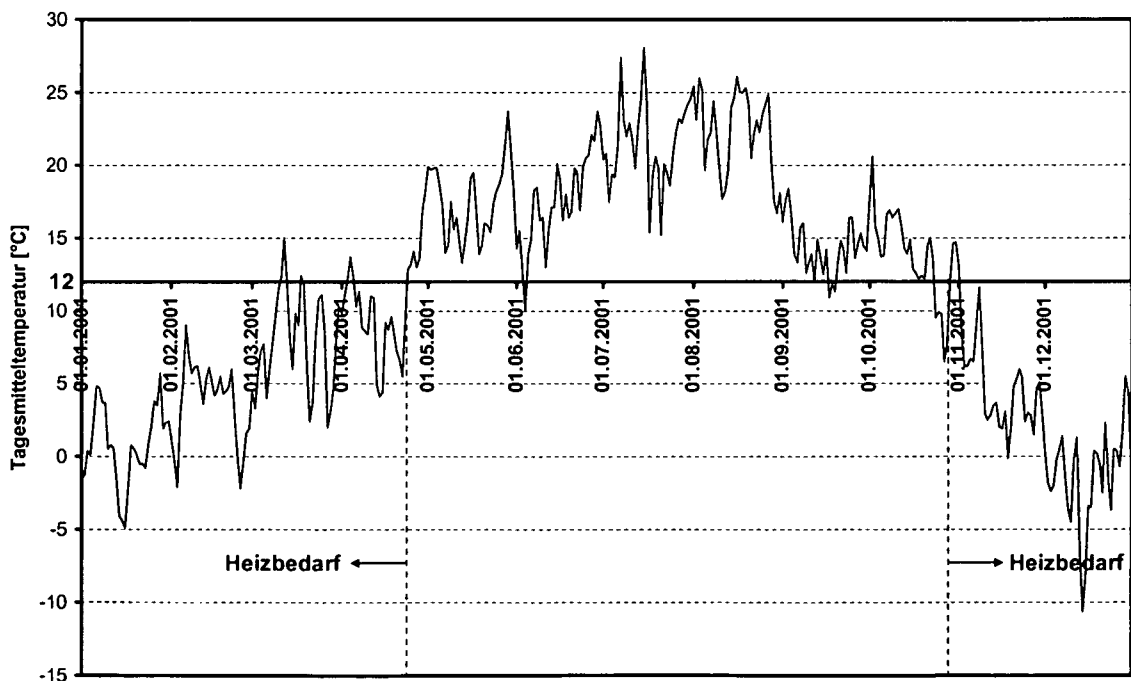


Abb. 65. Tagesmitteltemperaturen in Wien im Jahr 2001 [http://www.zamg.ac.at/]. Bei der Auslegung einer Heizungsanlage wird üblicherweise davon ausgegangen, dass bei Unterschreiten einer Tagesmitteltemperatur von 12°C Heizbedarf besteht.

Zur Berücksichtigung des Verlaufes der Außentemperatur innerhalb eines Jahre in den Simulationsberechnungen wird auf Basis dieser Temperaturmessdaten ein sinusförmiger Verlauf entsprechend Gleichung (104) eingepasst, wobei die Jahresmitteltemperatur mit $T_{m,Luft} = 11^\circ\text{C}$ und die Temperaturamplitude mit $\Delta T_{Luft} = 11^\circ\text{C}$ angenommen wird. Die Periodendauer beträgt $\bar{P} = 31.536.000$ Sekunden.

Als Simulationsstartpunkt wird der Beginn der Heizperiode, somit Anfang November, gewählt. Entsprechend Gleichung (104) (ohne Phasenverschiebung mit $\varepsilon_t = 0$) ist die Temperatur beim Simulationsstart ($t = 0$ sec) gleich der Jahresmitteltemperatur, im gegenständlichen Fall somit $T_{m,Luft} = 11^\circ\text{C}$. Gemäß Abb. 66 wird die Jahresmitteltemperatur jedoch erst am 15. April erreicht, das in Gleichung (104) mit der Phasenverschiebung ε_t berücksichtigt werden muss. Die Phasenverschiebung ε_t beträgt von Anfang November bis zum 15. April insgesamt 166 Tage (30+31+31+28+31+15) bzw. 14.342.400 Sekunden.

$$\text{(vgl. Gleichung (26)) } T_B(0,t) = T_{m,Luft} + \Delta T_{Luft} \cos\left(\frac{2\pi}{\bar{P}}(t - \varepsilon_t)\right) \quad (104)$$

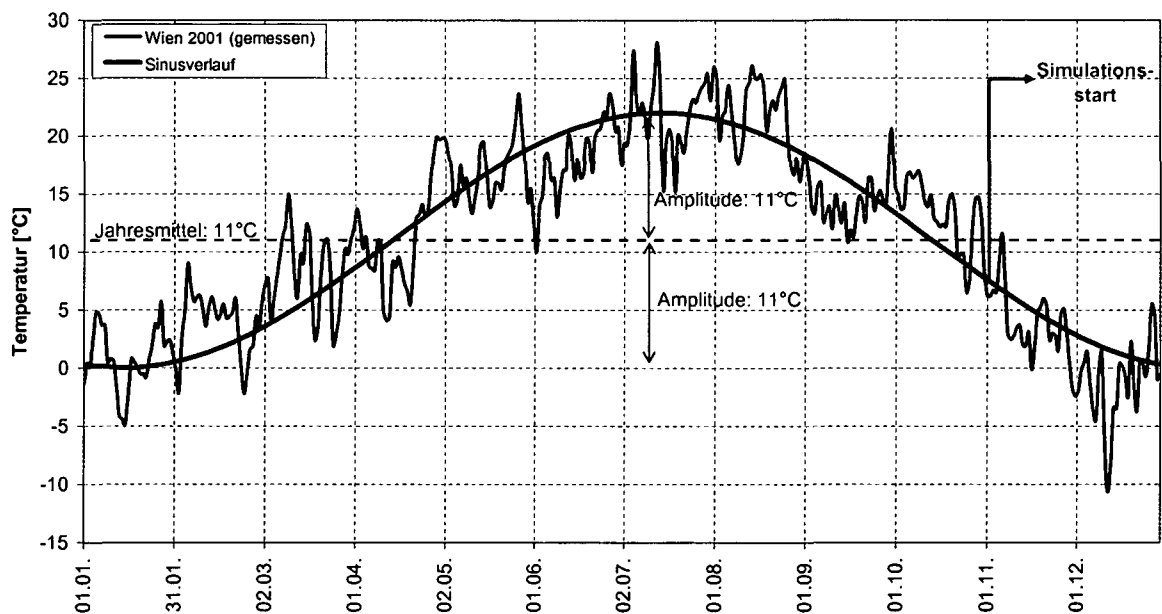


Abb. 66. Tagesmitteltemperatur in Wien im Jahr 2001 [<http://www.zamg.ac.at/>] und eingepasster Sinusverlauf für die numerischen Berechnungen.

Bei den instationären Berechnungen wird nun zu jedem Zeitschritt eine Subroutine von *Marc-Mentat* aufgerufen und an diese Subroutine die aktuelle Simulationszeit t übermittelt. Damit berechnet die Subroutine die für die aktuelle Simulationszeit entsprechende Außentemperatur und gibt sie an *Marc-Mentat* zurück, womit die Knotentemperatur an der Geländeoberkante definiert ist. Der beschriebene Verlauf der Außentemperatur wird bei den instationären Modellen 4, 5, 6, 8, 11 und 12 angesetzt (vgl. Tab. 11).

Um auch den Einfluss der Außentemperatur auf die Leistungsfähigkeit des Energiepfahles zu untersuchen, werden zusätzliche Berechnungen mit einem etwas modifizierten Verlauf der Außentemperatur durchgeführt. Die Jahresmitteltemperatur beträgt in diesem Fall $T_{m,Luft} = 10^\circ\text{C}$, die Temperaturamplitude $\Delta T_{Luft} = 15^\circ\text{C}$ und die Phasenverschiebung $\varepsilon_t = 15.638.400$ Sekunden (Anfang November bis Ende April). Dieser Verlauf wird bei den instationären Modellen 1, 2, 3, 7, 9 und 10 verwendet (vgl. Tab. 11).

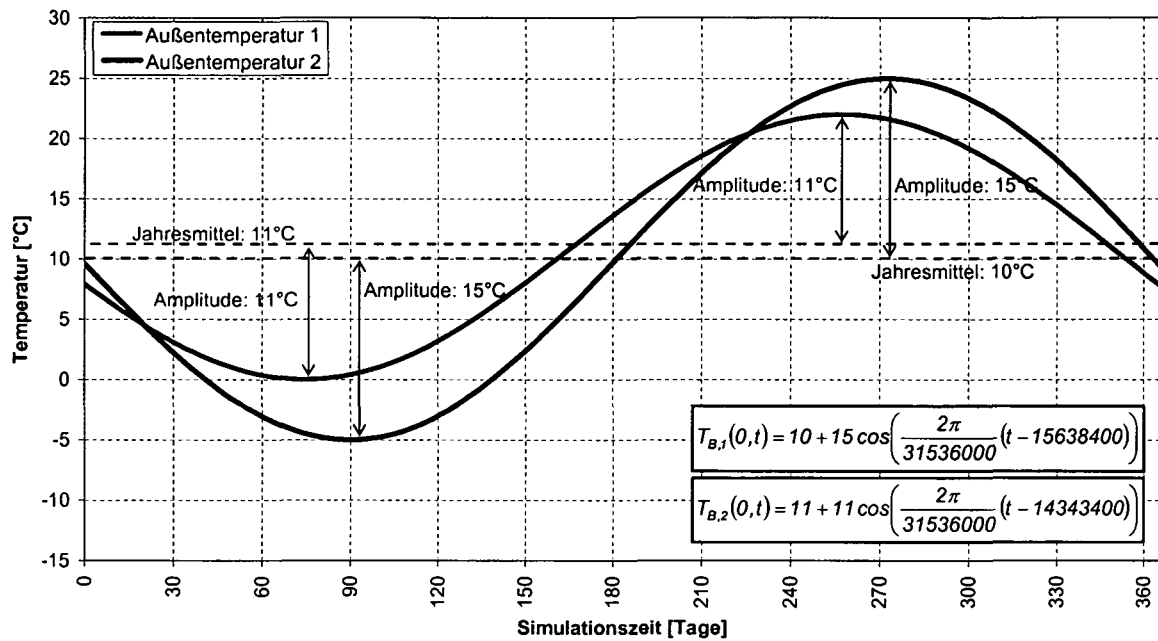


Abb. 67. Vergleich der beiden Außentemperaturverläufe innerhalb eines Simulationsjahres für die instationären Berechnungen. Außentemperatur 1 wird bei den Modellen 4, 5, 6, 8, 11 sowie 12 und Außentemperatur 2 bei den Modellen 1, 2, 3, 7, 9 sowie 10 angesetzt.

6.2.7.3 Hinweise zur Modellberechnung

Bei der Interpretation der Berechnungsergebnisse sind noch folgende Punkte betreffend der Modellberechnung zu beachten:

- Aufgrund der gekoppelten Aufgabenstellung, nämlich Berechnung der Flüssigkeitsströmung in den Absorberleitungen und Berechnung des Wärmeaustausches in Erdreich, Beton und Absorberflüssigkeit, wird eine sogenannte „Fluid-Thermal-Solid“-Berechnung durchgeführt, bei der eine Koppelung der einzelnen Ergebnisse erfolgt. Da bei dieser Berechnungsmethode auch Festigkeitseigenschaften mit berücksichtigt werden, können die entwickelten Modelle auch zur Untersuchung des Einflusses eines Energiebetriebs auf die Tragfähigkeit eines Energiepfahles verwendet werden.
- Der Wärmeübergang zwischen dem Erdreich und dem Beton (Pfahl) sowie zwischen Beton und Absorberflüssigkeit ist als ideal angenommen (kein Wärmeübergangskoeffizient ist definiert), wobei voller Kontakt zwischen den einzelnen Materialien vorausgesetzt ist.
- Der Wärmeaustausch erfolgt im gesamten Modell nur durch Wärmeleitung. Der von *Marc-Mentat* verwendete Formelapparat ist im Manual [68] ausführlich beschrieben.

- Latente Wärme beim Übergang von einem Aggregatzustand zu einem anderen wird nicht berücksichtigt, da dieser nicht auftritt.
- Temperaturabhängige Parameter, wie z.B. die Viskosität, ändern sich während der Berechnung nicht mit der Temperatur, sondern werden als konstant angenommen.
- *Marc-Mentat* geht bei der Berechnung von einer laminaren Flüssigkeitsströmung in den Absorberrohren aus.
- Folgende wesentliche Berechnungseinstellungen werden vorgegeben (vgl. dazu Manual [68]):
 - Konvergenzkriterium Fluid-Region: *relative velocity tolerance* = 0,1.
 - Konvergenzkriterium Wärmeberechnungen: *max. error in temperature estimate* = 0,1.
 - Berechnung Fluid-Region: *Lumped Mass & Capacity*.
 - Solver: Fluid- und Solid-Region: *direct Profile*.

6.2.7.4 Hinweise zur Modellentwicklung

Bevor die Berechnungen mit dem beschriebenen Modell durchgeführt werden konnten, fanden umfangreiche Voruntersuchungen zur Optimierung des Modells statt, wobei sich gezeigt hat, dass die Berechnungsergebnisse sehr stark vom Netzaufbau der Absorberleitungen und der Wahl des Elementtyps abhängen und aufgrund numerischer Schwierigkeiten zum Teil physikalisch falsche Ergebnisse berechnet werden. In diesem Sinne wurden anhand eines Basismodells, das in etwa den gleichen Aufbau wie das Grundmodell hatte, allerdings mit einer kleineren Modellhöhe, unterschiedliche Modellvariationen (Testmodelle) untersucht.

	Netzaufbau Absorberleitungen			Ergebnisbewertung			
	Anzahl Elemente	Elementtyp	Mittelknoten vorhanden	Anzahl Iterationsschritte	Temperaturberechnung	Strömungsgeschwindigkeit Pfahleintritt	Strömungsgeschwindigkeit Pfahlaustritt
Testmodell 1	12	21	ja	>1000	-	-	-
Testmodell 2	12	7	ja	9	FALSCH	1,00 m/s	1,12 m/s
Testmodell 3	12	21	nein	29	OK	1,00 m/s	0,80 m/s
Testmodell 4	12	7	nein	8	OK	1,00 m/s	0,95 m/s
Testmodell 5	4	7	ja	4	OK	1,00 m/s	1,00 m/s
Testmodell 6	4	21	ja	12	FALSCH	1,00 m/s	1,06 m/s

Tab. 13. Netzaufbau und Ergebnisbewertung der einzelnen Testmodelle.

Bei der Berechnung des Testmodells 1 kam es offensichtlich aufgrund der hohen Element- und Knotenanzahl zu numerischen Problemen, wodurch die Ergebnisse der einzelnen Iterationsschritte nicht konvergierten. Selbst nach 1000 Iterationsschritten konnte keine Lösung gefunden werden. Aufgrund der damit verbundenen hohen Rechenzeit wurde dieses Modell verworfen.

Das Hauptaugenmerk beim Vergleich der übrigen Testmodelle wurde auf die Berechnungsdauer (Iterationsschritte) und die berechneten Temperaturen sowie Strömungsgeschwindigkeiten gelegt.

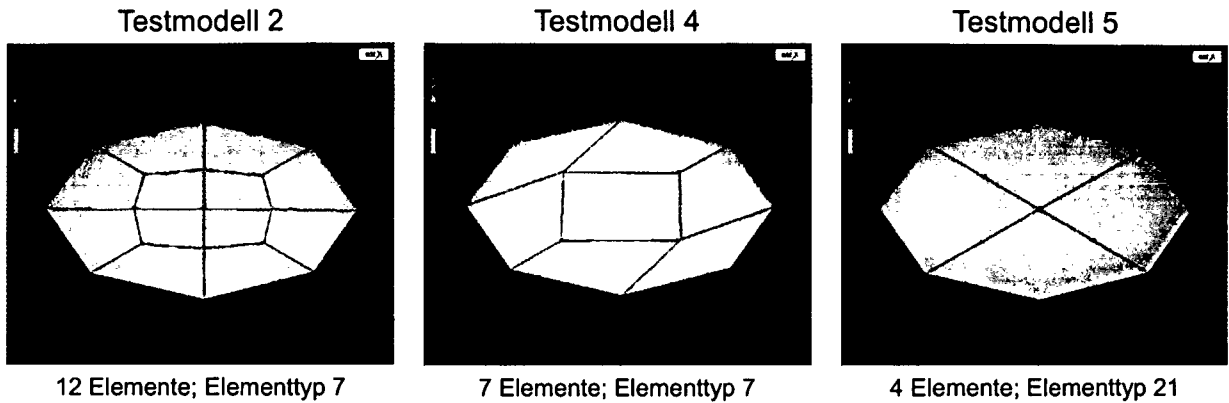


Abb. 68. Modellierung der Absorberleitungen mit unterschiedlicher Netzgeometrie und unterschiedlichem Elementtyp. Bei Elementen vom Typ 7 handelt es sich um ein quaderförmiges Element mit insgesamt 8 Knoten (an jeder Ecke). Bei Elementen vom Typ 21 ist in der Mitte jeder Elementkante nochmals ein Knoten, sodass diese Elemente aus insgesamt 20 Knoten bestehen.

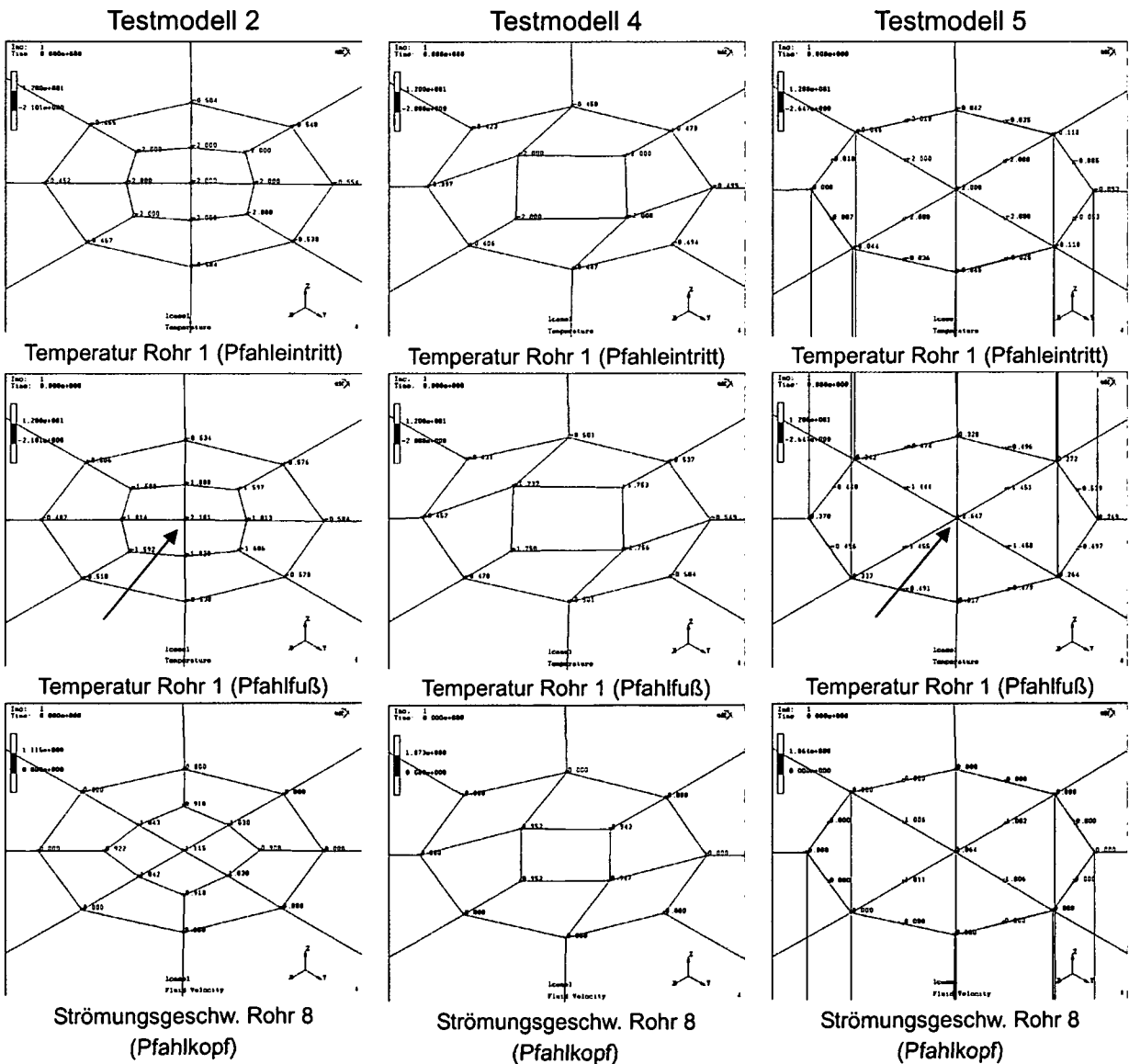


Abb. 69. Berechnungsergebnisse für die Testmodelle 2, 4 und 5. Die Pfeile markieren Berechnungsergebnisse, die physikalisch eindeutig falsch sind.

Abb. 69 ist zu entnehmen, dass bei den Testmodellen die Temperatur beim Pfahleintritt mittels einer Randbedingung an allen inneren Absorberknoten mit $T_{VL} = -2^{\circ}\text{C}$ festgelegt wurde. Ein Vergleich der berechneten Temperaturen der Absorberflüssigkeit beim Pfahlfuß zeigt, dass beim Testmodell 2 und 5 die Temperatur physikalisch falsch ist, da es aufgrund der gewählten Randbedingungen zu keiner Abkühlung innerhalb der Absorberleitung kommen kann. Demgegenüber ist die Temperaturberechnung beim Testmodell 4 plausibel, da es zu einer Erwärmung der Absorberflüssigkeit gekommen ist. Die Testmodelle 2 und 5 sind somit für die weiteren Betrachtungen aus.

Die Strömungsgeschwindigkeit der Absorberflüssigkeit wurde bei den Testmodellen in Abweichung zum beschriebenen Grundmodell lediglich beim Pfahleintritt mit 1,0 m/s definiert. *Marc-Mentat* hat schließlich die Rohrströmung entlang der Absorberleitung berechnet. Mittels der Knoten-LINKS, die zur Übertragung der Temperatur von einer Absorberleitung zur nächsten Absorberleitung dienen, wurden auch die berechneten Strömungsgeschwindigkeiten weitergegeben. Es war zu erwarten, dass die Strömungsgeschwindigkeit beim Pfahlaustritt dieselbe ist, wie beim Pfahleintritt. Abb. 69 ist aber zu entnehmen, dass aufgrund numerischer Ungenauigkeiten die Strömungsgeschwindigkeit beim Pfahlaustritt nicht mehr exakt 1,0 m/s beträgt (Testmodell 4 lieferte wiederum die plausibelsten Ergebnisse), wodurch es zu einer Veränderung der Verweilzeit und damit zu einer verfälschten Wärmeaufnahme kommt. Aus diesem Grund wurde bei den stationären und instationären Berechnungen auf diesen Ansatz verzichtet und die Strömungsgeschwindigkeit an allen Flüssigkeitsknoten vorgegeben.

Beim Testmodell 6 sind die Absorberleitungen lediglich durch 4 Elemente mit einem gemeinsamen Mittelknoten modelliert. Damit wird das gesamte Flüssigkeitsverhalten lediglich durch diesen einen Knoten beschrieben. Aufgrund dieser ungenauen Abbildung wurde dieses Testmodell ebenfalls ausgeschieden.

Testmodell 3 und 4 lieferten bei vertretbaren Rechenzeiten plausible Temperaturergebnisse, wobei ein direkter Vergleich gezeigt hat, dass beide Testmodelle nahezu dieselbe Temperaturverteilung ergaben. Die höhere Knotenanzahl beim Modell 3 (Elementtyp 21) hat demnach keinen wesentlichen Einfluss auf das Ergebnis, verursacht aber längere Rechenzeiten (29 Iterationsschritte). Aus diesem Grund wurde schließlich das Testmodell 4 als Grundlage für alle weiteren Berechnungen ausgewählt.

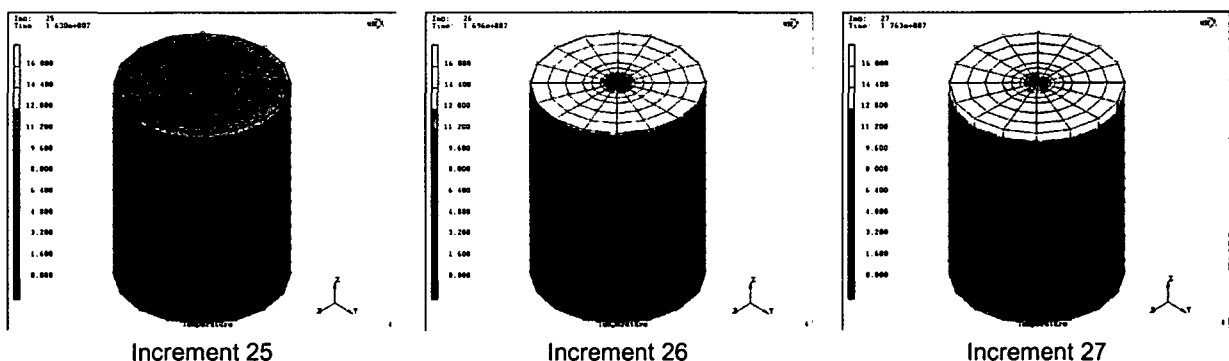


Abb. 70. Temperaturverteilung für drei aufeinander folgende Zeitschritte innerhalb einer Regenerationsperiode. An der Modelloberseite verändern sich die Temperaturen leicht in Abhängigkeit der Außentemperatur. An der Modellunterseite beträgt beim Increment 25 die Temperatur 10°C (rot), beim nächsten Increment jedoch plötzlich 0°C (blau) und beim Increment 27 wiederum 10°C , obwohl keine Randbedingungen geändert wurden.

Bei den instationären Berechnungen (Abb. 70) zeigte sich bei den Berechnungen der Regenerationsperiode, sofern die Strömungsgeschwindigkeit der Absorberflüssigkeit in vertikaler Richtung Null gesetzt ist, ebenfalls ein numerisches Problem. Dies äußerte sich in den berechneten Temperaturen, die sich innerhalb eines Zeitschrittes sprunghaft änderten. Dieses Problem konnte behoben werden, indem während der Regenerationsperiode in allen Flüssigkeitsknoten eine horizontale Flüssigkeitsströmung ($u_x = u_y = 0,01$ m/s; $u_z = 0$ m/s) vorgegeben wurde. Durch diese Randbedingung kommt es zwar zu einem Wärmeaustausch innerhalb der Absorberleitung, deren Einfluss aber vernachlässigbar klein ist.

6.3 Berechnungsergebnisse

6.3.1 Stationäre Berechnungen

Abb. 71 ist die Temperaturverteilung im Erdreich für das Grundmodell und 3 Modellvariationen zu entnehmen. Am Modellrand in 12 m Entfernung von der Pfahlachse beträgt die Temperatur bei allen Modellen 11°C aufgrund der definierten Randbedingung. Anhand der Temperaturen an der Geländeoberkante ist aber bereits erkennbar, dass bei den Modellen 145 und 024 weniger Erdreich thermisch aktiviert wird als beim Grundmodell und dem Modell 038. Dies verdeutlicht sich bei den Erdreichtemperaturen in 3,6 m und 1,8 m Abstand zur Pfahlmitte. Hier sind bereits deutliche Temperaturunterschiede zwischen den einzelnen Modellen erkennbar. Desweiteren kann beispielsweise anhand der Temperaturverteilung im Modell 145 bei einem Abstand von 1,8 m von der Pfahlmitte festgestellt werden, dass nur 2 Absorberleitungen (Rohr 1 und Rohr 5) in Betrieb sind und diese einander genau gegenüber liegen.

In Abb. 72 (oben) ist die Temperaturverteilung in der Pfahlebene dargestellt. Diese zeigt, wie weit der Energiebetrieb das Erdreich in vertikaler Richtung beeinflusst. Anhand der Netzgeometrie kann die Tiefenlage leicht abgeschätzt werden; die Elemente haben eine Höhe von 2 m, womit das gesamte Modell vertikal in 16 Abschnitte geteilt ist.

Desweiteren sind in Abb. 72 zwei Schnitte (die Schnittführung ist in Abb. 71 eingetragen) durch das Gesamtmodell dargestellt, denen der gesamte Einflussbereich, bedingt durch den Energiebetrieb, entnommen werden kann. Auch diese Abbildungen zeigen, dass der Einflussbereich beim Modell 038 aufgrund der hohen Strömungsgeschwindigkeit der Absorberflüssigkeit von $u = 1,50$ m/s am größten ist und beim Modell 024 aufgrund der geringen Strömungsgeschwindigkeit von $u = 0,05$ m/s am geringsten ist. Dies ist durch den unterschiedlichen Wärmestrom begründet, der sich mit dem Massenstrom bzw. der Strömungsgeschwindigkeit ändert. Innerhalb definierter Randbedingungen resultiert ein höherer Massenstrom in einem größeren Wärmestrom, was zu einer stärkeren Abkühlung des Erdreiches führt und damit zu einem größeren Einflussbereich.

Die Temperaturverteilung innerhalb des Pfahles ist Abb. 73 zu entnehmen. Die Temperaturen an der Pfahloberfläche (Mantelfläche) zeigen die unterschiedlichen Temperaturverhältnisse bei den einzelnen Modellen. Generell ist festzustellen, dass über die gesamte Pfahllänge nahezu die gleichen Temperaturen vorherrschen. Lediglich beim Grundmodell und dem Modell 145 ist sowohl im Pfahlkopf- als auch im Pfahlfußbereich die Temperatur ein wenig höher als an der übrigen Pfahloberfläche. Dies ist durch den höheren Wärmetransport

bedingt, da in diesen Bereichen aufgrund der Geometrie ein etwa halb-kugelförmiger Wärmestrom zum Energiepfahl stattfindet. Demgegenüber kommt es über die übrige Pfahllänge lediglich zu einem horizontalen Wärmestrom, der vergleichsweise gering ist. Dieser Trend ist auch an der Temperaturverteilung in den unterschiedlichen Pfahlquerschnitten (siehe Abb. 73) zu erkennen. Die größten Temperaturänderungen finden im Kopfbereich, somit zwischen 0 m (Pfahlkopf) und 2 m, und im Fußbereich, zwischen 14 m und 16 m (Pfahlfuß), statt. Von 2 m bis zu 14 m Pfahltiefe kommt es nur zu sehr geringen Temperaturänderungen entlang des Pfahles. Diese Feststellungen gelten allerdings nur für das Grundmodell sowie die Modelle 145 und 038. Beim Modell 024 ist die Strömungsgeschwindigkeit der Absorberflüssigkeit im Vergleich zu den übrigen Modellen sehr gering, wodurch sich auch ein anderer Trend der Temperaturverteilung einstellt. Am Pfahlkopf wird der Pfahlquerschnitt durch die Einleitung der kalten Absorberflüssigkeit (2°C) in das Rohr 1 stark abgekühlt. Aufgrund der geringen Strömungsgeschwindigkeit erwärmt sich die Absorberflüssigkeit rasch mit zunehmender Tiefe. Dadurch verkleinert sich auch der Einflussbereich vom Rohr 1. Im weiteren Verlauf kommt es zu einer weiteren Erwärmung der Absorberflüssigkeit. Diese Erwärmung ist umso höher, je größer der Abstand der vom „kalten“ Einflussbereich beim Pfahlkopf ist. Ab dem Rohr 4 hat die Absorberflüssigkeit über die gesamte Pfahllänge nahezu die gleiche Temperatur wie der Pfahl selbst. Es kommt somit zu keinem weiteren Wärmetausch zwischen dem Beton bzw. Erdreich und der Absorberflüssigkeit. Dies bedeutet, dass die Absorberrohre 4, 5, 6, 7 und 8 kaum einen Beitrag zum Wärmeentzug leisten. Zudem kommt es innerhalb des Rohres 8 sogar zu einer Abkühlung der Absorberflüssigkeit, da dieses Rohr wieder im Einflussbereich des „kalten“ Rohres 1 situiert ist. Demzufolge ist eine derartige Anordnung der Absorberrohre bei einer geringen Strömungsgeschwindigkeit der Absorberflüssigkeit nicht sinnvoll, da sich die einzelnen Rohre gegenseitig ungünstig beeinflussen und nur der „halbe“ Pfahl thermisch aktiviert wird. Empfehlenswert wäre bei den gewählten Randbedingungen die Verlegung von maximal 4 Absorberrohren, die einander gegenüber liegen sollten, um über den gesamten Pfahl einen gleichmäßigen Energieentzug zu gewährleisten.

Während die Strömungsgeschwindigkeit beim Modell 024 zu gering ist, ist diese beim Modell 038 zu hoch, wie Abb. 73 zeigt. Die Absorberflüssigkeit durchströmt dabei so schnell den Pfahl, dass quasi keine Zeit für eine Erwärmung bleibt. Die Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf (Rohr 1) und Rücklauf (Rohr 8) ist aus diesem Grund vergleichsweise gering. Dennoch kann ein solcher Betrieb sinnvoll sein, da ein hoher Massenstrom erreicht und darüber hinaus der gesamte Pfahl thermisch aktiviert wird. Dies kann beispielsweise zur Abdeckung von Spitzenlasten günstig sein.

Anhand der Pfahlquerschnittstemperaturen beim Modell 145 ist zu erkennen, dass nur die Rohre 1 und 5 durchströmt werden, wodurch der Pfahl verstärkt in den Bereichen dieser beiden Rohre abgekühlt wird. Dies ist auch noch an der Temperaturverteilung im Erdreich zu erkennen (siehe Abb. 71; 1,8m Abstand von Pfahlmitte).

Beim Grundmodell kann der Pfahlquerschnitt in eine wärmere und eine kältere Zone unterteilt werden. Letztere umfasst die Rohre 1 bis 4 und reicht bis etwa zur Pfahlmitte. Die übrigen Rohre liegen in der wärmeren Zone, wobei nur mehr im Nahbereich der Absorberleitungen eine stärkere Abkühlung erfolgt. Entsprechend dieser Gegebenheiten haben die unterschiedlichen Betriebsmöglichkeiten einen entscheidenden Einfluss auf die absolute Pfahltemperatur und deren Verteilung. Die mittlere Pfahltemperatur steigt jedenfalls ausgehend vom Modell 038 über das Grundmodell und Modell 145 bis zum Modell 024 an.

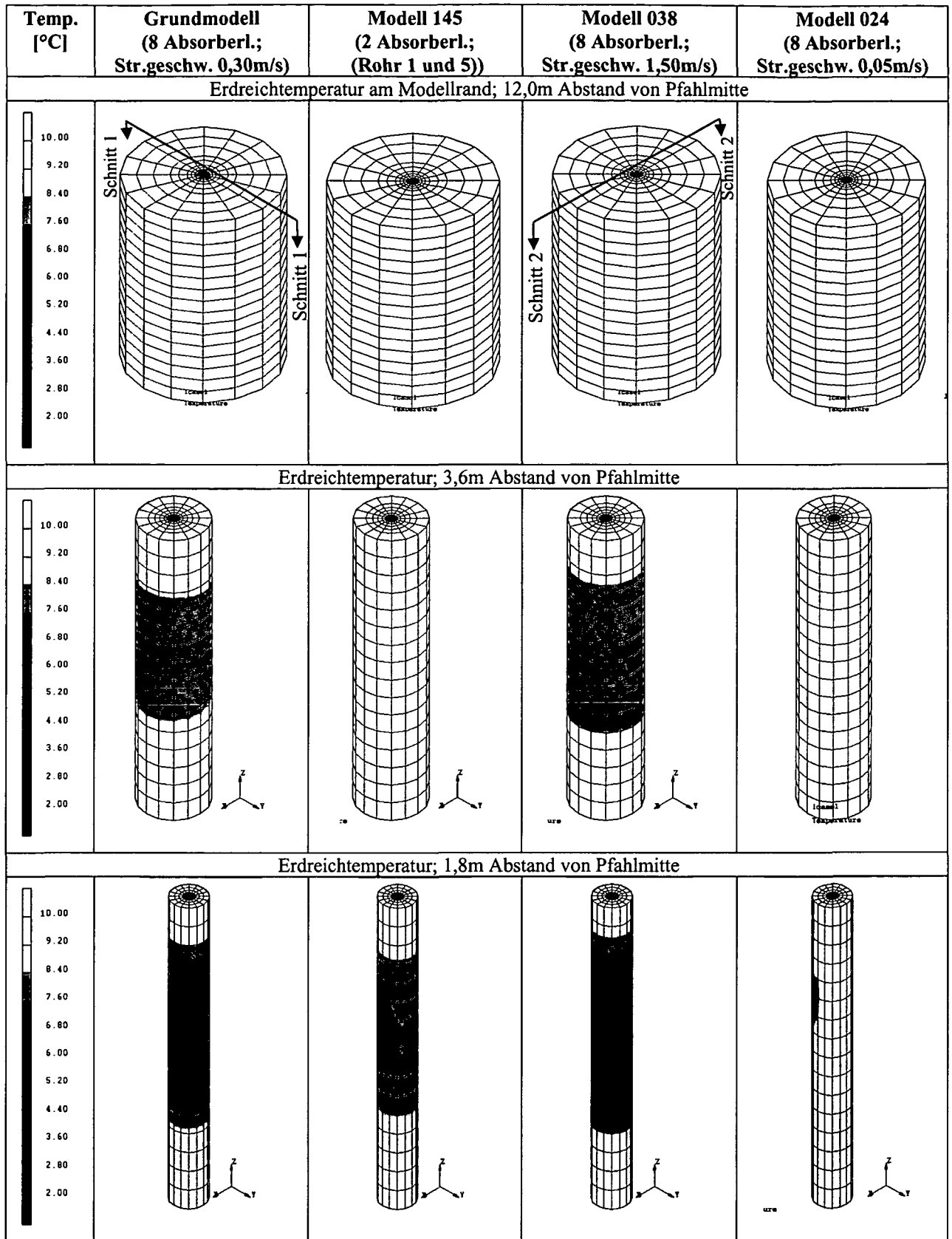


Abb. 71. Temperaturverteilung beim Grundmodell und 3 Modellvariationen am Modellrand, in 3,6m Abstand von der Pfahlmitte und 1,8m Abstand von der Pfahlmitte. Zusätzlich sind die Schnittführung der Schnitte 1 und 2 eingetragen, die in Abb. 72 verwendet werden.

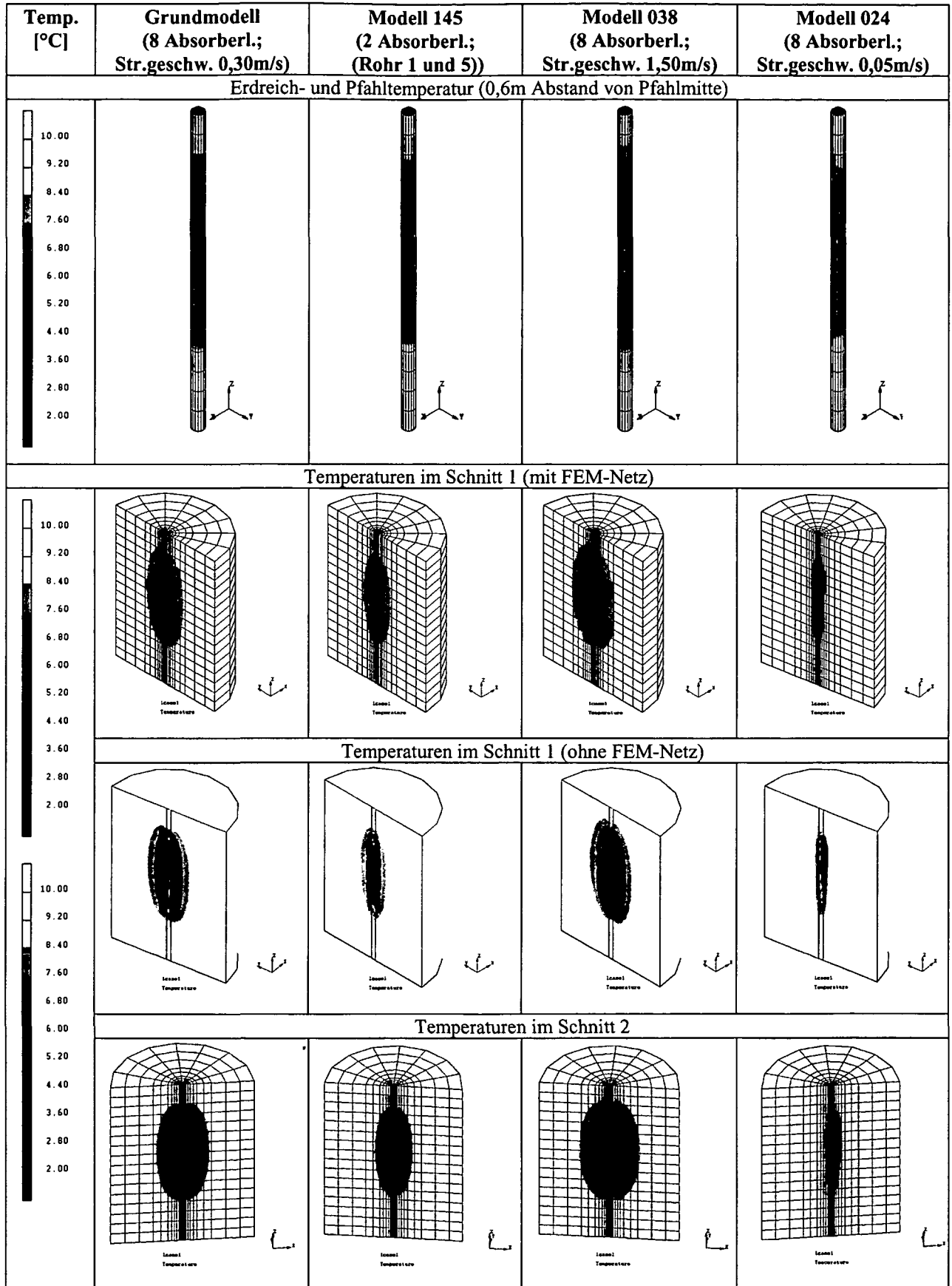


Abb. 72. Temperaturverteilung beim Grundmodell und 3 Modellvariationen in 0,6 m Abstand (Pfahloberfläche) von der Pfahlmitte und bei zwei Schnitten durch das gesamte Modell.

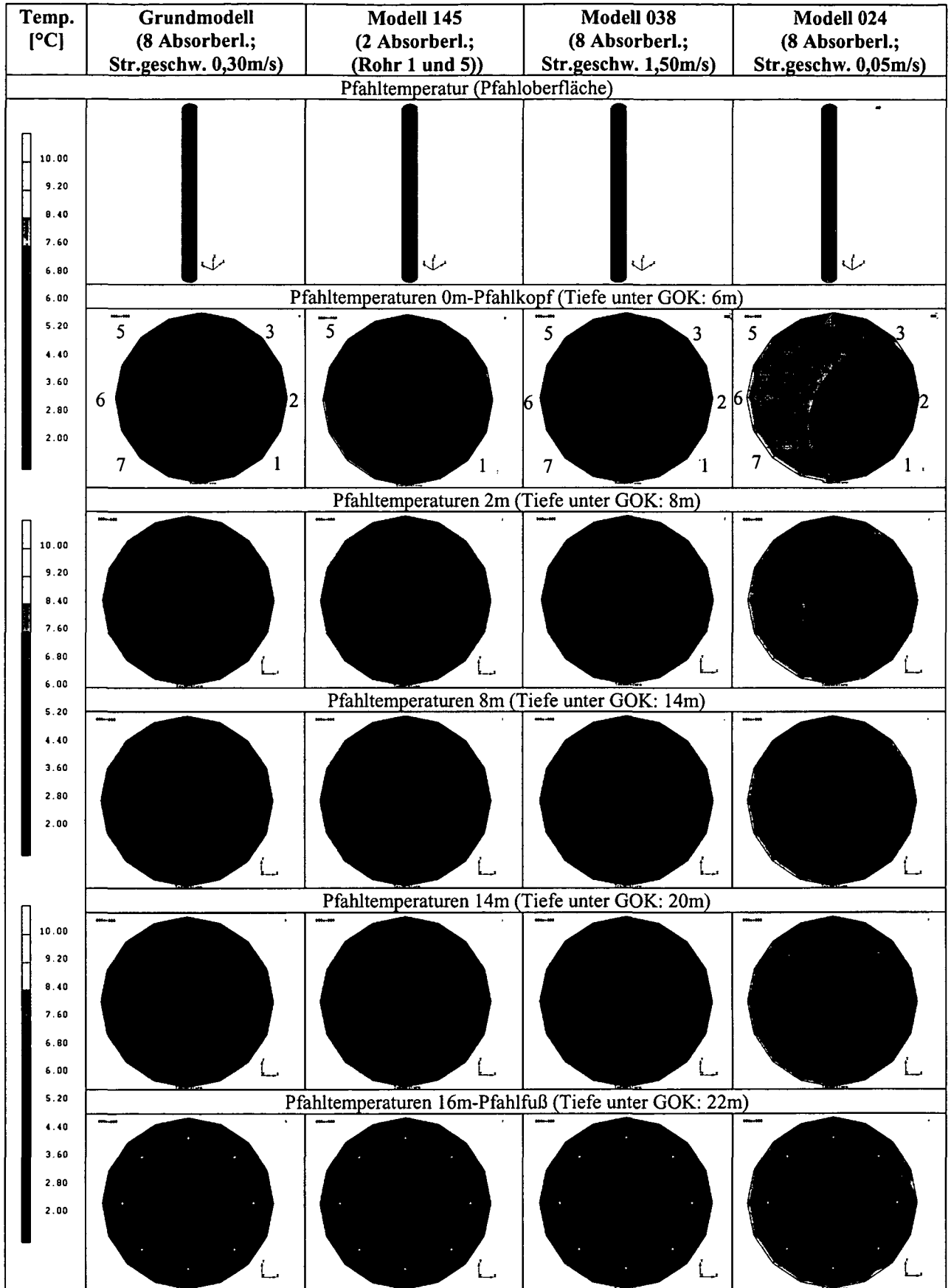


Abb. 73. Pfahltemperaturen beim Grundmodell und 3 Modellvariationen für den gesamten Pfahl und in mehreren Querschnitten. Die angegebene Tiefenlage bezieht sich auf die Pfahloberkante, die Klammerwerte auf die Geländeoberkante. Bei den Abbildungen des Pfahlfußes sind die Absorberleitungen aufgrund der Schnittführung nicht mehr vorhanden und somit nur mehr als weiße Punkte erkennbar.

Ergänzend zu den bereits beschriebenen Modellen (Grundmodell, Modell 145, Modell 038 und Modell 024) sind in Abb. 74 die Temperaturen für das Modell 017 eingetragen, bei dem im Vergleich zum Grundmodell die Vorlauftemperatur der Absorberflüssigkeit $T_{VL} = 27^{\circ}\text{C}$ beträgt. Dadurch liegen die Temperaturen auf einem höheren Temperaturniveau. Die Temperaturverteilung des Pfahles ist allerdings jener des Grundmodells (vgl. Abb. 73) sehr ähnlich.

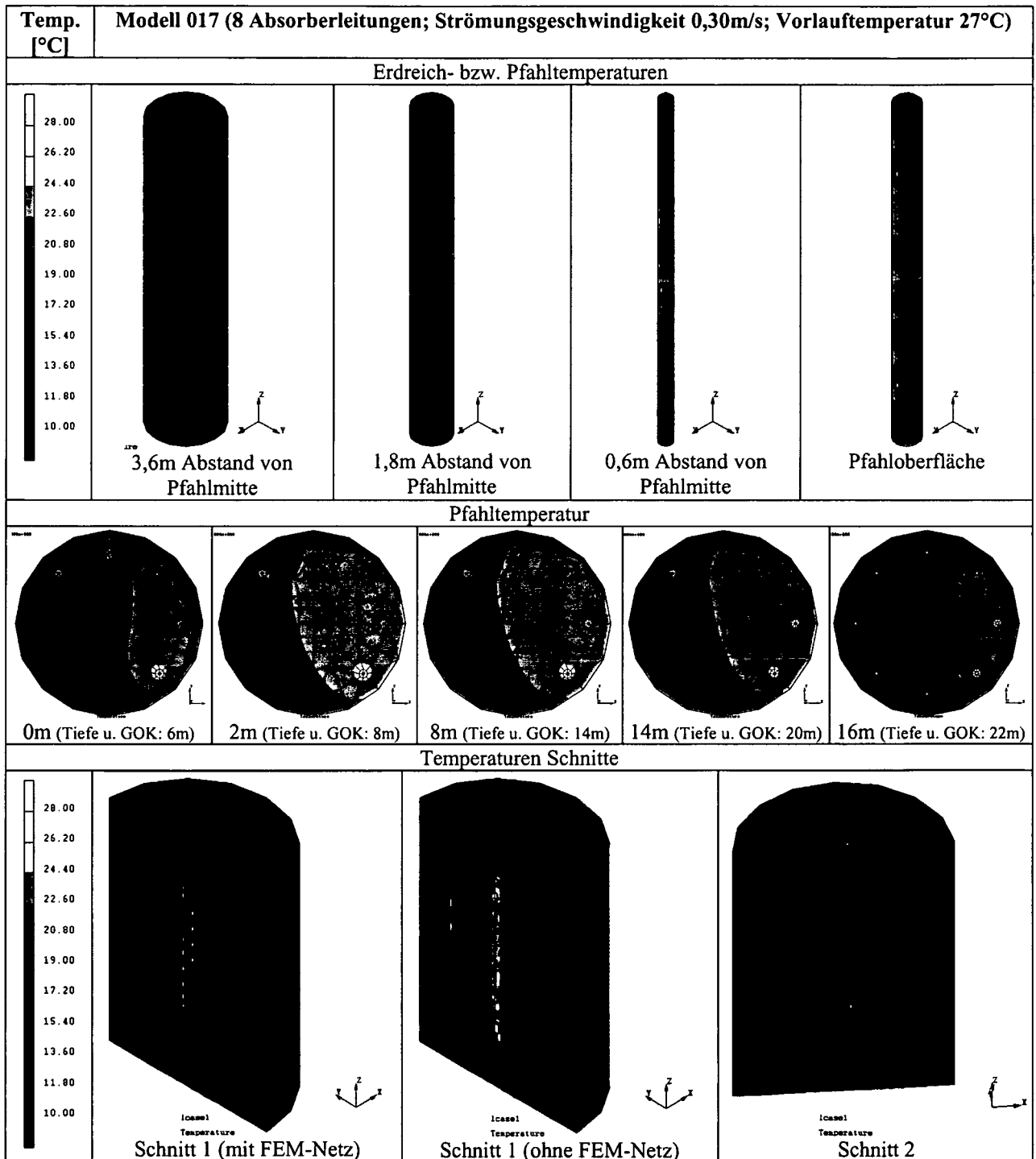


Abb. 74. Temperaturverteilung beim Modell 017 (Kühlbetrieb).

Um weitere Auswertungen der numerischen Berechnungen durchführen zu können, wurden die berechneten Temperaturen ausgewählter Knoten für alle Modelle aus den *Marc-Mentat*-Ergebnisfiles ausgelesen und weiterverarbeitet. Damit können unter anderem die einzelnen Modelle miteinander verglichen werden.

Abb. 75 zeigt für den Schnitt 2 im Grundmodell die Temperaturverteilung für unterschiedliche Tiefen (entspricht der bereits beschriebenen Temperaturverteilung in der Abb. 72). Bei diesen Auswertungen wurde erkannt, dass das verwendete FEM-Netz im Pfahlkopf- und Pfahlfußbereich physikalisch falsche Ergebnisse liefert (siehe kleiner Kasten in Abb. 75). In einer Tiefe von 4 m und 24 m kommt es zu Temperaturspitzen, die vermutlich durch die Netzgeometrie verursacht werden. An diesen Stellen besteht somit noch Optimierungsbedarf des FEM-Netzes.

Da diese numerischen Schwächen jedoch nur lokal auftreten und die übrigen Berechnungsergebnisse plausibel erscheinen, können die durchgeführten Berechnungen trotzdem für eine Parameterstudie, bei der lediglich der Einfluss einzelner Parameter auf das Gesamtergebnis untersucht wird und die quantitativen Größen von untergeordneter Bedeutung sind, herangezogen werden.

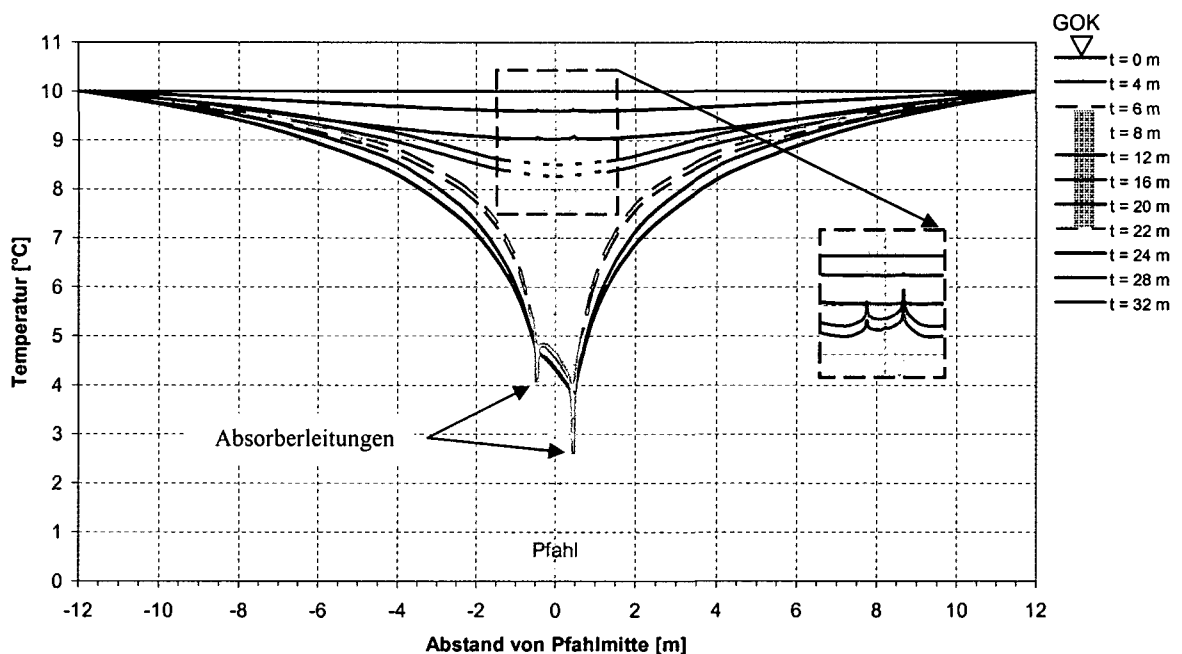


Abb. 75. Temperaturen im Schnitt 2 beim Grundmodell für unterschiedlichen Tiefen (bezogen auf GOK). Die Temperaturspitzen treten bei den Absorberleitungen auf. Die strichlierten Linien (grün und orange) symbolisieren den Pfahlkopf- und Pfahlfuß; zusätzlich ist in der Legende die GOK und die Tiefenlage des Pfahles eingetragen. Die strichlierten Bereiche innerhalb der Kastenmarkierung wurden angepasst. Dem kleinen Kasten in der linken Bildhälfte sind die tatsächlich berechneten Ergebnisse zu entnehmen, die geometriebedingte (FEM-Netz) Temperaturspitzen enthalten.

Abb. 75 zeigt, wie sich die Temperaturen in einem typischen Schnitt durch den Pfahl und das umgebende Erdreich verhalten. Am Modellrand, der in einem Abstand von 12 m von der Pfahlmitte liegt, beträgt die Temperatur aufgrund der definierten Randbedingung 10°C in allen Tiefen. In Richtung Pfahl stellt sich ein Temperaturtrichter ein. Die größte Temperaturabsenkung tritt dabei in einer Tiefe von 12 bis 16 m auf. Dabei handelt es sich um die Pfahlmitte. Im Pfahlkopf- und Pfahlfußbereich ist die Abkühlung des Erdreiches ein wenig schwächer, bedingt durch den halb-kugelförmigen Wärmestrom in diesen Bereichen. In einem Abstand von 2 m vom Pfahlkopf bzw. Pfahlfuß ($t_{\text{GOK}} = 4 \text{ m}$ bzw. $t_{\text{GOK}} = 24 \text{ m}$) ist zwar immer noch ein deutlicher Einfluss vom Pfahl zu erkennen, die

Abkühlung des Erdreiches ist aber schon vergleichsweise gering und nimmt mit zunehmender Entfernung vom Pfahl weiter ab.

Innerhalb des Pfahles sind Temperaturspitzen im Bereich der Absorberleitungen zu erkennen, wobei die Schnittführung durch die Rohre 2 (kälter) und 6 (wärmer) verläuft. Während in der Pfahlmitte die Temperaturen mit der Tiefe leicht variieren, sind jene an der Pfahloberfläche über die gesamte Tiefe nahezu konstant und liegen etwa 1 bis 1,5°C höher als die Temperatur im kälteren Absorberrohr (Rohr 2). Dies ist hinsichtlich der Möglichkeit einer Eislinnenbildung an der Pfahloberfläche von Bedeutung. Die Flüssigkeitstemperatur kann demnach noch knapp unter 0°C liegen, ohne dass dies bereits zu einer Unterkühlung der Pfahloberfläche führt.

In den folgenden Abbildungen (Abb. 76 bis Abb. 81) sind die Temperaturen im Schnitt 2 in einer Tiefe von $t_{GOK} = 12$ m (Pfahlmitte) für die unterschiedlichen Modellvariationen angeführt, die den Einfluss unterschiedlichster Randbedingungen zeigen. Das Grundmodell wird dabei stets mit einer roten Linie dargestellt und ist in der Legende markiert (fett).

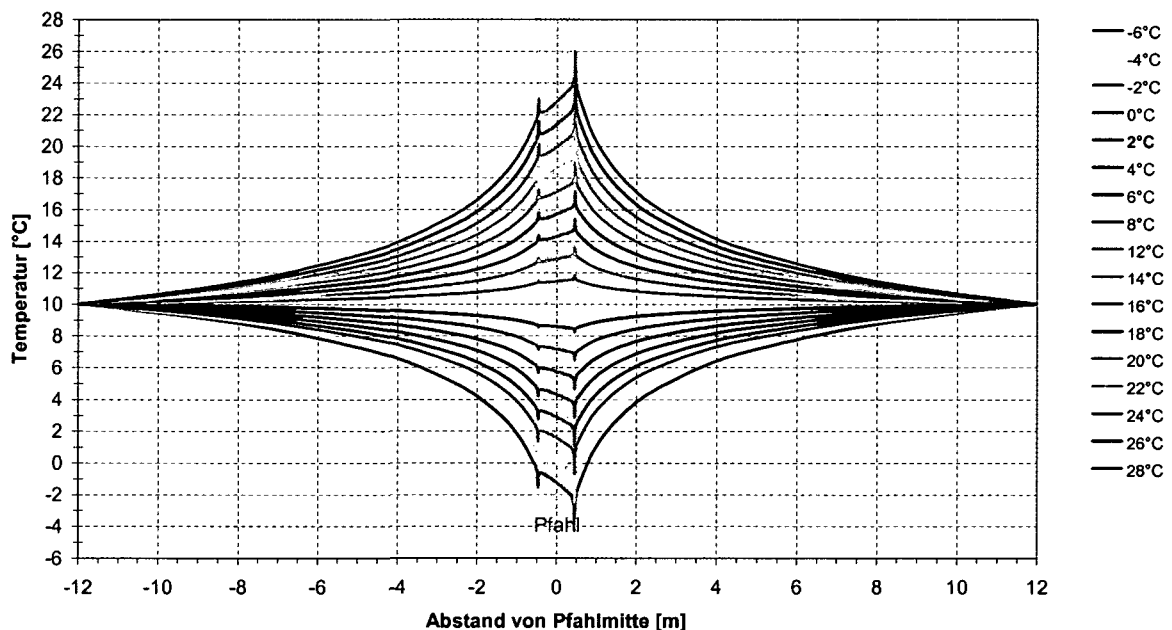


Abb. 76. Temperaturen im Schnitt 2 in einer Tiefe von $t_{GOK} = 12$ m bei Variation der Vorlauftemperatur der Absorberflüssigkeit. Da die Erdreichtemperatur am Modellrand mit 10°C als konstant angenommen wird, handelt es sich bei Vorlauftemperaturen unter 10°C um einen Heizbetrieb und bei Vorlauftemperaturen über 10°C um einen Kühlbetrieb. Das Grundmodell ist in der Legende fett markiert und mit einer roten Linie dargestellt.

Abb. 76 zeigt, wie sich die Temperaturen bei Variation der Vorlauftemperatur der Absorberflüssigkeit ändern. Je größer die Differenz dieser Temperatur zur ungestörten Erdreichtemperatur (10°C) ist, desto ausgeprägter ist der Temperaturtrichter innerhalb des Erdreiches. Während in einem Abstand von 2 m von der Pfahlmitte die Erdreichtemperaturen noch in einem Bereich von etwa 12°C schwanken, sinkt dieser mit zunehmendem Abstand vom Pfahl, sodass sich der Schwankungsbereich in einem Abstand von 8 m von der Pfahlmitte auf unter 4°C reduziert. Dies kann bei Erdwärmeanlagen mit kombiniertem Heiz- und Kühlbetrieb von Bedeutung sein.

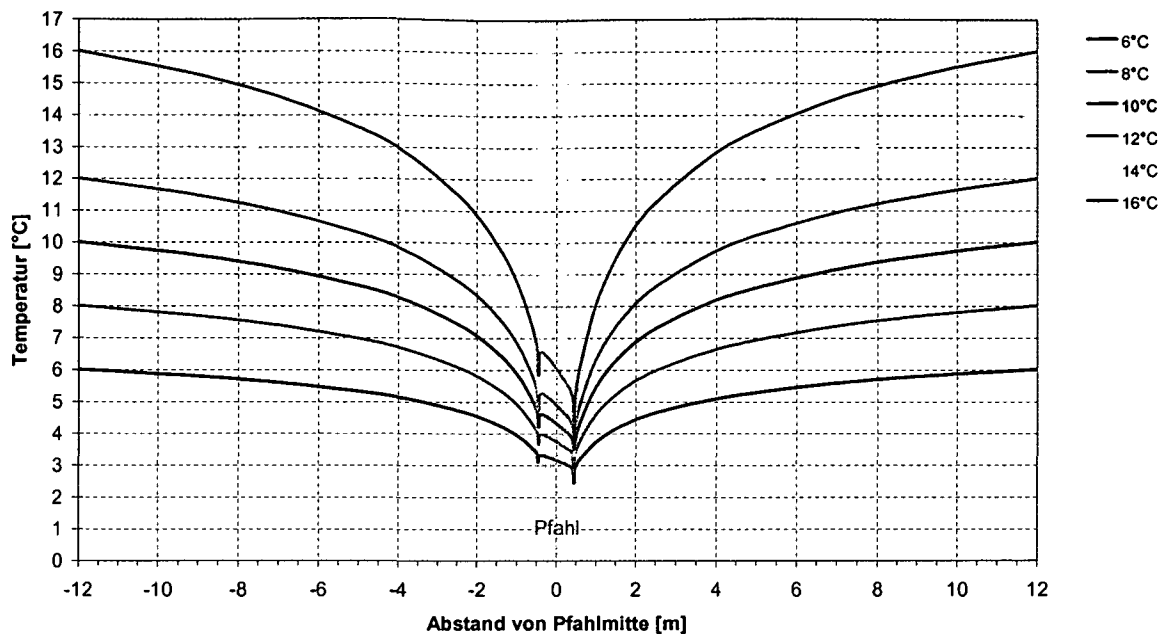


Abb. 77. Temperaturen im Schnitt 2 in einer Tiefe von $t_{GOK} = 12$ m bei Variation der ungestörten Erdreichtemperatur. Das Grundmodell ist in der Legende fett markiert und mit einer roten Linie dargestellt.

Den Einfluss der ungestörten Erdreichtemperatur zeigt Abb. 77. Je höher die ungestörte Erdreichtemperatur ist, desto größer ist die Differenz zur Vorlauftemperatur der Absorberflüssigkeit (2°C) und desto steiler verläuft der Absenke- oder 'Kochtopf'-Effekt rings um den Pfahl. Auch innerhalb des Pfahles verändert sich das Temperaturniveau deutlich in Abhängigkeit der ungestörten Erdreichtemperatur, sodass sich die Absorberflüssigkeit mit steigender Erdreichtemperatur schneller erwärmt und der Pfahl dadurch nicht so stark abgekühlt wird.

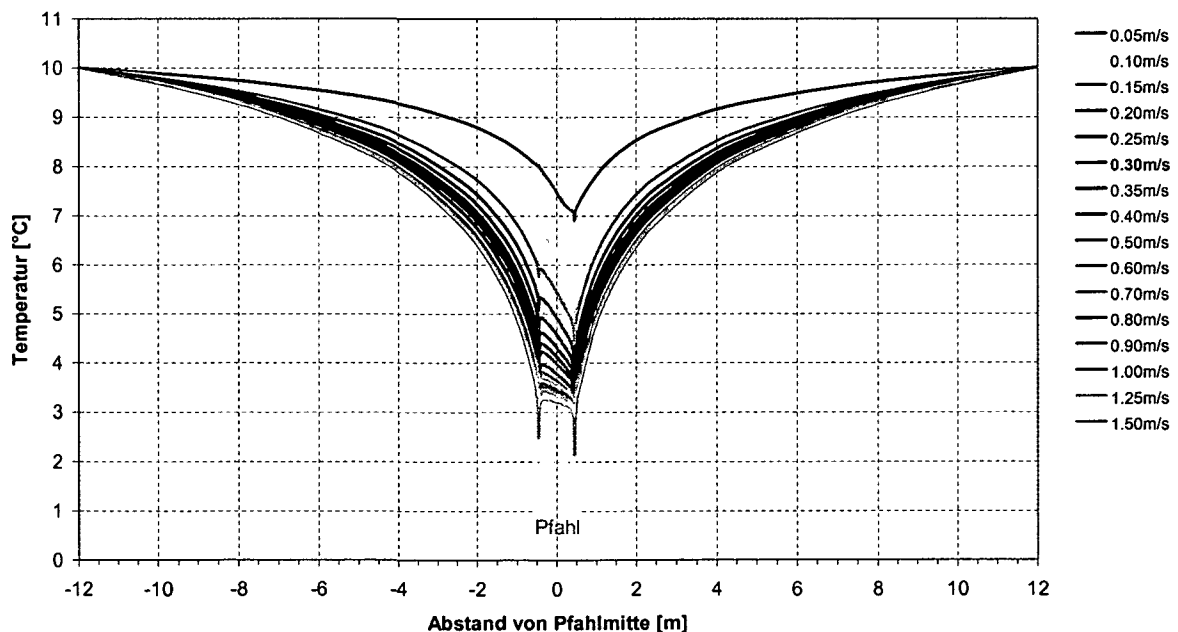


Abb. 78. Temperaturen im Schnitt 2 in einer Tiefe von $t_{GOK} = 12$ m bei Variation der Strömungsgeschwindigkeit der Absorberflüssigkeit. Das Grundmodell ist in der Legende fett markiert und mit einer roten Linie dargestellt.

Auch die Strömungsgeschwindigkeit der Absorberflüssigkeit hat einen entscheidenden Einfluss auf die Form des Temperatur-Absenke- oder 'Kochtopf'-Effektes im Pfahlbereich. Je höher die

Strömungsgeschwindigkeit ist, desto stärker wird der Pfahl aufgrund der konstanten Vorlauftemperatur der Absorberflüssigkeit abgekühlt und desto steiler verläuft demnach der Absenktrichter im Erdreich. Liegt die Strömungsgeschwindigkeit zwischen $u_m = 0,25$ und $1,50$ m/s, so verlaufen die Temperaturen in einem engen Band. Bei geringeren Strömungsgeschwindigkeiten verflacht der Absenktrichter immer mehr, bedingt durch die längere Verweilzeit der Absorberflüssigkeit und der damit verbundenen größeren Erwärmung. Auffallend ist, dass dieser Trend nicht linear verläuft, sondern mit kleiner werdender Strömungsgeschwindigkeit immer stärker ins Gewicht fällt. Dies führt schließlich auch dazu, dass der Absenktrichter nicht mehr symmetrisch zum Pfahl ist, sondern auf der „kälteren“ Seite steiler verläuft.

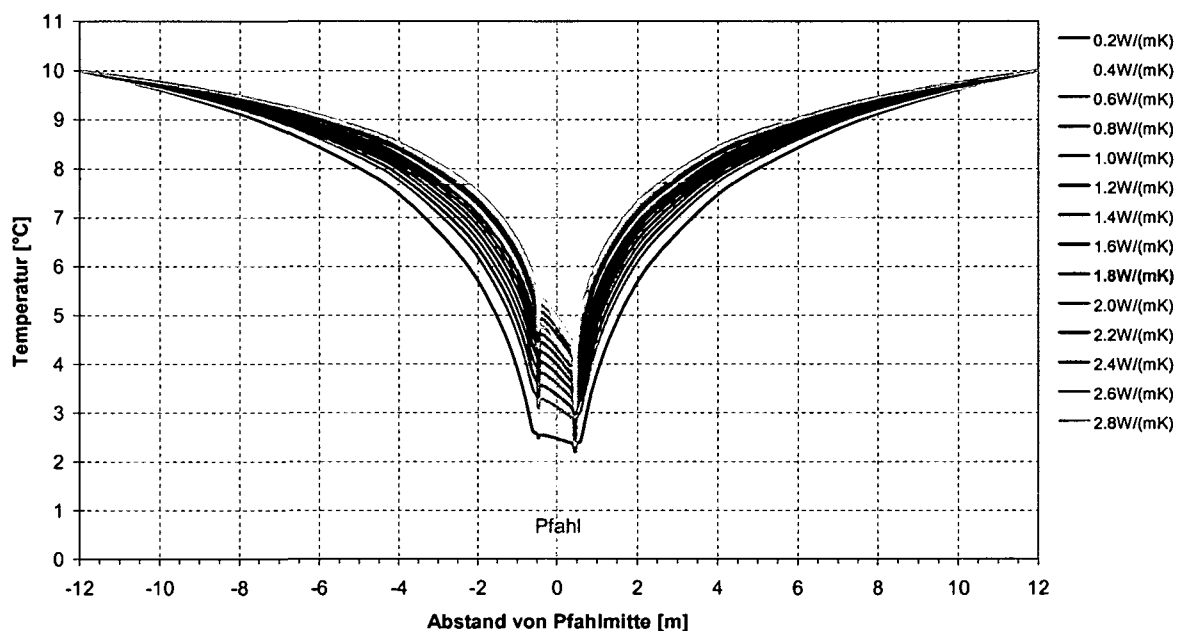


Abb. 79. Temperaturen im Schnitt 2 in einer Tiefe von $t_{GOK} = 12$ m bei Variation der Wärmeleitfähigkeit des Erdreiches. Das Grundmodell ist in der Legende fett markiert und mit einer roten Linie dargestellt.

Im Rahmen der durchgeführten Parameterstudien wurden neben der ungestörten Erdreichtemperatur auch die Dichte, die spezifische Wärmekapazität und die Wärmeleitfähigkeit des Erdreiches variiert. Wie zu erwarten, haben die Dichte und die spezifische Wärmekapazität keinen Einfluss auf die Temperaturverteilung im stationären Fall, weshalb auf diese Parametervariationen nicht näher eingegangen wird.

Der Einfluss der Wärmeleitfähigkeit des Erdreiches ist in Abb. 79 dargestellt. Dabei zeigt sich, dass der Temperatur-Absenktrichter umso steiler ausfällt, je geringer die Wärmeleitfähigkeit des Erdreiches ist. Dies ist auf den damit verbundenen geringeren Wärmestrom zum Pfahl zurückzuführen, der zu einer stärkeren Abkühlung des Pfahles und damit auch des Erdreiches führt.

Abb. 80 zeigt die Auswirkungen bei unterschiedlicher Anzahl an Absorberleitungen im Pfahl und deren unterschiedlichem Zusammenschluss zu einem Kreislauf. Dabei ist festzustellen, dass es für die Temperaturverteilung im Erdreich kaum einen Unterschied macht, ob 4, 6 oder 8 Absorberleitungen zum Energieentzug verwendet werden. Die Erdreichtemperaturen weisen dabei nur sehr geringe Temperaturunterschiede auf. Lediglich bei Verwendung von nur 2 Absorberleitungen sind die Erdreichtemperaturen höher. Aufgrund der kurzen

Rohrlänge innerhalb des Pfahles und der damit verbundenen kurzen Verweildauer der Absorberflüssigkeit wird der Pfahl nicht so stark abgekühlt, wodurch sich der gesamte Temperaturverlauf auf einem höheren Temperaturniveau befindet. Dabei fällt auf, dass für diesen Fall in der Abb. 80 keine Temperaturspitzen bei den Absorberleitungen (Rohr 1 und 5) zu erkennen sind. Dies ist durch die Schnittführung (Schnitt 2) durch die Rohre 2 und 6 bedingt.

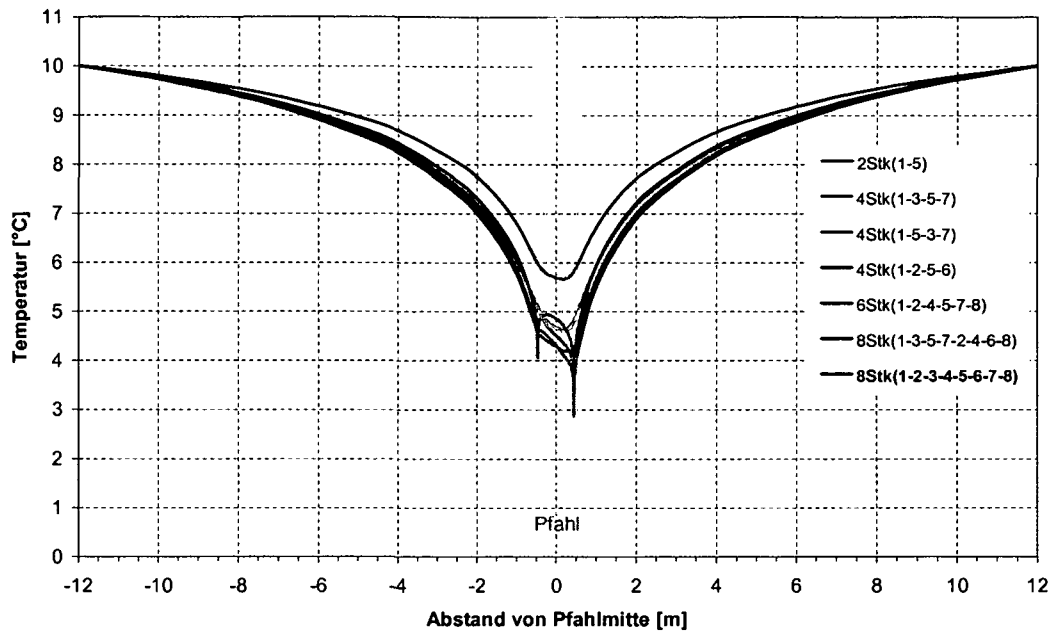


Abb. 80. Temperaturen im Schnitt 2 in einer Tiefe von $t_{GOK} = 12$ m bei Variation der Anzahl an Absorberleitungen und deren Zusammenschluss (Kreisführung innerhalb des Rohres). Die Klammerwerte geben an, in welcher Reihenfolge die einzelnen Absorberleitungen zusammengeschlossen sind. Die Rohrbezeichnung bezieht sich dabei immer auf die Definition in Abb. 58 bzw. Abb. 73. Das Grundmodell ist in der Legende fett markiert und mit einer roten Linie dargestellt.

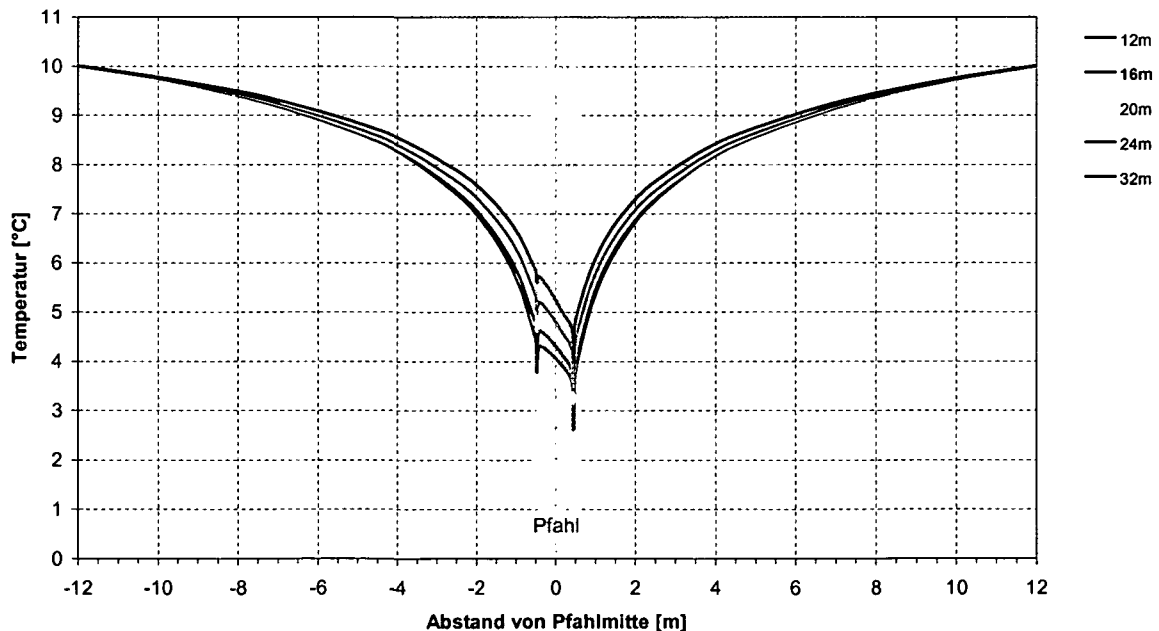


Abb. 81. Temperaturen im Schnitt 2 in einer Tiefe von $t_{GOK} = 12$ m bei Variation der Pfahllänge. Das Grundmodell ist in der Legende fett markiert und mit einer roten Linie dargestellt.

Der Einfluss unterschiedlicher Pfahllängen ist Abb. 81 zu entnehmen. Während innerhalb des Pfahles größere Temperaturunterschiede auftreten, sind diese innerhalb des Erdreiches vergleichsweise gering. Generell ist festzustellen, dass der Pfahl bei kleineren Pfahllängen stärker abgekühlt wird, wiederum bedingt durch die kürzere Verweilzeit der Absorberflüssigkeit im Pfahl.

In den folgenden Abbildungen ist die Entwicklung der Temperatur entlang der abgewickelten Absorberrohre vom Eintritt in den Pfahl bis zum Austritt aus dem Pfahl dargestellt, und zwar wiederum für die untersuchten Parametervariationen. Da in den Modellen die Absorberflüssigkeit jeweils durch 4 innere Elementknoten diskretisiert ist, wird der Temperaturmittelwert dieser 4 Knoten als mittlere Temperatur der Absorberflüssigkeit angenommen.

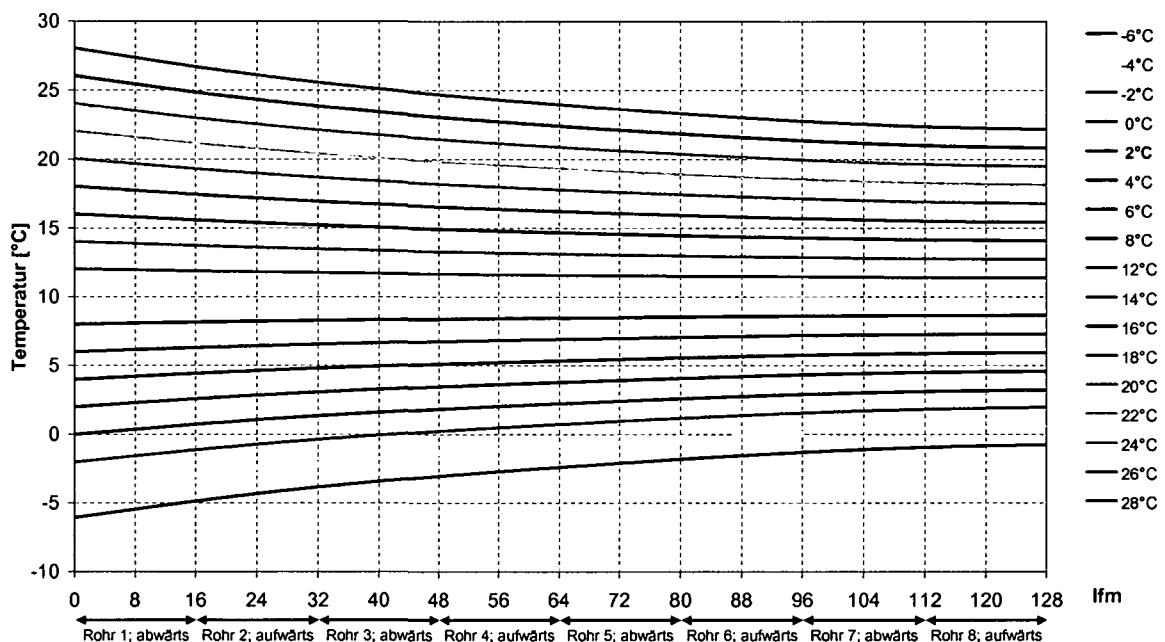


Abb. 82. Mittlere Temperatur der Absorberflüssigkeit entlang der abgewickelten Absorberrohre bei Variation der Vorlauftemperatur der Absorberflüssigkeit. Zusätzlich sind die Bereiche der einzelnen Rohre inklusive der Strömungsrichtung eingetragen. Das Grundmodell ist in der Legende fett markiert und mit einer roten Linie dargestellt.

Abb. 82 zeigt die Erwärmung (im Heizbetrieb) bzw. Abkühlung (im Kühlbetrieb) der Absorberflüssigkeit beim Durchströmen der 8 Absorberrohre. Die Erwärmung bzw. Abkühlung ist bei den ersten Rohren am größten und flacht schließlich ab. Der Verlauf der einzelnen Kurven ist maßgeblich von der Vorlauftemperatur und damit von der Differenz zwischen Vorlauftemperatur und ungestörter Erdreichtemperatur (10°C) abhängig. Obwohl den Berechnungen, bei denen die Vorlauftemperatur der Absorberflüssigkeit unter 0°C liegt, die Flüssigkeitsparameter eines Wasser-Glykol-Gemisches zugrunde liegen, und sich damit die Wärmeeigenschaften der Absorberflüssigkeit im Vergleich zu Wasser verschlechtern, ist dies am Verlauf der Flüssigkeitstemperatur nicht zu erkennen. Allgemein kann festgehalten werden, dass der Energiebetrieb umso effizienter ist, je größer die Differenz zwischen Vorlauf- und Rücklauftemperatur ist. Eine Gegenüberstellung dieser Temperaturdifferenzen für alle Modelle ist in Abb. 91, Abb. 92 und Abb. 93 dargestellt.

Den Einfluss der ungestörten Erdreichtemperatur auf die Entwicklung der Absorbentemperatur zeigt Abb. 83. Je höher die Erdreichtemperatur ist, desto höher ist der Wärmestrom zum Pfahl und desto höher ist die Erwärmung der Absorberflüssigkeit. Bis zum Rohr 4 ist diese Erwärmung bei den untersuchten Fällen quasi linear und flacht anschließend allmählich ab.

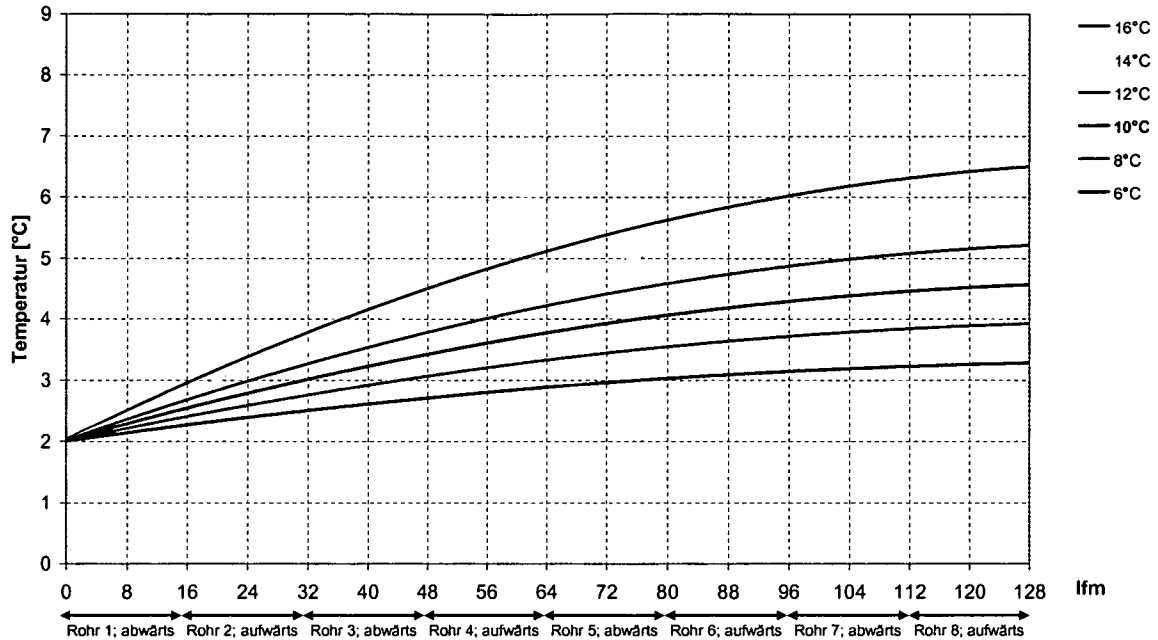


Abb. 83. Mittlere Temperatur der Absorberflüssigkeit entlang der abgewickelten Absorberrohre bei Variation der ungestörten Erdreichtemperatur. Zusätzlich sind die Bereiche der einzelnen Rohre inklusive der Strömungsrichtung eingetragen. Das Grundmodell ist in der Legende fett markiert und mit einer roten Linie dargestellt.

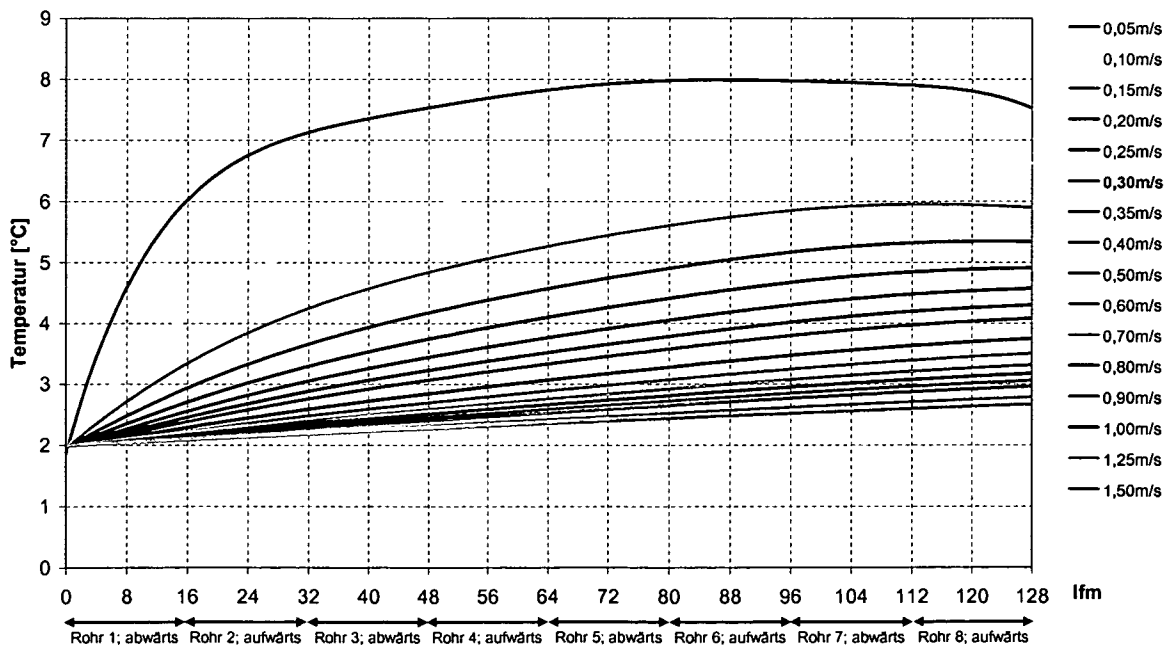


Abb. 84. Mittlere Temperatur der Absorberflüssigkeit entlang der abgewickelten Absorberrohre bei Variation der Strömungsgeschwindigkeit der Absorberflüssigkeit. Zusätzlich sind die Bereiche der einzelnen Rohre inklusive der Strömungsrichtung eingetragen. Das Grundmodell ist in der Legende fett markiert und mit einer roten Linie dargestellt.

Abb. 84 ist die Temperatur der Absorberflüssigkeit bei Variation der Strömungsgeschwindigkeit der Absorberflüssigkeit zu entnehmen. Aufgrund der längeren Verweilzeit der Absorberflüssigkeit kommt es mit sinkender Strömungsgeschwindigkeit zu einer höheren Erwärmung der Flüssigkeit. Dabei zeigt sich allerdings ein unterschiedlicher Trend. Während es bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten (0,5 bis 1,5 m/s) zu einem nahezu linearen Anstieg der Flüssigkeitstemperatur über die gesamte Länge kommt, tritt bei kleineren Strömungsgeschwindigkeiten eine Verflachung bei den letzten Rohren auf. Bei sehr geringen Strömungsgeschwindigkeiten (0,05 bis 0,15 m/s) kühlt sich die Absorberflüssigkeit in den letzten Rohren sogar ab, da diese Rohre bereits im Einflussbereich der kalten ersten Rohre liegen. Demzufolge kommt es z.B. bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 0,05 m/s innerhalb des ersten Rohres zu einer sehr großen Erwärmung der Absorberflüssigkeit. Vom Rohr 2 bis zum Rohr 5 nimmt die Erwärmung immer mehr ab und erreicht schließlich am Ende des Rohres 5 seinen Höhepunkt. Ab dem Rohr 6 kommt es aber wieder zu einer Abkühlung, die umso größer wird, je kleiner der Abstand zum kalten Rohr 1 ist. Dieser Trend ist auch anhand der Abb. 73 erkennbar.

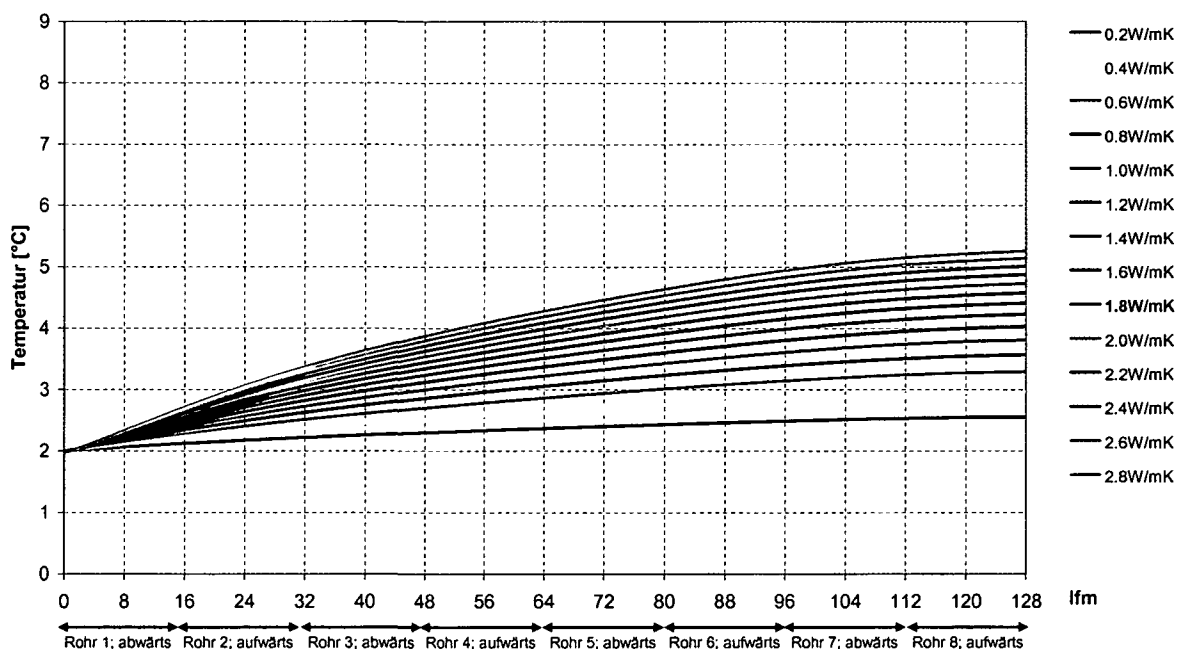


Abb. 85. Mittlere Temperatur der Absorberflüssigkeit entlang der abgewickelten Absorberrohre bei Variation der Wärmeleitfähigkeit des Erdreiches. Zusätzlich sind die Bereiche der einzelnen Rohre inklusive der Strömungsrichtung eingetragen. Das Grundmodell ist in der Legende fett markiert und mit einer roten Linie dargestellt.

Abb. 85 zeigt die Abhängigkeit der Flüssigkeitstemperatur von der Wärmeleitfähigkeit des Erdreiches. Hier ist wiederum feststellbar, dass mit steigender Wärmeleitfähigkeit des Erdreiches auch der Wärmestrom zum Pfahl ansteigt und dies in einer größeren Erwärmung der Absorberflüssigkeit resultiert, wobei der Einfluss mit kleiner werdender Wärmeleitfähigkeit abnimmt.

Exemplarisch für diese Auswertungen ist in Abb. 86 die Temperatur der Absorberrohrwand für die in Abb. 85 dargestellten Fälle angegeben. Der Verlauf der Wandtemperatur folgt in etwa jenem der Flüssigkeitstemperatur. Darüberhinaus ist aber erkennbar, dass die Rohrwandtemperatur beim ersten Rohr je nach Wärmeleitfähigkeit des Erdreiches unterschiedlich hoch ist. Die Rohrwandtemperatur nimmt anschließend bis zum Rohr 8 stets zu und verläuft im Rohr 8 nahezu konstant bzw. nimmt bei geringeren Wärmeleitfähigkeiten sogar ab.

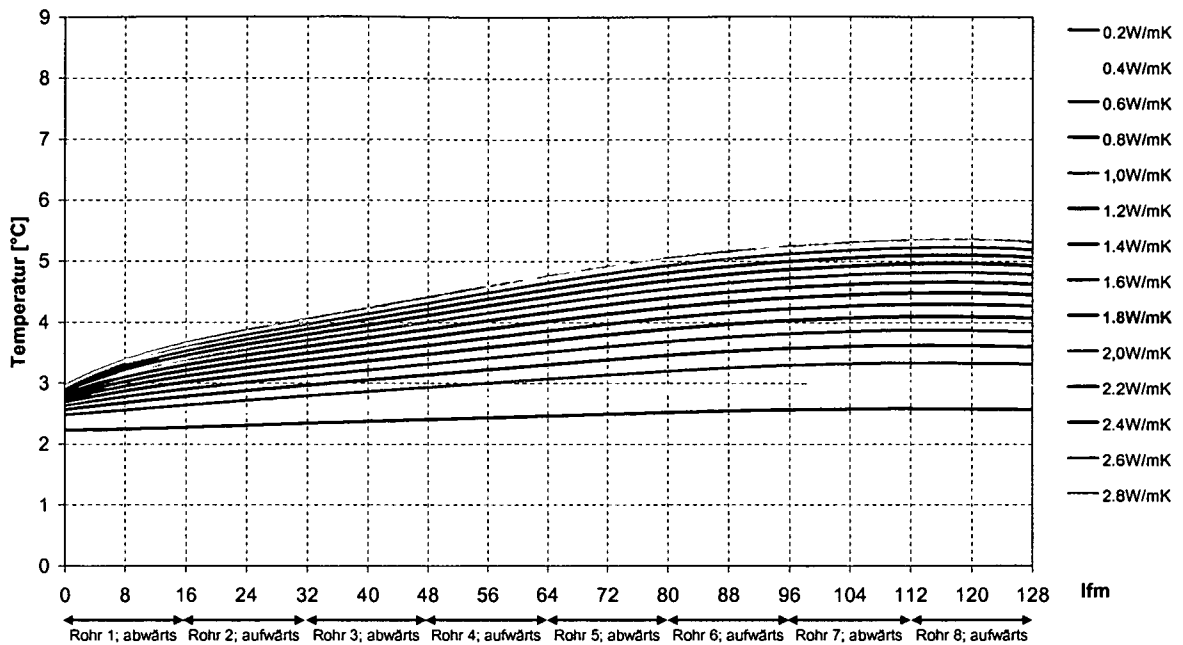


Abb. 86. Mittlere Temperatur der Rohrwand entlang der abgewickelten Absorberrohre bei Variation der Wärmeleitfähigkeit des Erdreiches. Zusätzlich sind die Bereiche der einzelnen Rohre inklusive der Strömungsrichtung eingetragen. Das Grundmodell ist in der Legende fett markiert und mit einer roten Linie dargestellt.

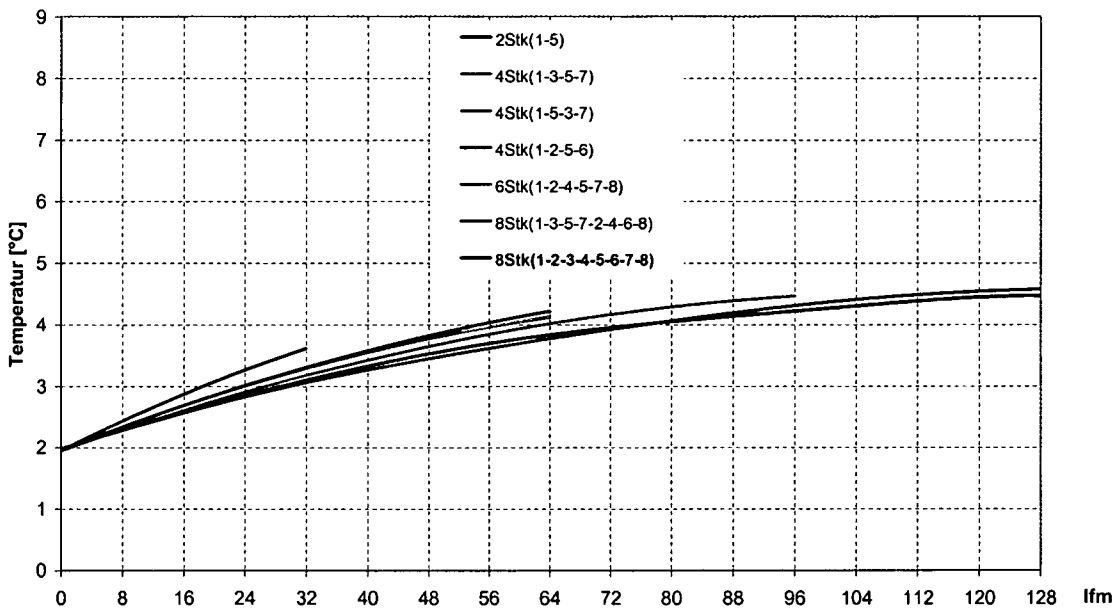


Abb. 87. Mittlere Temperatur der Absorberflüssigkeit entlang der abgewickelten Absorberrohre bei Variation der Anzahl an Absorberrohren bzw. deren Zusammenschluss zu einem Kreislauf. Aufgrund der Rohrvariationen sind in dieser Abbildung die Bereiche der einzelnen Rohre nicht eingetragen. Das Grundmodell ist in der Legende fett markiert und mit einer roten Linie dargestellt.

Abb. 87 zeigt, wie sich die Temperatur der Absorberflüssigkeit in Abhängigkeit der Rohrzahl und deren Zusammenschluss ändert. Die Erwärmung bezogen auf die gesamte Rohrlänge ist umso höher, je weniger Rohre für den Energieentzug verwendet werden. Dennoch kann die „Wärmeausbeute“ durch Verlängerung der gesamten Absorberrohrlänge

erhöht werden, wobei sich die Austrittstemperatur der Absorberflüssigkeit nur sehr leicht ändert. Diese unterscheidet sich bei den Modellen mit 4, 6 und 8 Absorberleitungen nur mehr im Zehntelgradbereich. Hinsichtlich des Zusammenschlusses der einzelnen Rohrleitungen kann festgestellt werden, dass dies einen, wenn auch geringen, Einfluss auf die Austrittstemperatur hat. Entsprechend Abb. 87 ist es sowohl bei der Variante mit 4 als auch bei jener mit 8 Absorberrohren besser, die Absorberleitungen kreisförmig um den Pfahl zu führen als die Pfahlseiten von Rohr zu Rohr ständig zu wechseln.

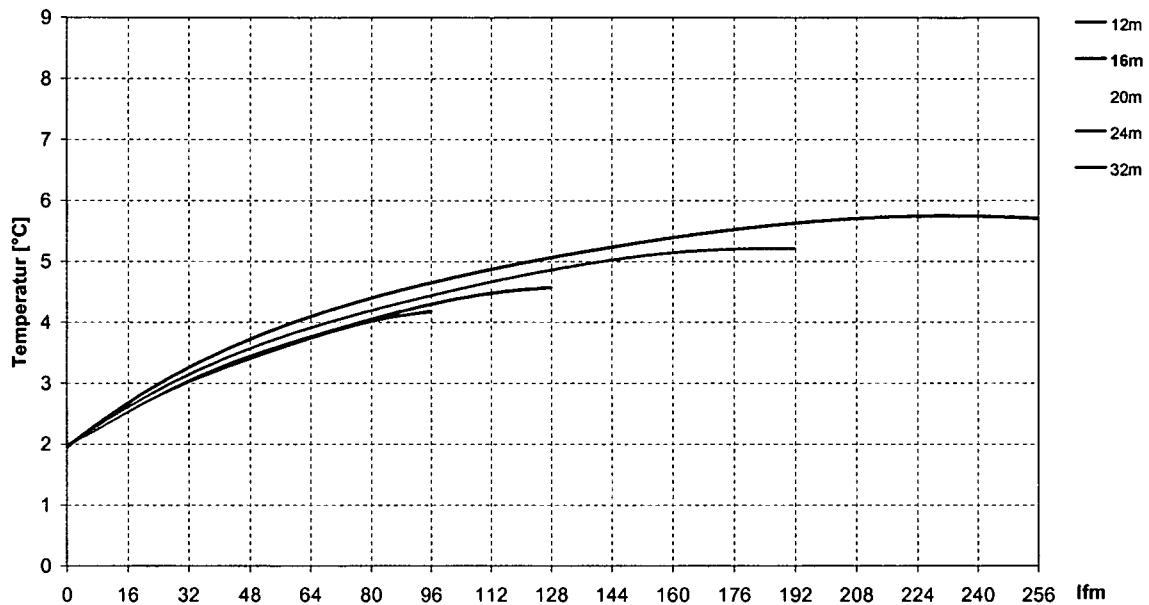


Abb. 88. Mittlere Temperatur der Absorberflüssigkeit entlang der abgewickelten Absorberrohre bei Variation der Pfahllänge. Aufgrund der Rohrvariationen sind in dieser Abbildung die Bereiche der einzelnen Rohre nicht eingetragen. Das Grundmodell ist in der Legende fett markiert und mit einer roten Linie dargestellt.

Entsprechend Abb. 88 hat die Pfahllänge einen entscheidenden Einfluss auf die Erwärmung der Absorberflüssigkeit. Je länger der Pfahl und damit die Absorberleitungen sind, desto größer ist die Erwärmung und desto höher ist die Austrittstemperatur der Absorberflüssigkeit. Dabei ist allerdings zu beachten, dass die Strömungsgeschwindigkeit der Absorberflüssigkeit auf die Pfahllänge angepasst werden sollte. Wie nämlich Abb. 88 zeigt, kommt es bei einer Pfahllänge von 32 m im letzten Bereich wieder zu einer Abkühlung der Absorberflüssigkeit. Die Strömungsgeschwindigkeit ist für diesen Pfahl somit zu gering.

Die bisherigen Betrachtungen haben sich vorwiegend auf die Temperaturverhältnisse des Erdreichs, des Pfahls und der Absorberflüssigkeit konzentriert. Um auch eine Aussage über die Entzugsleistung des Pfahles in Abhängigkeit der Parametervariation treffen zu können, muss der Wärmestrom zum Pfahl berechnet werden. Dazu wird rings um den Pfahl ein sogenanntes Kontrollvolumen gelegt und der Wärmestrom, der durch dieses Kontrollvolumen hindurchgeht, berechnet. Die Pfahlmantelfläche bildet dabei die innere Seite des Kontrollvolumens und die nächstfolgende Elementfläche (im Erdreich) die äußere Seite des Kontrollvolumens. Der Wärmetransport kann dann aus der Differenz der Knotentemperaturen der beiden Seiten des Kontrollvolumens folgendermaßen berechnet werden (vgl. Gleichung (44)):

$$\dot{q}_{KV} = -\lambda_{KV} \left(\frac{\Delta T_{KV}}{x_{KV}} \right) \quad (105)$$

- mit \dot{q}_{KV} : Wärmestromdichte im Kontrollvolumen [W/m²]
 ΔT_{KV} : Temperaturdifferenz zwischen den beiden Seiten des Kontrollvolumens [K]
 λ_{KV} : Wärmeleitfähigkeit im Kontrollvolumen (Boden) [W/mK]; $\lambda_{KV} = \lambda_B$
 x_{KV} : Abstand zwischen den beiden Seiten des Kontrollvolumens [m]

Damit kann für jedes „Knotenpaar“ (Knoten auf der inneren und äußeren Seite des Kontrollvolumens) die Wärmestromdichte ermittelt werden. Der Mittelwert aller Wärmestromdichten rings um den Pfahl $\dot{q}_{m,Pfahl}$ ist schließlich in den folgenden Grafiken im Verlauf der Pfahlänge dargestellt. Dabei ist zu beachten, dass mit dieser Art der Auswertung nur der horizontale Wärmestrom zum Pfahl erfasst wird und der halb-kugelförmige Wärmestrom im Pfahlkopf- und Pfahlfußbereich unberücksichtigt bleibt.

