

Technische Universität München
Lehrstuhl für Energiesysteme

Exergoökonomische Analyse geothermischer Strombereitstellung am Beispiel des Oberrheingrabens

Pascal Schlagermann

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr. rer. nat. Dr. h. c. Ulrich Walter

Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Hartmut Spliethoff
2. Univ.-Prof. Dr. rer. nat. Thomas Kohl
Karlsruher Institut für Technologie

Die Dissertation wurde am 15.01.2014 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 19.05.2014 angenommen.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit ist Herrn Dr. Gerold Göttlicher, meinem fachlichen Betreuer und ehemaligen Teamleiter bei der EnBW Energie Baden-Württemberg AG gewidmet. Als wichtiger Ideengeber in erster Stunde motivierte und überzeugte er durch sein großes Engagement und seine Begeisterung. Ich bedanke mich für alles, was ich in der viel zu kurzen Zeit von ihm lernen konnte.

Die vorliegende Arbeit wurde am Institut für Energiesysteme der Technischen Universität München erstellt. Dem Leiter des Lehrstuhls und meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr. Hartmut Spliethoff gilt mein ganz besonderer Dank. Seine Kompetenz und Unterstützung war wesentlicher Schlüssel zum Ergebnis und Erfolg dieser Arbeit.

Ebenso danken möchte ich Herrn Prof. Dr. Thomas Kohl vom Institut für Angewandte Geowissenschaften des Karlsruher Instituts für Technologie für die hervorragende Betreuung und notwendige Geduld, die es erfordert, einen Maschinenbauer in geologischen Fragestellungen zu beraten.

Dank gilt auch Prof. Dr. Wolfram Münch, Leiter des Bereichs Forschung & Innovation der EnBW Energie Baden-Württemberg AG. Er ermöglichte, meine theoretische Arbeit durch praktische Erfahrung als verantwortlicher Verfahrenstechniker im Geothermieprojekt Bruchsal und im Geothermieprojekt Soultz-sous-Forêts zu ergänzen und somit auf eine solide Basis zu stellen.

Nicht nur das Studium, sondern auch der Gedankenaustausch, war essentiell für den Erfolg. So brauchte es Ideengeber, Kritiker und Überzeugte. Großer Dank gilt daher Dr. Thomas Kölbl, Dr. Axel Funke und Dr. Leonhard Walz für viele Stunden der Diskussion, Ermahnung, Belehrung und Ermunterung. Moralisch und fachlich hat mir diese Unterstützung sehr geholfen.

Die größte Unterstützung während der sechs Jahre habe ich durch meine Frau Rabea Schlagermann erfahren. Ihr gilt mein größter Dank für ihr Verständnis und ihre Geduld gerade in den letzten eineinhalb Jahren, in denen sie und unsere gemeinsame Tochter Clara viele Stunden auf mich verzichten mussten.

Kurzzusammenfassung

Entwickelt wird ein computergestütztes Modell zur exergoökonomischen Analyse von Geothermiekraftwerken. Dies erlaubt eine Quantifizierung des Kosten-Nutzen-Verhältnisses thermodynamischer Optimierungen. Angewendet auf den Standort Bruchsal werden ein detailliertes Systemverständnis erarbeitet und Optimierungsmaßnahmen abgeleitet. Die Arbeit leistet damit ihren Beitrag zur gezielten Weiterentwicklung der Stromerzeugung aus Geothermie in Deutschland und gibt Empfehlungen für die Projektentwicklung.

Abstract

A computer-aided simulation model is developed to execute exergoeconomic analysis of geothermal power plants. The tool allows quantifying the cost-benefit ratio of thermodynamic optimizations. Applied to the geothermal site Bruchsal a detailed understanding of the system is established and optimization measures are identified. This study contributes thereby to a targeted development of geothermal power generation in Germany and provides recommendations for project development.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	I
Kurzzusammenfassung	III
Abstract	III
Inhaltsverzeichnis	V
Abbildungsverzeichnis	IX
Tabellenverzeichnis	XIX
Symbol- und Abkürzungsverzeichnis	XXV
1 Einleitung	1
1.1 Struktur der Arbeit	4
2 Aufbau und Funktionsweise von Geothermiekraftwerken	7
2.1 Tiefe geothermische Wärmequellen	10
2.2 Anlagen zur Nutzung von niederenthalper Geothermie zur Strombereitstellung	18
2.3 Geothermische Strombereitstellung in Deutschland	21
3 Methodik der exergoökonomischen Bewertung und Kostenermittlung	31
3.1 Exergetische Beschreibung und Bewertung	32
3.2 Exergoökonomische Beschreibung und Bewertung	39
3.3 Annuitäten- und Kostenfaktor-Methode	47
4 Modell und Datenermittlung	57
4.1 Definition des Referenzzustands	62
4.2 Thermodynamische Berechnungen	63
4.2.1 Physikalische Eigenschaften des Reservoirfluids	63
4.2.2 Hydraulisches Verhalten des Reservoirs	67
4.2.3 Hydraulische und thermische Prozesse in Bohrungen und thermalwasserdurchströmten Komponenten	72

4.2.4 Thermodynamische Beschreibung der Kreisprozesse, Wärmeauskopplung und Pumpen	77
4.3 Ökonomische Berechnungen	86
4.3.1 Ermittlung der kapitalgebundenen Kosten	86
4.3.2 Ermittlung der bedarfsgebundenen, betriebsgebundenen und sonstigen Kosten und Erlöse	105
5 Systemanalyse, -verhalten und Grenzen der Aussagekraft	109
5.1 Der Geothermiestandort Bruchsal	109
5.2 Systemanalyse und –verhalten am Beispiel des Geothermiestandorts Bruchsal	116
5.2.1 Analyse der aktuellen Betriebsbedingungen mit einer Thermalwasserförderrate von 25 kg/s (Referenzfall)	116
5.2.2 Analyse des Geothermiestandorts Bruchsal mit höheren Thermalwasserförderraten (teiloptimierter Referenzfall, 45 kg/s)	125
5.3 Kriterien zur exergoökonomisch optimierten Auslegung	131
6 Maßnahmen zur exergoökonomisch optimierten Auslegung von Geothermiekraftwerken	135
6.1 Interne Wärmerückgewinnung	136
6.2 Dimensionierung des Thermalwassersystems, der Bohrungen und der Förderpumpe	138
6.3 Steigerung des Turbinenwirkungsgrades	143
6.4 Optimierung der Wärmeübertrager-Gütegrade	144
6.5 Kreisprozesse mit mehreren Druckstufen und Wahl des Arbeitsmittels	145
6.6 Kraftwärmekopplung	147
6.7 Kumulierte Anwendung der Maßnahmen auf den Geothermiestandort Bruchsal ...	147
6.8 Verallgemeinerung der Ergebnisse am Beispiel des Oberrheingrabens	150
7 Zusammenfassung und Ausblick	159
7.1 Zusammenfassung wesentlicher Ergebnisse	161
7.2 Ausblick	167

Literaturverzeichnis	I
A. Abbildungen des Geothermiekraftwerks Bruchsal.....	XV
B. Ausführliche mathematische Beschreibung der hydraulischen und thermischen Prozesse in den Bohrungen und sonstigen thermalwasserdurchströmten Komponenten	XXIII
C. Ausführliche Beschreibung der physikalischen und thermodynamischen Eigenschaften von Thermalwässern	XXXV
D. Definition verwendeter exergetischer und exergoökonomischer Bilanzen.....	XLVII
E. Weiterführende Tabellen und Abbildungen	LXI
F. Veröffentlichungen des Autors	LXXV

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1-1: Entwicklung der weltweit installierten geothermischen Kraftwerksleistung. (Bertani, 2010)	1
Abb. 1-2: Bandbreite der Stromgestehungskosten verschiedener Erzeugungstechnologien in Deutschland. (Kost, Schlegl, Thomsen, Nold, & Mayer, 2012), (Weimann, 2011)	3
Abb. 2-1: Kraftwerksaufbau zur Verstromung verschiedener geothermischer Ressourcen. (DoE, 2010)	7
Abb. 2-2: Weltweit installierte Leistung, erzeugte Arbeit und Anlagenanzahl geothermischer Kraftwerke nach Typen. Daten aus (Bertani, 2010).....	9
Abb. 2-3: Extrapolierte Temperaturverteilung für Europa in einer Tiefe von 5.000 m. (Hurtig et al., 1992)	9
Abb. 2-4: Schematische Darstellung eines Geothermieheizkraftwerks mit interner Wärmerückgewinnung im Kreisprozess.	11
Abb. 2-5: Temperaturprofile der Geothermiebohrungen GB1 und GB2 in Bruchsal und der Bohrungen GPK2 bis 4 in Soultz-sous-Forêts. Daten aus (Fritz Planung GmbH, 1988) und (GEIE, 2003).....	12
Abb. 2-6: Möglichkeiten der Stimulation zur Verbesserung der Fließwege. (EEIG Heat-Mining, 2012).....	13
Abb. 2-7: Geothermische Provinzen Deutschlands, die für eine hydrogeothermische Nutzung wahrscheinlich geeignet sind (links), (LIAG, 2012). Morphologie und Geothermieprojekte im Oberrheingraben (rechts), (Röhr, 2012), (Schlagermann, 2013a).....	14
Abb. 2-8: Stratigraphie des Oberrheingrabens am Beispiel eines Querschnitts im Bereich nördlich von Karlsruhe. (Röhr, 2012)	15
Abb. 2-9: Klassifizierung von Grundwasserleitern nach der Art der Durchlässigkeit. Nach DIN 4049-3 werden Poren-, Kluft- und Karstgrundwasserleiter unterschieden. (Hölting & Coldewey, 2009).....	15

Abb. 2-10: Thermalwasserzusammensetzungen von Tiefenwässern aus Bohrungen im Oberrheingraben mit einer Tiefe größer 1.000 m. Daten aus Orywall (2011) und Stober & Jodocy (2011).	17
Abb. 2-11: Reservoirtemperatur und -druck verschiedener Geothermiebohrungen in Deutschland und dem benachbarten Ausland. (McDermott, Randriamanjatoa, & Tenzer, 2006).....	20
Abb. 2-12:Stromgestehungskosten deutscher Geothermiekraftwerke. (Weimann, 2011).....	28
Abb. 2-13: Prozentuale Aufteilung der Investitionen bis zur Inbetriebnahme ausgewählter bestehender und in der Realisierung befindlicher Geothermiekraftwerke in Deutschland. (Weimann, 2011).....	28
Abb. 3-1: Gegenüberstellung des rein thermodynamischen Bilanzmodelles (oben) und des nutzenorientierten Bilanzmodells (unten). (Riedl, 2007).....	36
Abb. 3-2: Exergieströme für den Referenzfall Standort Bruchsal mit 25 kg/s Thermalwassermassenstrom (erstellt mit e!Sankey 3.1).....	38
Abb. 3-3: Effekt der Position einer Exergievernichtung in einem Prozessschritt auf die Relevanz für das Gesamtsystem.....	42
Abb. 3-4: Exergiekostenfluss für den Referenzfall Standort Bruchsal mit 25 kg/s Thermalwassermassenstrom (erstellt mit e!Sankey 3.1).....	46
Abb. 3-5: Index der Erzeugerpreise gewerblicher Produkte für Deutschland und der amerikanische Chemical Engineering Plant Cost Index im Vergleich (Basisjahr 2005). Daten aus (DESTATIS, 2012), (Access Intelligence LLC, 2013).	48
Abb. 3-6: Schematische Darstellung zur Bestimmung der Anlagenkosten (Bare Module Costs) am Beispiel eines Rohrbündelwärmeübertragers. (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996).....	51
Abb. 3-7: Relativer Fehler der gesamten Kapitalkosten als Funktion der Kostenpositionen für verschiedene Einzelfehler unter der Annahme, dass alle Einzelkapitalkosten und Fehler gleich sind. (Gebhardt, Kohl, & Steinrötter, 2002).....	55
Abb. 4-1: Struktur des exergoökonomischen Berechnungsmodells.	58

Abb. 4-2: Berücksichtigte Prozesse zur thermodynamischen Beschreibung des Thermalwassersystems (Teil 1, ZP1-11).....	60
Abb. 4-3: Berücksichtigte Prozesse zur thermodynamischen Beschreibung des Thermalwassersystems (Teil 2, ZP11-16).....	61
Abb. 4-4: Berücksichtigte Prozesse zur thermodynamischen Beschreibung des Organic Rankine Cycles.....	61
Abb. 4-5: Vergleich der Zustandsänderung durch Strömungsverluste von reinem Wasser und NaCl-Lösungen am Beispiel eines 100 m langen und mit 50 kg/s durchströmten horizontalen Rohres mit DN150. Reines Wasser dient als Referenz (Eintrittstemperatur 150 °C, Eintrittsdruck 2 MPa).....	65
Abb. 4-6: Vergleich eines vollkommenen (oben) und unvollkommenen (unten) Brunnens im freien Grundwasser. (Hölting & Coldewey, 2009)	68
Abb. 4-7: Druckreaktion eines idealen Grundwasserleiters auf Wasserentnahme als Funktion des Radius um die Entnahmestelle für ausgewählte Zeitpunkte. Dargestellt ist der Referenzfall mit einer Entnahmerate von 25 kg/s.....	71
Abb. 4-8: Produktionsbohrung aus Sicht der Wärmeübertragung, als Sonderfall des mehrschichtigen Hohlzylinders.	74
Abb. 4-9: Wärmeverluste in der Produktionsbohrung GB2 des Geothermieprojekts Bruchsal je Bohrungsabschnitt bei Proportionalität der Wärmeströme zum Temperaturgradienten zwischen Thermalwasser und ungestörter Gebirgstemperatur.	76
Abb. 4-10: Schematische Darstellung der Hauptkomponenten eines ORC (links) und eines Rankine Prozesses im Temperatur-Entropie-Diagramm (rechts).....	77
Abb. 4-11: Beispielhafte Darstellung der optimalen Adaption der Aufheizkurve des Arbeitsmittels (hier Isobutan) an die Abkühlkurve des Thermalwassers.	83
Abb. 4-12: Feuchte (negative), isentrope (senkrechte) und retrograde (positive Steigung der Taulinie) Arbeitsmittel im Temperatur-Entropie-Diagramm. Dargestellt sind die in der Systemanalyse untersuchten	

Arbeitsmittel. Erstellt mit Stoffdaten aus Lemmon, Huber, & McLinden (2010).	84
Abb. 4-13: Performance verschiedener Arbeitsmittel in den verwendeten Temperaturbereichen (beispielhafte Darstellung für eine Thermalwasserfördermenge von 100 kg/s mit einer Salinität von 2 mol/kg).	84
Abb. 4-14: Grafische Darstellung der Berechnungsgrundlage der Fläche einer 3D-Seismik, wobei z die Tiefe bzw. der tiefenabhängige Zuschlag (depth-migration margin), a die horizontale Ausdehnung des erfassten Volumens um die Bohrungen und b der Abstand der Bohrungen ist.	89
Abb. 4-15: Vergleich verschiedener Bohrkostenfunktionen aus der Literatur mit tatsächlichen Bohrkosten. Aufgetragen sind die Bohrkosten als Funktion der Bohrungslänge. (Tester et al., 2006), (Bloomfield & Laney, 2005), (Blum et al., 2008), (Heidinger, Dornstädter, & Fabritius, 2006), (Schallenberg, 1998), (Legarth, 2003), (Rogge, 2004), (Legarth, 2003), (Skiera, 2007), (Sperber, 2005), (Seibt, 2002), (Schaumann & Pohl, 2002), (Kaltschmitt, 1995).....	91
Abb. 4-16: Berechnete Bohrkosten nach Gl. (4.33) verglichen mit Bohrkosten von Geothermiebohrungen und Bohrungen der Öl- und Gasindustrie. (Tester et al., 2006), (Blum et al., 2008), (Weimann, 2011).....	91
Abb. 4-17: Verrohrungsschema mit drei Bohrabschnitten (links) und mit vier Bohrabschnitten (rechts) ausgelegt für Förderraten von 70 L/s – 100 L/s: Angegeben sind die Verrohrungsdurchmesser in Zoll und die angenommene prozentuale Längenverteilung bezogen auf MD (abgeleitet von Sperber, Uhlig, & Matthiasson (2008)).....	93
Abb. 4-18: Berechnete spezifische kapitalgebundene Kosten des Fördersystems exklusive Steigleitung, Stromkabel sowie Kosten für Ein- und Ausbau verglichen mit Angeboten.....	97
Abb. 4-19: Berechnete spezifische kapitalgebundene Kosten von Stromversorgungskabel für Tauchkreiselpumpen in der Geothermie verglichen mit Angeboten.....	98

- Abb. 5-1: Querverwerfung am Standort Bruchsal, über die eine hydraulische Kopplung der Bohrungen GB1 und GB2 vermutet wird. (Meixner, 2010)..... 110
- Abb. 5-2: Druckänderung im Reservoir durch Entnahme und Injektion; Beispiel einer Doublette im Raum (Referenzfall; $m_{TW} = 25 \text{ kg/s}$)..... 121
- Abb. 5-3: Spez. Exergieverluste durch Temperatur- und Druckverlust aufgrund Durchströmung einer 100 m langen, horizontalen, isolierten Rohrleitung (Eintrittsbedingungen: $150 \text{ }^\circ\text{C}$; $2,5 \text{ MPa}$; 2 mol/kg ; DN150). 121
- Abb. 5-4: Optimale exergetische und exergoökonomische Strömungsgeschwindigkeit in Produktionsbohrungen und Leitungen des Thermalwassersystems. Die Fehlerbalken entsprechen der Variation der Strömungsgeschwindigkeit für unterschiedliche Durchmesser. Untersucht wurden Durchmesser von 5 bis 10 Zoll bzw. DN100 bis DN250. (Eintrittsdruck: $2,5 \text{ MPa}$; 2 mol/kg)..... 122
- Abb. 5-5: Lagenänderung des Wasserspiegels als Funktion der Dichte für verschiedene Salzgehalte unter der Annahme einer homogenen Temperatur der Wassersäule und einem Reservoirdruck von 35 MPa . Bezugspunkt ist eine Wassersäule aus reinem Wasser bei $100 \text{ }^\circ\text{C}$. (Berechnung der Dichte nach (Pitzer, Peiper, & Busey, 1984) und (Wagner & Pruss, 2002)) 123
- Abb. 5-6: Prozentuale Aufteilung der kapitalgebundenen Kosten im Referenzfall ($m_{TW} = 25 \text{ kg/s}$). Die Kosten der Wärmeauskopplung sind im Referenzfall Null. Dargestellt sind Barwerte..... 124
- Abb. 5-7: Prozentuale Verteilung der Annuitäten nach Kostenarten im Referenzfall ($m_{TW} = 25 \text{ kg/s}$). Der Eigenbedarf wird als Strombezugskosten berücksichtigt. 125
- Abb. 5-8: Exergieertrag, Exergieaufwand und Netto-Exergieertrag für verschiedene Thermalwasserförderraten. Dargestellt ist das Fallbeispiel des Geothermiestandorts Bruchsal. 126
- Abb. 5-9: Massenspezifischer Exergieertrag, Exergieaufwand und Enthalpie des Thermalwassers am Kraftwerkszulauf für verschiedene Thermalwasserförderraten. Dargestellt ist das Fallbeispiel des Geothermiestandorts Bruchsal. 127

- Abb. 5-10: Spez. Exergieertrag, spez. Exergieaufwand und SGK für Thermalwasserförderraten von 20 bis 80 kg/s aufgetragen über der Enthalpie am Kraftwerkszulauf (ZP7). Dargestellt ist das Fallbeispiel des Geothermiestandorts Bruchsal. 127
- Abb. 5-11: Prozentuale Aufteilung der kapitalgebundenen Kosten im teilloptimierten Referenzfall ($m_{TW} = 45 \text{ kg/s}$). Die Kosten der Wärmeauskopplung sind im Referenzfall Null. Dargestellt sind Barwerte. 129
- Abb. 5-12: Prozentuale Verteilung der Annuitäten nach Kostenarten im teilloptimierten Referenzfall ($m_{TW} = 45 \text{ kg/s}$); Der Eigenbedarf wird als Strombezugskosten berücksichtigt. 129
- Abb. 5-13: Verhalten ausgewählter kapitalgebundener Kostenpositionen in Abhängigkeit der Förderrate. Dargestellt sind Barwerte in Mio.€ für das Fallbeispiel des Geothermiestandorts Bruchsal. 130
- Abb. 5-14: Verhalten der kapitalgebundenen, bedarfsgebundenen, betriebsgebundenen und sonstigen Kosten in Abhängigkeit der Förderrate im Referenzfall. Dargestellt sind Annuitäten in Mio.€/a für das Fallbeispiel des Geothermiestandorts Bruchsal. 130
- Abb. 6-1: Annuitäten und SGK aufgetragen über dem Rekuperatorgütegrad. Bei einem Gütegrad von 20 K wird im Rekuperator keine Wärme mehr übertragen und dieser entfällt. Dargestellt ist der teilloptimierte Referenzfall ($m_{TW} = 45 \text{ kg/s}$). 137
- Abb. 6-2: Einfluss der Bohrungsdurchmesser auf die SGK. Dargestellt sind die SGK sowie die Exergieverlust- und -vernichtungskosten vom ZP1 bis ZP4 aufgetragen über dem Durchmesser der Strömungssektionen im teilloptimierten Referenzfall ($m_{TW} = 45 \text{ kg/s}$). 140
- Abb. 6-3: Einfluss des Pumpenwirkungsgrads auf die SGK im teilloptimierten Referenzfall ($m_{TW} = 45 \text{ kg/s}$). Aufgetragen sind die SGK, Exergieverlust- und -vernichtungskosten über dem Förderpumpendurchmesser, aus dem sich nach Gl. (6.1) der Wirkungsgrad berechnet. Der Durchmesser der Strömungssektionen in beiden Bohrungen beträgt 8 Zoll. 143

- Abb. 6-4: Einfluss des isentropen Turbinenwirkungsgrads auf die SGK.
Dargestellt sind die SGK und Exergievernichtungskosten für den Prozessschritt Entspannung in der Turbine (ZP20 nach ZP21) für den teilloptimierten Referenzfall ($m_{TW} = 45 \text{ kg/s}$)..... 144
- Abb. 6-5: Einfluss der Wärmeübertragergrädigkeit auf die SGK im teilloptimierten Referenzfall ($m_{TW} = 45 \text{ kg/s}$). 145
- Abb. 6-6: Einfluss mehrerer Druckstufen im Kreisprozess auf die SGK.
Dargestellt ist der teilloptimierten Referenzfall ($m_{TW} = 45 \text{ kg/s}$) für verschiedene Arbeitsmittel. 146
- Abb. 6-7: Installierte elektrische Leistung und SGK aufgetragen über der Förderrate für exergoökonomisch optimierte Systeme. Die geologischen Randbedingungen entsprechen dem Referenzfall. (Strömungsgeschwindigkeiten: Produktionsbohrung ca. 2,3 m/s, Injektionsbohrung ca. 2,9 m/s, Obertagesystem ca. 1,1 m/s, Grädigkeiten: Verdampfer 3 K, Kondensator 6 K, kein Rekuperator, Anlagenwirkungsgrade: Fördereinrichtung 70 %, Turbosatz 85 %, Kondensatpumpe 90 %). 149
- Abb. 6-8: SGK in Abhängigkeit der Tiefe/Temperatur/Druck und der Durchlässigkeit für die in Tab. 6-4 angegebenen Temperatur- und Druckprofile und eine Molalität von 2 mol/kg. Dargestellt sind exergoökonomisch optimierte Fälle..... 151
- Abb. 6-9: Kombination aus Reservoirtemperatur und Schüttung zur Erreichung von SGK von ca. 10 €ct/kWh_{el}. 151
- Abb. 6-10: Exergieströme eines exergoökonomisch optimierten Falls für herausragende geologische Bedingungen (T-p-Profil nach Tab. 6-4, $K = 3 \cdot 10^{-13} \text{ m}^2$, Bohrtiefe 3.500 m u. GOK, Förderrate 100 kg/s); (erstellt mit e!Sankey 3.1). 154
- Abb. 6-11: Exergiekostenströme eines exergoökonomisch optimierten Falls für herausragende geologische Bedingungen (T-p-Profil nach Tab. 6-4, $K = 3 \cdot 10^{-13} \text{ m}^2$, Bohrtiefe 3.500 m u. GOK, Förderrate 100 kg/s); (erstellt mit e!Sankey 3.1). 156
- Abb. 6-12: Prozentuale Aufteilung der kapitalgebundenen Kosten im exergoökonomisch optimierten Fall, für herausragende geologische

- Bedingungen. Dargestellt sind Barwerte (T-p-Profil nach Tab. 6-4, $K = 3 \cdot 10^{-13} \text{ m}^2$, Bohrtiefe 3.500 m u. GOK, Förderrate 100 kg/s)..... 157
- Abb. 6-13: Prozentuale Verteilung der Annuitäten nach Kostenarten im exergoökonomisch optimierten Fall, für herausragende geologische Bedingungen. Der Eigenbedarf wird als Strombezugskosten berücksichtigt (T-p-Profil nach Tab. 6-4, $K = 3 \cdot 10^{-13} \text{ m}^2$, Bohrtiefe 3.500 m u. GOK, Förderrate 100 kg/s). 157
- Abb. 7-1: Darstellung geologischer Voraussetzungen zur Erreichung von Stromgestehungskosten um 10 €/kWh_{el}. Die angenommenen Temperatur- und Druckgradienten als Funktion der Teufe sind Tab. 6-4 zu entnehmen. Die Darstellung ist zugehörig zu Abb. 7-2..... 166
- Abb. 7-2: Darstellung von Temperatur-Schüttungskombinationen zur Erreichung von Stromgestehungskosten um 10 €/kWh_{el}. Die angenommenen Temperatur- und Druckgradienten als Funktion der Teufe sind Tab. 6-4 zu entnehmen. Die Darstellung ist zugehörig zu Abb. 7-1..... 167
- Abb. A-1: Brunnenkopf der Produktionsbohrung (GB2) des Geothermiekraftwerks Bruchsal. Zu erkennen sind die Thermalwasserleitungen (rote Rohrleitungen), das Stromkabel zur Stromversorgung der Förderpumpe (gelbes Kabel) sowie eine weitere Durchführung durch den Brunnenkopf für eine Druck- und Temperatursonde (lila Kabel). (EnBW, 2012)XV
- Abb. A-2: Außenansicht des Geothermiekraftwerks Bruchsal. Zu sehen sind das Maschinen- und Pumpenhaus sowie die Nasskühlturmzelle. (EnBW, 2012)..... XVI
- Abb. A-3: Innenansicht des Geothermiekraftwerks Bruchsal. Zu sehen ist der Turbosatz (vorne im Bild) und die Plattenwärmeübertrager auf der oberen Ebene (hinten im Bild). (EnBW, 2012) XVI
- Abb. A-4: Ansicht der Wärmeübertrager des Geothermiekraftwerks Bruchsal vor Montage der Isolierung. Zu sehen sind die beiden Verdampfer (links), der Vorwärmer (Mitte) und der Kondensator (rechts). (EnBW, 2012) ... XVII
- Abb. A-5: Ansicht einer erdverlegten Thermalwasserleitung mit Dehnungsbögen. (EnBW, 2012) XVII

- Abb. A-6: Einbau einer Förderpumpe im Geothermieprojekt Bruchsal. Zu sehen sind die Steigleitung (Vordergrund unten) und die Electrical Submersible Pump hängend am Kran (Hintergrund). Ebenfalls zu sehen ist der Druckausgleichsbehälter des Thermalwassersystems (links). (EnBW, 2012).....XVIII
- Abb. A-7: Schauglas im Thermalwassersystem des Geothermieprojekts Bruchsal. Zu sehen ist die Zweiphasenströmung aus flüssigem Thermalwasser und entlötetem Gas an der Produktionsbohrung. Die Betriebsbedingungen betragen ca. 120 °C und 22 barü. (EnBW, 2012) .XVIII
- Abb. A-8: Aufbau einer ESP (links), (Schlumberger). Installation einer ESP im Geothermieprojekt Bruchsal sowie eine Nahaufnahme des Einlaufbereichs (rechts), (EnBW, 2012).XIX
- Abb. A-9: Pumpenkörper (links) und Motor (rechts) einer LSP im Geothermieprojekt Soultz-sous-Forêts. (EEIG Heat-Mining, 2012)XIX
- Abb. A-10: Aufbau einer Line Shaft Pump. (Frost, 2010) XX
- Abb. A-11: Schichtenfolge und Verrohrungsschema der Injektionsbohrung GB1 des Geothermieprojekts Bruchsal. (Fritz Planung GmbH, 1988)XXI
- Abb. A-12: Schichtenfolge und Verrohrungsschema der Produktionsbohrung GB2 des Geothermieprojekts Bruchsal. (Fritz Planung GmbH, 1988) XXII
- Abb. B-1: Produktionsbohrung aus Sicht der Wärmeübertragung, als Sonderfall des mehrschichtigen Hohlzylinders. XXVIII
- Abb. B-2: Wärmeverluste in der Produktionsbohrung GB2 des Geothermieprojekts Bruchsal je Bohrungsabschnitt bei Proportionalität der Wärmeströme zum Temperaturgradienten zwischen Thermalwasser und ungestörter Gebirgstemperatur.XXXII
- Abb. C-1: Vergleich der Druck-, Temperatur- und Enthalpieänderung für reines Wasser und NaCl-Lösungen am Beispiel eines 100 m langen und mit 50 kg/s durchströmten horizontalen Rohres mit DN150. Reines Wasser dient als Referenz (Eintrittstemperatur 150 °C, Eintrittsdruck 2 MPa).XXXVI
- Abb. C-2: Dichte von reinem Wasser und NaCl-Lösungen mit 2, 4, und 6 mol/kg für den Temperatur- und Druckbereich 20 - 200 °C, 2 - 60 MPa.

(Basierend auf Werten aus (Pitzer, Peiper, & Busey, 1984) und (Wagner & Pruss, 2002))	XXXVIII
Abb. C-3: Viskosität von reinem Wasser und NaCl-Lösungen mit 2, 4, und 6 mol/kg für den Temperatur- und Druckbereich 20 - 200 °C, 2 - 60 MPa. (Basierend auf Werten aus (Shide & Zhenhao, 2008) und (Wagner & Pruss, 2002))	XL
Abb. C-4: Wärmeleitfähigkeit von reinem Wasser und NaCl-Lösungen mit 2, 4, und 6 mol/kg für den Temperatur- und Druckbereich 20 - 200 °C, 2 - 60 MPa. (Basierend auf Werten aus (Ozbek & Phillips, 1980) und (Wagner & Pruss, 2002))	XLII
Abb. C-5: Enthalpie von reinem Wasser und NaCl-Lösungen mit 2, 4, und 6 mol/kg für den Temperatur- und Druckbereich 20 - 200 °C, 2 - 60 MPa. (Basierend auf Werten aus (Pitzer, Peiper, & Busey, 1984) und (Wagner & Pruss, 2002))	XLIV
Abb. C-6: Entropie von reinem Wasser und NaCl-Lösungen mit 2, 4, und 6 mol/kg für den Temperatur- und Druckbereich 20 - 200 °C, 2 - 60 MPa. (Basierend auf Werten aus (Pitzer, Peiper, & Busey, 1984) und (Wagner & Pruss, 2002))	XLIV
Abb. C-7: Wärmekapazität von reinem Wasser und NaCl-Lösungen mit 2, 4, und 6 mol/kg für den Temperatur- und Druckbereich 20 - 200 °C, 2 - 60 MPa. (Basierend auf Werten aus (Pitzer, Peiper, & Busey, 1984) und (Wagner & Pruss, 2002))	XLV
Abb. E-1: Einstufiger ORC ohne interne Wärmerückgewinnung und Wärmeauskopplung.....	LXI
Abb. E-2: Einstufiger ORC mit interne Wärmerückgewinnung und Wärmeauskopplung.....	LXII
Abb. E-3: Zweistufiger ORC ohne interne Wärmerückgewinnung ohne Wärmeauskopplung.....	LXIII
Abb. E-4: Gebräuchliche Verrohrungsdurchmesserkombinationen in Zoll. Nachgezeichnet nach Sperber, Uhlig, & Matthiasson (2008).	LXX
Abb. E-5: Layout der 3D-Seismikkampagne des Geothermieprojekts Unterhaching von 2009.	LXXIII

Tabellenverzeichnis

Tab. 2-1: Geothermieprojekte zur Strom- und gekoppelten Strom- und Wärmeerzeugung in Deutschland bzw. nahe der deutschen Grenze. Daten aus (Mergner, Schlagermann, & Kölbel, 2013), (Baumgärtner, et al., 2013), (GtV, 2013b).	22
Tab. 3-1: Exergien, Exergiekosten und spezifische Exergiekosten im Referenzfall (Standort Bruchsal, $m_{TW} = 25 \text{ kg/s}$)	45
Tab. 3-2: Preiskategorien für verschiedene Materialgruppen. In Anlehnung an Turton et al. (2009).....	52
Tab. 3-3: Aufschläge für Leistungs- und Druckwerte auf die Betriebswerte verschiedener Komponenten zur Bestimmung der Auslegungswerte.	54
Tab. 4-1: Vergleich modellrelevanter Thermalwassereigenschaften mit denen von Wasser in der flüssigen Phase. Ausgewiesen ist die maximale Abweichung von reinem Wasser im Bereich 20 bis 250 °C, Satttdampfdruck bis 60 MPa für Salzgehalte von 0 bis 6 mol/kg.	64
Tab. 4-2: Verwendete durchschnittliche Widerstandsbeiwerte zur Berechnung der Druckverluste.....	72
Tab. 4-3: Übersicht verwendeter Wärmeleitfähigkeiten. ¹ (Winter & Gryglaszewski, 1987), ² (Hellström & Sanner, 2000), ³ (Schulz R. , 1987), ⁴ (Gnielinski et al., 2006), ⁵ (Lemmon, Huber, & McLinden, 2010)	75
Tab. 4-4: Typische und verwendete Wirkungsgrade verschiedener Komponenten im Referenzfall. (Marcuccilli & Zouaghi, 2007), (Drescher, 2008), (Chacartegui et al., 2009), (Hettiarachchi et al., 2007), (Schuster et al., 2009), (Wieland, Meinel, & Spliethoff, 2012), (DiPippo, 2007).....	79
Tab. 4-5: Typische und verwendete Grädigkeiten der Wärmeübertrager im Referenzfall. (Bombarda et al, 2010), (Lazzaretto et al., 2011), (Huenges et al., 2010), (Lakew & Bolland, 2010), (Drescher, 2008)	79
Tab. 4-6: Kritische Drücke und Temperaturen für die in der Systemanalyse verwendeten Arbeitsmittel. Erstellt mit Stoffdaten aus Lemmon, Huber, & McLinden (2010).....	85

Tab. 4-7: Struktur der kapitalgebundenen Kosten, Bezugsgrößen und Anlagenkosten der Einzelpositionen.....	87
Tab. 4-8: Erwartete Kostendegression der Bohrkosten mit ansteigender Bohrungsanzahl. (Kölbel & Eggeling, 2011).....	94
Tab. 4-9: Erwartete Anlagenkosten und Kostendegressionen für hydraulische Tests und Stimulation.	95
Tab. 4-10: Erwartete Kostendegression der geochemischen Untersuchungen je Bohrung mit ansteigender Bohrungsanzahl.....	95
Tab. 4-11: Konstanten und Degressionsexponenten zur Bestimmung der Komponentenkosten der Pumpen. ¹ (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996).....	98
Tab. 4-12: Koeffizienten zur Bestimmung der Zuschlagsfaktoren der Verpresspumpe nach Turton et al. (2009).....	99
Tab. 4-13: Koeffizienten zur Bestimmung der Zuschlagsfaktoren des Thermalwassersystems nach Turton et al. (2009).....	100
Tab. 4-14: Konstanten und Degressionsexponenten zur Bestimmung der Komponentenkosten der Stromerzeugungsanlage. ¹ (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996), ² (Bory, Mergner, & Schlagermann, 2011), ³ (Eggeling, Kölbel, & Schlagermann, 2012).....	102
Tab. 4-15: Koeffizienten zur Bestimmung der Zuschlagsfaktoren der Stromerzeugungsanlage nach Turton et al. (2009).	102
Tab. 4-16: Materialspezifische Koeffizienten F_M zur Bestimmung der Anlagenkosten der verschiedenen Wärmeübertrager nach Turton et al. (2009). Wärmestromdichte zur Bestimmung der effektiven Wärmeübertragerfläche abgeleitet aus Gnielinski et al. (2006).	103
Tab. 4-17: Eigenverbraucher von Geothermiekraftwerken.....	105
Tab. 4-18: Übersicht bedarfsgebundener Kosten.....	106
Tab. 4-19: Übersicht betriebsgebundener Kosten.	107
Tab. 4-20: Übersicht sonstiger Kosten und Erlöse.	107

Tab. 5-1: Grenzwerte der Reservoireigenschaften für den Standort Bruchsal nach Fischer (2010) und gewählte Eingangsgrößen für den Referenzfall.	112
Tab. 5-2: Verrohrungsschema der Förderbohrung GB2 des Geothermieprojekts Bruchsal.....	112
Tab. 5-3: Verrohrungsschema der Injektionsbohrung GB1 des Geothermieprojekts Bruchsal.....	112
Tab. 5-4: Gegenüberstellung berechneter Temperaturen und Drücke an den Zustandspunkten, verglichen mit gemittelten Messwerten aus dem Geothermiekraftwerk Bruchsal vom 02.09.2012. Dargestellt ist ein Betriebspunkt mit Auskühlung des Thermalwassers und einem Massenstrom von durchschnittlich 26,4 kg/s. Die Reservoirbedingungen wurden Messungen von Schulz (1987) entnommen.....	114
Tab. 5-5: Gegenüberstellung berechneter Temperaturen und Drücke an den Zustandspunkten, verglichen mit gemittelten Messwerten aus dem Geothermiekraftwerk Bruchsal vom 27.08.2012. Dargestellt ist ein Betriebspunkt ohne Auskühlung des Thermalwassers und einem Massenstrom von durchschnittlich 25,3 kg/s. Die Reservoirbedingungen wurden Messungen von Schulz (1987) entnommen.....	115
Tab. 5-6: Exergetische Kennzahlen für den Referenzfall ($m_{TW} = 25$ kg/s).....	119
Tab. 5-7: Summe der Exergievernichtungs- und -verlustkosten für den Referenzfall ($m_{TW} = 25$ kg/s).	120
Tab. 6-1: Bandbreite typischer Wirkungsgrade der Einzelkomponenten von Tauchkreiselpumpensystemen in der Geothermie und verwendete Wirkungsgrade im Referenzfall. Daten aus (Beck, 2012) und (Castricum, 2012).	139
Tab. 6-2: Exergien, Exergiekosten und spezifische Exergiekosten im Referenzfall mit einer Thermalwasserförderrate von 45 kg/s und angepassten Bohrungsdurchmessern von 8 Zoll.....	141

Tab. 6-3: Übersicht der Auswirkungen einzelner Optimierungsmaßnahmen auf die SGK, bezogen auf den teilloptimierten Referenzfall am Standort Bruchsal mit einer Förderrate von $m_{TW} = 45 \text{ kg/s}$	148
Tab. 6-4: Repräsentative Temperatur- und Druckgradienten für den Oberrheingraben, abgeleitet aus Messwerten der Projekte in Bruchsal und Soultz-sous-Forêts.	150
Tab. 6-5: Übersicht exergetischer und exergoökonomischer Kennzahlen und Indikatoren für einzelne Prozessschritte eines exergoökonomisch optimierten Falls für herausragende geologische Bedingungen (T-p-Profil nach Tab. 6-4, $K = 3 \cdot 10^{-13} \text{ m}^2$, Bohrtiefe 3.500 m u. GOK, Förderrate 100 kg/s).....	153
Tab. 6-6: Exergien, Exergiekosten und spezifische Exergiekosten eines exergoökonomisch optimierten Falls für herausragende geologische Bedingungen (T-p-Profil nach Tab. 6-4, $K = 3 \cdot 10^{-13} \text{ m}^2$, Bohrtiefe 3.500 m u. GOK, Förderrate 100 kg/s).	155
Tab. 7-1: Übersicht anzustrebender Werte verschiedener exergetischer und exergoökonomischer Kennzahlen und Indikatoren für einzelne Prozessschritte in einem Geothermiekraftwerk.....	165
Tab. 7-2: Typische spezifische Exergieverlust- und -vernichtungskosten verschiedener Prozessschritte in einem Geothermiekraftwerk.	165
Tab. B-1: Verwendete durchschnittliche Widerstandsbeiwerte zur Berechnung der Druckverluste zwischen den Zustandspunkten.	XXIII
Tab. B-2: Übersicht verwendeter Wärmeleitfähigkeiten. ¹ (Winter & Gryglaszewski, 1987), ² (Hellström & Sanner, 2000), ³ (Schulz R. , 1987), ⁴ (Gnielinski et al., 2006), ⁵ (Lemmon, Huber, & McLinden, 2010)	XXIX
Tab. C-1: Vergleich modellrelevanter Thermalwassereigenschaften mit denen von Wasser in der flüssigen Phase. Ausgewiesen ist die maximale Abweichung von reinem Wasser im Bereich 20 bis 250 °C, Satttdampfdruck bis 60 MPa für Salzgehalte von 0 bis 6 mol/kg.	XXXV
Tab. D-1: Definition der Exergietерme nach Gl. (3.13) für die in der Exergieanalyse betrachteten (Teil-)Systeme, Teil I.	XLVIII

Tab. D-2: Definition der Exergietерme nach Gl. (3.13) für die in der Exergieanalyse betrachteten (Teil-)Systeme, Teil II.....	XLIX
Tab. D-3: Definition der Exergietерme nach Gl. (3.13) für die in der Exergieanalyse betrachteten (Teil-)Systeme, Teil III.	L
Tab. D-4: Definition der Exergietерme nach Gl. (3.13) für die in der Exergieanalyse betrachteten (Teil-)Systeme, Teil IV.	LI
Tab. D-5: Definition der Exergietерme nach Gl. (3.13) für die in der Exergieanalyse betrachteten (Teil-)Systeme, Teil V.....	LII
Tab. D-6: Definition der Exergietерme nach Gl. (3.13) für die in der Exergieanalyse betrachteten (Teil-)Systeme, Teil VI.	LIII
Tab. D-7: Definition der Exergietерme nach Gl. (3.13) für das Thermalwassersystem.	LIV
Tab. D-8: Definition der Exergietерme nach Gl. (3.13) für die Stromerzeugungsanlage.....	LV
Tab. D-9: Definition der Exergietерme nach Gl. (3.13) für das Geothermiekraftwerk.....	LVI
Tab. D-10: Definition der Exergieverlust- und -Exergievernichtungskosten nach Gl. (3.23) je Teilsystem, Teil I.	LVII
Tab. D-11: Definition der Exergieverlust- und Exergievernichtungskosten nach Gl. (3.23) je Teilsystem, Teil II.....	LVIII
Tab. D-12: Definition der Exergieverlust- und Exergievernichtungskosten nach Gl. (3.23) je Teilsystem, Teil III.	LIX
Tab. E-1: Übersicht technischer Daten im Referenzfall ($m_{TW} = 25 \text{ kg/s}$).....	LXIV
Tab. E-2: Übersicht ökonomischer Daten im Referenzfall ($m_{TW} = 25 \text{ kg/s}$).	LXV
Tab. E-3: Übersicht technischer Daten im teilloptimierten Referenzfall ($m_{TW} = 45 \text{ kg/s}$).....	LXVI
Tab. E-4: Übersicht ökonomischer Daten im teilloptimierten Referenzfall ($m_{TW} = 45 \text{ kg/s}$).	LXVII

- Tab. E-5: Übersicht technischer Daten im exergoökonomisch optimierten Fall, für herausragende geologische Bedingungen (T-p-Profil nach Tab. 6-4, $K = 3 \cdot 10^{-13} \text{ m}^2$, Bohrtiefe 3.500 m u. GOK, Förderrate 100 kg/s). LXVIII
- Tab. E-6: Übersicht ökonomischer Daten im exergoökonomisch optimierten Fall, für herausragende geologische Bedingungen (T-p-Profil nach Tab. 6-4, $K = 3 \cdot 10^{-13} \text{ m}^2$, Bohrtiefe 3.500 m u. GOK, Förderrate 100 kg/s). LXIX
- Tab. E-7: Verwendete Temperaturgradienten je Tiefenabschnitt zur Bestimmung der Temperaturverläufe im Untergrund an den Standorten Bruchsal und Soultz-sous-Forêts.LXX
- Tab. E-8: Literaturwerte verschiedener Kostenpositionen zur Erschließung des Reservoirs. LXXI
- Tab. E-9: Wärmeleitfähigkeiten bei 120 °C für Kernproben aus dem Rotliegenden. Die Kernproben stammen aus der Geothermiebohrung GB1 des Geothermieprojekts Bruchsal. (Schulz R. , 1987) LXXI
- Tab. E-10: Wärmeleitfähigkeiten bei 120 °C für Kernproben aus dem Schilfsandstein. Die Kernproben stammen aus der Geothermiebohrung GB2 des Geothermieprojekts Bruchsal. (Schulz R. , 1987)..... LXXI
- Tab. E-11: Wärmeleitfähigkeit von verschiedenen Dämmstoffen. (Gnielinski et al., 2006)..... LXXII
- Tab. E-12: Überschlägige Wärmedurchgangskoeffizienten für Rohrbündelwärmeübertrager bei unterschiedlichen Übertragungsbedingungen. (Gnielinski et al., 2006)..... LXXII
- Tab. E-13: Vorzuhaltende zusätzliche Heizfläche bei verschiedenen Wärmeübertragern für $R_f = 0,36 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)/kW}$, z.B. aufgrund von Foulingwiderständen. (Gnielinski et al., 2006)..... LXXII
- Tab. E-14: Thermalwasserzusammensetzungen von Tiefenwässern aus Bohrungen im Oberrheingraben mit einer Tiefe größer 1.000 m. Zusammenstellung aus Orywall (2011), Stober & Jodocy (2011). LXXIV

Symbol- und Abkürzungsverzeichnis

Symbol	Definition	Einheit
A	Fläche	m^2
$BImSchV$	Bundes-Immissionsschutzverordnungen	–
c	Geschwindigkeit	m/s
c_p	Isobare Wärmekapazität	$kJ/kg \cdot K$
c_v	Isochore Wärmekapazität	$kJ/kg \cdot K$
C	Exergiekosten	€
d	Durchmesser	m
e	Massenspezifische Exergie	kJ/kg
e^{CH}	Massenspezifische chemische Exergie	kJ/kg
e^{KN}	Massenspezifische kinetische Exergie	kJ/kg
eE^{PT}	Massenspezifische potenzielle Exergie	kJ/kg
e^{TM}	Massenspezifische thermomechanische Exergie	kJ/kg
E	Exergie	kJ
E^{CH}	Chemische Exergie	kJ
E^{KN}	Kinetische Exergie	kJ
E^{PT}	Potenzielle Exergie	kJ
E^{TM}	Thermomechanische Exergie	kJ
E_E^{TOT}	Dem Gesamtsystem zugeführte Exergie	kJ
ED	Exergievernichtung	kW
EEG	Erneuerbare Energien Gesetz	–
EGS	Enhanced/Engineered Geothermal System	–
EL	Exergieverlust	kW
ESP	Electrical Submersible Pump	–
g	Erdbeschleunigung ($g = 9,80665$)	m/s^2
g	Massenspezifische Gibbsche freie Energie	kJ/kg
G	Gibbsche freie Energie	kJ
$G_{\Delta T}$	Geothermischer Gradient	K/m
GOK	Geländeoberkante	m
GKW	Geothermiekraftwerk	–
h	Massenspezifische Enthalpie	kJ/kg
h_M	Grundwassermächtigkeit	m
h_{srt}	Wasserstandsänderung durch die Entnahme	m
H	Enthalpie	kJ

Symbol	Definition	Einheit
<i>HW</i>	Heizwerk	–
<i>IBN</i>	Inbetriebnahme	–
<i>k_{techn.}</i>	Wandrauigkeit	<i>m</i>
<i>k</i>	Wärmedurchgangszahl	$W/m^2 \cdot K$
<i>k_f</i>	Durchlässigkeitsbeiwert	<i>m/s</i>
<i>K</i>	Permeabilitätskoeffizient	m^2
<i>K</i>	Kosten	€
<i>KWK</i>	Kraft-Wärme-Kopplung	–
<i>KWKG</i>	Kraft-Wärme-Kopplungsgesetz	–
<i>l</i>	Länge	<i>m</i>
<i>LSP</i>	Line Shaft Pump	–
<i>\dot{m}</i>	Massenstrom	<i>kg</i>
<i>MD</i>	Länge der Bohrung (measured depth)	–
<i>MSR</i>	Mess-, Steuer- und Regelungstechnik	–
<i>Nu</i>	Nußelt-Zahl	–
<i>ORC</i>	Organic Rankine Cycle	–
<i>ORG</i>	Oberrheingraben	–
<i>p</i>	Druck	<i>MPa</i>
<i>Δp_V</i>	Druckverlust	<i>MPa</i>
<i>P</i>	Leistung	<i>kW</i>
<i>Pr</i>	Prandtl-Zahl	–
<i>PV</i>	Photovoltaik	–
<i>\dot{q}_W</i>	Wärmestromdichte	W/m^2
<i>\dot{Q}</i>	Wärmestrom	<i>kJ</i>
<i>r</i>	Radius	<i>m</i>
<i>R</i>	Wärmewiderstand	K/W
<i>Re</i>	Reynoldszahl	–
<i>Re_{krit}</i>	Kritischen Reynoldszahl ($Re_{krit} = 2320$)	–
<i>s</i>	Massenspezifische Entropie	<i>kJ/kg</i>
<i>S</i>	Entropie	<i>kJ</i>
<i>S</i>	Speicherkoeffizient	–
<i>SEA</i>	Stromerzeugungsanlage	–
<i>SGK</i>	Stromgestehungskosten	–
<i>t</i>	Zeit	<i>s</i>
<i>T</i>	Temperatur	°C

Symbol	Definition	Einheit
T_{GW}	Transmissivität	m^2/s
TVD	Vertikale Tiefe einer Bohrung (total vertical depth)	–
TW	Thermalwasser	–
U	Innere Energie	kJ
U	Umfang	m
V	Volumen	m^3
\dot{V}	Volumenstrom/Entnahmerate	m^3/s
VDI	VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V.	–
$VDEW$	BDEW Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft e.V.	–
\dot{W}	Mechanische Leistung	W
$W(u)$	Theis-Brunnenfunktion	–
$W\ddot{U}$	Wärmeübertrager	–
Y	Energie	kJ
y_L	Exergieverlustverhältnis	–
y_D	Exergievernichtungsverhältnis	–
z	Höhe	m
ZP	Zustandspunkt	–

Griechische Buchstaben

Symbol	Definition	Einheit
α	Wärmeübergangskoeffizient	$W/(m^2 \cdot K)$
γ	Euler-Mascheroni-Konstante ($\gamma = 0,577216$)	–
δ	Grenzschichtdicke	m
ε	Exergetischer Wirkungsgrad	–
η	Dynamische Viskosität	$Pa \cdot s$
η_c	Carnotwirkungsgrad	–
η_i	Innerer Wirkungsgrad	–
η_{th}	Thermischer Wirkungsgrad des Kreisprozesses	–
ϑ	Kinematische Viskosität	m^2/s
λ	Rohrreibungszahl	–
λ	Wärmeleitfähigkeit	$W/(m \cdot K)$
ξ	Widerstandsbeiwert	–
τ	Schubspannung	Pa
ρ	Dichte	kg/m^3

*Wichtige Indizes***Symbol Definition**

<i>0</i>	Referenzzustand
<i>a</i>	Außen
<i>Air</i>	Feuchte Luft
<i>CV</i>	Volumenelement (control volume)
<i>D</i>	Vernichtung (destruction)
<i>e</i>	Austretende Ströme (exit)
<i>gen</i>	Produktion (generation)
<i>i</i>	Innen/Eintretende Ströme (inlet)
<i>is</i>	Isentrop
<i>L</i>	Verlust (loss)
<i>LuKo</i>	Luftgekühlter Kondensator
<i>Q</i>	Wärme
<i>T</i>	Turbine
<i>TW</i>	Thermalwasser
<i>V</i>	Verdichter/Pumpe
<i>W</i>	Arbeit
<i>WF</i>	Arbeitsmittel (working fluid)

1 Einleitung

Weltweit leistet die Geothermie mit ca. 10,7 GW_{el} installierter Leistung und 67 TWh_{el} erzeugter Arbeit einen wichtigen Beitrag zur klimaschonenden Stromerzeugung (Abb. 1-1). Auch das technische Gesamtpotenzial zur geothermischen Stromerzeugung ist mit geschätzten 300 TWh/Jahr für Deutschland enorm (Paschen, Oertel, & Grünwald, 2003) und könnte über 50 % des deutschen Strombedarfs von jährlich 535 TWh decken (BDEW, 2010). Der heutige Erfolg der geothermischen Stromerzeugung beruht auf Projekten in Hochenthalpiegebieten, d.h. geologisch bevorzugten Regionen mit Direktampfnutzung. Vorkommen niederenthalper tiefer Geothermie spielen derzeit keine signifikante Rolle bei der Stromerzeugung. Grund ist die bisher unzureichende Wirtschaftlichkeit tiefer niederenthalper Geothermieprojekte (Weimann, 2011). Abgesehen von wenigen Ausnahmen wie speziellen Regionen in Italien und Island, sind jedoch alle geothermischen Ressourcen in Zentraleuropa niederenthalper Natur. Es besteht daher Handlungsbedarf, soll die tiefe Geothermie einen Beitrag zum Gelingen der Energiewende in Deutschland leisten.

Die Energiewende ist für die Energiewirtschaft, aber auch für die Gesellschaft in Deutschland eine große Herausforderung. Bis 2020 möchte die Bundesregierung die Treibhausgasemissionen in Deutschland um 40 %, bezogen auf das Jahr 1990, senken (BMU, 2009).

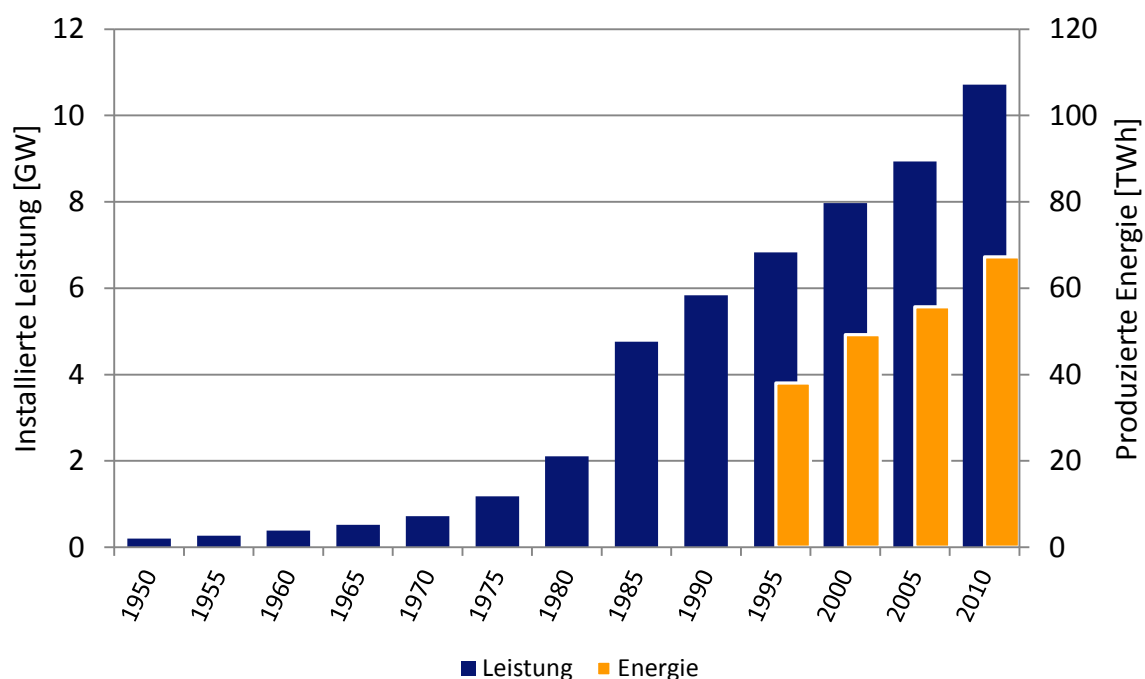


Abb. 1-1: Entwicklung der weltweit installierten geothermischen Kraftwerksleistung. (Bertani, 2010)

Ein Instrument zur Förderung und Steuerung des Ausbaus klimaschonender Stromerzeugungskapazitäten ist das Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG). Teil der Ausbaustrategie ist die Stromerzeugung aus tiefer Geothermie. Diese wird aktuell mit einer Einspeisevergütung von 25 bzw. 30 €/kWh_{el} gefördert (EEG, 2012), wodurch ein wirtschaftlicher Betrieb von Geothermiekraftwerken (GKW) heute in Deutschland möglich ist (Weimann, 2011). Bedingt durch die Anreize des EEG hat sich in Deutschland eine junge Tiefengeothermiebranche entwickelt. Auch in angrenzenden Ländern sind ähnliche Bestrebungen, wenn auch verhaltener, zu erkennen (Bertani, 2010). Die Branche kann von der etablierten Nutzung in Hochenthalpiegebieten profitieren, muss sich jedoch gleichzeitig an die vorherrschenden Gegebenheiten mit niedrigen Temperaturen und größeren Bohrtiefen anpassen. Hieraus ergeben sich höhere Stromgestehungskosten für Deutschland von derzeit 17,6 bis 27,9 €/kWh_{el}, welche weit über aktuellen Marktpreisen liegen (Weimann, 2011). Um konkurrenzfähig zu anderen erneuerbaren Energien zu werden, müssen die Stromgestehungskosten aus Geothermie etwa halbiert werden (Abb. 1-2). Projektentwickler, Investoren und Förderer der Geothermie stellen daher gemeinsam die Frage, ob dies möglich ist und wie. Dass Stromgestehungskosten um 10 €/kWh_{el} erreicht werden können, zeigen die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit. Häufig diskutierte Maßnahmen wie z.B. mehrstufige Kreisprozesse oder Kraft-Wärme-Kopplung sind jedoch als Einzelmaßnahme nur bedingt zur Kostensenkung geeignet. Einen weitaus größeren Hebel hat die richtige Auslegung aus einem Systemverständnis heraus. Dieses zu erarbeiten und strukturiert, gesamtheitlich zur Verfügung zu stellen ist Aufgabenstellung der vorliegenden Arbeit. Ziel ist es, Kostensenkungspotenziale zu identifizieren und zu quantifizieren. Die gewonnenen Erkenntnisse können in die Konzeptionierung und Planung zukünftiger Projekte einfließen und ermöglichen zielgerichtete Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten.

Eine geeignete Methodik zur Systemanalyse ist die exergoökonomische Analyse. Diese erlaubt die ökonomische Bewertung von Irreversibilitäten, wodurch kostenrelevante Prozessschritte identifiziert, technische als auch ökonomische Optimierungspotenziale quantifiziert und Maßnahmen zu deren Hebung bewertet werden können. Auch Interaktionen einzelner Prozessschritte werden sichtbar, so dass ein ausgeprägtes Systemverständnis entwickelt werden kann.

Ein Softwaretool für exergoökonomische Analysen von Geothermiekraftwerken existiert nicht. Vermutlich ist dies auf die interdisziplinäre Themenstellung zurückzuführen. Anforderungen zur Modellierung hydraulischer Prozesse in Grundwasserleitern unterscheiden sich von denen zur Simulation von Kreisprozessen und diese

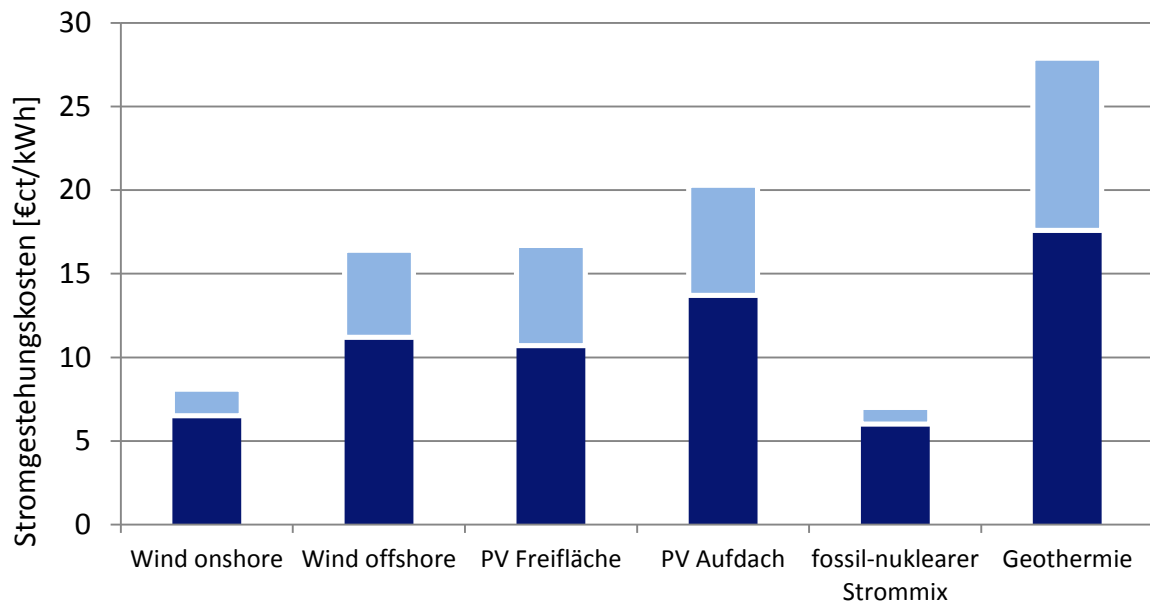


Abb. 1-2: Bandbreite der Stromgestehungskosten verschiedener Erzeugungstechnologien in Deutschland. (Kost, Schlegl, Thomsen, Nold, & Mayer, 2012), (Weimann, 2011)

wiederum von Softwarelösungen für ökonomische Bewertungen. Zudem können die benötigten physikalischen und thermodynamischen Stoffeigenschaften von Tiefenwässern nur bedingt mit gängigen Programmen zur Kreisprozesssimulation abgebildet werden.

Aufgabe ist daher die Entwicklung eines Simulationsmodells zur exergoökonomischen Systemanalyse von Geothermiekraftwerken. Dieses soll die zuvor genannten Anforderungen erfüllen. Neu ist zudem die umfassende ökonomische Beschreibung, anhand von Kostenfunktionen, die in dieser Arbeit entwickelt werden. Neben Literaturangaben fließen Erfahrungen aus laufenden Geothermieprojekten und zahlreiche Einschätzungen von Experten in die Entwicklung des Simulationsmodells mit ein. Um den vielfältigen Anforderungen gerecht zu werden und Schnittstellen gering zu halten, wird das neue Modell in MATLAB® R2009b programmiert und lediglich auf eine Schnittstelle zur Nutzung von Stoffdaten aus der Software REFPROP V9.0¹ zurückgegriffen. Erstmals steht somit ein computergestütztes Modell zur Verfügung, das eine exergoökonomische Systemanalyse von Geothermiekraftwerken für die in Deutschland vorherrschenden Bedingungen erlaubt.

¹ Software zur Berechnung physikalischer und thermodynamischer Eigenschaften von Stoffen. Herausgeber ist das National Institute of Standards and Technology, USA (Lemmon, Huber, & McLinden, 2010)

1.1 Struktur der Arbeit

Die vorliegende Arbeit gliedert sich in fünf Teile:

1. Stand der Technik (Kapitel 2)
2. Methodik (Kapitel 3)
3. Simulationsmodell (Kapitel 4)
4. Systemanalyse (Kapitel 5)
5. Optimierungsmaßnahmen (Kapitel 6)

Kapitel 2 gibt einen Überblick über den Stand der Technik der geothermischen Strombereitstellung weltweit und in Deutschland. Der generelle Aufbau und die Funktionsweise von Geothermiekraftwerken wird beschrieben, relevante und kritische Prozesse werden hervorgehoben. Das Kapitel schließt mit einer zusammenfassenden Einschätzung der aktuellen wirtschaftlichen Situation existierender tiefer Geothermieprojekte in Deutschland. Detaillierter diskutiert werden die geothermischen Ressourcen im Oberrheingraben. Der Oberrheingraben ist in Deutschland eine der Regionen mit den größten hydrothermalen geothermischen Potenzialen und dient als Fallstudie der vorliegenden Arbeit (Paschen, Oertel, & Grünwald, 2003). An den Geothermieprojekten Bruchsal und Soultz-sous-Forêts im Oberrheingraben, welche vom Autor während der Promotion begleitet wurden, ist auch die EnBW Energie Baden-Württemberg AG beteiligt. Die Beschreibungen basieren daher sowohl auf veröffentlichten Daten als auch auf eigenen Erfahrungen aus dem Bau und Betrieb der genannten Geothermiekraftwerke.

Kapitel 3 beschreibt die Methodik. Angewandt wird die exergoökonomische Bewertung, mit der sowohl einzelne Prozessschritte als auch das Gesamtsystem thermodynamisch und ökonomisch bewertet werden. Die Kostenermittlung wird mit der Kostenfaktor-Methode und der Annuitätenmethode in Anlehnung an die VDI Richtlinie 2067/1 durchgeführt.

Kapitel 1 beinhaltet eine Beschreibung des Simulationsmodells und der verwendeten Annahmen. Nach einer kurzen Erläuterung des Aufbaus und der Struktur des Simulationsmodells, werden die thermodynamischen und ökonomischen Berechnungen erläutert. Schwerpunkt der Diskussion sind die Ansätze zur ökonomischen Beschreibung, da diese überwiegend neu entwickelt oder von anderen Anwendungen übertragen werden. In diesem Kapitel werden außerdem die physikalischen und thermodynamischen Eigenschaften von Tiefenwässern des Typs NaCl diskutiert.

Kapitel 5 enthält die Systemanalyse. Das Simulationsmodell wird auf den Geothermiestandort Bruchsal angewendet und die Ergebnisse mit Betriebsdaten der bestehenden Anlage verglichen. Ausgehend von der aktuellen Auslegung des Geothermiekraftwerks Bruchsal (Referenzfall) werden zunächst die generellen Zusammenhänge analysiert. Diskutiert werden sowohl das technische als auch das ökonomische Verhalten. Anschließend wird das Systemverhalten bei variierendem Thermalwassermassenstrom untersucht. Dieser Schritt dient der vertieften Analyse, um Aussagen zur optimalen Ausgestaltung eines auf die Wärmequelle angepassten Systems zu erhalten. Aus den gewonnenen Erkenntnissen werden Kriterien zur exergoökonomisch optimierten Auslegung abgeleitet und in allgemeiner Form dargestellt.

Kapitel 6 beschreibt Maßnahmen zur exergoökonomischen Optimierung und bewertet diese. Gegenstand der Betrachtungen sind u.a. Änderungen des Wirkungsgrads von Pumpen und Turbinen, der Grädigkeit von Wärmeübertragern und unterschiedliche Arbeitsmittel des Kreisprozesses. Bewertet werden sowohl die Einzelmaßnahme als auch deren kumulierter Effekt am Fallbeispiel des Geothermiestandorts Bruchsal. Abschließend werden die Erkenntnisse verallgemeinert und technische sowie ökonomische Voraussetzungen zur Erreichung von Stromgestehungskosten um $10 \text{ €ct/kWh}_{\text{el}}$ herausgearbeitet.

Eine Zusammenfassung wesentlicher Ergebnisse befindet sich in Kapitel 7.

2 Aufbau und Funktionsweise von Geothermiekraftwerken

Die Strom- und Wärmegewinnung aus Geothermie hat eine lange Tradition. Das erste Geothermiekraftwerk wurde bereits 1904 im italienischen Larderello in Betrieb genommen. Mit einer Dampfmaschine wurde Strom aus einer Dampfzisterne gewonnen (Sanner, 1992). Auch heute befindet sich die überwiegende geothermische Stromerzeugungskapazität in Hochenthalpiegebieten mit Dampfzisternen (Bertani, 2010). Zur Entspannung werden jedoch Dampfturbinen genutzt. Huenges et al. (2010) ziehen die Grenze zwischen Hoch- und Niederenthalpie bei einer Temperatur von 150 °C. Nach dieser Definition sind die Geothermieprojekte in Soultz-sous-Forêts in Frankreich oder Insheim in Deutschland Hochenthalpieprojekte. Technologisch ähneln sie jedoch eher niederenthalpen Projekten. Im Weiteren soll daher die Definition gelten, dass Hochenthalpieresourcen durch eine Direktdampfnutzung gekennzeichnet sind. Liegt kein Dampf bzw. ausreichendes Temperaturniveau vor um Flash-Prozesse anzuwenden, so entspricht dies einer Niederenthalpieresource. Eine Übersicht über verschiedene Kraftwerkstypen zur Nutzung geothermischer Ressourcen ist in Abb. 2-1 gegeben.

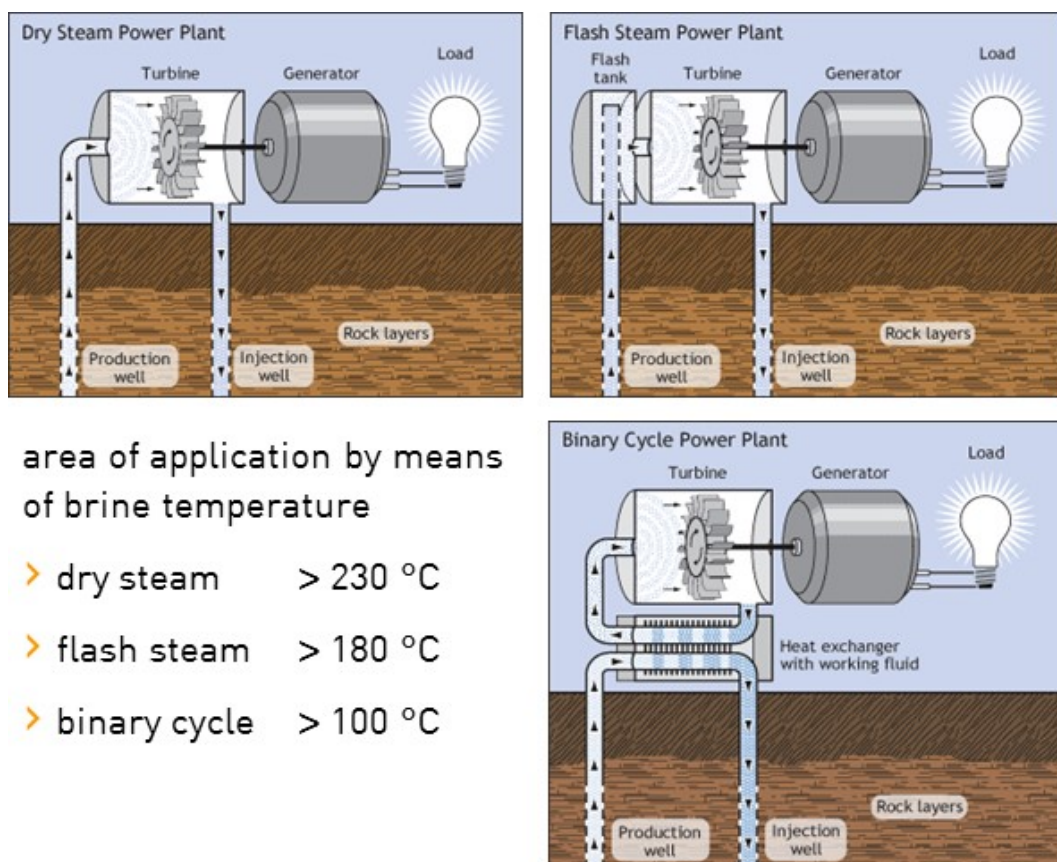


Abb. 2-1: Kraftwerksaufbau zur Verstromung verschiedener geothermischer Ressourcen. (DoE, 2010)

Je nach Phase des Wärmeträgers, dampfförmig, zweiphasig oder flüssig, wird dieser selbst in der Turbine entspannt oder die Wärme auf einen Sekundärkreislauf (Binary Cycle) übertragen. In Abb. 2-1 von links nach rechts bzw. oben nach unten dargestellt sind i.) die Direktdampfnutzung: der dampfförmige Wärmeträger wird direkt in der Turbine entspannt, ii.) Flash-Kraftwerke: die dampfförmige Phase wird nach einer teilweisen Entspannung des zweiphasig vorliegenden Wärmeträgers abgetrennt und in der Turbine genutzt und iii.) Binary Cycle: der flüssige Wärmeträger gibt die Wärme an einen Sekundärkreislauf ab. Zudem existiert die Kombination von Flash-Kraftwerken mit einem nachgeschalteten Binary Cycle zur Nutzung der Restwärme der flüssigen Phase. Als Arbeitsmittel in Binary Cycle Anlagen kommen meist leicht siedende organische Flüssigkeiten zum Einsatz, woraus sich der Name Organic Rankine Cycle (ORC) ableitet. Welches Verfahren angewendet wird, hängt von den vorliegenden Temperaturen der geothermischen Ressource ab. Allen gemein ist das Verfahrensprinzip des Rankine Prozesses. (Tester et al., 2006)

Wie Abb. 2-2 zeigt, waren im Jahr 2010 Geothermiekraftwerke mit einer elektrischen Leistung von ca. 10,7 GW_{el} installiert. Weltweit existiert somit ein kommerzieller Markt nennenswerter Größe. Die Kraftwerke werden in Grundlast betrieben, was sich in der hohen bereitgestellten Arbeit widerspiegelt. Diese entspricht mit ca. 67 TWh_{el} einer theoretischen durchschnittlichen Verfügbarkeit von über 70 % und damit über 6.250 Volllaststunden im Jahr. Einzelne Anlagen erreichen Verfügbarkeiten deutlich über 90 %. Ca. 90 % der Arbeit wird von Direktdampf und Flash-Dampf Kraftwerken bereitgestellt. Die Anzahl der Binary Cycle Kraftwerke und Direktdampf- und Flash-Dampf Kraftwerken verteilt sich hingegen fast gleichmäßig. Der vergleichsweise geringe Beitrag der Binary Cycle Kraftwerke ist in ihrer geringeren Größe begründet. Während die mittlere installierte Leistung von Direktdampf und Flash-Dampf Kraftwerken mit ca. 45 MW_{el} bzw. 30 MW_{el} deutlich im zweistelligen Bereich liegt, weisen Binary Cycle Kraftwerke typischerweise Leistungen kleiner 10 MW_{el} auf. Im Mittel beträgt die installierte Leistung von Binary Cycle Kraftwerken 5 MW_{el}. (Bertani, 2010)

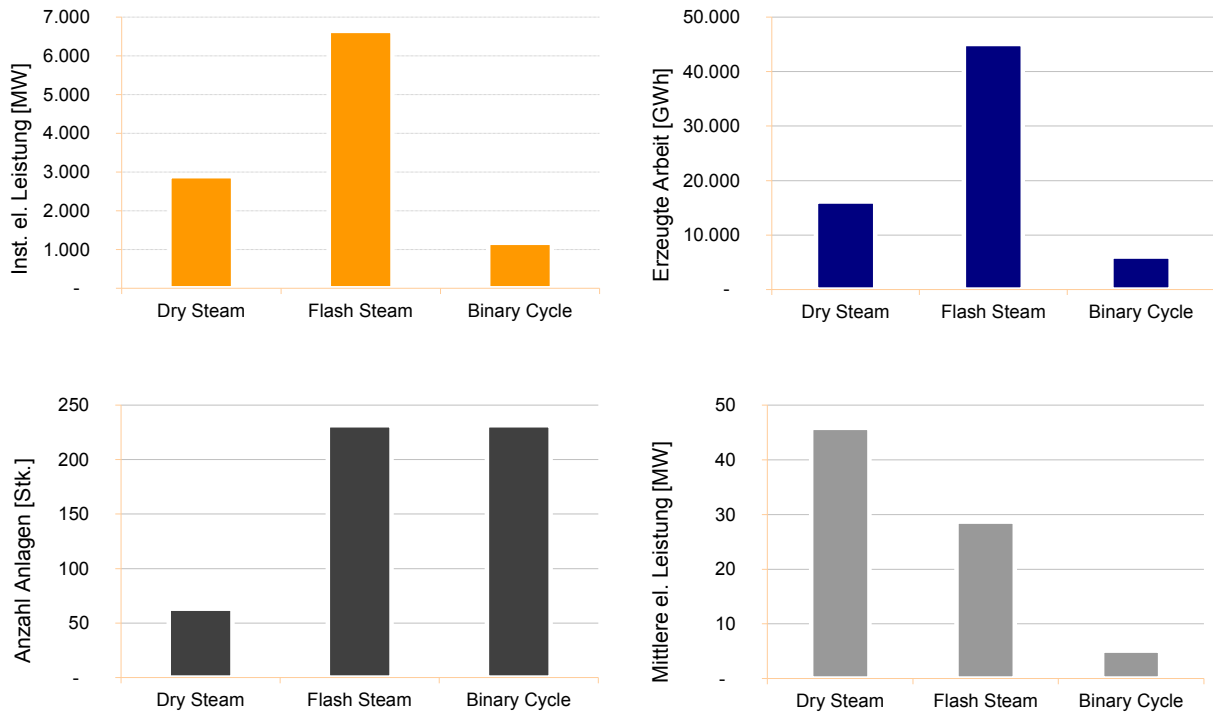


Abb. 2-2: Weltweit installierte Leistung, erzeugte Arbeit und Anlagenanzahl geothermischer Kraftwerke nach Typen. Daten aus (Bertani, 2010).

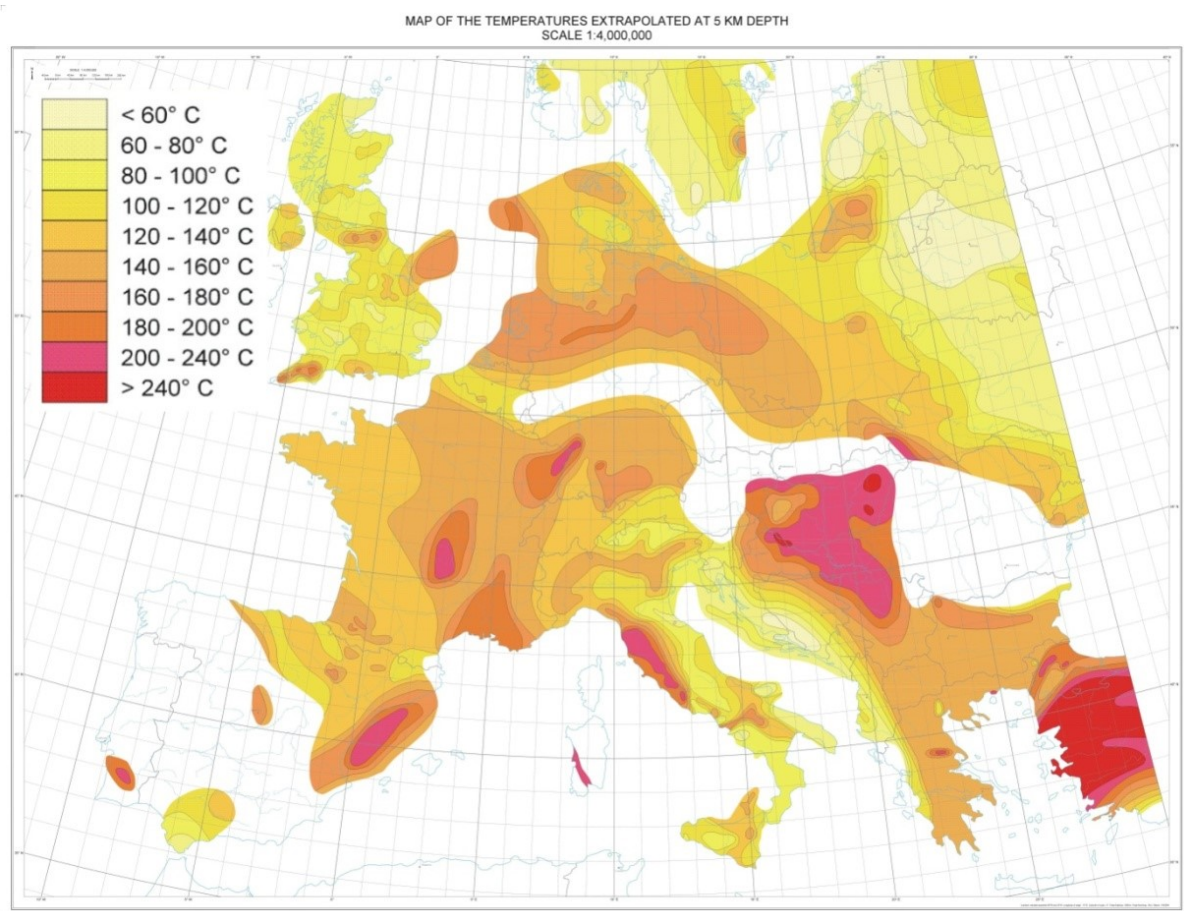


Abb. 2-3: Extrapolierte Temperaturverteilung für Europa in einer Tiefe von 5.000 m. (Hurtig et al., 1992)

Hochenthalpieressourcen wie das „Larderello-Feld“ in Italien sind in Europa die Ausnahme und in Deutschland in heute bohrtechnisch sinnvollen zu erschließenden Tiefen gar nicht vorhanden (Abb. 2-3). Das geothermische Potenzial Deutschlands beruht auf Niederenthalpieressourcen. Zur Nutzung werden Binary Cycle Kraftwerke verwendet. Zudem unterscheidet sich die Erschließung und Bewirtschaftung einer Dampfagerstätte von der eines hydrothermalen Systems. Hieraus ergeben sich technische, vor allem jedoch wirtschaftliche Herausforderungen, die bisher keine Rolle spielten. Mit der geothermischen Nutzung in Europa ist mit einer verstärkten Nutzung niederenthalper Geothermieressourcen und damit veränderten Problemstellungen zu rechnen. Die Entwicklung geothermischer Stromerzeugung in Mitteleuropa kann von der etablierten Geothermiebranche profitieren, muss sich jedoch weiterentwickeln. Die folgenden Kapitel geben eine Übersicht über die geothermischen Wärmequellen und den Stand der Technik der geothermischen Nutzung in Deutschland.

2.1 Tiefe geothermische Wärmequellen

Ein Geothermie(heiz)kraftwerk besteht im Wesentlichen aus einem Reservoir mit einem geeigneten Wärmeträgermedium (Dampf oder Thermalwasser), Bohrungen zur Erschließung des Reservoirs und den obertägigen Anlagenteilen Thermalwassersystem, Wärmeauskopplung und/oder Stromerzeugungsanlage (SEA) mit Rückkühlung (Huenges et al., 2010). Bei unzureichendem Fluiddruck im geothermischen Reservoir wird das Thermalwasser mit geeigneten Fördereinrichtungen an die Oberfläche gepumpt. Abb. 2-4 zeigt schematisch den Aufbau eines Geothermieheizkraftwerks mit einer Produktions- und einer Injektionsbohrung. Dargestellt ist der Referenzfall, ein ORC mit interner Wärmerückgewinnung und Wärmenutzung. Die im weiteren Verlauf häufig verwendeten Bezugspunkte im System, sog. Zustandspunkte (ZP), sind ebenfalls angegeben. Eine Übersicht aller verwendeten Systemvarianten befindet sich im Anhang E, Abb. E-1 bis Abb. E-3, hier sind auch alle Zustandspunkte eindeutig definiert.

Ein Geothermiekraftwerk unterscheidet sich von konventionellen thermischen Kraftwerken im Aufbau also grundsätzlich nur durch die Wärmequelle. Die VDI Richtlinie 4640 definiert Geothermie als die in Form von Wärme unterhalb der festen Erdoberfläche gespeicherte Energie (VDI 4640, 2000). Unterschieden wird zwischen oberflächennaher Geothermie und tiefer Geothermie. Von oberflächennaher Geothermie spricht man bei Tiefen von wenigen hundert Metern. Walker-Hertkorn &

Tholen (2007) schlagen zur Unterscheidung zwischen oberflächennaher und tiefer Geothermie eine maximale Bohrtiefe von 400 m, in Anlehnung an die VDI Richtlinie 4640, vor. Alle tieferliegenden Ressourcen zählen zur tiefen Geothermie.

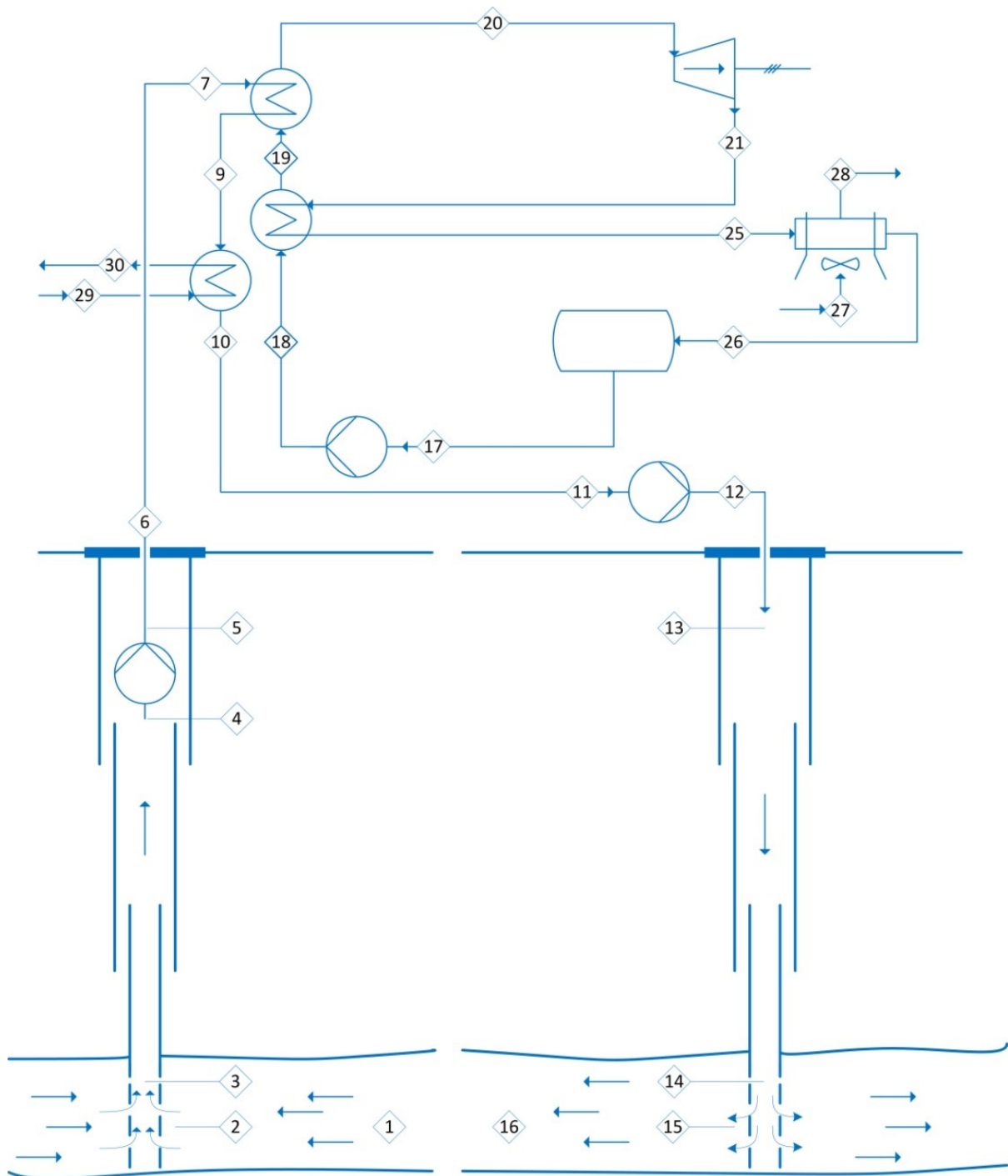


Abb. 2-4: Schematische Darstellung eines Geothermieheizkraftwerks mit interner Wärmerückgewinnung im Kreisprozess.

Münch et al. (2005) benennen die drei wesentlichen geologischen Voraussetzungen für eine erfolgreiche geothermische Nutzung mit:

1. Ausreichend hohe Temperatur
2. Genügend hohe Gebirgsdurchlässigkeit
3. Vorhandensein eines nutzbaren Wärmeträgerfluids

Die Temperatur ist schon ab wenigen Metern Tiefe – in Deutschland ab ca. 20 m Tiefe – unabhängig von den jahreszeitlich bedingten Temperaturschwankungen (Kölbel, 2010). Der geothermische Gradient $G_{\Delta T}$ angegeben in K/m, d.h. die Temperaturzunahme mit der Tiefe, beträgt für Mitteleuropa etwa 0,03 K/m (Eisbacher, 1996). Abb. 2-5 zeigt den Temperaturverlauf mit zunehmender Tiefe in den Bohrungen GPK 2 bis 4 und GB 1 und 2 der oberrheinischen Geothermieprojekte in Soultz-sous-Forêts und Bruchsal. Die durchschnittlichen Temperaturgradienten, bezogen auf die Endteufen der Bohrungen, betragen an den Standorten ca. 0,04 bzw. 0,05 K/m. Für definierte Tiefenbereiche sind an einzelnen Standorten, auch in Mitteleuropa, höhere Werte bekannt. So weist das Intervall zwischen der Erdoberfläche und 1.000 m Tiefe in Soultz-sous-Forêts z.B. einen geothermischen Gradienten von 0,1 K/m auf. Verallgemeinernd ist jedoch festzuhalten, dass die Nutzung der Geothermie aus Reservoiren oberhalb von 400 m Tiefe mittels Kraftwerken in Mitteleuropa nicht geeignet ist. Im Folgenden wird daher nur die tiefe Geothermie behandelt.

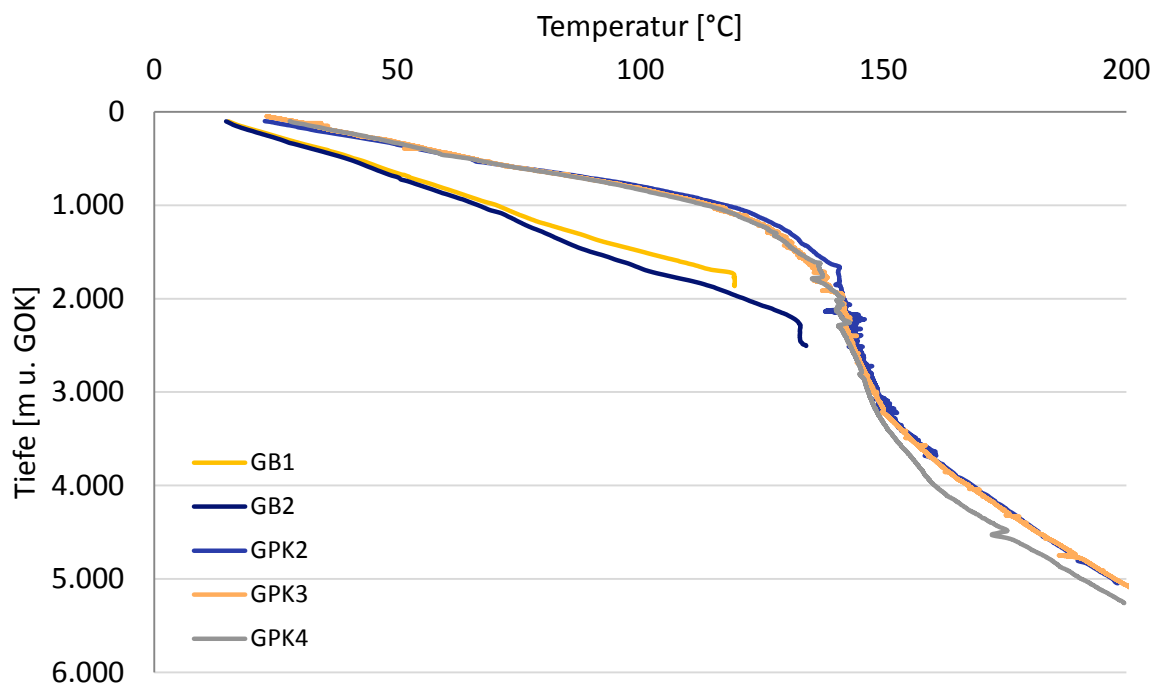


Abb. 2-5: Temperaturprofile der Geothermiebohrungen GB1 und GB2 in Bruchsal und der Bohrungen GPK2 bis 4 in Soultz-sous-Forêts. Daten aus (Fritz Planung GmbH, 1988) und (GEIE, 2003).

Erst die Möglichkeit eines Wärmeträgertransports durch das Gestein erlaubt die Wärmeextraktion. Neben ausreichend hohen Temperaturen ist daher eine ausreichende Durchlässigkeit des Gebirges erforderlich. Weist das geothermische Reservoir bereits eine ausreichend hohe natürliche Durchlässigkeit auf, spricht man von hydrothermaler Nutzung. Wird dagegen die Durchlässigkeit durch technische Maßnahmen in relevantem Maße verbessert, haben sich die Begriffe „petrothermales System“ bzw. „Enhanced Geothermal System (EGS)“ durchgesetzt (PK Tiefe Geothermie, 2007). Im Sinne des EEG 2012 ist eine Verbesserung der Durchlässigkeit des Produktionshorizonts um mindestens einen Faktor 2 erforderlich, um den Bonus zur Nutzung petrothermaler Techniken anerkannt zu bekommen. Zudem muss die Matrixpermeabilität zur Anerkennung des Bonus kleiner 10^{-14} m^2 und der Produktivitätsindex kleiner $0,1 \text{ m}^3/(\text{s}\cdot\text{MPa})$ sein (Schulz R. , 2009). Zur Verbesserung der Reservoirdurchlässigkeit stehen zwei technische Optionen zur Verfügung. Zum einen können durch das Einpressen von Wasser unter hohem Druck existierende Risse geöffnet bzw. ausgeweitet werden (hydraulic fracturing), zum anderen bietet die chemische Stimulation die Möglichkeit, feste Bestandteile aus dem Gestein herauszulösen (Abb. 2-6).

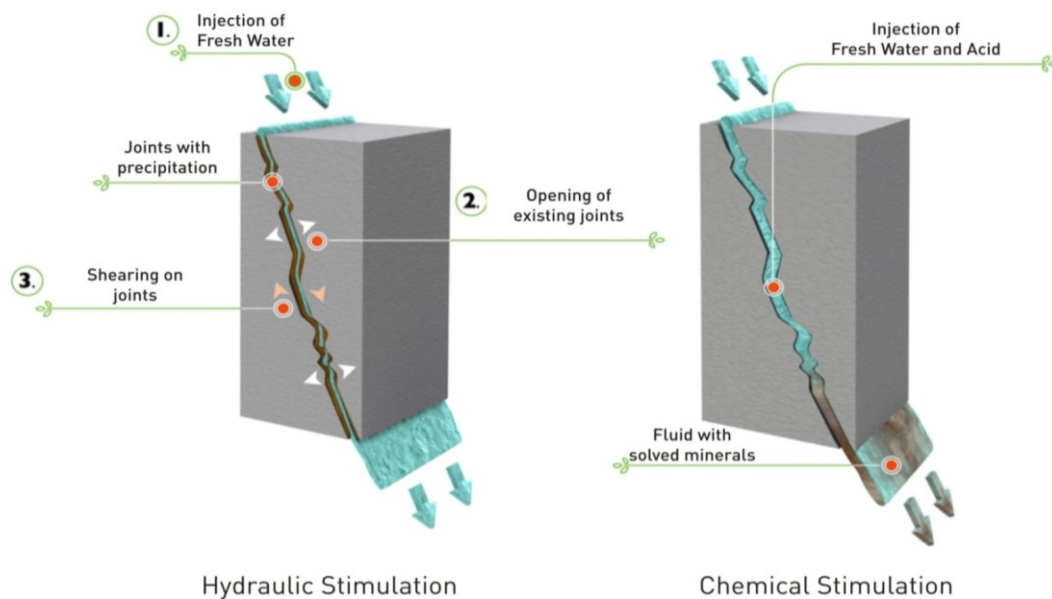


Abb. 2-6: Möglichkeiten der Stimulation zur Verbesserung der Fließwege. (EEIG Heat-Mining, 2012)

Als Wärmeträgerfluid dienen in hydrothermalen Systemen die vorhandenen natürlichen Tiefenwässer, auch Formationswässer genannt. Bei petrothermalen Systemen wird das bereits vorhandene Thermalwasser im Zuge der hydraulischen Stimulation um Oberflächenwasser ergänzt. Die Arbeiten am Standort Soultz-sous-Forêts zeigen, dass sich im Betrieb das Oberflächenwasser mit dem aus dem sog. Far Field stammenden Formationswasser mischt (EEIG Heat-Mining, 2012).

In Deutschland sind das Norddeutsche Becken, die Bayerische Molasse und der Oberrheingraben besonders attraktiv für die geothermische Nutzung (Abb. 2-7). Diese Regionen zeichnen sich durch ihre nutzbaren Thermalwasserleiter mit ausreichend hohen Temperaturen aus. Bezogen auf den Temperaturgradienten sticht besonders der Oberrheingraben heraus. Bei ihm handelt es sich um eine 300 km lange und 30 bis 40 km breite tertiäre Extensionsstruktur (Röhr, 2012). Als Konsequenz der Dehnung wurden die Schichten im Grabeninneren verglichen zu den Flanken um bis zu mehrere tausend Meter abgesenkt. Die während des Tertiärs im Rheingraben abgelagerten Sedimente sorgen heute für einen weitgehenden Reliefausgleich (Röhr, 2012).

