

ZIP Geothermie für den Neubau des Alfred-Wegener-Instituts
in Bremerhaven

*Feldtestanlage einer Tiefen Erdwärmesonde mit Direktverdampfung
eines Kältemittels zur Wärme- und Stromerzeugung*

Dipl.-Ing. Werner Gerke

swb Bremerhaven GmbH

Rickmersstraße 90, 27568 Bremerhaven

Tel: 0471/ 477-0 Fax: 0471/ 477-2111

Prof. Dr. -Ing. C. Mostofizadeh

Institut für Energie und Verfahrenstechnik

Dipl. -Ing. Lars Schröder

An der Karlstadt 6, 27568 Bremerhaven

Tel: 0471/9448-800 Fax: 0471/9448-822

Das diesem Bericht zugrunde liegenden Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Arbeit unter dem Förderkennzeichen 0327191 gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

Inhaltsverzeichnis:

1. <i>Einleitung und Zielsetzung</i>	3
2. <i>Stand der Technik</i>	3
2.1 Hot-Dry-Rock (HDR).....	4
2.2 Hydrothermale Systeme	4
2.3 Tiefen-Erdwärme-Sonde, TEWS	4
2.4 Geothermische Stromerzeugung.....	4
2.4.1 Direkte Nutzung des Thermal Dampfes.....	4
2.4.2 Binärsysteme.....	5
3. <i>Verfahrensbeschreibung und Vorgehensweise</i>	5
4. <i>Geologische und geothermische Voraussetzungen</i>	7
4.1 Salztektunik	7
4.2 Seismische Voruntersuchungen.....	7
4.3 Thermische Materialeigenschaften im Salzstock	8
4.4 Geothermischer Gradient im Bereich der Bohrung	8
5. <i>Wärmeentzug im Gestein mittels Tiefen-Erdwärme-Sonde</i>	9
5.1 Analytische Berechnung durch Laplacetransformation	10
5.2 Numerische Berechnung.....	12
5.2.1 Modellvalidierung	12
5.2.2 Mehrdimensionale instationäre Wärmeleitung	13
5.3 Einflussfaktoren auf die Leistungsfähigkeit der TEWS.....	14
5.3.1 Gesteinseigenschaften , Sondendurchmesser und Temperaturunterschied	14
5.3.2 Thermischer Bohrlochwiderstand.....	15
5.3.3 Relevanz der einzelnen Wärmewiderstände.....	16
6. <i>Kinetik und Hydrodynamik des Rieselfilms</i>	17
6.1 Der vertikale Rieselfilm.....	17
6.2 Flutung im 2-Phasen-Gegenstrom	18
6.3 Leidenfrost-Phänomen	19
6.4 Austrocknung des Rieselfilms	20
6.5 Wärmeübergang von der Rohrwand an den Rieselfilm.....	20
7. <i>Druck- und Wärmeverlust in der Transportrohrtour</i>	20
7.1 Wärmeverlust der Dampfströmung.....	20
7.2 Druckverlust der Dampfströmung:.....	22
8. <i>Obertageanlage</i>	22
8.1 Niedertemperatur-Stromerzeugung.....	22
9. <i>Gekoppelte Berechnung und Parametervariation</i>	24
9.1 Variablen	25
9.2 Parametervariation	26
9.3 Dynamische Betriebsweise	28
10. <i>Zusammenfassung und Schlussfolgerung</i>	29
<i>Literatur</i>	30
<i>Bezeichnungen</i>	31

Tiefen Erdwärmesonde mit Direktverdampfung eines Kältemittels zur Wärme- und Stromerzeugung