Der gesamte Wärmestrom bzw. die Gesamtleistung kann letztendlich aus der Wärmestromdichte durch Multiplikation mit der mittleren Fläche der beiden Seiten des Kontrollvolumens berechnet werden:

$$\dot{Q}_{KV} = \dot{q}_{KV} \cdot A_{KV} \quad (106)$$

- mit \dot{Q}_{KV} : Wärmestrom im Kontrollvolumen bzw. horiz. Wärmeleistung des Pfahles [W]
 \dot{q}_{KV} : Wärmestromdichte [W/m²]
 A_{KV} : mittlere Fläche des Kontrollvolumens [m²]

Die im Folgenden diskutierten Berechnungsergebnisse zeigen, dass die berechnete Wärmeleistung im Vergleich zu den Erfahrungswerten aus der Praxis zu gering ist. Dies ist einerseits darauf zurückzuführen, dass mit dem beschriebenen Kontrollvolumen der Wärmestrom im Pfahlkopf- und Pfahlfußbereich nur teilweise erfasst wird. Andererseits wird vermutlich mit dem gewählten numerischen Modell die Realität noch nicht ausreichend genau beschrieben. Trotz dieser Feststellungen können die Berechnungsergebnisse jedoch dahingehend herangezogen werden, gewisse Trends aufgrund einer Parametervariation zu erkennen.

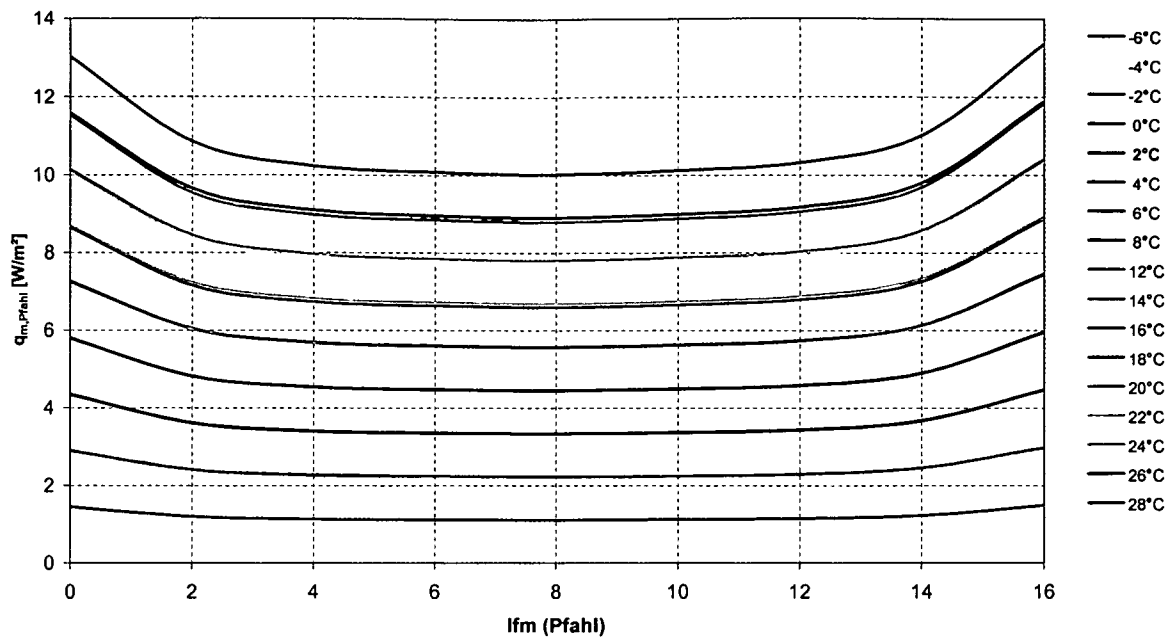


Abb. 89. Mittlere (horizontale) Wärmestromdichte bezogen auf die Pfahlmantelfläche entlang des Pfahles bei Variation der Vorlauftemperatur der Absorberflüssigkeit, berechnet mittels eines Kontrollvolumens rings um den Pfahl. Das Grundmodell ist in der Legende fett markiert und mit einer roten Linie dargestellt.

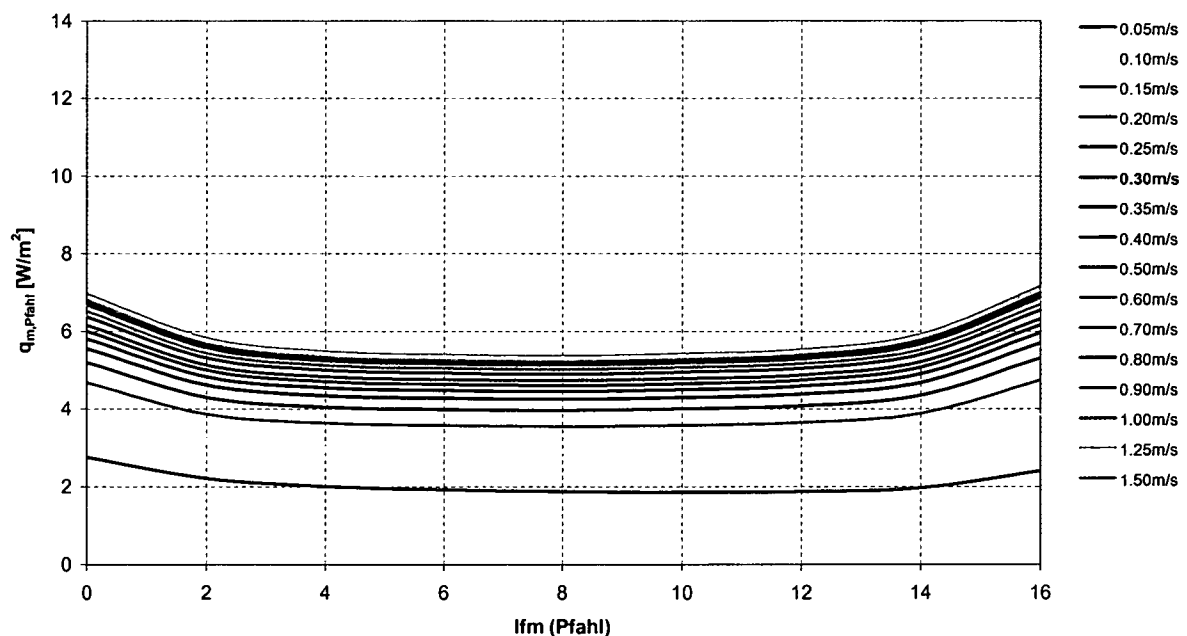


Abb. 90. Mittlere (horizontale) Wärmestromdichte bezogen auf die Pfahlmantelfläche entlang des Pfahles bei Variation der Strömungsgeschwindigkeit der Absorberflüssigkeit, berechnet mittels eines Kontrollvolumens rings um den Pfahl. Das Grundmodell ist in der Legende fett markiert und mit einer roten Linie dargestellt.

Exemplarisch ist in Abb. 89 die Wärmestromdichte entlang des Pfahles für unterschiedliche Vorlauftemperaturen der Absorberflüssigkeit und in Abb. 90 für unterschiedliche Strömungsgeschwindigkeiten eingetragen. Wie auch schon bei den Temperaturbetrachtungen festgestellt worden ist, ist der Wärmestrom zum Pfahl umso höher, je größer die Differenz zwischen Absorberflüssigkeit und ungestörter Erdreichtemperatur ($10^{\circ}C$) ist und je höher die Strömungsgeschwindigkeit der Absorberflüssigkeit ist. Dabei zeigt sich wiederum ganz deutlich, dass bei höheren

Strömungsgeschwindigkeiten die Wärmestromdichte nur mehr vergleichsweise gering gesteigert werden kann. So resultiert beispielsweise eine Verdreifachung der Strömungsgeschwindigkeit von 0,5 m/s auf 1,5 m/s, wodurch die aufzuwendende Pumpleistung enorm ansteigt, nur in einer geringfügigen Steigerung der Wärmestromdichte. Der „Flaschenhals“ des Wärmestroms liegt dabei im Boden, weshalb der maximal erzielbare Wärmestrom einem Grenzwert entgegen strebt.

Desweiteren ist Abb. 89 und Abb. 90 zu entnehmen, dass die Wärmestromdichte über die gesamte Pfahllänge nahezu konstant ist und nur im Pfahlkopf- und Pfahlfußbereich stark ansteigt. Dies ist durch den bereits beschriebenen Effekt des halb-kugelförmigen Wärmestroms in diesen Bereichen begründet.

Zusammenfassend sind in den folgenden Abbildungen alle Berechnungsmodelle einander gegenübergestellt und zwar einerseits für die Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf- und Rücklauf-temperatur der Absorberflüssigkeit und andererseits für die Gesamtwärmeleistung des Pfahles bezogen auf den Pfahlaufmeter. Diese Gesamtwärmeleistung wurde nicht entsprechend der Gleichung (105) über das beschriebene Kontrollvolumen berechnet, sondern mittels der Gleichung (107) über die Differenz zwischen Vor- und Rücklauf-temperatur der Absorberflüssigkeit. Damit werden auch die Wärmeströme über den Pfahlkopf- und Pfahlfußbereich erfasst (entspricht Gleichung (8)).

$$\dot{Q}_{\text{Pfahl}} = \dot{Q} = c \cdot \dot{m} \cdot \Delta T \quad (107)$$

- mit
- \dot{Q}_{Pfahl} : Gesamtwärmeleistung des Pfahles [W]
 - c : spezifische Wärmekapazität der Absorberflüssigkeit [W/(kgK)]
 - \dot{m} : Massenstrom [kg/s]: Der Massenstrom wird aus der vorgegebenen Strömungsgeschwindigkeit der Absorberflüssigkeit u_m [m/s], deren Dichte ρ [kg/m³] und der Rohrquerschnittsfläche A [m²] berechnet: $\dot{m} = u_m \cdot \rho \cdot A$.
 - ΔT : Differenz aus Vorlauf- und Rücklauf-temperatur der Absorberflüssigkeit [K]

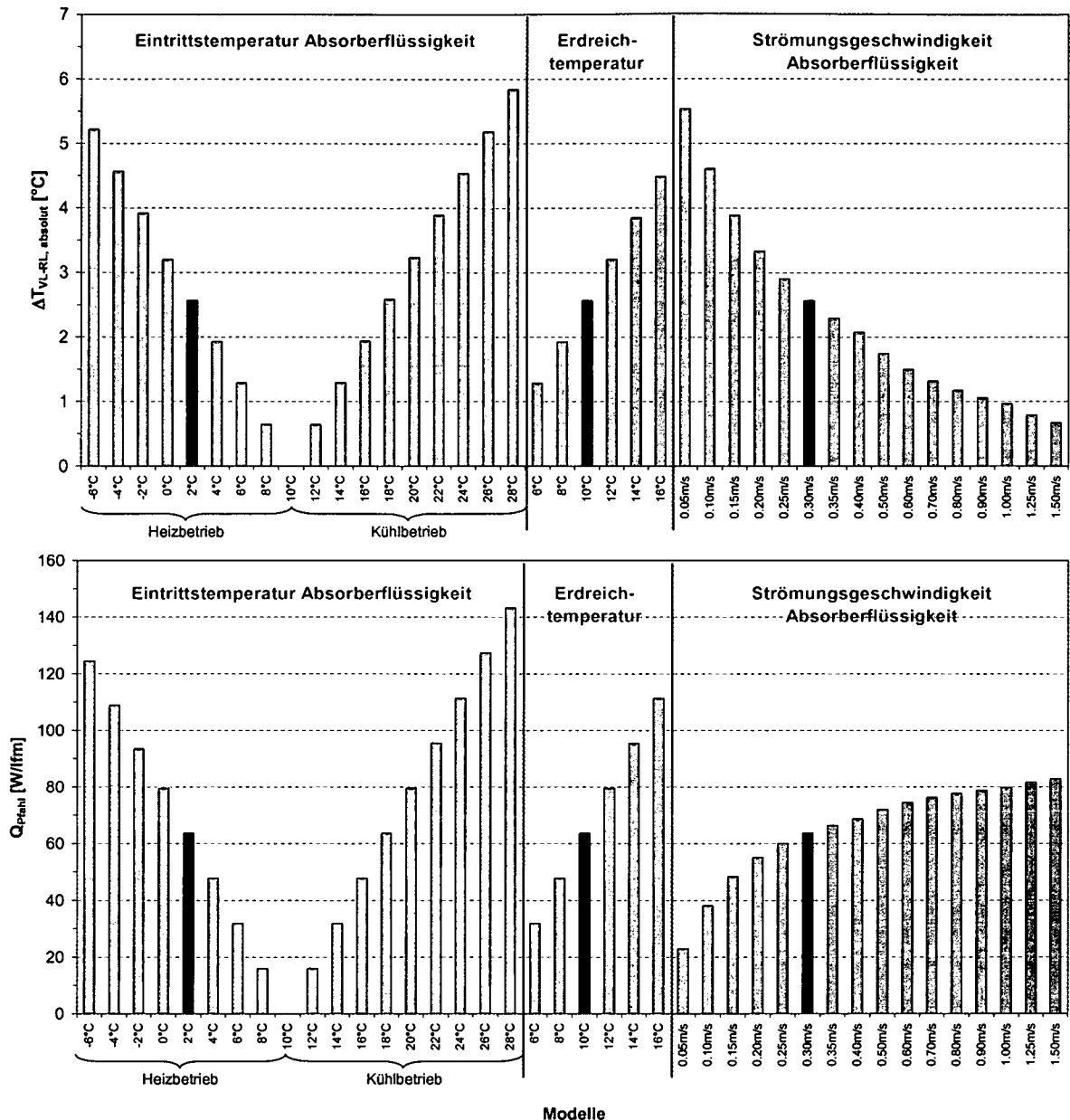


Abb. 91. Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf- und Rücklauf-temperatur der Absorberflüssigkeit (oben) und Wärmeleistung (unten) des Pfahles mit einem Durchmesser von 1,2 m bei Variation der Vorlauf-temperatur, der ungestörten Erdreich-temperatur und der Strömungsgeschwindigkeit. Das Grundmodell ist dabei jeweils in Rot dargestellt.

Abb. 91 bis Abb. 93 zeigen die Bandbreite, innerhalb der die Temperaturdifferenz zwischen Eintritt und Austritt der Absorberflüssigkeit und die damit verbundene Wärmeleistung des Pfahles liegen. Für die Berechnung der Wärmeleistung bei Variation der Vorlauf-temperatur der Absorberflüssigkeit sind die von der Temperatur abhängigen Flüssigkeitseigenschaften zu berücksichtigen und bei Variation der Strömungsgeschwindigkeit der unterschiedliche Massenstrom. Während in der Abb. 91 bei Variation der Vorlauf-temperatur der Einfluss der Flüssigkeitseigenschaften nicht ersichtlich ist, ergibt sich bei Variation der Strömungsgeschwindigkeit ein unterschiedliche Trend zwischen Temperaturdifferenz und Wärmeleistung bedingt durch die Änderung des Massenstroms. Am Verlauf ist wiederum ersichtlich, dass ab einer Strömungsgeschwindigkeit von 0,5 m/s eine Erhöhung nur mehr zu einer geringen Steigerung der Wärmeleistung führt. Bei einer Strömungsgeschwindigkeit von

1,5 m/s ist zwar die Temperaturdifferenz am geringsten, die Wärmeleistung aufgrund des hohen Massestroms dennoch am größten.

Bei Variation der Vorlauftemperatur und der ungestörten Erdreichtemperatur zeigt sich, dass die Wärmeleistung umso größer ist, je größer die Differenz zwischen Vorlauftemperatur und Erdreichtemperatur ist.

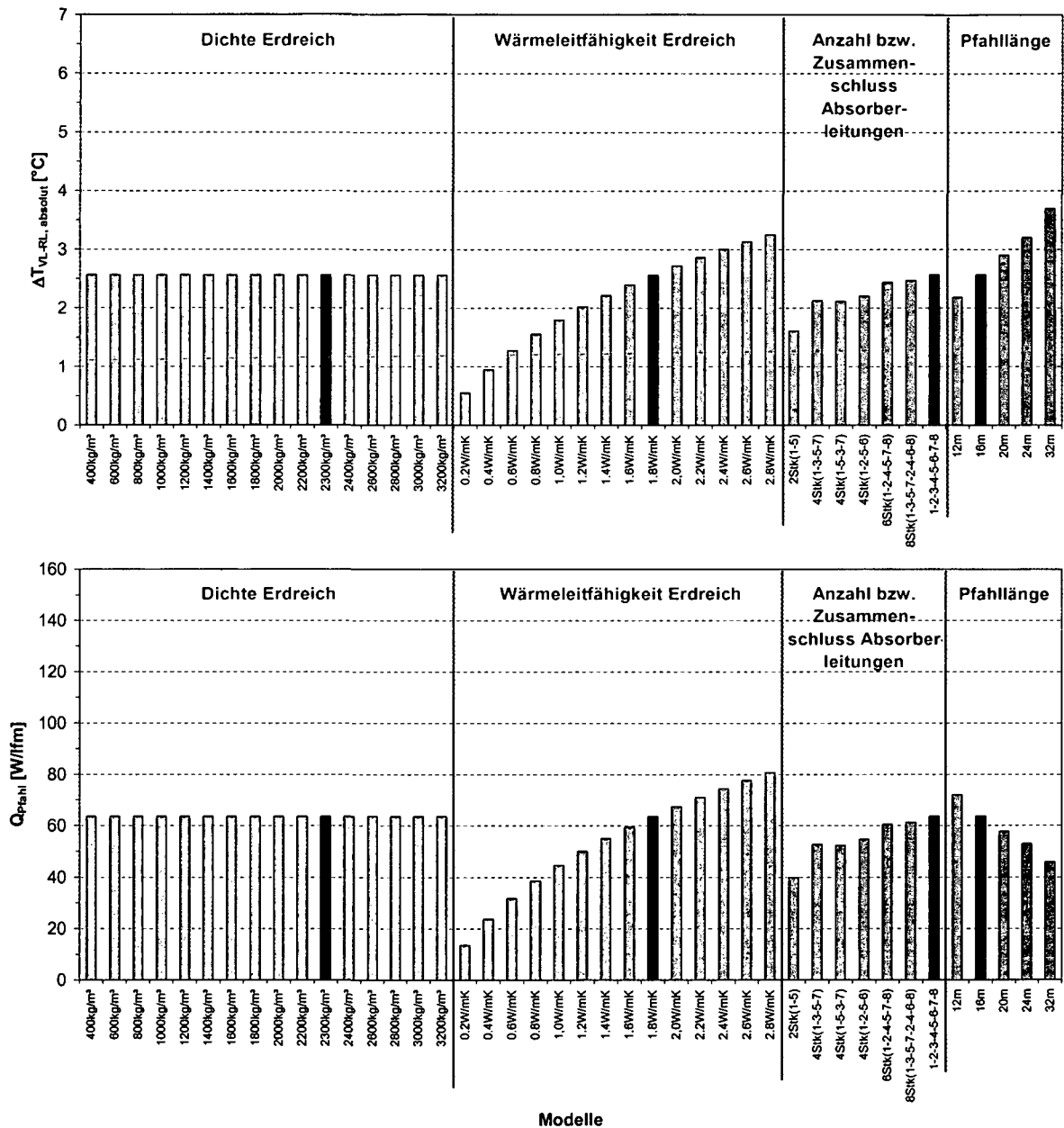


Abb. 92. Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf- und Rücklaufstemperatur der Absorberflüssigkeit (oben) und Wärmeleistung (unten) des Pfahles mit einem Durchmesser von 1,2 m bei Variation der Dichte und Wärmeleitfähigkeit des Erdreiches, sowie der Anzahl bzw. dem Zusammenschluss der Absorberleitungen und der Pfahlänge. Das Grundmodell ist dabei jeweils in Rot dargestellt.

Wie Abb. 92 bestätigt, sind im stationären Fall die Temperaturdifferenz und die Wärmeleistung unabhängig von der Dichte des Erdreiches. Gleiches gilt auch für die spezifische Wärmekapazität des Erdreiches (in Abb. 92 nicht dargestellt).

Bei Variation der Wärmeleitfähigkeit ist zu erkennen, dass die Wärmeleistung umso größer ist, je höher die Wärmeleitfähigkeit des Erdreiches ist, wobei eine Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit im unteren Bereich eine größere Wirkung hat als im oberen Bereich.

Abb. 92 zeigt weiters, dass die Wärmeleistung mit der Anzahl an Absorberleitungen aufgrund der längeren Verweilzeit ansteigt. Auch der Zusammenschluss der Absorberleitungen zu einem geschlossenen Kreislauf hat einen geringen Einfluss auf die Wärmeleistung.

Gleiches gilt für die Variation der Pfahlänge. Je länger der Pfahl ist, desto größer ist die Differenz zwischen Vorlauf- und Rücklauf-temperatur der Absorberflüssigkeit und desto größer ist auch die Gesamtwärmeleistung des Pfahles. Die Wärmeleistung pro lfm Pfahl nimmt jedoch ab.

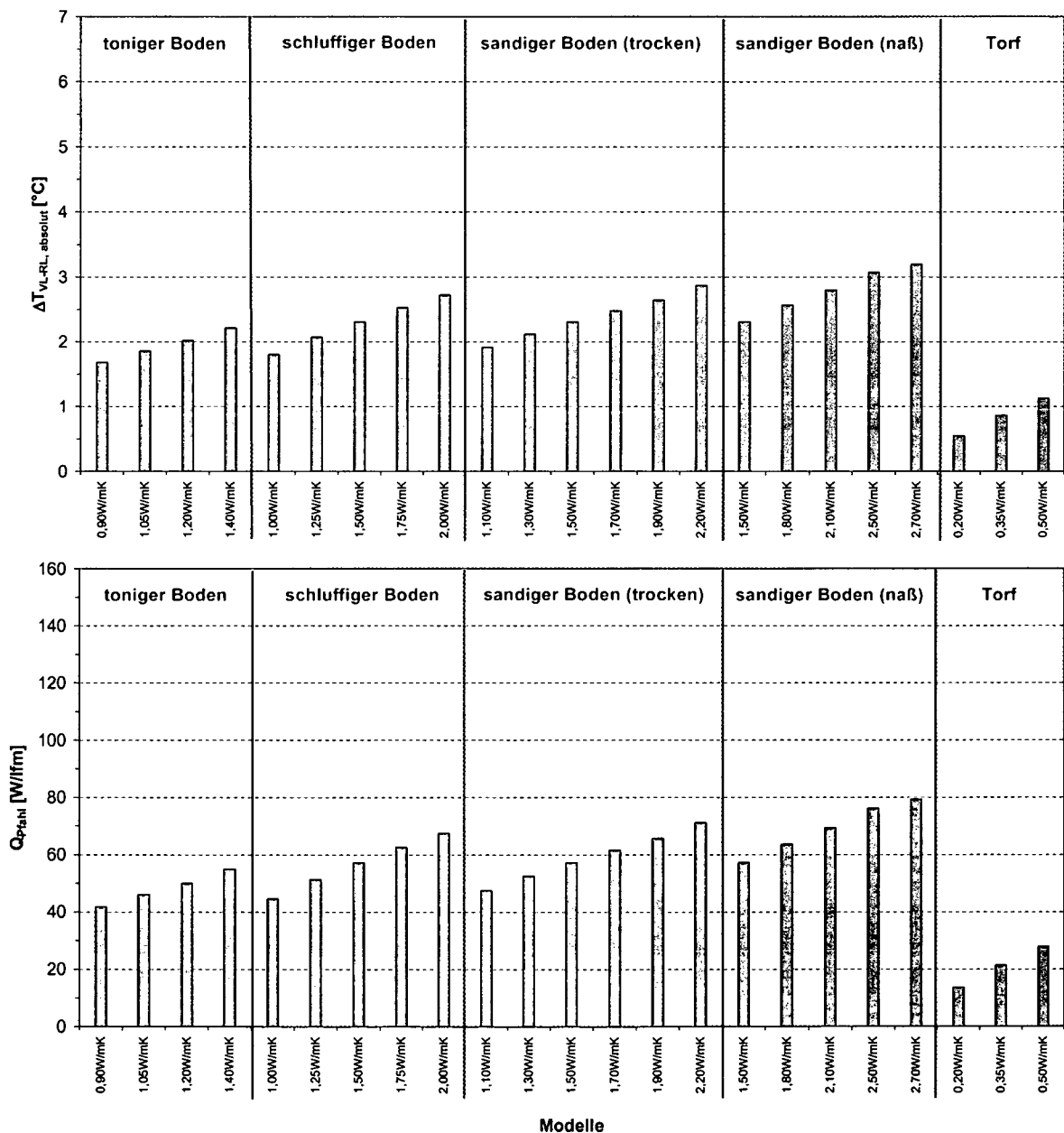


Abb. 93. Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf- und Rücklauf-temperatur der Absorberflüssigkeit (oben) und Wärmeleistung (unten) des Pfahles mit einem Durchmesser von 1,2 m bei Variation der Wärmeleitfähigkeit des Erdreiches für unterschiedliche Bodenarten.

Um zu erkennen, innerhalb welcher Bandbreite die Wärmeleistung in Abhängigkeit typischer Bodenarten schwankt, sind auf Grundlage der in der EN ISO 13370:1998 angegebenen Wärmeleitfähigkeiten für schluffigen, tonigen, sandigen und torfigen Boden die Wärmeleistungen berechnet worden. Eine Gegenüberstellung zeigt Abb. 93.

6.3.2 Instationäre Berechnungen

Die instationären Berechnungen brachten nicht die erwarteten Erfolge, da in den Berechnungsergebnissen keine zeitabhängigen Trends erkennbar sind. Exemplarisch für alle in Tab. 11 angeführten Modelle sind in Abb. 94 und Abb. 95 die Ergebnisse für das Modell 15 angegeben. Diesen Abbildungen ist zu entnehmen, dass sich selbst nach einem Heiz- oder Kühlbetrieb über mehrere Monate bereits nach einer Woche das Erdreich vollständig regeneriert hat und stationäre Verhältnisse eintreten. Dies widerspricht allerdings völlig den Erfahrungen aus der Praxis. Obwohl die Berechnungsergebnisse zeigen, dass derartige instationäre Berechnungen prinzipiell möglich sind, muss das Berechnungsmodell überprüft und optimiert werden.

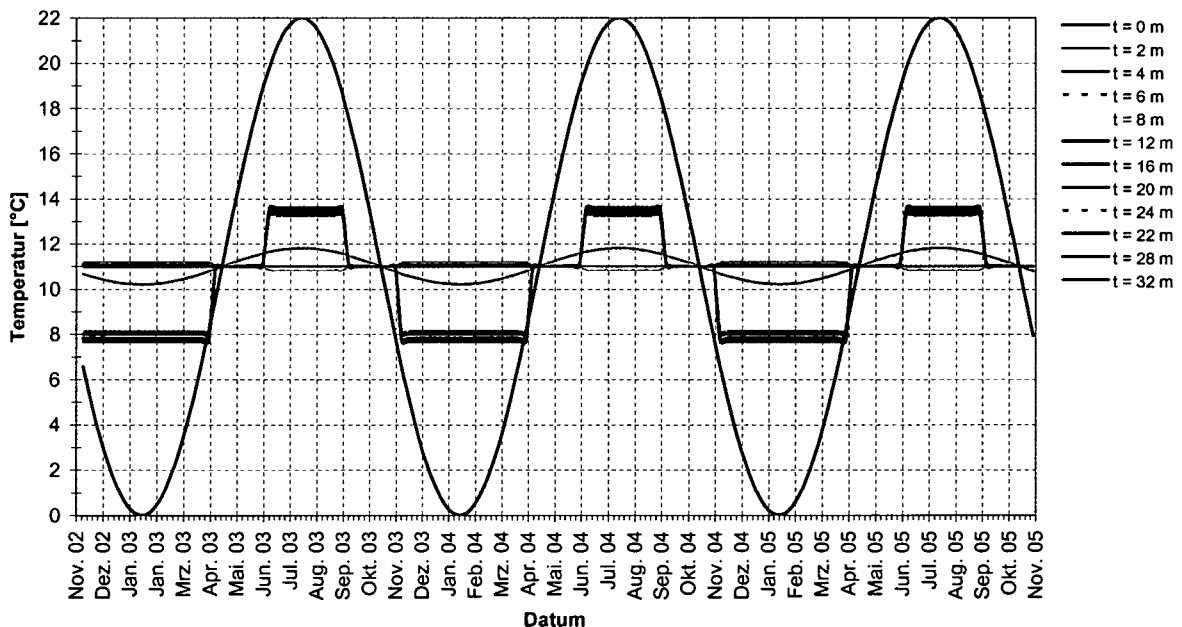


Abb. 94. Temperaturen an der Pfahlmantelfläche (Schnitt 2) für unterschiedlichen Tiefen (bezogen auf GOK) beim instationären Modell 15 (siehe Tab. 11). Dabei handelt es sich um das Modell, bei dem die Jahresmitteltemperatur 11°C beträgt, in den Monaten von November bis März ein Heizbetrieb und von Juni bis August ein Kühlbetrieb stattfindet. Die Simulationszeit beträgt 3 Jahre mit wöchentlichen Berechnungsschritten.

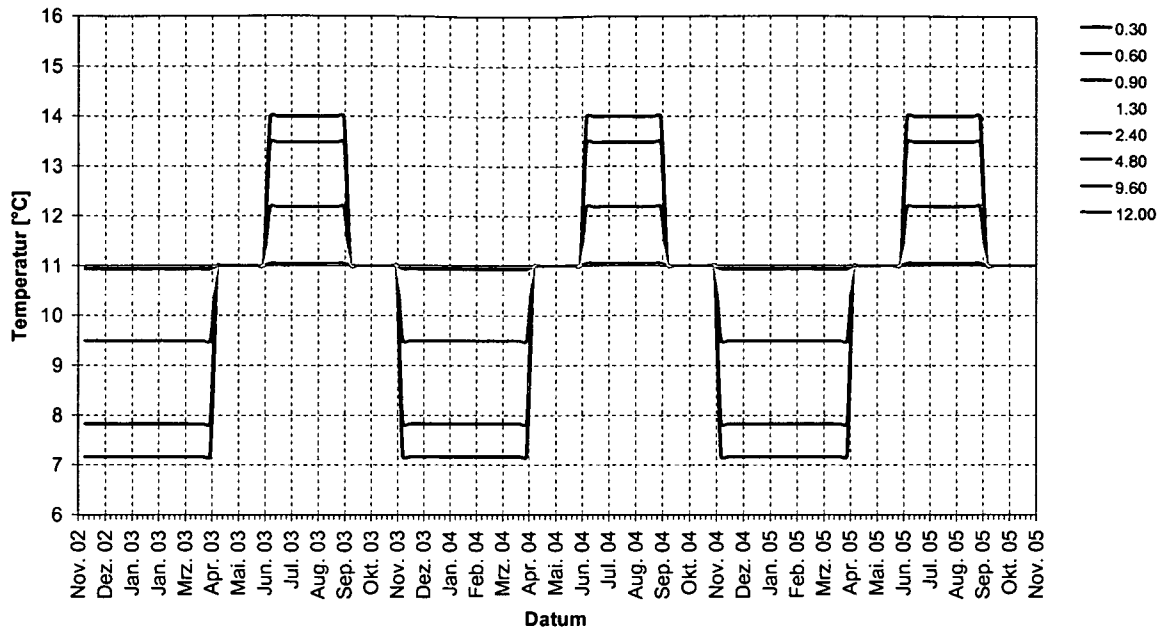


Abb. 95. Temperaturen in 12 m Tiefe in unterschiedlichen Abständen von der Pfahlmitte (Schnitt 2) für das instationäre Modell 15 (siehe Tab. 11). Dabei handelt es sich um das Modell, bei dem die Jahresmitteltemperatur 11°C beträgt, in den Monaten von November bis März ein Heizbetrieb und von Juni bis August ein Kühlbetrieb stattfindet. Die Simulationszeit beträgt 3 Jahre mit wöchentlichen Berechnungsschritten.

7 Versuchsanlage „Energiebrunnen Hetzendorferstraße“

7.1 Einleitung

Im Zuge der Errichtung des Lainzer Tunnels (Beschreibung des Gesamtprojektes: Kapitel 8.1) wurden entlang dessen zukünftiger Trasse zahlreiche tiefe Brunnen zur Grundwasserabsenkung während der Bauphase abgeteuft. Nach Fertigstellung des Tunnels werden diese rückgebaut und den Grundstückseignern bei Bedarf zur Verfügung gestellt. Damit können sie sowohl als günstige Wasserquelle z. B. zur Gartenbewässerung oder aber auch als Erdwärmequelle genutzt werden können. Damit ergibt sich für die Brunnen ein Synergieeffekt in 3-facher Hinsicht, nämlich die Nutzung als

- Grundwasserabsenkbrunnen und/oder
- (Brauch-) Wasserversorgungsbrunnen und/oder
- Energiebrunnen.

Mit Hilfe der geothermischen Versuchsanlage „Energiebrunnen Hetzendorferstraße“ sollte nun geprüft werden, ob derartige Brunnen im Sinne von Synergieeffekten auch für die Gewinnung von geothermischer Energie zur Beheizung und Kühlung angrenzender Bauwerke herangezogen werden können. Eine weitere Aufgabenstellung war es, die Leistungsfähigkeit solcher Brunnen zu ermitteln. Dazu wurden 2 Brunnen mit Erdwärmesonden ausgerüstet.

Die Planung und Errichtung dieser Versuchsanlage erfolgte im Rahmen einer Diplomarbeit [46] am *Institut für Grundbau und Bodenmechanik der Technischen Universität Wien*. Nach Fertigstellung der Anlage im Jahr 2000 wurden alle weiteren Arbeiten im Rahmen der vorliegenden Dissertation abgewickelt. Ergänzend zu den in dieser Arbeit angeführten Aussagen wird deshalb auch auf [46] und [4] verwiesen, wo Ergebnisse von numerischen Simulationen dieser Versuchsanlage publiziert worden sind.

7.2 Geologische, hydrogeologische und thermische Situation

7.2.1 Allgemeines

Die Aufschlussbohrungen für die beiden Brunnen wurden im August 1997 mittels Greiferbohrungen durchgeführt. Die Bohrlochtiefen betragen 49 m für den Brunnen GB 2/97 und 50 m für den Brunnen GB 4a/97. Die im vorliegenden, geologischen Längenschnitt angegebenen Schichten in den einzelnen Profilen beruhen auf Angaben der Bohrmeister und haben folgenden Schichtaufbau ergeben:

- Anschüttungen;
- Tertiäre Sedimente.

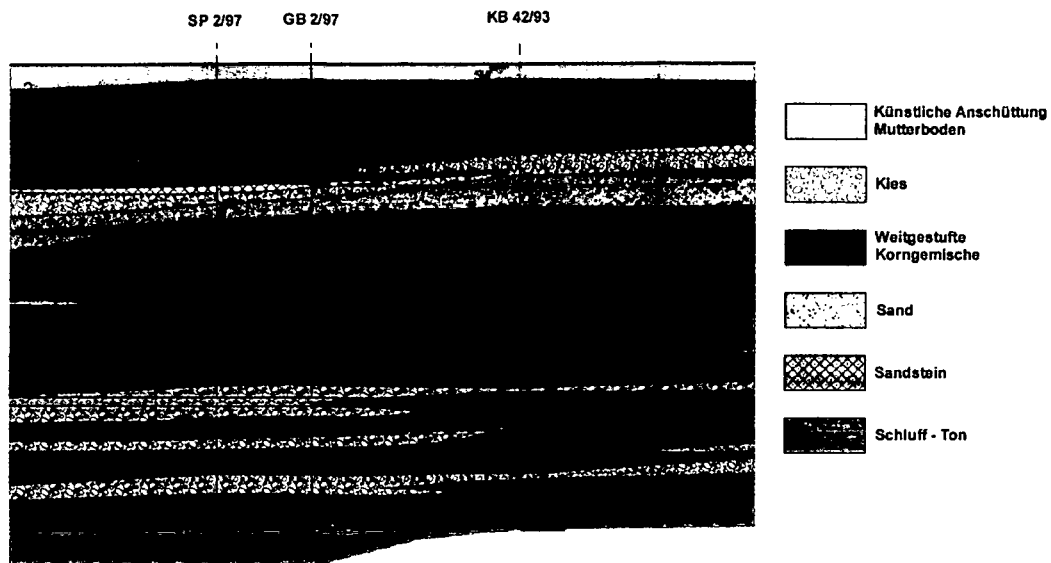


Abb. 96. Exemplarischer, geologischer Längenschnitt entlang der projektierten Eisenbahntrasse im Bereich von Brunnen GB 2/97.

7.2.2 Anschüttungen

Im obersten Bereich der beiden Brunnen kommen jeweils künstliche Anschüttungen vor. Diese reichen bis in eine Tiefe von etwa 4,70 m (GB 2/97).

7.2.3 Tertiäre Sedimente

Unterhalb der künstlichen Anschüttungen sind tertiäre Sedimente des Wiener Tegels bis in größere Tiefen vorzufinden:

- **Bindige Böden des Wiener Tegels:** Im Wiener Tegel, der (über-) konsolidiert ist, überwiegen tonige Schluffe mit steifer Konsistenz; mit zunehmender Tiefe wird die Konsistenz im Allgemeinen fest. Lediglich die oberste, verwitterte Zone ist relativ locker gelagert.
- **Sandige Schichten des Wiener Tegels:** Dünne, mittel- bis feinsandige Schichten durchziehen diesen Boden und bilden wasserführende Schichten. Diese Sandlinsen können unterschiedlicher Dimension, in sich abgeschlossen aber auch großräumig zusammenhängend sein. Diese durchlässigen Sandbereiche können oftmals gespanntes Grundwasser führen.

Mit den Aufschlussbohrungen für den Brunnen GB 2/97 wurden in den obersten Zonen des Tertiärs sehr dicht gelagerte Feinsandbereiche mit stark plastischen Schluffbereichen festgestellt. Ab einer Tiefe von 10,30 m ab GOK wurden vermehrt Kieseinschlüsse mit Steinen bis zu einem Durchmesser von 150 mm aufgeschlossen. Ab einer Tiefe von 23,00 m ab GOK befinden sich größtenteils sehr dicht gelagerte bindige Böden, wobei immer wieder Sand- und Kieseinlagen mit Steinen und Blöcken mit einem Durchmesser bis zu 250 mm vorzufinden waren.

Die Durchlässigkeitsfaktoren variieren erfahrungsgemäß um mehrere Zehnerpotenzen. Die Sande sind – vor allem in den obersten Schichtmetern – relativ durchlässig und daher auch wasserführend. Das andere Extrem bilden die „fetten“ Tone, die praktisch wasserundurchlässig ($k_B = 10^{-8} - 10^{-10}$ m/s) sind. Dazwischen kommen sämtliche Variationen vor. Desweiteren ist zu beachten, dass die Wasserdurchlässigkeit in horizontaler Richtung um mindestens eine Zehnerpotenz größer ist als in der vertikalen Richtung.

Der natürliche Wassergehalt pendelt erfahrungsgemäß um die Ausrollgrenze.

7.2.4 Grundwasser

Bei den durchgeführten Bodenaufschlüssen wurde ein Schicht- bzw. Sickerwasserzutritt im Brunnen GB 2/97 in einer Tiefe von 13,10 m, im Brunnen GB 4a/97 in einer Tiefe von 9,50 m und 13,40 m unter GOK festgestellt.

Der Grundwasserstand wurde im Bohrloch GB 2/97 in einer Tiefe von 23,05 m, im Bohrloch GB 4a/97 in einer Tiefe von 20,00 m unter GOK registriert. In einer Tiefe von 35,70 m (GB 2/97) bzw. 37,00 m (GB 4a/97) unter GOK wurde jeweils gespanntes Grundwasser aufgeschlossen.

Da beide Versuchsbrunnen somit im Grundwasser liegen, sind für die weiteren Betrachtungen etwaige Grundwasserströmungen und Temperaturfelder zu berücksichtigen.

7.2.5 Thermische Eigenschaften der Böden

In der folgenden Tabelle sind Richtwerte der volumetrischen Wärmekapazität und der Wärmeleitfähigkeit für die aufgeschlossenen Bodenarten angegeben.

Die Wärmekapazität ist umso höher, je mehr Wasser im Boden vorhanden ist.

Die Wärmeleistung eines Brunnens, die angibt, wie viel Wärme innerhalb einer bestimmten Zeiteinheit dem Boden entnommen werden kann, hängt vor allem von folgenden Parametern ab:

- Wärmekapazität des Bodens;
- Wärmeleitfähigkeit des Bodens;
- Vorhandensein und Strömungsgeschwindigkeit von Grundwasser;
- Temperaturdifferenz und Temperaturgradient zwischen Absorber und aktiviertem Bodenvolumen;
- Geometrie und Anordnung der Absorberelemente;
- Betriebskonzept (Heizen und/oder Kühlen).

Typische Werte für die thermischen Eigenschaften der angetroffenen Böden sind Tab. 1 zu entnehmen.

7.3 Aufbau der Versuchsanlage

7.3.1 Allgemeines

Die Versuchsanlage „Energiebrunnen Hetzendorferstraße“ besteht im Wesentlichen aus den zwei Brunnen (GB 2/97 und GB 4a/97) und einer Wärmepumpenanlage. Die Wärmepumpe sowie ein komplettes Mess- und Dokumentationssystem wurden in einem Baucontainer in der Hetzendorferstraße 152, 1120 Wien, untergebracht.

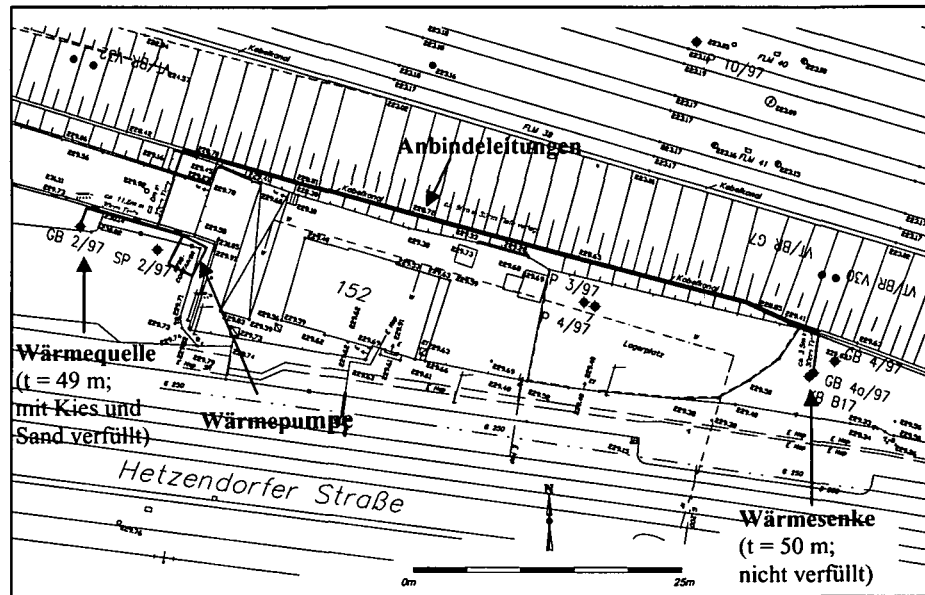


Abb. 97. Lageplan der Versuchsanlage in der Hetzendorferstraße im 12. Wiener Gemeindebezirk.

Das ursprüngliche Konzept dieser Versuchsanlage war es, Wärme aus dem Boden mittels des Brunnens GB 2/97 zu entziehen (Primärkreislauf) und diese nach Anhebung des Temperaturniveaus durch die Wärmepumpe über den Brunnen GB 4a/97 wieder an den Boden abzugeben (Sekundärkreislauf). Die Herstellung einer Wärmesenke (GB 4a/97) war notwendig, da am Versuchsort potentielle Verbraucher zur Nutzung der durch die geothermische Anlage bereitgestellten Energie fehlten. Dadurch konnte aber auch die Leistungsfähigkeit des Brunnens bezüglich des Wärmeeintrags in den Boden untersucht werden.

7.3.2 Ausbau der Brunnen

In die etwa 50 m tiefen Brunnen mit einem Durchmesser von 30 cm wurden U-Rohr-Erdwärmesonden (EWS) eingebracht, die aus HDPE-Rohren mit einem Außendurchmesser von 25 mm bestehen. Die beiden Brunnen wurden mit Anbindeleitungen, die in einem 30 cm tiefen Graben verlegt wurden, an die Wärmepumpe angeschlossen.

Wie im Kapitel 7.3.4 noch näher erläutert wird, wurde der Ringraum zwischen Erdwärmesonde und Erdreich beim Brunnen GB 2/97 mit Sand bzw. Kies verfüllt, während beim Brunnen GB 4/97 keine Verfüllung des Ringraumes erfolgte.

7.3.3 Ausrüstung des Baucontainers

Im Baucontainer wurden alle Betriebs- und Messeinrichtungen untergebracht. Von dieser Stelle aus erfolgten die Steuerung der Anlage und die Erfassung aller relevanten Messdaten.

7.3.3.1 Betriebseinrichtungen

7.3.3.1.1 Wärmepumpe

Nach ersten Abschätzungen¹ ergab sich für eine mehrmonatige Dauerleistung der Erdwärmesonden im Brunnen GB 2/97 ein Wert von etwa 1,8 kW mit einer kurzfristigen Spitzenleistung bis zu 6 kW. Bei einer angenommenen Leistungszahl der elektrischen Wärmepumpe von etwa $\varepsilon_{WP} = 4$, ergibt sich eine maximale Heizleistung von ca. 8 kW, wonach die Wärmepumpe bestellt wurde. Zum Einsatz kam eine *Weider SW70* Wärmepumpe. Die folgende Tabelle gibt eine Übersicht über die technischen Daten dieser Wärmepumpe.

		Zulauftemperatur 0°C	
		Heizungsvorlauf 35 °C	Heizungsvorlauf 50 °C
Heizleistung	kW	5,3	5
Leistungsaufnahme	kW	1,0	1,4
Leistungszahl	-	5,0	3,6
Volumenstrom Absorberfl.	m³/h	1,2	
Temperaturbereich Absorberfl.	°C	-6 bis +20	
Volumenstrom Heizwasser	m³/h	0,6 bis 1,2	
Druckabfall Heizwasser	mbar	10 bis 40	
Temperaturdifferenz	°C	5 bis 10	
Vorlauftemperatur max.	°C	55	
Netzanschluss	V	3 x 230/400	
Betriebsstrom max.	A	4	
Gewicht komplett ca.	kg	94	
Kältemittel R22	kg	1,9	

Tab. 14. Technische Daten der Wärmepumpe SW70 der Firma Weider (Angaben des Herstellers).

7.3.3.1.2 Umwälzpumpen

Im Primär- und Sekundärkreislauf wurden herkömmliche Umwälzpumpen der Firma *Grundfos* installiert. Im Zuge der Versuchsdurchführung wurden diese, wie später noch genauer erläutert wird, mehrmals gewechselt:

¹ Berechnungen durch die Firma Nägelebau Energie- und Haustechnik GmbH, Sulz-Röthis, Vorarlberg.

Einbaudatum	Kreislauf	Pumpe	Leistung
31.10.2000	Quelle (Primärkreislauf)	UPS 25-60 180	45/65/90 W (gem. Hersteller)
31.10.2000	Verbraucher (Sekundärkreislauf)	UPS 25-60 180	45/65/90 W (gem. Hersteller)
12.12.2000	Quelle (Primärkreislauf)	UPS 25-80 180	140/210/245 W (gem. Hersteller)
01.02.2001	Quelle (Primärkreislauf)	CR 2-50	ca. 750 W (Messung vom 17.10.01)
27.03.2001	Verbraucher (Sekundärkreislauf)	UPS 25-80 180	ca. 150 W (Messung vom 17.10.01)
20.12.2001	Quelle (Primärkreislauf)	UPS 25-80 180	140/210/245 W (gem. Hersteller)
20.12.2001	Verbraucher (Sekundärkreislauf)	UPS 25-60 180	45/65/90 W (gem. Hersteller)

Tab. 15. Eingesetzte Umwälzpumpen im Zuge der Versuchsdurchführung. Nach dem Umbau der Versuchsanlage am 20.12.20012 wurden die Umwälzpumpen nicht mehr gewechselt.

Bei der Auswahl einer geeigneten Umwälzpumpe ist generell zu beachten, dass beim Umwälzen von Wasser-Glykol-Gemischen aufgrund der höheren Zähigkeit die Förderhöhe und der Wirkungsgrad gegenüber dem Wasser sinken und die Antriebsleistung demnach steigt, zumal die Rohrreibung auch zunimmt.

7.3.3.2 Messeinrichtungen

Für eine vollständige Dokumentation aller relevanten Daten wurden folgende Messungen durchgeführt:

- Messung der Außenlufttemperatur [°C];
- Messung der Temperatur von Vor- und Rücklauf des Quell- (Primär-) und Verbraucherkreislaufes (Sekundärkreislaufes) [°C];
- Messung der Temperaturen (unten, mittig, oben) in den beiden Brunnen GB 2/97 und GB 4a/97. Die nachfolgende Tabelle gibt die Einbaupositionen dieser Temperatursensoren an.

Position	Messfühler	Tiefe unter GOK
GB 2/97 unten	T5	43,5 m
GB 2/97 mittig	T6	20,0 m
GB 2/97 oben	T7	3,0 m
GB 4/97 unten	T8	45,6 m
GB 4/97 mittig	T9	24,0 m
GB 497 oben	T10	2,8 m

Tab. 16. Einbaupositionen der Temperaturmessfühler (siehe Abb. 98 bzw. Abb. 99).

- Messung des Volumenstroms im Quell- und Verbraucherkreislauf [m³/h];
- Messung der kumulierten Wärmemenge im Quell- und Verbraucherkreislauf [kWh];
- Messung der elektrischen Leistungsaufnahme aller elektrischen Geräte (Wärmepumpe, Umwälzpumpen, Datenlogger) [W].

Der Volumenstrom und die Wärmemenge wurden mittels Wärmezähler (*delta-tech compact II* der Firma *techem*) in den beiden Kreisläufen erfasst. Diese Wärmezähler beinhalten ein Durchflussmessgerät und PT500-Temperatursensoren zur Bestimmung der Vorlauf- und Rücklauftemperaturen. Mittels dieser Messungen und der im Gerät gespeicherten Stoffdaten

der Wärmeträgerflüssigkeit (spezifische Dichte und spezifische Wärmekapazität) wird die Wärmemenge nach folgender Gleichung berechnet:

$$\dot{Q} = c \cdot \dot{m} \cdot \Delta T \quad (108)$$

mit \dot{Q} : Wärmestrom [kW]

c : spezifische Wärmekapazität [kWh/(kgK)]: Da in den Kreisläufen ein Glykol-Wassergemisch zirkuliert, wurde c mit etwa 85 % der spezifischen Wärmekapazität von Wasser ($c_w = 4,18 \text{ J/(gK)}$) angenommen.

\dot{m} : Massenstrom [kg/h]: Der Massenstrom berechnet sich aus dem gemessenen Volumenstrom [m³/h], multipliziert mit der Dichte der Wärmeträgerflüssigkeit ρ [kg/m³].

ΔT : Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf- und Rücklauf-temperatur [K].

Die vom Wärmezähler ermittelte und an den Datenlogger übermittelte Wärmemenge wurde im Datenlogger automatisch mit dem Faktor 0,8547 multipliziert, um den Unterschied zwischen reinem Wasser und dem tatsächlich eingesetzten Wasser-Glykol-Gemisch zu berücksichtigen.

An den Datenlogger wurden sämtliche Messgeräte angeschlossen. Dieser führt alle 20 Sekunden eine Messung durch, bildete nach 10 Minuten einen Mittelwert aus diesen Messungen und speicherte diesen Mittelwert ab. Somit liegen Messergebnisse im 10-Minuten-Intervall vor.

Das komplette hydraulische und messtechnische Anlagenschema ist in Abb. 98 (vor Umbau der Anlage) bzw. Abb. 99 (nach Umbau der Anlage) dargestellt.

7.3.4 Bauablauf

Nachdem von den zuständigen Magistratsabteilungen 45 und 58 der Gemeinde Wien Informationen über eine eventuell notwendige wasserrechtliche Genehmigung eingeholt wurden, diese aber nicht erforderlich war, wurde mit den Bauarbeiten am 09.10.2000 begonnen.

Die Erdwärmesonden wurden mit den Temperaturfühlern bestückt und anschließend in die Brunnen eingeführt. Um dem Auftrieb des Grundwassers (GW-Stand bei den Bauarbeiten ca. 19,7 m unter GOK) entgegenzuwirken, mussten die Sonden vorübergehend mit Wasser gefüllt werden. In jedem Brunnen wurden zwei U-Erdwärmesonden eingebaut, die dann später im Baucontainer zu einem gemeinsamen Kreislauf zusammengeschlossen wurden. Damit konnten die Druckverluste in den Leitungen möglichst gering gehalten werden.

Für einen optimalen Wärmeaustausch zwischen den Erdwärmesonden und dem umgebenden Erdreich wird üblicherweise der Zwischenraum mit einer Zement-Bentonit-Suspension verfüllt. Beim Brunnen GB 4a/97 wurde jedoch keine Verfüllung eingebracht, da dieser Brunnen nach Beendigung des geplanten Versuchsprogrammes wieder zur Grundwasserabsenkung verwendet werden soll. Die Wärmeübertragung erfolgt hier also weitgehend durch das Grundwasser. Beim Brunnen GB 2/97 wurde die Zement-Bentonit-

Suspension zwar plangemäß eingebracht, doch versickerte die Suspension im Boden, was ein Verfüllen unmöglich machte. Dies konnte mehrere Ursachen haben:

- zu dünnflüssige Rezeptur;
- sehr grobkörnige Bodenschichten im Grundwasserbereich, wodurch die Suspension keine Dichtschichte bilden konnte;
- stärkere Grundwasserströmungen im Untergrund, wodurch die Suspension bei der Abdichtung behindert wurde;
- zu hohe Entmischung der Suspension durch das Einschütten in den Brunnen, die ebenfalls die Abdichtung verhinderte.

Anstatt der geplanten Zement-Bentonitfüllung musste auf eine gestufte Sandfüllung zurückgegriffen werden, wobei für den Bereich unterhalb des Grundwasserspiegels Kies (0/16) und oberhalb des GW-Spiegels Feinsand (0/1) eingefüllt wurde. Aufgrund der schlechteren thermischen Eigenschaften von Sand im Vergleich zu einer Zement-Bentonit-Füllung, wirkte sich dies natürlich negativ auf die Leistungsfähigkeit der Erdwärmesonde aus.

Nach dem Einbau der Sandverfüllung beim Brunnen GB 2/97, am 18.10.2000, wurde mit der Aufzeichnung der Temperaturmessdaten begonnen. Damit konnte der Zustand vor Inbetriebnahme der Wärmepumpe messtechnisch erfasst werden (Nullmessung).

Während der Aushubarbeiten für die Leitungsräben zur Platzierung der Anbindeleitungen wurde der Baucontainer mit den hydraulischen Anlagen und der Wärmepumpe ausgestattet. Nach Fertigstellung der Gräben wurden die einzelnen Leitungen in den Baucontainer geführt, mittels eines Verteilers verbunden und an die Wärmepumpe angeschlossen.

Beide Kreisläufe (Quelle und Verbraucher) wurden mit einem Wasser-Glykol-Gemisch gefüllt und damit frostsicher gemacht.

Als letzter Arbeitsschritt wurde die Messtechnik in den Container eingebaut sowie die Datenfernabfrage über ein GSM-Modul installiert und in Betrieb genommen. Nachfolgend sind die Kosten der Versuchsanlage und die am Bau beteiligten Unternehmen angeführt. Abb. 98 zeigt das hydraulische und messtechnische Anlagenschema der Versuchsanlage zu Versuchsbeginn.

Position	Kosten [€]
Erdwärmesonden und Wärmepumpenanlage	10.518,00
Messeinrichtung	12.978,00
Container	4.013,00
Grabungsarbeiten	656,00
Elektroinstallationsarbeiten	1.386,00
Gesamtsumme excl. MwSt.	29.551,00
20% MwSt.	5.910,20
Gesamtsumme incl. MwSt.	35.461,20

Tab. 17. Kostenaufstellung für die Versuchsanlage, Umbaukosten nicht berücksichtigt.

Leistungen	Firma
Anlagenauslegung, Erdsondenherstellung, Installationsarbeiten	Nägele Energie- und Haustechnik GmbH Bundesstraße 24, 6832 Sulz-Röthis
Messtechnik	Sommer GesmbH & CoKG Straßenhäuser 27, 6842 Koblach
Elektroinstallationen	Wienstrom Marianngasse 4-6, 1090 Wien
Grabungsarbeiten	Veronika Bierwolf Marcusstr. 1, 2201 Gerasdorf
Wärmepumpeninbetriebnahme	re-enersys Greifensteinerstr. 53, 3423 St. Andrä-Wördern

Tab. 18. An der Herstellung der Versuchsanlage beteiligte Unternehmen.

Um eine möglichst große Variation an Betriebsszenarien testen zu können, wurde im Dezember 2001 das Anlagenschema entsprechend Abb. 99 geändert. Demzufolge wurde aus dem Brunnen GB 4a/97 gemeinsam mit dem Brunnen GB 2/97 Wärme dem Erdreich entzogen (Erweiterung des Primärkreislaufes). Diese Wärme wurde wiederum mittels einer Wärmepumpe auf ein höheres Energieniveau gehoben und anschließend über einen Heizungs radiator (neuer Sekundärkreislauf) an die Außenluft abgegeben. Die Kosten für diesen Umbau wurden von der Firma Nägelebau übernommen.

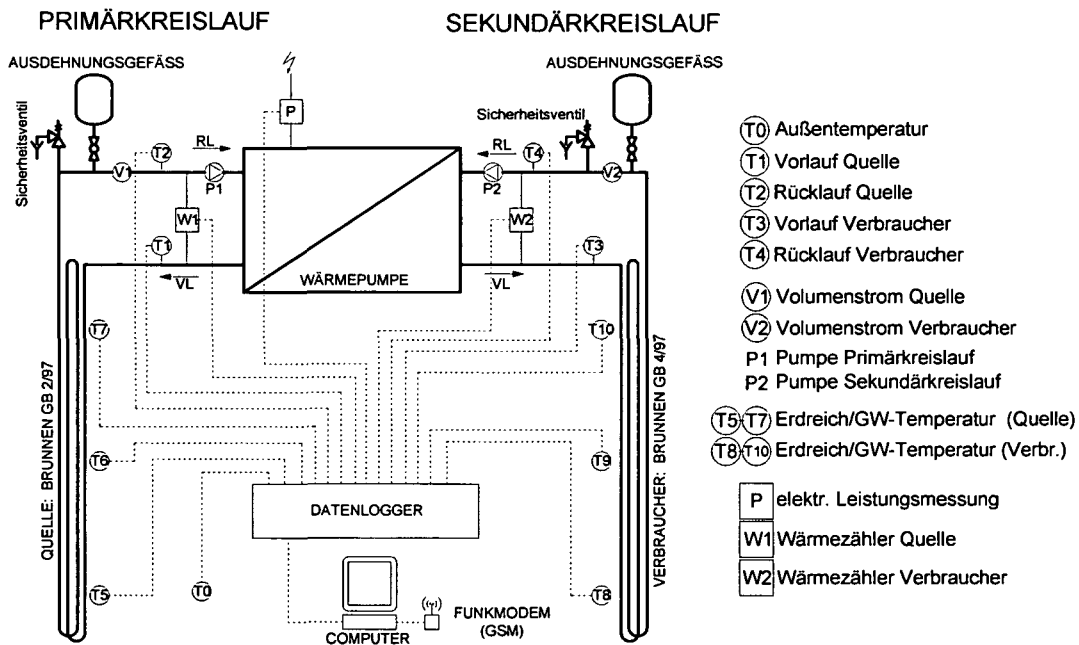


Abb. 98. Hydraulisches und messtechnisches Anlagenschema des Energiebrunnens Hetzendorferstraße im Zeitraum Oktober 2000 bis Dezember 2001. Der Brunnen GB 2/97 fungiert als Wärmequelle, der Brunnen GB 4a/97 als Wärmesenke.

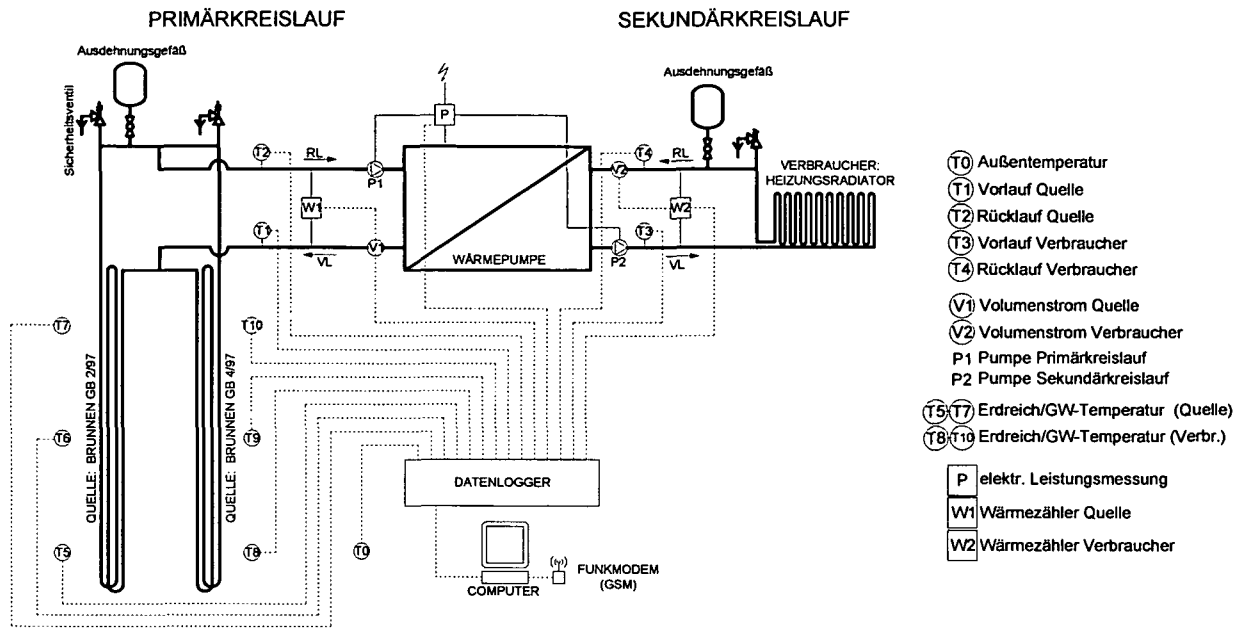


Abb. 99. Hydraulisches und messtechnisches Anlagenschema des Energiebrunnens Hetzendorferstraße im Zeitraum Dezember 2001 bis August 2003. Sowohl der Brunnen GB 2/97 als auch der Brunnen GB 4a/97 fungieren als Wärmequelle. Ein zusätzlich installierter Heizungsradior, der die Wärme an die Außenluft abgibt, dient als neue Wärmesenke.

7.3.5 Fotodokumentation



Abb. 100. Die fertig hergestellten U-Erdwärmesonden.



Abb. 101. Einbau der Erdwärmesonden in den Brunnen GB 2/97.

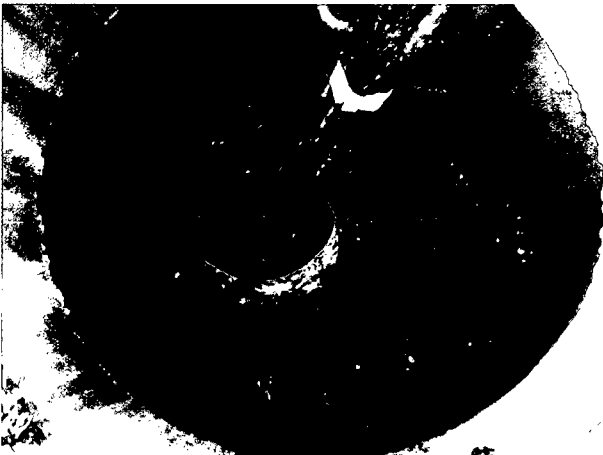


Abb. 102. Einbau der Erdwärmesonden in das Filterrohr beim Brunnen GB 2/97.



Abb. 103. Verfüllen des Filterrohres mit Kies und Feinsand beim Brunnen GB 2/97.



Abb. 104. Einbau der Erdwärmesonden in den Brunnen GB 4a/97.

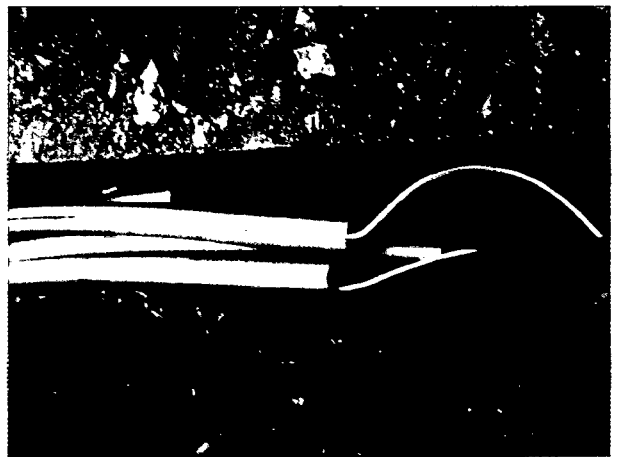


Abb. 105. Wärme gedämmte Anbindeleitungen (verlegt in einem Graben) mit den Messkabeln für die Temperatursensoren innerhalb der Brunnen.



Abb. 106. Verlegen der Anbindeleitungen von den Brunnen bis in den Baucontainer.



Abb. 107. Bauabnahme am 12.12.2000 (v.l.n.r.: Dr. Kopf (TU-Wien), Ing. Bayer (Nägelebau), DI Mayer (HL-AG), DI Treiber (HL-AG), Dr. Adam (TU-Wien)).

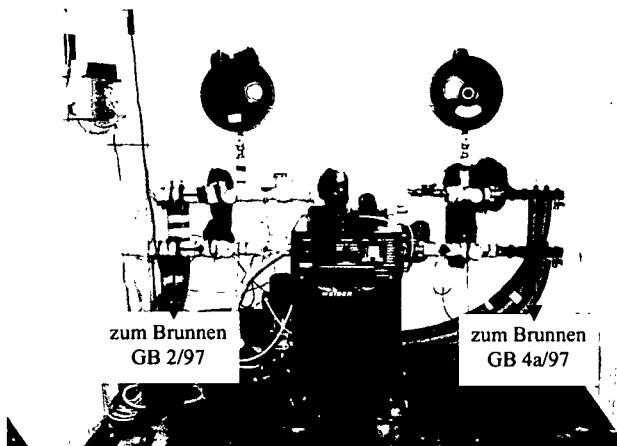


Abb. 108. Die Versuchsanlage im Baucontainer vor dem Umbau (Oktober 2000 bis Dezember 2001).

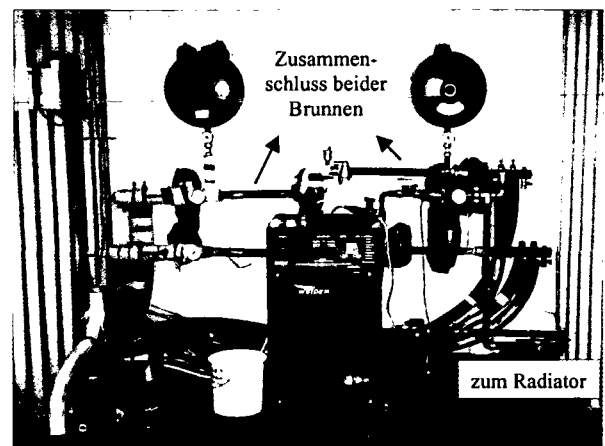


Abb. 109. Die Versuchsanlage im Baucontainer nach dem Umbau (Dezember 2001 bis August 2003).



Abb. 110. Datenlogger mit GSM-Modul.



Abb. 111. Versuchsanlage nach dem Umbau. Der Radiator wurde an der Außenwand des Containers befestigt.

7.4 Versuchsprogramm

Für die Versuchsdurchführung wurde folgendes Versuchsprogramm festgelegt:

- **Nullmessung;**
- **Kurzintervallbetrieb:** stundenweiser Betrieb der Wärmepumpe mit langen Pausen und minutenweiser Betrieb der Wärmepumpe mit extrem kurzen Pausen;
- **Dauerbetrieb:** Betrieb der Wärmepumpe über mehrere Monate mit anschließender Regenerationsphase des Untergrundes und Wechsel zwischen Energieentzug und Energieeintrag in den Brunnen.

Während der gesamten Versuchsdurchführung wurden öfters gewisse Parameter wie z.B. Leistung der Umwälzpumpen, Sollwert der Vorlauftemperatur etc. geändert, um deren Einflüsse auf die Anlage untersuchen zu können. Diese Parameteränderungen sind in den nachfolgenden Abbildungen dokumentiert.

7.5 Messergebnisse

7.5.1 Allgemeines

Nach Abschluss der Bauarbeiten an der Versuchsanlage wurden am 18.10.2000 erstmalig Messdaten registriert. Zu diesem Zeitpunkt waren jedoch noch nicht alle Messinstrumente installiert, weshalb mit dem geplanten Versuchsprogramm erst zu einem späteren Zeitpunkt begonnen werden konnte. Im Folgenden finden sich die gesamten aufgezeichneten Messdaten, die im Anschluss daran diskutiert werden.

Aus Gründen der Übersicht sind alle Temperaturmessdaten in einem gemeinsamen Diagramm aufgetragen. Um dabei den Überblick zu bewahren, werden vorab anhand Abb. 112 die einzelnen Temperaturkurven beschrieben. Diese Darstellung wird dann für alle weiteren Abbildungen beibehalten.

Die gemessenen Temperaturen des Quellkreislaufes (Primärkreislauf) beinhalten die Temperaturen des Vorlaufes (VL Quelle), des Rücklaufes (RL Quelle) und die Temperaturen des oberen (GB 2/97 oben), mittleren (GB 2/97 mitte) und unteren (GB 2/97 unten) Bereiches des verfüllten Brunnens. Um das „Lesen“ der Temperaturmessdaten zu vereinfachen, wurden die Darstellungsfarben der Temperaturdaten innerhalb des Brunnens (oben, mitte, unten) jenen einer Ampel angepasst, womit die Temperaturen des oberen Bereiches rot, jene des mittleren Bereiches gelb und jene des unteren Bereiches grün dargestellt sind.

Da bei Betrieb der Wärmepumpe die Temperaturen des Quell- und Verbraucherkreislaufes sich auf unterschiedlichem Temperaturniveau befinden und damit leicht zu unterscheiden sind, wurden für die gemessenen Temperaturen des Verbraucherkreises die gleichen Farben wie beim Quellkreislauf gewählt. Damit sind die Temperaturen des Vorlaufes (VL Verbraucher) rosa, die des Rücklaufes (RL Verbraucher) blau und jene des oberen (GB 4/97

oben), mittleren (GB 4/97 mitte) und unteren (GB 4/97 unten) Bereiches wiederum rot, gelb und grün (Ampel) dargestellt.

Zusätzlich sind in den Abbildungen wesentliche Bezugspunkte und Bemerkungen eingetragen, die die Vorgehensweise im Zuge der Versuchsdurchführung dokumentieren.

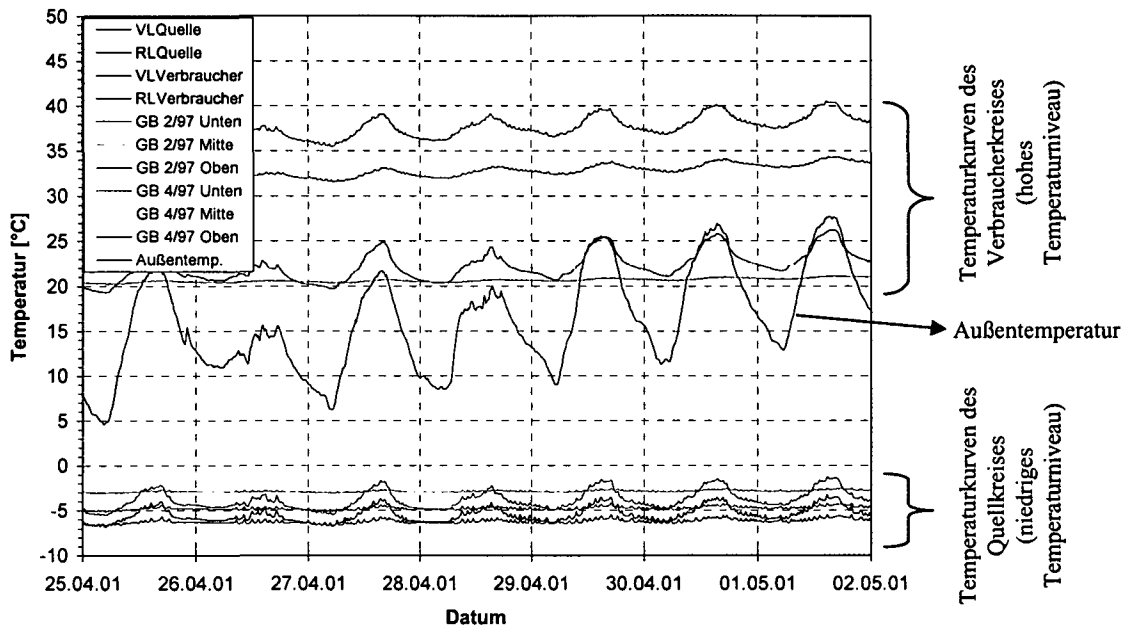


Abb. 112. Exemplarischer Auszug der gemessenen Temperaturmessdaten zur Erläuterung der einzelnen Kurven bei Dauerbetrieb der Wärmepumpe.

7.5.2 Temperaturmessungen

Im Folgenden finden sich die Aufzeichnungen der Temperaturmessungen vom 18.10.2000 bis zum Abbau der Versuchsanlage im Sommer 2003.

Bauphase und Probebetrieb
 (Quelle: Brunnen 2/97; Verbraucher: Brunnen 4/97)

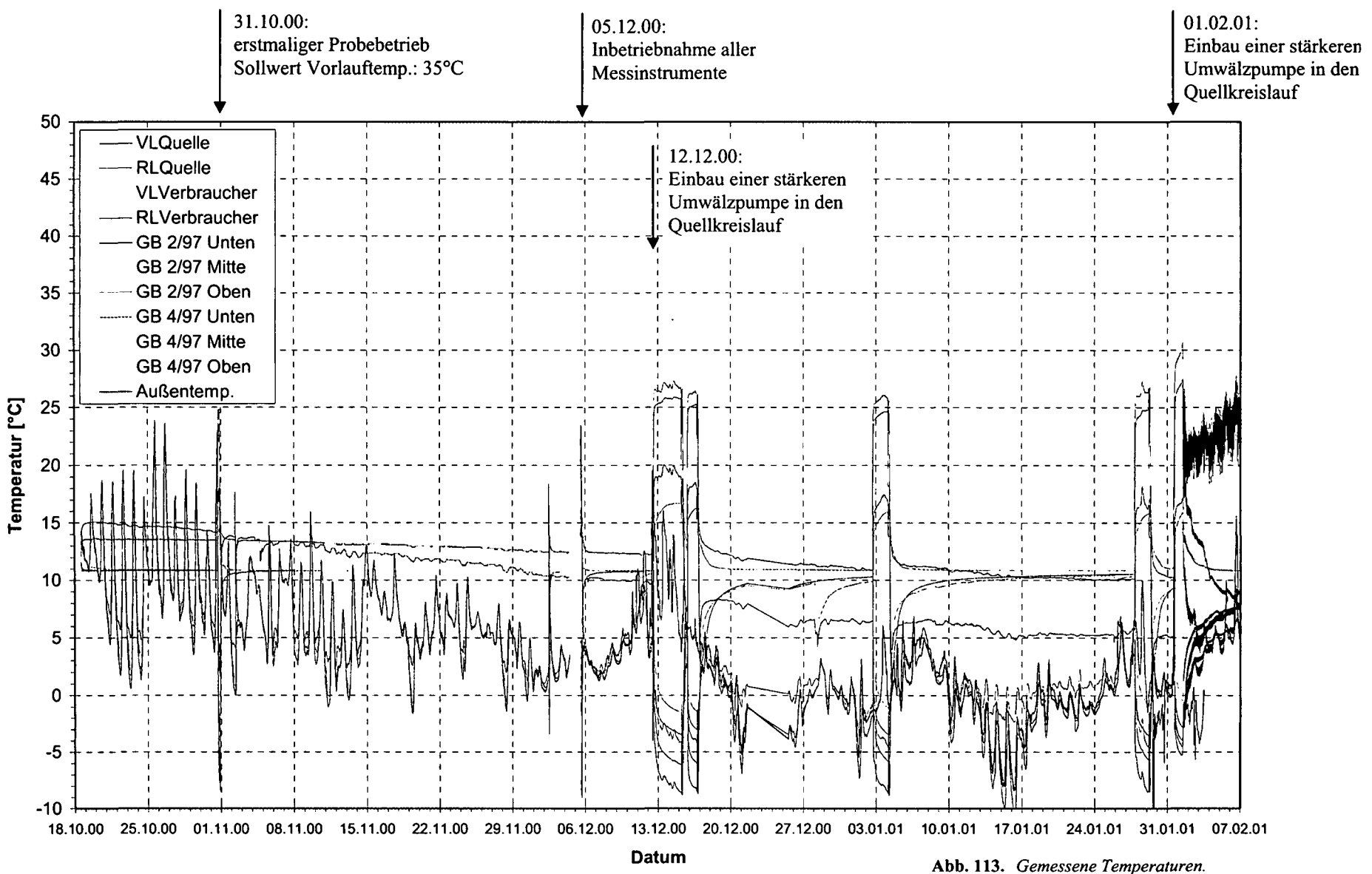


Abb. 113. Gemessene Temperaturen.

Dauerbetrieb
 (Quelle: Brunnen 2/97; Verbraucher: Brunnen 4/97)

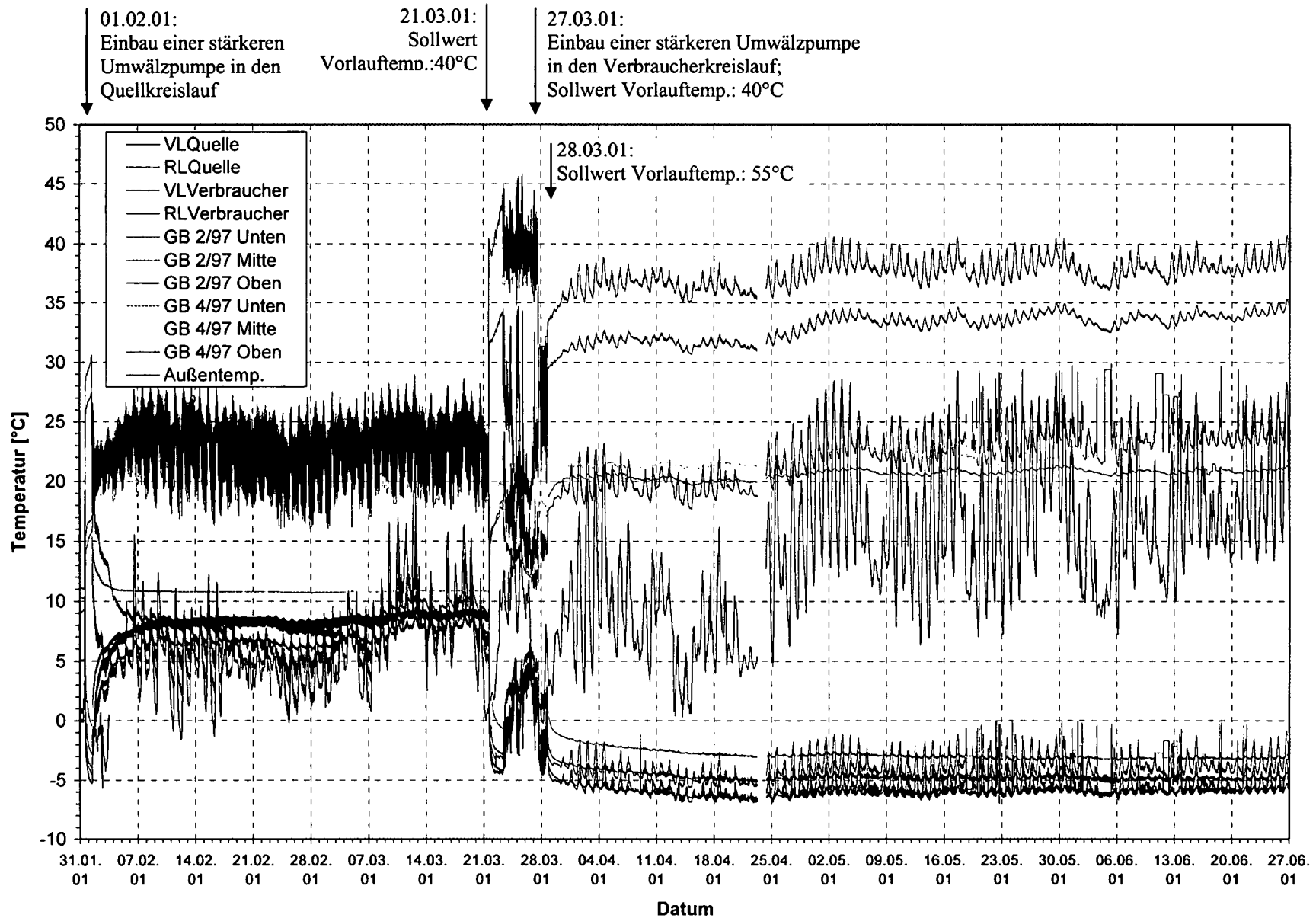


Abb. 114. Gemessene Temperaturen.

Dauerbetrieb
 (Quelle: Brunnen 2/97; Verbraucher: Brunnen 4/97)

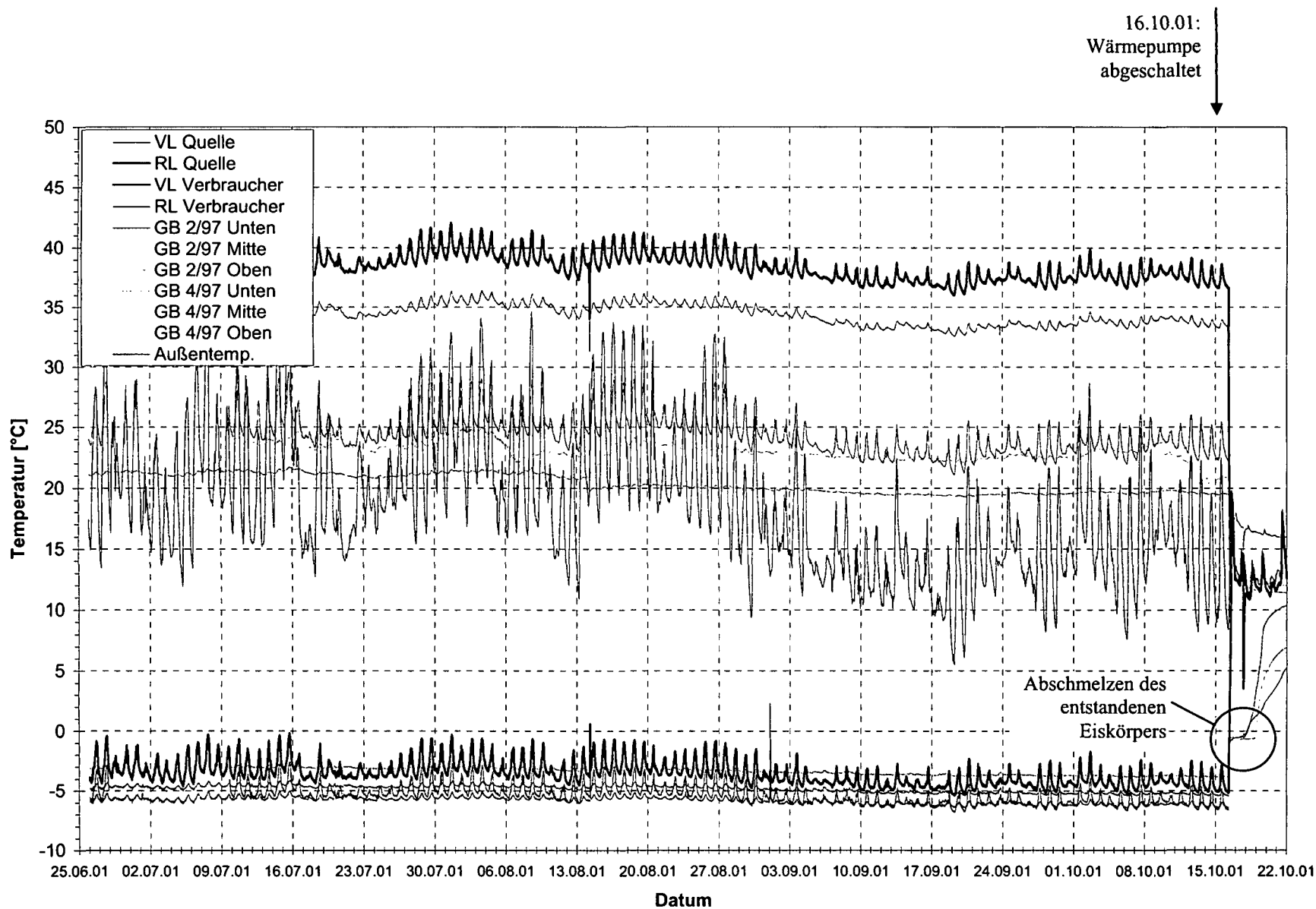


Abb. 115. Gemessene Temperaturen.

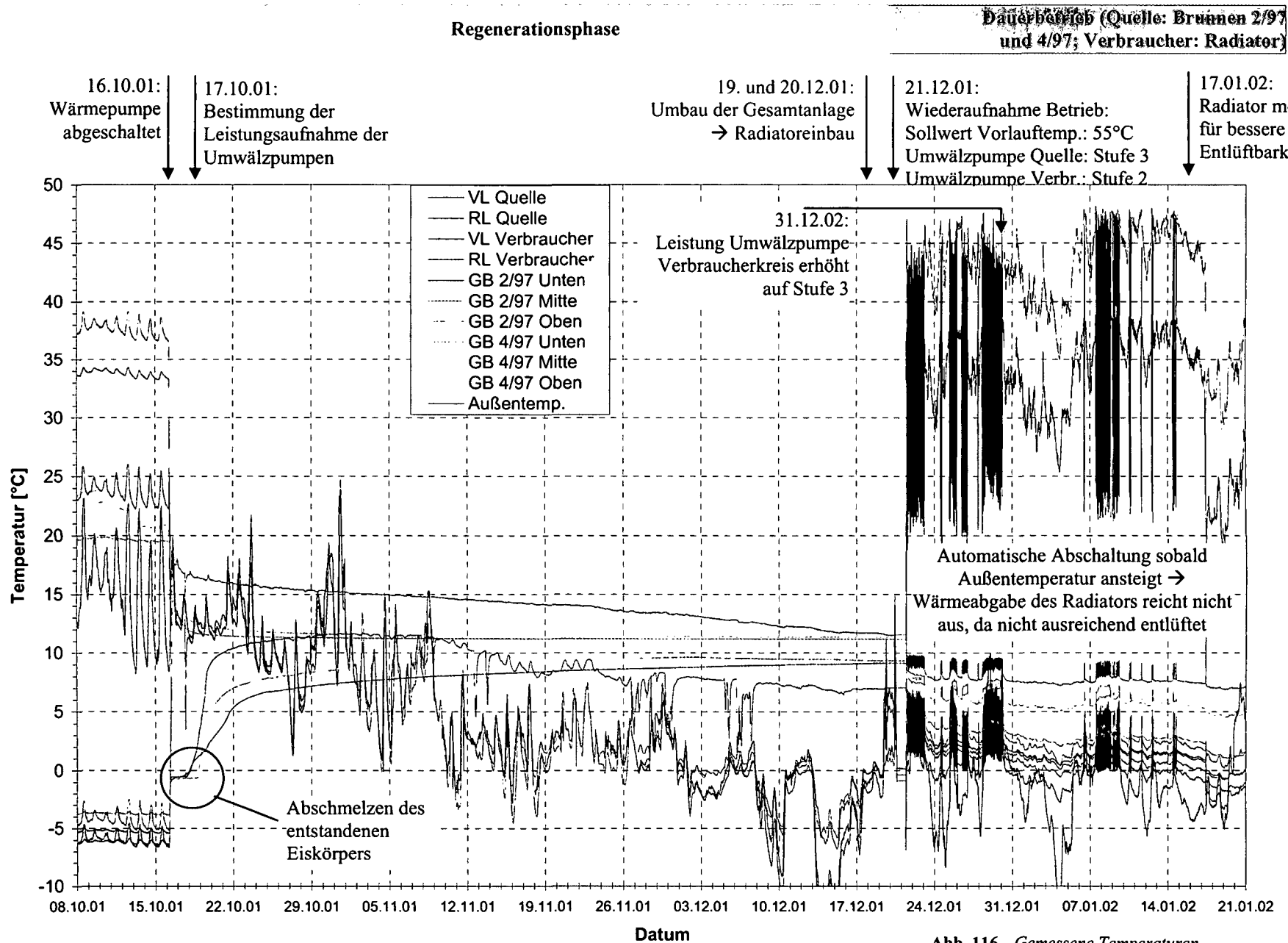


Abb. 116. Gemessene Temperaturen.

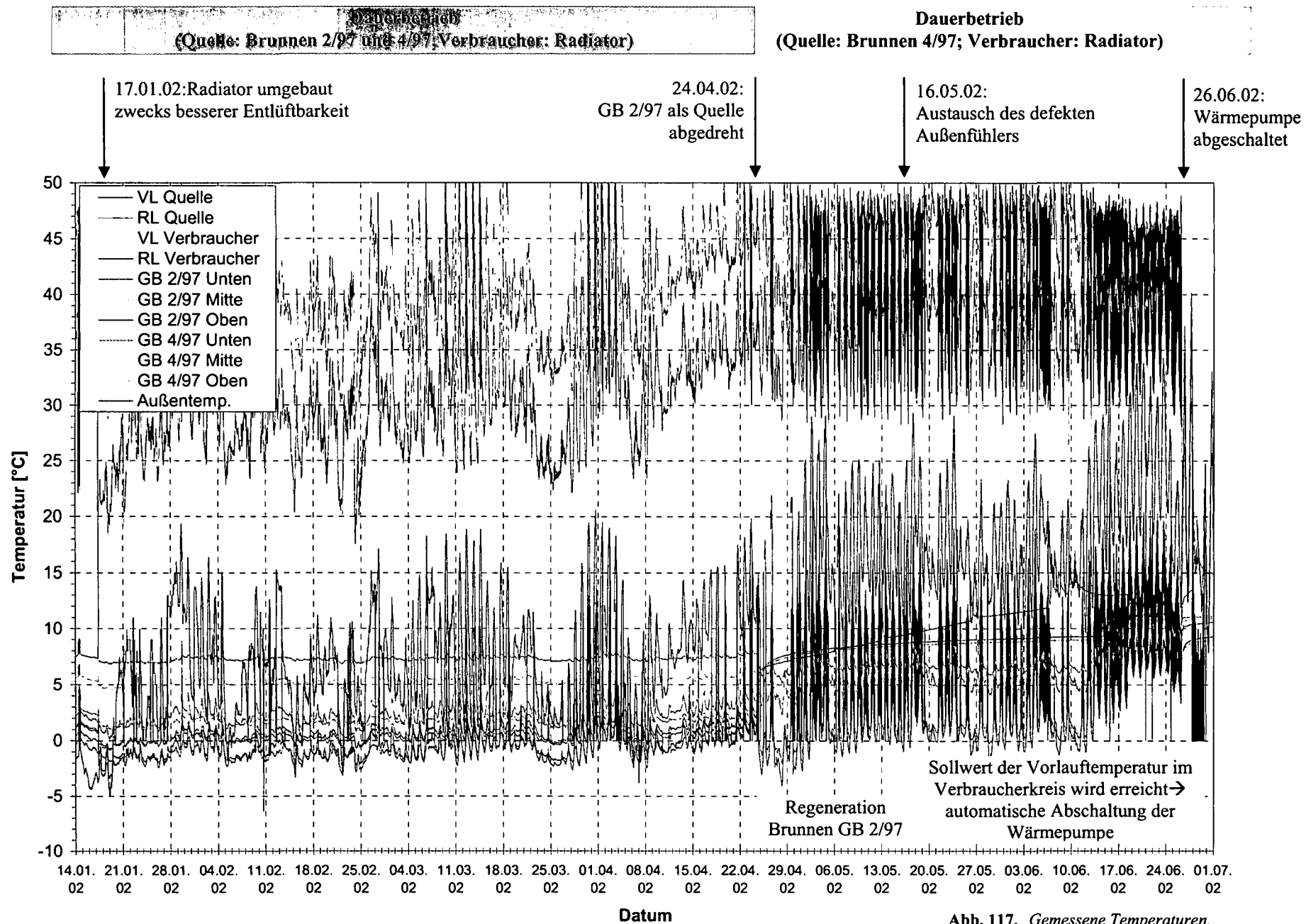


Abb. 117. Gemessene Temperaturen.

Dauerbetrieb (Quelle: Brunnen 4/97; Verbraucher: Radiator)

Regenerationsphase

Dauerbetrieb (Quelle: Brunnen 4/97; Verbraucher: Radiator)

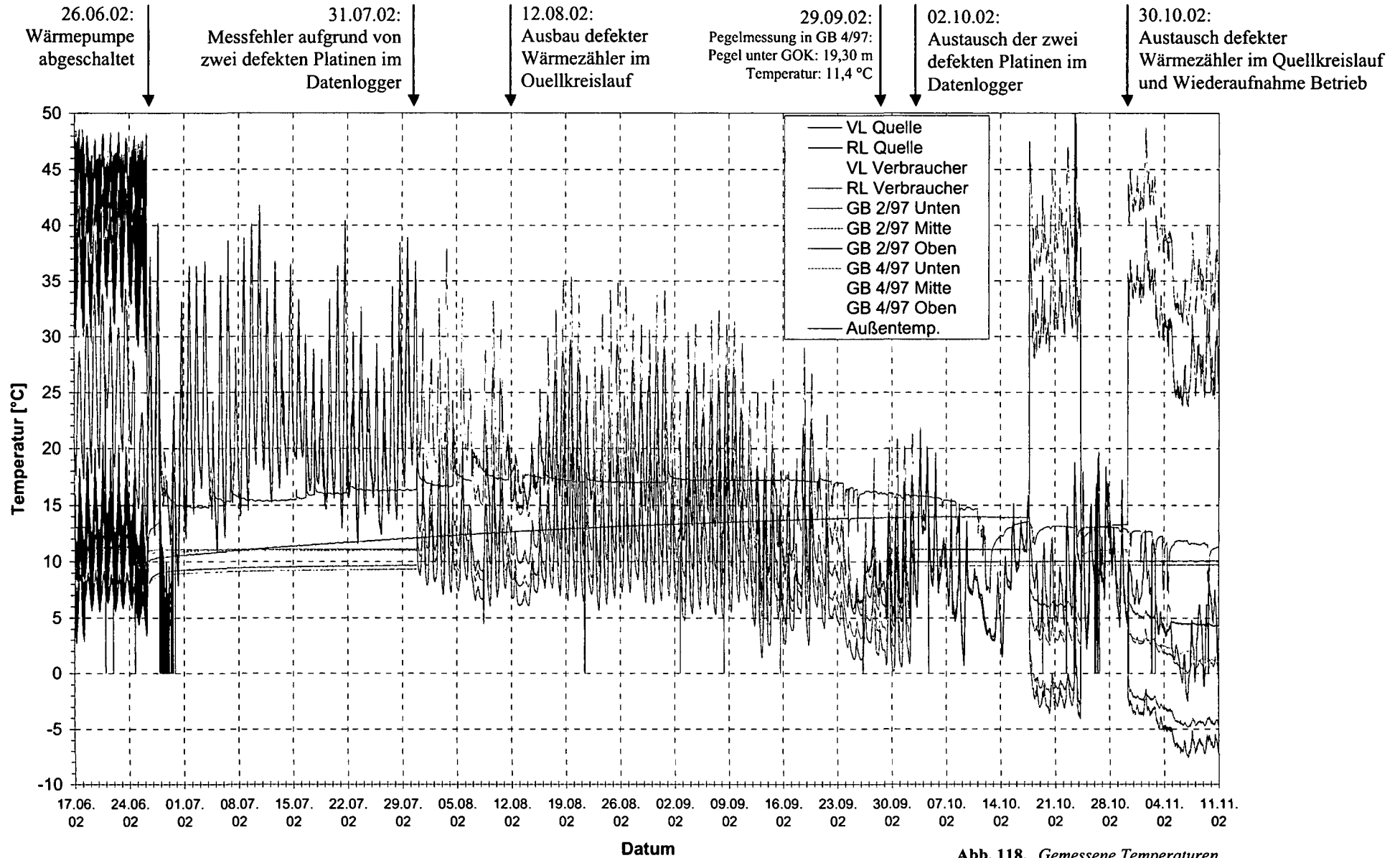


Abb. 118. Gemessene Temperaturen.

Dauerbetrieb
 (Quelle: Brunnen 4/97; Verbraucher: Radiator)

Regenerationsphase

30.10.02:
 Austausch defekter Wärme-
 zähler im Quellkreislauf und
 Wiederaufnahme Betrieb

07.01.03:
 Abschaltung Wärmepumpe,
 da Temperatur der Absorber-
 flüssigkeit -10°C erreicht hat

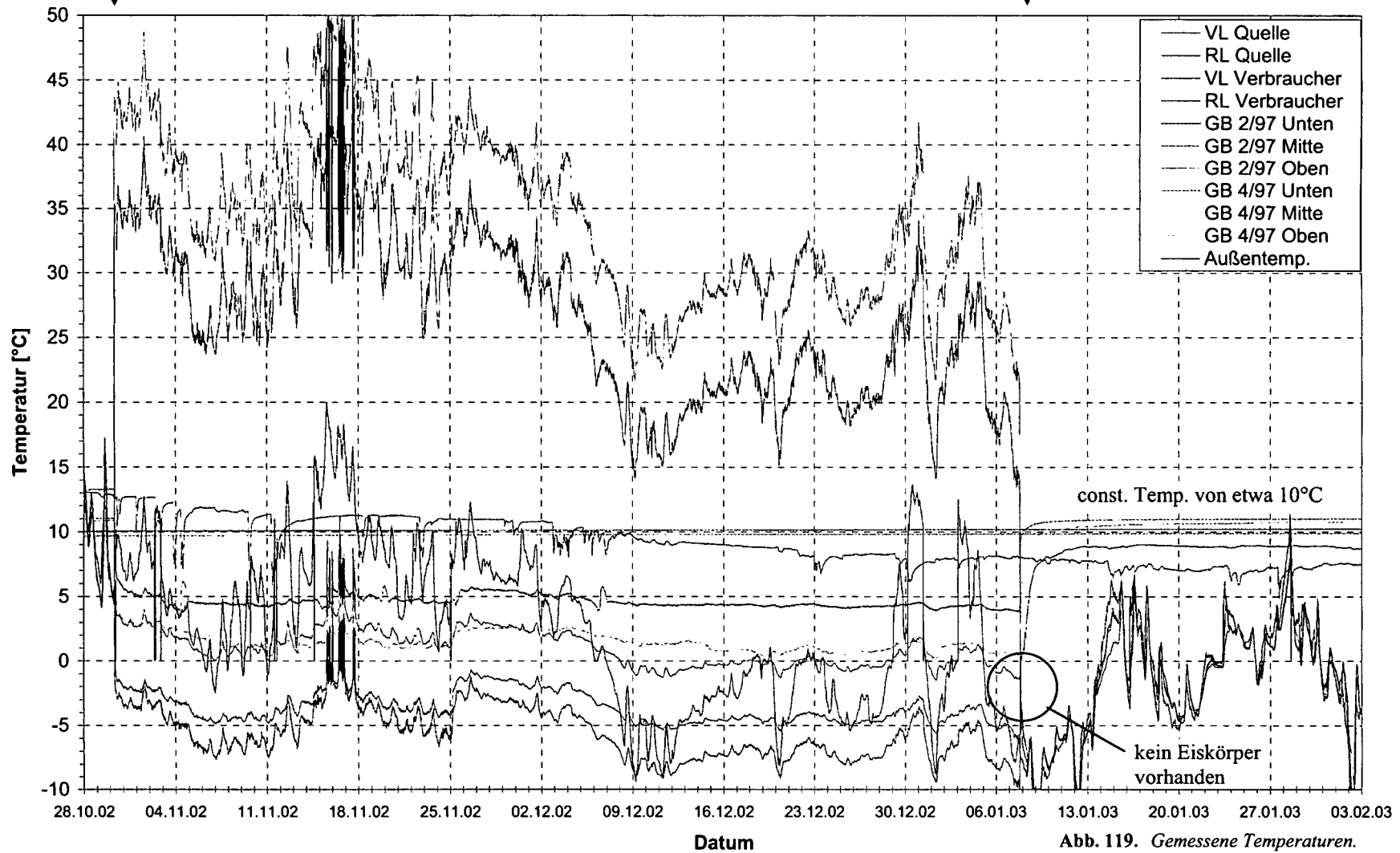


Abb. 119. Gemessene Temperaturen.

Regenerationsphase

Abbau der Versuchsanlage

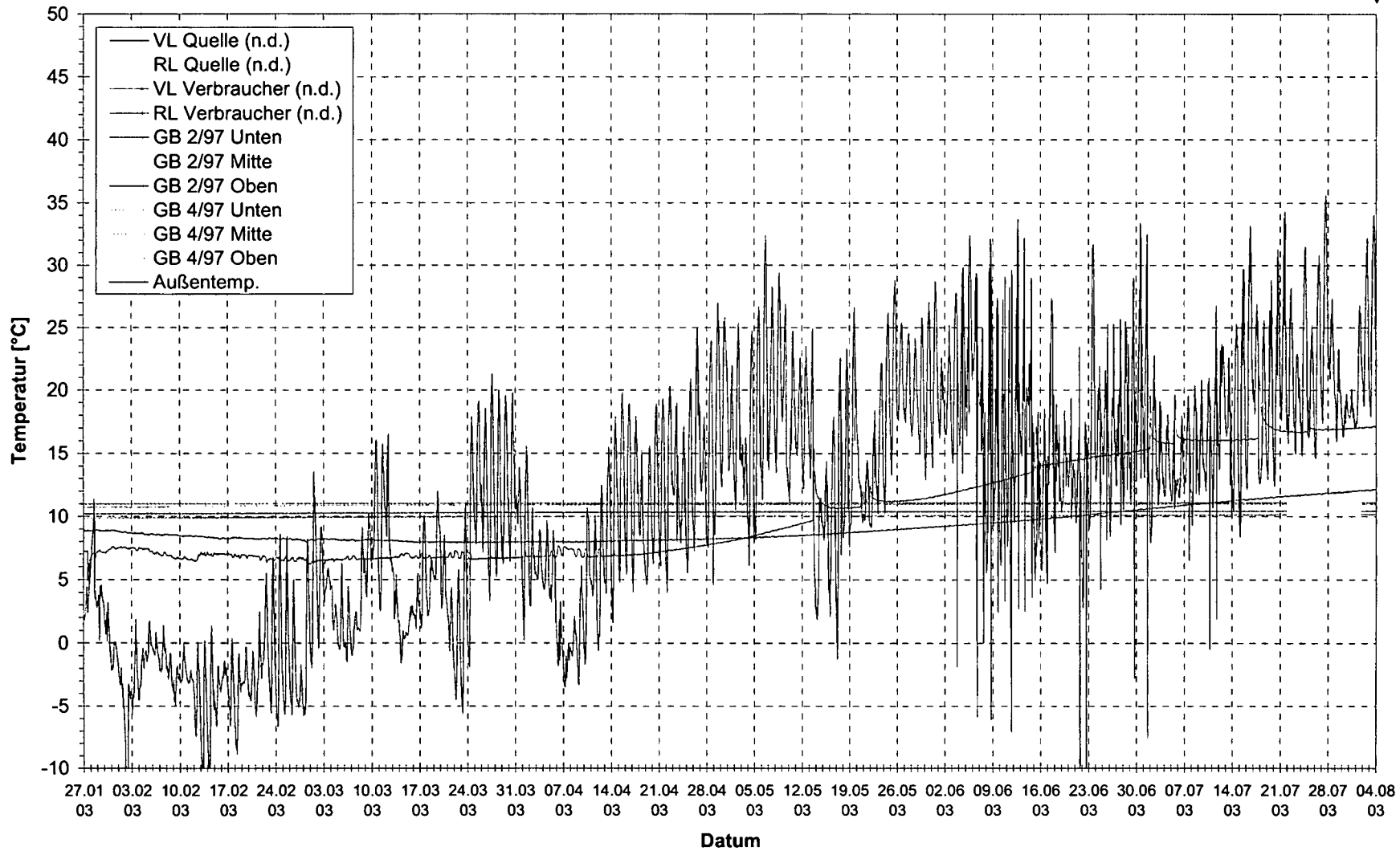
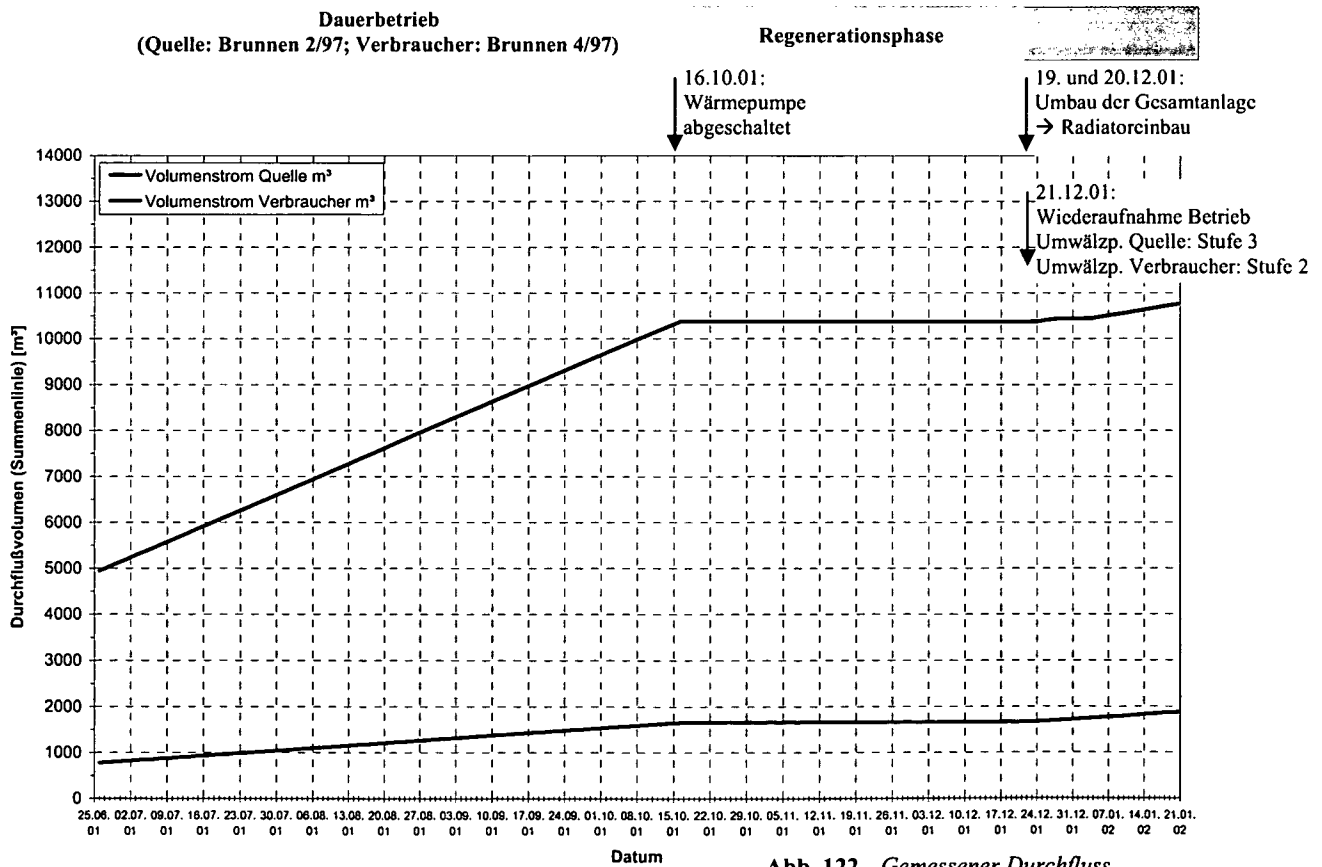
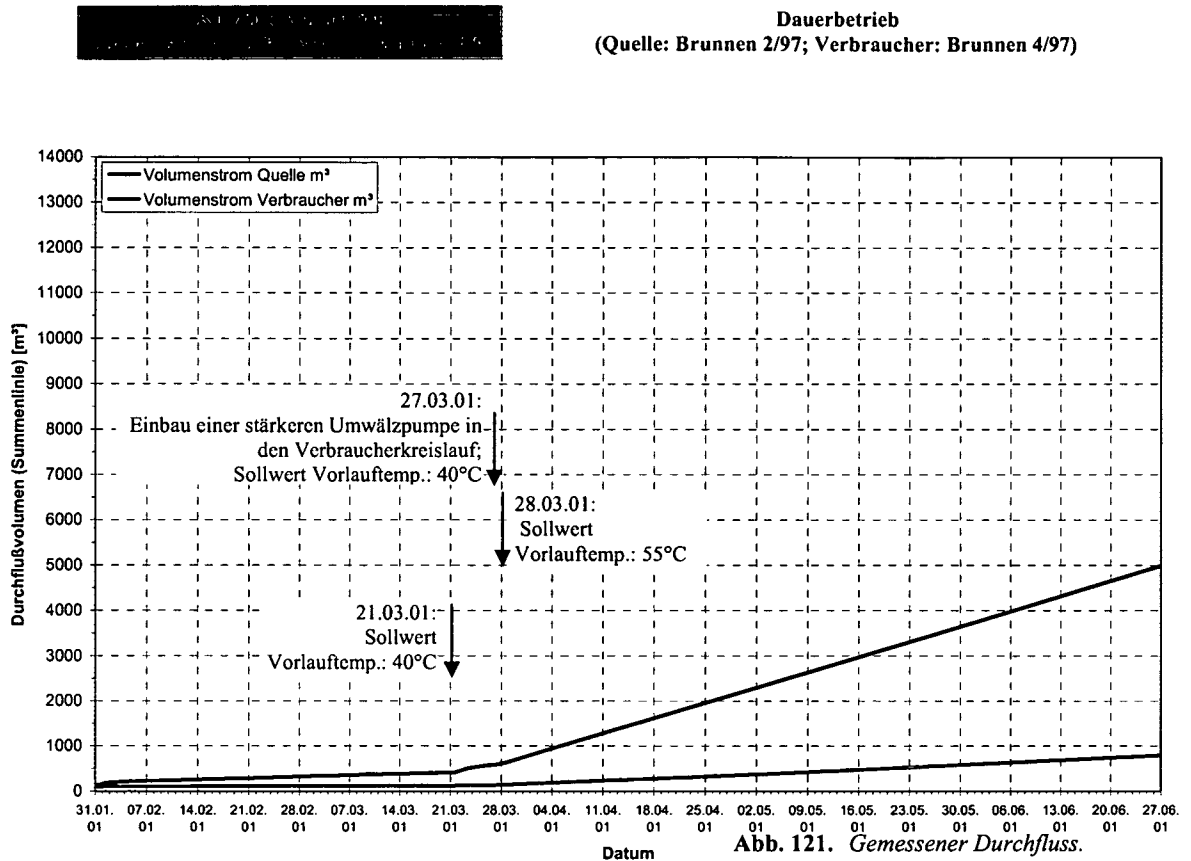


Abb. 120. Gemessene Temperaturen.