Aufgrund der für Deutschland attraktiven geologischen Bedingungen und dem damit verbundenen großen Potenzials wird der Oberrheingraben als Fallstudie für die weitere Betrachtung herangezogen. Zudem kann für die vorliegende Arbeit auf Erfahrung und Daten aus den zwei Geothermieprojekten in Bruchsal und Soultz-sous-Forêts zurückgegriffen werden, die sich beide im Oberrheingraben befinden (Abb. 2-7).

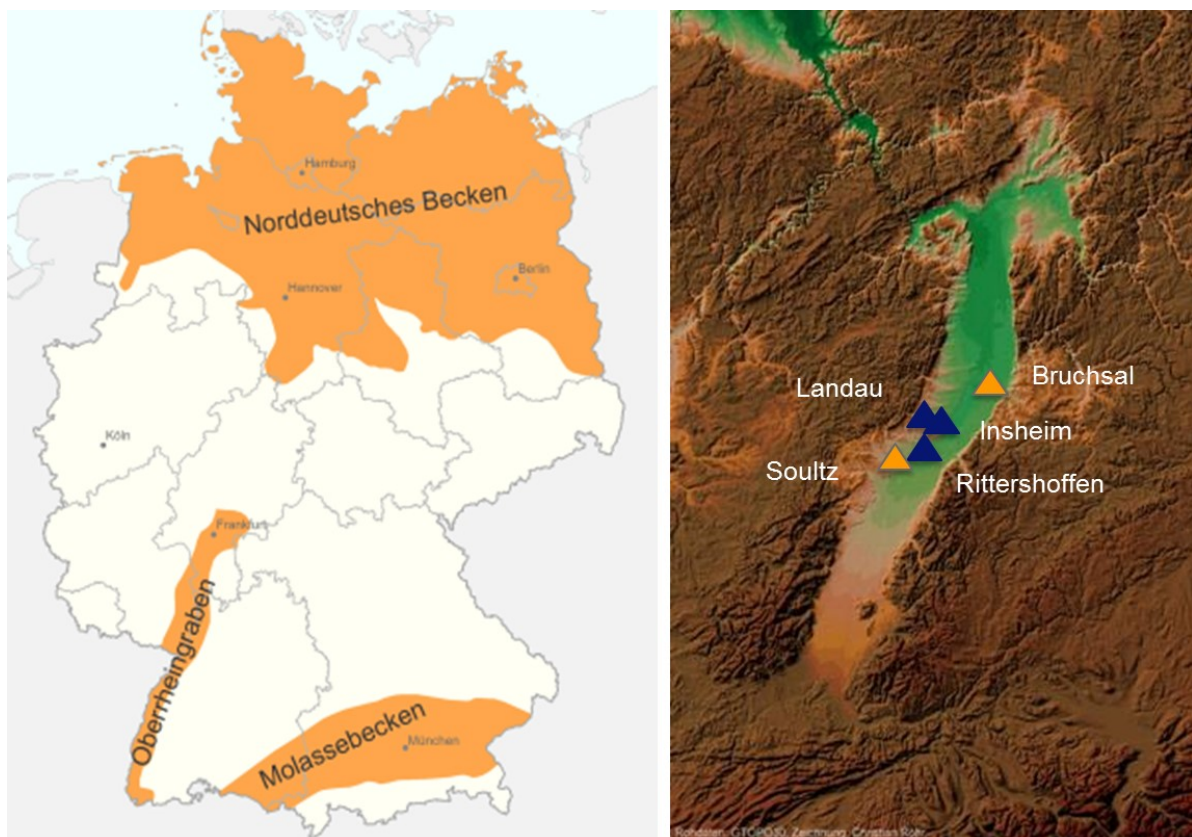


Abb. 2-7: Geothermische Provinzen Deutschlands, die für eine hydrogeothermische Nutzung wahrscheinlich geeignet sind (links), (LIAG, 2012). Morphologie und Geothermieprojekte im Oberrheingraben (rechts), (Röhr, 2012), (Schlagermann, 2013a).

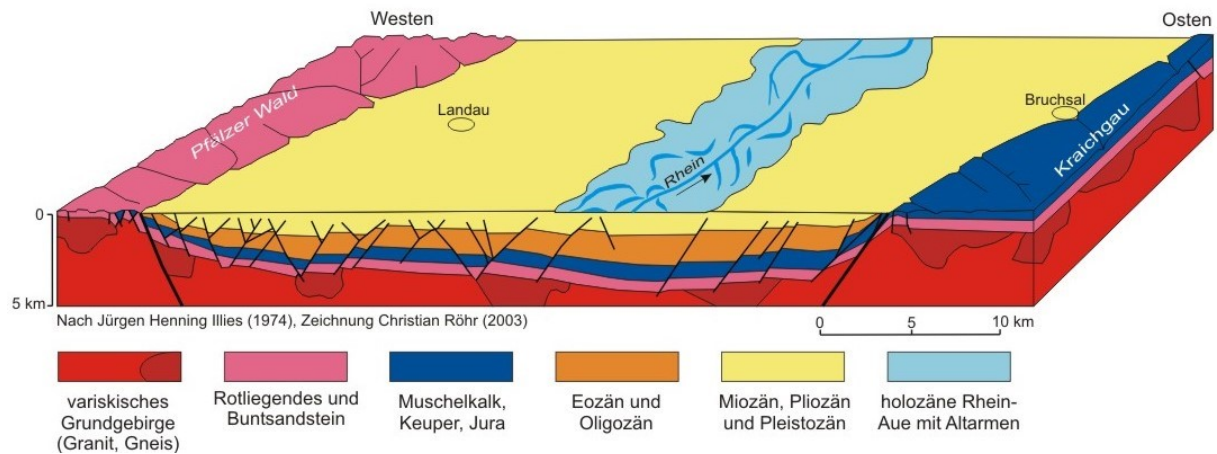


Abb. 2-8: Stratigraphie des Oberrheingrabens am Beispiel eines Querschnitts im Bereich nördlich von Karlsruhe. (Röhr, 2012)

Abb. 2-8 zeigt ein Blockbild mit einem West/Ost-Schnitt auf der Höhe von Karlsruhe. Zu erkennen sind u.a. die ausgeprägten Störungen und Staffelbrüche parallel zum Grabenverlauf (Röhr, 2012), (Illies, 1974).

In der DIN 4049-3 (1994) werden Poren-, Kluft- und Karstgrundwasserleiter unterschieden (Abb. 2-9). Ein Maß für ihr Wasserleitvermögen sind die Gesteins- oder Gebirgsdurchlässigkeit. Unter Gesteinsdurchlässigkeit versteht man die Durchlässigkeit des intakten Gesteins durch miteinander verbundene Hohlräume. Sie ist somit auf die Porosität eines Gesteins zurückzuführen. Eine hohe Porosität alleine gewährleistet jedoch noch keine hohe Durchlässigkeit. Die Porenholräume müssen zu Fließwegen miteinander zu einem nutzbaren Porenvolumen verbunden sein (Matrixdurchlässigkeit). Die Durchlässigkeit eines Porensystems kann durch verschiedene Faktoren, etwa Gaseinschlüsse oder Ausfällungen, reduziert sein. (Hölting & Coldewey, 2009)

Ist das Gestein nicht mehr intakt, spricht man von Gebirgsdurchlässigkeit (Hölting & Coldewey, 2009). Gerade Gesteine, die eine „bewegte Geschichte“ aufweisen, wie z.B. im Bereich des Oberrheingrabens mit seiner Grabenstruktur, sind keine durch-

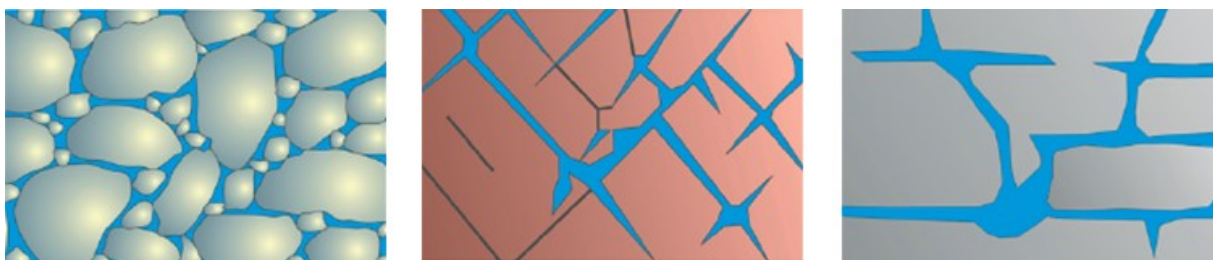


Abb. 2-9: Klassifizierung von Grundwasserleitern nach der Art der Durchlässigkeit. Nach DIN 4049-3 werden Poren-, Kluft- und Karstgrundwasserleiter unterschieden. (Hölting & Coldewey, 2009)

gängigen Gesteinsformationen, sondern von Klüften und Störungen durchsetzt. Offene Kluft-/Störungssysteme stellen neben der Matrixporosität einer Gesteinseinheit eine zweite wesentliche Gruppe von Wasserwegigkeiten dar. Daneben bilden Verkarstungserscheinungen im Untergrund eine dritte Option, größere Mengen Wasser zu speichern bzw. zu transportieren. Bei ihnen handelt es sich um Lösungserscheinungen, die vor allem in Karbonatgesteinen auftreten (Hölting & Coldewey, 2009). Gebirgsdurchlässigkeiten sind als integrale Größe zu verstehen und geben die Durchlässigkeit des Störungsnetzes und der Gesteinsmatrix für ein betrachtetes Volumen wieder (Hölting & Coldewey, 2009). Sie übersteigen Gesteinsdurchlässigkeiten oft um mehrere Größenordnungen (Stober, Jodocy, & Hintersberger, 2012).

Die potenziellen hydrogeothermischen Nutzhorizonte im Oberrheingraben sind vom Hangenden zum Liegenden nach Stober & Jodocy (2011) der Hauptrogenstein, der Obere Muschelkalk sowie der Buntsandstein. Ersterer ist faziesbedingt jedoch nur in der Region südlich von Straßburg relevant. Die Reservoirfluide im Oberrheingraben sind hochmineralisiert. Die Summe der gelösten Salze liegt ab Tiefen größer 1.000 m in der Regel über 10 g/kg und steigt tendenziell mit zunehmender Tiefe an. Während in geringeren Tiefen Wässer anderen Typs z.B. mit hohem Ca-Anteile anzutreffen sind, sind ab einer Tiefe von 1.000 m fast alle Wässer vom NaCl-Typ. Thermalwasserzusammensetzungen aus Tiefbohrungen im Oberrheingraben mit Tiefen größer 1.000 m sind in Abb. 2-10 bzw. Tab. E-14 dargestellt. Deutlich ist die NaCl-Dominanz der Wässer zu erkennen. (Stober & Jodocy, 2011)

Von Basel nach Kehl erstreckt sich der Hauptrogenstein, ein klüftig-poröser und teilweise verkarsteter Grundwasserleiter. Die hydraulische Leitfähigkeit liegt in der Größenordnung von $2 \cdot 10^{-9}$ bis $4 \cdot 10^{-5}$ m/s (Stober & Jodocy, 2009). Die Gesamtlösungsinhalte im Hauptrogenstein können 200 g/kg übersteigen (Stober & Jodocy, 2011). Die Mächtigkeiten in relevanten Bereichen bewegen sich zwischen 70 und 120 m (Stober & Jodocy, 2009).

Der Obere Muschelkalk ist ein Karst- und/oder Kluftgrundwasserleiter, dessen Fluide in Messungen einen maximalen Salzgehalt von 74 g/kg aufweisen (Stober & Jodocy, 2011). Die Formation ist 60 bis 85 m mächtig, wobei die größten Mächtigkeiten in der Region Offenburg und Heidelberg zu erwarten sind (Stober, Jodocy, & Hintersberger, 2012). Die hydraulische Leitfähigkeit k_f liegt in der Größenordnung von $2 \cdot 10^{-7}$ bis $2 \cdot 10^{-5}$ m/s (Stober, Jodocy, & Hintersberger, 2012).

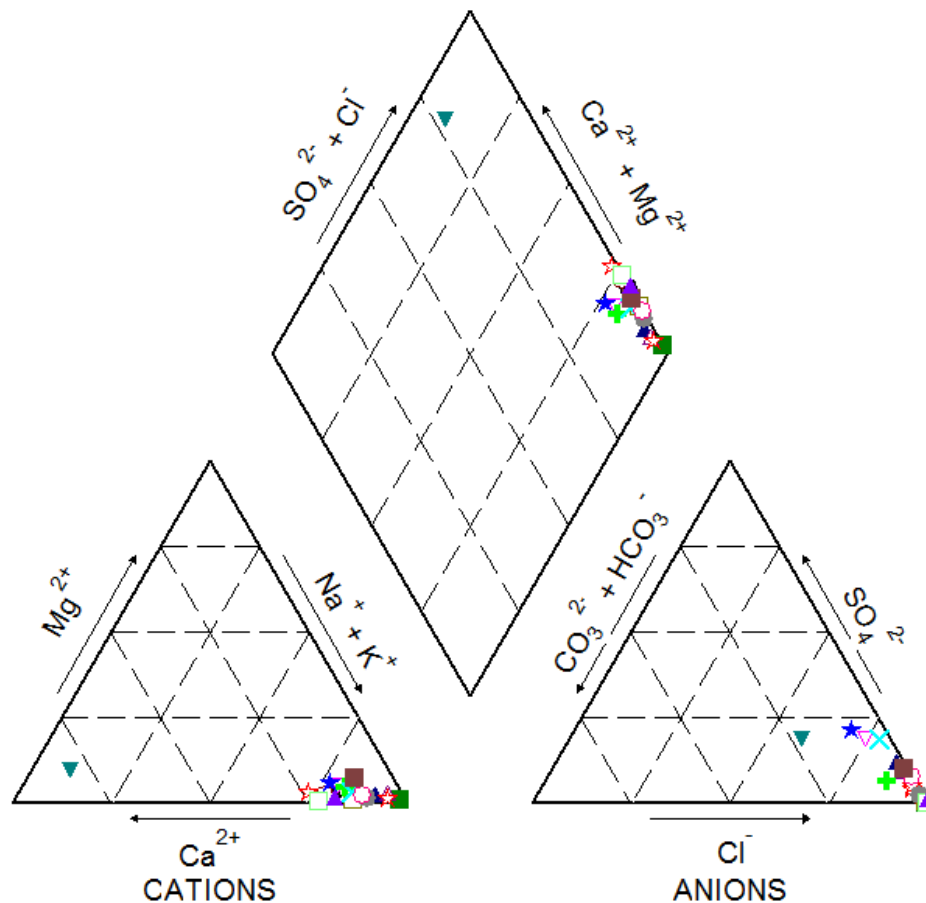


Abb. 2-10: Thermalwasserzusammensetzungen von Tiefenwässern aus Bohrungen im Oberrheingraben mit einer Tiefe größer 1.000 m. Daten aus Orywall (2011) und Stober & Jodocy (2011).

Der Buntsandstein ist ein kluftig-poröser Grundwasserleiter. Für den Buntsandstein sind hydraulische Leitfähigkeiten von $4 \cdot 10^{-9}$ bis $2 \cdot 10^{-5}$ m/s zu erwarten (Stober & Jodocy, 2009). Im Süden beträgt die Mächtigkeit ca. 60 m und steigt bis zum Kaiserstuhl auf bis zu 150 m an. Nördlich des Kaiserstuhls ist bereits mit 260 m zu rechnen. Die Mächtigkeit nimmt bis Karlsruhe auf über 500 m zu und sinkt weiter nördlich wieder ab (Stober & Jodocy, 2009). Im Buntsandstein wurden Gesamtlösungsinhalte von bis zu 130 g/kg, in Geothermiebohrungen in Bruchsal, nachgewiesen (Bertleff, et al., 1988).

Die in der Literatur angegebenen Durchlässigkeiten wurden überwiegend aus Bohrungen abgeleitet, die nicht in Störungszonen einbinden. Sie bilden damit die nutzbare Matrixporosität ab. In Bereichen mit starker tektonischer Zerrüttung läuft der wesentliche Anteil des Wassertransports im Untergrund über offene Trennflächen, also Störungen und Klüfte, ab. (Stober, Jodocy, & Hintersberger, 2012)

2.2 Anlagen zur Nutzung von niederenthalper Geothermie zur Strombereitstellung

Zur Nutzung der tiefen Geothermie muss diese „erschlossen“ werden. In Deutschland bedeutet dies, dass mindestens zwei Bohrungen, eine Produktionsbohrung und eine Injektionsbohrung, in den Nutzhorizont abgeteuft werden. Mit Einbohrlochkonzepten könnten die Erschließungskosten deutlich reduziert werden, eine erfolgreiche Demonstration war jedoch bisher nicht möglich (GeneSys, 2013). Die Reinjektion des entnommenen Thermalwassers soll die thermo-hydraulischen Verhältnisse soweit aufrechterhalten, dass eine dauerhaft gute Ergiebigkeit und Thermalwassertemperatur gesichert ist. Hinzu kommt, dass einige Thermalwässer Lösungsinhalte aufweisen, die eine Einleitung in Oberflächengewässer verbieten (Fritz Planung GmbH, 1988). Wird das entnommene Thermalwasser reinjiziert, bestimmt die Abkühlung des Reservoirs die Nutzungsdauer, nicht die Erschöpfung des Wärmeträgers („Wärmebergbau“). Der Wärmeträger wird dem Reservoir nach Abkühlung wieder zugeführt und erwärmt sich erneut, ein Masseverlust findet nicht statt. Angestrebt werden Nutzungsdauern größer 30 Jahre (Kleiner, 2008).

Tiefbohrungen werden zumeist teleskopartig erstellt. Der Durchmesser einer Bohrung nimmt stufenweise mit zunehmender Tiefe ab. Dies bedingen die verschiedenen Gesteinsschichten, die nach dem Durchteufen mit einem Schutzrohr (Casing) stabilisiert werden müssen. Der Ringspalt zwischen dem Casing und dem Gebirge wird in der Regel zementiert. Anschließend wird mit einem geringeren Durchmesser weitergebohrt. Wegen der Querschnittsverengung entstehen strömungsbedingte Druckverluste überwiegend im unteren Teil der Bohrung bei geringen Durchmessern. Diese Druckverluste entscheiden im späteren Betrieb über den zusätzlich aufzubringenden Förderaufwand und sind damit ein möglicher Optimierungsparameter.

Im Nutzhorizont wird entweder ein Filterrohr eingesetzt oder die Bohrung bleibt unverrohrt (Open Hole). Strömungstechnisch ist ein offenes Bohrloch zu bevorzugen, da geschlitzte oder perforierte Filterrohre zusätzliche Druckverluste verursachen (Sperber, Uhlig, & Matthiasson, 2008). Werden die Bohrungen von einem Bohrplatz abgeteuft, so muss mindestens eine der Bohrungen abgelenkt werden. D.h. die Bohrung wird nicht vertikal niedergebracht, sondern knickt in einer definierten Tiefe ab. So ist es möglich größere horizontale Distanzen im Zielhorizont zu erreichen, obwohl die obertägigen Bohransatzpunkte lediglich wenige Meter voneinander getrennt sind (Huenges et al., 2010). Hinzu kommt die Möglichkeit, die Bohrstrecke im Zielhorizont zu verlängern, wodurch die Wahrscheinlichkeit einer guten hydraulischen

schen Anbindung an das Reservoir steigt (Sperber, Uhlig, & Matthiasson, 2008), ebenso steigen jedoch die Druckverluste in der Bohrung (Schlagermann, 2013a). Abgelenkte, bis hin zu einigen Kilometern horizontal verlaufende Bohrungen sind in der Kohlenwasserstoffindustrie Stand der Technik (Huenges et al., 2010).

Neben den drei bereits genannten Faktoren hoher Temperaturgradient, hohe Gebirgsdurchlässigkeit und Vorhandensein eines nutzbaren Wärmeträgers, spielen der Druck im Nutzhorizont sowie die Mineralisation des Wassers eine wichtige Rolle für einen wirtschaftlichen Betrieb. Sie haben erheblichen Einfluss auf den energiespezifischen Förderaufwand, d.h. wie viel Exergie aufgewendet werden muss, um eine Einheit Exergie zu erhalten. Die potenziellen hydrothermalen geothermischen Nutzhorizonte in Deutschland sind häufig gespannte Grundwasserleiter (McDermott, Randriamanjatoa, & Tenzer, 2006). Wird das Reservoir angebohrt, steigt der Wasserspiegel in der Bohrung solange an, bis der hydrostatische Druck in der Filterstrecke (Open Hole Section) dem Reservoirdruck entspricht. Der Wasserspiegel, der sich hierbei einstellt wird Ruhewasserspiegel oder auch statischer Wasserspiegel genannt (Hölting & Coldewey, 2009). Ist der Reservoirdruck so hoch, dass der Wasserspiegel oberhalb des Geländes steht, spricht man von artesischem Verhalten. Liegt der Wasserspiegel unterhalb der Geländeoberkannte (GOK) oder führt artesisches Auslaufen der Bohrung lediglich zu einem ungenügenden Massenstrom, muss die für höhere Fließraten benötigte Druckdifferenz durch eine Pumpe erbracht werden. Im Betrieb stellt sich ein dynamischer Wasserspiegel durch mehrere sich überlagernder Prozesse ein. Dominierend ist meist die Druckänderung im Reservoir durch Entnahme bzw. Injektion. Hinzu kommen die Strömungsverluste in den Bohrungen und Einflüsse der temperatur- bzw. mineralisationsgesteuerten Dichte des Thermalwassers. Eine Zusammenstellung von Reservoirtemperaturen und -drücken verschiedener Geothermieprojekte findet sich in Abb. 2-11.

Der Eintritt in die Förderpumpe bzw. der durch die Verpresspumpe zu überwindende Gegendruck der Injektionsbohrung sind die Schnittstellen zwischen Bohrungen und obertägigem Thermalwassersystem. Das obertägige Thermalwassersystem ist durch die Pumpen hydraulisch von den Bohrungen entkoppelt. Dies gilt auch, wenn die Förderpumpe untertage eingebaut ist. Die Förderpumpe hängt an einer Steigleitung, durch die das Thermalwasser zutage gefördert wird. Die Steigleitung verfügt für gewöhnlich über einen deutlich geringeren Durchmesser als das Casing in derselben Teufe. D.h. je kürzer die Steigleitung und je länger die Fließwege in der Bohrung selbst, desto geringer sind die Strömungsverluste. Mildern kann man diesen Effekt durch eine möglichst groß dimensionierte Steigleitung.

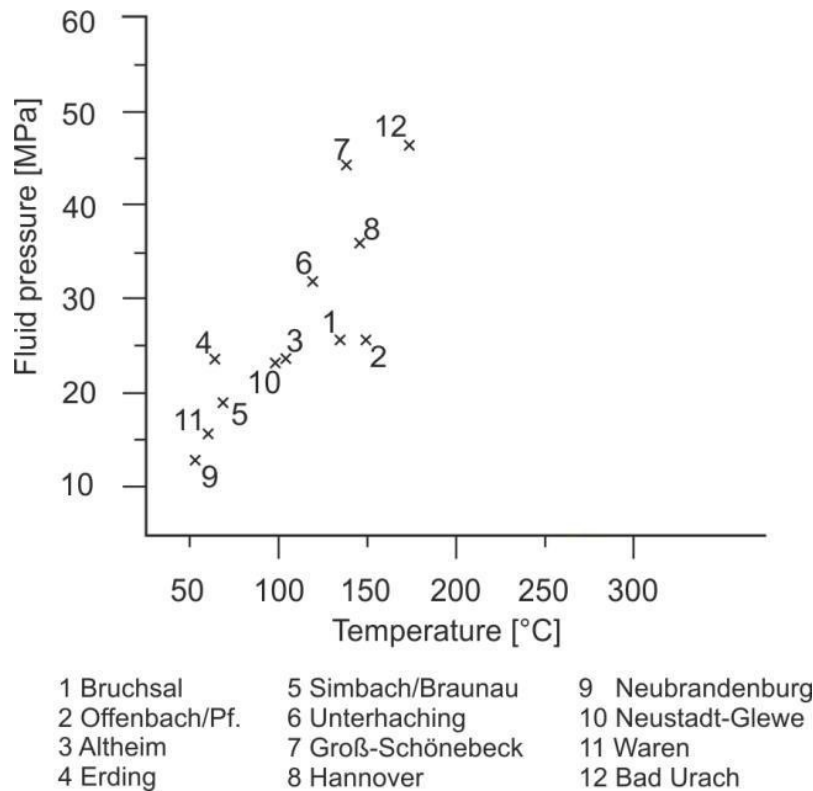


Abb. 2-11: Reservoirtemperatur und -druck verschiedener Geothermiebohrungen in Deutschland und dem benachbarten Ausland. (McDermott, Randriamanjatoa, & Tenzer, 2006)

An den Brunnenkopf anschließend bildet ein Vorlauf-/Rücklaufsystem den obertägigen Anteil des Thermalwassersystems. Das Thermalwasser strömt vom Brunnenkopf der Förderbohrungen zunächst durch Filter, die die Wärmeübertrager und das Rohrleitungssystem vor größeren Partikeln schützen. Nach Abkühlung in den Wärmeübertragern wird das Thermalwasser wieder verteilt und vor der Injektion erneut gefiltert. Ziel der zweiten, meist feineren Filtration, ist der Schutz des Reservoirs (Wolfgramm et al., 2013b). Partikel können im Extremfall die Durchlässigkeit des Nutzhorizonts verschlechtern, in jedem Fall aber die Funktionsfähigkeit der Brunnen durch Verstopfungen in der Open Hole Section respektive im Filterbereich gefährden. Die wichtigsten Komponenten des Thermalwassersystems für den regulären Betrieb sind daher das Rohrleitungssystem selbst mit allen Armaturen sowie mess- und regelungstechnischen Einrichtungen, Filtersysteme und Wärmeübertrager. Je nach speziellen Gegebenheiten können weitere Komponenten wie etwa Dosieranlagen zur Zugabe von Inhibitoren, Einrichtungen zur Gas-Separation oder Druckhaltung im Leitungssystem hinzukommen. Für Wartungsarbeiten werden meist Thermalwasserauffangbecken vorgehalten.

Die Rohrleitungen sind bis zur Wärmeübertragung in der Stromerzeugungsanlage isoliert und gleichen Fernwärmeleitungen. Werden die Bohrungen von verschiede-

nen Bohrplätzen abgeteuft, muss eine Rohrleitungsstrasse zwischen den Bohrplätzen verlegt werden, die Verbindungsleitung. Der Systemdruck ergibt sich aus der Wasserchemie und wird meist oberhalb des Entgasungsdrucks der im Thermalwasser gelösten Gase gewählt. Aktuelle Forschungsvorhaben zeigen jedoch, dass die theoretische Bestimmung von Sättigungszuständen mit heute zur Verfügung stehenden Softwaretools und Stoffdatenbanken schwierig ist (Wolfgramm et al., 2013a), (Schlagermann et al., 2014). Die Auslegung des obertägigen Rohrleitungssystems, ohne vorherige Förder- und Entgasungstests durchgeführt zu haben, ist daher nicht empfehlenswert.

Das Geothermiekraftwerk wird nach Möglichkeit nahe der Produktionsbohrung installiert, um Wärmeverluste zu vermeiden. Die Wandlung der Geothermie in Strom erfolgt in Rankine Prozessen. Arbeitsmittel sind typischerweise organische Kältemittel. Es werden jedoch auch anorganische Fluide eingesetzt. Gemische und überkritisch betriebene Prozesse sind Hoffnungsträger zukünftiger hocheffizienter Stromerzeugungsanlagen, jedoch noch nicht Stand der Technik. Auch die thermodynamischen Vorteile von Ammoniak-Wasser-Gemischen im sog. Kalina-Prozess konnten in der Praxis noch nicht ausreichend nachgewiesen werden (Schlagermann et al., 2014).

Zur Anwendung in Stromerzeugungsanlagen werden meist Rohrbündelwärmeübertrager gewählt, während in der Wärmeversorgung vorwiegend Plattenwärmeübertrager zum Einsatz kommen. Je nach Leistungsklasse werden Radialturbinen oder Axialturbinen verwendet. Ebenfalls von der Größe abhängig ist die Drehgeschwindigkeit der Turbinen und damit die Notwendigkeit Getriebe zu verbauen.

Auf die Entspannung in der Turbine folgt die Kondensation. Gängig sind luftgekühlte Kondensatoren, aber auch Nasskühltürme kommen zum Einsatz. Da die verwendeten Kreisprozesse sehr sensitiv auf veränderte Kühlbedingungen reagieren, hat die Wahl der Rückkühlungstechnologie einen nennenswerten Einfluss auf die ganzjährige Performance (Schlagermann et al., 2014).

2.3 Geothermische Strombereitstellung in Deutschland

Das erste Geothermieheizkraftwerk in Deutschland ging 2003 in Neustadt-Glewe im Norddeutschen Becken in den Probetrieb (Weimann, 2011). Mit einer installierten elektrischen Leistung von 230 kW wurde der ORC überwiegend in den Sommermonaten bei niedriger Wärmenachfrage parallel zur Wärmenutzung betrieben. 2011 wurde die Anlage aufgrund einer gestiegenen Wärmenachfrage und anstehender

Ersatzinvestition außer Betrieb genommen. Es folgten Projekte in der Bayrischen Molasse und im Oberrheingraben. Ausschlaggebend war eine Erhöhung der garantierten Einspeisevergütung durch das EEG. Die Situation der Einspeisevergütung für Strom aus Geothermie hat sich seitdem mit jeder EEG-Novelle verbessert und beträgt heute 25 €/kWh_{el}. Sie erhöht sich bei Nutzung petrothermaler Techniken um weitere 5 €/kWh_{el} (EEG, 2012). Derzeit befinden sich in Deutschland fünf Geothermie(heiz)kraftwerke mit einer installierten elektrischen Leistung von ca. 17 MW_{el} im Betrieb (GtV, 2013b). Die wichtigsten Eckdaten der Projekte sind in Tab. 2-1 aufgeführt.

Tab. 2-1: Geothermieprojekte zur Strom- und gekoppelten Strom- und Wärmeerzeugung in Deutschland bzw. nahe der deutschen Grenze. Daten aus (Mergner, Schlagermann, & Kölbel, 2013), (Baumgärtner, et al., 2013), (GtV, 2013b).

	Reservoirtemp. und Förderrate	Installierte elektrische Leistung	Eingesetztes Arbeitsmittel
Bruchsal	131 °C, 24 L/s	0,55 MW _{el}	NH ₃ /H ₂ O
Insheim	165 °C, 85 L/s	4,8 MW _{el}	Isopentan
Landau	160 °C, 70 L/s	3,6 MW _{el}	Isopentan
Neustadt-Glewe ¹	98 °C, 35 L/s	0,23 MW _{el}	Perfluorpetan
Sauerlach	140 °C, 110 L/s	5 MW _{el}	R245fa
Simbach Braunau (Öster-	80 °C, 80 L/s	0,2 MW _{el}	R134a
Soultz-sous-Forêts (Frank-	175 °C, 35 L/s	2 MW _{el}	Isobutan
Unterhachingen	122 °C, 150 L/s	3,36 MW _{el}	NH ₃ /H ₂ O

¹stillgelegt

Das typische Geothermiekraftwerk gibt es in Deutschland bisher nicht, vielmehr ist jede Anlage ein Unikat mit individuellen Lösungen. Auch mit steigender Erfahrung und Stückzahl zu erwartende technische als auch wirtschaftliche Potenziale sind bisher unberührt. Die Anlagen können als Prototypen zur Verstromung niederenthalper Geothermie eingestuft werden. Demonstriert wird die Machbarkeit. Zudem ermöglichen die Anlagen Demonstration und Test verschiedener Technologien. Einige Anlagen dienen teilweise oder sogar vollständig der Forschung. Erfahrungen werden auch im Umgang mit den teilweise hoch mineralisierten Thermalwässern bei hohen Gasgehalten gewonnen (Schlagermann et al., 2014). Der Wissensgewinn dient dabei nicht nur dem Projektentwickler und Betreiber, sondern auch Herstellern und Behörden. Es ist daher zu erwarten, dass die Nutzung der tiefen Geothermie in Deutschland eine Lernkurve durchschreitet (Strobel, 2012).

Die meisten in Tab. 2-1 aufgeführten Projekte basierten ursprünglich auf dem Konzept einer Doublette, mussten teilweise jedoch aufgrund unzureichender hydraulischer Leistung oder technischer Probleme angepasst werden. Eine Ausnahme ist das EGS Projekt in Soultz-sous-Forêts im französischen Teil des Oberrheingrabens. Die Erschließung des tiefen Reservoirs bei ca. 5.000 m u. GOK wurde von Anfang an mit drei Bohrungen geplant. Seit 2011 ist dort eine vierte Bohrung in das System eingebunden (EEIG Heat-Mining, 2012). Im Geothermieprojekt Sauerlach wurde aufgrund unzureichender Injektivität das Konzept der Doppel-Doublette verworfen. Das Betriebskonzept sieht nun eine Produktionsbohrung und zwei Injektionsbohrungen vor (Pletl, 2013). Im Geothermieprojekt in Insheim wurde ein Sidetrack gebohrt, so dass eine Bohrung an zwei Landungspunkten an den Nutzhorizont angebunden ist und auch im Projekt in Landau wird über eine dritte Bohrung nachgedacht (Baumgärtner, et al., 2013). Hydraulisch-chemische Stimulationen des Nutzhorizonts wurden in den Projekten Soultz, Groß-Schönebeck, Insheim und Landau durchgeführt, chemische Stimulation in praktisch allen Projekten, welche den Malm des Bayerischen Molassebeckens erschlossen haben (Baumgärtner, et al., 2013), (Wolfgramm, 2012). Typische zu erwartende Bohrtiefen hydrothermaler Projekte liegen im Norddeutschen Becken zwischen 4.000 und 4.500 m, im süddeutschen Molassebecken zwischen 3.500 und 4.000 m und im Oberrheingraben zwischen 3.000 und 3.500 m (Weimann, 2011). Projekte mit einer langen Historie sind eher auf geringere Fließraten ausgelegt und haben daher geringere Bohrungsdurchmesser. Aktuelle Projekte im süddeutschen Molassebecken planen hingegen mit Fließraten größer 100 L/s und weisen daher üppigere Bohrdurchmesser auf (Weimann, 2011). Die höheren Entnahmeraten lassen jedoch nicht direkt auf entsprechend höhere Durchlässigkeiten des Gebirges schließen. Vielmehr wird gerade im süddeutschen Molassebecken eine weit größere Absenkung des Druckwasserspiegels akzeptiert als etwa im Oberrheingraben. Ein ähnlicher Trend wie bei den Bohrungsdurchmessern ist bei der Ausrichtung/Ablenkung der Bohrungen zu erkennen. Lediglich die Bohrungen der Projekte in Bruchsal und Unterhachingen sind vertikal abgeteuft. In den anderen Projekten sind die Bohrungen von einem Bohrplatz abgeteuft und wurden in der Tiefe abgelenkt, um eine ausreichende Distanz zwischen Entnahme und Reinjektion im Nutzhorizont zu schaffen (GtV, 2013a). Die Anzahl und Ausgestaltung der Bohrungen hat einen wesentlichen Einfluss auf den Erfolg eines Projektes. Wie in der Systemanalyse noch erläutert wird, ist die Injektion abgekühlten Thermalwassers aufwändiger als die Entnahme. Dies legt die Bewirtschaftung eines Nutzhorizontes mit Mehrbohrlochkonzepten nahe (Multi Well-Systeme), wird bisher jedoch nicht praktiziert.

Förderpumpen sind in den aktuellen Geothermieprojekten in Deutschland und dem benachbarten Ausland ein erhebliches technisches Problem. Bei Thermalwassertemperaturen größer 110 °C liegt die durchschnittliche Lebensdauer von Tauchkreiselpumpen (Electrical Submersible Pump, ESP) in Deutschland derzeit bei unter einem Jahr. Dies bedeutet einen enormen finanziellen Aufwand durch Ersatzbeschaffungen, Montagekosten und Erlösausfälle durch Stillstandszeiten. (Schlagermann, 2012)

Aufgrund der hohen Bedeutung werden die verwendeten Technologien und Herausforderungen im Folgenden näher betrachtet. Zur Förderung des Thermalwassers werden derzeit zwei verschiedene Pumpenkonzepte eingesetzt. In den Geothermieprojekten in Landau und Insheim wird eine Line Shaft Pump (LSP) eingesetzt, die übrigen Projekte verwenden Tauchkreiselpumpen. Beide Pumpentypen werden mit Frequenzumformern drehzahl geregelt. Im Forschungsprojekt in Soultz-sous-Forêts wurden beide Pumpentypen getestet. Tauchkreiselpumpen werden inklusive Antrieb, also dem Elektromotor, in die Bohrung abgehängt. Die Kühlung des ölge-lagerten Elektromotors erfolgt durch das heiße Thermalwasser. Dies begrenzt den Betriebsbereich, da zur Kühlung eine Mindestfördermenge eingehalten werden muss. Ein- und Ausschaltvorgänge sind grundsätzlich zu vermeiden. Die Temperaturwechsel führen zu thermischen Ausdehnung und Kontraktion des Öls. Dies kann zum Wassereintritt in den Motor führen. Zudem wird die Bohrung durch längere Ruhephasen stärker belastet. Durch die Abkühlung von Casing, Zementierung und umgebendem Gebirge in Ruhephasen und erneutem Aufheizen bei Wiederinbetriebnahme treten wechselnde thermisch induzierter Spannungen auf.

ESP können in beliebiger Tiefe theoretisch mit beliebiger Leistung installiert werden. Tatsächlich sind lediglich Förderaggregate mit Leistungen kleiner 1,5 MW_{el} erhältlich und weisen erhebliche technische Probleme auf. Herausfordernd ist dabei nicht nur die Kühlung, sondern auch die Dimensionierung. Aufgrund des geringen Platzbedarfs in den Bohrungen werden die Aggregate in die Länge gebaut. Hinzu kommt, dass Standardkomponenten nicht auf die hohen Leistungen ausgelegt sind, da ähnliche Anforderungen in der Kohlenwasserstoffindustrie nicht gefordert sind und daher nur begrenzte Erfahrung bei den Herstellern besteht. Dies kombiniert mit hohen thermischen Belastungen und stark mineralisierten, korrosiven und teils abrasiven Fördermedien, führt zu den bisher unzureichenden Standzeiten von ESP. Im Fall von LSP wird lediglich die hydraulische Pumpeneinheit abgehängt. Als Antrieb kommen Elektromotoren zum Einsatz, die auf den Brunnenkopf an der Oberfläche aufgesetzt werden. Die Kühlung des Elektromotors erfolgt durch Umgebungsluft oder Kühlwasser. Die Pumpeneinheit wird in die Bohrung abgehängt und mechanisch über

eine Welle mit dem Antrieb an der Oberfläche verbunden. Die Schmierung der Welle erfolgt von der Oberfläche aus mit einem dem Fördermedium entgegengeführten Schmiermittel. Im sogenannten Enclosing Tube wird das Schmiermittel zu den Lagern geführt und tritt auf Pumpenhöhe in die Bohrung aus. In Island wird als Schmiermittel typischerweise Thermalwasser, in Soultz-sous-Forêts vollentsalztes Frischwasser und in Landau Mineralöl verwendet. Versuche mit Bioöl als Schmiermittel sind in Landau gescheitert (Baumgärtner, et al., 2013). Die Lagerung und Schmierung stellt bei LSP die größte Herausforderung im Betrieb dar. Außerdem muss die Bohrung bis zur Abhängtiefe ausreichend gerade sein, was nicht immer gegeben ist. Die Abhängtiefe ist daher begrenzt. Die Förderrate ist theoretisch nach unten stufenlos regelbar und auch An- und Abschaltvorgänge stellen keine Herausforderung wie im Fall von ESP dar. Eine eindeutige Tendenz für eine Technologie lässt sich hieraus jedoch nicht ableiten. Festgehalten werden kann, dass LSP ihre Stärke in Projekten mit hohen Temperaturen und flachen Abhängtiefen ausspielen, während ESP bei moderaten Temperaturen und großen Abhängtiefen punkten. Bilder vom generellen Aufbau von ESP und LSP und deren Installation befinden sich im Anhang E.

Verglichen mit den Förderpumpen sind die Betriebsbedingungen der Verpresspumpen wenig anspruchsvoll. Eingesetzt werden meist Kreiselpumpen, die ebenfalls drehzahlregelt betrieben werden. Ausnahme ist das Geothermieprojekt in Landau, in dem eine Kolbenpumpe eingesetzt wird. Diese verursachte zunächst Schwingungen im Rohrleitungssystem, das Problem konnte jedoch konstruktiv gelöst werden (Baumgärtner, et al., 2013). Die Kühlung der Pumpen erfolgt für gewöhnlich mit Umgebungsluft. Da das Thermalwasser im regulären Betrieb ausgekühlt ist, muss lediglich für Betriebszustände ohne Auskühlung, z.B. beim Ausfall der Stromerzeugungsanlage, ein Schutz vor hohen thermischen Belastungen vorgesehen werden. Je nach Temperaturniveau ist zu entscheiden, ob das gesamte Thermalwassersystem und die Injektionsbohrung auch für einen Betrieb ohne Auskühlung ausgelegt werden. In Soultz-sous-Forêts ist die Reservoirtemperatur mit 200 °C besonders hoch. Das Thermalwassersystem nach der Wärmeauskopplung einschließlich der Verpresspumpen wurde für ca. 110 °C ausgelegt und ein zusätzlicher Notkühler installiert. Eine weitere technische Lösung besteht darin, das Thermalwasser beim Ausfall des Kraftwerks zunächst in Auffangbecken zu leiten bis die Störung behoben wurde. Ist dies kurzfristig nicht möglich, muss die Förderung gestoppt werden.

Die obertägigen Rohrleitungssysteme sind meist aus unlegiertem Stahl ausgeführt (Schlagermann et al., 2014). Es gab bereits Versuche, Verbundwerkstoffe einzusetzen,

von denen eine höhere chemische Beständigkeit erwartet wird. Im Geothermieprojekt Bruchsal scheiterte diese an den Temperatur- und Druckbedingungen (Fritz Planung GmbH, 1988). Im Geothermieprojekt Sauerlach ist das Thermalwassersystem aus Edelstahl gefertigt (Pletl, 2013). Im Geothermieheizwerk in Neustadt Glewe wurden im Zuge der Neukonstruktion des Thermalwasserkreislaufs, nach ca. 16 Jahren Betrieb, beschichtete Rohre verwendet (Schlagermann et al., 2014). Zudem laufen derzeit wissenschaftliche Untersuchungen zur Materialeignung in verschiedenen Forschungsvorhaben, sind jedoch noch nicht abgeschlossen u.a. (EEIG Heat-Mining, 2012), (Wolfgramm et al., 2013a) und (Fraunhofer-Institut für Zerstörungsfreie Prüfverfahren, 2011). Erfahrungen im Geothermieprojekt Bruchsal und Soultz-sous-Forêts zeigen, dass die Betriebsbedingungen auch für messtechnische Einrichtungen herausfordernd sind und vermehrt zu deren Ausfällen führen. Es wird jedoch erwartet, dass dies mit bereits kommerziell verfügbarer Technik beherrschbar ist und lediglich einer Optimierung bedarf. Zur Filtration werden verschiedenste Systeme u.a. statische Systeme wie Gewebefilter, Siebkorbfilter, aber auch Filter mit mechanischer Reinigung oder Rückspülfilter eingesetzt. Bei automatischen Rückspülfiltern ist darauf zu achten, dass die Rückspülabflut aufgrund der hohen Mineralisation, Schwermetallbelastung und ggf. Radioaktivität des Filtrats dem Thermalwasserrücklauf wieder zugeführt wird – die Feststoffe sind zuvor abzuscheiden – oder fachgerecht entsorgt werden muss. Der Betriebsaufwand und die Kosten weisen daher eine große Bandbreite auf.

In einigen Projekten werden die Bohrungen zudem mit Stickstoffpolstern beaufschlagt, welche Druckänderungen in den Bohrungen durch An- und Abstellen der Förderung mildern. Im Geothermieprojekt in Bruchsal kommt hingegen ein Druckausgleichsbehälter zur Druckhaltung im obertägigen Rohrleitungssystem zum Einsatz, während sich die Gaspolster in den Bohrungen durch Entgasung des Thermalwassers natürlich aufbauen.

Zur Wärmeübertragung an die Stromerzeugungsanlagen werden meist Rohrbündelwärmeübertrager eingesetzt. Dies ist zum einen durch den Phasenwechsel des Arbeitsmediums und zum andern durch die hohen Druckanforderungen bei vergleichsweise hohen Temperaturen im Fall einer Stromerzeugung zu begründen. Plattenwärmeübertrager werde überwiegend zur Wärmeauskopplung mit eher moderaten Drücken und Temperaturen verwendet. Lediglich in den Kalina-Prozessen in Bruchsal und Unterhachingen kommen Plattenwärmeübertrager zum Einsatz. Ebenso wie für die Rohrleitungssysteme, laufen in den bereits genannten Forschungsvorhaben auch Untersuchungen zur Materialeignung für Wärmeübertrager. Die Kosten-

und Nutzenbetrachtung unterscheidet sich jedoch von der für Rohrleitungen, so dass häufig hochlegierte Edelstähle verwendet werden. Neben der Materialfrage sind zudem die Reinigungsmöglichkeiten zu beachten. Aufgrund der Temperaturänderung und damit chemischen Gleichgewichtsverschiebung sind Wärmeübertrager Orte potenzieller Akkumulation von Ausfällungsprodukten.

Von den derzeit in Betrieb befindlichen Anlagen arbeiten fünf Kraftwerke mit organischen Arbeitsmitteln und zwei mit einem Ammoniak-Wasser-Gemisch (Tab. 2-1). Die elektrische Leistung je Anlage liegt zwischen 0,4 und 5 MW_{el}. Geplante Projekte versprechen zwar eine höhere Leistung von über 5 MW_{el}, müssen dies jedoch erst nachweisen. Bisher verfügen alle Geothermiekraftwerke über eine Druckstufe und meistens eine interne Wärmerückgewinnung (Rekuperator). Die Wärmenutzung ist, soweit vorhanden, parallel zur Verstromung angeordnet. Lediglich das Heizkraftwerk in Sauerlach besitzt zwei separate Druckstufen mit einer nachgeschalteten Wärmenutzung. Das Betriebskonzept sieht vor, den Niederdruckteil je nach Wärmenachfrage außer Betrieb zu nehmen. Aktuell in der Inbetriebnahme sind zwei weitere Heizkraftwerke mit zwei Druckstufen. Das Verfahrensprinzip der Geothermieprojekte in Kirchstockach und Dürrnhaar ist nahezu identisch mit dem in Sauerlach und wurde vom gleichen Hersteller geliefert (Heberle & Anderlohr, 2013). Die Projekte in Bruchsal und Soultz-sous-Forêts sind mit Radialturbinen, die Projekte mit größeren elektrischen Leistungen, z.B. Sauerlach, mit Axialturbinen ausgerüstet.

Die Kosten der bereits realisierten Projekte differieren stark. Dies liegt unter anderem an dem Pilot- bzw. F&E-Charakter und den damit einhergehenden langen Zeiträumen vom Projektstart bis zur Inbetriebnahme. Weimann (2011) ermittelt die Stromgestehungskosten (SGK) aktueller Projekte in einer Bandbreite von 17,6 bis 27,9 €/kWh_{el}, wenn ein 20-jähriger Betrachtungszeitraum, ein Zinssatz von 9,3 % und eine pauschale Preissteigerung von 2 % vorausgesetzt werden (Abb. 2-12).

Tatsächlich ist die Bandbreite noch größer, da nicht alle Projekte berücksichtigt wurden. Die Stromgestehungskosten des Geothermieprojekts Bruchsal werden z.B. auf ca. 60-65 €/kWh_{el} geschätzt und liegen damit weit über der von Weimann (2011) ermittelten Bandbreite. Das Geothermieprojekt Bruchsal wurde Anfang der 80er Jahre begonnen, zwischenzeitlich stillgelegt, wieder belebt und ist nach einer Projektentwicklungsdauer von rund 30 Jahren, 2012 in den regulären Betrieb übergegangen. Da es vornehmlich Forschungszwecken dient, können entstandene Kosten lediglich als Anhaltswert dienen.

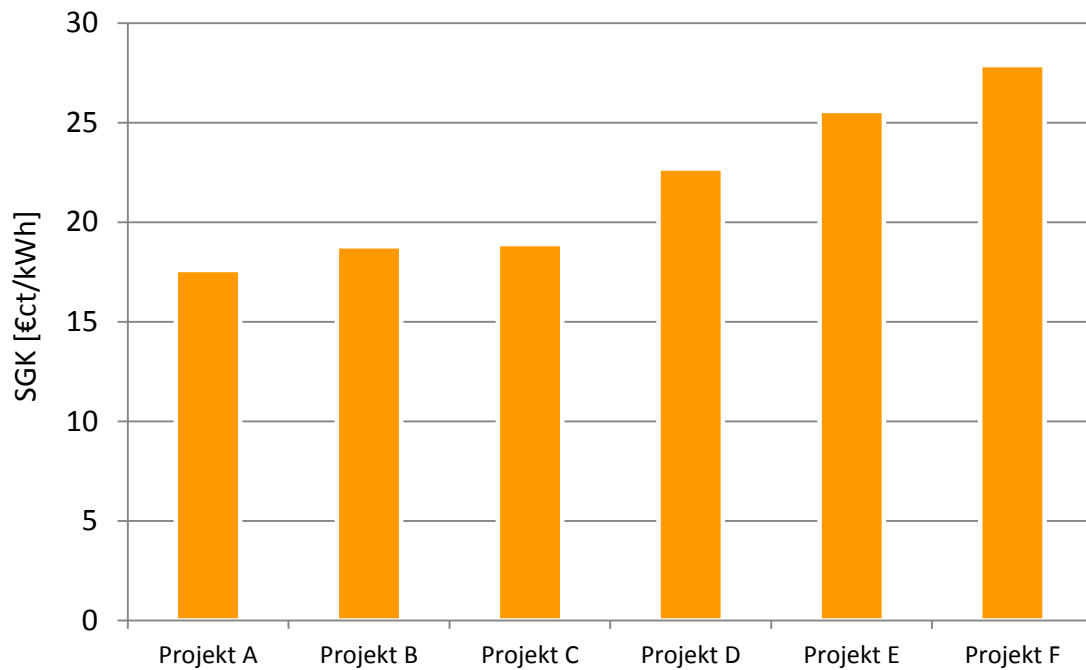


Abb. 2-12: Stromgestehungskosten deutscher Geothermiekraftwerke. (Weimann, 2011)

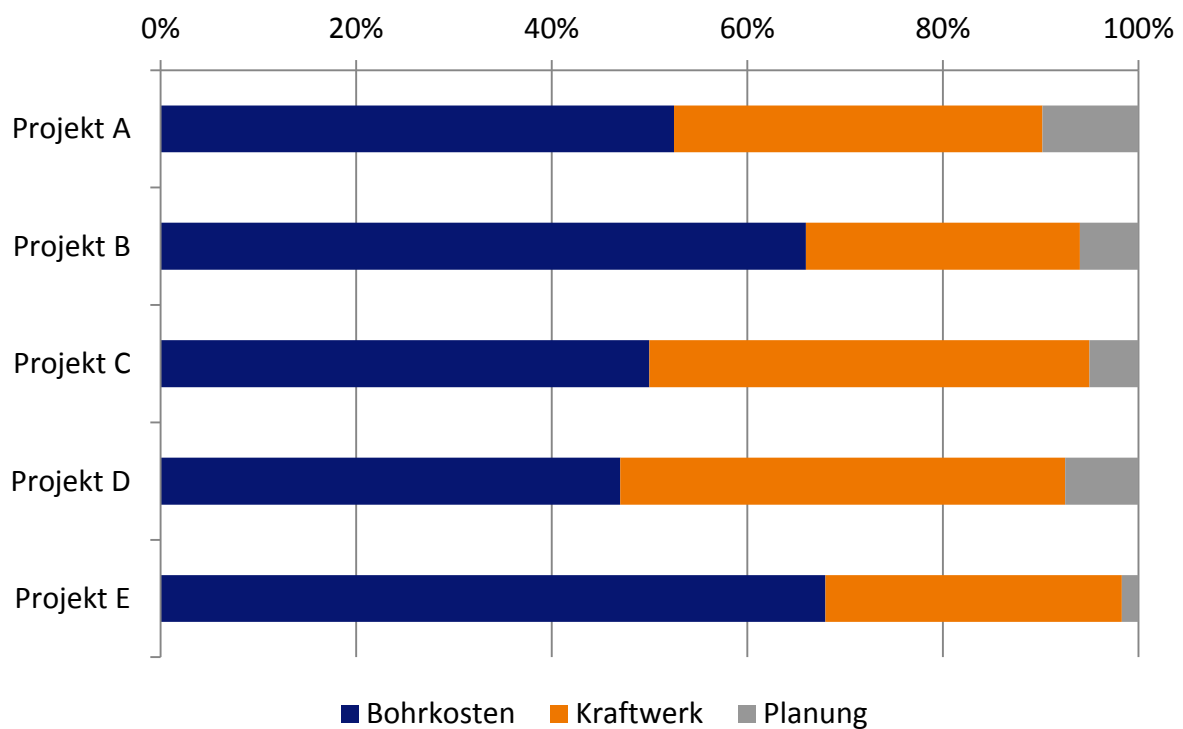


Abb. 2-13: Prozentuale Aufteilung der Investitionen bis zur Inbetriebnahme ausgewählter bestehender und in der Realisierung befindlicher Geothermiekraftwerke in Deutschland. (Weimann, 2011)

Auch die Kostenstruktur variiert in einem weiten Bereich. Abb. 2-13 vergleicht die Aufteilung der Investitionen verschiedener Geothermieprojekte in Deutschland. Größte Kostenposition ist die Erschließung des Reservoirs mit durchschnittlich über 50 % bis maximal ca. 70 % der gesamten Investitionen. Auch die Planungskosten schwanken von ca. 3 % bis 10 %. Die Kategorie „Kraftwerk“ unterscheidet leider nicht zwischen Thermalwassersystem, Stromerzeugungsanlage und Heizwerk, weshalb eine Interpretation erschwert ist, weist generell jedoch ebenfalls eine hohe Schwankungsbreite aus.

Sowohl Anzahl, Alter und Vielfalt der eingesetzten Technologien als auch die Bandbreite der Kosten weisen auf den geringen Reifegrad der Branche hin. Dies lässt ein erhebliches Optimierungspotenzial erwarten. Dies zu quantifizieren und Maßnahmen zu dessen Hebung zu identifizieren und zu bewerten ist Ziel der vorliegenden Arbeit.

3 Methodik der exergoökonomischen Bewertung und Kostenermittlung

Für die thermodynamische Beschreibung von Prozessen wird für gewöhnlich die Energie verwendet. Mit dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik „Die Energie eines Systems ändert sich nur durch Zu- oder Abfuhr von Energie über die Systemgrenzen.“ (Lucas, 2000) steht ein entsprechendes Werkzeug zur Verfügung. Der Energieerhaltungssatz gibt jedoch keine Auskunft über den Wert der Energie. Eine qualitative Unterscheidung verschiedener Energieformen ist aber gerade bei der Bewertung von Niederenthalpieanwendungen, wie es Geothermiekraftwerke in Zentraleuropa sind, von besonderer Bedeutung. Ersichtlich wird dies aus dem Zusammenhang von Exergie und Temperatur. Bei niedrigen Temperaturen fällt der exergetische Anteil der Energie überproportional ab. Die Bedeutung einer qualitativen Unterscheidung soll am Beispiel der Wärmeübertragung erläutert werden. Auch wenn 100 % der Energie übertragen werden, kann die Exergie, d.h. die Arbeitsfähigkeit, vollständig verloren gehen (Wärme bei Umgebungsbedingungen). Erst bei der Umwandlung der Wärme in Strom würde die Energieanalyse die Abwertung ausweisen. Im Fall einer Bewertung auf Prozessebene, wie in der vorliegenden Arbeit durchgeführt, würde die Ineffizienz der Entspannung in der Turbine zugeordnet. Der Verlust der Arbeitsfähigkeit findet jedoch bereits bei der Wärmeübertragung statt. Bedeutend wird dies bei der ökonomischen Betrachtung. Die energetische Bewertung legt den Schluss nahe mehr Geld in eine effizientere Turbine zu investieren anstatt in die Wärmeübertrager. Wird die Exergie zur Beschreibung und Bewertung herangezogen, ist eine korrekte Zuordnung möglich. Exergie ermöglicht einen quantitativen Vergleich verschiedener Energieformen. Vergleichbarkeit ist Voraussetzung für die anschließende exergoökonomischen Analyse.

Nach Einführung der Exergie im folgenden Kapitel wird die Methodik der Exergoökonomie beschrieben. Ergänzt wird diese um eine Beschreibung der Kostenfaktor- und Annuitätenmethode, die zur Ermittlung der kapitalgebundenen Kosten und Überführung der Gesamtaufwendungen in jährliche Zahlungsreihen verwendet werden.

3.1 Exergetische Beschreibung und Bewertung

Unterschiedlichen Energieformen können unterschiedliche Wertigkeiten zugeordnet werden. Energie, die uneingeschränkt in jede andere Form von Energie umwandelbar ist, wie potentielle oder kinetische Energie, ist die höchstwertige Energieform und wird als Exergie bezeichnet. Das Gegenstück, die Anergie, kann in keine andere Form von Energie umgewandelt werden und ist demnach für den technischen Gebrauch wertlos. Ebenso wie Energie und Entropie sind auch Exergie und Anergie relative und extensive Zustandsgrößen, d.h. nur die Änderung von einem Zustand 1 zu einem Zustand 2 ist aussagekräftig. (Lucas, 2000)

Ein Beispiel für Anergie ist Wärme bei Umgebungstemperatur. Eine MWh Wärme bei Umgebungstemperatur hat keinen technischen Nutzen. Erst wenn diese z.B. mit einer Wärmepumpe, unter Zufuhr von Exergie, auf ein abweichendes Temperaturniveau gehoben oder abgesenkt wird, kann damit geheizt oder gekühlt werden. Es entsteht ein potenzieller Nutzen. Nur Wärme auf einem Temperaturniveau abweichend von der Umgebungstemperatur hat somit thermodynamisch gesehen einen Wert. Die MWh Wärme, um bei dem Beispiel zu bleiben, kann jedoch nicht vollständig z.B. in eine MWh Strom umgewandelt werden. Je nach Temperaturdifferenz zur Umgebung kann lediglich ein Anteil von unterschiedlicher Größe zu Strom gewandelt werden. Die Exergie gibt an, wie groß dieser Anteil ist. Man spricht auch von der maximalen Arbeitsfähigkeit. Eine MWh Wärme besteht also aus Exergie und Anergie, während Strom oder kinetische Energie reine Exergien sind.

Vergleicht man die Exergien zweier Zustände, erhält man eine Aussage darüber, wie viel Arbeit in einem reversiblen Prozess zu- oder abgeführt werden muss, um von Zustand 1 Zustand 2 zu erreichen. Praktisch treten bei jedem Energiewandlungsprozess Irreversibilitäten auf. Die Exergiezu- oder -abfuhr des reversiblen Falls gibt somit das theoretische Minimum/Maximum wieder, um den Zustand 2 zu erreichen. Die Exergiebilanz kann aus der Energie- und Entropiebilanz hergeleitet werden und wird im weiteren Verlauf dargestellt. (Lucas, 2000)

Vernachlässigt man nukleare, magnetische, elektrische und mit Oberflächenspannungen auftretende Effekte, so ist die Exergie E [kJ] wie folgt definiert (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996):

$$E = E^{TM} + E^{KN} + E^{PT} + E^{CH} \quad \text{Gl. (3.1)}$$

oder auf die Masse bezogen als spezifische Exergie e [kJ/kg] als

$$e = e^{TM} + e^{KN} + e^{PT} + e^{CH} . \quad \text{Gl. (3.2)}$$

Den Modellannahmen folgend, kann die Exergie eines Systems oder Stoffstroms in vier verschiedene Exergieformen untergliedert werden: die thermomechanische Exergie E^{TM} , die kinetische Exergie E^{KN} , die potenzielle Exergie E^{PT} und die chemische Exergie E^{CH} .

Die thermomechanische Exergie eines geschlossenen Systems in einem bestimmten Zustand ist gegeben durch (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996)

$$E^{PH} = (U - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) , \quad \text{Gl. (3.3)}$$

wobei U die innere Energie, p der Druck, V das Volumen, T die Temperatur, S die Entropie sind und der Index 0 für den Referenzzustand steht. Mit der Definition der Enthalpie (Lucas, 2000)

$$H = U + p \cdot V \quad \text{Gl. (3.4)}$$

ergibt sich die thermomechanische Exergie von Stoffströmen zu

$$\dot{E}^{PH} = (\dot{H} - \dot{H}_0) - T_0(\dot{S} - \dot{S}_0) . \quad \text{Gl. (3.5)}$$

Da kinetische Energie theoretisch vollständig in Arbeit umgewandelt werden kann, entspricht die kinetische Exergie der kinetischen Energie (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996)

$$\dot{E}^{KN} = \dot{m} \cdot \frac{1}{2} \cdot c^2 , \quad \text{Gl. (3.6)}$$

wobei \dot{m} der Massenstrom und c die Geschwindigkeit ist.

Gleiches wie für die kinetische Energie gilt für die potenzielle Energie, die ebenfalls vollständig in Arbeit umwandelbar ist. Für die potenzielle Exergie gilt somit (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996)

$$\dot{E}^{PT} = \dot{m} \cdot g \cdot z , \quad \text{Gl. (3.7)}$$

wobei g die Erdbeschleunigung und z die Höhe ist.

Die chemische Exergie eines Stoffes beschreibt, wie viel Exergie freigesetzt wird, wenn dieser reagiert und auf die Zusammensetzung und Bedingungen einer definierten Umgebung überführt wird. Berechnet werden kann die chemische Exergie unter Zuhilfenahme von tabellierten Werten der Gibbs-Energie und Standardexer-

gien der beteiligten Stoffe (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996). Ziel in einem Geothermie(heiz)kraftwerk ist es, thermische Energie in Strom umzuwandeln bzw. die Wärme direkt zu nutzen. Hierbei kommt es im Idealfall zu keinen chemischen Reaktionen. Tatsächlich kann es aufgrund der Abkühlung des Thermalwassers zu einer veränderten Wasserchemie und Ablagerungen innerhalb der Anlage kommen sowie zu Korrosion. Die Veränderung der chemischen Exergie, verglichen mit den anderen Exergieformen, ist jedoch vernachlässigbar und wird im Weiteren nicht berücksichtigt.

Die mit einem Stoffstrom verbundene spezifische Exergie, bezogen auf einen Referenzzustand, ergibt sich somit zu

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{1}{2} \cdot (c^2 - c_0^2) + g \cdot (z - z_0). \quad \text{Gl. (3.8)}$$

Da die Exergie den ersten und den zweiten Hauptsatz der Thermodynamik vereint, lässt sich die Exergiebilanz aus der Energie- und Entropiebilanz herleiten. Die allgemeine Form der Energiebilanz an einem Volumenelement ist definiert durch (Lucas, 2000)

$$\frac{dY_{CV}}{dt} = \sum_j \dot{Q}_j + \sum_j \dot{W}_j + \sum_i \dot{m}_i \cdot \left(u_i + p_0 \cdot V_i + \frac{1}{2} \cdot c_i + g \cdot z_i \right) - \sum_e \dot{m}_e \cdot \left(u_e + p_0 \cdot V_e + \frac{1}{2} \cdot c_e + g \cdot z_e \right). \quad \text{Gl. (3.9)}$$

Die allgemeine Form der Entropiebilanz an einem Volumenelement lautet (Lucas, 2000)

$$\frac{dS_{CV}}{dt} = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum_i \dot{m}_i \cdot s_i - \sum_e \dot{m}_e \cdot s_e - \dot{S}_{gen}. \quad \text{Gl. (3.10)}$$

Daraus ergibt sich die allgemeine Form der Exergiebilanz an einem Volumenelement zu (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996)

$$\frac{dE_{CV}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \cdot \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{CV} - p_0 \cdot \frac{dV_{CV}}{dt} \right) + \sum_i \dot{m}_i \cdot e_i - \sum_e \dot{m}_e \cdot e_e - \dot{E}_D, \quad \text{Gl. (3.11)}$$

wobei die Indizes i und e für alle eingehenden und ausgehenden Stoffströme und der Index CV für Volumenelement stehen.

Für den stationären Fall ergibt sich aus Gl. (3.11)

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot \dot{Q}_j - \dot{W} + \sum_i \dot{m}_i \cdot e_i - \sum_e \dot{m}_e \cdot e_e - \dot{E}_D . \quad \text{Gl. (3.12)}$$

Die Exergievernichtung eines stationären Prozesses kann direkt mit Gl. (3.12) bestimmt werden. Ist die Exergievernichtung \dot{E}_D Null, handelt es sich um einen reversiblen, d.h. idealen Prozess.

Ausgehend von der bisher rein thermodynamischen Betrachtung der Prozesse soll nun eine Unterscheidung zwischen „nutzbaren“ und „verlorenen“ Exergieströmen eingeführt werden. Dies bedingt bereits den Übergang zu einem ökonomischen Modell (rational approach), da die Definitionen des Nutzens und der Verluste nicht thermodynamisch, sondern ökonomisch begründet sind (Riedl, 2007). Eine Darstellung der beiden Bilanzmodelle befindet sich in Abb. 3-1. Die in Gl. (3.12) vertretenen Terme werden für jedes betrachtete Teilsystem in „nutzbar“ und „verloren“ kategorisiert. Mit diesem Verständnis kann Gl. (3.12) vereinfacht auch wie folgt dargestellt werden (Tsatsaronis, 1996)

$$\dot{E}_P = \dot{E}_E - \dot{E}_L - \dot{E}_D , \quad \text{Gl. (3.13)}$$

wobei \dot{E}_P für die Exergie des Produkts, \dot{E}_E für die Exergie der Edukte, \dot{E}_L für die Exergieverluste und \dot{E}_D für die Exergievernichtung steht.

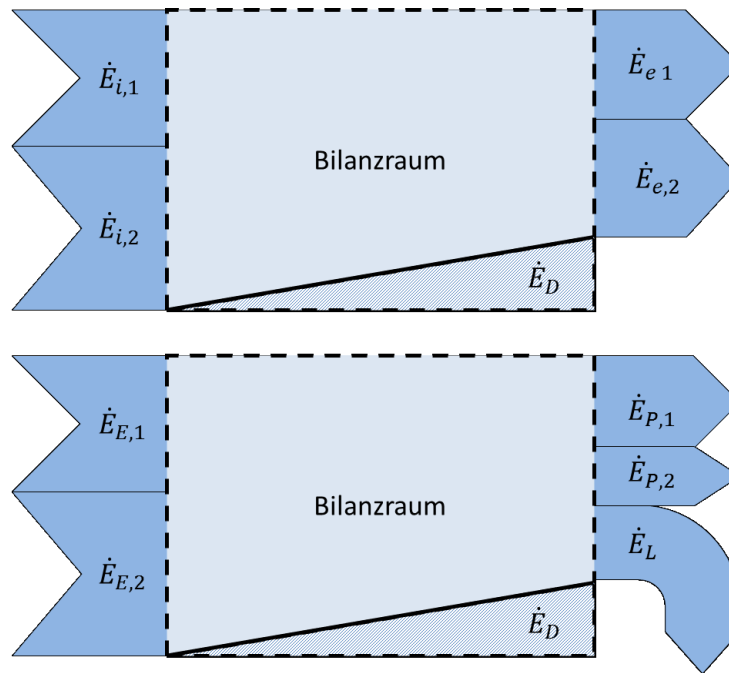


Abb. 3-1: Gegenüberstellung des rein thermodynamischen Bilanzmodells (oben) und des nutzenorientierten Bilanzmodells (unten). (Riedl, 2007)

Für gegebene Eingangs- und Ausgangszustände ist die Summe der Exergieverluste und Exergievernichtung konstant. Je nach Wahl der Systemgrenzen unterscheidet sich jedoch die Aufteilung. Dies sei an dem Beispiel einer isolierten mit heißem Thermalwasser durchströmten Rohrleitung erläutert. Umfasst die Systemgrenze lediglich den Flüssigkeitszylinder, so wird der Wärmestrom auf dem Temperaturniveau des Thermalwassers abgegeben. Nach Gl. (3.11) handelt es sich um einen Exergietransfer über die Systemgrenze und damit um einen Verlust. Umfassen die Systemgrenzen die Rohrwandung und Isolierung, so liegt die abgegebene Wärme bei Umgebungstemperatur vor. Definitionsgemäß besitzt Wärme bei Umgebungstemperatur keine Exergie, der Verlustterm in Gl. (3.11) wird Null. Die Exergie wird vollständig vernichtet. Die Wahl der Systemgrenzen und damit die Unterscheidung zwischen Exergieverlust und -vernichtung kann daher zur gezielten Analyse und Prozessbewertung einzelner Effekte eingesetzt werden.

Auf das System Geothermie(heiz)kraftwerk bezogen, sind der erzeugte Strom und die ausgekoppelte Nutzwärme die gewünschten Produktströme. Für die einzelnen Prozessschritte gilt meist, dass die Eingangsströme des Folgeprozesses die Produktströme des vorgelagerten Prozessschritts sind. Da die Einteilung in „nutzbar“ und „verloren“ definitionsabhängig ist, sind die Definitionen der Systemgrenzen, Exergieverluste und -vernichtung im Einzelnen in Tab. D-1 bis Tab. D-9 im Anhang aufgelistet.

Eine Darstellung der Exergieströme im Referenzfall zeigt Abb. 3-2. Die Zustandspunkte beziehen sich auf die in Abb. 2-4 dargestellte Konfiguration, welche abgesehen von der Wärmenutzung dem Referenzfall entspricht. Die Exergie am ZP1, dem Reservoir, entspricht 100 %.

Eine zusätzliche Exergiezufuhr findet im Referenzfall lediglich durch die Förder- und Kondensatpumpe sowie den Rückkühler statt. Die größten das System verlassenden Exergieströme sind der erzeugte Strom (ZP 20 nach 21), sowie der reinjizierte Thermalwassermassenstrom (ZP9). Der hohe Exergietransfer im Thermalwassersystem deutet bereits auf ungenutztes Potenzial hin. Eine eingehende Analyse des Systems befindet sich in Kapitel 5.2. Die verwendeten Bewertungsgrößen werden im Folgenden vorgestellt.

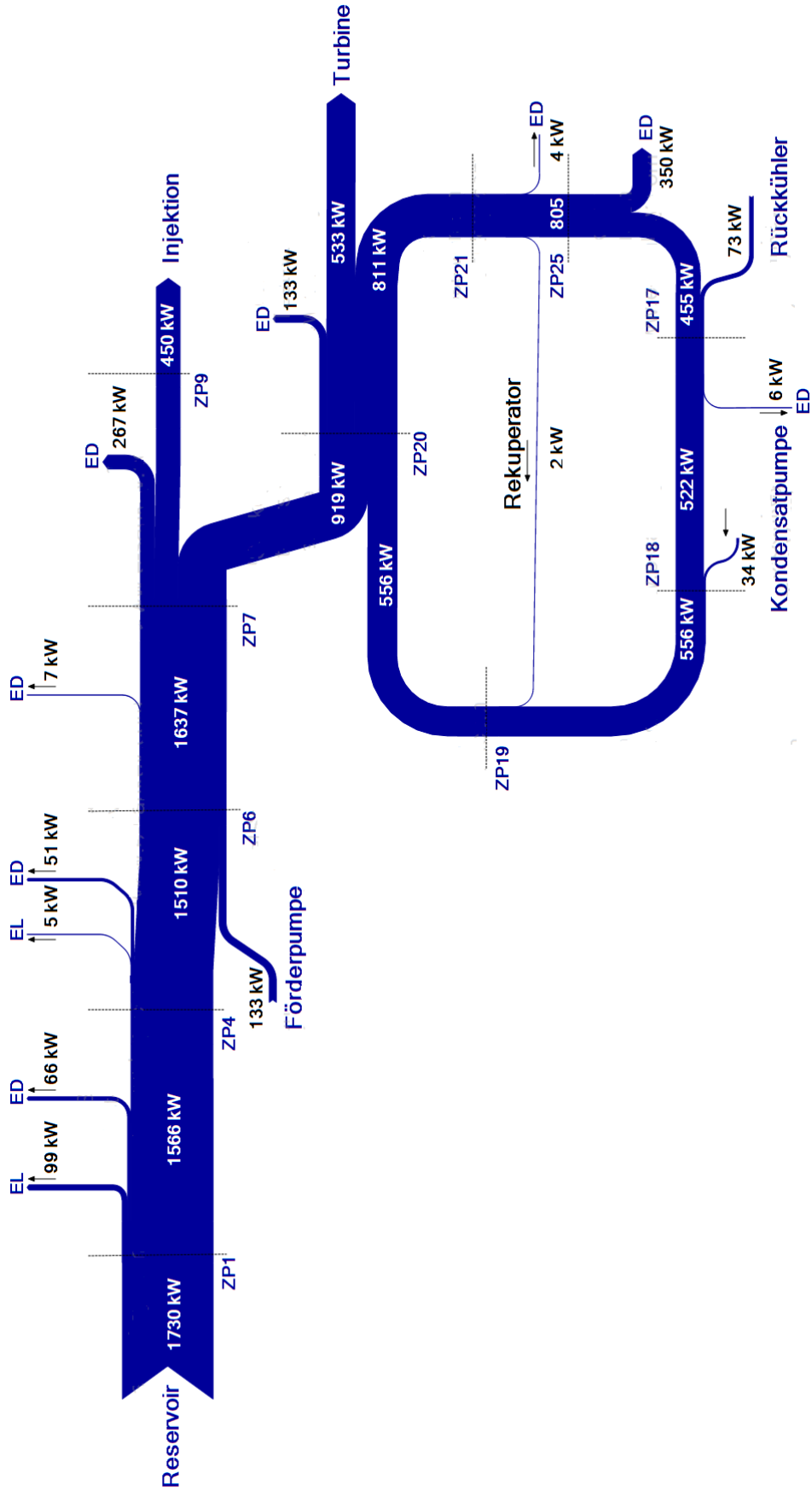


Abb. 3-2: Exergieströme für den Referenzfall Standort Bruchsal mit 25 kg/s Thermalwassermassenstrom (erstellt mit e!Sankey 3.1)

Die Einteilung nach Gl. (3.13) ermöglicht die exergetische Analyse anhand von Kennzahlen. So ist der rationelle exergetische Wirkungsgrad ε das Verhältnis zwischen Nutzen und Aufwand und wie folgt definiert (Tsatsaronis, 1996)

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_P}{\dot{E}_E} = 1 - \frac{\dot{E}_L + \dot{E}_D}{\dot{E}_E}. \quad \text{Gl. (3.14)}$$

Angewendet auf einen Prozessschritt wird ersichtlich, wie viel der aufgewendeten Exergie im Produkt verbleibt. Bewertet wird also der Prozessschritt. Das Exergieverrichtungsverhältnis y_D und das Exergieverlustverhältnis y_L hingegen nehmen Bezug auf die, dem Gesamtsystem zugeführte Exergie \dot{E}_E^{TOT} . Mit Gl. (3.15) und Gl. (3.16) lassen sich daher Aussagen über die Relevanz des Prozessschritts im Gesamtsystem treffen. Alle drei Kennzahlen dienen der Bewertung der Irreversibilität eines Prozessschrittes (Tsatsaronis, 1996).

$$y_D = \frac{\dot{E}_D}{\dot{E}_E^{TOT}} \quad \text{Gl. (3.15)}$$

$$y_L = \frac{\dot{E}_L}{\dot{E}_E^{TOT}} \quad \text{Gl. (3.16)}$$

3.2 Exergoökonomische Beschreibung und Bewertung

Die Verbreitung von Erzeugungstechnologien wird maßgeblich durch die Wirtschaftlichkeit² beeinflusst. Die Frage, welche technischen, konzeptionellen oder betrieblichen Innovationen zum Durchbruch beitragen, führt daher unweigerlich zu der Frage des Aufwand-Nutzen-Verhältnisses der einzelnen Maßnahme. Ökologische und soziologische Kriterien können, z.B. durch den Gesetzgeber, „eingepreist“ oder durch Auflagen gefordert werden. Beispiele hierfür in der Energiewirtschaft sind der CO₂-Zertifikatehandel, die BImSchV, das EEG und das KWKG. Zur Bewertung des Nutzens bzw. Aufwands wird eine exergoökonomische Kostenanalyse der

² Wirtschaftlichkeit ist das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand und ist hier als Quotient von Erlösen zu Kosten zu verstehen

einzelnen Prozessschritte und letztendlich ein Vergleich des Gesamtsystems auf Basis der Stromgestehungskosten durchgeführt.

Die exergoökonomische Kostenanalyse weist jedem Exergiestrom die durch ihn verursachten Kosten zu. Dies ermöglicht Irreversibilitäten und Verluste eines Prozessschrittes ökonomisch zu bewerten. Mit der exergoökonomischen Analyse steht also ein ideales Werkzeug zur Auswertung des Kosten-Nutzenverhältnis thermodynamischer Optimierungsmaßnahmen zur Verfügung. Exergiekosten werden im Weiteren mit der Variablen C bzw. c für spezifische Exergiekosten gekennzeichnet, während alle anderen Kosten mit der Variable K gekennzeichnet sind.

Definiert sind die Kosten für zu- bzw. abgeführte Exergieströme in Form von Stoffströmen, Arbeit und Wärme nach Gl. (3.17) bis Gl. (3.20) (Tsatsaronis, 1996). Die Variablen c_i , c_e , c_W und c_Q sind spezifische Kosten je Einheit Exergie über einen bestimmten Zeitraum. In Anlehnung an die VDI 2067 (2010) werden die Exergiekosten in Form von Annuitäten in €/a bzw. spezifisch in €/(kW·a) angegeben.

$$\dot{C}_i = c_i \cdot \dot{E}_i \rightarrow \text{mit zugeführten Stoffströmen assoziierte Exergiekosten} \quad \text{Gl. (3.17)}$$

$$\dot{C}_e = c_e \cdot \dot{E}_e \rightarrow \text{mit abgeführten Stoffströmen assoziierte Exergiekosten} \quad \text{Gl. (3.18)}$$

$$\dot{C}_W = c_W \cdot \dot{E}_W \rightarrow \text{mit zu-/abgeführter Arbeit assoziierte Exergiekosten} \quad \text{Gl. (3.19)}$$

$$\dot{C}_Q = c_Q \cdot \dot{E}_Q \rightarrow \text{mit zu-/abgeführter Wärme assoziierte Exergiekosten} \quad \text{Gl. (3.20)}$$

Neben Kosten, die sich einem Exergiestrom zuordnen lassen, fallen meist weitere Kosten an. Diese exergieunabhängigen Kosten, im Englischen auch „non exergy related costs“ genannt, werden zusammengefasst und zu den Exergiekosten addiert. Die Gesamtkosten ergeben sich somit zu (Tsatsaronis, 1996)

$$\dot{C}_j^{TOT} = \dot{C}_j + \dot{C}_j^{NE} \quad \text{Gl. (3.21)}$$

Aus der Exergiekostenbilanz Gl. (3.22) ergibt sich, dass alle ein System verlassenden Exergiekosten gleich allen eintretenden Exergiekosten zuzüglich der durch den Prozess entstandenen Kosten sind (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996). D.h. ebenso wie die Exergie sind auch die Exergiekosten extensive Größen, weshalb der Bezugspunkt von Bedeutung ist.

$$\sum \dot{C}_e = \dot{C}_Q + \dot{C}_W + \sum \dot{C}_i + Z \quad \text{Gl. (3.22)}$$

Im Gegensatz zur exergetischen Bilanzierung sind bei der Exergiekostenbilanzierung alle Kostenströme als positive Werte definiert (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996). Je nach Betrachtungsfall werden daher die einzelnen Positionen auf die rechte bzw. linke Seite der Gleichung geschrieben, bleiben dabei jedoch immer positiv. Auf der rechten Seite von Gl. (3.22) wird der Nutzen, auf der linken Seite werden die Aufwände aufgeführt. Analog zur exergetischen Analyse besteht daher die Notwendigkeit der Kategorisierung in „Nutzen“ und „Aufwand“. Gl. (3.22) ist die allgemeine Bilanzgleichung für den Fall, dass das Produkt des Prozesses die ausgehenden Stoffströme sind und dem Prozess Wärme, Arbeit und Eduktströme zugeführt werden. Z steht für die durch den betrachteten Prozess entstandenen Kosten und setzt sich aus den kapitalgebundenen, verbrauchsgebundenen, betriebsgebundenen und sonstigen Kosten zusammen. Keinem einzelnen Prozessschritt zuordenbare Kosten, wie z.B. Personal- und Verwaltungskosten, werden auf alle Prozessschritte verteilt (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996). Dies erfolgt prozentual je nach Anteil der Kosten des betrachteten Prozesses an den Gesamtkosten.

Die Exergiekostenbilanz nach „Nutzen“ und „Aufwand“ ist in Gl. (3.23) gegeben und besagt, dass die Produktkosten \dot{C}_P gleich allen durch den Prozess selbst entstandene Kosten Z , den aufzuwendenden Eduktkosten \dot{C}_E abzüglich der Kosten durch Verluste \dot{C}_L sind.

$$\dot{C}_P = \dot{C}_E - \dot{C}_L + Z \quad \text{Gl. (3.23)}$$

Je nach Ziel der Betrachtung werden die Kosten der Exergieverluste unterschiedlich definiert. Wird z.B. ein Fertigungsprozess untersucht, so liegt es nahe, die Menge der Einsatzstoffe für eine gewünschte Menge Produkt zu ermitteln. Im Fall eines Geothermieprojekts steht hingegen eine bestimmte Menge Einsatzstoff zur Verfügung, aus der nun die Produktmenge ermittelt werden soll. Treten Verluste auf, so reduziert sich die Menge Produkt. Die finanziellen Verluste werden unter dieser Annahme nach Gl. (3.24) berechnet (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996).

$$\dot{C}_L = c_P \cdot \dot{E}_L \quad \text{Gl. (3.24)}$$

Anders verhalten sich die Exergievernichtungskosten. Treten Irreversibilitäten auf, z.B. Reibungsverluste in Rohrleitungen, so erhöht sich die Menge des Einsatzstoffes. Im Fall der Strömungsverluste erhöht sich meist der Eigenstrombedarf der Pumpen. Tatsächlich ist die Trennung zwischen Verlust des Produkts und erhöhtem Edu-

ktaufwand nicht immer eindeutig (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996). Entscheidend ist die Definition von Verlusten (hier per verwendeter Definition nur Wärmeverluste) und Vernichtung (Reibungs- und Wärmeverluste). Die mit der Exergievernichtung assoziierten Kosten werden dem System weder zu- noch abgeführt und sind daher mit den bisher präsentierten Gleichungen nicht zu bestimmen. Unter der Annahme, dass die Produktexergie \dot{E}_p konstant ist, kann aus Gl. (3.13) und Gl. (3.22) durch Eliminieren der Produktexergie folgende Definition der Kosten durch Exergievernichtung \dot{C}_D hergeleitet werden (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996). Mit Gl. (3.24) und Gl. (3.25) lassen sich somit die Kosten durch Irreversibilitäten beziffern.

$$\dot{C}_D = c_E \cdot \dot{E}_D \quad \text{Gl. (3.25)}$$

Werden mehrere hintereinandergeschaltete Prozesse betrachtet, ist die Lage des einzelnen Prozesses während der Interpretation zu berücksichtigen. Generell gilt, je näher sich der Prozessschritt am Endprodukt befindet, desto größer sind die Auswirkungen der Exergievernichtung (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996). Eine absolute Exergievernichtung gleicher Höhe zu Beginn einer Prozesskette ist weniger kritisch, da ihr prozentualer Anteil meist geringer ist. Zudem tragen die Edukte nachgelagerter Prozessschritte bereits die Kosten der vorgelagerten Prozessschritte, weshalb die Kosten je Einheit Exergie mit Annäherung an das Endprodukt steigen. Abb. 3-3 veranschaulicht den Zusammenhang grafisch an einen Eingangsstrom von 100 kW und gleichbleibend hoher Exergievernichtung von 10 kW.

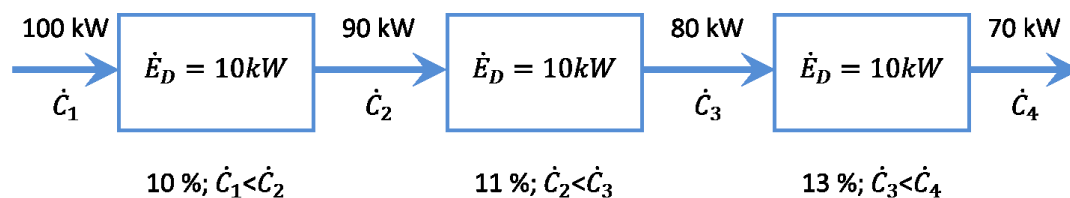


Abb. 3-3: Effekt der Position einer Exergievernichtung in einem Prozessschritt auf die Relevanz für das Gesamtsystem

Geothermiekraftwerke sind in dieser Hinsicht Sonderfälle, da ein Teil des Endproduktes eingesetzt wird um dieses zu erzeugen. Die vorangegangene Betrachtung ist daher nur bedingt gültig. Im Rahmen der Systemanalyse soll hierauf näher eingegangen werden.

Weitere Kennzahlen sind die relative Kostendifferenz r und der exergoökonomische Faktor f . Die relative Kostendifferenz ist nach Gl. (3.26) definiert und gibt das Verhältnis der Kostensteigerung durch den betrachteten Prozess bezogen auf die Kosten der Edukte wieder (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996).

$$r = \frac{c_P - c_E}{c_E} \quad \text{Gl. (3.26)}$$

Ermöglicht wird so zum einen eine Einschätzung der Relevanz des betrachteten Prozesses zur Kostenoptimierung des gesamten Systems und zum anderen dient die relative Kostendifferenz der Optimierung des Prozesses selbst. Ist r klein, so hat eine Optimierung nur einen geringen Einfluss auf die Kosten des Gesamtsystems. Der Faktor kann also dazu genutzt werden, eine Prioritätenliste zu erstellen, wie in Kapitel 5 durchgeführt. Wird ein System optimiert, so geben die relativen Kostendifferenzen der verschiedenen Prozessschritte Auskunft darüber, ob sich diese im Einzelnen verbessert oder verschlechtert haben. Werden nur die Kosten des Endproduktes betrachtet, ist zwar eine globale Aussage möglich, nicht jedoch auf Prozessebene.

Der exergoökonomische Faktor f gibt das Verhältnis zwischen den exergieunabhängigen Kosten eines Prozesses und den Kosten durch Exergievernichtung und -verlust wieder (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996)

$$f = \frac{Z}{Z + \dot{C}_L + \dot{C}_D} \quad \text{Gl. (3.27)}$$

Gewonnen wird eine Aussage über das Potenzial der Kosteneinsparung durch Reduktion der Irreversibilitäten. Niedrige Werte für f legen nahe, in die Minimierung von Irreversibilitäten zu investieren. Hohe Werte deuten hingegen darauf hin, dass schlechtere Wirkungsgrade in Kauf genommen werden sollten, wenn sich hierdurch die Kapital- und Betriebskosten des Prozesses entsprechend reduzieren lassen. Bejan, Tsatsaronis, & Moran (1996) geben typische Werte des exergoökonomischen Faktors von 55 % für Wärmeübertrager, 35 – 75 % für Kompressoren und Turbinen und Werte größer 70 % für Pumpen an. Anzustrebende Werte für Komponenten in Geothermiekraftwerken werden in Kapitel 7 präsentiert.

Zur Bestimmung der Kennzahlen werden die spezifischen Exergiekosten benötigt. Meist sind mehrere spezifische Exergiekosten unbekannt. Zur Berechnung steht lediglich die Exergiekostenbilanz zur Verfügung. Daher ist es notwendig, Hilfsgleichungen zu formulieren, so dass ein Gleichungssystem mit $n-1$ Gleichungen zur Bestimmung von n Unbekannten vorliegt. Analog zur Exergieanalyse im vorangegangenen Kapitel sind die Kategorisierung in „Produkt“ und „Edukt“ sowie die verwendeten Hilfsgleichungen für die betrachteten Teilsysteme im Einzelnen tabellarisch im Anhang aufgeführt (Tab. D-10 bis Tab. D-12). Die Anzahl der betrachteten Prozessschritte ist im Vergleich zur Exergieanalyse reduziert. Dies liegt zum einen an der Kostenentstehung und Zuordnung zu einzelnen Prozessen und zum anderen an

der Art der Prozesse. Definiert werden Teilsysteme, die ökonomisch sinnvoll interpretiert werden können. So macht es ökonomisch z.B. keinen Sinn, den Filterbereich einer Bohrung separat zu betrachten. Vielmehr ist die Bohrung als Ganzes zu sehen, da sie als eine Einheit hergestellt wird. Zudem ist die Art der Prozesse zu berücksichtigen. Geothermiekraftwerke besitzen dissipative Prozessschritte, die für den Betrieb notwendig, thermodynamisch jedoch nicht sinnvoll sind. Hierzu gehören die Rückkühlung der Stromerzeugungsanlage sowie das gesamte Thermalwassersystem nach der letzten Wärmenutzung. Thermodynamisch ist es nicht notwendig, diese dissipativen Anlagenteile zu betreiben, praktisch sind sie jedoch unumgänglich. Die Kosten der dissipativen Prozesse werden daher den produktiven Prozessen zugeschlagen, die ohne diese nicht betrieben werden könnten (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996). Die Zuordnung erfolgt prozentual je nach Anteil der Kosten des betrachteten Prozesses an den Gesamtkosten.

Die Randbedingungen der Exergiekostenanalyse wurden so gewählt, dass die Eingangsströme nicht kostenbehaftet sind, d.h. die Kosten der Exergieströme des Thermalwassers im ungestörten Zustand im Reservoir und des Rücklaufs des Fernwärmenetzes sind Null. Abb. 3-4 zeigt beispielhaft die Exergiekostenströme im Referenzfall für den Standort Bruchsal. Die Zustandspunkte beziehen sich wieder auf die in Abb. 2-4 dargestellte Konfiguration. Vom ZP1 bis ZP7 steigen die absoluten und spezifischen Exergiekosten an. Mit der Wärmeübertragung an den Kreisprozess wird ein Großteil der Exergiekosten an den Kreisprozess übertragen. Die mit dem Thermalwasserstrom verbundenen verbleibenden Exergiekosten verlassen das System wieder (Transfer) oder werden durch eine nachgeschaltete Wärmenutzung weiter reduziert (im Referenzfall nicht gegeben).

Die Exergiekosten am ZP20 setzen sich aus den Anteilen des zugeführten Kostenstroms mit dem Arbeitsmittel und dem übertragenen Kostenstrom des Thermalwassers zusammen. Die spezifischen Exergiekosten an den ZP7 und 9 sowie ZP20 und 21 sind identisch, da die gesamten, in den Prozessschritten anfallenden Kosten, dem Produktstrom zugeordnet werden. Dies gilt auch für die Wärmeübertragung im Rekuperator. Die spezifischen Exergiekosten ergeben sich aus der Verschneidung zwischen Exergieströmen mit den dazugehörigen Exergiekosten. Eine Übersicht der Exergien, Exergiekosten und spezifischen Exergiekosten im Referenzfall ist in Tab. 3-1 gegeben.

Tab. 3-1: Exergien, Exergiekosten und spezifische Exergiekosten im Referenzfall (Standort Bruchsal, $m_{TW} = 25 \text{ kg/s}$)

Zustandspunkt/ Exergiestrom	Exergie [kW]	\dot{E}_L [kW]	\dot{E}_D [kW]	Kosten- strom [€/Jahr]	Z [€/Jahr]	Spez. Exergie- kosten [€/kW/Jahr]
ZP1	1.730	-	-	0	-	0
ZP4	1.566	99	66	1.081.239	1.081.239	691
Förderpumpe	133	-	-	587.569	-	4.416
ZP6	1.643	5	51	1.995.895	327.088	1.215
ZP7	1.636	0	7	2.109.697	113.802	1.289
WÜ an SEA	919	-	-	1.529.232	-	1.664
ZP9	450	0	267	580.465	-	1.289
ZP20	1.477	-	-	4.720.925	294.920	3.196
Turbine	533	-	-	2.353.180	-	4.416
ZP21	811	0	133	2.590.968	223.223	3.196
Rekuperator	2	-	-	6.861	-	3.196
ZP25	805	0	4	2.572.477	-	3.196
Rückkühler	73	-	-	-	-	-
ZP17	528	0	350	2.701.947	-	5.114
Kondensatpumpe	34	-	-	150.291	-	4.416
ZP18	556	0	6	2.869.494	17.255	5.161
ZP19	558	-	-	2.896.773	20.419	5.190

Die gewählte und in Abb. 3-4 präsentierte Darstellung ist möglich, da die Gesamtan-nuität sowie die Produktmenge bereits bekannt sind. So kann zunächst die Kosten-vertei-lung auf die Stromerzeugung und eine evtl. Wärmeauskopplung bestimmt werden. Da die Eingangsströme per Definition kostenunbehaftet sind, sind die Exer-giekosten am ZP17 die einzige Variable und können berechnet werden. Die Kosten-ströme verbunden mit Pumparbeit berechnen sich aus den bedarfsgebundenen Kos-ten des jeweiligen Prozessschritts. Für den Strombezug werden die Stromgeste-hungskosten angesetzt.

Diese Betrachtungsweise erlaubt u.a. einen direkten Vergleich der spezifischen Exer-giekosten eines Nutzwärmestroms mit denen der Stromerzeugung. Zudem können Grenzkosten zur Vermeidung von Irreversibilitäten abgeleitet werden. Diese sind als obere Grenzwerte zusätzlicher Investitionen zur Vermeidung der Irreversibilität zu verstehen. Dies soll an einem Beispiel erläutert werden. Im bisher betrachteten Refe-renzfall werden von ZP20 bis ZP21, dem Turbosatz, 133 kW Exergie vernichtet. Könnten hiervon z.B. 10 % vermieden werden, würden 13,3 kW mehr Strom erzeugt. Die spezifischen Exergiekosten des Stroms im Referenzfall betragen 4.416 €/kW·a).

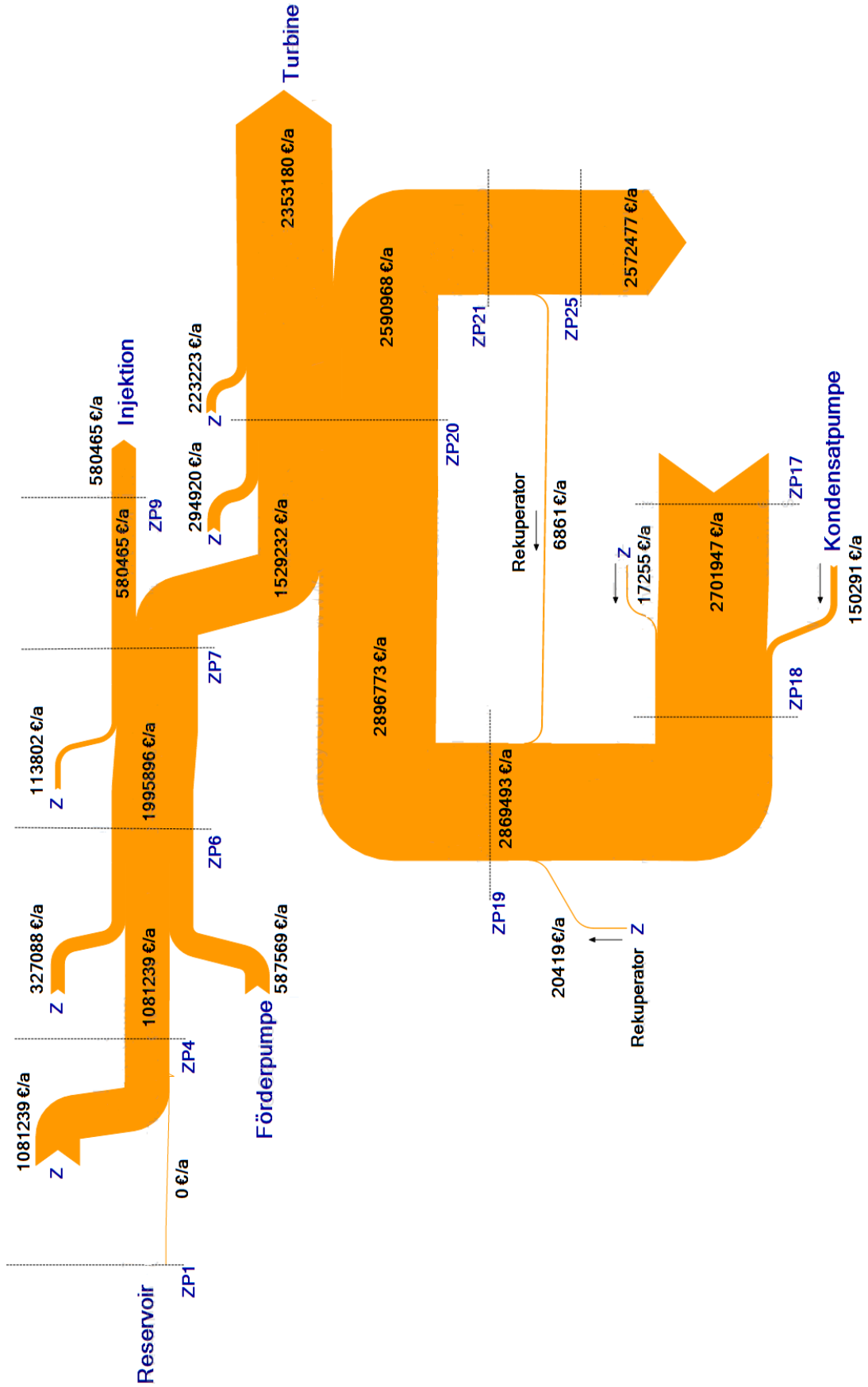


Abb. 3-4: Exergiekostenfluss für den Referenzfall Standort Bruchsal mit 25 kg/s Thermalwassermassenstrom (erstellt mit e!Sankey 3.1)

Rein rechnerisch ließen sich somit Verluste von 58 k€/a einsparen – vorausgesetzt, die Wirkungsradsteigerung könnte kostenneutral umgesetzt werden – bzw. es dürften weniger als 58 k€/a zusätzliche Kosten durch die Wirkungsradsteigerung entstehen, um einen positiven Effekt hervorzurufen. Die tatsächlichen Grenzkosten sind jedoch geringer als die berechneten 58 k€/a, da die spezifischen Exergiekosten des Stroms mit steigender Effizienz sinken. D.h. je effizienter der Prozess, desto geringer sind die zulässigen Kosten für effizienzsteigernde Maßnahmen. Sind die spezifischen Exergiekosten vor und nach der Maßnahme bekannt, kann die erwartete Einsparung über den Mittelwert bestimmt werden. Ist der Einfluss der Maßnahme auf die spezifischen Exergiekosten gering, entsprechen die Grenzkosten annähernd den erwarteten Einsparungen.