1. Einleitung und Zielsetzung

Im Zuge einer steigenden Bedeutung der regenerativen Energieerzeugung spielt auch die Nutzung geothermischer Ressourcen eine immer größere Rolle. Neben der oberflächennahen Geothermie, die hauptsächlich in kleinen Anlagen für die Bereitstellung von Raumheizungswärme zum Einsatz kommt, kann die in tieferen Gesteinsschichten gespeicherte Wärme auch zur Stromerzeugung oder der Bereitstellung von Prozesswärme genutzt werden. Die derzeit verfügbaren technischen Verfahren zur Erschließung der Tiefen-Geothermie können nur dann zum Einsatz kommen, wenn gewisse geologische oder hydrologische Voraussetzungen am Nutzungsort vorherrschen. Die Entwicklung der Tiefen-Erdwärme-Sonde mit Direktverdampfung eines Kältemittels zielt darauf ab, die Erschließung geothermischer Ressourcen durch einen in sich geschlossenen Wärmetauscher und unabhängig von den geologischen Voraussetzungen zu ermöglichen. Da der Wärmetransport im Gestein einzig durch Wärmeleitung erfolgt, bietet sich dieses Verfahren besonders zur Nutzung geologischer Strukturen mit hoher Wärmeleitfähigkeit an.

Die hier beschriebene geothermische Anlage soll zur Bereitstellung von Wärme für den Neubau eines Büro- und Laborgebäudes in Bremerhaven errichtet werden. Durch die Nutzung der geothermischen Energie zur Stromerzeugung außerhalb der Heizperiode sollen die Wirtschaftlichkeit der Anlage verbessert sowie weitere Erfahrungen auf dem Gebiet der Niedertemperatur-Stromerzeugung gewonnen werden. Da am geplanten Standort weder warm- oder heißwasserführende Aquifere noch zerklüftete Gesteinsschichten vorhanden sind, bietet sich eine Anlage nach dem Prinzip der *Tiefen-Erdwärme-Sonde* (im Folgenden „TEWS“) an, zumal Gesteinsschichten mit hoher Wärmeleitfähigkeit (Zechstein des Dedesdorfer Salzstocks) genutzt werden können.

Da eine Geothermieanlage in dieser Ausführung bisher nicht verwirklicht worden ist, sind umfangreiche wissenschaftliche Untersuchungen durchgeführt worden – mit dem Ziel, die übertragbare Strom- und Wärmeleistung möglichst genau vorhersagen zu können sowie die verfahrenstechnischen Grundlagen zu beschreiben und die Funktionalität des Verfahrens zu validieren.

2. Stand der Technik

Die geothermischen Ressourcen befinden sich im Wesentlichen in zwei Arten von Lagerstätten: in Heißwasser-Aquiferen und kristallinen Gesteinen. *Heißwasser-Aquifere* (dazu gehören auch Thermalquellen) kommen vor allem in vulkanisch aktiven Gebieten (z.B. in Island oder Italien) vor; aber auch in Deutschland im Oberrheingraben und im Süddeutschen Molassebecken. 95% der Potenziale entfallen jedoch auf *kristalline Gesteine*, für deren Nutzung das Hot-Dry-Rock-Verfahren entwickelt worden ist [1]. Kann dieses Verfahren aus geologischen Gründen nicht angewendet werden, lässt sich die in kristallinen Gesteinen gespeicherte Wärme nur über einen geschlossen Erdwärmetauscher – eine Tiefen-Erdwärme-Sonde - gewinnen. Aufgrund dieser geologischen Voraussetzungen haben sich zur Nutzung von Tiefengeothermie drei Verfahren bewährt:

2.1 Hot-Dry-Rock (HDR)

Beim HDR-Verfahren werden zwei Tiefbohrungen in einem definierten Abstand in heißen Untergrund niedergebracht. Natürliche Spalten bzw. Riss-Systeme im kristallinen Gestein (z.B. Granit oder Gneis) werden durch Verpressen von Wasser unter hohem Druck soweit zu einem zusammenhängenden Wärmetauschersystem erweitert, dass eine Zirkulation zwischen den Tiefbohrungen möglich wird. Kaltes Wasser wird über eine der beiden Bohrungen eingebracht, im heißen Gestein erwärmt und obertägig als Heißwasser genutzt oder als Dampf über eine Turbine zur Stromerzeugung eingesetzt.

2.2 Hydrothermale Systeme

Die hydrothermale Geothermie basiert auf der Erschließung natürlicher unterirdischer wasserführender Gesteinsformationen in einer Tiefe von bis zu 2.500 m. Über zwei Bohrungen und eine obertägige Verbindungsleitung wird ein Zirkulationssystem realisiert. Das heiße Tiefenwasser wird über eine der beiden Bohrungen gefördert, obertägig thermisch genutzt und über die zweite Bohrung wieder in die erschlossene Gesteinsformation injiziert.