7.5.3 Durchflussmessungen

Im Folgenden ist der gemessene Durchfluss im Quell- und Verbraucherkreislauf dargestellt.



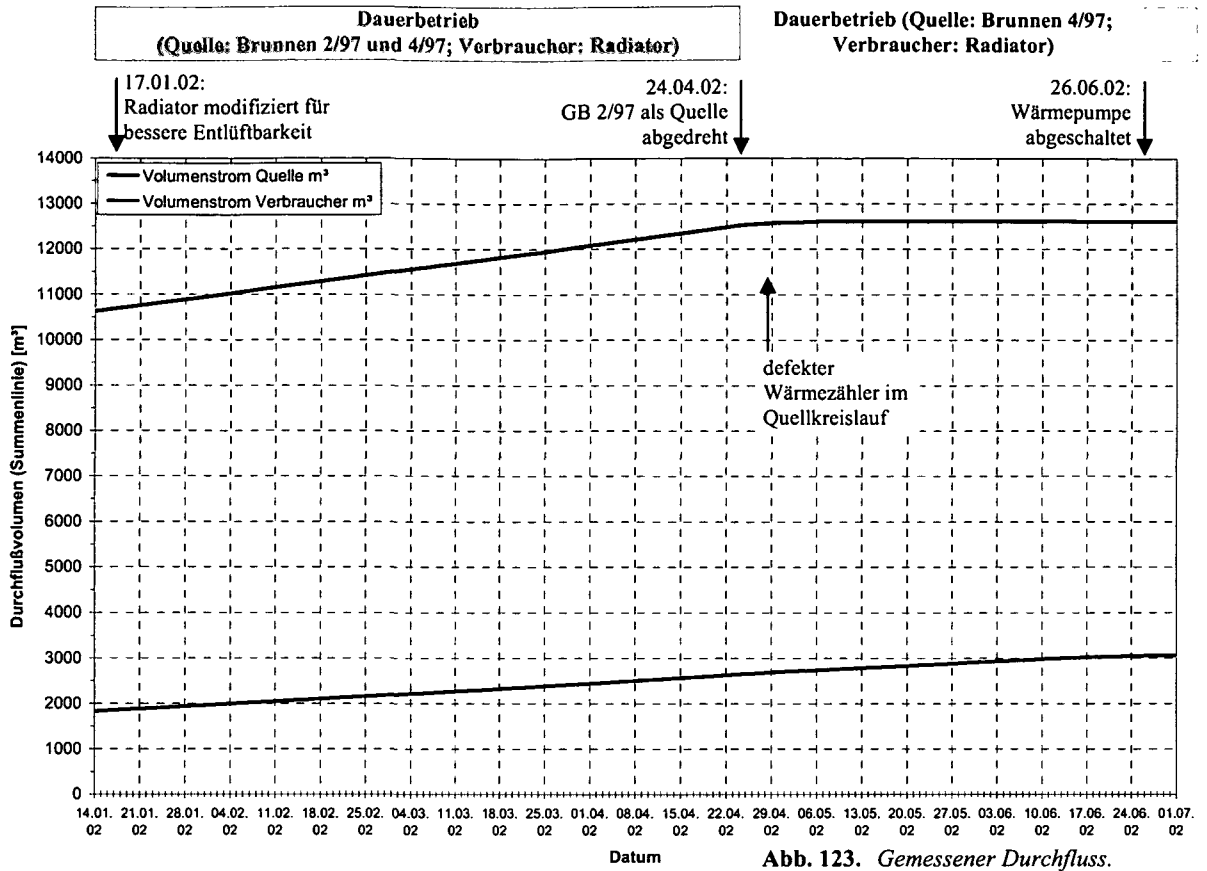


Abb. 123. Gemessener Durchfluss.

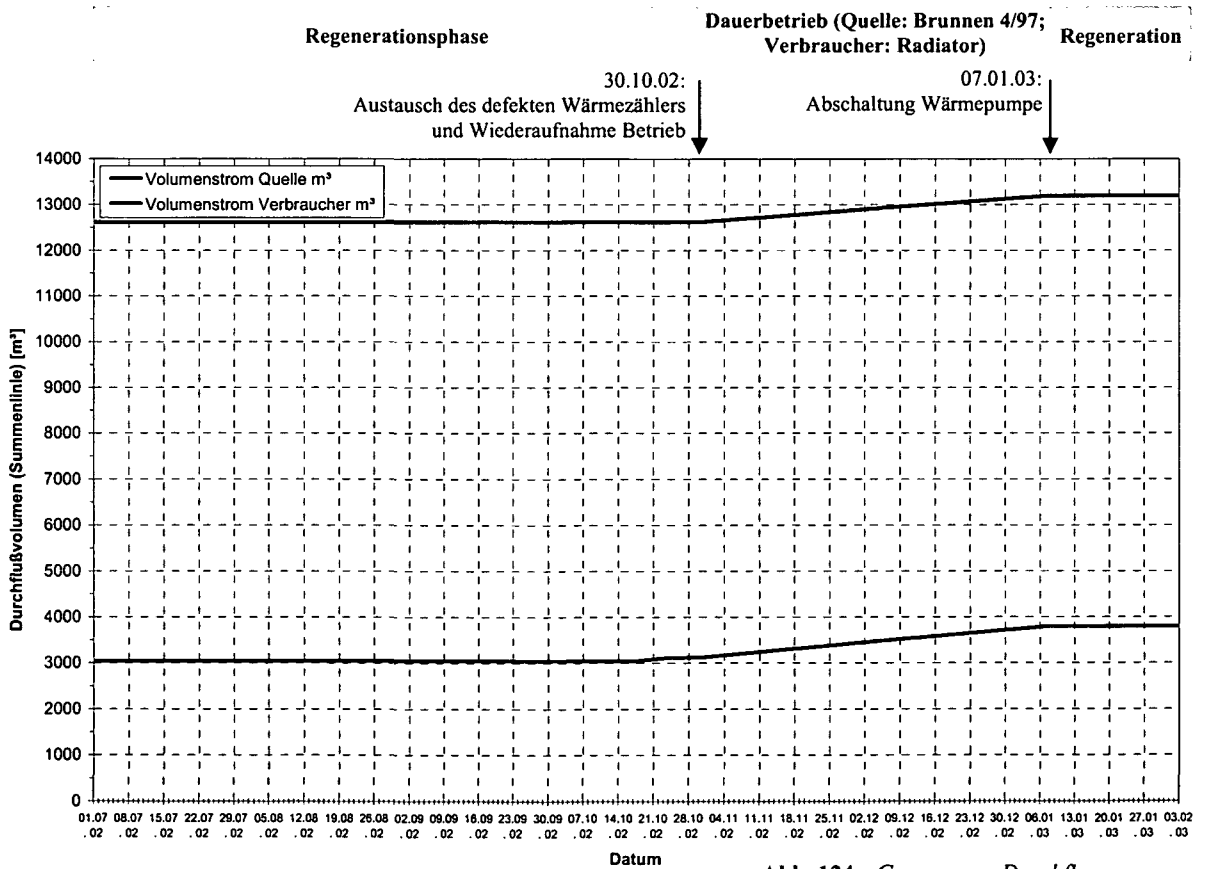


Abb. 124. Gemessener Durchfluss.

7.5.4 Geleistete Arbeit

Die folgenden Abbildungen zeigen den Verlauf der Arbeit, die innerhalb von 24h geleistet wurde.

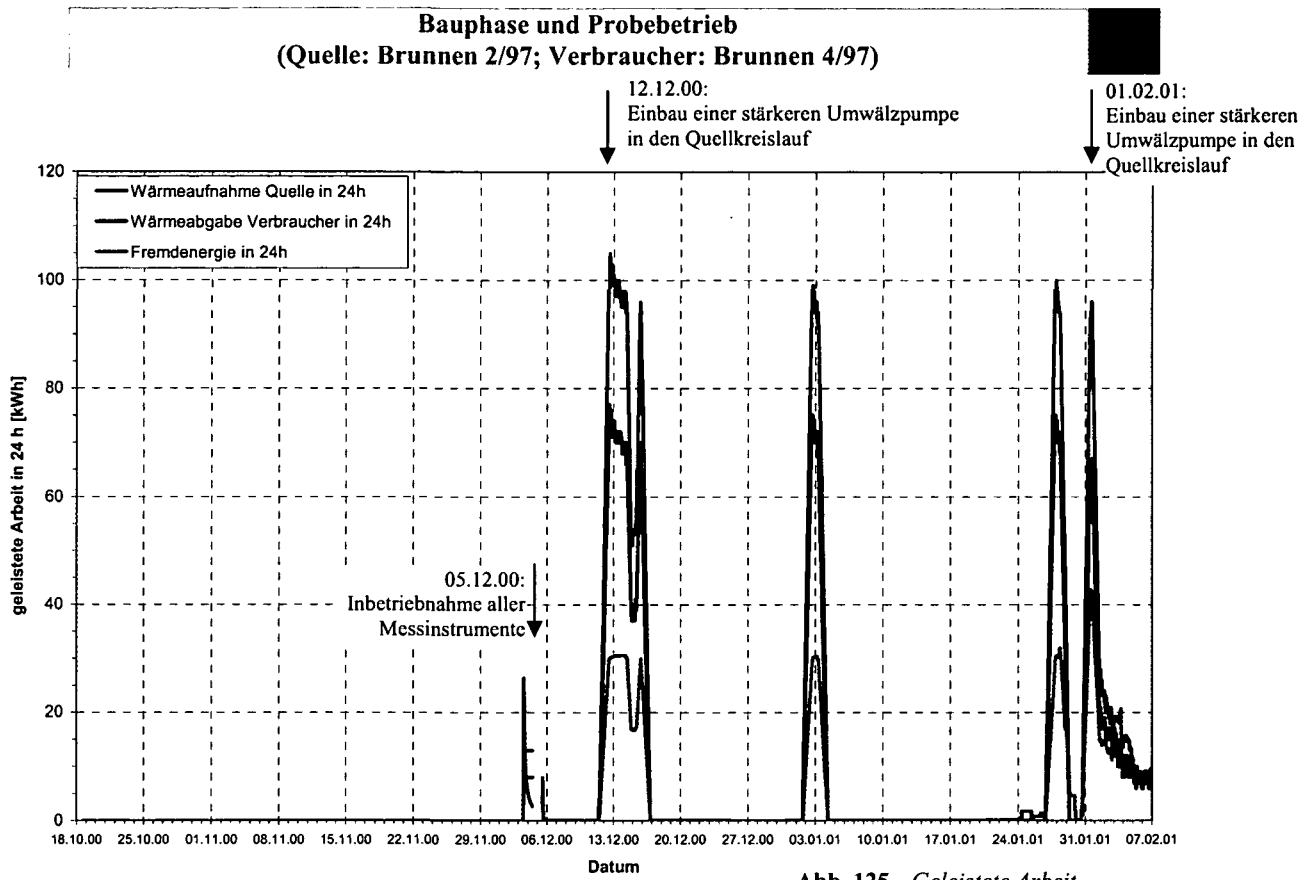


Abb. 125. Geleistete Arbeit.

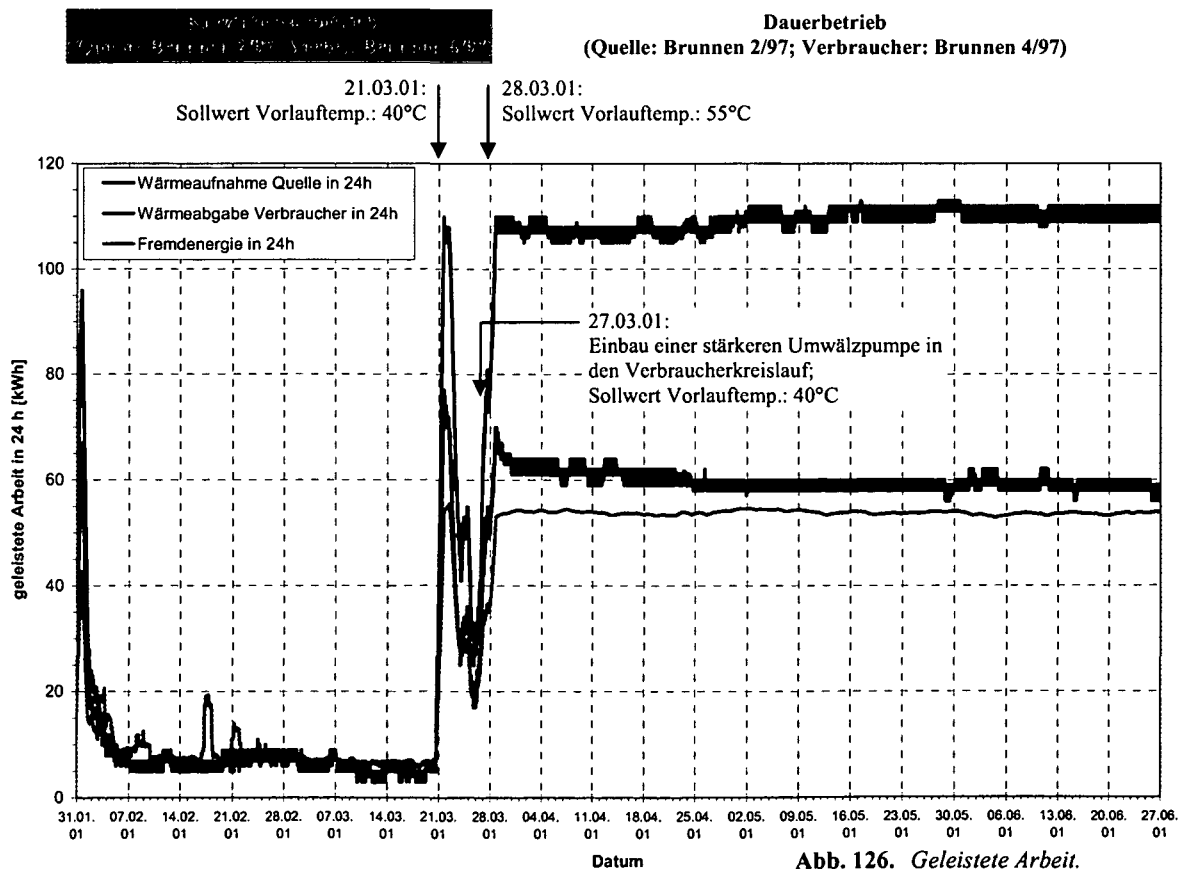


Abb. 126. Geleistete Arbeit.

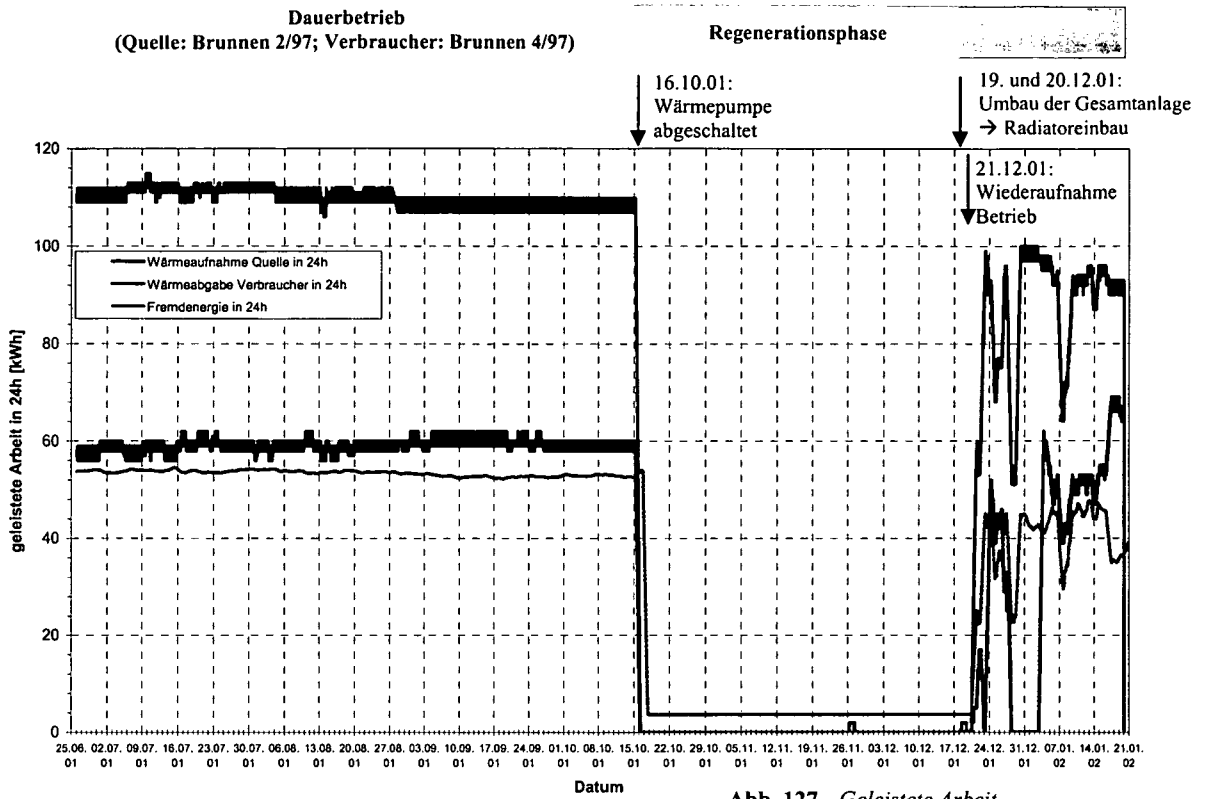


Abb. 127. Geleistete Arbeit.

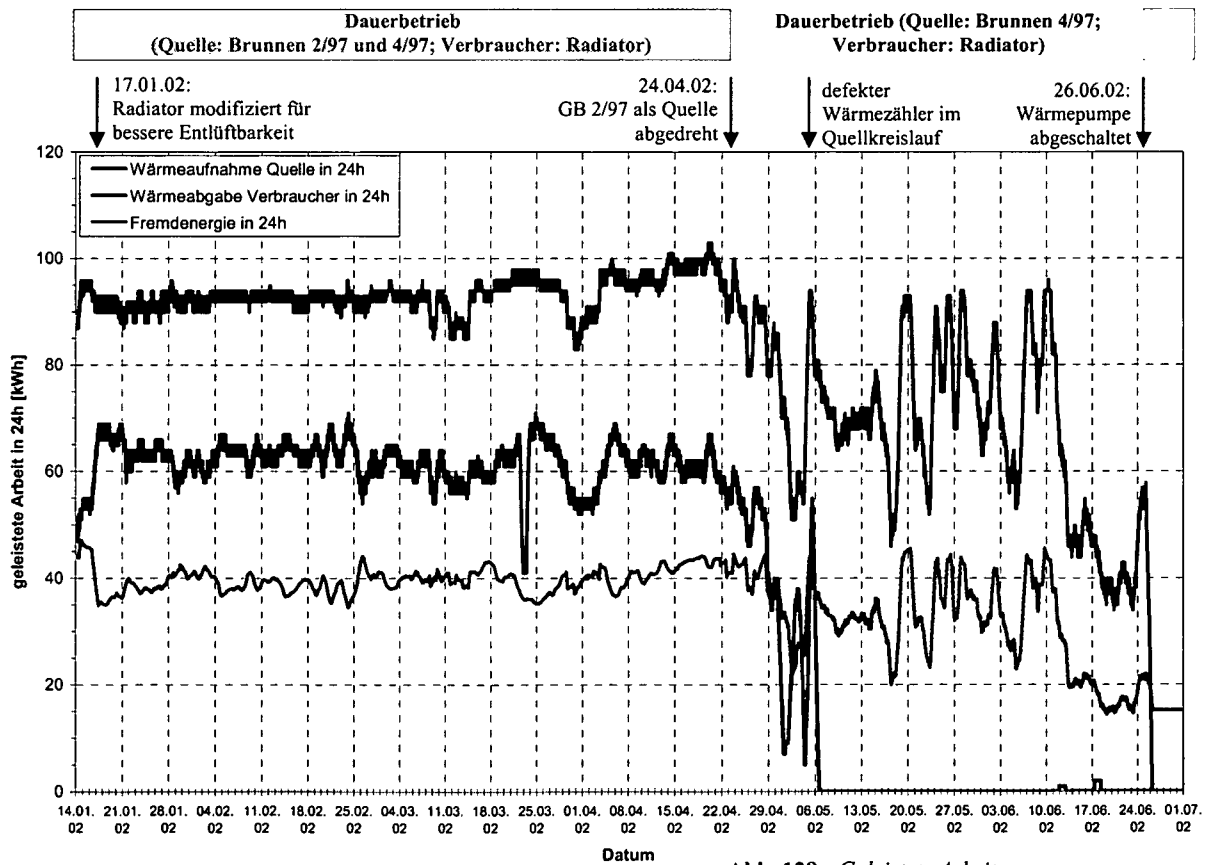


Abb. 128. Geleistete Arbeit.

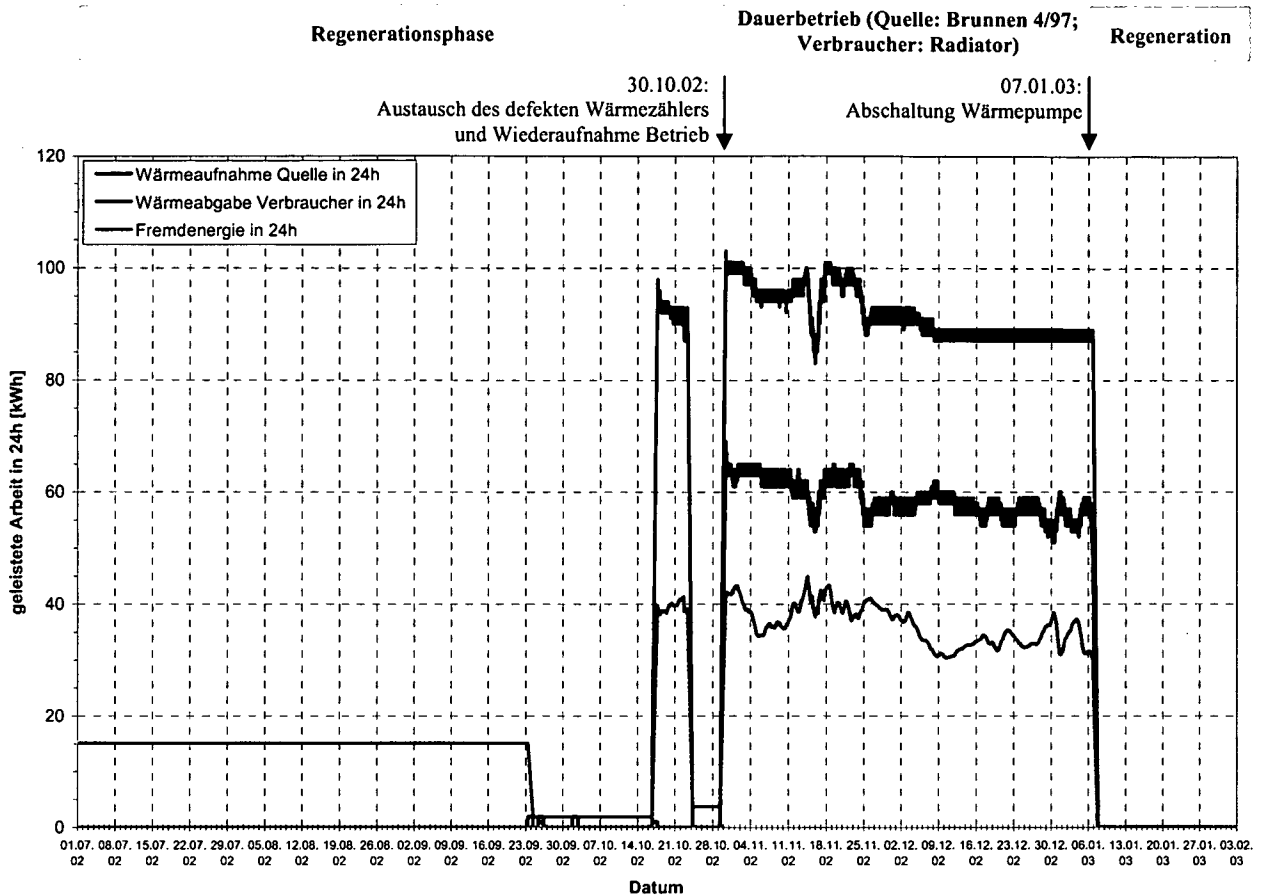


Abb. 129. Geleistete Arbeit.

7.5.5 Leistungszahlen

Basierend auf den gemessenen Temperatur- und Leistungsdaten kann die Leistungsfähigkeit der Gesamtanlage berechnet werden.

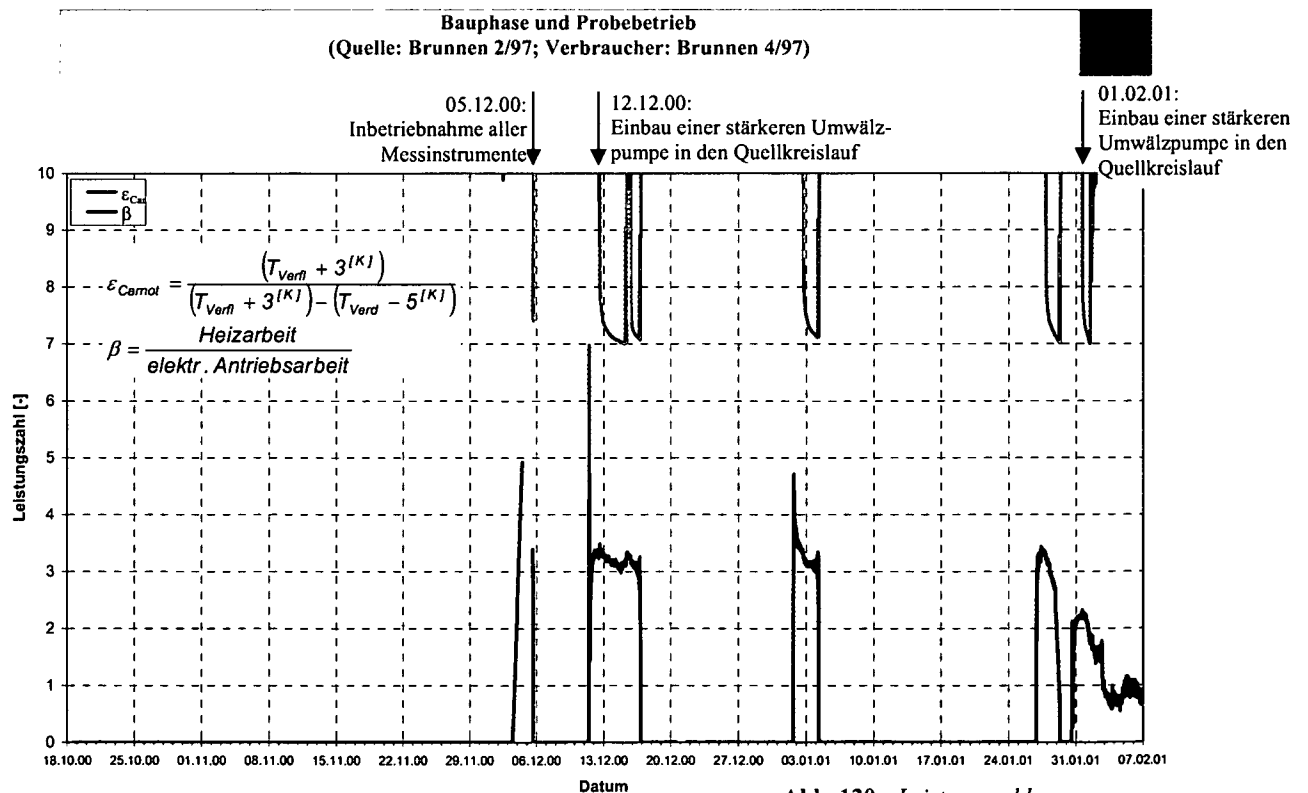
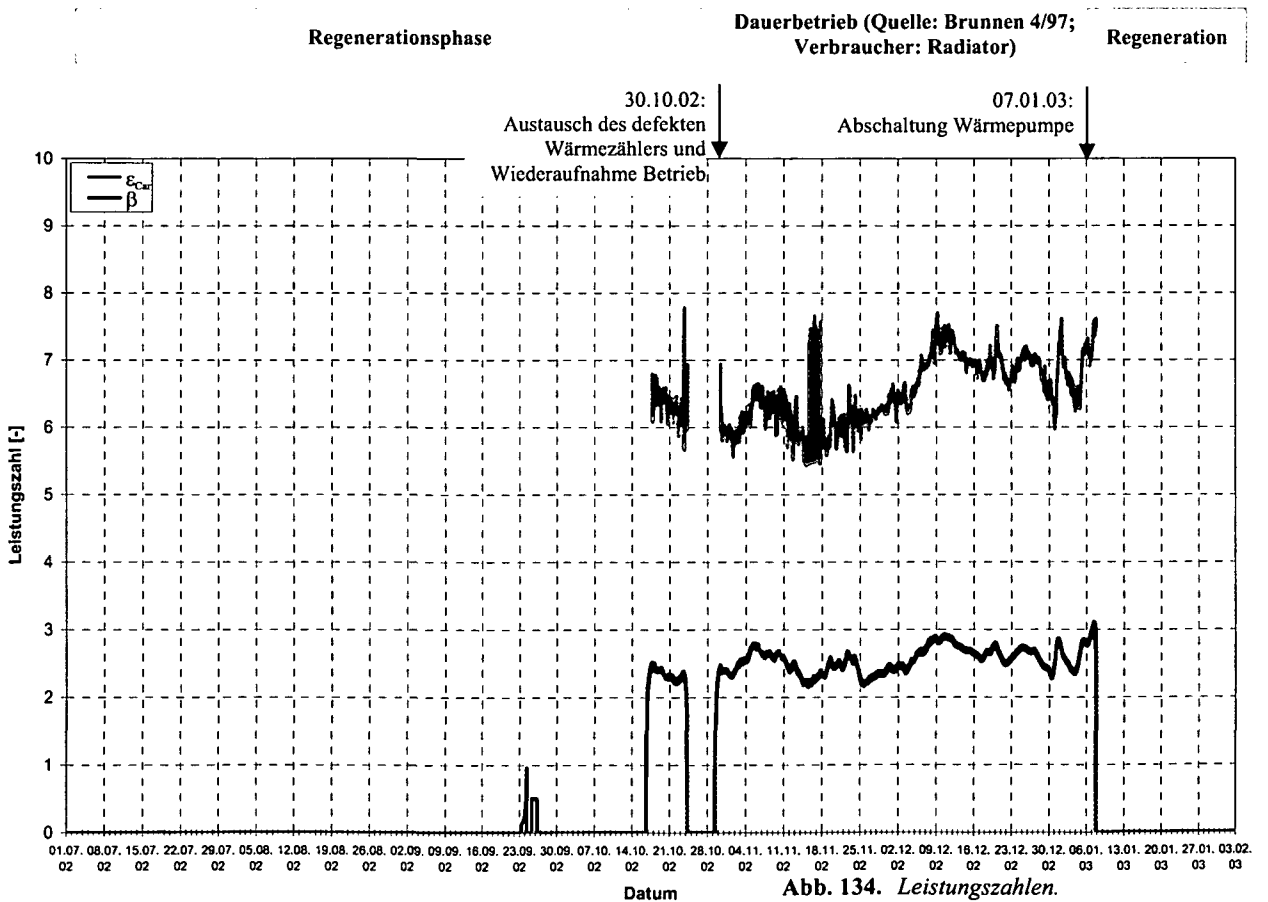
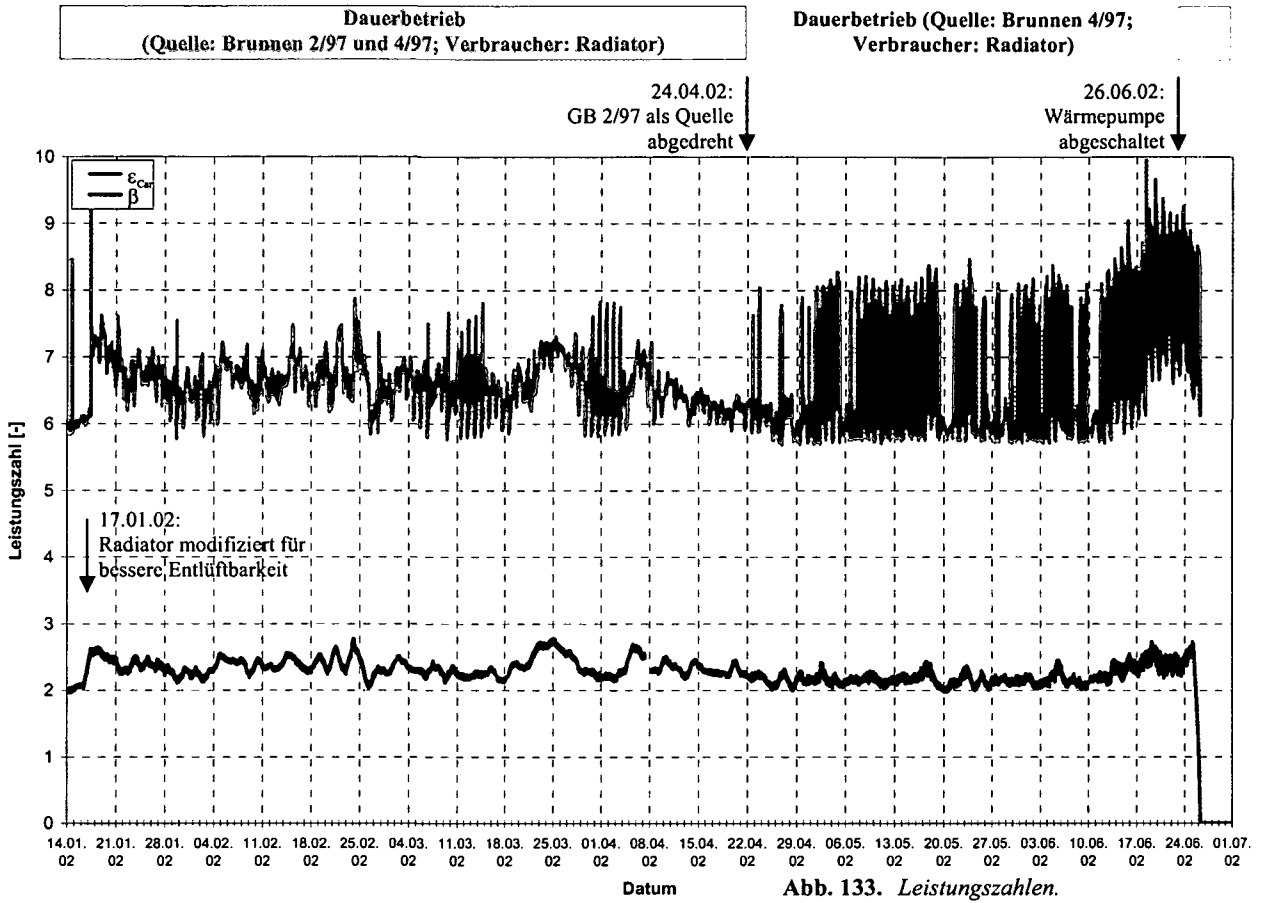


Abb. 130. Leistungszahlen.



7.5.6 Diskussion der Messergebnisse

7.5.6.1 Betriebsphase vom 18.10.2000 (Nullmessung)

Seit dem Einbau der Sandverfüllung im Brunnen GB 2/97 am 18.10.2000 wurden Messdaten aufgezeichnet, sodass der Zustand vor Inbetriebnahme der Wärmepumpe messtechnisch erfasst werden konnte. Wie in Abb. 135 dargestellt, zeigt der Temperaturverlauf der Wärmequelle anfangs noch eine Störung, die durch den Einbau der Sandverfüllung hervorgerufen wird. Die Sandfüllung hat bei der Einfüllung eine Temperatur von etwa 12°C (Startpunkt der Temperaturkurven). Innerhalb der nächsten Stunden gleichen sich die Temperaturen jedoch rasch wieder dem ursprünglichen Temperaturniveau an, das in den oberen Bereichen der Wärmequelle ca. 15°C, in den tieferen Bereichen ca. 11°C beträgt.

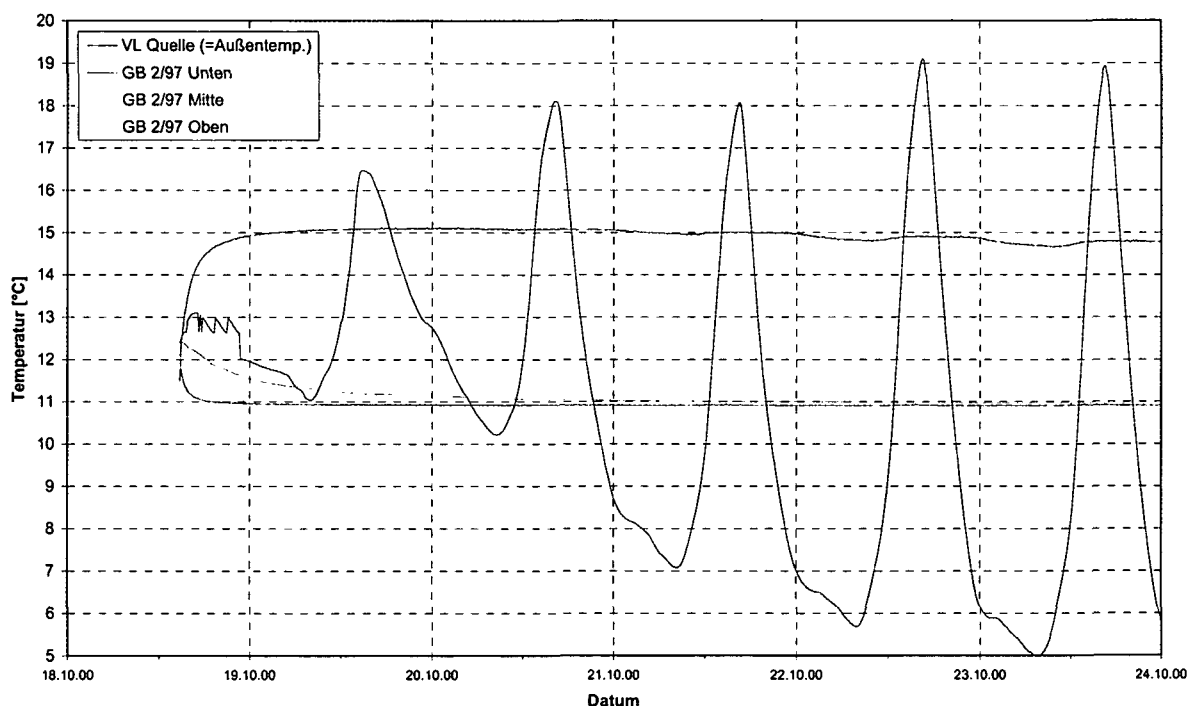


Abb. 135. Temperaturverlauf an den Messfühlern der Wärmequelle. Durch den Einbau der ca. 12 °C warmen Sandfüllung sind die „natürlichen“ Temperaturverhältnisse temporär gestört.

7.5.6.2 Betriebsphase vom 01.11.2000 bis 04.12.2000

Im Zeitraum vom 01.11.2000 bis zum 04.12.2000 wurden die letzten Bau- und Installationsarbeiten am Energiebrunnen durchgeführt. Im Zuge der Installation der restlichen Messgeräte musste das gesamte Dokumentationssystem kurzfristig abgeschaltet werden, weshalb um den 04.12.2000 keine Messdaten vorliegen.

Betrachtet man den Verlauf der Vor- und Rücklauftemperaturen des Quell- und Verbraucherkreislaufes (Wärmepumpe war in diesem Zeitraum nicht eingeschaltet), so entsprechen diese in etwa der Lufttemperatur im Container.

7.5.6.3 Messungen vom 02.01.2001 (Inbetriebnahme der Wärmepumpe)

Die Inbetriebnahme der Wärmepumpe bewirkt eine starke Änderung der Temperaturen, wie in Abb. 136 zu erkennen ist. Die Temperatur des Wasser-Glykol-Gemisches sinkt in kurzer Zeit jedoch so stark ab, dass sich die Wärmepumpe selbsttätig ausschaltet, was auf eine zu hohe Entzugsleistung der Wärmepumpe (Heizleistung der Wärmepumpe zu hoch) oder eine zu niedrige Kapazität des Energiebrunnens schließen lässt. Ein Grund für die relativ niedrige Leistung der Sonde könnte in der nicht geplanten Sandverfüllung liegen, die dämmend auf die Sonde wirkt.

Während der Betriebszeit beträgt die Temperaturspreizung zwischen Vorlauf- und Rücklaufemperatur ca. 5°C, womit bei dauerhaftem Betrieb eine zufriedenstellende Energiebilanz erreicht wird. Auf der Strecke von der Wärmepumpe bis in den Bereich des oberen Temperaturmessfühlers der Quelle kann die kalte Absorberflüssigkeit durch das umliegende Erdreich um etwa 5°C erwärmt werden. Auffällig erscheint, dass im unteren Bereich der Quelle nahezu die gleichen Temperaturen wie im Rücklauf, kurz vor der Wärmepumpe, vorherrschen und die Temperaturen im mittleren Bereich der Quelle (gelbe Linie) sogar darüber liegen. Mögliche Ursachen für dieses Phänomen könnten sein:

- Thermischer Kurzschluss, bei welchem die zur Wärmepumpe strömende, warme Absorberflüssigkeit durch die von der Wärmepumpe kommenden, kalten Absorberflüssigkeit abgekühlt wird;
- Beeinflussung durch vorbeiströmendes, warmes Grundwasser, welches lediglich den Temperaturmessfühler, jedoch nicht die Absorberflüssigkeit in ausreichendem Maße erwärmt;
- Verrutschung des Temperaturmessfühlers beim Einbau, wodurch nicht die Temperatur in unmittelbarer Umgebung der Absorberleitungen, sondern etwas davon entfernt (höheres Temperaturniveau) gemessen wird;
- Nullpunktfehler des Temperaturmessfühlers.

Die Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf im Sekundärkreislauf beträgt in etwa 9°C, wobei Maximaltemperaturen des Vorlaufes von etwa 26°C erreicht werden.

Nach Abschaltung der Wärmepumpe erreichen die Temperaturkurven bereits nach wenigen Stunden wieder die Ausgangssituation, was für eine gute Regenerationsfähigkeit des umliegenden Erdreiches spricht. Die Temperatur im oberen Bereich des Brunnens GB 2/97 (rote Linie) ist nach der Regeneration etwa 3°C tiefer als bei den übrigen. Dies ist jedoch auch schon vor dem Einschalten der Wärmepumpe der Fall gewesen und somit nicht auf den Betrieb zurückzuführen. Beim Brunnen GB 4/97 haben nach der Regeneration alle Fühler die gleiche Temperatur von 11°C. Es herrschen somit konstante Temperaturverhältnisse über die gesamte Brunnentiefe vor.

Generell ist der Brunnen GB 2/97 etwas kälter als der Brunnen GB 4/97. Mögliche Ursache dafür dürfte ein wärmerer Einfluss des Grundwassers beim Brunnen GB 4/97 sein.

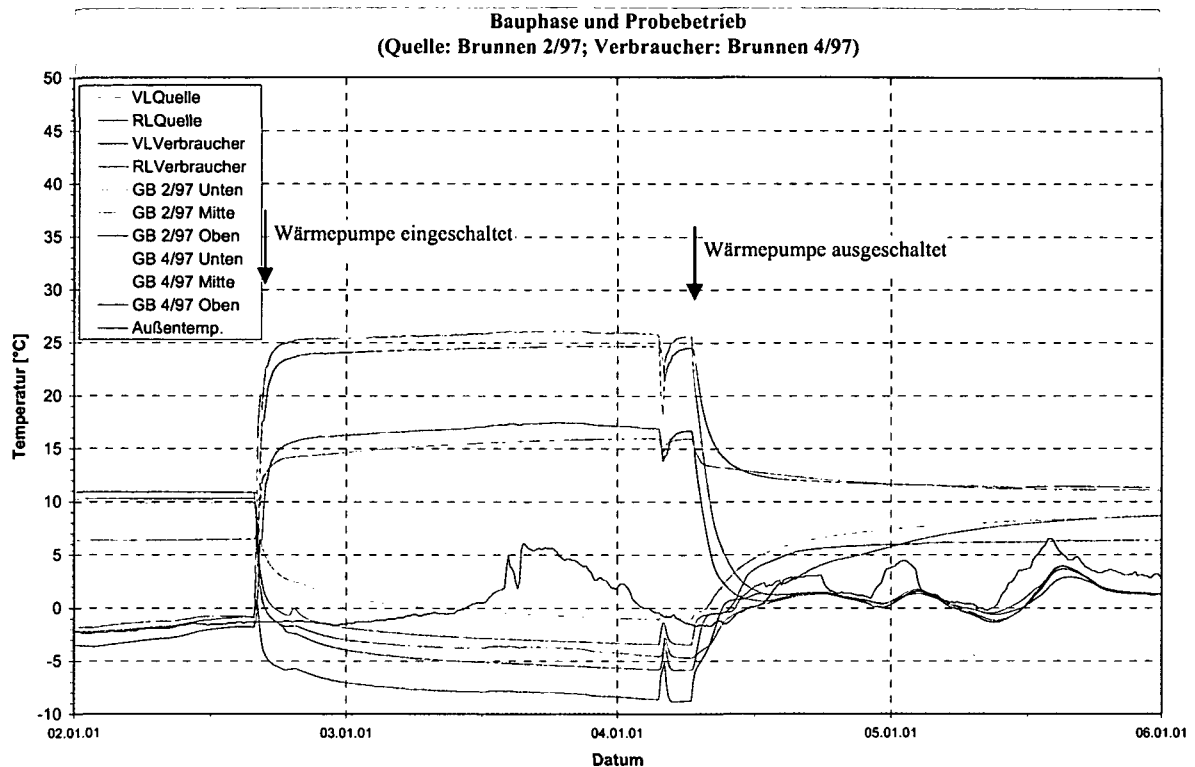


Abb. 136. Temperaturverlauf nach Inbetriebnahme der Wärmepumpe am 02.01.2001.

7.5.6.4 Betriebsphase vom 05.12.2000 bis 31.01.2001

Um ein zu schnelles Absinken der Temperatur der Absorberflüssigkeit zu verhindern, wurde in den Quellschleife eine stärkere Umwälzpumpe eingebaut. Damit erhöhte sich der Durchfluss durch die Wärmepumpe und der Absorberflüssigkeit wurde weniger Wärme entzogen. Um die Regenerationsfähigkeit des Erdreiches zu testen, wurde die Wärmepumpe in gewissen Zeitabständen ein- und wieder ausgeschaltet. Der Sollwert der Vorlauftemperatur wurde dabei mit 35 °C festgesetzt. Das Ausschalten der Wärmepumpe erfolgte durch Erreichen der eingestellten Grenztemperatur selbsttätig.

Abb. 113 zeigt, dass nach Beendigung des Heizprozesses sich selbst bei tiefen Außentemperaturen bereits nach wenigen Stunden die „natürlichen“ Temperaturverhältnisse im Quell- und Verbraucherbrunnen wieder einstellen, wobei in den tieferen Bereichen beim Verbraucher rascher als bei der Quelle die „natürlichen“ Temperaturen erreicht werden. Ist die Außentemperatur zudem tief genug, so wird das Erdreich oberflächennah abgekühlt, wobei die oberflächennahen Temperaturen des Verbraucherkreises sogar jene der tieferen Bereiche erreichen (Dezember 2000) bzw. sogar darunter sinken (Jänner 2001). Das rasche Abkühlen des Verbraucherbrunnens und das nahezu gleiche Temperaturniveau innerhalb des gesamten Brunnens sind darin begründet, dass der Brunnen GB 4/97 nicht verfüllt ist. Demgegenüber ist aufgrund der Verfüllung des Quellbrunnens GB 2/97 und der damit verbundenen Dämmung nur ein allmählicher Übergang zu den natürlichen Temperaturverhältnissen in der Wärmequelle möglich. Die tiefen Außentemperaturen Ende Dezember 2000 bewirken auch im Quellbrunnen in den oberen Bereichen eine Abkühlung des Erdreiches. Aufgrund der Dämmung werden die tieferen Bereiche jedoch nur äußerst gering von der Außentemperatur beeinflusst.

Auffällig erscheint die große Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf des Quellschleifes am 23.12.2000.

7.5.6.5 Betriebsphase vom 01.02.2001 bis 21.03.2001

In den Quellschleif wurde erneut eine stärkere Umwälzpumpe eingebaut, um den Massenstrom zu erhöhen und dadurch das selbsttätige Abschalten der Wärmepumpe zu unterbinden. Das Versuchsprogramm vom 01.02.2001 bis zum 21.03.2001 beinhaltete ein extrem kurzfristiges Ein- und Ausschalten der Wärmepumpe. Dies wurde dahingehend automatisiert, indem der Sollwert der Vorlauftemperatur mit 35°C beschränkt wurde. Der Messfühler für diese Temperatur wurde unmittelbar nach der Wärmepumpe positioniert, sodass die Wärmepumpe die Flüssigkeit im Verbraucherkreis innerhalb weniger Minuten auf die gewünschte Temperatur brachte und sich anschließend selbsttätig abschaltete. Dabei ist zu beachten, dass zu diesem Zeitpunkt nicht die gesamte Flüssigkeit im Verbraucherkreis eine Temperatur von 35°C hat, sondern aufgrund der geringen Leistung der Umwälzpumpe lediglich innerhalb der ersten Meter des Vorlaufes (Position des Temperaturfühlers). Sobald die Temperatur an dieser Stelle den Sollwert der Vorlauftemperatur von 35°C erreicht hatte, kam es zur automatischen Abschaltung. Jeweils nach 10 Minuten prüfte die Wärmepumpe die aktuelle Vorlauftemperatur und nahm gegebenenfalls den Heizbetrieb wieder auf, bis wiederum die Solltemperatur erreicht wurde.

Abb. 114 ist zu entnehmen, dass im Verbraucherbrunnen GB 4/97 die Temperaturen lediglich im oberen Bereich durch diese kurzzeitigen Heizintervalle beeinflusst werden. Die Temperaturen der Wärmequelle schwanken um ca. 1°C, wobei wiederum der mittlere Messfühler höhere Temperaturen misst als der untere. Die Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf beträgt beim Quellschleif im Mittel ca. 2°C.

Abb. 131 zeigt, dass bei einem derartigem Heizbetrieb (Kurzintervallbetrieb) Arbeitszahlen von $\beta > 3$ erreicht werden.

7.5.6.6 Betriebsphase vom 21.03.2001 bis 30.06.2001

Um die Anlage auch im Dauerbetrieb testen zu können, wurde zunächst der Sollwert der Vorlauftemperatur von 35°C auf 40°C erhöht. Dies brachte jedoch noch nicht den gewünschten Erfolg, weshalb in den Verbraucherkreislauf eine stärkere Umwälzpumpe eingebaut und der Sollwert der Vorlauftemperatur auf 55°C gesetzt wurde. Den Messaufzeichnungen ist zu entnehmen, dass damit einerseits der Massenstrom erhöht (Abb. 121) wird, wodurch die von der Wärmepumpe erzeugte Wärme schneller abgeführt wird und andererseits aufgrund des Anlagenkonzeptes im Heizkreislauf eine Vorlauftemperatur von 55°C (Abb. 114) nicht erreicht wird. Deshalb kommt es auch zu keiner weiteren selbsttätigen Abschaltung der Wärmepumpe.

Die folgende Tabelle enthält die Mittelwerte der gemessenen Temperaturen beim Dauerbetrieb der Wärmepumpe:

Messfühler	Temperatur [°C]
Vorlauf Quelle	-5,37
Rücklauf Quelle	-3,87
Vorlauf Verbraucher	37,75
Rücklauf Verbraucher	22,98
Quelle (GB 2/97) oben	-6,03
Quelle (GB 2/97) mitte	-2,93
Quelle (GB 2/97) unten	-4,77
Verbraucher (GB 4/97) oben	33,30
Verbraucher (GB 4/97) mitte	22,27
Verbraucher (GB 4/97) unten	20,70
Außentemperatur	15,40

Tab. 19. Mittelwerte der gemessenen Temperaturen im Zeitraum vom 28.03. bis 30.06.2001.

Im Quallkreislauf beträgt die Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf im Mittel etwa 1,5°C, jene des Verbraucherkreises 14,8°C. Die Temperaturdifferenz zwischen oberem und mittlerem Bereich im Verbraucherbrunnen (GB 4/97) beträgt 11°C und zwischen mittlerem und unterem Bereich 1,6°C, beim Quellbrunnen (GB 2/97) 3,1°C und 1,8°C. Dabei ist wiederum zu beachten, dass der mittlere Bereich der Wärmequelle ein höheres Temperaturniveau hat als die oberen und unteren Bereiche. Die tiefste Temperatur der Absorberflüssigkeit beträgt Mitte April -7,0°C, die höchste Vorlauftemperatur im Verbraucherkreis am 17.05.2001 41,0°C. Bei näherer Betrachtung der Vor- und Rücklauftemperaturen sind tageszeitliche Schwankungen erkennbar. Dies ist ein Zeichen dafür, dass die Außenlufttemperatur einen Einfluss auf die Gesamtanlage hat. Im Dauerbetrieb bleiben die mittleren Temperaturen relativ konstant über mehrere Wochen; erst mit dem Absinken der Außenlufttemperatur im September sinkt auch das Temperaturniveau der Anlage.

Die Durchflussmessungen zeigen, dass der Durchfluss im Quallkreislauf deutlich größer ist als im Verbraucherkreislauf. Dies ist durch den Einsatz einer stärkeren Umwälzpumpe im Quallkreislauf bedingt.

Dem umliegenden Erdreich wird mit Hilfe des Quellbrunnens (GB 2/97) innerhalb von 24 Stunden eine Wärmemenge von etwa 59 kWh (Leistung: 2,5 kW) entzogen. Durch die Zufuhr von Fremdenergie innerhalb des Wärmepumpenprozesses (ca. 54 kWh/24h) wird im Verbraucherbrunnen (GB 4/97) eine Energie von rund 109 kWh (Leistung: 4,5 kW) wieder an den Boden abgegeben. Addiert man die entzogenen Wärmemenge und zugeführte Fremdenergie, so ergibt sich eine theoretisch nutzbare Wärmemenge von 113 kWh/24h. Die Differenz zwischen dieser theoretischen und der tatsächlich in den Brunnen abgegebenen Wärmemenge ergibt sich durch den Stromverbrauch der gesamten Messtechnik, der in der Fremdenergie enthalten ist, sowie diversen Verlusten. Im Normalfall werden zum Betreiben einer Erdwärmearanlage etwa 2% der Heizleistung für den Pumpenstrom benötigt. Im gegenständlichen Fall ist dieser Anteil aufgrund des Anlagenkonzeptes jedoch weit höher.

Entsprechend Kapitel 7.3.3.1.1 wurde für die Bestellung der Wärmepumpe von einer Leistung von 1,8 kW ausgegangen. Für diese Abschätzung wurde mit einer Temperatur der Absorberflüssigkeit von 0°C gerechnet. Vergleicht man nun die angenommene Leistung von 1,8 kW mit der vorhandenen Leistung von 2,5 kW, so muss berücksichtigt werden, dass

während dieser Versuchsdurchführung die Temperatur der Absorberflüssigkeit weit unter 0°C liegt, wodurch eine höhere Leistung möglich ist.

Im Dauerbetrieb der Wärmepumpe werden somit Arbeitszahlen von rund $\beta = 2,0$ erreicht. Durch den Einsatz von optimal auf das System abgestimmten Umwälzpumpen im Quell- und Verbraucherkreis und einer leistungsschwächeren, auf das System abgestimmte Wärmepumpe könnte die Arbeitszahl allerdings wesentlich gesteigert werden.

Der *Carnot*-Prozess (vgl. Kapitel 2.3.3.3) stellt den idealen Wärmepumpenprozess dar und hat den theoretisch höchsten thermischen Wirkungsgrad aller Kreisprozesse zwischen zwei vorgegebenen Temperaturen. Seine Leistungszahl beträgt:

$$\varepsilon_{\text{Carnot}} = \frac{T_{\text{Verfl}}}{T_{\text{Verfl}} - T_{\text{Verd}}} \quad (109)$$

mit T_{Verfl} : Temperatur am Verflüssiger [K];
 T_{Verd} : Temperatur am Verdampfer [K].

Bei der Berechnung von $\varepsilon_{\text{Carnot}}$ muss darauf geachtet werden, dass die Verdampfungstemperatur 3 bis 5 K niedriger als die Austrittstemperatur der Wärmequelle aus dem Verdampfer liegt und die Verflüssigungstemperatur mindestens 3 K höher als die Austrittstemperatur des Nutzwärmeträgers aus dem Verflüssiger. Im gegenständlichen Fall errechnet sich die Leistungszahl des *Carnot*-Prozesses mit folgender Gleichung:

$$\varepsilon_{\text{Carnot}} = \frac{(T_{\text{Verfl}} + 3^{[K]})}{(T_{\text{Verfl}} + 3^{[K]}) - (T_{\text{Verd}} - 5^{[K]})} \quad (110)$$

Die Berechnungen aufgrund der gemessenen Temperaturen ergeben Leistungszahlen von etwas über $\varepsilon_{\text{Carnot}} = 6$.

Der reale Wärmepumpenprozess erreicht jedoch in der Regel nur etwa 55% der Leistungszahl des *Carnot*-Prozesses, da wesentliche Verluste durch Reibung, Kompressionsverluste etc. nicht berücksichtigt werden.

7.5.6.7 Betriebsphase vom 25.06.2001 bis 19.10.2001

Da die Leistung der beiden Brunnen im Dauerbetrieb nun bekannt war, wurde mit der Planung zur Änderung des Anlagenkonzeptes (Umbau) begonnen. Die Anlage wurde während dieser Sommermonate dennoch weiter betrieben, um zunächst den Energieentzug zu maximieren und danach die Regenerationsfähigkeit des Erdreiches untersuchen zu können. Abb. 116 zeigt, dass nach Abschalten der Wärmepumpe am 16.10.2001 noch einige Tage die Temperaturen im Quellbrunnen GB 2/97 im Bereich von konst. 0°C liegen (Abbauch latenter Schmelzwärme). Dies ist ein Anzeichen dafür, dass sich ein Eiskörper gebildet hat, der allmählich abschmilzt.

Untersuchungen [86] hinsichtlich des Einflusses einer Eisbildung auf die Lebensdauer von Erdwärmesonden haben ergeben, dass eine Eisbildung zu einem starken Druckaufbau auf der Außenseite der Erdwärmesonde führt und dabei der theoretische Beuldruck nach Euler überschritten wird. Messungen des Anlagendruckes haben ergeben, dass es zu einem

Druckanstieg kommt, verursacht durch eine Quetschung des Absorberrohres und der damit verbundenen Querschnittseinschnürrung. Diese Phänomene treten vor allem bei druckfesten, nicht bindigen (grobkörnigen) Böden auf, während es bei weichen und bindigen Böden zu einem Verdrängen des Erdreiches kommen kann. Derartige Gefrierprozesse belasten das PE-Material sehr stark und führen zu einer kontinuierlichen Querschnittsverringernung, was zu einem völligen Versagen der Erdwärmesonde führen kann. Druck und Temperatur sind somit die wesentlichen Einflussparameter für die Lebensdauer von PE-Rohren.

Durch die Abschaltung der Wärmepumpe werden auch die Umwälzpumpen außer Betrieb gesetzt und der Durchfluss in beiden Kreisläufen gestoppt. Dieser Zeitpunkt ist anhand der Durchflussmessungen klar erkennbar.

Abb. 132 zeigt, dass die Arbeitszahl im betrachteten Zeitraum (bis zum Abschalten der Wärmepumpe) bei etwa $\beta = 2,0$ liegt.

7.5.6.8 Betriebsphase vom 19.10.2001 bis 19.12.2001

In der Regenerationsphase nähern sich im Brunnen GB 2/97 die Temperaturen im mittleren und unteren Bereich erst allmählich dem Ausgangszustand, wohingegen im obersten Bereich relativ rasch das „natürliche“ Temperaturniveau erreicht wird. Die Temperaturmessungen dieses Fühlers weisen Schwankungen auf, die darauf hinweisen, dass bereits in dieser Tiefe eine Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur gegeben ist.

Im Brunnen GB 4/97 regenerieren sich alle Bereiche relativ rasch. Im mittleren und unteren Bereich bleiben die Temperaturen dann über einen Zeitraum von ca. 8 Wochen konstant bei 11,5°C. Vergleicht man dies mit der Nullmessung, so ist klar erkennbar, dass es durch den Energiebetrieb zu keiner Veränderung der natürlichen Verhältnisse gekommen ist. Im oberen Bereich sinkt die Temperatur kontinuierlich bis auf 12°C ab, bedingt durch das Absinken der Außenlufttemperatur.

7.5.6.9 Betriebsphase vom 19.12.2001 bis 17.01.2002

Am 19. und 20.12.2001 wurde die Gesamtanlage umgebaut, um aus beiden Brunnen GB 2/97 und GB 4/97 zusammen Wärme entziehen zu können. Dies erforderte die Herstellung eines neuen Verbrauchers, weshalb ein Heizungs radiator, zur Abgabe der aus dem Erdreich entzogenen Wärme an die Außenluft, installiert wurde.

Ein erster Probetrieb zeigte, dass sich die Wärmepumpe automatisch abschaltete, sobald die Außentemperatur anstieg. Die Ursache dafür war, dass die Wärmeabgabe des Radiators aufgrund einer unsachgemäßen Entlüftung nicht ausreichend war. Der Radiator wurde daraufhin etwas modifiziert, um ihn besser entlüften zu können, und nach erfolgreicher Entlüftung die Anlage am 17.01.2002 wieder in Betrieb genommen.

7.5.6.10 Betriebsphase vom 17.01.2002 bis 24.04.2002

Abb. 117 ist zu entnehmen, dass in dieser Betriebsphase das Temperaturniveau im Querkreislauf deutlich höher ist als vor dem Umbau der Versuchsanlage.

Die Wärmeabgabe des Verbrauchers (Radiator) ist geringer als vor dem Umbau, wobei die Wärmeaufnahme (beide Brunnen dienen als Quelle) im Mittel nur geringfügig höher liegt. Die

aufzuwendende Fremdenergie ist in diesem Betriebszustand deutlich geringer als vor dem Umbau der Energieanlage, bedingt durch den Einsatz schwächerer Umwälzpumpen. Schwankungen aufgrund der Außentemperatur sind erneut zu beobachten.

Die Vor- und Rücklauftemperaturen des Verbraucherkreislaufes zeigen eine wesentlich größere Abhängigkeit von der Außentemperatur als vor dem Umbau der Energieanlage (Radiator direkt der Außenluft ausgesetzt!).

Durch den Einbau einer schwächeren Umwälzpumpe in den Quellkreislauf ist der Durchfluss nun nicht mehr so groß wie vor dem Umbau und nur mehr etwas größer als im Verbraucherkreislauf.

Die beiden Brunnen können dem umliegenden Erdreich pro Tag im Mittel 61,7 kWh (Leistung: 2,6 kW) Wärme entziehen. Durch die Zufuhr von Fremdenergie (etwa 40 kWh/24h) gibt der Radiator eine Wärmemenge von 92,5 kWh (Leistung: 3,9 kW) an die Außenluft ab.

Die erreichten Arbeitszahlen liegen im Mittel bei $\beta = 2,4$, wobei $\varepsilon_{Carnot} = 6,6$ beträgt.

Im Vergleich zu den Messverläufen vor dem Umbau der Energieanlage treten jedoch durch den direkten Einfluss der Außenlufttemperatur (Sommer!) auf den Radiator wesentlich größere Schwankungen der Leistungszahlen auf. Damit erklären sich auch die Schwankungen der Leistungszahl des Carnot-Prozesses, die mit der Radiatortemperatur errechnet wird.

7.5.6.11 Betriebsphase vom 24.04.2002 bis 30.10.2002

Nach Untersuchung der Leistungsfähigkeit der Anlage bei einem Wärmeentzug aus beiden Brunnen, sollte nun der mögliche Wärmeentzug nur aus dem Brunnen GB 4/97 untersucht werden. Dazu mussten lediglich die Absorberleitungen zum Brunnen GB 2/97 vom Quellkreislauf abgehängt werden. Nach Durchführung dieser Arbeiten wurde der neue Betrieb gestartet.

Um den 29.04.2002 ist anhand der Durchflussmessungen erkennbar, dass der Volumenstrom im Quellkreislauf gegen Null strebt, während der Volumenstrom im Verbraucherkreis weiter ansteigt. Nach einer Überprüfung stellte sich heraus, dass der Wärmehähler im Quellkreislauf defekt war und ausgetauscht werden musste. Die Wärmepumpe wurde darauf hin abgeschaltet, der Wärmehähler getauscht und der Betrieb am 30.10.2002 wieder aufgenommen.

7.5.6.12 Betriebsphase vom 30.10.2002 bis 07.01.2003

Abb. 119 zeigt, dass das Temperaturniveau im Quellkreislauf in dieser Betriebsphase, in der lediglich der Brunnen GB 4/97 als Wärmequelle dient, wesentlich tiefer ist als im vorhergehenden Betriebszustand, bei dem beide Brunnen als Quelle herangezogen worden sind. Desweiteren ist zu beobachten, dass die Temperatur der Absorberflüssigkeit immer mehr sinkt, bis schließlich die Grenztemperatur von -10°C erreicht wird, die zur selbsttätigen Abschaltung der Wärmepumpe führt. Die Höchsttemperaturen im Verbraucherkreislauf schwanken sehr stark mit der Außentemperatur.

Anhand der Durchflussmessungen im Quellkreislauf ist erkennbar, dass der Volumenstrom nun kleiner ist als zu dem Zeitpunkt, bei dem beide Brunnen als Wärmequelle gedient haben und dadurch parallel geschaltet waren. Durch das Abschalten des Brunnen GB 2/97 erhöht

sich der Durchflusswiderstand, weshalb es bei gleicher Pumpenleistung zu einem geringeren Volumenstrom kommt.

Wird lediglich der Brunnen GB 4/97 als Wärmequelle verwendet, so ist die Wärmeaufnahme am geringsten. Sie liegt zu Versuchsbeginn über 60 kWh/24h und sinkt innerhalb von 7 Wochen unter 60 kWh/24h ab. Auch anhand dieser Messkurven ist der starke Einfluss der Außenluft erkennbar. Während im betrachteten Zeitraum (Winter) die Schwankungen eher gering sind, treten im Zeitraum vom 24.04. bis zum 26.06.2002 (Sommer) wesentlich größere Schwankungen der geleisteten Arbeit auf.

Bei einem Wärmeentzug lediglich aus dem Brunnen GB 4/97 werden Arbeitszahlen bis zu $\beta = 3,0$ erreicht. Diese hohen Leistungszahlen sind vor allem auf die geringe Außentemperatur zurückzuführen, wodurch die Wärmeabgabe des Radiators optimal ist. Ein Vergleich mit den Messverläufen vom 24.04. bis zum 26.06.2002 (Sommer) zeigt wiederum, dass im Sommer stärkere Schwankungen auftreten als im Winter.

7.5.6.13 Betriebsphase vom 07.01.2003 bis zum Abbau der Versuchsanlage

Der Temperaturverlauf im Brunnen GB 4/97 nach Abschaltung der Wärmepumpe am 07.01.2003 zeigt, dass sich kein Frostkörper wie nach der Betriebsphase am 16.10.2001 gebildet hat (vermutlich bedingt durch einen vorhandenen Grundwasserstrom). In der Regenerationsphase werden die Ausgangstemperaturen im Brunnen GB 4/97 sehr rasch erreicht und es stellt sich ein konstantes Temperaturniveau bei etwa 11°C ein.

In Abb. 120 sind die Vor- und Rücklauftemperaturen des Quell- und Verbraucherkreises aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht mehr dargestellt, da sie ohnehin den gleichen Verlauf wie die Außentemperatur haben. Es sind somit nur mehr die Brunnentemperaturen und die Außentemperatur dargestellt, die für eine Analyse der Regenerationsfähigkeit der beiden Brunnen erforderlich sind.

Ab dem 24.04.2002 ist der Brunnen GB 2/97 außer Betrieb und wird demnach nur von der Außentemperatur beeinflusst, wobei auffällt, dass lediglich der oberste Temperaturfühler die jahreszeitlichen Temperaturschwankungen mitmacht. Während in den Sommermonaten noch ein leichtes Ansteigen der Temperatur zu beobachten ist, sinkt die Temperatur ab Ende September 2002 kontinuierlich ab und steigt ab April 2003 wieder stark an. Der Verlauf folgt somit zeitlich verzögert und gedämpft jenem der Außenlufttemperatur. Ebenso ist im obersten Bereich des Brunnens GB 4/97 eine Abhängigkeit von der Außentemperatur erkennbar, jedoch mit einem wesentlich geringeren Temperaturanstieg.

Die mittleren und unteren Bereiche beider Brunnen sind sowohl im Winter als auch im Sommer konstant und damit unabhängig von der Außentemperatur.

Beim Abbau der Versuchsanlage fielen starke Verschmutzungen des Wärmezählers des Quillkreislaufes auf, weshalb davon ausgegangen werden muss, dass die letzten Durchflussmessungen verfälscht waren. Derartige Verschmutzungen können eigentlich nur beim Bau der Anlage auftreten und lassen sich üblicherweise durch Ausspülen vor Inbetriebnahme der Anlage beseitigen. Es ist verwunderlich, wie diese Verschmutzungen in den geschlossenen Kreislauf eingedrungen sind, da dieser Wärmezähler erst am 30.10.2002 neu eingebaut worden war.

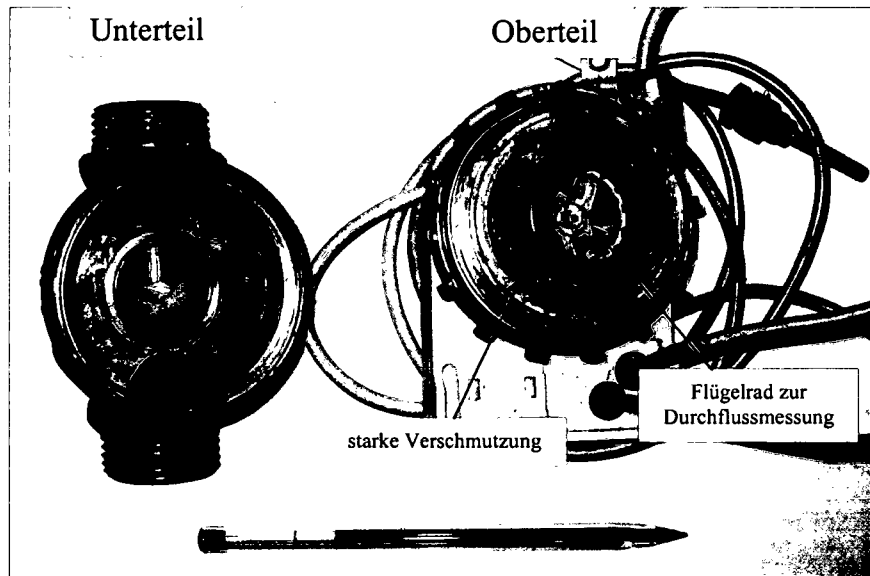


Abb. 137. Verschmutzung des Wärmezählers im Quellkreislauf. Festgestellt im Zuge des Abbaus der Anlage.

7.5.6.14 Vergleich der Versuchsanlage „vor dem Umbau“ und „nach dem Umbau“

Vergleicht man die Temperaturen im Zeitraum vom 17.01. bis 24.04.2002 (erste Betriebsphase nach dem Umbau) mit jenen vor dem Umbau der Versuchsanlage, so ist ersichtlich, dass sowohl das Temperaturniveau des Vor- und Rücklaufes des Primärkreislaufes als auch jenes des Sekundärkreislaufes (Radiator) wesentlich höher liegen. Dies ist auch aufgrund der zusätzlichen Wärmequelle (GB 4/97) zu erwarten. Sowohl die tiefste Temperatur der Absorberflüssigkeit mit $-3,4^{\circ}\text{C}$ als auch die höchste Vorlauftemperatur im Sekundärkreislauf mit $51,2^{\circ}\text{C}$ sind wesentlich höher als vor dem Umbau. Dadurch ergaben sich bessere Fließbedingungen, weshalb mit kleineren Umwälzpumpen das Auslangen gefunden und die Arbeitszahl der Gesamtanlage verbessert werden konnte.

Weiters ist zu erkennen, dass die nicht verfüllte Wärmequelle GB 4/97 auf einem höheren Temperaturniveau liegt, als der verfüllte Brunnen GB 2/97. Der Wärmeentzug aus diesem Brunnen ist daher geringer.

In Tab. 20 sind die gemessenen Mittelwerte und Temperaturspreizungen der Versuchsanlage vor und nach dem Umbau angegeben und einander gegenübergestellt. Für den Vergleich der Daten vor und nach dem Umbau der Versuchsanlage ist jedenfalls folgendes zu beachten:

Zur Temperatur:

- Die Außentemperatur war nach dem Umbau wesentlich geringer als vor dem Umbau (aufgrund des betrachteten Zeitraumes).
- Das Temperaturniveau der Wärmequelle war vor dem Umbau wesentlich geringer als nach dem Umbau, wobei die Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf des Primärkreislaufes nach dem Umbau doppelt so groß war. Die eingesetzte Wärmepumpe war für eine optimale Auslegung nicht geeignet, da sie eine zu große Leistung hatte und dadurch das Wärmeträgermittel „zu stark“ abkühlte. Im Rahmen der Versuche mit dem

Energiebrunnen hatte sich im Brunnen GB 2/97 ein Eiskörper gebildet hat, der aber nach einigen Tagen wieder abschmolz.

- Der Mittelwert der Vorlauftemperatur des Sekundärkreislaufes (Verbraucher) konnte durch den Umbau nur geringfügig gesteigert werden; die Spitzenwerte waren jedoch um bis zu 10°C höher. Die Spreizung zwischen Vor- und Rücklauf wurde durch den Umbau erheblich gesenkt. Während der Brunnen GB 2/97 sich in unmittelbarer Nähe zur Wärmepumpe befand, erforderte der Anschluss an den Brunnen GB 4/97 eine etwa 70 m lange Anbindungsleitung, die in 30 cm Tiefe verlegt wurde. Obwohl diese wärmegeämmt waren, konnte dennoch ein Einfluss durch die Außenlufttemperatur beobachtet werden. Vor dem Umbau wurde dieser Brunnen als Verbraucher genutzt, wodurch auch über die langen Anbindeleitungen Wärme (begünstigt durch die hohen Vorlauftemperaturen) abfließen konnte. Nach dem Umbau wurde ein Heizungs radiator in unmittelbarer Nähe zur Wärmepumpe für die Wärmeabgabe verwendet, wodurch sich die vergleichsweise geringe Temperaturspreizung im Sekundärkreislauf ergab.
- Vergleicht man den Verlauf der Vor- und Rücklauftemperatur des Sekundärkreislaufes, so wurden diese nach dem Umbau (Heizungs radiator im Freien) stark von der Außenlufttemperatur beeinflusst. Die tageszeitlichen Schwankungen waren dementsprechend größer als vor dem Umbau.
- Die gemessenen Temperaturen im unverfüllten Brunnen GB 4/97 zeigten nach dem Umbau deutlich den Einfluss des Grundwassers. Während im Brunnen GB 2/97 und der oberste Fühler im Brunnen GB 4/97 auf einem relativ tiefen Temperaturniveau lagen und zwischen -3 und +3°C schwankten, waren die Temperaturen im mittleren und unteren Bereich des Brunnens GB 4/97 deutlich höher und schwankten zwischen 5 und 8°C. Zudem verliefen diese wesentlich konstanter als bei den übrigen Bereichen.

Zur Leistung:

- Die aus dem Erdreich entziehbare Wärme wurde durch die zusätzliche Nutzung des Brunnens GB 4/97 als Wärmequelle nicht wesentlich gesteigert. Die lange, durch die kalte Außenluft beeinflusste Anbindungsleitung hatte offensichtlich sehr große Wärmeverluste. Die Verlegung in einem 30 cm tiefen Graben war somit nicht tief genug. Die geleistete Arbeit lag sowohl vor als auch nach dem Umbau im Bereich von 60 kWh/24h.
- Durch die Verwendung von leistungsschwächeren, kleineren Umwälzpumpen im Primär- und Sekundärkreislauf konnte der Fremdenergiebedarf nach dem Umbau erheblich gesenkt werden, wodurch sich die Arbeitszahl verbesserte.
- Nach dem Umbau der Versuchsanlage wurde weniger Wärme an die Umgebung abgeführt als vor dem Umbau in den Verbraucherbrunnen.

Messwert	Einheit	vor dem Umbau (28.03.2001 – 16.10.2001)		nach dem Umbau (17.01.2002 – 24.04.2002)	
		Mittelwert	Spreizung	Mittelwert	Spreizung
VL Quelle	[°C]	-5,36	1,51	-0,67	3,0
RL Quelle	[°C]	-3,85		2,33	
VL Verbraucher	[°C]	37,48	15	39,07	9,45
RL Verbraucher	[°C]	22,48		29,58	
GB 2/97 Oben	[°C]	-5,93	1,88 3,18	-0,82	1,37 2,62
GB 2/97 Mitte	[°C]	-2,75		1,80	
GB 2/97 Unten	[°C]	-4,63		0,43	
GB 4/97 Unten	[°C]	20,61	1,47 10,92	7,35	1,99 4,67
GB 4/97 Mitte	[°C]	22,08		5,36	
GB 4/97 Oben	[°C]	33,00		0,69	
Außentemperatur	[°C]	14,54		5,51	
Wärmeaufnahme in 24 h	[kWh]	59,76		61,71	
Wärmeabgabe in 24 h	[kWh]	109,17		92,50	
Fremdenergie	[kWh]	53,71		39,27	
Arbeitszahl β	[-]	2,03		2,36	
Carnot-Prozess $\varepsilon_{\text{Carnot}}$	[-]	6,18		6,63	

Tab. 20. Mittelwerte der gemessenen Daten vor und nach dem Umbau der Versuchsanlage. Zusätzlich sind die jeweiligen Temperaturspreizungen angegeben.

7.6 Bestimmung der wärmetechnischen Bodenparameter

7.6.1 Einleitung

Mit Hilfe des sogenannten „Thermal Response Tests“ kann der maßgebende wärmetechnische Bodenparameter, die Wärmeleitfähigkeit $\lambda_{B,eff}$, im Feld bestimmt werden (siehe auch Kapitel 4.2). Die theoretischen Grundlagen des Thermal Response Tests basieren auf Versuchen mit Erdwärmesonden und können demnach auch für den Energiebrunnen Hetzendorferstraße herangezogen werden. Die Messung zur Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit erfolgt dabei über die gesamte Absorberlänge, wodurch eine effektive Wärmeleitfähigkeit unter Einbeziehung der Bohrlochverfüllung, der wechselnden Untergrundverhältnisse und der vorhandenen Grundwasserströmungen bestimmt wird. Zusätzlich wird der sogenannte thermische Bohrlochwiderstand R_b ermittelt, der ebenfalls zur Dimensionierung von Erdwärmeeinrichtungen herangezogen wird [93].

7.6.2 Theoretische Grundlagen des Thermal Response Tests

Zur Bestimmung der effektiven Wärmeleitfähigkeit wird eine festgelegte Wärmeleistung an eine Erdwärmesonde angelegt und die Vor- und Rücklauftemperaturen des zirkulierenden Wärmeträgermittels aufgezeichnet. Die am meisten angewandte Methode zur Auswertung der Versuchsergebnisse basiert auf der Kelvin'schen Linienquellentheorie. Diese Methode

wurde bereits in der Mitte des vorigen Jahrhunderts für die Berechnung erdgekoppelter Wärmeanlagen zur Erfassung der zeitabhängigen Temperaturentwicklung im Erdreich verwendet. Das Temperaturfeld um ein Bohrloch kann als Funktion von Zeit und Bohrlochradius mit folgender Gleichung beschrieben werden [38]:

$$\Delta T_B(r_b, t) = \frac{\bar{q}}{4\pi\lambda_{B,eff}} \int_{r/2\sqrt{a_B t}}^{\infty} \frac{e^{-\bar{\beta}^2}}{\bar{\beta}} d\bar{\beta} \quad (111)$$

mit $\Delta T_B(r_b, t)$: Temperaturanstieg im Boden [K]
 \bar{q} : Wärmestrom (Wärmeeintragsrate) pro Bohrlochlänge [W/m]
 $\lambda_{B,eff}$: effektive Wärmeleitfähigkeit des Bodens [W/mK]
 t : abgelaufene Zeit seit Beginn der Wärmeabgabe/-entnahme (ab Versuchsbeginn) [s]
 a_B : Temperaturleitfähigkeit des Bodens ($a_B = \lambda_B / (\rho_B c_B)$)
 c_B : Wärmekapazität [Ws/kgK]
 r : Entfernung vom Mittelpunkt des Bohrloches [m]
 r_b : Bohrlochradius [m]
 $\bar{\beta}$: Integrationsvariable [-]

Diese Gleichung kann nun für den Thermal Response Test mit folgender Formulierung für ein Temperaturfeld um ein Bohrloch adaptiert werden:

$$\Delta T_B(r_b, t) = \frac{\bar{q}}{4\pi\lambda_{B,eff}} \left(\ln \frac{4a_B t}{r_b^2} - \bar{\gamma} \right) \text{ wobei } t > t_{min} = \frac{5r_b^2}{a_B}. \quad (112)$$

mit $\bar{\gamma}$: Eulerkonstante (0,5772...)

Dabei wird folgendes vorausgesetzt:

- Konstante Temperatur entlang des Bohrlochs. Dies ist in der Praxis nicht der Fall, jedoch ist der axiale Temperaturgradient im Vergleich zum radialen vergleichsweise klein.
- Unendliche Länge des Bohrlochs. In der Praxis ist die Bohrlochlänge wesentlich größer als der Bohrlochradius, weshalb bei Betrachtung von kurzen Zeitabschnitten (wie es beim Thermal Response Test der Fall ist) die Effekte am Bohrlochende vernachlässigt werden können.

Wesentlich für die Dimensionierung der Erdwärmeanlage ist der thermische Widerstand zwischen dem Wärmeträgermittel und der Bohrlochwand. Dieser thermische Widerstand R_b bestimmt die Temperaturdifferenz zwischen dem zirkulierenden Wärmeträgermittel (T_m) und der Wandtemperatur des Bohrloches (T_b) für einen bestimmten Wärmestrom (\bar{q}):

$$T_m - T_b = R_b \bar{q} \quad (113)$$

$$k = \frac{\dot{Q}}{4\pi\lambda_{B,eff}L_b} \quad \text{und} \quad (117)$$

$$m = \frac{\dot{Q}}{L_b} \left(\frac{1}{4\pi\lambda_{B,eff}} \left(\ln\left(\frac{4a_B}{r_b^2}\right) - \bar{\gamma} \right) - R_b \right) + T_B \quad (118)$$

Die effektive Wärmeleitfähigkeit kann nun ermittelt werden, indem die mittlere Wärmeträgertemperatur über den dimensionslosen Zeitparameter $\tau = \ln(t)$ aufgetragen und die Steigung k der Geraden bestimmt wird:

$$\lambda_{B,eff} = \frac{\dot{Q}}{4\pi k L_b} \quad (119)$$

Damit kann in weiterer Folge auch der thermische Widerstand zwischen dem Wärmeträgermittel und der Bohrlochwand ermittelt werden:

$$R_b = \frac{L_b}{\dot{Q}} (T_m - T_B) - \frac{1}{4\pi\lambda_{B,eff}} \left(\ln(t) + \ln\left(\frac{4a_B}{r_b^2}\right) - \bar{\gamma} \right) \quad (120)$$

Je größer der thermische Bohrlochwiderstand ist, desto größer ist auch der Temperatursprung zwischen dem Wärmeträgermittel und dem Erdreich.

7.6.3 Bestimmung der wärmetechnischen Bodenparameter bei der Versuchsanlage „Energiebrunnen Hetzendorferstraße“

7.6.3.1 Berechnungsgrundlagen

Folgende Projektdaten liegen den Berechnungen zugrunde:

- Bohrlochlänge: $L_b = 45$ m;
- Bauart und Material der Sonde: Doppel-U-Sonde aus HDPE;
- Bohrlochradius: $r_b = 30$ cm;
- Für die Ermittlung der effektiven Wärmeleitfähigkeit werden die Messdaten ab Anfang April 2001 (Anlage im Dauerbetrieb) herangezogen. Seit Messbeginn bis Anfang April sind insgesamt 2081 Stunden vergangen (siehe Abb. 139).

7.6.3.2 Ermittlung der mittleren Wärmeträgertemperatur

Die mittlere Wärmeträgertemperatur wird folgendermaßen ermittelt:

$$T_m = \frac{T_{VL} + T_{RL}}{2} \quad (121)$$

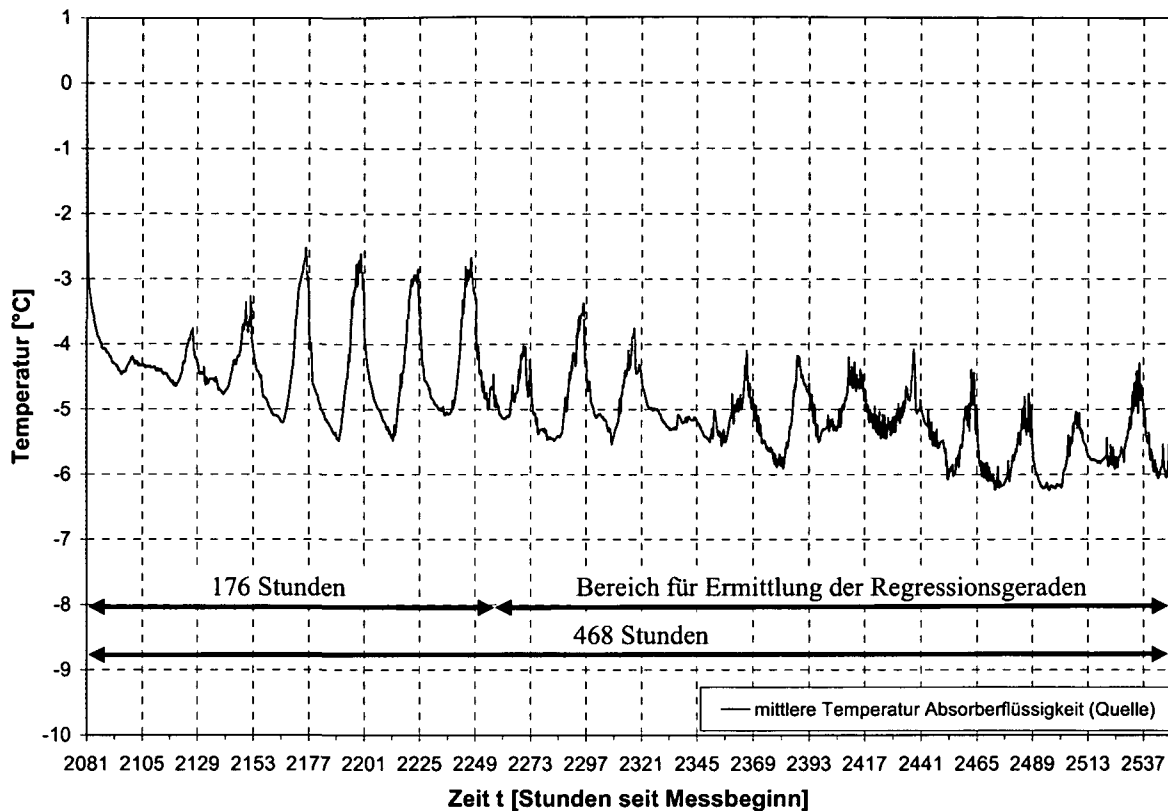


Abb. 139. Mittlere Temperatur der Absorberflüssigkeit (Wärmequelle) seit Anfang April 2001. Die Schwankungen der Temperaturen sind auf den Verlauf der Außentemperatur zurückzuführen. Zusätzlich ist jener Bereich markiert, der in Abb. 140 für die Ermittlung der Regressionsgeraden herangezogen wird.

7.6.3.3 Berechnung des Mindestzeit-Kriteriums

Zur Berechnung der Wärmeleitfähigkeit wird zunächst eine Regressionsgerade für jene Flüssigkeitstemperatur ermittelt, die ab einem bestimmten Zeitpunkt (t_{min}) nach Betriebsbeginn gemessen worden sind. Dieser Zeitpunkt wird über ein Mindestzeit-Kriterium errechnet, wobei die folgende Werte für den Boden angenommen werden :

- Wärmeleitfähigkeit: $\lambda_B = 4,0 \text{ W/mK}$
 - Dichte: $\rho_B = 2800 \text{ kg/m}^3$
 - Spez. Wärmekapazität: $c_B = 1200 \text{ J/kgK}$
- } $\rho_B c_B = 3,36 \text{ MJ/m}^3\text{K}$

Die Temperaturleitfähigkeit a_B berechnet sich zu:

$$a_B = \frac{\lambda_B}{\rho_B c_B} = \frac{4,0}{3360000} = 1,19 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \quad (122)$$

Das Mindestzeitkriterium ergibt:

$$t_{min} = \frac{5r_b^2}{a_B} = \frac{5 \cdot 0,15^2}{1,19 \cdot 10^{-6}} = 630000 \text{ s} = 175 \text{ Stunden} \quad (123)$$

7.6.3.4 Ermittlung der Regressionsgeraden

Die Regressionsgerade wird ermittelt, indem auf der Abszisse die Zeit ab der 176. Stunde von Versuchsbeginn (Anfang April) an und auf der Ordinate die zugehörigen mittleren Temperaturen der Absorberflüssigkeit aufgetragen werden. Die Skalierung auf der Abszisse erfolgt dabei in einem linearen Maßstab mit dem dimensionslosen Zeitparameter $\ln(\text{Stunden})$. Gemäß Abb. 140 beträgt die Steigung der Regressionsgeraden $k = -1,02$ und der Schnittpunkt mit der Ordinate ist bei $m = 0,62$ (Anmerkung: der Schnittpunkt mit der Ordinate wird beim Ursprung bei einer Zeit von 0 $\ln(\text{Stunden})$ abgelesen).

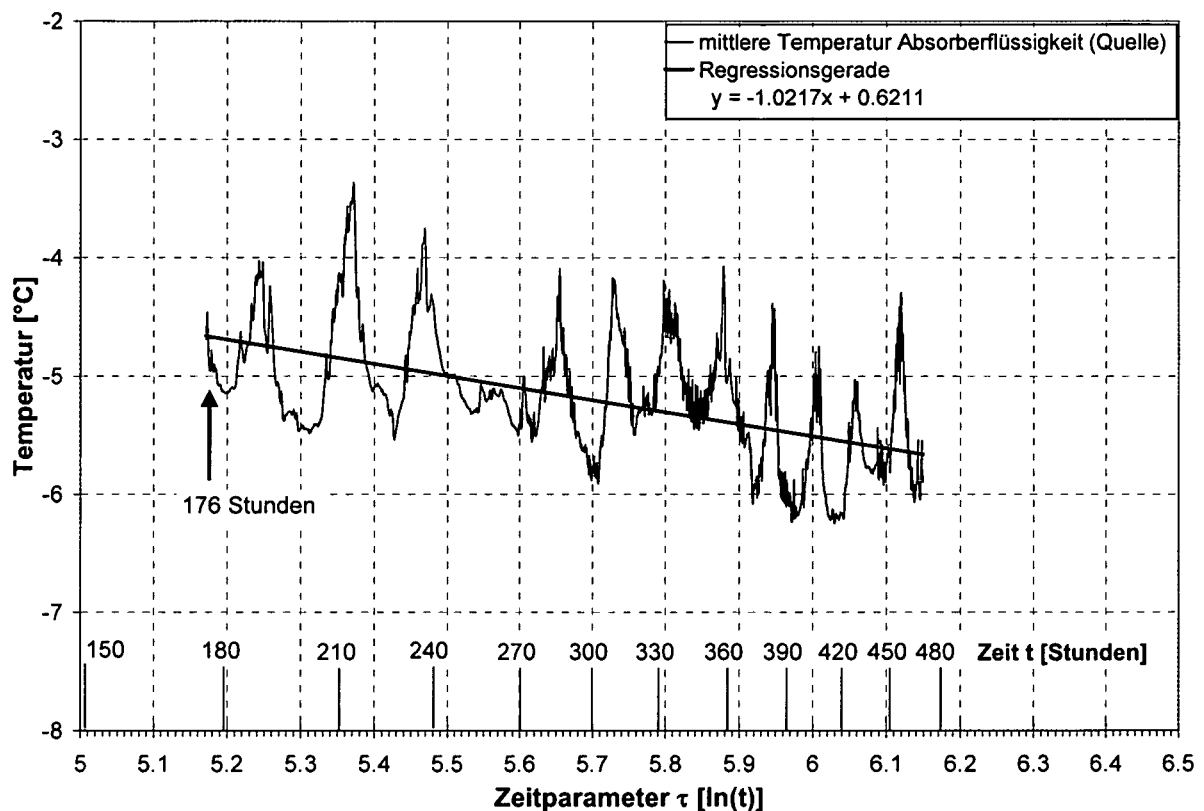


Abb. 140. Mittlere Temperatur der Absorberflüssigkeit von der 176. Stunde bis zur 486. Stunde ab Versuchsbeginn (Anmerkung: $\ln(176)=5,17$ und $\ln(486)=6,15$).

7.6.3.5 Bestimmung der effektiven Wärmeleitfähigkeit

Zur Bestimmung der effektiven Wärmeleitfähigkeit $\lambda_{B,eff}$ fehlt noch die entzogene bzw. eingebrachte Heizleistung. Aufgrund der Messungen wurde im betrachteten Zeitabschnitt ein mittlerer Wärmestrom von $\dot{Q} = 2605 \text{ W}$ erzielt. Damit ist:

$$\lambda_{B,eff} = \frac{\dot{Q}}{4\pi k L_b} = \frac{-2605}{4 \cdot \pi \cdot -1,02 \cdot 45} = 4,52 \text{ W/(mK)} \quad (124)$$

Diese extrem hoch erscheinende effektive Wärmeleitfähigkeit (zum Vergleich: Beton hat eine Wärmeleitfähigkeit von $\lambda_{Beton} = 2,1 \text{ W/(mK)}$) muss im Zusammenhang mit den

vorherrschenden Verhältnissen und Temperaturen gesehen werden. Den Messungen ist zu entnehmen, dass die Temperatur des Wärmeträgermediums im Bereich des zugrundegelegten Messabschnittes über einen längeren Zeitraum in der Größenordnung von -5°C lag. Aufgrund dieser tiefen Temperatur wurde das vorhandene Grundwasser im Bereich der Absorberleitungen gefroren. Zudem ermöglichte die in diesem Bereich vorhandene Grundwasserströmung einen ständigen Wassernachschub, womit sich rings um die Wärmequelle ein Eiskörper bilden konnte. Spätere Messungen, bei denen nach Beendigung des Wärmeentzuges das Regenerationsverhalten des Bodens untersucht wurde, bestätigten diese Annahme.

Während des Friervorganges wird dem Wasser Energie entzogen bis es schließlich in Eis umgewandelt wird. Der Entzug dieser sogenannten latenten Wärme ist der maßgebende Grund für die errechnete hohe effektive Wärmeleitfähigkeit. Hat sich schließlich ein Eiskörper gebildet, so ist wiederum mit einer höheren Wärmeleitfähigkeit zu rechnen (Wärmeleitfähigkeit von Wasser: $\lambda_{\text{Wasser}} = 0,56 \text{ W/(mK)}$; Wärmeleitfähigkeit von Eis: $\lambda_{\text{Eis}} = 2,23 \text{ W/(mK)}$). Zudem ergibt sich bei vorhandener Grundwasserströmung eine höhere effektive Wärmeleitfähigkeit, da mittels Konvektion ständig Wärme nachströmt.

7.6.3.6 Berechnung des thermischen Bohrlochwiderstandes

Die Temperaturverluste von der Bohrlochwand bis zum Wärmeträgermittel werden durch den thermischen Bohrlochwiderstand beschrieben. Typische Werte liegen in der Größenordnung von $R_b = 0,1 \text{ K/(W/m)}$.

Der thermische Bohrlochwiderstand kann durch Variation des Wertepaares t und T_m bestimmt werden:

$$R_b = \frac{L_b}{\dot{Q}} (T_m - T_B) - \frac{1}{4\pi\lambda_{B,\text{eff}}} \left(\ln(t) + \ln\left(\frac{4a_B}{r_b^2}\right) - \bar{\gamma} \right) \quad (125)$$

mit ungestörte Boden- bzw. Erdreichtemperatur: $T_B = 11^{\circ}\text{C}$

Wärmeleitfähigkeit: $\lambda_{B,\text{eff}} = 4,5 \text{ W/m K}$

Temperaturleitfähigkeit: $a_B = 1,34 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

In Tab. 21 sind die ermittelten thermischen Bohrlochwiderstände angeführt.

Zeit (ab Versuchsbeginn)		T_m	R_b
[h]	[s]	[$^{\circ}\text{C}$]	[K/(W/m)]
187	673200	-4,69	0,191
199	716400	-5,37	0,202
211	759600	-4,13	0,180
223	802800	-5,10	0,195
235	846000	-4,26	0,179
247	889200	-4,995	0,192
259	932400	-5,19	0,194
271	975600	-5,38	0,197

Tab. 21. Ermittlung des thermischen Bohrlochwiderstandes.

Der thermische Bohrlochwiderstand liegt somit in der Größenordnung von $R_b = 0,19 \text{ K/(W/m)}$. Dabei ist jedoch zu beachten, dass die Berechnung des thermischen Bohrlochwiderstandes von der mittleren Wärmeträgertemperatur abhängig ist, die wiederum stark den Schwankungen der Außentemperatur unterworfen ist.

Nachdem die effektive Wärmeleitfähigkeit des Bodens und in weiterer Folge der thermische Bohrlochwiderstand bestimmt worden sind, kann nun mit Gleichung (125) der Verlauf der mittleren Wärmeträgertemperatur analytisch zurückgerechnet werden. In Abb. 141 ist die gute Übereinstimmung zwischen Messung und Berechnung ersichtlich.

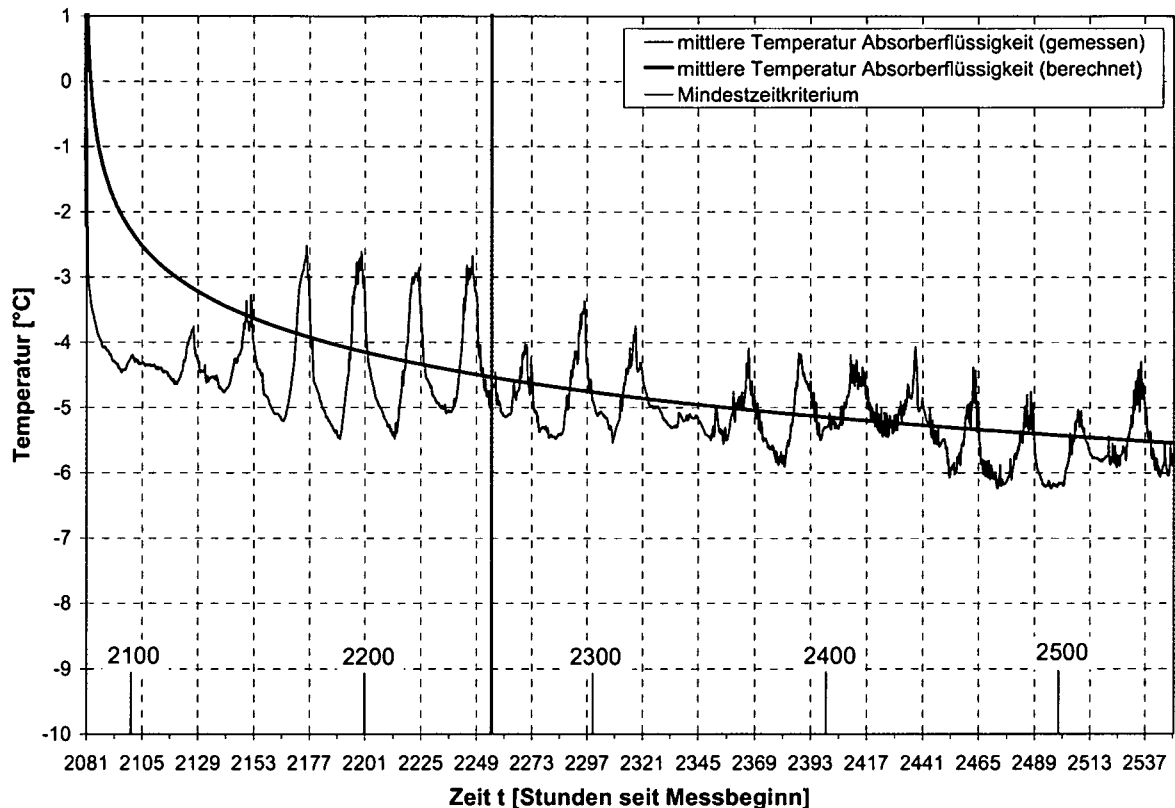


Abb. 141. Gemessene (rot) und berechnete (blau) mittlere Temperatur der Absorberflüssigkeit beim Energiebrunnen Hetzendorferstraße. Die Berechnung erfolgte mit einem thermischen Bohrlochwiderstand von $R_b = 0,19 \text{ K/(W/m)}$. Zusätzlich ist das Mindestzeitkriterium eingetragen.

7.7 Strömungsverhältnisse und Wärmeübertragung

Aufbauend auf den im Kapitel 5 diskutierten theoretischen Grundlagen der Strömungsverhältnisse in den Absorberleitungen und der daraus resultierenden Wärmeübertragung zwischen dem Erdreich bzw. Beton und dem Wärmeträgermittel werden im Folgenden die maßgeblichen Parameter für den Energiebrunnen Hetzendorferstraße angegeben. Den Berechnungen wurden folgende Angaben zugrundegelegt:

- Kinematische Viskosität der Absorberflüssigkeit: $\nu = 10,0 \text{ mm}^2/\text{s}$;
- Dichte der Absorberflüssigkeit: $\rho = 1038 \text{ kg/m}^3$;
- Pumpenleistung: $P = 265 \text{ W}$ bei einem Wirkungsgrad von $\eta_P = 0,75$;
- Rohrrauigkeit: $\varepsilon = 0,007 \text{ mm}$ (Einzelverluste wurden nicht berücksichtigt);
- Rohrinne Durchmesser: $D = 20,4 \text{ mm}$;
- Länge der Absorberleitungen: 2 parallele Leitungen zu je $L = 120 \text{ m}$.