3.3 Annuitäten- und Kostenfaktor-Methode

Zur Berechnung der Exergiekosten müssen zunächst die Kosten bekannt sein. Hierzu wird die Annuitäten- und Kostenfaktor-Methode verwendet. Die Annuitätenberechnung wird in Anlehnung an die VDI Richtlinie 2067/1 für gebäudetechnische Anlagen strukturiert (VDI 2067, 2010). Diese sieht eine Kategorisierung in vier verschiedenen Kostenarten vor:

1. Kapitalgebundene Kosten K_K
2. Verbrauchsgebundene Kosten K_V
3. Betriebsgebundene Kosten (einschließlich Instandsetzung) K_B
4. Sonstige Kosten und Erlöse K_S

Basisjahr für alle angegebenen Kosten und durchgeführten Analysen ist das Jahr 2011, d.h. alle im Weiteren angegebenen Kosten sind auf das Jahr 2011 bezogen. Zur Umrechnung von Werten aus anderen Jahren, z.B. Literaturangaben und Angeboten, wird der Index der Erzeugerpreise gewerblicher Produkte für Deutschland, veröffentlicht durch das Statistische Bundesamt verwendet (DESTATIS, 2012). Der Verlauf des Index ist in Abb. 3-5 dargestellt. Ebenfalls in Abb. 3-5 aufgeführt ist der Chemical Engineering Plant Cost Index (CEPCI), ein Preisindex des Anlagenbaus der amerikanischen Chemieindustrie (Access Intelligence LLC, 2013). Zur Bestimmung der kapitalgebundenen Kosten wird wiederholt auf die US amerikanische Quelle Turton et al. (2009) zurückgegriffen. Die aus Turton et al. (2009) übernommenen Werte in US\$, werden anhand des CEPCI für das Jahr 2011 bestimmt und anhand des durchschnittlichen Wechselkurses im Basisjahr von 1,39 US\$/€ in Euro umgerechnet.

Die Umrechnung historischer Werte in aktuelle Kosten erfolgt nach Gl. (3.28) (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996).

$$Kosten_{Basisjahr} = Kosten_{Jahr X} \cdot \frac{Index_{Basisjahr}}{Index_{Jahr X}} \quad \text{Gl. (3.28)}$$

Für die Berechnung zukünftiger Kosten wird eine allgemeine Preisänderung von 1,5 %³, für Investitionsgüter von 2 %⁴ und für Energie von 5 %⁵ angenommen. Als Zinssatz wird ein kalkulatorischer Mischzins für Eigen- und Fremdkapital von 9 % angesetzt. Dieser spiegelt die aktuelle Finanzierungslage geothermischer Projekte in Deutschland wieder (Weimann, 2011).

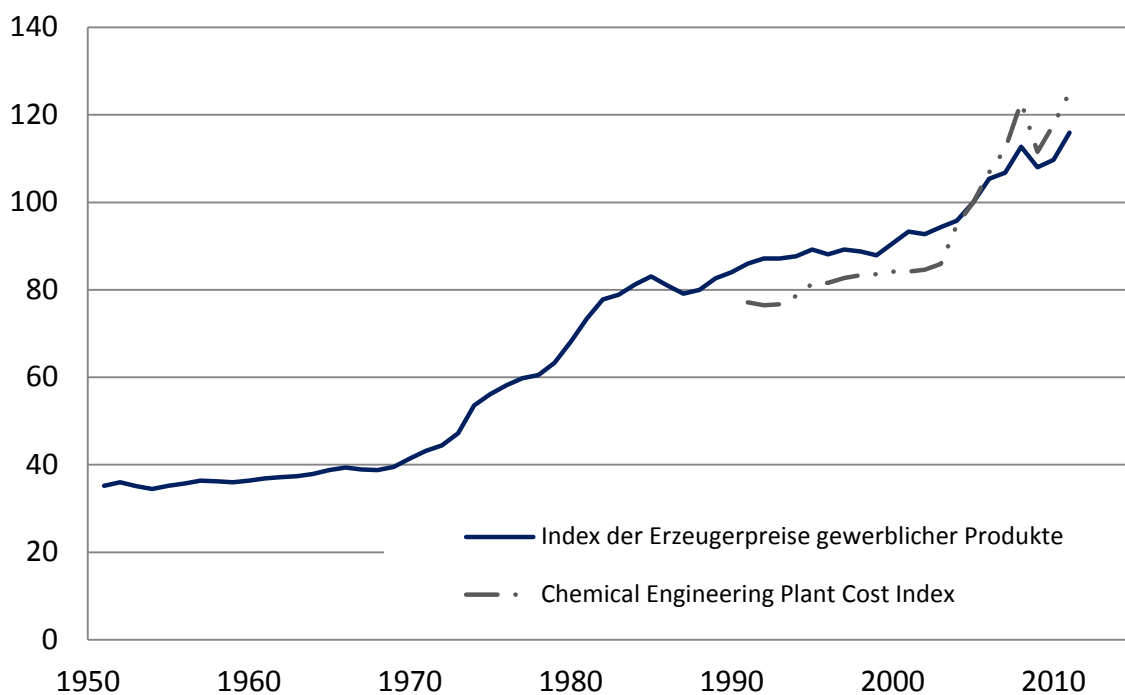


Abb. 3-5: Index der Erzeugerpreise gewerblicher Produkte für Deutschland und der amerikanische Chemical Engineering Plant Cost Index im Vergleich (Basisjahr 2005). Daten aus (DESTATIS, 2012), (Access Intelligence LLC, 2013).

³ Durchschnittliche Steigerung der Verbraucherpreise in den Jahren 2000 bis 2011 (DESTATIS, 2012)

⁴ Durchschnittliche Steigerung der Erzeugerpreise gewerblicher Produkte im Zeitraum 2000 bis 2011 (DESTATIS, 2012)

⁵ Durchschnittliche Steigerung des Erzeugerpreisindex Strom bei Abgabe an gewerbliche Anlagen und Sondervertragskunden im Zeitraum 2000 bis 2011 (DESTATIS, 2012)

Geothermieprojekte haben, verglichen mit anderen Erneuerbaren Energienprojekten wie Windkraft oder Photovoltaik, lange Projektentwicklungsdauern, was eine hohe Hürde für Investoren darstellt. Für die Kostenrechnung wird eine Projektentwicklungsdauer von 5 Jahren angenommen, die durch eigene Erfahrungswerte bestätigt und aus Literaturwerten abgeleitet wurde, z.B. Maack (2011). Der Betriebszeitraum von 30 Jahren orientiert sich an der minimal anzunehmenden Nutzungsdauer der Bohrungen. Restwerte werden berücksichtigt. Eine Übersicht der verwendeten Nutzungsdauern ist in Tab. 4-7, Kapitel 4.3.1 gegeben.

Die angenommene Verfügbarkeit des Geothermiekraftwerks von 92 % entspricht einer durchschnittlichen Verfügbarkeit über den gesamten Betriebszeitraum. Für gewöhnlich ist die Verfügbarkeit in den ersten drei Jahren geringer und steigt mit zunehmender Betriebserfahrung, bis durch Alterung der Komponenten längere Wartungs- und Instandhaltungszeiträume einen negativen Effekt hervorrufen. Erwartet werden Verfügbarkeiten größer 90 %, die in einzelnen Pilotprojekten bereits demonstriert wurden (Baumgart, 2012). Zudem wird angenommen, dass die Verfügbarkeit gleich der Ausnutzung – definiert nach VDEW (1999) – ist. Die Arbeitsausnutzung der Stromerzeugungsanlage, also der Quotient aus tatsächlich erzeugter Arbeit im Jahresmittel bezogen auf die Nennarbeit, wird mit 90 % angesetzt und dient der Berechnung der jährlich erzeugten Strommenge (Sanyal, 2004).

Die Stromgestehungskosten ergeben sich aus der Annuität der Stromerlöse (Gl. (3.29)), die der Summe der Annuitäten der Kosten abzüglich der Wärmeerlöse entsprechen (Gl. (3.30)),

$$SGK = \frac{A_{N,E,Stromerlöse}}{(ba_E \cdot \text{Nettostrommenge})}, \quad \text{Gl. (3.29)}$$

wobei ba_E der preisdynamische Annuitätsfaktor der Erlöse ist und die Annuität der Stromerlöse wie folgt definiert ist

$$A_{N,E,Stromerlöse} = A_{N,K} + A_{N,V} + A_{N,B} + A_{N,S} + A_{N,E,Wärmeerlöse} \cdot \quad \text{Gl. (3.30)}$$

Die Indizes der Annuitäten werden analog zu den Kostenkategorien kapitalgebunden K , verbrauchsgebunden V , betriebsgebunden B und sonstige Kosten S gewählt.

Die kapitalgebundenen Kosten werden, soweit möglich, anhand der im Chemieanlagenbau gängigen Kostenfaktor-Methode, auch Zuschlagkalkulation oder im Englischen Module Costing Technique genannt, bestimmt. Das Prinzip der Kostenfaktor-Methode ist, die Gesamtinvestition für eine schlüsselfertige Anlage auf die Kosten

der Hauptkomponenten zurückzuführen (Gebhardt, Kohl, & Steinrötter, 2002). Mit nur wenigen technischen Angaben und Preisen der wesentlichen Komponenten wird eine Kostenschätzung und damit u.a. ein Variantenvergleich in der Konzeptphase möglich (Turton et al., 2009).

Der Zusammenhang zwischen den Komponentenkosten $K_{Komponente}$ und den Anlagenkosten K_{Anlage} , im Englischen auch Bare Module Cost genannt, wird über die Multiplikation mit einem Zuschlagfaktor F_{BM} , wie in Gl. (3.31) gezeigt, hergestellt (Turton et al., 2009). Der Index BM steht hierbei für Bare Module.

$$K_{Anlage}^0 = K_{Komponente}^0 \cdot F_{BM}^0 \quad \text{Gl. (3.31)}$$

Die hochgestellte Null in Gl. (3.31) weist auf die angenommenen Referenzbedingungen hin, d.h. die Kosten beziehen sich auf eine Komponente aus dem gängigsten Material, meist unlegiertem Stahl, für den Betrieb nahe dem Umgebungsdruck (Turton et al., 2009). Der Einfluss durch abweichende Materialien und Betriebsdrücke kann durch weitere Faktoren berücksichtigt werden und wird im Weiteren noch vorgestellt.

Abb. 3-6 zeigt schematisch die Vorgehensweise der Zuschlagfaktorermittlung für einen Rohrbündelwärmeübertrager. Auf Basis des Kaufpreises einer einzelnen Komponente werden die direkten und indirekten Kosten durch Transport, Installation, Anbindung an andere Gewerke, Planung und Bauüberwachung abgeschätzt. Der Zuschlagsfaktor ist der Quotient aus dem Kaufpreis und den so errechneten Vollkosten und beträgt im Beispiel des Rohrbündelwärmeübertrager 3,18. Zuschlagsfaktoren für gängige Komponenten der chemischen Verfahrenstechnik findet man in der einschlägigen Literatur, wie z.B. Bejan, Tsatsaronis, & Moran (1996), Turton et al. (2009) und Gebhardt, Kohl, & Steinrötter (2002).

Die Anlagenkosten beinhalten alle direkten und indirekten Kosten, die durch eine Komponente verursacht werden, bis diese vor Ort aufgestellt, in die Gesamtanlage integriert und betriebsbereit ist (Gebhardt, Kohl, & Steinrötter, 2002). Hierzu gehören u.a. die Montage der Apparate, Rohrleitungen, Isolierung und Anstrich, Fundamente und Apparategerüste, Elektro- und MSR-Einrichtungen. Lediglich die Kosten für Planung, Abwicklung und Sonstiges werden noch addiert, um die Gesamtkosten K_{tot} – im Englischen auch Total Module Cost genannt – zu erhalten. Nach Turton et al. (2009) liegen diese typischerweise in einer Größenordnung von 18 % der Anlagenkosten.

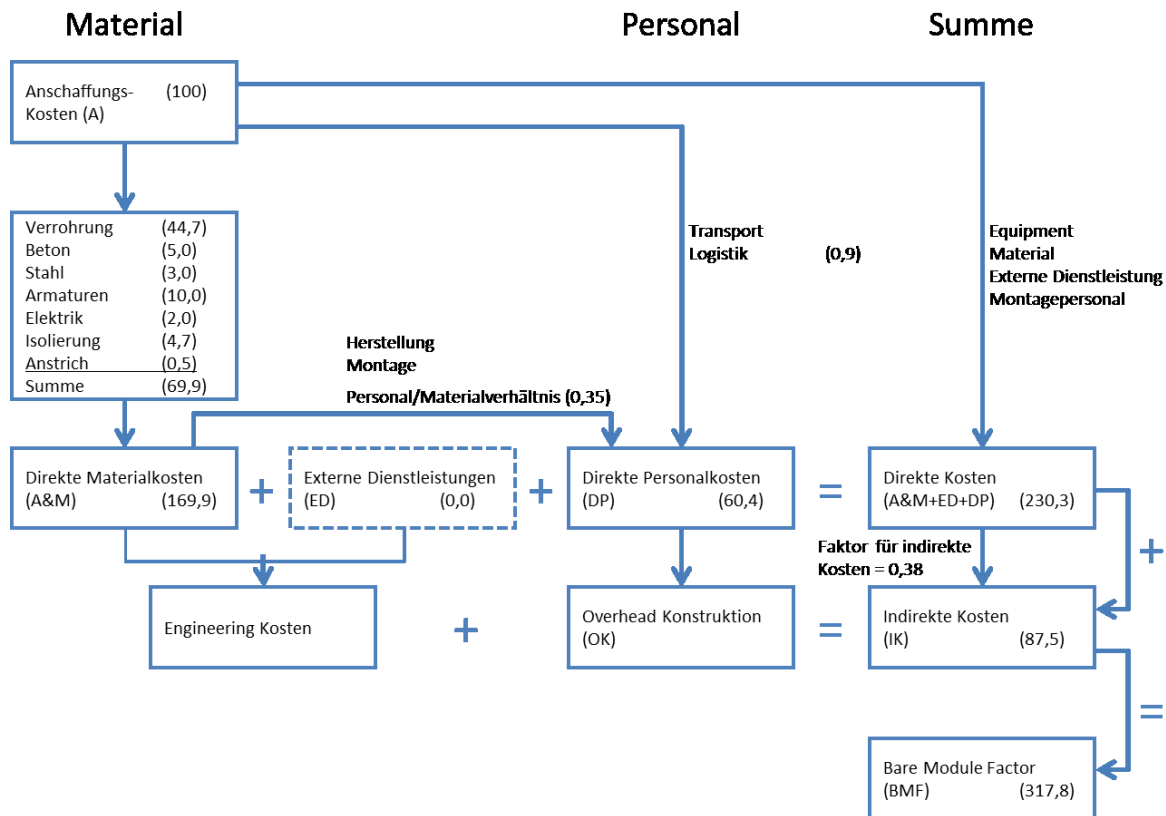


Abb. 3-6: Schematische Darstellung zur Bestimmung der Anlagenkosten (Bare Module Costs) am Beispiel eines Rohrbündelwärmeübertragers. (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996)

Die Gesamtkosten beziehen sich dabei auf den Fall einer Erweiterung an einem bereits vorhandenen Standort. Muss der Standort noch erschlossen werden, handelt es sich also um eine Installation „auf der grünen Wiese“, fallen weitere Kosten an. Diese variieren in einem Bereich von 20 bis 100 % der Anlagenkosten, bezogen auf die Referenzbedingungen (Turton et al., 2009). Von den Referenzbedingungen abweichende Betriebsbedingungen haben auf diese Kosten einen zu vernachlässigenden Einfluss. Sind die Kosten unbekannt, empfehlen Turton et al. (2009) einen Zuschlag von 50 % der Anlagenkosten womit sich die sog. „Grass Rote Costs“, also die tatsächlich zu investierenden Kapitalkosten, nach Gl. (3.32) berechnen lassen (Turton et al., 2009). Im Folgenden werden die Erschließungskosten jedoch anhand von Einzelpositionen berechnet, weshalb auf den pauschalen Ansatz verzichtet werden kann.

$$K_{GR} = K_{tot} + 0,5 \cdot \sum_{i=1}^n K_{Anlage,i}^0 \quad \text{Gl. (3.32)}$$

Weichen die verwendeten Materialien oder Betriebsdrücke von den Referenzbedingungen ab, wird der Zuschlagsfaktor entsprechend angepasst. Mit dem Druckfaktor

F_p und dem Materialfaktor F_M ergibt sich der Druck und Material berücksichtigende Zuschlagsfaktor F_{BM} für Wärmeübertrager, Pumpen und Behälter nach (Turton et al., 2009) aus

$$F_{BM} = B_1 + B_2 \cdot F_M \cdot F_p \quad \text{Gl. (3.33)}$$

und für alle andere Komponenten aus

$$F_{BM} = F_p \cdot F_M \cdot$$

B_1 und B_2 sind komponentenspezifische Koeffizienten.

Der Druckfaktor wird ebenfalls mit einer Regressionsgleichung bestimmt, deren Koeffizienten R_1 bis R_3 für verschiedene Komponenten, ebenso wie für B_1 und B_2 , aus z.B. Turton et al. (2009) entnommen werden können. Die Variable p in Gl. (3.34) steht für den Druck angegeben in barü (Turton et al., 2009).

$$\log_{10}(F_p) = R_1 + R_2 \cdot \log_{10}(p) + R_3 \cdot (\log_{10}(p))^2 \quad \text{Gl. (3.34)}$$

Ausgenommen ist die Berechnung des Druckfaktors für Behälter, die nach Gl. (3.35) durchgeführt wird. Gl. (3.35) ist gültig für Behälter mit Wandstärken größer 0,0063 m. Der Druck p wird in barü und der Durchmesser D in m eingesetzt. (Turton et al., 2009)

$$F_{p, \text{Behälter}} = \frac{\frac{(X + 1) \cdot D}{2 \cdot [850 - 0,6 \cdot (X + 1)]} + 0,99315}{0,0063} \quad \text{Gl. (3.35)}$$

Der materialspezifische Faktor F_M für verschiedene Komponenten und Materialien wurde von Turton et al. (2009) tabelliert und kann direkt übernommen werden. Die Materialien werden in die drei Kategorien niedrig, moderat und hoch eingeteilt. Tab. 3-2 zeigt die gewählte Zuordnung von Materialgruppen zu den Preiskategorien.

Tab. 3-2: Preiskategorien für verschiedene Materialgruppen. In Anlehnung an Turton et al. (2009)

Materialgruppe	Preiskategorie	Bezeichnung
Unlegierte u. niedriglegierte Stähle	Niedrig	A
Edelstähle	Moderat	B
Aluminium und Aluminiumlegierungen	Moderat	B
Kupfer und Kupferlegierungen	Moderat	B
Nickel und Nickellegierungen	Hoch	C
Titan und Titanlegierungen	Hoch	C

In Fällen, in denen es keine Literaturwerte für Zuschlagfaktoren gibt, dies betrifft faktisch alle Arbeiten und Dienstleitungen zur Erschließung des Reservoirs, wurden Zuschlagfaktoren entwickelt oder alternative Ansätze aus der Literatur herangezogen. Die Kosten wurden entnommen aus Angeboten, der Literatur oder der Software Thermoflex mit dem Modul PEACE Version 21 der Firma Thermoflow. Je nach Datenlage wurden vorhandene Kostenfunktionen verwendet oder diese abgeleitet. Zusätzlich wurden zahlreiche Experteninterviews geführt, um die ausgewählten und entwickelten Ansätze zu validieren.

Die in Turton et al. (2009) enthaltenen Regressionsgleichungen zur Bestimmung der Komponentenkosten ergeben nicht nachvollziehbare systematisch zu hohe Kosten und werden daher nur in Einzelfällen und modifiziert verwendet. Ursache könnten Wechselkurseffekte sein. Die Kurvenverläufe der Kostenfunktionen decken sich jedoch mit denen anderer Quellen, weshalb Degressionskoeffizienten und Zuschlagfaktoren der Quelle übernommen werden.

Sind die Komponentenkosten für eine Apparategröße bekannt, können diese im Gültigkeitsbereich der Kostenfunktionen anhand einer charakteristischen Größe skaliert werden. Typische charakteristische Größen sind die Fläche, das Volumen oder die Leistung einer Komponente. Die Grundgleichung zur Skalierung der Komponentenkosten ist nach Turton et al. (2009) wie folgt definiert

$$\frac{K_a}{K_b} = \left(\frac{X_a}{X_b}\right)^n, \quad \text{Gl. (3.36)}$$

mit X der charakteristischen Größe, K den Anschaffungskosten und n dem Degressionskoeffizienten. Der Index a steht für die Komponente mit den gewünschten Eigenschaften und der Index b für die Komponente mit den bekannten Eigenschaften. Werte für den Exponenten n variieren nach Turton et al. (2009) meist zwischen 0,3 und 0,84. Ist der Kostenexponent unbekannt, wird der für viele technische Komponenten typische Wert von 0,6 empfohlen. Für einen gegebenen Gültigkeitsbereich lässt sich Gl. (3.36) wie folgt vereinfachen:

$$K_a = f \cdot X_a^n \quad \text{Gl. (3.37)}$$

$$\text{mit } f = \frac{K_b}{X_b^n}$$

Die Werte der charakteristischen Größen werden der thermodynamischen Berechnung entnommen. Diese sind jedoch Betriebswerte und keine Auslegungswerte und müssen teilweise angepasst werden. Tab. 3-3 listet die angesetzten Aufschläge.

Tab. 3-3: Aufschläge für Leistungs- und Druckwerte auf die Betriebswerte verschiedener Komponenten zur Bestimmung der Auslegungswerte.

Komponente	Zuschlag Leistung	Sicherheitszuschlag Druck
Förderpumpe	15 %	-
Verpresspumpe	10 %	20 %
Verrohrung Thermalwassersystem	-	20 %
Kondensatpumpe	-	15 %
Wärmeübertrager TW berührt	20 %	20 %
Wärmeübertrager andere	-	15 %

Für Kostenpositionen jenseits des Anlagenbaus ist die Kostenfaktor-Methode ungeeignet. Dies trifft im Besonderen auf Dienstleistungen zu. Für diese Positionen werden alternative Ansätze aus der Literatur herangezogen oder eigene entwickelt. Soweit möglich und sinnvoll geschieht dies in Anlehnung an die Idee der Kostenfaktor-Methode, d.h. die ermittelten Kosten geben nicht den Wert der erbrachten Leistung wieder, sondern die damit verbundenen, insgesamt entstehenden Kosten.

Die theoretische Ermittlung von Kosten anhand von Kostenfunktionen oder Literaturwerten ist nicht exakt. Tatsächliche Kosten können nur durch Herstelleranfragen unter Angabe konkreter Spezifikationen für den Einzelfall bestimmt werden. Bejan, Tsatsaronis, & Moran (1996) gehen für die hier verwendete Kostenfaktor-Methode von einer Genauigkeit von +/- 30 % aus. Gebhardt, Kohl, & Steinrötter (2002) geben an, dass der Fehler der gesamten ermittelten kapitalgebundenen Kosten mit steigender Anzahl der Kostenpositionen sinkt. Für den Fall, dass alle Einzelkapitalkosten und Fehler gleich sind, berechnet sich der relative Fehler der gesamten kapitalgebundenen Kosten nach Gl. (3.38) (Gebhardt, Kohl, & Steinrötter, 2002). Für diese Annahmen ist der Verlauf beispielhaft in Abb. 3-7 für verschiedene Einzelfehler dargestellt.

$$\sigma_{\text{gesamte Kapitalkosten}} = \frac{\sigma_{\text{Einzelkapitalkosten}}}{\sqrt{n}} \quad \text{Gl. (3.38)}$$

σ = relativer Fehler; n = Anzahl Kostenpositionen

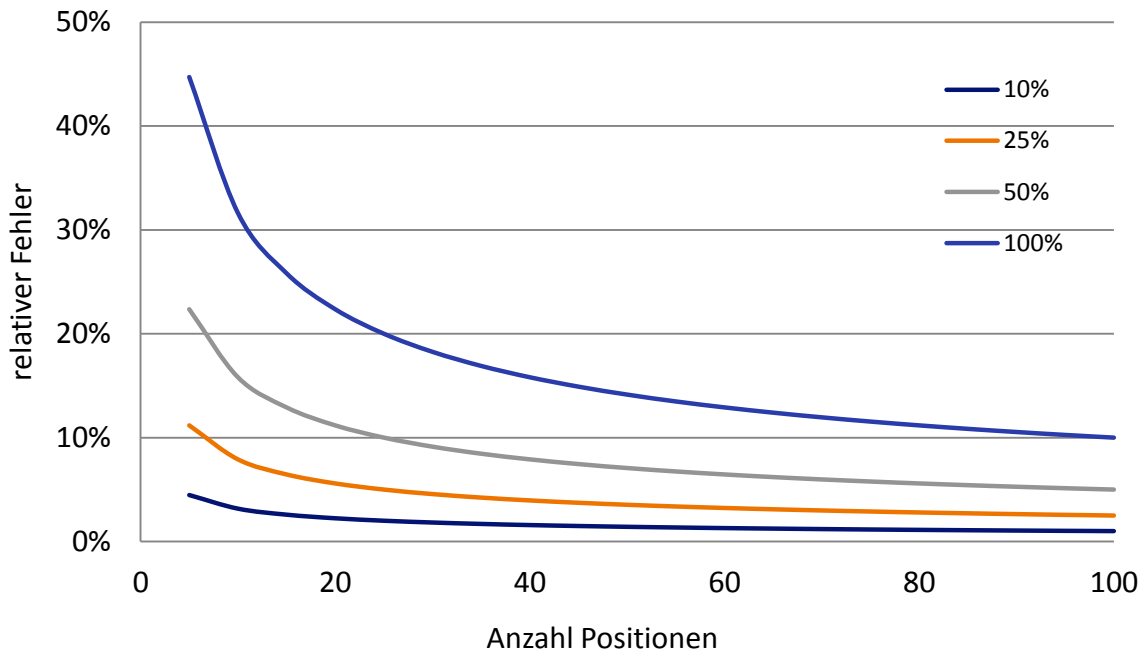


Abb. 3-7: Relativer Fehler der gesamten Kapitalkosten als Funktion der Kostenpositionen für verschiedene Einzelfehler unter der Annahme, dass alle Einzelkapitalkosten und Fehler gleich sind. (Gebhardt, Kohl, & Steinrötter, 2002)

Die Herleitung durch Gebhardt, Kohl, & Steinrötter (2002) zeigt jedoch auch, dass der Fehler einer einzelnen, der Höhe nach dominierenden Position, den relativen Fehler stark beeinflusst. Gleiches gilt für einen systematischen Fehler, der nicht normalverteilt ist. Besonderer Wert sollte daher auf die dominierenden Einzelkostenpositionen gelegt werden. Zudem dürfen keine Puffer und Sicherheitsaufschläge angesetzt werden. Die der Höhe nach dominierenden kapitalgebundenen Einzelkostenpositionen eines Geothermiekraftwerks mit Doublettensystem sind:

1. Bohrarbeiten
2. Wärmeübertrager
3. Turbosatz
4. Geologische Voruntersuchungen einschließlich Seismik
5. Projektmanagement, -steuerung und -finanzierungsplanung

Eine Sensitivitätsanalyse der Einzelkostenposition Bohrarbeiten zeigt, dass eine Abweichung der kapitalgebundenen Kosten von +/-30 % eine Änderung der Stromgestehungskosten von ca. 5 % verursacht. Alle anderen Einzelkostenpositionen haben somit einen geringeren Einfluss. Untersucht wurden die in der Systemanalyse, Kapitel 5, präsentierten Fälle. Die im Einzelnen zur Bestimmung der kapitalgebundenen Kosten verwendeten Gleichungen und Annahmen sind in Kapitel 4.3 Ökonomische Berechnungen angegeben.

4 Modell und Datenermittlung

Wie in den vorangegangenen Kapiteln beschrieben, besteht ein Geothermiekraftwerk aus der geothermischen Wärmequelle, den Bohrungen zur Erschließung des Aquifers, den thermalwasserberührten Anlagenteilen übertage, der Stromerzeugungsanlage und evtl. einer Wärmeauskopplung. Wie und in welchem Maße diese Teilsysteme miteinander interagieren und welche ökonomischen Auswirkungen sich hierdurch ergeben, wird nachfolgend anhand einer Systemanalyse ermittelt und quantifiziert. Hierfür werden ein thermodynamisches und ein ökonomisches Modell miteinander gekoppelt. Die Herausforderung besteht darin, die ablaufenden Prozesse durch ihre relevanten Parameter ausreichend genau und gleichzeitig so einfach wie möglich zu beschreiben. Dazu müssen diese jedoch bereits vor der Systemanalyse detailliert bekannt sein. Zur Identifizierung und Auswahl konnte auf Erfahrung aus zwei Geothermieprojekten (GKW Bruchsal; GKW Soultz-sous-Forêts) sowie Einschätzungen von Experten zurückgegriffen werden, wodurch eine Eingrenzung möglich war. Ein geeignetes Simulationswerkzeug stand nicht zur Verfügung, weshalb ein neues Modell in MATLAB® R2009b programmiert und lediglich auf eine Schnittstelle zur Nutzung von Stoffdaten aus der Software REFPROP V9.0 zugegriffen wurde. Bei Verwendung fachspezifischer Software und den damit bedingten zahlreichen manuell zu handhabenden Schnittstellen sowie der hohen Komplexität der Einzelanwendungen ist eine Systemanalyse unter Berücksichtigung der Interaktionen verschiedener Prozesse sehr aufwändig. Hinzu kommt, dass die Berechnung einer ähnlich hohen Anzahl von Systemvarianten mit vertretbarem Aufwand nicht möglich gewesen wäre. Auch ein Modul zur Bestimmung der benötigten physikalischen und thermodynamischen Stoffeigenschaften von Tiefenwässern musste entwickelt werden, ebenso wie der weitaus größte Teil der Kostenfunktionen für die ökonomische Betrachtung. Erstmals steht somit ein computergestütztes Modell zur Verfügung, das eine exergoökonomische Systemanalyse von Geothermiekraftwerken, für die Bedingungen wie sie in Deutschland vorherrschen, erlaubt. Die Struktur des Modells sowie die verwendete mathematische Beschreibung wird im Folgenden vorgestellt.

Das statische Berechnungsmodell folgt einem deterministischen Ansatz, der für einen bestimmten Ausgangszustand exakt eine Lösung zulässt. Berechnet werden das hydraulische Reservoirverhalten sowie die thermo-hydraulischen Prozesse in den Bohrungen, dem Thermalwassersystem und der Stromerzeugungsanlage. Aus den

thermodynamischen Berechnungen werden anschließend kostenrelevante technische Parameter wie Wärmeübertragerflächen, Länge und Volumina der Bohrungen etc. ermittelt anhand derer die Kostenbestimmung möglich ist. Aus den verschiedenen Kostenpositionen werden Annuitäten, und hieraus Exergiekosten zur Prozessbewertung und Stromgestehungskosten zur Systembewertung, berechnet. Abb. 4-1 zeigt die Modellstruktur.

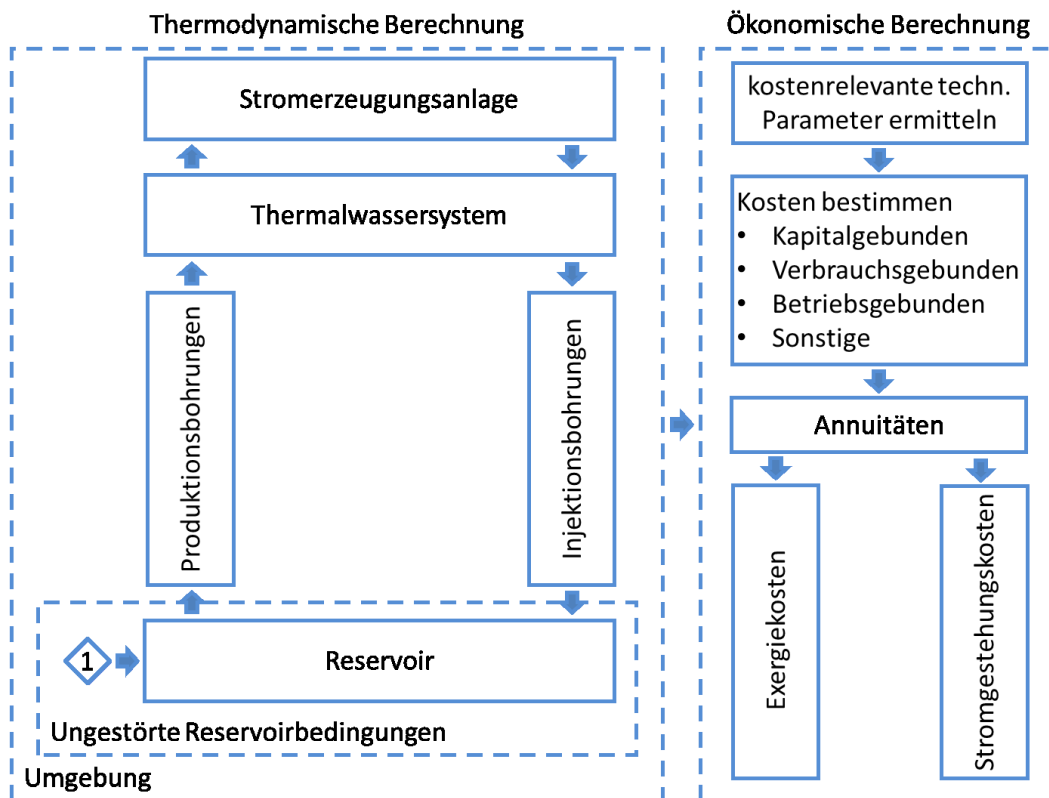


Abb. 4-1: Struktur des exergoökonomischen Berechnungsmodells.

Zu sehen ist auch die hydraulische Kopplung der Bohrungen. Die Fluidentnahme an der Produktionsbohrung beeinflusst die Fluidinjektion an der Injektionsbohrung und umgekehrt. Aus diesem Grund erfolgt die thermodynamische Berechnung iterativ. Nicht beeinflusst wird der Ausgangszustand, die ungestörten Reservoirbedingungen (ZP1). Ausgehend von diesen werden die Prozesse sequenziell berechnet. Hierzu werden an ausgewählten Stellen Zustandspunkte definiert, welche bereits in Abb. 2-4 präsentiert wurden. Die Nummerierung der Zustandspunkte wird so gewählt, dass diese für alle Varianten eindeutig sind. ZP17 ist z.B. in allen Varianten der Eintritt in die Kondensatpumpe. Fallen in einer Variante Komponenten weg, entstehen Lücken in der Nummerierung, wie es im dargestellten Fall in Abb. 2-4, zu sehen ist. Eine Übersicht der betrachteten Varianten ist in Anhang E, Abb. E-1 bis Abb. E-3, zu

finden. Es wird angenommen, dass an den Zustandspunkten örtlich ein homogener Stoffstrom vorliegt, dessen thermodynamische Eigenschaften Temperatur, Druck, Lage, Geschwindigkeit und Zusammensetzung konstant sind. Zielgrößen der Berechnung sind die Zustände am Eintritt und Austritt eines Prozesses, während die Prozesse selbst mathematisch beschrieben werden.

Für jeden Zustandspunkt werden zunächst Temperatur, Druck, Lage und Geschwindigkeit berechnet. Aus diesen Werten werden anschließend die thermodynamischen Größen Enthalpie, Entropie und Exergie bestimmt. Dabei werden für jeden Zustandspunkt auf den Referenzzustand bezogene Werte angegeben.

Bewusst werden zur Bestimmung der Zustände des Thermalwassersystems (ZP1 bis 16) keine Energiebilanzen verwendet, wodurch eine Fehlerabschätzung möglich wird. Die Summe der zu-/abgeführten Wärme und Arbeit muss nach dem Energieerhaltungssatz der Summe der zu-/abgeführten Energie der Stoffströme entsprechen

$$\sum_{1 \rightarrow 2} q + \sum_{1 \rightarrow 2} w = (h_2 - h_1) + g \cdot (z_2 - z_1) + \frac{1}{2} \cdot (c_2^2 - c_1^2). \quad \text{Gl. (4.1)}$$

Das Ungleichgewicht ist ein Maß für den Fehler verursacht durch das verwendete Stoffmodell des Thermalwassers. Das beobachtete Ungleichgewicht war im gesamten untersuchten Bereich kleiner 2 %. Zwischen den Zustandspunkten laufen gleichzeitig verschiedene Prozesse ab, die sich überlagern. In der Bohrung z.B. strömt das Fluid vertikal, weshalb es zur Entspannung/Kompression kommt, die von Reibungsverlusten aufgrund der Strömung und des Wärmetransports durch den Temperaturunterschied zwischen Fluid und Gebirge überlagert wird. Die Prozesse werden zunächst unabhängig voneinander berechnet und die Ergebnisse superponiert. Ist der Einfluss auf einen Prozess, verursacht durch einen parallel ablaufenden Prozess groß, so wird der Fehler durch Iteration und/oder Diskretisieren minimiert. Als Grenzwerte wurden 0,1 K und 0,001 MPa verwendet. Die Simulation des Systems berücksichtigt die Prozesse der isentropen Expansion/Kompression, Dissipation sowie die Zu- und Abfuhr von Wärme und Arbeit. Abb. 4-2 und Abb. 4-3 zeigen die detaillierte Struktur der Berechnung, sowie die berücksichtigten Prozesse.

Die umgekehrte Reihenfolge der Zustandspunkte 12 bis 16 in Abb. 4-3 entspricht deren Berechnungsweg. Ausgehend vom ZP1, dem ungestörten Reservoir, können alle Zustände des Thermalwassersystems bis ZP11 bestimmt werden, ebenso wie die des Kreisprozesses. Die Druckerhöhung durch die Injektionspumpe ergibt sich jedoch aus dem Gegendruck des Reservoirs und den Strömungsverlusten in der Injektions-

bohrung. Mit einer ersten Abschätzung der Injektionstemperatur können diese berechnet und damit die Druckerhöhung durch die Injektionspumpe bestimmt werden. Anschließend wird die Berechnung iterativ mit der korrigierten Austrittstemperatur aus der Verpresspumpe wiederholt. Analog wird verfahren um die hydraulische Kopplung der Produktion und Injektion über den Grundwasserleiter zu berücksichtigen. Zunächst werden die Injektionsbedingungen zur Bestimmung des Einflusses der Injektion auf die Produktion geschätzt. Mit den daraus bestimmten neuen Injekt-

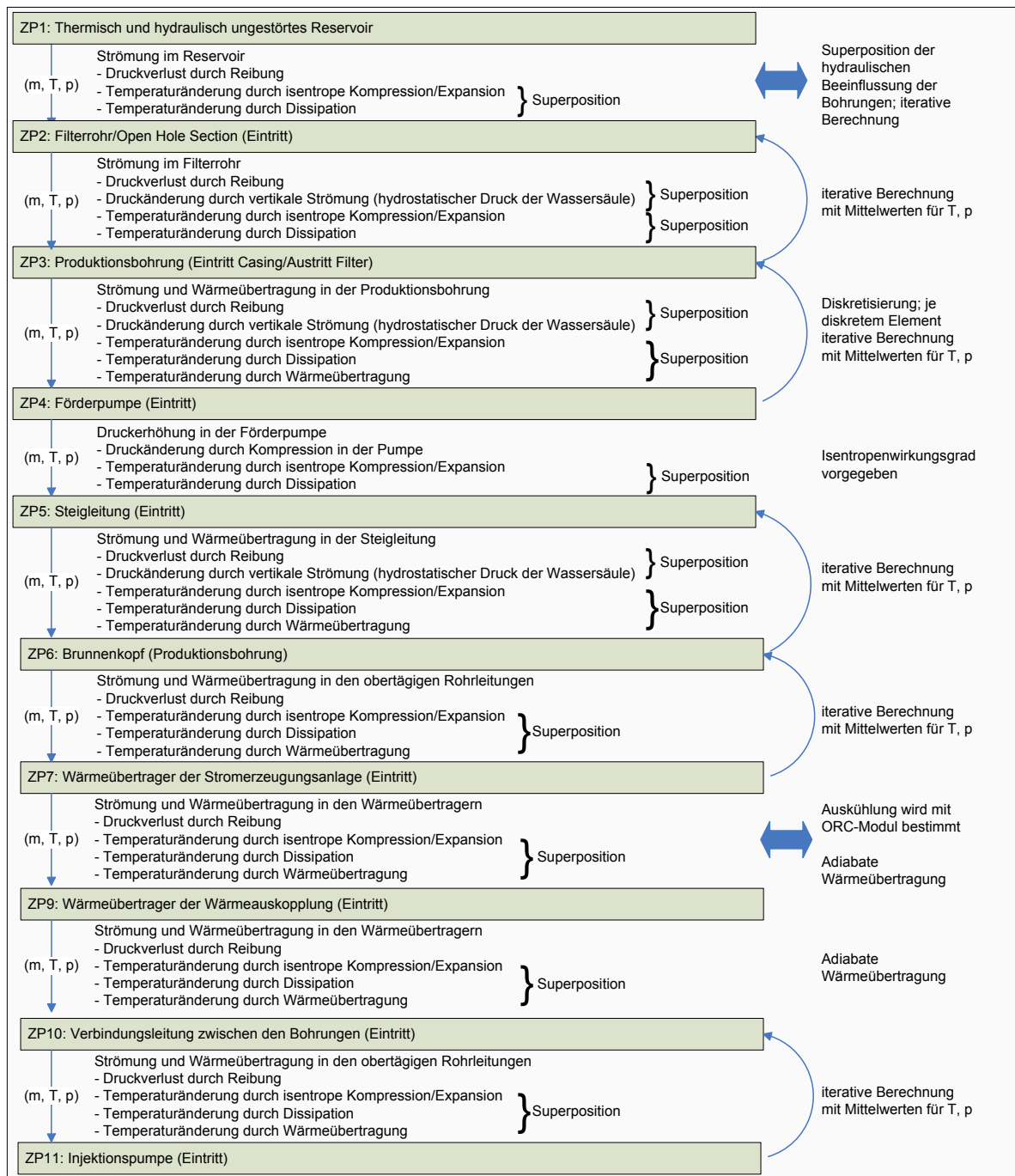


Abb. 4-2: Berücksichtigte Prozesse zur thermodynamischen Beschreibung des Thermalwassersystems (Teil 1, ZP1-11).

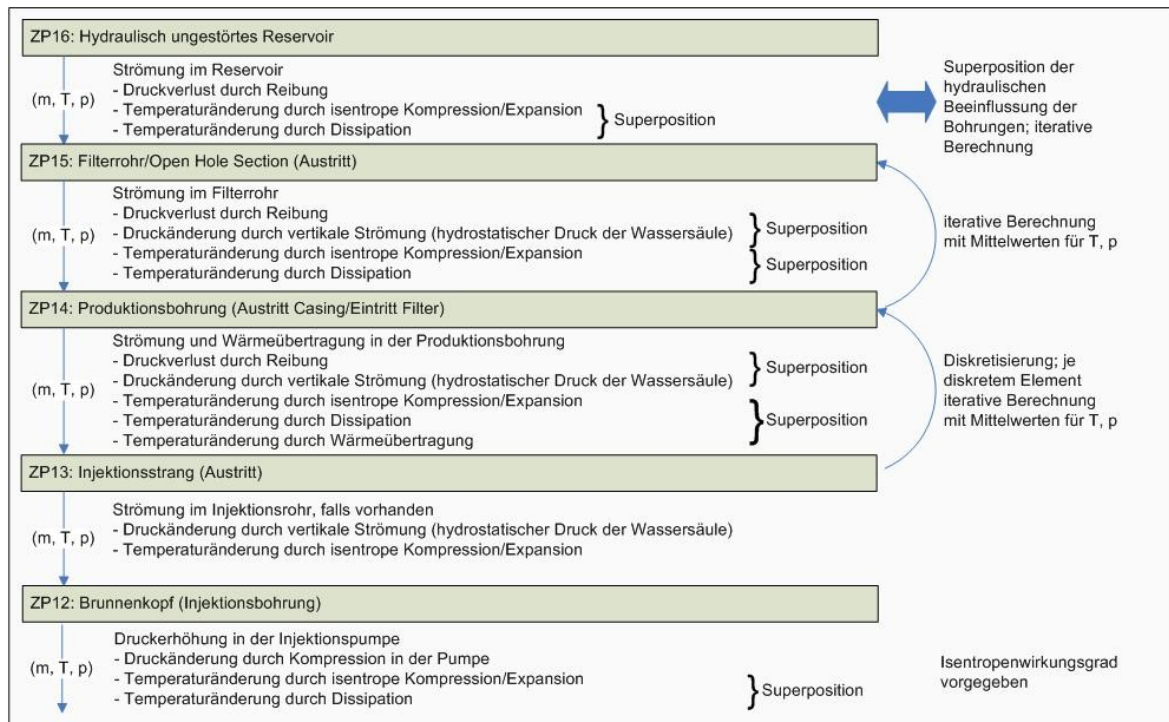


Abb. 4-3: Berücksichtigte Prozesse zur thermodynamischen Beschreibung des Thermalwassersystems (Teil 2, ZP11-16).

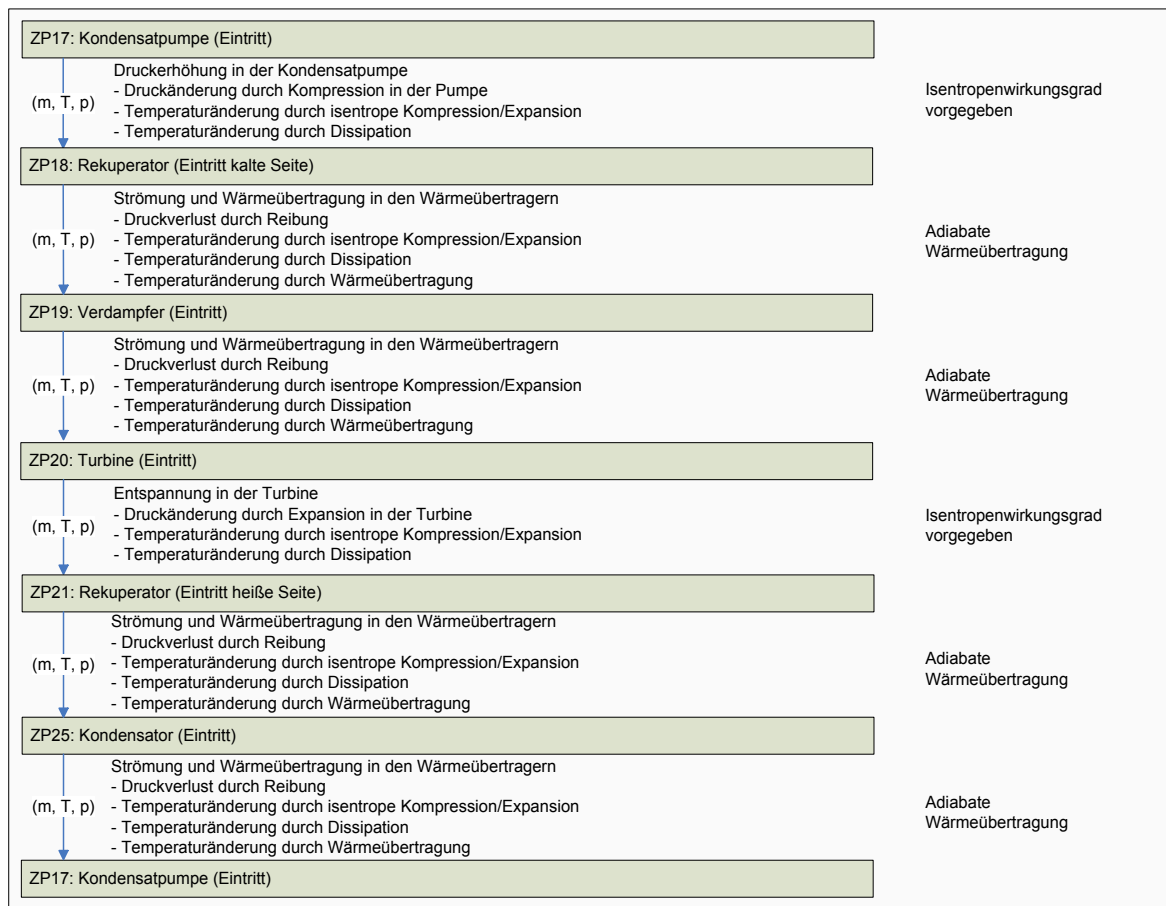


Abb. 4-4: Berücksichtigte Prozesse zur thermodynamischen Beschreibung des Organic Rankine Cycles.

ionsbedingungen wird der hydraulische Einfluss neu ermittelt. Hierfür muss jedoch mit jedem Iterationsschritt das gesamte thermodynamische Modell einschließlich Stromerzeugungsanlage und Wärmeauskopplung neu berechnet werden.

Zur Berechnung der Zustandspunkte des ORC werden, im Gegensatz zur Berechnung des Thermalwassersystems, Energiebilanzen verwendet. Die berücksichtigten Prozesse zur thermodynamischen Beschreibung des ORC sind in Abb. 4-4 gegeben. Die Möglichkeit der Fehlerabschätzung über die Energiebilanz ist somit nicht gegeben.

Dies ist zulässig, da zur Berechnung des Kreisprozesses validierte, kommerziell erhältliche Stoffmodelle der Software REFPROP V9.0 verwendet werden. Die gesamte Programmierung erfolgte in MATLAB® R2009b, d.h. auch die Abfrage der Stoffwerte aus REFPROP. Eine entsprechende Schnittstelle wird vom National Institute of Standards and Technology für REFPROP angeboten (Lemmon, Huber, & McLinden, 2010).

Die im Folgenden präsentierte Beschreibung der thermodynamischen Berechnungen wird kurz gehalten, da die meisten Berechnungswege Stand der Technik sind. Diskutiert werden nur ausgewählte Prozessschritte, deren mathematische Beschreibung nicht zum allgemeinen Ingenieurwissen gezählt werden kann oder die in der Fachrichtung Maschinenbau unüblich sind.

Alle anderen Herleitungen und Berechnungen sind im Anhang B und C aufgeführt und können dort nachgeschlagen werden. Ausführlich werden die ökonomischen Berechnungen diskutiert, da diese größten Teils nicht der Literatur zu entnehmen sind und neu hergeleitet werden.

4.1 Definition des Referenzzustands

Alle thermodynamischen Größen zur Beschreibung eines exergetischen Zustands sind relative und extensive Zustandsgrößen, d.h. nur die Änderung von einem Zustand 1 zu einem Zustand 2 ist aussagekräftig. Sollen mehrere Zustände miteinander verglichen werden, ist es erforderlich, diese auf einen Referenzzustand zu beziehen. Der Referenzzustand wird im Weiteren auch als Umgebung bezeichnet. Alles außerhalb der Systemgrenze ist definitionsgemäß Umgebung (Lucas, 2000). Zudem wird angenommen, dass jegliche Prozesse innerhalb des Systems, sowie Stoff- und Energieströme über die Systemgrenze hinweg, keinen Einfluss auf die Umgebung haben. Die Umgebung ist damit ein fester unveränderbarer Zustand. Die Wahl des Referenz-

renzzustands hat dabei einen Einfluss auf die gewonnenen Erkenntnisse aus der Systemanalyse. Dies gilt insbesondere für exergetische Betrachtungen, wie bereits in Kapitel 3 Methodik der exergoökonomischen Bewertung erläutert wurde. Angaben bei Umgebungsbedingungen sind mit dem Index 0 gekennzeichnet. Die Wahl der Bezugsgrößen ist angelehnt an die VDI Richtlinie 3986 (2000) zur Ermittlung des Wirkungsgrades konventioneller Kraftwerke.

Die Umgebungstemperatur beträgt demnach 15 °C, der Umgebungsdruck 0,101325 MPa⁶ und die relative Luftfeuchtigkeit RH 60 %. Für Luft wird die in der Software REFPROP V9.0 vordefinierte Zusammensetzung mit 78,12 mol% Stickstoff, 20,96 mol% Sauerstoff, 0,92 mol% Argon verwendet (Lemmon, Huber, & McLinden, 2010). Als Referenzniveau wird eine Höhe von 1,5 m ü. GOK festgelegt. Das System befindet sich im Schwerfeld der Erde mit einer Schwerebeschleunigung von 9,80665 m/s². Potenzialunterschiede einzelner obertägiger Anlagenteile wie sie in realen Anlagen durch die individuelle Leitungsführung zu finden sind werden vernachlässigt.

Die Parameter Temperatur und Druck ändern sich mit der Tiefe. Als Referenz werden jedoch immer die Bedingungen an der Oberfläche herangezogen. Der gewählte Referenzzustand gibt wieder, wie viel Arbeit das Thermalwasser theoretisch leisten könnte, wenn es durch reversible Prozesse an die Oberfläche gebracht und dort auf Umgebungsbedingungen überführt würde, bzw. wie viel Arbeit aufgewendet werden müsste, um es dem Reservoir wieder zuzuführen.

4.2 Thermodynamische Berechnungen

4.2.1 Physikalische Eigenschaften des Reservoirfluids

In Geothermiekraftwerken nach dem Binary Cycle Prinzip kommen verschiedene Fluide zum Einsatz. Vernachlässigt man periphere Systeme, wie Ölkreisläufe, Druckluftsysteme, Wasseraufbereitung und ähnliches, so gibt es i) das Thermalwassersystem, in dem das Reservoirfluid zirkuliert, ii) den Kreisprozess, in dem ein Arbeitsmittel zirkuliert und iii) den Kühlturm, der je nach Ausführung mit Wasser oder direkt mit feuchter Luft gekühlt wird. Zur Beschreibung des Systems müssen die physikalischen und thermodynamischen Eigenschaften der Fluide in den auftretenden

⁶ Atmosphärendruck auf Meereshöhe bei Normbedingungen (DIN 1343, 1990)

Zuständen bekannt sein. Sehr viel Sorgfalt wird von Ingenieuren für gewöhnlich den Arbeitsmitteln des Kreisprozesses beigemessen. Dies ist verständlich, da die Auswahl eines geeigneten Arbeitsmittels für einen Temperaturbereich ein wesentlicher Auslegungsparameter des Kreisprozesses ist. Die Eigenschaften des Thermalwassers werden hingegen nicht betrachtet oder durch die von reinem Wasser vereinfacht wie z.B. von Hettiarachchi et al (2007), Guo, Wang, & Zhang (2011) und Borsukiewicz-Gozdur & Nowak (2007). Für reine Kreisprozessbetrachtungen mag dies zulässig sein, nicht jedoch für eine Systemanalyse, die auch das Reservoir und Thermalwassersystem beinhaltet. Ein Vergleich der Fluideigenschaften von Sole (ideale NaCl-Lösung) mit denen reinen Wassers verdeutlicht die Notwendigkeit des Modells. In Tab. 4-1 sind die maximalen Abweichungen im Gültigkeitsbereich dargestellt. Diese betragen bis zu mehrere Hundert Prozent. Der Gültigkeitsbereich umfasst die in Deutschland zu erwartenden Temperaturbedingungen, Druckbedingungen und Konzentrationen in geothermischen Systemen und beträgt 20 bis 250 °C, Sattdampfdruck bis 60 MPa für Salzgehalte von 0 bis 6 mol/kg. Abb. 4-5 zeigt darüber hinaus exemplarisch die Auswirkung auf Druck- und Temperaturverlustberechnungen am Beispiel eines Rohrleitungsstücks des Thermalwasserkreislaufs. Bereits bei Salzgehalten von 2 mol/kg sind die Druck- und Temperaturverluste ca. 10 % niedriger bzw. höher als dies bei reinem Wasser der Fall ist.

Tab. 4-1: Vergleich modellrelevanter Thermalwassereigenschaften mit denen von Wasser in der flüssigen Phase. Ausgewiesen ist die maximale Abweichung von reinem Wasser im Bereich 20 bis 250 °C, Sattdampfdruck bis 60 MPa für Salzgehalte von 0 bis 6 mol/kg.

Stoffeigenschaft	Max. Abweichung von reinem Wasser	Generelles Verhalten verglichen mit reinem Wasser
Dichte [kg/m^3]	ca. 30 % bei T = 250 °C, p = Sattdampfdruck, S = 6 mol/kg	Abweichung steigt mit steigendem Salzgehalt, Temperatur sowie sinkendem Druck
Viskosität [$Pa \cdot s$]	ca. 106 % bei T = 250 °C, p = 60 MPa, S = 6 mol/kg	Abweichung steigt mit steigendem Salzgehalt, Temperatur und Druck
Wärmeleitfähigkeit [$W/m \cdot K$]	ca. 2 % bei T = 250 °C, p = 60 MPa, S = 6 mol/kg	Abweichung steigt mit steigendem Salzgehalt, Temperatur und Druck
Enthalpie [kJ/kg]	ca. 542 % bei T = 20 °C, p = Sattdampfdruck, S = 6 mol/kg	Abweichung steigt mit steigendem Salzgehalt sowie sinkender Temperatur und Druck
Entropie [$kJ/kg \cdot K$]	ca. 195 % bei T = 20 °C, p = 60 MPa, S = 6 mol/kg	Abweichung steigt mit steigendem Salzgehalt, Druck sowie sinkender Temperatur

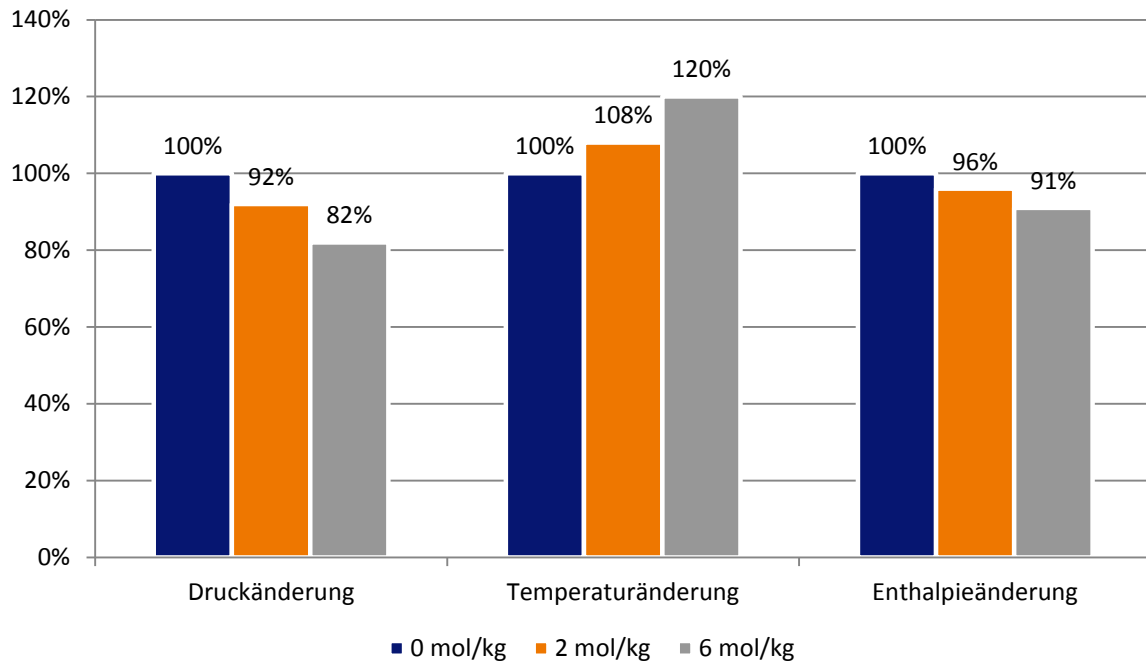


Abb. 4-5: Vergleich der Zustandsänderung durch Strömungsverluste von reinem Wasser und NaCl-Lösungen am Beispiel eines 100 m langen und mit 50 kg/s durchströmten horizontalen Rohres mit DN150. Reines Wasser dient als Referenz (Eintrittstemperatur 150 °C, Eintrittsdruck 2 MPa).

Driesner T. (2007) sieht in den unzureichenden numerischen Modellen zur Beschreibung von Reservoirfluiden über große Temperatur-, Druck- und Konzentrationsbereiche das Hemmnis einer realistischen Beschreibung der Bewegung salinärer Reservoirfluide im Untergrund. Auch wenn eine detaillierte Modellierung der Reservoirströmung nicht Gegenstand der vorliegenden Arbeit ist, kann die unzureichende Datenlage bestätigt werden. Messwerte physikalischer und thermodynamischer Eigenschaften von typischen Thermalwässern in Deutschland über einen ausreichend großen Temperatur und Druckbereich sind in der Literatur praktisch nicht verfügbar. Ersatzweise können die Eigenschaften idealer Lösungen herangezogen werden, wie im oben angeführten Vergleich.

Der hierdurch tolerierte Fehler ist jedoch nicht eindeutig quantifizierbar, da keine systematischen Messreihen für Thermalwässer über den gesamten Gültigkeitsbereich vorliegen. Ein Vergleich mit Messwerten aus dem Geothermieprojekt Bruchsal zeigt gute Übereinstimmung mit Abweichungen im Bereich des Messfehlers. Eine messwertunabhängige Vorausberechnung von Stoffeigenschaften ist derzeit noch nicht möglich (Gnielinski et al., 2006). Anfang der 80er Jahre wurden in den USA, überwiegend am Lawrence Berkeley Laboratory an der Universität von Kalifornien, Stoffmodelle idealer Lösungen über einen weiten Temperatur- und Druckbereich erarbeitet. Diese stützen sich auf ausgedehnte Messreihen und werden in dieser Ar-

beit verwendet. Berücksichtigt man, dass Stoffeigenschaften die Grundlage für fast alle Berechnungen sind, sei es die Reservoirmodellierung, die Wärmeübertragung z.B. in der Stromerzeugungsanlage oder die Auslegung des Thermalwassersystems, wäre eine Anpassung existierender Modelle für die in den drei deutschen Geothermieregionen vorkommenden Fluidtypen wünschenswert.

Die physikalischen Eigenschaften von Reservoirfluiden ändern sich mit Variation der Temperatur, des Drucks und des Gehalts und der Art der gelösten Stoffe. Zu unterscheiden sind Berechnungsverfahren i.) basierend auf der freien Helmholtzenergie oder der Gibbsschen freien Energie und ii.) empirische Ansätze basierend auf Curve fitting von Messwerten. Während erstere meist zum Ziel haben, das gesamte Phasendiagramm abzubilden, beschränken sich die einfacheren Kurvenanpassungen oft auf eine Phase. Muss alleine die flüssige Phase modelliert werden, sind der Literatur verschiedene Ansätze zu entnehmen, die zumindest ideale Lösungen gut beschreiben (Birner et al., 2013).

Im Oberrheingraben und auch in der Bayerischen Molasse und dem Norddeutschen Becken liegen Tiefenwässer vom Typ NaCl-Wässer vor (siehe auch Kapitel 2.1). Das Reservoirfluid wird daher als ideale NaCl-Lösung abstrahiert, wobei die Summe der gelösten Salze des Thermalwassers als Salzgehalt der Lösung angesetzt wird. Es findet kein Phasenwechsel statt. Chemische Reaktionen wie Ausfällungen von Feststoffen oder deren Lösung werden nicht berücksichtigt. Für die Modellierung werden die Fluideigenschaften Dichte, Viskosität, Wärmeleitfähigkeit, Enthalpie und Entropie als Funktionen der Temperatur, des Drucks und des Salzgehaltes benötigt. Die Dichte sowie Enthalpie und Entropie werden mit dem halb-empirischen Modell von Pitzer, Peiper, & Busey (1984) berechnet. Zur Bestimmung der Viskosität wird ebenfalls ein halb-empirisches Modell, jedoch von Shide & Zhenhao (2008) verwendet. Im Fall der Wärmeleitfähigkeit werden zwei Quellen kombiniert. Die Wärmeleitfähigkeit für reines Wasser wird als Funktion der Temperatur und des Drucks nach Wagner & Pruss (2002) bestimmt. Die Abweichung der Wärmeleitfähigkeit der NaCl-Lösungen, verglichen mit der von reinem Wasser, wird basierend auf empirischen Gleichungen nach Ozbek & Phillips (1980) berechnet. Diese bilden die von der Temperatur und vom Salzgehalt abhängige Abweichung der Wärmeleitfähigkeit ab, nicht jedoch in Abhängigkeit des Drucks. Die Stoffeigenschaften können so für NaCl-Lösungen mit ausreichender Genauigkeit im Bereich von 20 bis 250 °C, Sattedampfdruck bis 60 MPa und für Salzgehalte von 0 bis 6 mol/kg berechnet werden. Eine detaillierte Beschreibung der Eigenschaften unter Variation der Temperatur, des Drucks und der Salinität sowie der erwarteten Fehler befindet sich in Anhang C.

4.2.2 Hydraulisches Verhalten des Reservoirs

Das Reservoir wird als homogener, isotroper und unendlich ausgedehnter Porenspeicher angenommen, dessen hydraulisches Verhalten nach Theis (1935) beschrieben wird. Der Wärmetransport im Reservoir wird vernachlässigt. Hieraus ergeben sich folgende Annahmen für das Reservoir:

- Das Reservoir ist ein gespannter Grundwasserleiter ohne Zuflüsse
- Die Ausdehnung des Reservoirs ist unendlich groß
- Die Brunnen sind klein im Verhältnis zum beeinflussten Entnahmebereich
- Das Reservoir ist homogen und isotrop, die Mächtigkeit ist konstant
- Das Reservoirfluid ist homogen und bleibt in seiner Zusammensetzung unverändert
- Es findet kein Wärmetransport zwischen Gestein und Fluid statt
- Es gibt keine thermische Kopplung zwischen Injektion und Produktion
- Die Förderrate ist konstant
- Der Brunnen ist vollkommen

Ein vollkommener Brunnen erschließt mit dem Filterbereich/Open Hole Section den gesamten Grundwasserleiter (Abb. 4-6 unten). Der unvollkommene Brunnen erschließt den Grundwasserleiter hingegen nur teilweise (Abb. 4-6 oben). Im unvollkommenen Fall bilden sich die Grundwasserstromlinien anders aus, da das Wasser auch aus den Regionen unterhalb bzw. oberhalb des Filters/Open Hole zufließt (Hölting & Coldewey, 2009). Hinzu kommt die Unvollkommenheit der hydraulischen Ankopplung der Bohrung an den Grundwasserleiter. Erfasst wird dies durch den sog. Skineffekt, der ein Maß für die Qualität der hydraulischen Ankopplung eines Brunnens an den Grundwasserleiter ist und die durch Ausbau und Betrieb verursachten Änderungen der geohydraulischen Eigenschaften ausdrückt (Hölting & Coldewey, 2009). Der Skineffekt ist fallspezifisch und kann nicht analytisch bestimmt werden. Zudem kann er negative wie auch positive Werte annehmen. Angenommen wird daher ein vollkommener Brunnen mit einer idealen Ankopplung an den Grundwasserleiter. Dies ist zulässig, da sich in der Praxis herausgestellt hat, dass der Fehler durch Anisotropie des Grundwasserleiters selbst meist größer ist (Hölting & Coldewey, 2009). Die Bedeutung von Anisotropien für die Geothermie wurde bereits in Kapitel 2.1 diskutiert.

Obwohl das Modell nach Theis (1935) ausdrücklich für Porenspeicher gilt, können auch Aussagen zu Kluft-, Karst- oder Mischsystemen abgeleitet werden. Ist das betrachtete Volumen ausreichend groß, so verhalten sich die Speicher hydraulisch

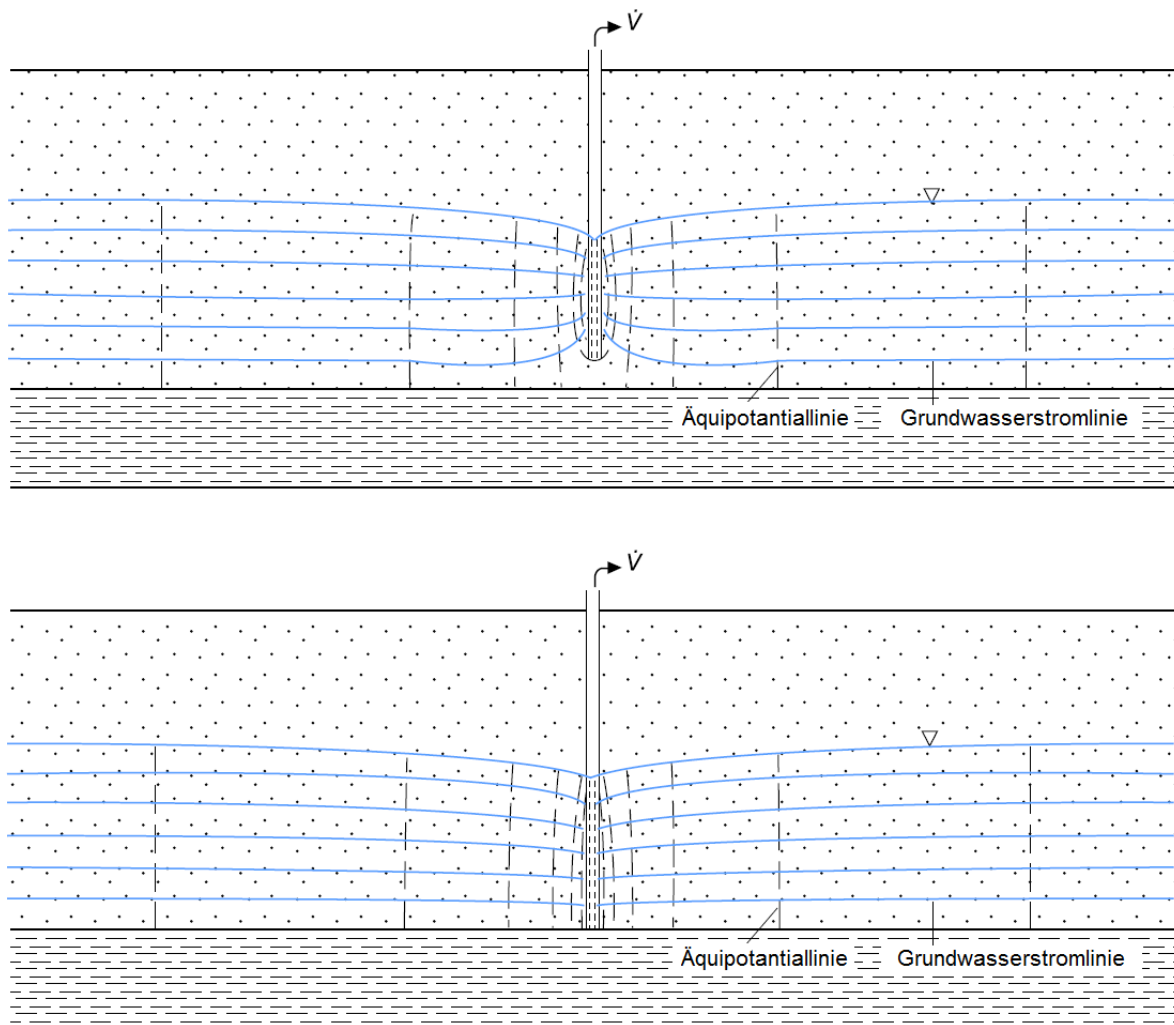


Abb. 4-6: Vergleich eines vollkommenen (oben) und unvollkommenen (unten) Brunnens im freien Grundwasser. (Hölting & Coldewey, 2009)

ähnlich (Hölting & Coldewey, 2009). Mit der Annahme einer unendlich großen Ausdehnung des Reservoirs ist die Voraussetzung erfüllt.

Die Eigenschaften des Speichers können durch verschiedene, in der Geologie übliche Größen ausgedrückt werden. Als Eingangsgröße des Modells wurde der Permeabilitätskoeffizient K gewählt. Dieser ist gesteins- jedoch nicht fluidabhängig, so dass der Einfluss sich verändernder Fluideigenschaften auf das Verhalten eines Reservoirs untersucht werden kann.

Mit den folgenden Beziehungen zwischen dem gesteinsabhängigen Permeabilitätskoeffizient K und dem gesteins- und fluidabhängigen Durchlässigkeitsbeiwert k_f lässt sich die Transmissivität T_{GW} als Funktion des Permeabilitätskoeffizienten ausdrücken:

$$T_{GW} = \int_a^b (k_f \cdot h_M) \quad \text{Gl. (4.2)}$$

$$k_f = K \cdot \frac{\rho \cdot g}{\eta} \quad \text{Gl. (4.3)}$$

Die Transmissivität eines Grundwasserleiters T_{GW} ist das Integral der Permeabilität über die Mächtigkeit h_M eines Aquifers. Mit den zuvor getroffenen Annahmen des gespannten homogenen, isotropen Grundwasserleiters mit konstanter Mächtigkeit vereinfacht sich das Integral zu

$$T_{GW} = K \cdot \frac{\rho \cdot g}{\eta} \cdot h_M \quad \text{Gl. (4.4)}$$

Wie Gl. (4.4) zeigt, haben die Fluideigenschaften, namentlich die Viskosität η und die Dichte ρ , Einfluss auf die Transmissivität. g ist die Erdbeschleunigung. Kenntnisse über die am Standort vorliegenden Fluideigenschaften sind daher notwendig. Zudem lässt sich direkt ableiten, dass bei einer Doublette in der Regel die hydraulisch bessere Bohrung als Injektionsbohrung gewählt werden sollte.

Weitverbreitete Parameter zur Beschreibung der hydraulischen Leistungsfähigkeit von Förder- und Injektionsbrunnen sind der Produktivitätsindex PI und Injektivitätsindex II. Beide unterscheiden sich lediglich im Vorzeichen und beschreiben eine Druckänderung in Abhängigkeit des Volumenstroms.

$$PI = II = \frac{\dot{V}}{\Delta p} \quad \text{Gl. (4.5)}$$

$$\text{mit } \Delta p = p_{\text{hydrostatisch}} - p_{\text{dyn.,Betrieb}}$$

$p_{\text{hydrostatisch}}$ ist der im Ruhezustand gemessene Druck und $p_{\text{dyn.,Betrieb}}$ der im Betrieb gemessene quasistationäre Druck am Bohrlochtiefsten. Produktivitäts- und Injektivitätsindex werden aus Pumpversuchen ermittelt und gelten nur in einem begrenzten Bereich für gleichbleibende Fluideigenschaften. Dies liegt an dem ihnen zugrunde gelegten linearen Ansatz. Weicht die Förderrate stark von der im Pumpversuch ab, oder ändert sich z.B. die Injektionstemperatur, müssen die Indizes neu bestimmt werden.

Das 1935 von Theis veröffentlichte Brunnenmodell gilt für instationäre Strömungszustände in gespannten Grundwasserleitern und wurde in Anlehnung an Wär-

mestrommodelle entwickelt. Die Gleichung beschreibt die zeitliche und räumliche Ausbreitung eines Absenkungs- bzw. Aufspiegelungstrichters und ist eine Funktion der Förderrate, der Aquifereigenschaften und der Zeit. Die durch die Entnahme verursachte Wasserstandsänderung h_{srt} verhält sich proportional zur Förderrate und umgekehrt proportional zur Transmissivität (Hölting & Coldewey, 2009), (Schöniger & Dietrich, 2008)

$$h_{srt}(r, t) = \frac{\dot{V}}{4 \cdot \pi \cdot T_{GW}} \cdot W(u). \quad \text{Gl. (4.6)}$$

Die dimensionslose Brunnenfunktion $W(u)$ ist wie folgt definiert

$$W(u) = \int_u^{\infty} \frac{e^{-u}}{u} du \quad \text{Gl. (4.7)}$$

$$W(u) \approx -\gamma - \ln(u) + u - \frac{u^2}{2 \cdot 2!} + \frac{u^3}{3 \cdot 3!} - \frac{u^4}{4 \cdot 4!} + \dots$$

mit

$$u = \frac{r^2 \cdot S}{4 \cdot T_{GW} \cdot t}, \quad \text{Gl. (4.8)}$$

wobei \dot{V} die Entnahmerate, r der radiale Abstand vom Brunnenmittelpunkt, S der dimensionslose Speicherkoeffizient, t die Zeit seit Förderbeginn und u eine wie in Gl. (4.8) definierte Variable sind.

Das Integral kann ausreichend genau über eine Taylorreihenentwicklung angenähert werden, die nach dem vierten Glied abgebrochen wird (Hölting & Coldewey, 2009). γ ist die Euler-Mascheroni-Konstante und hat den Wert $\gamma = 0,577216$.

$$W(u) \approx -\gamma - \ln(u) + u - \frac{u^2}{2 \cdot 2!} + \frac{u^3}{3 \cdot 3!} - \frac{u^4}{4 \cdot 4!} + \dots \quad \text{Gl. (4.9)}$$

Die Gleichung für die Wasserstandsänderung wird damit zu

$$h_{srt}(r, t) = \frac{\dot{V}}{4 \cdot \pi \cdot T_{GW}} \cdot \left(-0,577216 - \ln(u) + u - \frac{u^2}{2 \cdot 2!} - \frac{u^3}{3 \cdot 3!} - \frac{u^4}{4 \cdot 4!} \right). \quad \text{Gl. (4.10)}$$

Die Systemanalyse wird stationär durchgeführt, weshalb die instationäre Betrachtung der Wasserstandsänderung auf einen festen Zeitpunkt bezogen werden muss. Da der Betrachtungszeitraum der ökonomischen Untersuchungen 30 Jahre beträgt, wird als Zeitpunkt der Mittelwert von 15 Jahren gewählt. Hierbei ist es wichtig, das hydraulische Verhalten eines idealen Aquifers zu kennen. Nach anfänglich schneller Änderung nähert sich die Druckänderung im Nahbereich der Bohrung asymptotisch einem quasistationären Gleichgewichtszustand an. Der rotationssymmetrische Druckänderungstrichter um die Bohrung breitet sich jedoch mit fortschreitender Zeit weiter aus. D.h. in einem homogenen, isotropen Porenspeicher mit einem hydraulischen Verhalten, das mit dem Modell von Theis (1935) beschrieben werden kann, nimmt der Einflussbereich immer weiter zu, während die Druckänderung an der Entnahme/Injektionsstelle kaum bemerkbar ist. Abb. 4-7 zeigt das beschriebene Verhalten beispielhaft für den Referenzfall. Entscheidend ist der Zeitpunkt daher für die Superposition der Druckänderung mehrerer Bohrungen im gleichen Nutzhorizont, nicht jedoch für die Druckänderung einer einzelnen Bohrung im Nahbereich. In dem dargestellten Beispiel beträgt die Druckänderung im Nahbereich der Bohrung nach 30 Tagen bereits ca. 78 % und nach einem Jahr ca. 85 % der Änderung, die nach 30 Jahren Entnahme eintritt.

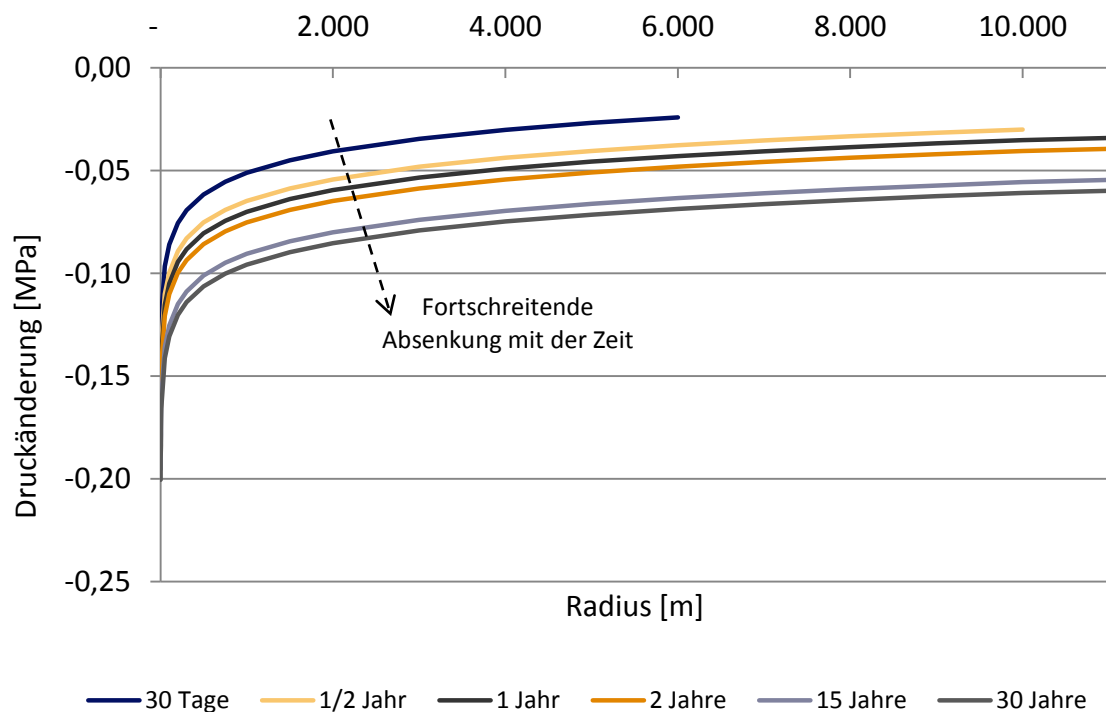


Abb. 4-7: Druckreaktion eines idealen Grundwasserleiters auf Wasserentnahme als Funktion des Radius um die Entnahmestelle für ausgewählte Zeitpunkte. Dargestellt ist der Referenzfall mit einer Entnahmerate von 25 kg/s.

4.2.3 Hydraulische und thermische Prozesse in Bohrungen und thermalwasserdurchströmten Komponenten

Die Strömungsverluste durch Reibung werden mit Druckverlustberechnungen für Rohrleitungen bestimmt. Es wird von einer hydraulisch sowie thermisch ausgebildeten Rohrströmung (Hagen-Poiseuille-Verteilung) in einem Rohr mit rundem Querschnitt ausgegangen. Einbauten, lokale Effekte durch Querschnittsänderungen u.Ä. werden nicht detailliert abgebildet, sondern ein von der Rohrleitungslänge abhängiger durchschnittlicher Widerstandsbeiwert angesetzt. Die Widerstandsbeiwerte wurden aus Erfahrungen in den Geothermieprojekten Bruchsal und Soultz-sous-Forêts abgeleitet und sind in Tab. 4-2 aufgelistet.

Tab. 4-2: Verwendete durchschnittliche Widerstandsbeiwerte zur Berechnung der Druckverluste.

Komponente	Widerstandsbeiwerte	
	hydr. glatt	hydr. rau
Steigleitung	0,090 m^{-1}	0,200 m^{-1}
Thermalwassersystem	0,360 m^{-1}	0,800 m^{-1}
Verbindungsleitung	0,018 m^{-1}	0,040 m^{-1}

Gute Erfahrungen für Druckverlustberechnungen in Tiefbohrungen wurden mit technischen Rauigkeitswerten von 0,06 mm gemacht (Rinke, 2012). Im Folgenden wird für alle Rohre eine Rauigkeit von 0,06 mm angesetzt, wodurch auch eine gute Übereinstimmung mit Betriebswerten in den obertägigen Anlagenbereichen erreicht wird. Eine detaillierte Beschreibung der verwendeten Gleichungen ist in Kapitel B aufgeführt.

Die Filterstrecke ist ein Sonderfall, da sich der Massenstrom über die Länge ändert, und wird daher kurz beschrieben. Nimmt man die Zuflüsse als konstant über die Filterstrecke an, so nimmt der Durchfluss und damit die Geschwindigkeit über die Filterstrecke linear zu, weshalb für die Geschwindigkeit gilt (Fischer, 2010)

$$c(z) = \frac{z}{l} \cdot c(l), \quad \text{Gl. (4.11)}$$

wobei $c(z)$ die Geschwindigkeit des Fluids, z die Laufvariable, l die Länge der Filterstrecke und $c(l)$ die Geschwindigkeit des Fluids am Filterende ist.

Setzt man Gl. (4.11) in die allgemeine Gleichung für Druckverluste in Rohren mit kreisrunden Querschnitten nach Beitz & Grote (2001) ein und integriert diese über die Filterlänge erhält man

$$\int_{z=0}^{z=l} \Delta p_V \cdot dz = \int_{z=0}^{z=l} \left[\frac{\lambda \cdot 1}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v(z)^2}{2} + \sum_{i=1}^n \left(\xi \cdot \frac{\rho \cdot v(z)^2}{2} \right)_i \right] \cdot dz \quad \text{Gl. (4.12)}$$

$$\Delta p_V = \frac{l}{3} \cdot \left[\frac{\lambda \cdot 1}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v(l)^2}{2} + \sum_{i=1}^n \left(\xi \cdot \frac{\rho \cdot v(l)^2}{2} \right)_i \right]. \quad \text{Gl. (4.13)}$$

Der Widerstandsbeiwert der Filterstrecke wird wie von Fischer (2010) angenommen zu Null gesetzt, weshalb sich die Gleichung vereinfacht zu

$$\Delta p_V = \frac{1}{3} \cdot \frac{\lambda \cdot l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v(l)^2}{2}. \quad \text{Gl. (4.14)}$$

Ähnlich dem hydraulischen Verhalten spielen die Strömungsverhältnisse auch beim thermischen Verhalten eine entscheidende Rolle. Das Thermalwasser tritt praktisch mit der ungestörten Reservoirtemperatur in die Bohrung ein. Im ungestörten Zustand, zu Beginn der Förderung, hat das Gestein die in Kapitel 1, Abb. 2-5 dargestellte Temperaturverteilung über die Tiefe. Während des Betriebs beeinflusst die Fluidtemperatur das umliegende Gestein. Wie bereits für die Wasserstandsänderung gezeigt, stellt sich auch für den Wärmetransport in der Praxis ein quasi-stationärer Zustand ein. In der Produktionsbohrung gibt das heiße Thermalwasser Wärme an das umliegende Gestein ab. In der Injektionsbohrung sind die Verhältnisse weniger eindeutig. Für gewöhnlich gibt das injizierte Thermalwasser im oberen Bereich der Bohrung Wärme an das umliegende Gestein ab ($T_{TW} > T_{Gebirge}$). Mit zunehmender Tiefe, und damit zunehmender Gebirgstemperatur, nimmt der Wärmetransport ab, bis er sich schließlich umkehrt und Wärme vom Gebirge an das Thermalwasser übertragen wird ($T_{TW} < T_{Gebirge}$). Die Tiefe des Umkehrpunktes verschiebt sich mit den Betriebsbedingungen und wird in der Simulation automatisch bestimmt.

Der Wärmetransport in den Bohrungen lässt sich als eindimensionale Rohrströmung ohne Wärmequelle beschreiben. Die Längswärmeleitung wird vernachlässigt, die Dissipationswärme aus dem Druckverlust bestimmt und dem Prozess der Wärmeleitung superponiert. Der Wärmewiderstand einer Bohrung ist ein Sonderfall des mehrschichtigen Hohlzylinders. Während bei einer Bohrung lediglich ein Wärmeübergang auf der Innenseite des Rohres vorliegt, geht das klassische Modell des Hohlzylinders von zwei Wärmeübergängen, einem an der Innenseite und einem an der Außenseite des Rohres, aus (Gnielinski et al., 2006). Wie in Abb. 4-8 für eine

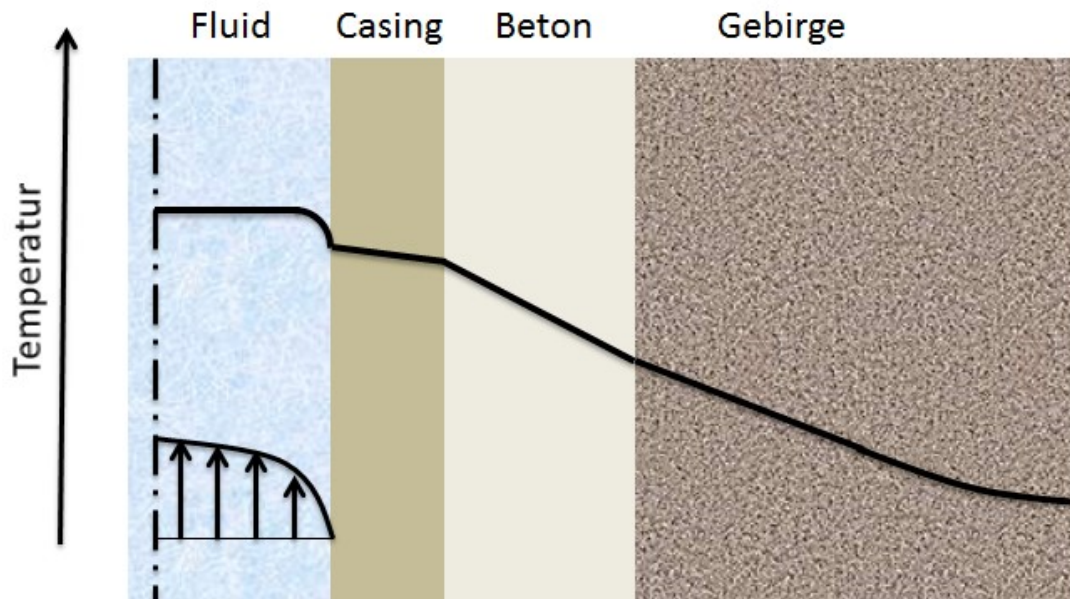


Abb. 4-8: Produktionsbohrung aus Sicht der Wärmeübertragung, als Sonderfall des mehrschichtigen Hohlzylinders.

Produktionsbohrung dargestellt, gibt es einen Wärmeübergang vom Thermalwasser an das Casing, gefolgt von Wärmeleitung durch die verschiedenen Materialien. Das Gebirge kann als halbumendlicher Körper angenommen werden, da der Einfluss auf den Nahbereich der Bohrung begrenzt ist. Die Wandstärken werden als gleichmäßig und die Verbindung zwischen Casing, Beton und Gebirge als ideal angenommen.

Während die Wärmeleitfähigkeiten für verschiedene Materialien in der Literatur nachgeschlagen werden können, z.B. in Gnielinski et al. (2006), wird der Wärmeübergangskoeffizient berechnet. Der Berechnungsweg ist im Anhang B erläutert. Die verwendeten Wärmeleitfähigkeiten sind in Tab. 4-3 dargestellt. An Bohrkernen gemessene Wärmeleitfähigkeiten, aus den Bohrungen GB1 und GB2 des Geothermestandorts Bruchsal, befinden sich in Tab. E-9 und Tab. E-10 sowie Wärmeleitfähigkeiten für Dämmstoffe in Tab. E-11 im Anhang.

Während die Innen- und Außendurchmesser des Casings Ausbauezeichnungen entnommen werden können und damit exakt bekannt sind, kann der Bohrungsdurchmesser lediglich anhand der verwendeten Meißelgröße abgeschätzt werden. Hieraus ergibt sich die Dicke des Betons. Im Folgenden wird die Dicke des zementierten Ringspalts mit Gl. (4.15) in Abhängigkeit der Casing-Durchmesser abgeschätzt. Die Gleichung nähert Ringspalte typischer Bohrungs-Verrohrungs-Kombinationen an und wurde aus Sperber, Uhlig, & Matthiasson (2008) abgeleitet.

Tab. 4-3: Übersicht verwendeter Wärmeleitfähigkeiten. ¹ (Winter & Gryglaszewski, 1987), ² (Hellström & Sanner, 2000), ³ (Schulz R., 1987), ⁴ (Gnielinski et al., 2006), ⁵ (Lemmon, Huber, & McLinden, 2010)

Stahl (Casing/Steigleitung/Verrohrung) $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	50 ¹
Beton $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	1,6 ²
Gebirge $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	3,0 ³
Dämmmaterial (Isolierung Obertageleitungen) $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	0,068 ⁴
Gase (Gemische aus N ₂ /CO ₂ /CH ₄) $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	0,035 ⁵

$$s_{\text{Beton}}[m] = (d_{\text{Casing}} \cdot 3,5 + 4) \cdot 10^{-3} \quad \text{Gl. (4.15)}$$

mit d_{Casing} dem Casing-Durchmesser in Zoll

Zur endgültigen Beschreibung des Wärmetransports in den Bohrungen fehlt jedoch eine Größe. Unbekannt ist der Abstand vom Bohrungsmittelpunkt, an dem die ungestörte Temperatur des Gebirges erreicht wird. Oder anders ausgedrückt: wird ein Außenradius für die Wärmeleitung im Gebirge definiert (r_4), so ist die Temperatur an diesem Punkt unbekannt. Für einen der Parameter Radius oder Temperatur muss also eine Annahme getroffen werden.

Aus Betriebsdaten des Bruchsaler Geothermiekraftwerks können reale Wärmeverluste berechnet und zur Ableitung einer Annahme genutzt werden. Bei einer Förderung von ca. 25 L/s kühlt sich das Thermalwasser während des Aufstiegs um ca. 7 K im hinreichend lang betriebenen Brunnen ab. Die thermischen Verluste belaufen sich somit auf gut 600 KW_{th}. Da die treibende Kraft des Wärmetransports die Temperaturdifferenz ist, werden sich die Verluste nicht gleichmäßig über die Bohrungslänge verteilen, sondern proportional zum Temperaturgradienten

$$\dot{Q}_{\text{Verlust}} \propto (T_{\text{TW}} - T_{\text{Gebirge}}). \quad \text{Gl. (4.16)}$$

Teilt man die Bohrung in 100 m lange Abschnitte und wendet dies an, so ergibt sich der in Abb. 4-9 dargestellte Verlauf der Wärmeströme je Bohrungsabschnitt. Mit einem mittleren Temperaturgradienten für jeden Bohrungsabschnitt, kann für den Betriebspunkt ein dazugehöriger Radius bestimmt werden. Man erhält somit einen funktionellen Zusammenhang zwischen Temperaturgradient und Radius. Ein linearer Ansatz gibt die Wärmeübertragungsverhältnisse nur unzureichend wieder, weshalb der in Gl. (4.17) dargestellte polynomische Ansatz dritter Ordnung für

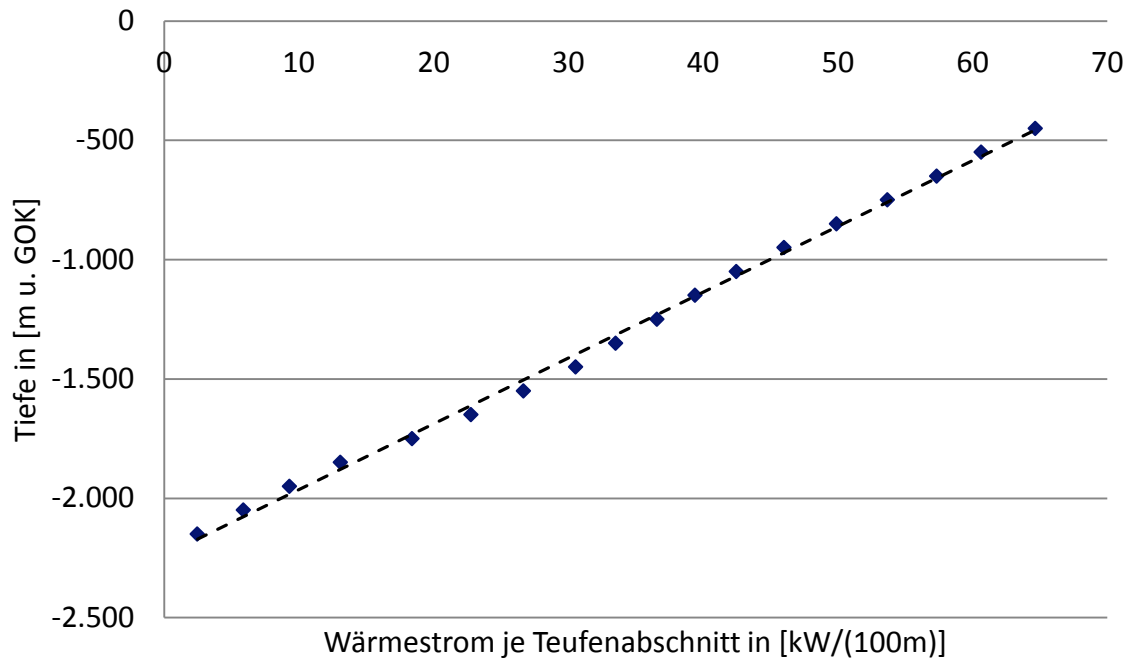


Abb. 4-9: Wärmeverluste in der Produktionsbohrung GB2 des Geothermieprojekts Bruchsal je Bohrungsabschnitt bei Proportionalität der Wärmeströme zum Temperaturgradienten zwischen Thermalwasser und ungestörter Gebirgstemperatur.