2.3 Tiefen-Erdwärme-Sonde, TEWS

Eine TEWS besteht aus einem geschlossenen Erdwärmetauscher, meist in der Form eines Rohres, oder Doppelrohres. TEWS haben den Vorteil, dass sie unabhängig von der geologischen Beschaffenheit des Untergrunds funktionsfähig sind. Zudem wird das Ökosystem wesentlich weniger beeinflusst als bei den anderen Methoden, da kein Stoffaustausch mit der Umgebung stattfinden kann. Die erzielbare Leistung einer TEWS wird bestimmt durch die Temperaturdifferenzen zwischen dem Wärmeträgermedium (im Innern der Sonde) und dem umgebenden Gestein. Darüber hinaus beeinflusst die Wärmeleitfähigkeit des Gesteins die Wärmeleistung. Gesteinsformationen mit hoher Wärmeleitfähigkeit bieten grundsätzlich günstige Voraussetzungen für TEWS, da der Wärmeentzug aus dem Gestein rein konduktiv geschieht. Der Wärmetransport an die Erdoberfläche kann entweder durch die Zirkulation einer sich erwärmenden Flüssigkeit (sensible Wärme) oder durch die Verdampfung eines Kältemittels erfolgen, wobei die 2. Methode bisher in TEWS nicht angewendet wurde, jedoch im Rahmen dieser Arbeit näher zu untersuchen ist.

2.4 Geothermische Stromerzeugung

2.4.1 Direkte Nutzung des Thermal Dampfes

Sind hydrothermale Quellen mit ausreichender Temperatur vorhanden, lässt sich das obertägig austretende Fluid (Dampf) direkt zur Stromerzeugung nutzen. Der aus der Produktionsbohrung austretende Dampf wird nach Abtrennung der Feststoffe und Wassertropfen (mittels Sandfilter und Tropfenabscheider) direkt in einer Kondensationsturbine entspannt und im anschließenden Kondensator kondensiert. Das Wasser wird zur Erhaltung des Reservoirdrucks wieder im Untergrund verpresst. Nicht kondensierbare Gase werden mittels Strahlpumpe aus dem Kondensator abgesaugt. Bei Vorkommen, die nicht genügend Wasserdampf liefern, kann ein sogenanntes Flash System eingesetzt werden. Das Fluid wird in einem Entspannungstank teilentspannt. Dadurch verdampft ein Teil des Wassers. Flüssige und dampfförmige Phase werden im Entspannungstank getrennt und die Flüssigkeit direkt zur Verpressbohrung geleitet. Der dampfförmige Anteil wird im Turbosatz entspannt und dann kondensiert.

2.4.2 Binärsysteme

Wird die Erdwärme obertägig mittels Verdampfer an ein 2. Fluid abgegeben und dieses dann zur Stromerzeugung genutzt, so spricht man von Binäranlagen. Beispiele dafür sind die sogenannten ORC-Anlagen und der Kalina-Kreislauf.

Beim klassischen Dampfprozess, dem Rankine-Kreislauf, wird in der Regel ein niedrig siedendes organisches Arbeitsmedium (z.B. Isopentan) verwendet. Man spricht dann vom *ORC-Prozess* (Organic-Rankine-Cycle). Das Arbeitsfluid wird durch das Thermalwasser (oder die Sole) vorgewärmt, verdampft und überhitzt und anschließend in einer speziell ausgelegten Turbine entspannt. Da das Fluid noch stark überhitzt aus der Turbine austritt, ist dem Kondensator noch ein Rekuperator vorgeschaltet; die dort ausgekoppelte Wärme kann zu Heizungszwecken oder zur Vorwärmung des Arbeitsmittels benutzt werden. Aufgrund der besonderen Eigenschaften des Arbeitsfluids (Druck, Volumenstrom und Lage der Sattdampfkurve) lassen sich mit dem ORC-Prozess bei niedrigen Temperaturen bessere Wirkungsgrade erzielen als beim Rankine-Prozess mit Wasserdampf.