Mit diesen Angaben ergibt sich eine rechnerische Durchflussmenge von je $Q = 1,5 \text{ m}^3/\text{h}$ in den beiden Leitungen. Das Wärmeträgermittel erreicht dabei eine Fließgeschwindigkeit von $u_m = 1,3 \text{ m/s}$ bei einer *Reynolds*-Zahl von $Re = 2663$, womit die Strömung in den Übergangsbereich von laminaren zu turbulenten Strömungsverhältnissen einzuordnen ist. Die ermittelte *Reynolds*-Zahl liegt jedoch in der Größenordnung der kritischen *Reynolds*-Zahl von $Re_{krit} = 2300$, unterhalb der in jedem Fall laminare Strömung vorliegt. Zudem muss sich eine turbulente Strömung erst allmählich entwickeln, weshalb im vorliegenden Fall eher mit laminaren Strömungsverhältnissen zu rechnen ist.

Mit einer *Prandtl*-Zahl von $Pr = 88,48$ und den ermittelten Strömungsbedingungen ergibt sich für die Absorberleitungen eine *Nusselt*-Zahl von $Nu = 6,6$ bzw. ein mittlerer Wärmeübergangskoeffizient von $\alpha = 147,6 \text{ W/m}^2\text{K}$. Dieser bezieht sich auf den Wärmeübergang von der Absorberflüssigkeit auf die Absorberrohrwand bzw. umgekehrt (zum Vergleich: der Wärmeübergangskoeffizient von einer Außenwand an die Umgebungsluft liegt in der Größenordnung von $\alpha_{Wand} = 5,3 \text{ W/m}^2\text{K}$).

8 Versuchsanlage „LT24 – Hadersdorf-Weidlingau“

8.1 Gesamtprojekt *Lainzer Tunnel*

Der *Lainzer Tunnel* ist Bestandteil des europäischen Eisenbahn-Hochleistungsstreckennetzes, das die zukünftig zu erwartenden steigenden Verkehrsströme einer erweiterten Europäischen Union aufnehmen soll. Er dient der Verbindung zwischen der bestehenden Westbahn und dem Westbahnausbau (Neubaustrecke Wien – St. Pölten) mit der Südbahn, dem geplanten Zentralbahnhof Wien beim Südbahnhof und der nach Osten führenden Donauländebahn und ist damit eines der derzeit größten in Bau befindlichen Projekte Europas. Eine wesentliche Rolle des *Lainzer Tunnels* ist vor allem die direkte Verknüpfung der Güterströme. Das Gesamtprojekt, dessen Auftraggeber die *Eisenbahn-Hochleistungs-Aktiengesellschaft (HL-AG)* bzw. die *Schienerinfrastrukturgesellschaft (SCHIG)* ist, teilt sich in mehrere Abschnitte, wobei vor allem die Baulose LT22 und LT24 für die gegenständliche Arbeit von Bedeutung sind.

Das Gesamtprojekt *Lainzer Tunnel* besteht im Wesentlichen aus folgenden vier Teilbereichen:

- **Verbindungstunnel:** Dieser ca. 6,6 km lange Teilbereich stellt die eigentliche Verbindung der Westbahn mit der Süd- bzw. Donauländebahn dar.
- **Einbindung Südbahn:** Dieser ca. 1,5 km lange Teilbereich beinhaltet die niveaufreie Einbindung der Gleise des *Lainzer Tunnels* in die Südbahnstrecke zwischen dem Bahnhof Meidling und der Haltestelle Hetzendorf. Damit verbunden ist die Verbesserung der Einfahrtsituation des von Süden kommenden Schnellbahnverkehrs nach Meidling.
- **Anbindung Donauländebahn:** Dieser ca. 2,2 km lange Teilbereich beinhaltet die Verbindung des *Lainzer Tunnels* mit der Donauländebahn und damit die Strecke zum Zentralverschiebebahnhof Kledering.
- **Verknüpfung Westbahn:** Dieser Teilbereich verknüpft die beiden bestehenden Fernverkehrsgleise der Westbahn mit der projektierten Hochleistungs-Neubaustrecke zwischen dem Bahnhof Meidling und dem Hauptbahnhof St. Pölten.

Die in der vorliegenden Arbeit beschriebenen geothermischen Versuchsanlagen sind in den Baulosen LT22 und LT24 situiert, weshalb diese beiden Baulose im Folgenden kurz beschrieben werden:

- Das **Baulos „LT22 – Bierhäuselberg“**, das als Verzweigungsbauwerk zwischen Verbindungstunnel und der Stammstrecke der Westbahn dient, umfasst neben einer offenen Bauweise auch einen bergmännischen Vortrieb. In einem ausgewählten Abschnitt des bergmännischen Vortriebes ist eine Versuchsanlage zur Erprobung des so genannten „Energievlieses“ realisiert worden, das im Kapitel 10 ausführlich dokumentiert ist.

Die Gesamtlänge der vorgetriebenen Streckenröhren umfasst beim Baulos LT22 insgesamt 1,7 km, wobei diese die Form eines stehenden Ovals mit einer

Ausbruchfläche von etwa 77 m² haben. Die maximale Firstüberlagerung liegt zwischen 7 und 12 m, mit Ausnahme der Unterquerung des *Bierhäuselberges*. Für die Innenschalenherstellung ist der Querschnitt in Sohle und Gewölbe geteilt worden. Der im Zuge der Vortriebsarbeiten hergestellte Rohrschirm hat eine sägezahnartige Profilierung im Bereich der Firste hinterlassen. Aufgrund der hohen Ebenflächigkeitsanforderungen sind diese Zwickel mit einem eigenen Schalwagen (Zwickelschalwagen) aufgefüllt worden. Im Anschluss daran ist die wasserdichte Innenschale hergestellt worden. Als Trennlage zwischen der schalreinen Außenschale und der Innenschale ist ein kaschiertes Vlies aufgebracht worden. Die Abdichtung erfolgt durch den zweilagig bewehrten, wasserdichten Innenschalenbeton.

- Das **Baulos „LT24 – Hadersdorf-Weidlingau“** stellt das Verknüpfungsbauwerk zwischen dem Verbindungstunnel mit dem zukünftigen Wienerwaldtunnel bzw. der Westbahn her und beinhaltet eine große unterirdische Weichenhalle. Die oberirdischen Haltestellen *Hadersdorf-Weidlingau* und *Weidlingau-Wurzbachtal* werden dabei neu errichtet.

Die viergleisige Weichenhalle befindet sich im Bereich des Nordteils des Bahnhofes *Hadersdorf-Weidlingau* bzw. teilweise unter der Bahnstraße zwischen Mauerbachstraßenquerung und Höhe Loudonstraße. Es handelt sich um eine ein- bis zweischiffige unterirdische Weichenhalle, die in Deckelbauweise errichtet worden ist. Die Ausbildung der Tunnelschale ist zweischalig, wobei die Ausführung nach dem Prinzip der weißen Wanne erfolgt. Die Baugrubenwände bestehen aus aufgelösten Bohrpfählen (Einbindung von ca. 5 bis 6 m unter die Bodenplattenunterkante) mit einer HDBV-Abdichtung im Zwickelbereich, um die 17 m tiefe und bis zu 30 m breite Baugrube im Bereich der kiesigen Alluvionen im Bauzustand dicht gegen Grundwasser zu bekommen.

Der Deckel ist abschnittsweise unterschiedlich ausgebildet, entweder in Form einer Plattenbalkendecke oder einer teilweise gevouteten Vollplatte und ist auf den zuvor hergestellten Bohrpfählen gelagert. Im Bereich der Haltestelle *Hadersdorf-Weidlingau* ist der Deckel zusätzlich auf einer Mittelwand gelagert, um die Stützenweiten zu reduzieren und eine zusätzliche Auflast für die Bodenplatte zu erreichen. Dadurch ergibt sich auch der bereits erwähnte zweischiffige Bereich. Die Überschüttung des Deckels beträgt im Bereich der Weichenhalle, von örtlichen Bereichen abgesehen, generell 1,5 bis 2,5 m, um eine großzügige Gestaltung der Oberfläche und eine Bepflanzung zu ermöglichen.

Die Bodenplatte hat eine Plattenstärke von 2,0 bis 3,0 m zur Gewährleistung einer ausreichenden Auftriebssicherung und wurde wie die Innenschale nach dem Prinzip der weißen Wanne ausgeführt. Bei der Innenschale aus Stahlbeton mit einer Stärke von 35 cm handelt es sich um eine so genannte Verbundinnenschale, da sie mit der Außenschale (Bohrpfähle) kraftschlüssig verbunden ist.

Ein Teil dieser Weichenhalle wird als Absorberbauwerk genutzt und stellt somit die geothermische Versuchsanlage „LT24 – Hadersdorf-Weidlingau“ dar, die im folgenden Kapitel beschrieben ist.



Abb. 142. Lageplan des Gesamtprojektes Lainzer Tunnel mit den beiden Baulosen LT22 und LT24.

8.2 Projektgeschichte

Der *Lainzer Tunnel* liegt zu einem großen Teil im verbauten Bereich der Stadt Wien. Damit sind ideale Voraussetzungen für eine geothermische Nutzung gegeben, da einerseits große erdberührte Flächen für eine Energieextraktion zur Verfügung stehen und andererseits zahlreiche Abnehmer in unmittelbarer Nähe vorhanden sind. Die geothermische Energienutzung verfolgt einen hybriden Ansatz für die Nutzung des ursprünglich nur dem Verkehrszweck dienenden Bauwerkes. Damit steigt nicht nur der volkswirtschaftliche Nutzwert solcher Verkehrseinrichtungen wesentlich, sondern auch die Akzeptanz bei Anrainern und Bürgervertretern, da das Infrastrukturbauwerk weniger als notwendige Belastung, sondern zusätzlich als sinnvoll nutzbare und umweltfreundliche Energiequelle präsentiert werden kann. Außerdem forciert die Anwendung der Massivabsorbertechnologie den Einsatz und damit auch die Optimierung der Wärmepumpentechnik, die wesentlich zu einer Primärenergieeinsparung und zur Ressourcenschonung beitragen kann.

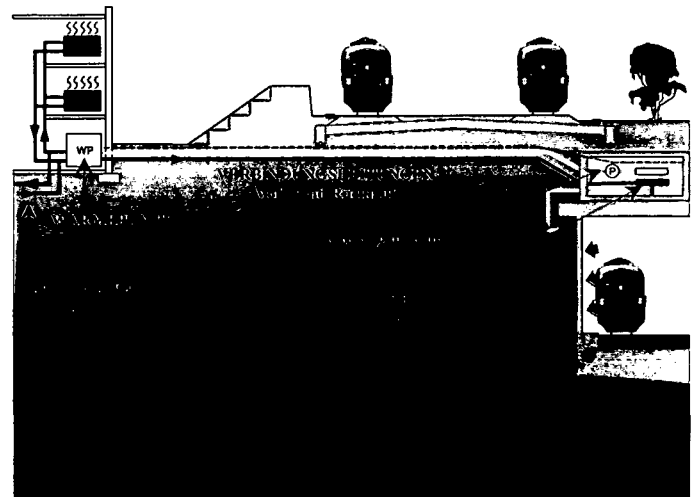


Abb. 143. Funktionsschema der Erdwärmenutzung beim Lainzer Tunnel Baulos „LT24 – Hadersdorf-Weidlingau“.

Für den Eigentümer der Tunnelanlage bietet sich zudem eine zusätzliche Einnahmequelle durch den Verkauf von „Tunnelwärme oder –kälte“, wodurch er als innovativer Dienstleistungsunternehmer auftreten kann. Die theoretische Eignung des *Lainzer Tunnels* als Absorberbauwerk war somit gegeben, jedoch gab es bislang noch keine Erfahrung mit der Anwendung der Massivabsorbertechnologie im Tunnelbau. Prinzipiell können bei Tunnels, die in offener Bauweise hergestellt werden, die für Hochbauten bewährten Technologien (Energiepfähle, -schlitzwände, -bodenplatte) eingesetzt werden. Um nun eine solche Anwendung im Tunnelbau zu demonstrieren, wurde im Rahmen eines vom *Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie (BMVIT)* geförderten Forschungsprojektes eine Versuchsanlage im Bauabschnitt „LT24 – Hadersdorf-Weidlingau“ errichtet. In diesem Bereich (Weichenhalle) wurde der Tunnel in offener Bauweise errichtet, wodurch die erdberührten Pfahlwände zur Ausstattung mit Absorberleitungen als Energiequelle herangezogen werden konnte.

Die entzogene Wärme wird derzeit für die Beheizung eines nahegelegenen Schulgebäudes genutzt. Nach Auskunft des Betreibers bringt diese Nutzung der Erdwärme eine Einsparung von etwa 25.000 m³ Erdgas und damit eine Verringerung der jährlichen CO₂-Emissionen von rund 30 t.

8.3 Herstellung der Versuchsanlage

Für die Errichtung der unterirdischen Weichenhalle beim Baulos „LT24 – Hadersdorf-Weidlingau“ wurden Großbohrpfähle mit einem Durchmesser von $\varnothing = 1,2$ m bzw. $\varnothing = 0,9$ m mit einer Tiefe von bis zu 22 m hergestellt, wobei es sich um aufgelöste Bohrpfahlwände handelt. Nach Herstellung der Sohlplatten erfolgte der Einbau der Innenschale nach dem Prinzip der weißen Wanne. Bei dieser Innenschale handelt es sich, wie bereits erwähnt, um eine so genannte Verbundinnenschale, da die Bohrpfähle (Außenschale) zur Lastabtragung herangezogen werden.

In den Bauabschnittsblöcken 7 bis 16 des Bauloses LT24 wurden in insgesamt 59 Bohrpfählen (Verwendung jedes 3. Bohrpfahles als Energiepfahl) mit einer mittleren Länge von 17,1 m Absorberschläuche eingebaut, wodurch eine Spitzen-Wärmeleistung von 150 kW bzw. eine Jahres-Wärmearbeit von 214 MWh erzielt werden kann.

Die insgesamt 80 Absorberkreise sind mittels Längsleitungen an einen zentral gelegenen Verteiler (beim Durchgang *Pevetzgasse*) angeschlossen, der wiederum über Sammelleitungen mit der im nahegelegenen Schulgebäude situierten Wärmepumpe verbunden ist.

Der erste Energiepfahl (im Block 15) wurde am 12.09.2001 eingebaut. Aufgrund der Aufhebung des Baubescheides für den *Lainzer Tunnel* waren die Bohrpfahlarbeiten 9 Wochen lang unterbrochen, weshalb die letzten Energiepfähle somit erst am 16.05.2002 hergestellt wurden. Abb. 145 zeigt exemplarisch, wie die Absorberleitungen am Bewehrungskorb der Pfähle im Block 7 verlegt wurden.

Die nachfolgenden Abbildungen zeigen die wesentlichen Bauschritte bei der Herstellung der Energiepfahlanlage „LT24 – Hadersdorf-Weidlingau“.

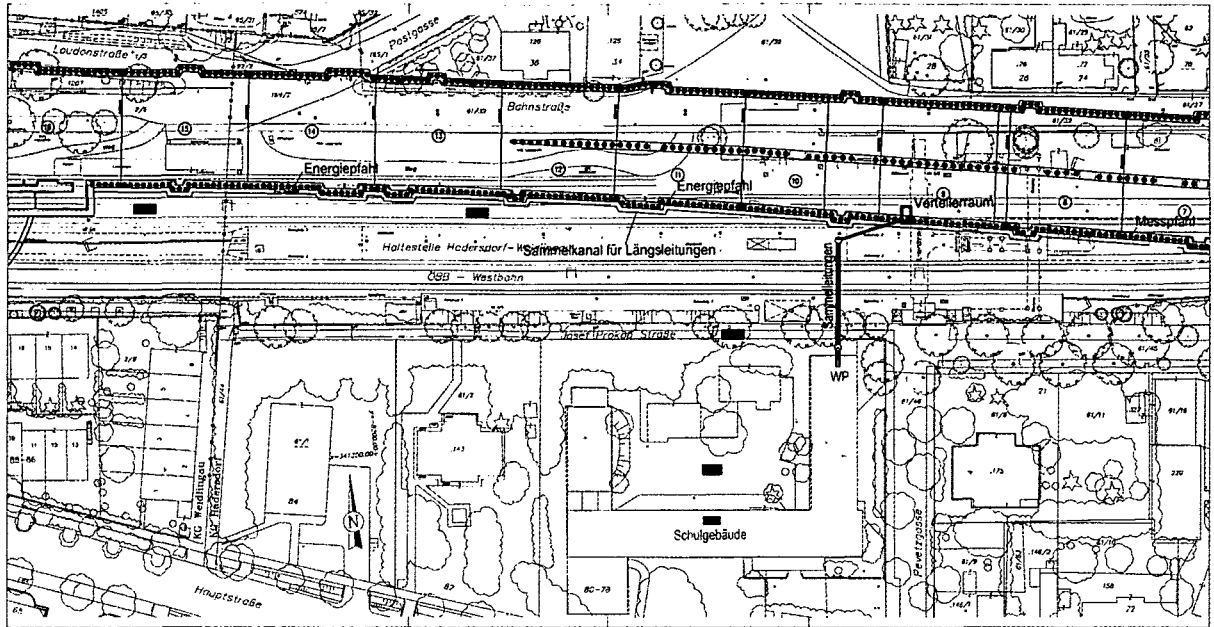


Abb. 144. Übersicht über die geothermische Versuchsanlage „LT24 – Hadersdorf – Weidlingau“.

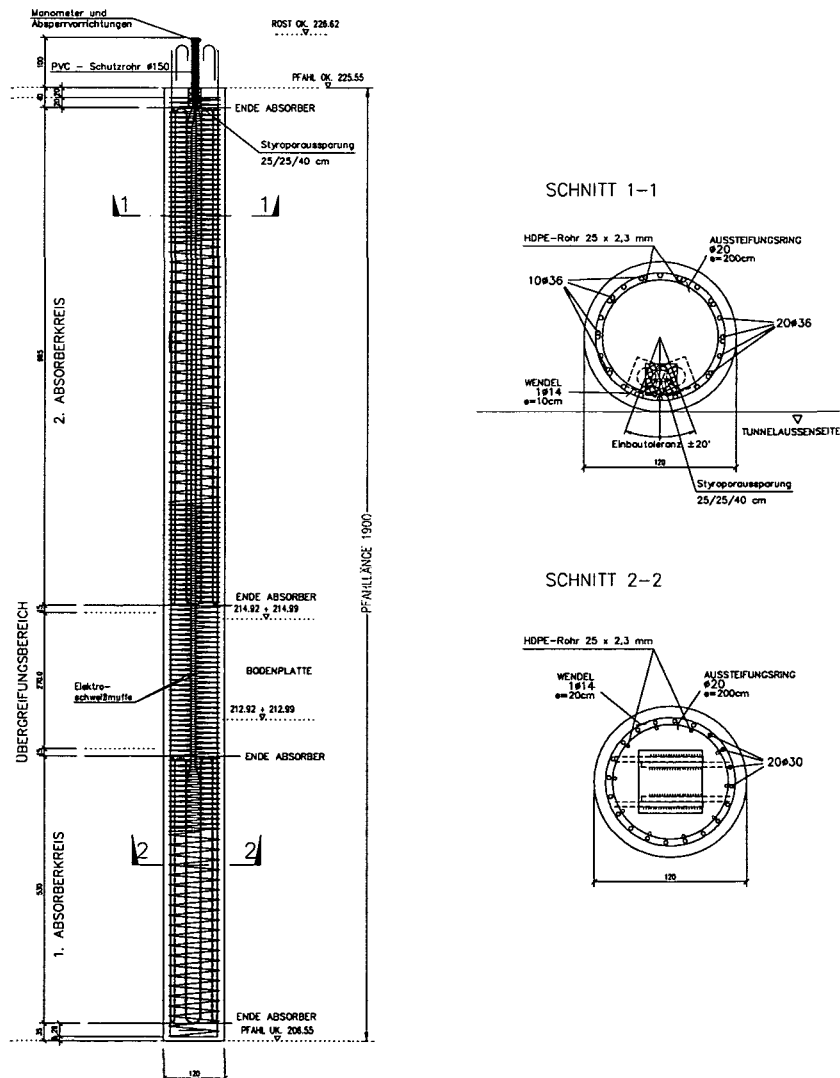


Abb. 145. Belegung eines Bewehrungskorbes mit Absorberleitungen (rot dargestellt).

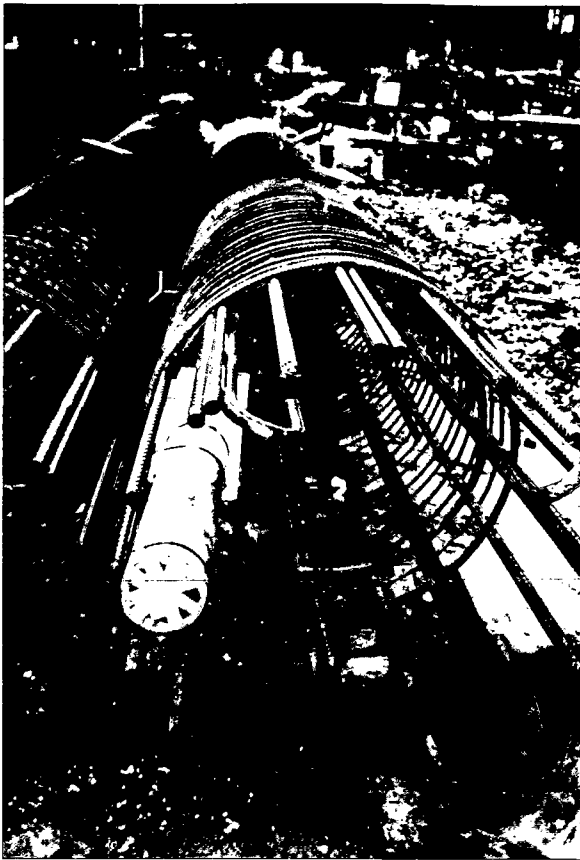


Abb. 146. Mit Absorberleitungen belegter Bewehrungskorb. Die Bewehrung ist zum Teil gebündelt, um die Absorberleitungen für spätere Bohrarbeiten zu schützen. Die Anschlussleitungen werden in einem PVC-Rohr am Pfahlkopf vor Beschädigungen geschützt.



Abb. 147. Einbau eines mit Absorberleitungen bestückten Bewehrungskorbes (unterer Schuss).



Abb. 148. Deckelherstellung. Im Vordergrund sind die im Kopfbereich freigelegten Pfähle zu sehen, wo die Deckelbewehrung eingeflochten wird. Im Hintergrund ist ein bereits fertig geschalter Deckelabschnitt zu erkennen.

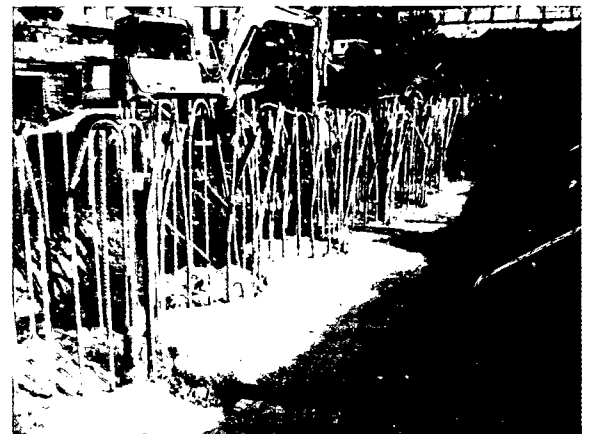


Abb. 149. Nahaufnahme der freigelegten Pfahlköpfe. Im Regelfall handelt es sich bei jedem dritten Pfahl um einen Energiepfahl. Die Anschlussenden der Absorberleitungen sind noch im PVC-Rohr geschützt und werden in einem nächsten Arbeitsschritt an die Außenseite des Tunnelbauwerkes geführt, wo der spätere Anschluss an die Längsleitungen erfolgt.

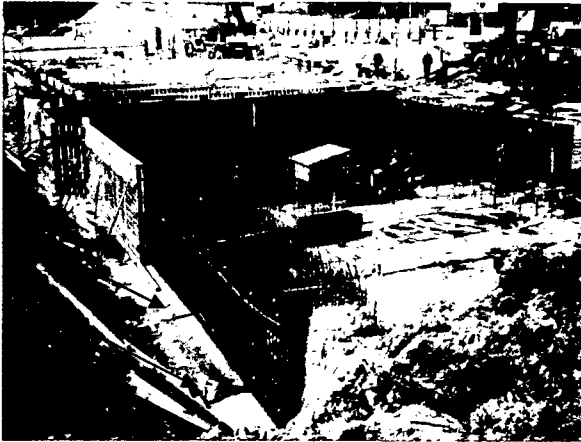


Abb. 150. Übersicht über die Baustelle. Während im Vordergrund noch die Schalung für den Deckel, der auf den Bohrpfehlen fundiert ist, hergestellt wird, ist dieser im Hintergrund bereits fertig betoniert. Die Pfeile zeigen die bereits freigelegten Anschlüssen der Absorberleitungen.

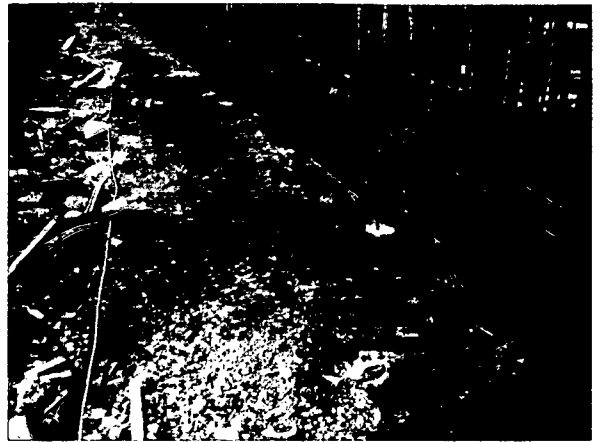


Abb. 151. Detail der an die Tunnelaußenseite geführten Anschlüssen der Absorberleitungen. Jeder Pfahl hat im Regelfall 4 solcher Anschlüssen; jeweils eine für den Vor- und Rücklauf der Absorberkreise am oberen und unteren Bewehrungsschuss.



Abb. 152. Verlegen der Längsleitungen neben dem bereits hergestellten Deckel. In regelmäßigen Abständen ist die Anbindung an die einzelnen Energiepfähle zu erkennen.

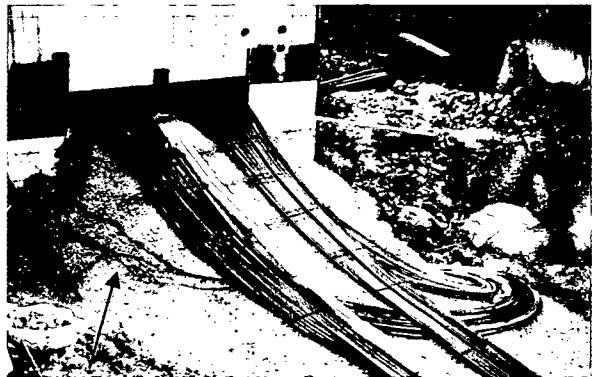


Abb. 153. Die Längsleitungen werden in den Verteilerraum geführt, der sich unmittelbar neben dem Durchgang Pevetzgasse befindet. Insgesamt wurden 160 Längsleitungen (80 Leitungen jeweils für den Vorlauf- und den Rücklauf eines Kreises) in den Verteilerraum eingeleitet. Zusätzlich sind auf diesem Foto die Messkabel zu erkennen (Pfeil), die zusammen mit den Längsleitungen verlegt worden sind.

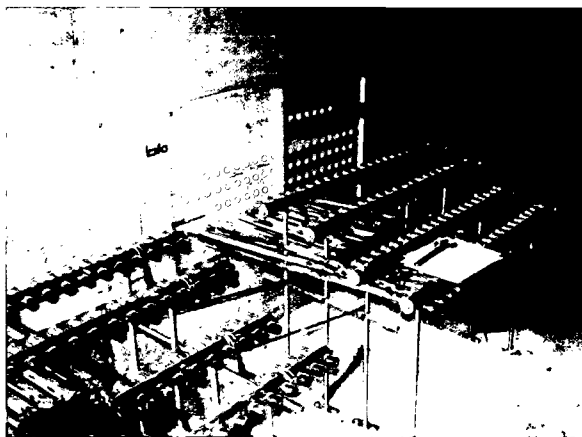


Abb. 154. Blick auf die Verteilerbalken im Verteilerraum, an die die Längsleitungen angeschlossen werden.

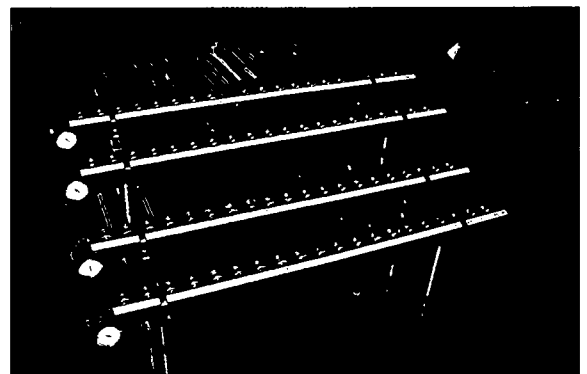


Abb. 155. Blick auf die Verteilerbalken nach Anschluss aller Längsleitungen. Mittels der Manometer am Verteilerbalken können die einzelnen Absorberleitungen hinsichtlich Dichtigkeit kontrolliert werden.

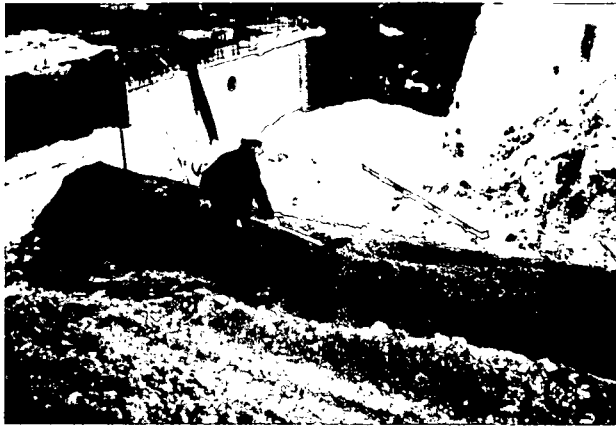


Abb. 156. Vom Verteilerbalken sind die Sammelleitungen (Vor- und Rücklauf) in Richtung Hauptschule verlegt worden.

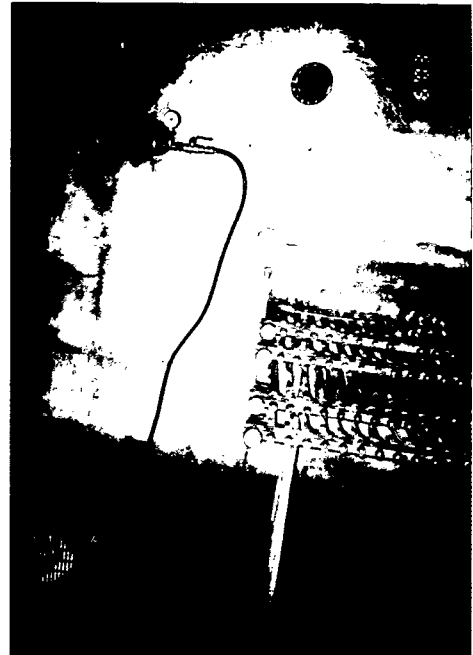


Abb. 157. So wie die Absorberleitungen wurden auch die verlegten Sammelleitungen einer Druckprüfung unterzogen.



Abb. 158. Freigelegte Pfähle beim Tunnelaushub. Der Tunnelaushub wurde in einer ersten Bauphase vom Westen kommend bis zur Pevetzgasse hergestellt. In einer nächsten Bauphase wurde dieser Abschnitt bis zur geplanten Solltiefe erweitert und blockweise die Bodenplatte betoniert.



Abb. 159. Das Foto zeigt die in der Außenschale (Pfähle) versetzten Dübel. Anschließend wird die Bewehrung der Innenschale eingebaut. Im Hintergrund ist ein bereits betonierter Abschnitt der Innenschale zu erkennen. Aufgrund der Anforderungen hinsichtlich einer weißen Wanne darf die Innenschale im Zuge eines Arbeitsschrittes nicht höher als 8,0 m betoniert werden.

Die folgende Tabelle gibt eine Übersicht über die wichtigsten technischen Daten der Erdwärmeanlage:

Jahres-Wärmearbeit*	214 MWh
Spitzen-Wärmeleistung*	150 kW
Gesamter Wasserstrom	51,6 m ³ /h
Max. Druckverlust des gesamten Wärmetauschers	102 kPa
Anzahl Absorberkreise	80 Stk.
Rohrdimension Absorberkreise	25 x 2,3 mm
Material Absorberkreise	PE-HD (DIN 8075/8075)
Druckstufe	PN 10
Absorberkreise – Gesamtrohrlänge	9709 m
Anbindeleitungen – Gesamtrohrlänge	13754 m
Anzahl Bohrpfähle	59 Stk. a ca. 17,1 m
Außendurchmesser Bohrpfahlarmerung	102 cm
Ausgerüstete Tunnellänge	252 m

*) die Werte geben die reine Verdampferleistung an der Wärmepumpe an und inkludieren nicht die Antriebsenergie der Wärmepumpe, die ca. ein Drittel bis ein Viertel des gesamten Energieoutputs der Wärmepumpe ausmacht.

Tab. 22. Technische Daten der Erdwärmeanlage „LT24 – Hadersdorf-Weidlingau“.

8.3.1 Dübelarbeiten

Wie bereits erwähnt, handelt es sich bei der hergestellten Innenschale um eine so genannte „Verbundinnenschale“, da zur Lastabtragung auch die Außenschale (Bohrpfähle) herangezogen wird. Dafür werden Dübel verwendet, die eine kraftschlüssige Verbindung zwischen den Bohrpfählen und der Innenschale bewirken.

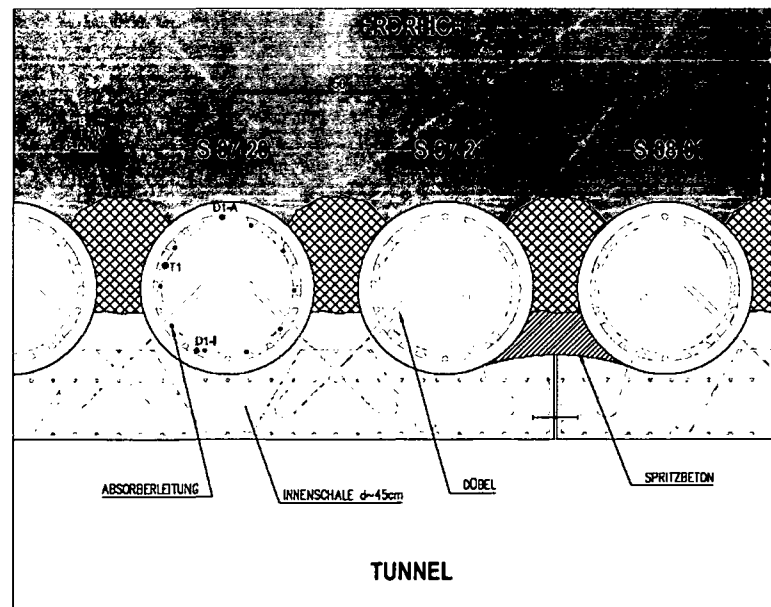


Abb. 160. Längsschnitt durch die Tunnelwand. Zu sehen ist die Lage der Pfähle bzw. Energiepfähle, die zwischen den Pfählen situierte Hochdruckbodenvermörtelung und die wasserdichte Innenschale. Die kraftschlüssige Verbindung zwischen Pfählen und Innenschale erfolgt mit Hilfe von Dübeln. Jeder dritte Pfahl wird als Energiepfahl herangezogen und ist mit Absorberleitungen ausgerüstet. Zusätzlich zeigt die Abbildung die Lage der installierten Messgeräte. Im Messpfahl S-07-20 befinden sich neben den PT100-Temperatursensoren (T1), die in insgesamt 6 Energiepfählen eingebaut wurden, auch die zur kombinierten Dehnungs- und Temperaturmessung eingebauten Sensoren. Letztgenannte sind an der Tunnelaußenseite (D1-A) und der Tunnelinnenseite (D1-I) angeordnet.

Für das Versetzen der Dübel wurden i.M. ca. 18 Bohrungen pro Pfahl ausgeführt. Um Beschädigungen der Absorberleitungen im Zuge dieser Arbeiten zu vermeiden, wurde bereits im Vorfeld die Längsbewehrung der Bohrpfähle gebündelt und die Absorberleitungen im „Schatten“ der Bewehrung verlegt. Dennoch kam es im Zuge der Dübelherstellung zu Beschädigungen der Absorberleitungen, wofür folgende Ursachen in Frage kommen:

- Der Abstand zur Befestigung der Absorberleitungen an der Bewehrung wurde zu groß gewählt. In weiterer Folge wurden die Absorberleitungen beim Betonvorgang infolge der Trägheit des Betons verdrückt, unterstützt durch die rotatorische Ziehbewegung des Hüllrohres.
- Die am Bewehrungskorb montierten Absorberleitungen hatten sich infolge intensiver Sonneneinstrahlung vor dem Einbau der Körbe ausgedehnt, wanderten dadurch aus dem „Schatten“ der Längsbewehrung heraus und wurden schließlich in diesem Zustand einbetoniert.

Aufgrund der regelmäßigen Dichtheitskontrolle waren beschädigte Absorberkreise jedoch einfach zu identifizieren: Zur Lokalisierung der Schadstelle wurde ein Kompressor verwendet, der ständig Druckluft in den beschädigten Absorberkreis einpumpte. Anhand der im Tunnelinneren austretenden Druckluft konnte die Schadstelle gefunden werden. Diese wurde in weiterer Folge freigelegt und der beschädigte Absorberkreis mittels Elektroschweißmuffen repariert. Auf diese Weise konnten alle im Zuge der Dübelherstellung beschädigten Absorberkreise saniert werden. Abb. 161 gibt eine Übersicht über die hergestellten Energiepfähle und die Lage der Beschädigungen.

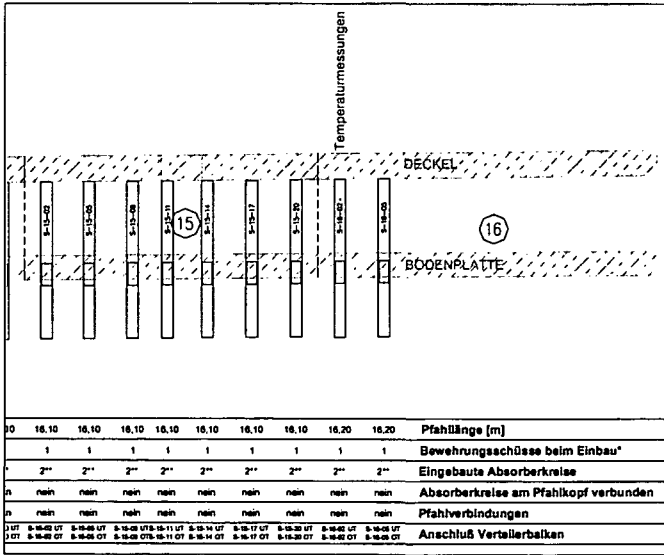
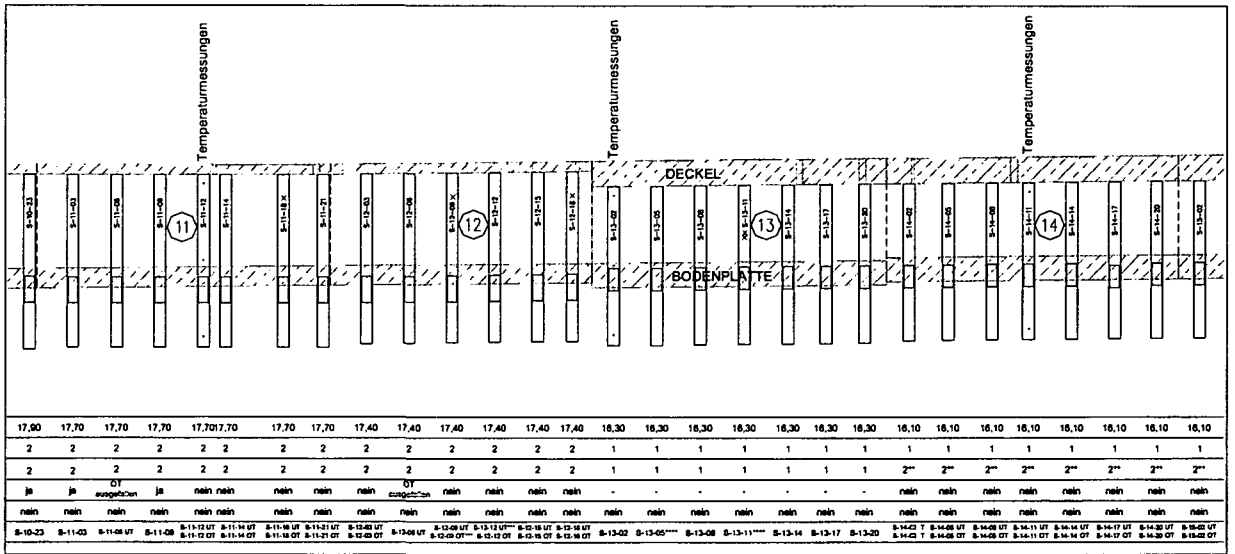
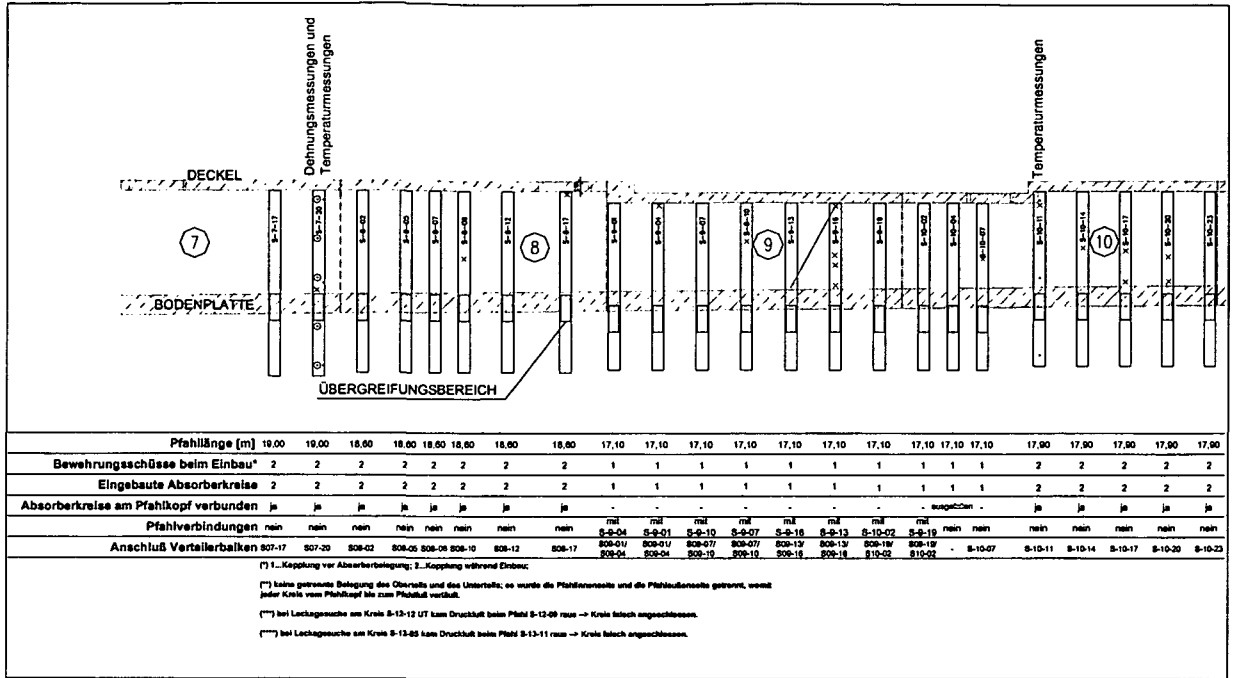


Abb. 161. Übersicht der hergestellten Energiepfähle bei der Versuchsanlage „LT24 – Hadersdorf-Weidlingau“ (Block 7 bis 16) inklusive der Verbindungen einzelner Absorberkreisläufe (aus hydraulischen Gründen) und dem Anschluss am Verteilerbalken. Zusätzlich sind die im Zuge der Dübelherstellung aufgetretenen Schadstellen in Form eines „x“ markiert und die Lage der Messgeräte eingetragen.

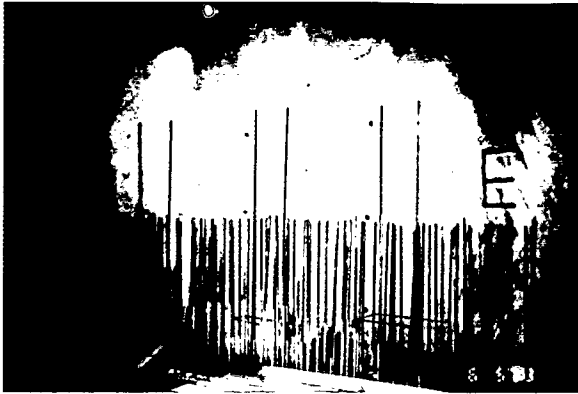


Abb. 162. Nach dem Herstellen der Bodenplatte wurden die Pfähle an den rot markierten Stellen angebohrt, um Dübel für eine kraftschlüssige Verbindung zwischen Außen- und Innenschale einbauen zu können. Bei den mit einem „E“ gekennzeichneten Pfählen handelt es sich um Energiepfähle, die besondere Sorgfalt in Hinblick auf die innenliegenden Absorberleitungen erforderten.



Abb. 163. Insgesamt mussten mehrere tausend Löcher für die Dübel gebohrt werden, wobei Absorberleitungen beschädigt wurden. Die Schadstellen konnten jedoch mittels Druckluft lokalisiert und in weiterer Folge repariert werden.

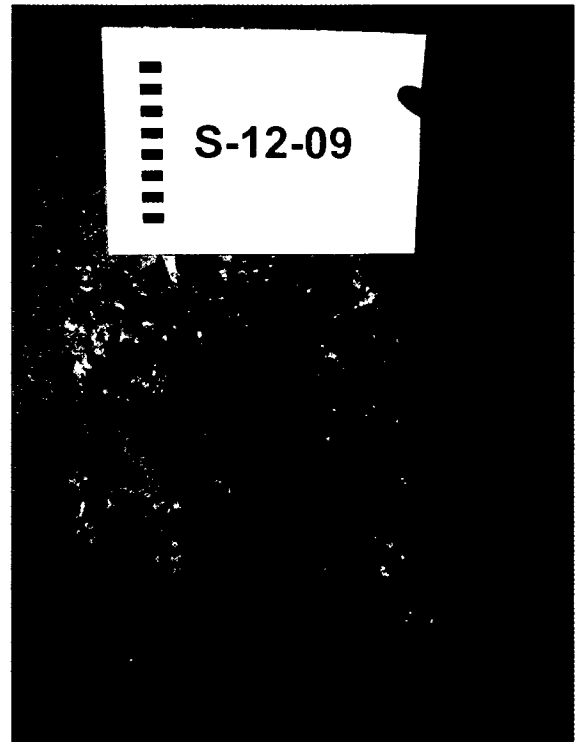


Abb. 164. Beispiel einer beschädigten und bereits freigelegten Absorberleitung (links) beim Pfahl S-12-09. Mittels Elektroschweißmuffen wurden alle aufgetretenen Beschädigungen saniert (rechts).

8.4 Messeinrichtung

Um die geothermische Energienutzung während des Betriebes zu überwachen, aber auch um die Wirkungsweise der Erdwärmeanlage in wissenschaftlicher Hinsicht zu untersuchen, wurden in ausgewählten Energiepfählen Temperatursensoren installiert, die eine laufende Dokumentation des vorherrschenden Temperaturniveaus ermöglichen.

Zudem wurde im Block 7 der Pfahl S-7-20 mit Sensoren zur kombinierten Dehnungs- und Temperaturmessung in mehreren Querschnitten ausgerüstet. Dadurch lassen sich nicht nur die Vorgänge im Untergrund während des Energiepfahlbetriebes untersuchen, sondern auch etwaige Einflüsse auf die Tragfähigkeit eines Energiepfahles und damit verbundene Auswirkungen auf das Tunnelbauwerk dokumentieren. Die nachfolgende Tabelle gibt eine Übersicht über die installierten Messgeräte.

Die Lage der Temperatur- und Dehnungsaufnehmer innerhalb der Pfähle ist in Abb. 160 und Abb. 161 dargestellt. Aufbau und Funktionsweise der eingesetzten Dehnungsaufnehmer sind in Kapitel 9.4.1 beschrieben.

Pfahl	Tiefe in [m] ab Pfahl-OK	Position	Messwert	Messgerät
S-7-20	1,00	Pfahlaußenseite	Temperatur	PT-100
S-7-20	1,00	Pfahlaußenseite	Temperatur + Dehnung	Geokon
S-7-20	1,00	Pfahlinnenseite	Temperatur + Dehnung	Geokon
S-7-20	5,00	Pfahlaußenseite	Temperatur + Dehnung	Geokon
S-7-20	5,00	Pfahlinnenseite	Temperatur + Dehnung	Geokon
S-7-20	9,00	Pfahlaußenseite	Temperatur + Dehnung	Geokon
S-7-20	9,00	Pfahlinnenseite	Temperatur + Dehnung	Geokon
S-7-20	9,50	Pfahlaußenseite	Temperatur	PT-100
S-7-20	14,00	Pfahlaußenseite	Temperatur + Dehnung	Geokon
S-7-20	14,00	Pfahlinnenseite	Temperatur + Dehnung	Geokon
S-7-20	18,00	Pfahlaußenseite	Temperatur + Dehnung	Geokon
S-7-20	18,00	Pfahlinnenseite	Temperatur + Dehnung	Geokon
S-7-20	18,00	Pfahlaußenseite	Temperatur	PT-100
S-10-11	1,00	Pfahlaußenseite	Temperatur	PT-100
S-10-11	8,95	Pfahlaußenseite	Temperatur	PT-100
S-10-11	16,90	Pfahlaußenseite	Temperatur	PT-100
S-11-12	1,00	Pfahlaußenseite	Temperatur	PT-100
S-11-12	8,85	Pfahlaußenseite	Temperatur	PT-100
S-11-12	16,70	Pfahlaußenseite	Temperatur	PT-100
S-13-02	1,00	Pfahlaußenseite	Temperatur	PT-100
S-13-02	8,15	Pfahlaußenseite	Temperatur	PT-100
S-13-02	15,30	Pfahlaußenseite	Temperatur	PT-100
S-14-11	1,00	Pfahlaußenseite	Temperatur	PT-100
S-14-11	8,05	Pfahlaußenseite	Temperatur	PT-100
S-14-11	15,10	Pfahlaußenseite	Temperatur	PT-100
S-16-02	2,10	im Erdreich	Temperatur	PT-100
S-16-02	2,10	im Erdreich	Temperatur	PT-100

Tab. 23. Messgeräte bei der Versuchsanlage „LT24 – Hadersdorf-Weidlingau“.

Der Einbau der PT-100 Temperatursensoren wurde von der Firma *Nägelebau* durchgeführt, wobei im Zuge der Absorberbelegung zunächst leere Schutzrohre verlegt und nach Abschluss der Betonierarbeiten die Temperaturfühler eingeführt wurden.

Die *Geokon*-Messaufnehmer zur kombinierten Temperatur- und Dehnungsmessung wurden am 15.05.2002 im Rahmen der vorliegenden Arbeit eingebaut. Die Messaufzeichnung

(zunächst händisch) begann erst am 12.08.2002, da der Pfahlkopf nach dem Betonieren aufgrund einer etwa 5 m hohen Überschüttung nicht zugänglich war.

Die einzelnen Messkabel, die zunächst nur bis zum Pfahlkopf geführt wurden, mussten schließlich mit eigens hergestellten, wasserdichten und stoßfesten Verbindungsmuffen um ca. 75 m verlängert und am 09.12.2002 zusammen mit den Längsleitungen bis zum Verteilerraum verlegt werden. Die nachfolgenden Abbildungen zeigen den Einbau der Messinstrumente und das Verlegen der Messleitungen.

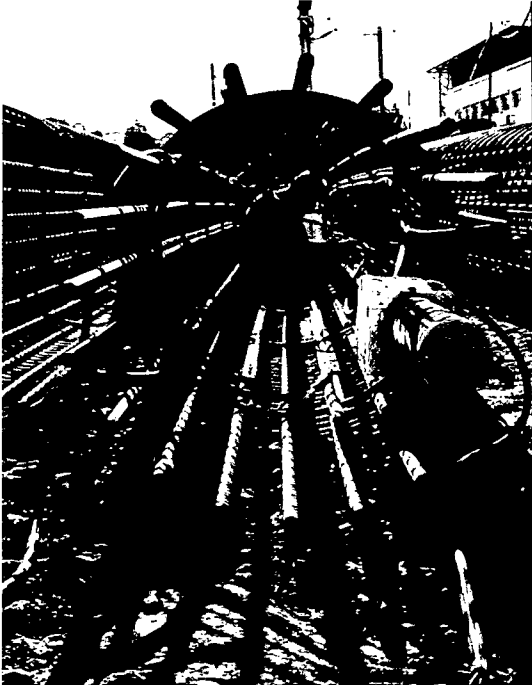


Abb. 165. Montage der Messgeräte am Pfahl S-07-20. Die Messkabel der einzelnen Geräte werden in einem Schutzschlauch (grün) gesammelt und bis zur Anschlussstelle am Pfahlkopf geführt.

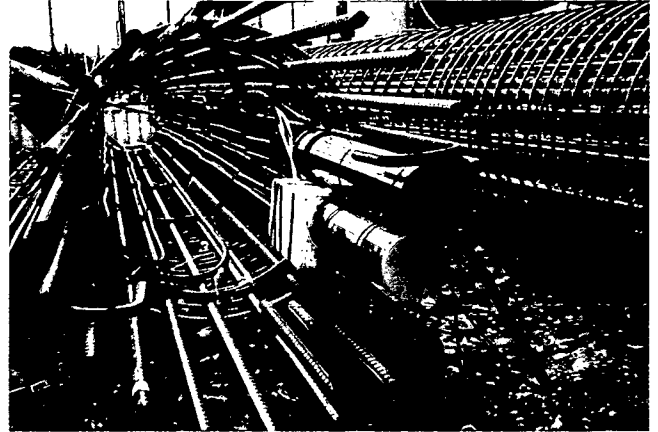


Abb. 166. Am Pfahlkopf werden alle Messkabel wiederum in einem PVC-Schutzrohr gesammelt. Die Messkabel der Geräte am unteren Bewehrungsschuss können erst nach Kopplung der beiden Bewehrungsschüsse zum Pfahlkopf geführt werden. Dazu werden die Messkabeln mit einem Seil, das innerhalb des Bewehrungskorbes geführt wird, hochgezogen und während des Ablassens des gesamten Bewehrungskorbes an diesem befestigt.

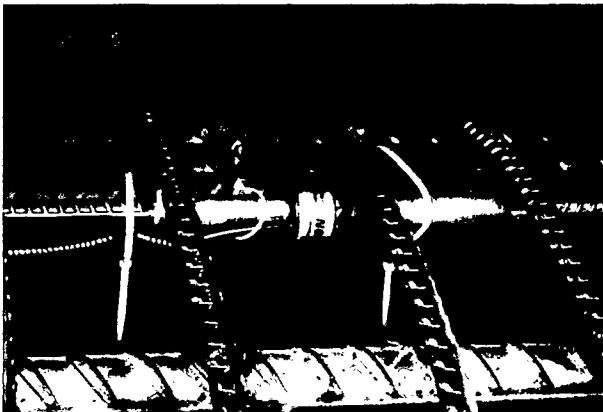


Abb. 167. Detailaufnahme eines Bewehrungsmessfühlers, der an einem Längseisen des Bewehrungskorbes befestigt ist.



Abb. 168. Blick in das Bohrloch nach Einbau des Bewehrungskorbes und vor dem Betonieren. Bei den obersten ca. 5,0 m handelt es sich um eine Leerbohrung, die mit dem Aushubmaterial wiederverfüllt wird.

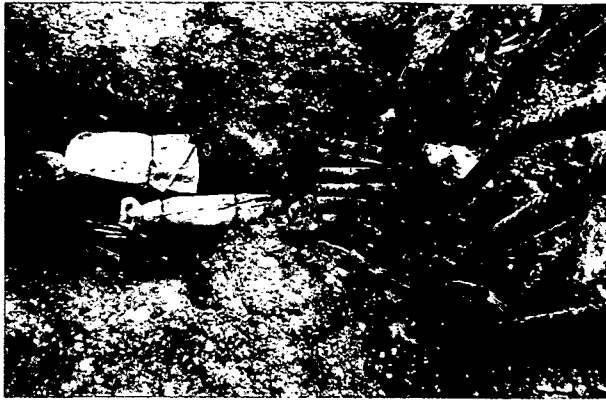


Abb. 169. Nach Freilegen des Pfahlkopfes werden die Messkabel zusammen mit den Anbindeleitungen an die Tunnelaußenseite geführt.



Abb. 170. Um die Messkabel bis in den Verteilerraum zu führen, in dem die spätere Datenaufzeichnung installiert werden soll, müssen diese verlängert werden. Dazu werden die einzelnen Drähte mittels Quetschklemmen verbunden und die Verbindungsstellen in ein Plastikrohr eingeschoben.

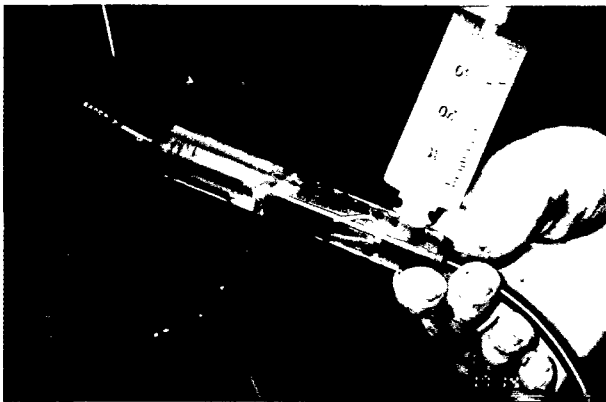


Abb. 171. Um eine wasserdichte und stoßfeste Verbindungsmuffe zu erhalten, wird das Plastikrohr an den beiden Enden verschlossen und mit Kunstharz ausinjiziert.



Abb. 172. Insgesamt mussten 10 Verbindungsmuffen hergestellt werden. Zu sehen ist des weiteren der bereits betonierte Deckel im Bereich des Messpfahles.

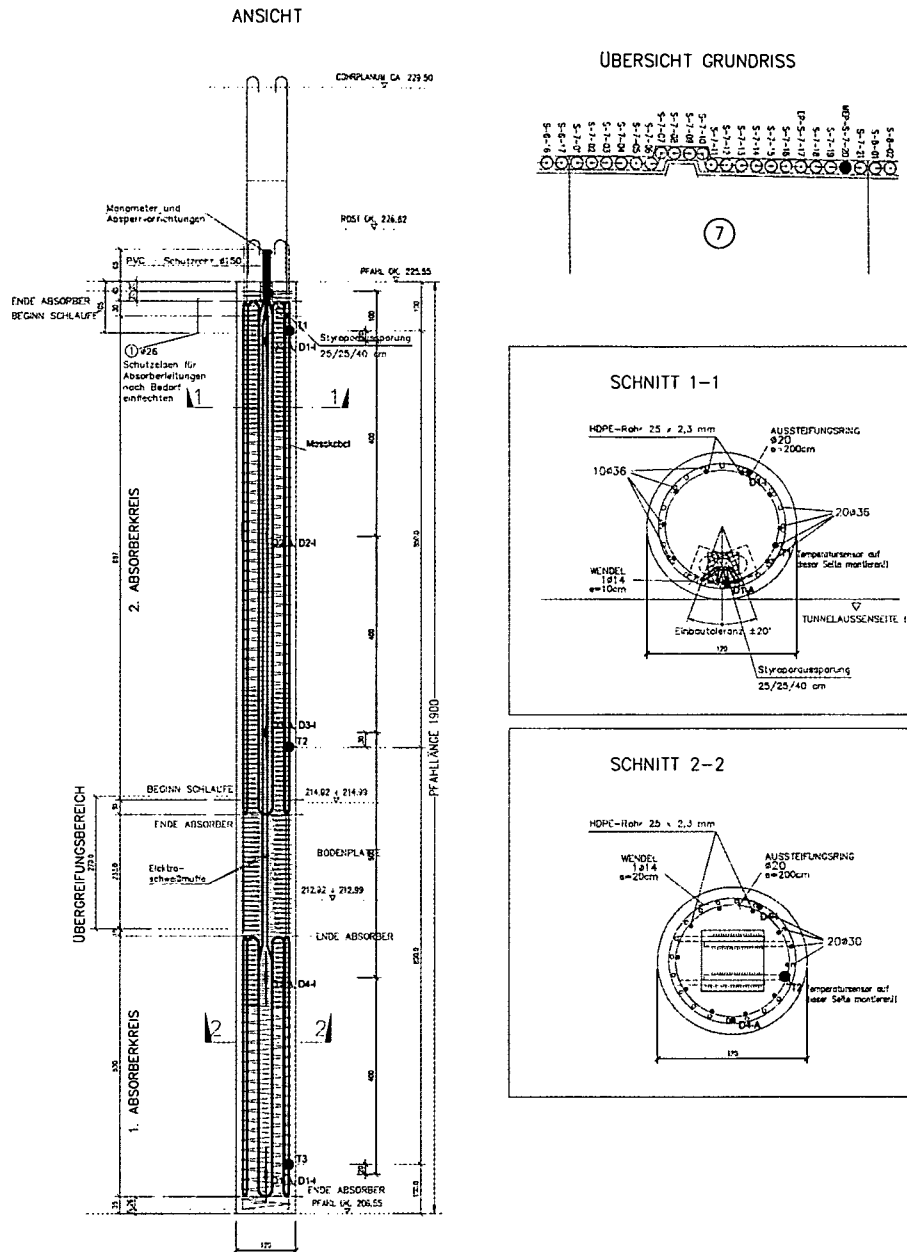


Abb. 173. Beim Messpfahl S-07-20 wurden in 5 Querschnitten jeweils 2 Messgeräte (Tunnelinnen- und Tunnelaußenseite) zur kombinierten Dehnungs- und Temperaturmessung (Typ: Geokon) eingebaut. Zusätzlich wurden noch 3 Temperatursensoren (Typ: PT100) angebracht.

Die Messungen wurden während der Bauphase händisch durchgeführt. Im Jänner 2004 wurde im Verteilerraum ein Datenlogger installiert, der eine kontinuierliche und automatische Messdatenaufzeichnung ermöglichte.

Zusätzlich zum bereits beschriebenen Messprogramm wird die Grundwassersituation im Projektbereich messtechnisch erfasst. In insgesamt 7 Pegeln (Abb. 174) werden die Grundwasserstände und die Grundwassertemperaturen dokumentiert. Aus Gründen der Bauabwicklung sind jedoch nicht alle Pegel zu jedem Messzeitpunkt zugänglich. Die Messpunkte 4/01 und 15/93 wurden stillgelegt und konnten nicht mehr weiter zur Messung herangezogen werden, wofür allerdings neue Pegel (Düker 1 und Düker 2) geschaffen wurden. Die Messungen zeigen die jahreszeitlich bedingten Temperaturen im Erdreich, die um die Jahresmitteltemperatur von etwa 11 bis 12°C schwanken.

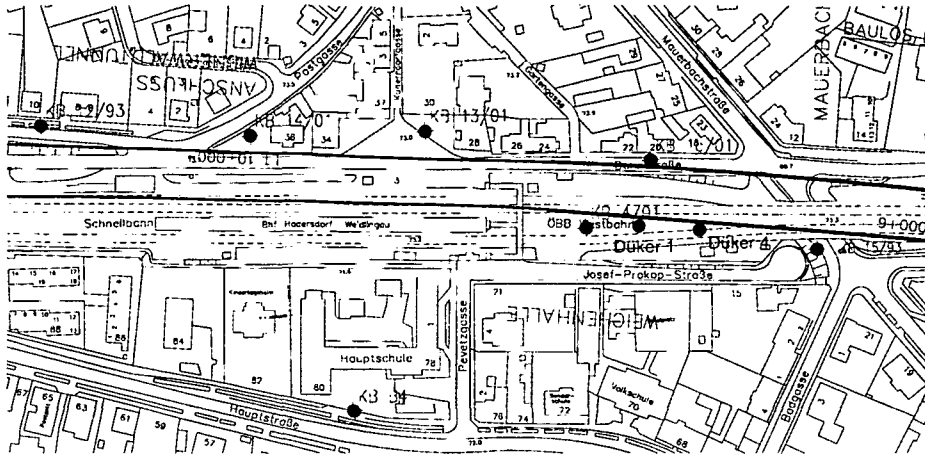


Abb. 174. Lageplan der Grundwasserpegel im Projektbereich. Grün: nachträglich hergestellte Düker.

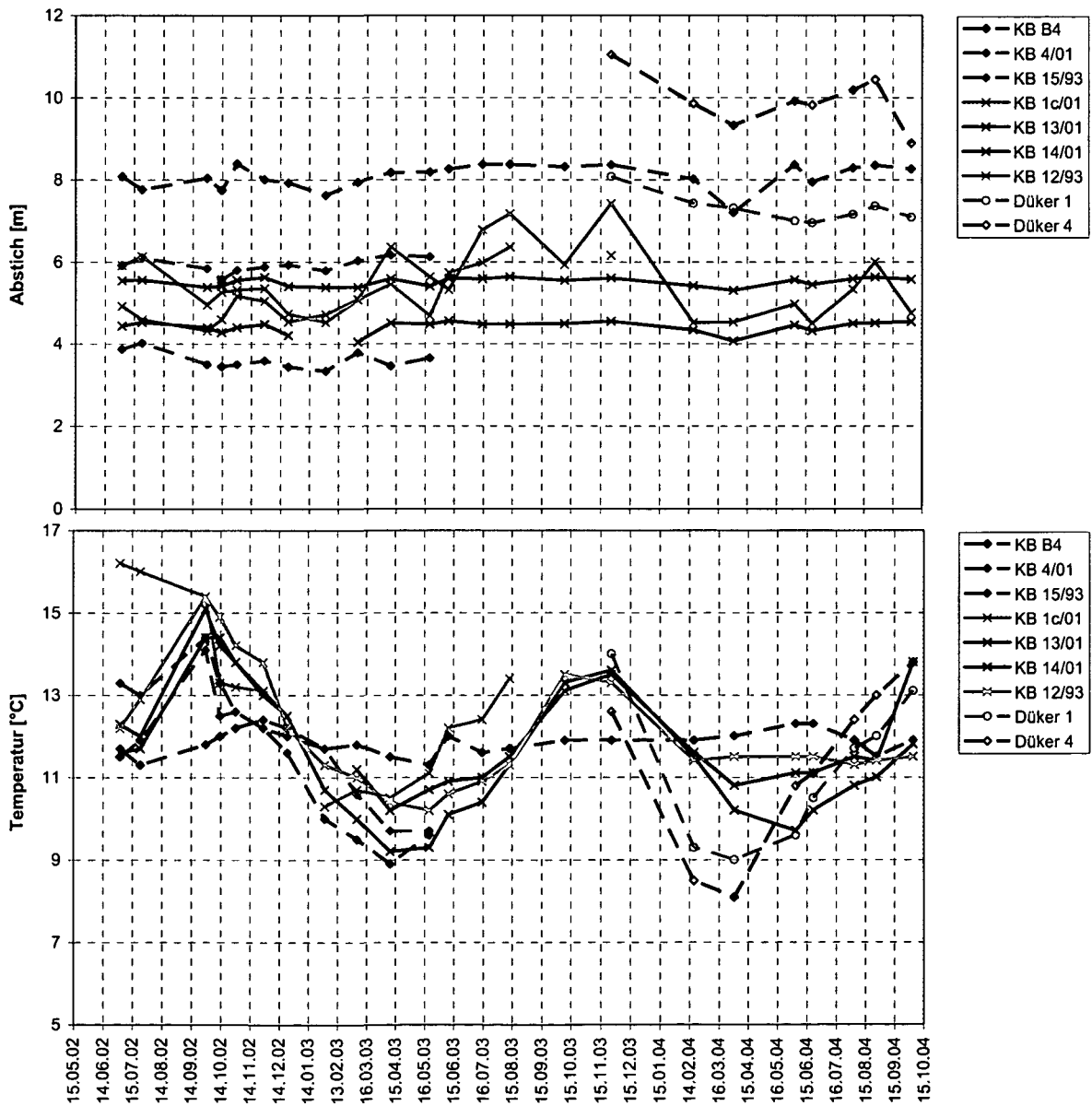


Abb. 175. Gemessener Grundwasserstand (oben) und Grundwassertemperatur (unten) der einzelnen Grundwasserpegel (Abstich von der Rohroberkante). Die strichliert dargestellten Messpunkte befinden sich südlich der Bahntrasse, die durchgezogen dargestellten Messpunkte nördlich der Bahntrasse.

8.5 Betrieb der Versuchsanlage

8.5.1 Inbetriebnahme

Die hydraulischen Einrichtungen im Verteilerraum und im Schulgebäude wurden im Auftrag der Betreiberfirma *Energiecomfort* von der Firma *Integral* durchgeführt. Vor Inbetriebnahme der Anlage musste diese noch entlüftet werden. Diese Arbeiten (300 Arbeitsstunden!) mussten mit besonderer Sorgfalt, da jede eingeschlossene Luftblase im Absorbersystem sich sowohl auf die Strömungsverhältnisse als auch auf den Energiebetrieb negativ auswirkt. Am 05.02.2004 erfolgte eine kurze provisorische Inbetriebnahme, wobei vor allem die 6 Wärmepumpenmodule eingestellt und aufeinander abgestimmt werden mussten. In diesem Probebetrieb zeigte sich, dass die Absorberkreise sehr stark verschmutzt waren und sich im Zuge der Entlüftungsarbeiten (Spülvorgang) der Schmutz in der Wärmepumpe verfangen hatte. Die starke Verschmutzung war wahrscheinlich auf die Dübelarbeiten im Tunnelinneren zurückzuführen, wobei einzelne Absorberleitungen verletzt wurden und somit Schmutz in diese eindringen konnte. Um weitere Verschmutzungen der Wärmepumpen zu vermeiden, wurden Schmutzfänger installiert, und die Anlage am 09.02.2004 wiederum kurzzeitig in Betrieb genommen.

Am 12.02.2003 wurde die Versuchsanlage offiziell in Betrieb genommen. In der Anfangsphase wurden noch diverse Optimierungen durchgeführt, ab dem 19.02.2004 wurde kontinuierlich Energie aus dem Tunnel entzogen. Dabei ist festzuhalten, dass einzelne Absorberkreise (S15-20OT, S15-14UT, S14-20OT, S14-20UT, S13-11, S13-14, S13-05, S13-08) noch nicht ausreichend entlüftet und demnach für diese Betriebsphase abgeschaltet wurden. Zudem wurden einige Kreise schlecht durchströmt, sodass die volle Leistungsfähigkeit der Energiepfahlanlage noch nicht erreicht wurde. Im Folgenden finden sich die bis dato aufgezeichneten Messdaten.

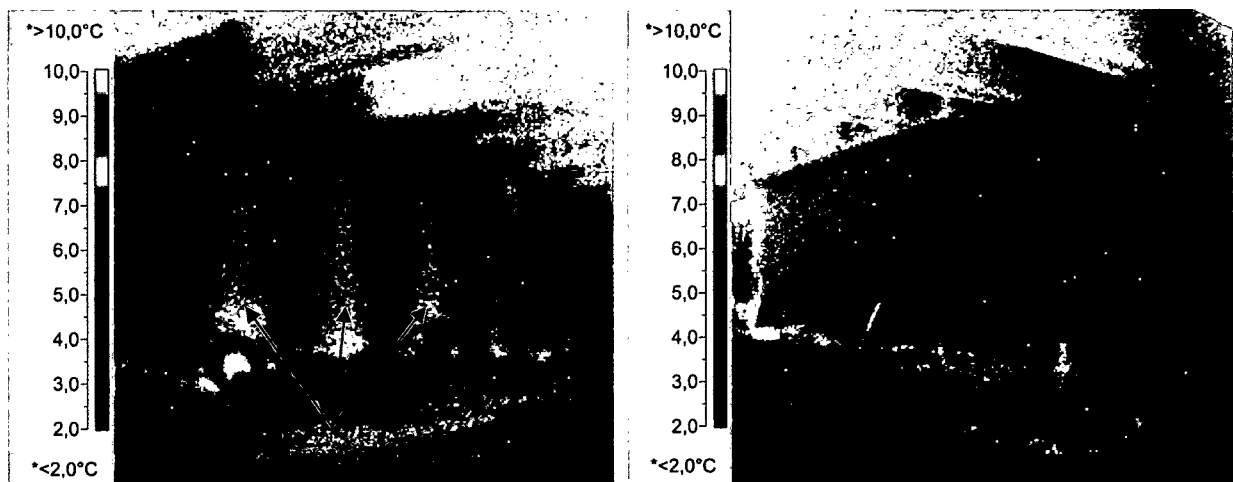


Abb. 176. Aufnahmen mit einer Wärmebildkamera in der Weichenhalle LT24. Links ist die südliche Tunnelwand mit den Energiepfählen zu sehen. Diese kühlen die Innenschale bis zur Tunnelinnenseite ab. Rechts ist im Vergleich dazu die nördliche Tunnelwand zu sehen, bei der kein Energiebetrieb stattfindet.

8.5.2 Messergebnisse und Diskussion der Messergebnisse

8.5.2.1 Allgemeines

Im Folgenden finden sich die ausgewerteten Messdaten der Versuchsanlage „LT24 – Hadersdorf-Weidlingau“, die getrennt für die Bauphase und die einzelnen Betriebsphasen diskutiert werden. Jede der dargestellten Abbildungen enthält einen Übersichtsbalken, der den Zeitrahmen der einzelnen Phasen veranschaulicht. Während der Bauphase konnten die Messungen nur händisch durchgeführt werden (erste Messung am 15.05.2002 bei der Herstellung des Messpfahles S-7-20). Unmittelbar vor Inbetriebnahme der Versuchsanlage wurde schließlich ein Datenlogger installiert (am 22.01.2004), der fortan eine automatische Datenerfassung ermöglichte. Aus diesem Grund wurden für die Darstellung der Messdaten zwei unterschiedliche Zeiträume gewählt: Während in den Abbildungen Abb. 177, Abb. 178 und Abb. 179 die gesamten Messdaten (händische und automatische Datenerfassung) der Bau- und Betriebsphase dargestellt sind, sind in den übrigen Abbildungen nur jene ab der automatischen Datenerfassung und damit ab der Inbetriebnahme der Anlage enthalten.

In Bezug auf die in den Abbildungen angegebene Tiefenlage der Sensoren ist zu beachten, dass sich diese immer auf den Pfahlkopf bezieht, da sich die Tiefenlage ab GOK im Zuge des Baufortschrittes laufend verändert hat (Aushub zur Herstellung des Deckels, Überschüttung etc.).

Weiters wird angemerkt, dass es sich bei der gegenständlichen Versuchsanlage um Langzeitmessungen zur Untersuchung der Wirkungsweise der Energiepfahlanlage handelt und im Rahmen der vorliegenden Arbeit nur erste Erkenntnisse gewonnen werden konnten.

8.5.2.2 Bauphase vom 15.05.2002 bis 05.02.2004

Temperatur (Pfähle):

Um einen Überblick über die Temperaturverteilung der 59 Energiepfähle zu erhalten, wurden in den Bauabschnitts-Blöcken 7, 10, 11 und 13 in jeweils einem Pfahl Temperatursensoren (Typ: PT100) in drei unterschiedlichen Tiefenlagen eingebaut (vgl. Abb. 161 und Tab. 23.). Zusätzlich wurden im Block 16 im Erdreich 2 Temperatursensoren platziert. In Abb. 177 sind die gemessenen Temperaturen dargestellt. Während die meisten Sensoren einen sinusartigen Temperaturverlauf im Jahreszyklus aufweisen, haben alle Temperaturfühler (mit Ausnahme von „S-7-20, t=18,00m“) im Bereich des Pfahlfußes einen nahezu konstanten Verlauf. An diesen Stellen liegen somit konstante, von der Außenluft unabhängige Erdreichtemperaturen vor. Am Verlauf der übrigen Sensoren ist zu erkennen, dass die Pfahltemperaturen der Außenlufttemperatur etwas nachhinken. Das Temperaturmaximum wird nicht im Hochsommer, sondern erst gegen Ende September erreicht. Obwohl die einzelnen Temperaturfühler im gleichen Tiefenbereich montiert worden sind, liegen die gemessenen Temperaturen nicht dicht beisammen, sondern weisen eine gewisse Bandbreite auf, die viele mögliche Ursachen haben könnte. Dazu zählen beispielsweise:

- Die angegebene Tiefe bezieht sich jeweils auf den Pfahlkopf. Wie aber Abb. 161 zu entnehmen ist, fällt die Höhenlage der Pfahlköpfe von Block 16 bis Block 7 ab, wodurch die einzelnen Temperatursensoren in unterschiedlichen Tiefen platziert sind. Wie Abb. 161 weiters zu entnehmen ist, liegen dadurch z.B. die Fühler „S-13-02;

t=8,15m“ und „S-14-11; t=8,05m“ in der Höhenlage der Bodenplatte, während die übrigen Fühler desselben Tiefenbereiches bereits oberhalb der Bodenplatte eingebaut sind, wodurch ein direkter Einfluss durch die Tunnelluft gegeben ist. Zudem hat sich die Tiefenlage ab GOK im Zuge des Baufortschrittes laufend verändert.

- Die Temperatursensoren wurden einheitlich an der Pfahlaußenseite eingebaut. Durch eine Verdrehung des Pfahl-Bewehrungskorbes beim Einbau kann sich jedoch die absolute Lage der Temperatursensoren verändert haben.
- Nullpunktfehler der eingesetzten Sensoren.

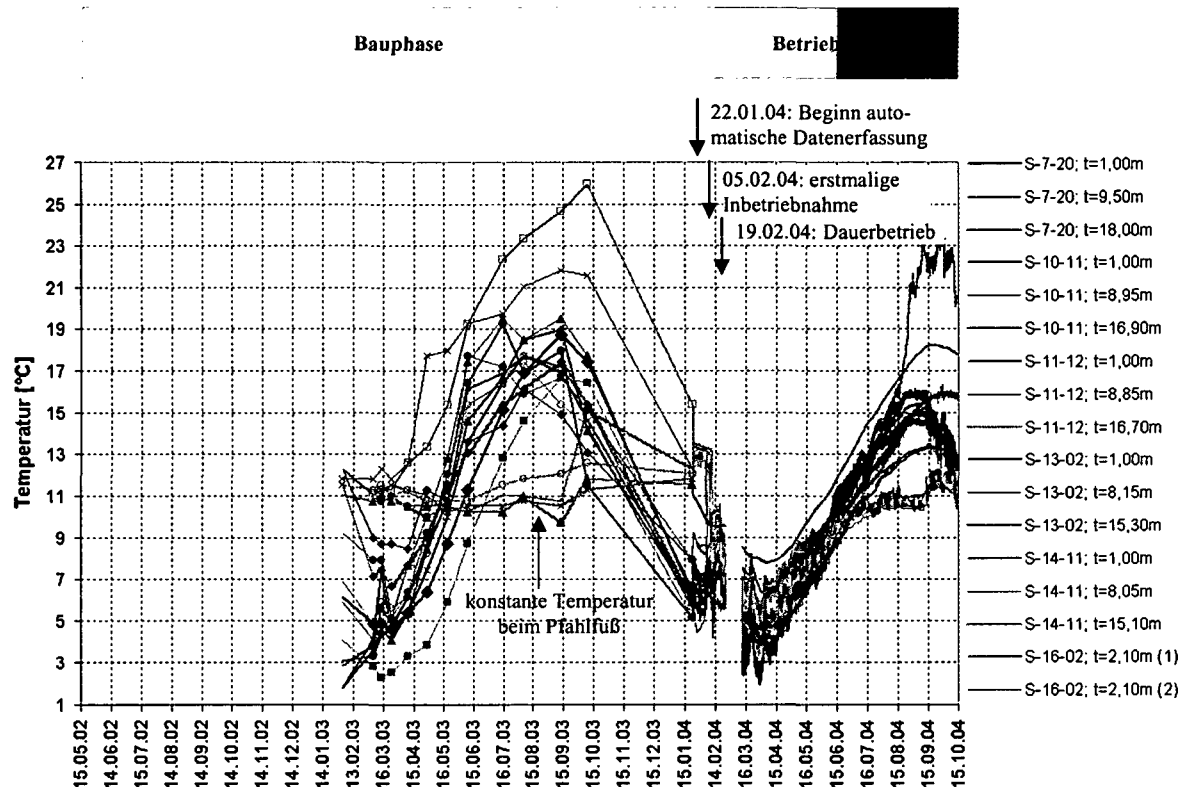


Abb. 177. Pfahltemperaturen. Die Abbildung gibt einen Überblick über die installierten Temperatursensoren (Typ: PT100) in den Energiepfählen. Bis zur Inbetriebnahme der automatischen Messdatenaufzeichnung am 22.01.2004 wurden die Messungen händisch durchgeführt. Die Zeitpunkte dieser Messungen sind in der Abbildung durch ein Symbol auf den Datenreihen gekennzeichnet. Die angegebene Tiefenlage der Sensoren bezieht sich jeweils auf die Pfahloberkante.

Temperatur (Messpfahl S-7-20):

Beim Messpfahl S-7-20 wurden auf der Tunnelinnen- und der Tunnelaußenseite Messgeräte (Typ: Geokon) zur kombinierten Temperatur- und Dehnungsmessung eingebaut. Abb. 178 zeigt die Temperaturverläufe seit der Herstellung des Pfahles. Noch vor dem Betonieren des Pfahles am 15.05.2002 haben alle Sensoren die gleiche Temperatur, die der Lufttemperatur entspricht. Bereits bei der Folgemessung, bei der der Pfahl erstmals wieder zugänglich war, ist eine deutliche, tiefenabhängige Temperaturverteilung zu erkennen. Am 25.09.2002 ist ein abrupter Temperaturabfall bei den Fühlern in 1,0 m Tiefe ersichtlich. Dies ist darauf zurückzuführen, dass für die Herstellung des Deckels der Pfahlkopf freigelegt und dadurch ein unmittelbarer Einfluss durch die Außenluft gegeben ist. Durch die Hydratationswärme beim Betonieren des Deckels kommt es bei den Folgemessungen zu einem rapiden Anstieg der Temperatur in 1,0 m Tiefe. Anschließend sinkt die Temperatur wieder bedingt durch die

geringen Außenlufttemperaturen in Herbst und Winter, erreicht am 24.03.2003 ihren Tiefpunkt und steigt anschließend wieder an.

Während die Temperatur in einer Tiefe von 18,0 m im Jahreszyklus nahezu konstant verläuft, sind in einer Tiefe von 14,0 m bereits erste geringe, jahreszeitlich bedingte, Schwankungen zu beobachten. In diesen beiden Tiefenlagen (14 m und 18 m) herrschen sowohl an der Tunnelinnen- als auch der Tunnelaußenseite die gleichen Temperaturen vor. Bei den übrigen Temperatursensoren ist eine ausgeprägte jahreszeitliche Schwankung feststellbar, wobei ab Februar 2003 auch Temperaturunterschiede zwischen Tunnelinnen- und Tunnelaußenseite auftreten. Ab diesem Zeitpunkt ist der Tunnelausbruch so weit fortgeschritten, dass es zu einer direkten Beeinflussung des Pfahles durch die Tunnelluft kommt. Die Temperatur an der Tunnelinnenseite ist damit im Sommer höher und im Winter geringer als jene an der Tunnelaußenseite. Dies ist durch die dämpfende Wirkung der Betonbauteile bedingt.

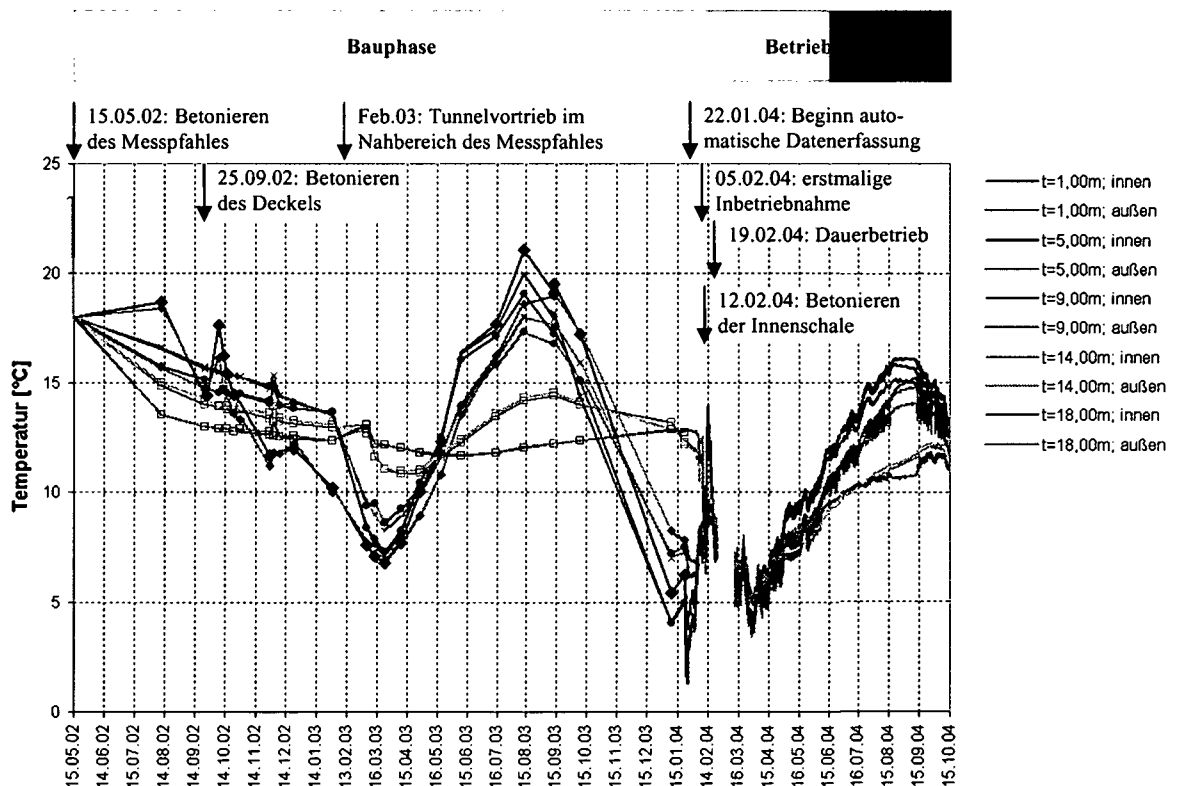


Abb. 178. Temperaturen im Messpfahl S-7-20. Die während der Bauphase durchgeführten händischen Messungen sind wiederum durch ein Symbol auf den Datenreihen gekennzeichnet.

Dehnungen/Stauchungen (Messpfahl S-7-20):

Abb. 179 zeigt den Verlauf der relativen Dehnungen im Messpfahl, bezogen auf die Messung vom 31.01.2003 (Nullpunkt). Dabei handelt es sich um die letzte Messung, bevor der Pfahl im Zuge des fortschreitenden Tunnelaushubes freigelegt worden ist. Bei der Folgemessung ist der Pfahl bereits freigelegt und wird somit auch zur Lastabtragung herangezogen, was an den gemessenen Dehnungen eindeutig ersichtlich ist.

Anhand des weiteren Verlaufes ist zu beobachten, dass sich die Verformungen des Pfahles im Jahresverlauf durch den Einfluss der Temperatur ändern (vgl. dazu auch Abb. 180).

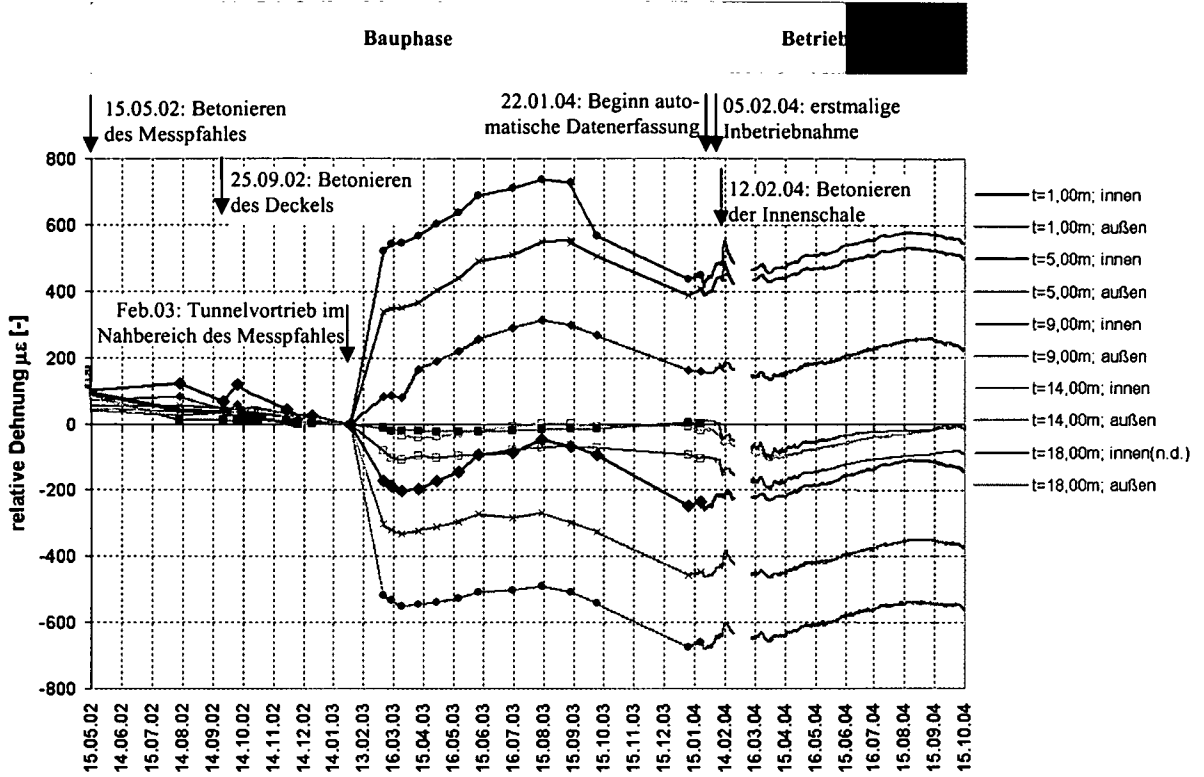


Abb. 179. Relative Dehnungen (ϵ_{ges}) im Messpfahl S-7-20. Die dargestellten Werte ergeben sich aus den Dehnungen zum Messzeitpunkt in Bezug auf die Messung vom 31.01.2003 (letzte Messung vor Freilegen des Pfahles im Zuge des Tunnelaushubes). Die während der Bauphase durchgeführten händischen Messungen sind wiederum durch ein Symbol auf den Datenreihen gekennzeichnet. Der Dehnungsaufnehmer „t=18,0m; innen“ wurde im Zuge der Herstellung beschädigt und ist somit nicht dargestellt.

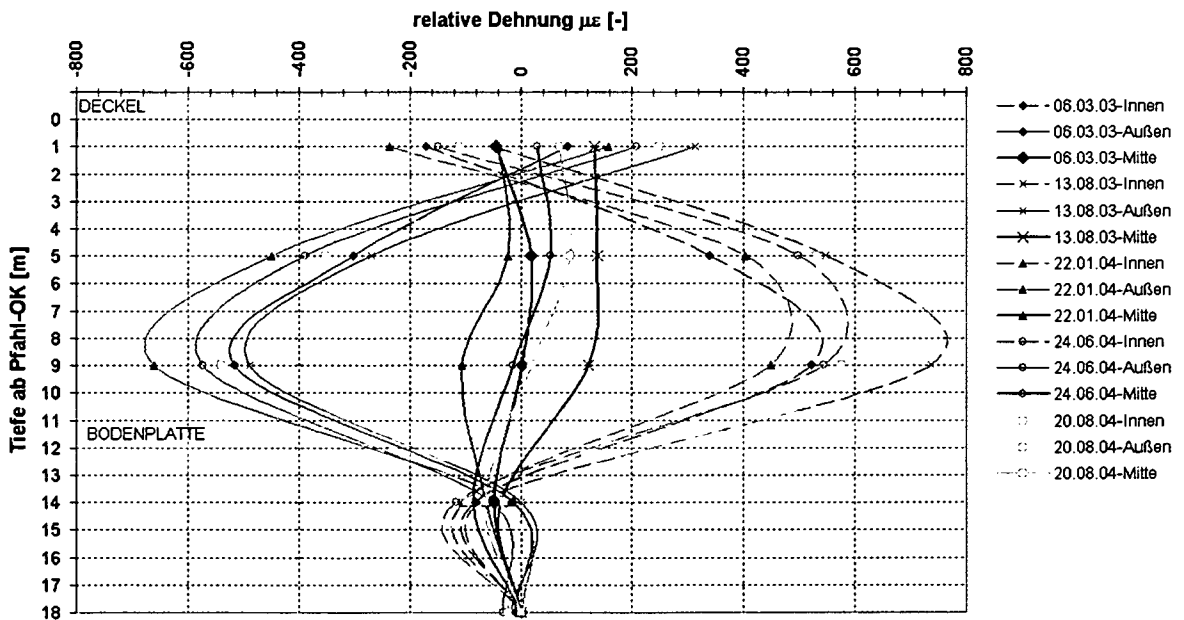


Abb. 180. Relative Dehnungen im Messpfahl S-7-20 (Pfahlinnenseite, Pfahlaußenseite und Pfahlmitte) zu bestimmten Zeitpunkten über die Pfahltiefe aufgetragen. Die Dehnungen beziehen sich wiederum auf die Messung vom 31.01.2003 (letzte Messung vor Freilegen des Pfahles im Zuge des Tunnelaushubes). Aufgrund des Ausfalles des Dehnungsmessensors auf der Pfahlinnenseite in 18,0m Tiefe, wurde die Pfahldehnung für diese Stelle mit $\epsilon_{ges}=0$ angenommen. Zusätzlich sind die Höhenlagen des Deckels und der Bodenplatte eingetragen.

In Abb. 180 sind zur besseren Veranschaulichung die Dehnungen zu bestimmten Zeitpunkten über die Pfahltiefe aufgetragen, und zwar für die Pfahlinnenseite (strichlierte

Linien), die Pfahlaußenseite (durchgezogene Linie) und die daraus resultierende Dehnung der Pfahlachse bzw. Pfahlmitte (starke Linie). Die dargestellten Verläufe entsprechen dem Krümmungsverlauf des Pfahles und es ist eindeutig zu erkennen, dass im Bereich des Pfahlfußes die Dehnungen quasi Null, zwischen Bodenplatte und Deckel am Größten sind und im Bereich des Deckels wieder abnehmen. Desweiteren zeigt Abb. 180 deutlich, in welchem Schwankungsbereich die Dehnungen im Jahresverlauf liegen.

8.5.2.3 Betriebsphase vom 05.02.2004 bis 14.10.2004

Durchfluss und Leistung:

Abb. 181 zeigt den Verlauf des Durchflusses in den Sammelleitungen und die aus der kumulierten Energie (Wärmemenge) errechnete Leistung der Erdwärmeanlage, so wie sie vom Datenlogger aufgezeichnet werden. Bei diesen Messungen handelt es sich um Impulsmessungen, wobei die Durchfluss- und die Wärmemenge jeweils innerhalb von 10 Minuten gemessen werden (1 Impuls wird bei einem Durchfluss von 0,1 m³ bzw. bei einer Wärmemenge von 10 kWh vom Messgerät zum Datenlogger gesendet). Ist der Durchfluss bzw. die Leistung innerhalb von 10 Minuten so gering, dass kein Impuls übertragen wird, so ist für diesen Zeitpunkt der Messwert gleich 0. Dadurch ergibt sich in Abb. 181 z.B. bei der Leistung der sprunghafte Messwertverlauf zwischen den Werten 0-60-120 kW (60 kW entsprechen einem Impuls innerhalb von 10 Minuten; 120 kW entsprechen zwei Impulsen innerhalb von 10 Minuten). Ab dem 06.07.2004 wurde das Messintervall auf 30 Minuten vergrößert, was auch in der Auswertung zu berücksichtigen war.

Eine bessere Übersicht über den Durchfluss und die Wärmemenge pro Zeiteinheit (Leistung) gibt Abb. 182, in der die jeweiligen Tagesmittelwerte grafisch dargestellt sind. Dabei ist allerdings zu beachten, dass es sich bei den angegebenen Werten um Mittelwerte handelt und diese nicht mit der Spitzenleistung der Anlage gleichgesetzt werden können.

In Abb. 183 sind der gesamte kumulierte Durchfluss und die gesamte kumulierte Wärmemenge aufgetragen. Anhand dieser Abbildungen sind folgende Betriebsphasen erkennbar:

- 22.01.2004 bis 08.06.2004: Dauerbetrieb; hoher Wärmebedarf;
- 08.06.2004 bis 17.08.2004: Dauerbetrieb; geringer Wärmebedarf;
- 17.08.2004 bis 11.09.2004: Regenerations- bzw. Ruhephase;
- 11.09.2004 bis 14.10.2004: Dauerbetrieb; geringer Wärmebedarf.

Im Zeitraum vom 22.01.2004 bis zum 08.06.2004 befindet sich gemäß Abb. 183 die Anlage im Dauerbetrieb (abgesehen vom Probetrieb bis zum 19.02.2004), wobei ein hoher Wärmebedarf besteht und demnach sowohl der Durchfluss als auch die kumulierte Energie stark zunehmen. Vom 12.02.2004 bis zum 19.02.2004 gibt es keinen Zuwachs an kumulierter Energie, obwohl der kumulierte Durchfluss weiter zunimmt. Dies ist darin begründet, dass die Wärmepumpen zu dieser Zeit außer Betrieb waren und lediglich die Absorberflüssigkeit zur Anlageneinlüftung und Beseitigung von Verschmutzungen umgewälzt wurde.

Ab dem 22.03.2004 ist ein stärkerer Anstieg an kumulierter Energie zu erkennen. Dies zeigt auch die gestiegene Leistung in Abb. 181. Da der Massenstrom in dieser Phase nahezu konstant ist, muss entsprechend der Grundgleichung (107) $\dot{Q} = c \cdot \dot{m} \cdot \Delta T$ bei einer steigenden Leistung \dot{Q} sich die Temperaturdifferenz ΔT zwischen Vorlauf- und Rücklaufleitung erhöhen. Dies wird durch die Messungen bestätigt (siehe Abb. 185). Ab dem 29.09.2004 verringert sich der Durchfluss, wodurch auch der Zuwachs an kumulierter Energie abnimmt.

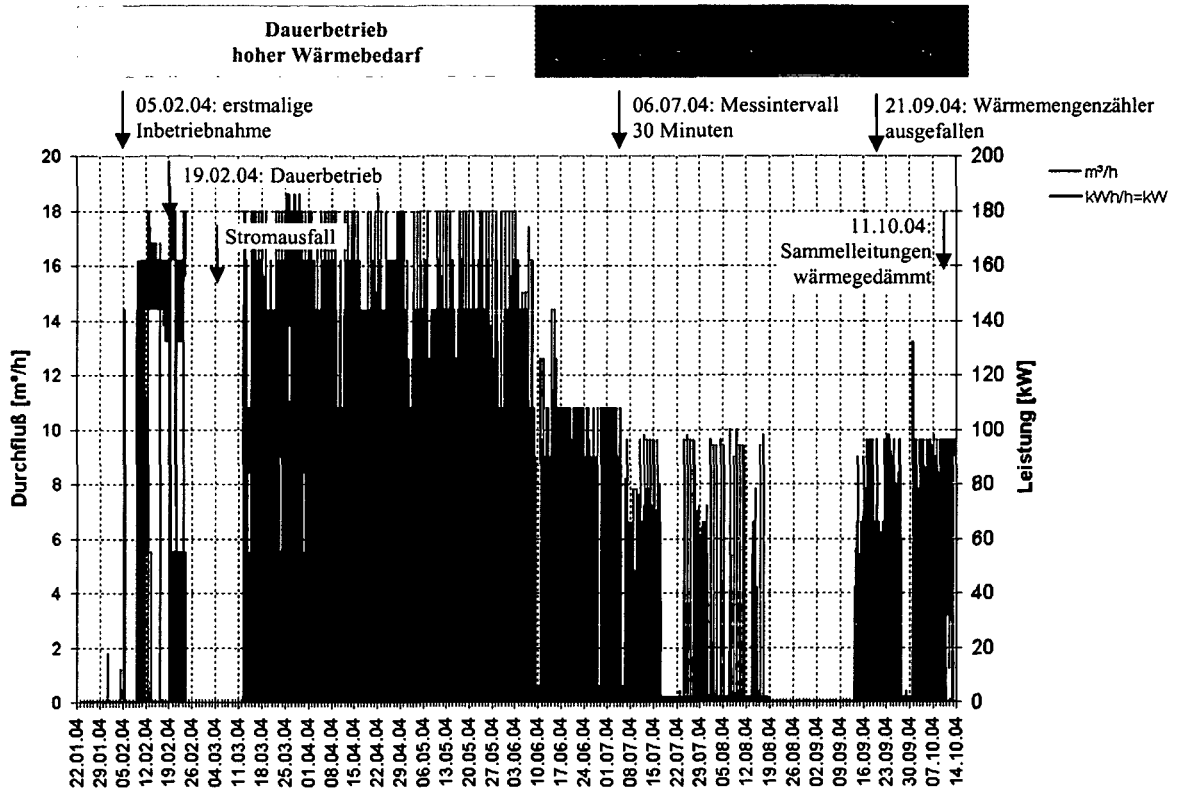


Abb. 181. Durchfluss und Leistung (gemessen an den Sammelleitungen im Verteilerraum vor der Wärmepumpe). Bei den angegebenen Werten handelt es sich um die tatsächlichen Messwerte, die die Spitzenbelastungen der Anlage repräsentieren.

Vom 19.02.2004 bis zum 08.06.2004 (ca. 16 Betriebswochen) wird eine Wärmemenge von insgesamt 63 MWh entzogen (Die vom Hersteller garantierte Jahres-Wärmearbeit beträgt im Vergleich dazu 214 MWh.). Da diese Daten an den Sammelleitungen erfasst werden, handelt es sich somit um die Leistung bzw. Arbeit der Erdwärmearbeit vor der Wärmepumpe. Nach der Wärmepumpe wird durch die Zufuhr von Fremdenergie eine noch höhere Leistung bzw. Arbeit erzielt.

Im Zeitraum vom 08.06.2004 bis zum 17.08.2004 befindet sich die Anlage zwar nach wie vor im Dauerbetrieb, der Wärmebedarf verringert sich jedoch zusehends.

Vom 17.08.2004 bis zum 11.09.2004 besteht aufgrund der hohen Außentemperaturen kaum Wärmebedarf, weshalb dem Erdreich nur wenig Wärme entzogen wird und es sich damit regenerieren kann.

Ab dem 11.09.2004 bis zum 14.10.2004 steigt der Wärmebedarf wieder allmählich an, da sowohl der kumulierte Durchfluss als auch die kumulierte Energie wieder zunehmen. Am 21.09.2004 wurde der Wärmemengenzähler im Zuge von Bauarbeiten beschädigt, weshalb die gemessene kumulierte Energie nicht weiter ansteigt.

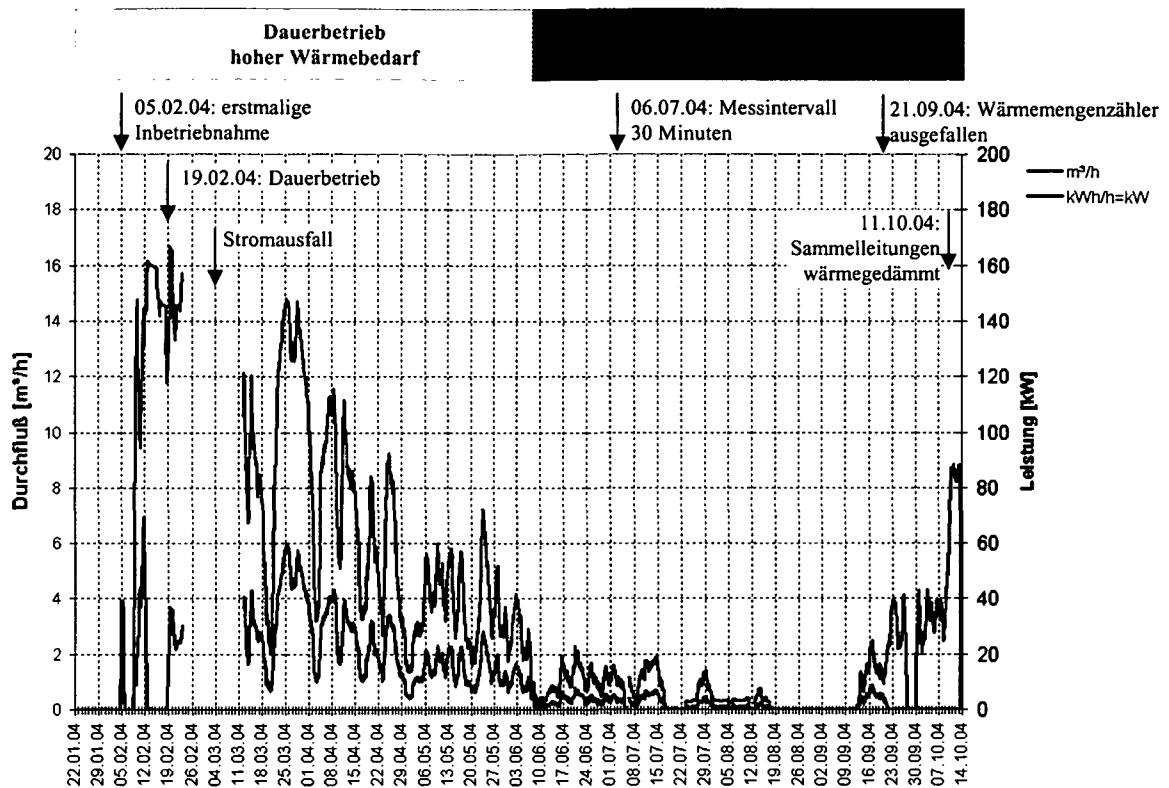


Abb. 182. Tagesmittelwert von Durchfluß und Leistung (gemessen an den Sammelleitungen vor der Wärmepumpe).