Temperaturgradient kleiner 50 K und ein exponentieller Ansatz für größere Temperaturgradient entwickelt wurde.

$$r = 3,173 \cdot 10^{-6} \cdot \Delta T^3 - 7,095 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta T^2 + 5,246 \cdot 10^{-2} \cdot \Delta T + 0,3197 \quad \text{Gl. (4.17)}$$

für $\Delta T \leq 50 \text{ K}$ und

$$r = 1,371 \cdot \Delta T^{0,0371} \text{ für } \Delta T > 50 \text{ K}$$

mit $\Delta T = T_{TW} - T_{Gebirge}$

Dieser Radius definiert den minimalen Abstand vom Mittelpunkt der Bohrung, an dem das thermische Gleichgewicht wieder erreicht wird. Streng genommen gilt die Annahme nur für den Betriebspunkt, von dem sie abgeleitet wurde. Durch die vorausgesetzte Proportionalität zwischen Temperaturgradient und Wärmemenge wird jedoch eine gute Annäherung auch für veränderte Temperaturen erwartet. Eine weitere Validierung ist nicht möglich, da lediglich verwertbare Daten aus dem Geothermieprojekt Bruchsal zur Verfügung stehen. Eine Sensitivitätsanalyse zeigt, dass auf einer Rohrstrecke von 1.000 m eine Variation des Radius von +/-10 %, im schlechtesten betrachteten Fall, lediglich eine Änderung der berechneten Austrittstemperatur kleiner 2 % verursacht. Dieser Worst Case tritt bei einer hohen Thermalwasser-

temperatur von 200 °C und einer niedrigen Thermalwasserförderrate von 25 L/s auf. Mit steigenden Förderraten und damit größeren thermischen Leistungen und/oder sinkenden Temperaturen, sinkt der Einfluss weiter. Bei einer Förderrate von z.B. 100 L/s und 200 °C ist die Abweichung bereits kleiner 0,5 %.

4.2.4 Thermodynamische Beschreibung der Kreisprozesse, Wärmeauskopplung und Pumpen

Die Wandlung der Geothermie in Strom erfolgt in Rankine Prozessen. Arbeitsmittel sind meist organische Kältemittel. Es werden jedoch auch anorganische Fluide, wie z.B. Ammoniak-Wasser-Gemische eingesetzt. Nach dem Patentinhaber werden Prozesse, die mit Ammoniak-Wasser-Gemischen arbeiten Kalina-Prozess genannt. Technisch gesehen handelt es sich auch hierbei um Rankine Prozesse. Mit organischen Arbeitsmitteln betriebene Prozesse werden Organic Rankine Cycle genannt. Gemische und überkritisch betriebene Prozesse sind Potenzialträger zukünftiger, hocheffizienter Stromerzeugungsanlagen, jedoch noch nicht Stand der Technik (Drescher, 2008), (Heberle, 2013). Auch die thermodynamischen Vorteile von Ammoniak-Wasser-Gemischen konnten in der Praxis noch nicht ausreichend nachgewiesen werden (Schlagermann et al., 2014). Eine technische und ökonomische Bewertung ist daher kaum möglich, weshalb Gemische und überkritische Prozesse im Weiteren nicht betrachtet werden.

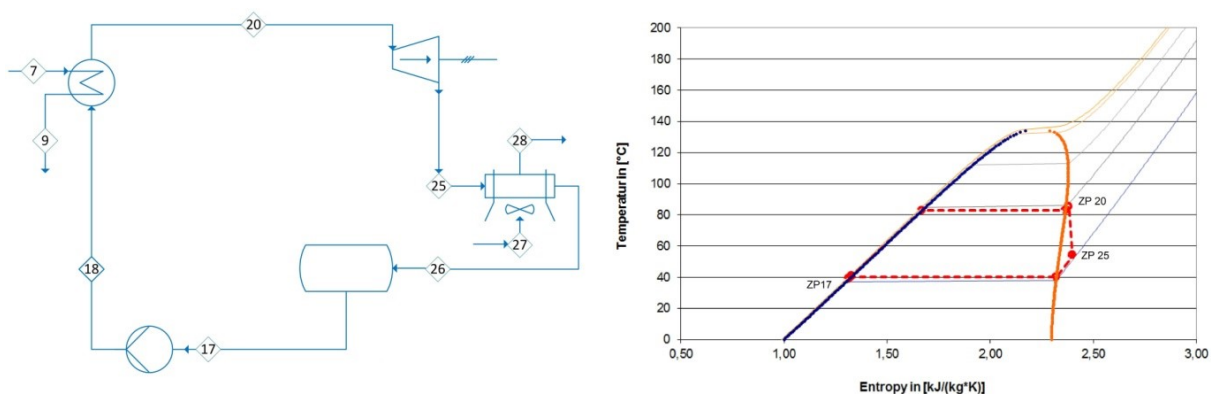


Abb. 4-10: Schematische Darstellung der Hauptkomponenten eines ORC (links) und eines Rankine Prozesses im Temperatur-Entropie-Diagramm (rechts).

Die Berechnung der Kreisprozesse erfolgt anhand von Energiebilanzen für adiabate, verlustbehaftete Kreisprozesse. Die Dissipation wird durch Isentropenwirkungsgrade, endliche Grädigkeiten und Druckverluste in den Wärmeübertragern berücksichtigt. Die einfachste Form des ORC ist in Abb. 4-10 dargestellt. Das Fluid wird von der Kondensatpumpe von ZP17 nach ZP18 verdichtet, im Vorwärmer erhitzt, anschlie-

ßend verdampft (ZP18 bis ZP20) und in der Turbine von ZP20 nach ZP25 entspannt. Je nach Eigenschaft des Arbeitsmittels erfolgt die Entspannung ins Nassdampfgebiet oder den überhitzten Bereich. Die dabei verrichtete bzw. gewonnene Arbeit \dot{W} ist wie folgt definiert (Lucas, 2000)

$$\dot{W}_{V/T} = \dot{m}_{WF} \cdot (h_e - h_i) . \quad \text{Gl. (4.18)}$$

\dot{m}_{WF} ist der Arbeitsmittelmassenstrom, h_i die Enthalpie am Eintritt und h_e am Austritt. Der Isentropenwirkungsgrad $\eta_{isentrop}$ als Verhältnis von reversiblen zu verlustbehafteten Prozessen wird für Pumpen nach Gl. (4.19)

$$\eta_{V,isentrop} = \frac{h_{e,isentrop} - h_i}{h_e - h_i} \quad \text{Gl. (4.19)}$$

und für Turbinen nach Gl. (4.20) berechnet (Lucas, 2000).

$$\eta_{T,isentrop} = \frac{h_e - h_i}{h_{e,isentrop} - h_i} \quad \text{Gl. (4.20)}$$

Weitere innere Verluste in den Strömungsmaschinen werden nicht berücksichtigt, d.h. der innere Wirkungsgrad ist eins.

$$\eta_i = 1 = \frac{\Delta h_{real}}{\Delta h_{isentrop}} \quad \text{Gl. (4.21)}$$

Differenziert werden kann jedoch zwischen Getriebe und Generatorverlusten des Turbosatzes, so dass sich der effektive Wirkungsgrad des Turbosatzes wie folgt berechnet

$$\eta_{eff,Turbosatz} = \eta_{T,isentrop} \cdot \eta_{Getriebe} \cdot \eta_{Generator} . \quad \text{Gl. (4.22)}$$

Eine Auflistung der verwendeten Wirkungsgrade findet sich in Tab. 4-4 bzw. für Förder- und Verpresspumpen in Tab. 6-1.

Ebenso wie die Grädigkeiten der Wärmeübertrager, werden das Maß der Überhitzung im Verdampfer und die Unterkühlung im Kondensator vorgegeben. Es wird eine Unterkühlung von 1,5 K und eine leichte Überhitzung von 2,5 K für retrograde Arbeitsmittel angenommen. Für feuchte Arbeitsmittel wird die notwendige Überhitzung durch eine maximal zulässige Feuchte am Turbinenaustritt von 10 % bestimmt. Ist die notwendige Überhitzung kleiner 2,5 K wird eine minimale Überhitzung von 2,5 K verwendet. Angenommene Grädigkeiten der Wärmeübertrager sind in Tab. 4-5

angegeben. Die Wirkungsgrade und Grädigkeiten des Referenzfalls wurden in Anlehnung an die Geothermieprojekte Bruchsal und Soultz-sous-Forêts getroffen und anhand von Gesprächen mit Herstellern und Angaben in der Literatur bestätigt.

Die Wärmeübertragung vom Thermalwasser an das Arbeitsmittel des Kreisprozess, respektive das Fernwärmenetz im Fall einer Wärmeauskopplung, erfolgt adiabat. Der vom Thermalwasser (Index TW) an den Kreisprozess übertragene Wärmestrom \dot{Q}_i wird wie folgt berechnet.

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_{TW} \cdot (h_{TW,i} - h_{TW,e}) = \dot{m}_{WF} \cdot (h_{WF,e} - h_{WF,i}) \quad \text{Gl. (4.23)}$$

Der vom Arbeitsmittel im Rückkühler an die Umgebung abgeführte Wärmestrom \dot{Q}_e wird mit Gl. (4.24) beschrieben. Der Index Air impliziert hierbei die Nutzung eines luftgekühlten Kondensators.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{WF} \cdot (h_{WF,i} - h_{WF,e}) = \dot{m}_{Air} \cdot (h_{Air,e} - h_{Air,i}) \quad \text{Gl. (4.24)}$$

Die Druckverluste der Wärmeübertrager werden nach Chacartegui et al. (2009) mit 2 % angesetzt.

Tab. 4-4: Typische und verwendete Wirkungsgrade verschiedener Komponenten im Referenzfall. (Marcuccilli & Zouaghi, 2007), (Drescher, 2008), (Chacartegui et al., 2009), (Hettiarachchi et al., 2007), (Schuster et al., 2009), (Wieland, Meinel, & Spliethoff, 2012), (DiPippo, 2007)

Komponente	typische Wirkungsgrade	Wirkungsgrade im Referenzfall
Kondensatpumpe	70 – 90 %	80 %
Turbine	75 – 90 %	85 %
Getriebe	97 – 98 %	98 %
Generator	96 – 98 %	96 %

Tab. 4-5: Typische und verwendete Grädigkeiten der Wärmeübertrager im Referenzfall. (Bombarda et al., 2010), (Lazzaretto et al., 2011), (Huenges et al., 2010), (Lakew & Bolland, 2010), (Drescher, 2008)

Komponente	typische Grädigkeiten	Grädigkeiten im Referenzfall
Vorwärmer	5 – 15 K	5 K
Verdampfer	5 – 15 K	5 K
Rekuperator	5 – 20 K	15 K
Luftgekühlter Kondensator	5 – 20 K	8 K
Wärmeauskopplung	5 – 15 K	5 K

Die elektrische Nettoleistung der Stromerzeugungsanlage $P_{el,SEA netto}$ entspricht der Klemmleistung des Generators $P_{el,SEA brutto}$ abzüglich des Eigenbedarfs des Kreisprozesses. Berücksichtigte Verbraucher sind die Kondensatpumpe $P_{Kondensatpumpe}$ und die Ventilatoren des luftgekühlten Kondensators P_{LuKo} . Rechnerisch addiert wird der sonstige Eigenbedarf der Stromerzeugungsanlage, welcher mit 10 % der Leistung der Kondensatpumpe und des luftgekühlten Kondensators angesetzt wird. Hieraus ergibt sich die elektrische Brutto- sowie Nettoleistung der Stromerzeugungsanlage $P_{el,SEA}$ wie folgt:

$$P_{el,SEA brutto} = \eta_{Getriebe} \cdot \eta_{Generator} \cdot \dot{W}_T \quad \text{Gl. (4.25)}$$

$$P_{el,SEA netto} = P_{el,SEA brutto} - 1,1 \cdot (P_{Kondensatpumpe} + P_{LuKo}). \quad \text{Gl. (4.26)}$$

Der elektrische Eigenbedarf P_{LuKo} des luftgekühlten Kondensators wird anhand des benötigten Luftmassenstroms und des massenspezifischen Leistungsbedarfs der Ventilatoren von $0,15 \text{ kW}_{el}/(\text{kg} \cdot \text{s})$ bestimmt (Lazzaretto et al., 2011), (Berliner, 1975). Der Luftmassenstrom \dot{m}_{Air} wird mit Gl. (4.24) für feuchte Luft berechnet. Der elektrische Eigenbedarf des luftgekühlten Kondensators ergibt sich somit aus

$$P_{LuKo} = \dot{m}_{Air} \cdot 0,15 \left[\frac{\text{kW}_{el}}{\text{kg} \cdot \text{s}} \right]. \quad \text{Gl. (4.27)}$$

Die elektrischen Eigenbedarfsleistungen der im System verbauten Pumpen P_{Pumpe} ergeben sich aus

$$P_{Pumpe} = \prod \eta \cdot \dot{W}_V. \quad \text{Gl. (4.28)}$$

Ist das gesamte Geothermiekraftwerk Gegenstand der Untersuchung, so muss die Eigenbedarfsbetrachtung um die zusätzlichen Verbraucher erweitert werden. Hinzu kommen die Förderpumpenleistung $P_{Förderpumpe}$ und die Verpresspumpenleistung $P_{Verpresspumpe}$. Die elektrische Nettoleistung des Geothermiekraftwerks ergibt sich somit zu

$$\begin{aligned} P_{el,GKW netto} = P_{el,SEA brutto} & \\ & - \left(P_{Förderpumpe} + P_{Verpresspumpe} + 1,1 \right. \\ & \left. \cdot (P_{Kondensatpumpe} + P_{LuKo}) \right). \end{aligned} \quad \text{Gl. (4.29)}$$

Zusätzlich zur mathematischen Beschreibung soll im Folgenden das grundlegende Verhalten von ORC und typischen verwendeten Arbeitsmitteln diskutiert werden.

Für die thermodynamische Optimierung des Rankine Prozesses stehen verschiedene Maßnahmen zur Verfügung. Aus der Herleitung des Carnotwirkungsgrads lassen sich diese u.a. den folgenden Effekten zuordnen:

- Anheben der mittleren Temperatur der Wärmezufuhr (oberer Prozessdruck)
- Absenken der mittleren Temperatur der Wärmeabfuhr (unterer Prozessdruck)
- Anheben der Isentropenwirkungsgrade

Die Anhebung der mittleren Temperatur der Wärmezufuhr kann durch Erhöhen des oberen Prozessdrucks erreicht werden. Wie bereits erwähnt, bieten Gemische und der überkritische Betrieb ebenfalls die Möglichkeit der Anhebung der mittleren Temperatur der Wärmezufuhr. Sie sollen jedoch im Folgenden nicht weiter betrachtet werden. Die Anhebung des Prozessdrucks führt zu einem höheren Prozesswirkungsgrad, absolut wird jedoch weniger Wärme an den Prozess übertragen. Zudem sinkt die Arbeitsmittelmenge, wodurch der Eigenbedarf sinkt. Für gegebene Randbedingungen gibt es daher ein Optimum, in dem die maximale Nettoleistung erreicht wird. Im verwendeten Modell wird dieses iterativ durch Variation der Frischdampf­temperatur bestimmt. Als maximale Frischdampf­temperatur wird die Thermalwassereintrittstemperatur am Kraftwerk oder – falls die kritische Temperatur überschritten wird – die kritische Temperatur, subtrahiert um die Überhitzung, verwendet. Die minimale Frischdampf­temperatur wird aus der Kondensattemperatur, addiert um eine minimale Temperaturdifferenz von 20 K, berechnet. Weniger stark ausgeprägt ist das Optimum, wenn der Kreisprozess mehrere Druckstufen besitzt, wie es z.B. in heutigen Dampfkraftwerken zur Kohleverstromung Stand der Technik ist. Das Heizkraftwerk in Sauerlach ist das erste Geothermiekraftwerk in Deutschland mit einem zweistufigen Prozess. Motivation ist jedoch eine höhere Flexibilität bei der Wärmeauskopplung, nicht die Wirkungsgradsteigerung. Reale Wirkungsgrade des Geothermiekraftwerks wurden bisher nicht veröffentlicht.

Überhitzung bzw. Zwischenüberhitzung kann bei feuchten Arbeitsmitteln als wirkungsgradsteigernde Maßnahme eingesetzt werden, die ins Nassdampfgebiet entspannt (Köhler, 2005), (Drescher, 2008). Üblich sind retrograde Arbeitsmittel, weshalb Überhitzung derzeit keine Rolle spielt. Typisch ist eine leichte Überhitzung von 2 bis 3 K zur Vermeidung von Tropfenschlag am Turbineneintritt.

Die interne Wärmerückgewinnung mit einem Rekuperator erhöht die Leistungsabgabe des Kraftwerksprozesses nicht. Tendenziell ist eher das Gegenteil der Fall, da

die zusätzlichen Druckverluste die Turbinenleistung reduzieren. Wieland, Meinel, & Spliethoff (2012) empfehlen alternativ eine regenerative Arbeitsmittelvorwärmung, wodurch die Druckverluste vermieden würden. Im Fall der regenerativen Arbeitsmittelvorwärmung wird jedoch nicht mehr der gesamte Arbeitsmittelmassenstrom entspannt, sondern anteilig als Anzapfdampf entnommen. Ziel der regenerativen Arbeitsmittelvorwärmung ist es, eine höhere mittlere Temperatur der Wärmezufuhr zu erreichen. Beiden Maßnahmen gemein ist eine geringere Auskühlung des Thermalwassers. Positiv ist dies im Fall einer nachgeschalteten Wärmenutzung oder um Ausfällungen und Ablagerungen im Thermalwassersystem zu vermeiden.

Die Absenkung des unteren Prozessdrucks ist nur möglich, wenn die Rückkühlung verbessert werden kann. Meist werden die vorhandenen Ressourcen, wie Kühlwasser, Kühlluft oder Grädigkeit der Kondensatoren jedoch bereits gut genutzt.

Das größte Potenzial zur Wirkungsgrad- und Leistungssteigerung von Kreisprozessen bieten die Fluideigenschaften selbst. Die Auswahl eines geeigneten Arbeitsmittels für den Betriebsbereich, d.h. für den Temperaturbereich ist daher von besonderer Bedeutung. Verglichen mit den physikalischen und thermodynamischen Eigenschaften von Thermalwässern, sind die Eigenschaften potenzieller Arbeitsmittel meist durch die industrielle Verwendung der Stoffe bekannt. Typische Arbeitsmittel in ORC sind aus den Gruppen der Paraffine z.B. Alkane oder Alkohole, Aromaten, Heterocyclen und Siloxane sowie chlorierte und fluorierte Kohlenwasserstoffe (Köhler, 2005), (Drescher, 2008). Allein die Software REFPROP Version 9.0 enthält über 80 Reinstoffe und vordefinierte Gemische, deren Eigenschaften über einen weiten Zustandsbereich beschrieben sind (Lemmon, Huber, & McLinden, 2010). Die Identifikation neuer Arbeitsmittel ist nicht Aufgabe der vorliegenden Arbeit. Hierzu wurden bereits zahlreiche Arbeiten publiziert, z.B. Drescher (2008), Schuster et al. (2009), Hettiarachchi et al. (2007), Lakew & Bolland (2010). Das folgende Kapitel konzentriert sich daher darauf, Kriterien zur Auswahl geeigneter Arbeitsmittel und die für die Modellrechnungen verwendeten Fluide darzustellen. Die getroffene Auswahl spiegelt die in den bestehenden Geothermiekraftwerken in Deutschland verwendeten (Tab. 2-1) und in der Literatur häufig als geeignet identifizierten Arbeitsmittel wieder.

Als technische Randbedingungen bei der Arbeitsmittelwahl sollte beachtet werden, dass sowohl der obere als auch der untere Prozessdruck in leicht beherrschbaren Größenordnungen liegt. D.h. der Kondensationsdruck sollte möglichst oberhalb des Umgebungsdrucks liegen und der obere Prozessdruck keine zu hohen Kosten durch besondere Anforderungen an den Anlagenbau verursachen. Obere Prozessdrücke

kleiner ca. 40 bar sind daher wünschenswert (Drescher, 2008). Eine scharfe Grenze wird in der vorliegenden Arbeit nicht gezogen, so dass einige ausgewählte Arbeitsmittel die genannten Werte leicht über- respektive unterschreiten können. Aus technischer Sicht sollte das Druckverhältnis von oberem Prozessdruck (Turbineneintrittsdruck) zu unterem Prozessdruck (Turbinenausstrittsdruck) zudem möglichst groß sein.

Für alle Arbeitsmittel gilt, dass zur Erreichung eines hohen thermischen Wirkungsgrads der Quotient aus der spezifischen Wärmekapazität des Arbeitsmittels und der Verdampfungsenthalpie am Punkt der Verdampfung möglichst groß sein sollte (Köhler, 2005). Je größer der Quotient ist, desto weniger Energie wird zur Verdampfung benötigt. Folglich kann die Verdampfungstemperatur angehoben werden, was zu einer höheren mittleren Temperatur der Wärmezufuhr führt. Da die Verdampfungsenthalpie geringer wird je mehr sie sich dem kritischen Druck nähert, sollte die Verdampfung möglichst nahe dem kritischen Punkt stattfinden. Zudem sollte die Aufheizkurve des Arbeitsmittels möglichst parallel mit geringem Abstand zur Abkühlkurve der Wärmequelle verlaufen, wie es in Abb. 4-11 exemplarisch dargestellt ist.

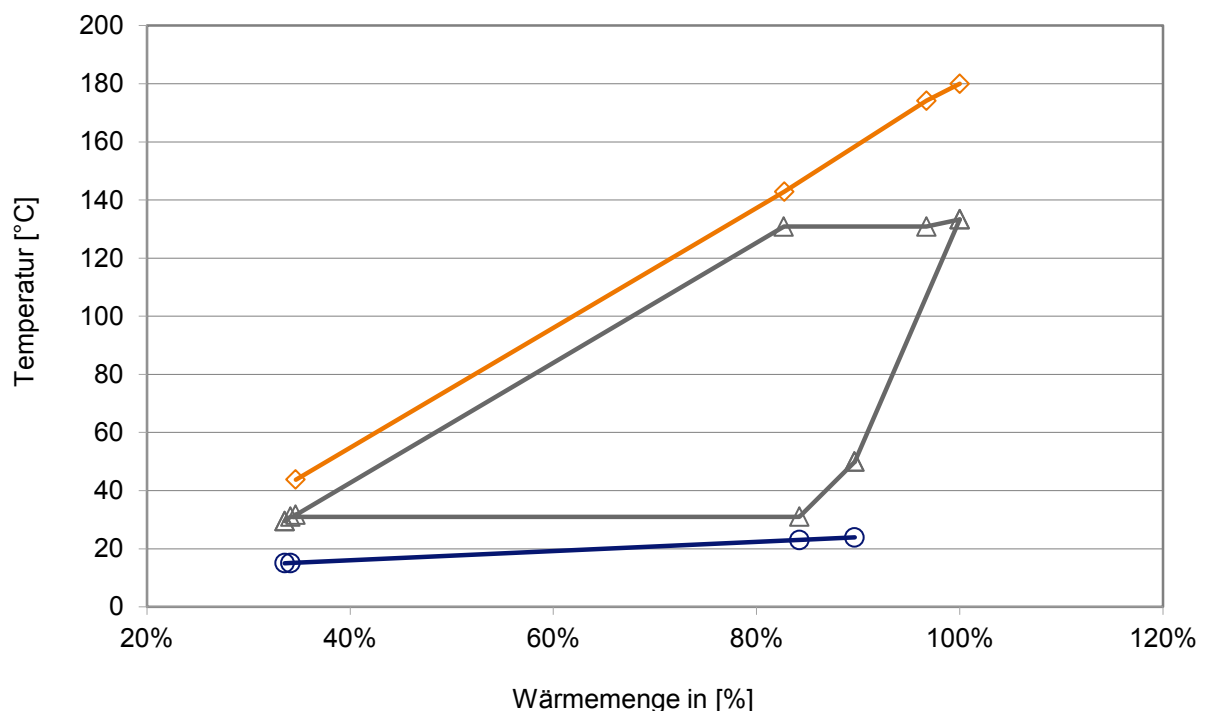


Abb. 4-11: Beispielhafte Darstellung der optimalen Adaption der Aufheizkurve des Arbeitsmittels (hier Isobutan) an die Abkühlkurve des Thermalwassers.

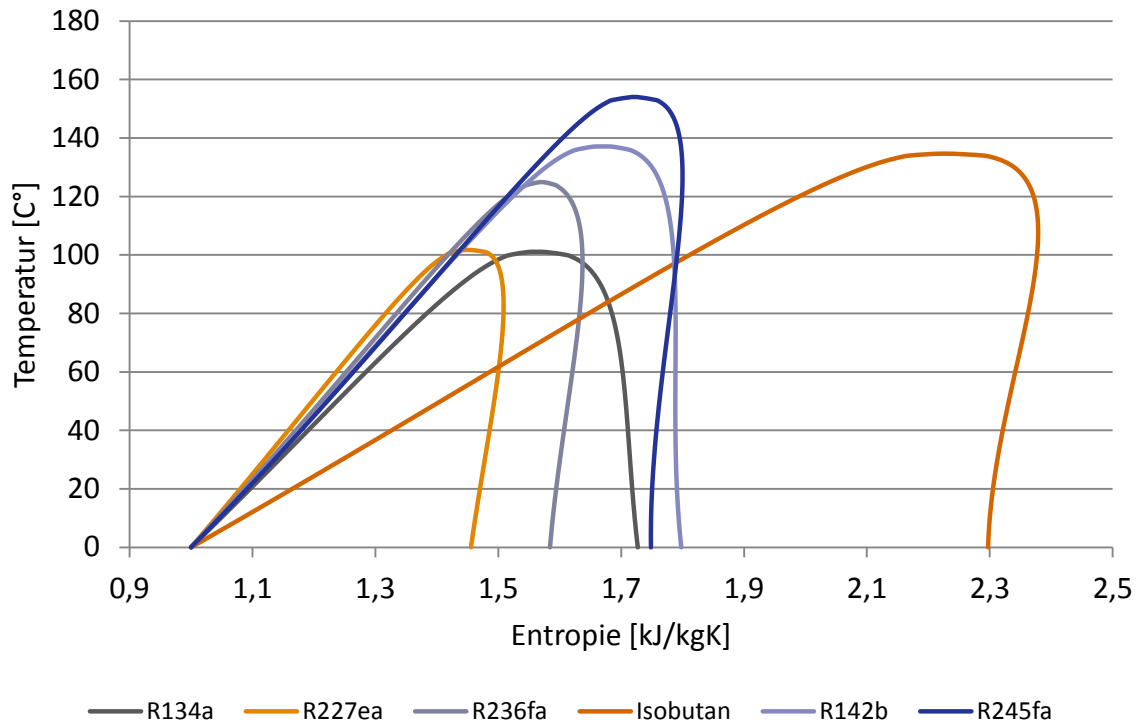


Abb. 4-12: Feuchte (negative), isentrope (senkrechte) und retrograde (positive Steigung der Taulinie) Arbeitsmittel im Temperatur-Entropie-Diagramm. Dargestellt sind die in der Systemanalyse untersuchten Arbeitsmittel. Erstellt mit Stoffdaten aus Lemmon, Huber, & McLinden (2010).

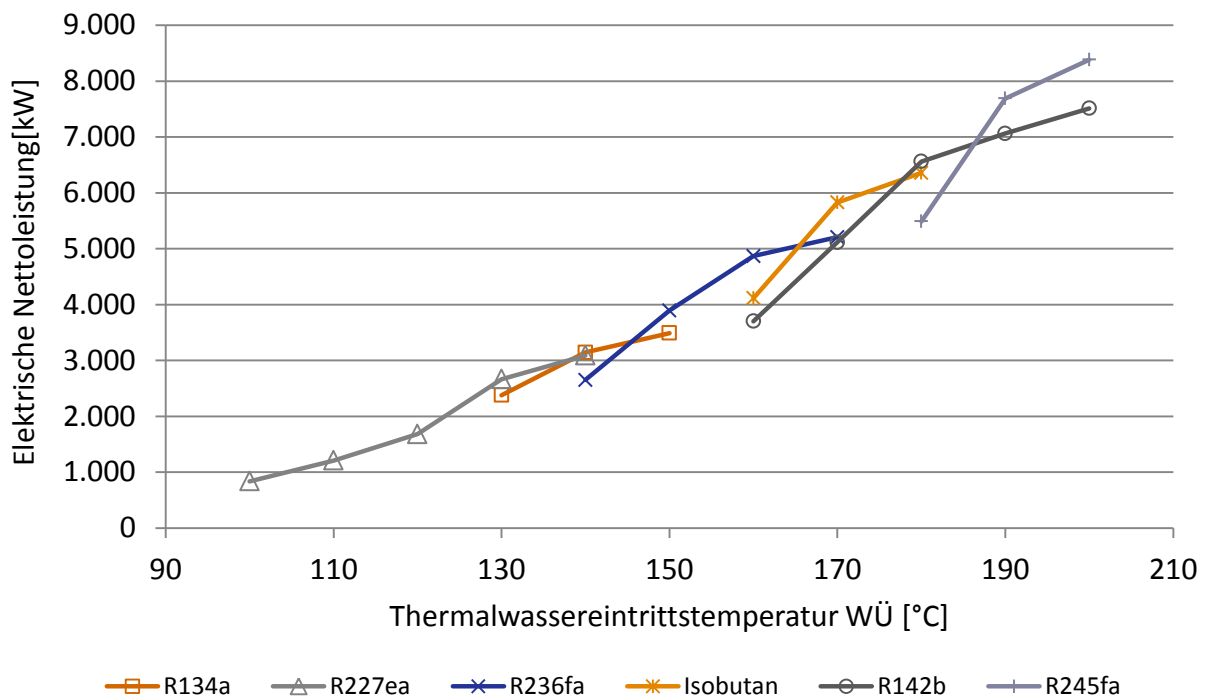


Abb. 4-13: Performance verschiedener Arbeitsmittel in den verwendeten Temperaturbereichen (beispielhafte Darstellung für eine Thermalwasserfördermenge von 100 kg/s mit einer Salinität von 2 mol/kg).

Isentrope Arbeitsmittel, d.h. solche mit einer senkrechten Steigung der Taulinie im Temperatur-Entropie-Diagramm, sind zu bevorzugen. Im Fall von retrograden Arbeitsmitteln sollte die Wärmekapazität der dampfförmigen Phase möglichst klein sein, um die abzuführende Wärme des entspannten überhitzten Arbeitsmittels zu minimieren. Retrograde Eigenschaften sind mit steigendem Molekulargewicht und komplexerer Molekülstruktur zu beobachten (Drescher, 2008).

Im Fall von feuchten Arbeitsmitteln sollte darauf geachtet werden, dass keine thermodynamisch ungewollte Überhitzung oder Zwischenüberhitzung notwendig wird, um übermäßiges Entspannen ins Nassdampfgebiet zu verhindern. Abb. 4-12 zeigt die in der Systembetrachtung verwendete Auswahl im Temperatur-Entropie-Diagramm. Die je Arbeitsmittel berücksichtigten Temperaturbereiche sind in Abb. 4-13 dargestellt. Tab. 4-6 zeigt ergänzend die kritischen Drücke und Temperaturen der Arbeitsmittel.

Tab. 4-6: Kritische Drücke und Temperaturen für die in der Systemanalyse verwendeten Arbeitsmittel. Erstellt mit Stoffdaten aus Lemmon, Huber, & McLinden (2010).

	Kritischer Druck	Kritische Temperatur
R134a (feucht)	4,06 MPa	101,06 °C
R227ea (trocken)	2,93 MPa	101,75 °C
R236fa (trocken)	3,20 MPa	124,92 °C
Isobutan (trocken)	3,63 MPa	134,66 °C
R142b (feucht)	4,06 MPa	137,11 °C
R245fa (trocken)	3,65 MPa	154,01 °C
Wasser (als Referenz)	22,06 MPa	373,95 °C

Aus ökonomischen Überlegungen heraus, sollte das spezifische Volumen nach der Turbine niedrig sein. Köhler (2005) gibt zudem an, dass eine hohe Wärmeleitfähigkeit des Arbeitsmittels gewünscht ist, um die Wärmeübertragerflächen klein zu halten. Dies trifft meist auf Stoffe mit einer geringen Oberflächenspannung und Viskosität zu (Köhler, 2005). Im Verdampfer und Kondensator ist aufgrund des Phasenübergangs des Arbeitsmittels die Wasserseite meist limitierend für den Wärmedurchgang. Eine gute Wärmeleitfähigkeit des Arbeitsmittels ist daher von untergeordneter Bedeutung.

Arbeiten zum Design optimaler Arbeitsmittel für ORC laufen derzeit am Institut für technische Thermodynamik der RWTH Aachen (Lampe, Groß, & Bardowa, 2012), (Lampe, 2013).

Neben diesen Eigenschaften gibt es noch weitere Kriterien, die bei der Auswahl des Arbeitsmittels beachtet werden sollten. So spielen die Verfügbarkeit und Kosten, die Genehmigungsfähigkeit, die chemische Stabilität, die Materialverträglichkeit, die Umweltverträglichkeit und die Arbeitssicherheit eine entscheidende Rolle (Drescher, 2008).

4.3 Ökonomische Berechnungen

Die folgenden Kapitel beinhalten eine detaillierte Beschreibung der verwendeten ökonomischen Berechnungen. Diese bilden die Kosten über alle Phasen eines Geothermieprojekts ab. Die Art der Kostenermittlung hat einen direkten Einfluss auf die Aussagekraft der erarbeiteten Ergebnisse. Veranschaulichen lässt sich dies am Beispiel eines Wärmeübertragers. Sind die Kosten spezifisch pro thermischer Leistung in €/kW_{th} angegeben, so hat die angesetzte Grädigkeit keinen Einfluss auf die Kosten, solange die übertragene Wärmemenge konstant bleibt. Tatsächlich strebt die erforderliche Fläche des Wärmeübertragers und damit die Kosten für eine unendlich kleine Grädigkeit ebenfalls gegen Unendlich. Der Ansatz ist also unzureichend. Dies gilt auch, wenn sich die thermische Leistung, mit variierender Grädigkeit, ändert. Wie Gl. (4.43) zeigt, steigt die Fläche der Wärmeübertrager und damit die Kosten nicht proportional mit variierender Grädigkeit. In der vorliegenden Arbeit werden daher flächenspezifische Kosten in €/m² verwendet, wodurch unterschiedliche Kosten aufgrund variierender Grädigkeiten abgebildet werden.

4.3.1 Ermittlung der kapitalgebundenen Kosten

Kapitalgebundene Kosten werden für die in Tab. 4-7 dargestellten Kostenpositionen bestimmt. Neben den Kostenpositionen, ist auch die Art der Berechnung aufgeführt. Unterschieden wird, ob die Kosten spezifisch z.B. pro Kilowatt elektrische Leistung, prozentual oder pauschal ermittelt werden. Die Pauschalen sind in der Tabelle aufgeführt. Die Herleitung und getroffenen Annahmen je Einzelposition werden im Folgenden vorgestellt.

Tab. 4-7: Struktur der kapitalgebundenen Kosten, Bezugsgrößen und Anlagenkosten der Einzelpositionen.

		Anlagenkosten	Zeitpunkt Erstanschaffung	Nutzungsdauer
A	Machbarkeitsstudie und Vorplanung			
	Machbarkeitsstudie			
A1	Beschaffen, prozessieren und bewerten existierender Daten	180.000 €	Projektbeginn	Betriebsdauer
	Vorplanung Untergrund			
A2	3D-Seismik, inkl. prozessieren und bewerten	25.000 €/km ²	Projektbeginn	Betriebsdauer
A3	Genehmigungen, Berater, Gutachten	100.000 €	Projektbeginn	Betriebsdauer
	Vorplanung SEA und obertägiger Anlagenteile			
A4	Energiekonzept	100.000 €	Projektbeginn	Betriebsdauer
A5	Genehmigungen, Berater, Gutachten	50.000 €	Projektbeginn	Betriebsdauer
B	Grundstücke und Infrastruktur			
B1	Grundstück, Erschließungskosten Bohrplätze	60 €/m ²	1 bis 2 Projektjahr	Betriebsdauer
B2	Grundstück, Erschließungskosten Stromerzeugungsanlage	60 €/m ²	1 bis 2 Projektjahr	Betriebsdauer
B3	Grundstück, Erschließungskosten Wärmeauskopplung	60 €/m ²	1 bis 2 Projektjahr	Betriebsdauer
C	Erschließung des Reservoirs		1 bis 2 Projektjahr	
	Bohrungen			
C1	Herstellen des Bohrplatzes	250.000 €	1 bis 2 Projektjahr	Betriebsdauer
C2	Rekultivieren des Bohrplatzes	50.000 €	1 bis 2 Projektjahr	Betriebsdauer
C3	Baustelleneinrichtung	250.000 €	1 bis 2 Projektjahr	Betriebsdauer
C4	Umsetzen (mehrere Bohrung, gleicher Bohrplatz)	60.000 €	1 bis 2 Projektjahr	Betriebsdauer
C5	Bohrarbeiten inkl. Verrohrung und Perforation	f(Länge,Volumen)	1 bis 2 Projektjahr	Betriebsdauer
C6	Engineering inkl. Bauüberwachung und IBN	1,5 % von C5	1 bis 2 Projektjahr	Betriebsdauer
	Stimulation			
C7	Hydraulisch und/oder chemisch	450.000 €	1 bis 2 Projektjahr	Betriebsdauer
	Hydraulische Tests			
C8	Produktionstest	150.000 €	1 bis 2 Projektjahr	Betriebsdauer
C9	Zirkulationstest	350.000 €	1 bis 2 Projektjahr	Betriebsdauer
	Bohrlochmessungen und geochemische Untersuchungen			
C10	Bohrlochmessungen	65 €/m	1 bis 2 Projektjahr	Betriebsdauer
D	Förder- und Injektionseinrichtungen			
D1	Förderpumpe	f(Leistung)	3 Projektjahr	4 Jahre
D2	Steigleitung und Stromkabel	f(Leistung, Länge)	3 Projektjahr	4 Jahre
D3	Ein-/Ausbau Förderpumpe	f(Dauer)	3 Projektjahr	4 Jahre
D4	Injektionspumpe	f(Leistung)	3 Projektjahr	10 Jahre
E	Thermalwassersystem (obertägig)			
E1	Verrohrung, Armaturen, MSR	f(Länge,Volumenstrom)	3 Projektjahr	Betriebsdauer
E2	Filter, weitere Druckbehälter, Slope	f(Volumen)	3 Projektjahr	Betriebsdauer
E3	Verbindungsleitung	f(Länge,Volumenstrom)	3 Projektjahr	Betriebsdauer
F	Stromerzeugungsanlage			
F1	Turbo-Gen-Set	f(Leistung)	4 Projektjahr	25 Jahre
F2	Wärmeübertrager	f(Fläche)	4 Projektjahr	10 Jahre
F3	Speisepumpe	f(Leistung)	4 Projektjahr	10 Jahre
F4	Luftgekühlter Kondensator	f(Fläche)	4 Projektjahr	25 Jahre
F5	MSR (Mess-, Steuerungs- und Regelungstechnik)	8 % von F1 bis F4	4 Projektjahr	25 Jahre
F6	Balance of Plant	12 % von F1 bis F5	4 Projektjahr	Betriebsdauer
F7	Anschluss an das Stromnetz	f(Leistung)	4 Projektjahr	25 Jahre
G	Wärmeauskopplung			
G1	Wärmeübertrager	f(Fläche)	4 Projektjahr	10 Jahre
H	Projektmanagement, -Steuerung und -Finanzierungsplanung			
H1	Projektmanagement, -Steuerung und -Finanzierungsplanung	8 % von B bis G	1 bis 4 Projektjahr	Betriebsdauer
I	Sonstige kapitalgebundene Kosten			
	Versicherungen			
I1	Versicherungskosten Erschließung des Reservoirs	3,5 % von C	1 bis 2 Projektjahr	Betriebsdauer
I2	Versicherungskosten obertägige Anlagenteile und Infrastruktur	0,5 % von D bis G	3 bis 4 Projektjahr	Betriebsdauer
	Seismisches Monitoring			
I3	Bohrungen, Messequipment, Strom- und Datenanbindung, IBN	150.000 €	1 Projektjahr	Betriebsdauer
	Öffentlichkeitsarbeit			
I4	Beratung und Umsetzung Öffentlichkeitsarbeit	100.000 €/a	1 bis 4 Projektjahr	Betriebsdauer

4.3.1.1 Machbarkeitsstudie und Vorplanung

Die Phase der Vorplanung umfasst die erste Datenrecherche, Beschaffung und Auswertung existierender geologischer Informationen bis hin zur Bohrfadplanung, basierend auf eigenen seismischen Untersuchungen. Der Aufwand zur Beschaffung, Prozessierung und Bewertung existierender Seismikdaten sowie das Erstellen eines Energiekonzeptes skalieren nur geringfügig mit der Reservoirausdehnung und können hinreichend genau durch eine Pauschale pro Projekt angesetzt werden (Tab. 4-7), (Bauer & Vero, 2012). Gleiches gilt für den Aufwand bzgl. Genehmigungen, Beratern und Gutachten (Kölbel, 2012).

Anders verhält es sich mit den Kosten für eine Seismikkampagne. Die Kosten hierfür sind von der Größe des Messnetzes, der Anregungsart sowie dem Erreger- und Empfängerabstand abhängig. Auch die Bebauungsstruktur, Geländetopologie und Absprache mit Anrainern spielen eine Rolle. Eine Seismikkampagne im Stadtgebiet ist daher aufwendiger und teurer als in ländlichen Gebieten. Ziel der Untersuchung ist es, Strukturen im Untergrund zu lokalisieren. Dies gelingt mit einer 2D-Seismik nur bedingt, weshalb eine 3D-Seismik zu bevorzugen ist. Die flächenspezifischen Kosten für eine 3D-Seismik liegen typischer Weise zwischen 25.000 – 30.000 €/km². (Bauer & Vero, 2012)

Berechnet werden die Kosten für eine 3D-Seismik mit spezifischen Kosten von 25.000 €/km². Die Fläche skaliert mit der horizontalen Ausdehnung und der Tiefe des untersuchten Reservoirs. Nach Gaucher (2012a) gilt die Faustregel, dass die Projektion der horizontalen Ausdehnung an der Oberfläche und an den Rändern um die Tiefe erweitert werden muss, um eine ausreichende Randüberdeckung zu gewährleisten (depth-migration margin). Hinzu kommt ein Sicherheitszuschlag von ein bis zwei Kilometern in Abhängigkeit der Geometrie (acquisition margin). Dies konnte anhand veröffentlichter Daten einer 3D-Seismik des Geo-thermieprojekts Unterhachingen nachvollzogen werden und ist in Abb. E-5 im Anhang dargestellt. Damit ergibt sich die Fläche zur Abschätzung der Kosten zu

$$A_{\text{Seismik}}[m^2] = (z + 2 \cdot c + a + b) \cdot (z + 2 \cdot c + a),$$

wobei z die Tiefe, c der Sicherheitszuschlag, a die horizontale Ausdehnung des erfassten Volumens um die Bohrungen und b der Abstand zwischen den Bohrungen im Reservoir ist, wie in Abb. 4-14 dargestellt. Für die weiteren Betrachtungen wird die Strecke a mit 1 km und der Sicherheitszuschlag c mit 1,5 km angesetzt.

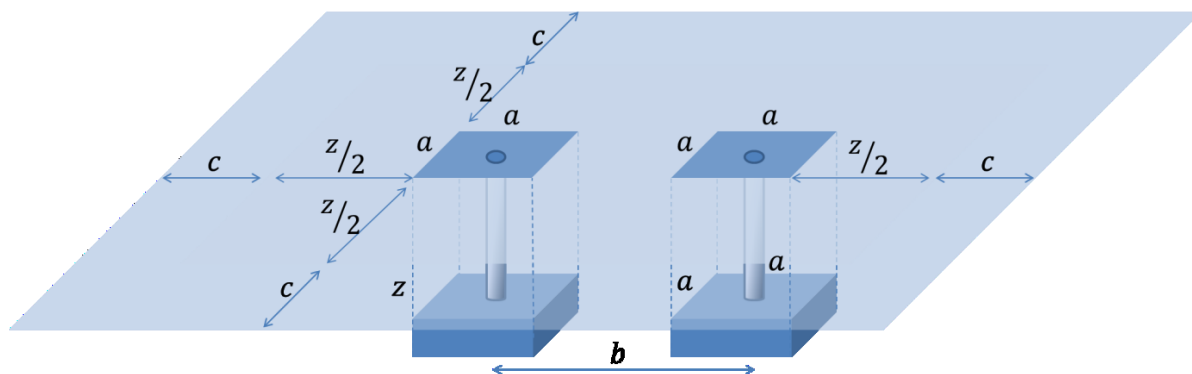


Abb. 4-14: Grafische Darstellung der Berechnungsgrundlage der Fläche einer 3D-Seismik, wobei z die Tiefe bzw. der tiefenabhängige Zuschlag (depth-migration margin), a die horizontale Ausdehnung des erfassten Volumens um die Bohrungen und b der Abstand der Bohrungen ist.

4.3.1.2 Grundstücke und Infrastruktur

Unter die Kosten für Grundstücke und Infrastruktur fallen alle mit dem Erwerb und der Erschließung zusammenhängenden Kosten.

Die flächenspezifischen Grundstückskosten sind von der Lage, den Besonderheiten des Grundstücks und im hohen Maße dem Baurecht, d.h. der zugelassenen Grundstücksnutzung, abhängig. Pauschale Aussagen lassen sich kaum treffen. Da als Fallbeispiel der Geothermiestandort Bruchsal dient, werden Bodenrichtwerte für Gewerbegrundstücke im Großraum Karlsruhe und Bruchsal als Referenz herangezogen. Typische Preise liegen im Bereich 50 bis 80 €/m², können im Stadtgebiet jedoch 100 €/m² überschreiten (Stadt Karlsruhe, 2010). Projekte mit Wärmenutzung werden tendenziell teurere Lagen in der Nähe des Wärmeabnehmers in Kauf nehmen müssen, während reine Stromerzeugungsanlagen in preiswerte Lagen ausweichen können. Für die Berechnungen wurde ein durchschnittlicher Grundstückspreis von 60 €/m² für ein erschlossenes Grundstück mit geeignetem Baurecht angesetzt. Dieser gilt sowohl für die Grundstücke der Bohrungen als auch der Stromerzeugungsanlage und der Wärmeauskopplung. Wie von Fromme (2005) ermittelt, wird je Bohrplatz eine Fläche von 2.400 m² angesetzt. Diese ist unabhängig von der Anzahl der Bohrungen, die von dem Bohrplatz abgeteuft werden. Für die Stromerzeugungsanlage wird eine pauschale Fläche von 2.000 m² zuzüglich einer leistungsspezifischen Komponente von 0,25 m²/kW_{el} angesetzt. Das gleiche Verfahren wird für die Wärmeauskopplung verwendet. Die Pauschale beträgt in diesem Fall 100 m², die leistungsspezifische Komponente 0,01 m²/kW_{th}. Zufahrtsstraßen, Stell- und Rangierflächen sind in den Pauschalen berücksichtigt. Die notwendigen Flächen wurden aus Lageplänen und Luftbildern bestehender Geothermiekraftwerke abgeschätzt.

4.3.1.3 Erschließung des Reservoirs

Die Kosten zur Erschließung des Reservoirs werden durch die Bohrkosten dominiert. Diese stellen meist einen Anteil von über 30 % der gesamten Erstinvestitionen dar. In der Literatur häufig zu finden, sind Darstellungen der Bohrkosten als Funktion der Tiefe. Zwei Ansätze können hierbei unterschieden werden. Am häufigsten sind empirische Gleichungen, die durch Kurvenanpassung anhand aktueller Bohrkosten erstellt werden. Unklar bleibt häufig, welche Leistungen bereits in den Bohrkosten enthalten sind. Tester et al. (2006) und Bloomfield & Laney (2005) weisen darauf hin, dass vor allem exponentielle Gleichungen des Typs

$$y = A \cdot e^{B \cdot x} \quad \text{Gl. (4.30)}$$

geeignet sind, wobei y die Bohrkosten und x die Bohrtiefe ist. Auch Polynome zweiter bis vierter Ordnung sind geeignet, jedoch ist der optimale Grad nicht eindeutig. Beispiele für verschiedene exponentielle Kostenfunktionen finden sich u.a. in Tester et al. (2006), Bloomfield & Laney (2005), Blum et al. (2008), Heidinger, Dornstädter, & Fabritius (2006), Schallenberg (1998), Legarth (2003) und sind in Abb. 4-15 dargestellt. Erkennbar ist zunächst die starke Überlagerung und damit grundsätzliche Übereinstimmung der Ansätze. Zu höheren Kosten abweichend sind die Ansätze von Schaumann & Pohl (2002) und Kaltschmitt (1995). Jedoch liegen auch diese innerhalb der bekannten Kostenspanne von Geothermiebohrungen. Wie bereits eingangs im Kapitel 3.3 Annuitäten- und Kostenfaktor-Methode erläutert, werden generell alle Kostenangaben anhand der entsprechenden Indizes umgerechnet und auf das Jahr 2011 bezogen, um Vergleichbarkeit herzustellen.

Ein weitaus aufwendigerer Ansatz bedient sich der analytischen Kostenermittlung durch die Abschätzung der einzelnen Kostenpositionen. Hierfür ist jedoch erhebliches Expertenwissen notwendig. Beispiele hierfür sind u.a. in Rogge (2004), Legarth (2003), Skiera (2007), Sperber (2005) und Seibt (2002) zu finden und ebenfalls in Abb. 4-15 dargestellt.

Wie Abb. 4-15 zeigt, variieren sowohl die tatsächlichen Bohrkosten als auch die Kostenfunktion über einen weiten Bereich. Ursache hierfür sind sowohl unvorhergesehene Ereignisse, wie sie z.B. in den Geothermieprojekten Unterhachingen und Sauerlach auftraten, als auch der Einfluss der Geologie, die Wahl der Bohrungsdurchmesser, markt- oder landesspezifische Parameter wie z.B. Marktverfügbarkeit von Bohranlagen/Services, Umwelt- und Emissionsschutzauflagen, etc. Der Einfluss der Geologie kann nur standortspezifisch bewertet werden. Ebenso lassen sich marktspezifische Einflüsse kaum allgemeingültig bewerten. Generell gilt Deutschland jedoch als

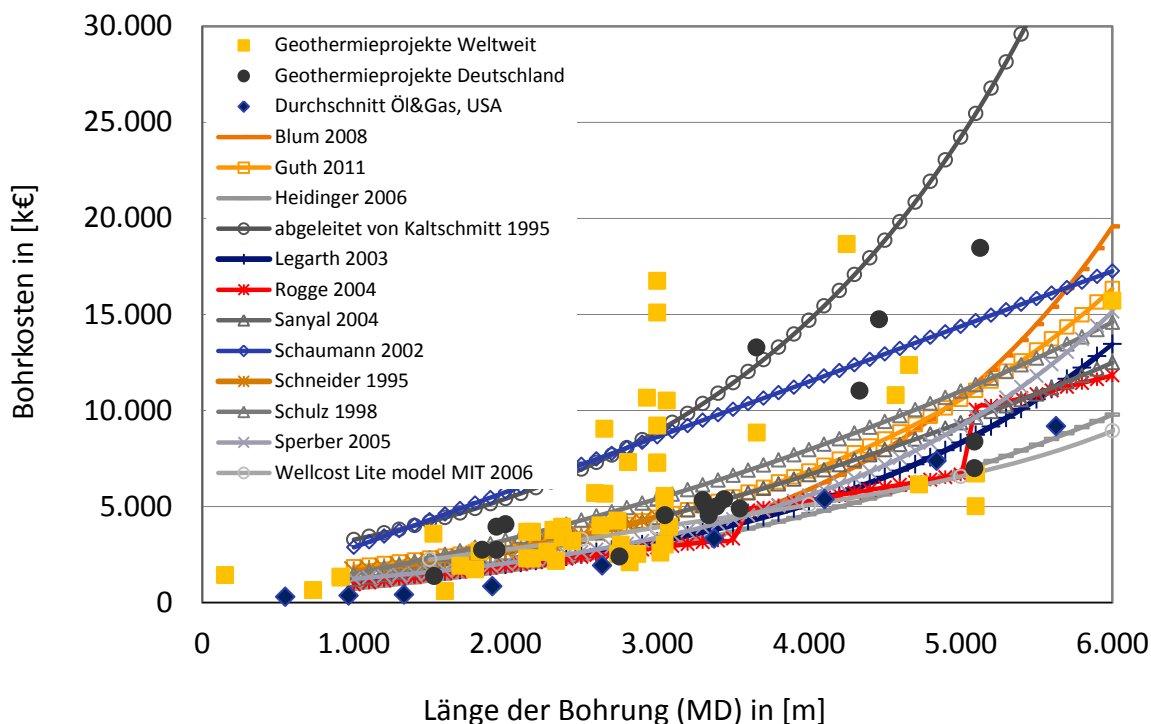


Abb. 4-15: Vergleich verschiedener Bohrkostenfunktionen aus der Literatur mit tatsächlichen Bohrkosten. Aufgetragen sind die Bohrkosten als Funktion der Bohrungslänge. (Tester et al., 2006), (Bloomfield & Laney, 2005), (Blum et al., 2008), (Heidinger, Dornstädter, & Fabritius, 2006), (Schallenberg, 1998), (Legarth, 2003), (Rogge, 2004), (Legarth, 2003), (Skiera, 2007), (Sperber, 2005), (Seibt, 2002), (Schaumann & Pohl, 2002), (Kaltschmitt, 1995)

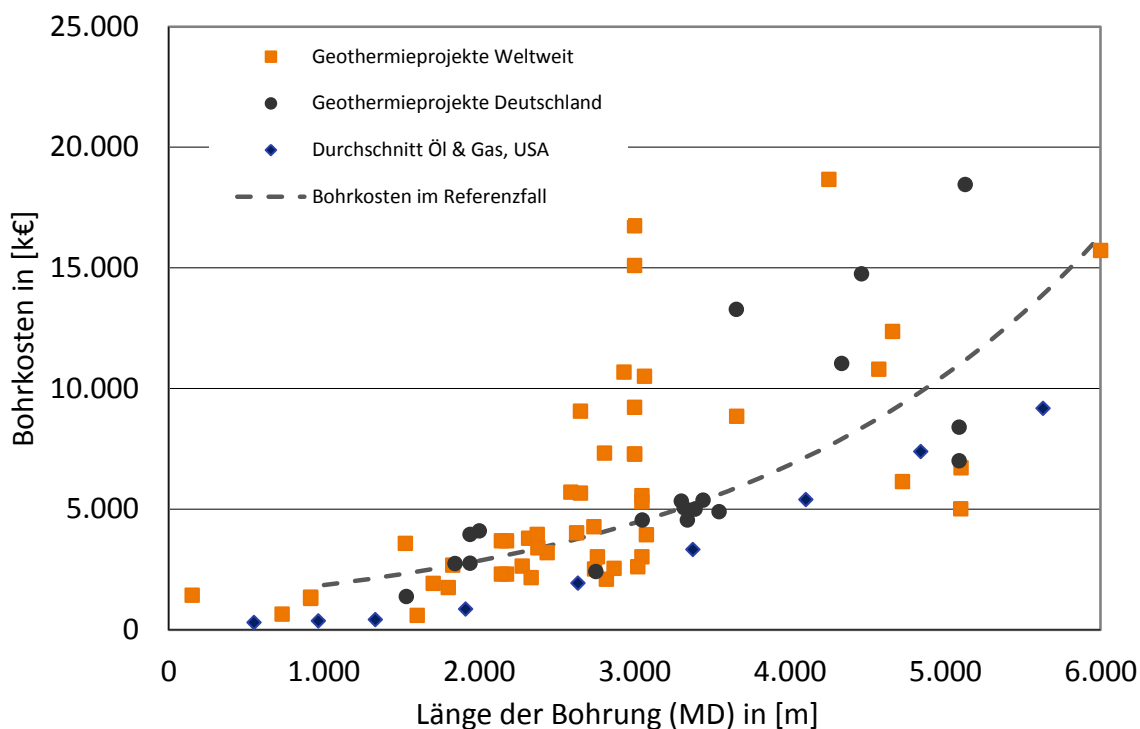


Abb. 4-16: Berechnete Bohrkosten nach Gl. (4.33) verglichen mit Bohrkosten von Geothermiebohrungen und Bohrungen der Öl- und Gasindustrie. (Tester et al., 2006), (Blum et al., 2008), (Weimann, 2011)

hochpreisige Region, in der die Bohrkosten höher als z.B. in den USA sind (Blum et al., 2008). Durch unvorhergesehene Ereignisse erhöhen sich die berechneten Bohrkosten üblicherweise um 5 bis zu 20 %, weshalb diese in der Planung zu berücksichtigen sind (Seibt, 2002), (Legarth, 2003).

Auffällig in Abb. 4-15 ist die Stufenkurve nach Rogge (2004). Rogge (2004) verfolgt den Ansatz, dass mit größer werdender Tiefe größere Bohranlagen mit einer höheren Hackenlast eingesetzt werden müssen. Dadurch steigt die Bohranlagenmiete, die ca. 15 bis 40 % der gesamten Bohrkosten ausmacht (Legarth, 2003), (Sperber, 2005). Tatsächlich ergibt sich keine sauber zu definierende Stufe, da mit einer größeren und damit leistungsfähigeren Bohranlage auch ein höherer Bohrfortschritt zu erwarten ist, wodurch die höhere Bohranlagenmiete teilweise kompensiert wird (Legarth, 2003).

Um die Lage in Deutschland mit einem eher hochpreisigen Markt wiederzugeben, wird der aktuelle Ansatz von Guth (2011) übernommen und modifiziert. Guth (2011) berechnet die Bohrkosten nach Gl. (4.31) auf Basis von Daten aus Sperber (2011).

$$K_{Bohrung}[\text{€}] = 1,198 \cdot e^{(0,0004354 \cdot z_{TVD})} \cdot 10^6 \quad \text{Gl. (4.31)}$$

$K_{Bohrung}$ sind dabei die Bohrkosten in EURO und z_{TVD} die vertikale Bohrtiefe in m.

Um Varianten monetär bewerten und vergleichen zu können, muss die Formel erweitert werden. Untersucht werden der Einfluss des Bohrungsdurchmessers und der Grad der Ablenkung. Beide resultieren in einem veränderten Bohrungsvolumen, was wiederum direkt proportional zu den Bohrkosten ist. Dieser Zusammenhang zwischen erbohrtem Volumen und Bohrkosten wurde bereits von Legarth (2003) beschrieben und konnte anhand von Daten aus Tester et al. (2006) bestätigt werden. Setzt man anstelle der absoluten Tiefe (TVD) die tatsächliche Länge (MD) in Gl. (4.31) ein, erhält man die Bohrkosten für eine abgelenkte Bohrung. Hierbei tritt zwar ein Fehler auf, dieser ist jedoch geringer als typische Sicherheitszuschläge und damit kleiner als die erwartete Unsicherheit (Legarth, 2003). Als funktionaler Zusammenhang zwischen z_{TVD} und z_{MD} für abgelenkte Bohrungen wurde folgender Ansatz entwickelt.

$$z_{MD}[m] = 1,1 \cdot \sqrt{z_{TVD}^2 + \text{Bohrungsabstand}^2} \quad \text{Gl. (4.32)}$$

Unterschiedliche Bohrungsdurchmesser fließen relativ, in Bezug auf einen Referenzfall, in die Berechnung ein. Durch die Proportionalität zwischen Bohrungsvolumen

und Kosten ist dies zulässig. Im Weiteren wird daher ein Referenzfall mit dem Bohrungsvolumen $V_{Bohrung Ref.}$ definiert. Hiermit ergibt sich die Formel zur Berechnung der Bohrkosten $K_{Bohrung}$ zu

$$K_{Bohrung}[\text{€}] = 1,198 \cdot e^{(0,0004354 \cdot z_{MD})} \cdot \frac{V_{Bohrung}}{V_{Bohrung Ref.}} \cdot 10^6 . \quad \text{Gl. (4.33)}$$

Mit der Länge der Bohrung z_{MD} in Meter, dem Bohrungsvolumen $V_{Bohrung}$ und dem Volumen der Referenzbohrung $V_{Bohrung Ref.}$. Die Kosten sind als Anlagenkosten zu verstehen. Die Volumina der Referenzbohrung werden aus Sperber, Uhlig, & Matthiasson (2008) abgeleitet. Dies erscheint konsistent, da die Formel zur Berechnung der Bohrkosten von Sperber (2011) abgeleitet und somit von der gleichen Quelle stammt. Die Verrohrungsschemata der Referenzbohrungen sind in Abb. 4-17 dargestellt.

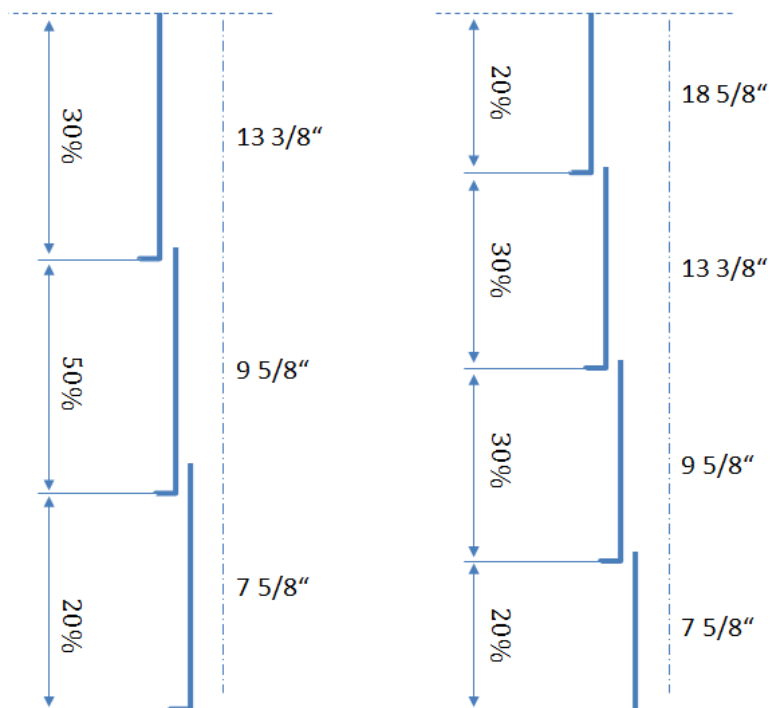


Abb. 4-17: Verrohrungsschema mit drei Bohrabschnitten (links) und mit vier Bohrabschnitten (rechts) ausgelegt für Förderraten von 70 L/s – 100 L/s: Angegeben sind die Verrohrungsdurchmesser in Zoll und die angenommene prozentuale Längenverteilung bezogen auf MD (abgeleitet von Sperber, Uhlig, & Matthiasson (2008)).

Die Vereinfachung, direkt die Verrohrung zu betrachten anstelle des Bohrlöchlurchmessers, ist hinreichend genau, da lediglich das Verhältnis zwischen den Volumina verwendet wird, nicht jedoch die absoluten Werte. Gebräuchliche Verrohrungsdurchmesserkombinationen sind in Abb. E-4 im Anhang, dargestellt und sind Grundlage möglicher Variationen.

Mit zunehmender Erfahrung aus den Bohrarbeiten wird eine Kostendegression für weitere Tiefbohrungen am gleichen Standort erwartet. Kölbel & Eggeling (2011) werten verschiedene Studien aus und kommen zu dem Ergebnis, dass bei der Erschließung unkonventioneller Gasvorkommen die Kosten der vierten Bohrung, verglichen mit der ersten Bohrung, um 25 % gesenkt werden. Kölbel & Eggeling (2011) erwarten vergleichbare Effekte für große Geothermiefelder und verweisen auf Dampfagerstätten mit einer größeren Anzahl Bohrungen. Auch Weimann (2011) rechnet mit einer Kostendegression in ähnlicher Größenordnung und macht dies an Daten aktueller Geothermieprojekte in Deutschland fest, in denen eine Reduktion von 23 % erreicht wurde. Der Stufenansatz nach Kölbel & Eggeling (2011) wird übernommen und ist in Tab. 4-8 dargestellt.

Tab. 4-8: Erwartete Kostendegression der Bohrkosten mit ansteigender Bohrungsanzahl. (Kölbel & Eggeling, 2011)

Erste Bohrung	100 %
Zweite Bohrung	90 %
Dritte Bohrung	80 %
Vierte und alle weiteren Bohrungen	75 %

Die Kosten für Engineering und Überwachung der Bohrarbeiten werden aus Sperber (2005) abgeleitet und betragen 1,5 % der Bohrkosten. Die Herstellung und Rekultivierung des Bohrplatzes sowie die Kosten für Transport und Logistik werden pauschal pro Bohrplatz angesetzt. Die Pauschalen werden von Seibt (2002) übernommen sind in Tab. 4-7 angegeben.

Die Auslegung der obertägigen Anlagenteile, Förder- und Verpresssysteme erfordert gute Kenntnis über die hydraulische Leistungsfähigkeit des Reservoirs. Zur Bestimmung der notwendigen Parameter sind hydraulische Tests unabdingbar. Soll der Erfolg von Stimulationsmaßnahmen nachgewiesen werden, z.B. zur Anerkennung des EEG Bonus für petrothermale Systeme, sind diese vor und nach der Stimulation durchzuführen. Die Kosten für Stimulationsmaßnahmen skalieren mit dem verpressen Volumen, der benötigten Menge Stützmittel oder eingesetzten Säuren (Legarth, 2003). Diese Faktoren können jedoch nicht standortunabhängig bewertet werden. Daher wird ein pauschaler durchschnittlicher Betrag je Stimulationsmaßnahme angesetzt. Auch für die Kostenpositionen Produktionstest und Zirkulationstest werden Pauschalen je Test angesetzt. Eine Übersicht der angenommenen Kosten zeigt Tab. 4-9. Literaturwerte der Kostenpositionen verschiedener Quellen sind in Tab. E-8 im Anhang zur Orientierung gegeben.

Tab. 4-9: Erwartete Anlagenkosten und Kostendegressionen für hydraulische Tests und Stimulation.

Stimulation hydraulisch und/oder chemisch	450 k€ je Bohrung, Einsparung von 1/3 der Kosten bei mehreren Bohrungen pro Bohrplatz durch geringere Mobilisierungs-/Demobilisierungskosten und Masseneffekte
Produktionstest	150 k€ je Tests
Zirkulationstest	350k€ je Test

Die Kosten der Bohrlochmessungen und geochemischen Untersuchungen werden längenspezifisch ermittelt, da diese wesentlich durch die Kosten der Bohrlochbefahrung geprägt werden. Angenommen werden 65 €/m und jeweils eine Maßnahme je Bohrung. Zudem ist in einem Projekt bei steigender Bohrungsanzahl mit einer Kostenreduktion zu rechnen. Diese beruht überwiegend auf der Reduktion von Messungen und Messverfahren aufgrund vorangehender Erfahrung. Die angenommene Kostenreduktion ist in Tab. 4-10 aufgeführt. Die Annahmen wurden aus Kölbel (2012) und Kohl (2011) abgeleitet.

Tab. 4-10: Erwartete Kostendegression der geochemischen Untersuchungen je Bohrung mit ansteigender Bohrungsanzahl.

Erste Bohrung	100 %
Zweite Bohrung	70 %
Dritte Bohrung	50 %
Vierte und alle weiteren Bohrungen	35 %

4.3.1.4 Förder- und Injektionseinrichtungen

Die Kapitalkosten für Förder- und Injektionseinrichtungen sind ein wesentlicher Kostenfaktor in Geothermieprojekten. Ursache sind unzureichende Standzeiten der Förderpumpen, wie sie derzeit in deutschen Geothermieprojekten zu beobachten sind. Bei Temperaturen größer 110 °C betragen die Standzeiten wenige Wochen bis zu zwei Jahren. Sind die Temperaturen niedriger, wie typischerweise in Wärmeprojekten, werden höhere Standzeiten von teilweise fünf bis sieben Jahren erreicht. Ziel aktueller Entwicklungen ist es, ähnlich lange Standzeiten auch bei höheren Temperaturen und Förderraten zu erreichen. (Schlagermann, 2011), (Schlagermann, 2012)

Kölbel & Eggeling (2011) berechneten Standzeiten von mindestens zwei Jahren, um allzu drastische negative wirtschaftliche Folgen von einem Geothermieprojekt abzuwenden. Schlagermann (2011) gibt an, dass alleine die Ein- und Ausbaurkosten im Falle eines Pumpenschadens bis zu 40 % der ursprünglichen Kapitalkosten ausma-

chen. Dabei ist zu beachten, dass bei einem Pumpenschaden nicht zwingend das gesamte Equipment einschließlich Frequenzumrichter und Transformator ersetzt werden muss, sondern häufig nur einzelne Bauteile der Pumpeneinheit, wodurch sich das Verhältnis zwischen Servicekosten und Materialkosten weiter erhöht.

In der Geothermie verwendete Fördereinrichtungen sind modifizierte oder standardisierte Aggregate aus der Kohlenwasserstoffindustrie. Kostenfunktionen hierfür sind in der Literatur nicht verfügbar. Heidinger, Dornstädter, & Fabritius (2006) und Legarth (2003) geben die spezifischen Kosten für Förderpumpen bezogen auf den Fördervolumenstrom an. Betrachtet man die Hauptkomponenten eines typischen Fördersystems, besteht dies aus Frequenzumrichter, Transformator, der Pumpeneinheit selbst und der Steigleitung. Hinzu kommt das Stromkabel, im Fall einer ESP, oder die Welle und Enclosing Tube, im Fall einer LSP. Es erscheint daher sinnvoll, die spezifischen Kosten auf die Leistung und die Menge zu beziehen anstatt rein auf das Fördervolumen. Zur Erstellung von Kostenfunktionen wurden verschiedene Angebote für Tauchkreiselpumpen ausgewertet, weshalb sich im Weiteren alle Angaben auf ESP beziehen. Die ausgewerteten Angebote wiesen für identische technische Spezifikationen eine Schwankungsbreite von ca. +/- 30 % aus.

Die Anlagenkosten der Fördereinrichtung $K_{Prod.Pumpe}$ werden mit folgender Formel bestimmt.

$$K_{Prod.Pumpe}[\text{€}] = K_{Leistungsspez.} + K_{Mengenspez.} \quad \text{Gl. (4.34)}$$

Die leistungsspezifischen Kosten $K_{Leistungsspez.}$ enthalten die Kapitalkosten für das gesamte Fördersystem exklusive Steigleitung, Stromkabel sowie der Kosten für den Ein- und Ausbau. Der leistungsspezifische Kostenanteil für eine Standardausführung wird nach Gl. (4.35) und für eine Edelstahlausführung nach Gl. (4.36) berechnet und bezieht sich auf die hydraulische Leistung der Pumpe $P_{hydr.}$ in der Einheit Kilowatt. Abb. 4-18 zeigt berechnete Werte und Angebotswerte als Funktion der hydraulischen Leistung. Als hydraulische Leistung werden 115 % des Auslegungspunkts angesetzt (siehe auch Tab. 3-3).

$$K_{Leistungsspez.}[\text{€}] = P_{hydr.} \cdot (11.685 * P_{hydr.}^{-0,319}) \quad \text{Gl. (4.35)}$$

$$K_{Leistungsspez.}[\text{€}] = P_{hydr.} \cdot (14.145 * P_{hydr.}^{-0,319}) \quad \text{Gl. (4.36)}$$

$$\text{mit } P_{hydr.}[\text{kW}] = \dot{V} \cdot \Delta p$$

Die verbleibenden Kosten werden mengenspezifisch bestimmt. Die Preise für die Steigleitung und das Stromkabel werden pro Meter berechnet. Die Preise für Steigleitungen sind maßgeblich vom Stahlpreis abhängig und entsprechend volatil. Im Weiteren wird ein Preis von 80 €/m angesetzt. Die spezifischen Preise für Stromkabel $K_{Power\ Cable}$ sind abhängig von der übertragenen Leistung und werden nach Gl. (4.37) berechnet. Abb. 4-19 vergleicht Angebotswerte mit berechneten Werten.

$$K_{Power\ Cable}[\text{€}] = l[m] \cdot (0,0215 \cdot P_{hydr.} + 77) \quad \text{Gl. (4.37)}$$

Die Kosten für den Ein- und Ausbau werden über die Dauer bestimmt. Für die De-/Mobilisierung werden pauschal 10.000 € und eine Dauer von je einem Tag angesetzt. Die Kosten für Personal und Maschinen belaufen sich auf 5.000 €/Tag bei einer durchschnittlichen Einbaugeschwindigkeit von 250 m/Tag. Hinzu wird pauschal ein Tag für die Pumpenmontage und ein weiterer als Wartezeit veranschlagt.

$$K_{Mengenspez.}[\text{€}] = 5.000 \left[\frac{\text{€}}{\text{Tag}} \right] \cdot \left(\frac{\text{Abhängtiefe}[m]}{250 \left[\frac{m}{\text{Tag}} \right]} + 4 \right) + 10.000[\text{€}] \quad \text{Gl. (4.38)}$$

Zur Bestimmung der Anlagenkosten wird ein Zuschlagfaktor von 1,1 angesetzt. Dieser berücksichtigt die Koordination, Überwachung und evtl. Bereitstellung von Strom, Wasser, Hebezeugen etc. durch den Auftraggeber.

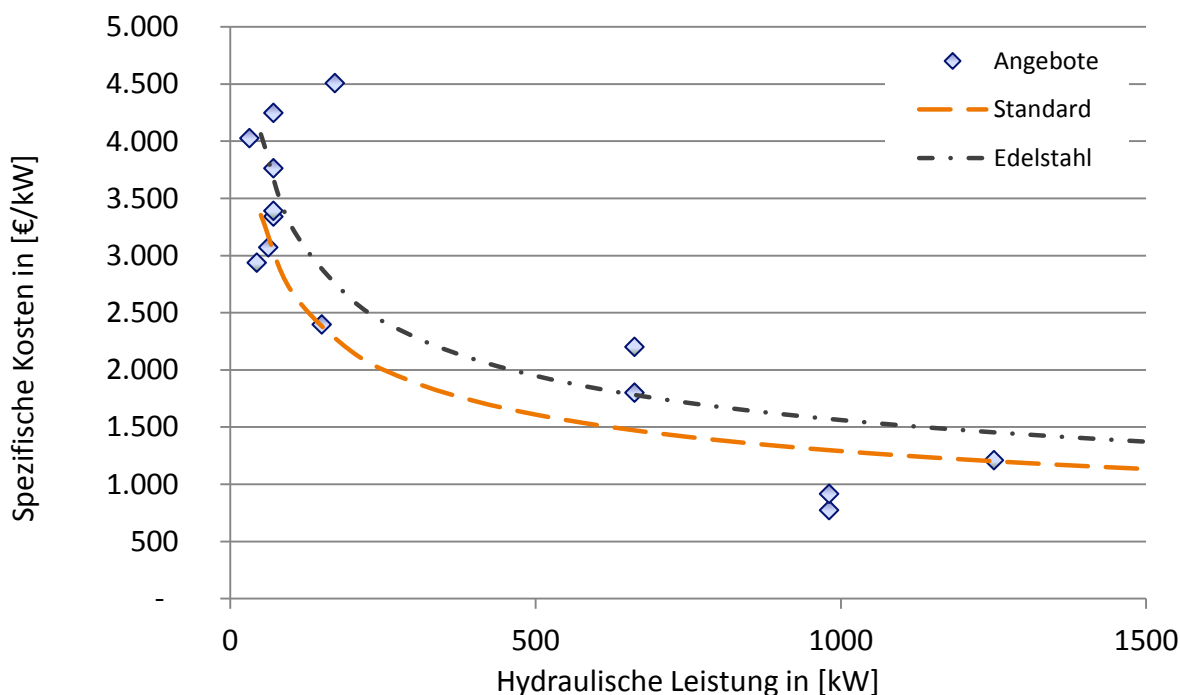


Abb. 4-18: Berechnete spezifische kapitalgebundene Kosten des Fördersystems exklusive Steigleitung, Stromkabel sowie Kosten für Ein- und Ausbau verglichen mit Angeboten.

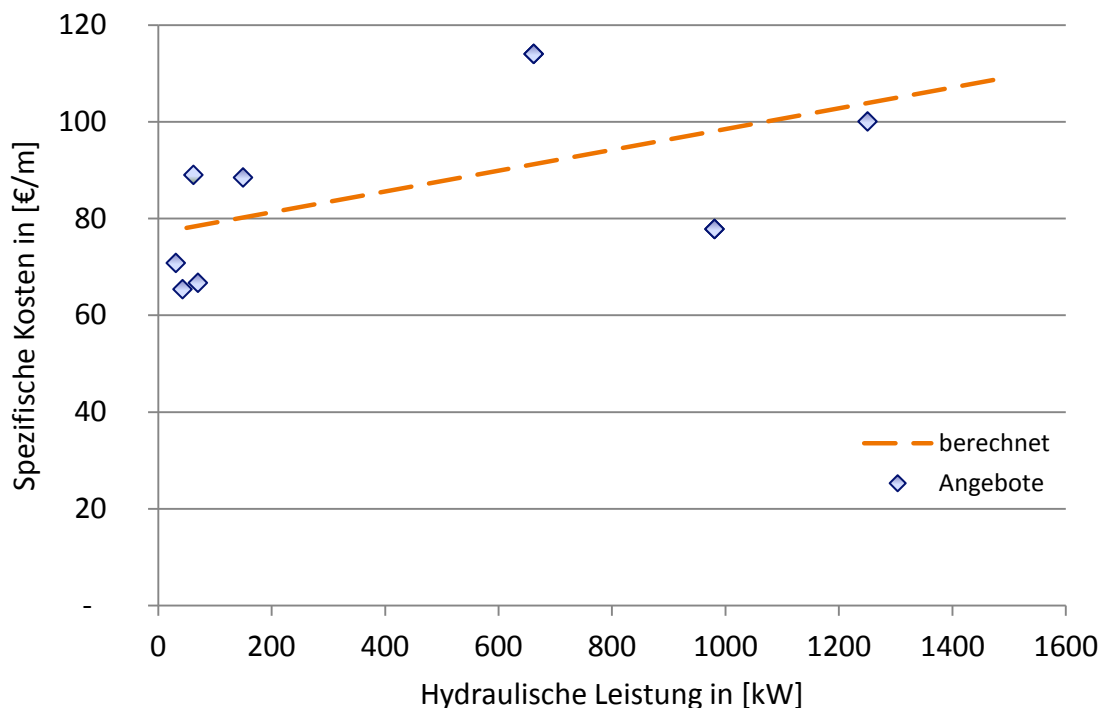


Abb. 4-19: Berechnete spezifische kapitalgebundene Kosten von Stromversorgungskabel für Tauchkreiselpumpen in der Geothermie verglichen mit Angeboten.

Die Kosten für eventuell notwendige Verpresspumpen werden mit einer modifizierten Gleichung nach Turton et al. (2009) für Kreiselpumpen berechnet. Mit der Originalgleichung nach Turton et al. (2009) berechnete Kosten für Kreiselpumpen übersteigen Kostenangaben anderer Literaturquellen (u.a. GfEM (2004), Köhler (2005)) als auch tatsächliche Kosten im Geothermieprojekt Soultz-sous-Forêts und werden daher um 20 % reduziert, um diesen im Durchschnitt zu entsprechen. Der Kostenverlauf für variierende Pumpenleistungen kann so übernommen werden, ohne die systematische Überschätzung zu übernehmen. Die technischen Eingangswerte für Durchfluss, Druckerhöhung und Betriebsdruck werden der thermodynamischen Simulation entnommen. Die Kosten werden für die Materialkategorie B bestimmt. Tab. 4-11 und Tab. 4-12 fassen die verwendeten Annahmen zusammen.

Tab. 4-11: Konstanten und Degressionsexponenten zur Bestimmung der Komponentenkosten der Pumpen. ¹ (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996)

Komponente	Konstante f	Degressionsexponent n	Techn. Eigenschaft X	Gültigkeitsbereich
Verpresspumpe	1.500	0,48 ¹	elekt. Nennleistung in kW	50 - 2.000 kW

Tab. 4-12: Koeffizienten zur Bestimmung der Zuschlagsfaktoren der Verpresspumpe nach Turton et al. (2009).

Komponente	Koeffizienten zur Berechnung des Druckfaktors		Materialfaktor	Koeffizienten zur Berechnung des Zuschlagfaktors
	F_P			
Verpresspumpe	Druck < 10 barü	Druck > 10 barü	2,30	B1 = 1,89 B2 = 1,35
	C1 = 0,00000 C2 = 0,00000 C3 = 0,00000	C1 = -0,39350 C2 = 0,39570 C3 = -0,00226		

4.3.1.5 Thermalwassersystem

Die Kosten des Thermalwassersystems setzen sich aus der Verrohrung selbst, den Armaturen, Filtern und evtl. weiteren Druckbehältern, den Slope Gruben und der Mess-, Steuer- und Regelungstechnik (MSR) zusammen. Ist das Geothermiekraftwerk auf mehrere Standorte verteilt, fallen zudem Kosten für das Sammel- bzw. Verteilungsnetz an. Dies ist der Fall bei Multi-Well-Systemen mit mehreren separaten Bohrplätzen. Im Fall eines Doublettensystems mit zwei separaten Bohrplätzen wird die Verteilung auch Verbindungsleitung genannt.

Der Aufbau des Systems legt nahe, die Kosten zum einen längenspezifisch für die Rohrleitung inklusive Armaturen und MSR und zum anderen volumenspezifisch für die Druckbehälter zu bestimmen. Beide Kostenarten sind zudem vom Betriebsdruck abhängig. Da es in der Literatur keine Kostenfunktionen für Rohrleitungssystem von Geothermiekraftwerken gibt, werden diese unter Zuhilfenahme der Software Thermoflex mit dem Modul PEACE der Firma Thermoflow entwickelt. So kann das Kostenverhalten von Rohrleitungen konventioneller Energieanlagen anhand von Erfahrungen aus dem Geothermieprojekt Bruchsal angepasst werden. Die Kosten für Druckbehälter werden nach Turton et al. (2009) berechnet. Die längenspezifischen Anlagenkosten des Thermalwassersystems werden als Funktion des Volumenstroms für den Referenzdruck wie folgt bestimmt

$$K_{pipe,p_{15}} \left[\frac{\text{€}}{\text{m}} \right] = 55.000 \cdot \dot{V} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] + 1150 . \quad \text{Gl. (4.39)}$$

Der Index p_{15} kennzeichnet den Referenzdruck von 15 barü und wird im Weiteren mehrfach verwendet.

Die Anlagenkosten der Verbindungsleitung sind niedriger, da weniger Armaturen und MSR verbaut sind und werden mit Gl. (4.40) berechnet.

$$K_{pipe,p_{15}} \left[\frac{\text{€}}{\text{m}} \right] = 3.000 \cdot \dot{V} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] + 400 \quad \text{Gl. (4.40)}$$

Gl. (4.39) und Gl. (4.40) gelten somit nur für den Referenzdruck von 15 barü. Wird eine andere Druckstufe gewählt, können die Kosten mit Gl. (4.41) in einem Gültigkeitsbereich von 10 bis 60 barü entsprechend angepasst werden.

$$K_{pipe}(\text{€}) = K_{pipe,p_{15}} \cdot [1 + a \cdot (p - p_{15})] \quad \text{Gl. (4.41)}$$

$$a = 0,03 \text{ für Thermalwassersysteme}$$

$$a = 0,02 \text{ für Verbindungsleitungen}$$

Die Kosten der Filter und sonstiger Druckbehälter werden nach Turton et al. (2009) für aufrecht stehende Behälter ohne Einbauten berechnet. Da Filter Einbauten besitzen, muss kein Abschlag, wie im Fall der Verpresspumpen, berücksichtigt werden. Die Mehrkosten der Einbauten kompensieren die systematische Überschätzung durch Verwendung der Formeln nach Turton et al. (2009). Es werden je zwei redundante Filter vor den Wärmeübertragern und zwei weitere nach der Auskühlung vorgesehen. Das Behältervolumen wird aus dem Thermalwasservolumenstrom und einer maximalen Strömungsgeschwindigkeit von 0,15 m/s berechnet, wobei das Verhältnis zwischen Durchmesser und Höhe des Behälters mit 1:2 festgelegt wird. Die Komponentenkosten für Referenzbedingungen werden nach Gl. (4.42) berechnet. Der Druckfaktor für Drücke größer 1 barü wird mit Gl. (3.35) und den in Tab. 4-13 angegebenen Koeffizienten bestimmt, in der auch der Materialfaktor aufgeführt ist. Als Material wird die Kategorie B gewählt.

$$\ln(K_{Druckbehälter,p_{15}}[\text{€}]) = 3,4974 + 0,4485 \cdot \ln(V) + 0,1074 \cdot \ln(V)^2 \quad \text{Gl. (4.42)}$$

mit V = Behältervolumen [m^3]

Tab. 4-13: Koeffizienten zur Bestimmung der Zuschlagsfaktoren des Thermalwassersystems nach Turton et al. (2009).

Komponente	Annahmen zur Berechnung des Druckfaktors F_p	Materialfaktor F_M	Koeffizienten zur Berechnung des Zuschlagfaktors F_{BM}
Filter	Strömungsgeschw. = 0,15 m/s Durchmesser: Höhe = 1:2	1,77	B1 = 2,25 B2 = 1,82

4.3.1.6 *Stromerzeugungsanlage und Wärmeauskopplung*

Die Stromerzeugungsanlage besteht aus den Hauptkomponenten Kondensatpumpe, Turbosatz, Wärmeübertrager, Kühlsystem und dem Netzanschluss an das Stromnetz. Die Komponentenkosten unter Referenzbedingungen werden mit Gl. (3.37) bestimmt. Die jeweiligen Konstanten und Degressionsexponenten sind in Tab. 4-14 gegeben. Die Koeffizienten zur Bestimmung der Zuschlagsfaktoren nach Gl. (3.33) und Gl. (3.34), soweit zutreffend, sind in Tab. 4-15 gegeben.

Kostenfunktionen für Dampfturbinen einschließlich Ölsystem, Getriebe, Generator und Regelung, kurz als Turbosatz bezeichnet, werden meist leistungsspezifisch bezogen auf die elektrische Nennleistung angegeben. Werte für Kondensationsturbinen der konventionellen Kraftwerkstechnik können jedoch nicht direkt auf Turbinen für ORC übertragen werden. Wird ein anderes Arbeitsmittel verwendet, ändert sich das Druckverhältnis sowie das Verhältnis von Massenstrom zu Leistung und damit die Baugröße und Kosten der Turbine. Ein ähnlicher Effekt tritt bei Gegendruckturbinen auf. Je höher der Gegendruck bei gleichen Frischdampfparametern, desto geringer ist die Leistung bei gleichem Massenstrom. Gleichzeitig verringert sich der Querschnitt der letzten Stufen. Diesen Zusammenhang haben bereits Gebhardt, Kohl, & Steinrötter (2002) erkannt und eine Abhängigkeit vom Enthalpiegefälle festgestellt. Die Kostenfunktionen gelten daher streng genommen nur für sehr ähnliche Betriebsbedingungen. Leider konnten die Beobachtungen von Gebhardt, Kohl, & Steinrötter (2002) für Wasserdampfgegendruckturbinen nicht übertragen werden, um eine Korrektur für veränderte Turbineneintritts- und -austrittsbedingungen zu erstellen. Daher muss mit einer leistungsspezifischen Kostenfunktion gearbeitet werden. Einflüsse unterschiedlicher Arbeitsmittel bei gleicher elektrischer Leistung werden daher nicht erfasst. Zur Erstellung der Kostenfunktion werden Ansätze aus Gebhardt, Kohl, & Steinrötter (2002) und GfEM (2004) ausgewertet, deren Kurvenverlauf übernommen und in der absoluten Höhe anhand von Angeboten für ORC kalibriert.

Als Bauform der Wärmeübertrager werden Rohrbündelapparate angenommen. Diese werden üblicherweise in Geothermiekraftwerken eingesetzt. Verglichen mit Plattenwärmeübertragern sind sie robust und auch für hohe Druckstufen erhältlich. Wärmeauskopplungen werden hingegen meist als Plattenwärmeübertrager realisiert. Typische Wärmeanwendungen nutzen jedoch vergleichsweise kalte Thermalwässer aus geringeren Tiefen. Es ist also zu erwarten, dass bei der Nutzung hochsalinärer Thermalwässer mit hohen Gasgehalten aus größeren Tiefen Probleme mit Ablagerungen sowie höhere Betriebsdrücke auftreten. Im Oberrheingraben liegt die Verwendung von Rohrbündelapparaten daher auch für nachgeschaltete Wärmeaus-

kopplungen nahe. Im Weiteren werden deshalb Rohrbündelapparate betrachtet. Zur Bestimmung der Komponentenkosten muss die effektive Wärmeübertragerfläche A berechnet werden.

Tab. 4-14: Konstanten und Degressionsexponenten zur Bestimmung der Komponentenkosten der Stromerzeugungsanlage. ¹ (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996), ² (Bory, Mergner, & Schlagermann, 2011), ³ (Eggeling, Kölbel, & Schlagermann, 2012)

Komponente	Konstante f	Degressionsexponent n	Techn. Eigenschaft X	Gültigkeitsbereich
Turbosatz	2.500	0,60	elekt. Nennleistung in kW	500 - 10.000 kW
Kondensatpumpe	1.500	0,48 ¹	elekt. Nennleistung in kW	50 - 2.000 kW
Wärmeübertrager	1.300	0,66 ¹	effektive Wärmeübertragerfläche in m ²	1.000 – 20.000 m ²
Luftgekühlter Kondensator	55	0,89	effektive Wärmeübertragerfläche in m ²	10.000 - 250.000 m ²
Netzanschluss an das Stromnetz	4.400 ³	0,60 ³	elekt. Nennleistung in kW	500 - 10.000 kW
Übergeordnete MSR	8 % der Komponentenkosten ²			
Balance of Plant	12 % der Komponentenkosten ²			

Tab. 4-15: Koeffizienten zur Bestimmung der Zuschlagsfaktoren der Stromerzeugungsanlage nach Turton et al. (2009).

Komponente	Koeffizienten zur Berechnung des Druckfaktors F_P		Materialfaktor F_M	Koeffizienten zur Berechnung des Zuschlagfaktors F_{BM}
	Druck < 10 barü	Druck > 10 barü		
Turbosatz	-		6,13	-
Kondensatpumpe	C1 = 0,00000 C2 = 0,00000	C1 = -0,39350 C2 = 0,39570	1,60	B1 = 1,89 B2 = 1,35
Wärmeübertrager	Druck < 5 barü C1 = 0,00164 C2 = 0,00627	Druck > 5 barü C1 = 0,03881 C2 = -0,11272	siehe Tab. 4-16	B1 = 1,63 B2 = 1,66
Luftgekühlter Kondensator	C1 = -0,12500 C2 = 0,15361 C3 = -0,02861		CS = 1,00 AI = 1,42 SS = 2,93	B1 = 0,96 B2 = 1,21
Netzanschluss an das Stromnetz	-		-	$F_{BM} = 1,2$

Diese wird aus der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz und den in Tab. 4-16 angesetzten Wärmestromdichten nach Gl. (4.43) berechnet. Zur Orientierung sind typische Wärmedurchgangskoeffizienten für Rohrbündelwärmeübertrager unter unterschiedlichen Übertragungsbedingungen in Tab. E-12 und Foulingwiderstände in Tab. E-13 im Anhang gelistet.

$$A[m^2] = \frac{P_{th}}{\dot{q} \cdot \Delta T_{log}} \quad \text{Gl. (4.43)}$$

$$\text{mit } \Delta T_{log} [K] = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}}$$

Die Rückkühlerkosten werden ebenfalls flächenspezifisch für luftgekühlte Kondensatoren bestimmt. Diese werden weltweit in vielen Geothermieprojekten genutzt. Zudem lassen sich die Kosten vergleichsweise standortunabhängig ermitteln. Im Fall von Nasskühltürmen ist dies schwieriger, da die Kosten stark mit der lokalen Verfügbarkeit und Qualität von Kühlwasser und Möglichkeiten der Ableitung variieren. Nasskühltürme werden daher im Weiteren nicht betrachtet. Die Komponentenkosten werden aus der Software Thermoflex mit dem Modul PEACE abgeleitet (Tab. 4-14). Die Anlagenkosten ergeben sich nach Turton et al. (2009) mit den in Tab. 4-15 gelisteten Koeffizienten.

Tab. 4-16: Materialspezifische Koeffizienten F_M zur Bestimmung der Anlagenkosten der verschiedenen Wärmeübertrager nach Turton et al. (2009). Wärmestromdichte zur Bestimmung der effektiven Wärmeübertragerfläche abgeleitet aus Gnielinski et al. (2006).

Vorwärmer	$F_M = 2,73$	$\dot{q} = 900 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
Verdampfer	$F_M = 2,73$	$\dot{q} = 1.600 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
Rekuperator	$F_M = 1,00$	$\dot{q} = 350 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
Luftgekühlter Kondensator (LuKo)	$F_M = 2,93$	$\dot{q} = 50 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
Wärmeauskopplung Fernwärme	$F_M = 2,73$	$\dot{q} = 900 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

Zur Berechnung der Netzanschlusskosten an das Stromnetz wird auf Daten aus Eggeling, Kölbl, & Schlagermann (2012) zurückgegriffen. Die Autoren geben die durchschnittlichen Komponentenkosten mit 80.000 bis 90.000 €/MW_{el} zuzüglich der Kosten für die Kabeltrasse mit 100 bis 150 €/m an. Als Datenbasis dienen Angaben von 18 Geothermieprojekten in einem Leistungsbereich von 0,5 bis 6,5 MW_{el} elektrisch.

Hinzu kommen Kosten für die übergeordnete MSR, in denen auch die Steuerung der Gesamtanlage mit inbegriffen sind und Kosten für periphere Anlagen. Da die Komplexität maßgeblich von der Konfiguration und Betriebsweise der Stromerzeugungsanlage abhängt, werden die Kosten der übergeordneten MSR mit 8 % der Komponentenkosten der Stromerzeugungsanlage angesetzt. Kosten für periphere Anlagen und deren Anbindung werden in der Position Balance of Plant zusammengefasst und mit 12 % der Komponentenkosten der Stromerzeugungsanlage veranschlagt.

4.3.1.7 Projektmanagement, -steuerung und -finanzierungsplanung sowie sonstige kapitalgebundene Kosten

Angaben aus aktuellen Geothermieprojekten zu Kosten für Projektmanagement, -steuerung und -finanzierungsplanung unterliegen einer Variation größer einer Potenz (Weimann, 2011). Vergleicht man den spezifischen Aufwand für ein Geothermieprojekt bezogen auf die elektrische Leistung mit anderen Technologien, so ist mit vergleichsweise hohen Kosten zu rechnen. Der Pilotcharakter der derzeitigen Projekte spielt hierbei sicherlich eine Rolle, ist jedoch nicht der einzige Grund. Auch nach der vollständigen Kommerzialisierung werden nennenswerte Kosten erwartet. Dies ist in der Komplexität, Individualität und langen Projektentwicklungsdauer von ca. 5 Jahren begründet (Baumgart, 2012), (Maack, 2011). Für die Position des Projektmanagements, -steuerung und -finanzierungsplanung werden 8 % der kapitalgebundenen Kosten (Positionen B bis G Tab. 4-7) angesetzt. In Pilotprojekten können diese noch weitaus höher ausfallen.

Die Versicherungskosten in der Errichtungsphase sind aufgrund des erhöhten Risikos höher als die laufenden Versicherungskosten im anschließenden Betrieb. Gängige Versicherungen während der Erschließungs- und Baumaßnahmen sind die Bauleistungsversicherung, Montageversicherung und Haftpflichtversicherung inklusive Bergschadenrisiko. Auch das Risiko der Fündigkeit kann versichert werden, soll im Weiteren jedoch vernachlässigt werden.

Für die Errichtungsphase werden Versicherungskosten von 3,5 % der Kapitalkosten für die Erschließung des Reservoirs einschließlich Bohrarbeiten, Stimulation, hydraulischer Tests und geochemischer Untersuchungen angesetzt, sowie 0,5 % der Kapitalkosten der obertägigen Installationen (Positionen C bzw. D bis G Tab. 4-7). Die Kosten wurden aus Guth (2011) und aktuellen Angeboten ermittelt.

Werden Stimulationsmaßnahmen vorgenommen, sind die Errichtung und der Betrieb eines seismischen Monitoringsystems notwendig. Auch behördliche oder durch

Versicherungen vorgegebene Auflagen können zur Installation führen. Die kapitalgebundenen Kosten für das seismische Monitoringsystem werden von Gaucher (2012b) übernommen und belaufen sich auf 150.000 €. Die jährlichen Betriebskosten werden mit 60.000 € angegeben. Zusätzlich zum Monitoringsystem ist Öffentlichkeitsarbeit vor und während der Stimulationsmaßnahmen zu betreiben. Berücksichtigt werden an dieser Stelle nur die notwendigen Maßnahmen zur Beratung und Umsetzung der Öffentlichkeitsarbeit während der kritischen Phasen, d.h. der Bohrphase bis zur Fertigstellung und Inbetriebnahme des Kraftwerks einschließlich eines Kommunikationskonzepts für die Betriebsphase. Die Öffentlichkeitsarbeit während des Betriebs wird in der Position Sonstiges geführt bzw. vom Betreiber mit den vorhandenen Ressourcen geschultert. Besucherzentren, wie sie teilweise an den heutigen Pilotanlagen zu finden sind, werden nicht berücksichtigt. Für professionell durchgeführte Öffentlichkeitsarbeit fallen in der kritischen Phase Kosten von ca. 100.000 €/a an (Stahl, 2012).