Beim Kalina-Kreislauf wird als Arbeitsfluid ein Zweistoffgemisch (z.B. Ammoniak-Wasser) verwendet. Der Vorteil dieser Technologie besteht in den gleitenden Verdampfungs- und Kondensations-temperaturen, die geringere Temperaturunterschiede bei der Wärmeübertragung ermöglichen. Die Erdwärme wird im Verdampfer auf die Grundlösung übertragen. In einem Austreiber werden ammoniakreicher Dampf und ammoniakarme Lösung getrennt. Die ammoniakarme Lösung geht direkt in den Hochtemperatur-Rekuperator und wärmt dort die Grundlösung vor. Der Dampf entspannt in der Turbine und treibt dabei den Generator an. Anschließend werden beide Stoffströme wieder zusammengeführt und ein Teil der Wärme direkt im Niedertemperatur-Rekuperator zurückgewonnen. Die vollständige Kondensation erfolgt unter Wärmeabfuhr im Absorber/Kondensator. Am Kondensatoraustritt liegt wieder die Grundlösung vor, die von der Speisepumpe auf das höhere Druckniveau gebracht und im Niedertemperatur-Rekuperator erwärmt wird [2].

3. Verfahrensbeschreibung und Vorgehensweise

Die geplante TEWS bestehen aus einer ca. 5500m tiefen Bohrung, die in der Nähe des Neubaus bis in den Salzstock abgeteuft werden soll. Durch die eingebaute Verrohrung erhält man ein nach außen abgedichtetes, in sich geschlossenes System. Über die Transportrohrtour der Bohrung wird das Wärmeträgermedium Ammoniak - in einer separaten Injektionsleitung - in die Tiefe geleitet. In dem sich anschließenden Verdampfungsraum erfolgt die Einspritzung des flüssigen Ammoniaks, welches dann - wie in einem Fallstromverdampfer - an der Innenwand der rohrförmigen Sonde herabfließt. In einer Tiefe von 2850 bis 5350 m nimmt der Flüssigkeitsstrom die im Gestein gespeicherte Wärme auf und verdampft dabei. Am unteren Ende der Sonde erfolgt die Verdampfung des Restfilms in einem Sumpf. Der entstandene Dampf steigt schließlich über die Transportrohrtour zum Sondenkopf, siehe *Bild 1*. Obertägig ist die Anordnung einer zweistufigen Entspannungsmaschine mit Zwischenüberhitzung vorgesehen. Nach der Hochdruck-Stufe wird der Kältemitteldampf im Heizkondensator kondensiert und die Wärme zur Gebäudebeheizung verwendet. Die Niederdruck-Stufe wird in den Sommermonaten und in der Übergangszeit parallel zum Heizkondensator betrieben und der dort austretende Dampf in einem Niederdruckkondensator kondensiert. Das flüssige Ammoniak gelangt dann wieder in die TEWS und die Verdampfung beginnt von Neuem. Ein Fließbild der Anlage ist in *Bild 2* gezeigt.

Besondere Vorteile verspricht das Verfahren der „Direktverdampfung“ durch die Einsparung einer zweiten Wärmeträgerflüssigkeit und die Ausnutzung der vollen Temperaturdifferenz. Dadurch lässt sich einerseits - im Vergleich zu herkömmlichen Erdwärmesonde, bei denen ein flüssiger Wärmeträger (Sole) die gespeicherte Erdwärme mittels Wärmetauscher an ein Arbeitsfluid abgibt -, die

Anzahl der Wärmetauscher reduzieren und andererseits eine um mehrere Kelvin höhere Temperatur im Arbeitsfluid erreichen. Weitere Vorteile sind die einfache konstruktive und kostengünstige Gestaltung der Sonde, da nur ein Rohr mit vergleichsweise kleinem Durchmesser benötigt wird sowie die Einsparung der Solepumpe.