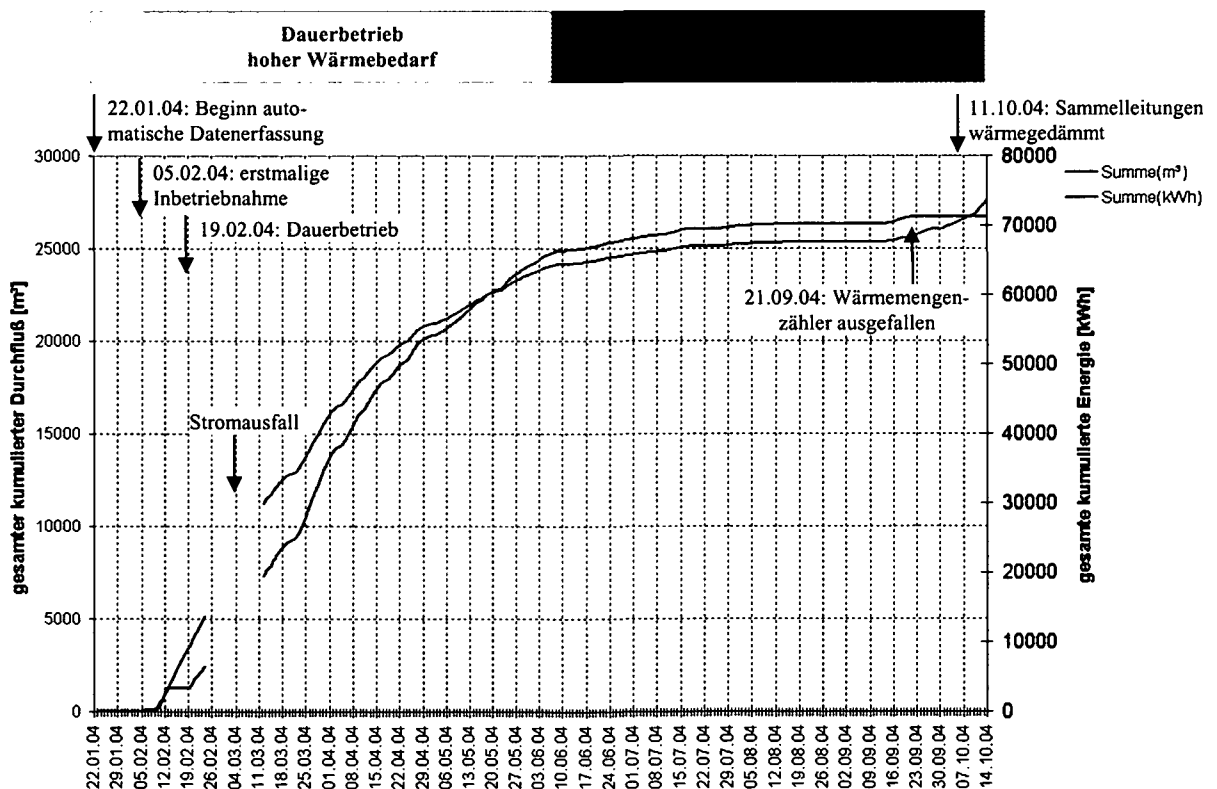


Abb. 183. Gesamter Durchfluß bzw. gesamte geleistete Arbeit (gemessen an den Sammelleitungen vor der Wärmepumpe).

Leistungsaufnahme:

In Abb. 184 ist der Stromverbrauch der Anlage dargestellt. Dieser beinhaltet den Stromverbrauch der Wärmepumpen, der Umwälzpumpen und der Messtechnik. Die Ablesung erfolgt nicht automatisiert, sondern manuell zu bestimmten Zeitpunkten. Die Leistungsaufnahme errechnet sich, indem der Stromverbrauch zwischen zwei Messpunkten über den Zeitbereich gemittelt wird.

Ab dem 01.04.2004 ist ein deutlicher Rückgang der Leistungsaufnahme zu erkennen, da der Wärmebedarf gesunken ist und die Wärmepumpen inklusive der Umwälzpumpen nicht mehr ständig in Betrieb sind.

Durch den geringen Wärmebedarf ab dem 08.06.2004 kommt es erneut zu einer Verringerung der Leistungsaufnahme. Die Anlage wird nur mehr zeitweise (lange Betriebspausen) betrieben.

Aufgrund des steigenden Wärmebedarfs ab dem 11.09.2004 nimmt auch der Stromverbrauch wieder zu.

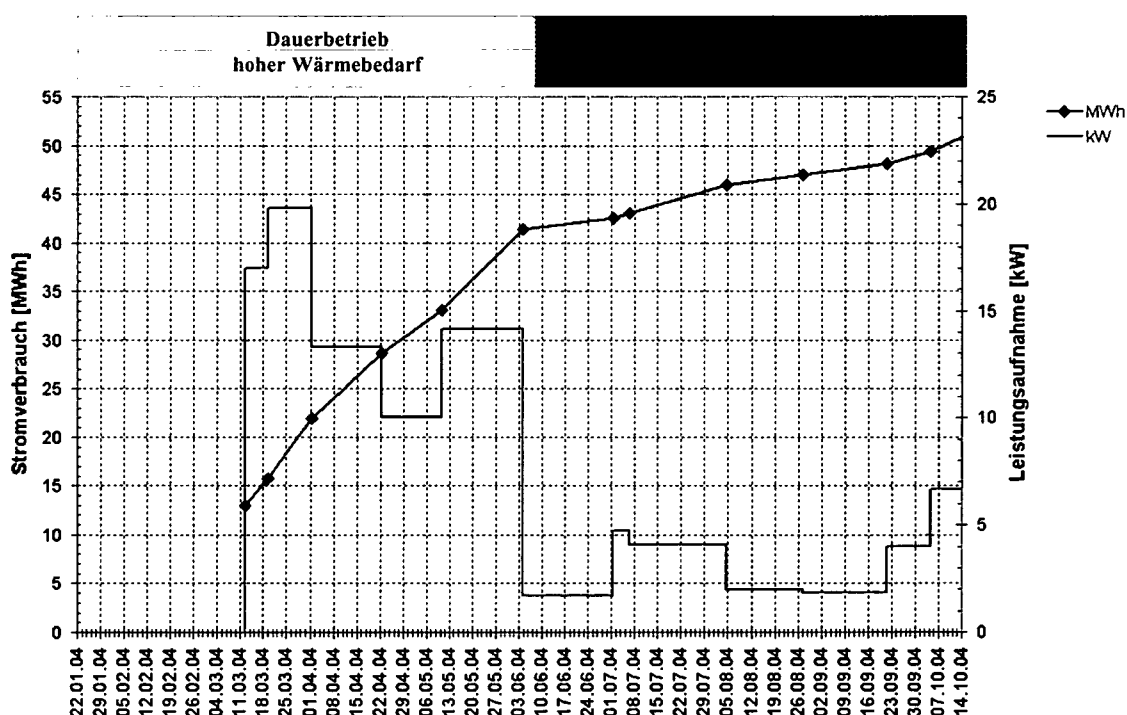


Abb. 184. Stromverbrauch und mittlere Leistungsaufnahme für den Betrieb der Wärmepumpen, der Umwälzpumpen und der Messgeräte.

Temperatur (Sammelleitungen, Außenluft):

Wie bereits beschrieben, wurde die Versuchsanlage am 05.02.2004 erstmals in Betrieb (Probetrieb) genommen. Nach anschließenden Optimierungsarbeiten wurde schließlich am 19.02.2004 mit dem kontinuierlichen Energiebetrieb begonnen. Dies ist in Abb. 185 anhand der Differenz zwischen Vorlauf- und Rücklauf-temperatur der Sammelleitungen zu erkennen. Die Vorlauf-temperatur liegt zu Betriebsbeginn bei etwa 5°C und sinkt durch den Energieentzug kontinuierlich ab. Der gesamte Temperaturverlauf zeigt, dass die Vorlauf-temperatur stärkeren (tageszeitlich bedingten) Schwankungen unterworfen ist als die Rücklauf-temperatur. Diese Schwankungen, die mit steigender Außentemperatur zunehmen, sind vor allem auf die fehlende Wärmedämmung der Sammelleitungen im Verteiler- und im Heizraum zurückzuführen. Ab Juni verstärkt sich dieser Effekt durch die längeren Pausen des Energieentzuges bedingt durch die mittlerweile sehr hohe Außentemperatur.

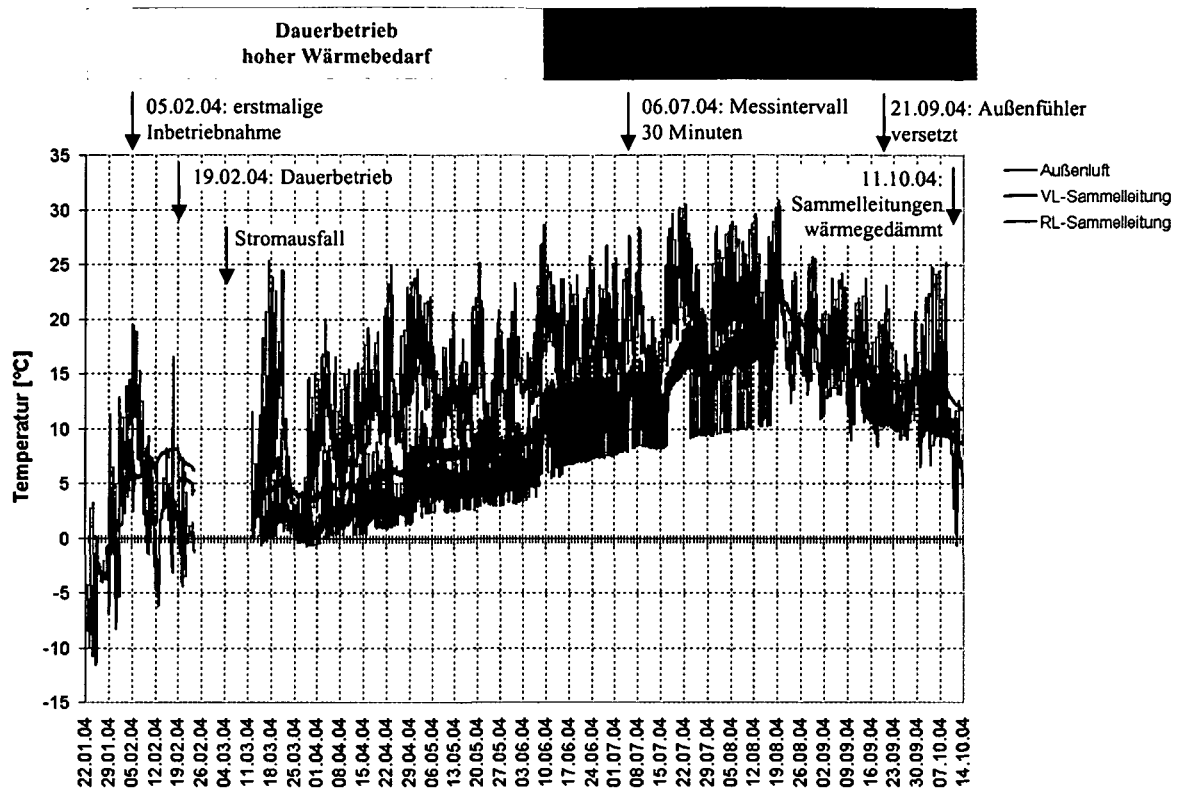


Abb. 185. Vorlauf- und Rücklauf-temperatur der Sammelleitungen sowie Außenlufttemperatur.

Um den 25.03.2004 unterschreitet die Vorlauf-temperatur zeitweise die 0°C -Grenze. Es ist anzunehmen, dass in der nächsten Heizperiode, wenn alle Absorberkreise ausreichend entlüftet sein werden, und demnach auch alle Kreise vollständig zur Energiegewinnung herangezogen werden können, die 0°C -Grenze nicht mehr unterschritten wird. Dies ist in jedem Fall zu überprüfen, da ein zu großes Unterschreiten der Gefriergrenze zu einer Eisbildung im Pfahlbereich und damit zu Beschädigungen führen kann.

Die Außenlufttemperatur wird zur Regelung der gesamten Erdwärmanlage verwendet. Bis zu einer Außenlufttemperatur von -5°C kann die Hauptschule vollständig mit der Erdwärmanlage beheizt werden. Bei tieferen Temperaturen muss die bestehende Gaskesselanlage hinzugeschaltet werden. Nach Auskunft des Betreibers (*Energiecomfort*) wird ab einer Tagesmitteltemperatur von 18°C die Anlage abgeschaltet, da in diesem Fall kein Heizbedarf mehr besteht.

Demzufolge ist die Anlage im Zeitraum vom 17.08.2004 bis zum 11.09.2004 nicht in Betrieb, was anhand der Temperaturen der Sammelleitungen erkennbar ist. Diese zeigen weder eine Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf und Rücklauf noch sind Schwankungen aufgrund des Ein- und Ausschalt-Rhythmus der Anlage erkennbar. Der Verlauf der gemessenen Temperaturen folgt jenem der mittleren Außentemperatur.

Ab dem 11.09.2004 ist anhand der Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf und der jeweiligen Temperaturschwankungen erkennbar, dass wiederum Wärme dem Erdreich entzogen wird. In der Woche vom 04.10.2004 bis zum 11.10.2004 wurden sämtliche Sammelleitungen im Verteiler- und Heizraum wärmegegedämmt. Dies ist auch an den Temperaturmessungen erkennbar, die ab dem 11.10.2004 keine tageszeitlichen Schwankungen mehr aufweisen.

Temperatur (Pfähle):

Abb. 186 und Abb. 187 zeigen die Pfahltemperaturen ab Inbetriebnahme der automatischen Messdatenaufzeichnung. Am rapiden Abfall der Temperaturen am 09.02.2004 ist zu erkennen, dass der Erdwärmebetrieb beginnt. Vor dieser Inbetriebnahme sind die Temperaturen unterhalb der Bodenplatte nahezu konstant bei 13°C. Die übrigen Temperaturen streuen ein wenig und liegen zwischen 4,5 und 9°C. Nach Inbetriebnahme der Erdwärmeanlage gleichen sich die Temperaturen ein wenig an, da durch die Zirkulation der Absorberflüssigkeit ein Temperatúraustausch stattfindet. In der Zeit vom 12.02.2004 bis zum 19.02.2004 wird nur die Absorberflüssigkeit umgewälzt, es erfolgt aber keine Energieentnahme. Die Pfahltemperaturen bleiben in dieser Phase relativ konstant bzw. steigen ein wenig an. Am 19.02.2004 kommt es dann zu einem erneuten rapiden Temperatursturz, bedingt durch das Einschalten der Wärmepumpen und der daraus folgenden Energieentnahme. Der weitere Verlauf der einzelnen Temperaturen ist vor allem vom Abstand zur nächstgelegenen Absorberleitung und der Flüssigkeitstemperatur (eher Vorlauf- oder eher Rücklauftemperatur) abhängig. Durch den Energiebetrieb kühlen sich die Pfähle stellenweise um etwa 4°C ab. Die tiefsten Temperaturen werden gegen Ende März gemessen und liegen etwa 2°C höher als die Vorlauftemperatur in den Sammelleitungen. Dies zeigt, dass die Vorlauftemperatur auch knapp unter der Gefriergrenze gewählt werden kann, ohne dass es im Pfahl bzw. an der Pfahlmantelfläche zu einer Eislinnenbildung kommt. Besonders auffällig verhält sich der Temperatursensor „S-7-20; t=18,0 m“ (Typ: *PT100*). Ab dem 12.02.2004 erfolgt ein rapider Temperaturanstieg. Dieser ist auf das Betonieren der Tunnelinnenschale und der damit verbundenen Hydratationswärme verbunden. Die kombinierten Dehnungs- und Temperaturmessungen (Typ: *Geokon*), die im selben Pfahl situiert sind, zeigen jedoch, dass in einer Tiefe von 18,0 m kein Temperaturanstieg bedingt durch den Innenschaleneinbau auftritt. Vermutlich wurde der Temperatursensor „S-7-20; t=18,0 m“ zu hoch eingebaut, was auch eine Erklärung für den in einer Tiefe von 18,0 m untypischen jahreszeitlichen Verlauf in Abb. 177 wäre.

Mit steigender Außentemperatur steigen auch die Pfahltemperaturen wieder an. Der Beginn des geringeren Wärmebedarfs mit den damit verbundenen kürzeren Laufzeiten der Anlage ab dem 08.06.2004 ist auch anhand der Pfahltemperaturen eindeutig erkennbar. Ab diesem Zeitpunkt werden die Schwankungen der Pfahltemperaturen geringer und es ergibt sich ein unterschiedlicher Trend für die Temperaturen unterhalb bzw. oberhalb der Bodenplatte. Die Temperaturen unterhalb der Bodenplatte bzw. im Bereich des Pfahlfußes streben gegen 11°C. Dabei handelt es sich um die ungestörte Erdreichtemperatur, die wiederum der Jahresmitteltemperatur entspricht. Die Temperaturen oberhalb der Bodenplatte, die auch von der Tunnelluft beeinflusst werden, steigen im Mittel bis etwa 15°C an und verlaufen während der Regenerationsphase vom 17.08.2004 bis zum 11.09.2004 nahezu konstant. Auffällig erscheint der rapide Anstieg der Messwerte des Temperaturfühlers „S-11-12; t=1,00m“.

Der erneute Energiebetrieb ab dem 11.09.2004 ist anhand der Pfahltemperaturen wieder eindeutig feststellbar. Während die Temperaturen oberhalb der Bodenplatte absinken, kommt es zu einer Erwärmung des Pfahles unterhalb der Bodenplatte. Dies ist darin begründet, dass durch die Umwälzung der Absorberflüssigkeit ein Temperatúraustausch innerhalb des Pfahles erfolgt.

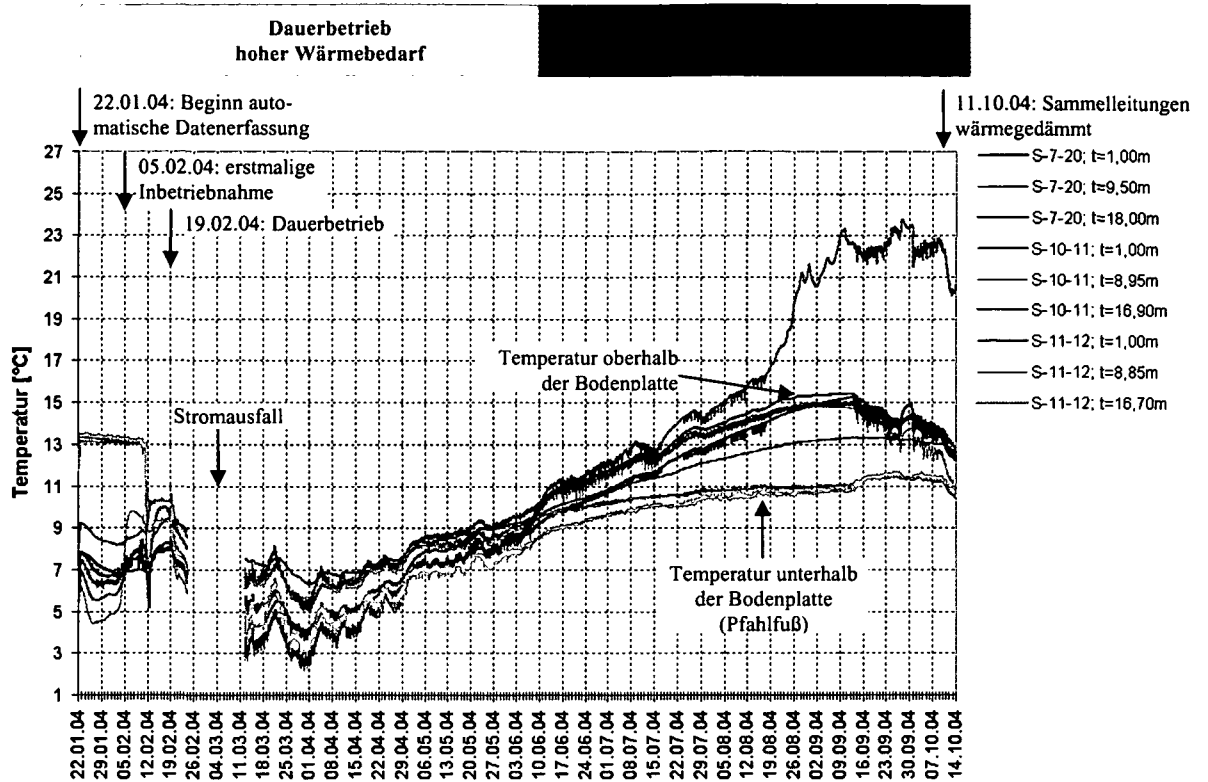


Abb. 186. Pfahltemperaturen ab Inbetriebnahme der automatischen Messdatenaufzeichnung (Teil 1). Die angegebene Tiefenlage der Sensoren bezieht sich jeweils auf die Pfahloberkante.

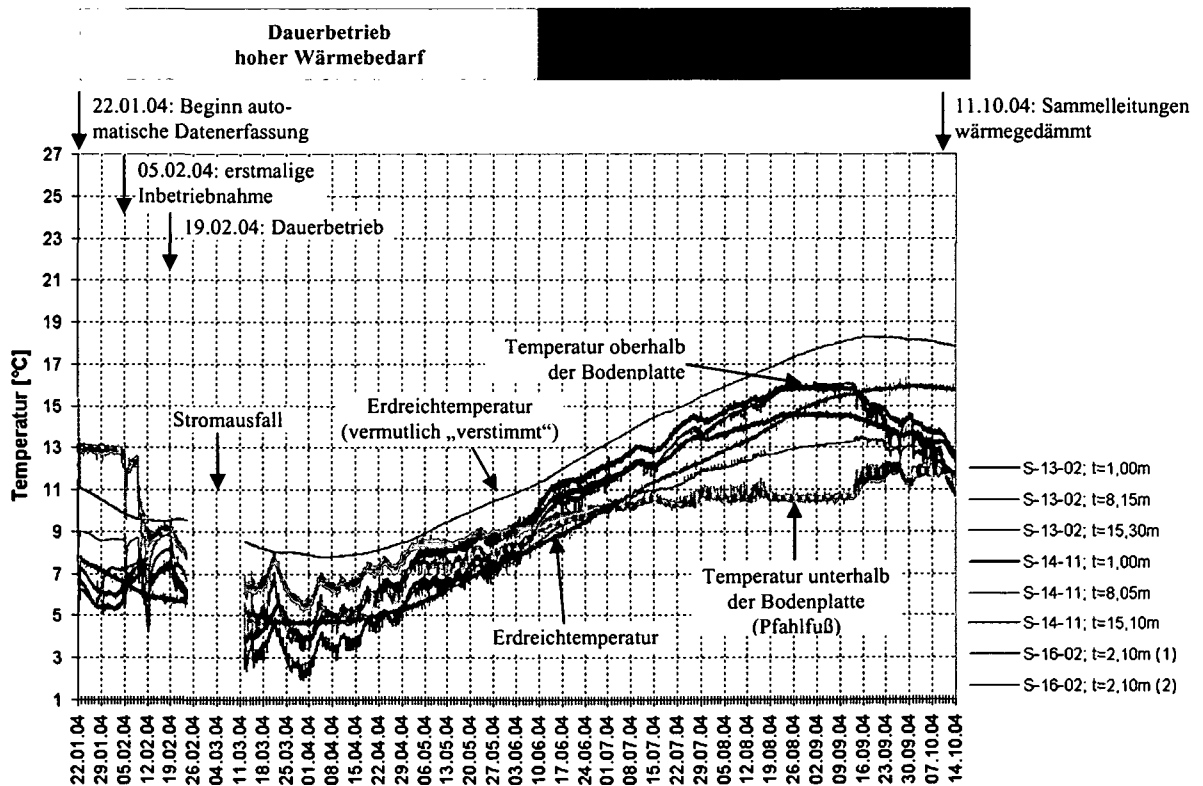


Abb. 187. Pfahltemperaturen ab Inbetriebnahme der automatischen Messdatenaufzeichnung (Teil 2). Die Temperatursensoren S-16-02 (1) und (2) wurden nicht innerhalb des Pfahles, sondern im Erdreich im Nahbereich des Pfahles S-16-02 eingebaut. Die angegebene Tiefenlage der Sensoren bezieht sich wiederum jeweils auf die Pfahloberkante.

Die Temperatursensoren im Nahbereich des Pfahles S-16-02 zeigen, dass das Erdreich keinen so großen Temperaturschwankungen unterworfen ist wie der Pfahl selbst. Eine Abnahme der Erdreichtemperatur ist dennoch festzustellen, wobei diese maßgeblich auf den Einfluss der Außentemperatur zurückzuführen ist. Die Amplitude dieses Temperaturverlaufes ist im Vergleich zu jener der Außentemperatur kleiner und Maxima sowie Minima treten im Erdreich zeitlich verzögert auf, was auf die dämpfende Wirkung des Erdreiches zurückzuführen ist. Auffällig erscheint jedoch, dass die Temperaturdifferenz dieser beiden Sensoren ca. 3°C beträgt, obwohl sie nur ca. 80 cm voneinander entfernt eingebaut worden sind. Vermutlich wurde einer der beiden Temperaturfühler beim Einbau beschädigt und dadurch „verstimmt“. Folgt man dieser Vermutung, so ist in Abb. 187 eher der untere Verlauf der Erdreichtemperatur plausibel, da dieser um die Jahresmitteltemperatur von etwa 11°C schwankt und der obere Verlauf einen zu hohen Mittelwert von etwa 13°C aufweist.

Temperatur (Messpfahl S-7-20):

Abb. 188 zeigt die Temperaturen im Messpfahl S-7-20. Sowohl die erstmalige Inbetriebnahme der Anlage am 05.02.2004 als auch der Beginn des Probetriebs am 09.02.2004 sind am Temperaturverlauf erkennbar. Durch die Inbetriebnahme der Anlage am 09.02.2004 kommt es bedingt durch die Umwälzung der Absorberflüssigkeit zu einem Temperatúrausgleich innerhalb des Pfahles. Am 12.02.2004 wurden die Wärmepumpen ausgeschaltet, und es erfolgte lediglich eine Umwälzung der Absorberflüssigkeit. Wie in Abb. 188 zu sehen, steigen die Pfahltemperaturen daher wieder bis zum erneuten Einschalten der Wärmepumpe am 19.02.2004.

Auffällig verhalten sich die auf der Pfahlinnenseite liegenden Temperatursensoren in 5,0 m und 9,0 m Tiefe. Am 12.02.2004 wurde im Block 7, in dem der Messpfahl S-7-20 situiert ist, die Innenschale von der Bodenplatte bis in eine Höhe von 8,0 m (maximale Betonierhöhe für wasserdichte Innenschale) betoniert. Wie in Abb. 188 zu erkennen, schlägt sich die dabei entstehende Hydratationswärme beim Abbinden des Betons bis zu den Pfählen durch. An der Pfahlinnenseite steigen die Temperaturen bis auf 14°C und auch an der Tunnelaußenseite ist noch ein geringer Temperaturanstieg zu verzeichnen.

Während des Betriebs der Anlage liegen die gemessenen Temperaturen dicht beisammen; durch den Energiebetrieb kommt es somit zu einem Temperatúrausgleich innerhalb des gesamten Pfahles. Die Temperaturen schwanken in einem Bereich von etwa 3°C und ergeben sich maßgeblich durch die Lage der Sensoren in Relation zur nächsten Absorberleitung bzw. der Absorberflüssigkeitstemperatur (Vorlauf- oder Rücklauf-temperatur). Sobald der Wärmebedarf geringer wird und damit längere Betriebspausen stattfinden, driften die einzelnen Temperaturverläufe in Abhängigkeit deren Lage (Tiefe, Pfahlaußen-, Pfahlinnenseite) auseinander. Die Temperaturen im Bereich des Pfahlfußes (t=18,00m) streben wiederum gegen die ungestörte Erdreichtemperatur (Jahresmitteltemperatur) von 11°C. Knapp unterhalb der Bodenplatte (t=14,00m) sind die Temperaturen durch den Einfluss der Tunnelluft bereits etwas höher. Die Messdaten zeigen, dass bei diesen beiden Tiefenlagen kein Unterschied zwischen der Pfahlaußen- und der Pfahlinnenseite besteht. Bei den übrigen Temperatursensoren ist ebenfalls ein einheitlicher Trend feststellbar: Bedingt durch den Einfluss der Tunnelluft ist die Temperatur an der Pfahlinnenseite generell höher als auf der Pfahlaußenseite, wobei die Temperatur mit zunehmender Tiefe jeweils geringer ist. Die Temperatur an der Tunnelinnenseite ist damit im Sommer höher und im Winter

geringer als jene an der Tunnelaußenseite, bedingt durch die dämpfende Wirkung der Betonbauteile.

Zudem zeigt Abb. 188, dass die innen liegenden Temperatursensoren etwas größeren Schwankungen unterworfen sind, als die außenliegenden Sensoren. Letztgenannte hinken dem Verlauf der innenliegenden Sensoren ein wenig nach.

Die erneute Inbetriebnahme der Anlage am 11.09.2004 ist an den Temperaturverläufen wiederum deutlich erkennbar. Wie bereits erwähnt, kommt es durch die Umwälzung der Absorberflüssigkeit wieder zu einem Temperaturengleich innerhalb des Pfahles.

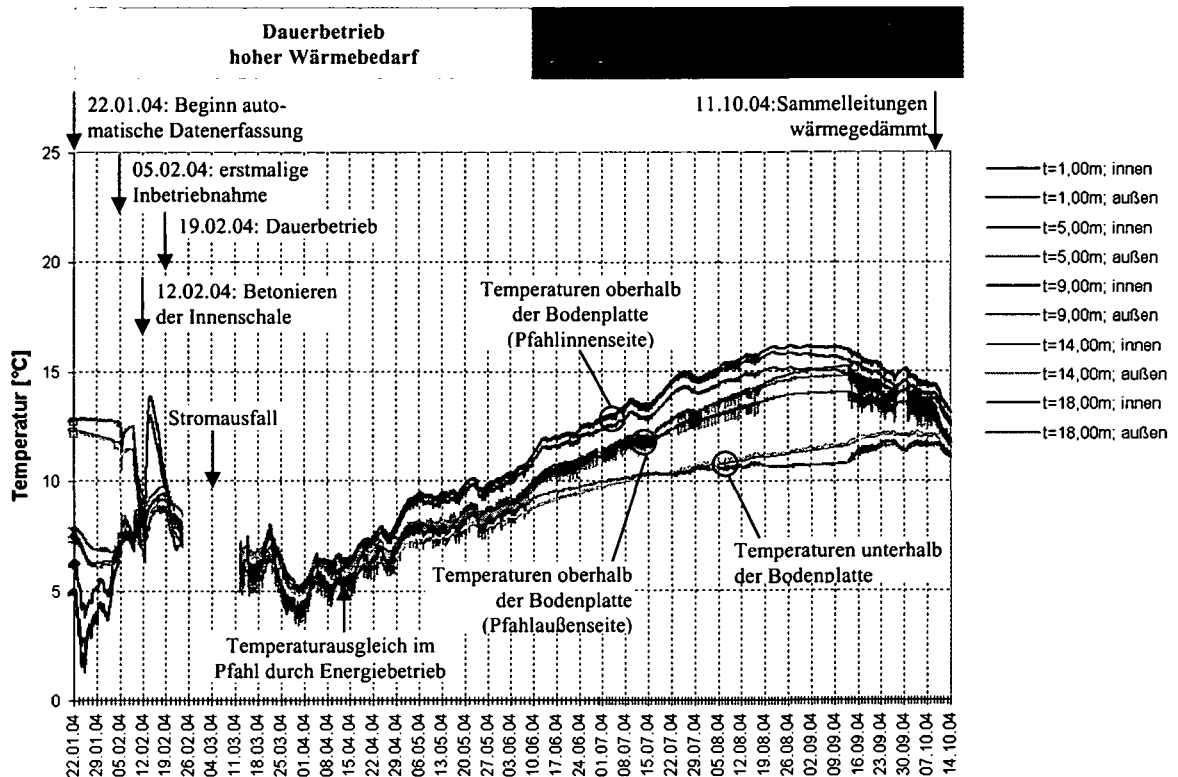


Abb. 188. Temperaturen im Messpfahl S-7-20 ab Inbetriebnahme der automatischen Messdatenaufzeichnung.

Dehnungen/Stauchungen (Messpfahl S-7-20):

In Abb. 189 sind die relativen Dehnungen des Messpfahles S-7-20 in Bezug auf die Messung vom 31.01.2003 eingetragen. Die Auswertung der gemessenen Daten erfolgt dabei entsprechend Kapitel 9.4.1.2. Demzufolge handelt es sich bei den dargestellten Dehnungen um die gesamten Dehnungen, die zufolge einer Spannungsänderung und einer Temperaturänderung auftreten. Um dies zu verdeutlichen, sind in Abb. 190 jene Dehnungsanteile dargestellt, die sich aufgrund einer Spannungsänderung ergeben und in Abb. 191 die durch Temperaturänderungen hervorgerufenen Dehnungsanteile. Die Summe dieser beiden Anteile ergibt die in Abb. 189 dargestellten Gesamtdehnungen.

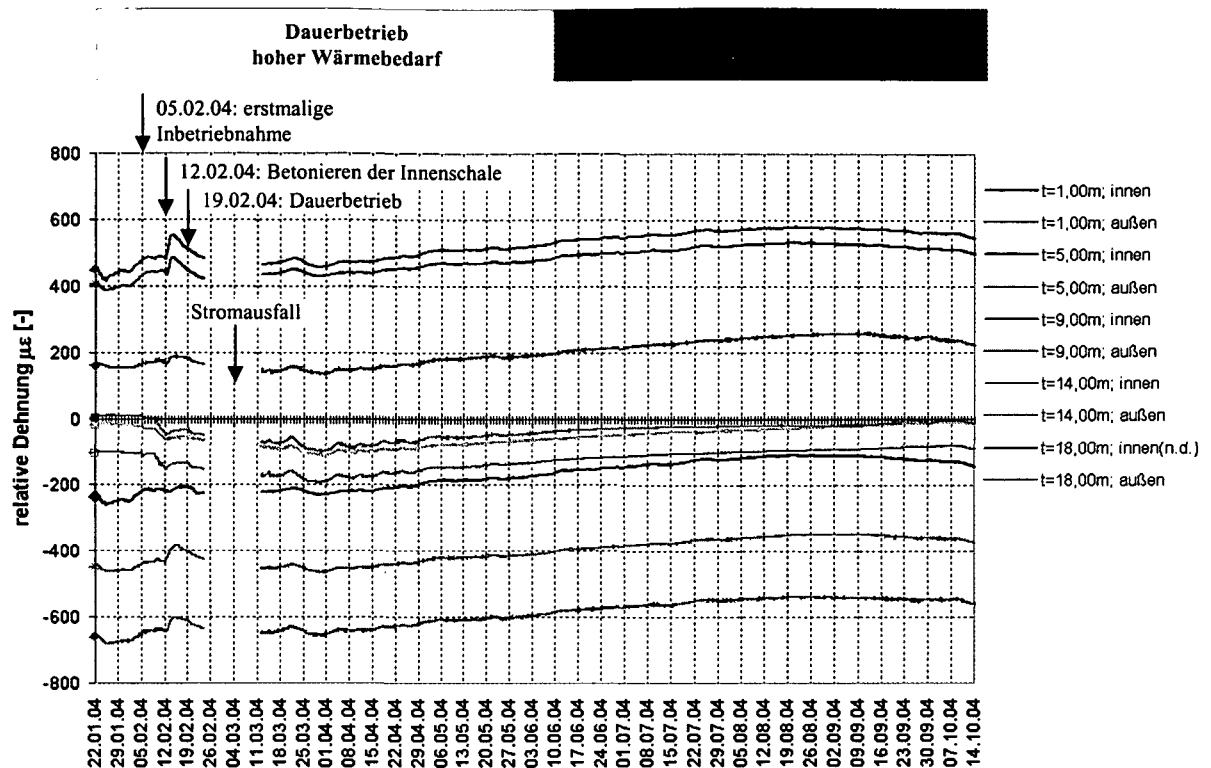


Abb. 189. Relative Dehnungen (ϵ_{ges}) im Messpfahl S-7-20 ab Inbetriebnahme der automatischen Messdatenaufzeichnung. Die dargestellten Werte ergeben sich aus den Dehnungen zum Messzeitpunkt in Bezug auf die Messung vom 31.01.2003 (letzte Messung vor Freilegen des Pfahles im Zuge des Tunnelaushubes). Der Dehnungsaufnehmer " $t=18,00\text{m}$; innen" wurde im Zuge der Herstellung beschädigt und ist somit nicht dargestellt.

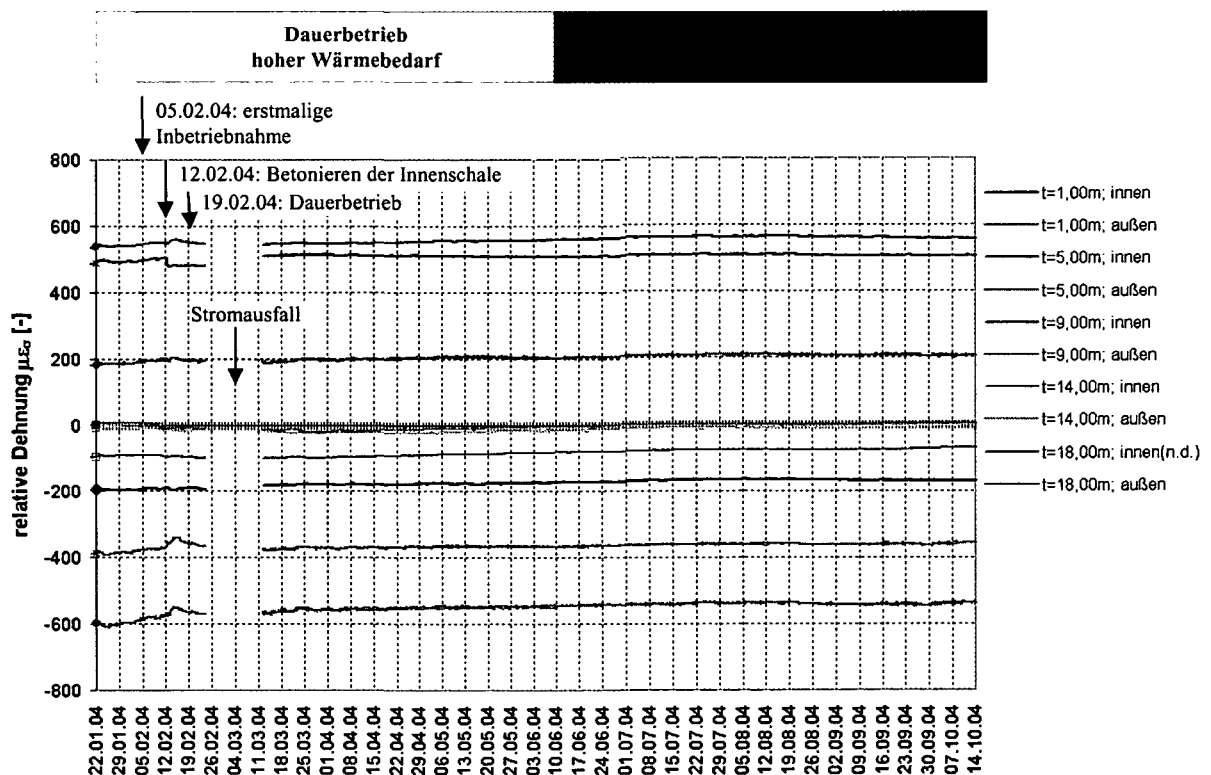


Abb. 190. Relative Dehnungen zufolge einer Spannungsänderung (ϵ_D) im Messpfahl S-7-20 ab Inbetriebnahme der automatischen Messdatenaufzeichnung, bezogen auf die Messung vom 31.01.2003 (letzte Messung vor Freilegen des Pfahles im Zuge des Tunnelaushubes).

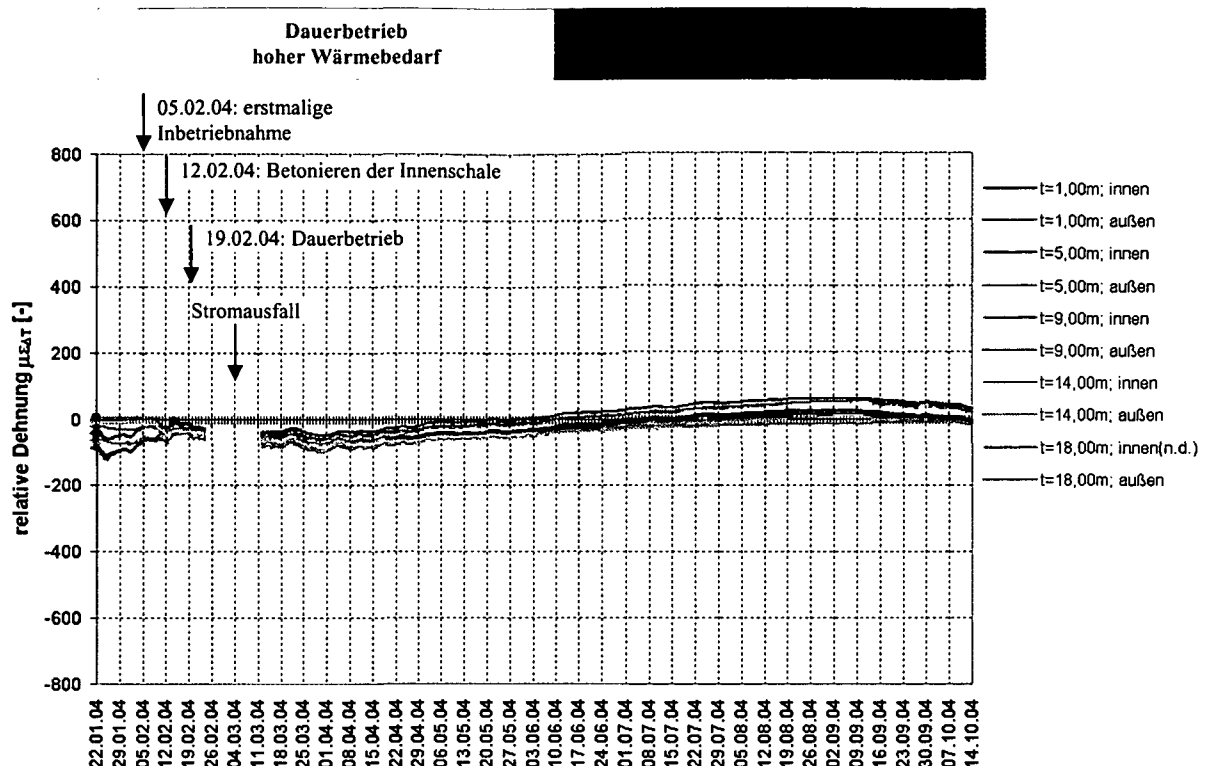


Abb. 191. Relative Dehnungen zufolge einer Temperaturänderung ($\epsilon_{\Delta T}$) im Messpfahl S-7-20 ab Inbetriebnahme der automatischen Messdatenaufzeichnung, bezogen auf die Messung vom 31.01.2003 (letzte Messung vor Freilegen des Pfahles im Zuge des Tunnelaushubes).

Abb. 190 zeigt, dass sich die Dehnungen zufolge einer Spannungsänderung während der gesamten Messdauer kaum ändern. Das heißt, dass der Pfahl weder durch zusätzliche Spannungen aufgrund einer Lastumlagerung noch durch temperaturbedingte Zwängsspannungen belastet wird. Lediglich durch das Betonieren der Innenschale am 12.02.2004 kommt es zu kurzfristigen Temperaturdehnungen.

Abb. 191 kann im Vergleich dazu entnommen werden, welche Dehnungen der Pfahl aufgrund der jahreszeitlich bedingten Temperaturschwankungen (Tunnelluft) inklusive der durch den Energiebetrieb hervorgerufenen Temperaturänderungen erfährt. Betrachtet man diese Dehnungen über den gesamten Messbereich, so haben die Dehnungen von Jänner 2004 bis etwa September 2004 zugenommen und fallen anschließend wieder ab. Ein solcher Verlauf der Dehnungen kann nur durch den jahreszeitlich bedingten Verlauf der Außenluft- bzw. Tunnellufttemperatur (Temperaturzunahme führt zu einer Dehnung; Temperaturabnahme führt zu einer Stauchung) verursacht werden. Obwohl dieser Trend zwar offensichtlich ist, besteht dabei allerdings die Problematik, dass bei den vorliegenden Messergebnissen nicht unterschieden werden kann, welche Dehnungen durch die natürlichen Schwankungen der Tunnelluft bzw. durch den Energiebetrieb verursacht werden. Generell ist jedenfalls festzuhalten, dass durch einen Energiebetrieb die Gesamtamplitude der Temperaturbeanspruchung vergrößert wird und damit die Absorberbauteile eine erhöhte Beanspruchung erfahren. Dies ist darin begründet, dass in den Wintermonaten, wenn die Außenluft- bzw. die Tunnellufttemperatur ohnehin niedrig ist, die Absorberbauteile durch den Wärmeentzug darüber hinaus noch weiter abgekühlt werden. Und in den Sommermonaten, wenn die Außenluft- bzw. die Tunnellufttemperatur hoch ist, werden, sofern die Anlage auch zum Kühlen genutzt wird, die Absorberbauteile durch den Energieeintrag zusätzlich erwärmt.

Ein Vergleich von Abb. 189 mit Abb. 191 zeigt jedenfalls deutlich, dass die temperaturbedingten Dehnungen nur einen Bruchteil der Gesamtdehnungen ausmachen. Ob es aber durch den Energiebetrieb zu einer mechanischen Beeinflussung des Pfahles kommt, kann aufgrund der bis dato vorhandenen Messdaten nicht eindeutig festgestellt werden. Hier sind noch weitere Messungen erforderlich, die einen direkten Vergleich zwischen einem Energiepfahl und einem „normalen“ Pfahl ermöglichen. Die bisherigen Messungen haben aber gezeigt, dass die Verformungen aufgrund der natürlichen Schwankungen der Tunnellufttemperatur deutlich größer sind als etwaige Verformungen aufgrund des Energiebetriebes.

Darüberhinaus kann auf Basis der bisherigen Messdaten folgende Schlussfolgerung abgeleitet werden: Abb. 188 ist zu entnehmen, dass es durch den Energiebetrieb zu einem Temperatúrausgleich innerhalb des Pfahles kommt. Demgegenüber weist ein Pfahl ohne Energiebetrieb gewisse Temperaturdifferenzen sowohl in Pfahllängsrichtung zwischen Pfahlkopf und Pfahlfuß als auch im Pfahlquerschnitt zwischen Pfahlinnen- und Pfahlaußenseite. Dies veranschaulicht ebenfalls Abb. 188 (z.B. September 2004, wenn kein Energiebetrieb stattfindet). Die natürlichen Temperaturunterschiede zwischen Pfahlinnen- und Pfahlaußenseite führen zu einer temperaturbedingten Momentenbeanspruchung des Pfahles, die in weiterer Folge das Bauwerk belasten. Üblicherweise wird dies in den statischen Berechnungen berücksichtigt oder durch die vorhandenen Sicherheitsreserven abgedeckt und stellt damit kein Problem dar. Bei einem Energiepfahl kommt es nun infolge des Energiebetriebes bzw. der Umwälzung der Absorberflüssigkeit zu einem Temperatúrausgleich innerhalb des Pfahles und damit zu einer Verringerung der Temperaturdifferenzen zwischen Pfahlinnen- und Pfahlaußenseite. Damit wird aber auch die temperaturbedingte Momentenbeanspruchung des Pfahles verringert, was ein durchaus positiver Effekt des Energiebetriebes ist. Zu beachten ist dabei allerdings, dass es durch den Energiebetrieb zu einer insgesamt stärkeren Abkühlung (im Heizfall) bzw. Erwärmung (im Kühlfall) des Pfahles kommt. Eine solche gleichmäßige Abkühlung bzw. Erwärmung führt aber im Regelfall zu einer zwängungsfreien volumetrischen Deformation, die das Bauwerk nicht belastet.

9 Messungen bei der Erdwärmeanlage „U2/2-Taborstraße“

9.1 Projektgeschichte

Bei den Wiener U-Bahn-Stationen werden Räumlichkeiten wie die Stationsüberwachung, diverse Trafo- und Schalträume, Lagerräume, eventuell vorhandene Geschäftsräume etc. in den meisten Fällen aktiv klimatisiert. Der Heizbedarf wird größtenteils durch Fernwärme oder eine elektrische Beheizung und der Kühlbedarf über elektrisch betriebene Kältemaschinen gedeckt. Die Versorgung mit Gas ist aus Sicherheitsgründen ausgeschlossen.

Im Frühling 2001 beauftragte die *Wiener Linien GmbH* das *Institut für Grundbau und Bodenmechanik* der *Technischen Universität Wien* gemeinsam mit der Planungsgemeinschaft „U2/2-Taborstrasse“, die mögliche Nutzung der alternativen Energie Erdwärme durch das U-Bahn-Bauwerk „U2/2-Taborstrasse“ für die Klimatisierung der Betriebsräume zu untersuchen. Die Durchführung von thermischen Berechnungen und technischen Planungen wurde vom *Institut für Grundbau und Bodenmechanik* an die *iC Consulanten*, Zollhausweg 1, 5101 Salzburg-Bergheim, vergeben, da im Zuge von gemeinsamen Forschungsvorhaben eine enge Zusammenarbeit auf dem Gebiet der Erdwärmenutzung bestand.

Die Untersuchungen ergaben, dass die technische Machbarkeit einer Erdwärmenutzung für die Station „U2/2-Taborstrasse“ gegeben ist. Die geothermische Nutzung dieses Bauabschnittes wurde daraufhin in die Umweltverträglichkeitserklärung (UVE) des Bauabschnittes U2/2 aufgenommen.

Die positiven Ergebnisse der Untersuchungen für die Station „U2/2-Taborstrasse“ bewirkten, dass für alle weiteren unterirdischen Stationen der Verlängerung der Linie U2, das sind die Bauabschnitte „U2/1-Schottenring“, „U2/3-Praterstern“ und „U2/4-Messe“, ebenfalls die Machbarkeit einer Erdwärmenutzung untersucht werden sollte. Mit der Erstellung dieser Machbarkeitsstudien wurden wiederum die Proponentengruppe *Institut für Grundbau und Bodenmechanik* der *Technischen Universität Wien* und *iC Consulanten* in Zusammenarbeit mit den jeweiligen Projektanten beauftragt.

Die Ergebnisse dieser Studien zusammen mit der erfolgreichen Herstellung der Versuchsanlage „LT24 – Hadersdorf-Weidlingau“ (Kapitel 8) führten schließlich dazu, dass nun bei allen unterirdischen Stationen der U2-Verlängerung, somit U2/1 bis U2/4, Erdwärmeanlagen errichtet werden.

Da es sich dabei um die weltweit erste U-Bahn-Anlage handelt, bei der eine Klimatisierung mit Erdwärme erfolgt, besteht natürlich auch größtes Interesse in wissenschaftlicher Hinsicht. Aus diesem Grund wurde bei einem ausgewählten Baulos, nämlich bei der Station „U2/2-Taborstrasse“, ein umfangreiches Messsystem installiert, um die Auswirkungen des neuartigen Energiebetriebes auf das Stationsbauwerk zu untersuchen. Dieses Messsystem wurde im Rahmen der vorliegenden Dissertation erarbeitet sowie eingebaut und ist im Folgenden beschrieben. Die entstandenen Materialkosten wurden größtenteils von der *Wiener Linien GmbH* übernommen. Messbeginn ist voraussichtlich bei der Inbetriebnahme der Erdwärmeanlage im Jahr 2008.

9.2 Erdwärmeanlage „U2/2-Taborstraße“

Die neue U-Bahn-Trasse im Bereich der vier Stationen U2/1 bis U2/4 verläuft durchgehend unter dem Straßenniveau bis zu einer Tiefe von 21 m unter der Oberfläche. Die Station „U2/2-Taborstraße“ besteht im Wesentlichen aus den zwei Schachtbauwerken T (Taborstraße) und N (Novaragasse) sowie den beiden Stationsröhren, die durch einen Querschlag miteinander verbunden sind. An die beiden Stationsröhren schließen jeweils die Streckenröhren zur nächsten Station an. Während die Strecken- und Stationsröhren in bergmännischer Bauweise hergestellt werden, kommt bei den Schachtbauwerken eine offene Schlitzwandbauweise zur Anwendung.

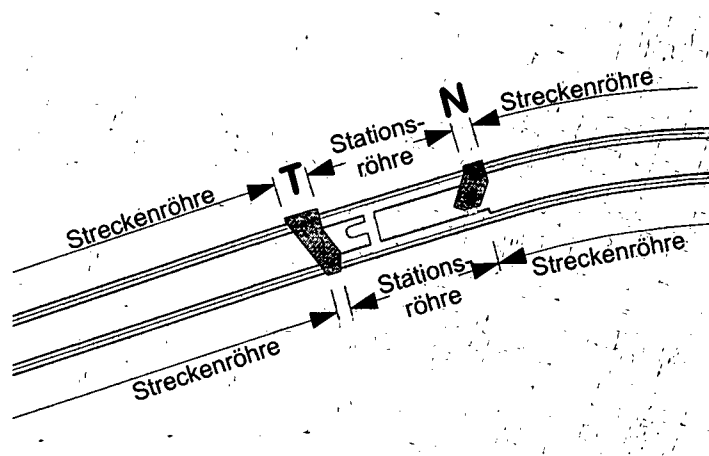


Abb. 192. Ausschnitt aus dem Lageplan des Bauloses U2/2 mit den Stationsbauwerken T und N sowie den beiden Stationsröhren.

Der Energiebedarf der Station wurde im Zuge der Ausschreibungsplanung von der Firma *GAWA-Plan* folgendermaßen abgeschätzt [109]:

- Maximale Heizleistung: 94,5 kW;
- Maximale Kühlleistung: 67,0 kW;
- Durchschnittliche jährliche Heizenergie: 175,4 MWh;
- Durchschnittliche jährliche Kühlenergie: 437,1 MWh.

Die folgende Tabelle zeigt den monatlichen Heiz- und Kühlbedarf nach den Angaben des Energieplaners (Fa. *GAWA-Plan*) und die daraus resultierende theoretische Absorberbelastung. Durch die Zufuhr von elektrischer Fremdenergie vermindert sich die Absorberbelastung im Heizfall um 20% gegenüber dem Heizbedarf und erhöht sich im Kühlfall um denselben Faktor gegenüber dem Kühlbedarf. Die tatsächliche Absorberbelastung ergibt sich aus der Energiedifferenz zwischen der Absorberbelastung im Heizfall und jener im Kühlfall. Tab. 24 ist zu entnehmen, dass der Kühlbedarf der Station U2/2 so groß ist, dass mit der entstehenden Abwärme aus dem Kühlbetrieb der gesamte Heizbedarf gedeckt werden kann und somit die Absorberanlage das ganze Jahr über ausschließlich zum Kühlen der Station verwendet wird.

Monat	HEIZEN		KÜHLEN		tatsächliche Absorber- belastung (kWh)	Anteil Spitzenlast (%)
	Bedarf	Absorberbelastung	Bedarf	Absorberbelastung		
	(kWh)	(kWh)	(kWh)	(kWh)		
Jänner	34526	27621	37051	44461	16840	37.50%
Februar	25372	20298	33466	40159	19861	44.30%
März	20013	16010	37051	44461	28451	63.40%
April	13952	11161	35856	43027	31866	71.00%
Mai	1884	1508	37051	44461	42954	95.80%
Juni	2354	1884	35856	43027	41144	91.70%
Juli	383	307	37471	44965	44659	99.60%
August	194	155	37505	45006	44851	100.00%
September	5786	4629	35856	43027	38398	85.60%
Oktober	6844	5475	37051	44461	38986	86.90%
November	24974	19979	35856	43027	23048	51.40%
Dezember	39123	31299	37051	44461	13163	29.30%
Gesamt:	175407	140325	437122	524546	384221	

Tab. 24. Heiz- und Kühlbedarf der Station „U2/2-Taborstrasse“ innerhalb eines Jahres [109].

Zur Deckung dieses Energiebedarfs werden die Bodenplatten der Schachtbauwerke T und N, die Schlitzwände und Bohrpfähle des Schachtbauwerkes T sowie der Sohlbereich beider Stationsröhren herangezogen. Die Simulationsberechnungen zur Auslegung der Absorberanlage wurden von den *iC Consulanten* in Zusammenarbeit mit der Firma *Nägelebau* durchgeführt. Im Zuge dieser Berechnungen musste die Eintrittstemperatur der Absorberflüssigkeit in das Absorbersystem bei einem definierten Massenstrom so gewählt werden, dass das „Monatssoll“ an Arbeit ([kWh/Monat]) erreicht wird. Die nachfolgende Abbildung zeigt somit eine Gegenüberstellung der Sollwerte gemäß Tab. 24 (Spalte „tatsächliche Absorberbelastung“) und der Ist-Werte aus der Simulationsberechnung. Darüberhinaus ist die zum Leistungsprofil korrelierende Temperatur der Absorberflüssigkeit beim Austritt aus dem Absorbersystem (Rückflautemperatur) eingetragen. Die Errichtungskosten der Erdwärmeanlage bis zur Wärmepumpe belaufen sich bei der Station „U2/2-Taborstrasse“ auf 0,4% der Rohbaugesamtkosten bzw. 8,2% der Schlitzwandherstellungskosten [78].

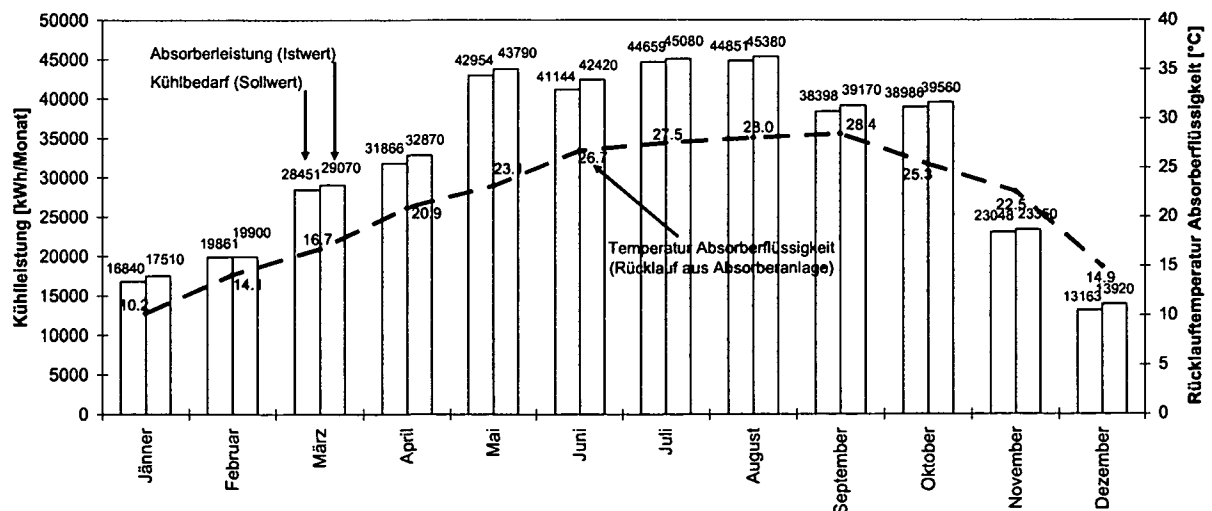


Abb. 193. Exemplarisches Beispiel für das Ergebnis der Simulationsberechnung der Absorberanlage bei der Station U2/2-Taborstrasse (Berechnung für 1865 m² belegte Schlitzwandfläche und 1640 m² belegte Bodenplatte) [109].

9.3 Messprogramm „U2/2-Taborstrasse“

Das Standardmessprogramm, das bei allen U-Bahn-Stationen mit Erdwärmeanlage (U2/1 bis U2/4) zur Anwendung kommt, umfasst Temperatursensoren, die an ausgewählten Positionen platziert sind und in der Betriebsphase der Anlage vor allem zur Steuerung und Optimierung herangezogen werden können. Dementsprechend wurden Temperatursensoren (Typ: PT-100)

- in den Schlitzwänden ($d = 80 \text{ cm}$)
- in den Stationsröhren und
- mittels sogenannter Messlanzen etwa 5,0 m unterhalb der Bodenplatten

installiert.

Für detailliertere Forschungstätigkeiten wurde bei der Station „U2/2-Taborstrasse“ ein ausgewähltes Schlitzwandelement mit zahlreichen Messinstrumenten bestückt, die vor allem zur Untersuchung des Einflusses des Erdwärmebetriebes auf die Tragfähigkeit der Schlitzwände herangezogen werden sollen. Die Auswahl des Schlitzwandelementes zur Bestückung mit den Messinstrumenten fiel auf das Element 18 (siehe Abb. 194), da in diesem Bereich

- eine vollständige Belegung des Schlitzwandkorbes (oberer und unterer Bewehrungskorb) mit Absorberleitungen durchgeführt wurde,
- die Schlitzwand im Zuge des Baufortschrittes nicht durchbrochen wurde (wie etwa im Bereich der Durchdringung der Stationsröhren),
- keine Konsolen zur Auflagerung der Geschoßdecken hergestellt wurden und
- relativ einfache statische Verhältnisse ohne größere Lastumlagerungen vorliegen.

Um sowohl das Verformungsverhalten der Schlitzwand als auch die durch den Erdwärmebetrieb bedingte Temperaturbeanspruchung zu erfassen, wurden folgende Geräte installiert:

- 21 Dehnungsaufnehmer zur Messung der Dehnungen bzw. Stauchungen und der Temperatur punktuell an Luft- und Erdreichseite der Schlitzwand im Bereich aller Stützstellen (Geschoßdecken und Bodenplatte) sowie jeweils in Feldmitte;
- 1 Kettenextensometer, bestehend aus 7 Segmenten, zur Messung der Längsverschiebungen zwischen den einzelnen Stützstellen und unterhalb der Bodenplatte bis zum Schlitzwandfußpunkt, situiert an der Stirnseite der Schlitzwand;
- 2 Temperaturfühler zur Messung der Temperatur an Luft- und Erdreichseite der Schlitzwand im Bereich des Schlitzwandfußpunktes;
- 4 Temperaturfühler zur Temperaturmessung von Vor- und Rücklauf der beiden Absorberkreisläufe beim Ein- bzw. Austritt aus der Schlitzwand (die Absorberleitungen im oberen und unteren Bewehrungskorn sind jeweils zu einem eigenen Kreislauf zusammengeschlossen).

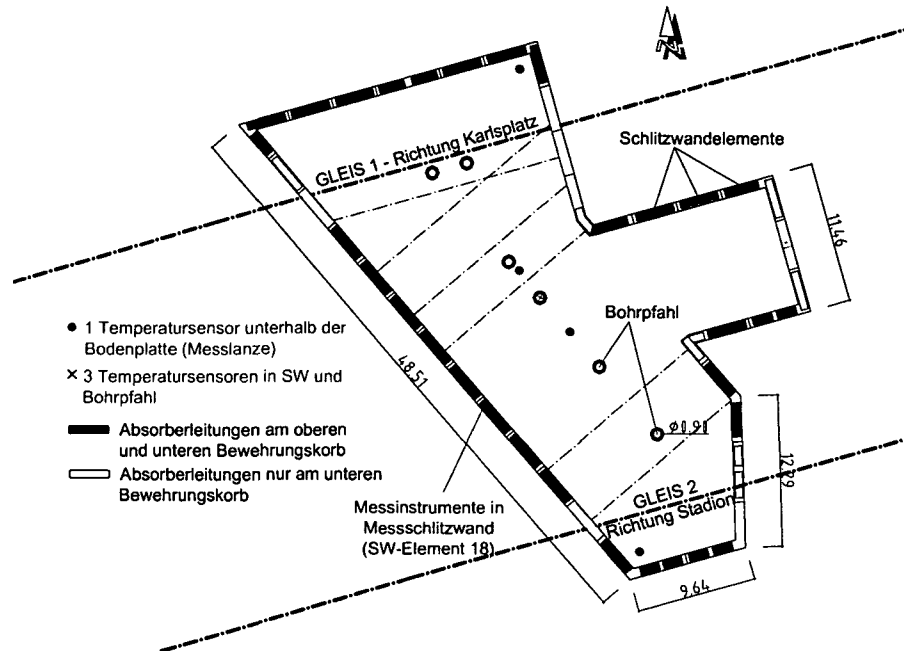


Abb. 194. „U2/2-Taborstrasse“ – Schachtbauwerk T – Schlitzwandausteilungsplan (Grundriss). Je nach Lage der Schlitzwandelemente wurden die Absorberleitungen entweder zur Gänze oder nur am unteren Bewehrungskorb montiert. Zu sehen ist außerdem die Lage der eingebauten Messgeräte.

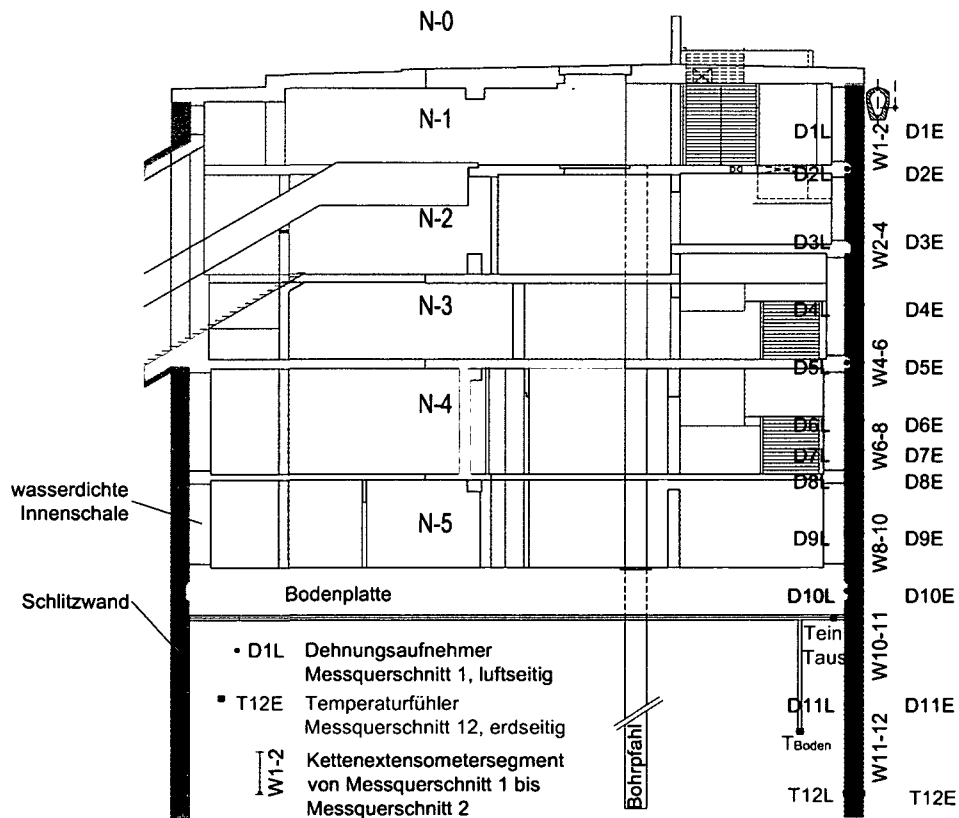


Abb. 195. „U2/2-Taborstrasse“ – Schachtbauwerk T – Querschnitt im Bereich der Messschlitzwand (Niveau „N-0“ entspricht der Geländeoberkante). Jeweils beim Auflager der Geschossdecken und in Feldmitte wurden Dehnungsaufnehmer an der Luft- und Erdreichseite platziert. Zusätzlich wurde ein Kettenextensometer, bestehend aus 7 Segmenten, und Temperatursensoren eingebaut.

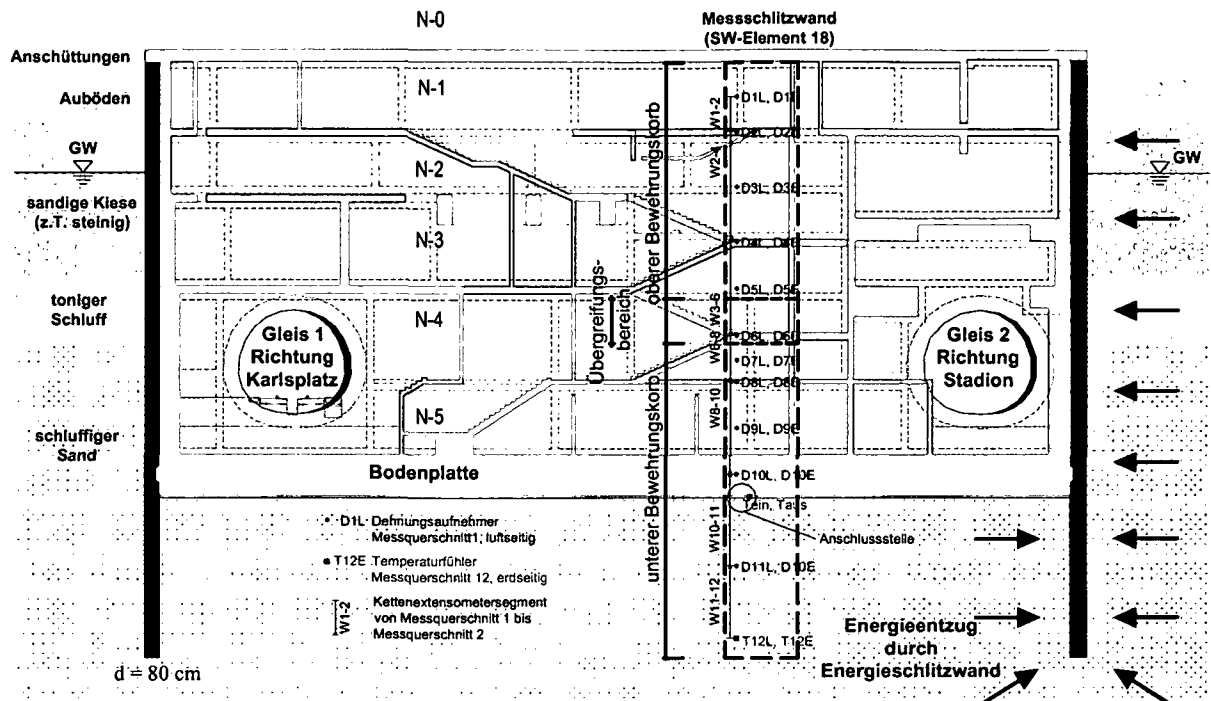


Abb. 196. „U2/2-Taborstrasse“ – Schachtbauwerk T – Abwicklung der südlichen Längswand. Zu sehen ist die Lage der Messschlitzwand mit den eingebauten Messgeräten. Zusätzlich sind die geologischen Verhältnisse und der Energieentzug durch die Energieschlitzwand schematisch dargestellt.

9.4 Funktionsprinzip und Auswertung der Messdaten

9.4.1 Dehnungsaufnehmer

9.4.1.1 Funktionsprinzip

Das Dehnungsmessgerät Model 4911 der Firma *Geokon* besteht im Wesentlichen aus einem Bewehrungsseisen, in das eine Messzelle (Stahlzylinder) eingearbeitet ist. In der Messzelle befindet sich der Messwertaufnehmer, der die Dehnungen des Bewehrungsseisens misst. Um die Dehnungen eines Betonbauteils zu messen, wird das Messgerät mittels Befestigungsdrähte am Bewehrungskorb des Bauteils befestigt. Durch eine ausreichend lange Verankerungslänge des Messgerätes (mittels des Bewehrungsseisen) wird sichergestellt, dass die Dehnungen des Messgerätes dieselben sind, wie die des Betons. Das Messprinzip beruht auf dem System der schwingenden Saite: je nachdem ob des Messgerät gedehnt oder gestaucht wird, verändert sich die Spannung der internen Stahl-Saite innerhalb der Messzelle (Stahlzylinder). Mittels eines Auslesegerätes wird die Stahl-Saite in Schwingung versetzt, die sich je nach Spannung der Stahl-Saite verändert. Als Ergebnis der Messwertauslesung erhält man:

$$\text{Digit} = \frac{Hz^2}{1000} \quad (126)$$

mit Hz : Schwingfrequenz in [Hz]

In einem weiteren Schritt werden diese gemessenen Digits mittels eines vom Hersteller angegebenen Kalibrierungsfaktors (Proportionalitätsfaktor) in eine Dehnung umgerechnet:

$$\varepsilon_{\text{Messung}} = (R_1 - R_0) \cdot C \quad [\mu\text{m/m} = \mu\varepsilon] \quad (127)$$

mit R_0 : Nullmessung in [Digit]
 R_1 : aktuelle Messung in [Digit]
 C : Kalibrierungsfaktor [$\mu\varepsilon$ /Digit]

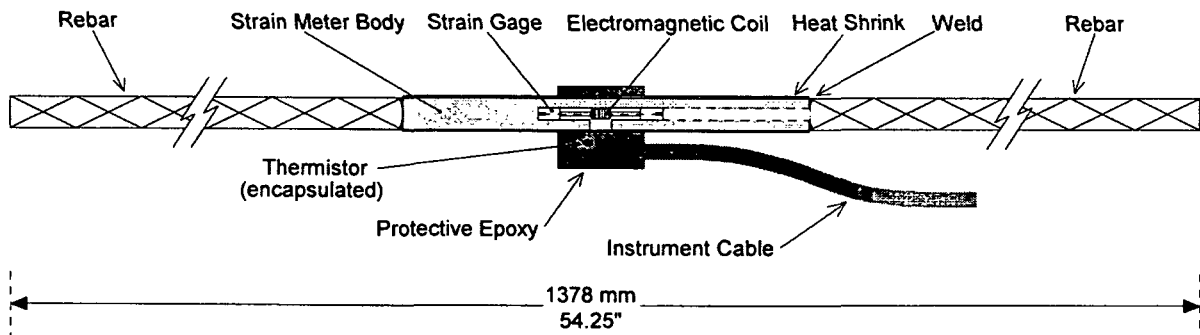


Abb. 197. Dehnungsmessgerät Model 4911 der Firma Geokon [39].

Bei einer Temperaturänderung muss beachtet werden, dass die Messzelle (Stahlzylinder) und die interne Stahl-Saite einen geringfügig unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten aufweisen, wodurch sich beide Elemente anders verformen. Bei einer Temperaturerhöhung dehnt sich die interne Stahl-Saite stärker aus als der Stahlzylinder, an dem sie befestigt ist. Dies hat zur Folge, dass die Stahl-Saite durchhängt und an Spannung verliert.

Um diesen Sachverhalt bei der Auswertung zu korrigieren ist eine Temperaturkalibrierung des Messgerätes erforderlich. Dabei wird die Messzelle mit der internen Stahl-Saite erhitzt und wieder abgekühlt und dabei die Dehnungen bzw. Digits gemessen. Aus diesem Versuch lässt sich schließlich ein Korrekturfaktor ($\alpha_T, \text{Zylinder-Saite}$) ermitteln, mit dem das unterschiedliche Temperaturverhalten von Messzelle (Stahlzylinder) und Stahl-Saite kompensiert werden kann. Zusätzlich werden damit unerwünschte temperaturbedingte Effekte auf die Spule bei der Schwingfrequenzermittlung berücksichtigt. Der erwähnte Korrekturfaktor liegt in der Größenordnung von $0,3 \mu\varepsilon/^\circ\text{C}$.

In der Messzelle befindet sich neben der schwingenden Saite noch ein Thermistor, mit dem die Temperatur gemessen werden kann. Bei einer Änderung der Temperatur verändert der Thermistor seinen Widerstand und durch Messung dieses Widerstandes kann unter Zuhilfenahme einer vom Hersteller angegebenen Kalibrierungsfunktion auf die Temperatur geschlossen werden (siehe Kapitel 9.4.3).

$$T = f(\Omega) \quad [^\circ\text{C}] \quad (128)$$

9.4.1.2 Auswertung

Die Auswertung der gemessenen Daten (Digits und Widerstand bzw. Temperatur) muss für die jeweilige Zielsetzung angepasst werden. Ziel der Messungen bei der Station U2/2-Taborstrasse ist es, die gesamten, auftretenden Dehnungen zu messen. Diese setzen sich aus einem „Spannungsanteil“ ε_σ und einem „Temperaturanteil“ $\varepsilon_{\Delta T}$ zusammen. Der Spannungsanteil beinhaltet jene Dehnungen, die durch eine Spannung im Bauteil verursacht werden, wohingegen der Temperaturanteil jene Dehnungen beschreibt, die durch eine Temperaturänderung hervorgerufen werden (*Anmerkung: Dehnungen zufolge temperaturbedingter Zwängsspannungen gehören zum Spannungsteil!*). Die Gesamtdehnung ε_{ges} eines Bauteils bzw. des Messgerätes errechnet sich demnach zu:

$$\varepsilon_{ges} = \varepsilon_\sigma + \varepsilon_{\Delta T} \quad (129)$$

9.4.1.2.1 Fall 1

Für die Auswertung im Falle einer Temperaturerhöhung ($+\Delta T$) und einer freien, unbehinderten Ausdehnung des Messgerätes sind folgende Überlegungen notwendig: Der Bewehrungsstahl und die Messzelle (Stahlzylinder) können sich ungehindert ausdehnen. Die Dehnung der Messzelle (Stahlzylinder) beträgt:

$$\varepsilon_{\Delta T} = \varepsilon_{Zylinder} = (T_1 - T_0) \cdot \alpha_{T, Stahl(Zylinder)} \quad (130)$$

Die interne Stahl-Saite kann sich innerhalb der Messzelle ebenfalls ungehindert ausdehnen. Aufgrund des unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten von Stahlzylinder und Stahl-Saite hängt die Stahl-Saite jedoch durch, wodurch sich die gemessenen Digits ändern, was eine Spannungsänderung vortäuschen würde. Da eine freie Temperaturendehnung jedoch keine zusätzlichen Spannungen erzeugt, müssen die gemessenen Digits mit dem Korrekturfaktor $\alpha_{T, Zylinder-Saite}$ korrigiert werden. Der Spannungsanteil der Dehnung errechnet sich demnach zu (*Anmerkung: Der Spannungsanteil der Dehnung ist gleich 0, da dieser Fall dem Kalibrierungsversuch entspricht.*):

$$\varepsilon_\sigma = (R_1 - R_0) \cdot C + (T_1 - T_0) \cdot \alpha_{T, Zylinder-Saite} = 0 \quad (131)$$

Die Gesamtdehnung errechnet sich schließlich zu:

$$\varepsilon_{ges} = \varepsilon_\sigma + \varepsilon_{\Delta T} = \varepsilon_{\Delta T} \quad (132)$$

Ein Beispiel soll diese Überlegungen noch verdeutlichen:

Zustand 0: Ein Bewehrungsstahl, das sich frei verformen kann, hat die Ausgangstemperatur T_0 .

Zustand 1: Das Bewehrungsstahl wird um $\Delta T = +20^\circ\text{C}$ erwärmt.

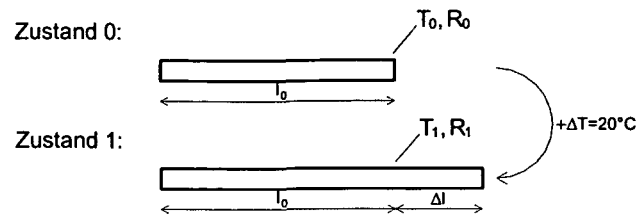


Abb. 198. Beispiel 1: Erwärmung eines „freien“ Bewehrungsstabes um $\Delta T = +20^\circ\text{C}$.

Da sich das Bewehrungseisen ungehindert ausdehnen kann, beträgt die gesamte Dehnung:

$$\varepsilon_{\text{ges}} = \Delta T \cdot \alpha_{T,\text{Stahl}} = 20 \cdot 12,2 = 244 \mu\varepsilon \quad (133)$$

Handelt es sich bei diesem Bewehrungseisen um das Messgerät, so beträgt das Ergebnis der Messung bei einer Temperaturerhöhung von 20°C bei einer ungehinderten Dehnung beispielsweise:

$$\varepsilon_{\text{Messung}} = (R_1 - R_0) \cdot C = (6906 - 6922) \cdot 0,375 = -6 \mu\varepsilon \quad (134)$$

Der negative Wert resultiert daraus, dass sich die interne Stahl-Saite weiter ausdehnt als ihr Gehäuse (Stahlzylinder), wodurch sie abschläft und demzufolge die Schwingfrequenz der Stahl-Saite abnimmt. Dies hat einen geringeren R_1 Wert im Vergleich zum R_0 -Wert zur Folge.

Da aufgrund einer Temperaturerhöhung keine Spannungsänderungen auftreten dürfen, muss der Messwert mit dem Korrekturfaktor $\alpha_{T,\text{Zylinder-Saite}}$ korrigiert werden. Man erhält somit den Spannungsanteil der Dehnung:

$$\varepsilon_{\sigma} = (R_1 - R_0) \cdot C + (T_1 - T_0) \cdot \alpha_{T,\text{Zylinder-Saite}} = -6 + 20 \cdot 0,3 = 0 \quad (135)$$

Der Temperaturanteil der Dehnung errechnet sich mit der angegebenen Formel zu:

$$\varepsilon_{\Delta T} = (T_1 - T_0) \cdot \alpha_{T,\text{Stahl(Zylinder)}} = 20 \cdot 12,2 = 244 \mu\varepsilon \quad (136)$$

9.4.1.2.2 Fall 2

Für die Auswertung im Fall einer Temperaturerhöhung ($+\Delta T$) und einer behinderten bzw. verhinderten Ausdehnung (Messgerät einbetoniert) sind folgende Überlegungen notwendig:

- Das Messgerät kann sich nicht ungehindert ausdehnen, da es durch den umgebenen Beton in seiner Verformung behindert wird. Dem Messgerät werden die Verformungen des Betons aufgezwängt, weshalb die Dehnung der Messzelle (Stahlzylinder) genau so groß ist wie die des Betons:

$$\varepsilon_{\Delta T} = \varepsilon_{\text{Zylinder}} = \varepsilon_{\text{Beton}} = (T_1 - T_0) \cdot \alpha_{T,\text{Beton}} \quad (137)$$

- Die interne Stahl-Saite kann sich auch in diesem Fall ungehindert ausdehnen. Wie im Fall 1 muss das unterschiedliche Wärmeausdehnungsverhalten von Messzelle (Stahlzylinder) und Stahl-Saite mit dem Korrekturfaktor $\alpha_{T, \text{Zylinder-Saite}}$ korrigiert werden. Zusätzlich muss aber noch berücksichtigt werden, dass zufolge der Temperaturerhöhung sich der Stahlzylinder weiter ausdehnen würde, als er tatsächlich kann, da er durch den umgebenen Beton in seiner Ausdehnung behindert wird. Es muss also ein weiterer Korrekturfaktor definiert werden, mit dem noch zusätzlich das unterschiedliche Wärmeausdehnungsverhalten zwischen Stahlzylinder und Beton berücksichtigt wird. Dieser Korrekturfaktor berechnet sich folgendermaßen:

$$\alpha_{T, \text{Beton-Zylinder}} = \alpha_{T, \text{Stahl(Zylinder)}} - \alpha_{T, \text{Beton}} = 12,2 - 10,0 = 2,2 \text{ [}(\mu\text{E/}^\circ\text{C)}] \quad (138)$$

Die Dehnung zufolge einer Spannung errechnet sich demnach zu (*Anmerkung: mit der Summe der beiden Korrekturfaktoren wird letztendlich die unterschiedliche Längenänderung zwischen Beton und Stahl-Saite berücksichtigt.*):

$$\varepsilon_{\sigma} = (R_1 - R_0) \cdot C + (T_1 - T_0) \cdot (\alpha_{T, \text{Beton-Zylinder}} + \alpha_{T, \text{Zylinder-Saite}}) \quad (139)$$

- Die Gesamtdehnung errechnet sich zu:

$$\varepsilon_{\text{ges}} = \varepsilon_{\sigma} + \varepsilon_{\Delta T} \quad (140)$$

Anhand von Abb. 199 werden diese Überlegungen nochmals erläutert:

Der Beton dehnt sich um die Strecke x aus. Diese Strecke x lässt sich mit dem Wärmeausdehnungskoeffizienten des Betons $\alpha_{T, \text{Beton}}$ bestimmen. Da das Messgerät und damit auch der Stahlzylinder einbetoniert sind, verformen sich diese genauso wie der Beton um die Strecke x (Punkt 1).

Könnte sich der Stahlzylinder ungehindert verformen, so würde er sich noch um die Strecke Δx (bis Punkt 2) weiter ausdehnen als der Beton (aufgrund der unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten zwischen Stahlzylinder und Beton). Diese verhinderte Verformung Δx wird durch den Korrekturfaktor $\alpha_{T, \text{Beton-Zylinder}}$ in der Auswertung berücksichtigt.

Die interne Stahl-Saite würde sich zudem noch um die Strecke Δy (bis Punkt 3) weiter ausdehnen als der Stahlzylinder (aufgrund der unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten zwischen Stahl-Saite und Stahlzylinder). Die Stahl-Saite kann diese Verformung im Inneren des Stahlzylinders auch machen, wodurch sie jedoch an Spannung verliert und durchhängt. Dieser „Spannungsabfall“ wird durch den Korrekturfaktor $\alpha_{T, \text{Zylinder-Saite}}$ berücksichtigt.

Die Stahl-Saite hat somit eine um den Betrag $(\Delta x + \Delta y)$ größere Längenänderung als der Beton. Dies muss in der Auswertung berücksichtigt werden.

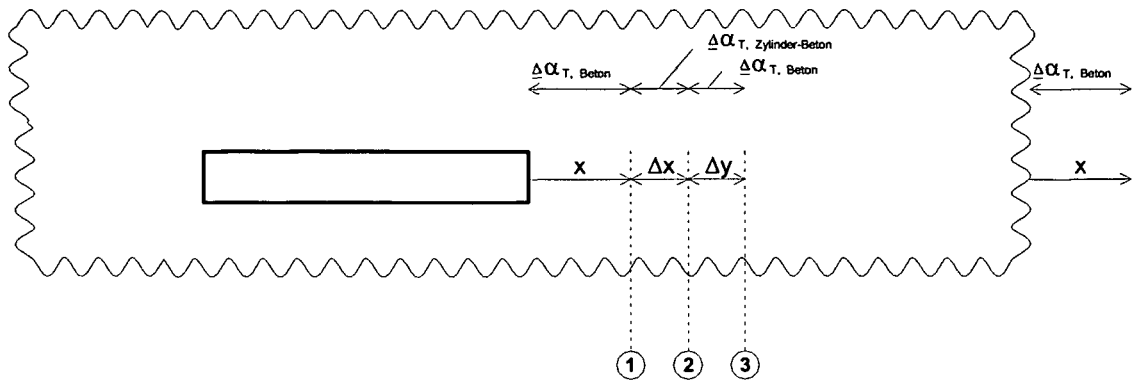


Abb. 199. Dehnungsanteile für ein einbetoniertes Messgerät (Modell 4911 der Firma Geokon).

Ein Beispiel soll die Auswertung im Fall 2 wiederum verdeutlichen:

Zustand 0: Ein Betonblock ist an seinen beiden Enden gehalten, kann sich somit nicht verformen, und hat die Ausgangstemperatur T_0 .

Zustand 1: Der Betonblock wird um $\Delta T = +20^\circ\text{C}$ erwärmt.

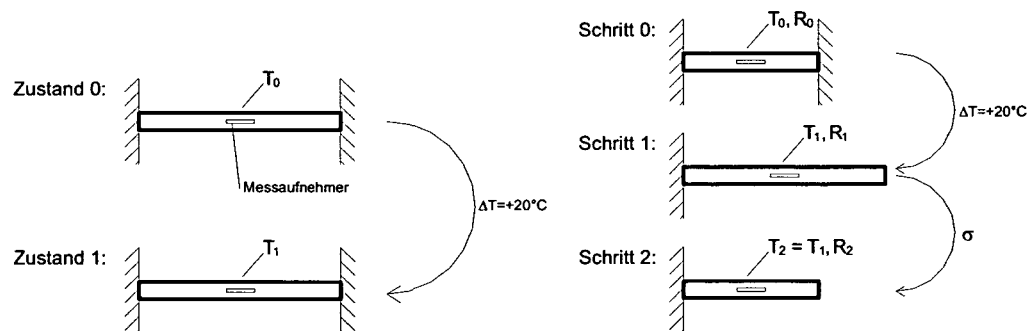


Abb. 200. Beispiel 2: Erwärmung eines Betonblocks mit einbetoniertem Bewehrungsstab um $\Delta T = +20^\circ\text{C}$. Links: Beide Stabendenden sind unverschieblich gehalten. Rechts: Die Fixierung am rechten Stabende wird zunächst aufgehoben, sodass sich der Stab frei ausdehnen kann (Schritt 1) und anschließend wird eine Spannung aufgebracht, die den Stab in seine ursprüngliche Position wieder zurückzwängt (Schritt 2 zur Erreichung von Zustand 1).

Da die Ausdehnung des Betonblocks verhindert ist, beträgt die Gesamtdehnung $\varepsilon_{ges} = 0$, wobei allerdings innere Zwängsspannungen entstehen.

Ist in diesem Betonblock das Messgerät einbetoniert, so muss die Auswertung ebenfalls die Gesamtdehnung $\varepsilon_{ges} = 0$ ergeben. Um dies zu erreichen, kann das Beispiel bzw. die Auswertung in folgende 3 Gedankenschritte (Abb. 200 rechts) zerlegt werden:

Schritt 0: entspricht dem Ausgangszustand mit der Temperatur T_0 .

Schritt 1: der Betonblock wird um $T = +20^\circ\text{C}$ erwärmt und kann sich dabei ungehindert ausdehnen. Die Messauswertung für den Schritt 1 ergibt:

$$\begin{aligned}\varepsilon_{\sigma} &= (R_1 - R_0) \cdot C + (T_1 - T_0) \cdot (\alpha_{T, \text{Beton-Zylinder}} + \alpha_{T, \text{Zylinder-Saite}}) = \\ &= (R_1 - R_0) \cdot C + 20 \cdot (2,2 + 0,3) = 0 \\ \varepsilon_{\Delta T} &= \varepsilon_{\text{Zylinder}} = \varepsilon_{\text{Beton}} = (T_1 - T_0) \cdot \alpha_{T, \text{Beton}} = 20 \cdot 10 = 200 \text{ } \mu\varepsilon\end{aligned}$$

$$\varepsilon_{\text{ges}} = \varepsilon_{\sigma} + \varepsilon_{\Delta T} = 0 + 200 = 200 \text{ } \mu\varepsilon \quad (141)$$

Schritt 2: der erwärmte Betonblock wird gestaucht, sodass die Gesamtdehnung $\varepsilon_{\text{ges}} = 0$ ergibt. Das Temperaturniveau wird dabei konstant gehalten. Die Messauswertung für den Schritt 2 ergibt:

$$\begin{aligned}\varepsilon_{\sigma} &= (R_2 - R_1) \cdot C + (T_2 - T_1) \cdot (\alpha_{T, \text{Beton-Zylinder}} + \alpha_{T, \text{Zylinder-Saite}}) = \\ &= (R_2 - R_1) \cdot C + 0 = (R_2 - R_1) \cdot C = -200 \\ \varepsilon_{\Delta T} &= (T_2 - T_0) \cdot \alpha_{T, \text{Beton}} = 20 \cdot 10 = 200 \text{ } \mu\varepsilon \\ \varepsilon_{\text{ges}} &= \varepsilon_{\sigma} + \varepsilon_{\Delta T} = -200 + 200 = 0\end{aligned} \quad (142)$$

Das gleiche Ergebnis wird erzielt, wenn der Gedankenschritt 1 ausgelassen wird:

$$\begin{aligned}\varepsilon_{\sigma} &= (R_2 - R_0) \cdot C + (T_2 - T_0) \cdot (\alpha_{T, \text{Beton-Zylinder}} + \alpha_{T, \text{Zylinder-Saite}}) = \\ &= (R_2 - R_0) \cdot C + 20 \cdot (2,2 + 0,3) = -200 \\ \varepsilon_{\Delta T} &= (T_2 - T_0) \cdot \alpha_{T, \text{Beton}} = 20 \cdot 10 = 200 \text{ } \mu\varepsilon \\ \varepsilon_{\text{ges}} &= \varepsilon_{\sigma} + \varepsilon_{\Delta T} = -200 + 200 = 0\end{aligned} \quad (143)$$

9.4.2 Kettenextensometer

9.4.2.1 Funktionsprinzip

Das Kettenextensometer Modell 4430 der Firma Geokon wird zur Messung der axialen Verformungen innerhalb der Schlitzwand verwendet. Um diese Verformungen zu erfassen, wurden 7 Segmente eingebaut, die jeweils die axiale Relativverschiebung zwischen dem Segmentanfangs- und dem Segmentendpunkt messen. Durch Aneinanderreihen von 7 Segmenten entlang der gesamten Schlitzwandlänge, kann die gesamte axiale Verformung erfasst werden.

Die Basiseinheit eines Segmentes (Modell 4430) besteht aus einer schwingenden Saite mit einem Federelement, das an einen beweglichen Bolzen befestigt ist. Je nachdem ob dieser Bolzen aus der Basiseinheit herausgezogen oder aber hineingedrückt wird, ändert sich die Spannung der Feder und damit auch jene der schwingenden Saite. Diese Spannungsänderung ist direkt proportional zu der Größe der Verschiebung des Bolzens. Der Proportionalitätsfaktor (Kalibrierungsfaktor) wird im Zuge eines Kalibrierungsversuches ermittelt und gibt die Relation zwischen der Schwingfrequenz der Saite (Digits), die der Spannung der Saite entspricht, und der Verschiebung des Bolzens an.

Um die Relativverschiebungen zwischen zwei Punkten zu bestimmen, muss der erwähnte Bolzen verlängert werden. Ein Messpunkt (Endflansch A) wird dabei durch die Basiseinheit

gebildet. Die Verbindung zum zweiten Messpunkt (Endflansch B) wird mittels einer Verbindungsstange hergestellt, die den Bolzen der Basiseinheit mit dem Endflansch B verbindet. Die Basiseinheit und die Verbindungsstange werden dabei in einem Plastik-Hüllrohr eingebaut, das einerseits eine konstante Länge zwischen den beiden Endflanschen sicherstellt und andererseits eine freie Bewegung der Verbindungsstange (auch im einbetonierten Zustand) ermöglicht. Bewegen sich somit die beiden Endflansche auseinander, so wird diese Bewegung über die Verbindungsstange an die schwingende Saite übertragen, die in weiterer Folge ihre Spannung ändert, was vom Auslesegerät erfasst wird.

Zusätzlich ist in der Basiseinheit noch ein Thermistor zur Temperaturmessung untergebracht.

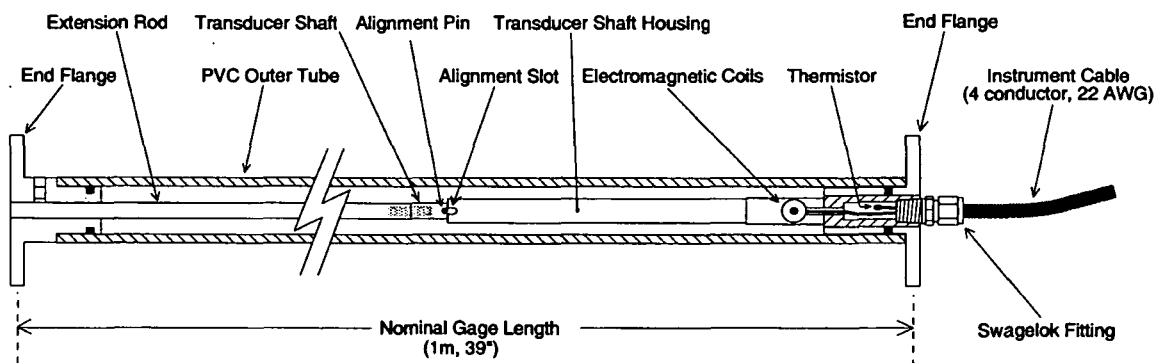


Abb. 201. Kettenextensometer Modell 4430 der Firma Geokon [39].

9.4.2.2 Auswertung

Bei einer Messung versetzt das Auslesegerät die schwingende Saite in Schwingungen und gibt als Messwert Digits an:

$$\text{Digit} = \frac{Hz^2}{1000} \quad (144)$$

mit Hz : Schwingfrequenz in [Hz]

Mittels des vom Gerätehersteller angegebenen Kalibrierungsfaktors (Proportionalitätsfaktor) werden die Digits in eine Verformung umgerechnet:

$$\Delta x_{\text{Messung}} = (R_1 - R_0) \cdot C' \quad [\text{mm}] \quad (145)$$

mit R_0 : Nullmessung in [Digit]
 R_1 : aktuelle Messung in [Digit]
 C' : Kalibrierungsfaktor [mm/Digit]

Wie auch bei den Dehnungsaufnehmern muss diese Messwertauslesung noch in Abhängigkeit der Temperaturänderung korrigiert werden. Die Verformung berechnet sich demnach zu:

$$\Delta x = (R_1 - R_0) \cdot C' + (T_1 - T_0) \cdot K' + L_c \quad (146)$$

mit T_0 : Temperatur bei der Nullmessung in [°C]
 T_1 : Temperatur bei der aktuellen Messung in [°C]
 K' : Temperatur-Kalibrierungsfaktor [mm/°C]
 L_c : Korrekturfaktor-Verbindungsstange [mm]

Der Temperatur-Kalibrierungsfaktor K' wird für jedes Segment des Kettenextensometers einzeln bestimmt und liegt in der Größenordnung von $K' = 0,0073 \text{ mm/°C}$.

Der Korrekturfaktor-Verbindungsstange L_c berücksichtigt die temperaturbedingte Längenänderung der Verbindungsstange. Als Material für diese Verbindungsstange wurde Carbon gewählt, das einen Wärmeausdehnungskoeffizienten von lediglich $\alpha_{T,Carbon} = 1,1 \text{ } \mu\text{ε/°C}$ besitzt, weshalb dieser Korrekturfaktor vernachlässigt werden kann:

$$L_c = 1,1 \cdot 10^{-6} \cdot L_{Flansch-Flansch} \cdot (T_1 - T_0) \approx 0 \quad (147)$$

9.4.3 Temperaturfühler

9.4.3.1 Funktionsprinzip und Auswertung

Der Temperaturfühler (Modell 3800 der Firma *Geokon*) besteht im Wesentlichen aus einem Thermistor, der seinen Widerstand in Abhängigkeit der Temperatur ändert. Durch Messung dieses Widerstandes kann unter Zuhilfenahme einer vom Gerätehersteller angegebenen Korrelationsfunktion auf die Temperatur geschlossen werden:

$$T = \frac{1}{1,4051 \cdot 10^{-3} + 2,369 \cdot 10^{-4} \cdot \ln(\Omega) + 1,019 \cdot 10^{-7} \cdot (\ln(\Omega))^3} - 273,2 \quad (148)$$

mit T : Temperatur in [°C]
 Ω : gemessener Widerstand in [Ohm]

9.5 Herstellung der Messschlitzwand

9.5.1 Allgemeines

Am 08.10.2003 wurde mit der Platzierung der Messgeräte am Bewehrungskorb der Messschlitzwand begonnen. Die Arbeiten dauerten in etwa 1,5 Tage, weshalb am 09.10.2003 der mit den Messgeräten bestückte Bewehrungskorb eingebaut und ausbetoniert werden konnte.

Das Konzept der Erdwärmeanlage sah aufgrund der Deckelbauweise vor, dass die Anbindung an die in den Schlitzwänden verlegten Absorberleitungen nicht wie üblicherweise im Bereich des Schlitzwandkopfes, sondern im Bereich der Bodenplatte erfolgt. Nach Aushub bis zum Niveau der Bodenplatte werden die Schlitzwände freigelegt, die Absorberleitungen

aus der Schlitzwand herausgeführt und auf der Sauberkeitsschicht unterhalb der Bodenplatte bis zum Verteilerstandort weiterverlegt. Als Standort für den Datenlogger, der die Steuerung aller Messgeräte übernimmt, wurde ebenfalls der Verteilerstandort gewählt, weshalb die insgesamt 34 Messkabel wie die Absorberleitungen verlegt werden. Aus diesem Grund wurden bei der Montage der Messgeräte alle Messkabel in der Schlitzwand zunächst bis zur Anschlussstelle im Bereich der Bodenplatte verlegt. Nach Freilegen dieser Anschlussstelle müssen die Messkabel verlängert und bis zum Datenlogger weitergeführt werden.

Der Bewehrungskorb der Messschlitzwand war zweigeteilt und wurde in 2 Schüssen eingebracht, was eine besondere Herausforderung für die Verlegung der Messkabel darstellte. Normalerweise stellt die Belegung eines zweigeteilten Bewehrungskorbes mit Messgeräten kein Problem dar, sofern die Messkabel zum Schlitzwandkopf geführt werden. In diesem Fall können alle vom unteren Bewehrungsschuss kommenden Messkabel im Zuge des Einbaues des oberen Bewehrungsschusses hochgezogen werden. Auf diese Weise erfolgte beispielsweise der Messgeräteeinbau beim Projekt „LT24 – Hadersdorf-Weidlingau“ (siehe Kapitel 8.4). Beim Projekt „U2/2-Taborstrasse“ war diese Einbauart jedoch nicht möglich, da die Messkabel nicht zum Schlitzwandkopf, sondern zur Anschlussstelle im Bereich der Bodenplatte (unterer Bewehrungsschuss) geführt werden mussten. Es war somit erforderlich, alle Messkabel des oberen Bewehrungsschusses über die Stoßstelle der beiden Bewehrungsschüsse zu führen. Um dies ohne größere Bauzeitverzögerungen zu bewerkstelligen, wurden bereits im Vorfeld sowohl am oberen als auch am unteren Bewehrungsschuss alle Messkabel fertig montiert und im Zuge des Einbaues jene Kabel, die über die Stosstelle geführt werden mussten mit robusten, wasserdichten Steckverbindungen gestoßen.

Ein weiteres Problem, das sich durch die Lage der Anschlussstelle im Bereich der Bodenplatte ergab, war die fehlende Möglichkeit einer Kontrolle während des Einbauvorganges. Üblicherweise, wenn alle Messkabel zum Schlitzwandkopf geführt werden, sind die Messkabel zugänglich und die Messgeräte können auch während der Bauphase einer Funktionsprüfung unterzogen werden. Eine solche Überprüfung erfolgt idealerweise vor dem Betoniervorgang, sodass im Falle einer Fehlfunktion noch Reparaturmöglichkeit besteht. Beim Projekt „U2/2-Taborstrasse“ war diese Art der Überprüfung aufgrund der Unzugänglichkeit der Messkabel nicht möglich. Um dennoch die Geräte vor dem Einbetonieren hinsichtlich ihrer Funktionstauglichkeit zu überprüfen, wurden so genannte Prüfleitungen von der Anschlussstelle bis zum Schlitzwandkopf verlegt. Insgesamt wurden 6 Prüfleitungen eingebaut, an die jeweils 4 bis 6 Messgeräte in einer Serienschaltung angeschlossen wurden. Durch Messung des Gesamtwiderstandes konnte somit überprüft werden, ob alle Leitungen intakt sind. Zudem entspricht dieser Gesamtwiderstand der mittleren Schlitzwandtemperatur, sodass die Temperaturentwicklung während der Beton-Abbindephase mitdokumentiert werden konnte. Das Temperaturmaximum beim Abbinden wurde in diesem Fall nach rund 2 Tagen erreicht und betrug im Mittel etwa 31°C (siehe Abb. 202).

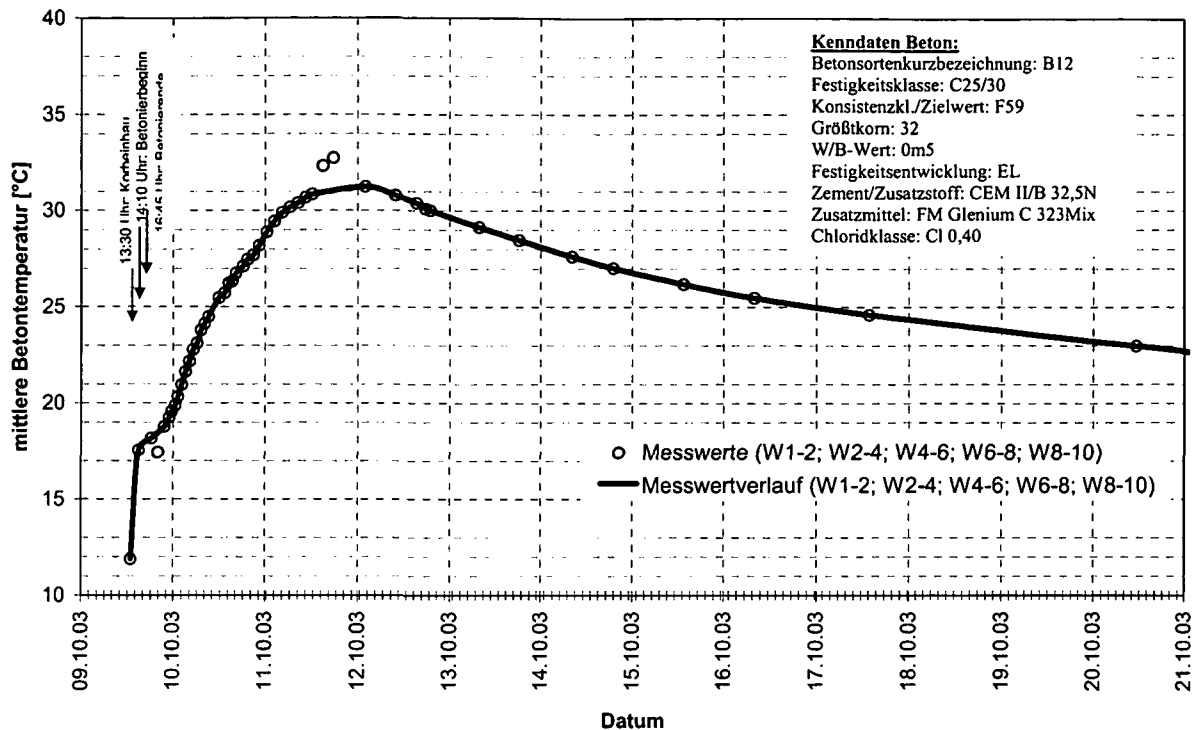


Abb. 202. Temperaturentwicklung beim Abbinden des Betons des Schlitzwandelementes 18 beim Baulos „U2/2-Taborstrasse“, ermittelt aus dem gemessenen Gesamtwiderstand der Kettenextensometersegmente W1-2, W2-4, W4-6, W6-8, W8-10 anhand der eingebauten Prüflösungen. Zusätzlich sind die Kenndaten des verwendeten Betons angegeben, wobei insgesamt 88 m³ Beton in den Schlitzwandenschlitz eingefüllt wurden. Das Schlitzwand-Nachbarelement 19 war zu diesem Zeitpunkt bereits fertiggestellt und das Schlitzwand-Nachbarelement 17 wurde am 10.10.2004 hergestellt (gegenseitige Beeinflussung!). Die gemittelte Außenlufttemperatur betrug während der Messdatenaufzeichnung etwa 13°C.

Die nächsten Messungen können erst nach Freilegen der Anschlussstelle und somit nicht mehr im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführt werden.