4.3.2 Ermittlung der bedarfsgebundenen, betriebsgebundenen und sonstigen Kosten und Erlöse

Das Verhältnis zwischen bedarfs- und betriebsgebundenen sowie kapitalgebundenen Kosten ist für Geothermieprojekte vergleichsweise klein. Dies liegt an den nicht vorhandenen Brennstoffkosten, ähnlich der Kernenergie oder anderer erneuerbarer Energien wie z.B. der Solarthermie, PV, Wasserkraft und Windkraftanlagen. Die höhere Anfangsinvestition soll durch eingesparte Brennstoffkosten kompensiert werden. Dieser Hebel erzielt mit zunehmenden Volllaststunden eine steigende Wirkung. Auf den Effekt dämpfend wirkt hingegen ein hoher Eigenbedarf. Dieser setzt sich aus dem Bedarf der in Tab. 4-17 aufgeführten Verbraucher zusammen und ist Ergebnis der thermodynamischen Berechnungen. Wie bereits in Kapitel 4.2.4 beschrieben, werden für den Betrieb der MSR und sonstige Verbraucher ein Leistungsbedarf von zusätzlichen 10 % der Stromerzeugungsanlage angesetzt.

Tab. 4-17: Eigenverbraucher von Geothermiekraftwerken.

Thermalwasserförderpumpen
Thermalwasserverpresspumpen
Kondensatpumpe der Stromerzeugungsanlage
Ventilatoren der luftgekühlten Kondensatoren
MSR und sonstigen Verbraucher

Die bedarfsgebundenen Kosten werden durch den Eigenbedarf dominiert. Zur Analyse wird dieser mit den berechneten Stromgestehungskosten bewertet und als Kosten dargestellt. Die bedarfsgebundenen Kosten setzen sich zudem wie in Tab. 4-18 gezeigt zusammen. Kostenpositionen sind u.a. Kosten zum Ersatz oder Austausch des Arbeitsmittels, Entsorgungskosten von Filtermaterial, Ablagerungen und Thermalwasser, Inhibitoren zur Verhinderung von Korrosion und Ablagerungen im Thermalwassersystem sowie regelmäßige Probenentnahmen. Diese weiteren Kostenpositionen werden unter „sonstige Betriebsmittel“ zusammengefasst und pauschal mit: 1 % der kapitalgebundenen Kosten (Positionen D bis G und I3, Tab. 4-7) pro Jahr veranschlagt.

Eine Übersicht der betriebsgebundenen Kosten ist in Tab. 4-19 dargestellt. Diese bestehen aus den Personalkosten für den Betrieb des Geothermiekraftwerks und den Kosten für Wartung- und Instandhaltung. Die Personalkosten setzen sich aus Kosten für Betriebsführung, Geschäftsführung, Administration und sonstige Personalaufwendungen, der Fernüberwachung mit einem 24 Stunden Bereitschaftsdienst und der Auswertung der Daten des seismischen Monitorings zusammen. Die mit eigenem Personal verbundenen Kosten werden in Abhängigkeit der thermischen Leistung P_{th} der Geothermieanlage mit Gl. (4.44) berechnet.

$$K_{personal}[\text{€}] = 220.000 \cdot e^{5 \cdot 10^{-6} \cdot P_{th}[\text{kW}]} \quad \text{Gl. (4.44)}$$

Für die Fernüberwachung und den Bereitschaftsdienst werden hiervon zusätzlich 25 % angesetzt. Der Betrieb des seismischen Monitorings wird pauschal mit 60.000 €/Jahr veranschlagt (Gaucher, 2012b). Für die Wartung und Instandhaltungsarbeiten der Bohrungen werden jährlich 0,5 % und für die obertägigen Anlagenteile 3 % der Kapitalkosten veranschlagt.

Unter sonstige Kosten und Erlöse nach VDI 2067 fallen u.a. Versicherungskosten, noch nicht berücksichtigte administrative Kosten sowie Erlöse aus dem Wärmeverkauf. Erlöse aus dem Stromverkauf werden nicht berücksichtigt, da die Stromgestehungskosten als Zielgröße berechnet werden. Eine Übersicht zeigt Tab. 4-20.

Tab. 4-18: Übersicht bedarfsgebundener Kosten.

J1	Strom	Bezugsgröße	Kosten
J1	Eigenbedarf Strom	mengenspezifisch	Stromgestehungskosten
K	Sonstige Betriebsmittel z.B. Ersatz Arbeitsmittel, Entsorgungskosten, Inhibitoren,		
K1	Frisch-/Abwasser, sonstige Stromverbraucher etc.	prozentual	1% der Positionen D, E, F, G, I3

Tab. 4-19: Übersicht betriebsgebundener Kosten.

L	Personal	Bezugsgröße	Kosten
L1	Personal für Management, Betriebsführung, Administration	leistungs- und mengen-spezifisch	f(Leistung, Menge)
L2	Fernüberwachung, 24h Bereitschaft	prozentual	25 % der Position M1
L3	Betrieb des seismischen Monitorings	pauschal	60.000 €/a
M	Wartung und Instandhaltung		
M1	Wartung und Instandhaltungskosten Bohrungen	prozentual	0,5 % Positionen C1 bis C6, I3
M2	Wartung und Instandhaltungskosten obertägige Anlagenteile	prozentual	3 % Positionen D, E, F, G

Tab. 4-20: Übersicht sonstiger Kosten und Erlöse.

N	Versicherungen	Bezugsgröße	Kosten
N1	Elektronik- und Maschinenbruchversicherung	prozentual	0,6 % Positionen D, E, F, G, I3
N2	Haftpflichtversicherung	pauschal	90.000 €/a
O	Sonstiges		
O1	z.B. Rechtsbeistand, Öffentlichkeitsarbeit	pauschal	25.000 €/a
P	Erlöse		
P1	Wärme		4 €/ct/kWh _{th}

Ebenso wie in der Errichtungsphase wird auch im Betrieb eine Haftpflichtversicherung inklusive Bergschadenrisiko benötigt sowie eine Elektronik- und Maschinenbruchversicherung. Zudem ist die Absicherung des Risikos durch Betriebsunterbrechungen möglich, wird jedoch nicht berücksichtigt. Für die Elektronik- und Maschinenbruchversicherung werden jährlich 0,6 % der Kapitalkosten der obertägigen Installationen fällig. Die Haftpflichtversicherung wird pauschal mit 90.000 € angesetzt. Die Kosten wurden aus Guth (2011) und aktuellen Angeboten ermittelt. Für sonstige Kosten, z.B. für den Rechtsbeistand, werden pauschal 25.000 € pro Jahr angesetzt.

5 Systemanalyse, -verhalten und Grenzen der Aussagekraft

Das im vorangegangenen Kapitel vorgestellte Simulationsmodell wird nun auf den Geothermiestandort Bruchsal angewendet. Die Ergebnisse der Simulation werden mit den Betriebsdaten der bestehenden Anlage verglichen. Zudem wird näher auf die am Standort Bruchsal vorherrschende Geologie eingegangen, die gleichzeitig Referenzfall der weiteren Untersuchungen ist.

In Kapitel 5.2 folgt die Analyse des Systemverhaltens. Ausgehend von der aktuellen Auslegung des Geothermiekraftwerks Bruchsal, werden zunächst die generellen Zusammenhänge analysiert. Diskutiert werden sowohl das technische als auch das ökonomische Verhalten. Anschließend wird das Systemverhalten bei variierendem Thermalwassermassenstrom untersucht. Dieser Schritt dient der vertieften Analyse, um Aussagen zur optimalen Ausgestaltung eines auf die Wärmequelle angepassten Systems zu erhalten. Abschließend werden in Kapitel 5.3 aus den gewonnenen Erkenntnissen Kriterien zur exergoökonomisch optimierten Auslegung abgeleitet und in allgemeiner Form dargestellt.

5.1 Der Geothermiestandort Bruchsal

Der Geothermiestandort Bruchsal wurde in den 70ern als Reaktion auf die Ölkrise entwickelt. Heute dient er Forschungszwecken zur Stromerzeugung aus niederenthalper Geothermie. Das Geothermiekraftwerk Bruchsal liegt ca. 20 km nordöstlich von Karlsruhe am östlichen Rand des Oberrheingraben. Verschiedene Abbildungen des Geothermiekraftwerks, u.a. Ansichten der Zweiphasenströmung des Thermalwassers, der Wärmeübertrager und der Maschinenhalle sind im Anhang A aufgeführt. Die beiden in den 80er Jahren vertikal von zwei verschiedenen Bohrplätzen abgeteufte Bohrungen GB1 und GB2 haben eine Tiefe von 1.877 und 2.542 m u. GOK und erschließen den mittleren Buntsandstein als Nutzhorizont. Obertägig liegen die Bohrungen ca. 1,5 km auseinander und sind mit einer 1.780 m langen Rohrleitung verbunden. Die Bohransatzpunkte im Nutzhorizont haben eine horizontale Entfernung von 1.143 m und einen vertikalen Versatz von 686 m. Die Bohrungen sind parallel zur Grabenrandverwerfung angeordnet. Vermutet wird eine hydraulische Kopplung über eine Querverwerfung hinweg, wie in Abb. 5-1 dargestellt (Meixner, 2010). Eindeutig nachgewiesen werden konnte die hydraulische Kopplung bisher nicht. Die Reservoirtemperatur in GB1 beträgt ca. 119 °C und in GB2 ca. 133 °C. Aufgrund der höheren Temperatur in GB2 wird diese heute als Produktionsbohrung

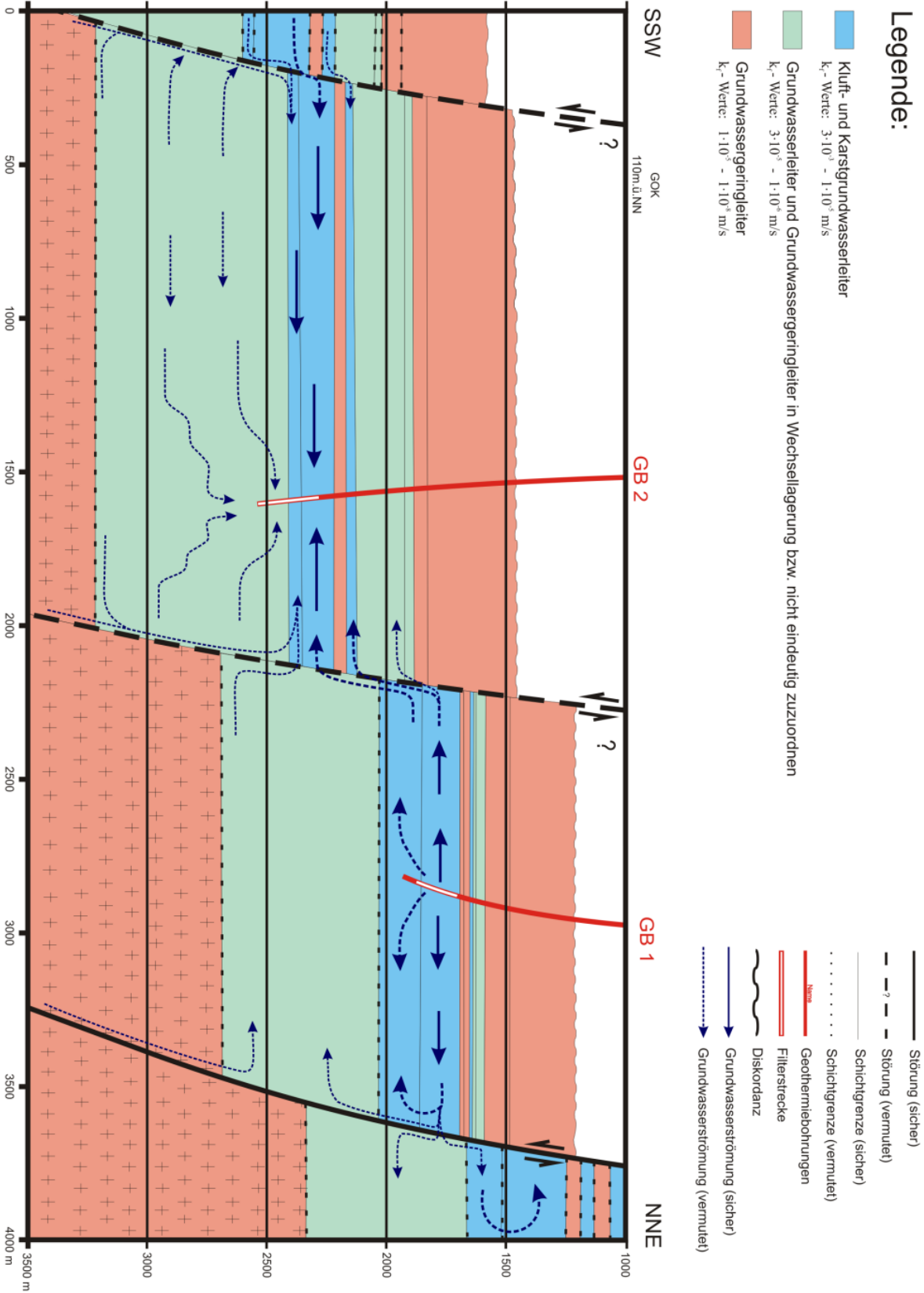


Abb. 5-1: Querverwerfung am Standort Bruchsal, über die eine hydraulische Kopplung der Bohrungen GB1 und GB2 vermutet wird. (Meixner, 2010)

genutzt und das Thermalwasser nach Auskühlung wieder in GB1 injiziert. Das Thermalwasser ist vom Typ NaCl-Wasser mit einem Gesamtlösungsinhalt von ca. 125 g/l (entspricht 2 mol/kg). (Fritz Planung GmbH, 1988)

Die Gesamtgasgehalte liegen bei ca. zwei Normkubikmetern Gas pro Normkubikmeter Flüssigkeit. Der Entgasungsdruck konnte bisher nicht eindeutig bestimmt werden. Messwerte legen jedoch nahe, dass dieser 30 +/-2 barü beträgt. Sicher ist, dass die gasförmige Phase bei ca. 120 °C und 22 barü im Rohrleitungssystem vorliegt. Der Anteil wird auf 12-13 vol.% geschätzt. (Schlagermann et al., 2014)

Die Kenntnisse der hydraulischen Eigenschaften des Nutzhorizontes zum Zeitpunkt der Anlagenauslegung 2005-2007 waren begrenzt. Aus diesem und aus Kostengründen wurde das Geothermiekraftwerk auf eine vergleichsweise geringe Durchflussmenge von nur 24 L/s ausgelegt. Diese war, nach den damaligen Erkenntnissen, mit einer hohen Wahrscheinlichkeit dauerhaft und mit vertretbarem Förderaufwand zu erreichen. Eine direkte Nutzung der Geothermie zu Heizzwecken wurde bisher nicht verwirklicht, ist jedoch angedacht. Die Veröffentlichung von Fischer (2010) und aktuelle Arbeiten lassen ein deutlich besseres hydraulisches Verhalten als bisher angenommen erwarten. Fischer (2010) vergleicht mehrere Verfahren zur Auswertung von Pumpversuchen anhand aktueller Betriebsdaten und grenzt die Reservoireigenschaften ein. Tab. 5-1 zeigt die ermittelten Grenzen für die Transmissivität den spezifischen Speicherkoefizient und die Mächtigkeit. Das Verhältnis der von Fischer (2010) ermittelten Mächtigkeiten von GB1 zu GB2 liegt je nach Auswerteverfahren zwischen 95 und 48 %. Der Mittelwert von ca. 70 % entspricht ebenfalls der Annahmen von Kleiner (2008) und wird als weitere Nebenbedingung herangezogen. Ebenfalls von Kleiner (2008) wird der spezifische Speicherkoefizient von $9,2 \cdot 10^{-8} m^{-1}$ übernommen, der in Abstimmung mit dem Landesamt für Geologie, Bergbau und Rohstoffe Baden Württemberg (LGRB) bestimmt wurde. Eine weitere Eingrenzung der Parameter ist derzeit nicht möglich. Die Durchlässigkeit und die Mächtigkeiten dienen daher zur Kalibrierung des Modells mit aktuellen Betriebsdaten. Die im Referenzfall verwendeten Parameter sind in Tab. 5-1 gelistet.

Zur Bestimmung der Druck- und Temperaturänderungen in den Bohrungen sind der Bohrungsausbau sowie die Temperaturverläufe in den Bohrungen zu berücksichtigen. Die Verrohrungsschemata der Bohrungen sind in Tab. 5-2 und Tab. 5-3, die Schichtenfolgen in Abb. A-11 und Abb. A-12 im Anhang A abgebildet.

Tab. 5-1: Grenzwerte der Reservoireigenschaften für den Standort Bruchsal nach Fischer (2010) und gewählte Eingangsgrößen für den Referenzfall.

	Grenzen nach Fischer (2010)	Referenzfall
Transmissivität $T_{GW} \left[\frac{m^2}{s} \right]$	$2,1 \cdot 10^{-4}$ bis $1,1 \cdot 10^{-3}$	-
Durchlässigkeitsbeiwert $k_f \left[\frac{m}{s} \right]$	$1,0 \cdot 10^{-6}$ bis $3,3 \cdot 10^{-6}$	-
Spez. Speicherkoeffizient $s [m^{-1}]$	$8,9 \cdot 10^{-8}$ bis $4,3 \cdot 10^{-7}$	$9,2 \cdot 10^{-8}$
Mächtigkeit h_m GB 1 [m]	190 bis 535	350
Mächtigkeit h_m GB 2 [m]	200 bis 1.120	500
Permeabilitätskoeffizient K GB1 [m ²]	$3,0 \cdot 10^{-14}$ bis $1,0 \cdot 10^{-13}$	$6,5 \cdot 10^{-14}$
Permeabilitätskoeffizient K GB2 [m ²]	$2,7 \cdot 10^{-14}$ bis $9,0 \cdot 10^{-14}$	$5,5 \cdot 10^{-14}$

Tab. 5-2: Verrohrungsschema der Förderbohrung GB2 des Geothermieprojekts Bruchsal.

Teufe [m u. GOK]	Innendurchmesser [Zoll]	Wandstärke [mm]	Anmerkung
0 - 277	10 ³ / ₄	8,89	Schutzrohr
0 - 844	13 ³ / ₈	12,19	
277 - 1.863	9 ⁵ / ₈	10,03 - 11,05	
1.863 - 2.199	7	9,19	
2.199 - 2.542	5	5,59	geschlitzter Filter von 2.199 - 2.537

Tab. 5-3: Verrohrungsschema der Injektionsbohrung GB1 des Geothermieprojekts Bruchsal.

Teufe [m u. GOK]	Innendurchmesser [Zoll]	Wandstärke [mm]	Anmerkung
0 - 157	10 ³ / ₄	8,89	Schutzrohr
157 - 497	13 ³ / ₈	12,19	
497 - 1.574	9 ⁵ / ₈	11,01 - 11,99	
1.574 - 1.874	7	6,91	geschlitzter Filter von 1.574 - 1.874

Die Förderpumpe ist eine ESP mit 7 Zoll Außendurchmesser und einem Anlagenwirkungsgrad von ca. 50 %. Die Wirkungsgrade der einzelnen Komponenten wurden abgeschätzt und sind in Tab. 6-1 angegeben. Die Förderpumpe hängt an einer Steigleitung mit 5 Zoll Außendurchmesser. Die Wandstärke beträgt 6,43 mm. Das obertägige Thermalwassersystem wird mit einem Durchmesser von DN150 angenähert, der weiten Teilen des installierten Rohrleitungssystems entspricht. Die Rohrleitungslänge bis zum Kraftwerk wird mit 150 m und weiteren 50 m an der Injektionsbohrung angesetzt. Die Verbindungsleitung zwischen den Bohrungen hat eine Länge von 1.780 m und einen Durchmesser von DN200. Die Stromerzeugungsanlage wird als ORC mit einer Druckstufe und interner Wärmerückgewinnung vereinfacht. Arbeitsmittel im Referenzfall ist Isobutan, wie es z.B. im Geothermiekraftwerk in Soultz-sous-Forêts eingesetzt wird.

Eine Besonderheit im Geothermiekraftwerk in Bruchsal ist der Injektionsstrang in der Injektionsbohrung. Unter den derzeitigen Betriebsbedingungen baut sich in der Injektionsbohrung GB1 kein ausreichender Gegendruck aus dem Reservoir auf, so dass das Thermalwasser bei Eintritt in die Bohrung stark entspannen würde. Durch den Injektionsstrang wird dies vermieden. Hierbei handelt es sich um eine Rohrleitung, die als Drossel fungiert und das Thermalwasser unterhalb des Wasserspiegels bei ausreichendem hydrostatischem Druck injiziert. Die verwendeten Zustandspunkte und deren Lage im Referenzfall wurden bereits in Abb. 2-4 dargestellt. Weitere Eingangsgrößen des Modells, wie z.B. die Grädigkeit der Wärmeübertrager oder Rohrleitungsrauigkeiten, wurden bereits in Kapitel 4.2 diskutiert.

Zur Validierung des Modells des Thermalwasserkreislaufs werden zwei Betriebszustände herangezogen i) mit Auskühlung und ii) ohne Auskühlung des Thermalwassers. Tab. 5-4 und Tab. 5-5 zeigen eine Gegenüberstellung der berechneten Temperaturen und Drücke an den ZP1 bis 16 für die beiden Datensätze. Vorgegebene Werte, wie der Reservoirdruck und die Reservoirtemperatur im ungestörten Zustand sowie die Abhängtiefe der Förderpumpe, sind gekennzeichnet. Das Modell und die Betriebsdaten zeigen an den meisten Zustandspunkten gute Übereinstimmung mit Abweichungen kleiner 10 %.

Die hohen thermischen Verluste des realen Betriebs im obertägigen Thermalwassersystem vor der Wärmenutzung resultieren aus fehlender Isolierung der Rohrleitungen. Zum Zeitpunkt der Datenerfassung lagen Teile des Rohrleitungssystems frei. Wird die Dicke der Isolierung in der Berechnung von angenommenen 150 auf ca. 5 mm reduziert, kann der Effekt simuliert werden. Zudem wurde festgestellt, dass die Temperaturmessung am ZP6 falsche Messwerte lieferte. Die Messwerte wurden

Tab. 5-4: Gegenüberstellung berechneter Temperaturen und Drücke an den Zustandspunkten, verglichen mit gemittelten Messwerten aus dem Geothermiekraftwerk Bruchsal vom 02.09.2012. Dargestellt ist ein Betriebspunkt mit Auskühlung des Thermalwassers und einem Massenstrom von durchschnittlich 26,4 kg/s. Die Reservoirbedingungen wurden Messungen von Schulz (1987) entnommen.

ZP	Messwerte		Berechnete Werte	
	Temp.	Druck	Temp.	Druck
	[°C]	[MPa]	[°C]	[MPa]
1	132,8 ¹	25,28 ²	132,9	25,28 ⁴
2	-	-	132,9	25,04
3	-	-	132,8	21,66
4	125,9	4,45	125,6	4,36
5	-	-	126,6	7,09
6	-	2,16	126,0	2,21
7	122,0	2,09	125,8	2,13
8	-	-	-	-
9	-	-	-	-
10	-	-	68,8	2,09
11	-	-	-	-
12	66,8	2,00	67,8	2,00 ⁴
13	-	2,12	67,8	2,34
14	-	-	67,7	15,93
15	-	-	67,8	19,04
16	-	18,59 ³	67,8	18,59 ⁴

¹ Gemittelt über Filterstrecke

² Gemessen in einer Tiefe von 2.542 m u. GOK

³ Gemessen in einer Tiefe von 1.865 m u. GOK

⁴ Vorgegebene Werte

Tab. 5-5: Gegenüberstellung berechneter Temperaturen und Drücke an den Zustandspunkten, verglichen mit gemittelten Messwerten aus dem Geothermiekraftwerk Bruchsal vom 27.08.2012. Dargestellt ist ein Betriebspunkt ohne Auskühlung des Thermalwassers und einem Massenstrom von durchschnittlich 25,3 kg/s. Die Reservoirbedingungen wurden Messungen von Schulz (1987) entnommen.

ZP	Messwerte		Berechnete Werte	
	Temp.	Druck	Temp.	Druck
	[°C]	[MPa]	[°C]	[MPa]
1	132,8 ¹	25,28 ²	132,9	25,28 ⁴
2	-	-	132,9	24,95
3	-	-	132,8	21,57
4	125,7	4,45	125,4	4,27
5	-	-	126,4	7,15
6	-	2,16	125,7	2,18
7	122,2	2,09	125,5	2,11
8	-	-	-	-
9	-	-	-	-
10	-	-	122,2 ⁴	2,07
11	-	-	-	-
12	119,9	1,99	119,9	1,99 ⁴
13	-	2,42	119,9	2,62
14	-	-	114,7	15,79
15	-	-	114,9	18,81
16	-	18,59 ³	114,9	18,59 ⁴

¹ Gemittelt über Filterstrecke

² Gemessen in einer Tiefe von 2.542 m u. GOK

³ Gemessen in einer Tiefe von 1.865 m u. GOK

⁴ Vorgegebene Werte

daher nicht verwendet. Betriebsdaten bei relevant höheren Förderraten stehen nicht zur Verfügung, so dass ein Vergleich über einen größeren Variationsbereich nicht möglich ist.

Die berechneten elektrischen Brutto- sowie Nettoleistungen der Stromerzeugungsanlage in den beiden betrachteten Betriebszustände liegen ca. 5 % unter den erwarteten Leistungen der bestehenden Installation im Auslegungspunkt. Dies entspricht in etwa dem theoretischen Unterschied von einem Kalina-Prozess (KCS 34), wie er in Bruchsal installiert ist, verglichen mit einem ORC für die vorherrschenden Betriebsbedingungen (Drescher, 2008). Eine Validierung anhand von Betriebsdaten ist nur

bedingt möglich, da die erwartete Performance der Kalina-Pilotanlage bisher nicht erreicht wurde. Aktuell liegt diese unterhalb der eines ORC. Durch die Vereinfachung des Kreisprozesses als ORC entsteht daher kein Informationsverlust. Eine Übersicht technischer Eckdaten des Referenzfalls ist in Tab. E-1 im Anhang gegeben.

5.2 Systemanalyse und -verhalten am Beispiel des Geothermiestandorts Bruchsal

Nachdem der Aufbau und die Betriebsweise des Referenzfalls im vorangegangenen Kapitel präsentiert und mit realen Betriebswerten verglichen wurden, soll nun das Systemverhalten untersucht werden. Die in Kapitel 3.1 und 3.2 vorgestellten Kennzahlen dienen der Bewertung und helfen bei der Identifikation besonders irreversibler Prozessschritte mit einem hohen Einfluss auf das Gesamtsystem. Das Ergebnis wird in einer Prioritätenliste festgehalten, welche jedoch, je nach betrachteter Systemkonfiguration und Betriebsweise, dynamisch ist. Die Evolution der Prioritätenliste wird ebenfalls dargestellt.

Zunächst wird eine exergoökonomische Bewertung der aktuellen Betriebsweise mit einer Thermalwasserförderrate von ca. 25 kg/s vorgenommen (Referenzfall). Bereits erkennbare Zusammenhänge und Effekte werden diskutiert. Anschließend wird das Systemverhalten bei variierendem Thermalwassermassenstrom untersucht (teiloptimierter Referenzfall). Hierbei skalieren solche Komponenten, die zur Förderung und Nutzung über höhere Leistungen verfügen müssen. D.h. Thermalwasserförder- und Verpresseinrichtungen sowie die Stromerzeugungsanlage skalieren, während die Geometrien von Bohrungen und Rohrleitungen konstant bleiben. Der Schritt dient der vertieften Analyse des Systemverhaltens. Die Wahl des Variationsparameters lässt sich durch dessen Bedeutung begründen. Ist der Nutzhorizont sowie die Anzahl und Lage der Bohrungen gegeben, so lässt sich im vorliegenden Modell, lediglich der Thermalwassermassenstrom variieren. Alle anderen wärmequellenseitigen Parameter sind gegeben. Ziel der Analyse ist es, Aussagen zur optimalen Ausgestaltung eines auf die Wärmequelle angepassten Systems zu erhalten.

5.2.1 Analyse der aktuellen Betriebsbedingungen mit einer Thermalwasserförderrate von 25 kg/s (Referenzfall)

Der Referenzfall mit einer Thermalwasserfördermenge von 25 kg/s entspricht in etwa dem Auslegungspunkt und heutigem nominellen Betriebspunkt des Geothermie-

kraftwerks in Bruchsal. Daher dient der Betriebspunkt als Ausgangszustand der Analyse des Systemverhaltens. Betrachtet werden zunächst die exergetischen Kennzahlen exergetischer Wirkungsgrad sowie das Exergieverlust- und Exergievernichtungsverhältnis. Ziel ist es, besonders relevante Prozessschritte zur exergoökonomischen Optimierung zu identifizieren und in Form einer Prioritätenliste zu bewerten. Anschließend werden die Kostenstruktur, Verhalten der Kostenarten und exergoökonomische Kennzahlen diskutiert. Die Exergieströme sowie Exergiekostenströme des Referenzfalls wurden bereits in Kapitel 3.1 und 3.2 präsentiert. Eine Übersicht technischer und ökonomischer Eckdaten findet sich in Tab. E-1 und Tab. E-2 im Anhang.

Tab. 5-6 zeigt die exergetischen Kennzahlen für die einzelnen Prozessschritte sowie für die Teilsysteme Thermalwassersystem, Stromerzeugungsanlage und für das Gesamtsystem. Sortiert man die Prozesse absteigend nach ihrer Irreversibilität, d.h. anhand des exergetischen Wirkungsgrads, stehen die Prozessschritte Wärmeübertragung im Rekuperator (37 %), Druckerhöhung in der Förderpumpe (68 %), Wärmeübertragung vom Thermalwasser an den Kreisprozess (78 %), Entspannung in der Turbine (80 %) und Druckerhöhung in der Kondensatpumpe (81 %) an oberster Stelle.

Zieht man die Verlustverhältnisse in die Bewertung mit ein, welche die Relevanz für das Gesamtsystem wiedergeben, verschiebt sich die Rangfolge. Die größte Relevanz für das Gesamtsystem, also die größten Verlustverhältnisse, weisen die Wärmeübertragung vom Thermalwasser an den Kreisprozess (14 %), die Durchströmung der Produktionsbohrung (8 %), die Entspannung in der Turbine (7 %) und die Druckerhöhung in der Förderpumpe (2 %) auf. Auffällig ist zudem der Druckabbau im Injektionsstrang. Dies ist eine bewusst herbeigeführte Exergievernichtung, weshalb der Prozessschritt in der Bewertung nicht weiter betrachtet wird. Er wird jedoch als Indikator für die Über-/Unterdimensionierung der Injektionsbohrung verwendet. Optimal dimensioniert ist die Injektionsbohrung dann, wenn der Gegendruck der Injektionsbohrung nahezu dem Druck des Thermalwassersystems entspricht, so dass keine Verpresspumpe benötigt wird. Ist der Gegendruck kleiner, kann der Bohrungsdurchmesser verjüngt werden. Ist der Gegendruck größer, ist zu prüfen, ob dieser mit einem größeren Durchmesser mit vertretbaren Kosten gesenkt werden kann.

Wie die Diskussion im vorangegangenen Absatz gezeigt hat, haben die Prozessschritte, in denen die größten Irreversibilitäten auftreten nicht zwingend die höchste Systemrelevanz. Um die Übersichtlichkeit zu erleichtern, wird eine neue Kennzahl α ,

der Quotient aus Exergievernichtungs- und Exergieverlustsverhältnis zum exergetischen Wirkungsgrad eingeführt.

$$\alpha = \frac{y_L + y_D}{\varepsilon} \quad \text{Gl. (5.1)}$$

Ist α groß, so handelt es sich um besonders irreversible Prozessschritte mit hoher Systemrelevanz.

Um letztendlich eine Prioritätenliste zur exergetischen Optimierung zu erhalten, ist zusätzlich die Position des Prozessschritts zu beachten. Wie erläutert, sind Exergieverluste nahe dem Produktstrom von größerer Bedeutung als solche am Anfang der Prozesskette. Ein Indikator hierfür ist die Summe aus Exergievernichtungs- und -verlustkosten. Unter Berücksichtigung der Position in der Prozesskette und Verwendung von α lässt sich folgende Prioritätenliste für den Referenzfall erstellen. Die exergetischen Kennzahlen sowie die Exergievernichtungs- und -verlustkosten sind für den betrachteten Fall in Tab. 5-6 und Tab. 5-7 aufgeführt.

1. Wärmeübertragung vom Thermalwasser an den Kreisprozess/Wärmeauskopplung
2. Expansion in der Turbine
3. Wärme- und Druckverluste in der Produktionsbohrung
4. Druckerhöhung in der Förderpumpe
5. Wärme- und Druckverluste in der Steigleitung

Die Wärme- und Druckverluste in der Verbindungsleitung, d.h. nach Auskühlung des Thermalwassers, haben ebenfalls ein vergleichsweise hohes α von 0,011. Zu minimieren ist jedoch nur der Druckverlust in der Verbindungsleitung. Der Temperaturverlust sollte aus systemischer Sicht sogar maximiert werden, wie im Folgenden noch erläutert wird. Aus diesem Grund ist die Durchströmung der Verbindungsleitung nicht in der Prioritätenliste aufgeführt.

Auffällig in Tab. 5-6 ist, dass die Entnahme aus dem Reservoir (ZP1 nach 2) nahezu verlustfrei verläuft und nennenswerte Verluste erst in der Bohrung auftreten. Hierfür sind zwei Prozesse verantwortlich. Zum einen reagiert das Reservoir in Bruchsal auf die Entnahme einer Menge von 25 kg/s mit einer nur geringen Druckabsenkung, zum anderen wird diese durch die angenommene hydraulische Kopplung mit der Injektionsbohrung teilweise kompensiert. Wie in Tab. 5-6 zu sehen ist, sind die Verluste im Reservoir durch die Injektion (ZP15 nach ZP16) deutlich größer als durch die Produktion. Begründet ist dies hauptsächlich in der unterschiedlichen Viskosität

des heiß entnommenen und kalt injizierten Thermalwassers, die um einen Faktor 2 bis 3 schwanken kann. Ist der Temperaturunterschied groß genug und die Lage der Bohransatzpunkte und Reservoireigenschaften günstig, so kann der Injektionstrichter den Absenkungstrichter an der Entnahmestelle sogar überkompensieren. Für eine Doublette in einem unendlich ausgedehnten idealen Grundwasserleiter gilt daher, dass die Reaktion der Injektion größer als die der Produktion ist. Abb. 5-2 zeigt die Druckänderung im Reservoir durch Entnahme und Injektion beispielhaft an einer Doublette. Gut zu sehen ist die Überlagerung der Druckänderungen.

Tab. 5-6: Exergetische Kennzahlen für den Referenzfall ($m_{TW} = 25 \text{ kg/s}$).

Prozessschritt	ϵ	γ_L	γ_D	α
ZP1-2: Strömung im Reservoir	99,7 %	0,0 %	0,2 %	0,00
ZP2-3: Durchströmung des Filterbereichs	99,9 %	0,0 %	0,1 %	0,00
ZP3-4: Durchströmung der Bohrung	90,8 %	5,0 %	3,0 %	0,09
ZP4-5: Druckerhöhung in der Förderpumpe	68,2 %	0,0 %	2,1 %	0,03
ZP5-6: Durchströmung der Steigleitung	99,2 %	0,0 %	0,7 %	0,01
ZP6-7: Durchströmung Rohrleitung bis SEA	99,6 %	0,0 %	0,3 %	0,00
ZP7-9/19-20: Wärmeübertrager SEA	77,5 %	0,0 %	13,6 %	0,17
ZP9-10/29-30: Wärmeübertrager HW	-	-	-	-
ZP10-11: Durchströmung Rohrleitung nach HW	95,5 %	0,0 %	1,0 %	0,01
ZP11-12: Druckerhöhung Verpresspumpe	-	-	-	-
ZP12-13: Druckabbau im Injektionsstrang	86,8 %	0,0 %	2,9 %	0,03
ZP13-14: Durchströmung der Bohrung	95,5 %	0,0 %	0,9 %	0,01
ZP14-15: Durchströmung des Filterbereichs	99,6 %	0,0 %	0,1 %	0,00
ZP15-16: Strömung im Reservoir	97,6 %	0,0 %	0,4 %	0,00
ZP17-18: Druckerhöhung Kondensatpumpe	81,0 %	0,0 %	0,3 %	0,00
ZP18-19/21-25: Wärmeübertr. Rekuperator	37,1 %	0,0 %	0,2 %	0,00
ZP20-21: Entspannung in der Turbine	80,0 %	0,0 %	6,8 %	0,08
ZP1-16/19-20/29-30: Thermalwassersystem	49,5 %	23,0 %	24,6 %	-
ZP17-28: Stromerzeugungsanlage	30,6 %	26,5 %	34,9 %	-
ZP1-30: Gesamte Geothermieanlage	27,1 %	26,7 %	46,0 %	-

Tab. 5-7: Summe der Exergievernichtungs- und -verlustkosten für den Referenzfall ($m_{TW} = 25 \text{ kg/s}$).

Prozessschritt	$\dot{C}_D + \dot{C}_L$
ZP1-4: Reservoir bis Förderpumpeneintritt	180.758 €/a
ZP4-6: Förderpumpe und Steigleitung	91.667 €/a
ZP6-7: Durchströmung Rohrleitung bis SEA	8.496 €/a
ZP7-9/19-20: Wärmeübertrager SEA	853.371 €/a
ZP9-10/29-30: Wärmeübertrager HW	- €/a
ZP17-18: Druckerhöhung Kondensatpumpe	11.373 €/a
ZP18-19/21-25: Wärmeübertr. Rekuperator	20.590 €/a
ZP20-21: Entspannung in der Turbine	589.472 €/a

Mit dem gleichen Effekt lassen sich die unterschiedlichen Reibungsverluste in den Rohrleitungsabschnitten erklären. Vor der Abkühlung im Kraftwerk sind diese niedrig, danach höher. In der Produktionsbohrung (ZP3 nach 4) dominieren andere Effekte. Die niedrige Fördermenge führt zu hohen Verweilzeiten in der Bohrung. Besonders langsam ist die Strömung im oberen Bereich der Bohrung bei größeren Bohrungsdurchmessern. Hier ist jedoch auch der Temperaturgradient zwischen Thermalwasser und Gebirge am größten. Die Exergievernichtung wird durch die Temperaturverluste dominiert, Reibungsverluste spielen eine untergeordnete Rolle. In den anderen Rohrleitungsabschnitten ist dies nicht zu erkennen, da die Wärmeleitung dort durch Isolierungen, und im Fall der Steigleitung durch einen isolierenden gasgefüllten Ringraum, stark vermindert ist. Abhilfe schaffen höhere Strömungsgeschwindigkeiten in der Bohrung. Sie führen gleichzeitig jedoch zu höheren Druckverlusten. Abb. 5-3 zeigt das sich hieraus ergebende exergetische Optimum beispielhaft für eine horizontal verlegte, 100 m lange Vorlaufleitung.

Während Eintrittsdruck und Mineralisation einen geringen Einfluss auf das Optimum haben, ändert sich dieses nennenswert mit der Temperatur. Je höher die Temperatur, desto höher ist die optimale Strömungsgeschwindigkeit (Abb. 5-4). Verantwortlich für diesen Verlauf sind jedoch nicht nur höhere Temperaturverluste bei höheren Temperaturgradienten zwischen Thermalwasser und Umgebung. Eine ebenso wichtige Rolle spielen geringere Druckverluste durch eine niedrigere Viskosität des Thermalwassers mit steigender Temperatur.

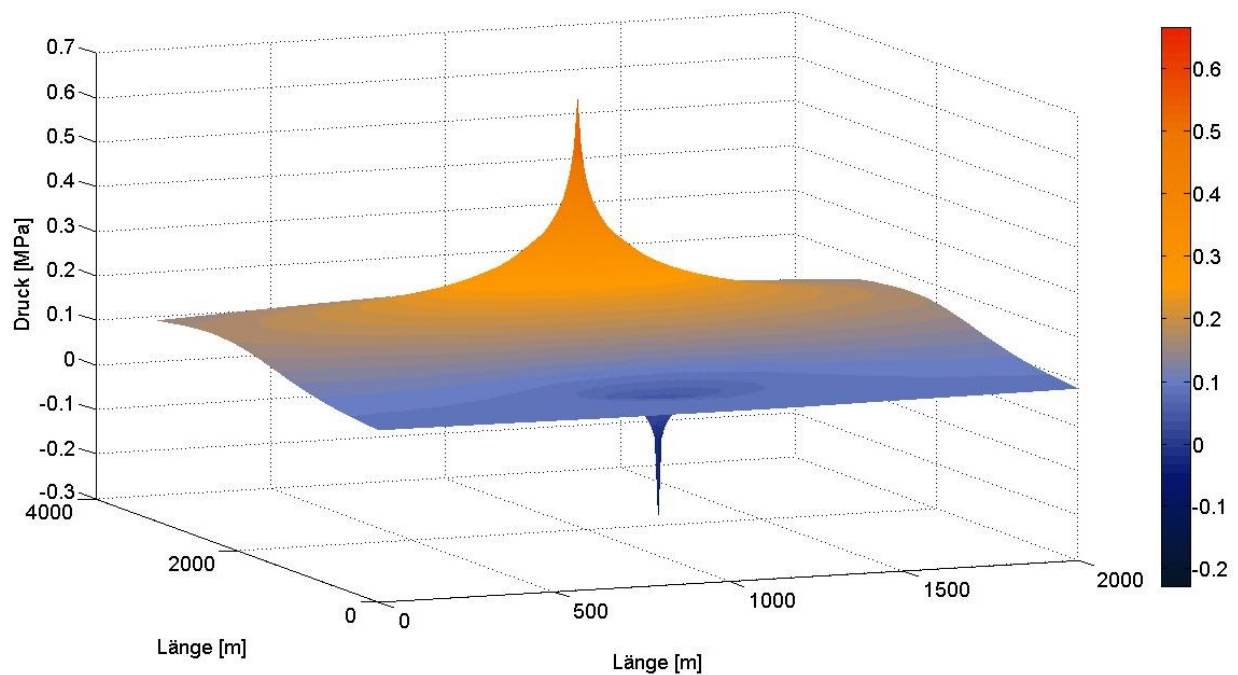


Abb. 5-2: Druckänderung im Reservoir durch Entnahme und Injektion; Beispiel einer Doublette im Raum (Referenzfall; $m_{TW} = 25 \text{ kg/s}$).

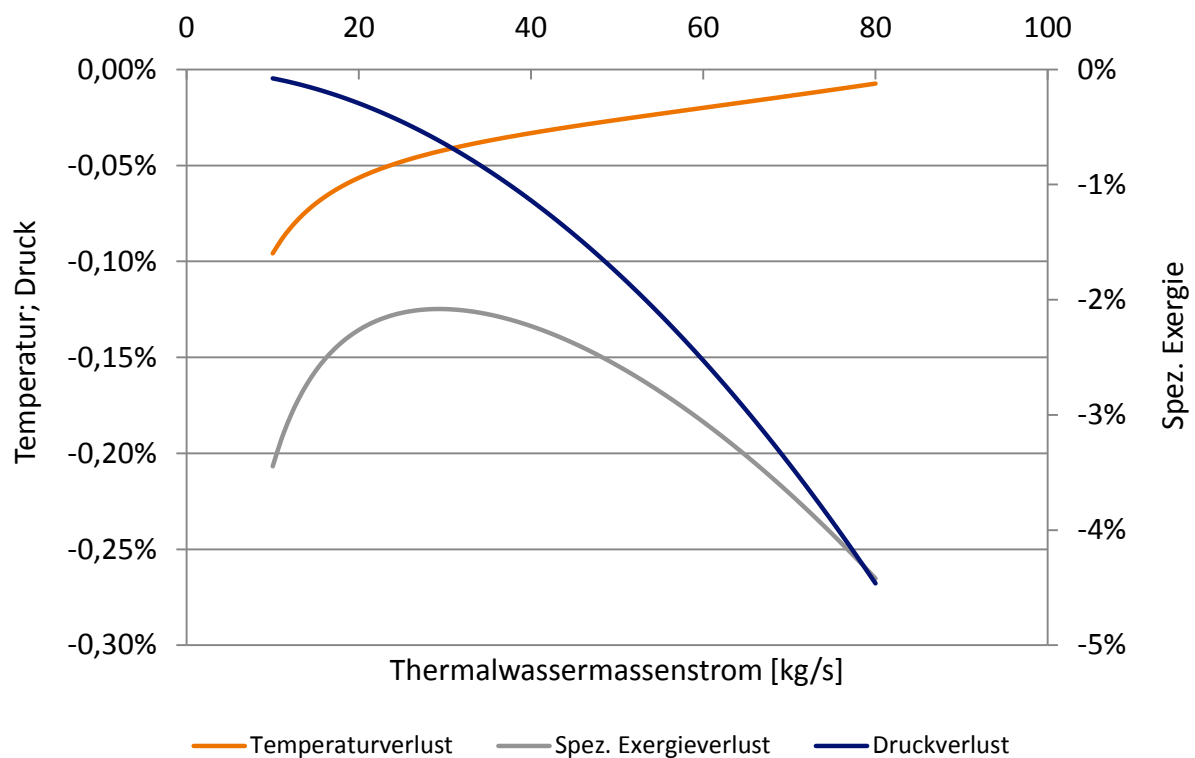


Abb. 5-3: Spez. Exergieverluste durch Temperatur- und Druckverlust aufgrund Durchströmung einer 100 m langen, horizontalen, isolierten Rohrleitung (Eintrittsbedingungen: $150 \text{ }^\circ\text{C}$; $2,5 \text{ MPa}$; 2 mol/kg ; DN150).

Abb. 5-4 zeigt ermittelte exergetisch und exergoökonomisch optimale Strömungsgeschwindigkeiten für Produktionsbohrungen und Thermalwasservorlaufleitungen. Der Unterschied zwischen dem exergetisch und exergoökonomisch optimierten Fall ist eine Gewichtung der Exergieabnahme durch Druck- und Temperaturverluste anhand der spezifischen Exergieverlust- bzw. -vernichtungskosten.

Druckverluste in der Produktionsbohrung sind durch die Förderpumpe auszugleichen. Hierfür wird wertvoller Strom (Endproduktkosten) aufgewendet, während den Wärmeverlusten lediglich die bis zu dem entsprechenden Prozessschritt angefallenen Kosten (Zwischenproduktkosten) anzulasten sind. Das Verhältnis zwischen den spezifischen Exergievernichtungskosten (Druckverluste) und Exergieverlustkosten (Wärmeverluste) liegt typischerweise in einer Bandbreite von 5 bis 10, wie in der nachfolgenden Analyse noch gezeigt werden wird. Zur Erstellung von Abb. 5-4 wurde daher ein Gewichtungsfaktor von 7,5 verwendet. Ergänzend ist anzumerken, dass die Druckverluste vom ZP1, dem ungestörten Reservoir, bis ZP11, dem Eintritt in die Verpresspumpe, durch die Thermalwasserförderpumpe auszugleichen sind. Diese ist eine vergleichsweise teure Komponente, sowohl im Betrieb als auch in der Anschaffung. Andere im System verwendete Pumpen, wie die Kondensatpumpe oder Verpresspumpe mit höheren Wirkungsgraden, weisen geringere spezifische Kosten zur Druckerhöhung auf.

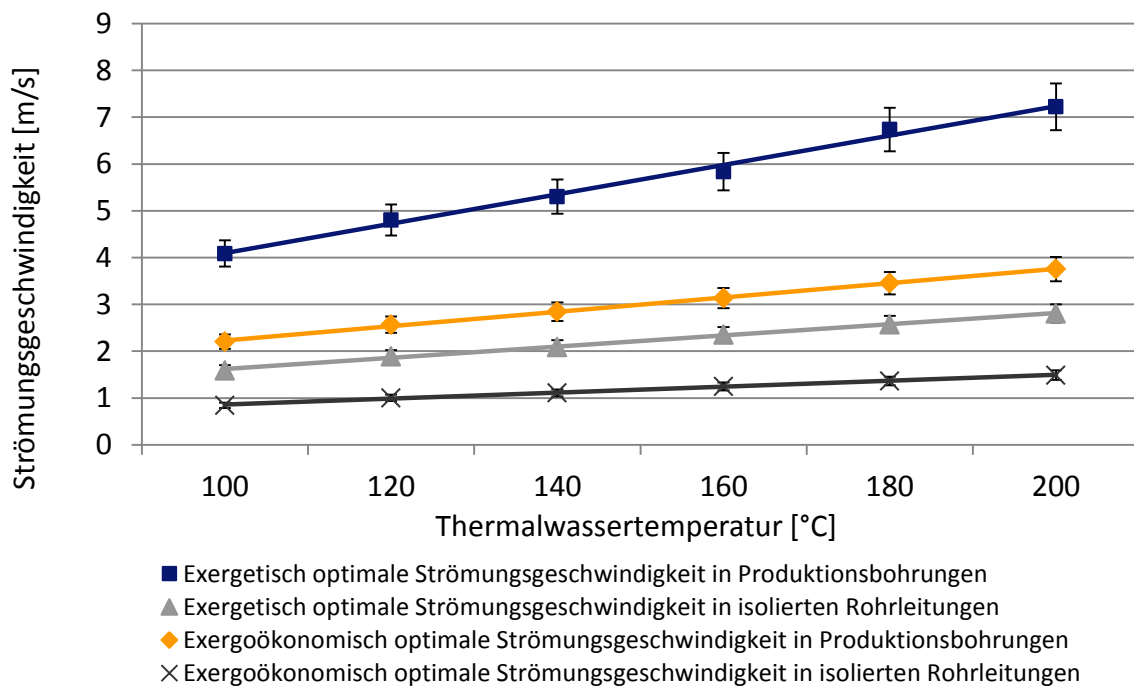


Abb. 5-4: Optimale exergetische und exergoökonomische Strömungsgeschwindigkeit in Produktionsbohrungen und Leitungen des Thermalwassersystems. Die Fehlerbalken entsprechen der Variation der Strömungsgeschwindigkeit für unterschiedliche Durchmesser. Untersucht wurden Durchmesser von 5 bis 10 Zoll bzw. DN100 bis DN250. (Eintrittsdruck: 2,5 MPa; 2 mol/kg)

Einen erheblichen Einfluss auf die notwendige Pumpenleistung hat zudem die Temperatur des Thermalwassers durch die Dichteänderung. Die Änderung im Temperaturbereich von 20 bis 250 °C beträgt bis zu 25 %. Je höher die Temperatur der Wassersäule in der Produktionsbohrung, desto leichter wird diese und umso höher steigt der Wasserspiegel bei konstantem Reservoirdruck. Die Pumparbeit verringert sich hierdurch. Der Dichteeffekt ist auch in der Injektionsbohrung zu beobachten, jedoch wird in der Injektionsbohrung eine niedrige Temperatur der Wassersäule angestrebt.

In der Produktionsbohrung wird durch eine höhere Temperatur also ein doppelt positiver Effekt erreicht. Die Reibungsverluste verringern sich (geringere Viskosität) und der Wasserspiegel steigt an (geringere Dichte). In der Injektionsbohrung wirken die Effekte gegenläufig. Während die höhere Viskosität des ausgekühlten Thermalwassers die Reibungsverluste erhöht, sinkt der Wasserspiegel und damit der Kopfdruck der Bohrung durch die höhere Dichte. Abb. 5-5 zeigt beispielhaft die Längenänderung einer Wassersäule in einer Bohrung für einen Reservoirdruck von 35 MPa als Funktion der Temperatur für verschiedene Mineralisationen. Es wird ersichtlich, dass sowohl die Temperatur als auch die Mineralisationen erheblichen Einfluss haben.

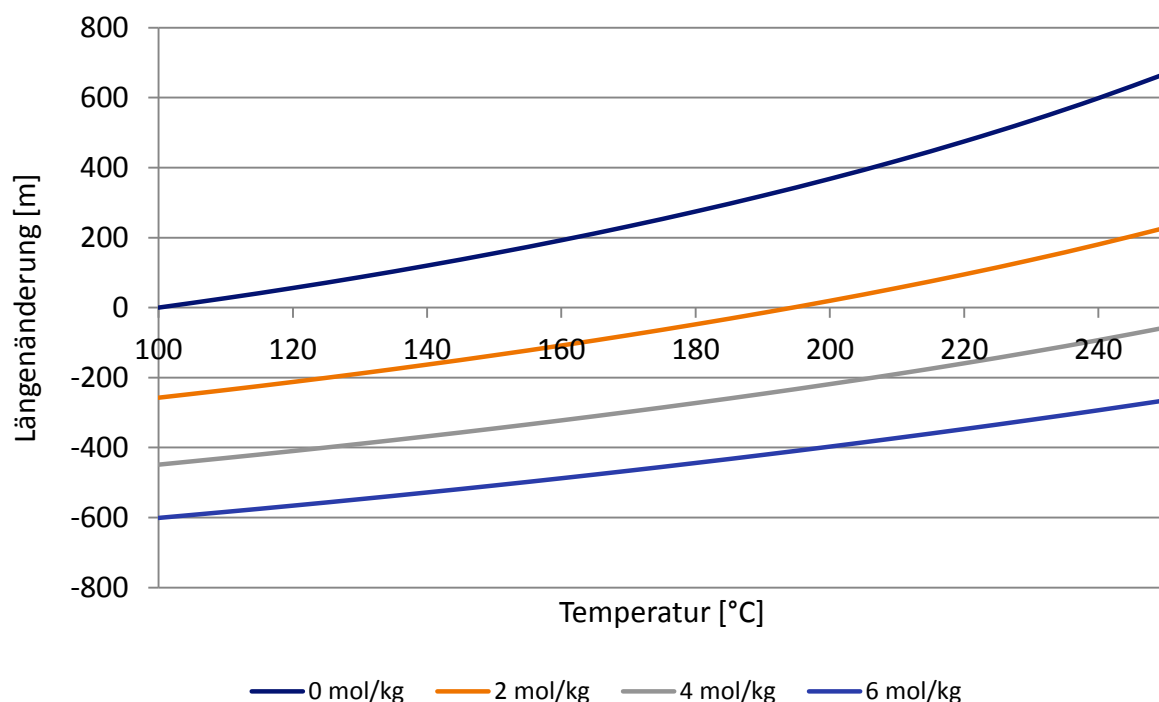


Abb. 5-5: Lagenänderung des Wasserspiegels als Funktion der Dichte für verschiedene Salzgehalte unter der Annahme einer homogenen Temperatur der Wassersäule und einem Reservoirdruck von 35 MPa. Bezugspunkt ist eine Wassersäule aus reinem Wasser bei 100 °C. (Berechnung der Dichte nach (Pitzer, Peiper, & Busey, 1984) und (Wagner & Pruss, 2002))

Bevor das Gesamtsystem betrachtet wird, soll kurz an das Verhalten des Kreisprozesses erinnert werden. Dieses ist gut bekannt und wurde bereits in Kapitel 4.2.4 beschrieben. Steigt die Thermalwassereintrittstemperatur, so wird ein höherer oberer Prozessdruck gewählt, die Thermalwasserrücklaufstemperatur verschiebt sich ebenfalls zu höheren Temperaturen. Der Kreisprozesswirkungsgrad steigt. Dies liegt an der programmierten thermodynamischen Optimierung des Kreisprozesses mit dem Ziel der größtmöglichen Nettostromerzeugung. Diese Betrachtung ist nur in einem begrenzten Bereich gültig. Ändert sich die Vorlaufstemperatur nennenswert, ist die Wahl des Arbeitsmittels zu überprüfen. Hierbei ist zu beachten, dass die Verdampfungsbedingungen nahe dem kritischen Punkt liegen sollten und die Aufheizkurve des Arbeitsmittels möglichst parallel zur Abkühlkurve der Wärmequelle verläuft.

Bevor das Systemverhalten bei variierendem Thermalwassermassenstrom untersucht wird, sollen zunächst die ökonomischen Kenngrößen des Referenzfalls betrachtet werden. Die Aufteilung der kapitalgebundenen Kosten des Referenzfalls ist in Abb. 5-6 dargestellt. Die gesamten kapitalgebundenen Projektkosten belaufen sich auf 14,8 Mio.€. Dies entspricht 27.855 €/kW_{el} installierter Leistung. Die mit Abstand größten Kostenpositionen sind die Kosten zur Erschließung des Reservoirs (40 %) und die Stromerzeugungsanlage (22 %), gefolgt von der Machbarkeitsstudie einschließlich 3D-Seismik (11 %) und den Förder- und Injektionseinrichtungen (9 %).

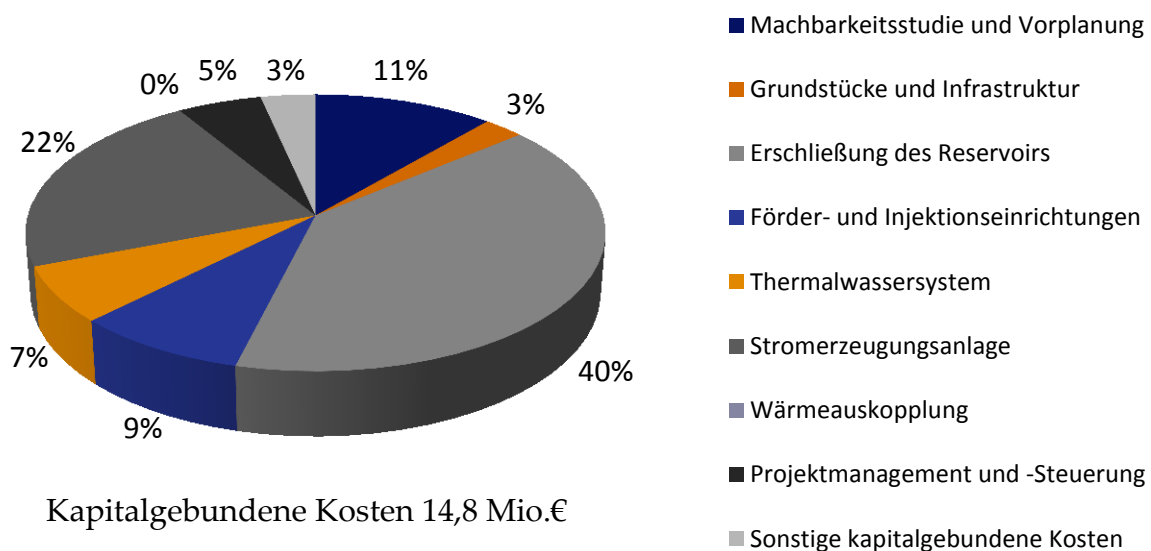


Abb. 5-6: Prozentuale Aufteilung der kapitalgebundenen Kosten im Referenzfall ($m_{TW} = 25 \text{ kg/s}$). Die Kosten der Wärmeauskopplung sind im Referenzfall Null. Dargestellt sind Barwerte.

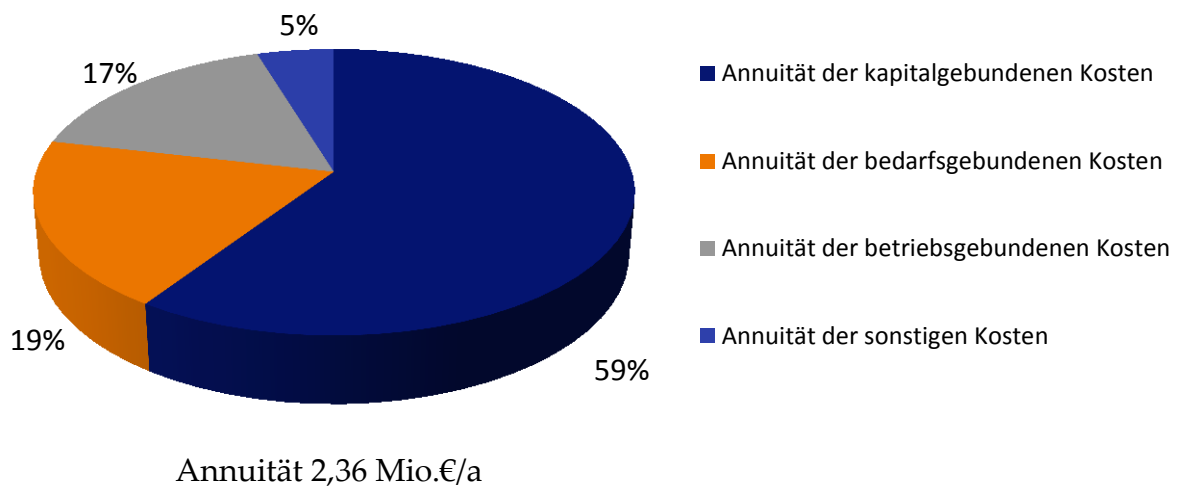


Abb. 5-7: Prozentuale Verteilung der Annuitäten nach Kostenarten im Referenzfall ($m_{TW} = 25 \text{ kg/s}$). Der Eigenbedarf wird als Strombezugskosten berücksichtigt.

Abb. 5-7 zeigt die Struktur der Annuitäten gegliedert in kapitalgebundene, bedarfsgebundene, betriebsgebundene und sonstige Aufwendungen. Die bedarfsgebundene Annuität berücksichtigt dabei die entgangenen Erlöse durch den Eigenstrombedarf. Die Gesamtannuität im Referenzfall beläuft sich auf 2,36 Mio.€/a. Den weitaus größten Anteil mit 59 % haben die kapitalgebundenen Kosten. Die bedarfs- und betriebsgebundenen Kosten halten sich mit 19 % bzw. 17 % in etwa die Waage.

5.2.2 Analyse des Geothermiestandorts Bruchsal mit höheren Thermalwasserförderraten (teiloptimierter Referenzfall, 45 kg/s)

Abb. 5-8 zeigt den Exergieertrag, Exergieaufwand und die Differenz von Aufwand und Ertrag für den Referenzfall mit verschiedenen Thermalwasservolumenströmen. Es skalieren lediglich solche Komponenten, die zur Förderung und Nutzung „mitwachsen“ müssen. D.h. Thermalwasserförder- und Verpresseinrichtungen sowie die Stromerzeugungsanlage skalieren, während die Bohrungen und Rohrleitungen konstant bleiben. Der Exergieaufwand steigt überproportional mit zunehmendem Massenstrom, während der Exergieertrag einen linearen Verlauf zeigt. Der Aufwand steigt von ca. 45 % des Ertrags bei einer Förderrate von 20 kg/s auf über 80 % bei Förderraten größer 80 kg/s. Der maximale Netto-Exergieertrag liegt zwischen 50 und 70 kg/s. Der vergleichsweise große Bereich soll durch eine Betrachtung der spezifischen Exergien und der spezifischen Enthalpie am Kraftwerkszulauf erläutert werden.

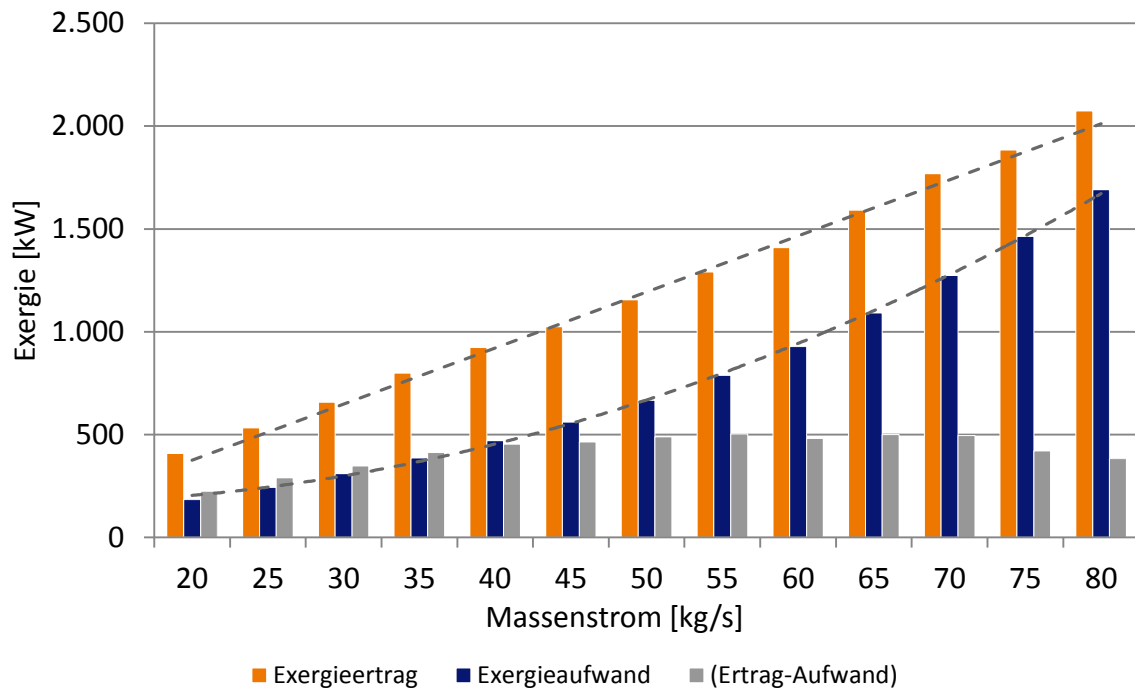


Abb. 5-8: Exergieertrag, Exergieaufwand und Netto-Exergieertrag für verschiedene Thermalwasserförderraten. Dargestellt ist das Fallbeispiel des Geothermiestandorts Bruchsal.

Der Referenzfall zeigt eine unerwartet ausgeprägte Steigung des massenspezifischen Exergieertrags. Zu sehen ist dieser in Abb. 5-9, in der zusätzlich der massenspezifische Exergieaufwand und die spezifische Enthalpie am Kraftwerkszulauf (ZP7) für verschiedene Thermalwasserförderraten dargestellt sind. Die Steigung des massenspezifischen Exergieertrags bei niedrigen Förderraten ist auf die prozentual übermäßigen Wärmeverluste in der Produktionsbohrung zurückzuführen, die sich u.a. im Enthalpieverlauf am Kraftwerkszulauf widerspiegeln. Mit zunehmender Förderrate nimmt der Effekt ab, bis bei einer Thermalwasserförderrate von ca. 40 kg/s keine Änderung der Pumpeneintrittstemperatur mehr beobachtet werden kann. Die Enthalpiezunahme am Kraftwerkszulauf flacht ab. Bei weiter zunehmender Fördermenge dominiert der Energieeintrag der Förderpumpe, durch die exponentiell steigenden Druckverluste (ab ca. 65 kg/s). Die Enthalpiezunahme steigt wieder stärker an. Der vergleichsweise große Bereich eines anhaltend hohen exergetischen Nettoertrags kann somit mit den gegenläufigen Effekten des Temperaturanstiegs (höherer Ertrag) bei gleichzeitig steigenden Druckverlusten (höherer Aufwand) erklärt werden.

Die Darstellung in Abb. 5-10 verdeutlicht den Zusammenhang. Die spezifischen Exergieaufwände, -erträge und Stromgestehungskosten sind als Funktion der spezifischen Enthalpie am Kraftwerkszulauf (ZP7) dargestellt. Während die Werte an den Rändern der Kurven weit auseinanderliegen, ist mittig eine Akkumulation zu erkennen.

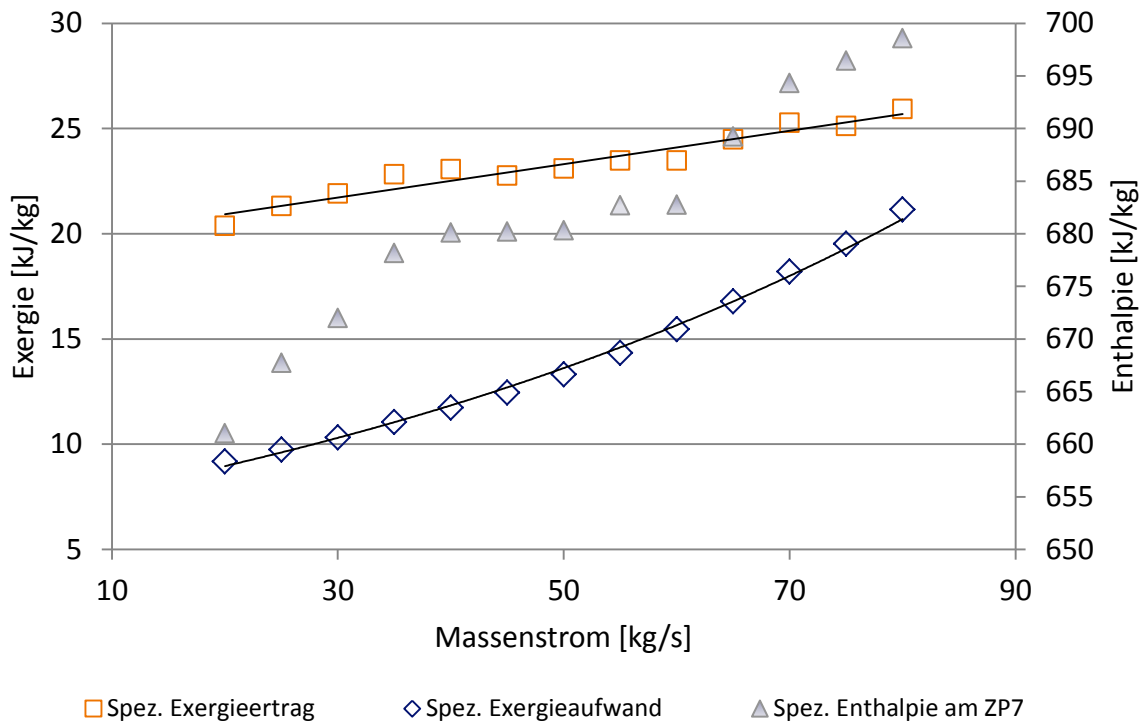


Abb. 5-9: Massenspezifischer Exergieertrag, Exergieaufwand und Enthalpie des Thermalwassers am Kraftwerkszulauf für verschiedene Thermalwasserförderraten. Dargestellt ist das Fallbeispiel des Geothermiestandorts Bruchsal.

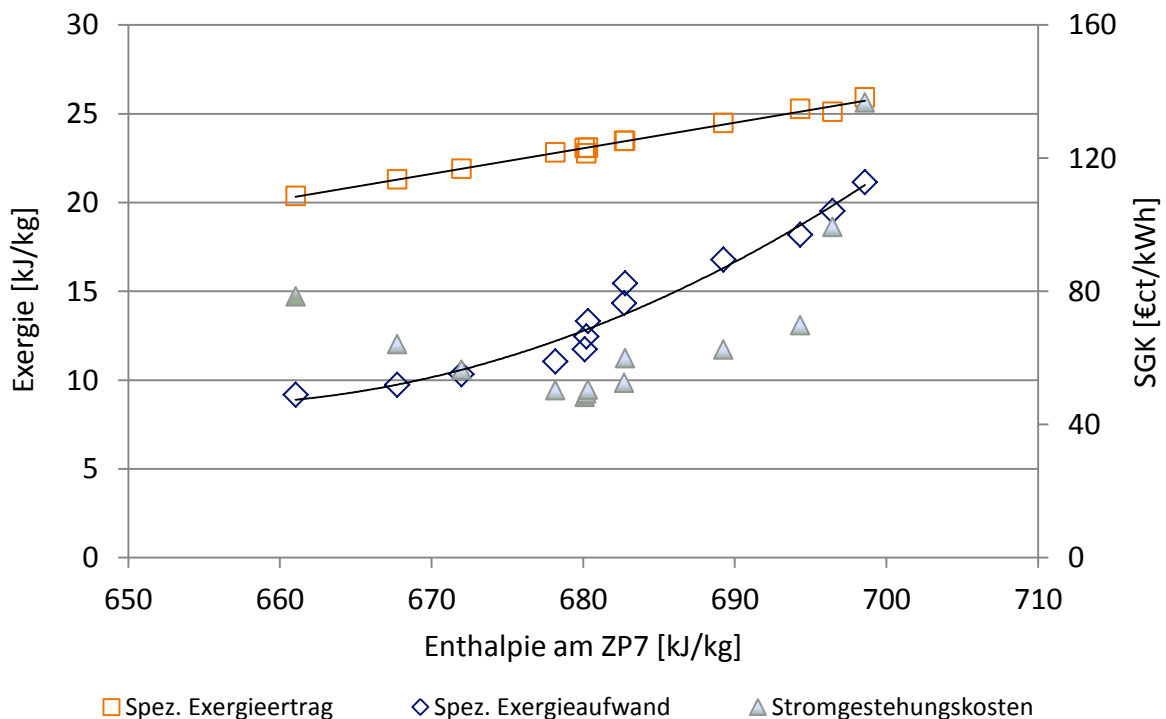


Abb. 5-10: Spez. Exergieertrag, spez. Exergieaufwand und SGK für Thermalwasserförderraten von 20 bis 80 kg/s aufgetragen über der Enthalpie am Kraftwerkszulauf (ZP7). Dargestellt ist das Geothermiestandorts Bruchsal.

Diese entspricht dem plateau-ähnlichen Verlauf aus Abb. 5-9 und deutet darauf hin, dass das System Geothermiekraftwerk im Bereich der optimalen Auslegung vergleichsweise gutmütig auf Abweichungen reagiert. Berücksichtigt man die Unsicherheiten hinsichtlich Schüttung und Temperatur in der Planung, ist dies von großem Vorteil. Ziel der Auslegung ist es also, im Bereich des Plateaus zu liegen. Die geringsten Stromgestehungskosten werden im betrachteten Fall bereits zwischen 45 und 50 kg/s erreicht. Ursächlich hierfür ist der Anstieg der, ökonomisch höher zu bewertenden, Druckverluste mit steigenden Förderraten. Die Stromgestehungskosten betragen ca. 48 €/kWh_{el} und damit 25 % weniger als im Basisfall mit einer Förderrate von 25 kg/s (Abb. 5-10). Allein durch Erhöhen der Förderrate kann für den Referenzfall bereits eine Senkung der Stromgestehungskosten von knapp 25 % erreicht werden.

Betrachtet man α und die Exergievernichtungs- und -verlustkosten bei Förderraten zwischen 45 und 70 kg/s, also im Bereich des maximalen Nettoexergieertrags, so ergibt sich folgende veränderte Prioritätenliste:

1. Wärmeübertragung vom Thermalwasser an den Kreisprozess
2. Expansion in der Turbine
3. Druckerhöhung in der Förderpumpe
4. Wärme- und Druckverluste in der Produktionsbohrung
5. Wärme- und Druckverluste in der Steigleitung

Lediglich die Priorität der Förderpumpe ist um eine Position gestiegen. Demnach ändern sich auch die kritischen Prozessschritte im System nur geringfügig für die betrachteten Betriebsbedingungen.

Vergleicht man die Kostenstruktur des Referenzfalls mit Förderraten von 25 kg/s und 45 kg/s, sind deutliche Änderungen erkennbar. In Abb. 5-11 und Abb. 5-12 ist die Struktur der kapitalgebundenen Kosten sowie der Annuitäten für eine Förderrate von 45 kg/s abgebildet, im Weiteren auch teiloptimierter Referenzfall genannt.

Die absoluten kapitalgebundenen Kosten belaufen sich auf 17,2 Mio.€, dies entspricht 16.831 €/kW_{el}. Die Gesamtannuität beträgt 3,28 Mio.€/a. Die größten Kostenpositionen bleiben zwar die Erschließung des Reservoirs und die Stromerzeugungsanlage, jedoch verschiebt sich deren Verteilung. Die Kosten zur Erschließung des Reservoirs (34 %) und für die Stromerzeugungsanlage (29 %) nähern sich deutlich an. Die Investitionen für Förder- und Injektionseinrichtungen übersteigen mit 13 % die Kosten der Machbarkeitsstudie einschließlich 3D-Seismik mit 10 %.

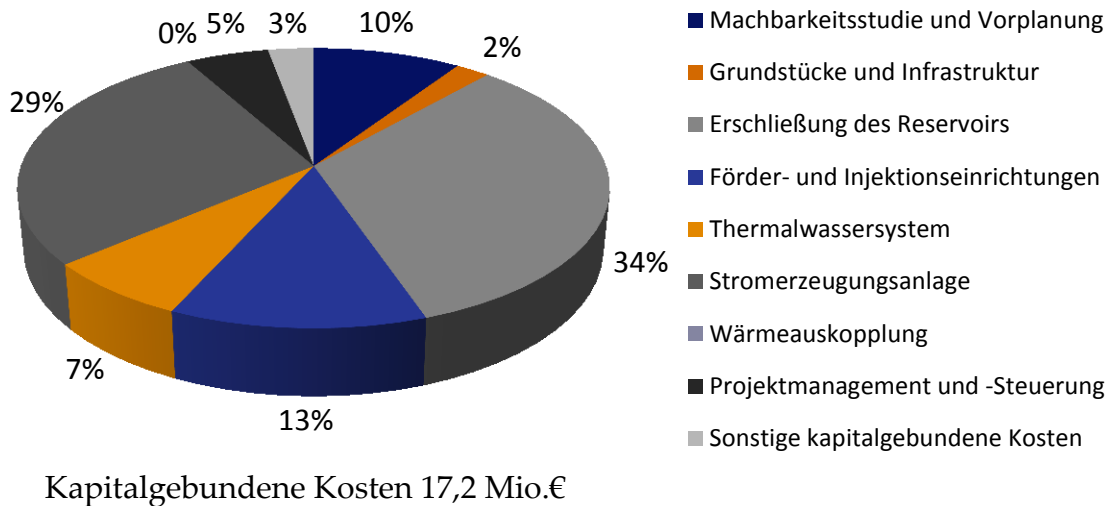


Abb. 5-11: Prozentuale Aufteilung der kapitalgebundenen Kosten im teilloptimierten Referenzfall ($m_{TW} = 45 \text{ kg/s}$). Die Kosten der Wärmeauskopplung sind im Referenzfall Null. Dargestellt sind Barwerte.

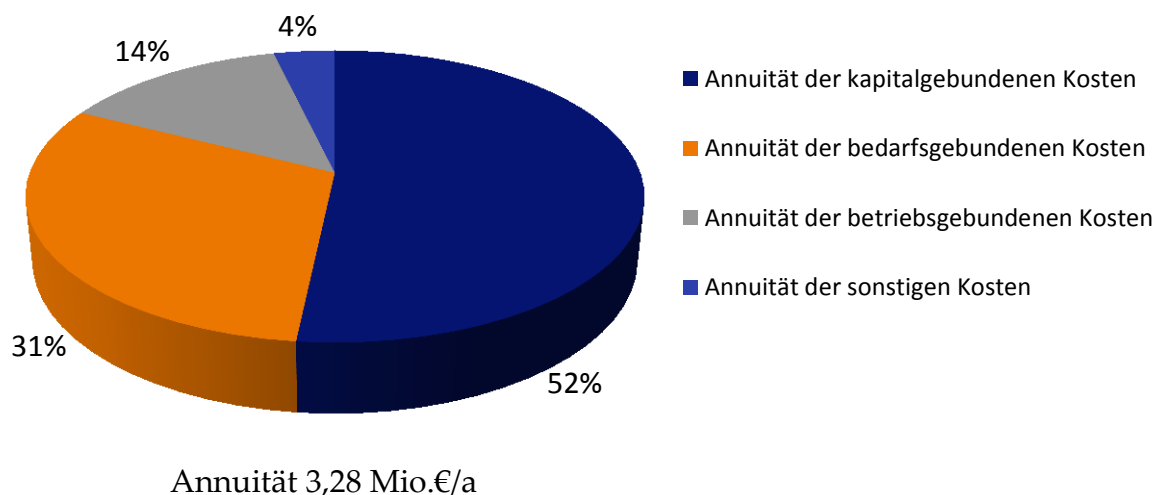


Abb. 5-12: Prozentuale Verteilung der Annuitäten nach Kostenarten im teilloptimierten Referenzfall ($m_{TW} = 45 \text{ kg/s}$); Der Eigenbedarf wird als Strombezugskosten berücksichtigt.

Abb. 5-13 und Abb. 5-14 zeigen den Barwertverlauf ausgewählter Kostenpositionen und der Annuitäten als Funktion der Förderrate. Die Kosten zur Erschließung des Reservoirs bleiben konstant, da die Bohrungen in der Betrachtung unverändert bleiben. Die obertägigen Anlagenkosten steigen annähernd linear an, die der Förder- und Injektionseinrichtungen exponentiell. Dies findet sich auch in den bedarfsgebundenen Kosten wieder. Sie steigen ebenfalls exponentiell, da die Förderpumpe einer der größten Stromverbraucher und damit Kostenverursacher ist. Die übrigen Kostenarten verhalten sich nahezu linear.

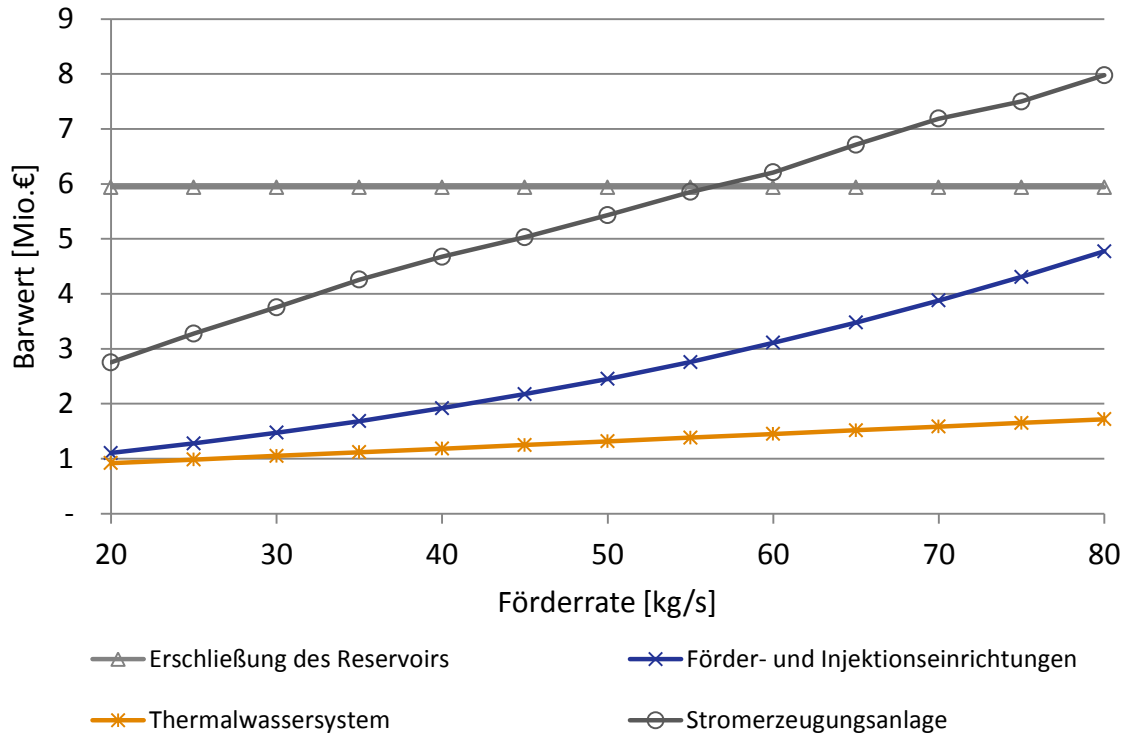


Abb. 5-13: Verhalten ausgewählter kapitalgebundener Kostenpositionen in Abhängigkeit der Förderrate. Dargestellt sind Barwerte in Mio.€ für das Fallbeispiel des Geothermiestandorts Bruchsal.

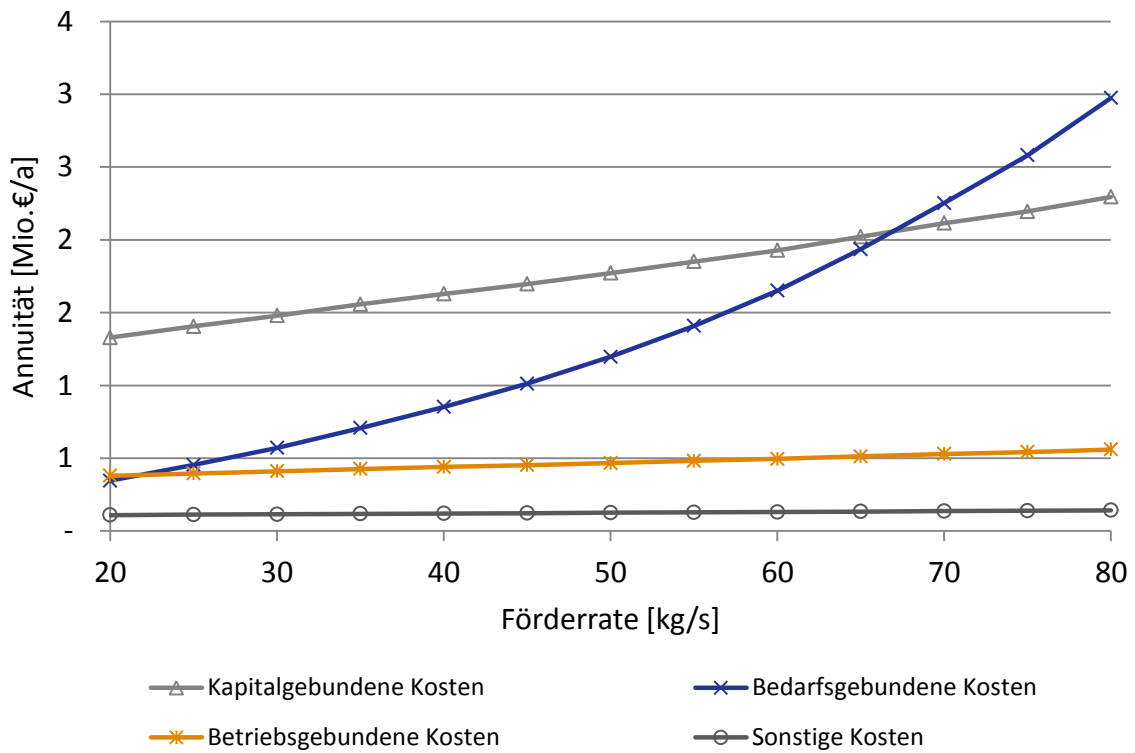


Abb. 5-14: Verhalten der kapitalgebundenen, bedarfsgebundenen, betriebsgebundenen und sonstigen Kosten in Abhängigkeit der Förderrate im Referenzfall. Dargestellt sind Annuitäten in Mio.€/a für das Fallbeispiel des Geothermiestandorts Bruchsal.

Legt man das angenommene Kostenverhalten der einzelnen Gewerke zugrunde, was dem aktueller Projekte entspricht, so lassen sich vereinfachte, allgemeingültige Kriterien für eine exergoökonomische Optimierung ableiten, welche im folgenden Kapitel präsentiert werden. Grundlage der Überlegungen ist, dass die Kosten zur Erschließung des Reservoirs durch die Geologie bestimmt werden, während die Kosten der obertägigen Anlagen direkt mit der Leistung skalieren. Hierauf wird im folgenden Kapitel näher eingegangen.

Eine Übersicht technischer und ökonomischer Eckdaten des teilloptimierten Referenzfalls mit einer Thermalwasserförderrate von 45 kg/s befindet sich in Tab. E-3 und Tab. E-4 im Anhang.

5.3 Kriterien zur exergoökonomisch optimierten Auslegung

Betrachtet man einen Standort mit gegebener Temperatur, Druck, Mächtigkeit und Durchlässigkeit des Nutzhorizontes, so ist der spezifische, exergetische Aufwand zur Bereitstellung der Geothermie abhängig vom Thermalwassermassenstrom, der Aufwand zur Umwandlung von Wärme in Strom hingegen kaum:

$$\frac{\partial \dot{e}_{\text{Förder-/Verpressaufwand}}}{\partial \dot{m}_{TW}} > 0; \quad \frac{\partial \dot{e}_{\text{SEA,Eigenbedarf}}}{\partial \dot{m}_{TW}} \approx 0. \quad \text{Gl. (5.2)}$$

Gl. (5.2) ist zumindest im Bereich des in Kapitel 5.2 beschriebenen Plateaus, welches in Abb. 5-9 dargestellt und in Abb. 5-10 als Punkthäufung zu sehen ist, ausreichend genau.

Der exergetisch optimale Betriebspunkt wird daher erreicht, wenn die Zunahme des Aufwands mit erhöhtem Thermalwassermassenstrom der Zunahme des Nutzens entspricht

$$\frac{\partial \dot{E}_{\text{Nutzen}}}{\partial \dot{m}_{TW}} - \frac{\partial \dot{E}_{\text{Aufwand}}}{\partial \dot{m}_{TW}} = 0. \quad \text{Gl. (5.3)}$$

Die Kapitalkosten verhalten sich nahezu gegenläufig. Bei variierendem Thermalwassermassenstrom, bleiben die kapitalgebundenen Kosten zur Wärmebereitstellung nahezu konstant, während sich die Kosten zur Umwandlung annähernd linear mit der Förderrate ansteigen:

$$\frac{\partial K_{K,Wärmebereitstellung}}{\partial \dot{m}_{TW}} \approx 0; \frac{\partial K_{K,Umwandlung}}{\partial \dot{m}_{TW}} > 0. \quad \text{Gl. (5.4)}$$

D.h. die optimale Nutzung der getätigten Investitionen tritt ein, wenn die Auslastung des Reservoirs maximal ist. Begrenzt wird die Auslastung des Reservoirs durch den exergetisch optimalen Betriebspunkt. Demnach entspricht das exergoökonomische Optimum bei idealem Verhalten nahezu dem exergetischen Optimum.

Produkte sind der erzeugte Strom und die verwendete Wärme. Aufgewendet werden Strom für die Förder- und Verpresspumpen sowie der Eigenbedarf der Stromerzeugungsanlage. Hierbei ist zu beachten, dass die Exergien verglichen werden und nicht die Energien. Aus Gl. (5.3) ergibt sich mit Gl. (5.5) und Gl. (5.6) Gl. (5.7).

$$\frac{\partial \dot{E}_{\text{Nutzen}}}{\partial \dot{m}_{TW}} = \frac{\partial (\dot{E}_{\text{Strom}} + \dot{E}_{\text{Wärme}})}{\partial \dot{m}_{TW}} \quad \text{Gl. (5.5)}$$

$$\frac{\partial \dot{E}_{\text{Aufwand}}}{\partial \dot{m}_{TW}} = \frac{\partial (\dot{E}_{\text{Förderung}} + \dot{E}_{\text{Verpressen}} + \dot{E}_{\text{SEA,Eigenbedarf}})}{\partial \dot{m}_{TW}} \quad \text{Gl. (5.6)}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\dot{E}_{\text{Strom}} + \dot{E}_{\text{Wärme}})}{\partial \dot{m}_{TW}} & \quad \text{Gl. (5.7)} \\ & = \frac{\partial (\dot{E}_{\text{Förderung}} + \dot{E}_{\text{Verpressen}} + \dot{E}_{\text{SEA,Eigenbedarf}})}{\partial \dot{m}_{TW}} \end{aligned}$$

Gl. (5.7) zeigt, dass zur exergetischen Optimierung des Systems Geothermiekraftwerk grundsätzlich zwei Optionen zu verfolgen sind. Zum einen sollte die Strom- und Wärmebereitstellung möglichst effizient gestaltet werden, zum anderen ist der Förder- und Verpressaufwand möglichst gering zu halten. Zudem bleibt festzuhalten, dass aus exergetischer Sicht ein optimaler Fall bestimmbar ist.

Für überschlägige Betrachtungen, z.B. während der Vorplanung, kann die Änderung des massenstromspezifischen Nutzens (linke Seite Gl. (5.7)) ebenso wie der Eigenbedarf der Stromerzeugungsanlage zur Konstanten X zusammengefasst und abgeschätzt werden. Hieraus ergibt sich die vereinfachte Form zur Ermittlung des optimalen Betriebspunktes (Gl. (5.8)).

$$X = \frac{\partial(\dot{E}_{F\ddot{a}hrung} + \dot{E}_{Verpressen})}{\partial \dot{m}_{TW}} \quad \text{Gl. (5.8)}$$

$$\text{mit } X = \frac{\partial(\dot{E}_{Strom} + \dot{E}_{W\ddot{a}rme} - \dot{E}_{SEA, Eigenbedarf})}{\partial \dot{m}_{TW}} \sim \textit{konstant}$$

Stehen detaillierte Informationen zur Verfügung oder liegt eine Prozesssimulation vor, sollte die Änderung jeweils bestimmt werden.

6 Maßnahmen zur exergoökonomisch optimierten Auslegung von Geothermiekraftwerken

Basierend auf den vorangegangenen Überlegungen werden im Folgenden Maßnahmen zur exergoökonomischen Optimierung beschrieben. Untersucht werden auch Maßnahmen, die keine oder nur eine geringe Verbesserung am Referenzstandort bewirken, jedoch in der Literatur und der Geothermiebranche diskutiert werden. Ergebnisse sind zum einen Aussagen zur optimalen Auslegung von Geothermiekraftwerken und zum anderen priorisierte Forschungs- und Entwicklungsfelder. Untersucht werden folgende Maßnahmen:

- Interne Wärmerückgewinnung
- Dimensionierung des Thermalwassersystems, der Bohrungen und der Förderpumpe
- Steigerung des Turbinenwirkungsgrads
- Optimierung der Wärmeübertragergütegrade
- Kreisprozesse mit mehreren Druckstufen und Wahl des Arbeitsmittels
- Kraftwärmekopplung

Die Maßnahmen werden zunächst einzeln auf den teilloptimierten Referenzfall mit einem Thermalwassermassenstrom von 45 kg/s angewandt und bewertet. Es folgt eine kumulierte Anwendung und Gegenüberstellung der erreichten Kostensenkung. Abschließend werden die Maßnahmen losgelöst vom Referenzstandort verallgemeinert für den Oberrheingraben betrachtet. D.h. die Durchlässigkeit sowie die Tiefe des Reservoirs werden variiert. Auch Reservoirtemperatur und -druck ändern sich hierdurch, da deren Verlauf abhängig von der Tiefe definiert ist. Die Variation des Thermalwassermassenstroms sowie die im Folgenden diskutierten Maßnahmen dienen der Optimierung.

Zur Analyse der Einzelmaßnahmen wird die von Tsatsaronis & Czielsa (2002) vorgeschlagene Vorgehensweise in abgewandelter Form verwendet. Tsatsaronis & Czielsa (2002) sehen folgende fünf Schritte vor.

1. Priorisierung der Prozessschritte mit großen Werten für $Z + \dot{C}_D + \dot{C}_L$ (d.h. hohen Prozesskosten und gleichzeitig hohen Kosten durch Irreversibilitäten)
2. Priorisierung der Prozessschritte mit hohen relativen Kostendifferenzen
3. Verwendung des exergoökonomischen Faktors um die Ursache der hohen Kosten zu identifizieren ($f \uparrow$: hohe kapitalgebundene Kosten bei hoher Effizienz)

enz oder $f \downarrow$: hohe Kosten durch Irreversibilitäten bei niedrigen kapitalgebundenen Kosten)

4. Eliminieren aller Prozessschritte, die zu Exergievernichtung und -verlusten beitragen ohne die kapitalgebundenen oder bedarfsgebundenen Kosten in anderen Prozessschritten zu erhöhen
5. Effizienzsteigerung von Prozessen mit niedrigen exergetischen Wirkungsgraden oder hoher Exergievernichtung bzw. Effizienzminderung von Prozessen mit hohen Wirkungsgraden oder geringer Exergievernichtung zugunsten geringerer kapitalgebundener Kosten

Mit der erarbeiteten Prioritätenliste sind Schritt 1 und 2 bereits erfolgt. Als nächstes werden Überlegungen zu Schritt 4 angestellt. Anschließend erfolgen die Schritte 3 und 5 in einem Arbeitsschritt zusammengefasst.

6.1 Interne Wärmerückgewinnung

Die interne Wärmerückgewinnung ist der einzige Prozessschritt des Referenzfalls, der technisch nicht notwendig ist und eliminiert werden kann. Anders als von Tsatsaronis & Czesla (2002) vorausgesetzt, hat dies jedoch Einfluss sowohl auf kapitalgebundene als auch bedarfsgebundene Kosten anderer Prozessschritte. Effekt der Maßnahme sind reduzierte Druckverluste zwischen Turbine und Kondensator, eine erhöhte Auskühlung des Thermalwassers und eine höhere Wärmeabfuhr durch die Rückkühlung. Geringeren Kapitalkosten durch die eingesparte Komponente und einer erhöhten elektrischen Nutzleistung stehen somit vergrößerte Wärmeübertragerflächen der Vorwärmer und des Rückkühlers sowie ein erhöhter Eigenbedarf der Rückkühlung gegenüber. Hinzu kommen indirekte Effekte durch die veränderte Thermalwassertemperatur. In dieser Arbeit nicht erfasst werden können Auswirkungen, wie z.B. erhöhte Ausfällungen, verstärkte mikrobielle Aktivität u.ä. Die komplexen Zusammenhänge erlauben zudem nur bedingt eine separate Quantifizierung der Auswirkungen. Es ist jedoch möglich, den Einfluss auf die Stromgestehungskosten und Kostenarten gegenüberzustellen.