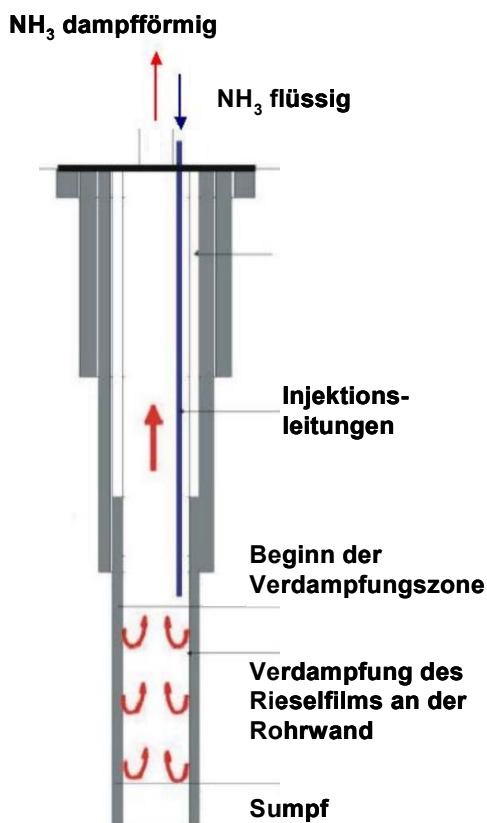


Bild 1: Verfahren der TEWS

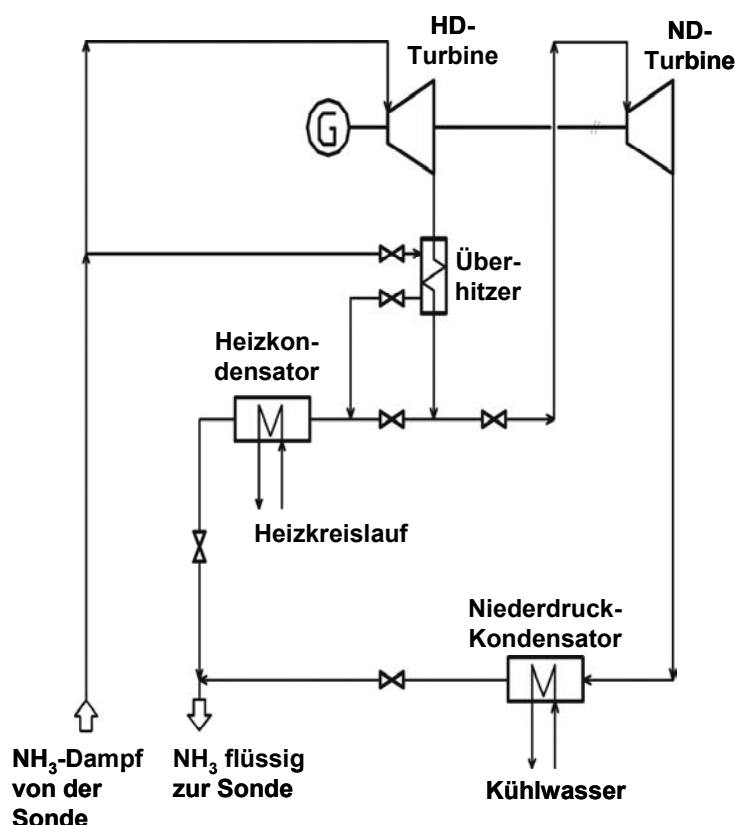


Bild 2: Fließbild der geplanten Anlage

In der folgenden Arbeit werden die Grundlagen, Voraussetzungen und anwendungsspezifischen Berechnungsmethoden erläutert, die es ermöglichen die physikalischen Vorgänge des Komplettsystems Erdwärmesonde und Obertageanlage zu beschreiben und zu berechnen. Dabei ist die Berechnung der erzielbare Wärme- und elektrischen Leistung sowie die Verfahrensverifizierung – also die Überprüfung der technischen Machbarkeit – der TEWS von zentraler Bedeutung.

Zunächst werden die GEOTHERMISCHEN VORRAUSSETZUNGEN für die Nutzung der Erdwärme am Standort Bremerhaven untersucht. Dabei sind die vorherrschenden geologischen Bedingungen am geplanten Bohrungsstandort von entscheidender Bedeutung. Unter Berücksichtigung des stratigraphischen Aufbaus und der thermischen Materialeigenschaften wird der ungestörte thermische Zustand im Bereich der Bohrung anhand einer numerischen Simulation berechnet.