9.5.2 Fotodokumentation

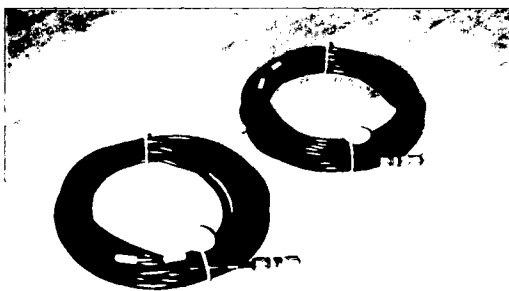


Abb. 203. Temperaturfühler (Modell 3800 der Firma Geokon) mit Messkabel.

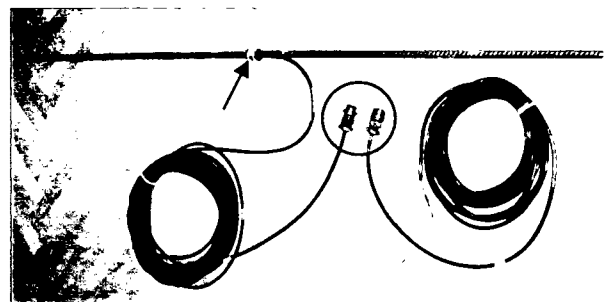


Abb. 204. Dehnungsaufnehmer (Modell 4911 der Firma Geokon). Der Sensor (Pfeil) ist in ein Bewehrungsseisen eingearbeitet, das am Bewehrungskorb befestigt wird. Da die Schlitzwandbewehrung in zwei Schüssen eingebracht wurde, war eine Kabelverlängerung mit einer wasserdichten Verbindung (Kreis) erforderlich.



Abb. 205. Die Dehnungsaufnehmer werden an einem durchgehenden Längseisen des Schlitzwandbewehrungskorbes an der Luft- und der Erdseite befestigt.

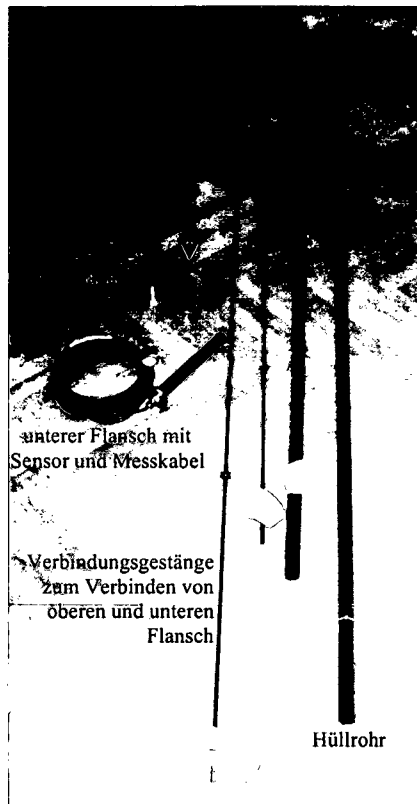


Abb. 206. Ein Segment des Kettenextensometers (Modell 4430 der Firma Geokon) vor dem Zusammenbau. Das Segment besteht aus dem Sensor (unterer Flansch), dem oberen Flansch, dem Verbindungsgestänge und dem Hüllrohr inklusive Verbindungsmuffen.



Abb. 207. Drei Segmente des Kettenextensometers mit unterschiedlicher Länge nach dem Zusammenbau.



Abb. 208. Die einzelnen Segmente des Kettenextensometers werden an den Bügeln auf der Stirnseite des Schlitzwandbewehrungskorbes montiert. Die Befestigung des Kettenextensometers erfolgt in einem Abstand von ca. 5 cm von der Bewehrung mit Hilfe eines Abstandhalters (Pfeil). Dieser Sicherheitsabstand ist einzuhalten, damit das Gestänge von den Verschiebungen der einzelnen Bügeln, die vor allem beim Aufheben des Bewehrungskorbes entstehen, entkoppelt ist.



Abb. 209. Verbindung der Endflansche zweier Segmente des Kettenextensometers an einem der Messquerschnitte. Im Hintergrund ist ein Dehnungsaufnehmer zu sehen.



Abb. 210. Die Messbereiche der einzelnen Segmente des Kettenextensometers werden erst auf der Baustelle eingestellt. Dazu wird das Innengestänge am Endflansch positioniert, während am gegenüberliegenden Messflansch die aktuelle Distanz zwischen End- und Messflansch abgelesen wird. Der Messbereich wurde auf 12,5 mm eingestellt, wobei die zu erwartenden Verformungen in Folge Kriechen und Schwinden des Betons und der weiteren Bauarbeiten berücksichtigt werden mussten.

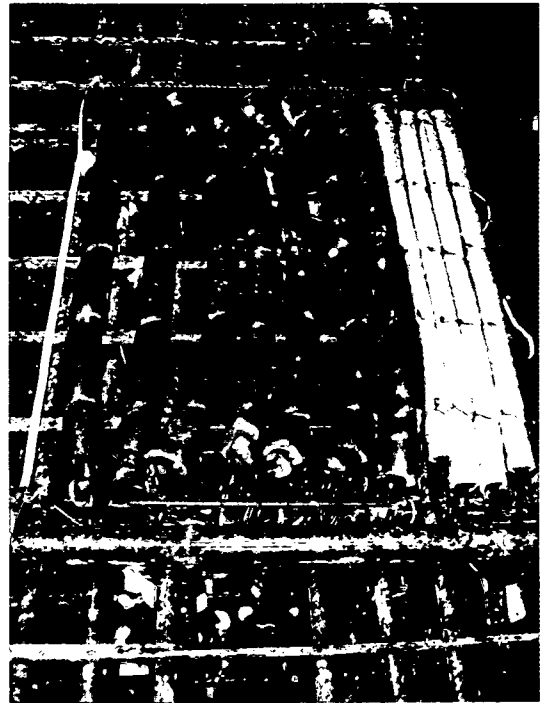
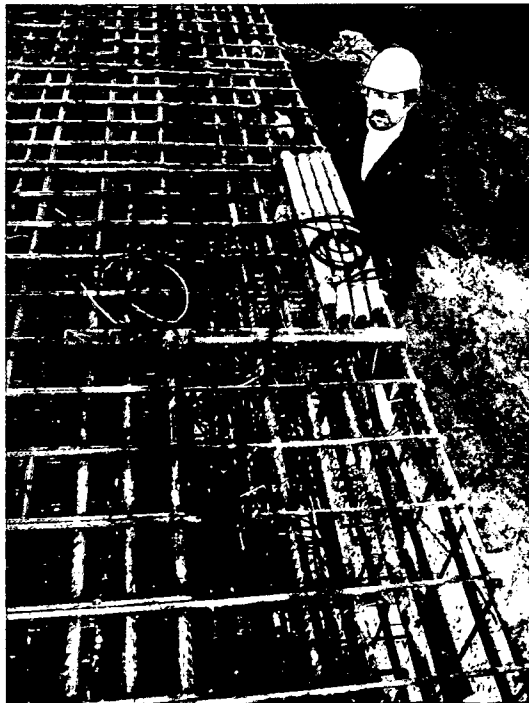


Abb. 211. Die Anschlussstelle beim Verlegen (linke Abbildung) der Messkabel und nach Abschluss (rechte Abbildung) der Arbeiten. Während die Absorberleitungen in grauen Schutzhüllen verpackt sind, werden die Messkabel in insgesamt 6 roten Schutzrohren zusammengefasst, deren Enden fest verschlossen sind, um ein Eindringen des Betons zu verhindern. Im äußersten roten Schutzrohr sind keine Messleitungen enthalten. Dieses ist lediglich für Schutzzwecke vorgesehen. Zusätzlich wurde das unterhalb der Anschlussstelle situierte Schutzisen verlängert, um sowohl die Absorber- als auch die Messleitungen während des Einbauvorganges zu schützen.



Abb. 212. Verbinden der einzelnen Messleitungen und Einlöten der Prüfleitungen.

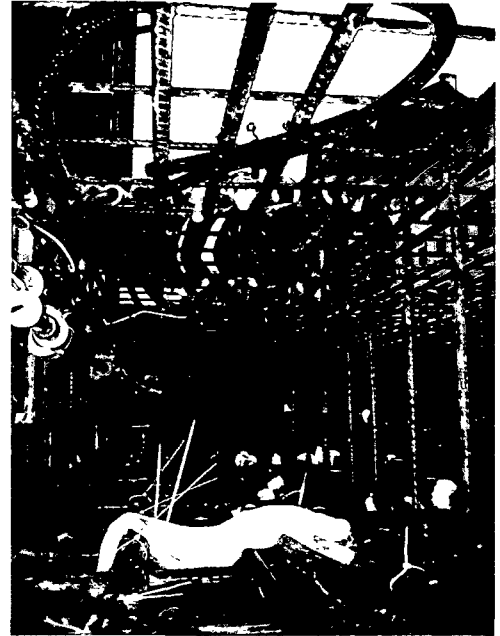


Abb. 213. Blick in den Bewehrungskorb im Bereich der Anschlussstelle. Links ist das Kettenextensometer zu sehen.



Abb. 214. Blick in den unteren Bewehrungskorb im Bereich der Stossstelle der beiden Bewehrungsschüsse. Die Messgeräte im unmittelbaren Bereich der Stossstelle können erst nach Kopplung der beiden Körbe positioniert werden, weshalb sie zunächst am unteren Bewehrungskorb vormontiert werden (links).

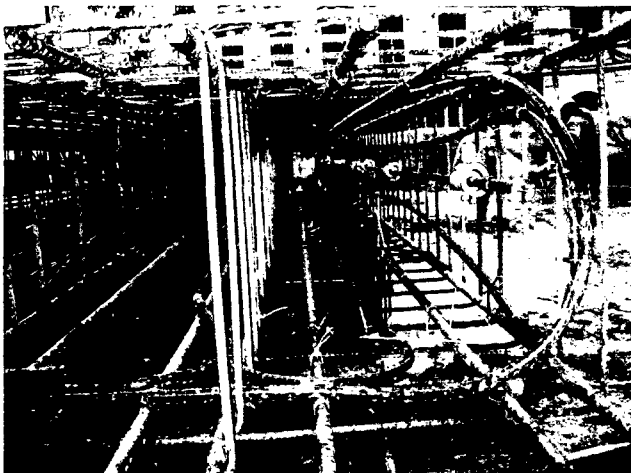


Abb. 215. Blick in den unteren Bewehrungskorb im Bereich des Schlitzwandfußes. Im tiefsten Messquerschnitt befinden sich Temperaturfühler an der Luft- und Erdseite der Schlitzwand sowie der tiefste Messpunkt des Kettenextensometers. Die Messgeräte sind in der Eckkammer situiert, um eventuelle Beschädigung während des Betoniervorganges zu unterbinden. Aus gleichem Grund ist auch jeweils die mittlere Kammer, in der das Betonierrohr geführt wird, frei von Absorberleitungen.

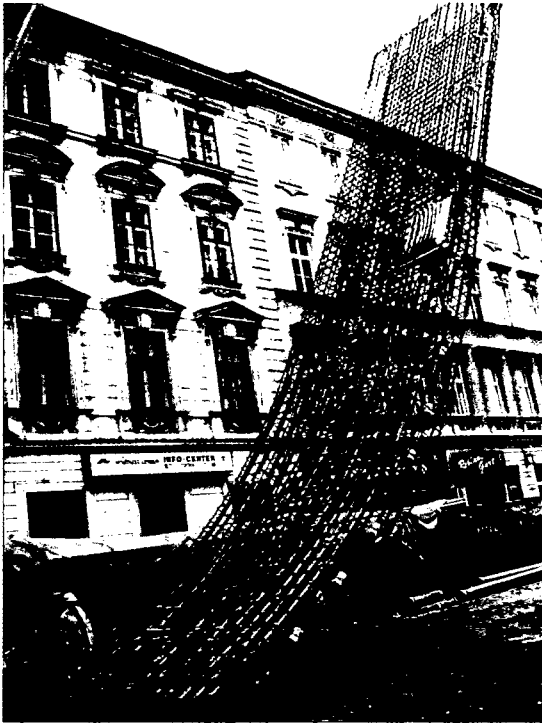


Abb. 216. „Zurechtbiegen“ des Bewehrungskorbes nach dem Aufheben und kurz vor dem Einbau. Damit das Kettenextensometer diesen Vorgang „schadlos“ übersteht, ist es notwendig, das Hüllrohr nicht direkt am Bewehrungskorb sondern in einem Sicherheitsabstand von ca. 5 cm zu befestigen.

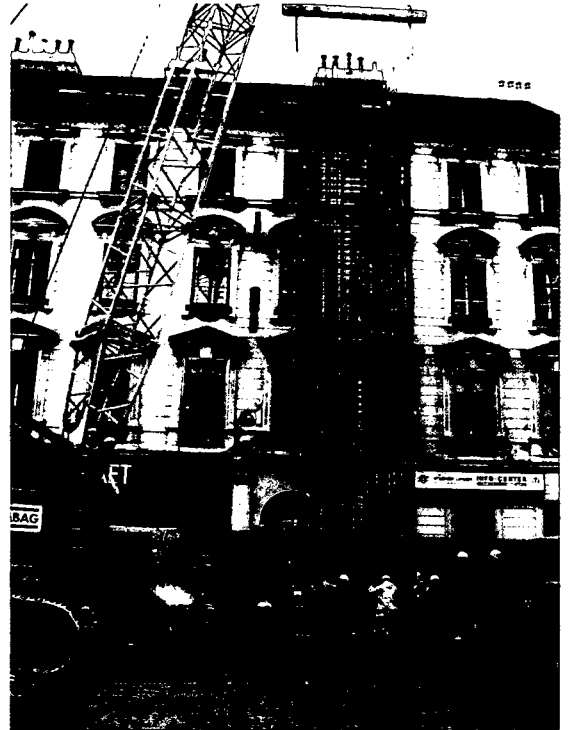


Abb. 217. Einbau des unteren Bewehrungskorbes in den Schlitz. Der Abstand zu den bestehenden Gebäuden beträgt nur etwa 2,5 m.



Abb. 218. Blick auf das obere Ende (Stosstelle) des eingebauten unteren Bewehrungskorbes. Die Prüfleitungen sind bereits herausgeführt.

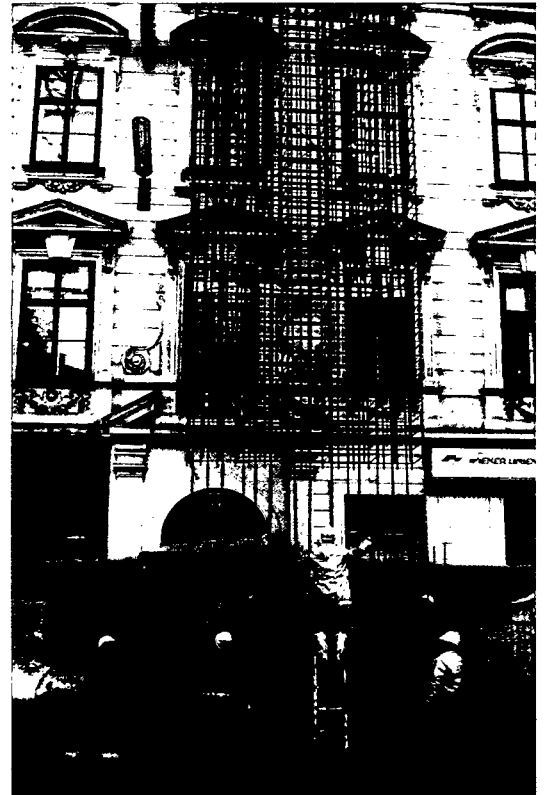


Abb. 219. Kopplung der beiden Bewehrungskörbe. Im roten Sack (oberer Bewehrungskorb) sind die Kabelenden (Steckverbindungen) aller Messgeräte des oberen Bewehrungskorbes verpackt. Die entsprechenden Gegenstücke sind am unteren Bewehrungskorb vorbereitet.



Abb. 220. Da die Anschlussstelle zu diesem Zeitpunkt nicht mehr zugänglich ist, mussten die Kabel der Messgeräte des oberen Bewehrungskorbes im Bereich der Stossstelle verbunden werden. Um den Bauablauf so wenig wie möglich zu beeinflussen, werden wasserdichte Steckverbindungen verwendet, die eine schnelle und zuverlässige Verbindung der Messkabel ermöglichen. Desweiteren werden die restlichen Messgeräte an den Messstellen im Stossbereich montiert. Diese Arbeiten dauerten in etwa 45 min.

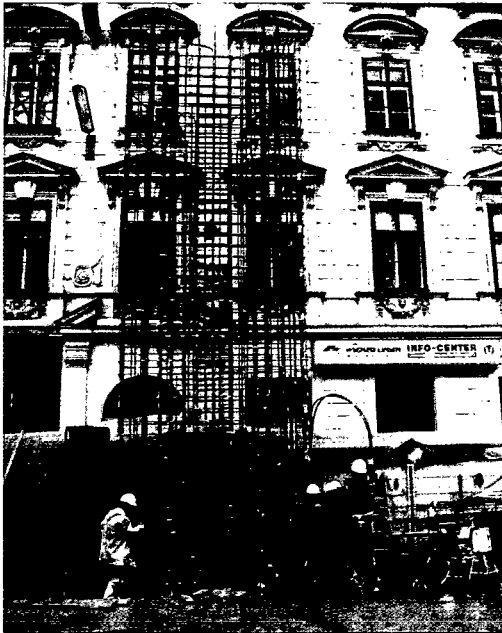


Abb. 221. Während des Absenkens des gesamten Bewehrungskorbes werden die Prüfleitungen für die Absorberleitungen und jene der Messgeräte hochgeführt und an der Außenseite des Korbes befestigt.



Abb. 222. Fertig eingebauter Bewehrungskorb. Von den Messgeräten sind nur noch die Prüfleitungen (roter Sack) zu sehen.

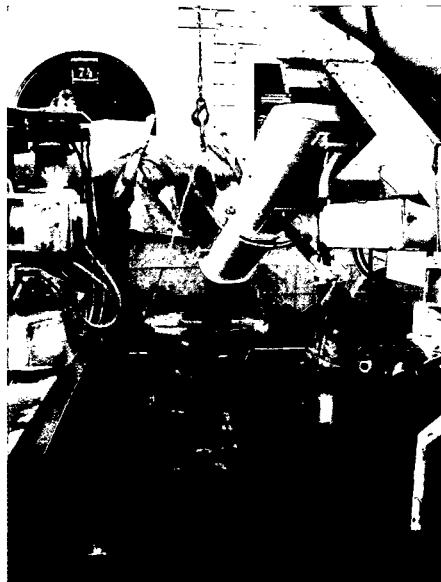


Abb. 223. Betonieren des Messschlitzwandelementes.



Abb. 224. Anhand der Prüfleitungen wird die mittlere Betontemperatur während des Abbindevorganges mitdokumentiert.

10 Entwicklungen einer Absorbertechnologie für den Einsatz im geschlossenen Tunnelbau

10.1 Allgemeines

Tunnelanlagen sind wichtige Infrastrukturbauwerke im städtischen Bereich, weil sie eine von der oberflächlichen Bebauung unabhängige Erschließung von Orten ermöglichen. Im Gegensatz zu Gebäudefundamenten können mittels Tunnelbauwerken sehr große Volumina im Erdreich für die Erdwärmenutzung aktiviert werden. Besonders in hoch überlagerten Tunnels herrschen wesentlich höhere Temperaturen, die eine Nutzung interessant erscheinen lassen. Aber auch seicht liegende Tunnelbauwerke, wie jene für U-Bahnen können nutzbringend zur Erdwärmegewinnung herangezogen werden, wobei zwischen Tunnels in offener Bauweise und Tunnels in geschlossener (bergmännischer) Bauweise zu unterscheiden ist.

- **Nutzung bei Tunnels in offener Bauweise:** Tunnels in offener Bauweise bestehen i.d.R. aus Umschließungsbauteilen mit Pfählen oder Schlitzwänden. Daher kann hier die jahrelang erprobte Technologie der Massivabsorbertechnik in Form von Energiepfählen, Energieschlitzwänden und Energiebodenplatten eingesetzt werden. Beim *Lainzer Tunnel* Baulos „LT24 – Hadersdorf-Weidlingau“ erstmalig ein in offener Bauweise hergestellter Tunnelabschnitt als Absorberbauwerk herangezogen (Kapitel 8).

- **Nutzung bei Tunnels in geschlossener Bauweise:** Die geschlossene Bauweise erfordert eine neue Art von Absorberelementen, da sich Arbeitsablauf und Art der Stützbauwerke im bergmännischen Tunnelbau stark von jenen der offenen Bauweise unterscheiden.

Das Lösen des Gebirges durch Sprengvortrieb, mit Tunnelbaggern, Teilschnittmaschinen oder Tunnelbohrmaschinen erfolgt meistens in Zyklen, wobei als Stützmittel Spritzbeton, Stahlbögen, Anker und Tübbing verwendet werden. Ausbruch und Ausbau erfolgen somit fast immer in Teilabschnitten, was den Einbau durchgehender Erdwärmeabsorber erschwert. Zusätzlich herrschen im bergmännischen Tunnelbau harte Bedingungen für Mensch und Material.

Prinzipiell kann hier über drei konstruktive Elemente eine Erdwärmenutzung bewerkstelligt werden: über ein Vlies, das die Tunnelchale nutzt („Energievlies“), über die Tunnelinnenschale selbst („Energieinnenschale“) oder über Anker-elemente („Energieanker“), die zusätzlich das den Tunnel umgebende Gebirge bzw. Erdreich weitreichend aktivieren können.

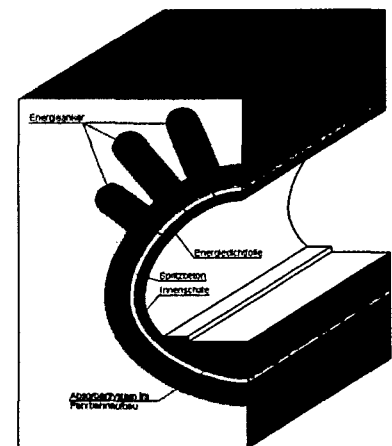


Abb. 225. Absorberelemente in Tunnels bei geschlossener Bauweise.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde das Hauptaugenmerk auf die Entwicklung eines Energievlieses gelegt. Dazu war es erforderlich, einen geeigneten Projektpartner zu suchen, der die nötige Erfahrung und auch die Möglichkeit hat, ein neues Produkt zu entwickeln und herzustellen. Ein solcher Projektpartner wurde mit der Firma *Polyfelt Ges.m.b.H* gefunden, die seit mehr als 30 Jahren Geokunststoffe für den Straßen- und Eisenbahnbau, für den Wasser- und Tunnelbau, für bewehrte Erdkörper, Dränagen, Deponien und viele weitere Anwendungsgebiete entwickelt und produziert. Die Kosten für diese Entwicklung wurden maßgeblich vom *Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie (BMVIT)* und der Firma *Polyfelt* übernommen.

Weiterführende Forschungsarbeiten des *Institutes für Eisenbahnwesen, Verkehrswirtschaft und Seilbahnen* der *TU-Wien* in Zusammenarbeit mit dem *Institut für Grundbau und Bodenmechanik* der *TU-Wien* beschäftigen sich derzeit mit der Entwicklung eines Energieankers.

10.2 Energievlies – Variantenstudie

10.2.1 Allgemeines

Die ersten Überlegungen hinsichtlich der Entwicklung eines Energievlieses erfolgten im Jänner 2002. Es wurden mehrere Möglichkeiten diskutiert, wie in einem Tunnelbauwerk eine Energieextraktion mit einem Vlies erfolgen könnte, wobei letztendlich einem Schutz- und Drainagevlies mit integrierter Rohrleitung der Vorzug gegeben wurde.

Werden in das Schutz- und Drainagevlies Rohrleitungen eingearbeitet, so hat man ein der bereits erprobten Massivabsorbertechnik ähnliches System, bei dem ein geschlossener Kreislauf zur Energieextraktion vorliegt. Über eine Sammelleitung (beispielsweise im Ulmenbereich) können einzelne Zellen gespeist werden, in denen das Wärmeträgermittel Energie aus dem umliegenden Erdreich entzieht und anschließend über eine Sammelleitung zur Wärmepumpe weiterleitet. Mit diesem System lassen sich einzelne in sich abgeschlossene Zellen herstellen, die im Bedarfsfall (Schadensfall) vom übrigen Kreislauf abgekoppelt werden können. Idealerweise können vorgefertigte Elemente (Vlies mit integrierter Rohrleitung) hergestellt und an die Baustelle geliefert werden, wodurch auch für die Bauausführung keine wesentlichen Änderungen zu erwarten sind, da ein Schutz- und Drainagevlies in vielen Fällen ohnehin eingebaut wird (der Bauherr muss kein zusätzliches Element kaufen, und es ergibt sich kein zusätzlicher Arbeitsschritt beim Einbau). Somit ist bei der Tunnelherstellung mit keinem wesentlichen Mehraufwand zu rechnen. Die Montage der Rohrleitungen am Vlies bietet zudem den Vorteil, dass das Vlies die Rohrleitungen vor allem beim Betoniervorgang der Innenschale schützt.

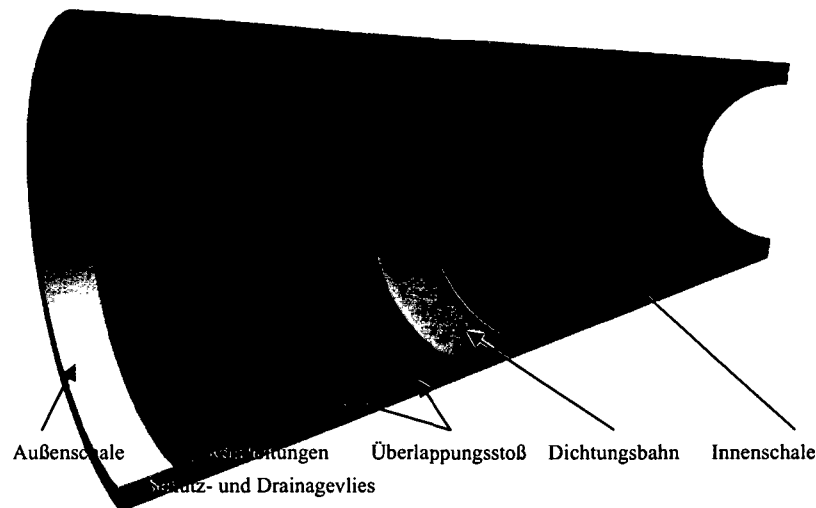


Abb. 226. Mögliche Situierung der Absorbierleitungen im Regelaufbau bei Tunnelbauten mit Dichtungsbahnen.

Die vorgefertigten Elemente sollen eine Breite von rund 2,50 m (derzeit übliche Vliesbahnbreite) haben und eine dem Tunnelquerschnitt entsprechende Länge. Für leichtere Anschlussmöglichkeiten sind Passstücke an beiden schmalen Enden des Energievlieses vorzusehen. An den beiden Längsrändern soll ausreichend Platz für die Befestigung des Energievlieses und die Überlappung der benachbarten Vliesbahnen vorhanden sein. Abb. 227 zeigt einen ersten Entwurf für den Aufbau eines Energievlieses mit unterschiedlichen Varianten der Rohrverlegung.

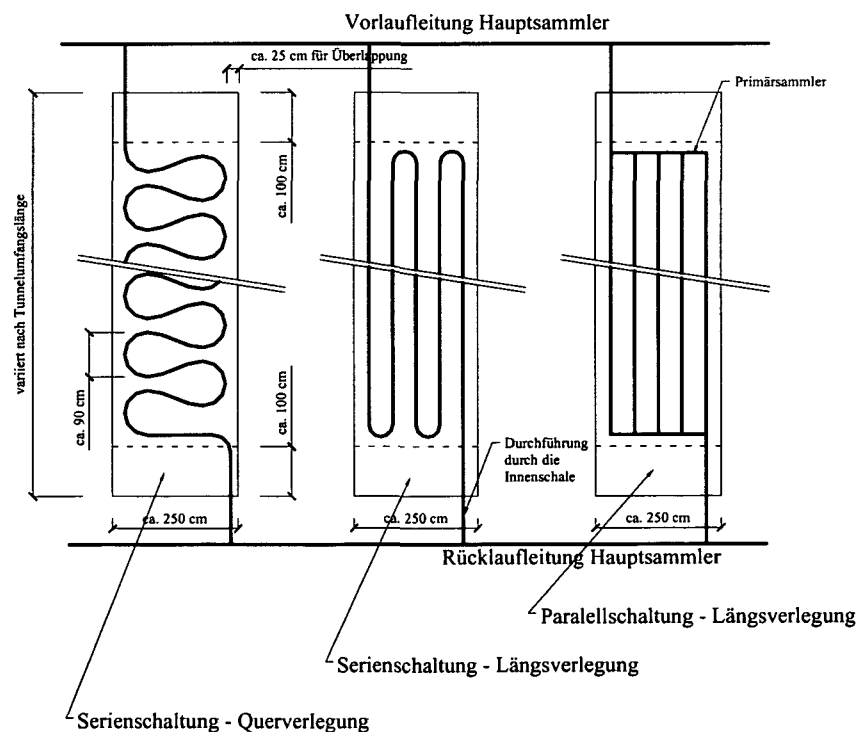


Abb. 227. Varianten für die Rohrverlegung am Energievlies.

Weitere Überlegungen haben schließlich dazu geführt, dass aufgrund der schlangenförmigen Verlegung (Serienschaltung – Querverlegung) lange Rohrleitungen und damit verbunden hohe Rohrleitungsverluste zu erwarten sind, weshalb die Rohrleitungen auf kürzestem Weg um den Tunnelumfang geführt werden sollten. Idealerweise können beispielsweise jeweils 4 parallel um den Umfang laufende Rohre sowohl am Anfang als auch am Ende mit Hilfe eines Verbindungselementes zusammengefasst werden (Parallelschaltung – Längsverlegung). Damit entstehen wiederum einzelne Zellen, die jeweils aus 4 parallel verlaufenden Rohrleitungen bestehen. Aber auch eine Kombination dieser beiden Varianten ist denkbar (Serienschaltung – Längsverlegung).

10.2.2 Strömungsverhalten

Um die drei Varianten der Abb. 227 vergleichen zu können, wurde eine überschlägige Simulationsberechnung anhand eines 300 m langen, mit Energiefolien ausgerüsteten Tunnelabschnitt durchgeführt. Über eine Hauptsammelleitung sollen die einzelnen Zellen miteinander verbunden und der Anschluss an die Wärmepumpe erfolgen. Der längste Kreis wird dabei mit 700 m angenommen (300 m Vorlaufleitung vom Tunnelportal bis zur letzten Zelle, 300 m Rücklaufleitung und 100 m vom Tunnelportal bis zum Standort der Wärmepumpe). Mit einer anzustrebenden Strömungsgeschwindigkeit von 1,0 m/s im Hauptsammler ergibt sich ein Rohrdurchmesser von ca. 130 mm mit einer erforderlichen Pumpleistung von 1913 W. Diese Größen sind für alle betrachteten Varianten gleich, da die Speisung der Zellen unabhängig von der Situierung der Rohrleitungen am Vlies erfolgt. Zudem ist es ausreichend, die weiteren Berechnungen lediglich für die Serienschaltung und die Parallelschaltung durchzuführen, da aus strömungs-technischer Hinsicht kein Unterschied zwischen einer Längs- und einer Querverlegung am Vlies besteht.

Folienlänge (belegte)	30 m		
Folienbreite (belegte)	2,2 m		
Fläche	66 m ²		
Anzahl Rohre	9		
Rohrabstand	0,275 m		
Entzugsleistung	20 W/m ²		
Entzugsleistung pro lfm Rohr	5,5 W/lfm		
Leistung pro Zelle	1,32 kW		
ausgerüstete Tunnellänge	300 m		
Überlappung benachbarter Zellen	0,3 m		
Anzahl Zellen	120		
Gesamtleistung aller Zellen	158,4 kW		
Leistung	158,4 kW		
Wärmekapazität Wärmeträger	3,9 kJ/kg.K	(Antifrogen L-Wasser-Gemisch)	
Delta t	3 K		
Dichte	1035 kg/m ³		
gewünschter Rohrdurchmesser	129 mm		
Massenstrom	13,53846154 kg/s		
Volumenstrom	13,08063917 l/s =	47,090301 m ³ /h	
Strömungsgeschw.	1,000828499 m/s		
kinemat. Zähigkeit bei -2°C	9,00E-06 m ² /s	(Antifrogen L-Wasser-Gemisch)	
Re	14345,21 (wenn rot (>2320), dann turbulent)		
	turbulent		
Rauigkeit ϵ	0,007		
Lambda	0,039	5,063696835	5,083819056
Druckverlust	158,71 Pa/m		
Längster Kreis	700 m	ab Wärmepumpe bis	
max. Druckverlust:	109698,9873 Pa	Anschluss an Zellen	
Pumpleistung für Zuleitung	1913,243827 W		

Abb. 228. Randbedingungen und Berechnung der Pumpleistung für die Zuleitung (Hauptsammler).

eine Rohrleitung am Vlies (Serienschaltung)

Anzahl Kreise (Zellen)	120			
Volumenstrom pro Kreis	0,109005326 l/s			
Massenstrom pro Kreis	0,112820513 kg/s			
Rohrinnendurchmesser	20,4 mm			
Geschwindigkeit	0,333501279 m/s			
kinemat. Zähigkeit	9,00E-06 m ² /s	(Antifrogen L)		
Re	755,94 (wenn rot (>2320), dann turbulent)			
	laminar	turbulent		
Rauigkeit ϵ				
Lambda	0,08			
Druckverlust	238,87	Pa/m		
Kreislänge	270	m		
max. Druckverlust:	64496,14695	Pa	Absorberleitung	
Pumpenleistung für Absorber	1124,867768	W		

Parallelschaltung der Rohrleitungen am Vlies

Anzahl Kreise (Zellen)	120			
Volumenstrom pro Kreis	0,109005326 l/s			
Massenstrom pro Kreis	0,112820513 kg/s			
Rohrinnendurchmesser	20,4 mm			
Geschwindigkeit	0,333501279 m/s			
kinemat. Zähigkeit	9,00E-06 m ² /s	(Antifrogen L)		
Re	755,94 (wenn rot (>2320), dann turbulent)			
	laminar	turbulent		
Rauigkeit ϵ				
Lambda	0,08			
Druckverlust	238,87	Pa/m		
Längster Kreis	5	m	ab Anschluss an Zellen	
max. Druckverlust:	1194,373092	Pa	bis Parallelschaltung	
Pumpenleistung	20,83088459	W		
Anzahl parallele Röhre pro Zelle	9			
Volumenstrom pro Kreis	0,012111703 l/s			
Massenstrom pro Kreis	0,012535613 kg/s			
Rohrinnendurchmesser	20,4 mm			
Geschwindigkeit	0,037055698 m/s			
kinemat. Zähigkeit	9,00E-06 m ² /s	(Antifrogen L)		
Re	83,99 (wenn rot (>2320), dann turbulent)			
	laminar	turbulent		
Rauigkeit ϵ				
Lambda	0,76			
Druckverlust	26,54	Pa/m		
Längster Kreis	30	m	parallel geschaltete	
max. Druckverlust:	796,2487278	Pa	Absorber	
Pumpenleistung für Absorber	13,88725639	0 W		

Abb. 229. Berechnung der Pumpleistung für die Absorberkreise im Falle einer Serien- und einer Parallelschaltung.

Bei einer angenommenen Entzugsleistung von 20 W/m² können insgesamt ca. 160 kW dem Erdreich entzogen werden. Ein Vergleich der Pumpleistungen der beiden Varianten zeigt, dass im Falle einer Parallelschaltung der Rohrleitungen eine Gesamtpumpleistung von 1913 + 20 + 13 = 1948 W und im Falle einer Serienschaltung 1913 + 1124 = 2037 W erforderlich ist. Der große Unterschied ist vor allem in der Strömungsgeschwindigkeit in den Rohrleitungen am Vlies begründet. Bei der Parallelschaltung beträgt diese 0,037 m/s und bei der Serienschaltung 0,33 m/s, ist also rund 10 mal größer.

Nachteilig bei der Parallelschaltung wirken sich die höheren Materialkosten (Primärsammler), der höhere Aufwand aufgrund der Anschlüsse des Primärsammlers an die parallelen Rohrleitungen und die sich dadurch ergebenden Schwachstellen aus.

Bei den durchgeführten Berechnungen ist zu beachten, dass Einzelverluste aufgrund von Krümmern, Verteiler, T-Stücke, etc. in den Berechnungen nicht berücksichtigt worden sind.

10.2.3 Thermisches Verhalten

Zur Untersuchung des thermischen Verhaltens eines Energievlieses und zur Optimierung der Rohrabstände wurden überschlägige numerische Berechnungen mit Hilfe der Randlementemethode (GPBEST) durchgeführt und zwar unter Zugrundelegung folgenden rotationssymmetrischen Modelles:

Um dennoch ein möglichst genaues Bild vom zeitlichen Ablauf der Wärmeflüsse zu erhalten, wurden die einzelnen Modelle mit folgenden drei Sets zu je 20 konstanten Zeitschritten gerechnet:

- 20 x 1 Tag (86400s);
- 20 x 1 Woche (604800s) und
- 20 x 1 Monat (2628000s).

Die Achsabstände der Absorberleitungen wurden mit 0.05m, 0.10m, 0.15m, 0.20m, 0.25m, 0.50m, 0.75m, 1.00m, 1.50m und 2.00m festgelegt. Abb. 232 zeigt, dass der Rohrabstand lediglich bei einem kurzzeitigen Entzug einen wesentlichen Einfluss auf die Leistungsfähigkeit des Energievlieses hat. Für einen Dauerbetrieb ist die Gesamtleistung vom Rohrabstand quasi unabhängig.

Die Berechnungen haben zudem gezeigt, dass die zugrundegelegte Fundamentallösung (Beschreibung des unendlichen Halbraumes) das eigentliche Problem nicht richtig beschreibt, weshalb auch die berechneten Leistungswerte zu gering sind. Außerdem sind mit dem gewählten Berechnungsprogramm instationäre Betrachtungen, wie sie in diesem Fall notwendig sind, nur sehr bedingt möglich, da seitens des Programmherstellers die Anzahl der möglichen Zeitschritte mit lediglich 20 Zeitschritten beschränkt ist. Aus diesen Gründen können die durchgeführten Berechnungen nur für eine grobe, qualitative Abschätzung des optimalen Rohrabstandes herangezogen werden.

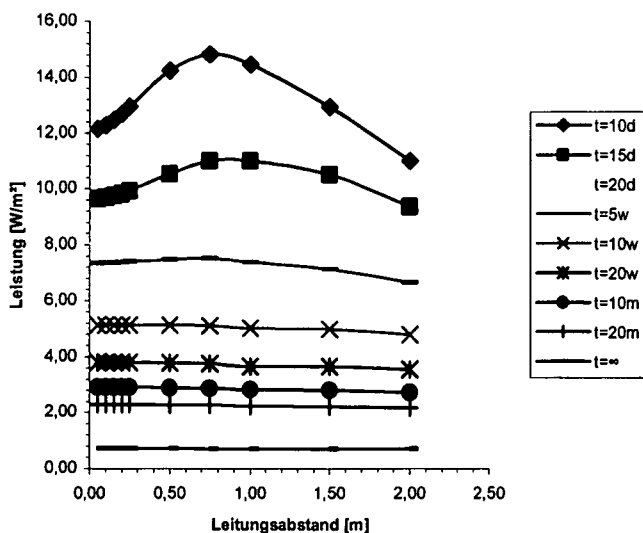


Abb. 232. Zusammenfassung der Berechnungsergebnisse (Wärmeausbeute in W/m^2 Tunnelfläche).

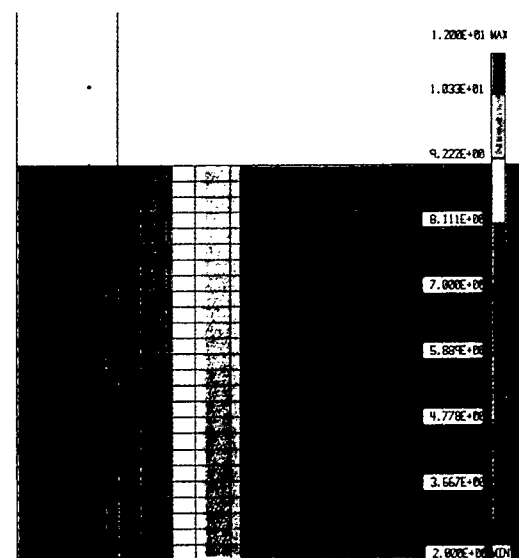


Abb. 233. Temperaturverteilung bei einem Rohrabstand von 0,5 m nach 5 Tagen.

Zusätzlich zu den durchgeführten Untersuchungen stellte sich die Frage, ob das Vlies dämmend auf die Wärmeübertragung zwischen Absorberrohr und Beton wirkt bzw. ob beim Betonieren der Tunnelschale ein guter Verbund zwischen Absorberrohr und Beton erreicht wird. Ein einfacher Versuch hat jedoch gezeigt, dass die Öffnungsweite des eingesetzten Vlieses so groß ist, dass die Zementschlempe das Vlies ungehindert durchdringen kann und damit ein guter Verbund zwischen Absorberrohr und Beton entstehen kann, wodurch auch die Wärmeübertragung verbessert wird.



Abb. 234. Die Zementschlempe durchdringt das Vlies.

10.2.4 Entlüftungproblematik

Die Entlüftung von Rohranlagen sollte stets am Punkt des niedersten Drucks und der höchsten Temperatur (entspricht dem Hochpunkt herkömmlicher Heizungsanlagen) erfolgen, da an diesem Punkt das Wasser am wenigsten Luft in Lösung halten kann. Bei der Auswahl einer Variante für die Fertigung des Energievlieses war zu beachten, dass eine Entlüftung des Rohrsystems am Hochpunkt nicht möglich ist. Es war daher zu prüfen, welche Variante aufgrund dieser Problematik trotzdem blasenfrei befüllt und betrieben werden kann.

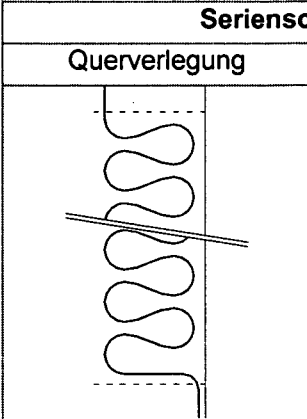
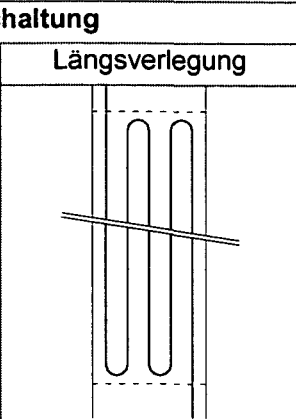
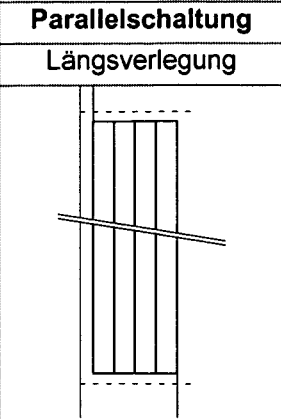
Nach Rücksprache mit Fachleuten der Heizungstechnik kann das Entlüften eines Rohrstranges mit dem „Durchschießen“ der Absorberflüssigkeit erreicht werden. Dabei wird die Flüssigkeit an einem Rohrleitungsende mit hohem Druck und mit hoher Geschwindigkeit eingebracht und fließt am anderen Ende drucklos aus. Idealerweise kann ein entsprechend großer „Sammelcontainer“ als Zwischenspeicherung verwendet werden, von dem die Flüssigkeit entnommen wird und in diesen anschließend wieder hineinströmt. Eine derartige Vorgehensweise wird auch bei der Entlüftung von Heizanlagen, die bei Fußballfeldern unter dem Rasen verlaufen, angewandt, da in diesen Fällen eine Entlüftung am Hochpunkt ebenfalls nicht möglich ist. Aber auch Erdwärmeanlagenbauer wenden diese Technik beim Befüllen der Absorberkreise an.

Des Weiteren empfehlen die angesprochenen Heizungsfachleute den Einbau einer zentralen Vakuumentgasungsanlage in das Rohrleitungssystem. Ein solches Gerät ermöglicht das Ausscheiden von gelösten Gasen, wodurch ein späteres, nochmaliges Entlüften, Zirkulationsstörungen, Erosion und Korrosion innerhalb der Rohrleitungen vermieden werden sollen. Durch folgende Möglichkeiten können Gase in geschlossene Anlagen gelangen:

- Beim Nachfüllen, da im Nachfüllwasser Gase gelöst sind.
- Bei einer Neu- bzw. Teilbefüllung nach Reparaturarbeiten kann Restluft eingeschlossen werden.
- Luft kann über Bauteile in die Anlage eindiffundieren (Kunststoffleitungen sind gasdurchlässig!).
- Durch chemische Reaktionen (z.B. Korrosion) können sich Gase bilden.

10.2.5 Auswahl einer Energievlies-Variante

Aufgrund der Strömungsverhältnisse, der Entlüftungproblematik, der fertigungstechnischen Randbedingungen und der Fertigungskosten ergibt sich folgende Gewichtung der erwähnten Vliestypen:

	Serienschaltung		Parallelschaltung
	Querverlegung	Längsverlegung	Längsverlegung
			
erforderliche Pumpleistung	2 (hoch)	2 (hoch)	1 (niedrig)
Entlüftbarkeit	1 (sehr gut)	2 (gut)	3 (befriedigend)
Fertigung	3 (befriedigend)	2 (gut)	1 (sehr gut)
Fertigungskosten	2 (mittel)	1 (billig)	3 (teuer)
Durchschnittsnote (von 1-5)	2	1,75	2

Tab. 25. Variantenbeurteilung.

Aufgrund dieser Überlegungen wurde für die weitere Entwicklung eines geeigneten Absorberelementes der mittleren Variante (Serienschaltung – Längsverlegung) der Vorzug gegeben.

10.3 Energievlies-Prototyp und Entlüftungsversuch

10.3.1 Allgemeines

Während des Einbaues des Energievlieses in die Tunnelschale steht die Rohrleitung unter Druck (Druckluft). Sobald der Einbauvorgang abgeschlossen ist, wird das gesamte System mit einer Wärmeträgerflüssigkeit gefüllt. Dabei stellt sich die Frage, welche Rahmenbedingungen vorliegen bzw. geschaffen werden müssen, um ein ordnungsgemäßes Befüllen der einzelnen Energievliesbahnen und der verbindenden Sammelleitungen (sowohl beim erstmaligen Befüllen, als auch während des Betriebes (nach Wartungsarbeiten)) gewährleisten zu können. Im Zuge eines großmaßstäblichen Versuches waren somit folgende Fragen zu beantworten:

- Lässt sich das Rohrsystem blasenfrei befüllen?
- Da am Hochpunkt nicht entlüftet werden kann: wie können entstandene Luftblasen wieder ausgetrieben werden?
- In welcher Weise soll das Gesamtsystem (Energiefliedbahnen und Sammelleiter) befüllt werden?
- Ist ein blasenfreies Wiederbefüllen nach der Durchführung von Wartungsarbeiten möglich?

10.3.2 Versuchseinrichtung

Um die Entlüftungsproblematik experimentell untersuchen zu können, stellte die Firma *Polyfelt* einen Energieflied-Prototypen entsprechend Abb. 235 her. Der Prototyp wurde in einer Fertigungshalle am Firmengelände der Firma *Polyfelt* aufgebaut, wobei ein Tunnelprofil mit einem Durchmesser von etwa 8,50 m nachgebildet wurde. Um ein leichteres Hantieren während der Arbeiten zu ermöglichen, wurden die Rohrleitungen nur auf einer Seite am Vlies befestigt. Auf der anderen Seite wurden die Rohrleitungen lediglich durch die Abstandhalter in Position gehalten. Dadurch konnte sowohl der Systemaufbau erleichtert, als auch Erfahrung beim Befestigen der Rohrleitungen am Vlies gesammelt werden.

In der Mitte des Prototyps (= am Hochpunkt der Versuchseinrichtung) wurden in jedem Strang durchsichtige, 1,5 m lange Rohrabschnitte eingebaut, wodurch während der Versuchsdurchführung eine visuelle Kontrollmöglichkeit geschaffen werden konnte. Damit ließ sich überprüfen, ob und bei welchen Verhältnissen sich Luftblasen bilden, und unter welchen Bedingungen diese wieder beseitigt werden können.

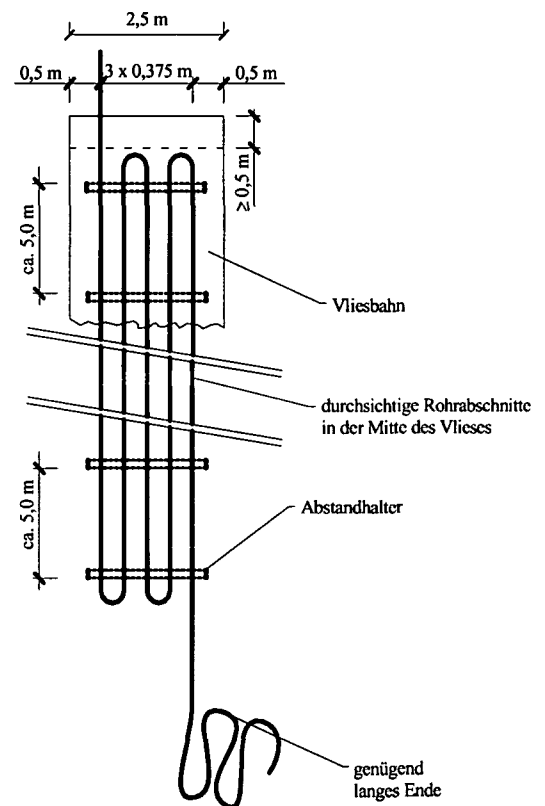


Abb. 235. Herstellungsmaße für den Energieflied-Prototyp.

Die folgenden Materialien wurden für den Prototyp verwendet:

- Vlies: herkömmliches 2 x 250 g/m² Schutz- und Drainagevlies;
- Absorberrohre: Firma Kekelit, Außendurchmesser 25 mm; Wandstärke 2,3 mm (Innendurchmesser 20,4 mm);
- Durchsichtige Rohrabschnitte: gewebeverstärktes PVC-Rohr, Durchmesser in der gleichen Größenordnung wie die Absorberrohre;
- Umwälzpumpe: Grundfos CR2-50.

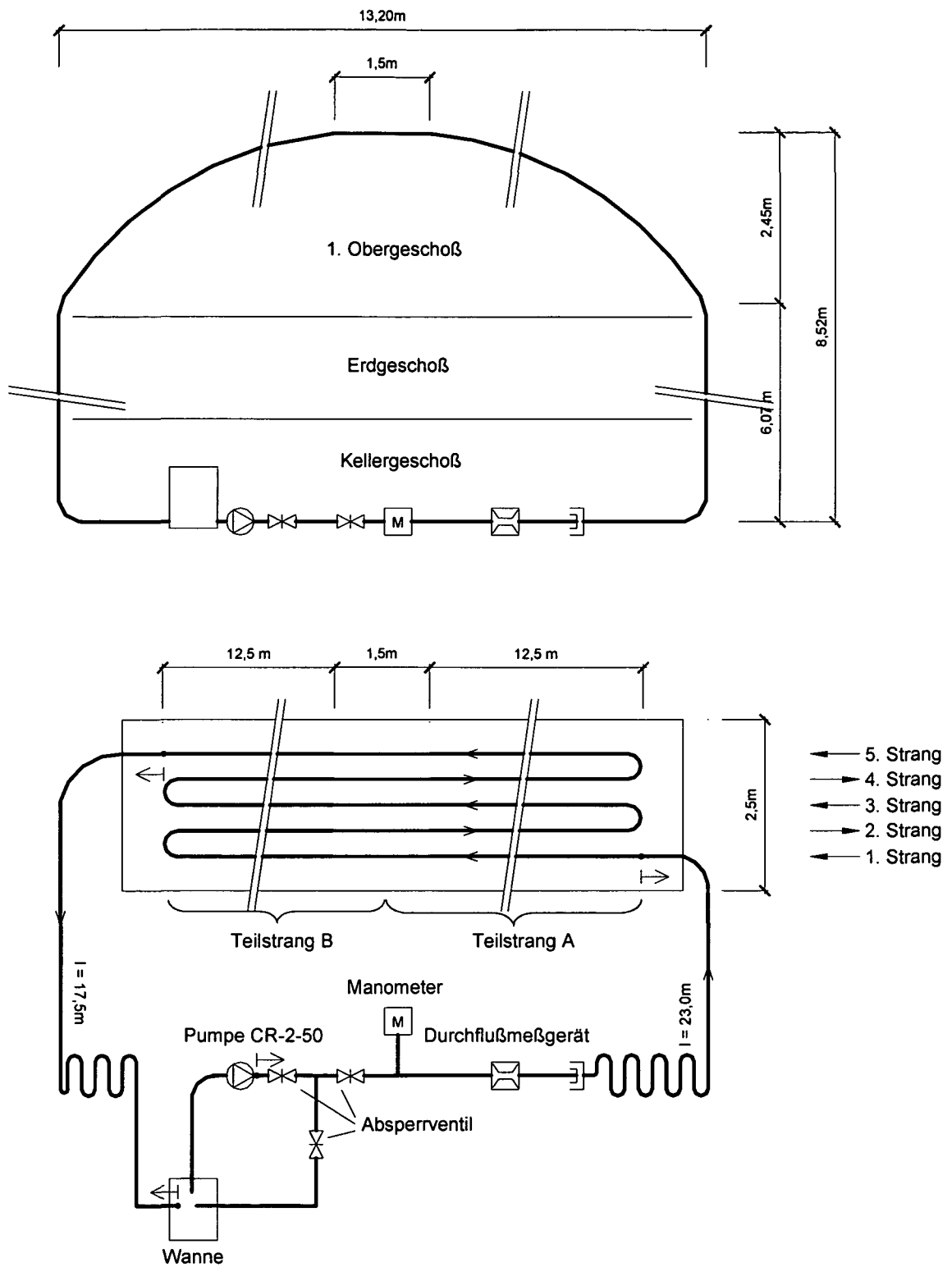
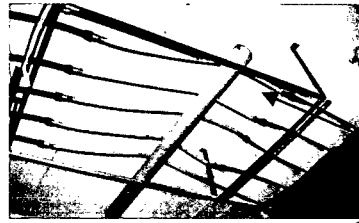
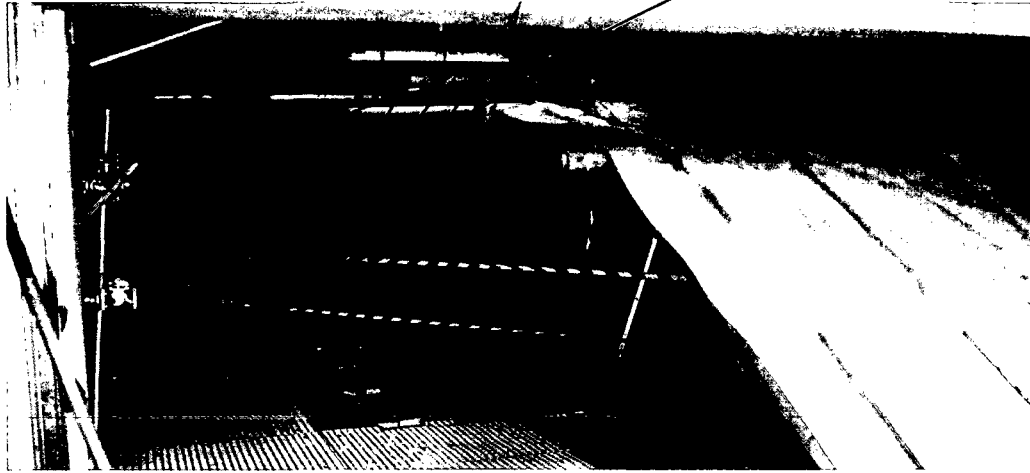


Abb. 236. Schematische Darstellung der Versuchseinrichtung.

1. OG



durchsichtige Rohrleitungen
am Hochpunkt



EG



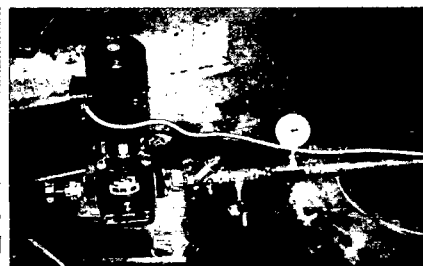
Rohrleitungen auf der linken Seite



Rohrleitungen und Energiekabel auf der rechten Seite



KG



Versuchseinrichtung im
Kellergeschoß

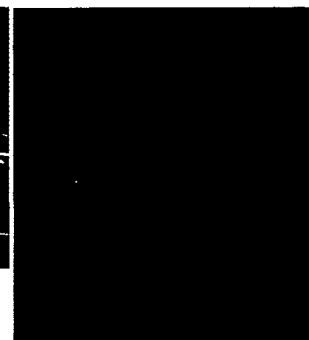


Abb. 237. Aufbau der Versuchsanlage (Nachbildung eines Tunnelquerschnittes).

Den Aufbau der Versuchsanlage zeigt Abb. 236. Die Umwälzpumpe saugt aus einem vollgefüllten Sammelcontainer (Wanne) Wasser an. Durch die Anordnung von drei Absperrventilen war es möglich, den Druck, mit dem das Wasser in das Energievlies gepumpt wurde, exakt zu regeln. Weiters konnte dadurch das Rohrleitungssystem auch direkt an die Wasserleitung angeschlossen werden. Mit Hilfe eines Manometers und eines Durchflussmessgerätes konnten die vorliegenden Strömungsverhältnisse zu jeder Zeit bestimmt und dokumentiert werden.

10.3.3 Versuchsprogramm

Mit dem Energievlies-Prototyp wurden unterschiedliche Befüllszenarien und das Verhalten beim Durchströmen (Umwälzen des gesamten Flüssigkeitsinhaltes) untersucht. Die folgenden Tabellen beinhalten die Aufzeichnungen und Beobachtungen während der Versuchsdurchführung, auf die im anschließenden Kapitel detailliert eingegangen wird.

		Druck bar	Durchfluß l/s	dm ³	Bemerkungen		
VERSUCH 1	Befüllen	langames Befüllen der Anlage mit der Wasserleitung					
		Versuchsbeginn	0,00	0,00	33356,30		
		1. Strang-Teil A befüllt	1,00	0,04	-		kurz nachdem der Hochpunkt erreicht wird, ist der gemessene Durchfluß für einige Zeit nicht konstant (wenn das Wasser hinunterfließt); bei jedem Hochpunkt bildet sich eine Blase
		Zwischenleistung	1,40	0,04	-		
		1. Strang + 2. Strang-Teil B befüllt	1,45	0,04	-		
		1.,2. Strang + 3. Strang-Teil A befüllt	1,70	0,03	33373,20		
		1.,2.,3. Strang + 4. Strang-Teil B befüllt	1,95	0,03	33380,20		
	1.,2.,3.,4. Strang + 5. Strang-Teil A befüllt	2,05	0,03	33388,75			
	1.,2.,3.,4.,5. Strang befüllt (vollständig)	2,05	0,03	33395,45			
	befülltes System	Austreiben der Luftblasen				Wasserleitung voll aufgedreht und nicht mehr verändert	
		Drucksteigerung auf 4 bar	4,00	-	-	Basen werden ausgetrieben	
			2,30	-	33432,50	Druck fällt ab, da die Basen ausgetrieben werden; stationäre Verhältnisse stellen sich ein	
		System an die Pumpe angeschlossen und Druck variiert					
		Druck geändert auf	1,40	0,10	-	lediglich beim 5. Strang sind Luftblasen sichtbar. Durch das Hinunterfließen vom Hochpunkt wird offensichtlich ein Unterdruck erzeugt, wodurch Luft eingesaugt wird.	
		Druck geändert auf	1,60	0,28	-		
Druck geändert auf		2,00	0,35	-			
Druck geändert auf		2,40	0,45	-			
Druck geändert auf	3,60	0,53	-				
gesamtes System mit Druckluft entleert							
VERSUCH 2	Befüllen	langames Befüllen der Anlage mit der Wasserleitung					
		Versuchsbeginn	0,00	0,00	34011,55		
		1. Strang-Teil A befüllt	1,00	0,04	34009,85		Durchflußanzeige springt
		1. Strang + 2. Strang-Teil B befüllt	1,45	0,04	34021,80		
		1.,2. Strang + 3. Strang-Teil A befüllt	1,80	0,03	34034,50		etwas zu spät abgelesen
		1.,2.,3. Strang + 4. Strang-Teil B befüllt	2,00	0,03	34039,40		
		1.,2.,3.,4. Strang + 5. Strang-Teil A befüllt	2,08	0,03	34048,30		
	1.,2.,3.,4.,5. Strang befüllt (vollständig)	2,10	0,02	34052,00			
	befülltes System	Pumpe angeschlossen und Druck variiert (Austreiben der Luftblasen)				Druck erhöht, bis bei den einzelnen Strängen	
		1. Strang blasenfrei	2,40	-	-	keine Basen mehr sichtbar sind	
		1.,2. Strang blasenfrei	2,50	-	-		
		1.,2.,3. Strang blasenfrei	2,60	-	-		
		1.,2.,3.,4. Strang blasenfrei	2,70	-	-		
		1.,2.,3.,4.,5. Strang blasenfrei	-	-	-	Basen werden durch Unterdruck eingesaugt	
		System in Ruhe gelassen				durch Undichthalten sind in allen Strängen wieder Basen enthalten	
Druck variiert							
Druck geändert auf	1,80	0,07	-	Luftblasen weiterhin vorhanden			
Druck geändert auf	1,85	0,04	-				
Druck geändert auf	1,95	0,05	-	Durchfluß vorhanden			
Druck geändert auf	2,00	0,07	-				
Druck geändert auf	2,05	0,08	-				
Druck geändert auf	2,10	0,10	-	1. Strang blasenfrei			
Druck geändert auf	2,05	0,10	-	1.,2. Strang blasenfrei			
Druck geändert auf	2,00	0,10	-	1.,2.,3. Strang blasenfrei			
Druck geändert auf	2,00	0,10	-				
Druck geändert auf	1,90	0,10	-	im 4. und 5. Strang sind noch Basen (vermutlich durch Undichthalten)			
Druck geändert auf	1,80	0,10	-				
Druck geändert auf	1,70	0,10	-				
Druck geändert auf	2,80	0,39	-	Durchreißen -> Basen im 4. und 5. Strang werden ausgetrieben			
Druck geändert auf	2,40	0,40	-				
Druck geändert auf	2,30	0,41	-				
Druck geändert auf	2,30	0,41	-				

Tab. 26. Protokoll der Versuche 1 und 2 mit dem Energievlies-Prototyp.

Versuch	Befüllen	Druck bar	Durchfluß		Bemerkungen
			l/s	dm³	
VERSUCH 3	schnelles Befüllen mit Pumpe				
	Versuchbeginn	0,00	0,00	34467,03	volle Pumpenleistung
	1. Strang-Teil A befüllt	2,50	ca. 0,70	-	Durchflußmessung aufgrund der schnellen
	1. Strang + 2. Strang-Teil B befüllt	3,00	-	-	Versuchsdurchführung nicht möglich
	1., 2. Strang + 3. Strang-Teil A befüllt	3,25	-	-	
	1., 2., 3. Strang + 4. Strang-Teil B befüllt	3,40	ca. 0,57	-	
	1., 2., 3., 4. Strang + 5. Strang-Teil A befüllt	-	-	-	Abbruch weil Pumpe Luft ansaugte -> Wiederholung des Versuches
gesamtes System mit Druckluft entleert					
VERSUCH 4	schnelles Befüllen mit Pumpe				
	Versuchbeginn	0,00	0,00	34516,21	volle Pumpenleistung
	1. Strang-Teil A befüllt	2,50	-	-	Durchfluß sinkt im Zuge der
	1. Strang + 2. Strang-Teil B befüllt	3,00	-	-	Versuchsdurchführung
	1., 2. Strang + 3. Strang-Teil A befüllt	3,25	-	-	
	1., 2., 3. Strang + 4. Strang-Teil B befüllt	3,40	0,55	-	
	1., 2., 3., 4. Strang + 5. Strang-Teil A befüllt	3,60	-	-	
b.S.	konstante Umwälzung bei	3,60	0,52	-	stationärer Zustand; keine Luftblasen enthalten; Wasserhöhe im Fall: 58,5 cm; Temp = 9,8°C
gesamtes System mit Druckluft entleert					
VERSUCH 5	Befüllen mit Pumpe und konstantem Druck von 2,0 bar				
	Versuchbeginn	0,00	0,00	34682,97	
	1. Strang-Teil A befüllt	2,00	0,50	-	Durchfluß steigt
	1. Strang + 2. Strang-Teil B befüllt	2,00	0,45	-	
	1., 2. Strang + 3. Strang-Teil A befüllt	2,00	0,41	-	
	1., 2., 3. Strang + 4. Strang-Teil B befüllt	2,00	0,36	-	
	1., 2., 3., 4. Strang + 5. Strang-Teil A befüllt	2,00	0,29	-	
b.S.	konstante Umwälzung bei	2,00	0,35	-	1., 2., 3., 4. Strang sind blasenfrei, beim 5. Strang sind Blasen sichtbar (altes Problem);
	Druckreduzierung auf	1,00	0,19	-	rückläufiger Trend: Luftblasen kommen in den 5., 4. und 3. Strang; Wasserhöhe im Fall: 58,5 cm; Temp = 9,8°C
gesamtes System mit Druckluft entleert					
VERSUCH 6	Befüllen mit Pumpe und konstantem Druck von 1,5 bar				
	Versuchbeginn	0,00	0,00	-	Wasserhöhe im Fall: 58,5 cm; Temp = 9,8°C
	1. Strang-Teil A befüllt	1,50	0,36	-	
	1. Strang + 2. Strang-Teil B befüllt	1,50	0,39	-	
	1., 2. Strang + 3. Strang-Teil A befüllt	1,50	0,04	-	deutliche Durchflußreduzierung
	1., 2., 3. Strang + 4. Strang-Teil B befüllt	1,50	0,00	-	kein Befüllen möglich -> Druckerhöhung auf 1,8 bar
	1., 2., 3., 4. Strang + 5. Strang-Teil A befüllt	1,80	0,02	-	kein Befüllen möglich -> Druckerhöhung auf 2,0 bar
b.S.	Druck geändert auf	4,00	-	-	kurzfristige 4 bar; Druck fällt jedoch, je mehr Blasen ausgetrieben werden.
	Druck geändert auf	3,60	0,52	-	System blasenfrei; stationäre Verhältnisse haben sich eingestellt
	Druck geändert auf	2,00	0,35	-	bei qualitativem Zustand und einer Druckreduzierung auf konstante 2 bar stellt sich ein Durchfluß von 0,35 l/s ein.
gesamtes System mit Druckluft entleert					

Tab. 27. Protokoll der Versuche 3 bis 6 mit dem Energievlies-Prototyp.

10.3.4 Diskussion der Versuchsergebnisse

10.3.4.1 Versuch 1 – langsames Befüllen mit der Wasserleitung

Bei einem extrem langsamen Befüllvorgang der Leitungen sind große Lufteinschlüsse zu erwarten. Dementsprechend groß ist auch der zu überwindende Widerstand (Befülldruck). Zu Versuchsbeginn war das Rohrleitungssystem mit Luft gefüllt (atmosphärischer Luftdruck) und das Rohrleitungsende „offen“ (freier Ausfluss).

Das Rohrleitungssystem wurde mit der Wasserleitung verbunden und ein minimaler Durchfluß eingestellt. Hierbei war folgendes zu beobachten:

Mit steigender Wassermenge füllt sich zunächst der Strang 1-Teil A, wobei der Rohrleitungsquerschnitt vollständig gefüllt ist. Sobald die steigende Wassersäule den Hochpunkt erreicht, rinnt ein Tropfen nach dem anderen den Strang 1-Teil B hinunter und bildet im Tiefpunkt schließlich einen Wasserpfropfen. In der Gefällestrecke zwischen Hoch- und Tiefpunkt (Strang 1-Teil B) stellt sich eine sogenannte Freispiegelströmung ein, d.h. der Förderstrom füllt nur zum Teil den Rohrquerschnitt aus, der Restquerschnitt ist mit Luft gefüllt (Abb. 238-1).

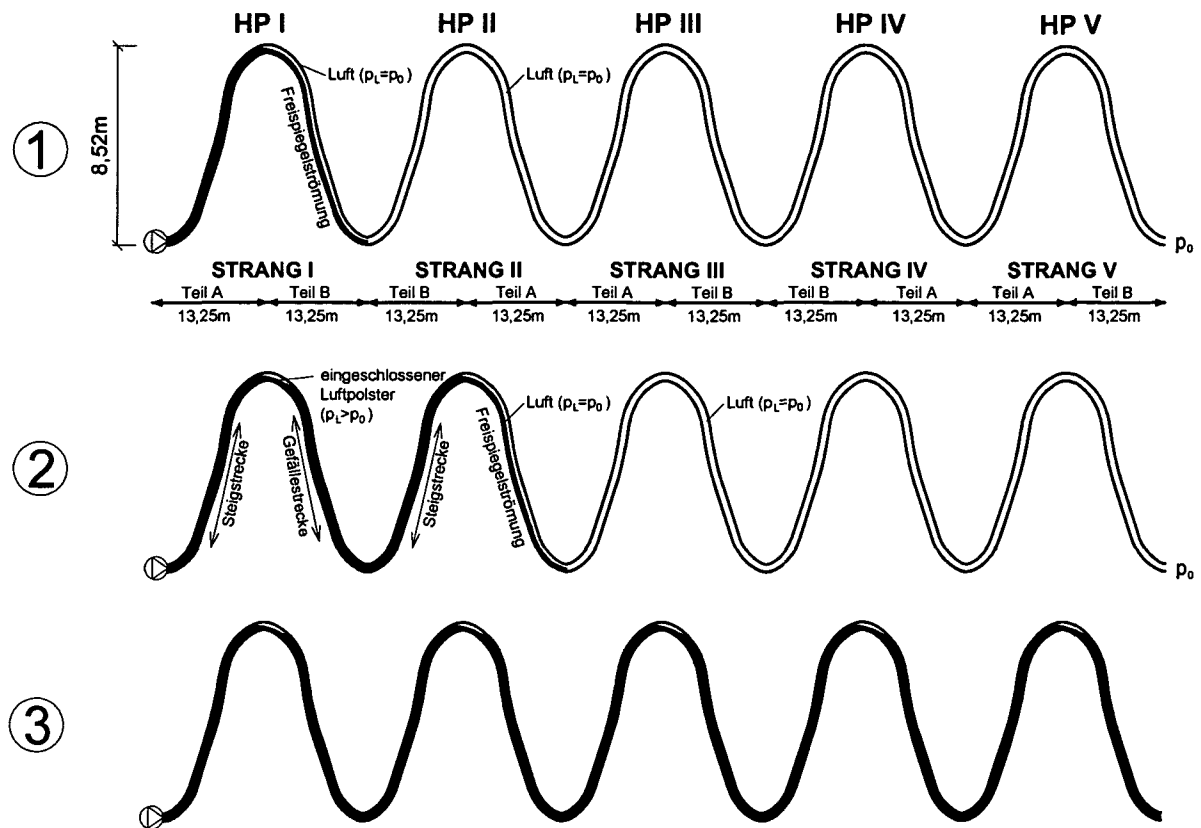


Abb. 238. Schematische Rohrabwicklung des verwendeten Prototyps mit Luftblasenbildung im Zuge einer langsamen Befüllung.

Der Wasserpfropfen im Tiefpunkt schließt die Luft in der Gefällestrecke ein (Abb. 238-2). Bei weiterer Förderung über den Tiefpunkt hinaus (Strang 2-Teil B) steigt der Befülldruck um den Betrag der geodätischen Höhe zum nächsten Hochpunkt einschließlich der Rohrreibung an. In Abhängigkeit von der Höhe der Wassersäule zwischen dem Tiefpunkt und dem nächsten Hochpunkt (Strang 2-Teil B) wird die eingeschlossene Luft im Strang 1-Teil B zusammengedrückt (Prinzip der kommunizierenden Gefäße). Im Luftpolster des Gefälleabschnittes herrscht dadurch ein höherer als der ursprünglich atmosphärische Druck, der bei der Förderung überwunden werden muss.

Aufgrund dieses Befüllvorganges sind zwei Grenzen für den aufzubringenden Befülldruck denkbar (siehe dazu Abb. 239):

Würde man am Hochpunkt I entlüften, so könnte dort die eingeschlossene Luft der nachfolgenden Gefällestrecke entweichen und die Wassersäule h_2 würde sich nach dem Prinzip der kommunizierenden Gefäßen verkürzen. Eine Pumpe müsste in diesem Fall nur die Rohrreibungsverluste h_R und die Wassersäule h_1 einschließlich der Differenz der Wassersäule zwischen dem Hochpunkt I und II ($\Delta h_{I,II}$) überwinden.

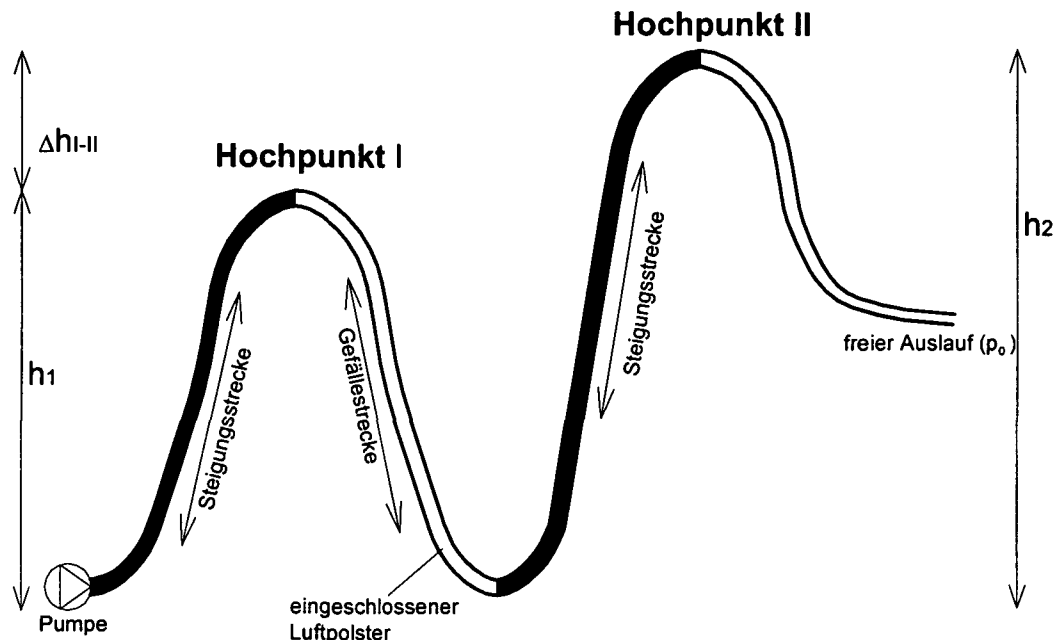


Abb. 239. Maximal eingeschlossener Luftpolster.

Allgemein wird die zur Berechnung des aufzubringenden Befülldruckes notwendige, zu überwindende Förderhöhe zu:

$$H_{P,min} = \Delta h_{P-maxHP} + h_R \quad (149)$$

mit $\Delta h_{P-maxHP}$: Höhenunterschied zwischen Pumpe und dem maximalen Hochpunkt (= h_2)

Wird jedoch am Hochpunkt I nicht entlüftet, dann müsste eine Pumpe die Rohrreibungsverluste h_R und die Wassersäulen h_1 und h_2 überwinden. Somit berechnet sich die zu überwindende Förderhöhe zu:

$$H_{P,max} = \sum \Delta h_{TP-HP} + h_R \quad (150)$$

mit $\sum \Delta h_{TP-HP}$: Summe der Höhenunterschiede der Steigungsstrecken (= $h_1 + h_2$)

Während in der Praxis bei herkömmlichen Rohrleitungssystemen die minimale Förderhöhe $H_{P,min}$ durch den Einsatz von Entlüftungsventilen an den Hochpunkten erreicht werden kann, ist die maximale Förderhöhe $H_{P,max}$ eine theoretische Obergrenze, unterhalb derer sich die betriebliche Förderhöhe mit komprimierten Lufteinschlüssen einstellt, wenn wie im Falle des Energievlieses nicht entlüftet werden kann.

Im Zuge der Energievliesbefüllung hat der aufzubringende Befülldruck (entspricht der betrieblichen Förderhöhe) stets zugenommen. Bei dieser langsamen Befüllung (Durchfluss im Bereich von 0,03 bis 0,04 l/s) bildet sich in jedem Strang am jeweiligen Hochpunkt eine Luftblase aus.

10.3.4.2 Versuch 1 – Austreiben der Luftblasen

Um zu prüfen, ob die an den Hochpunkten aller 5 Stränge verbliebenen Luftblasen ausgetrieben werden können, wurde das Rohrleitungssystem mit vollem Wasserdruck (der Wasserleitung) belastet:

Der Druck im Leitungssystem steigt dabei zu Beginn kurzfristig auf 4 bar an. Durch die hohe Fließgeschwindigkeit werden einzelne Luftblasen von der Strömung mitgerissen und über den freien Ausfluss aus der Rohrleitung entfernt. Je mehr Luftblasen ausgetrieben werden, desto geringer wird der Druck. Nach kurzer Zeit stellen sich schließlich bei einem Druck von 2,3 bar stationäre Verhältnisse ein. Zu diesem Zeitpunkt sind keine Luftblasen mehr in der Rohrleitung enthalten.

10.3.4.3 Versuch 1 – Pumpe angeschlossen und Druck variiert

Mit dem Anschluss der Umwälzpumpe an das Energievlies, ist der Kreislauf geschlossen worden. Die Pumpe saugt Wasser aus der Wanne an, pumpt dieses in das Rohrleitungssystem und letztendlich wieder in die Wanne zurück. Über eine separate Leitung, gekoppelt mit Ventilen, konnte der Druck in der Rohrleitung exakt gesteuert werden. Wie zu erwarten, steigt die Fließgeschwindigkeit bzw. der Durchfluss mit steigendem Druck an. Im Zuge der Versuchsdurchführung ist jedoch beobachtet worden, dass sich bei einem Druck unter 2,0 bar im 5. Strang wieder Luftblasen bilden. Da die ersten 4 Stränge jedoch weiterhin blasenfrei geblieben sind, ist im 5. Strang durch eine Undichtigkeitsstelle Luft angesaugt worden. Die Strömungsgeschwindigkeit ist bei diesem Druck offensichtlich zu gering, um diese Luftblasen mitzureißen. Eine Drucksteigerung auf 2,4 bar hat wieder ein vollkommen blasenfreies Leitungssystem mit sich gebracht.

10.3.4.4 Versuch 2 – langsames Befüllen der Anlage mit der Wasserleitung

Durch eine Wiederholung des langsamen Befüllvorganges konnten die Ergebnisse von Versuch 1 bestätigt werden.

10.3.4.5 Versuch 2 – Pumpe angeschlossen und Druck variiert (Austreiben der Blasen)

Das Energievlies wurde wiederum an die Pumpe angeschlossen, um in weiterer Folge die verbliebenen, sichtbaren Luftblasen auszutreiben. Der Druck musste zunächst auf 2,4 bar gesteigert werden, um den 1. Strang blasenfrei zu bekommen. Mit einer weiteren Drucksteigerung wurden auch die Luftblasen der restlichen vier Stränge ausgetrieben.

10.3.4.6 Versuch 2 – System in Ruhe gelassen – Druck variiert

Das befüllte Rohrleitungssystem wurde einige Zeit „in Ruhe“ gelassen, wodurch aufgrund von Undichtigkeiten Luft in das System eindringen konnte. Somit konnten sich in allen Strängen wieder Luftblasen bilden. Durch Variation des Druckes wurde nun versucht jenen Druck bzw. jene Strömungsgeschwindigkeit zu bestimmen, bei dem bzw. bei der die Luftblasen wieder von der Strömung mitgerissen werden. Bei einem Druck von rund 2,0 bar bzw. bei einem Durchfluss von 0,1 l/s (= 0,31 m/s) wurden die Luftblasen der ersten drei Stränge von der Strömung mitgerissen. Erst bei einem Druck von 2,6 bar bzw. bei einem

Durchfluss von 0,39 l/s (= 1,19 m/s) kam es zu einem „Durchreißen“ der letzten beiden Stränge, womit das komplette Rohrsystem wieder blasenfrei war.

10.3.4.7 Versuch 3 und 4 – schnelles Befüllen mit Pumpe

Beim langsamen Befüllen des Energievlieses, wie es bei den Versuchen 1 und 2 durchgeführt wurde, handelt es sich um äußerst ungünstige Verhältnisse, da sich extrem große Luftblasen bilden können, die in einem weiteren Arbeitsgang beseitigt werden müssen. Obwohl sich gezeigt hat, dass diese Luftblasen problemlos ausgetrieben werden können, erhebt sich die Frage, ob sich bei einem anderen, schnelleren Befüllvorgang überhaupt Luftblasen bilden. Dies wurde im Zuge der Versuche 3 und 4 getestet:

Bei einem schnellen Befüllvorgang, d.h. hoher Druck und hoher Durchfluss (volle Pumpenleistung), haben etwaige eingeschlossene Luftblasen keine Möglichkeit sich am Hochpunkt der Rohrleitung zu sammeln, sondern wurden von der starken Strömung mitgerissen und somit aus dem Rohrleitungssystem entfernt. Der maximale Druck, der während dieses Befüllvorganges gemessen wurde, betrug 3,6 bar. Das gesamte System war in kürzester Zeit blasenfrei befüllt.

Das befüllte System wurde anschließend bei voller Pumpenleistung umgewälzt, wobei sich bei einem Druck von 3,6 bar bzw. einem Durchfluss von 0,52 l/s (= 1,59 m/s) stationäre Verhältnisse einstellten.

10.3.4.8 Versuch 5 – Befüllen mit Pumpe und konstantem Druck von 2,0 bar

Bei diesem Befüllversuch wurde der Druck konstant auf 2,0 bar gehalten. Obwohl der Durchfluss im Zuge der Versuchsdurchführung immer mehr abnahm, konnte trotzdem das gesamte Rohrleitungssystem blasenfrei befüllt werden.

Auch im Anschluss an diese Befüllvariante wurde das komplett befüllte System bei einem Druck von 2,0 bar für längere Zeit umgewälzt, wobei im 5. Strang wieder Luftblasen zu sehen waren. Diese dürften, wie bereits erwähnt, durch Undichtigkeiten im 5. Strang angesaugt worden sein. Bei einer weiteren Druckreduzierung auf 1,0 bar sind durch weitere Undichtigkeiten auch in den übrigen Strängen Luftblasen aufgetreten, wobei ein rückwärtiger Trend (d.h. zuerst Luftblasen im 4. Strang, dann im 3. Strang, usw.) beobachtet werden konnte.

10.3.4.9 Versuch 6 – Befüllen mit Pumpe und konstantem Druck von 1,5 bar

Der Mindestdruck, mit dem das Rohrsystem blasenfrei befüllt werden kann, liegt offensichtlich in der Größenordnung von 2,0 bar. In einem letzten Versuch sollte nun diese Annahme überprüft werden. Dazu wurde Versuch 5 mit einem geringeren Druck von 1,5 bar wiederholt.

Bei diesem Druck konnte die Rohrleitung lediglich bis zum 3. Strang befüllt werden, da das statische Gleichgewicht erreicht wurde und die Wassersäule somit zum Stillstand kam. Mit einer Drucksteigerung auf 1,8 bar konnte der 4. Strang und erst bei 2,0 bar schließlich auch der 5. Strang, somit das gesamte Rohrsystem vollständig befüllt werden. Da der Durchfluss wieder sehr gering war (in der Größenordnung von den Versuchen 1 und 2) bildeten sich in den Strängen 2 bis 5 neuerlich Luftblasen, die jedoch, wie schon bei den vorigen Versuchen, durch einen höheren Druck wieder entfernt werden konnten.

10.3.5 Zusammenfassung der Versuchsergebnisse

Im Folgenden werden die wesentlichen Erkenntnisse aus den durchgeführten Versuchen zusammengefasst:

- Bei langsamer Befüllung bilden sich an den Hochpunkten der Rohrleitung Lufteinschlüsse.
- Durch eine Drucksteigerung auf 2,7 bar können diese Luftblasen wieder vollständig ausgetrieben werden. Aufgrund der hohen Strömungsgeschwindigkeit werden einzelne Luftblasen von der Strömung mitgerissen und somit beseitigt.
- Je mehr Luftblasen ausgetrieben werden, desto geringer wird der für die Umwälzung benötigte Druck.
- Bei einem Druck unter 2,0 bar gelangen durch Undichtheiten wieder Luftblasen ins System.
- Bei schneller Befüllung (maximaler Druck = 3,6 bar) bilden sich keine Luftblasen im Rohrsystem.
- Bei längerer Umwälzung unter voller Pumpenleistung stellen sich stationäre Verhältnisse bei einem Druck von 3,6 bar und einem Durchfluss von 0,52 l/s ein.
- Bei einem Befülldruck von 2,0 bar kann das Rohrleitungssystem gerade noch blasenfrei befüllt werden. Dieser Mindestwert muss somit beim Einbau auf einer Baustelle in jedem Fall überschritten werden.
- Haben sich einmal Lufteinschlüsse gebildet, so ist für deren Beseitigung ein höherer Druck notwendig, als wenn das Rohrsystem gleich blasenfrei befüllt wird.
- Für das Umwälzen der gesamten Anlage ist (in Abhängigkeit von der gewünschten Strömungsgeschwindigkeit) ein geringerer Druck notwendig als für das Befüllen der Anlage.

Ein langsamer Befüllvorgang stellt sicherlich einen Extremfall dar, bei dem sich eine große Anzahl von Luftblasen bilden kann. Durch eine Steigerung der Strömungsgeschwindigkeit können diese Luftblasen jedoch problemlos beseitigt werden. Ob letztlich ein blasenfreies System vorliegt oder nicht, kann in jedem Fall relativ einfach durch Beobachtung des freien Ausflusses (Luftblasen sichtbar!) festgestellt werden.

10.3.6 Rechnerische Überprüfung der Messdaten und Ermittlung von Kennzahlen

Aufgrund der festgelegten Randbedingungen (Geometrie, Rohrlänge, Durchmesser, etc.) können die Messdaten rechnerisch überprüft werden, wobei jedoch gewisse Streuungen auftreten. Folgende Eckdaten sind bekannt:

- Gesamte Rohrleitungslänge: $L_p = 5 \cdot (12,5 + 1,5 + 12,5) + 23 + 17,5 = 173 \text{ m}$ (151)

- Innendurchmesser der Rohrleitung: $D = 20,4 \text{ mm}$ (152)

- Querschnittsfläche der Rohrleitung: $A = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} = 0,000323 \text{ m}^2$ (153)

Berechnung der Flüssigkeitsmenge:

Bei der langsamen Befüllung der Rohrleitung konnte das gesamte Durchflussvolumen bestimmt werden. Um die ganze Rohrleitung zu befüllen, wurde ein Wasservolumen von ca. 40 l (Versuch 1 und 2) benötigt. Rechnerisch ergibt sich:

$$V = A \cdot L_p = 55,8 \text{ l} \quad (154)$$

Die Differenz ist höchstwahrscheinlich auf die das eingeschlossene Luftvolumen an den Hochpunkten zurückzuführen. Des Weiteren wird vermerkt, dass das Durchflussmessgerät bei sehr kleinen Durchflüssen, bei denen der Rohrquerschnitt nicht vollständig gefüllt ist, ungenaue Angaben liefert. Diese Randbedingungen liegen vor allem bei der Befüllung des ersten Stranges vor.

Berechnung der Strömungsverhältnisse:

Das blasenfreie Rohrleitungssystem wurde bei einem Durchfluss von $Q = 0,35 \text{ l/s}$ (Versuch 1, 5 und 6) und $Q = 0,53 \text{ l/s}$ (Versuch 6) für längere Zeit durchströmt (gesamter Flüssigkeitsinhalt wurde umgewälzt), bis sich stationäre Verhältnisse eingestellt haben. Bei einer angenommenen Rohrrauigkeit von $\varepsilon = 0,007 \text{ mm}$ ergeben sich *Reynolds*-Zahlen im turbulenten Bereich. Vergleicht man die sich ergebende Gesamtdruckdifferenz mit dem gemessenen Druck, ergibt sich ein Fehler von rund 0,7 bar. Der etwas zu hoch gemessene Druck ist vermutlich durch Undichtheiten im Rohrsystem (Wasser ist an den zahlreichen Kopplungsstellen herausgetropft) und den höheren Widerstand bei den durchsichtigen Rohrleitungen (10 Fittinge bzw. Kopplungsstellen mit Rohrverengungen) begründet.

Durchfluß [l/s]	0.39	0.53	
Durchmesser [mm]	20.4	20.4	
Leitungslänge[m]	173	173	
Rauhigkeit [mm]	0.007	0.007	
kinematische Viskosität [mm ² /s]	1.31	1.31	bei 10°C
Dichte [kg/m ³]	999.7	999.7	bei 10°C
Durchfluß [m ³ /s]	0.00039	0.00053	
kinematische Viskosität [m ² /s]	1.31E-06	1.31E-06	
Durchmesser [m]	0.0204	0.0204	
Querschnittsfläche [m ²]	3.27E-04	3.27E-04	
Ström.geschw. [m/s]	1.19	1.62	
Reynoldszahl [-]	18581.18	25251.35	
Strömung	turbulent	turbulent	
Reibungszahl [-]	0.026	0.024	
Reibungswiderstand Rohr [Pa]	156912.58	267496.55	
Einzelwiderstände [Pa]	0	0	
Gesamtdruckwiderstand [Pa]	156912.58	267496.55	
Gesamtdruckwiderstand [bar]	1.57	2.67	
gemessener Druck [bar]	2.00	3.60	

Tab. 28. Berechnung der Strömungsverhältnisse. Die gelb markierten Felder stellen „Eingabefelder“ der Berechnung dar. Die Berechnung des Gesamtdruckwiderstandes erfolgt dabei gemäß Gleichung (81).

Rohrkennlinie und Pumpenkennlinie:

Bei einem geschlossenen Rohrleitungssystem lassen sich die zu überwindenden Rohrleitungsverluste (entspricht der erforderlichen Pumpenförderhöhe) folgendermaßen berechnen:

$$H_P = \frac{R_{ges}}{\rho \cdot g} \quad (155)$$

- mit H_P : Pumpenförderhöhe [m]
 R_{ges} : Gesamtdruckwiderstand gem. Gleichung (81) [Pa]
 ρ : Dichte der Flüssigkeit [kg/m³]
 g : Erdbeschleunigung [m/s²]

Damit kann die Rohrkennlinie für das Energievlies ermittelt werden. Die Berechnung der Reibungszahl erfolgte im Übergangsbereich zwischen glatten und rauen Rohren. In der folgenden Abbildung sind die Rohrkennlinie und die Pumpenkennlinie (nach Angabe des Herstellers) ausgewertet. Der Schnittpunkt beider Linien, der als einziger Punkt beiden Kennlinien angehört, zeigt den Betriebspunkt an, auf den sich die Pumpe theoretisch selbsttätig einstellt (bei der Versuchsdurchführung stellten sich allerdings stationäre Verhältnisse bei einem Durchfluss von 0,52 l/s ein).

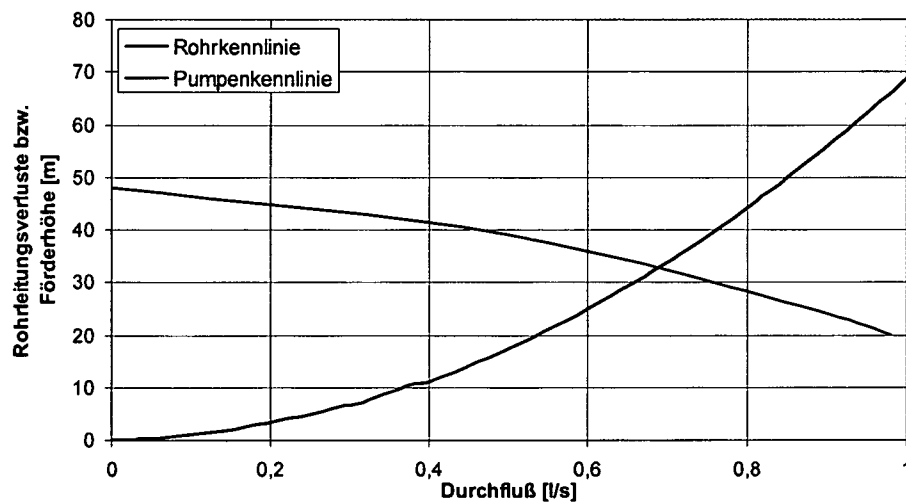


Abb. 240. Rohrkennlinie und Pumpenkennlinie (Grundfos CR-2-50).

10.4 Überlegungen zum Einbau des Energievlieses

Das Verlegen von Vliesen im Tunnelbau ist derzeit bereits Stand der Technik, sodass beim Montieren des Energievlieses an der Tunnelaußenschale keine Probleme zu erwarten sind. Werden die Sammelleitungen im Tunnelinneren geführt, so ist jedoch besonderes Augenmerk auf die Durchführung der Leitungen (Anbindeleitung) vom Hauptsammler durch die Innenschale zu den einzelnen Zellen des Energievlieses zu legen. Dieses Durchführungsdetail variiert je nach Aufbau des Tunnelbauwerks und richtet sich primär

nach der Art der Wasserabdichtung. Derzeit werden folgende wesentliche Varianten der Wasserabdichtung im bergmännischen Tunnelbau unterschieden:

- Regenschirmabdichtung;
- Wasserdichte Innenschale.

10.4.1 Rohrdurchführung bei einer Regenschirmabdichtung

Die folgende Abbildung zeigt eine mögliche Vorgehensweise für den Einbau des Energiefliesses und die Durchführung der Anbindeleitungen durch die Innenschale im Falle einer Regenschirmabdichtung. Die Anbindeleitungen werden dabei unter der Dichtung hindurchgeführt. Alternativ könnte die Anbindeleitungen im Sohlbeton situiert werden, wobei jedoch zu beachten ist, dass bereits beim Einbetonieren die endgültige Lage der Anbindeleitungen bekannt sein muss und somit eine geringere Flexibilität vorliegt.

Diese Art der Verlegung der Anbindeleitungen ist natürlich nur dann möglich, wenn keine Druckwasserverhältnisse vorliegen. Ansonsten wirken sich kleine „Undichtheiten“ nicht gravierend aus, da ohnehin eine Drainageleitung zur Entwässerung vorhanden ist. Im Fall von drückendem Wasser besteht vor allem bei der Verlegung der Anbindeleitung im Sohlbeton auch die Möglichkeit, druckwasserdichte Rohrdurchführungen (z.B. *FRANK* Mauerkragen oder System *Rascor*) anzuwenden.

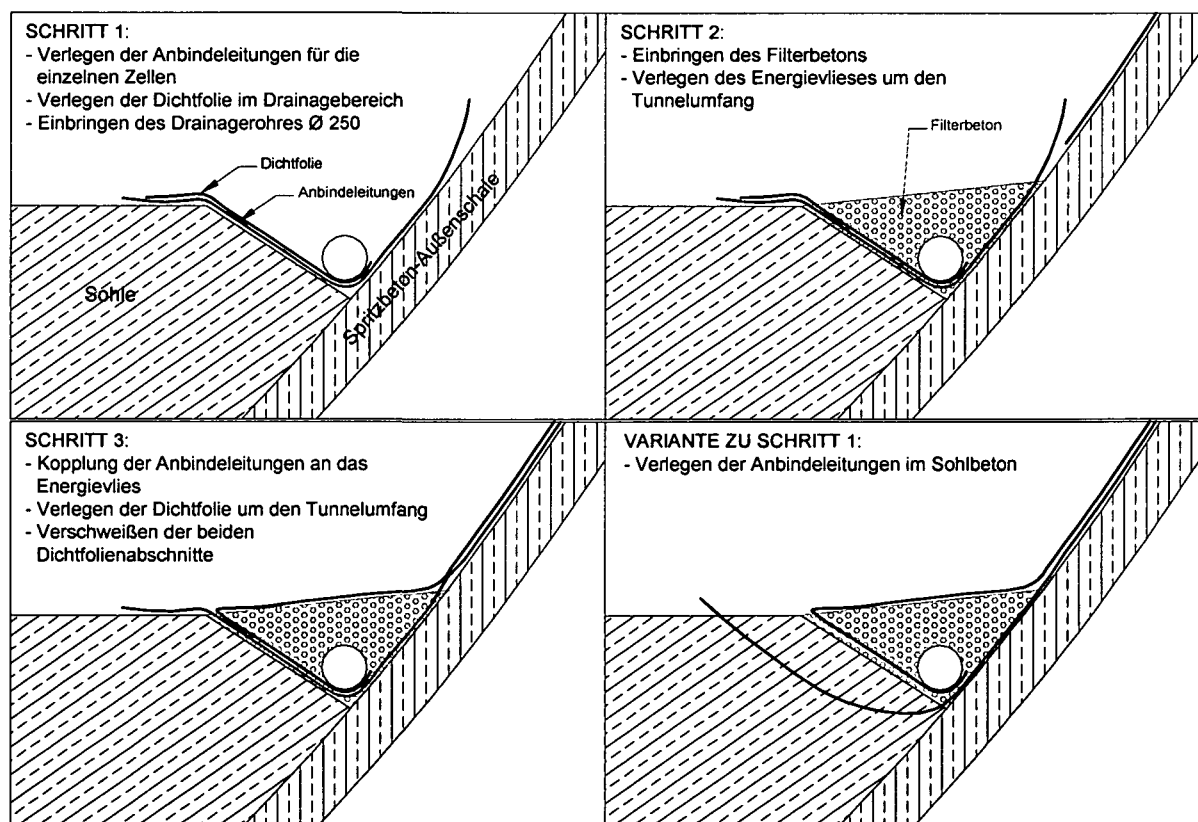


Abb. 241. Mögliche Verlegung der Anbindeleitungen im Falle einer Regenschirmabdichtung.

Um diese „theoretischen“ Überlegungen bezüglich ihrer Praxistauglichkeit zu überprüfen, wurde Kontakt mit der Firma *Winkler* aufgenommen, die auf eine langjährige Erfahrung beim Einbau von Vliesen und Dichtungsfolien im Tunnelbau zurückblicken kann. Im Zuge einer Besichtigung der Vliesverlegung bei der Tunnelkette „Klaus-Kienbergtunnel“ auf der „Phyrnautobahn“ konnte die vorgeschlagene Durchführung der Anbindeleitungen und der

sich ergebende Arbeitsablauf beim Einbau des Energievlieses diskutiert werden. Dabei ergaben sich folgende wesentliche Erkenntnisse:



Abb. 242. Tunnelaufbau bei einer Regenschirmabdichtung (von innen nach außen): Innenschale – Dichtfolie – Schutzvlies – Außenschale.

Zum Rohrregister:

- Die Absorberrohre sollten generell möglichst klein und biegsam sein. Um ein problemloses Befestigen des Energievlieses mit Rondellen zu gewährleisten, muss der Rohrabstand mindestens 20 cm betragen.
- Die Verwendung von PP-Rohren soll in Betracht gezogen werden. Bei HD-PE Rohren könnte es zu Problemen bei der Punktbelastung (kalter Fluss) infolge zu großer Körnung kommen.
- Die Rohrregister sollten so weit wie möglich werkseitig vorbereitet werden.

Zur Montage des Energievlieses:

- Auf eine saubere Spritzbetonoberfläche ist zu achten.
- Eine Endmontage der Rohrregister auf der Baustelle wird als nicht machbar angesehen. Die allgemeinen Umgebungseinflüsse lassen keine ausreichende Qualität der Verschweißung zu, und es würde dadurch der Arbeitsablauf behindert bzw. verlangsamt werden.
 - Um einen reibungslosen Arbeitsablauf zu gewährleisten, wurde der Einsatz eines weiteren Verlegewagens angedacht, mit dem vorausseilend das Energievlies verlegt werden könnte. Dadurch stünde genügend Zeit zur Verfügung, um die erforderlichen Anbindeleitungen anzuschließen und zu verlegen, ohne das Zeitfenster zwischen der Folienverlegung und der Innenschalenbetonierung zu beeinträchtigen.
- Für das Montieren des Energievlieses muss geprüft werden, ob die üblicherweise zum Einsatz kommende Arbeitsbühne verwendet werden kann. Die Abrollung ist infolge der steifen Rohre und der geringen Abstände (ca. 30 cm) zwischen

Spritzbeton und Arbeitsbühne (Arbeitssicherheit) bzw. des großen Rollendurchmessers eventuell problematisch.

→ Durch geringe Modifikation des Verlegewagens, etwa durch aufklappbare Arbeitsbühnen, könnten das Problem der Engstellen gelöst werden. Dabei muss jedoch auf die Arbeitssicherheit Bedacht genommen werden.

→ Die Verlegung des Energievlieses könnte mit Hilfe eines mechanischen Gerüsts (z.B. System ROWA) erfolgen. Bei diesem System wird ein Verlegekorb von etwa 4 m Breite mechanisch um den Tunnelumfang geführt. Somit ist auch die Verlegung eines 4 m breiten Energievlieses denkbar, das idealerweise am Verlegekorb befestigt und somit problemlos verlegt werden könnte.

Die Vorteile bei dieser Variante wären die einfache Verlegung und eine geringere Schadensanfälligkeit (weniger Koppelstellen beim Einsatz eines 4 m breiten Energievlieses). Nachteilig wirken sich die relativ hohen Kosten eines solchen mechanischen Verlegewagens aus.

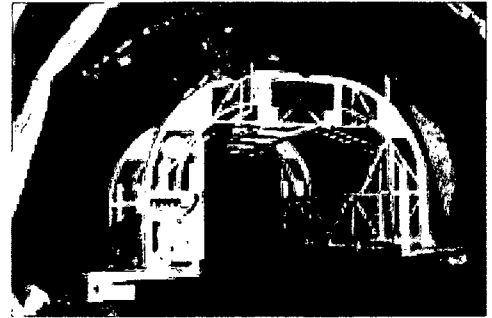


Abb. 243. Mechanisches Gerüst (System ROWA)

Zur Anbindeleitung:

- Bei einer Situierung der Anbindeleitungen unterhalb des Drainagekörpers, wie in Abb. 241 dargestellt, muss auf die örtlichen Gegebenheiten (herumliegende Teile, Schienen für Verlege- und Schalwagen) und der langen Zeit, in der die Leitungen ungeschützt sind, geachtet werden.

→ Die Anbindeleitungen könnten auch direkt durch die Folie geführt werden. Derzeit existieren Standardlösungen für derartige Foliendurchdringungen, die sich bereits bestens bewährt haben. Dabei wird zunächst ein Loch in die Folie geschnitten und der Schlauch hindurchgezogen. Eine darübergestülpte Muffe wird an der Folie angeschweißt und der Ringraum zwischen Muffe und Schlauch mit Silikon ausgegossen.

→ Um derartige Durchführungen zu minimieren sollten mehrere Energievliese zusammengeschlossen werden. Benachbarte Zellen können so angeordnet werden, dass deren Ein- bzw. Ausläufe jeweils nur durch eine gemeinsame Durchführung geleitet werden.



Abb. 244. Foliendurchdringung.

10.4.2 Rohrdurchführung bei einer wasserdichten Innenschale

Die Durchführung der Anbindeleitungen durch eine wasserdichte Innenschale wurde im Zuge der Versuchsanlage „LT22-Bierhäuselberg“ realisiert und ist im folgenden Kapitel ausführlich dokumentiert.

10.5 Versuchsanlage „LT22-Bierhäuselberg“

10.5.1 Allgemeines

Um eine breite Anwendung des Energievlieses in künftigen Tunnelbauwerken zu ermöglichen, war die Errichtung einer Versuchsanlage notwendig, bei der Erfahrungen hinsichtlich der Montage, der Praxistauglichkeit und der Leistungsfähigkeit des Energievlieses gesammelt werden konnten.

Als Versuchsstrecke wurde das in bergmännischer Vortriebsweise hergestellte *Lainzer Tunnel* Baulos „LT22-Bierhäuselberg“ (Beschreibung des Gesamtprojektes: Kapitel 8.1) gewählt. Da die letzten Arbeiten für den Einbau der Innenschale im Sommer 2003 durchgeführt wurden, ergab sich ein günstiger Zeitpunkt für den Einbau und das Testen des Energievlieses. Zum Zeitpunkt der Anlagenherstellung war die Sohle bereits fertig gestellt, und die Arbeiten zum Einbau des Gewölbes hatten begonnen.

Mit einem großflächigen Einsatz des Energievlieses beim *Lainzer Tunnel* ergeben sich für den Bauherrn des genannten Tunnelabschnittes (*HL-AG* bzw. *SCHIG*) einige Nutzungsmöglichkeiten, weshalb dieser an der Entwicklung des Energievlieses Interesse zeigte und somit die Errichtung der Versuchsanlage beim Baulos LT22 unterstützte. Neben dem positiven Effekt, der sich durch den Einsatz dieser erneuerbaren und importunabhängigen Energiequelle ergibt, wird durch die Erdwärmenutzung bei Tunnelbauten auch ein Imagegewinn aufgrund des umweltfreundlichen und innovativen Charakters erreicht. Nebenbei bieten sich für den Tunneleigentümer weitere Einnahmequellen bei einer Drittnutzung und/oder eine Senkung der Betriebskosten bei einer Eigennutzung.

Derzeit sind bei einer Nutzung von Erdwärme im Tunnelbau prinzipiell folgende Heiz- und Kühlanwendungen denkbar:

- **Begleitheizung der Löschleitung:** Die im gesamten Tunnelbauwerk verlegten Löschleitungen müssen an jenen Stellen, bei denen Vereisungsgefahr besteht (vor allem im Portalbereich), beheizt werden. Diese Heizenergie könnte mit Hilfe der Erdwärme kostengünstig und umweltschonend bereitgestellt werden.
- **Trafokühlung:** Trafos, die Strom einer 10 kV-Leitung in Brauchstrom umwandeln, müssen das ganze Jahr über gekühlt werden. Diese Kühllast könnte über das Energievlies effizient gedeckt werden.
- **Schachtheizung:** Während der Sommermonate wird in diversen Schachtbauwerken (z.B. Notausstiege) der zulässige Feuchtegehalt der Luft überschritten. Aus diesem Grund werden die Schächte beheizt, wodurch die relative Luftfeuchtigkeit gesenkt wird. Auch diese Heizlast könnte durch Erdwärme gedeckt werden.
- **Eisfreihaltung:** In den Wintermonaten müssen die Zugangsflächen für Notausstiege schnee- und eisfrei gehalten werden. Dies wird derzeit durch manuelle Räumung sichergestellt. Es ist jedoch denkbar, dass diese Zugangsflächen mit Heizleitungen ähnlich einer Fußbodenheizung ausgestattet werden, wodurch eine manuelle Schnee- und Eisfreihaltung erleichtert wird und gegebenenfalls entfallen könnte. Die für eine solche Beheizung benötigte Energie könnte mit Hilfe des Energievlieses gewonnen werden.