Abb. 6-1 zeigt die Stromgestehungskosten und die Annuitäten gegliedert nach Kostenart, aufgetragen über dem Gütegrad des Rekuperators. Dargestellt ist der teiloptimierte Referenzfall mit einem Thermalwassermassenstrom von 45 kg/s. Während die kapitalgebundenen Kosten mit kleiner werdendem Rekuperator (höhere Grädigkeit) sinken, bleiben die übrigen Kosten annähernd konstant. Tatsächlich sinken letztere ebenfalls leicht, was auf einen verminderten Eigenbedarf der Förderpumpe res-

pektive den funktionalen Zusammenhang zwischen den kapitalgebundenen Kosten und den anderen Kostenarten zurückzuführen ist. Entfällt der Rekuperator vollständig, was bei einem Gütegrad von 20 K der Fall ist, ist im Verlauf der Stromgestehungskosten ein Versatz zu erkennen. Ursache ist der sprunghafte Abfall des Druckverlustes zwischen Turbine und Kondensator und die damit einhergehende höhere Turbinenleistung. Die Gesamtannuität variiert im betrachteten Fall mit ca. 6 % (entspricht ca. 140.000 €/a), die Stromgestehungskosten mit ca. 10 %. Hierfür wird eine Abkühlung des Thermalwassers von ca. 5 K verhindert.

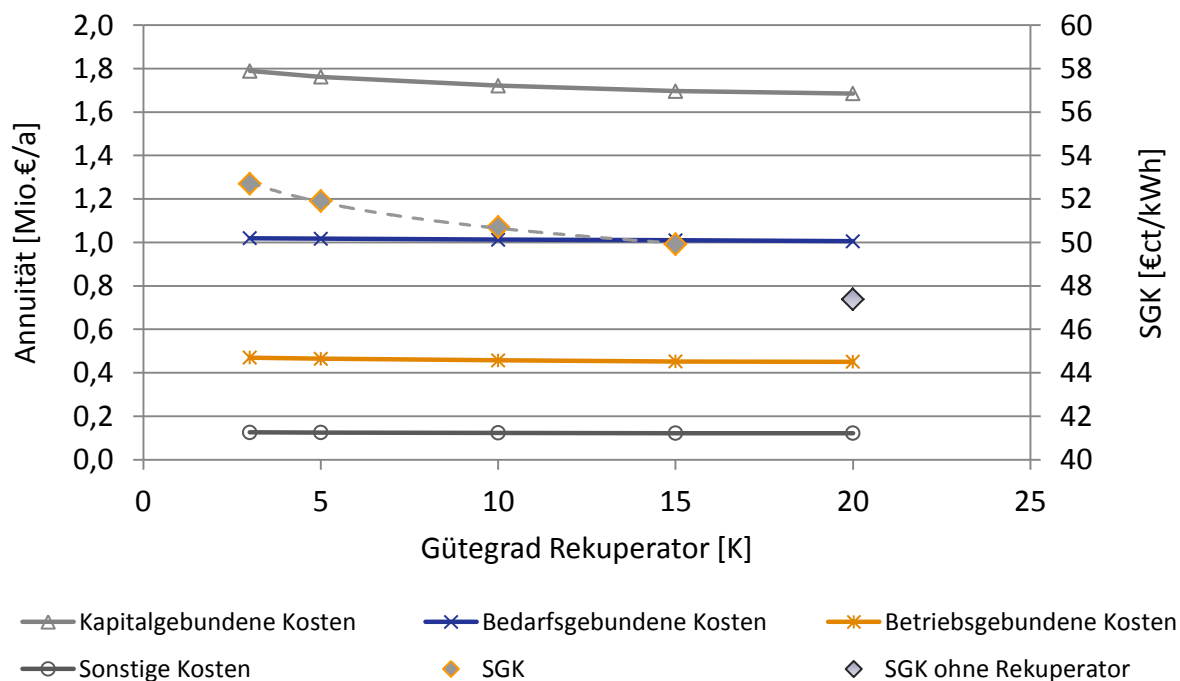


Abb. 6-1: Annuitäten und SGK aufgetragen über dem Rekuperatorgütegrad. Bei einem Gütegrad von 20 K wird im Rekuperator keine Wärme mehr übertragen und dieser entfällt. Dargestellt ist der teiloptimierte Referenzfall ($m_{TW} = 45 \text{ kg/s}$).

Mit höheren Thermalwasservorlauftemperaturen schwächt der Effekt sich leicht ab, bleibt jedoch in ähnlicher Größenordnung (bei z.B. 165°C: Annuität ca. 5%, Stromgestehungskosten ca. 8%). Je nach betrachtetem Arbeitsmittel wird sich die vorangegangene Analyse verschieben. Generell lässt sich jedoch ableiten, dass für retrograde Arbeitsmittel und den Fall der reinen Stromerzeugung, die Auswirkungen einer internen Wärmerückgewinnung zu prüfen sind. Die Wahrscheinlichkeit, dass es günstigere Maßnahmen gibt, Ausfällungen oder andere Auswirkungen einer reduzierten Thermalwassertemperatur zu verhindern oder zu handhaben ist hoch. Ein Ansatz ist z.B., das Kondensat durch niederenthalpen Anzapfdampf regenerativ vorzuwärmen. Detaillierte Untersuchungen hierzu laufen derzeit am Lehrstuhl für Energiesysteme der Technischen Universität München (Wieland, Meinel, & Spliethoff, 2012).

6.2 Dimensionierung des Thermalwassersystems, der Bohrungen und der Förderpumpe

Während Wärme- und Druckverlusten in den obertägigen Rohrleitungen mit wohl-dimensionierten Durchmessern vergleichsweise einfach entgegengewirkt werden kann, ist dies für die anderen Positionen der Prioritätenliste schwieriger. Die Prioritätenliste wird daher von unten nach oben abgearbeitet.

Die optimale Strömungsgeschwindigkeit in den obertägigen Rohrleitungen wurde bereits in Kapitel 5.2 diskutiert und in Abb. 5-4 dargestellt. Angewendet auf den teil-optimierten Referenzfall mit einem Thermalwassermassenstrom von 45 kg/s ergibt sich alleine hierdurch eine Reduzierung der Stromgestehungskosten von 49,91 auf 46,85 €ct/kWh_{el}.

Der Bohrungsauslegung sollte besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden, da diese sowohl die kapitalgebundenen als auch die bedarfsgebundenen Kosten maßgeblich beeinflusst. Generell gilt, dass die größten Druckverluste aufgrund des teleskopartigen Aufbaus in den unteren Rohrleitungsabschnitten auftreten. Der Durchmesser und die Länge im Nutzhorizont beeinflussen zudem die Anbindung an letzteren. Durch die Annahme eines idealen Grundwasserleiters und einer idealen Anbindung, kann der Einfluss der Bohrungslänge im Nutzhorizont jedoch nicht erfasst werden. Der Durchmesser des Filterbereichs bzw. der Open Hole Section fließt jedoch in die Berechnungen mit ein.

Die größten Wärmeverluste in der Produktionsbohrung entstehen im oberen Teil der Bohrung, bei vergleichsweise niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten und hohen Temperaturgradienten. Eine thermodynamisch ideale Bohrung würde demnach von unten nach oben im Durchmesser leicht abnehmen, was technisch nicht möglich ist. Dem relativ nahe kommen Bohrkonzepte die einen gleichbleibenden Bohrungsdurchmesser zum Ziel haben, wie z.B. das Monobore-Verfahren und Casing while Drilling oder Coiled Tube Drilling (gebo, 2009). Nach Erkenntnissen aus der vorliegenden Arbeit sollten diese für Produktionsbohrungen jedoch auf zwei Bohrungsdurchmesser erweitert werden: einem oberen Abschnitt, dessen Durchmesser und Teufe ausreichend sind, um eine wohldimensionierte Pumpe in entsprechende Tiefe abzuhängen und einem unteren Abschnitt, dessen Durchmesser sich aus den Strömungsverhältnissen ergibt.

Die oberen Abschnitte einer Bohrung bis zur vorgesehenen Abhängtiefe der Förderpumpe bestimmen den maximal zulässigen Pumpendurchmesser. Für den Einsatz in den vorhandenen schlanken Bohrungen werden die Pumpen derzeit in die Länge

gebaut. Bekannt ist, dass geringere Durchmesser in geringeren Lebensdauern und Wirkungsgraden resultieren. Prinzipiell gilt daher die Regel je größer der Pumpendurchmesser, desto effizienter und langlebiger die Pumpe. Die Bohrkosten skalieren jedoch mit dem erbohrten Volumen, so dass sich gegenläufige technische und ökonomische Anforderungen ergeben. Der Effekt größerer Durchmesser auf die Lebensdauer der Pumpe kann jedoch nicht quantifiziert werden.

Anlagenwirkungsgrade von Fördereinrichtungen liegen typischerweise zwischen 50 und 70 %. Diese setzen sich aus Verlusten im Frequenzumrichter, Trafo, Motor und der Übertragung des Stroms bzw. der mechanischen Arbeit sowie dem Pumpenwirkungsgrad selbst zusammen (Schlagermann, 2013b). Tab. 6-1 zeigt eine Übersicht gängiger Wirkungsgrade.

Tab. 6-1: Bandbreite typischer Wirkungsgrade der Einzelkomponenten von Tauchkreiselpumpensystemen in der Geothermie und verwendete Wirkungsgrade im Referenzfall. Daten aus (Beck, 2012) und (Castricum, 2012).

Komponente	Typische Wirkungsgrade	Wirkungsgrad im Referenzfall	
		Förderpumpe	Verpresspumpe
Frequenzumrichter	95 - 98 %	96 %	96 %
Transformator	97 - 98 %	98 %	-
Downhole Kabel	95 - 98 %	97 %	-
Motor	85 - 90 %	85 %	90 %
Pumpe	65 - 85 %	65 %	85 %
Anlage	50 - 70 %	~50 %	~73 %

Die größte Schwankungsbreite hat der Wirkungsgrad der Pumpe. Wie auch für andere Strömungsmaschinen, gilt für Tiefpumpen, dass mit größerem Durchmesser und größeren Volumenströmen höhere Wirkungsgrade erreicht werden. Als Orientierung können Wirkungsgrade kleiner 70 % bei Außendurchmessern kleiner 7 Zoll und Wirkungsgraden größer 80 % bei Außendurchmessern größer 10 Zoll angenommen werden (Beck, 2012), (Castricum, 2012). Für die weitere Betrachtung werden Pumpenwirkungsgrade von 0,65 bis 0,85 in Abhängigkeit vom Durchmesser angenommen und anhand von Gl. (6.1) berechnet, die von Werten aus Tab. 6-1 abgeleitet ist.

$$\eta_{is,v} = 0,04 * d + 0,37 \quad \text{Gl. (6.1)}$$

$$\eta_{is,v} = 0,65 \text{ für } d < 7 \text{ Zoll und } \eta_{is,v} = 0,85 \text{ für } d > 12 \text{ Zoll}$$

Mit d dem Förderpumpendurchmesser in Zoll

Im teiloptimierten Referenzfall müssen die Reibungsverluste in der Injektionsbohrung nicht minimiert werden, da der Druck am Brunnenkopf weit unterhalb des Betriebsdrucks im obertägigen Leitungssystem liegt. D.h. die Bohrung könnte schmaler sein und würde damit preiswerter. Erst wenn der Gegendruck am Brunnenkopf den Betriebsdruck übersteigt, entsteht zusätzlicher Verpressaufwand. Auch die Strömungssektion der Produktionsbohrung ist für eine Förderrate von 45 kg/s leicht überdimensioniert. D.h. für eine wirtschaftlich optimierte Nutzung der bestehenden Bohrungen am Standort Bruchsal werden Förderraten größer 45 kg/s empfohlen. Die Sensitivitätsanalyse wird für idealisierte Fälle einer Produktionsbohrung mit zwei Bohrungsabschnitten (Strömungs- und Pumpensektion) und einem Durchmesser für die Injektionsbohrung (Strömungssektion) durchgeführt. Variiert wird der Durchmesser der Strömungssektionen. Der Pumpendurchmesser und damit -wirkungsgrad bleibt zunächst konstant. Die Ergebnisse sind in Abb. 6-2 dargestellt.

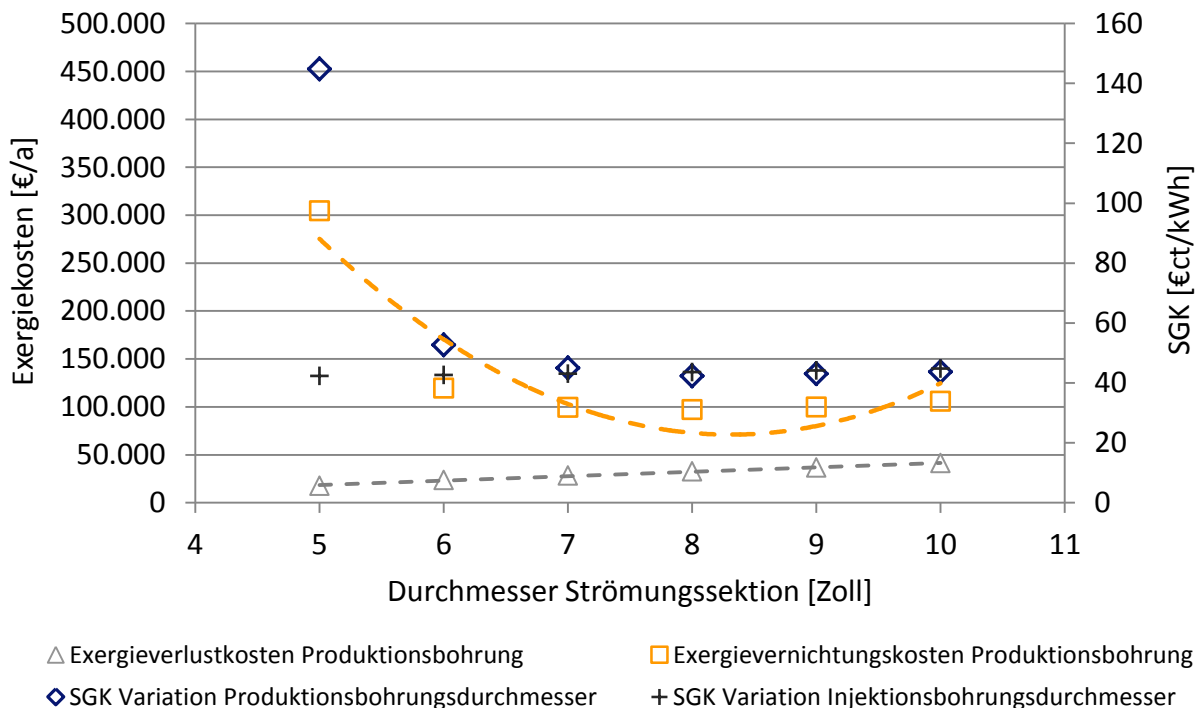


Abb. 6-2: Einfluss der Bohrungsdurchmesser auf die SGK. Dargestellt sind die SGK sowie die Exergieverlust- und -vernichtungskosten vom ZP1 bis ZP4 aufgetragen über dem Durchmesser der Strömungssektionen im teiloptimierten Referenzfall ($m_{TW} = 45 \text{ kg/s}$).

Der Durchmesser der Injektionsbohrung hat lediglich einen geringen Einfluss auf die Stromgestehungskosten. Selbst bei erhöhten Druckverlusten ist der Gegendruck der Bohrung niedriger als der Betriebsdruck des Thermalwassersystems. Eine Kompensation der zusätzlichen Reibungsverluste mit sinkendem Bohrungsdurchmesser ist nicht notwendig. Der Bohrungsdurchmesser hat somit lediglich Einfluss auf die ka-

pitalgebundenen Kosten zur Herstellung der Bohrung, nicht jedoch auf die bedarfsgebundenen Kosten.

Anders verhält sich die Auswirkung unterschiedlicher Durchmesser der Produktionsbohrung. Erhöhte Reibungsverluste müssen durch die Förderpumpe kompensiert werden. Erst bei Durchmessern größer 8 Zoll übersteigt der Effekt steigender kapitalgebundener Kosten durch größere Durchmesser, die Kostenreduktion durch reduzierte Druckverluste. Kaum eine Rolle spielen hingegen höhere Temperaturverlusten mit größeren Bohrungsdurchmessern. Anschaulich wird dies, betrachtet man die Exergieverlust- und -vernichtungskosten in der Produktionsbohrung. Mit größeren Durchmessern steigen die Exergieverlustkosten aufgrund des Temperaturverlusts an das Gebirge, während die Exergievernichtungskosten durch Rohrreibung sinken.

Tab. 6-2: Exergien, Exergiekosten und spezifische Exergiekosten im Referenzfall mit einer Thermalwasserförderderrate von 45 kg/s und angepassten Bohrungsdurchmessern von 8 Zoll.

Zustandspunkt/ Exergiestrom	Exergie [kW]	\dot{E}_L [kW]	\dot{E}_D [kW]	Exergie- kosten [€/Jahr]	Z [€/Jahr]	Spez. Exergie- kosten [€/kW/Jahr]
ZP1	3.114	-	-	0	-	0
ZP4	2.890	99	125	1.015.159	1.015.159	351
Förderpumpe	351	-	-	1.118.319	-	3.187
ZP6	3.091	5	145	2.653.737	520.258	859
ZP7	3.077	0	14	2.807.609	153.873	912
WÜ an SEA	1.748	-	-	2.046.785	-	1.171
ZP9	834	0	495	760.825	-	912
ZP20	2.789	-	-	6.324.992	455.880	2.268
Turbine	1.024	-	-	3.264.497	-	3.187
ZP21	1.508	0	257	3.420.686	360.191	2.268
Rekuperator	5	-	-	11.533	-	2.268
ZP25	1.496	0	7	3.393.425	-	2.268
Rückkühler	136	-	-	-	-	-
ZP17	982	0	650	3.539.211	-	3.603
Kondensatpumpe	67	-	-	213.195	-	3.187
ZP18	1.036	0	13	3.778.754	26.348	3.646
ZP19	1.042	-	-	3.822.327	32.040	3.670

Durch den Temperaturverlust geht jedoch ein vergleichsweise kostengünstiger Exergiestrom verloren (Zwischenproduktkosten). Die Exergievernichtungskosten berechnen sich hingegen aus den spezifischen Endproduktkosten, den Stromgestehungskosten. Eine Übersicht der Exergien, Exergiekosten und spezifische Exergiekosten ist in Tab. 6-2 gegeben. Angegeben ist der Fall minimaler Stromgestehungskosten aus Abb. 6-2, in dem die Durchmesser der Strömungssektionen beider Bohrungen 8 Zoll betragen.

Die spezifischen Exergiekosten des mit der Förderpumpe eingetragenen Exergiestroms sind mit $3.187 \text{ €}/(\text{kW}\cdot\text{a})$ ca. neunmal so hoch wie die spezifischen Exergiekosten des Thermalwasserstroms von $351 \text{ €}/(\text{kW}\cdot\text{a})$ am Förderpumpeneintritt (ZP4). Eine reine Minimierung der Exergieverluste und -vernichtung ist in diesem Fall daher nicht zielführend. Optimierungsgröße ist die Minimierung der Summe aus Exergieverlust- und -vernichtungskosten.

Vergleichbar verhalten sich die Kosten für größere Pumpendurchmesser und damit einhergehende höhere Förderpumpenwirkungsgrade. Wird der mit Gl. (6.1) hergestellte lineare Zusammenhang des Förderpumpenwirkungsgrads mit dem Pumpendurchmesser angenommen, so sinken die Stromgestehungskosten mit steigendem Durchmesser (Abb. 6-3). Die höheren kapitalgebundenen Kosten für größere Durchmesser der Pumpensektion spielen, wie bereits bei der Strömungssektion der Produktionsbohrung beobachtet, nur eine untergeordnete Rolle. Die steigenden Exergieverlustkosten in Abb. 6-3 werden durch höhere Temperaturverluste in der Steigleitung verursacht. Die Durchmesser der Steigleitung sind im berechneten Fall identisch mit den Pumpendurchmessern, können in der Realität jedoch separat dimensioniert werden.

Der angenommenen Wirkungsgradsteigerung stehen jedoch keine steigenden kapitalgebundenen Kosten für die Komponente gegenüber, wie dies bei der Variation des Bohrungsdurchmessers der Fall war. Die Angaben sind daher als obere Grenzkosten, wie in Kapitel 3.2 beschrieben, zu verstehen und können direkt aus Abb. 6-3 abgelesen werden. Im konkreten Fall senkt eine Wirkungsgradsteigerung von 4 %-Punkten⁷ die Summe aus Exergieverlust- und -vernichtungskosten um 20.000 bis 50.000 €/a.

⁷ Entspricht einem um ca. 1 Zoll größeren Pumpendurchmesser

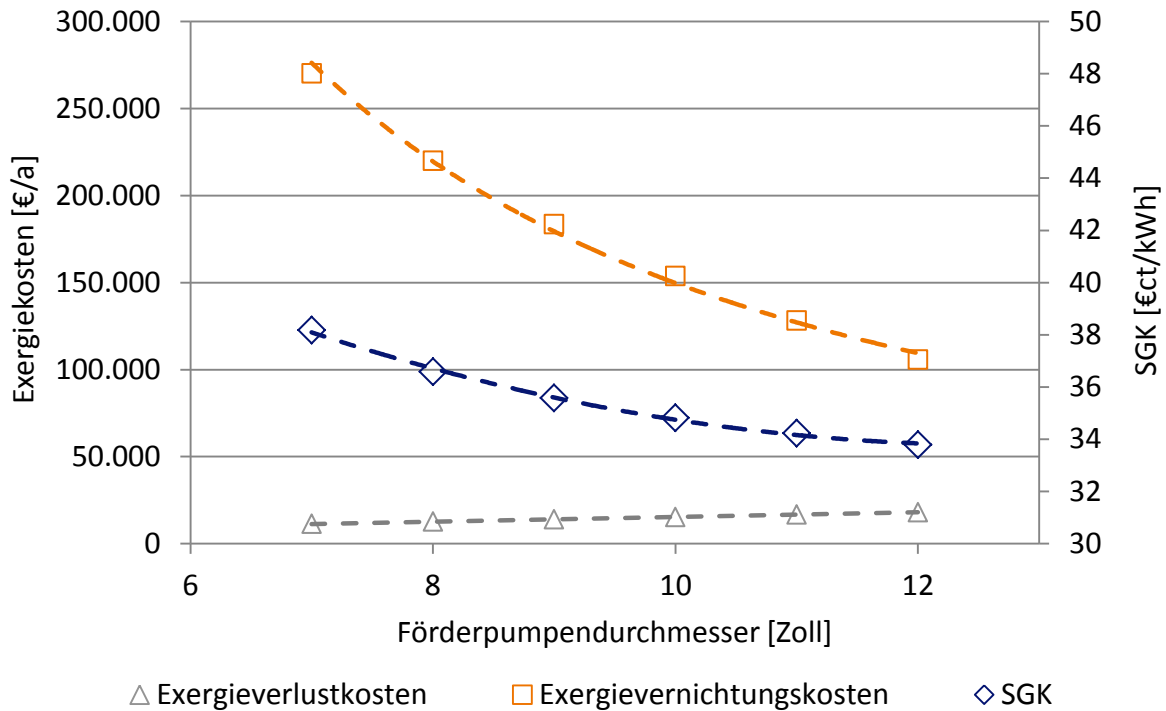


Abb. 6-3: Einfluss des Pumpenwirkungsgrads auf die SGK im teLOPTIMIERTE Referenzfall ($m_{TW} = 45 \text{ kg/s}$). Aufgetragen sind die SGK, Exergieverlust- und -vernichtungskosten über dem Förderpumpendurchmesser, aus dem sich nach Gl. (6.1) der Wirkungsgrad berechnet. Der Durchmesser der Strömungssektionen in beiden Bohrungen beträgt 8 Zoll.

Die Mehrkosten durch größere Bohrungsdurchmesser sind hieraus nicht zu bezahlen, da dies bereits in der Berechnung berücksichtigt werden. Der Betrag steht somit vollständig zur Vermeidung von Irreversibilitäten durch die Fördereinrichtung zur Verfügung. Die Angaben zu Grenzkosten sind jedoch fallspezifisch. Allgemeingültige Aussagen sind nicht möglich. In Kapitel 7 werden daher typische Exergieverlust und -vernichtungskosten einzelner Prozessschritte angegeben, aus denen Bandbreiten für Grenzkosten abgeleitet werden können.

6.3 Steigerung des Turbinenwirkungsgrades

Die höchsten Exergievernichtungskosten treten im letzten Prozessschritt, durch Irreversibilitäten während der Entspannung in der Turbine, auf. In die an der Turbine ankommende Exergie wurde bereits viel investiert. Wie Abb. 6-4 zeigt, haben bereits Änderungen von einigen Prozentpunkten einen großen Einfluss auf die Stromgestehungskosten. Im konkreten Fall sinken die Exergievernichtungskosten um 200.000 bis 280.000 €/a bei einer Steigerung des Wirkungsgrads von 5 %-Punkten. Ebenso wie bei der Förderpumpe, stehen der Wirkungsgradsteigerung keine steigenden

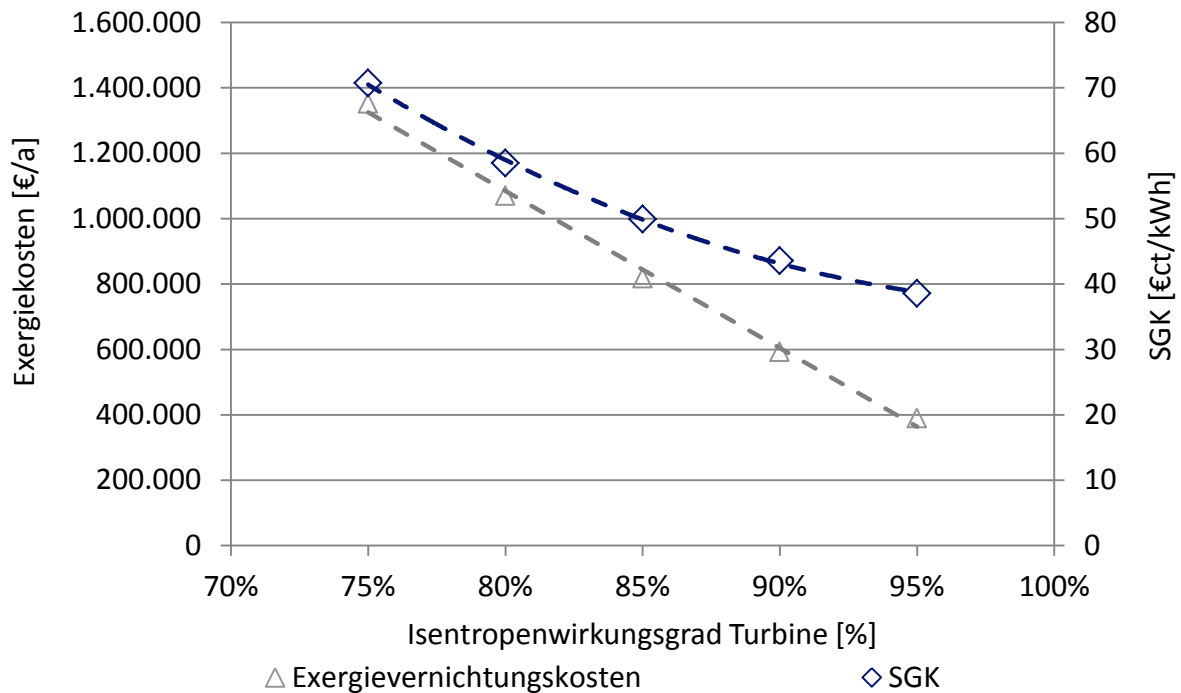


Abb. 6-4: Einfluss des isentropen Turbinenwirkungsgrads auf die SGK. Dargestellt sind die SGK und Exergievernichtungskosten für den Prozessschritt Entspannung in der Turbine (ZP20 nach ZP21) für den teiloptimierten Referenzfall ($m_{TW} = 45 \text{ kg/s}$).

kapitalgebundenen Kosten für die Komponente gegenüber, sodass die Exergievernichtungskosten als obere Grenzkosten zu verstehen sind.

6.4 Optimierung der Wärmeübertrager-Gütegrade

Die Exergievernichtung durch Wärmeübertragung kann durch verschiedene Maßnahmen reduziert werden i) Änderung der Wärmeübertragergrädigkeit ii) Anzahl der Druckstufen des Kreisprozesses und iii) Auswahl des Arbeitsmittels. Die drei Maßnahmen sind zudem kombinierbar. Abb. 6-5 zeigt den Einfluss der Wärmeübertragergrädigkeit des Verdampfers und Kondensators auf die Stromgestehungskosten. Für beide Komponenten ist ein hoher Einfluss erkennbar. Dies bestätigt die oberste Position in der erstellten Prioritätenliste. Während die Grädigkeit des Verdampfers möglichst klein sein sollte, ergibt sich für den Kondensator ein Optimum bei ca. 5 K. Das unterschiedliche Verhalten, lässt sich durch die Kostenanteile erklären. Mit niedrigerer Grädigkeit des Verdampfers steigen die kapitalgebundenen Kosten, jedoch steigt gleichzeitig der thermische Wirkungsgrad des Kreisprozesses sowie die dem Kreisprozess zugeführte Wärmemenge. Der Leistungszugewinn übersteigt die zusätzliche Kapitalbindung. Berechnungen wurden bis zu einer Verdampfergrädigkeit von 1 K durchgeführt.

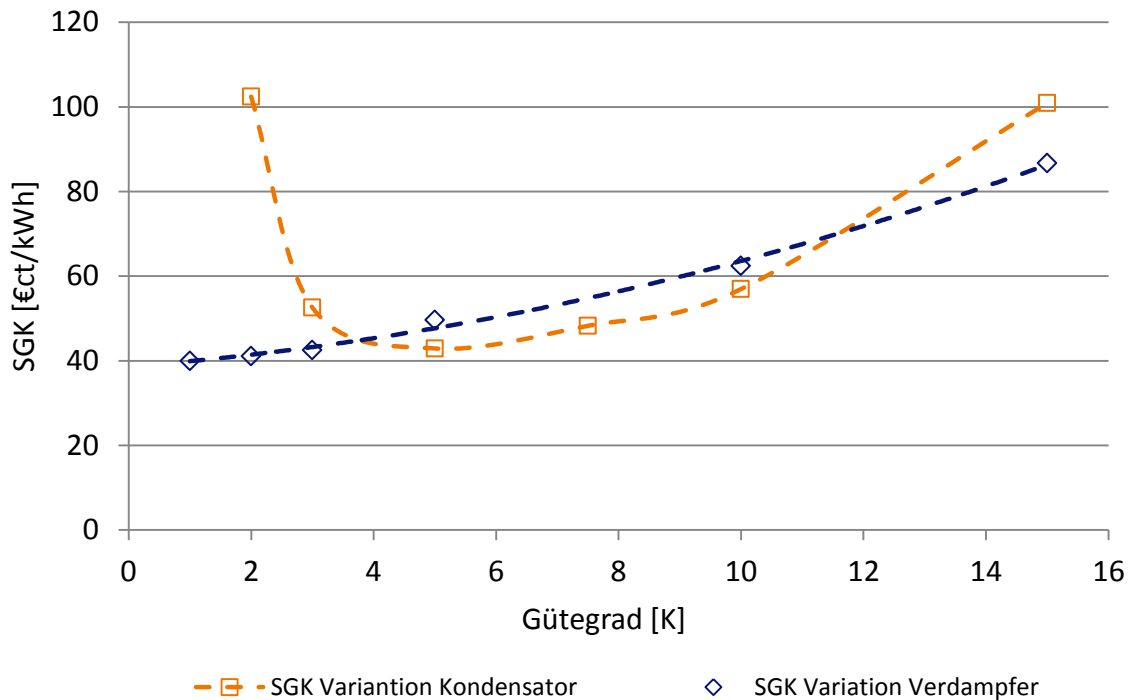


Abb. 6-5: Einfluss der Wärmeübertragergrädigkeit auf die SGK im teLOPTIMIERTE Referenzfall ($m_{TW} = 45 \text{ kg/s}$).

Im Fall des luftgekühlten Kondensators geht mit niedrigeren Grädigkeiten zusätzlich zu höheren kapitalgebundenen Kosten auch eine Eigenbedarfssteigerung einher. Diese führt bei sehr kleinen Grädigkeiten zu hohen Luftmassenströmen und damit zu reduzierten elektrischen Nettoleistungen. Nach dem Umkehrpunkt von Nettoleistungszugewinn zu Leistungsabnahme, steigen die Stromgestehungskosten mit weiter sinkender Grädigkeit überproportional an, wie in Abb. 6-5 zu sehen ist. Ebenso wie für die vorangegangenen Betrachtungen gilt auch hier, dass die absoluten Werte fallspezifisch sind, das beschriebene Verhalten jedoch allgemeingültig ist.

6.5 Kreisprozesse mit mehreren Druckstufen und Wahl des Arbeitsmittels

Die Auswirkungen mehrerer Druckstufen auf die Stromgestehungskosten sind für verschiedene Arbeitsmittel in Abb. 6-6 dargestellt. Wird ein für den Temperaturbereich geeignetes Arbeitsmittel eingesetzt (hier R227ea), so ist der Effekt einer zusätzlichen Druckstufe gering. Mehrere Druckstufen gleichen thermo-physikalische Unterschiede der Arbeitsmittel jedoch teilweise aus. Dadurch ist die Flexibilität der Arbeitsmittelwahl für zweistufige Prozesse wesentlich größer, bei gleichbleibend guten Wirkungsgraden. Dies ist gerade hinsichtlich nicht thermodynamischer Entscheidungskriterien von Vorteil. Zudem kann flexibler auf ein variierendes oder verändertes Wärmeangebot und veränderte Kühlbedingungen reagiert werden.

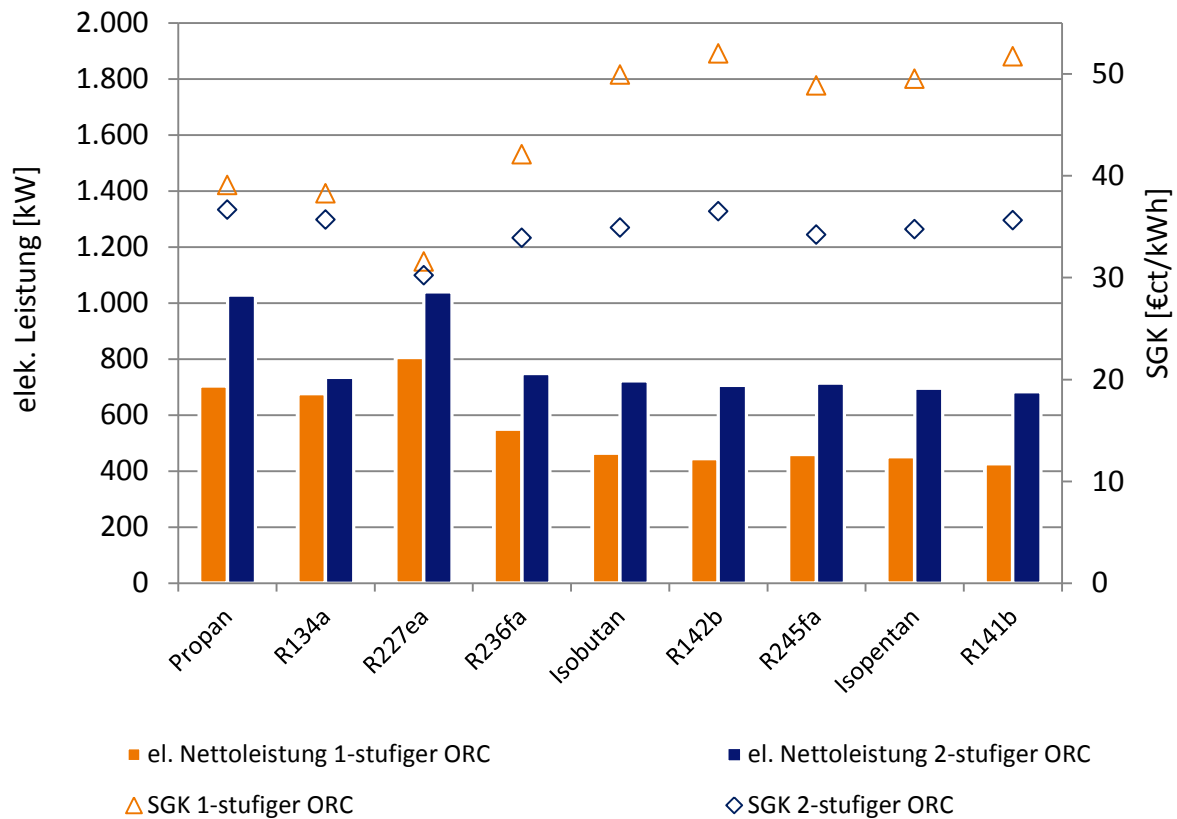


Abb. 6-6: Einfluss mehrerer Druckstufen im Kreisprozess auf die SGK. Dargestellt ist der teilloptimierten Referenzfall ($m_{TW} = 45 \text{ kg/s}$) für verschiedene Arbeitsmittel.

Gründe für ein variierendes Wärmeangebot sind der Tageslastgang sowie saisonale Schwankungen der Wärmenachfrage im Fall von Heizkraftwerken. Langfristig kann es zudem zur Erschöpfung der Wärmequelle kommen (thermischer Durchbruch, Druckänderung im Reservoir), wodurch niedrigere Temperaturen und/oder Förderraten zur Verfügung stehen. Generell bieten Kreisprozesse mit mehreren Druckstufen mehr Freiheitsgrade, den beschriebenen Veränderungen entgegenzuwirken. Es ist jedoch im Einzelfall zu prüfen, ob die höhere Komplexität eines zweistufigen Prozesses lohnenswert ist, oder durch die Wahl eines geeigneten Arbeitsmittels gleichwertige Effekte oder sogar ein besseres Resultat erzielt werden kann.

Die Wahl des Arbeitsmittels aus systemischer Sicht ist hierbei nicht nur eine Frage des thermodynamischen Prozesswirkungsgrads. Angestrebt werden:

- Hohe elektrische Leistung
- Niedrige Thermalwasserrücklauftemperatur
- Geringer prozentualer Eigenverbrauch

Begründen lässt sich dies wie folgt: Eine separate Betrachtung des Kreisprozesses führt zu einer Maximierung der Nettoleistung der Stromerzeugungsanlage. Nicht

berücksichtigt wird, dass durch niedrigere Thermalwasserrücklauftemperaturen Verpress-/Förderleistung vermieden werden kann. Eine hohe Auskühlung des Thermalwassers führt wiederum zu niedrigeren Prozesswirkungsgraden, höheren Arbeitsmittelströmen und damit erhöhtem Eigenbedarf des Kreisprozesses. Erfassen lassen sich diese Zusammenhänge anhand des exergetischen Wirkungsgrads und des prozentualen Eigenverbrauchs des Gesamtsystems. Der exergetische Wirkungsgrad wird dabei nach Gl. (3.14) definiert, mit der elektrischen Nettoleistung als Produkt und der mit dem Thermalwasser zugeführten Exergie als Edukt.

6.6 Kraftwärmekopplung

Auch der Fall der gekoppelten Strom- und Wärmeerzeugung wird von der Auskühlung des Thermalwassers dominiert, weshalb ähnliche Effekte beobachtet werden. Wird eine Rücklauftemperatur des Fernwärmenetzes von 55 °C angenommen, so ist es durchaus möglich, dass die Auskühlung des Thermalwassers bei der reinen Stromerzeugung höher ist. Ausschlaggebend ist die Wahl des Arbeitsmittels. Eine Reihenschaltung von Stromerzeugung und Wärmenutzung (KWK) führt daher nicht zwingend zu einer verbesserten Ausnutzung der Geothermie. Während Strom aktuell in Grundlast erzeugt wird, ist die Wärmeabnahme zumeist Schwankungen unterworfen. Betrachtet man Auslastungen der Wärmenutzung von 60 bis 100 %, so ist kein eindeutiger Vorteil für die Varianten reine Stromerzeugung oder KWK zu erkennen. Die ermittelten Stromgestehungskosten bewegen sich in der gleichen Größenordnung.

6.7 Kumulierte Anwendung der Maßnahmen auf den Geothermiestandort Bruchsal

Wendet man die zuvor beschriebenen Optimierungsmaßnahmen kumuliert an, so ergeben sich für die im Referenzfall zugrunde gelegten Reservoireigenschaften die niedrigsten Stromgestehungskosten für einen einstufigen Kreisprozess ohne Wärmenutzung. Angenommen wurde eine Auslastung der Wärmenutzung von 60 %. Verwendetes Arbeitsmittel des Kreisprozesses ist R227ea. Alle weiteren Annahmen können den vorangegangenen Sensitivitätsbetrachtungen entnommen werden. Tab. 6-3 fasst die Veränderungen der Stromgestehungskosten je beschriebener Einzelmaßnahmen zusammen und stellt diese der parallelen Anwendung aller Maßnahmen gegenüber. Wie zu erwarten ist, übersteigt die Summe der Einzelmaßnahmen die der

Tab. 6-3: Übersicht der Auswirkungen einzelner Optimierungsmaßnahmen auf die SGK, bezogen auf den teilloptimierten Referenzfall am Standort Bruchsal mit einer Förderrate von $m_{\text{TW}} = 45 \text{ kg/s}$.

Maßnahme	SGK	Veränderung SGK
Referenzfall (teilloptimiert)	49,91 €ct/kWh _{el}	0 %
Eliminierung Rekuperator	47,39 €ct/kWh _{el}	-5 %
Optimale Strömungsgeschw. Obertage	46,85 €ct/kWh _{el}	-6 %
Optimales Bohrungsdesign	42,34 €ct/kWh _{el}	-15 %
Erhöhter Pumpenwirkungsgrad	33,79 €ct/kWh _{el}	-32 %
Optimierter Turbinenwirkungsgrad	38,58 €ct/kWh _{el}	-23 %
Optimierte WÜ Gütegrade	38,37 €ct/kWh _{el}	-23 %
Angepasste Arbeitsmittel	31,56 €ct/kWh _{el}	-37 %
Mehrstufiger Prozess (gleiches Arbeitsmittel)	34,76 €ct/kWh _{el}	-30 %
Gesamtheit aller Maßnahmen	19,59 €ct/kWh _{el}	-61 %

kumulierten Wirkung. Mit einer Reduktion der Stromgestehungskosten von 61 % ist der kumulierte Effekt jedoch noch immer eindrucksvoll.

Betrachtet wurde bisher eine Förderrate von 45 kg/s. Die Überlagerung mit Economy of Scale Effekten konnten somit weitestgehend eliminiert werden. Der teilloptimierte Referenzfall mit einer Förderrate von 45 kg/s ist daher gut geeignet das Systemverhalten zu veranschaulichen. Sind alle Anlagenteile skalierbar, wird die optimale Förderrate jedoch hauptsächlich durch die Reservoireigenschaften geprägt, wie bereits in den grundsätzlichen Überlegungen in Kapitel 5.3 diskutiert wurde.

Abb. 6-7 zeigt die elektrischen Leistungen und Stromgestehungskosten für ein exergoökonomisch optimiertes System als Funktion der Thermalwasserförderrate, für die im Referenzfall angenommenen geologischen Randbedingungen. Die Stromgestehungskosten sinken von ca. 21 €ct/kWh_{el} bei einer Förderrate von 40 kg/s auf ca. 11,5 €ct/kWh_{el} für Förderraten größer 140 kg/s. Erkennbar ist auch der zunehmende Eigenbedarf mit zunehmender Förderrate, wodurch die Stromgestehungskosten trotz steigender Anlagengröße nicht kontinuierlich sinken. Die Eigenbedarfsleistung steigt nicht nur absolut, sondern auch prozentual bezogen auf die Bruttoleistung. Ab 140 kg/s findet keine Kostendegression mehr statt. Ein Wendepunkt konnte auch bei Förderraten bis 180 kg/s nicht ermittelt werden.

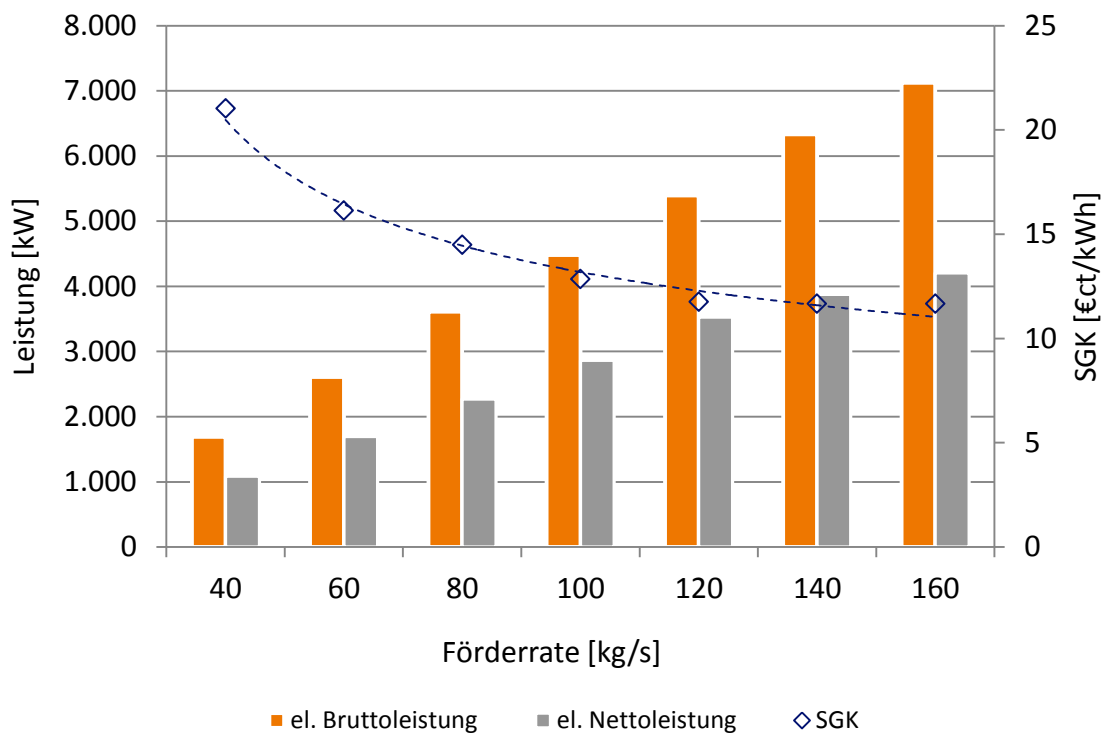


Abb. 6-7: Installierte elektrische Leistung und SGK aufgetragen über der Förderrate für exergoökonomisch optimierte Systeme. Die geologischen Randbedingungen entsprechen dem Referenzfall. (Strömungsgeschwindigkeiten: Produktionsbohrung ca. 2,3 m/s, Injektionsbohrung ca. 2,9 m/s, Obertagesystem ca. 1,1 m/s, Grädigkeiten: Verdampfer 3 K, Kondensator 6 K, kein Rekuperator, Anlagenwirkungsgrade: Fördereinrichtung 70 %, Turbosatz 85 %, Kondensatpumpe 90 %).

Höhere Massenströme werden nicht untersucht, da Förderpumpen in diesem Leistungsbereich nicht verfügbar sind. Möglich ist, dass sich erhöhter Förderaufwand und Economy of Scale Effekte die Waage halten. Zudem ist die beobachtete geringe Absenkung kritisch zu hinterfragen. Das angenommene Theis'sche Verhalten des Reservoirs ist eine starke Idealisierung. Damit die im Modell vorliegende auffällige Überlagerung des Entnahmetrichters durch den Injektionstrichter in der Realität auftritt, müssten die Bohrungen hydraulisch sehr gut gekoppelt sein. Gleichzeitig dürfte dies jedoch nicht zu einem thermischen Durchbruch führen. Ebenfalls kritisch zu bewerten ist der mit zunehmender Förderrate steigende Injektionsdruck. Dieser könnte zu erhöhter induzierter Seismizität führen. Dem entgegengesetzten lässt sich, dass in Bruchsal bisher weder seismische Aktivität gemessen werden konnte, noch ein früher thermischer Durchbruch befürchtet werden muss, wie Tracertests vermuten lassen (Wolfgramm et al., 2013a). Zudem bestätigen neueste Pumpversuche, dass die aktuelle Förderrate von ca. 25 kg/s auch mit vertretbarem Förderaufwand verdoppelt bis verdreifacht werden kann (Schlagermann et al., 2014).

6.8 Verallgemeinerung der Ergebnisse am Beispiel des Oberrheingrabens

Zur Verallgemeinerung der Aussagen werden im Folgenden Stromgestehungskosten für unterschiedliche Reservoireigenschaften angegeben. Die Temperatur- und Druckverläufe mit der Tiefe werden in Anlehnung an die Standorte Bruchsal und Soultz-sous-Forêts, als Repräsentanten des Oberrheingrabens, festgelegt. Die angenommenen linearen Verläufe je Tiefenabschnitte sind in Tab. 6-4 aufgeführt.

Tab. 6-4: Repräsentative Temperatur- und Druckgradienten für den Oberrheingraben, abgeleitet aus Messwerten der Projekte in Bruchsal und Soultz-sous-Forêts.

Teufenabschnitt	Geothermischer Gradient	Druckgradient
0 – 20 [m u. GOK]	0,000 [K/m]	0,010 [MPa/m]
20 – 2.500 [m u. GOK]	0,050 [K/m]	
2.500 – 5.000 [m u. GOK]	0,030 [K/m]	

Ergebnis der Untersuchung ist eine Matrix der Stromgestehungskosten in Abhängigkeit der Tiefe/Temperatur/Druck und der Durchlässigkeit für exergoökonomisch optimierte Geothermiekraftwerke (Abb. 6-8). Die Durchlässigkeit wird als temperatur- und fluidunabhängiger Permeabilitätskoeffizient K angegeben und in einem Bereich von $1 \cdot 10^{-13}$ bis $1 \cdot 10^{-12} m^2$ variiert. Die Mächtigkeit wird konstant mit 100 m und der spezifische Speicherkoeffizient mit $1 \cdot 10^{-7} m^{-1}$ angesetzt. Eine Veränderung der Mächtigkeit entspricht direkt proportional einer erhöhten Transmissivität, da die Mächtigkeit mit dem Permeabilitätskoeffizient multipliziert wird. Die Umrechnung für andere Mächtigkeiten ist daher leicht möglich. Betrachtet wird ein Doublettensystem. Die Förderrate wird mit maximal 160 kg/s nach oben begrenzt. Sollten die minimalen Stromgestehungskosten bei einer niedrigeren Förderrate auftreten, wird diese verwendet.

Generelle Trends sind die Kostenabnahme mit höheren Durchlässigkeiten und Temperaturen. Erkennbar ist ein Bereich unzureichender Durchlässigkeit (linke Seite), in dem eine Änderung der Durchlässigkeit Änderungen der Temperatur dominiert. Bei hohen Durchlässigkeiten dominiert die Temperatur, indirekt dargestellt als Bohrtiefe. Dieser Trend bleibt im betrachteten Wertebereich ungebrochen, obwohl die spezifischen Bohrkosten mit größerer Tiefe ansteigen. Markant sind die Stromgestehungskosten bei einer Bohrtiefe von 2.000 m, die deutlich höher liegen als in allen anderen Fällen. Hieraus können als Mindestanforderung zur Stromerzeugung Temperaturen größer ca. 130 °C (bei erwarteten Bohrtiefen größer ca. 2.500 m u. GOK) abgeleitet werden. Wird diese überschritten sind Stromgestehungskosten unterhalb

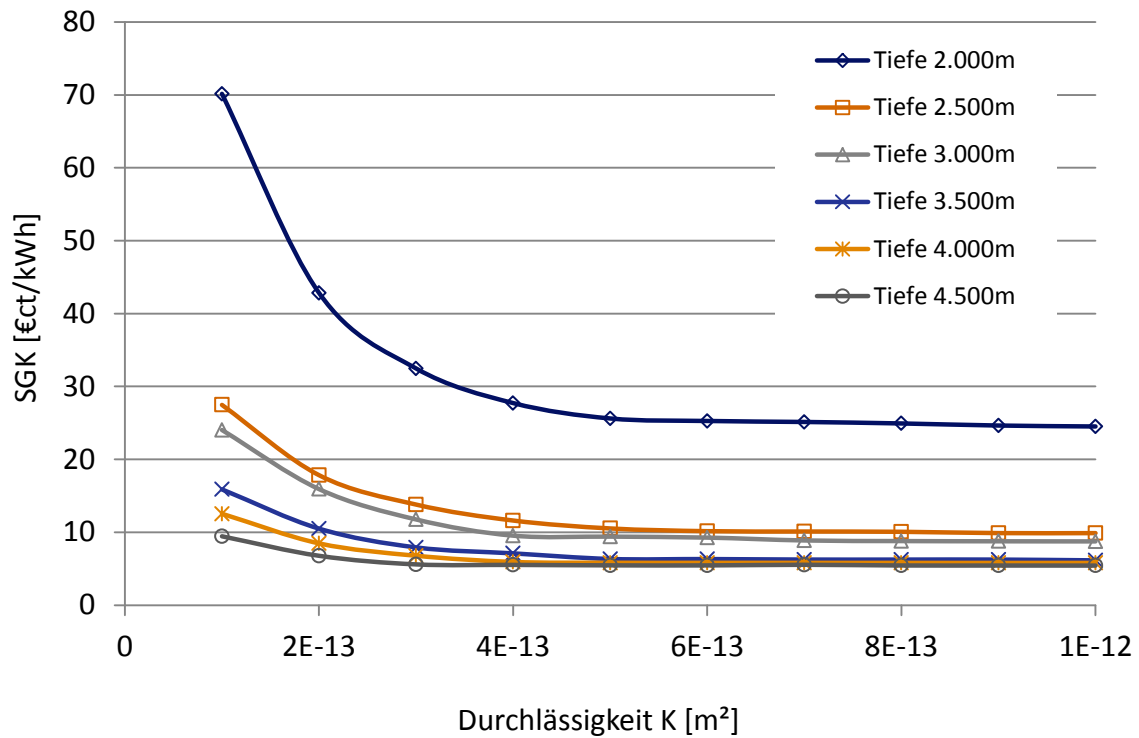


Abb. 6-8: SGK in Abhängigkeit der Tiefe/Temperatur/Druck und der Durchlässigkeit für die in Tab. 6-4 angegebenen Temperatur- und Druckprofile und eine Molalität von 2 mol/kg. Dargestellt sind exergoökonomisch optimierte Fälle.

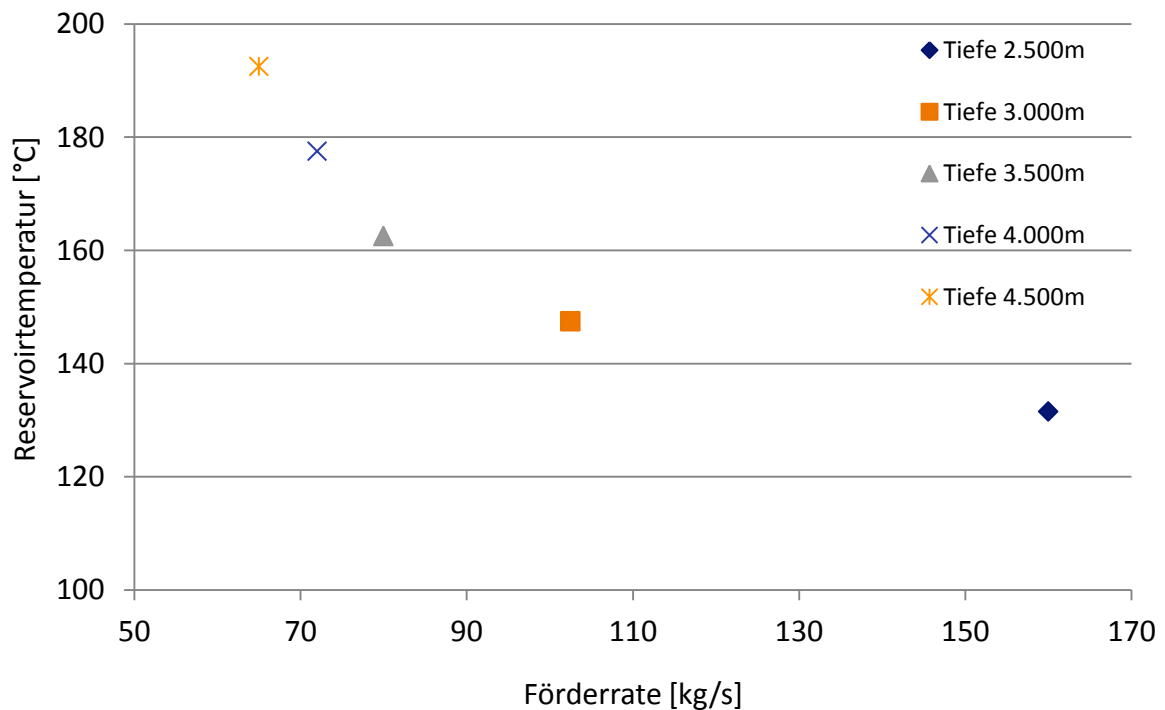


Abb. 6-9: Kombination aus Reservoirtemperatur und Schüttung zur Erreichung von SGK von ca. 10 €ct/kWh_{el}.

10 €/kWh_{el} möglich. Die notwendige Durchlässigkeit, d.h. Schüttung, um dies zu erreichen nimmt mit zunehmender Reservoirtemperatur ab.

Extrahiert man die Fälle, in denen Stromgestehungskosten von ca. 10 €/kWh_{el} erreicht werden aus dem Datensatz und trägt die Reservoirtemperatur über der Förderrate auf, ergibt sich der in Abb. 6-9 dargestellte Zusammenhang. Die Grenzen lassen sich durch folgende Randbedingungen beschreiben: Stromgestehungskosten kleiner 10 €/kWh_{el} werden bei Reservoirtemperaturen um 130 °C nur mit sehr hohen Schüttungen >160 kg/s erreicht. Bei niedrigen Schüttungen um 60 kg/s bedarf es hoher Temperaturen um 190 °C. Mittig liegt der Fall mit einer Förderraten um 100 kg/s, bei der die Reservoirtemperatur in einer Tiefe von 3.000 m u. GOK größer 150 °C sein muss. Der Eigenstrombedarf sollte in allen Fällen kleiner 30 % sein. In Deutschland erfüllen diese Kriterien vermutlich nur wenige Standorte.

In den exergoökonomisch optimierten Fällen verschiebt sich die Prioritätenliste erneut und ist zudem nicht einheitlich. Für niedrige Bohrtiefen und damit geringere Temperaturen sieht diese wie folgt aus:

1. Expansion in der Turbine
2. Wärmeübertragung vom Thermalwasser an den Kreisprozess/Wärmeauskopplung
3. Wärme- und Druckverluste in der Produktionsbohrung
4. Druckerhöhung in der Förderpumpe
5. Druckerhöhung in der Kondensatpumpe

Mit steigender Bohrtiefe nimmt die Bedeutung von Irreversibilitäten durch Wärme- und Druckverluste in der Produktionsbohrung zu, bis diese schließlich bei Tiefen größer 3.500 bis 4.000 m u. GOK auf Platz zwei vorrückt. Irreversibilitäten in der Steigleitung spielen keine nennenswerte Rolle. Hierfür steigen Verluste in der Kondensatpumpe in die Top 5 auf. Verallgemeinernd lässt sich festhalten, dass über einen breiteren Variationsbereich kein eindeutiges Ranking der Irreversibilitäten möglich ist. In allen Fällen verursachen die drei Prozesse i.) Expansion in der Turbine ii.) Wärmeübertragung vom Thermalwasser an den Kreisprozess und iii.) Wärme- und Druckverluste in der Produktionsbohrung die mit Abstand höchsten Exergieverlust- und -vernichtungskosten. Dies sagt jedoch nichts über die Chancen zur technischen Vermeidung aus. Druck- und Temperaturverluste in der Produktionsbohrung werden nur bedingt reduziert werden können, ebenso wie der Turbinenwirkungsgrad nicht beliebig erhöht werden kann. Einfacher zu hebende Potenziale sind hingegen eine verbesserte Wärmeübertragung vom Thermalwasser an den Kreisprozess sowie effizientere Förder- und Kondensatpumpen.

Zur weiteren Diskussion der Exergieströme, Exergiekostenströme und Kostenstruktur optimierter Systeme wird beispielhaft ein Fall aus den zuvor untersuchten Szenarien herausgegriffen (im Weiteren optimierter Fall genannt). Mit einem Permeabilitätskoeffizient von $3 \cdot 10^{-13} \text{ m}^2$ und einer Reservoirtemperatur von ca. $160 \text{ }^\circ\text{C}$ bei 3.500 m u. GOK liegen im optimierten Fall herausragende geologische Voraussetzungen vor, die nur an ausgewählten Standorten im Oberrheingraben zu finden sind.

Die minimalen Stromgestehungskosten im optimierten Fall werden bei einer Förderrate von 100 kg/s erreicht und betragen ca. 8 €ct/kWh_{el}. Abb. 6-10 zeigt die Exergieströme. Verglichen mit den Exergieströmen des Referenzfalls (siehe Abb. 3-2, Kapitel 3.1), fällt der reduzierte Exergietransfer im Thermalwassersystem auf. Zudem ist der Rekuperator eliminiert. Bezogen auf die am ZP1 zur Verfügung stehende Exergie, werden im optimierten Fall lediglich 5 % ungenutzt reinjiziert. Im Referenzfall sind dies ca. 25 %. Auch die Exergievernichtung in der Thermalwasserförderpumpe (9 % → 4 %), der Turbine (25 % → 18 %) und bei der Wärmeübertragung an die Stromerzeugungsanlage (29 % → 4 %) ist nennenswert reduziert. Angegeben ist jeweils die Exergievernichtung bezogen auf den Hauptexergiestrom am jeweiligen Zustandspunkt. Die Exergievernichtung in der Bohrung kann kaum reduziert werden, was an den bereits sehr niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten im Referenzfall mit einer Förderrate von 25 kg/s liegt. Mehr als halbieren ließen sich jedoch die Exergieverluste aufgrund des Temperaturverlustes in der Produktionsbohrung (6 % → 2 %). Eine zusammenfassende Übersicht exergetischer und exergoökonomischer Kennzahlen und Indikatoren für einzelne Prozessschritte des optimierten Falls ist in Tab. 6-5 gegeben.

Tab. 6-5: Übersicht exergetischer und exergoökonomischer Kennzahlen und Indikatoren für einzelne Prozessschritte eines exergoökonomisch optimierten Falls für herausragende geologische Bedingungen (T-p-Profil nach Tab. 6-4, $K = 3 \cdot 10^{-13} \text{ m}^2$, Bohrtiefe 3.500 m u. GOK, Förderrate 100 kg/s).

Prozessschritt	$\varepsilon = \frac{\dot{E}_P}{\dot{E}_E}$	$\alpha = \frac{y_L + y_D}{\varepsilon}$	$f = \frac{Z}{Z + \dot{C}_L + \dot{C}_D}$
Reservoir & Bohrung	93%	0,06	67%
Förderpumpe & Steigleitung	79%	<0,01	83%
Thermalwassersystem bis SEA	99%	<0,01	85%
WÜ SEA/Wärmeauskopplung	96%	0,03	87%
Kondensat- & Verpresspumpe	90%	<0,01	66%
Turbine	85%	0,12	45%

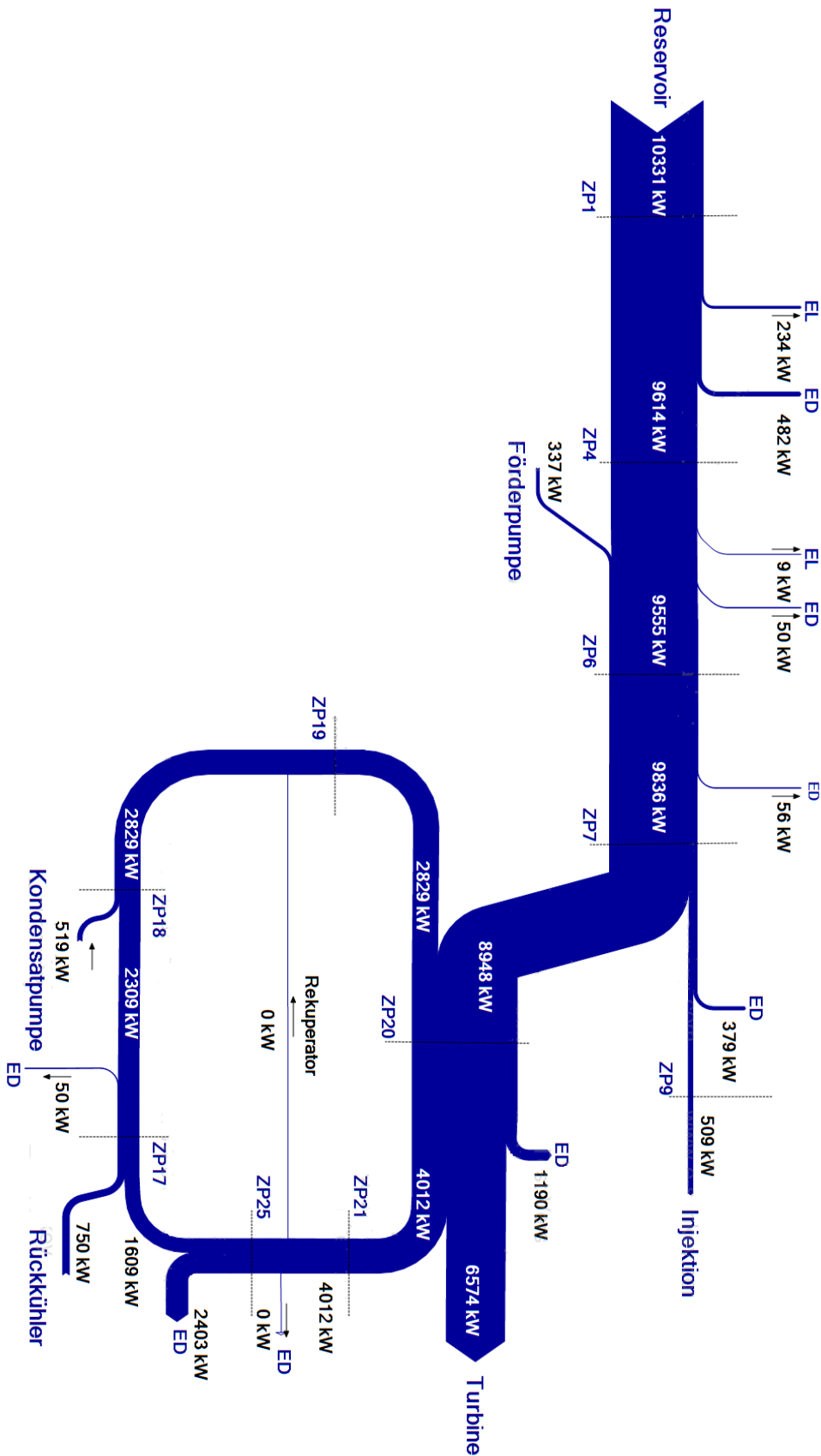


Abb. 6-10: Exergieströme eines exergoökonomisch optimierten Falls für herausragende geologische Bedingungen (T-p-Profil nach Tab. 6-4, $K = 3 \cdot 10^{-13} \text{ m}^2$, Bohrtiefe 3.500 m u. GOK, Förderrate 100 kg/s); (erstellt mit e!Sankey 3.1).

Die in Abb. 6-11 dargestellten Exergiekostenströme sind verglichen mit dem Referenzfall (siehe Abb. 3-4, Kapitel 3.2) zunächst deutlich größer geworden. Spezifisch sind die Kosten jedoch gesunken. Augenscheinlich sind auch hier die reduzierten Transferkosten, aber auch die Verschiebung im Verhältnis der Kostenentstehung zwischen Thermalwassersystems und Stromerzeugungsanlage. Während im Referenzfall lediglich ca. 35 % der Exergiekostenentstehung auf die Stromerzeugungsanlage entfallen, sind es im optimierten Fall 63 %. Legt man die Annahme zugrunde, dass mit höheren Kosten der Stromerzeugungsanlage eine Leistungssteigerung einhergeht, ist dies positiv zu bewerten. Der niedrige Exergiekostenstrom der Förderpumpe, trotz vierfacher Fördermenge, kann durch die niedrigen spezifischen Exergiekosten erklärt werden. Der eingesetzte Strom – der Eigenbedarf wird durch die Erzeugung zu Stromgestehungskosten gedeckt – kostet nur ca. 8 und nicht 64 €/kWh_{el} wie im Referenzfall. Dies ist auch der Grund, weshalb der überproportionale Anstieg des Strombedarfs der Kondensatpumpe weniger ins Gewicht fällt. Verantwortlich für den hohen Strombedarf ist ein größerer Arbeitsmittelmassenstrom. Das gewählte Arbeitsmittel führt jedoch auch zu einer besseren Auskühlung und sorgt letztendlich für eine höhere Nettostromerzeugung. Der Vollständigkeit halber gibt Tab. 6-6 eine Übersicht der Exergien, Exergiekosten und spezifischen Exergiekosten für den optimierten Fall. Eine Übersicht technischer und ökonomischer Eckdaten befindet sich in Tab. E-5 und Tab. E-6 im Anhang.

Tab. 6-6: Exergien, Exergiekosten und spezifische Exergiekosten eines exergoökonomisch optimierten Falls für herausragende geologische Bedingungen (T-p-Profil nach Tab. 6-4, $K = 3 \cdot 10^{-13} \text{ m}^2$, Bohrtiefe 3.500 m u. GOK, Förderrate 100 kg/s).

Zustandspunkt/ Exergiestrom	Exergie [kW]	\dot{E}_L [kW]	\dot{E}_D [kW]	Exergie- kosten [€/Jahr]	Z [€/Jahr]	Spez. Exergie- kosten [€/kW/Jahr]
ZP1	10.331	-	-	0	-	0
ZP4	9.614	234	482	1.746.124	1.746.124	182
Förderpumpe	337	-	-	364.885	-	1.083
ZP6	9.892	9	50	2.547.198	436.189	257
ZP7	9.837	0	56	2.764.115	216.918	281
WÜ an SEA	8.948	-	-	2.621.050	-	293
ZP9	509	0	379	143.065	-	281
ZP20	11.777	-	-	9.164.412	2.048.442	778
Turbine	6.574	-	-	7.116.703	-	1.083
ZP21	4.012	0	1.190	3.122.278	1.074.569	778
Rekuperator	0	-	-	0	-	-
ZP25	4.012	0	0	3.122.278	-	778
Rückkühler	750	-	-	-	-	-
ZP17	2.359	0	2.403	3.826.354	-	1.622
Kondensatpumpe	519	-	-	561.959	-	1.083
ZP18	2.829	0	50	4.494.920	106.607	1.589
ZP19	2.829	-	-	4.494.920	0	1.589

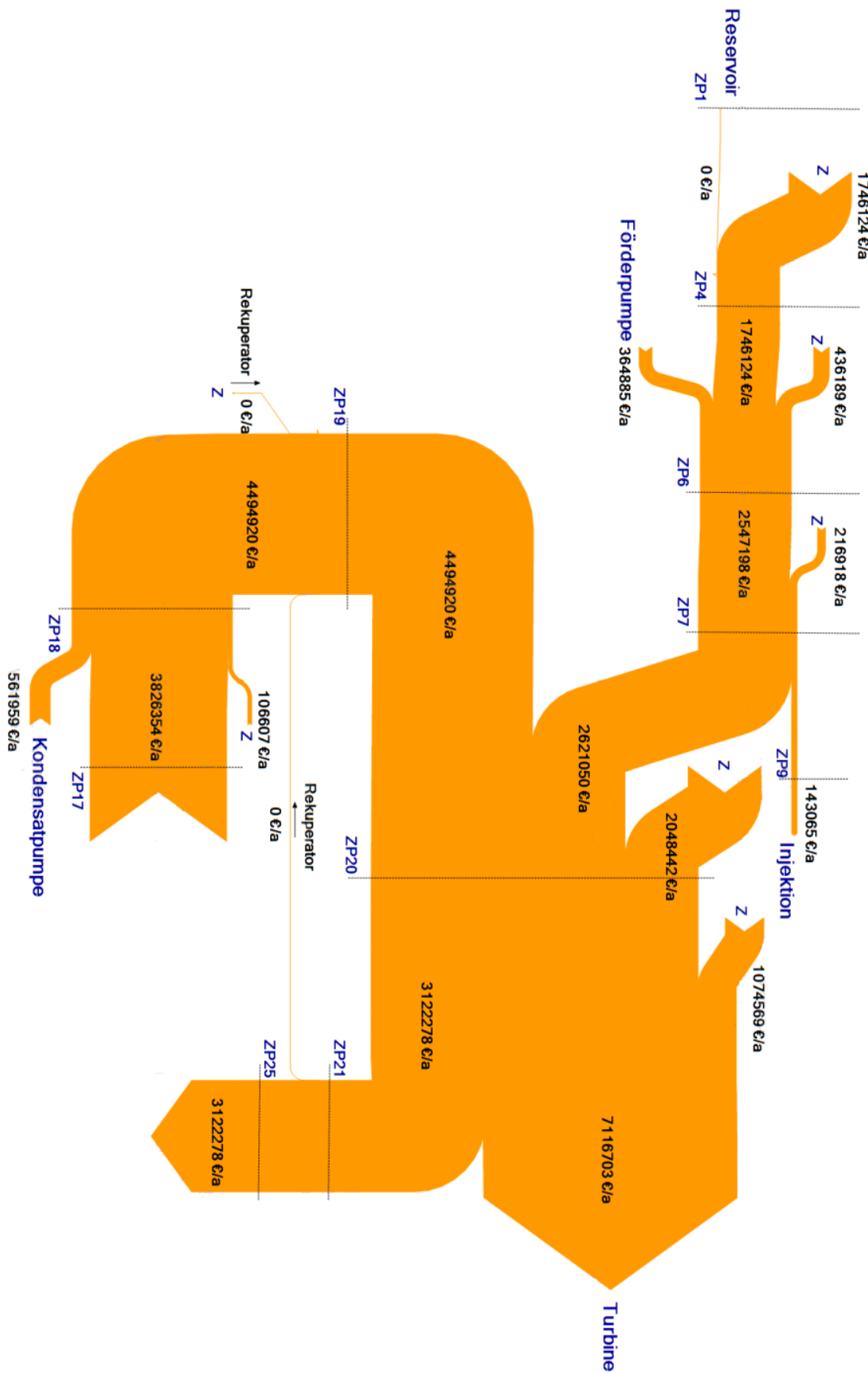


Abb. 6-11: Exergiekostenströme eines exergoökonomisch optimierten Falls für herausragende geologische Bedingungen (T-p-Profil nach Tab. 6-4, $K = 3 \cdot 10^{-13} \text{ m}^2$, Bohrtiefe 3.500 m u. GOK, Förderrate 100 kg/s); (erstellt mit e!Sankey 3.1).

Das beobachtete Verhalten der Exergiekostenströme findet sich auch in der Kostenstruktur der kapitalgebundenen Kosten (Abb. 6-12) und der Verteilung auf die Kostenarten (Abb. 6-13) wieder. Mit 46 % ist die Stromerzeugungsanlage mit Abstand die teuerste Position der kapitalgebundenen Kosten. Die Erschließung des Reservoirs hat lediglich einen Anteil von 29 % am gesamten Kapitaldienst. Nennenswert sind auch die Kosten für Förder- und Injektionseinrichtungen mit 7 %, Machbarkeitsstudie sowie Projektmanagement mit jeweils 6 %, die Kosten für das Thermalwassersystem fallen mit 4 % kaum noch ins Gewicht, was u.a. Folge der angenommenen langen Lebensdauer von 30 Jahren ist.

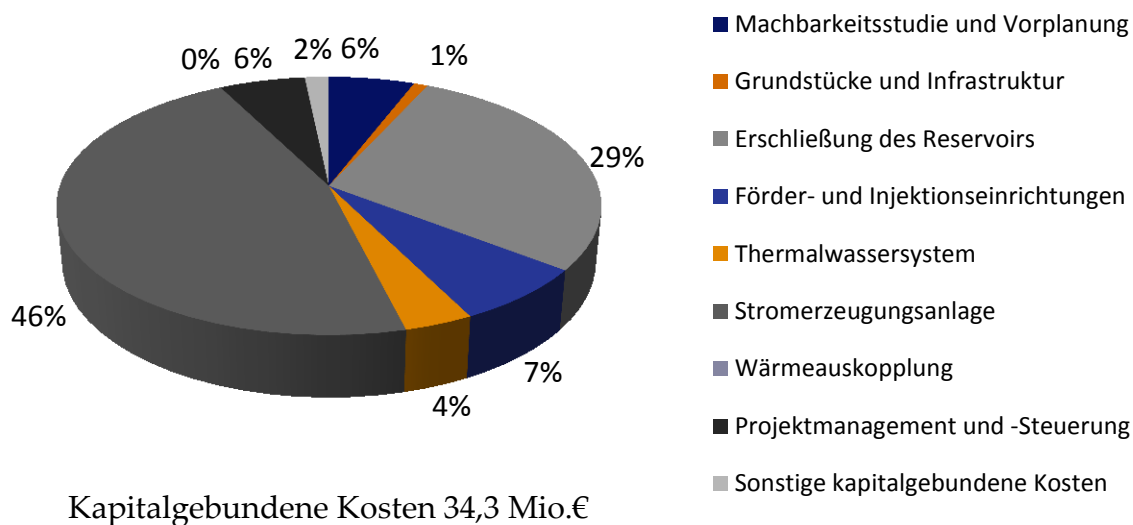


Abb. 6-12: Prozentuale Aufteilung der kapitalgebundenen Kosten im exergoökonomisch optimierten Fall, für herausragende geologische Bedingungen. Dargestellt sind Barwerte (T-p-Profil nach Tab. 6-4, $K = 3 \cdot 10^{-13} \text{ m}^2$, Bohrtiefe 3.500 m u. GOK, Förderrate 100 kg/s).

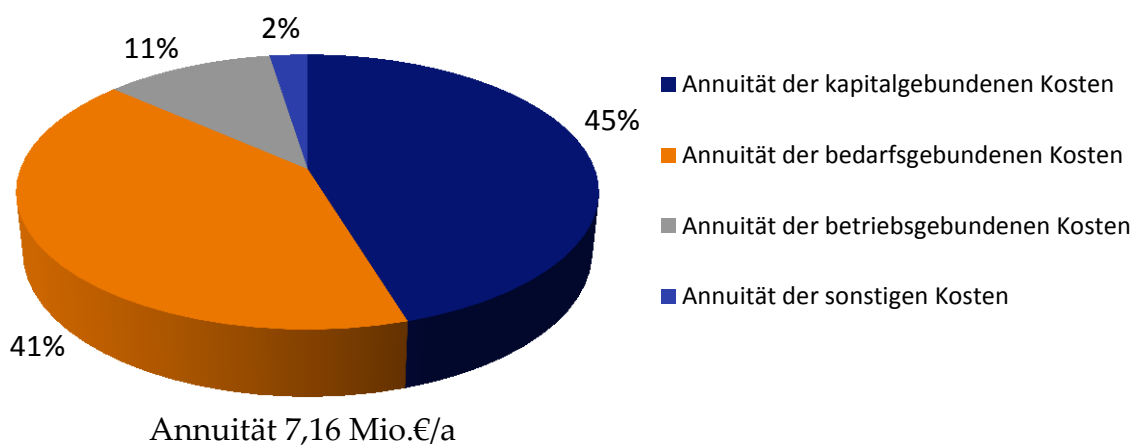


Abb. 6-13: Prozentuale Verteilung der Annuitäten nach Kostenarten im exergoökonomisch optimierten Fall, für herausragende geologische Bedingungen. Der Eigenbedarf wird als Strombezugskosten berücksichtigt (T-p-Profil nach Tab. 6-4, $K = 3 \cdot 10^{-13} \text{ m}^2$, Bohrtiefe 3.500 m u. GOK, Förderrate 100 kg/s).

Wird der Eigenbedarf als Strombezugskosten bewertet, so sind die bedarfsgebundenen Kosten ähnlich hoch wie die kapitalgebundenen Kosten (Abb. 6-13). Dies unterstreicht nochmals die Bedeutung des Eigenbedarfs, auch wenn die Bedeutung mit sinkenden Stromgestehungskosten ebenfalls abnimmt. Betriebsgebundene und sonstige Kosten kommen zusammen auf ca. 15 %.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Eine Halbierung der Stromgestehungskosten muss Ziel der Entwicklung tiefer Geothermie sein, soll diese zukünftig eine Rolle im deutschen Energiemix spielen. Andernfalls wird die Konkurrenzfähigkeit mit anderen erneuerbaren Energien nicht erreicht. Die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit zeigen, dass Stromgestehungskosten um 10 €/ct/kWh_{el} erreicht werden können. Voraussetzung sind gute geologische Bedingungen (siehe Temperatur und Gebirgsdurchlässigkeitskombinationen in Abb. 7-1 und Abb. 7-2), eine optimale Auslegung und Performance der einzelnen Komponenten (Annahmen Tab. 4-4 und Tab. 6-1) sowie eine hohe Verfügbarkeit (>90%) und Lebensdauer der Anlage (Annahmen Tab. 4-7).

Eine wichtige Erkenntnis ist, dass bereits mit bestehenden Technologien signifikante Kostensenkungen möglich sind. Die Auslegung und Prozessführung hat einen entscheidenden Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit von Geothermiekraftwerken. Ein ausgeprägtes Systemverständnis nimmt hierbei die zentrale Stellung ein. Wirkungsgradsteigerungen einzelner Komponenten wie der Turbine oder der Förderpumpe sind gleichwertig, jedoch nicht einziges Optimierungspotenzial. Ausgeschöpft werden diese Potenziale bisher nicht. Verantwortlich hierfür sind u.a. die hohen Anfangsinvestitionen, die in aktuellen Pilotanlagen beobachtete unzureichende Verlässlichkeit und Standzeiten einzelner Komponenten und fehlendes Fachwissen. Zuweilen führt dies zur Diskussion, ob „robuste“ oder „effiziente“ Technik vorzuziehen ist. Die Systemanalyse zeigt, dass sich Investitionen in Effizienz in fast allen untersuchten Fällen lohnen. Investoren sind von langfristig kapitalbindenden Maßnahmen jedoch meist schwer zu überzeugen. Die Lösung könnte ein Scale-up der Anlagen – Bewirtschaftung von Aquiferen mit Multi-Well-Systemen – sein. Dieser wirkt sich zum einen positiv auf die spezifischen Investitionen aus, zum anderen werden bei gleichem technischem Aufwand höhere Wirkungsgrade erreicht. Eine Kombination aus Scale-up und Effizienzsteigerung sollte daher größere Chancen auf Akzeptanz von Investoren haben. Die Kostenreduktion durch eine optimierte Auslegung und erhöhte Effizienz ist jedoch kein Selbstläufer, sondern benötigt zielgerichtete Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten.

Die größten ökonomischen Verluste werden durch Irreversibilitäten

- in der Turbine,
- bei der Wärmeübertragung vom Thermalwasser an den Kreisprozess sowie
- im Reservoir und in den Bohrungen

verursacht. Die Irreversibilitäten der Prozessschritte sind jedoch nicht gleichermaßen technisch vermeidbar. Aufgrund des hohen Entwicklungsaufwands und der zu erwartenden Leistungsklasse ist nicht damit zu rechnen, dass Turbinen für Geothermiekraftwerke mit Dampfturbinen aus konventionellen Großkraftwerken gleichziehen. Eine begrenzte Verbesserung des Turbosatzwirkungsgrads wird lediglich im Zuge eines Scale-up erwartet. Auch die Druck- und Wärmeverluste im Reservoir und in den Bohrungen werden auf absehbare Zeit nur geringfügig minimiert werden können. Die richtige Wahl der Bohrungsdurchmesser kann jedoch schon eine Verbesserung bewirken. Ziel der Anlagenauslegung sollte immer eine maximale Ausnutzung des Reservoirpotenzials und ein an dieses angepasstes Bohrungsdesign sein. Eine ökonomische Gewichtung der Druck- und Temperaturverluste in den Bohrungen ist Voraussetzung für die richtige Auslegung.

Größtes ungenutztes Potenzial ist die bisher unzureichende Auskühlung des Thermalwassers. In bestehenden Projekten in Deutschland wird die Auskühlung meist auf 50 bis 70 °C begrenzt. Grund hierfür ist die Wasserchemie – durch die Auskühlung verschiebt sich das chemische Gleichgewicht des Thermalwassers, was zu Ausfällungen führen kann – zudem wird ein höherer Druck für die Injektion des Thermalwassers in den Nutzhorizont benötigt. Grenzwerte der maximalen Auskühlung werden bisher geschätzt. Auch Gegenmaßnahmen, wie z.B. Inhibitoren zur Vermeidung von Ausfällungen sind wenig untersucht (Wolfgramm et al., 2013b). Ist die Auskühlungsgrenze verschiebbar, können Maßnahmen zur Systemoptimierung mit der erforderlichen Freiheit umgesetzt werden. Allen voran steht die Konzeptionierung und Auslegung des Kreisprozesses zur Stromerzeugung, da diese die Auskühlung des Thermalwassers maßgeblich bestimmt. Stellvertretend hierfür steht der Prozessschritt der Wärmeübertragung vom Thermalwasser an den Kreisprozess. Für den in der Sensitivitätsanalyse betrachteten teLOPTIMIERTE Referenzfall mit einer Thermalwasserförderrate von 45 kg/s liegen die Kosten, die in diesem Prozessschritt durch Irreversibilitäten verursacht werden, bei über 1.170 €/kW·a). Mit optimierter Auskühlung sinken sie auf ca. 875 €/kW·a) bei gleichzeitiger Reduktion der Exergievernichtung um ca. 240 kW. Hieraus ergibt sich eine Einsparung im betrachteten Fall von ca. 35.000 €/a, was ca. 2 % der Annuität der kapitalgebundenen Kosten der Gesamtanlage entspricht. Das Beispiel zeigt das enorme Potenzial.

Entscheidend für eine gute Auskühlung ist die Wahl des Arbeitsmittels, welches optimal zur Wärmequelle passen sollte. Mehr Freiheit in der Wahl eines Arbeitsmittels ermöglichen Kreisprozesse mit mehreren Druckstufen. Selbst bei abweichenden thermo-physikalischen Eigenschaften werden nahezu gleichbleibend hohen Wir-

kungsgraden und Auskühlungen erreicht. Zudem kann flexibler auf ein variierendes oder verändertes Wärmeangebot und veränderte Kühlbedingungen reagiert werden. Letztendlich ist jedoch im Einzelfall zu prüfen, ob die höhere Komplexität eines zweistufigen Prozesses lohnenswert ist, oder ob ein geeignetes Arbeitsmittel verfügbar ist, mit dem in einem einstufigen Prozess ein gleichwertiges oder sogar besseres Resultat erzielt werden kann.

Eindeutig ist das Ergebnis zur Rekuperation. Diese ist zweifach kontraproduktiv. Ursächlich sind der erhöhte Druckverlust zwischen Turbine und Kondensator sowie die geringere Auskühlung des Thermalwassers. Überraschend ist, dass eine nachgeschaltete Wärmenutzung kaum Potenzial zur weiteren Kostenreduktion bietet. Sie eröffnet jedoch neue Erlöspfade.

7.1 Zusammenfassung wesentlicher Ergebnisse

Aus ökonomischer Sicht ist eine möglichst hohe Ausnutzung des Reservoirs anzustreben. Dieser sind jedoch Grenzen gesetzt, welche exergetisch bestimmt werden können. Daher sind der exergetische und der exergoökonomische Bestfall nahezu deckungsgleich. Die maximale Ausnutzung des Reservoirs eines optimierten Systems ist erreicht, wenn die Zunahme des Exergieertrags mit steigender Förderrate gleich der Zunahme des Exergieaufwands ist

$$\frac{\partial E_{\text{Nutzen}}}{\partial \dot{m}_{TW}} = \frac{\partial E_{\text{Aufwand}}}{\partial \dot{m}_{TW}}. \quad \text{Gl. (7.1)}$$

Im Bereich des optimalen Auslegungspunkts ist der Kurvenverlauf der Stromgestehungskosten aufgetragen über der Schüttung vergleichsweise flach. Da die Produktivität bzw. Injektivität schwer zu prognostizieren ist, ist dieses Verhalten von großem Vorteil und senkt das Risiko. Der so ermittelte Bestfall ist jedoch systemspezifisch. Eine Aussage zur optimalen Systemkonfiguration wird nicht getroffen. Hierfür ist ein Variantenvergleich notwendig, der relativ aufwendig ist.

Das erlangte Systemverständnis erlaubt jedoch die zielgerichtete Entwicklung innovativer Systemkonfigurationen. Ergebnis der exergoökonomischen Analyse ist u.a. eine Prioritätenliste besonders relevanter Prozessschritte hohen Verbesserungspotenzials. Diese ist eine Empfehlung für weitere Forschungs- & Entwicklungsbemühungen. Für niedrige Bohrtiefen und damit geringere Temperaturen sieht diese wie folgt aus:

1. Expansion in der Turbine
2. Wärmeübertragung vom Thermalwasser an den Kreisprozess (Auskühlung)
3. Wärme- und Druckverluste in der Produktionsbohrung
4. Druckerhöhung in der Förderpumpe
5. Druckerhöhung in der Kondensatpumpe

Mit steigender Bohrtiefe und Reservoirtemperatur nimmt die Bedeutung von Irreversibilitäten durch Wärme- und Druckverluste in der Produktionsbohrung zu. Bei Bohrtiefen größer 3.500 bis 4.000 m u. GOK und Temperaturen größer 150°C nehmen diese schließlich eine höhere Relevanz ein als die Wärmeübertragung vom Thermalwasser an den Kreisprozess. In der Betrachtung vorausgesetzt wurde ein, nach heutigem Stand des Wissens, bereits optimal ausgelegtes System.

Die hohe Einstufung des Turbosatzwirkungsgrads lässt sich durch die Lage des Prozessschritts im Gesamtsystem erklären. Verluste im Prozessschritt bedeuten eins zu eins einen Verlust des Endprodukts. Gleiches gilt für die Thermalwasserförderpumpe, meist größter einzelner Eigenverbraucher des Systems. Faktisch wird in der Förderpumpe ein Teil des teuren Endproduktes Strom genutzt, um preiswerte Geothermie zu erzeugen. Per Definition trägt das Endprodukt alle aufgewendeten Kosten und hat somit die höchsten spezifischen Kosten im Gesamtsystem. Für Turbinen, Kondensat- und Verpresspumpen sind daher vergleichsweise hohe exergetische Wirkungsgrade größer 80 % anzustreben. Im Fall von Thermalwasserförderpumpen wäre dies auch wünschenswert, jedoch sind exergetische Wirkungsgrade größer 70 % bereits herausfordernd. Die Vermeidung von Exergievernichtung, auch wenn hierfür höhere kapitalgebundener Kosten aufgewendet werden müssen, ist daher in beiden Fällen meist lohnenswert. Durch einen reinen Scale-up der Strömungsmaschinen (reduzierte Spalt-/Lagerverluste) sollte es sogar möglich sein, Wirkungsgradverbesserungen kostenneutral zu erreichen.

Wie bereits beschrieben, ist die Auskühlung des Thermalwassers das vermutlich größte ungenutzte Potenzial unter Berücksichtigung der Realisierungschancen. Stellvertretend hierfür steht der Prozessschritt der Wärmeübertragung vom Thermalwasser an den Kreisprozess. Zum einen ist hiermit die Reduktion der Exergievernichtung während der Wärmeübertragung vom Thermalwasser an den Kreisprozess gemeint. Zum anderen verbirgt sich ein hoher Nutzungsgrad dahinter. Mit steigender Auskühlung wird nicht nur mehr Geothermie gewonnen, sondern auch die Hydraulik in der Injektionsbohrung und dem Reservoir stark beeinflusst. Die Effekte einer geringeren Injektivität und eines höheren Eigengewichts der Wassersäule sind gegenläufig. Unter den getroffenen Annahmen dominiert der Dichteeffekt deutlich, so

dass mit steigender Auskühlung die Verpressleistung reduziert wird. Aufgrund der kumulativen Effekte, stellt die Auskühlung das größte Optimierungspotenzial dar. Sofern die Wasserchemie und Geologie dies zulässt, sollte die Auskühlung möglichst optimiert werden. Rekuperation ist demnach kontraproduktiv.

Bestimmend für die Auskühlung des Thermalwassers ist die Auswahl eines geeigneten Arbeitsmittels. Aus systemischer Sicht ist bei der Auswahl des Arbeitsmittels auf eine hohe elektrische Leistung, eine niedrige Thermalwasserrücklauftemperatur und einen geringen prozentualen Eigenverbrauch zu achten. Geeignete Indikatoren, um dies sicherzustellen sind ein hoher exergetischer Anlagenwirkungsgrad und ein gleichzeitig niedriger prozentualer Eigenverbrauch.

Kreisprozesse mit mehreren Druckstufen können, müssen jedoch keinen positiven Effekt auf die Stromgestehungskosten haben. Mehrere Druckstufen erlauben vor allem eine größere Flexibilität in der Auswahl des Arbeitsmittels, aufgrund gleichbleibend guter Prozesswirkungsgrade. Mehrere Druckstufen sind dann von Vorteil, wenn für die vorliegende Wärmequelle kein optimal passendes Arbeitsmittel erhältlich ist oder dieses, z.B. aus genehmigungsrechtlichen Gründen, nicht eingesetzt werden kann. Zudem erlauben mehrstufige Kreisprozesse eine flexiblere Betriebsweise in KWK-Anwendungen oder zur Reaktion auf veränderte Rückkühlungsbedingungen. Gleiches gilt für eine nachgeschaltete Wärmenutzung. Die gekoppelte Strom- und Wärmeproduktion lässt keinen pauschalen Vorteil gegenüber der reinen Stromerzeugung erkennen. Tatsächlich ist der Vor- bzw. Nachteil einzelfallspezifisch und hängt überwiegend von den getroffenen Annahmen zum tatsächlich genutzten Wärmeanteil und der Rücklauftemperatur des Wärmenetzes ab. Erwartet wird eine bessere Auskühlung des Thermalwassers durch reine Stromerzeugungsanlagen, die deutlich unterhalb der Auskühlung für typische Rücklauftemperaturen in Fernwärmenetzen von über 60°C liegen.

Optimale Grädigkeiten der Wärmeübertrager spielen für die Auskühlung eine untergeordnete Rolle. Ihr Einfluss auf die Stromgestehungskosten ist jedoch nennenswert und im teiloptimierten Referenzfall ähnlich groß wie ein optimierter Turbinenwirkungsgrad. Zu beachten ist, dass die Aussagen einzelfallspezifisch für den untersuchten Variationsbereich sind. In den betrachteten Szenarien liegen die optimalen Grädigkeiten zwischen 1 bis 4 K für Verdampfer und 5 bis 8 K für luftgekühlte Kondensatoren.

Die Exergievernichtung in der Produktionsbohrung und dem Thermalwassersystem ist durch die Förderpumpen, einer vergleichsweise ineffizienten, teuren Kompo-

te, zu kompensieren. Es ist somit darauf zu achten, Irreversibilitäten zu vermeiden und gleichzeitig die spezifischen Kosten niedrig zu halten. Exergoökonomische Faktoren für Produktionsbohrungen sollten daher größer 60 % und für das Thermalwassersystem größer 80 % sein. Zur Optimierung ist die Summe aus Exergieverlust- und -vernichtungskosten der relevanten Prozessschritte zu minimieren (Druckverluste vom Reservoir bis zur Verpresspumpe; Wärmeverluste vom Reservoir bis zur Wärmenutzung). Strömungsgeschwindigkeiten von 2 bis 4 m/s in Produktionsbohrungen und von 1 bis 1,5 m/s im Thermalwassersystem erfüllen dies zumindest für die getroffenen Annahmen gut (Abb. 5-4). Dies entspricht exergetischen Wirkungsgraden für die Durchströmung der Produktionsbohrung größer 90 % und 99 % für Thermalwassersysteme.

Aus den Erkenntnissen der Systemanalyse lassen sich zudem Empfehlungen zum optimalen Bohrungsdesign und zur Pumpenauslegung ableiten. Eine ideale Produktionsbohrung besteht exergoökonomisch betrachtet aus zwei Sektionen. Einer Strömungs- und einer Pumpensektion. Der Durchmesser der Strömungssektion orientiert sich an den optimalen Strömungsverhältnissen, während der Durchmesser der Pumpensektion aus dem erforderlichen Raumbedarf für langlebige Pumpenaggregate mit hohen Wirkungsgraden abgeleitet wird. Die höheren kapitalgebundenen Kosten für größere Bohrungsdurchmesser im oberen Bohrungsbereich werden, in allen betrachteten Fällen, durch geringere bedarfsgebundene Kosten überkompensiert. Der exergetische Wirkungsgrad der Förderpumpe einschließlich Steigleitung sollte größer 75 %, der exergoökonomische Faktor größer 70 % sein. Aus exergoökonomischer Sicht sind Injektionsbohrungen hinsichtlich der erlaubten Druckverluste auszulegen. Wärmeübertragung in der Injektionsbohrung spielt eine untergeordnete Rolle und ist in der Auslegung zu vernachlässigen. Strömungsverluste sind jedoch erst dann zu vermeiden, wenn eine Verpresspumpe zum Einsatz kommt. In diesem Fall sind die Exergievernichtungskosten zu minimieren, während die Exergieverlustkosten nicht berücksichtigt werden.

Eine Übersicht anzustrebender Werte exergetischer und exergoökonomischer Kennzahlen und Indikatoren für einzelne Prozessschritte ist in Tab. 7-1 dargestellt. Ergänzt wird die Darstellung um Tab. 7-2, in der zu erwartende spezifische Exergieverlustkosten und Exergievernichtungskosten einzelner Prozessschritte dargestellt sind. Diese sind einzelfallspezifisch und variieren je nach Systemkonfiguration, weshalb typische Werte als Bandbreite angegeben werden. Die Exergieverlust- und -vernichtungskosten entsprechen den oberen Grenzkosten, d.h. dem maximal zulässigen Aufwand zur Vermeidung von Irreversibilitäten. Ökonomische Anforderun-

Tab. 7-1: Übersicht anzustrebender Werte verschiedener exergetischer und exergoökonomischer Kennzahlen und Indikatoren für einzelne Prozessschritte in einem Geothermiekraftwerk.