Da die Leistungsfähigkeit einer Erdwärmesonde fast ausschließlich von dem konduktiven WÄRME-ENTZUG IM GESTEIN abhängt, werden die physikalischen Zusammenhänge der instationären, dreidimensionalen Wärmeleitung für unterschiedliche Randbedingungen beschrieben. Es werden Modelle für die analytische Berechnung der Wärmeleitung im zylindersymmetrischen Koordinatensystem mittels Laplace-Transformation aufgestellt und anhand einer numerischen Auflösung der Wärmeleitungsgleichung validiert.

Die KINETIK UND HYDRODYNAMIK DES RIESELFILMS ist von entscheidender Bedeutung, da zur Sicherstellung der Funktionsfähigkeit der TEWS ein geschlossener Rieselfilm an der Rohrwand herabfließen muss. Als wesentliches verfahrenstechnisches Problem hat sich die sogenannte Flutproblematik herausgestellt. Für einen erfolgreichen Einsatz des Verfahrens muss das Fluten (Aufhalten des Flüssigkeitsfilms durch die aufwärtsströmende Dampfströmung) unter allen Umständen vermieden werden. Technische Lösungen zur Vermeidung des Flutens sowie des Aufreißens des Rieselfilms (z.B. durch Leidenfrost) werden beschrieben.

Für den Wärmetransport an die Erdoberfläche sind die VORGÄNGE IN DER TRANSPORTROHRTOUR entscheidend. Wärme- und Druckverlust der Dampfströmung in der Transportrohrtour werden ermittelt. Dabei spielen die reibungsbehaftete Strömung, der Wärmeübergangskoeffizienten der Gasströmung, die Wärmeleitung durch Rohrwand und Isolierung sowie die instationäre Wärmeleitung von der Außenwand des Transportrohrs in das umlagernde kältere Gestein eine Rolle.

Für die Nutzung der geothermischen Energie in der OBERTAGEANLAGE und speziell der Umwandlung in elektrische Energie werden verschiedene Verfahren zur Niedertemperatur-Stromerzeugung beschrieben. Anhand einer Vergleichsrechnung soll der erzielbare Wirkungsgrad für die Stromerzeugung mittels ORC-Prozess mit dem bei der direkten Entspannung des NH_3 Dampfes verglichen werden um das optimale Verfahren auswählen zu können.

Mit der Kenntnis und Koppelung aller Berechnungsmethoden und Verfahrensgrundlagen kann im letzten Schritt eine PARAMETERVARIATION durchgeführt werden mit dem Ziel, die Prozessparameter Druck und Temperatur für jede Betriebsweise und jede Betriebszeit optimal anzupassen.

4. Geologische und geothermische Voraussetzungen

Die geologischen und geothermischen Bedingungen am Bohrort stellen die Randbedingungen für den Wärmeentzug dar. Im Folgenden werden diese Randbedingungen beschrieben und berechnet. Die aus den seismischen Voruntersuchungen bekannte Ausdehnung des Salzstocks, die thermischen Materialeigenschaften des Zechsteins und der umlagernden Sedimente sowie die Oberflächentemperatur bilden die Randbedingungen für eine numerische Berechnung des stationären thermischen Zustands im Bereich der Bohrung.

4.1 Salztektunik

Die Zechsteinsalzbildung begann vor ca. 270 Mio. Jahren. Eine kontinuierliche Senkung des germanischen Beckens ermöglichte eine Akkumulation von Salzen die im Zechsteinmeer vorhanden waren. Durch Eindampfungsprozesse haben sich verschiedene Kalisalze und Tone abgelagert. Diese Ausscheidungssedimente werden als Evaporite bezeichnet. Durch die Plastizität des Salzes und eine inverse Dichteschichtung (die Salze weisen eine geringere Dichte auf als die umlagernden Sedimente) kommt es zu Salzstockbildungen, wenn durch tektonische Vorgänge überlagernde Gesteinsschichten aufgebrochen werden. Diese sogenannten Diapiere haben eine kegel-, zylinder- oder pilzförmige Struktur und ragen von der Schicht, aus der sie entstanden sind, nach oben und erreichen zum Teil sogar die Oberfläche. Durch den Aufstieg des Salzes (Halokinese) werden die Deckschichten mit nach oben geschleppt [3].