- **Drittnutzung:** Die bereits beschriebenen Nutzungsmöglichkeiten für die Erdwärme stellen alle eine Eigennutzung dar bei der die mit dem Tunnelbauwerk entzogene Energie für einzelne Bereiche des Tunnelbauwerkes wiederverwendet wird. Darüberhinaus besteht natürlich auch die Möglichkeit, die entzogene Energie an Dritte zu verkaufen und damit längerfristig Einnahmen zu lukrieren. Dies wurde beispielsweise bei der Versuchsanlage „LT24 – Hadersdorf-Weidlingau“ (Kapitel 8) realisiert, bei dem die aus dem Tunnelbauwerk entzogene Energie an einen Energiecontractor verkauft wird, der diese wiederum an die nahegelegene Sporthauptschule Hadersdorf-Weidlingau weiterverkauft.

10.5.2 Aufbau der Versuchsanlage

Die Versuchsanlage „LT22-Bierhäuselbaer“ besteht im Wesentlichen aus 8 Energievliesbahnen, wobei 4 Bahnen zum Energieentzug aus dem Erdreich und 4 Bahnen zum Energieeintrag in das Erdreich herangezogen werden. Damit kann sowohl die Verwendung des Energievlieses für Heizzwecke als auch für Kühlzwecke untersucht werden. Die Versuchsanlage lässt sich somit in 2 Abschnitte teilen, wobei die Kopplung der beiden Abschnitte durch eine Wärmepumpe erfolgt. Damit sind zwei Blöcke mit Energievliesbahnen ausgerüstet, wobei zwischen Energieentzug und Energieeintrag ein Betonierabschnitt (Block) Abstand gelassen wird, um einen thermischen Kurzschluss zu unterbinden.

Für den Anschluss des Energievlieses müssen einzelne Rohrleitungen durch die Innenschale geführt werden. Dafür werden die Anschlussleitungen (Vor- und Rücklaufleitungen) aller Energievliesbahnen eines Abschnittes miteinander verbunden, sodass die Anzahl der benötigten Durchführungen durch die Innenschale minimiert wird. Bei der Versuchsanlage sind somit insgesamt 4 Durchführungen notwendig: für beide Abschnitte jeweils eine Durchführung für die Vorlauf- und eine für die Rücklaufleitung.

Diese Leitungen (Sammelleitungen) sind an eine im Tunnelinneren situierte Wärmepumpe angeschlossen, womit der Kreislauf zwischen Energieentzug und Energieeintrag geschlossen wird. Dadurch sind bis auf eine Stromzuleitung zur Wärmepumpe keine weiteren Leitungsführungen zur bzw. von der Versuchsanlage erforderlich. Mittels Messinstrumente wird eine ausführliche Datendokumentation während des Betriebes gewährleistet.

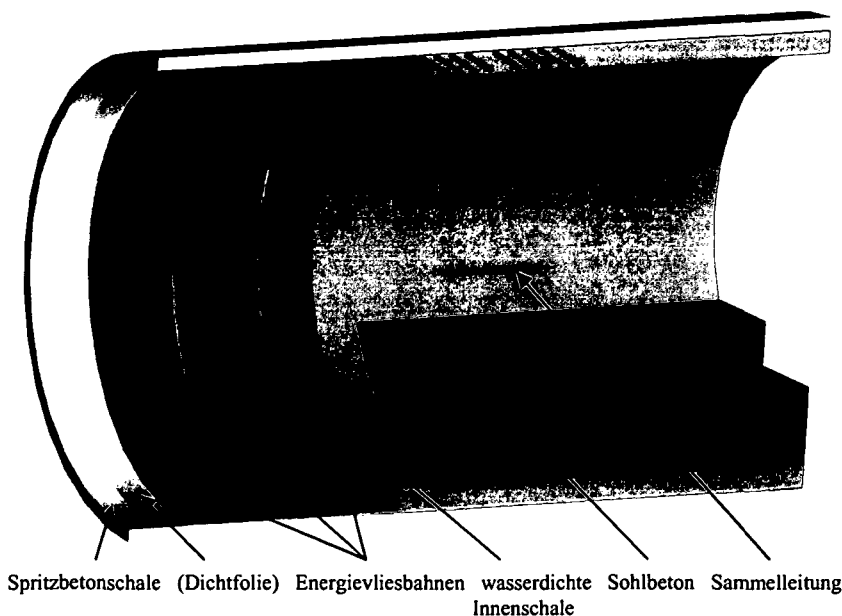


Abb. 245. Modell der Versuchsanlage.

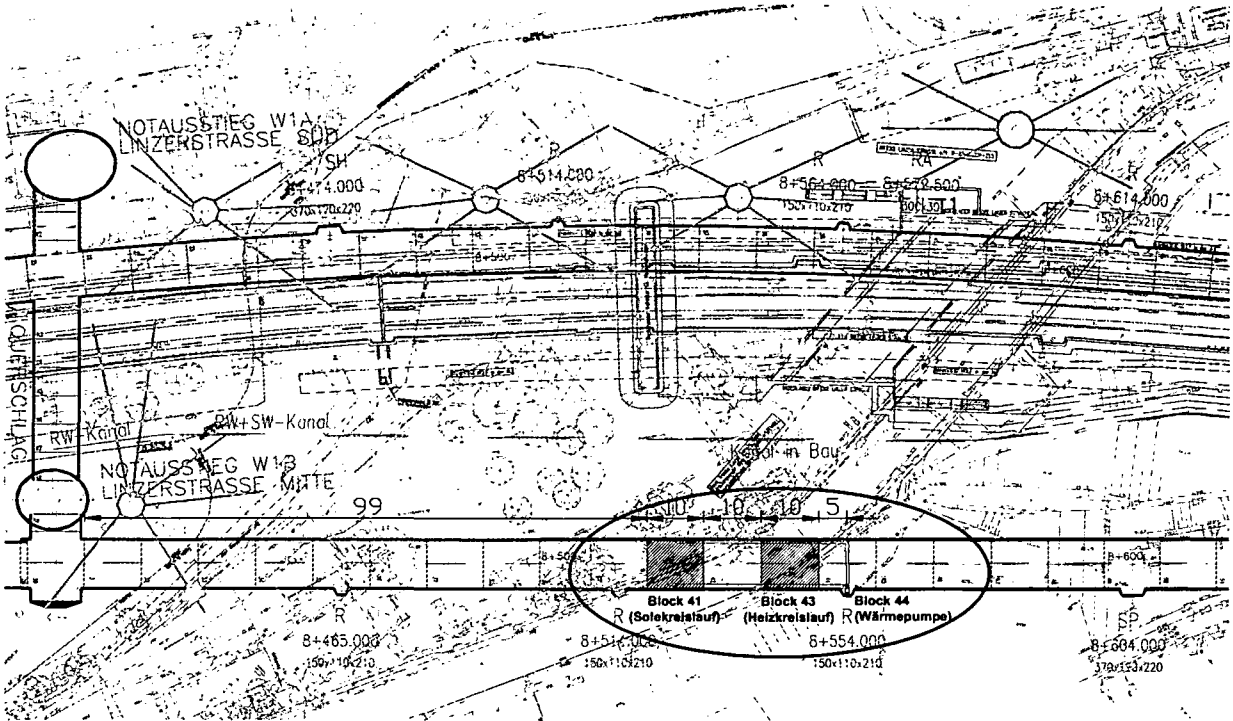


Abb. 246. Lage der Versuchsanlage in der Röhre BW9 (Block 41, 43 und 44).

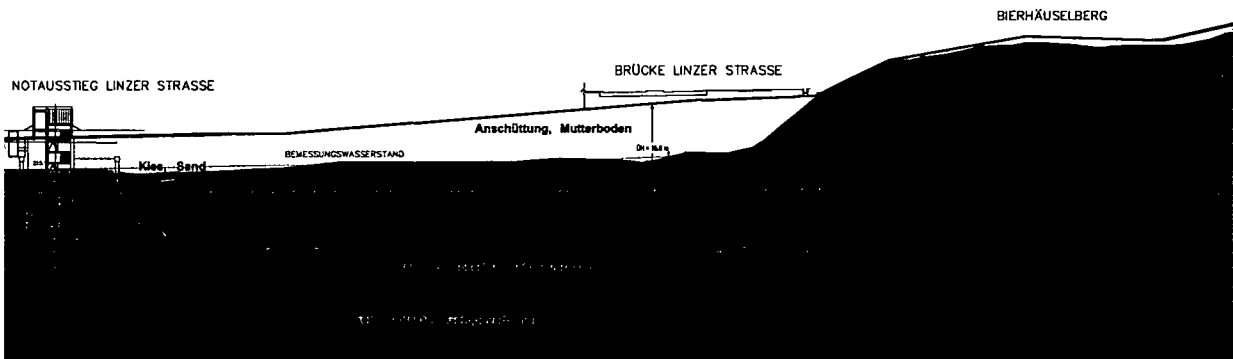


Abb. 247. Längenschnitt der Röhre BW9 und Lage der Versuchsanlage (Block 41, 43 und 44). Beim Tunnelbau wurde im Bereich der Versuchsanlage eine Wechselfolge von Tonstein/Tonmergel und Sandstein (z.T. auch Kalkmergel sowie Schluffstein) angetroffen.

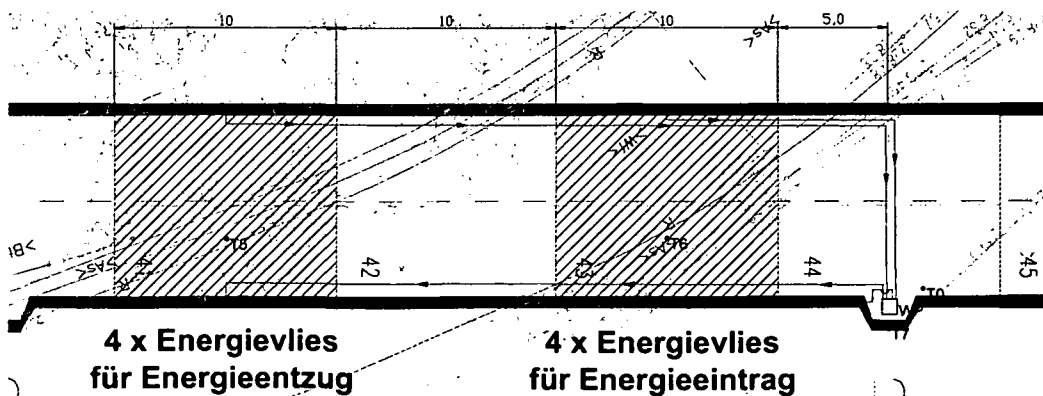


Abb. 248. Aufbau der Versuchsanlage in der Tunnelröhre BW 9 mit schematischer Rohrleitungsführung (Konzept zu Versuchsbeginn).

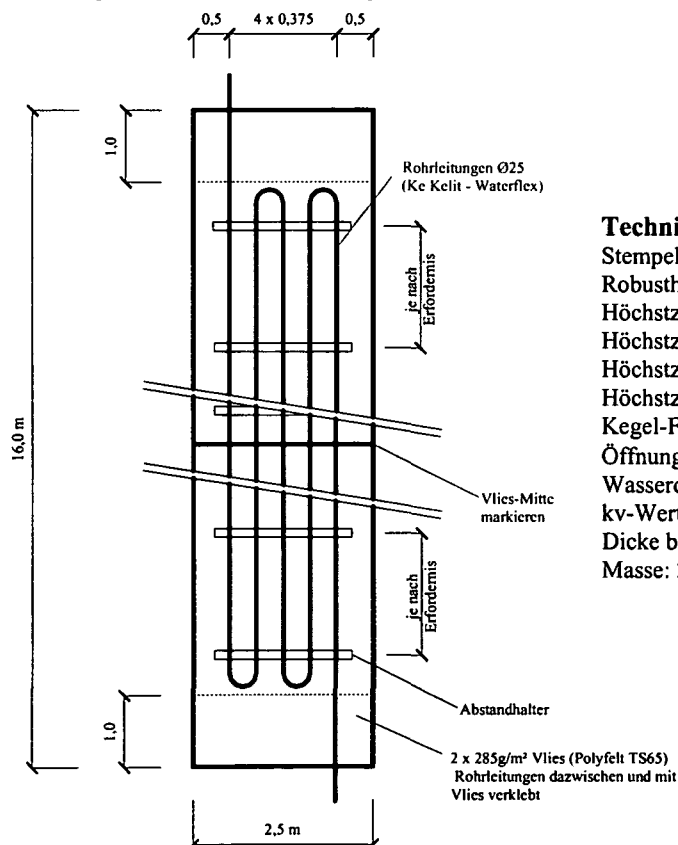
mechanisch verfestigtes Endlosfaservlies; Flächengewicht: 285g/m²; weitere technische Daten sind in Abb. 250 angegeben) werden die Absorberleitungen schlangenförmig verlegt. Um eine problemlose Herstellung und Verlegung der Energievliesbahnen zu gewährleisten, müssen die Absorberleitungen hohen Anforderungen genügen. Die Rohre müssen neben einer ausreichenden Stabilität und Langzeitbeständigkeit auch in kleinen Radien biegsam sein und dabei nur geringe Rückstellkräfte entwickeln. Ein geeignetes Produkt, hat der Rohrerhersteller *KE KELIT* entwickelt. Für das Rohrsystem *waterflex* wird ein neuartiger Rohstofftyp aus der Polyolefinfamilie (lineares Polyethylen mit copolymeren Octen) verwendet, mit dem neben den gestellten Anforderungen vor allem eine sehr hohe Flexibilität erreicht wird. Für die Absorberleitungen sind somit *waterflex*-Rohre mit einem Außendurchmesser von 25 mm und einer Wandstärke von 3,5 mm zur Anwendung gekommen.

Bei der Herstellung der Energievliesbahnen werden auf dem Vlies in regelmäßigen Abständen Abstandhalter aufgeklebt, mit denen die verlegten Absorberleitungen in Position gehalten werden. Zur Fixierung wird ein zweites Vlies als „Deckschicht“ über die Absorberleitungen gelegt und mit dem unteren Vlies verklebt.

Eine Energievliesbahn hat eine Breite von 2,50 m und eine Länge von 16,0 m, wobei an beiden Enden 1,0 m breite Randzonen vorgesehen sind, die nicht mit Absorberleitungen belegt werden. An den beiden Längsrändern ist ein 0,5 m breiter Streifen zur Befestigung des Energievlieses und zur Überlappung der benachbarten Vliesbahnen vorgesehen.

Jede Energievliesbahn besitzt eine Vorlauf- und eine Rücklaufleitung, die zu einem späteren Zeitpunkt blockweise miteinander verbunden (Sammelleitung) und in weiterer Folge zur Wärmepumpe geführt werden.

Die Energievliesbahnen wurden von der Firma *Polyfelt* gefertigt und in Rollen mit einem Außendurchmesser von ca. 90 cm und einer Breite von ca. 250 cm (Rand ist sehr flexibel, da unbelegt) auf die Baustelle geliefert.



Technische Daten Polyfelt TS65 (Herstellerangaben):

Stempeldurchdruckkraft (Mittelwert): 3300 N
 Robustheitsklasse: 4 (GRK)
 Höchstzugkraft längs: 21,5 kN/m
 Höchstzugkraft quer: 21,5 kN/m
 Höchstzugkraftdehnung längs: 100%
 Höchstzugkraftdehnung quer: 40%
 Kegel-Falltest (Loch-Ø): 17 mm
 Öffnungsweite O_{90} : 95 μ m
 Wasserdurchlässigkeit senkrecht zur Ebene: 70 l/m²s
 kv-Wert (bei 2kPa): $3 \cdot 10^{-3}$ m/s
 Dicke bei 2kPa: 2,5 mm
 Masse: 285 g/m²

Abb. 250. Fertigungsskizze für die Energievliesbahnen.

Für die Errichtung der Versuchsanlage wurden insgesamt 8 Energievliesbahnen hergestellt. Aufgrund dieser geringen Stückzahl und der „Technologieneuheit“ wurden alle Arbeiten händisch durchgeführt, wobei vor allem das Verlegen der Absorberleitungen die meiste Zeit in Anspruch nahm. Im Falle eines großflächigen Einsatzes des Energievlieses und der damit verbundenen höheren Stückzahl ist eine maschinelle Fertigung entsprechend nachfolgender Abbildung denkbar.

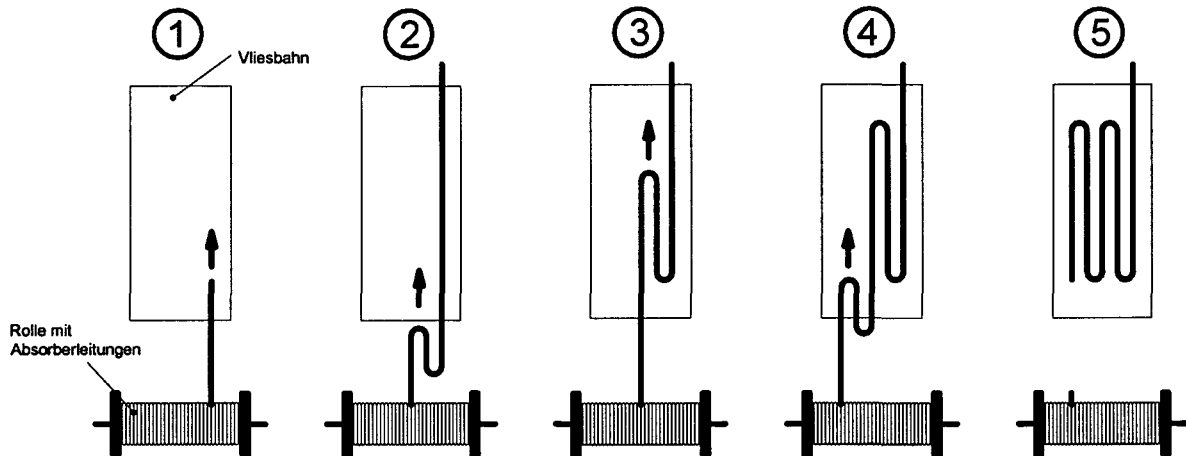


Abb. 251. Mögliches Verlegeschema der Absorberleitungen auf einer Vliesbahn.

10.5.4 Einbau der Energievliesbahnen

Die einzelnen Energievliesbahnen wurden in den Blöcken 41 und 43 auf die bereits eingebaute Gleitfolie mit Hilti-Nägeln an der Außenschale befestigt. Folgende Einbauschrirte waren dafür notwendig:

- **Schritt 1:** Einmessen der erforderlichen Bezugspunkte für den Einbau der Energievliesbahnen.
- **Schritt 2:** Die Energievliesrolle wird auf den Verlegewagen gehoben und aufgebockt.
- **Schritt 3:** Die Befestigung an der Außenschale erfolgt nach der Abrollung der Vliesbahn von oben (Firste) nach unten (Ulme), wobei zur Montagehilfe die Mitte der Energievliesbahn gekennzeichnet ist. Der kleinste Abstand zwischen Arbeitsbühne und Außenschale beträgt etwa 20 cm; bei dieser Engstelle muss das Energievlies „eingefädelt“ werden.

Die Absorberleitungen am Energievlies sind in einem Abstand von ca. 37 cm verlegt, womit zwischen den Absorberleitungen genügend Platz zum Befestigen des Energievlieses mit herkömmlichen Hilti-Nägeln ($l_s = 32 \text{ mm}$; $d = 3,5 \text{ mm}$; Rondellen R23; zul. Belastung = 400 N pro Nagel) vorhanden ist.

- **Schritt 4:** Die Rohrleitungen werden zusätzlich mittels Rohrschellen an der Außenschale befestigt, um ein eventuelles Verdrücken beim Betonieren auszuschließen.
- **Schritt 5:** Einbau der weiteren Energievliesbahnen, wobei diese überlappend verlegt werden.

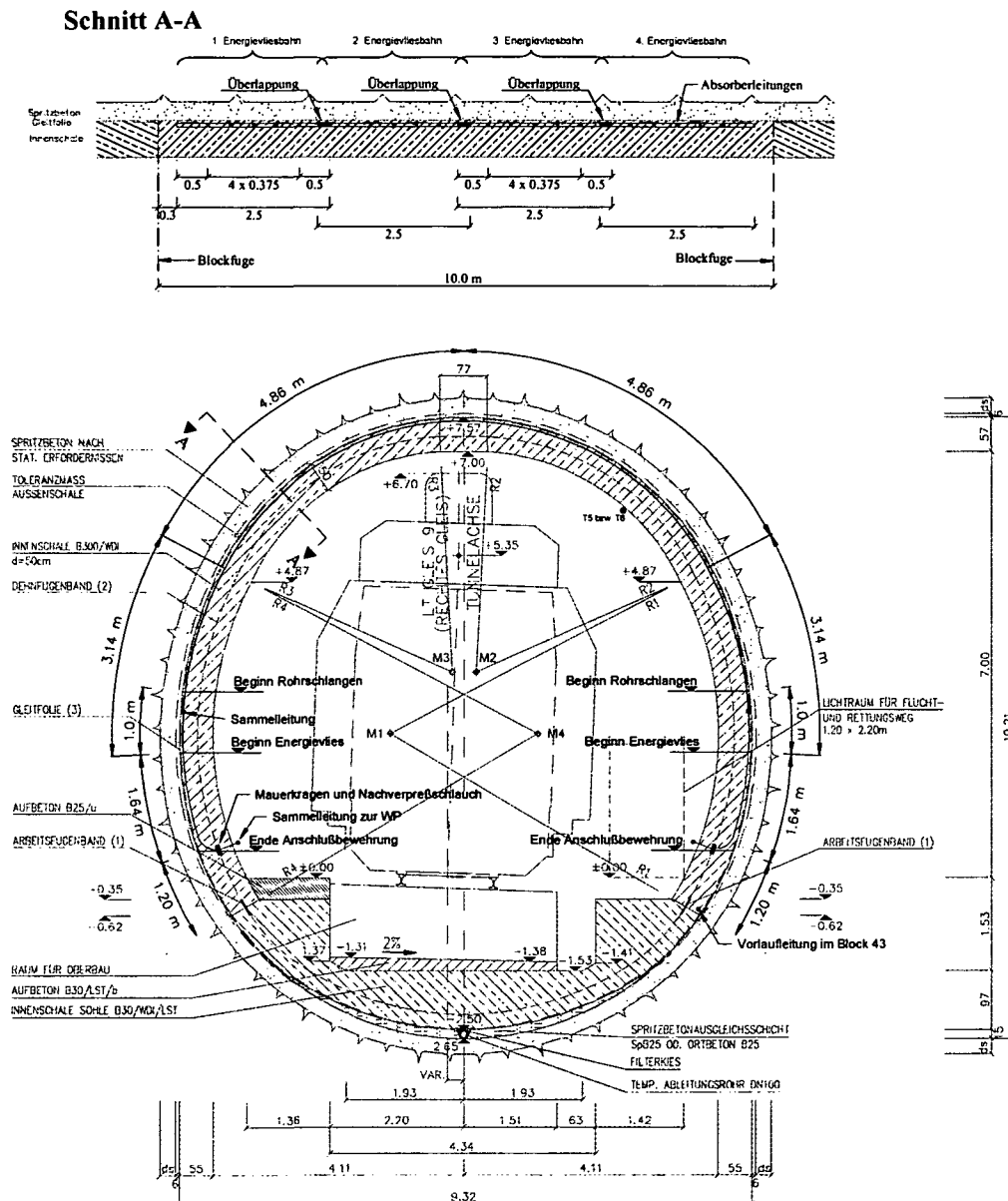


Abb. 252. Querschnitt und Längsschnitt für die Blöcke 41 und 43 mit Lage der Energievliesbahnen.

10.5.5 Verbinden der Energievliesbahnen und Einbau der Sammelleitungen

10.5.5.1 Varianten der Innenschalendurchführung

Die jeweils 4 Energievliesbahnen in den Blöcken 41 und 43 werden zunächst miteinander verbunden, sodass in jedem Block lediglich eine Vorlauf- und eine Rücklaufleitung durch die Innenschale geführt werden muss. Die Durchführung durch die wasserdichte Innenschale stellt dabei eine besondere Herausforderung dar, da sie so erfolgen muss, dass nach Fertigstellung der Innenschale die zur Wärmepumpe weiterführenden Leitungen angeschlossen werden können und die Durchführung dabei wasserdicht ist. Desweiteren ist sicherzustellen, dass es zu keinen Verschmutzungen der Rohrleitungen kommen kann und

die gewählte Variante sich als Standardlösung für den Fall eines großflächigen Einsatzes eignet. Folgende vier Varianten sind dafür denkbar:

10.5.5.1.1 Variante 1 – Plastikschaube

Die Befestigung von Erdungsdosen erfolgt im Tunnelbau üblicherweise mit Plastikschauben am Schalungswagen, wobei beim Baulos LT22 sogenannte „Erdungsseile“ verwendet werden, die ausreichend flexibel sind, um sie zwischen den Bewehrungsstäben durchführen zu können. Das Ende eines solchen Erdungsseiles bildet die Erdungsdose, die mit Plastikschauben am Schalwagen befestigt wird und somit während des Betoniervorganges in Position bleibt. Beim Absetzen des Schalungswagens werden die Plastikschauben entfernt; sollte dies „vergessen“ werden, so bilden die Plastikschauben eine Sollbruchstelle und reißen ab, ohne die Erdungsdose wieder aus dem Beton herauszureißen.

Die Durchführung der Anschlussleitungen des Energievlieses durch die Innenschale kann in ähnlicher Weise erfolgen. Folgende Schritte sind dafür erforderlich:

- **Schritt 1:** Die Durchführung der Anschlussleitungen erfolgt in unmittelbarer Nähe der Blockfuge. Dadurch ist es möglich, dass im Zuge der Montage auch von der Stirnseite des Schalungswagens aus gearbeitet und damit der Einbau erleichtert wird. Ein spezieller Metallfitting wird nach Anbringen einer Dichtungsmanschette auf das Ende der Anschlussleitung gesetzt. Die Anschlussstelle mit dem Metallfitting wird bis zum Betonieren der Innenschale vor Beschädigungen und Verschmutzungen (z.B. mit einem Plastikstoppel mit Innengewinde) geschützt.
- **Schritt 2:** Befestigen der vorbereiteten Anschlussstelle am Schalungswagen (kleine Bohrung notwendig) mit einer Plastikschaube.
- **Schritt 3:** Einrichten des Schalungswagens, wobei über die Stirnseite des Schalungswagens die Anschlussleitung von Hand zurückgezogen werden kann. Anschließend betonieren des Blocks.
- **Schritt 4:** Nach Erhärten des Betons wird die Befestigungsschraube gelöst und der Schalwagen abgesetzt. Mittels des Innengewindes des einbetonierten Metallfittings kann entweder sofort die zur Wärmepumpe führende Leitung angeschlossen oder im Falle eines späteren Anschlusses die Öffnung mit einer Schraube verschlossen und somit vor Verschmutzungen geschützt werden.

Zu beachten ist, dass bei dieser Variante es nur mit erhöhtem Aufwand gelingt, die verlegten Rohrleitungen während des Betoniervorganges unter Druck (Druckluft) zu halten. Die Rohre müssen demnach einem Druck von mind. 2,0 bar (Betonsäule von 8,0 m) widerstehen. Zudem muss die Anschlussleitung ausreichend flexibel sein, um sie zur vorgesehenen Öffnung im Schalungswagen führen zu können.

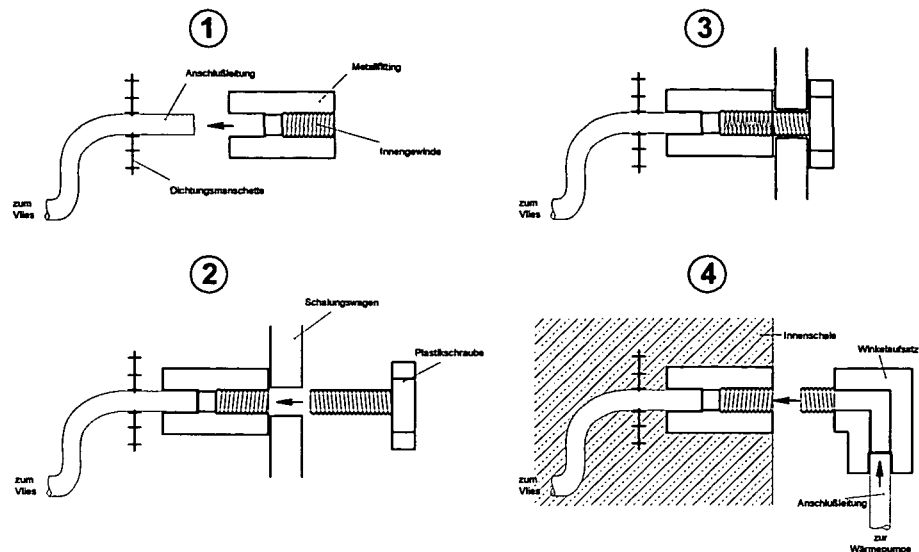


Abb. 253. Rohrdurchführung durch die Innenschale – Variante Plastikschraube.

10.5.5.1.2 Variante 2 – Schlauchdurchführung:

Bei ausreichender Flexibilität der Absorberrohre ist es denkbar, dass die Anschlussleitungen direkt durch eine Öffnung im Schalungswagen geführt werden:

- **Schritt 1:** Die Durchführung der Anschlussleitungen erfolgt in unmittelbarer Nähe der Blockfuge. Dadurch ist es möglich, dass im Zuge der Montage auch von der Stirnseite des Schalungswagens aus gearbeitet und damit der Einbau erleichtert wird. Das Ende der Anschlussleitung wird nach Anbringen einer Dichtungsmanschette durch eine Öffnung im Schalungswagen hindurchgeführt.
- **Schritt 2:** Beim Einrichten des Schalungswagens kann dieses Ende von Hand straff gehalten werden, sodass es beim Schließen der Schalungskappen zu keinem Knicken der Rohrleitung kommen kann.
- **Schritt 3:** Nach Erhärten des Betons wird der Schalungswagen abgesetzt. Bei ausreichender Flexibilität kann die Anschlussleitung sofort oder zur Erleichterung zunächst gekürzt und dann erst ausgefädelt werden.
- **Schritt 4:** Das verbleibende Ende der Anschlussleitung wird vor Verschmutzungen geschützt, indem entweder ein entsprechender Metallfitting aufgeschweißt oder das Ende mit Klebeband verschlossen wird.

Bei dieser Variante ist es möglich, die verlegten Rohrleitungen während des Betoniervorganges unter Druck (Druckluft) zu halten. Die Anschlussleitung muss jedoch ausreichend flexibel sein, um sie zur vorgesehenen Öffnung im Schalungswagen führen zu können.

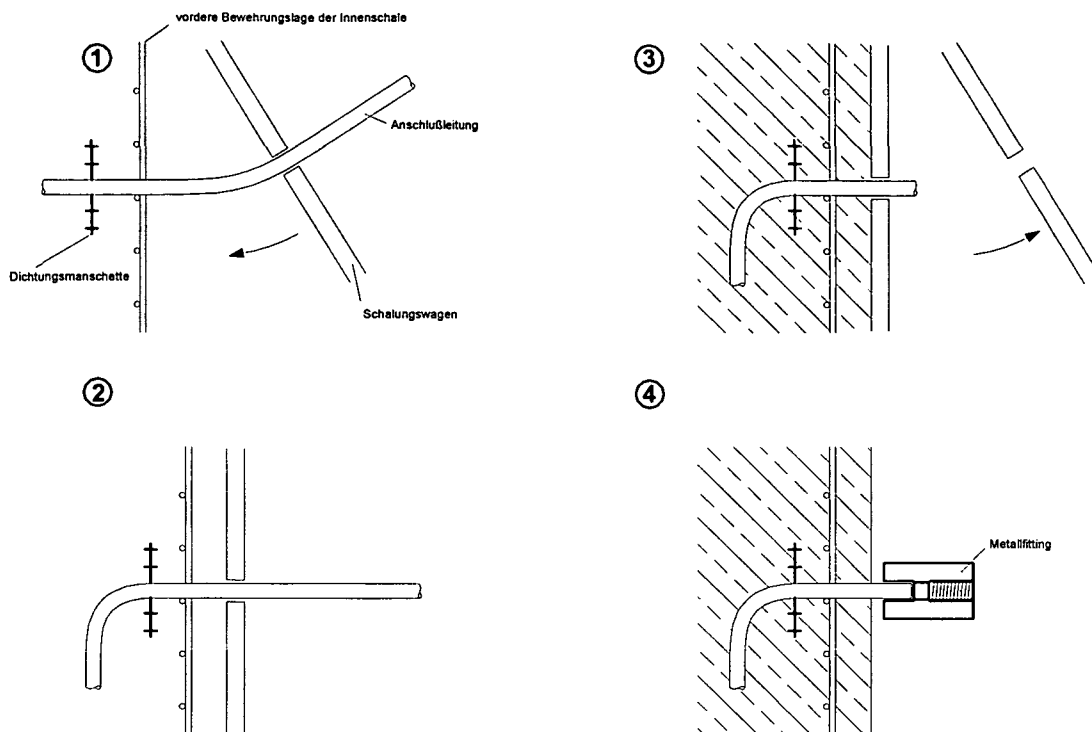


Abb. 254. Rohrdurchführung durch die Innenschale – Variante Schlauchdurchführung.

10.5.5.1.3 Variante 3 – Nische:

Sind im auszurüstenden Block Nischen vorhanden, so können diese für die Durchführung der Anschlussleitung durch die Innenschale herangezogen werden:

- **Schritt 1:** Die Anschlussleitungen werden außerhalb der äußeren Bewehrungslage bis zur nächsten Nische geführt.
- **Schritt 2:** Die Schalung der Nische besteht im Wesentlichen aus zwei Elementen, einem etwa 40 cm hohem Abschlussblech im Fußbereich und einer vorgefertigten Schalungseinheit für den oberen Bereich der Nische. Durch eine Öffnung im Abschlussblech des Fußbereiches wird die Anschlussleitung des Energievlieses hindurchgeführt und behindert dadurch weder das Ein- und Ausschalen des oberen Nischenbereiches noch das Ein- und Ausschalen des übrigen Blockabschnittes mit dem Schalungswagen. Eine Dichtungsmanschette sorgt für die nötige Wasserdichtheit.
- **Schritt 3:** Nachdem das Abschlussblech im Fußbereich, die Schalungseinheit für den oberen Nischenbereich und der Schalungswagen für den gesamten Blockabschnitt eingerichtet sind, wird der Block betoniert.
- **Schritt 4:** Nach dem Ausschalen wird die Anschlussleitung aus dem Abschlussblech ausgefädelt und das verbleibende Ende vor Verschmutzungen und Beschädigungen geschützt.

Diese Variante bietet eine einfache Möglichkeit für die Durchführung der Anschlussleitung durch die Innenschale. Sie ist jedoch auf das Vorhandensein von Nischen angewiesen und somit nicht als Standardlösung geeignet.

Die verlegten Rohrleitungen können während des Betoniervorganges unter Druck (Druckluft) gehalten werden.

10.5.5.1.4 Variante 4 - Bewehrungskreuz:

Über eine an der Bewehrung montierte Hülse wird die Anschlussleitung des Energievlieses in Position gehalten:

- **Schritt 1:** Einbringen einer Dichtungsmanschette auf die Anschlussleitung und Hindurchführen der Anschlussleitung durch die Hülse des Bewehrungskreuzes (zusammengeschweißte Bewehrungsseisen).
- **Schritt 2:** Montage des Bewehrungskreuzes an der inneren Bewehrungslage. Die Anschlussleitung wird in weiterer Folge auf die entsprechende Länge gekürzt und am Anschlussende ein Metallfitting mit einem Federelement aufgesetzt. Der Metallfitting ist mit einer Schraube verschlossen, damit keine Verunreinigungen auftreten können. Die Feder bewirkt, dass das Anschlussende einige Zentimeter über das geplante Sollmaß der Innenschale in den Tunnel hineinragt. (Anmerkung: die verwendeten Betondistanzhalter haben eine Größe von 5 cm. Beim Einrichten des Schalungswagens wird dadurch sichergestellt, daß an jeder Stelle die Betondeckung mindestens 5 cm beträgt. Im Regelfall liegt der Schalungswagen jedoch nicht an den Distanzhaltern an, weshalb die Betondeckung entsprechend größer ist.)
- **Schritt 3:** Beim Einrichten des Schalungswagens wird das Anschlussende zurückgedrückt. Die Feder gewährleistet dabei ein sattes Anliegen an der Schalungswand und das befestigte Bewehrungskreuz verhindert ein Verrutschen der Anschlussleitung.
- **Schritt 4:** Nach dem Erhärten des zuvor eingebrachten Betons wird die Verschlusschraube entfernt und über das in der Innenschale verbliebene Innengewinde eine weiterführende Rohrleitung zur Wärmepumpe angeschlossen.

Bei dieser Variante ist es wiederum nur mit erhöhtem Aufwand möglich, die verlegten Rohrleitungen während des Betoniervorganges unter Druck (Druckluft) zu halten. Die Rohre müssen demnach einem Druck von mind. 2,0 bar (Betonsäule von 8,0 m) widerstehen.

Weiters ist zu beachten, dass die beschriebene Montage des Bewehrungskreuzes nur bei Tunnelbauwerken mit bewehrter Innenschale möglich ist. Bei unbewehrter Innenschale ist eine Befestigung an der Außenschale mit Hilfe eines Montagehakens denkbar.

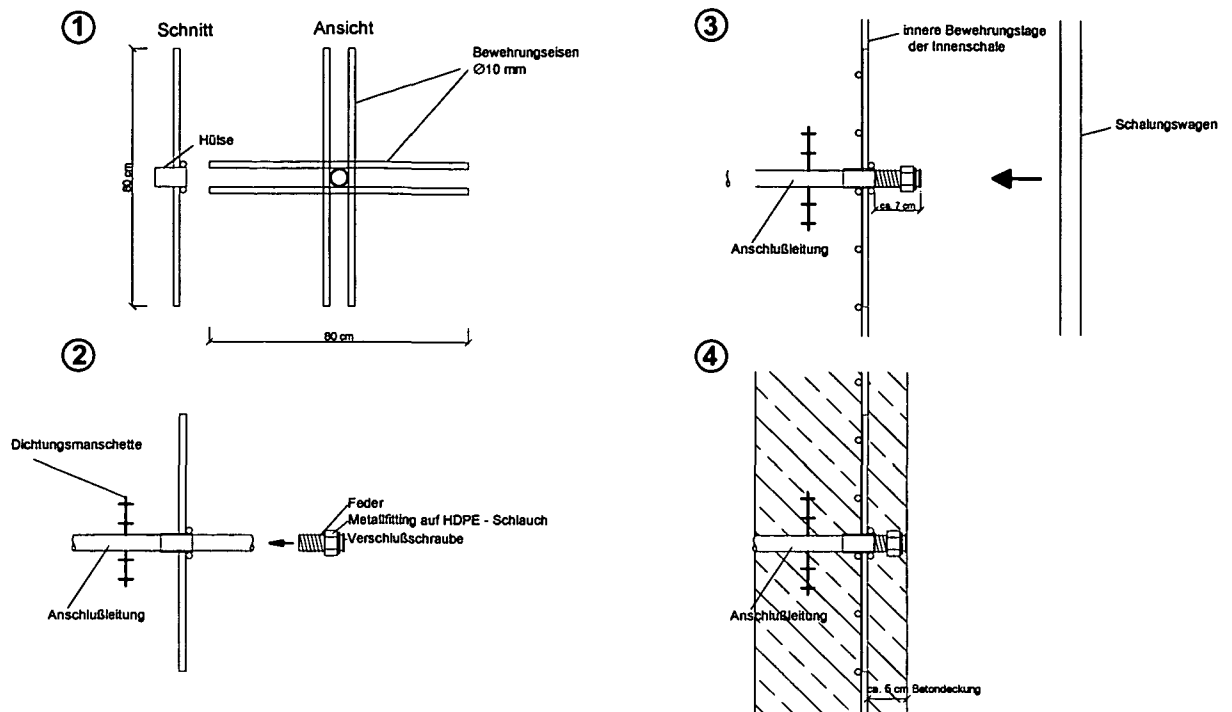


Abb. 255. Rohrdurchführung durch die Innenschale – Variante Bewehrungskreuz.

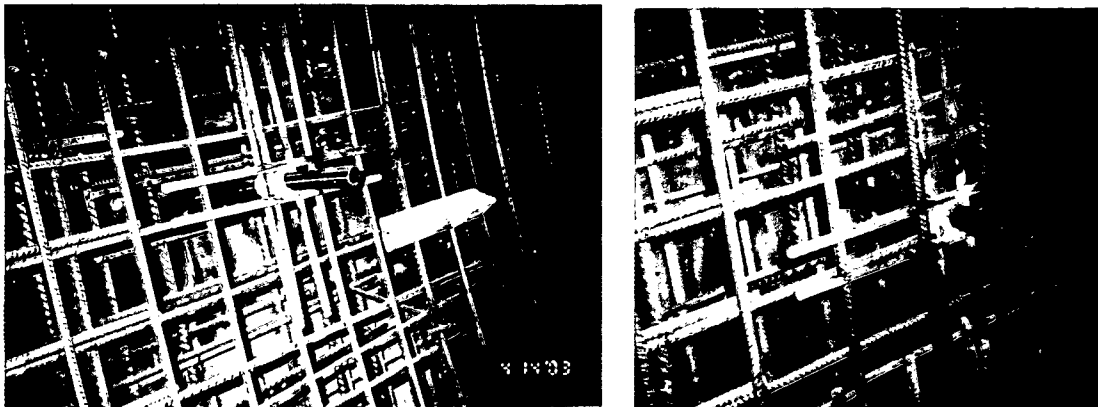


Abb. 256. Beispiel für eine Rohrdurchführung mit Hilfe des Bewehrungskreuzes, befestigt an der inneren Bewehrungslage. Im Hintergrund des linken Bildes ist ein Distanzhalter zu sehen (Größe: 5 cm).

10.5.5.2 Innenschalendurchführung bei der Versuchsanlage

Für die Durchführung der Sammelleitungen bei der gegenständlichen Versuchsanlage sind im Sinne der Prüfung auf Praxistauglichkeit zwei Varianten gewählt und ausgeführt worden:

- für die Sammelleitungen VL 41, RL 41 und RL 43: Variante Schlauchdurchführung;
- für die Sammelleitung VL 43: Variante Nische.

10.5.5.2.1 Einbau der Sammelleitungen VL 41, RL 41 und RL 43:

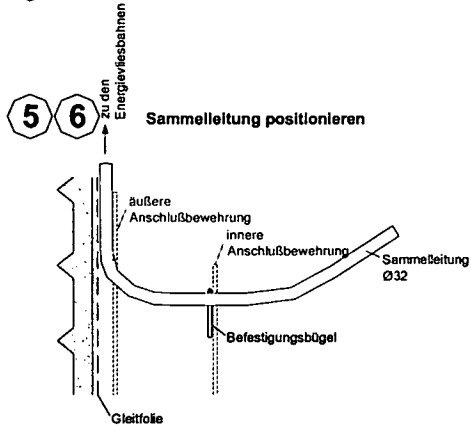
Um die Sammelleitungen VL 41, RL 41 und RL 43 (siehe Abb. 248) in das Tunnelinnere zu führen, werden sie zunächst an der Bewehrung befestigt und während des Betoniervorganges durch eine Öffnung im Schalungswagen geführt. Die Wasserdichtheit wird durch den Einbau eines „Mauerkragens“ (Dichtungsmanschette) der Firma *FRANK* gewährleistet. Aus Sicherheitsgründen werden zusätzlich Nachverpressschläuche im Bereich der Rohrdurchführung verlegt.

Der Einbau erfolgt in folgenden Arbeitsschritten (siehe dazu Abb. 257):

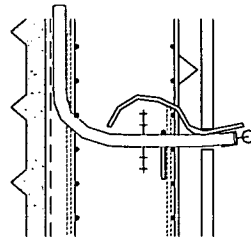
- **Schritt 1:** Einmessen und Markieren der Position der Montagehaken für die Außenbewehrung.
- **Schritt 2:** Einbau der Montagehaken.
- **Schritt 3:** Einmessen und Markieren der Position der Rohrdurchführung durch den Schalungswagen. Der Schalungswagen besteht im untersten Bereich aus 6 (beweglichen) Elementen, wobei für die Rohrdurchführung eine bereits vorhandene Öffnung genutzt wird. Die Öffnung befindet sich in einer Höhe von ca. 90 cm von der Sohle, womit die Rohrdurchführung idealerweise im Bereich der Anschlussbewehrung erfolgen kann. Um ein Rohr mit einem Außendurchmesser von 32 mm hindurchzuführen, muss die entsprechende Öffnung im Schalungswagen lediglich auf einen Durchmesser von 50 mm (für Sammelleitung und Nachverpressschläuche) erweitert werden.
- **Schritt 4:** Verbinden der vier Energievliesbahnen mit der Sammelleitung ($d = 32$ mm; $s = 4,4$ mm) mittels T-Stücke (Schweißverbindung), die gleichzeitig den Übergang von der Rohrdimension $D_a = 25$ mm auf $D_a = 32$ mm ermöglichen. Der Anschluss erfolgt dabei im Tichelmann-Prinzip.
- **Schritt 5:** Montage einer speziellen Halterung (Befestigungsbügel) für die Sammelleitung auf der inneren Lage der Anschlussbewehrung im Bereich der geplanten Rohrdurchführung.
- **Schritt 6:** Die Sammelleitung wird zunächst hinter der äußeren Anschlussbewehrung geführt und anschließend an der speziellen Halterung an der inneren Anschlussbewehrung befestigt; die Sammelleitung befindet sich nun in der Sollposition und ragt ca. 1,0 m in das Tunnelinnere hinein.
- **Schritt 7:** Druckprüfung und Verschließen des Rohrendes (Schutz vor Verschmutzungen).
- **Schritt 8:** Einbau der „Quereisen“, die an den Montagehaken befestigt werden.
- **Schritt 9:** Einbau der Vertikalbewehrung der äußeren Bewehrungslage. Dabei sind ca. 5 Bewehrungsstäbe über sogenannte Stabilisierungseisen miteinander verbunden. Falls erforderlich, kann das unterste Stabilisierungseisen getrennt werden, damit das „Einfädeln“ im Bereich der Sammelleitung erleichtert wird.
- **Schritt 10:** Einbau der Horizontalbewehrung der äußeren Bewehrungslage. Dabei sind wiederum ca. 5 Bewehrungsstäbe über sogenannte Stabilisierungseisen miteinander verbunden. Die gesamte Bewehrungseinheit kann entweder über die Sammelleitung gestülpt oder es können die Stabilisierungseisen getrennt werden, damit auch ein seitliches „Einfädeln“ möglich ist.

- **Schritt 11:** Befestigung des Mauerkragens an der Sammelleitung zur Gewährleistung einer wasserdichten Rohrdurchführung.
- **Schritt 12:** Einbau der Distanzbügel zwischen äußerer und innerer Bewehrungslage
- **Schritt 13:** Einbau der Horizontalbewehrung der inneren Bewehrungslage. Die Bewehrungseinheit wird im Bereich der Sammelleitung entweder übergestülpt oder eingefädelt.
- **Schritt 14:** Einbau der Vertikalbewehrung der inneren Bewehrungslage. Die Bewehrungseinheit wird im Bereich der Sammelleitung entweder übergestülpt oder eingefädelt.
- **Schritt 15:** Befestigen der Betonabstandhalter.
- **Schritt 16:** Verlegen der Nachverpressschläuche.
- **Schritt 17:** Einrichten des Schalungswagens.
- **Schritt 18:** Hindurchführen der Sammelleitung durch die vorbereitete Öffnung im Schalungswagen.
- **Schritt 19:** Erneute Druckprüfung bzw. unter Drucksetzung der Rohrleitungen, falls für das Hindurchführen des Anschlussendes durch die Öffnung im Schalungswagen das Ventil abgenommen werden muss.
- **Schritt 20:** Beim Schließen der untersten Einheit des Schalungswagens kann das Rohrleitungsende von Hand straff gehalten werden, sodass es zu keinem Knicken der Rohrleitung kommt.
- **Schritt 21:** Betonieren der Innenschale.
- **Schritt 22:** Nach Erhärten des Betons wird der Schalungswagen abgesetzt. Die Sammelleitung kann nun entweder gleich ausgefädelt oder zur Erleichterung zunächst gekürzt und anschließend ausgefädelt werden.
- **Schritt 23:** Das verbleibende Ende der Sammelleitung wird vor Verschmutzungen geschützt, indem entweder ein entsprechender Metallfitting aufgeschweißt oder das Ende mit Klebeband verschlossen wird.

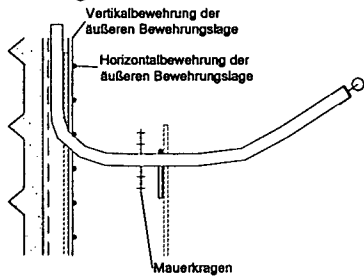
- ① Position Montagehaken einmessen
- ② Einbau Montagehaken
- ③ Position Rohrdurchführung; Erweiterung der Bohrung im Schalungswagen
- ④ Energievliesbahnen verbinden und an die Sammelleitung anschließen



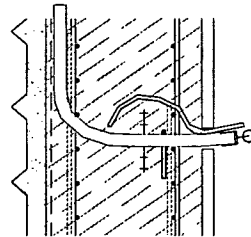
⑳ **Schalungswagen schließen**



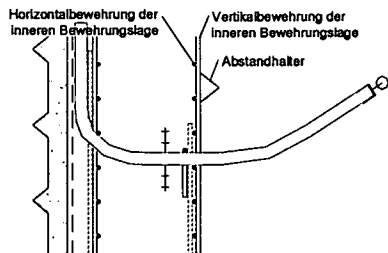
⑦ bis ⑪ **Druckprüfung; Einbau Bewehrung; Einbau Mauerkragen**



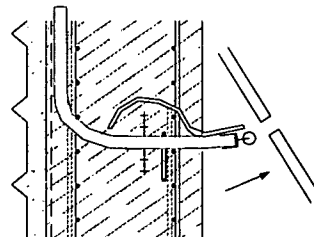
㉑ **Betonieren der Innenschale**



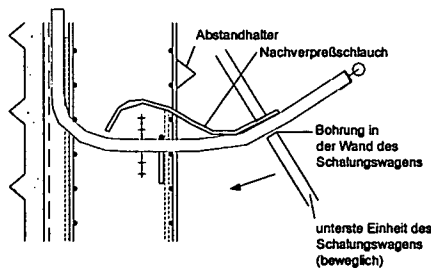
⑫ bis ⑮ **Einbau Bewehrung und Abstandhalter**



㉒ **Schalungswagen absetzen**



⑯ ⑰ **Nachverpreßschläuche; Einrichten Schalungswagen**



㉓ **Aufsetzen Verbindungsmuffe**

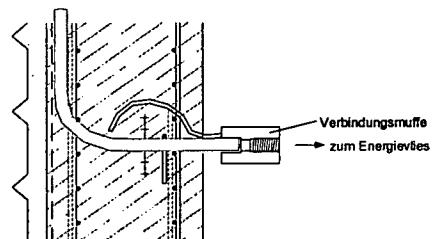


Abb. 257. Einzelne Arbeitsschritte für den Einbau der Sammelleitungen VL 41, RL 41 und RL 43.

10.5.5.2 Einbau der Sammelleitung VL 43:

Die Sammelleitung „Vorlauf zum Block 43“ (VL 43) wird außerhalb der äußeren Bewehrungslage bis zur Nische im Block 44 geführt. Dazu ist es erforderlich, bereits beim Betonieren der Innenschale des Blockes 44 diese Sammelleitung mit einzubauen und vor dem Betonieren des Blockes 43 an die Energievliesbahnen anzuschließen. Folgende Arbeitsschritte sind erforderlich:

- **Schritt 1 (Block 44):** Verlegen der Sammelleitung außerhalb der äußeren Bewehrungslage von der Nische bis zur Blockfuge 43/44, wobei beide Rohrenden genügen lang für die weiteren Anschlüsse sein müssen: ca. 3 m bei der Nische und ca. 12 m für die weitere Verlegung im Block 43. Auf eine ausreichende Lagefixierung der Rohrleitung ist zu achten (entweder mittels Rohrschellen an der Außenschale oder an der Innenschalenbewehrung befestigen). Die beiden Rohrenden sind vor Verschmutzungen zu schützen.
- **Schritt 2 (Block 44):** Einbau eines Mauerkragens im Bereich der Nische zur Gewährleistung der Wasserdichtheit. Zusätzlich werden Nachverpressschläuche eingebaut.
- **Schritt 3 (Block 44):** Die Schalung der Nische besteht im wesentlichen aus zwei Elementen, einem etwa 40 cm hohem Abschlussblech im Fußbereich und einer vorgefertigten Schalungseinheit für den oberen Bereich der Nische. Durch eine Öffnung im Abschlussblech des Fußbereiches wird die Sammelleitung des Energievlieses hindurchgeführt und behindert dadurch weder das Ein- und Ausschalen des oberen Nischenbereiches noch das Ein- und Ausschalen des übrigen Blockabschnittes mit dem Schalungswagen. Die Öffnung im Abschlussblech muss mindestens 50 mm betragen, um die Sammelleitung und die Nachverpressschläuche hindurchführen zu können.
- **Schritt 4 (Block 44):** Die Rohrleitungen werden unter Druck gesetzt, um etwaige Undichtheiten aufzuzeigen und eine Beschädigung während des Betoniervorganges zu unterbinden.
- **Schritt 5 (Block 44):** Nachdem das Abschlussblech, die Schalungseinheit für den oberen Nischenbereich und der Schalungswagen für den gesamten Blockabschnitt eingerichtet sind, wird der Beton eingebracht.
- **Schritt 6 (Block 44):** Beim Ausschalen wird die Anschlussleitung aus dem Abschlussblech ausgefädelt.
- **Schritt 7 (Block 43):** Verbinden der vier Energievliesbahnen mit der Sammelleitung mittels T-Stücke (Schweißverbindung), die gleichzeitig den Übergang von der Rohrdimension $D_a = 25$ mm auf $D_a = 32$ mm ermöglichen. Der Anschluss der Rohrleitungen erfolgt im Tichelmann-Prinzip.
- **Schritt 8 (Block 43):** Druckprüfung und erneutes Verschließen des Rohrendes (Schutz vor Verschmutzungen).
- **Schritt 9 (Block 43):** Einbau der Bewehrungslagen.
- **Schritt 10 (Block 43):** Betonieren der Innenschale.

Temp.fühler	Position	Abstand von Blockfuge	Abstand von Sohle
T5	Block 41, Innenschale - Mitte	2,30 m	4,30 m
T6	Block 41, Innenschale - Oberfläche	5,0 (Blockmitte)	6,11 m
T7	Block 43, Innenschale - Mitte	0,7 m	ca. 5,0 m
T8	Block 43, Innenschale - Oberfläche	5,0 (Blockmitte)	6,11 m

Tab. 29. Position der Temperaturfühler in der Innenschale.

In den Blöcken 41 und 43 wurden bereits vor dem Betonieren der Innenschale Temperatursensoren eingebaut, wodurch auch das Abbindeverhalten des Betons (Betonsorte: B30/300(56)WU/SA/FB/LST/WDI/K4-K5/GK22) dokumentiert werden konnte. Die folgende Abbildung zeigt den Temperaturverlauf der Innenschale während des Abbindevorganges. Nach Betonierbeginn steigen die Temperaturen rasch auf einen Maximalwert von ca. 38°C an. Nach etwa 16 Tagen klingt der Temperaturanstieg wieder allmählich ab.

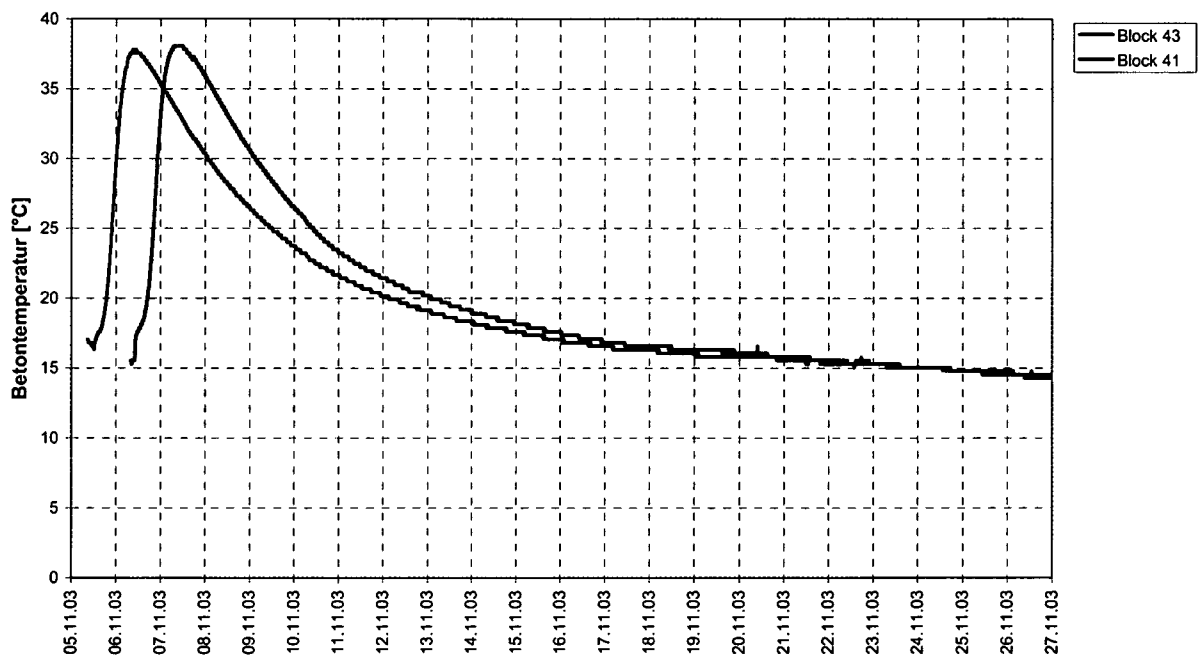


Abb. 259. Verlauf der Innenschalentemperatur in den Blöcken 43 und 41 während des Abbindevorganges, gemessen mit den Fühlern T5 und T7.

10.5.7 Fotodokumentation der Herstellung der Versuchsanlage

10.5.7.1 Herstellen der Energievliesbahnen



Abb. 260. Herstellen der Energievliesbahnen in einer Fertigungshalle der Firma Polyfelt. Die Absorberrohre werden mittels Abstandhalter in Position gehalten und mit der Vliesbahn verklebt.

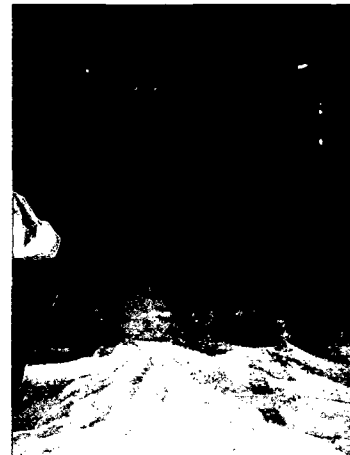


Abb. 261. Fertige Energievliesbahn. Die Absorberrohre befinden sich zwischen zwei Vliesbahnen und sind mit diesen verklebt. An den Rändern ist ausreichend Platz zur Befestigung und Überlappung nebeneinander liegender Energievliesbahnen vorgesehen.

10.5.7.2 Einbau der Sammelleitung VL 43



Abb. 262. Einbau der Sammelleitung VL 43. Diese verläuft hinter der Anschlussbewehrung vom Standort der Wärmepumpe (Nische) zum Block 43. Ein Mauerkragen sorgt für ausreichende Wasserdichtheit.

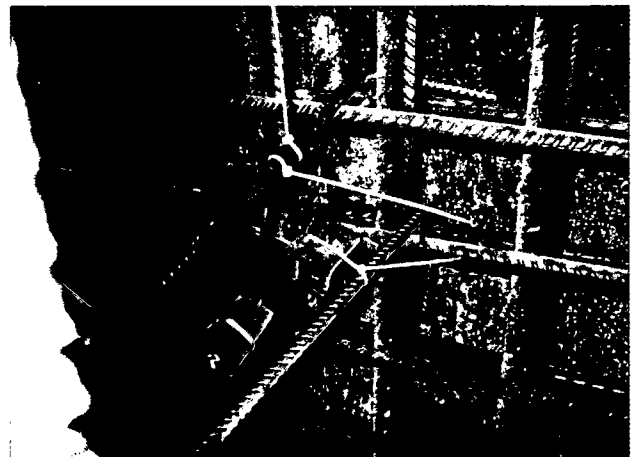


Abb. 263. Der Temperaturfühler T7 ist im Bereich der Nischenrückwand ins Erdreich eing bohrt. Das Messkabel durchdringt die Innenschale und ist deshalb mit einem Quellfugenband umschlossen worden, das bei Wasserzutritt aufquillt und somit Wasserwegigkeiten unterbindet.



Abb. 264. Nischenblock 44 nach Abschluss der Bewehrungsarbeiten. Zu sehen ist die Sammelleitung VL 43 im Fußbereich der Nische und das Messkabel des Temperaturfühlers inklusive zusätzlich verlegter Nachverpressschläuche.

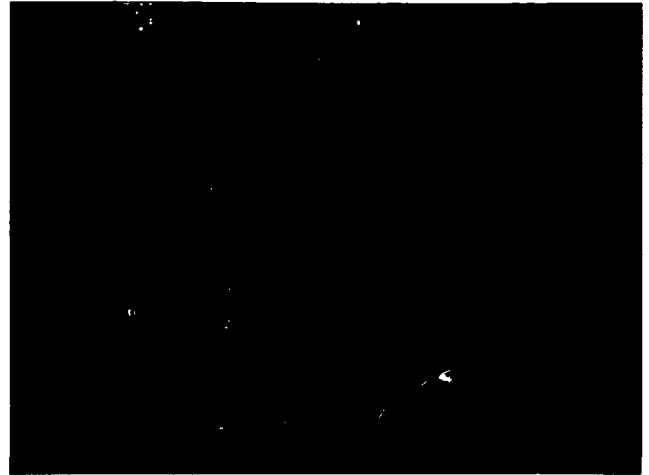


Abb. 265. Die Schalung für die Nische besteht im wesentlichen aus zwei Komponenten: der oberen Schalungseinheit und dem Abschlussblech im Fußbereich. Durch eine Öffnung im Abschlussblech werden die Sammelleitung und das Messkabel inklusive der Nachverpressschläuche hindurchgeführt.

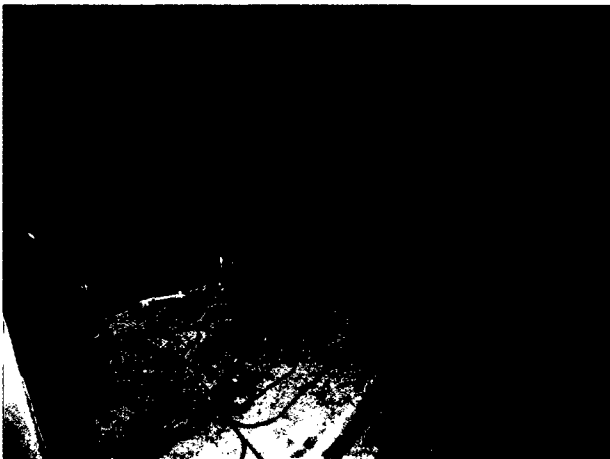


Abb. 266. Nischenblock 44 nach Abschluss der Betonierarbeiten. Die Druckprüfung erfolgt mittels eines Kompressors.

10.5.7.3 Einbau der Energievliesbahnen in den Blöcken 41 und 43



Abb. 267. Transport der 8 Energievliesbahnen (in Rollenform) und der Sammelleitungen (4,0 m Rohrstangen) zur Einbaustelle in der Tunnelröhre BW9 beim Baulos LT22.



Abb. 268. Energievliesbahnen am Verlegewagen.



Abb. 269. Abrollen einer Energievliesbahn.

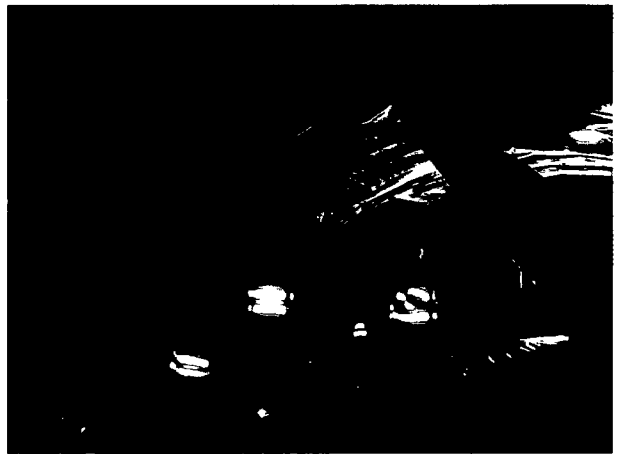


Abb. 270. Befestigen einer Energievliesbahn. Die einzelnen Energievliesbahnen haben in der Mitte eine Markierung, sodass die Bahnmitte zunächst an der Tunnelfirste befestigt wird. Die weitere Befestigung erfolgte auf beiden Seiten von der Firste zur Ulme.

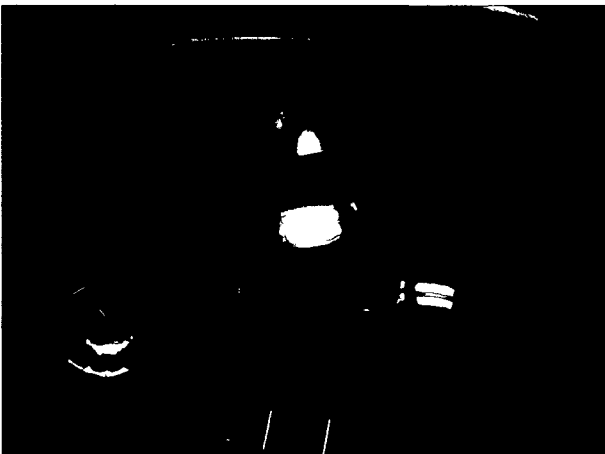


Abb. 271. Montage der zweiten Energievliesbahn. Die einzelnen Bahnen werden mit einer Überlappung von ca. 25 cm verlegt.



Abb. 272. Die Befestigung der Bahnen erfolgt mittels handelsüblicher Hilti-Nägeln an der Tunnelaußenschale. Um ein eventuelles Verschieben der Rohrleitungen während des Betoniervorganges zu verhindern, sind die Absorberleitungen zusätzlich mit Rohrschellen befestigt.



Abb. 273. Montage der dritten Energievliesbahn.



Abb. 274. Block 43 nach Montage der letzten (vierten) Energievliesbahn. Die Montage im Block 41 ist in gleicher Weise erfolgt.

10.5.7.4 Verbinden der Energievliesbahnen und Einbau der Sammelleitungen VL 41, RL 41, RL 43

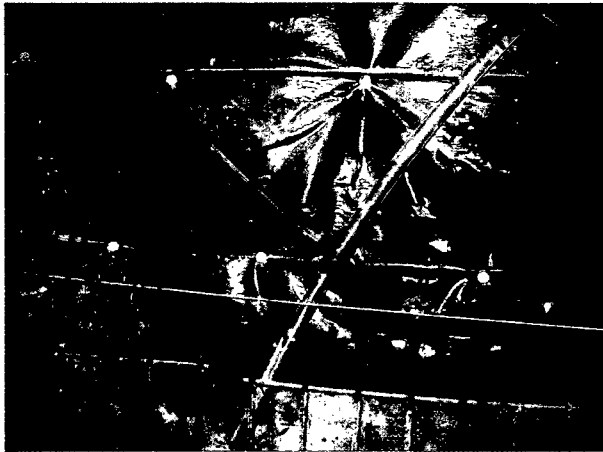


Abb. 275. T-Verbindung zum Anschluss der einzelnen Energievliesbahnen an die Sammelleitungen.



Abb. 276. Die einzelnen Verbindungen der Rohrleitungen werden mittels Fusionsschweißung hergestellt.

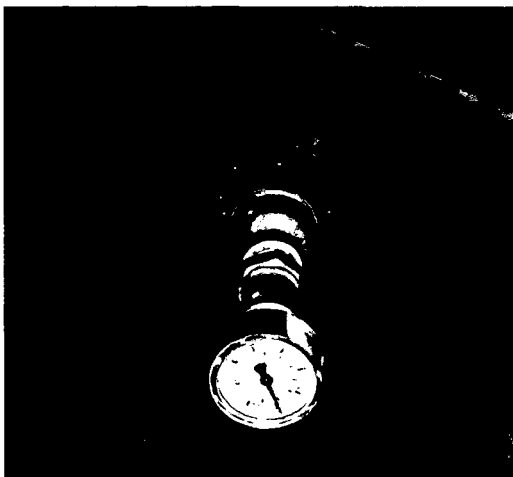


Abb. 277. Dichtheitskontrolle nach Abschluss aller Schweißarbeiten an den Rohrleitungen.



Abb. 278. Block 43 nach Einbau der Sammelleitung und Zusammenschluss der Energievliesbahnen.



Abb. 279. Linke und Rechte Seite des Blockes 41. Die Energiefibersbahnen sind im Tichelmann-Prinzip miteinander verbunden, wodurch jede Energiefibersbahn in gleichem Maße durchströmt wird. Die Sammelleitungen (Pfeile) sind bis zur Anschlussbewehrung geführt, wo die Durchführung durch die Innenschale erfolgt.

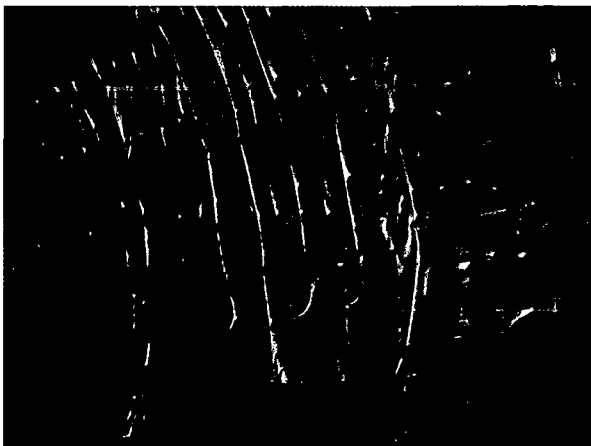


Abb. 280. Energiefibersbahnen im Block 43. Zu sehen sind auch die bereits montierten Montagehaken, die zur Befestigung der Innenschalenbewehrung herangezogen werden. Da die Lage der Absorberleitungen eindeutig feststellbar ist, können die Montagehaken gezielt, ohne die Absorberleitungen zu verletzen, gesetzt werden.



Abb. 281. Blick an die Firste im Block 43.

10.5.7.5 Einbau der zweilagigen Innenschalenbewehrung im Gewölbe



Abb. 282. Nach abgeschlossener Montage der Energiefliessbahnen wird, wie üblich, an der Firste ein Nachverpressschlauch (grün) verlegt, mit dem nach dem Betonieren eventuell verbliebene Hohlräume im Bereich der Firste verfüllt werden können. Üblicherweise wird dieser Nachverpressschlauch an der Gleitfolie positioniert. Das Nachverpressen (nach Betonieren der Innenschale) erfolgt mit einem Druck von etwa 3 bar, wobei kurzzeitig auch höhere Drücke bis 10 bar auftreten können. Um eine Beschädigung der Absorberleitungen zu vermeiden, sind diese mit Druckluft zu füllen um einen Gegendruck zu erzeugen.



Abb. 283. Einbau der äußeren Bewehrungslage im Bereich der Ulme. Es kommt zu keiner Behinderung der Arbeiten infolge des Energiefliesses.



Abb. 284. Einbau der äußeren Bewehrungslage im Bereich der Firste.



Abb. 285. Einbau der äußeren Bewehrungslage im Bereich der Sohle. Die durch die Innenschale führende Sammelleitung wird eingefädelt.

10.5.7.6 Herstellen der Rohrdurchführung durch die Innenschale

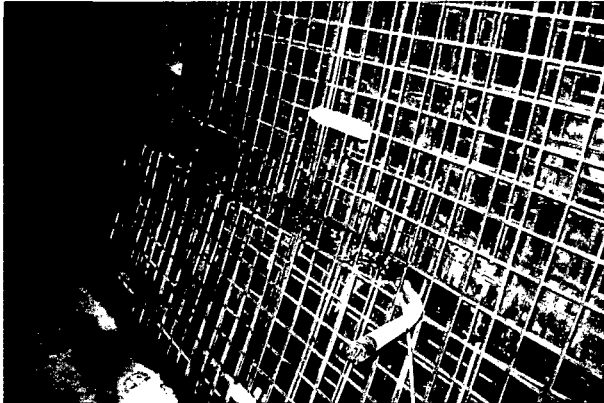


Abb. 286. Bereits beim Einbau der inneren Bewehrungslage wird die Sammelleitung an einer fixierten Stelle herausgeführt. Diese ragt etwa 80 cm aus der Innenschalenbewehrung heraus, um das Durchführen durch den Schalungswagen zu erleichtern. Das Leitungsende ist mittels eines Klebebandes vor Verschmutzungen geschützt.

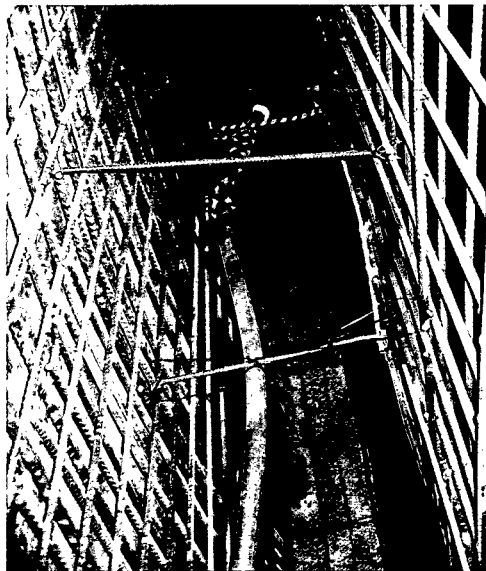


Abb. 287. Durchführung der Sammelleitung im Block 43(links) und Block 41(rechts). Am jeweils linken Bildrand befindet sich die Außenschale, am rechten Bildrand der Tunnelinnenraum. Die Absorberleitungen sind etwa 1,5 m zwischen äußerer und innerer Bewehrungslage geführt, um möglichst lange Wasserwege zu erreichen. Zusätzlich wird ein Mauerkragen eingebaut und die Absorberleitung davor (Block 43) und dahinter (Block 41) mit einem Nachverpressschlauch umwickelt. Mit dieser unterschiedlichen Belegung soll die optimale Ausführung für die Innenschalendurchdringung erprobt werden.

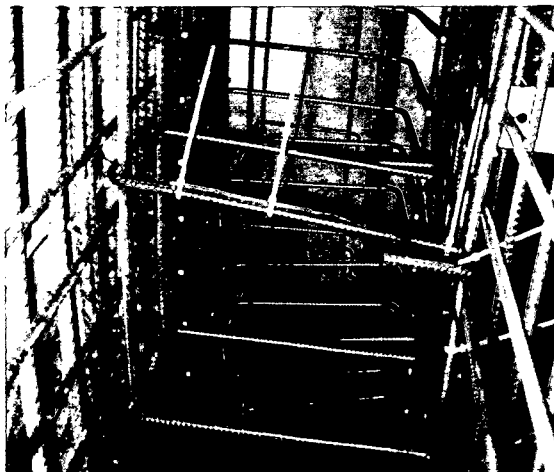


Abb. 288. Einbau von Temperatursensoren zwischen der äußeren und inneren Bewehrungslage zur Messung der Betontemperatur.



Abb. 289. Block 43 nach Abschluss der Bewehrungsarbeiten und Herstellung der Innenschalendurchdringung (Pfeil), die sich 3,15 m von der Blockfuge entfernt und in einer Höhe von 0,95 m befindet. Hinter der Bewehrung sind die einzelnen Energiefleebsbahnen deutlich zu erkennen.

10.5.7.7 Betonierarbeiten im Block 41 und 43



Abb. 290. *Unterstes (bewegliches) Element des Schalungswagens. Beim Schließen dieser Schalungseinheit wird die Sammelleitung durch eine vorbereitete Öffnung eingefädelt.*



Abb. 291. *Durchführung der Sammelleitung durch den Schalungswagen. Während des Betoniervorganges stehen die Absorberleitungen unter Druck um einerseits dem Betonier- und Verdichtungsdruck entgegenzuwirken und andererseits Undichtheiten sofort zu erkennen.*

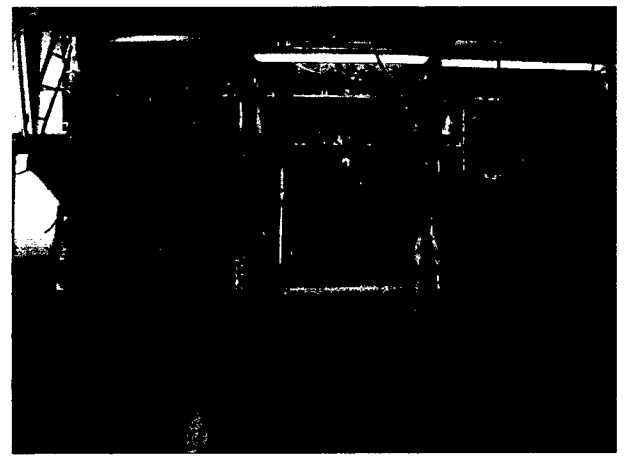


Abb. 292. *Ansicht des Schalungswagens beim Betonieren des Blockes 41. Am linken Rand ist das Messgerät zur Temperaturmessung während der Betonierphase und in Bildmitte die Sammelleitung zu erkennen.*

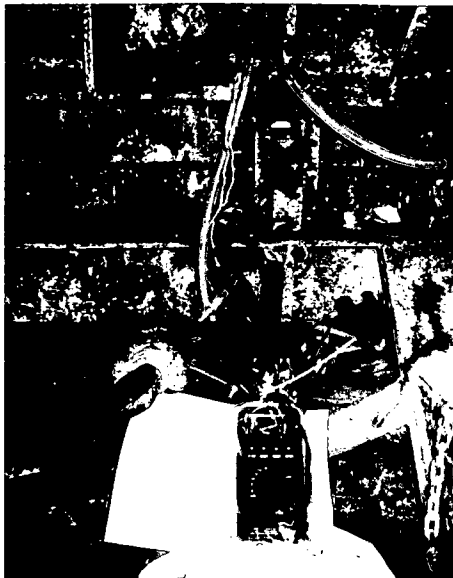


Abb. 293. Das Temperaturverhalten des Betons beim Abbinden wird mittels der eingebauten Temperaturfühler aufgezeichnet.



Abb. 294. Sammelleitung und Nachverpressschlauch nach Abschluss der Betonierarbeiten im Block 43.



Abb. 295. Verlängerung der Sammelleitungen bis zur Wärmepumpe inklusiver Wärmeisolierung.



Abb. 296. Blick in die Tunnelröhre mit Lage der Energiefliesbahnen. Links ist der Heizungsradialtor zu sehen.



Abb. 297. Herstellen der hydraulischen Einrichtungen in der Nische im Block 44.

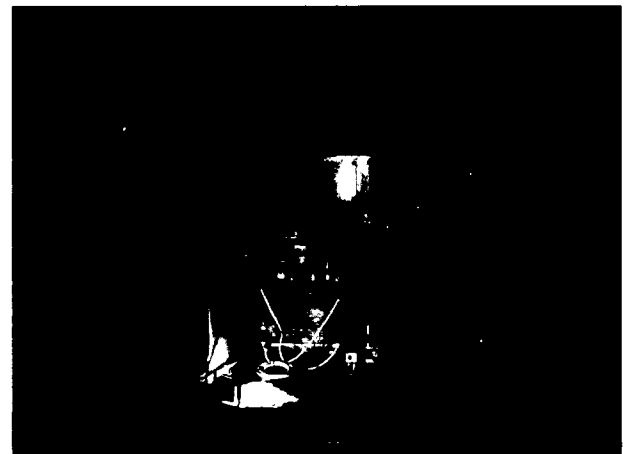


Abb. 298. Die fertiggestellte hydraulische Anlage.

10.5.8 Messergebnisse

Im Folgenden sind die gesamten Messdaten von Betriebsbeginn bis dato dargestellt. Jede dieser Abbildungen enthält wiederum einen Übersichtsbalken, dem die unterschiedlichen Betriebsphasen entnommen werden können:

- **19.02.2004 bis 23.02.2004:** Probetrieb der Anlage, wobei als Energiequelle der Block 41 und als Energieverbraucher der Block 43 zusammen mit dem Heizungs radiator verwendet wird.

Da die Vorlauftemperatur des Absorberkreislaufes in dieser Betriebsphase auf -1°C sinkt und damit die Gefahr des Durchfrierens der Betonbauteile und einer Eislinsenbildung im Erdreich gegeben ist, muss der Betrieb bereits nach 4 Tagen umgestellt werden. Die Ursache für diese tiefe Vorlauftemperatur ist die leistungsstarke Wärmepumpe. Die kleinsten im Handel erhältlichen Wärmepumpen liegen im Leistungsbereich von etwa 6 bis 8 kW. Bereits bei der Versuchsanlage „Energiebrunnen Hetzendorferstraße“ (Kapitel 7) wurde die Erfahrung gemacht, dass die Kombination einer solchen Wärmepumpe mit einer geringen Absorberfläche dazu führt, dass die Temperatur der Absorberflüssigkeit unter den Gefrierpunkt absinkt. Die Problematik bei derartigen Forschungsprojekten besteht darin, dass für die im Rahmen von Versuchsanlagen zu errichtenden geringen Absorberflächen keine passende Wärmepumpe erhältlich ist, die eine entsprechend geringe Leistung hat. Aus diesem Grund wurde für die gegenständliche Versuchsanlage eine handelsübliche Wärmepumpe gedrosselt, indem das Kältemittel im Wärmepumpenkreislauf gewechselt wurde. Dadurch konnte die Leistung der Wärmepumpe von 6 kW auf etwa 3 kW gesenkt werden. Im Probetrieb zeigt sich allerdings, dass bei Verwendung von nur einem Block (Block 41) als Energiequelle die Wärmepumpenleistung immer noch zu groß ist, sodass der Betrieb umgestellt werden muss.

- **23.02.2004 bis 01.04.2004:** Die Anlage befindet sich im Dauerbetrieb, wobei als Energiequelle die Blöcke 41 und 43 verwendet werden und die gesamte Wärme lediglich über den Heizungs radiator abgegeben wird.
- **01.04.2004 bis 14.04.2004:** Aufgrund eines neuen Stromanschlusses ist die gesamte Anlage zu dieser Zeit außer Betrieb, weshalb es zur Regeneration der Temperaturverhältnisse kommt. Da auch der Datenlogger von diesen Arbeiten betroffen ist, liegen für die Dauer dieser Arbeiten keine Messdaten vor.
- **14.04.2004 bis 13.07.2004:** Die Anlage befindet sich wiederum im Dauerbetrieb. Vom 22.04.2004 bis zum 29.04.2004 kommt es zu einem Datenverlust, wobei der Energieentzug davon allerdings nicht beeinflusst wird.

Am 22.04.2004 wurden Aufnahmen mit einer Wärmebildkamera durchgeführt (siehe Kapitel 10.5.9.7), die unter anderem zeigten, dass der Temperaturfühler zur Messung der Tunnelluft (Firste) im Einflussbereich der vom Heizungs radiator erzeugten Warmluft lag. Aus diesem Grund wurde der Fühler am 22.06.2004 versetzt.

Zusätzlich wurde das Messprogramm um 5 Temperaturfühler erweitert, und zwar zur Temperaturmessung der Tunnelluft im Ulmenbereich, und zur Temperaturmessung im Vor- und Rücklauf der beiden Blöcke 41 und 43, unmittelbar vor dem Eintritt der Absorberflüssigkeit in den Beton (Vorlauf) bzw. nach dem Austritt aus dem Beton (Rücklauf). Mit letzteren Messungen sollen etwaige Einflüsse, die sich aus den

Verbindungsleitungen von der Wärmepumpe bis zum jeweiligen Block ergeben, dokumentiert werden.

Durch den Anschluss der zusätzlichen Temperaturfühler an den Datenlogger musste das Messintervall von anfangs 10 Minuten auf 20 Minuten erhöht werden.

- **13.07.2004 bis 04.10.2004:** Aufgrund der hohen Außenlufttemperaturen wird die Anlage während der Sommermonate außer Betrieb genommen, womit sie sich regenerieren kann.
- **04.10.2004 bis 14.10.2004:** Mit Beginn der Heizperiode wird auch wieder die Anlage in Betrieb genommen und befindet sich in dieser Zeitspanne im Dauerbetrieb.

Die beschriebenen Betriebsphasen werden im Folgenden Kapitel diskutiert (*Anmerkung: der Absorberkreislauf wird dabei als Solekreislauf bezeichnet*).

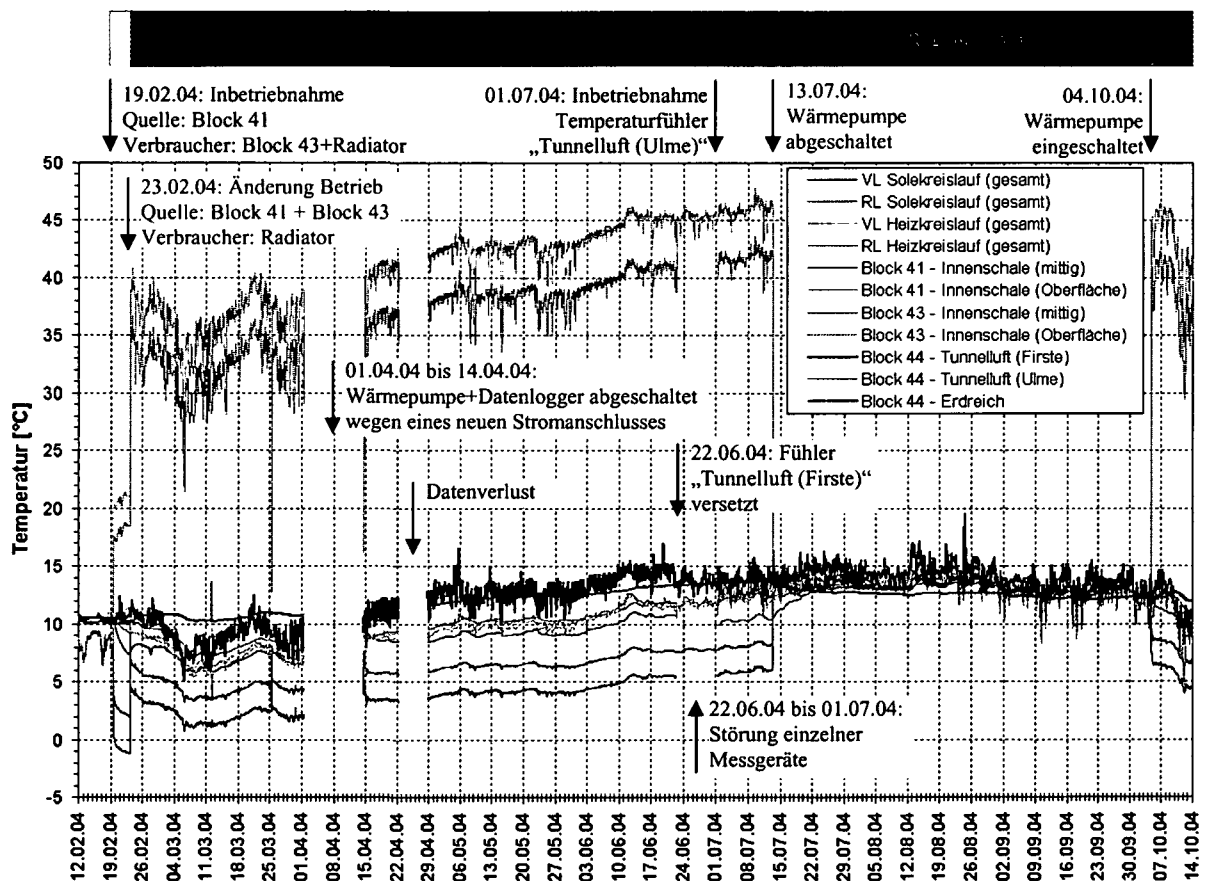


Abb. 299. Temperaturen bei der Versuchsanlage „LT22-Bierhäuselberg“.

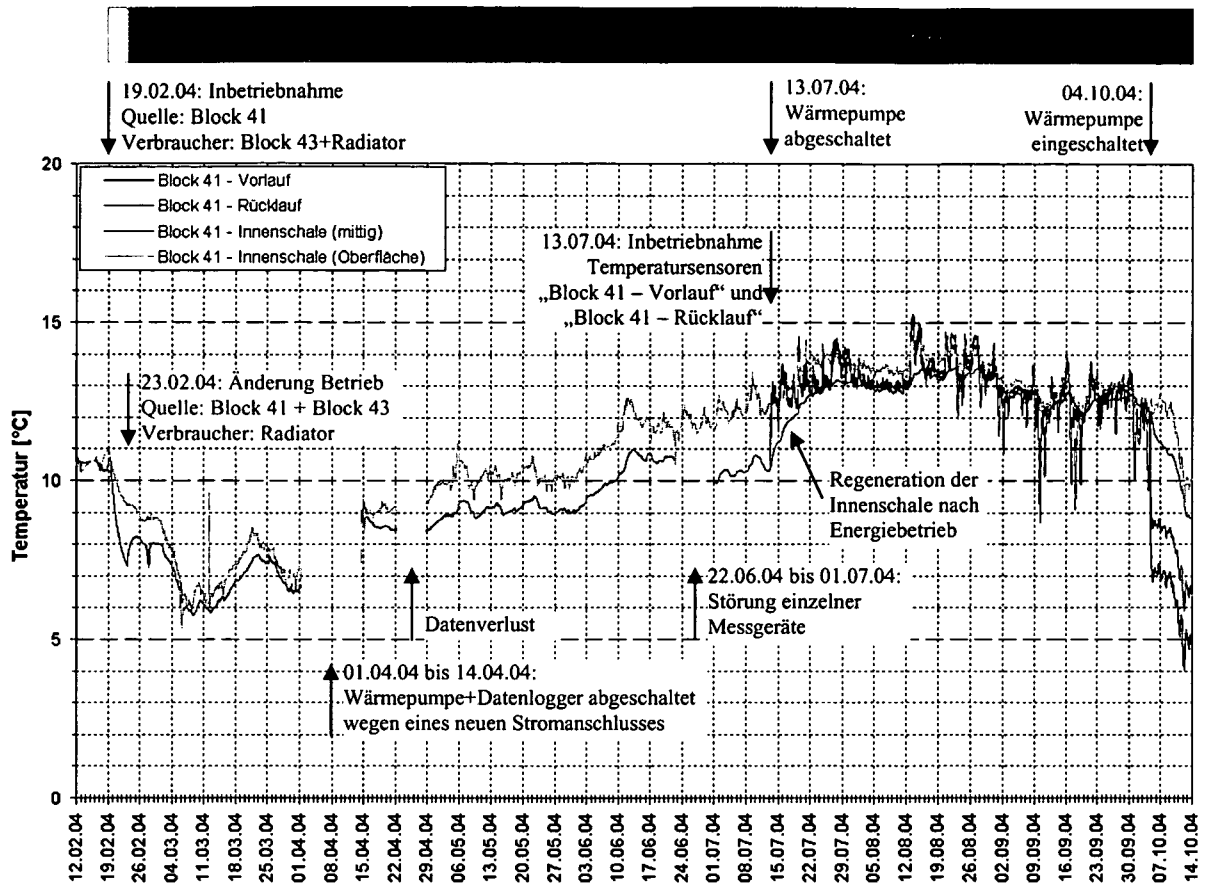


Abb. 300. Temperaturen im Block 41.

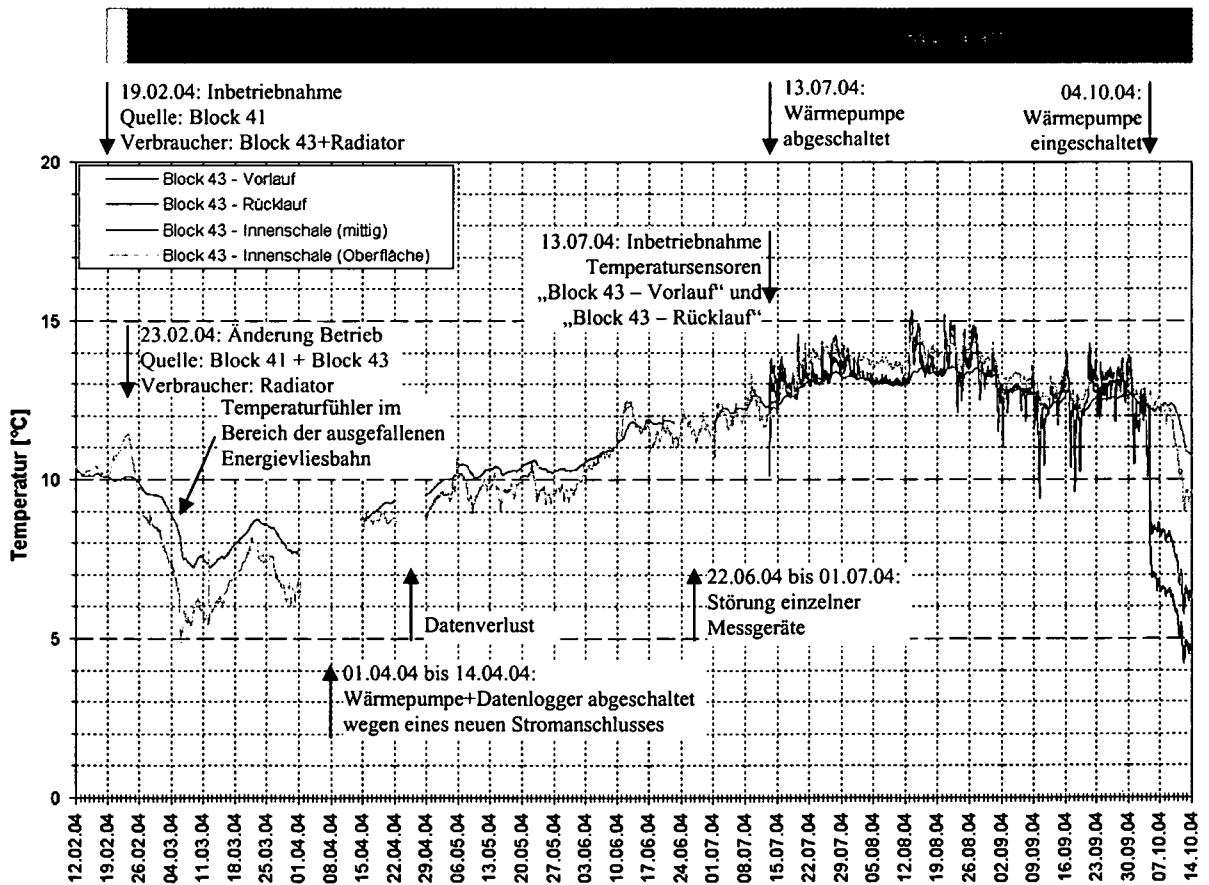


Abb. 301. Temperaturen im Block 43.

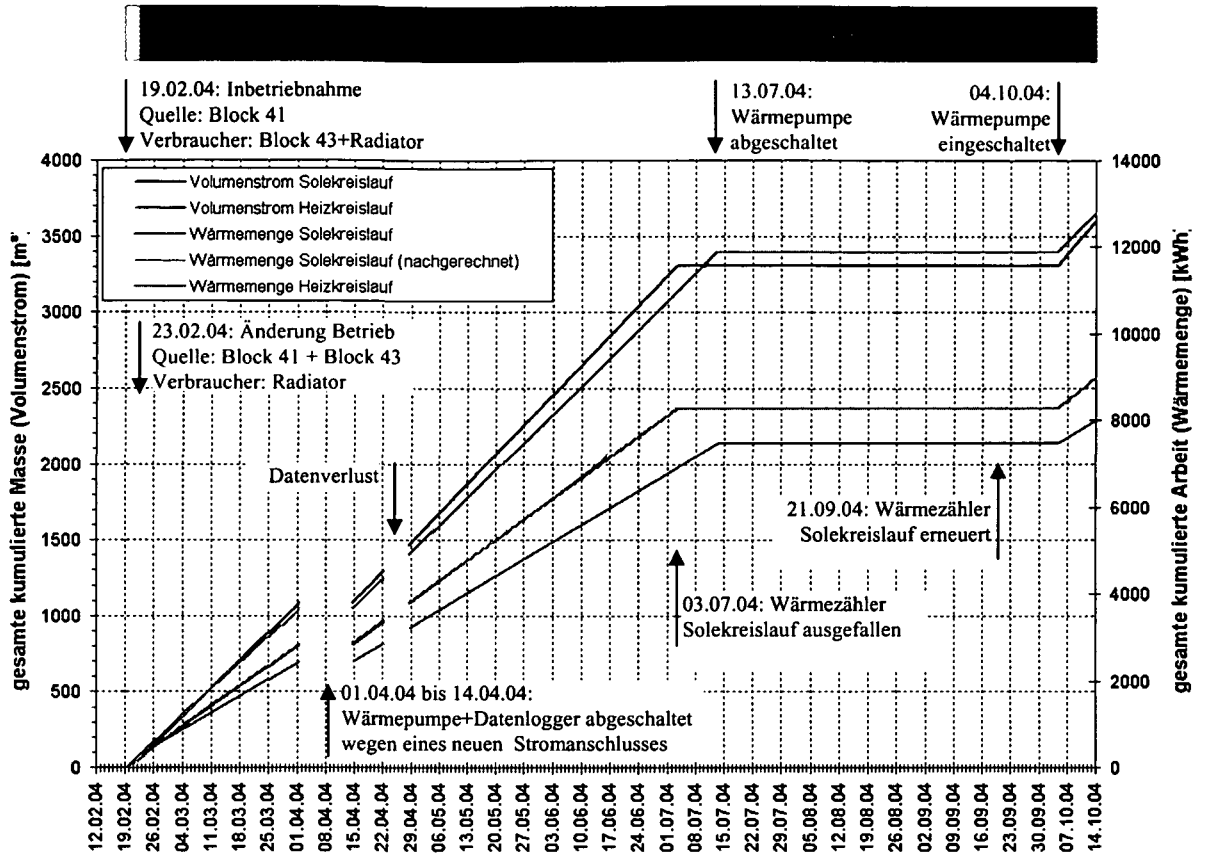


Abb. 302. Volumenstrom und Wärmemenge.

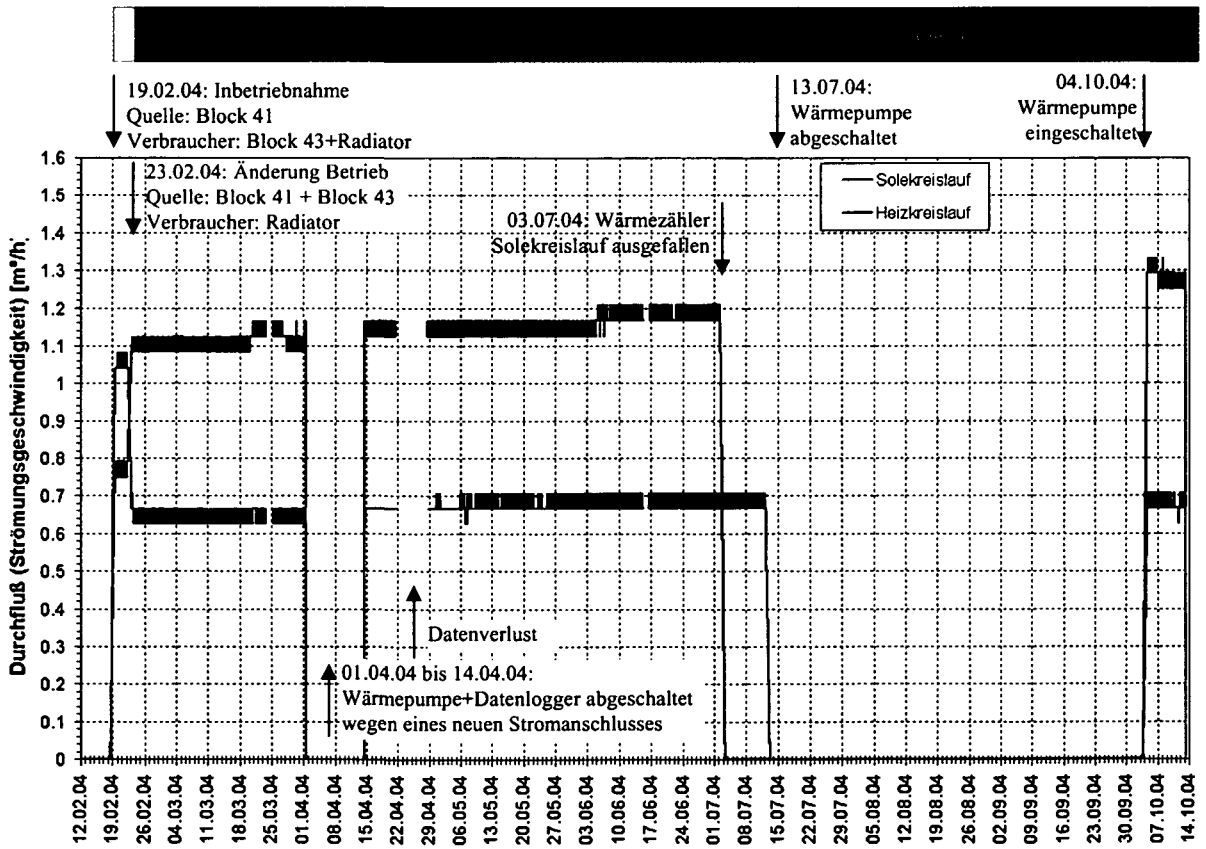


Abb. 303. Durchfluss bzw. Strömungsgeschwindigkeit.

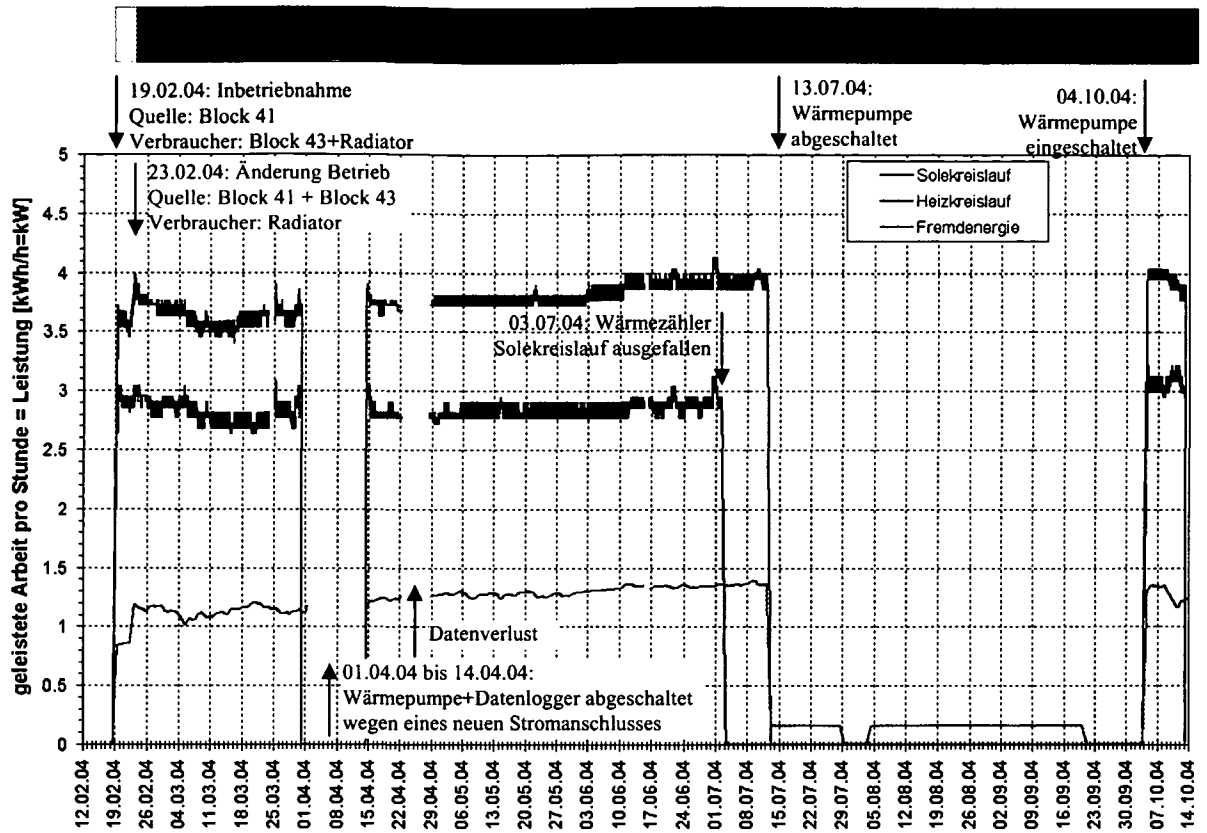


Abb. 304. Leistung des Absorberkreislaufes (Solekreislauf), des Heizkreislaufes und Leistungsaufnahme an Fremdenergie.