Prozessschritt	$\varepsilon = \frac{\dot{E}_P}{\dot{E}_E}$	$\alpha = \frac{y_L + y_D}{\varepsilon}$	$f = \frac{Z}{Z + \dot{C}_L + \dot{C}_D}$
Reservoir & Bohrung	> 90%	< 10%	60 bis 95%
Förderpumpe & Steigleitung	> 75%	< 1,5%	70 bis 95%
Thermalwassersystem bis SEA	> 99%	< 1%	80 bis 90%
WÜ SEA/Wärmeauskopplung	> 80%	< 10%	50 bis 90%
Kondensat- & Verpresspumpe	> 80%	< 1%	65 bis 85%
Turbine	> 80%	< 15%	40 bis 75%

Tab. 7-2: Typische spezifische Exergieverlust- und -vernichtungskosten verschiedener Prozessschritte in einem Geothermiekraftwerk.

Prozessschritt	Spezifische Exergieverlust- & -vernichtungskosten durch Irreversibilitäten
Durch die Thermalwasserpumpe auszugleichender Druckverlust	1.500 bis 3.000 [€/kW·a]
Durch die Verpresspumpe auszugleichender Druckverlust	1.500 bis 2.500 [€/kW·a]
Durch die Kondensatpumpe auszugleichender Druckverlust	1.250 bis 2.500 [€/kW·a]
Exergievernichtung in der Turbine	1.250 bis 2.500 [€/kW·a]
Wärmeverluste in der Produktionsbohrung	200 bis 400 [€/kW·a]
Wärmeverluste im Thermalwassersystem	350 bis 700 [€/kW·a]
Exergievernichtung durch Wärmeübertragung vom Thermalwasser an das Arbeitsmittel	750 bis 1.500 [€/kW·a]

gen an zukünftige Entwicklungen zur Effizienzsteigerungen sind somit quantifizierbar.

Bezogen auf das Gesamtsystem können weitere grundlegende Anforderungen formuliert werden. Um Stromgestehungskosten von ca. 10 €/kWh_{el} zu erreichen, sollte der prozentuale Eigenbedarf ein Drittel nicht überschreiten, der Bruttoprozesswirkungsgrad größer 12 % und der Exergiewirkungsgrad bezogen auf die Anlage größer 35 % sein. Der Exergiewirkungsgrad ist dabei wie folgt definiert

$$\varepsilon = \frac{P_{el,netto}}{\dot{Q}_{TW \text{ im Reservoir}}} > 35\% . \quad \text{Gl. (7.2)}$$

Die auf die Nettoleistung bezogenen spezifischen kapitalgebundenen Kosten sollten kleiner 9.000 €/kW_{el} und die Annuität kleiner 1.000 €/(kW_{el}·a) sein. Für ein Projekt mit einer Nettoleistung von 5 MW_{el} würde dies typischerweise bedeuten, dass die kapitalgebundene Annuität 4 Mio. €/a und die Bedarfs-, Betriebs- und sonstigen Kosten 1 Mio. €/a nicht übersteigen sollten. Hierbei ist zu beachten, dass der Eigenstrombedarf durch die eigene Erzeugung gedeckt und nicht zugekauft wird, d.h. in den Kosten nicht berücksichtigt wird. Die Barwerte der kapitalgebundenen Kosten sollten sich in etwa zu 30-45 % auf die Erschließung des Reservoirs, zu 30-45 % auf die Stromerzeugungsanlage und Wärmeauskopplung, zu ca. 15 % auf den Thermalwasserkreislauf und Fördereinrichtungen und weniger als 10 % auf weitere Ausgaben verteilen. Eine Verschiebung hin zu einem höheren Anteil der Kosten für die Stromerzeugungsanlage und Wärmeauskopplung zu Lasten der Erschließung des Reservoirs ist positiv zu bewerten, da hiermit theoretisch immer ein höherer Erlös einhergeht (höhere el. Leistung).

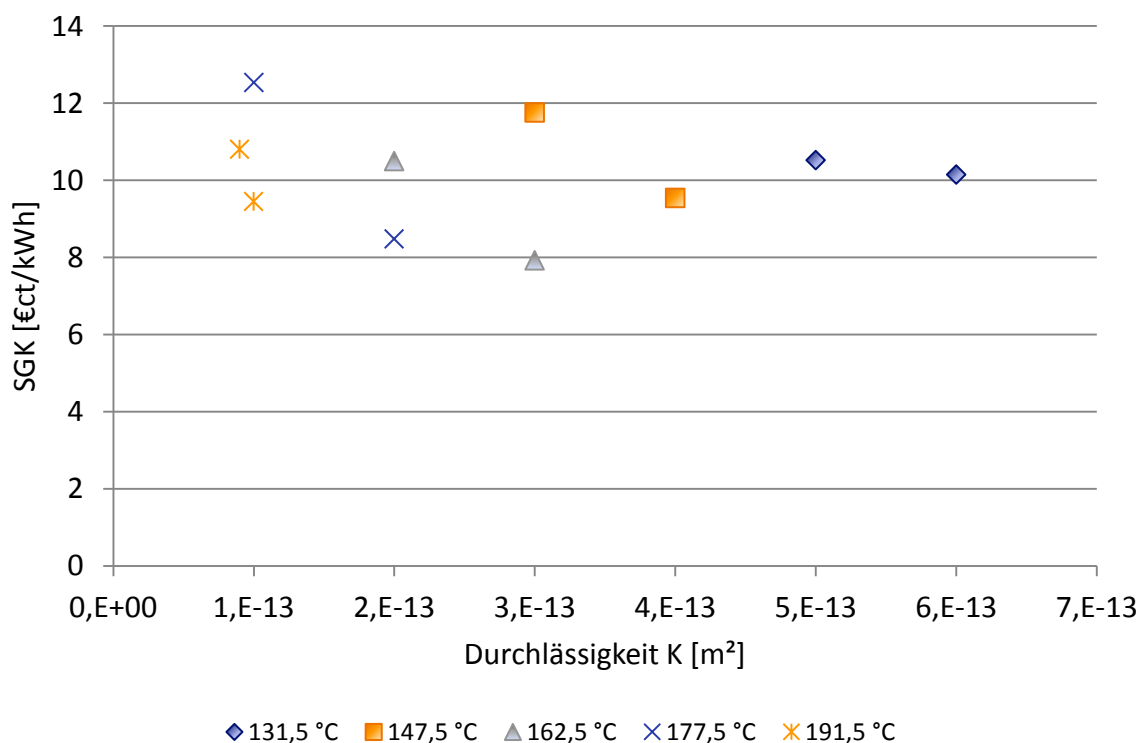


Abb. 7-1: Darstellung geologischer Voraussetzungen zur Erreichung von Stromgestehungskosten um 10 €ct/kW_{el}. Die angenommenen Temperatur- und Druckgradienten als Funktion der Teufe sind Tab. 6-4 zu entnehmen. Die Darstellung ist zugehörig zu Abb. 7-2.

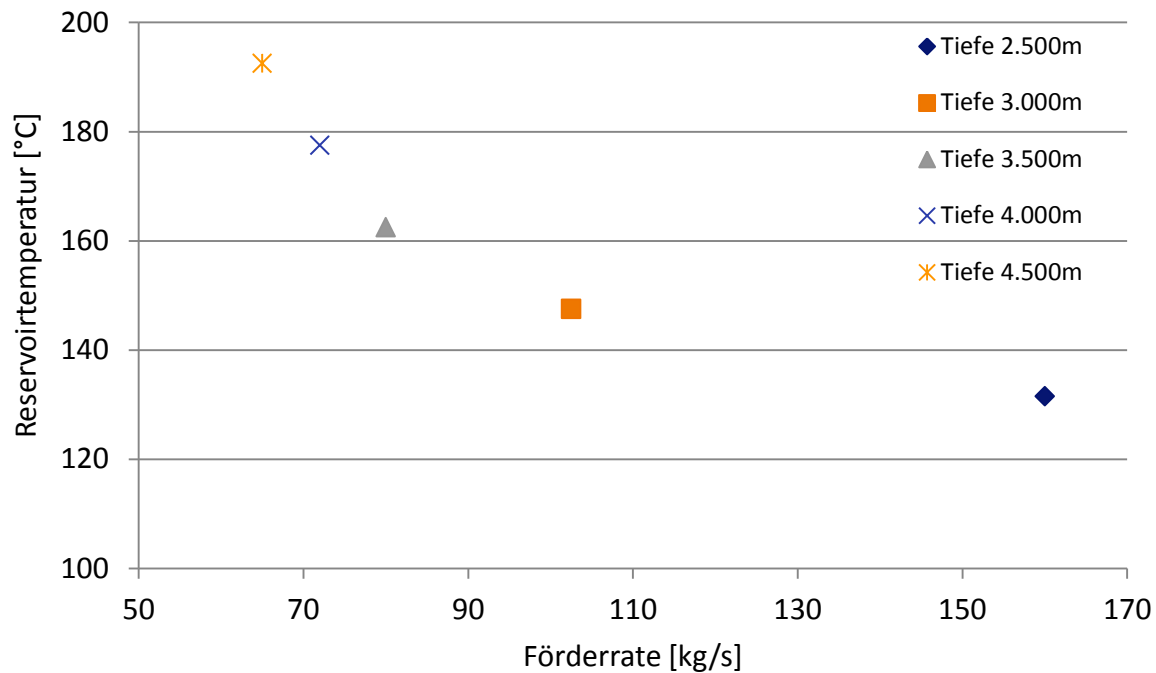


Abb. 7-2: Darstellung von Temperatur-Schüttungskombinationen zur Erreichung von Stromgestehungskosten um 10 €/kWh_{el}. Die angenommenen Temperatur- und Druckgradienten als Funktion der Teufe sind Tab. 6-4 zu entnehmen. Die Darstellung ist zugehörig zu Abb. 7-1.

Die Modellergebnisse zeigen, dass Stromgestehungskosten kleiner 10 €/kWh_{el} mit Reservoirtemperaturen größer 130 °C bei gleichzeitig sehr hohen Schüttungen >160 kg/s zu erreichen sind. Liegen Reservoirtemperaturen um 190 °C vor, sind Schüttungen größer 60 kg/s erforderlich, wie Abb. 7-1 und Abb. 7-2 zeigen. Mittig hiervon liegt der Fall mit Förderraten um 100 kg/s bei der Reservoirtemperaturen größer 150 °C bereits in einer Tiefe von 3.000 m u. GOK z.B. erreicht sein sollte. Der Eigenstrombedarf muss in allen Fällen kleiner 30 % sein. In Deutschland erfüllen diese Kriterien vermutlich nur wenige Standorte. Das Potenzial kann sich vergrößern, wenn weitere in dieser Arbeit nicht betrachtete technische Verbesserungsmaßnahmen eingeführt werden und/oder sich die Kostensituation verbessert. Letzteres könnte z.B. durch intensiveren Wettbewerb oder Innovationen bei Herstellern und Lieferanten ausgelöst werden.

7.2 Ausblick

Mit dem vorliegenden Simulationsmodell und vorhandenem Systemverständnis wurde die Grundlage für weitere Arbeiten zur zielgerichteten und effizienten Entwicklung geschaffen. Eine Priorisierung der Prozessschritte höchsten Potenzials liegt

ebenso vor wie eine Quantifizierung des zulässigen Mehraufwands zur Vermeidung von Irreversibilitäten.

Ergänzend sollten systematische Untersuchungen zum Aufwand der Kommerzialisierung/Realisierung der identifizierten Maßnahmen durchgeführt werden. Der Aufwand kann direkt den erarbeiteten Grenzkosten gegenübergestellt werden. Ziel wäre eine ergänzende Priorisierung hinsichtlich des aktuellen Reifegrads, Aufwands und Risikos zur Kommerzialisierung und späteren Lebenszykluskosten der Maßnahmen.

Nicht technische Änderungen wurden in der vorliegenden Arbeit nicht bewertet. Arbeiten wie z.B. von Strobel (2012), Kellersmann (2010) und Guth (2011), die dies verfolgen, steht durch die durchgeführte Analyse eine verbesserte Datenbasis zur Verfügung. Economy of Scale Effekte, Mengen- und Lernkurveneffekte sowie Potenziale durch allgemeinen technologischen Fortschritt können nun besser quantitativ abgeschätzt werden. Eine Aktualisierung wäre daher wünschenswert.

Das verwendete Reservoirmodell ist ausreichend abstrakt, um allgemeingültig zu sein. Dies bedeutet jedoch gleichzeitig, eine im Einzelfall nicht immer zufriedenstellende Abbildung des realen Verhaltens. Es sollte geprüft werden, ob das hydraulische Verhalten, speziell von Mehrbohrlochsystemen im Oberrheingraben, ausreichend genau mit dem Theis'schen Modellansatz angenähert werden kann. Beispielfähig könnte das Bruchsaler Reservoir untersucht werden. Sollte eine Annäherung durch Theis'sches Verhalten nicht möglich sein, ist zu prüfen, welchen Einfluss dies auf die gewonnenen Erkenntnisse hat. Die Arbeit sollte gleichzeitig anstreben, Empfehlungen für ein optimiertes Reservoirmanagement aus systemischer Sicht zu geben. Aussagen zu Potenzialen der Stimulation und langer Bohrstrecken im Nutzhorizont etc. sollten ebenfalls Teil des Ergebnisses sein.

Das energiewirtschaftliche Umfeld und der regulatorische Rahmen in Deutschland haben sich in den letzten Jahren drastisch verändert. Wesentlicher Grund hierfür ist die zunehmende Vorranginspeisung erneuerbarer Energien. Mit dem Fortschreiten der Energiewende ist mit einem weiteren Anstieg volatiler Strombereitstellung zu rechnen. Der heute übliche Betrieb von Geothermiekraftwerken in Grundlast wird sich daher voraussichtlich hin zu einem marktorientierten und evtl. sogar regelleistungsoptimierten Betrieb verschieben. Es ist zu untersuchen, welchen Einfluss dies auf das Gesamtsystem hat und ob die gewonnenen Erkenntnisse auf zukünftige Anforderungen übertragbar sind.

Literaturverzeichnis

- Access Intelligence LLC. (2013). *Chemical Engineering*. Retrieved April 2013, from Chemical Engineering Plant Cost Index: http://www.che.com/business_and_economics/economic_indicators.html
- Batzle, M., & Wang, Z. (1992). Seismic properties of pore fluids. *Geophysics*, 57, 1396–1408.
- Bauer, W., & Vero, G. (2012, Juli 17). Einflussgrößen und Kostenabschätzung von Seismikkampagnen. *360plus Consult GmbH*. (P. Schlagermann, Interviewer)
- Baumgart, C. (2012). Finanzierung von Geothermieprojekten. *enpros Geothermie Work Shop*. Nürnberg.
- Baumgärtner, J., Hettkamp, T., Teza, D., Kölbel, T., Mergner, H., Schlagermann, P., et al. (2013). Betriebserfahrungen mit den Geothermiekraftwerken Landau, Insheim und Bruchsal. *bbr Leitungsbau, Brunnenbau, Geothermie*(64), pp. 48-57.
- BDEW, B. d.-u. (2010). *bdew - Energie. Wasser. Leben*. Retrieved 12 23, 2013, from Energiedaten: http://www.bdew.de/internet.nsf/id/DE_Energiedaten
- Beck, M. (2012, Oktober 22). Electrical Submersible Pump Systems for Geothermal Applications. (P. Schlagermann, Interviewer) Canadian Advanced ESP Inc.
- Beitz, W., & Grote, K.-H. (2001). *Taschenbuch für den Maschinenbau / Dubbel* (Vol. 20. Auflage). Heidelberg: Springer-Verlag Berlin.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., & Moran, M. (1996). *Thermal Design and Optimization*. New York: John Wiley & Sons, Inc.
- Berliner, P. (1975). *Kühltürme - Grundlagen der Berechnung und Konstruktion*. Berlin: Springer-Verlag.
- Bertani, R. (2010). Report Geothermal Power Generation in the World 2005–2010 Update. *Proceedings World Geothermal Congress 2010*. Bali, Indonesien.
- Bertleff, B., Joachim, H., Kozirowski, G., Leiber, J., Ohmert, W., Prestel, R., et al. (1988). Ergebnisse der Hydrogeothermiebohrungen in Baden-Württemberg. In *Jahresheft des Geologischen Landesamtes Baden-Württemberg, Band 30* (pp. 27-116). Freiburg: Geologischen Landesamtes Baden-Württemberg.

- Birner et al. (2013). Dichte, Viskosität und Wärmekapazität hochmineralisierter Thermalwässer in Abhängigkeit von Temperatur, Druck und Gesamtlösungsinhalt. *bbr Leitungsbau, Brunnenbau, Geothermie - Sonderheft Geothermie*, pp. 90-97.
- Bloomfield, K. K., & Laney, P. T. (2005). *Estimating Well Costs for Enhanced Geothermal System Applications*. Idaho, USA: Idaho National Laboratory, Renewable Energy and Power Technologies.
- Blum et al. (2008). *Kosten und Risiken Geothermaler Tiefbohrungen in Deutschland*. Tübingen: Eberhard Karls Universität Tübingen.
- BMU. (2009). *Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit*. Retrieved 05 30, 2012, from Klimaschutzpolitik in Deutschland: http://www.bmu.de/klimaschutz/nationale_klimapolitik/doc/5698.php
- Bombarda et al. (2010). Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles. *Applied Thermal Engineering*(30), pp. 212–219.
- Borsukiewicz-Gozdur, A., & Nowak, W. (2007). Maximising the working fluid flow as a way of increasing power output of geothermal power plant. *Applied Thermal Engineering*(27), pp. 2074–2078.
- Bory, D., Mergner, H., & Schlagermann, P. (2011). *Specific cost of electrical power including consideration for depreciation of investment cost, as well as originating from alternative, notably renewable, sources*. LOVE.
- Castricum, A. (2012, Okt. 23). *Electrical Submersible Pump Systems for Geothermal Applications*. (P. Schlagermann, Interviewer) Baker Hughes Inc.
- Chacartegui et al. (2009). Alternative ORC bottoming cycles for combined cycle power plants. *Applied Energy*(86), pp. 2162–2170.
- DESTATIS. (2012). *Statistisches Bundesamt Deutschland*. Retrieved Januar 29, 2012, from <http://www.destatis.de>
- Diersch, H.-J., & Kolditz, O. (2002). Variable-density flow and transport in porous media: approaches and challenges. *Advances in Water Resources*(25), pp. 899–944.
- DIN 1343. (1990). *Referenzzustand, Normzustand, Normvolumen; Begriffe und Werte. Teil 1*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.

-
- DIN 4049. (1994). *Hydrologie Teil 3: Begriffe zur Quantitativen Hydrologie*. (D. D. e.V., Ed.) Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- DiPippo, R. (2007). Ideal thermal efficiency for geothermal binary plants. *Geothermics*(36), pp. 276–285.
- Dittman, G. L. (1977). *Calculation of brine properties*. Livermore, USA: Lawrence Livermore Laboratory.
- DoE. (2010). *Geothermal Technologies Office*. Retrieved 09 15, 2013, from Electricity Generation: <http://www1.eere.energy.gov/geothermal/powerplants.html>
- Drescher, U. (2008). *Optimierungspotenzial des Organic Rankine Cycle für biomassebefeuerte und geothermische Wärmequellen*. Universität Bayreuth, Lehrstuhl für technische Thermodynamik und Transportprozesse. Berlin: Logos Verlag Berlin.
- Driesner, T. (2007). The System H₂O-NaCl. Correlations for molar volume, enthalpy, and isobaric heat capacity from 0 to 1000 degrees C, 1 to 5000 bar, and 0 to 1 X-NaCl. *Geochimica et Cosmochimica Acta*(71), pp. 4902-4919.
- Driesner, T., & Heinrich, C. A. (2007). The system H₂O–NaCl. Part I: Correlation formulae for phase relations in temperature–pressure–composition space from 0 to 1000 °C, 0 to 5000 bar, and 0 to 1 XNaCl. *Geochimica et Cosmochimica Acta*(71), pp. 4880–4901.
- EEG. (2012). *Gesetz für den Vorrang Erneuerbarer Energien in der geltenden Fassung am 01.01.2012*. Deutscher Bundestag, Berlin.
- EEIG Heat-Mining. (2012). The Soultz Geothermal Project. Soultz-sous-Forêts, France.
- EEX. (2011). *European Energy Exchange AG*. Retrieved 05 30, 2012, from <http://www.eex.com/de/>
- Eggeling, L., Kölbl, T., & Schlagermann, P. (2012). *Technical Report on Grid Access*. GEOELEC.
- Eisbacher, G. (1996). *Einführung in die Tektonik* (2. ed.). Stuttgart: Enke Verlag.
- EnBW. (2012). *Das Geothermieprojekt Bruchsal*. EnBW Energie Baden-Württemberg AG.

- Energy Consulting; GfEM Gesellschaft für Energiemanagement. (2004). *Kennziffernkatalog - Investitionsvorbereitung in der Energiewirtschaft*. Neuenhagen, Berlin.
- Fischer, T. (2010). *Hydraulische Versuche unter geothermalen Bedingungen am Beispiel der Geothermieanlage Bruchsal im Rahmen des LOGRO-Projektes*. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Angewandte Geowissenschaften.
- Fraunhofer-Institut für Zerstörungsfreie Prüfverfahren. (2011). *Verbundprojekt Nanocoating: Nanodiamant mit integrierter optischer Sensorik zum Schutz vor Korrosion und Scaling sowie Entwicklung technisch-normativer Planungs- und Service-Guidelines für Geothermieanlagen*. Retrieved Juli 5, 2013, from Datenbank Forschungsjahrbuch: www.forschungsjahrbuch.de
- Fritz Planung GmbH. (1988). *Schlussbericht Geothermisches Projekt Bruchsal*. Bruchsal: Stadtwerke Bruchsal GmbH (unveröffentlicht).
- Fromme, J. (2005). *Räumliche Implikationen von Regenerativ-Energieszenarien für die langfristige Entwicklung des deutschen Stromversorgungssystems*. Dortmund: Universität Dortmund, Fakultät für Raumplanung.
- Frost, J. (2010). Introduction to (Lineshaft) Downhole Geothermal Pumps. *Second European Geothermal Review*. Mainz.
- Gaucher, E. (2012a, August 30). Abschätzen der Flächengöße einer Seismikkampagne aus der Reservoirausdehnung und Tiefe. *Institut für angewandte Geowissenschaften, Karlsruher Institut für Technologie*. (P. Schlagermann, Interviewer)
- Gaucher, E. (2012b). Microseismic monitoring of geothermal fields: more than a traffic light system. *International Geothermal Konferenz*. Freiburg.
- Gebhardt, M., Kohl, H., & Steinrötter, T. (2002). *PREISATLAS - Ableitung von Kostenfunktionen für Komponenten der rationellen Energienutzung*. Institut für Energie- und Umwelttechnik e.V., Thermodynamik.
- gebo. (2009). *Forschungsvorhaben gebo im Forschungsverbund Geothermie und Hochleistungsbohrtechnik*. Retrieved 12 09, 2012, from <http://www.gebo-nds.de/forschungsvorhaben/>
- GEIE. (2003). *Temperaturlogs der Geothermiebohrungen GPK2-4*. Soultz-sous-Forêts: Exploitation Minière de la Chaleur - GEIE EMC.

-
- GeneSys. (2013). *Bundesanstalt für Geowissenschaften und Rohstoffe*. Retrieved Juni 8, 2013, from GeneSys: http://www.genesys-hannover.de/Genesys/DE/Home/genesys_node.html
- GfEM. (2004). *Kennziffernkatalog - Investitionsvorbereitung in der Energiewirtschaft*. Energy Consulting; GfEM Gesellschaft für Energiemanagement, Neuenhagen, Berlin.
- Gnielinski et al., V. (2006). *VDI Wärmeatlas* (Vol. 10. Auflage). (V.-G. V. Verein Deutscher Ingenieure, Ed.) Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- GtV. (2013a). *GtV - Bundesverband Geothermie e.V.* Retrieved Mai 17, 2013, from Geothermie - Energie mit Tiefgang: <http://www.geothermie-dialog.de/>
- GtV. (2013b, Juni). *GtV - Bundesverband Geothermie e.V.* Retrieved Juli 5, 2013, from Tiefe Geothermie in Deutschland: www.geothermie.de
- Guo, T., Wang, H., & Zhang, S. (2011). Fluids and parameters optimization for a novel cogeneration system driven by low-temperature geothermal sources. *Energy*(36), pp. 2639–2649.
- Guth, A. (2011). *Monte-Carlo-Simulation der Stromgestehungskosten für Geothermie im Oberrheingraben*. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, Lehrstuhl für Energiewirtschaft.
- Heberle, F. (2013). *Untersuchungen zum Einsatz von zeotropen Fluidgemischen im Organic Rankine Cycle für die geothermische Stromerzeugung* (Vol. 22). (L. f. Universität Bayreuth, Ed.) Berlin: Logos-Verlag.
- Heberle, F., & Anderlohr, T. (2013). ORC-Kraftwerk Kirchstockach – Simulation und erste Betriebserfahrungen. 2. *OSGa Geothermie Workshop*. Stuttgart: EnBW Energie Baden-Württemberg AG.
- Heidinger, P., Dornstädter, J., & Fabritius, A. (2006). HDR economic modelling: HDRRec software. *Geothermics*(35), pp. 683–710.
- Hettiarachchi et al. (2007). Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. *Energy*(32), pp. 1698–1706.
- Hölting, B., & Coldewey, W. (2009). *Hydrogeologie - Einführung in die Allgemeine und Angewandte Hydrogeologie* (7. ed.). Heidelberg: Spektrum Akademischer Verlag.

- Huenges et al. (2010). *Geothermal Energy Systems: Exploration, Development and Utilization* (1. Auflage ed.). Berlin: Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KG.
- Hurtig et al. (1992). *Geothermal Atlas of Europe*. Deutschland: Hermann Haack Verlagsgesellschaft mbH.
- Illies, J. (1974). Ancient and recent rifting in the rhinegraben. *Geologie en Mijnbouw*(54), pp. 329-350.
- Kalb, J., & Steinhilber, T. (2003). *Wärmetransportphänomene; Wärme- und Stofftransport*. Garching bei München: Technische Universität München, Lehrstuhl für Thermodynamik.
- Kaltschmitt. (1995). *Jahrbuch Erneuerbare Energien*. Radebeul: Biebertstein VERLAG & AGENTUR.
- Kattenstein, T. (2003). *Auslegung, Simulation und energiewirtschaftliche Analyse der Einbindung tiefer Erdwärme aus trockenem Gestein in Fernheizsysteme*. Bochum: Ruhr-Universität Bochum, Fakultät für Maschinenbau.
- Kellersmann, K. (2010). *Economic improvement of geothermal systems*. Karlsruhe: EnBW Energie Baden-Württemberg AG (unveröffentlicht).
- Kestin, J., & Shankland, I. (1984). Viscosity of Aqueous NaCl Solutions in the Temperature Range 25-200~ and in the Pressure Range 0.1-30 MPa. *International Journal of Thermophysics*, 5(3), pp. 241-263.
- Kestin, J., Khalifa, H. E., & Correia, R. J. (1981). Tables of the Dynamic and Kinematic Viscosity of Aqueous NaCl Solutions in the Temperature Range 20-150 °C and the Pressure Range 0,1-3,5 MPa. *J. Phys. Chem. Ref. Data*, 10(1), pp. 71-87.
- Kestin, J., Khalifa, H. E., Abe, Y., Grimes, C. E., Sookiazian, H., & Wakeham, W. A. (1978). Effect of Pressure on the Viscosity of Aqueous NaCl Solutions in the Temperature Range 20-150 °C. *Journal of Chemical and Engineering Data*, 23(4), pp. 328-336.
- Kleiner, K. (2008). *Hydrogeothermische Modellierung der Geothermieanlage Bruchsal*. (unveröffentlicht), Bad Urach.
- Kohl, T. (2011). GeoPark (unveröffentlichte Aktennotiz). *Bohrlochmessungen und geochemische Untersuchungen*. Karlsruhe.
- Köhler, S. (2005). *Geothermisch angetriebene Dampfprozesse - Analyse und Prozessvergleich binärer Kraftwerke*. Berlin: Technische Universität Berlin.

-
- Kölbel, T. (2010). *Grundwassereinfluss auf Erdwärmesonden: Geländeuntersuchungen und Modellrechnungen*. Fakultät für Bau-, Geo- und Umweltwissenschaften. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie KIT.
- Kölbel, T. (2012, Okt. 11). Messtechniken zur Qualitätssicherung von Geothermiebohrungen. (P. Schlagermann, Interviewer) Karlsruhe.
- Kölbel, T., & Eggeling, L. (2011). Enhanced Geothermal Systems: Costs & Cost Reduction. *International Geothermal Congress*. Freiburg.
- Kost, C., Schlegl, T., Thomsen, J., Nold, S., & Mayer, J. (2012). *Studie Stromgestehungskosten Erneuerbare Energien*. Freiburg: Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme ISE.
- Kumagai, A., & Yokoyama, C. (1999). Viscosities of Aqueous NaCl Solutions Containing CO₂ at High Pressures. *J. Chem. Eng. Data*(44), pp. 227-229.
- Lacal Arantegui, R. (2011). Current costs of the geothermal power. *EC Geothermal Electricity Workshop*. Brüssel: European Commission.
- Lakew, A., & Bolland, O. (2010). Working fluids for low temperature heat source. *Applied Thermal Engineering*(30), pp. 1262–1268.
- Lampe, M. (2013, Mai). Design von Arbeitsmittel für Organic Rankine Cycle. (P. Schlagermann, Interviewer) Aachen.
- Lampe, M., Groß, J., & Bardowa, A. (2012). Simultaneous process and working fluid optimisation for Organic Rankine Cycles (ORC) using PC-SAFT. *Proceedings of the 22nd European Symposium on Computer Aided Process Engineering*. London.
- Lazzaretto et al. (2011). Cost Evaluation of Organic Rankine Cycles for Low Temperature Geothermal Sources. *24th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*. Serbien.
- Legarth, B. (2003). *Erschließung sedimentärer Speichergesteine für eine geothermische Stromerzeugung*. Fakultät VI Bauingenieurwesen und Angewandte Geowissenschaften. Berlin: Technische Universität Berlin.
- Lemmon, E., Huber, M., & McLinden, M. (2010). REFPROP - Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties. (V. 9. NIST Standard Reference Database 23, Ed.) USA.

- LIAG. (2012). *Geothermisches Informationssystem für Deutschland*. Retrieved 05 30, 2012, from <http://www.geotis.de>
- Likke, S., & Bromley, L. A. (1973). Heat Capacities of Aqueous NaCl, KCl, MgCl₂, MgSO₄ and Na₂SO₄ Solutions Between 80° and 200°C. *Journal of Chemical and Engineering Data*(18), pp. 189-195.
- Liphard, K. G., Jost, A., & Schneider, G. M. (1977). Determination of the Specific Heat Capacities of Aqueous Sodium Chloride Solutions at High Pressure with the Temperature Jump Technique. *The Journal of Physical Chemistry*, 81(6), pp. 547-550.
- Lucas, K. (2000). *Thermodynamic - Die Grundgesetze der Energie- und Stoffwandlungen* (2. ed.). Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Lüschen, E., Düssel, M., Thomas, R., & Schulz, R. (2011, Januar). 3D seismic survey for geothermal exploration at Unterhaching, Munich, Germany. *first break*, 29, pp. 45-54.
- Maack, R. (2011). Current Costs of Geothermal Power Technologies. *EC Geothermal Electricity Workshop*. Brüssel.
- Marcuccilli, F., & Zouaghi, S. (2007). Radial Inflow Turbines for Kalina and Organic Rankine. *Proceedings European Geothermal Congress*. Unterhachingen.
- McDermott, C. I., Randriamanjatoa, A. R., & Tenzer, H. K. (2006, May 12). Simulation of heat extraction from crystalline rocks: The influence of coupled processes on differential reservoir cooling. *Geothermics*(35), pp. 321-344.
- Meixner, J. (2010). *Konzeptionelle hydrogeologische Modellansätze als Vorstudie für ein integriertes Standortmodell*. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Angewandte Geowissenschaften.
- Mergner, H., Schlagermann, P., & Kölbl, T. (2013). Working fluids in binary power plants - selection criteria and effects on the cycle. *International Geothermal Conference*. Freiburg.
- Michaelides, E. (1981). Thermodynamic properties of geothermal fluids. *Geothermal Resource Council*(5), pp. 361-364.
- Münch et al. (2005). Möglichkeiten der geothermischen Stromerzeugung im Oberrheingraben - Eine Analyse der geologischen Bedingungen, der Bohr-

-
- und Fördertechnik sowie der Kraftwerkstechnik und Wirtschaftlichkeit. *VGB PowerTech*.
- Orywall, P. (2011). Origin and genesis of deep thermal water in the Upper Rhine Valley. *Soultz Geothermal Conference 2011*. Soultz-sous-Forêts, Frankreich.
- Ozbek, H., & Phillips, S. L. (1980). Thermal conductivity of aqueous sodium chloride solutions from 20 to 330 °C. *Journal of Chemical & Engineering Data*, 3(25), pp. 263-267.
- Paschen, H., Oertel, D., & Grünwald, R. (2003). *Möglichkeiten geothermischer Stromerzeugung in Deutschland*. Berlin: Büro für Technikfolgen-Abschätzung beim Deutschen Bundestag.
- Perron, G., Fortier, J.-L., & Desnoyers, J. E. (1975). The apparent molar heat capacities and volumes of aqueous NaCl from 0.01 to 3 mol/kg in the temperature range 274.65 to 318.15 K. *J. Chem. Thermodynamics*(7), pp. 1177-1184.
- Phillips, L., Igbene, A., Fair, J., Ozbek, H., & Tavana, M. (1981). *A Technical Databook for Geothermal Energy Utilization*. Berkeley, USA: Lawrence Berkeley Laboratory, University of California.
- Phillips, S., Ozbek, H., & Silvester, L. (1983). Density of Sodium Chloride Solutions at High Temperatures and Pressures. *Presented at the American Institute of Chemical Engineers National Meeting*. Denver, USA.
- Phillips, S., Ozbek, H., Igbene, A., & Litton, G. (1980). *Viscosity of NaCl and other solutions up to 350 °C and 50 MPa pressures*. Berkeley, USA: Lawrence Berkeley Laboratory.
- Pitzer, K. S., Bradley, J., Rogers, P., & Peiper, C. J. (1979). Thermodynamics of high temperature brines. *American Society for Testing and Materials Symposium*. Honolulu: American Chemical Society.
- Pitzer, K., Peiper, C., & Busey, R. (1984). Thermodynamic Properties of Aqueous Sodium Chloride Solutions. *J. Phys. Chem. Ref. Data*(13).
- PK Tiefe Geothermie. (2007). *Nutzungen der geothermischen Energie aus dem tiefen Untergrund (Tiefe Geothermie) - Arbeitshilfe für Geologische Dienste*. Personenkreis Tiefe Geothermie.
- Pletl, C. (2013, Juni). Das Geothermieprojekt Sauerlach. (P. Schlagermann, Interviewer) München.

- Riedl, K. (2007). *Exergetische und exergoökonomische Bewertung von Verfahren der Energie- und Stoffwandlung*. Halle: Zentrum für Ingenieurwissenschaften der Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg.
- Rinke, M. (2012, Mai 22). Druckverlustberechnungen in Tiefbohrungen. (P. Schlagermann, Interviewer) Neubrandenburg.
- Rogers, P. S., Bradley, D. J., & Pitzer, K. S. (1982). Densities of Aqueous Sodium Chloride Solutions from 75 to 200°C at 20 bar. *J. Chem. Eng. Data*(27), pp. 47-50.
- Rogge, S. (2004). *Geothermische Stromerzeugung in Deutschland*. Fakultät VI Bauingenieurwesen und Angewandte Geowissenschaften. Technischen Universität Berlin.
- Röhr, C. (2012, April 12). *Der Oberrheingraben*. Retrieved Juli 17, 2012, from <http://www.oberrheingraben.de>
- Sanner, B. (1992). *Erdgekoppelte Wärmepumpen – Geschichte, Systeme, Auslegung, Installation*. Karlsruhe: IZW-Bericht 2/92.
- Sanyal, S. (2004). Cost of geothermal power and factors that affect it. *Twenty-Ninth Workshop on Geothermal Reservoir Engineering*. Stanford, California: Stanford University.
- Schallenberg, K. (1998). *Einfluß der Netztemperaturen in den Abnehmersystemen auf den Wärmegestehungspreis*. Potsdam: GeoForschungsZentrum Potsdam.
- Schaumann, G., & Pohl, C. (2002). Stromerzeugung aus geothermischer Niedertemperaturwärme - technische Perspektiven, Kostenoptimierungspotentiale, Standortanforderungen. *Syposium Geothermische Stromerzeugung*. Landau i.d. Pfalz.
- Schlagermann et al. (2014). *Verbundprojekt OSGa - Optimierte Stromerzeugung aus hoch salinaren Thermalwässern mit hohen Gasgehalten*. Karlsruhe: EnBW Energie Baden-Württemberg AG.
- Schlagermann, P. (2011). Workshop Pumpentechnologie. *International Geothermal Congress*. Freiburg.
- Schlagermann, P. (2012). Workshop Pumpentechnologie. *International Geothermal Congress*. Freiburg.
- Schlagermann, P. (2013a). The Soultz Geothermal Project. *3rd Global Geothermal Energy Summit*. Stuttgart: Active Communications Europe Ltd (ACI).

-
- Schlagermann, P. (2013b). Förderpumpenperformance im Geothermieprojekt Bruchsal. *OSGa Geothermie Workshop*. Stuttgart: EnBW Energie Baden-Württemberg AG.
- Schlumberger. (n.d.). *Electric Submersible Pumps*. Retrieved 11 03, 2012, from REDA Hotline High-Temperature ESP Systems: http://www.slb.com/services/production/artificial_lift/submersible.aspx
- Schöniger, M., & Dietrich, J. (2008). *HydroSkript*. Retrieved Januar 22, 2011, from Hydrologie: <http://www.hydroskript.de>
- Schulz, R. (1987). *Temperaturmessung in der Bohrung GB1 und GB2 (Geothermisches Projekt Bruchsal)*. Hannover: Niedersächsisches Landesamt für Bodenforschung.
- Schulz, R. (2009). *Nutzung petrothermaler Techniken*. Berlin: Geothermische Vereinigung - Bundesverband Geothermie e.V.
- Schuster et al. (2009). Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications. *Applied Thermal Engineering*(29), pp. 1809–1817.
- Seibt, P. (2002). Aufschluss geothermischer Speicher – Stand der Technik. *Fachtagung Geothermische Stromerzeugung - eine Investition in die Zukunft*. Landau: Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit, Ministerium für Umwelt und Forsten Rheinland-Pfalz.
- Shide, M., & Zhenhao, D. (2008). The viscosity of aqueous alkali-chloride solutions up to high temperature, pressure and ionic strength. *Journal of Chemical & Engineering Data*(30), pp. 1510-1523.
- Skiera, E. (2007). *Kosten- und Risikoanalyse einer hydrothermalen Tiefbohrung im Molassebecken*. Tübingen: Universität Tübingen.
- Smith-Magowan, D., & Wood, R. H. (1981). Heat capacity of aqueous sodium chloride from 320 to 600 K measured with a new flow calorimeter. *Journal Chem. Thermodynamics*(13), pp. 1047-1073.
- Sparrow, B. S. (2003). Empirical equations for the thermodynamic properties of aqueous sodium chloride. *Desalination*(159), pp. 161-170.
- Sperber, A. (2005). Vertragsformen für das Teufen von Tiefbohrungen. *Umweltforum*. Berlin.

- Sperber, A. (2011). Funktion der Bohrkosten als Funktion in Abhängigkeit der Teufe; extrem gebirgs- und durchmesserabhängig. (A. Guth, Interviewer)
- Sperber, A., Uhlig, S., & Matthiasson, M. (2008). Verrohrungsschemata und Casingdesign für tiefe GT-Bohrungen – ausgewählte Fallbeispiele. *Der Geothermiekongress* (pp. 170-180). Geothermische Vereinigung - Bundesverband Geothermie e.V.
- Stadt Karlsruhe. (2010). *Gutachterausschuss in Karlsruhe: Bodenrichtwerte zum Jahresende 2010*. Retrieved Oktober 14, 2012, from Bodenrichtwerte: <http://geodaten.karlsruhe.de/brk/>
- Stahl, L. (2012). Das Geothermieprojekt Bernried. *enpros Geothermie Work Shop*. Nürnberg.
- Stober, I., & Jodocy, M. (2009). Eigenschaften geothermischer Nutzhorizonte im baden-württembergischen und französischen Teil des Oberrheingrabens. *Grundwasser - Zeitschrift der Fachsektion Hydrogeologie*(14), 127-137.
- Stober, I., & Jodocy, M. (2011). Nutzungssysteme, Hydrochemie der Tiefenwässer im Oberrheingraben – Eine Basisinformation für geothermische Nutzungssysteme. (39), pp. 39-57.
- Stober, I., Jodocy, M., & Hintersberger, B. (2012). Vergleich von Durchlässigkeiten aus unterschiedlichen Verfahren – Am Beispiel des tief liegenden Oberen Muschelkalk-Aquifers im Oberrheingraben und westlichen Molassebecken. *Zeitschrift für geologische Wissenschaften*(40), 1-18.
- Strobel, F. (2012). *Szenarioanalyse zur Entwicklung der Stromgestehungskosten aus Geothermie bis 2050*. Karlsruhe: Hochschule Karlsruhe, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften.
- Tanner, J. E., & Lamb, F. W. (1978). Specific Heats of Aqueous Solutions of NaCl, NaBr, and KCl: Comparisons with Related Thermal Properties. *Journal of Solution Chemistry*, 7(4), pp. 303-316.
- Tester et al. (2006). *The Future of Geothermal Energy*. Massachusetts, USA: Massachusetts Institute of Technology.
- Theis, C. (1935). The relation between the lowering of the piezometric surface and the rate and duration of discharge of a well using groundwater storage. *Amer. Geophys. Union Trans.*(16), pp. 519-524.

-
- Tsatsaronis, G. (1996). Exergoeconomics: Is It Only a New Name? *Chemical Engineering Technology*(19), pp. 163-169.
- Tsatsaronis, G., & Czesla, F. (2002). *Encyclopedia of Physical Science and Tochnology, Kapitel Thermoconomics* (3 ed., Vol. 16). Academic Press.
- Turton et al. (2009). *Analysis, Synthesis and Design of Chemical Processes* (Vol. 3rd Edition). Upper Saddle River, N.J., USA: Prentice Hall.
- VDEW. (1999). *Verfügbarkeit von Wärmekraftwerken - Grundlagen und Ermittlung.* (VWEG-Verlag, Ed.) Frankfurt am Main: Vereinigung Deutscher Elektrizitätswerke e.V.
- VDI 2067. (2010). *Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen - Grundlagen und Kostenberechnung.* (V. D. Ingenieure, Ed.) Berlin: Beuth-Verlag.
- VDI 3986. (2000). *Ermittlung des Wirkungsgrades von konventionellen Kraftwerken.* VDI-Handbuch Energietechnik. Düsseldorf: Verein Deutscher Ingenieure.
- VDI 4640. (2000). *Thermische Nutzung des Untergrunds – Grundlagen, Genehmigungen, Umweltaspekte* (Vol. TEIL 1). (V. D. Ingenieure, Ed.) Berlin: Beuth-Verlag.
- Wagner, W. (2004). *Wärmeübertragung* (6. ed.). Würzburg: Vogel Buchverlag.
- Wagner, W., & Pruss, A. (2002). The IAPWS Formulation 1995 for Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substances for General and Scientific Use. *Journal of Phys. Chem. Ref. Data*(31), pp. 387-535.
- Walker-Hertkorn, S., & Tholen, M. (2007). *Arbeitshilfe Geothermie: Grundlagen für oberflächennahe Erdwärmesondenbohrungen* (1. ed.). Bonn: Wirtschafts- und Verlagsgesellschaft Gas und Wasser mbH.
- Weimann, T. (2011). *Vorbereitung und Begleitung der Erstellung des Erfahrungsberichtes 2011 gemäß § 65 EEG.* Augsburg: Wirtschaftsforum Geothermie e.V.
- Wieland, C., Meinel, D., & Spliethoff, H. (2012). Innovative and advanced cycle design for ORC systems. *International Symposium on Advanced Waste Heat Valorisation Technologies.* Kortrijk, Belgien.
- Wolfgramm et al. (2013a). *Verbundprojekt LOGRO - Langzeitbetrieb und Optimierung eines Geothermiekraftwerks in einem geklüftet-porösem Reservoir im Oberrheingraben.* Institut für Angewandte Geowissenschaften. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (unveröffentlicht).

- Wolfgramm et al. (2013b). *Avoiding Precipitations by Filtration and Inhibition (Verbundprojekt ContraPart) - Laboratory and field tests to identify the impact of kinetics and inhibitors on scaling/corrosion*. Neubrandenburg: GTN Geothermie Neubrandenburg GmbH.
- Wolfgramm, M. B. (2012). Erfahrungen bei der Säurestimulation geothermaler Aquifere und Anlagen. *Proceedings Der Geothermiekongress*, (pp. 1-12). Karlsruhe.
- Zanke, U. (1993). Zur Berechnung von Strömungs-Widerstandsbeiwerten. *Wasser und Boden* (Heft 1), p. 14 ff.
- Zhenhao, D., Jiawen, H., Dedong, L., & Shide, M. (2008). Densities of the CO₂-H₂O and CO₂-H₂O-NaCl Systems Up to 647 K and 100 MPa. (A. C. Society, Ed.) *Energy Fuels*(22), pp. 1666–1674.

A. Abbildungen des Geothermiekraftwerks Bruchsal



Abb. A-1: Brunnenkopf der Produktionsbohrung (GB2) des Geothermiekraftwerks Bruchsal. Zu erkennen sind die Thermalwasserleitungen (rote Rohrleitungen), das Stromkabel zur Stromversorgung der Förderpumpe (gelbes Kabel) sowie eine weitere Durchführung durch den Brunnenkopf für eine Druck- und Temperatursonde (lila Kabel). (EnBW, 2012)



Abb. A-2: Außenansicht des Geothermiekraftwerks Bruchsal. Zu sehen sind das Maschinen- und Pumpenhaus sowie die Nasskühlturmzelle. (EnBW, 2012)



Abb. A-3: Innenansicht des Geothermiekraftwerks Bruchsal. Zu sehen ist der Turbosatz (vorne im Bild) und die Plattenwärmeübertrager auf der oberen Ebene (hinten im Bild). (EnBW, 2012)



Abb. A-4: Ansicht der Wärmeübertrager des Geothermiekraftwerks Bruchsal vor Montage der Isolierung. Zu sehen sind die beiden Verdampfer (links), der Vorwärmer (Mitte) und der Kondensator (rechts). (EnBW, 2012)



Abb. A-5: Ansicht einer erdverlegten Thermalwasserleitung mit Dehnungsbögen. (EnBW, 2012)



Abb. A-6: Einbau einer Förderpumpe im Geothermieprojekt Bruchsal. Zu sehen sind die Steigleitung (Vordergrund unten) und die Electrical Submersible Pump hängend am Kran (Hintergrund). Ebenfalls zu sehen ist der Druckausgleichsbehälter des Thermalwassersystems (links). (EnBW, 2012)



Abb. A-7: Schauglas im Thermalwassersystem des Geothermieprojekts Bruchsal. Zu sehen ist die Zweiphasenströmung aus flüssigem Thermalwasser und entlöstem Gas an der Produktionsbohrung. Die Betriebsbedingungen betragen ca. 120 °C und 22 barü. (EnBW, 2012)

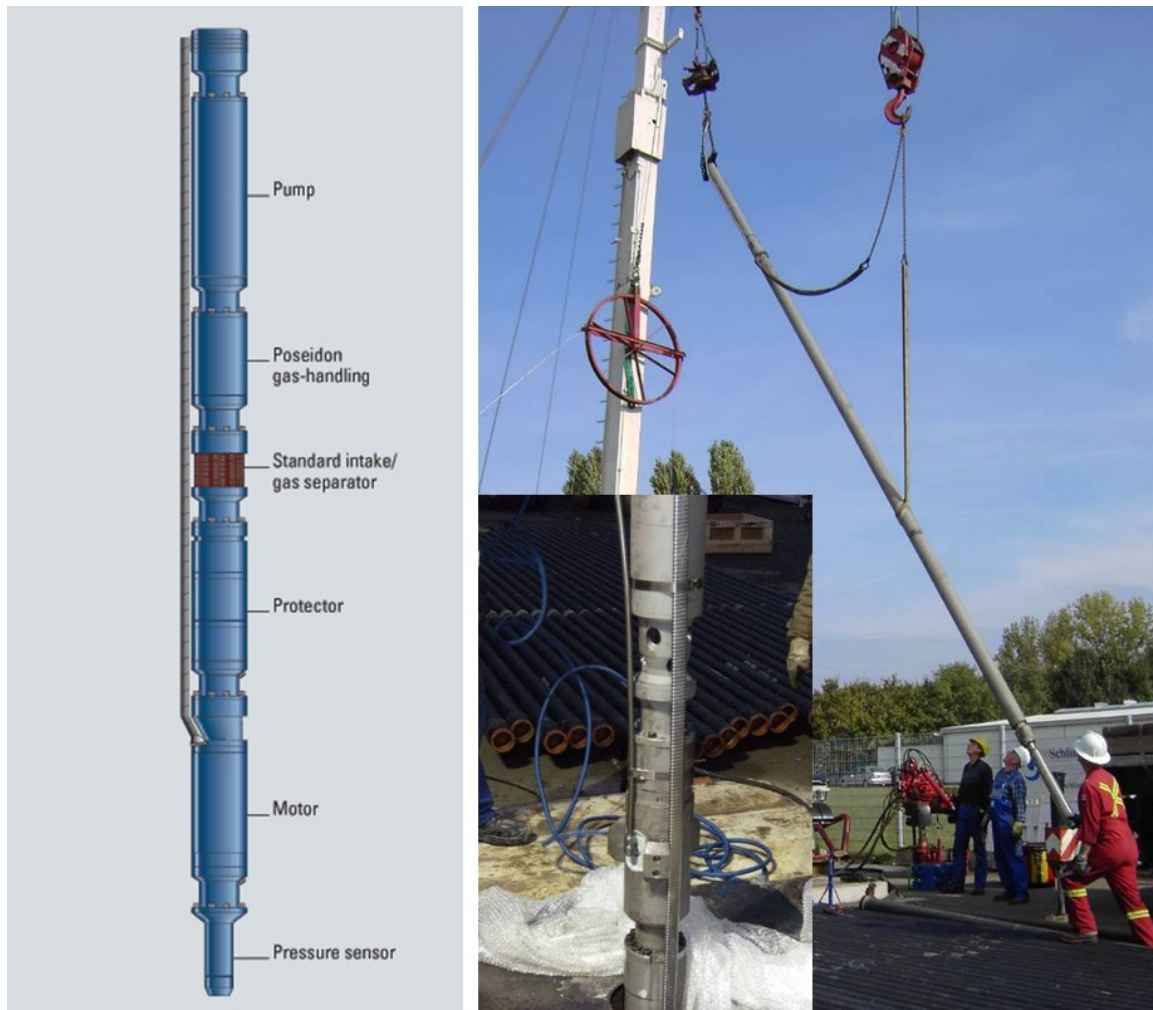


Abb. A-8: Aufbau einer ESP (links), (Schlumberger). Installation einer ESP im Geothermieprojekt Bruchsal sowie eine Nahaufnahme des Einlaufbereichs (rechts), (EnBW, 2012).



Abb. A-9: Pumpenkörper (links) und Motor (rechts) einer LSP im Geothermieprojekt Soultz-sous-Forêts. (EEIG Heat-Mining, 2012)

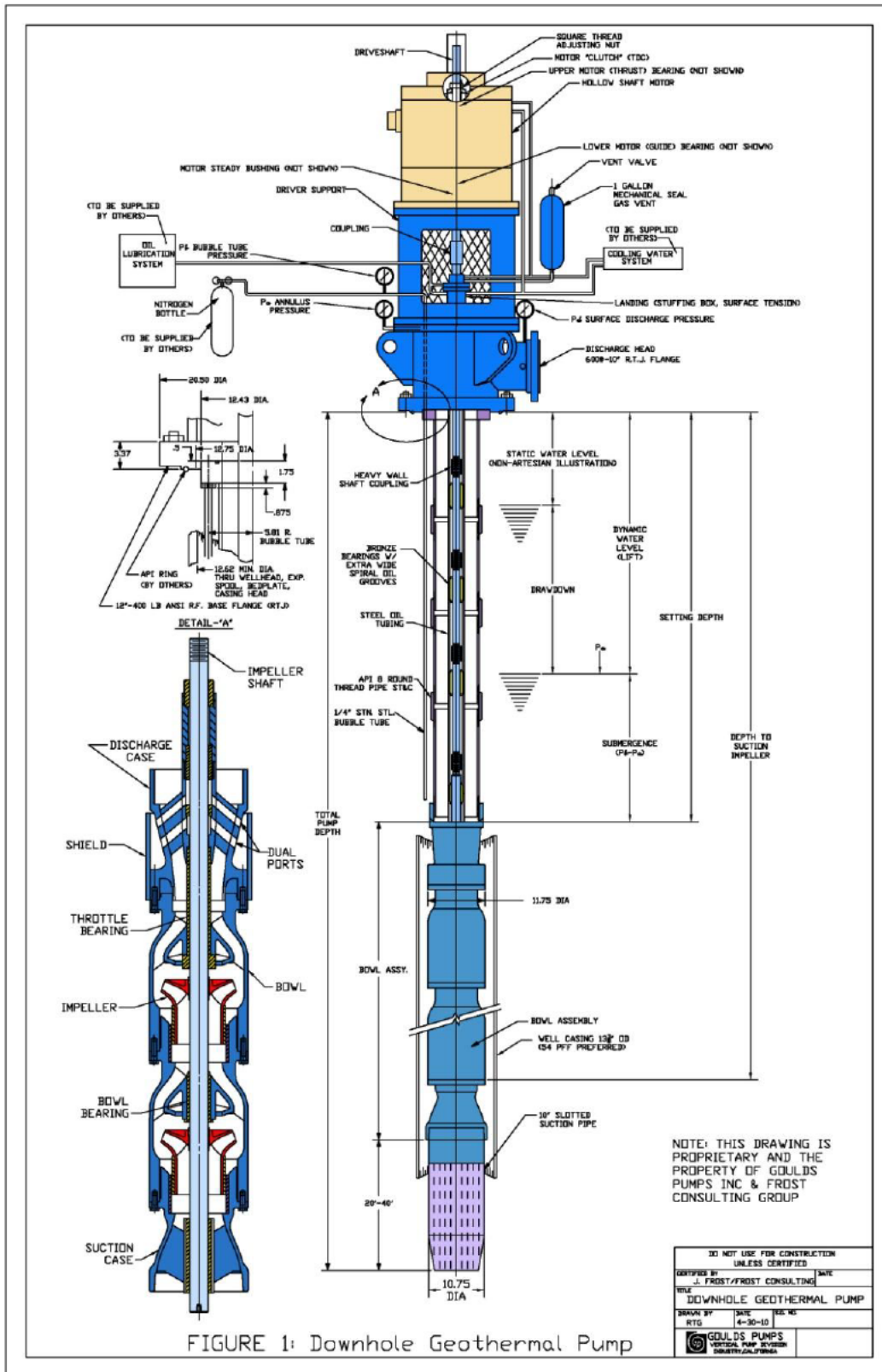


Abb. A-10: Aufbau einer Line Shaft Pump. (Frost, 2010)

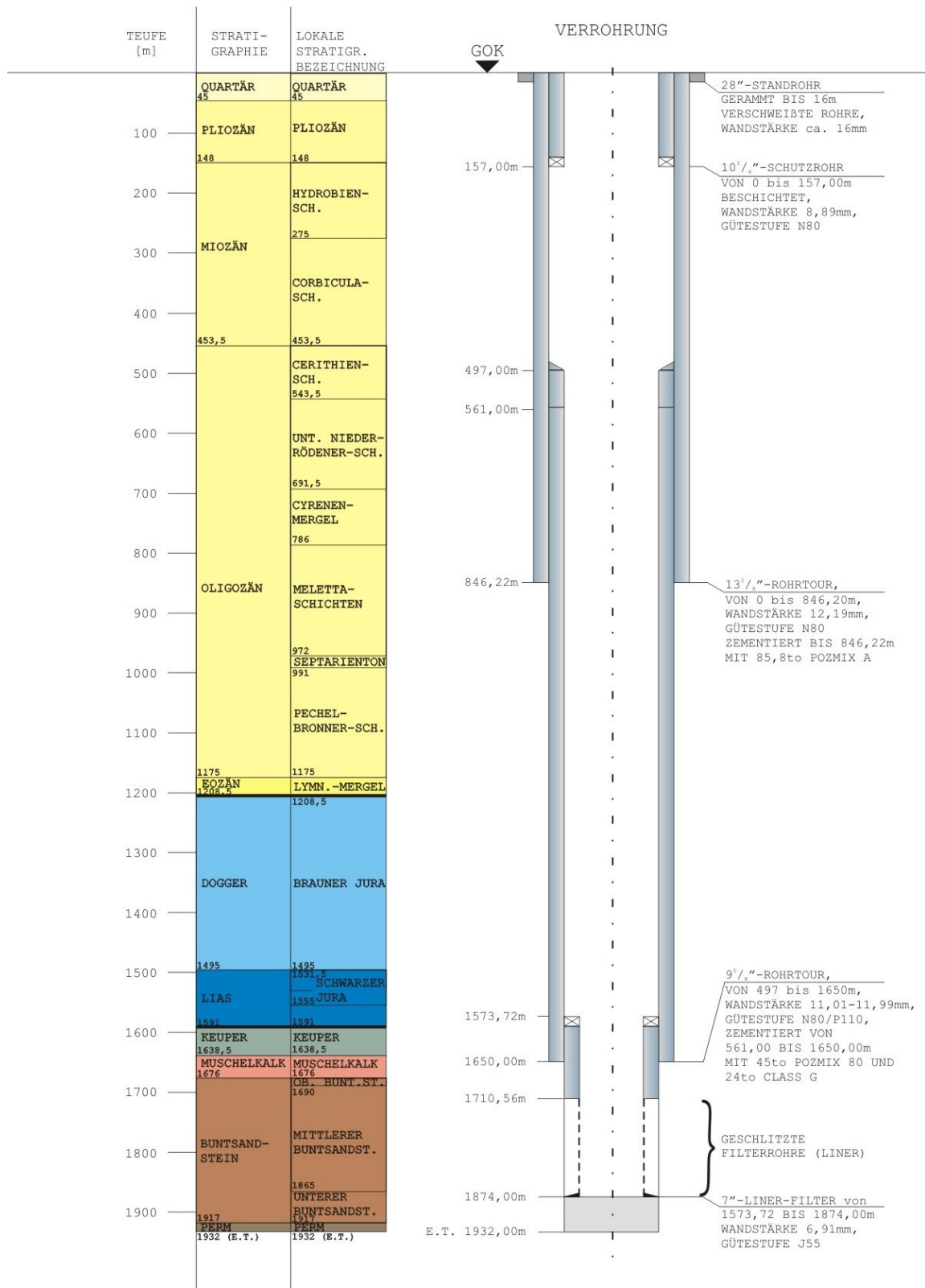


Abb. A-11: Schichtenfolge und Verrohrungsschema der Injektionsbohrung GB1 des Geothermieprojekts Bruchsal. (Fritz Planung GmbH, 1988)

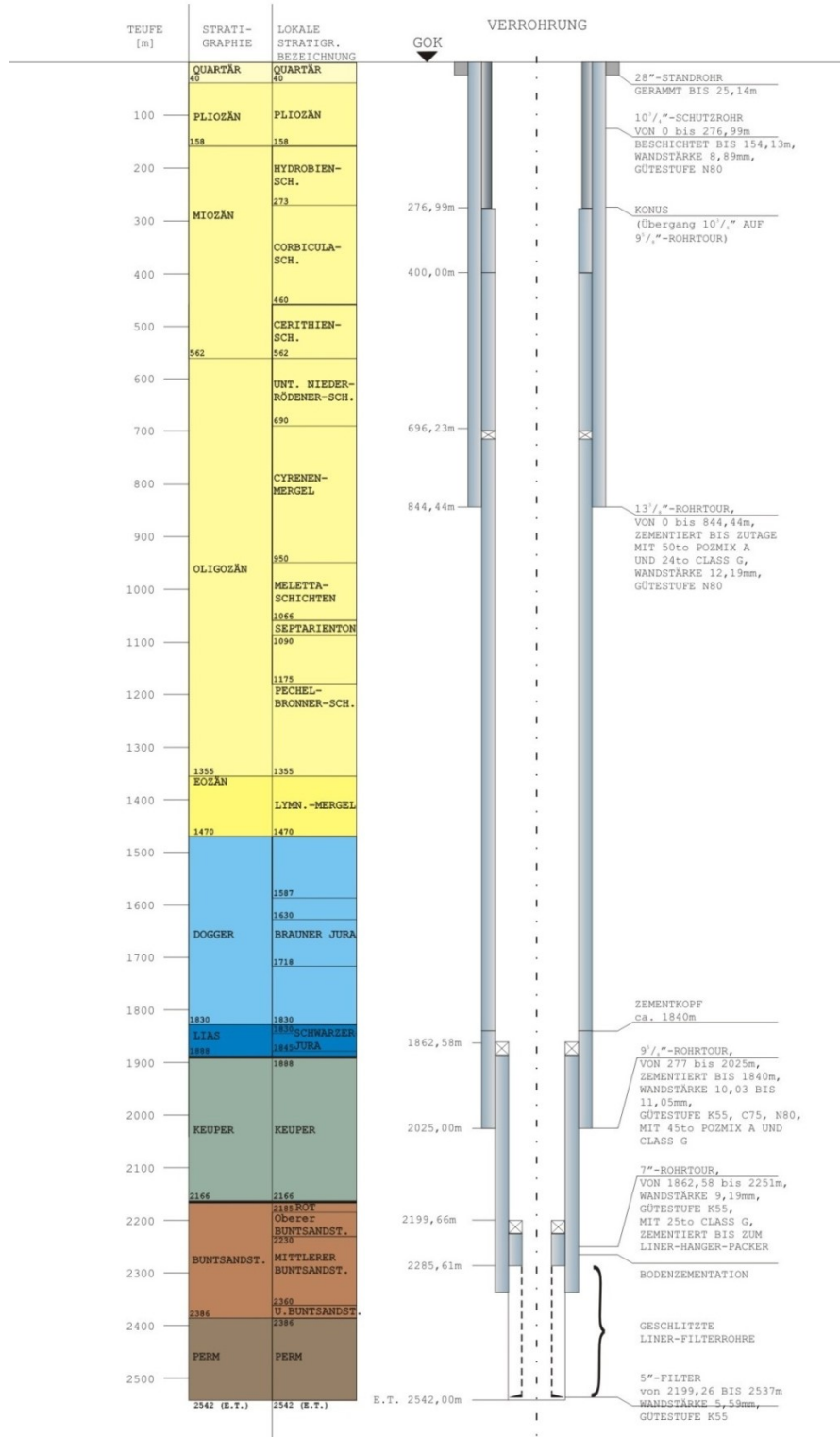


Abb. A-12: Schichtenfolge und Verrohrungsschema der Produktionsbohrung GB2 des Geothermieprojekts Bruchsal. (Fritz Planung GmbH, 1988)

B. Ausführliche mathematische Beschreibung der hydraulischen und thermischen Prozesse in den Bohrungen und sonstigen thermalwasserdurchströmten Komponenten

Die Strömungsverluste durch Reibung werden anhand Druckverlustberechnungen für Rohrleitungen bestimmt. Es wird von einer hydraulisch sowie thermisch ausgebildeten Rohrströmung (Hagen-Poiseuille-Verteilung) in einem Rohr mit rundem Querschnitt ausgegangen. Einbauten, lokale Effekte durch Querschnittsänderungen u.ä. werden nicht detailliert abgebildet. Vielmehr wird ein von der Rohrleitungslänge abhängiger durchschnittlicher Widerstandsbeiwert angesetzt. Die Widerstandsbeiwerte wurden aus Erfahrungen in den Geothermieprojekten Bruchsal und Soultz-sous-Forêts abgeleitet und sind in Tab. B-1 aufgelistet.

Tab. B-1: Verwendete durchschnittliche Widerstandsbeiwerte zur Berechnung der Druckverluste zwischen den Zustandspunkten.

Komponente	Widerstandsbeiwerte	
	Hydr. glatt	Hydr. rau
Steigleitung	0,090 [m^{-1}]	0,200 [m^{-1}]
Thermalwassersystem	0,360 [m^{-1}]	0,800 [m^{-1}]
Verbindungsleitung	0,018 [m^{-1}]	0,040 [m^{-1}]

Für den stationären Fall kann die allgemeine Gleichung für Reibungsverluste inkompressibler Fluide in einer Rohrleitung mit rundem Querschnitt aus der Bernoullischen Gleichung abgeleitet werden (Beitz & Grote, 2001). Der Druckverlust Δp_V berechnet sich aus der Rohrreibungszahl λ , der Länge des Rohres l , dem Innendurchmesser d , der Dichte des Fluids ρ , der Strömungsgeschwindigkeit c und dem dimensionslosen Widerstandsbeiwert ξ wie folgt

$$\Delta p_V = \frac{\lambda \cdot l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot c^2}{2} + \sum_{i=1}^n \left(\xi \cdot \frac{\rho \cdot c^2}{2} \right)_i \quad \text{Gl. (B-1)}$$

Diese Gleichung kann näherungsweise auch für kompressible Fluide angewendet werden, wenn der Druckverlust gering ist. Da die Bohrungen in den Berechnungen diskretisiert werden, ist dies gegeben. Der Fehler ist dabei $f \approx 0,5 \cdot \frac{\Delta p_V}{p_1}$ (Beitz & Grote, 2001).

Für die Berechnung der Rohrreibungszahl λ ist zwischen laminarer und turbulenter Strömung, sowie hydraulisch glatten und rauen Rohren zu unterscheiden. Ursächlich hierfür sind die zwei Prozesse der inneren viskosen Reibung und der äußeren Wandreibung. Strömungsverluste laminarer Strömungen werden durch die viskose Reibung beschrieben. Je höher die Strömungsgeschwindigkeit, desto dominanter ist der Wandreibungseffekt. Als Grenze für den Übergang von laminarer zu turbulenter Strömung, wird oft eine kritische Reynoldszahl angegeben, die in Abhängigkeit der Geometrie bestimmt wird. Für Strömungen in kreisrunden Rohren geben Beitz & Grote (2001) eine kritische Reynoldszahl von $Re_{krit} = 2.320$ an.

Die Reynoldszahl ist wie folgt definiert (Beitz & Grote, 2001)

$$Re = \frac{c \cdot d}{\vartheta} . \quad \text{Gl. (B-2)}$$

Oder anstelle der kinematische Viskosität ϑ mit der dynamischen Viskosität η ausgedrückt

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\eta} . \quad \text{Gl. (B-3)}$$

Aus dem Gesetz von Stokes und der Hagen-Poiseuille Gleichung ergibt sich für den laminaren Fall, dass die Rohrreibungszahl unabhängig von der Rauigkeit des Rohres bestimmt werden kann (Beitz & Grote, 2001).

$$\lambda_{laminar} = \frac{64}{Re} \quad \text{Gl. (B-4)}$$

Im turbulenten Bereich werden hydraulisch glatte und raue Rohre unterschieden. Hydraulisch glatte Rohre liegen vor, wenn die Grenzschichtdicke δ dicker als die Wandrauigkeit k ist, d.h. wenn $\delta/k \geq 1$ gilt. Die Grenzschicht nach Prandtl lautet (Beitz & Grote, 2001)

$$\delta = \frac{34,2 \cdot d}{(0,5 \cdot Re)^{0,875}} . \quad \text{Gl. (B-5)}$$

Die Rohrereibungszahl ist dann abhängig von den Strömungsbedingungen, also eine Funktion der Reynoldszahl und wird für $Re < 10^5$ nach Blasius und für $10^5 < Re < 10^8$ nach Nikuradse mit den Gleichungen Gl. (B-6) und Gl. (B-7) berechnet (Wagner W., 2004). Für hydraulisch raue Rohre hingegen ist die Rohrereibungszahl eine Funktion

der Rohrrauigkeit und wird mit Gl. (B-8) nach Moody bestimmt (Gnielinski et al., 2006). Nachfolgend sind die Gleichungen mit ihren Gültigkeitsbereichen angegeben.

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad \text{Gl. (B-6)}$$

für $Re < 10^5$ und $\delta/k \geq 1$

$$\lambda = 0,0032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}} \quad \text{Gl. (B-7)}$$

für $10^5 < Re < 10^8$ und $\delta/k \geq 1$

$$\lambda = 0,0055 + 0,15 \cdot \left(\frac{k}{d}\right)^{1/3} \quad \text{Gl. (B-8)}$$

für $Re_{krit} < Re$ und $\delta/k < 1$

Im Übergangsbereich von hydraulisch glatten zu rauen Rohren, definiert durch $65 \cdot d/k < Re < 300 \cdot d/k$, wird die Gleichung nach Colebrook verwendet (Gl. (B-9)). Sie bezieht sich auf Rohre mit technischer Rauigkeit (Beitz & Grote, 2001). Rauigkeiten gängiger Materialien können in der Literatur nachgeschlagen werden. Beitz & Grote (2001) geben für neue gewalzte oder gezogene nahtlose Stahlrohre Werte von 0,02 bis 0,1 mm und für gebrauchte Stahlrohre mit gleichmäßigen Rostnarben und leichter Verkrustung 0,15 bis 0,4 mm an. Gute Erfahrungen für Druckverlustberechnungen in Tiefbohrungen wurden mit Rauigkeiten von ca. 0,06 mm gemacht (Rinke, 2012). Im Folgenden wird für alle Rohre eine Rauigkeit von 0,06 mm angesetzt, wodurch auch eine gute Übereinstimmung mit Betriebswerten in den obertägigen Anlagenbereichen erreicht wird.

$$\lambda_{turbulent} = \frac{1}{\left[2 \cdot \lg \left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda_{turbulent}}} + \frac{k}{3,71 \cdot d} \right)\right]^2} \quad \text{Gl. (B-9)}$$

Tatsächlich ist der Übergang zwischen laminar und turbulent fließend. Auch bei kleinen Reynoldszahlen treten Turbulenzen auf, die jedoch schnell wieder zerfallen. Daher wird die Rohrreibungszahl im Übergangsbereich nach Gl. (B-10) aus dem la-

minaren und turbulenten Fall zusammengesetzt. Die Instabilitätsfunktion wurde von Zanke (1993) beschrieben und sorgt für einen fließenden Übergang.

$$\lambda = \lambda_{laminar} \cdot (1 - \alpha) + \lambda_{turbulent} \cdot \alpha \quad \text{Gl. (B-10)}$$

$$\alpha = e^{-e^{-(0,033 \cdot Re - 8,75)}}$$

Laminar $\alpha = 0$; turbulent $\alpha = 1$

Die Filterstrecke ist ein Sonderfall, da sich der Massenstrom über die Länge ändert. Nimmt man diese Zuflüsse als konstant über die Filterstrecke an, so nehmen der Durchfluss, und damit die Geschwindigkeit, über die Filterstrecke linear zu. Für die Geschwindigkeit gilt (Fischer, 2010)

$$c(z) = \frac{z}{l} \cdot c(l). \quad \text{Gl. (B-11)}$$

Wobei $c(z)$ die Geschwindigkeit des Fluids, z die Laufvariable, l die Länge der Filterstrecke und $c(l)$ die Geschwindigkeit des Fluids am Filterende ist.

Setzt man Gl. (B-11) in Gl. (B-1) für den Druckverlust ein und integriert diese über die Filterlänge erhält man:

$$\int_{z=0}^{z=l} \Delta p_v \cdot dz = \int_{z=0}^{z=l} \left[\frac{\lambda \cdot 1}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v(z)^2}{2} + \sum_{i=1}^n \left(\xi \cdot \frac{\rho \cdot v(z)^2}{2} \right)_i \right] \cdot dz \quad \text{Gl. (B-12)}$$

$$\Delta p_v = \frac{l}{3} \cdot \left[\frac{\lambda \cdot 1}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v(l)^2}{2} + \sum_{i=1}^n \left(\xi \cdot \frac{\rho \cdot v(l)^2}{2} \right)_i \right] \quad \text{Gl. (B-13)}$$

Der Widerstandsbeiwert der Filterstrecke wird wie von Fischer (2010) angenommen zu Null gesetzt, weshalb sich die Gleichung vereinfacht zu

$$\Delta p_v = \frac{1}{3} \cdot \frac{\lambda \cdot l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v(l)^2}{2}. \quad \text{Gl. (B-14)}$$

Ähnlich dem hydraulischen Verhalten, spielen die Strömungsverhältnisse auch beim thermischen Verhalten eine entscheidende Rolle. Das Thermalwasser tritt mit der ungestörten Reservoirtemperatur in die Bohrung ein. Im ungestörten Zustand, zu Beginn der Förderung, hat das Gestein die in Abb. 2-5 dargestellte Temperaturverteilung über die Tiefe. Während des Betriebs beeinflusst die Fluidtemperatur das um-

liegende Gestein. Wie bereits für die Wasserstandsänderung gezeigt, stellt sich auch für den Wärmetransport in der Praxis ein quasi-stationärer Zustand ein. In der Produktionsbohrung gibt das heiße Thermalwasser Wärme an das umliegende Gestein ab. In der Injektionsbohrung sind die Verhältnisse nicht so eindeutig. Für gewöhnlich gibt das injizierte Thermalwasser im oberen Bereich der Bohrung Wärme an das umliegende Gestein ab ($T_{TW} > T_{Gebirge}$). Mit zunehmender Tiefe, und damit zunehmender Gebirgstemperatur, nimmt der Wärmetransport ab, bis er sich schließlich umkehrt und Wärme vom Gebirge an das Thermalwasser übertragen wird ($T_{TW} < T_{Gebirge}$). Die Tiefe des Umkehrpunktes verschiebt sich mit den Betriebsbedingungen und wird in der Simulation automatisch bestimmt.

Der Wärmetransport in den Bohrungen lässt sich als eindimensionale Rohrströmung ohne Wärmequelle beschreiben. Wird eine konstante Dichte vorausgesetzt, gilt für den spezifischer Wärmetransport θ nach (Kalb & Steinhilber, 2003)

$$\theta = \underbrace{-\rho \cdot c \cdot A \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial z}}_{\text{massengebundener Energie transport}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial z} \cdot \left(\lambda \cdot A \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right)}_{\text{axiale Wärmeleitung}} + \underbrace{\frac{\dot{q}_w \cdot U}{\cos(\beta)}}_{\text{radiale Wärmeleitung}} + \underbrace{c \cdot \tau \cdot U}_{\text{Dissipation}}, \quad \text{Gl. (B-15)}$$

wobei ρ die Dichte des Fluids, c die Strömungsgeschwindigkeit des Fluid, A die Fläche senkrecht zur Strömungsrichtung, c_p die Wärmekapazität des Fluids, z die Laufvariable in Strömungsrichtung, $\partial T/\partial z$ das Temperaturgefälle in z -Richtung, λ die Wärmeleitfähigkeit des Fluids, \dot{q}_w die Wärmestromdichte in radiale Richtung, U der Umfang, $\cos(\beta)$ der Winkel zwischen Strömungsrichtung und linearer Steigung der Wärmestromdichte und τ die Schubspannung ist.

Können die Längswärmeleitung und die Dissipation vernachlässigt werden, vereinfacht sich die Gleichung zu

$$\theta = -\rho \cdot c \cdot A \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial z} + \frac{\dot{q}_w \cdot U}{\cos(\beta)}. \quad \text{Gl. (B-16)}$$

Diese Vereinfachungen sind zulässig, wenn die Bohrung in ausreichend kleine, diskrete Elemente unterteilt und mit Mittelwerten des Drucks, der Dichte und der Temperatur des ungestörten Gebirges im quasi-stationären Zustand betrachtet wird. Ist die Temperaturdifferenz zwischen Eintritt und Austritt aus dem diskreten Rohrleitungselement gering und lässt sich die Wärmestromdichte \dot{q} darüber hinaus in der Form

$$\dot{q} = k \cdot (T_0 - T(z)) \quad \text{Gl. (B-17)}$$

beschreiben, so kann die Austrittstemperatur T_e des Fluids aus der Rohrleitung für die Randbedingung $T(z = 0) = T_i$ berechnet werden (Kalb & Steinhilber, 2003)

$$T_e = T_0 + (T_i - T_0)e^{\left(\frac{-k \cdot U \cdot z}{\rho \cdot c \cdot A \cdot c_p}\right)}, \quad \text{Gl. (B-18)}$$

wobei T_i die Temperatur des Fluids am Eintritt und T_0 die als konstant anzusehende Temperatur der Umgebung ist. Im Fall der Bohrung entspricht diese Umgebungstemperatur der ungestörten Temperatur des Gebirges und ist damit eine Funktion der Tiefe. k ist die auf den Innenumfang des Rohres bezogene Wärmedurchgangszahl und kann wie folgt durch den Wärmewiderstand R ausgedrückt werden

$$k = \frac{1}{R \cdot A}. \quad \text{Gl. (B-19)}$$

Der Wärmewiderstand einer Bohrung ist ein Sonderfall des mehrschichtigen Hohlzylinders. Während bei einer Bohrung lediglich ein Wärmeübergang auf der Innenseite des Rohres vorliegt, geht das klassische Modell des Hohlzylinders von zwei Wärmeübergängen, einem an der Innenseite und einem an der Außenseite des Rohres, aus. Wie in Abb. B-1 für eine Produktionsbohrung dargestellt, gibt es einen Wärmeübergang vom Thermalwasser an das Casing gefolgt von Wärmeleitung durch die verschiedenen Materialien. Das Gebirge kann als halbumendlicher Körper angenommen werden, da der Einfluss auf den Nahbereich der Bohrung begrenzt ist. Die Wandstärken werden als gleichmäßig und die Verbindung zwischen Casing, Beton und Gebirge als ideal angenommen.

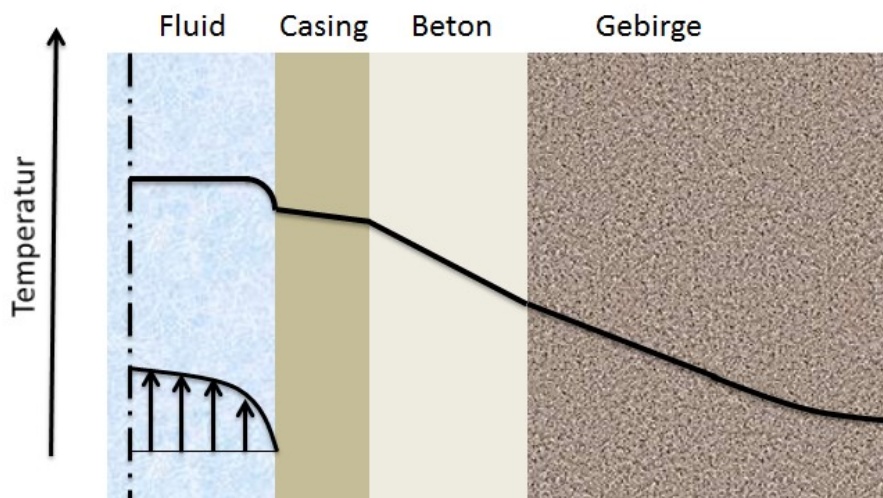


Abb. B-1: Produktionsbohrung aus Sicht der Wärmeübertragung, als Sonderfall des mehrschichtigen Hohlzylinders.

Der allgemeine Wärmewiderstand R des mehrschichtigen Hohlzylinders lautet (Wagner W., 2004)

$$R_{Hohlzylinder} = \frac{1}{\alpha_i \cdot r_i \cdot 2 \cdot \pi \cdot l} + \left(\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot l} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \cdot \ln \left(\frac{r_{i+1}}{r_i} \right) \right) + \frac{1}{\alpha_a \cdot r_a \cdot 2 \cdot \pi \cdot l} \quad \text{Gl. (B-20)}$$

α ist der Wärmeübergangskoeffizient. Die Indizes i und a stehen für „innen“ und „außen“.

Für den Spezialfall der Bohrung, wie er in Abb. B-1 dargestellt ist, lautet die Definition des Wärmewiderstands damit wie folgt

$$R_{Bohrung} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot L} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{Brine} \cdot r_1} + \frac{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)}{\lambda_{Casing}} + \frac{\ln \left(\frac{r_3}{r_2} \right)}{\lambda_{Beton}} + \frac{\ln \left(\frac{r_4}{r_3} \right)}{\lambda_{Gebirge}} \right) \quad \text{Gl. (B-21)}$$

Die Radien r_1 bis r_4 beziehen sich dabei auf die jeweiligen Innen- und Außenradien der Materialgrenzen. Während die Wärmeleitfähigkeiten für verschiedene Materialien in der Literatur nachgeschlagen werden können, z.B. in Gnielinski et al. (2006), muss der Wärmeübergangskoeffizient berechnet werden. Die verwendeten Wärmeleitfähigkeiten sind in Tab. B-2 dargestellt. An Bohrkernen gemessene Wärmeleitfähigkeiten, aus den Bohrungen GB1 und GB2 des Geothermiestandorts Bruchsal, befinden sich in Tab. E-9 und Tab. E-10 sowie Wärmeleitfähigkeiten für Dämmstoffe in Tab. E-11 im Anhang.

Tab. B-2: Übersicht verwendeter Wärmeleitfähigkeiten. ¹ (Winter & Gryglaszewski, 1987), ² (Hellström & Sanner, 2000), ³ (Schulz R., 1987), ⁴ (Gnielinski et al., 2006), ⁵ (Lemmon, Huber, & McLinden, 2010)

Stahl (Casing/Steigleitung/Verrohrung) $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	50 ¹
Beton $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	1,6 ²
Gebirge $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	3,0 ³
Dämmmaterial (Isolierung Obertageleitungen) $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	0,068 ⁴
Gase (Gemische aus N ₂ /CO ₂ /CH ₄) $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	0,035 ⁵

Während die Innen- und Außendurchmesser des Casings Ausbauezeichnungen entnommen werden können und damit exakt bekannt sind, kann der Bohrungsdurchmesser lediglich anhand der verwendeten Meißelgröße abgeschätzt werden. Hieraus ergibt sich die Dicke der Zementierung. Im Folgenden wird die Dicke des zementierten Ringspalts mit Gl. (B.22) in Abhängigkeit der Casing-Durchmesser abgeschätzt. Die Gleichung nähert Ringspalte typischer Bohrungs-Verrohrungs-Kombinationen an und wurde aus Sperber, Uhlig, & Matthiasson (2008) abgeleitet.

$$s_{\text{Zementierung}}[m] = (d_{\text{Casing}} \cdot 3,5 + 4) \cdot 10^{-3} \quad \text{Gl. (B.22)}$$

Wobei d_{Casing} der Casing-Durchmesser in Zoll ist.

Der Wärmeübergangskoeffizient α ist abhängig von den Fluideigenschaften und den Strömungsverhältnissen, was durch die Nußelt-Zahl Nu Eingang findet

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{2 \cdot r} \quad \text{Gl. (B-23)}$$

Für laminare Strömungen ($Re < Re_{krit}$) kann die Nußelt-Zahl nach Gl. (B-24) berechnet werden (Beitz & Grote, 2001)

$$Nu = \frac{3,657}{\tanh(2,264 \cdot X^{1/3} + 1,7 \cdot X^{2/3})} + \frac{0,0499}{X} \cdot \tanh X \quad \text{Gl. (B-24)}$$

$$\text{mit } X = \frac{l}{(2 \cdot r \cdot Re \cdot Pr)}$$

wobei die Prandtl-Zahl Pr definiert ist als $Pr = \eta \cdot c_p / \lambda$ und eine Kennzahl zur Beschreibung der Fluideigenschaften darstellt.

Für turbulente Strömungen gibt es verschiedene Ansätze, deren Gültigkeit sich auf verschiedene Strömungsregime beschränkt. Gl. (B-25) bis Gl. (B-27) geben die verwendeten Formeln zur Berechnung der Nußelt-Zahl und ihren Gültigkeitsbereich an. Die Gleichungen wurden aus Wagner (2004) und Beitz & Grote (2001) entnommen.

$$Nu = 0,0235 \cdot (Re^{0,8} - 230) \cdot Pr^{0,48} \quad \text{Gl. (B-25)}$$

für $10^4 < Re < 10^5$ und $0,6 < Pr < 50$

$$Nu = \frac{\left(Re \cdot Pr \cdot \frac{\xi}{8} \right)}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}} \cdot \left(1 + \left(\frac{2 \cdot r}{l} \right)^{2/3} \right) \quad \text{Gl. (B-26)}$$

$$\text{mit } \xi = (0,78 \cdot \ln(Re) - 1,5)^{-2}$$

$$\text{für } 10^5 < Re < 10^6 \text{ und } 0,6 < Pr < 1000$$

$$Nu = \frac{\left(Re \cdot Pr \cdot \frac{\xi}{8} \right)}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}} \quad \text{Gl. (B-27)}$$

$$\text{mit } \xi = (1,8 \cdot \ln(Re) - 1,5)^{-2}$$

$$\text{für } 10^6 < Re < 10^7 \text{ und } 0,6 < Pr < 1000$$

Der Berechnungsweg ist damit dargestellt. Jedoch fehlt eine Eingangsgröße zur endgültigen Beschreibung des Wärmetransports in den Bohrungen. Unbekannt ist der Abstand vom Bohrungsmittelpunkt, an dem die ungestörte Temperatur des Gebirges erreicht wird. Oder anders ausgedrückt: wird ein Außenradius für die Wärmeleitung im Gebirge definiert (r_4), so ist die Temperatur an diesem Punkt unbekannt. Für einen der Parameter Radius/Temperatur muss also eine Annahme getroffen werden.

Aus Betriebsdaten des Bruchsaler Geothermiekraftwerks können reale Wärmeverluste berechnet und zur Ableitung einer Annahme genutzt werden. Bei einer Förderung von ca. 25 L/s kühlt sich das Thermalwasser während des Aufstiegs um ca. 7 K im hinreichend lang betriebenen Brunnen ab. Die thermischen Verluste belaufen sich somit auf gut 600 KW_{th}. Da die treibende Kraft des Wärmetransports die Temperaturdifferenz ist, werden sich die Verluste nicht gleichmäßig über die Bohrungslänge verteilen, sondern proportional zum Temperaturgradienten.

$$\dot{Q}_{\text{Verlust}} \propto (T_{TW} - T_{\text{Gebirge}}) \quad \text{Gl. (B-28)}$$

Teilt man die Bohrung in 100 m lange Abschnitte und wendet dies an, so ergibt sich der in Abb. B-2 dargestellte Verlauf der Wärmeströme je Bohrungsabschnitt.

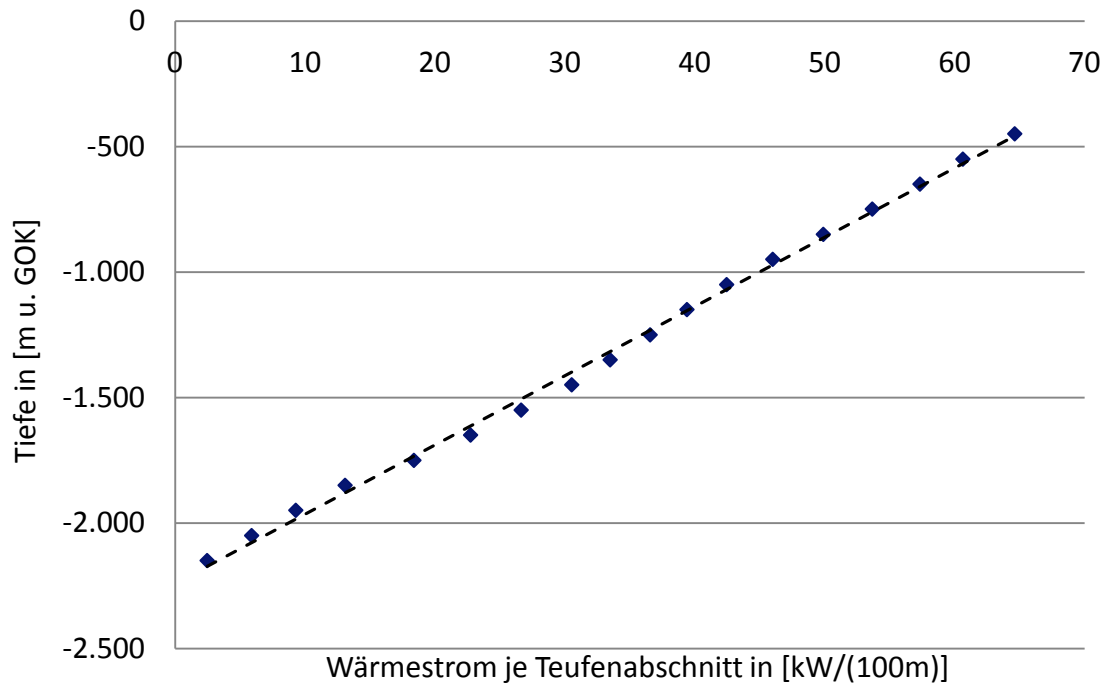


Abb. B-2: Wärmeverluste in der Produktionsbohrung GB2 des Geothermieprojekts Bruchsal je Bohrungsabschnitt bei Proportionalität der Wärmeströme zum Temperaturgradienten zwischen Thermalwasser und ungestörter Gebirgstemperatur.

Mit einem mittleren Temperaturgradienten für jeden Bohrungsabschnitt, kann für den Betriebspunkt ein dazugehöriger Radius bestimmt werden. Man erhält somit einen funktionellen Zusammenhang zwischen Temperaturgradient und Radius. Ein linearer Ansatz gibt die Wärmeübertragungsverhältnisse nur unzureichend wieder, weshalb der in Gl. (B-29) dargestellte polynomische Ansatz dritter Ordnung für Temperaturgradient kleiner 50 K und ein exponentieller Ansatz für größere Temperaturgradient entwickelt wurde.

$$r = 3,173 \cdot 10^{-6} \cdot \Delta T^3 - 7,095 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta T^2 + 5,246 \cdot 10^{-2} \cdot \Delta T + 0,3197 \quad \text{Gl. (B-29)}$$

für $\Delta T \leq 50 \text{ K}$ und

$$r = 1,371 \cdot \Delta T^{0,0371} \text{ für } \Delta T > 50 \text{ K}$$

mit $\Delta T = T_{TW} - T_{\text{Gebirge}}$

Dieser Radius definiert den minimalen Abstand vom Mittelpunkt der Bohrung, an dem das thermische Gleichgewicht wieder erreicht wird. Streng genommen gilt die Annahme nur für den Betriebspunkt, von dem sie abgeleitet wurde. Durch die vorausgesetzte Proportionalität zwischen Temperaturgradient und Wärmemenge wird

jedoch eine gute Annäherung auch für veränderte Temperaturen erwartet. Eine weitere Validierung ist nicht möglich, da lediglich verwertbare Daten aus dem Geothermieprojekt Bruchsal zur Verfügung stehen. Eine Sensitivitätsanalyse zeigt, dass auf einer Rohrstrecke von 1.000 m eine Variation des Radius von +/-10 %, im schlechtesten betrachteten Fall, lediglich eine Änderung der berechneten Austrittstemperatur kleiner 2 % verursacht. Dieser Worst Case tritt bei einer hohen Thermalwassertemperatur von 200°C und einer niedrigen Thermalwasserförderrate von 25 L/s auf. Mit steigenden Förderraten und damit größeren thermischen Leistungen und/oder sinkenden Temperaturen, sinkt der Einfluss weiter. Bei einer Förderrate von z.B. 100 L/s und 200 °C ist die Abweichungen bereits kleiner 0,5 %.

C. Ausführliche Beschreibung der physikalischen und thermodynamischen Eigenschaften von Thermalwässern

Die physikalischen Eigenschaften von Reservoirfluiden ändern sich mit Variation der Temperatur, des Drucks sowie des Gehalts und der Art der gelösten Stoffe. Zu unterscheiden sind i.) Berechnungsverfahren basierend auf der freien Helmholtzenergie oder der Gibbs'schen freien Energie und ii.) empirische Ansätze basierend auf Curve fitting von Messwerten. Während erstere meist zum Ziel haben, das gesamte Phasendiagramm abzubilden, beschränken sich die einfacheren Kurvenanpassungen oft auf eine Phase. Muss alleine die flüssige Phase modelliert werden, sind der Literatur verschiedene Ansätze zu entnehmen, die zumindest ideale Lösungen gut beschreiben.

Im Oberrheingraben und auch in der Bayerischen Molasse und dem Norddeutschen Becken liegen Tiefenwässer vom Typ NaCl-Wässer vor (siehe auch Kapitel 2.1). Das Reservoirfluid wird daher als ideale NaCl-Lösung abstrahiert, wobei die Summe der gelösten Salze des Thermalwassers als Salzgehalt der Lösung angesetzt wird. Es findet kein Phasenwechsel statt. Chemische Phänomene wie Ausfällungen von Feststoffen oder deren Lösung werden nicht berücksichtigt.

Tab. C-1: Vergleich modellrelevanter Thermalwassereigenschaften mit denen von Wasser in der flüssigen Phase. Ausgewiesen ist die maximale Abweichung von reinem Wasser im Bereich 20 bis 250 °C, Sattedampfdruck bis 60 MPa für Salzgehalte von 0 bis 6 mol/kg.

Stoffeigenschaft	Max. Abweichung von reinem Wasser	Generelles Verhalten verglichen mit reinem Wasser
Dichte [kg/m^3]	ca. 30 % bei T = 250 °C, p = Sattedampfdruck, S = 6 mol/kg	Abweichung steigt mit steigendem Salzgehalt, Temperatur sowie sinkendem Druck
Viskosität [$Pa \cdot s$]	ca. 106 % bei T = 250 °C, p = 60 MPa, S = 6 mol/kg	Abweichung steigt mit steigendem Salzgehalt, Temperatur und Druck
Wärmeleitfähigkeit [$W/m \cdot K$]	ca. 2 % bei T = 250 °C, p = 60 MPa, S = 6 mol/kg	Abweichung steigt mit steigendem Salzgehalt, Temperatur und Druck
Enthalpie [kJ/kg]	ca. 542 % bei T = 20 °C, p = Sattedampfdruck, S = 6 mol/kg	Abweichung steigt mit steigendem Salzgehalt, sinkender Temperatur und Druck
Entropie [$kJ/kg \cdot K$]	ca. 195 % bei T = 20 °C, p = 60 MPa, S = 6 mol/kg	Abweichung steigt mit steigendem Salzgehalt, Druck sowie sinkender Temperatur

Für die Modellierung werden die Fluideigenschaften Dichte, Viskosität, Wärmeleitfähigkeit, Enthalpie und Entropie als Funktionen der Temperatur und des Drucks benötigt. Ein Vergleich der Fluideigenschaften einer NaCl-Lösung mit denen von reinem Wasser verdeutlicht die Notwendigkeit des Modells.

In Tab. C-1 sind die maximalen Abweichungen für den Bereich 20 bis 250 °C, Satt-dampfdruck bis 60 MPa für Salzgehalte von 0 bis 6 mol/kg dargestellt. Abb. C-1 zeigt darüber hinaus exemplarisch die Auswirkung auf Druck- und Temperaturverlustbe-rechnungen am Beispiel eines Rohrleitungsstücks des Thermalwasserkreislaufs. Be-reits bei Salzgehalten von 2 mol/kg sind die Druck- und Temperaturverluste ca. 10 % niedriger bzw. höher als dies für reines Wasser der Fall ist. Im Folgenden wird das Verhalten der einzelnen Eigenschaften unter Variation der Temperatur, des Drucks und der Salinität beschrieben und mit dem von Wasser verglichen.

Die Dichte von NaCl-Lösung verhält sich ähnlich der Dichte von reinem Wasser. Für geringe Salzgehalte kann daher selbst für größere Temperatur und Druckbereiche ohne größere Fehler mit einem festen Delta gearbeitet werden. Der maximale Fehler bei einem festen Delta im Bereich 5 bis 250 °C, Satt-dampfdruck bis 60 MPa und Salz-gehalten kleiner 0,75 mol/kg liegt unter 1 %. Für höhere Salzgehalte, wie sie am Standort Bruchsal vorkommen, liegt der Fehler im gleichen Zustandsbereich bereits bei ca. 4 %. Zu beachten ist auch, dass sich der kritische Punkt, der Gefrierpunkt so-wie die Dampfdrücke in Abhängigkeit der NaCl-Konzentration verschieben.