4.2 Seismische Voruntersuchungen

Die Existenz und ungefähre Ausdehnung des Dedesdorfer Salzstocks ist schon seit den 1930er Jahren aus Explorationsbohrungen (z.B. Dedesdorf-1) und seismischen Profilen aus den 1970er und 1980er Jahren bekannt. Vom Alfred Wegener Institut sind seismische Voruntersuchungen

durchgeführt worden [4], mit dem Ziel den Horizontal- und Vertikalabstand von Bohrort zur Ostflanke des Salzstockes, die Struktur der Ostflanke bis zur Salinarbasis sowie die Struktur und Stratigraphie der den Salzstock überlagernden und an die Ostflanke anlagernden Sedimente zu konkretisieren. Dazu sind vibrationsseismische Messungen entlang von drei 2D-Profilen im Raum Bremerhaven und Nordenham durchgeführt worden. Die geologisch-stratigraphische Interpretation der Daten ist durch eine Analyse der Reflexions- und Amplitudencharakteristik der seismischen Profile vorgenommen, und in Anlehnung an stratigraphische Modelle Nordwestdeutschlands und des Raumes Bremerhaven sowie nach Daten der Bohrung Dedesdorf-1 durchgeführt worden [4].

4.3 Thermische Materialeigenschaften im Salzstock

Für die Leistungsfähigkeit der TEWS ist aus geologischer Sicht der thermische Zustand des Gesteins im Bereich der geplanten Bohrung interessant. Es muss bekannt sein, wie viel Wärme bei welchem Temperaturniveau im Gestein gespeichert ist und wie schnell konduktive Temperaturengleichvorgänge Wärme aus entfernten Regionen „nachliefern“ kann. Die entscheidenden Parameter sind also die spezifische Wärmekapazität und Dichte, die Wärmeleitfähigkeit und der geothermische Gradient. Der Zechstein, der den Dedesdorfer Salzstock bildet, weist aufgrund seiner plastischen Eigenschaft (keine Porenräume) eine wesentlich höhere Wärmeleitfähigkeit (ca. 5,5 W/mK) auf, als die ihn umgebenden Sedimente (ca. 2,2 W/mK). Das bedeutet, dass die Nachführung von Wärme in abgekühlte Regionen schneller geschieht als in anderen Gesteinen. Die Dichte ist mit ca. 2200 kg/m³ ähnlich der von Sedimenten (ca. 2100 kg/m³). Die spezifische Wärmekapazität des Steinsalzes ist jedoch mit ca. 545 J/kgK wesentlich geringer (ca. 910 J/kgK für die Sedimente).

4.4 Geothermischer Gradient im Bereich der Bohrung

Aufgrund der erheblichen Differenzen in der Wärmeleitfähigkeit ergibt sich im Bereich des Salzstockes auch ein komplexes Temperaturfeld im Gestein. Nach der Gleichung für den konduktiven Wärmetransport: $\dot{q} = -\lambda \nabla \vartheta$ ist der geothermische Gradient bei konstanter terristischer Wärmestromdichte* umgekehrt proportional zur Wärmeleitfähigkeit. Das bedeutet, dass der geothermische Gradient im Salzstock geringer ist als der in den angrenzenden Sedimenten. Dieser Unterschied wird zum Teil wieder durch eine Variation der terristischen Wärmestromdichte ausgeglichen, die dann lokal erheblich vom Mittelwert abweichen kann. Anhand einer numerischen Auflösung der Wärmeleitungsgleichung $\dot{q}(t, x, z) = -\lambda \cdot \nabla \vartheta(t, x, z)$ kann das Temperaturfeld berechnet werden. Dazu wird die Geometrie eines horizontalen Schnittes durch den Salzstock und die geplante Bohrung in ein Finite-Elemente-Modell übertragen. Zur Festlegung der Randbedingungen werden folgende Annahmen zugrunde gelegt:

- Die Temperatur bei der neutralen Zone ($z = -15m$) ist konstant und liegt bei $\vartheta_0 = 10^\circ C$.
- Die Temperatur in großer Tiefe ($z = -15 km$) wird nicht mehr von der Anomalie des Salzstockes erfasst und berechnet sich über den mittleren geothermischen Gradienten von 0,03 K/m zu: $\vartheta(z = -15km) = \vartheta_0 - \nabla \vartheta \cdot z = 462^\circ C$.