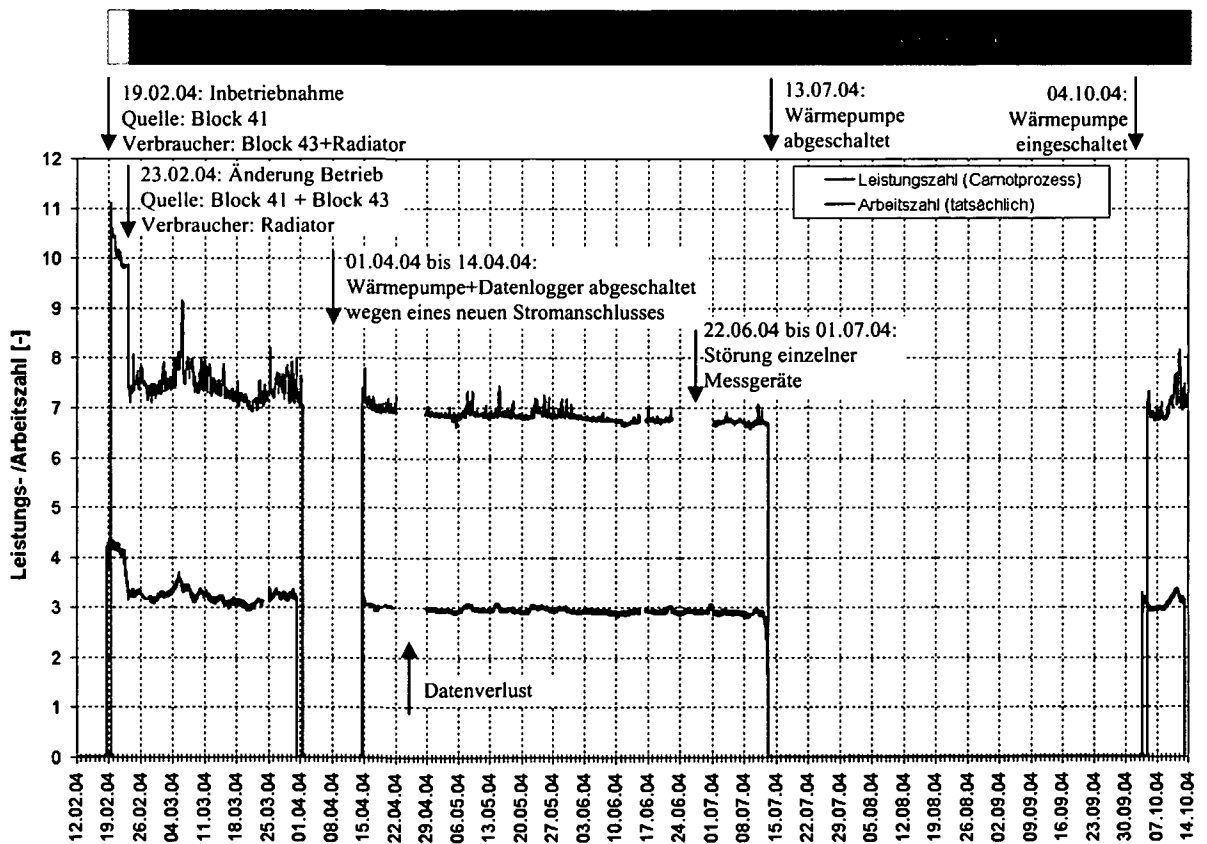


Abb. 305. Leistungszahl des Carnot-Prozesses und tatsächliche Arbeitszahl.

10.5.9 Diskussion der Messergebnisse

10.5.9.1 Betriebsphase vom 19.02.2004 bis 23.02.2004

Energiequelle, Energieverbraucher:

Die Versuchsanlage wird am 19.02.2004 in Betrieb genommen, wobei der Block 41 als Energiequelle dient. Die daraus entzogene Energie wird mittels der Wärmepumpe auf ein höheres Energieniveau gehoben und über den Block 43 sowie den Radiator an das Erdreich bzw. die Tunnelluft wieder abgegeben.

Temperatur (Absorberkreislauf, Heizkreislauf):

Abb. 299 zeigt, dass die Vorlauftemperatur des Absorberkreislaufes unmittelbar nach dem Einschalten der Wärmepumpe etwa 0°C beträgt und innerhalb von 4 Tagen auf -1°C absinkt. Die Temperaturspreizung zwischen Vorlauf und Rücklauf des Absorberkreislaufes bleibt konstant bei etwa 3,5°C. Der Temperaturverlauf zeigt nur sehr geringe Schwankungen und somit keine unmittelbare Abhängigkeit vom Temperaturverlauf der Tunnelluft. Dies ist einerseits durch die wärmegeprägten Zuleitungen zum Energievlies und andererseits durch die Lage des Energievlieses und der damit verbundenen „dämmenden“ Wirkung der Innenschale zu erklären.

Die Vorlauftemperatur des Heizkreislaufes steigt innerhalb dieser Betriebsphase von 20°C auf 21°C, wobei die Temperaturspreizung bei etwa 3,0°C liegt. Der Temperaturverlauf zeigt im Vergleich zum Absorberkreislauf geringe Schwankungen innerhalb eines Tagesverlaufes. Diese Schwankungen sind auf die Wärmeabgabe des Radiators an die Tunnelluft und die damit verbundenen Temperaturschwankungen der Tunnelluft zurückzuführen.

Temperatur (Tunnelluft, Erdreich, Innenschale):

Zur besseren Übersicht sind die Temperaturen des Erdreiches, der Tunnelluft und der Innenschale zusammen mit den Temperaturen des Absorber- und Heizkreislaufes in Abb. 299 dargestellt. Für genauere Betrachtungen dienen Abb. 300 und Abb. 301, in denen lediglich die Temperaturen des Blockes 41 bzw. 43 eingetragen sind.

Die Erdreich- und Tunnellufttemperaturen bleiben konstant bei etwa 10°C. Anhand der Temperatursensoren in der Innenschale ist deutlich zu erkennen, dass durch den Energieentzug im Block 41 die Betontemperatur abnimmt und durch den Energieeintrag im Block 43 die Betontemperatur zunimmt, und zwar jeweils in der Mitte der Innenschale stärker als an der Oberfläche, wo der Einfluss der Tunnelluft überwiegt (Abb. 300 und Abb. 301). Die Tatsache, dass sich die Temperaturen der Innenschale unmittelbar nach Betriebsbeginn ändern, deutet auf einen guten Kontakt zwischen Energievlies und Innenschale hin.

Volumenstrom, Durchfluss:

Die Umwälzpumpen im Absorber- und im Heizkreislauf laufen auf Stufe 3 und bringen damit maximale Leistung. Der Volumenstrom im Absorberkreislauf beträgt in etwa 0,76 m³/h. Obwohl der Heizkreislauf eine leistungsschwächere Umwälzpumpe enthält, ist die Strömungsgeschwindigkeit mit 1,06 m³/h höher als im Absorberkreislauf. Dies ist einerseits auf das höhere Temperaturniveau im Heizkreislauf zurückzuführen, wodurch die Viskosität der Flüssigkeit und damit der von der Pumpe zu überwindende Widerstand zur Umwälzung geringer ist. Andererseits ergibt sich eine höhere Strömungsgeschwindigkeit im Heizkreislauf

aufgrund der Parallelschaltung von Energievlies im Block 43 und Radiator, wodurch der zu überwindende Gesamtwiderstand im Vergleich zum Absorberkreislauf geringer ist.

Wärmemenge, Leistung:

Die Leistung beim Energieentzug (Absorberkreislauf) beträgt entsprechend Abb. 304 etwa 2,9 kW. Bei der Energieabgabe wird eine Leistung von 3,6 kW erzielt, wobei der Anteil an Fremdenergie (Strom) bei 0,85 kW liegt. Dieser Anteil beinhaltet neben der Stromaufnahme durch die Wärmepumpe auch jene der beiden Umwälzpumpen. Mit den Absorberleitungen ist pro Energievliesbahn eine Fläche von etwa $14,0 \text{ m} \times 2,35 \text{ m} = 32,9 \text{ m}^2$ bedeckt, wodurch sich für diese Betriebsphase eine Entzugsleistung von $2900 \text{ W} / (3 \cdot 32,9 \text{ m}^2) = 29,4 \text{ W/m}^2$ (wie in Kapitel 10.5.9.7 gezeigt wird, sind nur 3 Energievlies-Bahnen in Betrieb) ergibt. Die Arbeitszahl der Anlage liegt bei etwa $\beta = 4,2$ (Abb. 305).

10.5.9.2 Betriebsphase vom 23.02.2004 bis 01.04.2004**Energiequelle, Energieverbraucher:**

In dieser Betriebsphase wird sowohl der Block 41 als auch der Block 43 (parallel geschaltet) als Energiequelle genutzt und die daraus gewonnene Wärme nach Temperaturerhöhung durch die Wärmepumpe lediglich über den Radiator abgegeben.

Temperatur (Absorberkreislauf, Heizkreislauf):

Wie Abb. 299 zeigt, unterschreitet die Vorlauftemperatur nun nicht mehr die 0°C -Grenze, bedingt durch die Verdoppelung der Absorberfläche (Block 41 und 43). Das Temperaturniveau ist im Vergleich zur ersten Betriebsphase gestiegen. Am Verlauf der Temperaturen ist zu erkennen, dass dieser sehr stark von der Temperatur der Tunnelluft abhängt. Schwankungen der Tunnelluft sind im Messwertverlauf des Absorberkreislaufes etwas zeitversetzt wieder zu erkennen. Dies bedeutet, dass ein Energiefluss zwischen Tunnelluft und Energievlies stattfindet, und demnach neben dem Erdreich auch die Tunnelluft als Energiequelle herangezogen wird. Die Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf hat sich im Vergleich zur ersten Betriebsphase erwartungsgemäß verkleinert und beträgt etwa $2,2^\circ\text{C}$. Dies ist in der weiterhin konstanten Entzugsleistung der Wärmepumpe und dem höheren Volumenstrom begründet.

Da in dieser Betriebsphase lediglich der Radiator zur Energieabgabe verwendet wird, verkleinert sich die zur Verfügung stehende Heizfläche im Vergleich zur ersten Betriebsphase. Dies wirkt sich in Form eines gestiegenen Temperaturniveaus des Heizkreislaufes aus. Zu Betriebsbeginn erreicht die Vorlauftemperatur etwa 40°C . Im Zuge dieser Betriebsphase sinkt das Temperaturniveau dann allerdings um etwa 5°C ab. Dies ist auch durch das Absinken der Tunnellufttemperatur bedingt, wodurch die Wärmeabgabe des Radiators steigt. Am Messwertverlauf sind zudem Schwankungen im Tagesverlauf zu erkennen, die auf den unmittelbaren Kontakt mit der Tunnelluft zurückzuführen sind und somit typisch für einen Heizbetrieb mit Radiatoren sind. Die Temperaturdifferenz zwischen Absorberkreis- und Heizkreislauf liegt etwa bei 30°C und ist damit um rund 10°C höher als bei der ersten Betriebsphase.

Temperatur (Tunnelluft, Erdreich, Innenschale):

Abb. 299 ist zu entnehmen, dass die Erdreichtemperatur zu Beginn dieser Betriebsphase ansteigt. Der weitere Verlauf folgt jenem des Heizkreislaufes. Somit kommt es zu einer direkten Beeinflussung zwischen Radiator und dem etwa in 3,5 m entfernten Temperatursensor.

Die Tunnellufttemperatur sinkt von anfangs 10°C zunächst auf 5°C ab und steigt dann wieder an, wobei die tageszeitlichen Schwankungen größer werden. Die Oberflächentemperatur der Innenschale ist beim Block 41 und 43 nahezu gleich und liegt etwa 2°C unter der Tunnellufttemperatur. Die in der Mitte der Innenschale situierten Temperaturfühler zeigen allerdings ein unterschiedliches Bild. Die mittige Innenschalentemperatur im Block 41 ist etwas geringer als die Oberflächentemperatur und liegt somit zwischen Oberflächen- und Energievliesstemperatur, womit ein eindeutiger Temperaturgradient erkennbar ist. Die mittige Innenschalentemperatur im Block 43 ist jedoch höher als jene an der Oberfläche. Wie in Kapitel 10.5.9.7 gezeigt wird, werden im Block 43 nur 3 Energievliesbahnen durchströmt. Da der Temperaturfühler „Block 43 – Innenschale (mittig)“ genau bei der ausgefallenen Energievliesbahn situiert ist, wird er nicht direkt vom Energiebetrieb beeinflusst.

Volumenstrom, Durchfluss:

Die Umwälzpumpen im Absorber- und im Heizkreislauf laufen weiterhin auf höchster Stufe. Durch die Betriebsänderung verringert sich der von der Umwälzpumpe im Absorberkreislauf zu überwindende Gesamtwiderstand, da die Energievliesbahnen im Block 43 parallel zu jenen im Block 41 geschaltet sind. Der Gesamtwiderstand Ω_{gesamt} im Absorberkreislauf beträgt:

$$\text{Betriebsphase 1 (19.02. bis 23.02.2004): } \frac{1}{\Omega_{gesamt,1}} = \frac{1}{\Omega_{Block41}} \quad (156)$$

$$\text{Betriebsphase 2 (23.02. bis 01.04.2004): } \frac{1}{\Omega_{gesamt,2}} = \frac{1}{\Omega_{Block41}} + \frac{1}{\Omega_{Block43}} \quad (157)$$

$$\rightarrow \Omega_{gesamt,2} < \Omega_{gesamt,1}$$

Dies verdeutlicht, dass zwei parallel geschaltete Widerstände besser leiten als ein einzelner, da mehr Durchflussmöglichkeiten gegeben sind. Eine Parallelschaltung kommt somit einer Vergrößerung des Leiterquerschnittes gleich, wodurch der Gesamtwiderstand abnimmt. Dieser ist sogar kleiner als der kleinste Teilwiderstand. Bei der Versuchsanlage äußert sich dies in einem Anstieg der Strömungsgeschwindigkeit im Absorberkreislauf von 0,76 m³/h (Betriebsphase 1) auf 1,1 m³/h (Betriebsphase 2). Der Volumenstrom nimmt somit zu (steilerer Anstieg in Abb. 302).

Im Heizkreislauf vergrößert sich der Gesamtwiderstand durch die Entkoppelung der zum Radiator parallel geschalteten Energievliese im Block 43, wodurch der Volumenstrom von 1,06 m³/h (Betriebsphase 1) auf 0,65 m³/h (Betriebsphase 2) absinkt. Damit wird der Anstieg des Volumenstroms im Heizkreislauf geringer (Abb. 302).

Wärmemenge, Leistung:

Die Entzugsleistung der Wärmepumpe liegt bei nahezu unveränderten 2,8 kW. Gemäß der Grundgleichung (107) $\dot{Q} = c \cdot \dot{m} \cdot \Delta T$ ist ersichtlich, dass bei konstanter Entzugsleistung und größerem Volumenstrom (0,76 m³/h → 1,1 m³/h) im Absorberkreislauf die Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf kleiner werden muss. Dies wird durch die Messungen (Abb. 299) bestätigt (3,5°C → 2,2°C). Durch die Verdoppelung der Absorberfläche und die konstante Entzugsleistung der Wärmepumpe ist jene des Energievlieses auf 2800 W / (6*32,9 m²) = 14,2 W/m² (entsprechend Kapitel 10.5.9.7 sind nur jeweils 3 Bahnen pro Block in Betrieb) gesunken.

Während der Betriebswechsel beim Verlauf der Leistung des Absorberkreislaufes kaum zu erkennen ist, steigt die Leistung bei der Energieabgabe (Heizkreislauf) kurzzeitig an und pendelt sich schließlich bei knapp unter 4,0 kW ein. Der Bedarf an Fremdenergie für die Wärmepumpe steigt in der zweiten Betriebsphase ebenfalls, da die Heizungsvorlauftemperatur stark zunimmt und sich somit die Temperaturdifferenz zwischen Heiz- und Absorberkreislauf vergrößert. Die Arbeitszahl für die Gesamtanlage sinkt im Vergleich zur ersten Betriebsphase von $\beta = 4,2$ auf etwa $\beta = 3,2$, was auf die größere Temperaturdifferenz zwischen Absorber- und Heizkreislauf zurückzuführen ist.

10.5.9.3 Betriebsphase vom 01.04.2004 bis 14.04.2004

Aufgrund eines neuen Stromanschlusses sind sowohl die Wärmepumpe als auch der Datenlogger außer Betrieb. Somit liegen für den Zeitraum vom 01.04 bis zum 14.04.2004 keine Messdaten vor.

10.5.9.4 Betriebsphase vom 14.04.2004 bis 13.07.2004

Energiequelle, Energieverbraucher:

Nach Herstellung eines neuen Stromanschlusses wird die Anlage wieder in Betrieb genommen, ohne Änderung des Betriebsmodus: Energieentzug aus den Blöcken 41 und 43; Energieabgabe über den Radiator.

Temperatur (Absorberkreislauf, Heizkreislauf):

Aufgrund der Wiederinbetriebnahme der Anlage sinken die Temperaturen des Absorberkreislaufes rasch ab und pendeln sich bei etwa 3,4°C (Vorlauf) bzw. 5,6°C (Rücklauf) ein. Die Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf und Rücklauf (Temperaturspreizung) beträgt damit wiederum 2,2°C und hat sich demnach im Vergleich zur Betriebsphase vom 23.02 bis 01.04.2004 nicht geändert. Lediglich das gesamte Temperaturniveau ist nun höher, was auf die höheren Tunnellufttemperaturen zurückzuführen ist. Generell ist festzustellen, dass der Temperaturverlauf des Absorberkreislaufes jenem der Tunnelluft folgt, weil nicht nur dem Erdreich sondern auch der Tunnelluft Energie entzogen wird. Es kommt somit zu einem stetigen Anstieg der Temperaturen bis zu 5,9°C (Vorlauf) und 6,1°C (Rücklauf) gegen Ende der Betriebsphase. Die Temperaturspreizung bleibt während der gesamten Betriebsphase relativ konstant bei 2,2°C.

Gleiches gilt für die gemessenen Temperaturen des Heizkreislaufes. Der Temperaturverlauf folgt wiederum jenem der Tunnelluft und steigt bis zum Abschalten der Wärmepumpe auf etwa 46,5°C (Vorlauf) bzw. 42,2°C (Rücklauf).

Temperatur (Tunnelluft, Erdreich, Innenschale):

Gemäß Abb. 299 steigt die gemessene Tunnellufttemperatur von anfangs 10°C bis zum 22.06.2004 auf etwa 14,5°C an, fällt dann plötzlich um 1°C ab und bleibt dann relativ konstant bis zum Ende der Betriebsphase am 13.07.2004. Der plötzliche Temperaturabfall am 22.06.2004 ist auf das Versetzen des Temperaturfühlers zurückzuführen. Anhand der im Kapitel 10.5.9.7 beschriebenen Aufnahmen mit einer Wärmebildkamera wurde ersichtlich, dass der Temperaturfühler von der Abluft des Radiators beeinflusst wurde, womit sich höhere Temperaturen an der Tunnelfirste ergaben. Die gemessenen Tunnellufttemperaturen vor dem 22.06.2004 sind somit um etwa 1°C zu hoch. Aus diesem Grund wurde der Temperaturfühler neu platziert.

Wie Abb. 299 zeigt, wird zusätzlich ab dem 01.07.2004 die Temperatur der Tunnelluft im Ulmenbereich erfasst. Ein Vergleich der Temperaturen der Ulme mit jenen an der Firste zeigt, dass die Temperatur im Ulmenbereich um etwa 1°C geringer ist als jene an der Tunnelfirste. Das bedeutet, dass ein Wärmeentzug aus der Tunnelluft mittels Energiefvlies im Firstbereich effizienter ist als im Ulmenbereich.

Am Verlauf der Erdreichtemperatur ist wiederum zu erkennen, dass diese vom Betrieb der Anlage beeinflusst wird. Vor allem der rapide Temperaturanstieg zu Beginn dieser Betriebsphase ist ein Anzeichen dafür, dass die vom Radiator erzeugte Wärme das Erdreich aufheizt.

Den Verlauf der Innenschalentemperaturen zeigen Abb. 300 und Abb. 301. Im Dauerbetrieb beträgt die Temperaturdifferenz zwischen der Oberfläche und der Innenschalenmitte etwa 1°C (Block 41). Die Temperaturdifferenz im Block 43 ist dabei nicht repräsentativ, da der in der Innenschalenmitte positionierte Temperaturfühler, wie bereits erwähnt, im Bereich der ausgefallenen Energiefvliesbahn liegt. Doch die gemessenen Temperaturen sowohl im Block 41 als auch im Block 43 zeigen deutlich, dass die Temperatur an der Oberfläche größere Schwankungen aufweist (bedingt durch die Schwankungen der Tunnelluft) und jene in Innenschalenmitte zwar auch gewissen Schwankungen unterworfen sind, diese aber eine kleinere Amplitude haben und aufgrund der dämmenden Wirkung des Betons etwas zeitversetzt auftreten.

Abb. 306 zeigt Fotoaufnahmen der beiden Blöcke vom 22.06.2004. Aufgrund der hohen Luftfeuchtigkeit im Tunnelinneren und der Abkühlung der Innenschale durch die Energiefvliesbahnen kondensiert Wasser an der Betonoberfläche. Dies könnte bei einem späteren großmaßstäblichen Einsatz des Energiefvlieses von Bedeutung sein, wobei angemerkt wird, dass zu dieser Jahreszeit (Ende Juni) im Regelfall kein Heizbedarf besteht und damit auch kein Energiebetrieb stattfindet.



Abb. 306. Aufnahme der Energievliesblöcke 41 (links) und 43 (rechts) vom 22.06.2004. Durch den Energiebetrieb kommt es zu einer Kondenswasserbildung an der Tunnelinnenschale. Auch anhand dieser ist zu erkennen, dass in jedem Block nur 3 Energievliesbahnen durchströmt werden.

Volumenstrom, Durchfluss:

Abb. 302 zeigt den stetigen, quasi linearen, Anstieg der gesamten kumulierten Masse (Absorberflüssigkeit) und die gesamte kumulierte Arbeit während dieser Betriebsphase. Die Strömungsgeschwindigkeiten sind im Vergleich zur Betriebsphase vom 23.02.2004 bis zum 01.04.2004 leicht gestiegen, bedingt durch die höheren Flüssigkeitstemperaturen und der damit verbundenen Reduktion der Viskosität.

Am 03.07.2004 kommt es zu einem Ausfall des Wärmezählers im Absorberkreislauf aufgrund von Verschmutzungen, wie Abb. 307 zeigt. Es ist unklar, wie diese Verschmutzungen auftreten konnten, da ein Schlammabscheider bzw. Schmutzfänger im Kreislauf integriert ist.

Entsprechend Abb. 302 wird in der Zeit vom 15.04. bis zum 03.07.2004 (11,5 Betriebswochen) insgesamt ein Flüssigkeitsvolumen von 2200 m³ im Absorberkreislauf und 1260 m³ im Heizkreislauf umgewälzt.

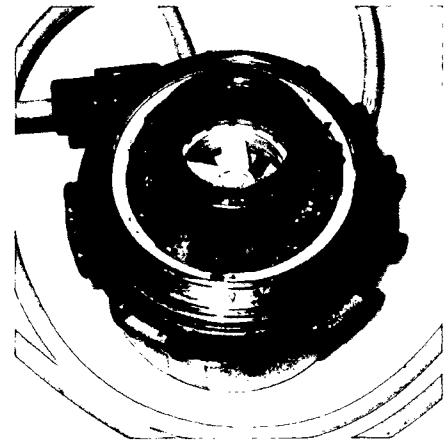


Abb. 307. Verschmutzung des Wärmezählers im Absorberkreislauf.

Wärmemenge, Leistung:

Die geleistete Arbeit beträgt im Zeitraum vom 15.04. bis zum 03.07.2004 (11,5 Betriebswochen) 5465 kWh für den Absorberkreislauf und 7275 kWh für den Heizkreislauf. Dies entspricht einer Wärmeentzugsleistung von etwa 2,85 kW und einer Wärmeabgabeleistung von 3,75 kW zu Beginn der Betriebsphase und 3,90 kW am Ende der Betriebsphase. Durch den Anstieg der Heizungs-Vorlauftemperatur steigt auch der Bedarf an Fremdenergie. Dadurch sinkt die Arbeitszahl von $\beta = 3,0$ zu Beginn der Betriebsphase auf etwas unter $\beta = 3,0$ am Ende der Betriebsphase. Derselbe Effekt ist auch bei der Leistungszahl des Carnot-Prozesses zu beobachten.

Um die gemessenen Daten (vor allem die Wärmemenge) zu verifizieren, wurde auf Basis des gemessenen Durchflusses und der gemessenen Temperaturen im Absorberkreislauf die kumulierte Wärmemenge nachgerechnet (vgl. Abb. 302, grüne Linie). Gemäß der

Grundgleichung (107) $\dot{Q} = c \cdot \dot{m} \cdot \Delta T$ ist für die Berechnung der Wärmemenge pro Zeiteinheit die spez. Wärmekapazität und der Massenstrom der Absorberflüssigkeit sowie die Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf notwendig. Bei der verwendeten Absorberflüssigkeit handelt es sich um ein Wasser-Glykolgemisch, mit 30%igem Glykolgehalt. Die spezifische Wärmekapazität eines solchen Gemisches beträgt bei den gemessenen Temperaturen etwa $c = 3,71 \text{ KJ}/(\text{kgK})$. Mit der entsprechenden Dichte von $\rho = 1055 \text{ kg}/\text{m}^3$ und dem gemessenen Durchfluss kann der Massenstrom und in weiterer Folge die Wärmemenge pro Zeiteinheit berechnet werden. Abb. 302 zeigt die gute Übereinstimmung zwischen den berechneten und gemessenen Werten.

10.5.9.5 Betriebsphase vom 13.07.2004 bis 04.10.2004

Energiequelle, Energieverbraucher:

In dieser Betriebsperiode findet kein Energiebetrieb statt.

Temperatur (Tunnelluft, Erdreich, Innenschale):

Abb. 299 ist zu entnehmen, dass auch während der Sommermonate die Temperatur im Ulmenbereich etwa 1°C geringer ist als im Firstbereich. In den Monaten Juli und August schwankt die Tunnellufttemperatur um etwa 14°C (Firste) und beginnt ab Anfang September wieder zu sinken.

Die Messungen der Erdreichtemperatur zeigen, dass unmittelbar nach Abschaltung der Wärmepumpe am 13.07.2004 die Erdreichtemperatur langsam um 1°C abnimmt. Dies ist wiederum ein Anzeichen für den unmittelbaren Einfluss des Energiebetriebes (Radiator).

Am Temperaturverlauf der Innenschalenmitte im Block 41 (Abb. 300) ist zu erkennen, dass es etwa 2 Wochen benötigt, bis sich der Beton auf das „normale“ Temperaturniveau erwärmt hat und der Einfluss des Energiebetriebes abgeklungen ist. Durch den Einfluss der Tunnelluft ist die Temperatur an der Innenschalenoberfläche höher als in der Mitte der Innenschale. Mit dem Absinken der Tunnellufttemperatur Anfang September sinken auch die Temperaturen an der Innenschalenoberfläche allmählich, sodass gegen Ende September an der Oberfläche und der Mitte der Innenschale in etwa die gleichen Temperaturen gemessen werden.

Am 13.07.2004 werden die zusätzlichen Temperatursensoren in Betrieb genommen, die die Flüssigkeitstemperaturen in den beiden Blöcken unmittelbar vor Eintritt in die Innenschale bzw. nach Austritt aus der Innenschale bestimmen. Während der Regenerationsphase sind diese jedoch nicht repräsentativ (keine Flüssigkeitszirkulation).

10.5.9.6 Betriebsphase vom 04.10.2004 bis 14.10.2004

Energiequelle, Energieverbraucher:

Mit Beginn der Heizperiode wird die Anlage wieder in Betrieb genommen, wobei das ursprüngliche Konzept (Wärmeentzug über Block 41 und 43; Wärmeabgabe über Radiator) beibehalten wird.

Temperatur (Absorberkreislauf, Heizkreislauf):

Wie Abb. 299 zu entnehmen ist, pendeln sich die Temperaturen des Absorberkreislaufes unmittelbar nach Inbetriebnahme der Wärmepumpe bei 6,3°C (Vorlauf) und 8,5°C (Rücklauf) ein. Die Temperaturdifferenz beträgt somit auch nach der Regenerationsphase wiederum 2,2°C. Die Temperaturen fallen allerdings weiter ab, verstärkt durch einen abrupten Temperatursturz der Tunnelluft ab dem 11.09.2004.

Die Temperaturen des Heizkreislaufes bewegen sich nach der Inbetriebnahme um etwa 45°C (Vorlauf) und 41°C (Rücklauf) und fallen anschließend ebenfalls bedingt durch das Absinken der Tunnellufttemperatur ab.

Ab dieser Betriebsphase wird auch die Flüssigkeitstemperatur in den beiden Blöcken unmittelbar vor bzw. nach der Innenschale gemessen (Abb. 300 und Abb. 301). Diese können jenen Temperaturen („VL und RL Absorberkreislauf (gesamt)“) gegenübergestellt werden, die unmittelbar vor bzw. nach der Wärmepumpe gemessen werden (Abb. 299). Dadurch kann der Einfluss der Verbindungsleitungen zwischen der Wärmepumpe und den beiden Blöcken bestimmt werden. Während, wie bereits erwähnt, die Temperaturen des Absorberkreislaufes bei der Wärmepumpe nach dem Betriebsbeginn 6,3°C (Vorlauf) und 8,5°C (Rücklauf) betragen, werden im Gegensatz dazu bei den Blöcken 41 und 43 Temperaturen um 6,9°C (Vorlauf) bzw. 8,5°C (Rücklauf) gemessen. Demzufolge kommt es bei der Vorlauf-Verbindungsleitung zu einer geringen Erwärmung der Absorberflüssigkeit und damit zu einem Wärmeentzug, der nicht dem Energievlies zugerechnet werden darf. Dieser ist allerdings vernachlässigbar klein.

Temperatur (Tunnelluft, Erdreich, Innenschale):

Wie bereits erwähnt kommt es ab dem 11.09.2004 zu einem rapiden Temperaturabfall der Tunnelluft. Die Temperaturdifferenz zwischen Firste und Ulme beträgt nach wie vor etwa 1°C.

Durch die Inbetriebnahme des Radiators steigt auch wieder die Temperatur des Erdreiches an und folgt schließlich dem Temperaturverlauf des Heizkreislaufes.

Die Messungen der Innenschalentemperatur zeigen, dass unmittelbar nach Wiederaufnahme des Energiebetriebes auch die Temperatur in der Mitte der Innenschale abnimmt (Block 41; Block 43 nicht repräsentativ), was wiederum den guten Kontakt zwischen Energievlies und Beton sowie dessen thermische Aktivierung bestätigt. Die Temperatur an der Oberfläche bleibt zunächst noch konstant und sinkt erst mit dem Abfall der Tunnellufttemperatur.

Volumenstrom, Durchfluss, Wärmemenge, Leistung:

Durch Erneuerung des Wärmezählers im Absorberkreislauf werden der Volumenstrom und die Wärmemenge wieder erfasst. Aufgrund des Dauerbetriebes steigen die kumulierte Masse sowie die kumulierte Arbeit wieder quasi linear an.

Wie Abb. 304 zu entnehmen ist, entspricht die Leistung der Anlage wieder jener der vorhergehenden Betriebsphase im Dauerbetrieb. Auch die Arbeitszahl (Abb. 305) ist unverändert.

10.5.9.7 Aufnahmen Wärmebildkamera

Am 22.04.2004 wurden während der Betriebsphase Fotoaufnahmen mit einer Wärmebildkamera gemacht, um die Funktionstauglichkeit der einzelnen Energievliesbahnen

zu überprüfen. Im Folgenden sind die einzelnen Aufnahmen zusammen mit „normalen“ Fotoaufnahmen dargestellt. Diese zeigen, dass sowohl im Block 41 als auch im Block 43 jeweils eine Energievliesbahn nicht durchströmt wird. Die Ursache dafür dürfte eine Querschnittsverengung des Absorberrohres sein, entstanden aufgrund einer Wulstbildung beim Verschweißen einzelner Rohrabschnitte. Dadurch konnte dieser Rohrabschnitt vermutlich nicht ausreichend entlüftet werden.

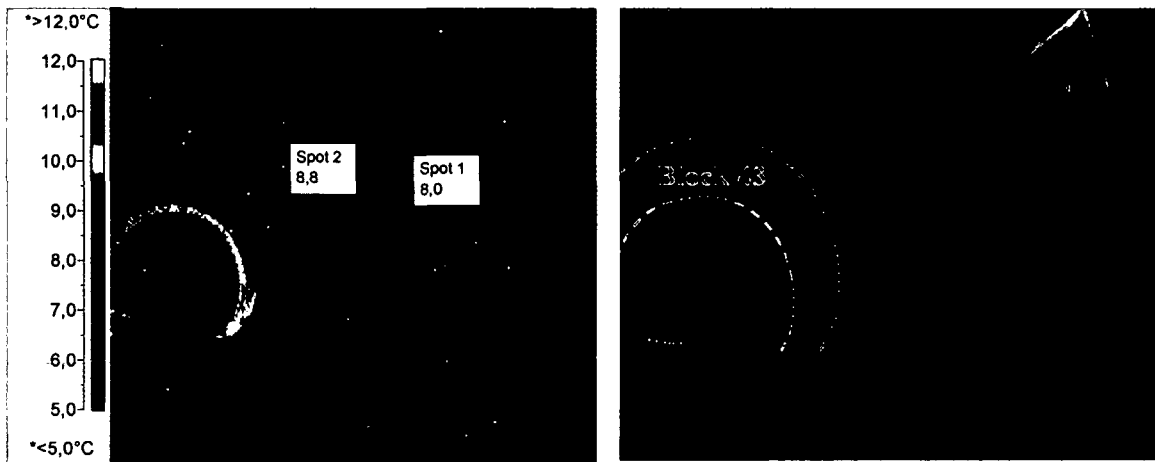


Abb. 308. Im Vordergrund ist der Energievliesblock 41 mit der „Temperaturlücke“ (Pfeil), dann der ungestörte Zwischenblock 42, dann der Energievliesblock 43 und zuletzt der Nischenblock 44 mit dem Radiator an der rechten Tunnelwand zu sehen. Die beiden Temperaturspots zeigen, dass die Oberfläche der Tunnelinnenschale durch den Energiebetrieb um etwa $0,8^{\circ}\text{C}$ abgekühlt wird.



Abb. 309. Aufnahme des Energievliesblockes 41. Zu sehen sind die Auswirkungen des Energiebetriebs auf die Tunnelinnenschale. Die „Temperaturlücke“ (Pfeil) deutet darauf hin, dass eine Energievliesbahn nicht durchströmt wird (Wulstbildung bei Schweißmuffe). Weiters sind deutlich die beiden Sammelleitungen (Vor- und Rückfluss) an der rechten und linken Ulme zu erkennen.

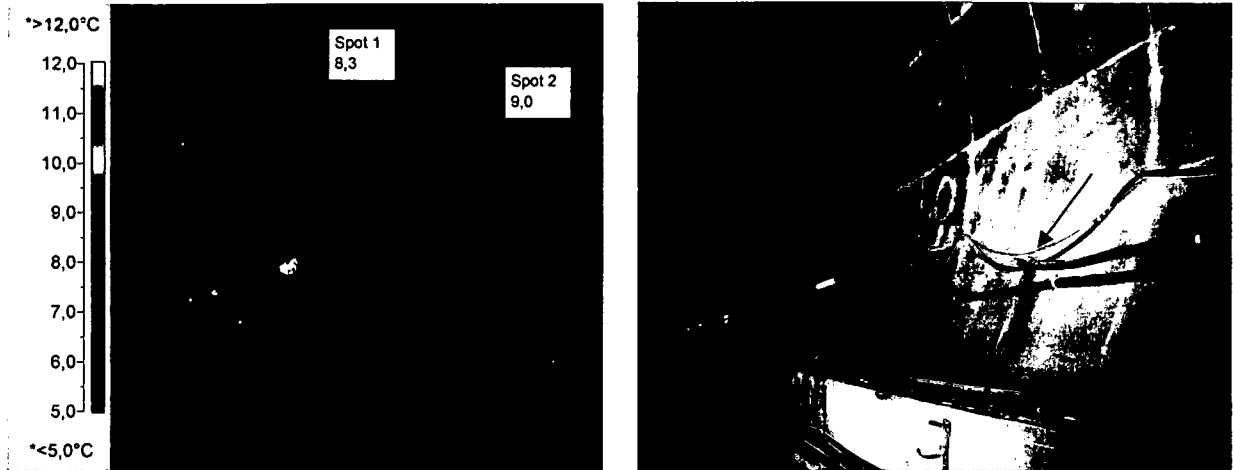


Abb. 310. Aufnahme des Energievliesblockes 43. Zu sehen sind die Sammelleitungen (RL 41 und RL 43) und die ungedämmte Stelle (Pfeil), an der die Sammelleitung in die Innenschale einmündet. Rechts neben dieser Einmündung ist keine Temperaturabsenkung zu erkennen, obwohl an dieser Stelle eine Energievliesbahn verlegt wurde. Diese wird vermutlich auch nicht durchströmt, sodass in diesem Block ebenfalls nur 3 Energievliesbahnen aktiv sind. Im Hintergrund ist wiederum der Block 41 mit der „Temperaturlücke“ zu erkennen.

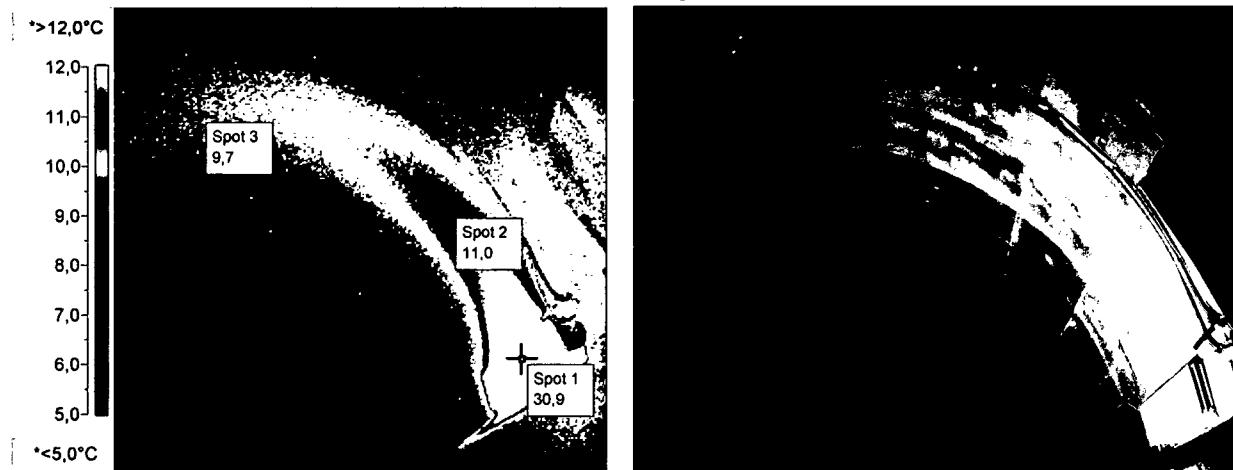


Abb. 311. Der Heizungs radiator im Nischenblock 44. Infolge der Wärmeabgabe kommt es zu einer Wärmeströmung von der Ulme bis zur Firste.

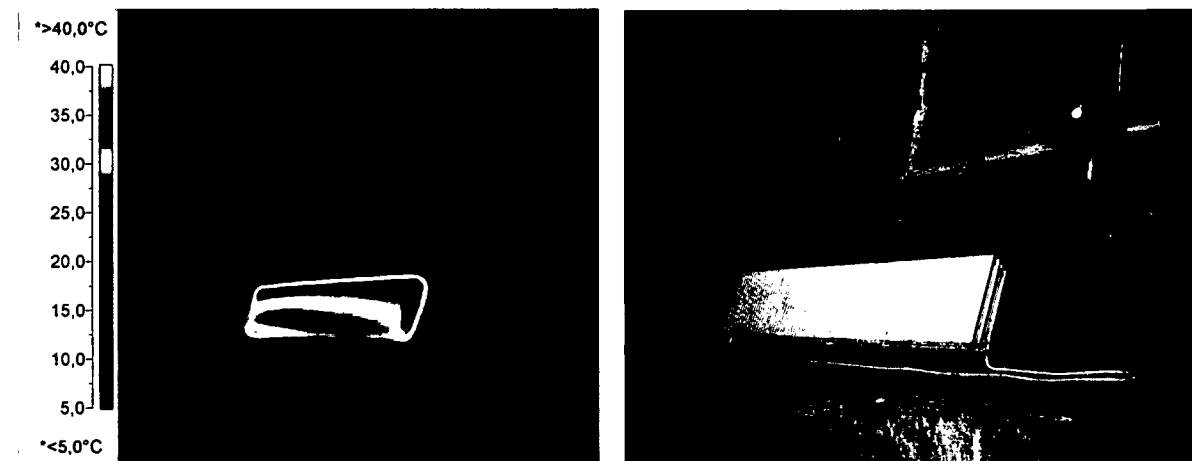


Abb. 312. Detailaufnahme des Heizungs radiators.

10.5.10 Empfehlungen für künftige Anlagen

Aufgrund der Erfahrungen, die vor allem während des Einbaues des Energievlieses bei der Versuchsanlage „LT22-Bierhäuselberg“ gemacht wurden, ergeben sich für künftige Anwendungen folgende Optimierungsmöglichkeiten:

- Der Einbau hat gezeigt, dass eine sehr hohe Flexibilität der Absorberleitungen, wie sie die verwendeten Rohre der Firma *KE KELIT* bieten, nicht notwendig ist. Es eignen sich auch steifere Rohre, wodurch auch die Rohrkosten erheblich gesenkt werden. Bei der Verwendung von steiferen Rohren ist allerdings auf den minimal zulässigen Biegeradius zu achten.
- Die im Zuge der Versuchsanlage verwendeten Absorberrohre wurden miteinander verschweißt (Fusionsschweißung). Dabei ist es möglich, dass es zu einer „Wulstbildung“ im Rohrinernen kommt, wodurch der Rohrquerschnitt bzw. der Durchflussquerschnitt lokal verkleinert wird. Dies verursacht in weiterer Folge einen höheren Druckverlust in den Rohrleitungen, was vor allem bei einer Parallelschaltung dazu führen kann, dass einzelne Rohrabschnitt nicht ausreichend durchströmt werden und dadurch Leistungseinbußen auftreten. Bei künftigen Anlagen sollten daher Rohrmuffen verwendet werden, bei der es zu keiner Wulstbildung kommen kann (z.B. Elektroschweißmuffen).
- Die zusätzliche Befestigung der Absorberleitungen mit Rohrschellen an der Außenschale kann entfallen. Die Befestigung der Vliesbahnen mit Hilfe von Hilti-Nägeln an der Außenschale reicht aus. Dadurch wird der Einbauvorgang beschleunigt.
- Bei einer vollständigen Ausrüstung eines Tunnelabschnittes sollte die Anzahl der Rohrdurchführungen durch die Innenschale minimiert werden. Es empfiehlt sich, die erforderlichen Sammelleitungen nicht im Tunnelinneren sondern beispielsweise im Sohlbeton zu verlegen und an einer zentralen Stelle (z.B. im Bereich eines Notausstieges) durch die Innenschale zu führen.
- Die Tunnelauskleidung besteht üblicherweise aus folgenden Elementen: Außenschale – Noppenfolie – Gleitfolie – Innenschale. Der Noppenfolie kommt dabei eine Drainagefunktion zu, die für eine Ableitung eventuell anfallender Tunnelwässer, vor allem beim Betonieren der Innenschale, sorgt. Bei der Verwendung eines weiterentwickelten Energievlieses könnte die Tunnelauskleidung wie folgt aussehen: Außenschale – Vlies – Absorberleitungen – Gleitfolie – Innenschale. Dabei kann das Vlies die Funktion der Noppenfolie (bei geringem Wasserandrang) übernehmen. Durch die Entwicklung eines geeigneten Produktes, bei dem das Vlies, die Absorberleitungen und die Gleitfolie ein einziges Bauteil (optimierter „Energie-Geoverbundstoff“) darstellt, könnten beim Einbau Kosten und Verlegezeit eingespart werden. Aus diesem Grund wurde am 09.06.2004 in Zusammenarbeit mit der Firma *Polyfelt* die Herstellung eines solchen Bauteils getestet. Dabei wurden gleichzeitig auch andere Absorberrohre (HD-PE, Typ:25A10, Firma *Pipelife*) als beim Energievlies verwendet, die zwar steifer, dafür aber wesentlich günstiger, waren. Diese können auch mittels Elektroschweißmuffen miteinander verbunden werden, sodass eine Wulstbildung, wie bei der Fusionsschweißung, nicht auftreten kann.

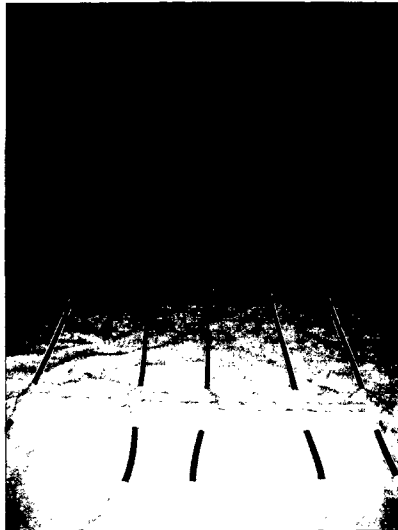


Abb. 313. Vliesbahn (Polyfelt 250 g/m²) mit Absorberrohren. Die einzelnen Rohre wurden zunächst mittels Abstandhalter am Vlies befestigt und anschließend mit einer Vliesbandage (Pfeil) fixiert. Diese verhindert gleichzeitig ein Durchstanzen der Abstandhalter durch die nachfolgende Folie.



Abb. 314. Aufkleben der Folie (Junkers, Poly.filt, 0,2 mit einer Stärke von 200 µm) auf die Vliesbahn. Sämtliche Befestigungsarbeiten wurden mit einem speziellen Sprühkleber (Hafschmelzstoff 33707, Hot Stuff) durchgeführt.

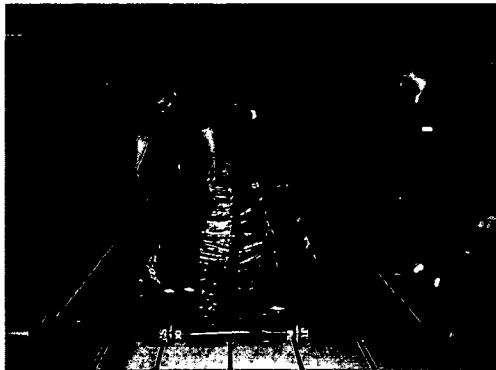


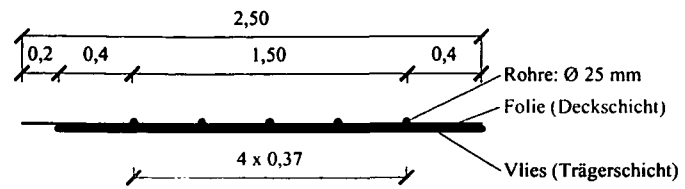
Abb. 315. Das eingesetzte Vlies hatte eine Breite von 2,60 m und eine Länge von 27,0 m. Die Folie hatte die gleiche Länge und eine Breite von 2,46 m. Während des Aufbringens des Sprühklebers wurden die Randbereiche abgedeckt um ein späteres Verkleben beim Aufrollen der gesamten Bahn zu verhindern.



Abb. 316. Der „Energie-Geoverbundstoff“ wurde letztendlich für den Transport aufgerollt. Die fertige Rolle hatte eine Breite von 2,2 m, einen Durchmesser von 1,0 m und ein Gewicht von etwa 55 kg.

Für den Einbau dieses „Energie-Geoverbundstoffes“ ist angedacht, dass die Folie etwa 20 cm über den Rand der Vliesbahn übersteht, sodass eine überlappende Verlegung möglich ist und damit eine über den Tunnelumfang vollflächige Gleitfolie vorliegt.

Querschnitt:



Detail Überlappungsstoss:

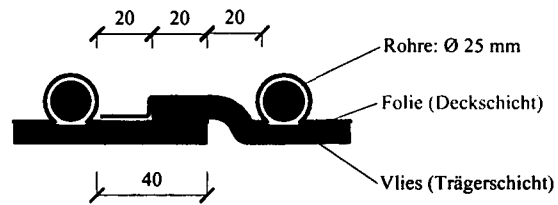


Abb. 317. Verlegedetail für die Montage des „Energie-Geoverbundstoffes“.

11 Zusammenfassung

Die Nutzung der Erdwärme durch den Menschen hat seit der Verwendung von Höhlen zur Behausung und Lebensmittellagerung bereits eine lange Tradition. Mit der Einführung leistungsfähiger Wärmepumpen kann seit einigen Jahrzehnten die im Boden gespeicherte Energie auf ein höheres Temperaturniveau gehoben werden, sodass eine Beheizung von Gebäuden möglich ist. Läuft der Wärmepumpenprozess in umgekehrter Weise ab, so kann zu Kühlzwecken auch Abwärme aus Gebäuden in den Boden eingebracht werden.

In den letzten Jahren wurden erdberührte Bauteile wie Pfähle, Schlitzwände oder Bodenplatten, die aus statischen Gründen ohnehin erforderlich sind, mit Absorberleitungen zur Nutzung der Erdwärme bestückt. Diese Technologie hat gegenüber herkömmlichen Systemen wie Erdwärmesonden den entscheidenden Kostenvorteil, dass keine eigenen Bohrungen für den Einbau von Absorberleitungen erforderlich sind. Die Dimensionierung dieser sogenannten Energiepfähle, Energieschlitzwände oder Energiebodenplatten („Energiefundierungen“) basiert dabei derzeit vorwiegend auf dem Erfahrungspotenzial von in Betrieb befindlichen Anlagen.

Generell wird bei diesen Massivabsorberanlagen zwischen dem Primärkreislauf, dem Wärmepumpenkreislauf und dem Sekundärkreislauf unterschieden. Beim Primärkreislauf handelt es sich um den in den Bauteilen integrierten Absorberkreislauf, über den Energie entzogen wird. Diese Energie wird innerhalb des Wärmepumpenprozesses durch den ständigen Wechsel des Aggregatzustandes eines Kältemittels auf ein höheres Energieniveau gehoben und über den Sekundärkreislauf dem Verbraucher zugeführt. Durch diese Wärmepumpentechnologie wird im Vergleich zu konventionellen Heizanlagen ein hohes Maß an Primärenergie eingespart.

Bei Nutzung der Erdwärme kommen mehrere Betriebskonzepte in Frage, wie die klassische Heizung mit der Wärmepumpe und das sogenannte „Free Heating“-Verfahren, bei dem die Temperatur der Absorberflüssigkeit direkt für niederthermale Zwecke verwendet wird. Für Kühlanwendungen kommt neben der Kühlung mit einer Kältemaschine auch das „Free Cooling“-Verfahren zum Einsatz, bei dem Abwärme aus dem Gebäude direkt dem Erdreich zugeführt wird, ohne eine Kältemaschine zwischenschalten. Dadurch reduzieren sich die Betriebskosten auf ein Minimum.

Je nach dem gewählten Betriebskonzept wird dem Boden entweder nur Energie entzogen bzw. zugeführt (reine Heiz- oder Kühlanwendung) oder Wärme und Kälte im Boden zwischengespeichert, beispielsweise wenn ein Gebäude im Winter geheizt und im Sommer gekühlt wird. Für den Wärmetransport innerhalb des Bodens kommen mehrere unterschiedliche Mechanismen zum Tragen. Der dominierende Wärmetransportmechanismus ist dabei die Wärmeleitung, beschrieben durch die Wärmeleitfähigkeit λ_B . Weitere wichtige wärmetechnische Bodenparameter sind die spezifische Wärmekapazität c_B , die vor allem für zeitabhängige Betrachtungen des Bodenwärmehaushaltes von Bedeutung ist und die Temperaturleitfähigkeit a_B , mit der die Tiefe und die Geschwindigkeit des Eindringens einer Temperaturwelle in den Boden beschrieben werden. Diese Parameter bilden die Grundlage für die Auslegung einer geothermischen Energieanlage.

Die Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit einzelner Bodenarten ist sehr schwierig. Die gängigste Methode ist Verwendung einer nadelförmigen Linienquelle (Nadelsonde), über die eine konstante Heizleistung an eine Bodenprobe abgegeben und dabei die Temperatur an der Grenzfläche Nadel-Boden gemessen wird. Die spezifische Wärmekapazität lässt sich durch Messen der Gleichgewichtstemperatur eines Wasser-Boden-Gemisches bestimmen. Die Bandbreite der thermischen Bodenparameter ist bekannt und der einschlägigen Fachliteratur zu entnehmen.

Neben diesen wärmetechnischen Bodenparametern ist der Wärmetransport vom Boden über die Absorberbauwerke bzw. die Absorberflüssigkeit bis zur Wärmepumpe und in weiterer Folge über den Sekundärkreislauf bis zum Verbraucher noch von einer Vielzahl weiterer Parameter abhängig. Während der Wärmetransport innerhalb des Wärmepumpenkreislaufes und jener im Sekundärkreislauf als erforscht angesehen werden können, bestand für den Wärmetransport vom Boden zur Absorberflüssigkeit Forschungsbedarf. Diesbezüglich wurden in der vorliegenden Arbeit analytische Berechnungen durchgeführt, um zunächst die Strömungsverhältnisse der Absorberflüssigkeit innerhalb der Absorberrohre und die daraus resultierende Wärmeübertragung vom Absorberrohr zur Absorberflüssigkeit zu untersuchen. Aufbauend auf diesen Berechnungsergebnissen wurden numerische Simulationen mit der Finite-Elemente-Methode durchgeführt, um den Einfluss der einzelnen Parameter auf den gesamten Wärmetransport vom Boden über einen Energiepfahl und die Absorberleitungen bis zur Absorberflüssigkeit zu beschreiben.

Die Wärmeübertragung vom Absorberrohr auf die Absorberflüssigkeit ist bei vorgegebenen Temperaturverhältnissen maßgeblich von den Flüssigkeitseigenschaften sowie den Strömungsverhältnissen im Rohr abhängig. Bei laminarer Strömung ist der Wärmeübergangskoeffizient α vom Rohrdurchmesser, der Rohrlänge, der Strömungsgeschwindigkeit sowie von den Flüssigkeitsparametern Dichte, spez. Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit abhängig und kann auf rein theoretischem Wege berechnet werden. Der Wärmeübergangskoeffizient bei turbulenter Strömung ist zwar eine Funktion derselben Größen, lässt sich aber nicht mehr rein theoretisch ableiten. Es existieren aber experimentell ermittelte Formeln, mit denen die Wärmeübertragung auch im turbulenten Bereich zufriedenstellend genau berechnet werden kann. Bei turbulenter Strömung ist die Wärmeübertragung generell höher als bei laminarer Strömung. Während im letztgenannten Fall der Wärmeübergangskoeffizient höchstens mit der Quadratwurzel aus der Strömungsgeschwindigkeit zunimmt, ist dieser bei turbulenter Strömung etwa proportional zur Strömungsgeschwindigkeit hoch $\frac{3}{4}$.

Generell wird für die Beschreibung dieser Wärmeübertragung jedoch nicht der Wärmeübergangskoeffizient α sondern die dimensionslose *Nusselt-Zahl* verwendet. Diese berechnet sich aus dem Wärmeübergangskoeffizient durch Multiplikation mit dem Rohrdurchmesser und Division der Wärmeleitfähigkeit. Je höher die *Nusselt-Zahl* ist, desto besser ist auch die Wärmeübertragung. Dabei ist zu beachten, dass mit der *Nusselt-Zahl* nur die Wärmeübertragung für einen Rohrabschnitt beschrieben wird und keine Aussagen über die gesamte entziehbare Wärmemenge getroffen werden kann. Dennoch sollte es bei der Auslegung einer Erdwärmeanlage das Ziel sein, die einzelnen Parameter so zu wählen, dass die *Nusselt-Zahl* maximiert wird. Mit Hilfe von analytischen Simulationsberechnungen ist nun

untersucht worden, welchen Einfluss die einzelnen Parameter auf die Strömungsverhältnisse und die damit verbundene Wärmeübertragung haben.

Sowohl im laminaren als auch im turbulenten Strömungsbereich steigt die *Nusselt*-Zahl mit

- sinkender Konzentration des Wasser-Glykol-Gemisches;
- kleiner werdender Rohrlänge;
- größer werdendem Rohrdurchmesser;
- höherer Pumpleistung bzw. Strömungsgeschwindigkeit;
- höherer Rohrwandtemperatur bzw. Erdreichtemperatur.

Lediglich bei der Betriebstemperatur ist ein gegenläufiger Trend festzustellen. Während mit kleiner werdender Betriebstemperatur die *Nusselt*-Zahl im laminaren Bereich ansteigt, sinkt diese im turbulenten Bereich ab. Dies ist darin begründet, dass ein Abfall der Betriebstemperatur im turbulenten Fall zu einem starken Absinken der *Reynolds*-Zahl führt, die wiederum der maßgeblichste Faktor für die Berechnung der *Nusselt*-Zahl ist.

Generell wurde festgestellt, dass die *Nusselt*-Zahl im turbulenten Bereich wesentlich stärker von den Eingabeparametern abhängt als im laminaren Bereich. So kommt es bei Verwendung von Wasser als Absorberflüssigkeit zu wesentlich günstigeren Verhältnissen, sodass im gesamten untersuchten Bereich fast ausschließlich turbulente Strömungsbedingungen vorliegen und die *Nusselt*-Zahl dadurch rund 15-fach höher ist als bei einem Wasser-Glykol-Gemisch.

Desweiteren wurde untersucht, wie sich die Wahl einzelner Parameter auf die strömungs- und wärmerlevanten Größen auswirkt. Dazu zählen die *Reynolds*-Zahl, der Volumenstrom, die Gesamtdruckdifferenz, die Strömungsgeschwindigkeit und die Verweilzeit der Flüssigkeit im Erdreich. Diesbezüglich wurde beispielsweise festgestellt, dass der Rohrdurchmesser im laminaren Bereich keinen Einfluss auf die Strömungsgeschwindigkeit der Absorberflüssigkeit und damit auf die Verweilzeit im Erdreich hat, wohingegen im turbulenten Bereich die Verweilzeit umso größer ist, je größer der Rohrdurchmesser ist.

Für die numerischen Simulationen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode wurde ein dreidimensionales Modell eines einzelnen Energiepfahls mit dem umliegenden Erdreich erstellt. Die besondere Herausforderung bestand dabei in der Modellierung der Strömungsverhältnisse innerhalb der Absorberrohre, sodass u. a. Aussagen über die Temperaturentwicklung der Absorberflüssigkeit getroffen werden konnten. Aufbauend auf einem Grundmodell wurden zahlreiche Parameterstudien mit Variation der Betriebsparameter (z.B. Strömungsgeschwindigkeit, Eintrittsgeschwindigkeit der Absorberflüssigkeit etc.), der Erdreichbedingungen (z.B. Materialwerte, Erdreichtemperatur etc.) und der Pfahlgeometrie (Pfahllänge, Anzahl Absorberleitungen etc.) durchgeführt. Um den Einfluss einzelner Parameter auf den gesamten Wärmetransport vom Erdreich bis zur Absorberflüssigkeit untersuchen zu können, wurde bei den Parameterstudien jeweils nur ein Parameter im Vergleich zum Grundmodell innerhalb einer gewissen Bandbreite variiert und die Ergebnisse einander gegenübergestellt.

Dadurch konnte beispielsweise festgestellt werden, wie sich die Temperaturdifferenz zwischen Eintritts- und Austrittstemperatur der Absorberflüssigkeit ändert und welche Wärmeleistung des Pfahles sich daraus ergibt. Letztere ist sowohl im Pfahlkopf- als auch im Pfahlfußbereich aufgrund des geometriebedingten halb-kugelförmigen Wärmezustroms

wesentlich höher als in der Pfahlmitte. Je größer dabei die Temperaturdifferenz zwischen der Absorberflüssigkeit und der Erdreichtemperatur ist, desto größer wird auch der Wärmestrom. Ebenso führt eine Verlängerung des Pfahles und damit auch eine Verlängerung der Absorberleitungen, eine Erhöhung der Anzahl an Absorberleitungen, eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit der Absorberflüssigkeit oder eine Steigerung der Wärmeleitfähigkeit des Erdreiches zu einem höheren Wärmestrom. Bei Variation der Strömungsgeschwindigkeit konnte festgestellt werden, dass eine Steigerung der Strömungsgeschwindigkeit über einen gewissen Grenzwert hinaus nur mehr zu einer geringen Erhöhung der Wärmeleistung führt, die aufzuwendende Pumpleistung jedoch stark anwächst. Obwohl es bei derart hohen Strömungsgeschwindigkeiten zu turbulenten Strömungsbedingungen kommt und dadurch die Wärmeübertragung vom Absorberrohr zur Absorberflüssigkeit maximiert wird, führt der „kritische Weg“ nicht über diesen Wärmeübergang, sondern über das Nachströmen der Wärme aus dem umliegenden Erdreich. Aus diesem Grund kann auch bei weiterer Steigerung der Strömungsgeschwindigkeit ein gewisser Grenzwert an Wärmeleistung nicht überschritten werden.

Während die Dichte und die spez. Wärmekapazität des Erdreiches bei stationären Verhältnissen keinen Einfluss auf die Wärmeleistung haben, nimmt diese bei höherer Wärmeleitfähigkeit des Erdreiches stark zu. Ein Vergleich für typische Böden zeigt, dass die mögliche Wärmeleistung bei nassem sandigen Boden tendenziell höher ist als bei trockenen Sanden, gefolgt von schluffigen und tonigen Böden. Die Bandbreite variiert dabei stark mit der Wärmeleitfähigkeit dieser Bodenarten. Bei torfigen Böden ist jedenfalls aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit mit den geringsten Wärmeleistungen zu rechnen.

Obwohl mit dem erstellten Berechnungsmodell im Sinne einer Parameterstudie der Einfluss einzelner Parameter auf das Gesamtergebnis anschaulich untersucht werden konnte, hat sich gezeigt, dass aufgrund der Netzgeometrie numerische Schwierigkeiten aufgetreten sind und somit noch Optimierungsbedarf besteht. Aus diesem Grund konnte zwar gezeigt werden, dass das Berechnungsmodell auch für instationäre Betrachtungen geeignet ist, hier aber ebenfalls noch weitere Untersuchungen notwendig sind.

Neben diesen theoretischen Betrachtungen wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit auch die Anwendung der Massivabsorbertechnologie in der Praxis untersucht. Da die Nutzung der Erdwärme über erdberührte Bauteile im Hochbau bereits als erprobt gilt, ist dabei das Hauptaugenmerk auf den Tunnelbau gelegt worden.

Beim Tunnelbau mit geringer Überdeckung sind oftmals Brunnen zur Grundwasserabsenkung erforderlich, die zum Teil in große Bodentiefen vordringen und dadurch prinzipiell auch für einen Erdwärmeentzug herangezogen werden können. Da derartige Brunnen aus baubetrieblichen Gründen ohnehin herzustellen sind, ergibt sich ein Nutzen in mehrfacher Hinsicht: Der Brunnen kann während der Bauphase zur Grundwasserabsenkung und anschließend von nahe liegenden Anrainern zur Wasserförderung (z.B. für eine Gartenbewässerung) und/oder zum Wärmeentzug aus dem Erdreich verwendet werden. Um die Machbarkeit und Leistungsfähigkeit solcher „Energiebrunnen“ zu untersuchen, wurde von Oktober 2000 bis August 2003 eine mit Messsensoren umfassend instrumentierte Versuchsanlage betrieben, bei der zwei rund 50 m tiefe Brunnen mit Absorberrohren ausgerüstet wurden. Im Rahmen unterschiedlichster

Betriebsszenarien wurde sowohl die Heiz- als auch die Kühlleistung dieser Brunnen bestimmt. Innerhalb von 24 Stunden leistet ein Brunnen eine Arbeit von ca. 60 kWh, womit die Leistung im Dauerbetrieb etwa 2,5 kW beträgt.

Weiters wurde für diese Versuchsanlage der sogenannte „Thermal Response Test“ durchgeführt, mit dem die effektive Wärmeleitfähigkeit des Erdreiches bestimmt werden kann. Erforderlich sind dafür die Temperaturverhältnisse der Absorberflüssigkeit und die innerhalb eines gewissen Zeitrahmens entzogene Energie. Im gegenständlichen Fall wurde damit eine effektive Wärmeleitfähigkeit von 4,5 W/(mK) errechnet.

Beim Einbau von Massivabsorbern in Tunnelbauwerke ist zunächst zwischen offenem und geschlossenem Tunnelbau zu unterscheiden. Bei offener Bauweise kann die bereits aus dem Hochbau bekannte Technologie in Form von Energiepfählen, Energieschlitzwänden und Energiebodenplatten eingesetzt werden. Dies wurde im Rahmen der Pilotanlage „LT24 – Hadersdorf-Weidlingau“ im Lainzer Tunnel erstmals gezeigt. Die Anlage, welche die erste großmaßstäbliche Anwendung zur Erdwärmenutzung im Tunnelbau darstellt, ging im Februar 2004 in Betrieb. Über 59 Energiepfähle kann eine Wärmeleistung von zumindest 150 kW erzeugt werden, die zur Beheizung eines nahe gelegenen Schulgebäudes dient. Aufgrund des wissenschaftlichen Hintergrundes wurde die Anlage mit zahlreichen Messinstrumenten bestückt, deren Messdaten aufschlussreiche Erkenntnisse hinsichtlich der Wirkungsweise einer solchen Erdwärmenutzung im Tunnelbau ergaben.

Temperaturmessungen in den Energiepfählen haben unter anderem gezeigt, dass es durch den Energiebetrieb zu einem Temperatúrausgleich innerhalb des gesamten Pfahles kommt und dadurch die Temperaturunterschiede innerhalb des Pfahles in einem Bereich von nur etwa 3°C liegen. Sobald der Wärmebedarf im Frühjahr wieder geringer und damit weniger Energie dem Boden entzogen wird, driften die gemessenen Temperaturen in Abhängigkeit der Lage der Sensoren (Tiefe, Pfahlausen-, Pfahlinnenseite) auseinander. Im Bereich des Pfahlfußes streben dabei die Temperaturen gegen die ungestörte Erdreichtemperatur, die der Jahresmitteltemperatur der Außenluft entspricht. Knapp unter der Bodenplatte sind die Temperaturen durch den Einfluss der Tunnelluft bereits etwas höher als im Pfahlfußbereich, wobei weder im Bereich unter der Bodenplatte noch im Pfahlfußbereich ein Temperaturunterschied zwischen der Pfahlausen- und der Pfahlinnenseite besteht. Bei den Temperaturen oberhalb der Bodenplatte zeigt sich, dass bedingt durch die Tunnelluft die Temperatur an der Pfahlinnenseite stets höher ist als auf der Pfahlausenseite.

Die tiefste gemessene Pfahltemperatur liegt etwa 2°C höher als die Vorlauftemperatur der Absorberflüssigkeit (gemessen beim Verteilerblock). Dies ist hinsichtlich der Fragestellung von großer Bedeutung, wie tief die Vorlauftemperatur der Absorberflüssigkeit gewählt werden darf, ohne dass es zu einer Unterkühlung der Pfähle und damit zu einer möglichen Eisbildung an der Pfahlmantelfläche kommt.

Neben derartigen Temperaturmessungen wurden auch erste Untersuchungen hinsichtlich der Auswirkungen eines Energiebetriebes auf Tragfähigkeit der Energiepfähle durchgeführt. Dazu wurden in einem ausgewählten Messpfahl Dehnungsmessgeräte eingebaut, die zeigen, wie und innerhalb welcher Bandbreite sich der Pfahl im Jahresverlauf durch den Einfluss der Außenlufttemperatur sowie der durch den Energiebetrieb hervorgerufenen Temperaturänderungen verformt. Generell ist festzustellen, dass durch einen Energiebetrieb die Gesamtamplitude der Temperaturbeanspruchung vergrößert wird und damit die Absorberbauteile eine erhöhte Temperaturbeanspruchung erfahren. Die Verformungen aufgrund der natürlichen Temperaturschwankungen sind aber deutlich größer als etwaige

Verformungen aus dem Energiebetrieb. Zudem kommt es durch den Temperatenausgleich innerhalb des Pfahles zu einer Verringerung der temperaturbedingten Momentenbeanspruchung, was als positiver Nebeneffekt des Energiebetriebes gewertet werden kann.

Die Erfolge dieser Pilotanlage haben schließlich dazu beigetragen, dass die Massivabsorbertechnologie nun auch im U-Bahnbau eingesetzt wird. Die *Wiener Linien GmbH* hat sich entschlossen, im Rahmen der Verlängerung der Wiener U-Bahnlinie U2 die vier unterirdischen Stationsbauwerke „Schottenring“, „Taborstraße“, „Praterstern“ und „Messe“ mit einer Erdwärmeanlage zur Deckung des Heiz- und Kühlbedarfs der Stationen auszurüsten, wobei In Abhängigkeit der Fundierungselemente Energiepfähle, Energieschlitzwände und Energiebodenplatten zum Einsatz kommen. Der geplante Fertigstellungstermin ist 2008.

Da es sich bei diesem Projekt um die weltweit erste U-Bahn-Anlage handelt, bei der eine Klimatisierung der Stationsbauwerke mit Erdwärme erfolgt, besteht natürlich auch großes Interesse in wissenschaftlicher Hinsicht. Aus diesem Grund wurde bei einem Stationsbauwerk, der Station „U2/2-Taborstraße“, ein umfangreiches Messsystem installiert, um die Auswirkungen des Erdwärmebetriebes auf das Stationsbauwerk zu untersuchen und den Betrieb zu überwachen. Das im Rahmen der vorliegenden Dissertation erarbeitete und eingebaute Messsystem umfasst zunächst zahlreiche Temperatursensoren, die an ausgewählten Stellen des Stationsbauwerkes platziert worden sind und vorwiegend zur Steuerung und Optimierung des Erdwärmebetriebes herangezogen werden können. Desweiteren wurde ein Schlitzwandelement mit Dehnungsaufnehmern, Extensometern sowie Temperaturfühlern ausgestattet, das vor allem der Untersuchung der Auswirkungen des Erdwärmebetriebes auf die Tragfähigkeit der Schlitzwände dienen soll.

Da sich dieses Projekt derzeit noch in der Bauphase befindet, kann mit den Messungen erst zu einem späteren Zeitpunkt begonnen werden. Für die Auswertung der Messdaten wurde jedoch bereits ein geeigneter Formelapparat entwickelt.

Durch die Realisierung der beiden Tunnelbauprojekte „LT24 – Hadersdorf-Weidlingau“ und „U-Bahnlinie U2“ konnte eindrucksvoll nachgewiesen werden, dass die Massivabsorbertechnologie nicht nur für den Hochbau sondern auch für den offenen Tunnelbau („Cut and Cover“-Methode) geeignet ist. Im geschlossenen Tunnelbau existierten bislang jedoch noch keine praxistauglichen Möglichkeiten, die Erdwärme über Absorberleitungen zu nutzen. Aus diesem Grund wurde eine neue Absorbertechnologie für den Einsatz im geschlossenen Tunnelbau nach der „Neuen Österreichischen Tunnelbauweise“ (NÖT) entwickelt. Beim sogenannten „Energievlies“ handelt es sich um ein Schutz- und Drainagevlies mit einem integrierten Rohrleitungssystem, das zwischen Tunnelaußen- und Tunnelinnenschale befestigt wird.

Besonderes Augenmerk wurde bei der Entwicklung auf die Situierung der Absorberrohe am Vlies gelegt. Dazu wurde neben dem Strömungsverhalten und der thermischen Leistungsfähigkeit auch die Entlüftbarkeit untersucht, und basierend auf den daraus erhaltenen Erkenntnissen die optimalste Ausführungsvariante ausgewählt. Mit einem Prototyp des neuartigen Absorberelementes wurden in einer Versuchshalle der Einbau in einem Tunnelquerschnitt simuliert und jene Parameter experimentell bestimmt, die eine vollständige Entlüftung des gesamten Rohrsystems gewährleisten.

Das Energievlies wurde schließlich im Rahmen einer großmaßstäblichen Versuchsanlage im Lainzer Tunnel Bauabschnitt „LT22-Bierhäuselberg“ getestet. Es wurden insgesamt 8 Energievliesbahnen in zwei Tunnelblöcke eingebaut und über Sammelleitungen an eine Wärmepumpe angeschlossen. Nach Fertigstellung der Bauarbeiten im Februar 2004 wurde mit dem Energiebetrieb begonnen und dieser mit Hilfe zahlreicher Messinstrumente dokumentiert. Die Messergebnisse haben gezeigt, dass bei den vorliegenden Strömungs- und Temperaturbedingungen (tiefste Vorlauftemperatur bei 1°C) mit dem Energievlies eine Dauerleistung von 14,2 W/m² erzielt wird. Ein kurzfristiger Betrieb, bei dem auch tiefere Vorlauftemperaturen zugelassen worden sind, hat ergeben, dass eine Entzugsleistung von 29,4 W/m² möglich ist. Weiters wurde festgestellt, dass durch den geringen Abstand der Energievliesbahnen von der Tunnelinnenseite nicht nur dem Erdreich sondern auch der Tunnelluft Energie entzogen wird. Dies könnte vor allem bei U-Bahntunnels die Leistungsfähigkeit des Energievlieses erhöhen, da die Tunnellufttemperatur infolge diverser innerer Wärmequellen durch den U-Bahnbetrieb (z.B. Lichtanlagen, Zugbremsen) meist sehr hoch ist.

Mit dem Bau und dem Betrieb dieser Versuchsanlage konnten wesentliche Erfahrungen hinsichtlich der Montage, der Praxistauglichkeit und der Leistungsfähigkeit des Energievlieses gesammelt werden. Um letztlich auch die Kosten für den Einsatz eines solchen Energievlieses zu senken, wurde das Energievlies dahingehend weiterentwickelt, dass es auch die Funktion einer Gleitfolie übernimmt, die üblicherweise zwischen Außenschale und wasserdichter Innenschale eingebaut wird. Dadurch ist für den Einbau des Energievlieses kein zusätzlicher Arbeitsschritt notwendig, und es werden Bauzeit und Baukosten eingespart.

12 Literaturverzeichnis

- [1] Abu-Hamdeh, N., Khadair, A., Reeder, R. (2001): A comparison of two methods used to evaluate thermal conductivity for some soils. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 44, 1073-1078.
- [2] Adam, D., Hofinger, J., Ostermann, N. (2001): Utilization of Geothermal Energy from Railway Tunnels. In: *Proc. of XVth International Conference on Soil Mechanics and Geotechnical Engineering*, 27 - 31 August 2001, Istanbul, Turkey, A.A.Balkema Publishers, Lisse / Abingdon / Exton (pa) / Tokyo.
- [3] Adam, D., Markiewicz, R. (2002): Nutzung der geothermischen Energie mittels erdberührter Bauwerke – Teil 1: Theoretische Grundlagen. In: *ÖIAZ*, 147.Jg., Heft 4/2002, Wien.
- [4] Adam, D., Markiewicz, R. (2002): Nutzung der geothermischen Energie mittels erdberührter Bauwerke – Teil 2: Experimentelle Untersuchungen und Computersimulationen. In: *ÖIAZ*, 147.Jg., Heft 5/2002, Wien.
- [5] Adam, D., Markiewicz, R. (2003): Nutzung der geothermischen Energie mittels erdberührter Bauwerke – Teil 3: Ausführungsbeispiele und Neuentwicklungen. In: *ÖIAZ*, 148.Jg., Heft 1/2003, Wien.
- [6] Adam, D., Markiewicz, R. (2003): Geothermische Energienutzung im Bauwesen. Heft 54/Okttober 2003. Österreichische Vereinigung für Beton- und Bautechnik. Wien.
- [7] Adam, D., Markiewicz, R. (2003): Geothermische Energienutzung im Bauwesen (in coop. with Adam, D.). In: *Erdwärmennutzung aus erdberührten Betonbauteilen und in tiefliegenden Bauwerken*. Heft 54/Okttober 2003 Schriftenreihe der Österreichischen Vereinigung für Beton- und Bautechnik. Oktober 2003.
- [8] Adam, D., Markiewicz, R., Unterberger, W., Hofinger, J. (2003): Die Verwendung von Tiefgründungselementen als Erdwärmeabsorber bei der Verlängerung der Wiener U-Bahnlinie U2. In: *Beiträge zum 19. Christian Veder Kolloquium*. Heft 21. Herausgegeben von der Gruppe Geotechnik Graz. April 2003.
- [9] Andres, F. (1995): Energiegewinnung mit erdberührten Betonbauteilen aus Sicht des Geologen. Symposium zum Thema ‚Energiegewinnung aus erdberührten Betonbauteilen‘. 16. und 24.11.1995. Werdenberg. Schweiz.
- [10] Baehr, H.D., Stephan, K. (1998): *Heat and Mass Transfer*. Springer.
- [11] Bayer, R. (2003): 22 Jahre Energienutzung über erdberührte Betonabsorber. Heft 54/Okttober 2003. Österreichische Vereinigung für Beton- und Bautechnik.
- [12] Billfinger-Berger Magazin 2004/1. Deutschland.
- [13] Brandl, H. (1998): Energy piles and diaphragm walls for heat transfer from and into ground. 3rd International Geotechnical Seminar, Deep Foundations and Auger Piles III. University of Gent, Belgium. Proceedings: A.A. Balkema, Rotterdam.
- [14] Brandl, H. (1998): Energy piles for heating and cooling of buildings. Proc. of 7th Int. Conference & Exhibition on Piling and Deep Foundations, Vienna.
- [15] Brandl, H. (1999): Geothermal utilisation of deep foundations. Civil and Environmental Engineering Conference, Bangkok. Asian Institute of Technology (AIT) – Proceedings.
- [16] Brandl, H., Adam, D., Kopf, F. (1999): Geothermische Energienutzung mittels Pfählen, Schlitzwänden und Stützbauwerken. Pfahl-Symposium 1999, TU-Braunschweig, Deutschland.
- [17] Brandl, H., Adam, D. (2002): Die Nutzung geothermischer Energie mittels erdberührter Bauteile. In: *Festschrift der Universität für Architektur "Geotechnique" Vol. XL (1999-2001)*, Sofia, Bulgarien.

- [18] Brandl, H., Markiewicz, R. (2001): Geothermische Nutzung von Bauwerksfundierungen ("Energiefundierungen"). In: ÖIAZ, 146.Jg., Heft 5-6/2001, Wien.
- [19] Brandl, H., Markiewicz, R. (2002): Die Nutzung geothermischer Energie im Bauwesen. Zement+Betón 4/02. Zement+Betón Handels- und Werbeges.m.b.H., Wien.
- [20] Brandl, H., Markiewicz, R. (2002): Geothermische Nutzung von Bauwerksfundierungen ("Energiefundierungen").In: Tagungsband: Menschengerechtes Bauen – Marktwirksam, Tagung vom 17. und 18. April 2002, ÖIAV, Bundesministerium für soziale Sicherheit und Generationen, TU-Wien, Wien.
- [21] Brauner, M. (2002): Oberflächennahe Nutzung der Geothermischen Energie: Analyse ihrer Umweltauswirkungen und der rechtlichen Rahmenbedingungen im internationalen Vergleich. Diplomarbeit am Institut für Grundbau und Bodenmechanik der Technischen Universität Wien.
- [22] Bundesamt für Energie (1998): Geothermie - Praktische Nutzung von Erdwärme. Bern, Schweiz.
- [23] Bußmann, Kabus, Seibt (1991): Geothermie – Wärme aus der Erde. C.F. Müller. Karlsruhe. Deutschland.
- [24] Bußmann W.: Kunsthaus Bregenz: Kühle Füße.
http://www.geothermie.de/oberflaechennahe/energiepfaehle/energiepfaehle_kunsthaus_bregenz.htm
- [25] Clariant (2001): Merkblatt für Antifrogen L; Clariant GmbH. Division Functional Chemicals. Frankfurt am Main, Deutschland.
- [26] Dagan, G. (1989): Flow and Transport in Porous Formations, Springer.
- [27] Dunker, E. (1896): Ueber die Wärme im Inneren der Erde und ihre möglichst fehlerfreie Ermittlung. E. Schweizerbart'sche Verlagshandlung. Stuttgart. Deutschland.
- [28] EA-Generali Verwaltungsgebäude.
<http://www.geothermie.de/oberflaechennahe/energiepfaehle/ea-verwaltungsgebäude.htm>
- [29] Energiecomfort, Schig (2004): Gelungenes Pilot-Projekt: TunnelThermie® aus dem Lainzer Tunnel. Presseinformation vom 12.02.2004. Wien.
- [30] Energieverwertungsagentur E.V.A.: Umgebungswärme, ein Beitrag zum Kyoto-Ziel.
<http://www.eva.wsr.ac.at/projekte/ren-in-a12.htm>
- [31] EN ISO 13370:1998: Wärmetechnisches Verhalten von Gebäuden - Wärmeübertragung über das Erdreich - Berechnungsverfahren (ISO 13370:1998).
- [32] Ennigkeit, A. (2002): Energiepfahlanlagen mit Saisonalem Thermospeicher. Dissertation an der Technischen Universität Darmstadt – Institut und Versuchsanstalt für Geotechnik. Darmstadt, Deutschland.
- [33] Fachhochschule Ulm: Maschinenlabor. Wärmepumpe.
<http://www.rz.fh-ulm.de/labore/mlabor/ger/index20.htm>
- [34] Farouki, O.T. (1986): Thermal Properties of Soils. Trans Tech Publications, Series on Rock and Soil Mechanics, Vol. 11, Deutschland.
- [35] Ferrari, R. (1998): The exploitation of energy extracted from ground – contact concrete members. Nägele Reports, Röhthis, Austria.
- [36] Flühler H. (1997): Bodenphysik. Vorlesungsunterlagen, ETH Zürich, Schweiz.
- [37] Fromentin, A., Pahud, D., NEK Umwelttechnik AG (1997). Recommandations pour la réalisation d'installations avec pieux échangeurs. Bundesamt für Energiewirtschaft, Lausanne.
- [38] Gehlin, S. (1998): Thermal Response Test – In-Situ Measurements of Thermal Properties in Hard Rock. Division of Water Resources Engineering, Department of Environmental Engineering, Lulea University of Technology, Sweden.
- [39] Geokon: Bedienungsanleitungen zu den Messgeräten 4911, 4430 und 3800.

- [40] Glück, B. (1999): Thermische Bauteilaktivierung – Nutzen von Umweltenergie und Kapillarrohren. C.F. Müller. Heidelberg. Deutschland.
- [41] Grigull, U., Sandner H. (1999): Wärmeleitung. 2. Auflage, Springer Verlag.
- [42] Grim, R. E. (1953): Clay Mineralogy. McGraw-Hill Book Company, Inc. New York, Toronto, London.
- [43] Hardt, A., Falthof, R.: Messungen an einer Wärmepumpe. Physikpraktikum II. http://www.vakuumlabor.fh-aachen.de/Waermepumpen_040615.pdf
- [44] Heidenreich B. (1999): Modellierung des Spannungs-Dehnungsverhaltens eines Energiepfahls und des umgebenden Bodens unter Temperaturwechseln mittels numerischer Computersimulation nach der Finite-Element-Methode (FEM). Diplomarbeit an der Technischen Universität Darmstadt – Institut und Versuchsanstalt für Geotechnik, Darmstadt, Deutschland.
- [45] Hellström, G. (1991): Ground Heat storage. Dep. of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden.
- [46] Hofinger, J. (2000). Nutzung geothermischer Energie und Umweltwärme auf niedrigem Temperaturniveau mittels erdberührter Bauteile. Diplomarbeit am Institut für Grundbau und Bodenmechanik der Technischen Universität Wien.
- [47] Hofinger, J., Adam, D. (2001). Nutzung geothermischer Energie und Umweltwärme auf niedrigem Temperaturniveau mittels erdberührter Bauteile. Tagungsband: 3. Österreichische Geotechniktagung. Wien.
- [48] Hubbuch, M. (1998): Schlanke Technik für ein schlankes Gebäude. Schweizer Ingenieur und Architekt Nr. 27/28, 19-21. Schweiz.
- [49] Hubbuch, M.: Energiepfähle: Anwendung am Beispiel Dock Midfield. http://www.geothermie.de/geothermie_ch/nr27/energiepfähle_im_dock_midfield.htm
- [50] Huber, A., Pahud, D. (1999): Erweiterung des Programmes EWS für Erdwärmesondenfelder. Schlussbericht, Schweizer Bundesamt für Energie.
- [51] Huber, A., Widmer, P.: Dimensionierung erdgekoppelter Kälte- und Wärmeerzeugungsanlagen mit dem Programm EWS. <http://www.igizh.com/huber/download/zen2.doc>
- [52] Hude von der, N., Kapp, C. (2002): Energiepfähle für Hochhäuser in Frankfurt am Main. Hagener Bauseminar ‚Erneuerbare Energien in der Gebäudetechnik‘. 26. und 27.02.2002. Deutschland.
- [53] Hude von der, N., Völkner, R. (2003): Erdwärmennutzung und Ausführung auf der U-Bahnbaustelle U2/1 ‚Schottenring‘ in Wien. Heft 54/Okttober 2003. Österreichische Vereinigung für Beton- und Bautechnik. Wien.
- [54] Jessberger, H.L., Jagow-Klaff, R. (1996): Frost im Baugrund. In: Grundbau-Taschenbuch. Teil 1. Fünfte Auflage. Ernst&Sohn Verlag. Berlin, Deutschland.
- [55] Kaltschmitt, M. (Hrsg.) (1999): Energie aus Erdwärme. Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie. Stuttgart, Deutschland.
- [56] Kapp, C. (1994): Energiepfähle: Stand der Technik und bisherige Erfahrungen. Tagungsbericht zum 2. Symposium „Erdgekoppelte Wärmepumpen“ Schloß Rauschholzhausen.
- [57] Kapp, C., van der Hude, N. (1998): Geothermie als Brückenschlag zwischen Gründungen und ressourcenschonender Haustechnik. Baugrundtagung 1998 in Stuttgart, Deutsche Gesellschaft für Geotechnik, Deutschland.
- [58] Katzenbach, R., Arslan, U., Rückert, A. (1998): Das Prinzip des saisonalen Thermospeichers. Mitteilungen des Institutes und der Versuchsanstalt für Geotechnik der Technischen Universität Darmstadt, Heft Nr. 39, Darmstadt.
- [59] Katzenbach, R., Knoblich, K., Mands, E., Rückert, A., Sanner, B (1997): Energiepfähle - Verbindung von Geotechnik und Geothermie. Tagungsbericht zum 3. Symposium „Erdgekoppelte Wärmepumpen“ Schloß Rauschholzhausen, IZW-Bericht 2/97.

- [60] Laloui, L., Moreni, M., Fromentin, A., Pahud, D., Vulliet, L. (1999): In-situ thermo-mechanical load test on a heat exchanger pile. 4th International Conference on Deep Foundation Practice, July 1999, Singapore.
- [61] Lampl, W. (2003): Betriebswirtschaftliche Nutzung oberflächennaher Geothermie beim Bau von Verkehrsbauwerken. Diplomarbeit am Institut für Betriebswirtschaftslehre der Universität Wien und am Institut für Grundbau und Bodenmechanik der Technischen Universität Wien.
- [62] Lippuner Energie- und Metallbautechnik (1996): Erfolgskontrolle Energiepfahlanlage Pago. Zwischenbericht, Grabs, Schweiz (unveröffentlicht).
- [63] Leitner, A., Erichsen, C., Stöckl, R., Liebsch, H. (2003): Grundwasserabsenkung, Baugrubensicherungen und bergmännische Vortriebe für das U-Bahnlos U2/2 in Wien. Geotechnik 2003/4. Deutsche Gesellschaft für Geotechnik, Essen.
- [64] Luder, F. (2001): Material und Herstellung von Erdwärmesonden. In: Erdwärme zum Heizen und Kühlen; Potentiale, Möglichkeiten und Techniken der Oberflächennahen Geothermie. Kleines Handbuch der Geothermie – Band 1. Geothermische Vereinigung e.V. Geeste. Deutschland.
- [65] Markiewicz, R., Adam, D. (2003): Utilisation of Geothermal Energy using Earthcoupled Structures – Theoretical and Experimental Investigations, Case Histories. In: Geotechnical Problems With Man-Made And Man Influenced Grounds. XIIIth European Conference on Soil Mechanics and Geotechnical Engineering. Volume 2. 25-28th August 2003, Prague.
- [66] Merker, G.P., Eiglmeier C. (1999): Fluid- und Wärmetransport – Wärmeübertragung. B. G. Teubner Stuttgart. Leipzig, Deutschland.
- [67] Moreni M., Laloui L., Vulliet L. (2001). Thermo-mechanical behaviour of a heat exchanger pile. Xveme International Conference on Soil Mechanics and Geotechnical Engineering, August 27-31.2001, Istanbul, Türkei.
- [68] MSC Software (2001). Manuals zur Software Marc-Mentat.
- [69] Nägelebau Energie- und Haustechnik GmbH (2000): Enercret. Promotion-CD Version 1.0.
- [70] Nägelebau Prospekte und persönliche Mitteilungen. unveröffentlicht.
- [71] Oertel, H. jr. (Hrsg.) (2001): Prandtl – Führer durch die Strömungslehre. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden, Deutschland.
- [72] Ooms Avenhorn, Tipspit, WTH Vloerverwarming: Energie aus Asphalt. Werbeprospekt, unveröffentlicht.
- [73] Ostermann, N. (2003): Lainzer Tunnelthermie® - Versuch und Erkenntnis. Heft 54/Okttober 2003. Österreichische Vereinigung für Beton- und Bautechnik. Wien.
- [74] Özisik, M.N. (1980): Heat conduction. John Wiley & Sons.
- [75] Pape, J.: Technisch-wirtschaftliche Aspekte von Erdwärmespeichern. Mitteilungen des Institutes und der Versuchsanstalt für Geotechnik der Technischen Universität Darmstadt, Heft Nr. 39, Darmstadt.
- [76] Pelka, W. (1983): Stoff- und Wärmetransport in gesättigter – ungesättigter Grundwasserströmung. Mitteilungen / Institut für Wasserbau und Wasserwirtschaft, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Deutschland.
- [77] Polydynamics Engineering: Projekt SERSO. http://www.polydynamics.ch/d/f_e/page_serso.htm, <http://www.geothermie.de/oberflaechennahe/serso/serso.htm>
- [78] Pöttinger, M. (2003): Die weltweit erste Anwendung der Erdwärmennutzung im U-Bahnbau. Heft 54/Okttober 2003. Österreichische Vereinigung für Beton- und Bautechnik. Wien.
- [79] Preg, R. (1997): Energy savings with concrete – heating and cooling with energy from subsoil. Nägele Reports, Röhls, Austria.
- [80] Preg, R., Adam D. (1999): Geothermische Energiebewirtschaftung mit Pfählen. 2. Österreichische Geotechniktagung, ÖIAV, Wien.

- [81] Preg, R. (2001): Erdberührte Betonbauteile zum Heizen und Kühlen von Gebäuden – jeder Größenordnung. In: Erdwärme zum Heizen und Kühlen; Potentiale, Möglichkeiten und Techniken der Oberflächennahen Geothermie. Kleines Handbuch der Geothermie – Band 1. Geothermische Vereinigung e.V. Geeste. Deutschland.
- [82] Preuss, W. (1990): Partielle Differentialgleichungen. Verlag Harri Deutsch.
- [83] Recknagel, Sprenger, Schramek (2001): Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. Oldenbourg Industrieverlag München.
- [84] Rees, S., W., Adjali, M., H., Zhou, Z., Davies, M., Thomas, H., R. (2000): Ground heat transfer effects on the thermal performance of earth-contact structures. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 4, 213 – 265.
- [85] Reuß, M., Sanner, B.: Planung und Auslegung von Erdwärmesondenanlagen: Basis einer nachhaltigen Erdwärmenutzung, VDI-Richtlinie 4640 und Berechnungsverfahren. <http://www.ubeg.de/Downloads/Auslegung.pdf>
- [86] Rohner, E., Rybach, L. (2001): Lebensdauer von Erdwärmesonden in Bezug auf Druckverhältnisse und Hinterfüllung. Schlussbericht. Bundesamt für Energiewirtschaft. Schweiz.
- [87] Rohner, E. (2001): Bau und Installation von Erdwärmesonden. In: Erdwärme zum Heizen und Kühlen; Potentiale, Möglichkeiten und Techniken der Oberflächennahen Geothermie. Kleines Handbuch der Geothermie – Band 1. Geothermische Vereinigung e.V. Geeste. Deutschland.
- [88] Roetzel, W.: Messung der Temperaturleitfähigkeit und Wärmeleitfähigkeit mit Hilfe von Temperaturschwingungen. <http://www.unibw-hamburg.de/MWEB/ift/ftd/forschung/forsch3.html>
- [89] Samarskij, A. (1995): The finite difference methodology. *Computational Heat Transfer*, Band 2, Wiley.
- [90] Sanger, F.J. (1979): Degree-days and heat conduction in soils. *Proc. 1st Int. Conf. Permafrost*: 253-262.
- [91] Sanner, B., Reuß, M., Mands, E.: Thermal Response Test – eine Methode zur in-situ-Bestimmung wichtiger thermischer Eigenschaften bei Erdwärmesonden. <http://www.geothermie.de/gte/gte24-25/artikel10.htm>
- [92] Sanner, B.: Potenziale und Möglichkeiten der Erdwärmenutzung: Oberflächennahe Geothermie, Klimatisierung, Energiespeicherung. <http://www.ubeg.de/Downloads/PotentialOberfl.pdf>
- [93] Sanner, B., Reuß, M., Mands, E., Müller, J.: Erfahrungen mit dem Thermal Response Test in Deutschland. <http://www.ubeg.de/Downloads/GeRTGerm.pdf>
- [94] Sanner, B. (2001): Die Wärmepumpe. In: Erdwärme zum Heizen und Kühlen; Potentiale, Möglichkeiten und Techniken der Oberflächennahen Geothermie. Kleines Handbuch der Geothermie – Band 1. Geothermische Vereinigung e.V. Geeste. Deutschland.
- [95] Sauty, J. P. (1980): An analysis of hydrodispersive transfers in aquifers. *Water Resource Rs.* 18 (2): 253-265.
- [96] Schärli, U.: Persönliche Mitteilungen. Geologisches Büro, Zürich.
- [97] Schlünder, E. U., Martin, H. (1995): Einführung in die Wärmeübertragung. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden, Deutschland.
- [98] Schneider, U., Horvath, J. (2002): Abplatzverhalten von Tunnelinnenschalenbeton unter hohen Temperaturen. *Zement+Betton 1/02*. Zement+Betton Handels- und Werbeges.m.b.H., Wien.
- [99] Schulz, H. (1995): Wärme aus Sonne und Erde. Ökobuch Verlag, Staufen.
- [100] SIA D 0136 (1996): Grundlagen zur Nutzung der untiefen Erdwärme für Heizsysteme. Schweizerischer Ingenieur- und Architekten-Verein, Zürich.
- [101] Staiß, F. (2001): Jahrbuch Erneuerbare Energien. Stiftung Energieforschung Baden-Württemberg. Biebertstein-Fachbuchverlag. Radebeul. Deutschland.
- [102] Tautz, H. (1971): Wärmeleitung und Temperatursausgleich. Akademie-Verlag, Berlin.

- [103] Tokic, D. (2000): Modellierung einer Energiepfahlgruppe unter Temperaturwechseln mittels numerischer Computersimulation nach der Finite-Element-Methode (FEM). Diplomarbeit an der Technischen Universität Darmstadt – Institut und Versuchsanstalt für Geotechnik. Darmstadt, Deutschland.
- [104] Unterberger, W., Adam, D., Hofinger, J. (2002): Erdwärmenutzung im Verkehrstunnelbau. Zement+Betón 4/02. Zement+Betón Handels- und Werbeges.m.b.H., Wien.
- [105] Unterberger, W., Hofinger, J. (2003): Erdwärmenutzung – Wirtschaftliche Aspekte und Zukunftsperspektiven. Heft 54/Október 2003. Österreichische Vereinigung für Betón- und Bautechnik. Wien.
- [106] VDI 4640, Blatt 2 (1998): Thermische Nutzung des Untergrundes, erdgekoppelte Wärmepumpenanlagen.
- [107] Verein Deutscher Ingenieure (1997): VDI-Wärmeatlas. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- [108] Von der Hude, N. , Kapp C. (1998): Einsatz von Energiepfählen am Beispiel des Main Tower in Frankfurt am Main. Mitteilungen des Institutes und der Versuchsanstalt für Geotechnik der Technischen Universität Darmstadt, Heft Nr. 39, Darmstadt.
- [109] Wiener Linien GmbH (2002): Ausschreibungsunterlagen für die Erdwärmeanlagen in den Bauabschnitten U2/1-Schottenring, U2/2-Taborstraße, U2/3-Praterstern und U2/4-Messe. Erstellt von den iC Consulenteñ. Zollhausweg 1. A-5101 Bergheim.
- [110] Wirsbo-VELTA GmbH & Co: Projekt des Monats September 1999.
<http://www.velta.de/dt/fpdm9909/maindaten.htm>

Anhang: Symbolverzeichnis

Großbuchstaben:

Symbol	Einheit	Bedeutung
A	m^2	Fläche
C	$\mu\epsilon/\text{Digit}$	Kalibrierungsfaktor Dehnungsmessgerät
C'	mm/Digit	Kalibrierungsfaktor Kettenextensometer
$C_{V,B}$	Ws/m^3K	Volumetrische Wärmekapazität des Bodens bzw. Erdreiches
D	m	Innendurchmesser Absorberrohr
D_a	m	Außendurchmesser Absorberrohr
FS	$^\circ C$	Frostschutzgrenze eines Wasser-Glykol-Gemisches
h	J/kg	Spezifische Enthalpie
H	J	Enthalpie
H_p	m	Pumpenförderhöhe
Hz	Hz	Schwingfrequenz
K	-	Konstante
K'	$\text{mm}/^\circ C$	Kalibrierungsfaktor Temperatur (Kettenextensometer)
$Konz$	$\%v/v$	Konzentration eines Wasser-Glykol-Gemisches
L	m	Rohrlänge für Wärmeübertragung (im Erdreich)
L_0	Ws/kg	Latente Verdunstungswärme
L_b	m	Bohrlochlänge
L_c	mm	Korrekturfaktor Verbindungsstange (Kettenextensometer)
L_{hyd}	m	Hydrodynamische Einlaufänge
L_p	m	Gesamtlänge der Absorberrohre
L_{th}	m	Thermische Einlaufänge
Nu	-	<i>Nusselt-Zahl</i>
Nu_{korr}	-	Korrigierte <i>Nusselt-Zahl</i> zur Berücksichtigung der temperaturabhängigen dynamischen Viskosität
Nu_m	-	Mittlere <i>Nusselt-Zahl</i>
$Nu_{m,t}$	-	Mittlere <i>Nusselt-Zahl</i> bei laminarer Strömung (mit zusätzlichem Index T für konstante Wandtemperatur oder Index \dot{q} für konstanten Wärmestrom durch die Rohrwand)
$Nu_{m,t}$	-	Mittlere <i>Nusselt-Zahl</i> bei turbulenter Strömung (mit zusätzlichem Index T für konstante Wandtemperatur oder Index \dot{q} für konstanten Wärmestrom durch die Rohrwand)
P	W	Pumpleistung
\bar{P}	s	Periodendauer der Schwingung
Pr	-	<i>Prandtl-Zahl</i>
Pr_m	-	<i>Prandtl-Zahl</i> bei der Mitteltemperatur T_m
Pr_w	-	<i>Prandtl-Zahl</i> bei der Rohrwandtemperatur T_w
P_{WP}	W	Stromleistung der Elektrowärmepumpe
Q	Ws	Wärmemenge (bei Wärmeberechnungen)

Symbol	Einheit	Bedeutung
Q	l/s	Durchfluss (bei Strömungsberechnungen)
\dot{Q}	W	Wärmestrom, Wärmeleistung (mit Index <i>B</i> für Boden, <i>Prim</i> für Primärkreislauf, <i>Sek</i> für Sekundärkreislauf und <i>Raum</i> für Raumluft)
\dot{Q}_{Pfahl}	W	Gesamtwärmeleistung des Pfahles
\bar{Q}_{Pfahl}	W/lfm	Wärmeleistung des Pfahles pro Laufmeter
\dot{Q}_I	W/m ³	Wärmestrom aus innerer Wärmequelle
R	m	Rohrdurchmesser
R_0	Digit	Messwert zum Ausgangszeitpunkt (Nullmessung)
R_1	Digit	Messwert zum Zeitpunkt 1
R_b	K/W/m	Thermischer Bohrlochwiderstand
R_B	K/W/m	Thermischer Bodenwiderstand
R_E	Pa	Rohreinzelwiderstände
Re	-	<i>Reynolds</i> -Zahl
Re_{krit}	-	Kritische <i>Reynolds</i> -Zahl
R_{ges}	Pa	Gesamtdruckwiderstand (Gesamtdruckdifferenz) in den Absorberrohren
R_R	Pa	Rohrreibungswiderstand
T	°C, K	Temperatur der Absorberflüssigkeit
T'	°C, K	Referenztemperatur
T_0	°C, K	Temperatur zum Ausgangszeitpunkte (Anfangstemperatur)
T_1	°C, K	Temperatur zum Zeitpunkt 1
T_b	°C, K	Bohrlochwandtemperatur
T_B	°C, K	Temperatur des Bodens bzw. Erdreiches (ungestört)
T_{KM}	°C, K	Temperatur des Kältemittels innerhalb des Wärmepumpenkreislaufes
T_m	°C, K	Mittlere Temperatur der Absorberflüssigkeit
$T_{m,Luft}$	°C, K	Jahresmitteltemperatur der Außenluft
T_{Raum}	°C, K	Raumlufttemperatur
T_{RL}	°C, K	Rücklauftemperatur der Absorberflüssigkeit (Austrittstemperatur)
T_U	°C, K	Umgebungstemperatur
T_{VL}	°C, K	Vorlauftemperatur der Absorberflüssigkeit (Eintrittstemperatur)
T_W	°C, K	Rohrwandtemperatur
U	m	Absorberrohrumfang
U_{Pfahl}	m	Pfahlumfang
V	m ³	Volumen
\dot{V}	m ³ /s	Volumenstrom in den Absorberrohren
\dot{V}_P	m ³ /s	Volumenstrom in den Absorberrohren, berechnet zufolge der Pumpleistung
\dot{V}_Q	m ³ /s	Volumenstrom in den Absorberrohren, berechnet zufolge der Strömungsgeschwindigkeit und des Rohrquerschnittes
X	%	Dampfgehalt
Z	s	Verweilzeit

Kleinbuchstaben:

Symbol	Einheit	Bedeutung
a	m^2/s	Temperaturleitfähigkeit (Diffusivität)
c	Ws/kgK	Spezifische Wärmekapazität der Absorberflüssigkeit
c_B	Ws/kgK	Spezifische Wärmekapazität des Bodens bzw. Erdreiches
c_l	Ws/kgK	Spezifische Wärmekapazität von Luft
c_s	Ws/kgK	Spezifische Wärmekapazität des Feststoffanteils (Mineralien)
c_w	Ws/kgK	Spezifische Wärmekapazität von Wasser
d	m	Dämpfungstiefe
e	-	Porenzahl
$e_{x,y,z}$	-	Einheitsvektor
f	-	Faktor zur Längenkorrektur
h	m	Höhe
i	-	Hydraulisches Gefälle
k_B	m/s	Durchlässigkeitsbeiwert des Bodens
l_{Pfohl}	m	Pfohlänge
m	kg	Masse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom (mit Index Prim für Primärkreislauf und Sek für Sekundärkreislauf)
n	-	Porenanteil
n_{Rohre}	Stk	Anzahl an Absorberrohren
p	Pa	Druck
p_1	Pa	Druck zum Zeitpunkt 1
$q_{m,Pfohl}$	W/m^2	Mittlere Wärmestromdichte bezogen auf die Pfohloberfläche
\dot{q}	W/m^2	Wärmestromdichte
\dot{q}_B	W/m^2	Wärmestromdichte innerhalb des Bodens bzw. Erdreiches
\dot{q}_w	W/m^2	Wärmestromdichte an der Rohrwand
\bar{q}	W/m	Wärmestrom pro Längeneinheit
r	m	Radiale Koordinate
r_b	m	Bohrlochradius
s	m	Dicke
t	s	Zeit
t_{GOK}	m	Tiefe bezogen auf die Geländeoberkante
u	m/s	Strömungsgeschwindigkeit der Absorberrohren
u_m	m/s	Mittlere Strömungsgeschwindigkeit der Absorberflüssigkeit
v_w	m/s	Strömungsgeschwindigkeit des Bodenwassers nach Darcy
\bar{v}_l	m/s	Geschwindigkeitsvektor der Porenluft
\bar{v}_w	m/s	Geschwindigkeitsvektor des Bodenwassers
w	%	Wassergehalt
x	m	Horizontale Koordinate
y	m	Horizontale Koordinate
z	m	Vertikale Koordinate

Griechische Buchstaben:

Symbol	Einheit	Bedeutung
α	W/m ² K	Wärmeübergangskoeffizient von der Absorberrohrwand zur Absorberflüssigkeit
$\bar{\alpha}$	W/mK	Mittlerer Wärmeübergangskoeffizient bezogen auf einen Laufmeter Absorberrohr
α_B	W/m ² K	Wärmeübergangskoeffizient an der Bodenoberfläche
$\alpha_{m,t,T}$	W/m ² K	Mittlerer Wärmeübergangskoeffizient bei laminarer Strömung und konstanter Wandtemperatur
$\alpha_{m,t,T}$	W/m ² K	Mittlerer Wärmeübergangskoeffizient bei turbulenter Strömung und konstanter Wandtemperatur
α_T	1/°C	Thermischer Ausdehnungskoeffizient
β	-	Arbeitszahl einer Erdwärmeanlage
$\bar{\beta}$	-	Integrationskonstante
β_a	-	Jahresarbeitszahl einer Erdwärmeanlage
$\bar{\gamma}$	-	Eulerkonstante (0,5772...)
ΔT	°C, K	Temperaturdifferenz
ΔT_B	°C, K	Temperaturdifferenz bzw. Temperaturanstieg im Boden
Δp	Pa	Druckdifferenz
Δx	m	Längenänderung
ε	mm	Rohrrauigkeit
$\varepsilon_{\text{Carnot}}$	-	Leistungszahl des <i>Carnot</i> -Prozesses
ε_{ges}	-	Gesamtdehnung
ε_t	s	Phasenverschiebung
ε_{WP}	-	Leistungszahl einer Elektrowärmepumpe
$\varepsilon_{\Delta T}$	-	Temperaturbedingter Dehnungsanteil
ε_{σ}	-	Spannungsbedingter Dehnungsanteil
ζ	-	Heizzahl einer primärenergetisch betriebenen Wärmepumpe
ζ_a	-	Jahresheizzahl einer primärenergetisch betriebenen Wärmepumpe
η	kg/ms	Dynamische Viskosität der Absorberflüssigkeit
η_m	kg/ms	Dynamische Zähigkeit bei der Mitteltemperatur T_m
η_P	-	Wirkungsgrad Umwälzpumpe
η_W	kg/ms	Dynamische Zähigkeit bei der Rohrwandtemperatur T_W
η_{WP}	-	Wirkungsgrad der Wärmepumpe
λ	W/mK	Wärmeleitfähigkeit der Absorberflüssigkeit
λ_B	W/mK	Wärmeleitfähigkeit des Bodens bzw. Erdreiches
$\lambda_{B,\text{eff}}$	W/mK	Effektive Wärmeleitfähigkeit des Bodens bzw. Erdreiches
λ_{laminar}	-	Reibungszahl bei laminarer Strömung
$\lambda_{\text{turbulent}}$	-	Reibungszahl bei turbulenter Strömung
ν	m ² /s	Kinematische Viskosität der Absorberflüssigkeit
ξ	-	Druckverlustbeiwert

Symbol	Einheit	Bedeutung
ρ	kg/m ³	Dichte der Absorberflüssigkeit
ρ_B	kg/m ³	Dichte des Bodens bzw. Erdreiches
ρ_s	kg/m ³	Dichte der festen Bestandteile des Bodens (Korndichte)
τ	kg/ms ²	Schubspannung (Flüssigkeit)
τ_w	kg/ms ²	Schubspannung (Flüssigkeit) an der Rohrwand
ω	1/s	Kreisfrequenz
Ω	Ohm	Widerstand