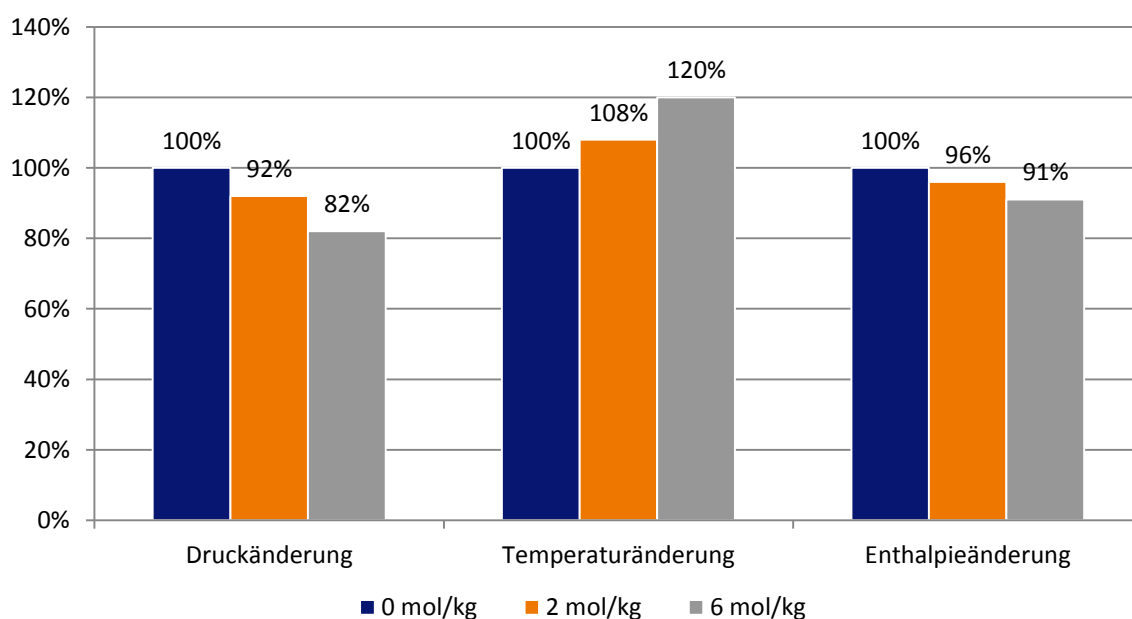


Abb. C-1: Vergleich der Druck-, Temperatur- und Enthalpieänderung für reines Wasser und NaCl-Lösungen am Beispiel eines 100 m langen und mit 50 kg/s durchströmten horizontalen Rohres mit DN150. Reines Wasser dient als Referenz (Eintrittstemperatur 150 °C, Eintrittsdruck 2 MPa).

Eine höhere Genauigkeit wird durch das semi-empirische Modell von Pitzer, Peiper, & Busey (1984) erreicht, welches zur Bestimmung der Dichte, sowie der Enthalpie und Entropie verwendet wird. Die Quelle enthält tabellarische Werte für den gesamten Gültigkeitsbereich für Temperaturen von 0 bis 300 °C, Drücke vom Sättigungsdruck bis 100 MPa und Salzgehalten von 0 bis 6 mol/kg die als Stützwerte dienen. Durch Interpolation können Werte im gesamten Zustandsbereich berechnet werden. Pitzer, Peiper, & Busey (1984) geben Fehler kleiner 0,6 % im Zustandsbereich von 0 bis 200 °C, Sättigungsdruck bis 20 MPa und 0 bis 6 mol/kg an. Damit liegt der Fehler in der Größenordnung experimenteller Messfehler. Für höhere Drücke bis 100 MPa werden maximale Fehler von 2,5 % angegeben. Steigt die Temperatur über 250 °C so nimmt die Unsicherheit deutlich zu und erreicht bei 300 °C und 100 MPa an der Grenze des Gültigkeitsbereichs einen maximalen Fehler von 10 %. Weitere Modelle zur Berechnung der Dichte von NaCl-Lösungen und Messwerte findet man u.a. in folgenden Quellen:

- Zhenhao et al. (2008) beschreiben die Dichte von NaCl-Lösungen, zusätzlich zur Abhängigkeit von Temperatur und Druck vom Anteil gelösten CO₂.
- Driesner & Heinrich (2007) beschreiben das gesamte Phasendiagramm für NaCl-Lösungen.
- McDermott, Randriamanjatoa, & Tenzer (2006) beschreiben die Dichte als Funktion der Salinität, der Temperatur und des Drucks.
- Sparrow (2003) beschreibt die Dichte als Funktion der Salinität und der Temperatur nahe dem Sattedampfdruck.
- Diersch & Kolditz (2002) beschreiben die Dichte als Funktion der Salinität, der Temperatur und des Drucks.
- Batzle & Wang (1992) beschreiben die Dichte von NaCl-Lösungen anhand eines Korrekturterms für reines Wasser. Der Korrekturterm ist eine Funktion der Temperatur, Salinität und des Drucks.
- Phillips, Ozbek, & Silvester (1983) beschreiben die Dichte als Funktion der Salinität, der Temperatur und des Drucks.
- Rogers, Bradley, & Pitzer (1982) präsentieren Messwerte der Dichte für NaCl-Lösungen.
- Michaelides (1981) beschreibt die Dichte von NaCl-Lösungen als Funktion der Temperatur und der Salinität.
- Phillips et al. (1981) beschreiben die Dichte von NaCl-Lösungen als Funktion der Temperatur, Salinität und des Drucks.
- Dittman (1977) beschreibt die Dichte von NaCl-Lösungen als Funktion der Salinität und der Temperatur.

Abb. C-2 zeigt die Dichte von NaCl-Lösungen verschiedener Konzentrationen verglichen mit der von reinem Wasser als Funktion der Temperatur und des Drucks. Generell gilt für die Dichte von flüssigen NaCl-Lösungen:

- Mit steigender Temperatur sinkt die Dichte (hoher Einfluss).
- Mit steigendem Druck steigt die Dichte (geringer Einfluss).
- Mit steigendem Salzgehalt steigt die Dichte (mittlerer Einfluss).
- Mit steigendem Salzgehalt nimmt die Ähnlichkeit des Verhaltens der Dichte von NaCl-Lösungen und reinem Wasser ab.

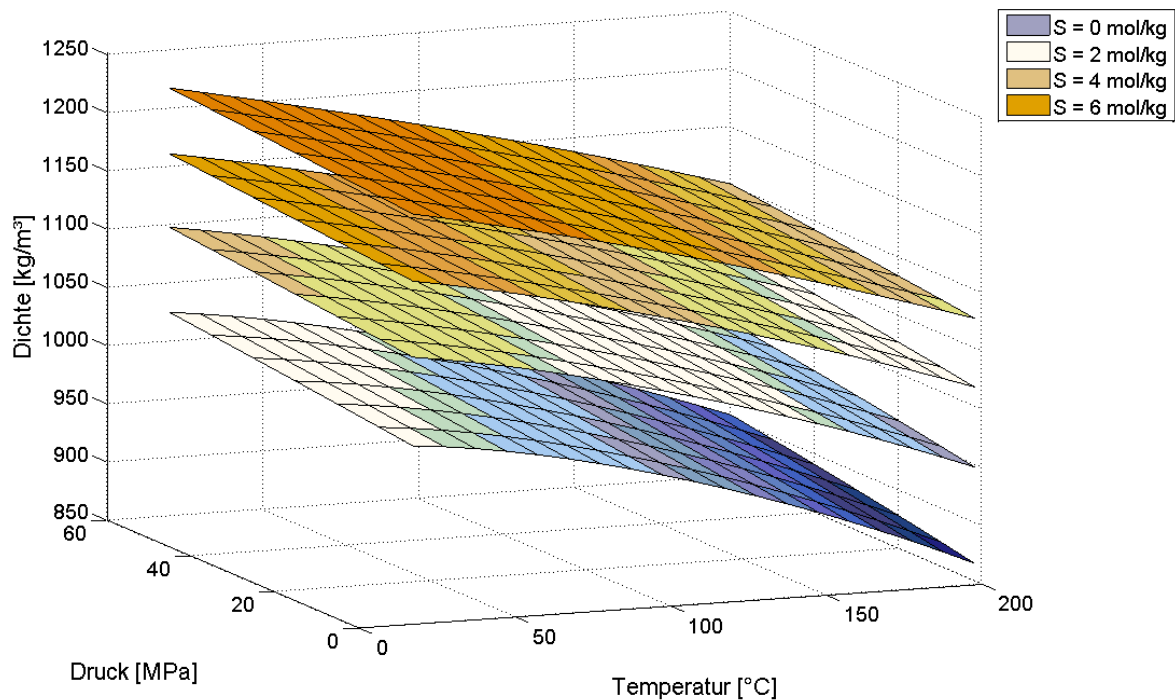


Abb. C-2: Dichte von reinem Wasser und NaCl-Lösungen mit 2, 4, und 6 mol/kg für den Temperatur- und Druckbereich 20 - 200 °C, 2 - 60 MPa. (Basierend auf Werten aus (Pitzer, Peiper, & Busey, 1984) und (Wagner & Pruss, 2002))

Die Viskosität wird basierend auf einem semi-empirischen Modell nach Shide & Zhenhao (2008) berechnet, die eine Software hierfür bereitstellen (www.geochem-model.org). Mit dieser wurde eine Stützstellenmatrix erstellt, analog zur Berechnung der Dichte, Enthalpie und Entropie. Shide & Zhenhao (2008) geben einen maximalen Fehler von 0,73 % und damit eine Genauigkeit in der Größenordnung experimenteller Messfehler für den Zustandsbereich 0 bis 300 °C, Sättigungsdruck bis 100 MPa und Salzgehalte von 0 bis 6 mol/kg an. Der Fehler des Modells nimmt mit steigender Temperatur zu. Weitere Modelle zur Berechnung der Viskosität von NaCl-Lösungen und Messwerte findet man u.a. in folgenden Quellen:

- McDermott, Randriamanjatoa, & Tenzer (2006) beschreiben die Viskosität als Funktion der Salinität, der Temperatur und des Drucks.
- Batzle & Wang (1992) beschreiben die Viskosität als Funktion der Temperatur und der Salinität, wobei die Druckabhängigkeit vernachlässigt wird.
- Kumagai & Yokoyama (1999) beschreiben die Viskosität von NaCl-Lösungen als Funktion der Salinität, der Temperatur, des Drucks und des Anteils gelöstem CO₂.
- Kestin & Shankland (1984) präsentieren Messwerte der Viskosität für NaCl Lösungen.
- Kestin, Khalifa, & Correia (1981) präsentieren Messwerte der Viskosität für NaCl Lösungen.
- Phillips et al. (1981) beschreiben die Viskosität von NaCl, KCl und CaCl₂ Lösungen als Funktion der Salinität und Temperatur.
- Phillips et al. (1980) beschreiben die Viskosität als Funktion der Salinität, der Temperatur und des Drucks.
- Kestin et al. (1978) präsentieren Messwerte der Viskosität für NaCl Lösungen.

Abb. C-3 zeigt die Viskosität von NaCl-Lösungen verschiedener Konzentrationen, verglichen mit der von reinem Wasser als Funktion der Temperatur und des Drucks. Generell gilt für die Viskosität von flüssigen NaCl-Lösungen:

- Mit steigender Temperatur sinkt die Viskosität (hoher Einfluss).
- Mit steigendem Druck steigt die Viskosität (geringer Einfluss).
- Mit steigendem Salzgehalt steigt die Viskosität (mittlerer Einfluss).
- Mit steigendem Salzgehalt nimmt die Ähnlichkeit des Verhaltens der Viskosität von NaCl-Lösungen und reinem Wasser ab.

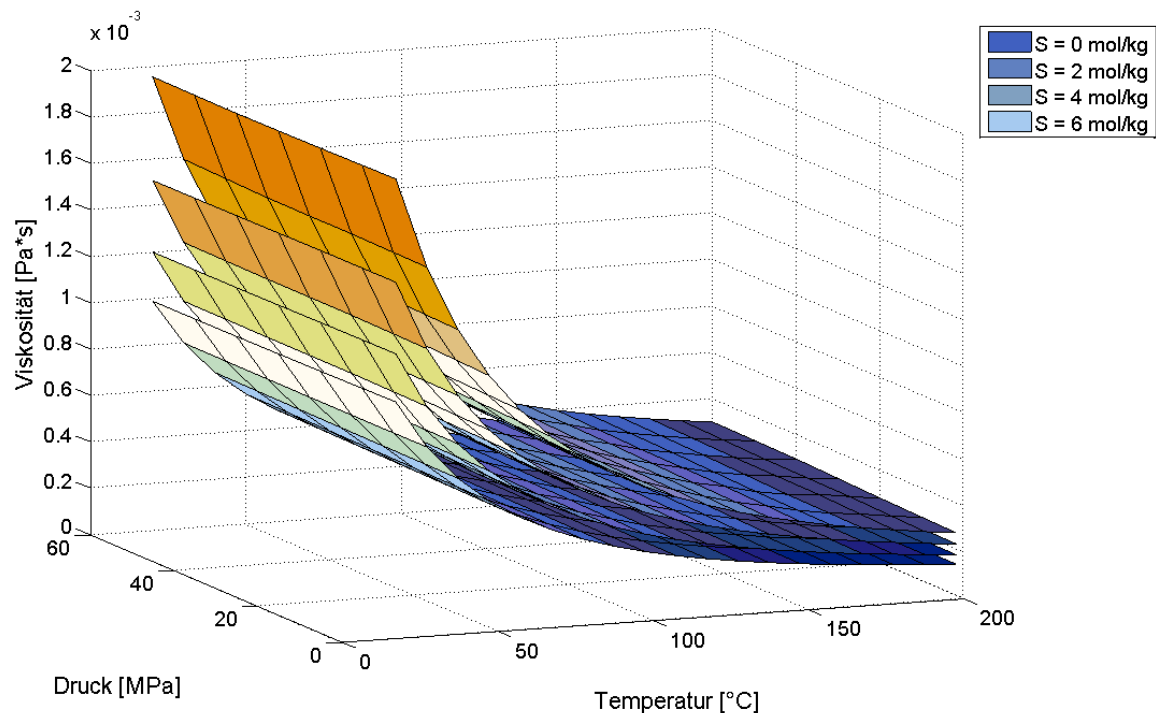


Abb. C-3: Viskosität von reinem Wasser und NaCl-Lösungen mit 2, 4, und 6 mol/kg für den Temperatur- und Druckbereich 20 - 200 °C, 2 - 60 MPa. (Basierend auf Werten aus (Shide & Zhenhao, 2008) und (Wagner & Pruss, 2002))

Die Wärmeleitfähigkeit wird zur Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten benötigt. Auch die Wärmeleitfähigkeit von NaCl-Lösungen verhält sich ähnlich der von reinem Wasser. Die Abweichung der Wärmeleitfähigkeit der NaCl-Lösungen verglichen mit der von reinem Wasser wird basierend auf den folgenden empirischen Gleichungen nach Ozbek & Phillips (1980) berechnet. Diese bilden von Temperatur- und Salzgehalt abhängige Abweichung der Wärmeleitfähigkeit ab, nicht jedoch in Abhängigkeit des Drucks.

$$\frac{\lambda}{\lambda_w} = 1,0 - (2,3434 \cdot 10^{-3} - (7,924 \cdot 10^{-6}) \cdot T + (3,924 \cdot 10^{-8}) \cdot T^2) \cdot S + (1,06 \cdot 10^{-5} - (2 \cdot 10^{-8}) \cdot T + (1,2 \cdot 10^{-10}) \cdot T^2) \cdot S^2 \quad \text{Gl. (B-1)}$$

mit

$$S = \frac{5844,3 \cdot m}{1000 + 58,443 \cdot m} \quad \text{Gl. (B-2)}$$

Wobei T die Temperatur in Grad Celsius und m der Salzgehalt in Mol ist. Auch im Fall der Wärmeleitfähigkeit wurde eine Stützstellenmatrix erstellt.

Die zusätzlich benötigte Wärmeleitfähigkeit von reinem Wasser wird als Funktion der Temperatur und des Drucks nach Wagner & Pruss (2002) mit der Software REFPROP V9.0 bestimmt. Ozbek & Phillips (1980) geben für ihre Gleichungen eine Genauigkeit besser 2 % für den Zustandsbereich 20 bis 80 °C und Salzgehalte von 0 bis 4 mol/kg an. Über diesen Bereich hinaus wird von Ozbek & Phillips (1980) kein Fehler angegeben. Es ist zu erwarten, dass dieser bei höheren Temperaturen steigt. Ozbek & Phillips (1980) berechnen jedoch auch die Eigenschaften des reinen Wassers mit einer einfachen, lediglich von der Temperatur abhängigen Korrelation, wodurch bereits ein größerer Fehler entsteht. Durch die Berücksichtigung des druckabhängigen Terms für reines Wasser und die generell sehr hohe Genauigkeit des Modells nach Wagner & Pruss (2002), sollte die Genauigkeit insgesamt steigen. Weitere Modelle zur Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit findet man z.B. in folgenden Quellen:

- McDermott, Randriamanjatoa, & Tenzer (2006) beschreiben die Wärmeleitfähigkeit von NaCl-Lösungen als Funktion der Salinität, der Temperatur und des Drucks.
- Phillips et al. (1981) beschreiben die Wärmeleitfähigkeit von NaCl-Lösungen als Funktion der Salinität und der Temperatur.
- Ozbek & Phillips (1980) beschreiben die Wärmeleitfähigkeit von NaCl-Lösungen als Funktion der Salinität und der Temperatur bei Sättigungsdruck.

Abb. C-4 zeigt die Wärmeleitfähigkeit von NaCl-Lösungen verschiedener Konzentrationen verglichen mit der von reinem Wasser als Funktion der Temperatur und des Drucks. Generell gilt für die Wärmeleitfähigkeit von flüssigen NaCl-Lösungen:

- Die Wärmeleitfähigkeit steigt mit steigender Temperatur, durchschreitet ein breites Maximum bei ca. 140 - 150 °C und sinkt mit höheren Temperaturen wieder (hoher Einfluss).
- Mit steigendem Druck steigt die Wärmeleitfähigkeit (geringer Einfluss).
- Mit steigendem Salzgehalt sinkt die Wärmeleitfähigkeit (mittlerer Einfluss).
- Mit steigendem Salzgehalt nimmt die Ähnlichkeit des Verhaltens der Wärmeleitfähigkeit von NaCl-Lösungen und reinem Wasser ab.

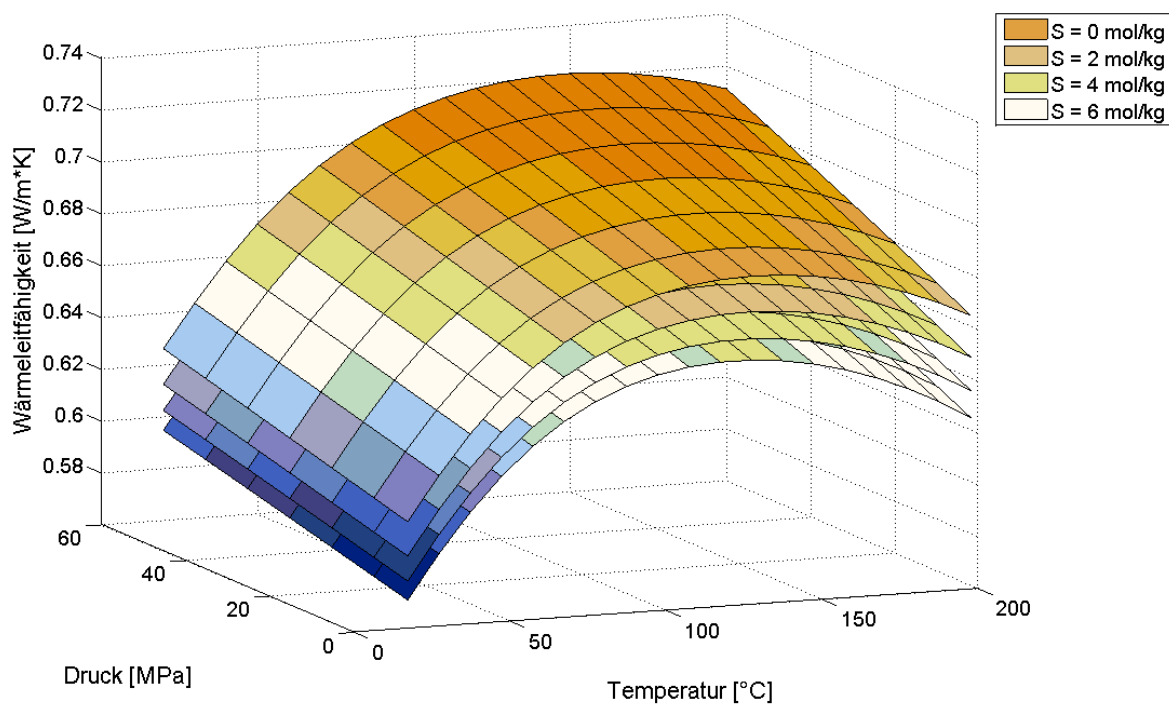


Abb. C-4: Wärmeleitfähigkeit von reinem Wasser und NaCl-Lösungen mit 2, 4, und 6 mol/kg für den Temperatur- und Druckbereich 20 - 200 °C, 2 - 60 MPa. (Basierend auf Werten aus (Ozbek & Phillips, 1980) und (Wagner & Pruss, 2002))

So wie die physikalischen Eigenschaften, verhalten sich auch die thermodynamischen Zustandsgrößen Enthalpie und Entropie von NaCl-Lösungen ähnlich denen von reinem Wasser. Ein festes Delta zur Korrektur der Werte von reinem Wasser auf Werte für NaCl-Lösungen anzusetzen, ist nur für geringe Temperatur- und Druckänderungen zulässig. So beträgt die Abweichung der Enthalpie einer 2 molalen NaCl-Lösung bei 150 °C und 20 MPa, verglichen mit der von reinem Wasser, ca. 12 %. Bei 250 °C sind es bereits ca. 14 % und bei einer 4 molalen NaCl-Lösung und 250 °C ca. 22 %.

Wie zuvor beschrieben, werden die Enthalpie und Entropie der NaCl-Lösungen basierend auf den semi-empirischen Lösungen von Pitzer, Peiper, & Busey (1984) berechnet. Als Referenzzustand wird jedoch der Zustandspunkt 300 K und 1 kPa gewählt, der den Standardeinstellungen der Software REFPROP V9.0 entspricht. Der erwartete Fehler wurde bereits mit den Erläuterungen zur Dichte gegeben. Weitere Modelle zur Berechnung der thermodynamischen Eigenschaften von NaCl-Lösungen findet man z.B. in folgenden Quellen:

- Sparrow (2003) beschreibt Enthalpie und Entropie von NaCl-Lösungen als Funktion der Salinität und der Temperatur nahe dem Satttdampfdruck.

- Phillips et al. (1981) beschreiben Enthalpie, Entropie und Wärmekapazität von NaCl-Lösungen als Funktion der Salinität und der Temperatur nahe dem Sattdampfdruck.
- Smith-Magowan & Wood (1981) präsentieren Messwerte der Wärmekapazität von NaCl-Lösungen.
- Pitzer et al. (1979) beschreiben die Wärmekapazität von NaCl-Lösungen in Abhängigkeit der Salinität, der Temperatur und des Drucks.
- Tanner & Lamb (1978) präsentieren Messwerte der Wärmekapazität von NaCl, NaBr und KCl Lösungen.
- Dittman (1977) beschreibt die Entropie von NaCl-Lösungen als Funktion der Salinität und Temperatur.
- Liphard, Jost, & Schneider (1977) präsentieren Messwerte der Wärmekapazität von NaCl-Lösungen.
- Perron, Fortier, & Desnoyers (1975) präsentieren Messwerte der Wärmekapazität von NaCl-Lösungen.
- Likke & Bromley (1973) beschreiben die Wärmekapazität von NaCl-Lösungen als Funktion der Salinität, der Temperatur und des Drucks.

Abb. C-5, Abb. C-6 und Abb. C-7 zeigen die Enthalpie, Entropie und Wärmekapazität von NaCl-Lösungen verschiedener Konzentrationen, verglichen mit denen von reinem Wasser als Funktion der Temperatur und des Drucks. Die Wärmekapazität wird aus Werten der Enthalpie bestimmt und ist letztendlich eine andere Darstellungsform. Generell gilt für die Enthalpie und Entropie von flüssigen NaCl-Lösungen:

- Mit steigender Temperatur erhöhen sich die Enthalpie und Entropie (hoher Einfluss).
- Mit steigendem Druck erhöht sich die Enthalpie, während die Entropie sinkt (geringer Einfluss).
- Mit steigendem Salzgehalt erhöhen sich Enthalpie und Entropie (mittlerer Einfluss).
- Mit steigendem Salzgehalt nimmt die Ähnlichkeit des Verhaltens der Enthalpie und Entropie von NaCl-Lösungen und reinem Wasser ab.

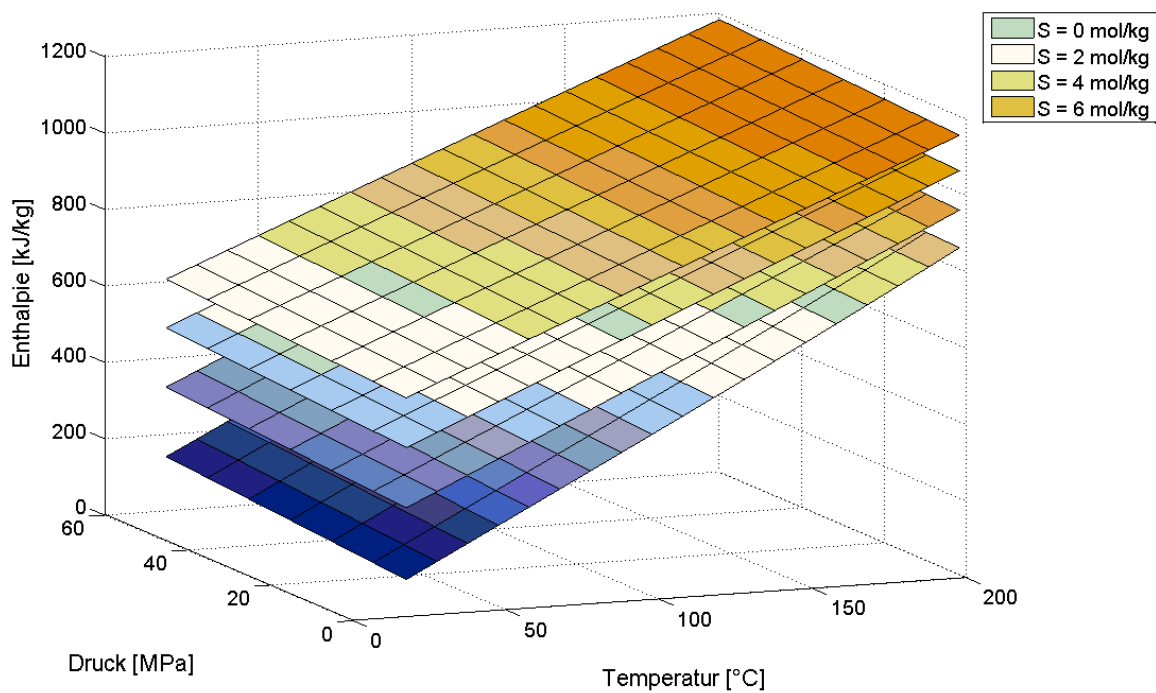


Abb. C-5: Enthalpie von reinem Wasser und NaCl-Lösungen mit 2, 4, und 6 mol/kg für den Temperatur- und Druckbereich 20 - 200 °C, 2 - 60 MPa. (Basierend auf Werten aus (Pitzer, Peiper, & Busey, 1984) und (Wagner & Pruss, 2002))

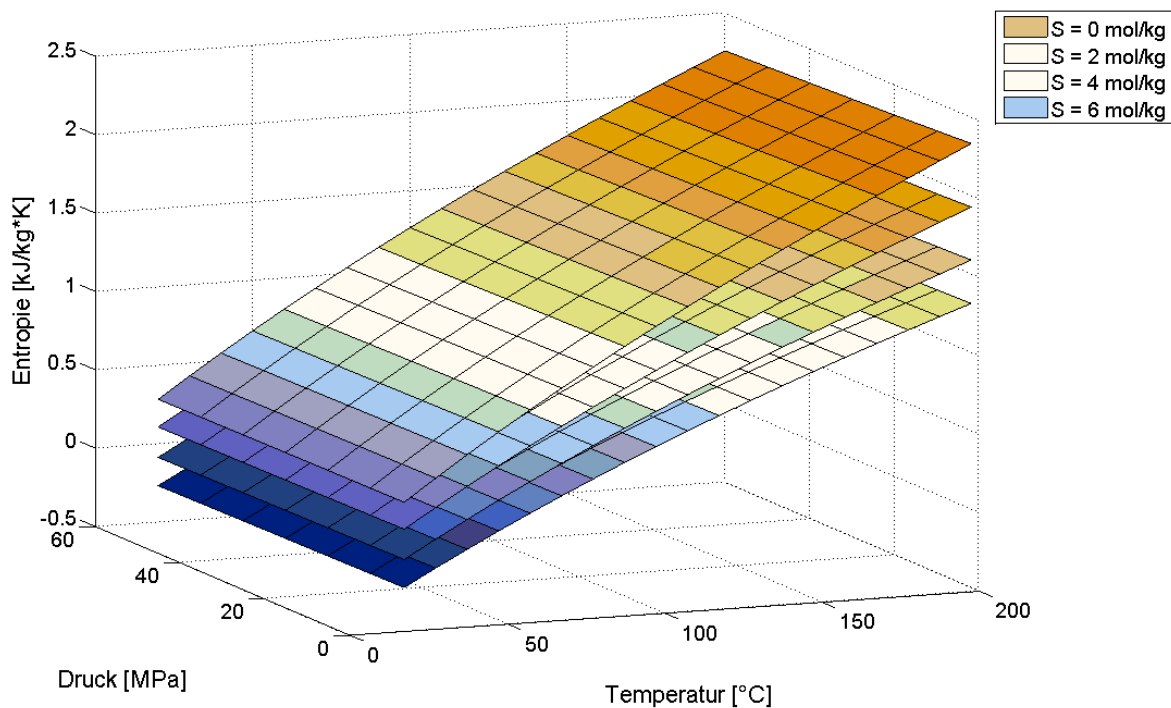


Abb. C-6: Entropie von reinem Wasser und NaCl-Lösungen mit 2, 4, und 6 mol/kg für den Temperatur- und Druckbereich 20 - 200 °C, 2 - 60 MPa. (Basierend auf Werten aus (Pitzer, Peiper, & Busey, 1984) und (Wagner & Pruss, 2002))

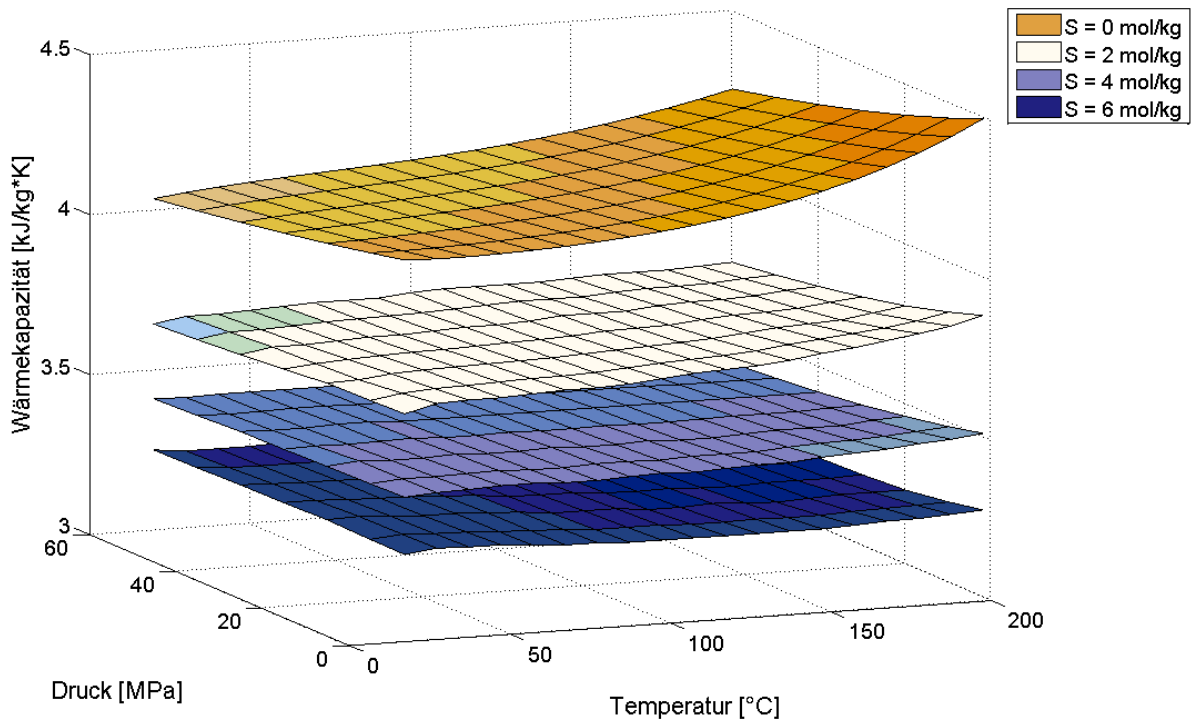


Abb. C-7: Wärmekapazität von reinem Wasser und NaCl-Lösungen mit 2, 4, und 6 mol/kg für den Temperatur- und Druckbereich 20 - 200 °C, 2 - 60 MPa. (Basierend auf Werten aus (Pitzer, Peiper, & Busey, 1984) und (Wagner & Pruss, 2002))

Für die Wärmekapazität von flüssigen NaCl-Lösungen gilt:

- Nach Durchlaufen eines Minimums zwischen 40 und 60°C, erhöht sich die Wärmekapazität mit steigender Temperatur (mittlerer Einfluss).
- Mit steigendem Druck verringert sich die Wärmekapazität (geringer Einfluss).
- Mit steigendem Salzgehalt verringert sich die Wärmekapazität (hoher Einfluss).
- Mit steigendem Salzgehalt nimmt die Ähnlichkeit des Verhaltens der Wärmekapazität von NaCl-Lösungen und reinem Wasser ab.

Der Matrizen orientierten Programmiersprache MATLAB[®] geschuldet, wird die Berechnung der physikalischen und thermodynamischen Eigenschaften (Dichte, Viskosität, Wärmeleitfähigkeit, Enthalpie, Entropie) auf Matrixoperationen vereinfacht. Für jede Eigenschaft wurde eine Matrize mit Stützstellen hinterlegt. Berechnet werden lediglich die Werte für reines Wasser. Hierfür wird die Software REFPROP V9.0 verwendet, die über MATLAB[®] angesprochen wird. Die Werte für reines Wasser werden mit interpolierten Werten aus den Stützstellenmatrizen korrigiert. Die Eigenschaften von reinem Wassers werden nach Wagner & Pruss (2002) berechnet. Damit können alle verwendeten Stoffeigenschaften direkt in MATLAB[®] berechnet werden.

D. Definition verwendeter exergetischer und exergoökonomischer Bilanzen

Tab. D-1: Definition der Exergierterme nach Gl. (3.13) für die in der Exergieanalyse betrachteten (Teil-)Systeme, Teil I.

	ZP1 → 2	ZP2 → 3	ZP3 → 4
Prozess	Strömung im Reservoir	Durchströmung des Filters	Durchströmung der Bohrung
System- grenze	Gespannter adiabater Aquifer	Innenseite Filterrohr; Adiabater Filter	Ungestörtes Gebirge
\dot{E}_p	\dot{E}_{zP2}	\dot{E}_{zP3}	\dot{E}_{zP4}
\dot{E}_E	\dot{E}_{zP1}	\dot{E}_{zP2}	\dot{E}_{zP3}
\dot{E}_L	0	0	$\sum_j \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_{m,j+(j-1)}} \right) \cdot \dot{Q}_{j+(j-1)} \right]^*$
\dot{E}_D	$\dot{E}_{zP1} - \dot{E}_{zP2}$	$\dot{E}_{zP2} - \dot{E}_{zP3}$	$\dot{E}_{zP3} - \dot{E}_{zP4} - \sum_j \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_{m,j+(j-1)}} \right) \cdot \dot{Q}_{j+(j-1)} \right]^*$

* Summe der Wärmeströme der diskreten Bohrungsabschnitte

Tab. D-2: Definition der Exergietermine nach Gl. (3.13) für die in der Exergieanalyse betrachteten (Teil-)Systeme, Teil II.

	ZP4 → 5	ZP5 → 6	ZP6 → 7
Prozess	Druckerhöhung in der Förderpumpe	Durchströmung der Steigleitung	Durchströmung der Rohrleitung bis Wärmeübertrager
System-grenze	Adiabate Pumpe	Ungestörtes Gebirge	Außenseite Isolierung
\dot{E}_P	$\dot{E}_{ZP5} - \dot{E}_{ZP4}$	\dot{E}_{ZP6}	\dot{E}_{ZP7}
\dot{E}_E	$\dot{W}_{4 \rightarrow 5}$	\dot{E}_{ZP5}	\dot{E}_{ZP6}
\dot{E}_L	0	$\left(1 - \frac{T_0}{T_{m,5 \rightarrow 6}}\right) \cdot \dot{Q}_{5 \rightarrow 6}$	0
\dot{E}_D	$\dot{E}_{ZP4} - \dot{E}_{ZP5} + \dot{W}_{4 \rightarrow 5}$	$\dot{E}_{ZP5} - \dot{E}_{ZP6} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{m,5 \rightarrow 6}}\right) \cdot \dot{Q}_{5 \rightarrow 6}$	$\dot{E}_{ZP6} - \dot{E}_{ZP7}$

Tab. D-3: Definition der Exergiterme nach Gl. (3.13) für die in der Exergieanalyse betrachteten (Teil-)Systeme, Teil III.

	ZP7 → 9 & ZP19 → 20	ZP9 → 10 & ZP29 → 30	ZP10 → 11
Prozess	Wärmeübertrager der Stromerzeugungsanlage	Wärmeübertrager der Wärmenutzung	Durchströmung der Rohrleitung bis zur Verpresspumpe
System- grenze	Adiabater Wärmeübertrager	Adiabater Wärmeübertrager	Außenseite Isolierung
\dot{E}_p	$\dot{E}_{zP20} - \dot{E}_{zP19}$	$\dot{E}_{zP30} - \dot{E}_{zP29}$	\dot{E}_{zP11}
\dot{E}_E	$\dot{E}_{zP7} - \dot{E}_{zP9}$	$\dot{E}_{zP9} - \dot{E}_{zP10}$	\dot{E}_{zP10}
\dot{E}_L	0	0	0
\dot{E}_D	$\dot{E}_{zP7} + \dot{E}_{zP19} - \dot{E}_{zP9} - \dot{E}_{zP20}$	$\dot{E}_{zP9} + \dot{E}_{zP29} - \dot{E}_{zP10} - \dot{E}_{zP30}$	$\dot{E}_{zP10} - \dot{E}_{zP11}$

Tab. D-4: Definition der Exergierterme nach Gl. (3.13) für die in der Exergieanalyse betrachteten (Teil-)Systeme, Teil IV.

	ZP11 → 12	ZP12 → 13	ZP13 → 14
Prozess	Druckerhöhung in der Verpresspumpe	Druckabbau im Injektionsstrang	Durchströmung der Bohrung
System-grenze	Adiabate Pumpe	Innenseite Injektionsstrang	Ungestörtes Gebirge
\dot{E}_P	$\dot{E}_{ZP12} - \dot{E}_{ZP11}$	\dot{E}_{ZP13}	\dot{E}_{ZP14}
\dot{E}_E	$\dot{W}_{11 \rightarrow 12}$	\dot{E}_{ZP12}	$\dot{E}_{ZP13} + \sum_j \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_{m,j \rightarrow (j-1)}} \right) \cdot \dot{Q}_{j \rightarrow (j-1)} \right]^*$
\dot{E}_L	0	0	$\sum_j \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_{m,j \rightarrow (j-1)}} \right) \cdot \dot{Q}_{j \rightarrow (j-1)} \right]^*$
\dot{E}_D	$\dot{E}_{ZP11} - \dot{E}_{ZP12} + \dot{W}_{11 \rightarrow 12}$	$\dot{E}_{ZP12} - \dot{E}_{ZP13}$	$\dot{E}_{ZP13} - \dot{E}_{ZP14} + / - \sum_j \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_{m,j \rightarrow (j-1)}} \right) \cdot \dot{Q}_{j \rightarrow (j-1)} \right]^*$

* Summe der Wärmeströme der diskreten Bohrungsabschnitte; je nach Flussrichtung des Wärmestroms ist dieser als Edukt oder Verlust zu werten (Edukt = Wärmestrom vom Gebirge an das Fluid; Verlust = Wärmestrom vom Fluid an das Gebirge)

Tab. D-5: Definition der Exergiemerme nach Gl. (3.13) für die in der Exergieanalyse betrachteten (Teil-)Systeme, Teil V.

	ZP14 → 15	ZP15 → 16	ZP17 → 18
Prozess	Durchströmung des Filters	Strömung im Reservoir	Druckerhöhung in der Kondensatpumpe
System- grenze	Innenseite Filterrohr; adiabater Filter	Gespannter adiabater Aquifer	Adiabate Pumpe
\dot{E}_p	\dot{E}_{zP15}	\dot{E}_{zP16}	$\dot{E}_{zP18} - \dot{E}_{zP17}$
\dot{E}_E	\dot{E}_{zP14}	\dot{E}_{zP15}	$\dot{W}_{17 \rightarrow 18}$
\dot{E}_L	0	0	0
\dot{E}_D	$\dot{E}_{zP14} - \dot{E}_{zP15}$	$\dot{E}_{zP15} - \dot{E}_{zP16}$	$\dot{E}_{zP17} - \dot{E}_{zP18} + \dot{W}_{17 \rightarrow 18}$

Tab. D-6: Definition der Exergierterme nach Gl. (3.13) für die in der Exergieanalyse betrachteten (Teil-)Systeme, Teil VI.

	ZP18 → 19 & ZP21 → 25	ZP20 → 21	ZP25 → 26 & ZP27 → 28
Prozess	Wärmeübertragung im Rekuperator	Entspannung in der Turbine	Wärmeabfuhr im Kühler
Systemgrenze	Adiabater Wärmeübertrager	Adiabate Turbine	Adiabate Wärmeübertragung; Wärmeabfuhr mit Umgebungstemperatur
\dot{E}_P	$\dot{E}_{ZP19} - \dot{E}_{ZP18}$	$\dot{W}_{20 \rightarrow 21}$	$\dot{E}_{ZP25} - \dot{E}_{ZP26}$
\dot{E}_E	$\dot{E}_{ZP21} - \dot{E}_{ZP25}$	$\dot{E}_{ZP20} - \dot{E}_{ZP21}$	$\dot{W}_{25 \rightarrow 26}$
\dot{E}_L	0	0	0
\dot{E}_D	$\dot{E}_{ZP21} + \dot{E}_{ZP18} - \dot{E}_{ZP25} - \dot{E}_{ZP19}$	$\dot{E}_{ZP20} - \dot{E}_{ZP21} - \dot{W}_{20 \rightarrow 21}$	$\dot{E}_D = \dot{E}_{ZP25} + \dot{E}_{ZP27} - \dot{E}_{ZP26} - \dot{E}_{ZP28} + \dot{W}_{25 \rightarrow 26}$

Tab. D-7: Definition der Exergierterme nach Gl. (3.13) für das Thermalwassersystem.

	ZP1 → 16 & ZP19 → 20 & ZP29 → 30
	Thermalwassersystem; Systemgrenzen wie in Einzelsystemen
\dot{E}_P	$(\dot{E}_{ZP20} - \dot{E}_{ZP19}) + (\dot{E}_{ZP30} - \dot{E}_{ZP29})$
\dot{E}_E	$\dot{E}_{ZP1} + \dot{W}_{4 \rightarrow 5} + \dot{W}_{11 \rightarrow 12} + \sum_j \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_{m,j \rightarrow (j-1)}} \right) \cdot \dot{Q}_{j \rightarrow (j-1)} \right]^{ZP13 \rightarrow 14,*}$
\dot{E}_L	$\sum_j \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_{m,j \rightarrow (j-1)}} \right) \cdot \dot{Q}_{j \rightarrow (j-1)} \right]^{ZP3 \rightarrow 4,*} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{5 \rightarrow 6}} \right) \cdot \dot{Q}_{5 \rightarrow 6} + \sum_j \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_{m,j \rightarrow (j-1)}} \right) \cdot \dot{Q}_{j \rightarrow (j-1)} \right]^{ZP13 \rightarrow 14,*} + \dot{E}_{ZP16}$
\dot{E}_D	$\dot{E}_{ZP1} + \dot{W}_{4 \rightarrow 5} + \dot{W}_{11 \rightarrow 12} + \dot{E}_{ZP19} + \dot{E}_{ZP29} - \dot{E}_{ZP20} - \dot{E}_{ZP30} - \sum_j \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_{m,j \rightarrow (j-1)}} \right) \cdot \dot{Q}_{j \rightarrow (j-1)} \right]^{ZP3 \rightarrow 4,*} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{m,5 \rightarrow 6}} \right) \cdot \dot{Q}_{5 \rightarrow 6} - \dot{E}_{ZP16} + / - \sum_j \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_{m,j \rightarrow (j-1)}} \right) \cdot \dot{Q}_{j \rightarrow (j-1)} \right]^{ZP13 \rightarrow 14,*}$

* Summe der Wärmeströme der diskreten Bohrungsabschnitte; je nach Flussrichtung des Wärmestroms ist dieser als Edukt oder Verlust zu werten (Edukt = Wärmestrom vom Gebirge an das Fluid; Verlust = Wärmestrom vom Fluid an das Gebirge)

Tab. D-8: Definition der Exergierterme nach Gl. (3.13) für die Stromerzeugungsanlage.

	ZP17 → 28
	Stromerzeugungsanlage; Systemgrenzen wie in Einzelsystemen
\dot{E}_P	$\dot{W}_{20 \rightarrow 21}$
\dot{E}_E	$\dot{E}_{ZP7} + \dot{E}_{ZP27} + \dot{W}_{17 \rightarrow 18} + \dot{W}_{25 \rightarrow 26}$
\dot{E}_L	$\dot{E}_{ZP9} + \dot{E}_{ZP28}$
\dot{E}_D	$\dot{E}_{ZP7} + \dot{E}_{ZP27} - \dot{E}_{ZP9} - \dot{E}_{ZP28} + \dot{W}_{17 \rightarrow 18} + \dot{W}_{25 \rightarrow 26} - \dot{W}_{20 \rightarrow 21}$

Tab. D-9: Definition der Exergierterme nach Gl. (3.13) für das Geothermiekraftwerk.

ZP1 → 30	
Geothermiekraftwerk; Systemgrenzen wie in Einzelsystemen	
\dot{E}_p	$\dot{W}_{20 \rightarrow 21} + (\dot{E}_{zP30} - \dot{E}_{zP29})$
\dot{E}_E	$\dot{E}_{zP1} + \dot{E}_{zP27} + \dot{W}_{4 \rightarrow 5} + \dot{W}_{11 \rightarrow 12} + \dot{W}_{17 \rightarrow 18} + \dot{W}_{25 \rightarrow 26} + \sum_j \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_{m,j \rightarrow (j-1)}} \right) \cdot \dot{Q}_{j \rightarrow (j-1)} \right]^{ZP13 \rightarrow 14,*}$
\dot{E}_L	$\sum_j \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_{m,j \rightarrow (j-1)}} \right) \cdot \dot{Q}_{j \rightarrow (j-1)} \right]^{ZP3 \rightarrow 4,*} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{m,5 \rightarrow 6}} \right) \cdot \dot{Q}_{5 \rightarrow 6} + \dot{E}_{zP16} + \dot{E}_{zP28} + \sum_j \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_{m,j \rightarrow (j-1)}} \right) \cdot \dot{Q}_{j \rightarrow (j-1)} \right]^{ZP13 \rightarrow 14,*}$
\dot{E}_D	$\dot{E}_{zP1} + \dot{E}_{zP27} + \dot{E}_{zP29} - \dot{E}_{zP16} - \dot{E}_{zP28} - \dot{E}_{zP30} + \dot{W}_{4 \rightarrow 5} + \dot{W}_{11 \rightarrow 12} + \dot{W}_{17 \rightarrow 18} + \dot{W}_{25 \rightarrow 26} - \dot{W}_{20 \rightarrow 21} - \sum_j \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_{m,j \rightarrow (j-1)}} \right) \cdot \dot{Q}_{j \rightarrow (j-1)} \right]^{ZP3 \rightarrow 4,*}$ $- \left(1 - \frac{T_0}{T_{m,5 \rightarrow 6}} \right) \cdot \dot{Q}_{5 \rightarrow 6}$ $+ / - \sum_j \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_{m,j \rightarrow (j-1)}} \right) \cdot \dot{Q}_{j \rightarrow (j-1)} \right]^{ZP13 \rightarrow 14,*}$

* Summe der Wärmeströme der diskreten Bohrungsabschnitte; je nach Flussrichtung des Wärmestroms ist dieser als Edukt oder Verlust zu werten (Edukt = Wärmestrom vom Gebirge an das Fluid; Verlust = Wärmestrom vom Fluid an das Gebirge)

Tab. D-10: Definition der Exergieverlust- und -Exergievernichtungskosten nach Gl. (3.23) je Teilsystem, Teil I.

	ZP1 → 4	ZP4 → 6	ZP6 → 7
Teilsystem	Produktionsbohrung	Förderpumpe & Steigleitung	Thermalwassersystem bis WÜ SEA
c_P	c_4	c_6	c_7
c_E	$c_{W,4 \rightarrow 5}$	$c_{W,4 \rightarrow 5}$	$c_{W,4 \rightarrow 5}$
Gesuchte Größen	$\dot{C}_D = c_E \cdot \dot{E}_{D,1 \rightarrow 4}$ $\dot{C}_L = c_P \cdot \dot{E}_{L,1 \rightarrow 4}$	$\dot{C}_D = c_E \cdot \dot{E}_{D,4 \rightarrow 6}$ $\dot{C}_L = c_P \cdot \dot{E}_{D,4 \rightarrow 6}$	$\dot{C}_D = c_E \cdot \dot{E}_{D,6 \rightarrow 7}$ $\dot{C}_L = c_P \cdot \dot{E}_{D,6 \rightarrow 7}$

Tab. D-11: Definition der Exergieverlust- und Exergievernichtungskosten nach Gl. (3.23) je Teilsystem, Teil II.

	ZP7 → 9	ZP9 → 10	ZP20 → 21
Teilsystem	WÜ SEA	WÜ Nutzwärmeauskopplung	Turbine
c_p	c_{20}	c_{30}	$c_{W,20 \rightarrow 21}$
c_E	$\frac{c_7 \cdot \dot{E}_7 + c_{19} \cdot \dot{E}_{19}}{\dot{E}_7 + \dot{E}_{19}}$	$\frac{c_9 \cdot \dot{E}_9 + c_{29} \cdot \dot{E}_{29}}{\dot{E}_9 + \dot{E}_{29}}$	c_{20}
Gesuchte Größen	$\dot{C}_D = c_p \cdot \dot{E}_{D,7 \rightarrow 9}$ $\dot{C}_L = c_p \cdot \dot{E}_{L,7 \rightarrow 9}$	$\dot{C}_D = c_p \cdot \dot{E}_{D,9 \rightarrow 10}$ $\dot{C}_L = c_p \cdot \dot{E}_{L,9 \rightarrow 10}$	$\dot{C}_D = c_p \cdot \dot{E}_{D,20 \rightarrow 21}$ $\dot{C}_L = c_p \cdot \dot{E}_{L,20 \rightarrow 21}$

Tab. D-12: Definition der Exergieverlust- und Exergievernichtungskosten nach Gl. (3.23) je Teilsystem, Teil III.

	ZP17 → 18	ZP18 → 19
Teilsystem	Kondensatpumpe	Rekuperator
c_P	c_{18}	c_{19}
c_E	$c_{W,17 \rightarrow 18}$	$\frac{c_{21} \cdot \dot{E}_{21} + c_{25} \cdot \dot{E}_{25}}{\dot{E}_{21} + \dot{E}_{25}}$
Gesuchte Größen	$\dot{C}_D = c_E \cdot \dot{E}_{D,17 \rightarrow 18}$ $\dot{C}_L = c_P \cdot \dot{E}_{L,17 \rightarrow 18}$	$\dot{C}_D = c_P \cdot \dot{E}_{D,18 \rightarrow 19}$ $\dot{C}_L = c_P \cdot \dot{E}_{L,18 \rightarrow 19}$

E. Weiterführende Tabellen und Abbildungen

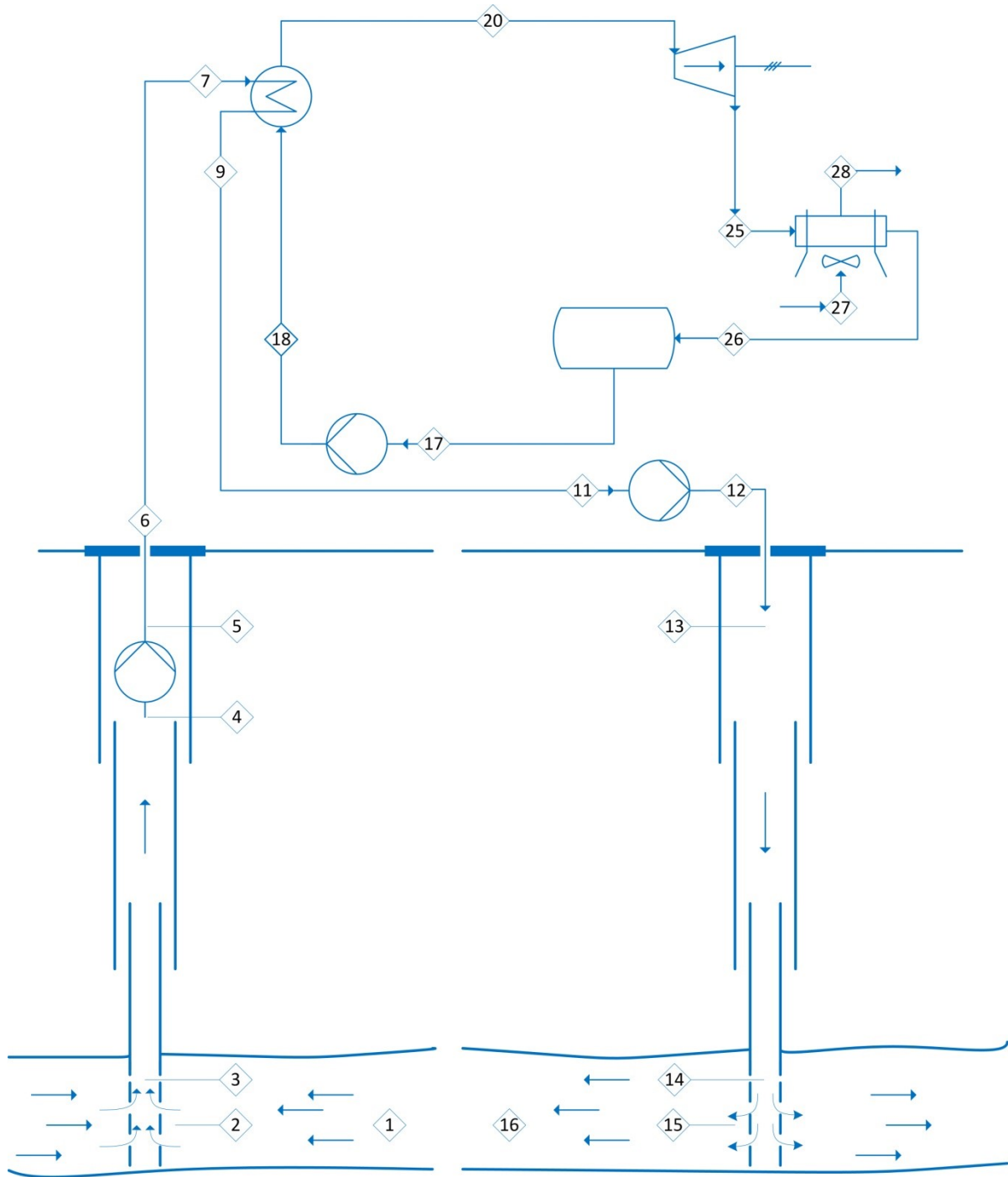


Abb. E-1: Einstufiger ORC ohne interne Wärmerückgewinnung und Wärmeauskopplung.

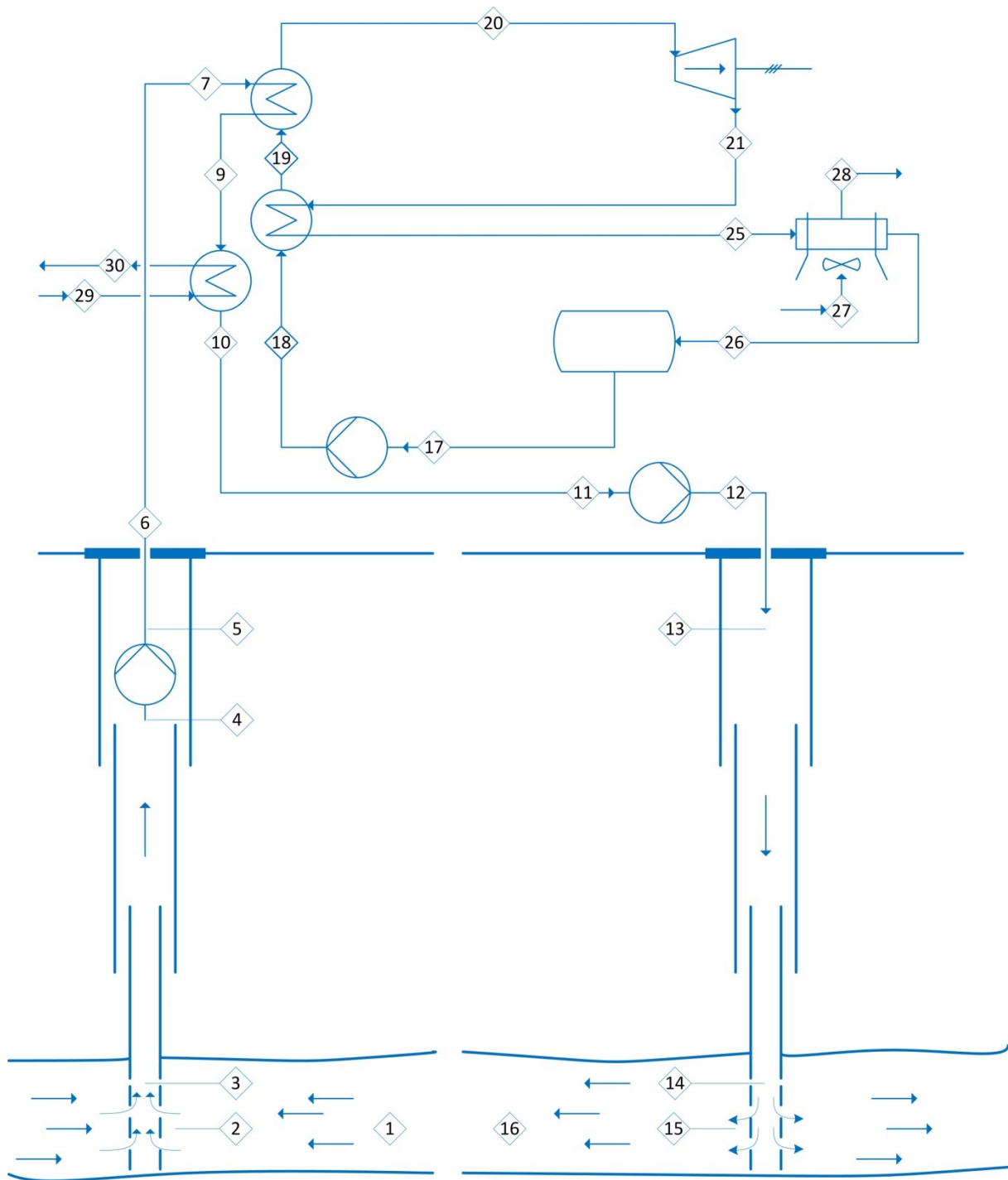


Abb. E-2: Einstufiger ORC mit interne Wärmerückgewinnung und Wärmeauskopplung.

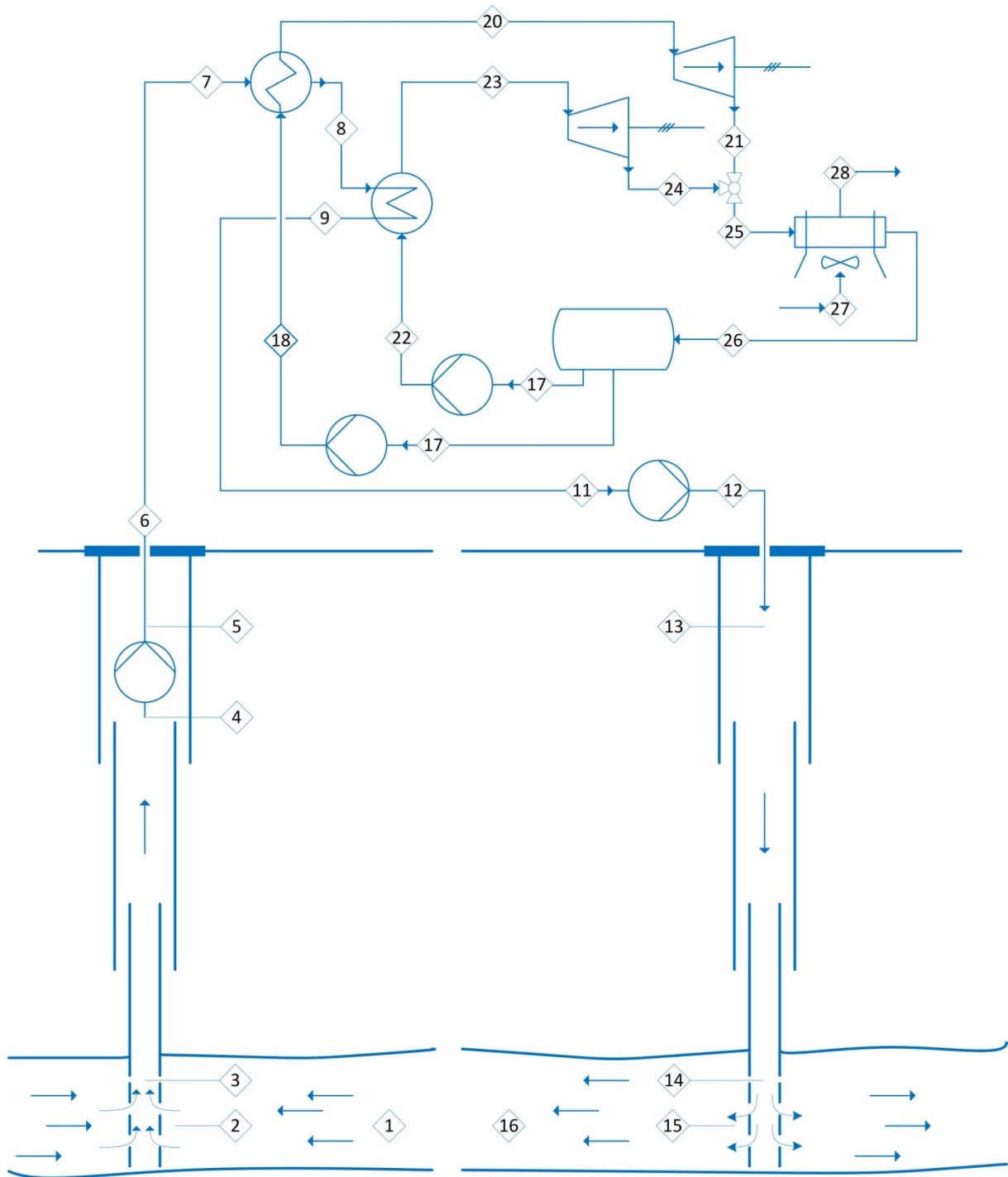


Abb. E-3: Zweistufiger ORC ohne interne Wärmerückgewinnung ohne Wärmeauskopplung.

Tab. E-1: Übersicht technischer Daten im Referenzfall ($\dot{m}_{TW} = 25 \text{ kg/s}$).

Bezeichnung	Einheit	Wert
El. Bruttoleistung	[kW _{el}]	533
El. Nettoleistung	[kW _{el}]	290
Th. Leistung SEA	[kW _{th}]	5.446
Th. Leistung Wärmeauskopplung	[kW _{th}]	-
Eigenbedarf Thermalwassersystem	[kW _{el}]	133
Eigenbedarf Stromerzeugungsanlage	[kW _{el}]	110
Bruttoprozesswirkungsgrad SEA	[%]	9,8
Exergiewirkungsgrad Netto (el. + th.)	[%]	16,7
Massenstrom TW	[kg/s]	25,00
Reservoirtemperatur TW	[°C]	132,93
Reservoirdruck TW	[MPa]	25,28
Arbeitsmittel SEA	[-]	Isobutan
Anzahl Druckstufen SEA	[-]	1
Frischdampf-Massenstrom	[kg/s]	13,95
Frischdampf-Temperatur	[°C]	85,35
Frischdampf-Druck	[MPa]	1,42
Kondensationstemperatur	[°C]	31,0
Kondensationsdruck	[MPa]	0,42
Verdampfergrädigkeit	[K]	5,0
Kondensatorgrädigkeit	[K]	8,0
Rekuperatorgrädigkeit	[K]	15,0
Wirkungsgrad Turbine	[%]	85,0
Wirkungsgrad Getriebe	[%]	98,0
Wirkungsgrad Generator	[%]	96,0
Wirkungsgrad Kondensatpumpe	[%]	80,0
Wirkungsgrad Förderpumpe	[%]	50,4
Wirkungsgrad Verpresspumpe	[%]	73,4
Anzahl Bohrungen	[-]	2
Länge Bohrmeter gesamt	[m]	4.411

Tab. E-2: Übersicht ökonomischer Daten im Referenzfall ($m_{TW} = 25 \text{ kg/s}$).

Barwerte kapitalgebundener Kosten	Einheit	Wert
Machbarkeitsstudie und Vorplanung	[€]	1.685.104
Grundstücke und Infrastruktur	[€]	382.213
Erschließung des Reservoirs	[€]	5.937.644
Förder- und Injektionseinrichtungen	[€]	1.278.957
Thermalwassersystem	[€]	984.701
Stromerzeugungsanlage	[€]	3.275.514
Wärmeauskopplung	[€]	-
Projektmanagement & -Steuerung	[€]	788.540
Sonstige kapitalgebundene Kosten	[€]	511.864
Barwerte bedarfsgebundener Kosten		
Sonstige Betriebsmittel	[€]	33.442
Barwerte betriebsgebundener Kosten		
Personalkosten für Management & Betriebsführung	[€]	158.997
Fernüberwachung, 24h Bereitschaft	[€]	42.010
Betrieb des seismischen Monitorings	[€]	39.749
Wartung und Instandhaltung Bohrungen	[€]	16.799
Wartung und Instandhaltung obertägige Anlagen	[€]	97.174
Barwerte sonstiger Kosten und Erlöse		
Elektronik- und Maschinenbruchversicherung	[€]	20.065
Haftpflichtversicherung	[€]	63.014
Sonstiges: z.B. Rechtsbeistand, Öffentlichkeitsarbeit	[€]	17.504
Wärmeerlöse	[€]	-

Tab. E-3: Übersicht technischer Daten im teilloptimierten Referenzfall ($m_{TW} = 45 \text{ kg/s}$).

Bezeichnung	Einheit	Wert
El. Bruttoleistung	[kW _{el}]	1.024
El. Nettoleistung	[kW _{el}]	465
Th. Leistung SEA	[kW _{th}]	10.158
Th. Leistung Wärmeauskopplung	[kW _{th}]	-
Eigenbedarf Thermalwassersystem	[kW _{el}]	351
Eigenbedarf Stromerzeugungsanlage	[kW _{el}]	209
Bruttoprozesswirkungsgrad SEA	[%]	10,1
Exergiewirkungsgrad Netto (el. + th.)	[%]	14,9
Massenstrom TW	[kg/s]	45,00
Reservoirtemperatur TW	[°C]	132,93
Reservoirdruck TW	[MPa]	25,28
Arbeitsmittel SEA	[-]	Isobutan
Anzahl Druckstufen SEA	[-]	1
Frischdampf-Massenstrom	[kg/s]	25,94
Frischdampf-Temperatur	[°C]	87,35
Frischdampf-Druck	[MPa]	1,48
Kondensationstemperatur	[°C]	31,0
Kondensationsdruck	[MPa]	0,42
Verdampfergrädigkeit	[K]	5,0
Kondensatorgrädigkeit	[K]	8,0
Rekuperatorgrädigkeit	[K]	15,0
Wirkungsgrad Turbine	[%]	85,0
Wirkungsgrad Getriebe	[%]	98,0
Wirkungsgrad Generator	[%]	96,0
Wirkungsgrad Kondensatpumpe	[%]	80,0
Wirkungsgrad Förderpumpe	[%]	50,4
Wirkungsgrad Verpresspumpe	[%]	73,4
Anzahl Bohrungen	[-]	2
Länge Bohrmeter gesamt	[m]	4.411

Tab. E-4: Übersicht ökonomischer Daten im teilloptimierten Referenzfall ($m_{TW} = 45 \text{ kg/s}$).

Barwerte kapitalgebundener Kosten	Einheit	Wert
Machbarkeitsstudie und Vorplanung	[€]	1.685.104
Grundstücke und Infrastruktur	[€]	388.887
Erschließung des Reservoirs	[€]	5.937.644
Förder- und Injektionseinrichtungen	[€]	2.171.103
Thermalwassersystem	[€]	1.249.601
Stromerzeugungsanlage	[€]	5.029.302
Wärmeauskopplung	[€]	-
Projektmanagement & -Steuerung	[€]	940.873
Sonstige kapitalgebundene Kosten	[€]	520.958
<hr/>		
Barwerte bedarfsgebundener Kosten	Einheit	Wert
Sonstige Betriebsmittel	[€]	49.085
<hr/>		
Barwerte betriebsgebundener Kosten	Einheit	Wert
Personalkosten für Management & Betriebsführung	[€]	162.749
Fernüberwachung, 24h Bereitschaft	[€]	42.010
Betrieb des seismischen Monitorings	[€]	40.687
Wartung und Instandhaltung Bohrungen	[€]	16.799
Wartung und Instandhaltung obertägige Anlagen	[€]	144.106
<hr/>		
Barwerte sonstiger Kosten und Erlöse	Einheit	Wert
Elektronik- und Maschinenbruchversicherung	[€]	29.451
Haftpflichtversicherung	[€]	63.014
Sonstiges: z.B. Rechtsbeistand, Öffentlichkeitsarbeit	[€]	17.504
Wärmeerlöse	[€]	-

Tab. E-5: Übersicht technischer Daten im exergoökonomisch optimierten Fall, für herausragende geologische Bedingungen (T-p-Profil nach Tab. 6-4, $K = 3 \cdot 10^{-13} \text{ m}^2$, Bohrtiefe 3.500 m u. GOK, Förderrate 100 kg/s).

Bezeichnung	Einheit	Wert
El. Bruttoleistung	[kW _{el}]	6.574
El. Nettoleistung	[kW _{el}]	4.930
Th. Leistung SEA	[kW _{th}]	45.271
Th. Leistung Wärmeauskopplung	[kW _{th}]	-
Eigenbedarf Thermalwassersystem	[kW _{el}]	337
Eigenbedarf Stromerzeugungsanlage	[kW _{el}]	1.307
Bruttoprozesswirkungsgrad SEA	[%]	14,5
Exergiewirkungsgrad Netto (el. + th.)	[%]	47,7
Massenstrom TW	[kg/s]	100,00
Reservoirtemperatur TW	[°C]	162,50
Reservoirdruck TW	[MPa]	35,00
Arbeitsmittel SEA	[-]	R236fa
Anzahl Druckstufen SEA	[-]	1
Frischdampf-Massenstrom	[kg/s]	238,88
Frischdampf-Temperatur	[°C]	122,35
Frischdampf-Druck	[MPa]	2,90
Kondensationstemperatur	[°C]	27,00
Kondensationsdruck	[MPa]	0,29
Verdampfergrädigkeit	[K]	4,0
Kondensatorgrädigkeit	[K]	6,0
Rekuperatorgrädigkeit	[K]	-
Wirkungsgrad Turbine	[%]	90,0
Wirkungsgrad Getriebe	[%]	98,0
Wirkungsgrad Generator	[%]	96,0
Wirkungsgrad Kondensatpumpe	[%]	90,0
Wirkungsgrad Förderpumpe	[%]	65,9
Wirkungsgrad Verpresspumpe	[%]	77,8
Anzahl Bohrungen	[-]	2
Länge Bohrmeter gesamt	[m]	7.778

Tab. E-6: Übersicht ökonomischer Daten im exergoökonomisch optimierten Fall, für herausragende geologische Bedingungen (T-p-Profil nach Tab. 6-4, $K = 3 \cdot 10^{-13} \text{ m}^2$, Bohrtiefe 3.500 m u. GOK, Förderrate 100 kg/s).

Barwerte kapitalgebundener Kosten	Einheit	Wert
Machbarkeitsstudie und Vorplanung	[€]	2.023.750
Grundstücke und Infrastruktur	[€]	333.866
Erschließung des Reservoirs	[€]	9.768.282
Förder- und Injektionseinrichtungen	[€]	2.446.925
Thermalwassersystem	[€]	1.216.862
Stromerzeugungsanlage	[€]	15.877.998
Wärmeauskopplung	[€]	-
Projektmanagement & -Steuerung	[€]	2.028.006
Sonstige kapitalgebundene Kosten	[€]	565.944
<hr/>		
Barwerte bedarfsgebundener Kosten	Einheit	Wert
Sonstige Betriebsmittel	[€]	131.910
<hr/>		
Barwerte betriebsgebundener Kosten	Einheit	Wert
Personalkosten für Management & Betriebsführung	[€]	192.594
Fernüberwachung, 24h Bereitschaft	[€]	42.010
Betrieb des seismischen Monitorings	[€]	48.148
Wartung und Instandhaltung Bohrungen	[€]	31.876
Wartung und Instandhaltung obertägige Anlagen	[€]	392.579
<hr/>		
Barwerte sonstiger Kosten und Erlöse	Einheit	Wert
Elektronik- und Maschinenbruchversicherung	[€]	79.146
Haftpflichtversicherung	[€]	63.014
Sonstiges: z.B. Rechtsbeistand, Öffentlichkeitsarbeit	[€]	17.504
Wärmeerlöse	[€]	-

Tab. E-7: Verwendete Temperaturgradienten je Tiefenabschnitt zur Bestimmung der Temperaturverläufe im Untergrund an den Standorten Bruchsal und Soultz-sous-Forêts.

Teufenabschnitt	Geothermischer Gradient Bruchsal
0 – 20 [m u. GOK]	0,000 [K/m]
20 – 2.230 [m u. GOK]	0,055 [K/m]
2.230 – 2.470 [m u. GOK]	0,002 [K/m]
ab 2.470 [m u. GOK]	0,026 [K/m]
Teufenabschnitt	Geothermischer Gradient Soultz-sous-Forêts
0 – 20 [m u. GOK]	0,000 [K/m]
20 – 1.260 [m u. GOK]	0,100 [K/m]
1.260 – 3.250 [m u. GOK]	0,007 [K/m]
ab 3.250 [m u. GOK]	0,026 [K/m]

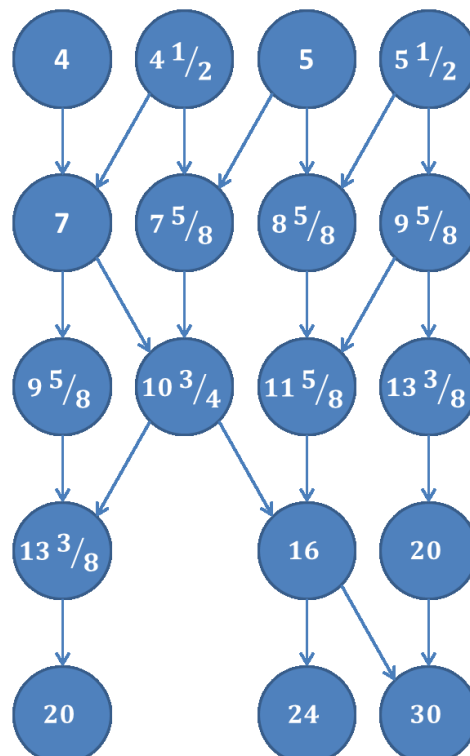


Abb. E-4: Gebräuchliche Verrohrungsdurchmesserkombinationen in Zoll. Nachgezeichnet nach Sperber, Uhlig, & Matthiasson (2008).

Tab. E-8: Literaturwerte verschiedener Kostenpositionen zur Erschließung des Reservoirs.

Bezeichnung	Literaturwerte	Quelle
Stimulation	700 k€ je Bohrung	(Seibt, 2002)
Stimulation	200 – 600 k€ je Bohrung	(Legarth, 2003)
Stimulation	400 k€ je Bohrung	(Lacal Arantegui, 2011)
Stimulation	450 k€ je Bohrung	(Kohl, 2011)
Stimulation	500 k€ je Bohrung	(Kattenstein, 2003)
Stimulation	360 – 710 k€ je Bohrung	(Heidinger, Dornstädter, & Fabritius, 2006)
Stimulation	360 - 550 k€ je Bohrung	(Rogge, 2004)
Stimulation	290 k€ je Bohrung	(Sanyal, 2004)
Hydraulische Tests	1.000 k€ pro Doublette	(Guth, 2011)
Bohrlochmessungen	50 – 310 k€ mit einem Median von 170 k€ je Bohrung	(Skiera, 2007)
Hydraulische Tests	100 – 200 k€ mit einem Median von 150 k€ je Bohrung	(Skiera, 2007)
Zirkulationstest	200 – 500 k€ mit einem Median von 350 k€ je Bohrung	(Skiera, 2007)

Tab. E-9: Wärmeleitfähigkeiten bei 120 °C für Kernproben aus dem Rotliegenden. Die Kernproben stammen aus der Geothermiebohrung GB1 des Geothermieprojekts Bruchsal. (Schulz R. , 1987)

Beschreibung	Wärmeleitfähigkeit bei 120 °C	Teufe
Staub- bis Feinsandstein	3,5 [$W/(m^2 \cdot K)$]	1.025,1 [m u. GOK]
Grobmittel- bis Kiessandstein	3,1 [$W/(m^2 \cdot K)$]	1.926,4 [m u. GOK]
Tonstein	2,3 – 3,6 [$W/(m^2 \cdot K)$]	1.926,8 – 1.928,5 [m u. GOK]

Tab. E-10: Wärmeleitfähigkeiten bei 120 °C für Kernproben aus dem Schilfsandstein. Die Kernproben stammen aus der Geothermiebohrung GB2 des Geothermieprojekts Bruchsal. (Schulz R. , 1987)

Beschreibung	Wärmeleitfähigkeit bei 120 °C	Teufe
Feinsandstein	2,2 – 2,7 [$W/(m^2 \cdot K)$]	2.028 – 2.031 [m u. GOK]

Tab. E-11: Wärmeleitfähigkeit von verschiedenen Dämmstoffen. (Gnielinski et al., 2006)

Bezeichnung	Nennwert der Wärmeleitfähigkeit bei 10 °C	Dichte
Mineralwolle	0,035 – 0,05 [$W/(m^2 \cdot K)$]	20 – 200 [kg/m^3]
Expandierender Polystyrolschaum	0,35 – 0,05 [$W/(m^2 \cdot K)$]	20 – 30 [kg/m^3]
Extrudierter Polystyrolschaum	0,03 – 0,036 [$W/(m^2 \cdot K)$]	30 – 50 [kg/m^3]
Polyurethan-Hartschaum	0,025 – 0,04 [$W/(m^2 \cdot K)$]	35 – 80 [kg/m^3]

Tab. E-12: Überschlägige Wärmedurchgangskoeffizienten für Rohrbündelwärmeübertrager bei unterschiedlichen Übertragungsbedingungen. (Gnielinski et al., 2006)

Übertragungsbedingungen	Wärmedurchgangskoeffizient
Gas, ca. 1 bar, innerhalb der Rohre Gas, ca. 1 bar, außerhalb der Rohre	5 bis 35 [$W/(m^2 \cdot K)$]
Gas, ca. 200-300 bar, innerhalb der Rohre Gas, ca. 200-300 bar, außerhalb der Rohre	150 bis 500 [$W/(m^2 \cdot K)$]
Flüssigkeit außerhalb/innerhalb der Rohre und Flüssigkeit innerhalb/außerhalb der Rohre	15 bis 70 [$W/(m^2 \cdot K)$]
Gas, ca. 200-300 bar, innerhalb der Rohre Flüssigkeit außerhalb der Rohre	200 bis 400 [$W/(m^2 \cdot K)$]
Flüssigkeit außerhalb und innerhalb der Rohre	150 bis 1.200 [$W/(m^2 \cdot K)$]
Heizdampf außerhalb und Flüssigkeit innerhalb der Rohre	300 bis 1.200 [$W/(m^2 \cdot K)$]
Ammoniak-Verdampfer, mit Sole beheizt	200 bis 800 [$W/(m^2 \cdot K)$]

Tab. E-13: Vorzuhaltende zusätzliche Heizfläche bei verschiedenen Wärmeübertragern für $R_f = 0,36 (m^2 \cdot K)/kW$, z.B. aufgrund von Foulingwiderständen. (Gnielinski et al., 2006)

Bauart/Fluide	Wärmedurchgangskoeffizient für saubere Flächen	Zusatzfläche
Rohrbündelwärmeübertrager Gas/Gas	50 [$W/(m^2 \cdot K)$]	1,8 [%]
Rohrbündelwärmeübertrager Gas/Flüssigkeit	150 [$W/(m^2 \cdot K)$]	5,4 [%]
Rohrbündelwärmeübertrager Flüssigkeit/ Flüssigkeit	1.000 [$W/(m^2 \cdot K)$]	36 [%]
Plattenwärmeübertrager Flüssigkeit/ Flüssigkeit	3.000 [$W/(m^2 \cdot K)$]	108 [%]
Rohrbündelwärmeübertrager Wasser/Dampf	4.500 [$W/(m^2 \cdot K)$]	162 [%]

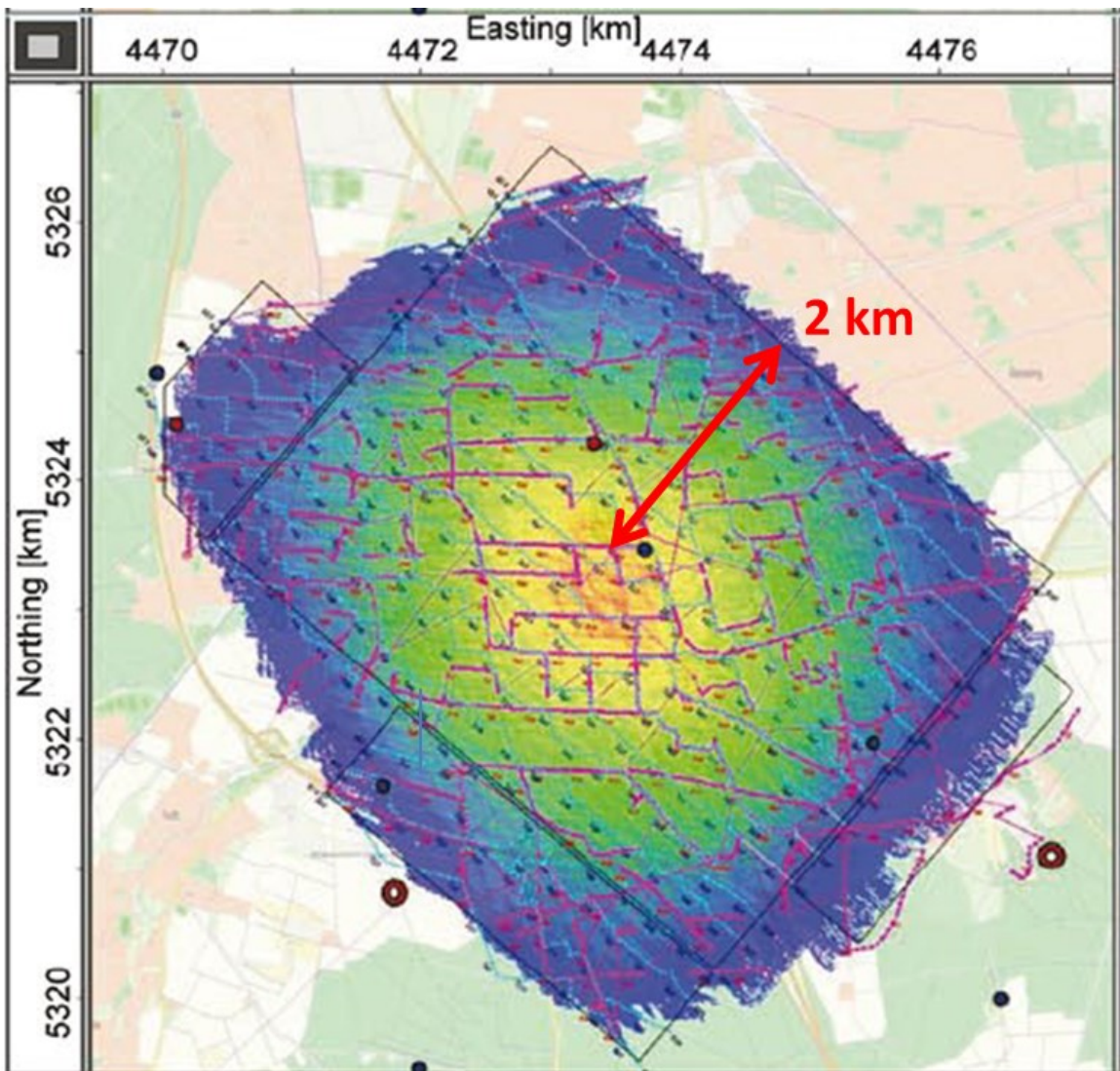


Abb. E-5: Layout der 3D-Seismikkampagne des Geothermieprojekts Unterhaching von 2009.

Layout der 3D-Seismikkampagne des Geothermieprojekts Unterhaching von 2009. Links unten: nominale Abdeckung von $15\text{ m} \times 15\text{ m}$ mit einer maximalen 300-fachen Abdeckung im Zentrum und 20- bis 30-fachen Abdeckung (blau) an den Rändern (Lüschen, Dussel, Thomas, & Schulz, 2011). Zieltiefe der Seismik sind 4 km. Der rote Pfeil markiert den Abstand vom Rand bis zum Zentrum des Feldes und entspricht 2 km. Nach Aussage des Autors konnte die Randüberdeckung vergleichsweise gering gehalten werden und könnte somit als optimaler Fall interpretiert werden.

Tab. E-14: Thermalwasserzusammensetzungen von Tiefenwässern aus Bohrungen im Oberrheingraben mit einer Tiefe größer 1.000 m. Zusammenstellung aus Orywall (2011), Stober & Jodocy (2011).

Bohrung	Temperatur		Tiefe	Nutzhorizont	[mg/kg]											pH-Wert
	Bohrlochkopf	[°C]			Ca	Mg	Na	K	HCO ₃	Cl	SO ₄	Sonstige	TDS			
GB1 Bruchsal	85,1	1.870	Bundsandstein	7.415	405	35.840	3.410	520	82.220	384	8.044	130.418	6,1			
GB2 Bruchsal	101,0	2.537	Bundsandstein	7.415	516	32.600	2.700	537	70.570	192	8.122	114.721	6,2			
Eschau 1	96,0	1.619	Bundsandstein	400	163	28.307	38	180	44.375	125	568	73.593	k.A.			
GB Cronenbourg	k.A.	3.220	Bundsandstein	4.680	192	32.560	5.000	305	61.550	220	5.556	105.191	7,2			
Meistratzheim 2	k.A.	1.437	Bundsandstein	600	100	8.500	395	671	12.800	2.240	700	25.306	6,7			
Mutzenheim 1	76,0	1.857	Bundsandstein	912	307	23.500	750	1.415	35.720	4.640	1.322	67.347	k.A.			
Bad Bellingen	26,3	1.194	Oberer Muschelkalk	2.525	201	308	41	2.227	3.454	1.585	3.069	10.683	6,1			
GB1 Riehen	61,4	1.547	Oberer Muschelkalk	805	194	4.900	190	1.012	7.270	2.550	1.110	17.032	6,5			
GB2 Riehen	51,2	1.247	Oberer Muschelkalk	762	168	3.900	166	1.180	5.620	2.340	1.020	14.226	6,3			
Staffelfelden 9	k.A.	2.529	Oberer Muschelkalk	800	142	19.710	276	950	30.530	1.900	1.153	54.519	7,0			
GB Helios	70,4	1.146	Oberer Muschelkalk	1.979	172	6.712	647	326	13.783	960	2.434	24.862	6,5			
Blodelsheim 1	k.A.	1.891	Hauptrogenstein	1.200	240	7.431	1.377	1.870	13.490	1.300	1.440	26.908	k.A.			
Galfingue 1	k.A.	1.296	Hauptrogenstein	560	79	4.055	238	377	6.035	1.950	639	13.294	k.A.			
Krafft 1	55,0	912	Hauptrogenstein	3.440	282	35.945	1.760	749	62.125	1.890	3.872	106.341	7,0			
Reinngue 2	81,0	1.709	Hauptrogenstein	636	80	6.168	0	0	9.940	1.150	872	18.130	6,3			
Staffelfelden 1	k.A.	1.911	Hauptrogenstein	1.400	631	13.264	510	540	23.785	3.600	2.045	43.744	6,8			
Landau	k.A.	2.391	Buntsandstein/Basement	7.035	91	26.250	3.480	k.A.	58.411	153	8.697	96.991	5,4			
Soultz-sous-Forêts	99,0	GPK2	Kristallines Basement	4.860	115	23.200	2.680	k.A.	42.700	154	11.267	80.000	5,6			

F. Veröffentlichungen des Autors

- P. Schlagermann. (2005). *Status and Technical Potential of Hydrogen Internal Piston Combustion Engines*. Ludwig-Bölkow-Systemtechnik GmbH, Ottobrunn
- P. Schlagermann. (2006). *Analysis of the Dynamic Behaviour of Polymer Electrolyte Membrane Fuel Cell Stacks by System Identification*. (Diplomarbeit bei DaimlerChrysler) Lehrstuhl für Energiesysteme der Technische Universität München
- P. Herzberger, T. Kölbl, P.Schlagermann, B. Heyder, W. Münch. (2009). *Geothermiekraftwerk Bruchsal - Erfahrungen mit hochmineralisierten Tiefenwässern*. bbr Fachmagazin für Brunnen - und Leitungsbau, Ausgabe 6/2009
- P. Herzberger, T. Kölbl, P.Schlagermann, B. Heyder, W. Münch. (2009). *Geothermiekraftwerk Bruchsal - Strom aus dem Rheingraben*. VBI Beratende Ingenieure. Ausgabe 5/2009
- T. Kölbl, G.Göttlicher, J. Benz, P.Schlagermann, W. Münch. (2009). *Geothermie - Perspektiven für die Stromerzeugung*. Energie im Dialog, Medien & Kongresse GmbH: Erneuerbare Energien - Perspektiven für die Stromerzeugung. Band 3, Teil 7
- G. Göttlicher, P. Schlagermann. (2009). *Make Geothermal Power Generation different*. PowerGen 2009, Köln
- G. Göttlicher, P. Schlagermann. (2010). *New Concepts for Power Generation Necessary*. World Geothermal Congress, Bali
- P. Herzberger, W. Münch, T. Kölbl, U. Bruchmann, P.Schlagermann, H. Hötzl, L. Wolf, D. Rettenmaier, H. Steger, R. Zorn, P. Seibt, G.-U. Möllmann, M. Sauter, J. Ghergut, T. Ptak. (2010). *The Geothermal Power Plant Bruchsal*. World Geothermal Congress, Bali
- T. Kölbl, P. Orywal, W. Münch, P. Schlagermann, J. Benz. (2010). *Energie aus dem Untergrund: Das Geothermiekraftwerk Bruchsal*. Zeitschrift für Geologische Wissenschaften. Band 38, Heft 1, 2010
- T. Kölbl, P.Schlagermann, W. Münch, R. Zorn, D. Rettenmaier. (2010). *Geothermiekraftwerk Bruchsal - Erste Messergebnisse*. bbr Fachmagazin für Brunnen - und Leitungsbau

- P. Schlagermann, D. Haumann, Dr. G. Göttlicher, Prof. Dr. W. Münch. (2011). *Two alternative CO₂ re-utilization pathways, microalgae cultivation and photocatalytic conversion to methanol - a feasibility study*. PowerGen 2011, Mailand
- P. Schlagermann. (2011). *Workshop Pumpentechnologie*. International Geothermal Congress. Freiburg.
- T. Kölbl, L. Eggeling, P. Schlagermann, & W. Münch. (2011). *EGS Cost and Cost Reduction Potential*. International Geothermal Conference Freiburg
- D. Bory, H. Mergner, P. Schlagermann. (2011). *Specific cost of electrical power including consideration for depreciation of investment cost, as well as originating from alternative, notably renewable, sources*. Deliverable report LOVE project – low temperature heat valorisation for electricity production.
- R. Bolduan, M. Brulé, T. Demeusy; P. Schlagermann, G. Göttlicher, S. Eissler, H. Oechsner. (2011). *Methanertrag und Energiebilanz der Bioextrusionsvorbehandlung von Grünabfällen als Biogassubstrat*. KTBL Konferenz "Biogas in der Landwirtschaft - Stand und Perspektiven"
- R. Bolduan, M. Brulé, T. Demeusy; P. Schlagermann, G. Göttlicher, S. Eissler, H. Oechsner. (2011). *Extrusion pretreatment of green waste for biogas production – Methane yield and energy balance*. Konferenz "Progress in Biogas", Hohenheim
- R. Bolduan, M. Brulé, T. Demeusy; P. Schlagermann, G. Göttlicher, S. Eissler, H. Oechsner. (2011). *Einfluss der Bioextrusion auf Methanertrag und Energiebilanz von Grünabfall-Biogassubstraten*. 11. Biomasse-Kongress des Umwelt-Campus in Birkenfeld
- L. Eggeling, T. Kölbl, P. Schlagermann, W. Münch. (2011). *Geothermische Stromerzeugung in Deutschland*. Wiley-VCH, Chemie Ingenieur Technik, Ausgabe 11/2011
- L. Eggeling, T. Kölbl, W. Münch, P. Orywall, P. Schlagermann. (2012). *Geothermische Stromerzeugung in einem karbonatisch dominierten Thermalwasserkreis – Beispiel Bruchsal*. VDI Verein Deutscher Ingenieure, Fachtagung Geothermische Technologien, Potsdam
- P. Schlagermann, G. Göttlicher, R. Dillschneider, R. Rosello-Sastre, C. Posten. (2012). *Composition of Algal Oil and Its Potential as Biofuel*. Journal of Combustion
- S. Reith, T. Kölbl, P. Schlagermann. (2012). *Legal conditions for grid access*. Report of GeoElec project, <http://www.geoelec.eu>

-
- L. Eggeling, T. Kölbl, P. Schlagermann, L. Angelino, P. Dumas. (2013). *Technical Report on Grid Access*. Report of GeoElec project, <http://www.geoelec.eu>
- S. Reith, T. Kölbl, P. Schlagermann, A. Pellizzone, A. Allansdottir. (2013). *Report on public acceptance*. Report of GeoElec project, <http://www.geoelec.eu>
- Schlagermann, P. (2012). *Workshop Pumpentechnologie*. International Geothermal Congress. Freiburg.
- M. Brulé, R. Bolduan, R. Mougél, G. Göttlicher, P. Schlagermann. (2012). *Bedarfsorientierter Betrieb von Biogasanlagen*. Konferenz "Energetische Biomassenutzung – Neue Technologien und Konzepte für die Bioenergie der Zukunft der Heinrich-Böll-Stiftung, Berlin
- H. Mergner, T. Kölbl, P. Schlagermann. (2013). *Geothermal Power Generation – First Operation Experiences and Performance Analysis of the Kalina Plant in Bruchsal*. PowerGen 2013, Köln
- M. Brulé, R. Bolduan, S. Seidelt, P. Schlagermann, A. Bott. (2013). *Modified batch BMP assay for testing the efficiencies of commercial trace metals additives to enhance methane production of energy crops*. Journal of Environmental Technology Special Issue Bioenergy and Biofuel from Biowaste and Biomass
- Schlagermann, P. (2013a). *The Soultz Geothermal Project*. 3rd Global Geothermal Energy Summit. Stuttgart: Active Communications Europe Ltd (ACI).
- Schlagermann, P. (2013b). *Förderpumpenperformance im Geothermieprojekt Bruchsal*. Geothermie Workshop. Stuttgart: EnBW Energie Baden-Württemberg AG.
- J. Baumgärtner, T. Kölbl, H. Mergner, P. Schlagermann, T. Hettkamp, D. Teza, C. Lerch. (2013). *Betriebserfahrungen mit den Geothermiekraftwerken Landau, Insheim und Bruchsal*. bbr Fachmagazin für Brunnen - und Leitungsbau
- H. Mergner, T. Kölbl, P. Schlagermann. (2013). *Working fluids in binary power plants - selection criteria and effects on the cycle*. International Geothermal Conference Freiburg
- M. Brulé, R. Bolduan, R. Mougél, T. Demeusy, P. Schlagermann. (2013). *Modeling adaptation of biogas plants to demand-oriented electricity production*. 21th European Biomass Conference, Kopenhagen

- T. Heffels, R. McKenna, W. Fichtner, T. Döbele, J. Seidenspinner, P. Schlagermann. (2014). *Brennstoffe aus Biomasse – neue Verfahrenskonzepte weisen große Potenziale auf; Schwerpunktbericht Biomass-to-Gas Teilprojekt VIII Systemanalyse*. energie wasser-praxis 65 (1)(2014) Bonn, Deutschland
- P. Schlagermann, H. Mergner, T. Kölbl, S. Fuchs, A. Kather, G.U. Möllmann, J. Birner, M. Wolfram, S. Mertens, M. Bücherl, K.H. Schaber. (2014). *Verbundprojekt OSGa - Optimierte Stromerzeugung aus hoch salinaren Thermalwässern mit hohen Gasgehalten*. Karlsruhe: EnBW Energie Baden-Württemberg AG.