* terristische Wärmestromdichte = flächenbezogener Wert für den Wärmestrom, der vom Kern der Erde an die Oberfläche gelangt. In Norddeutschland beträgt dieser im Mittel 70 mW/m² [5], bezogen auf die Erdoberfläche.

- In großem horizontalen Abstand vom Salzstock ($x=7,5\text{km}$) ist der Temperaturgradient in horizontaler Richtung $\nabla\vartheta(x) = 0$. Für die senkrechten Begrenzungslinien der simulierten Fläche können demnach adiabate Wandbedingungen eingesetzt werden.

Bild 4 zeigt die berechnete Temperaturverteilung. Zu erkennen ist, dass das Temperaturprofil innerhalb des Salzstockes „gespreizt“ wird. Um den Randbedingungen $\vartheta_0 = 10^\circ\text{C}$ und $\vartheta(z = -15\text{km}) = 462^\circ\text{C}$ gerecht zu werden, muss das Temperaturprofil oberhalb und unterhalb des Salzstockes „gestaucht“ werden. Daraus ergibt sich ein erhöhter Gradient oberhalb des Salzstockes und ein geringerer Gradient innerhalb des Salzstockes. Diese Beobachtungen decken sich auch mit [11,12] Für die Bohrung (graue Linie) ergibt sich in den Sedimenten oberhalb des Salzstockes ein Gradient von $\nabla\vartheta_{\text{Sed.}} = 0,0353 \text{ K/m}$ und innerhalb des Salzstockes von $\nabla\vartheta_{\text{Salz}} = 0,02 \text{ K/m}$, siehe Bild 3.

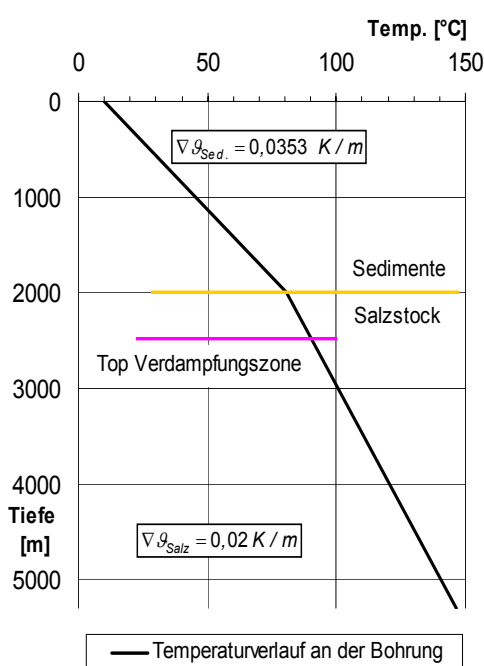


Bild 3: geothermischer Gradient an der Bohrung

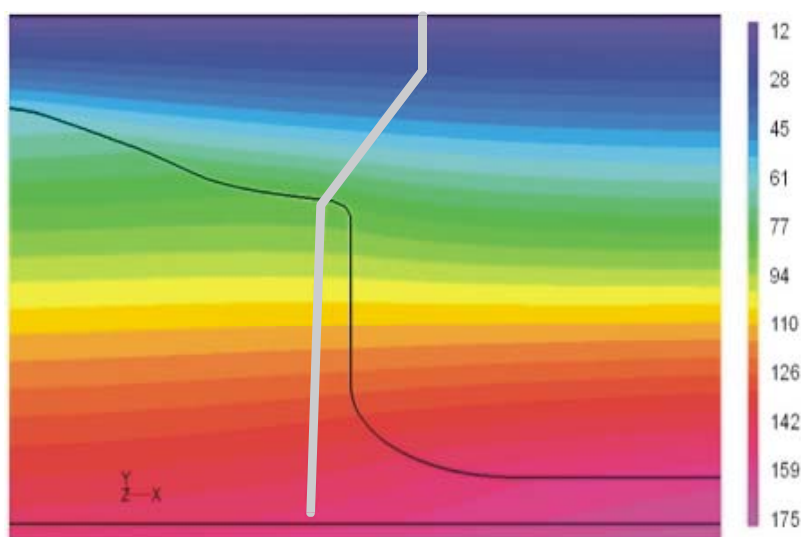


Bild 4: Temperaturprofil im Salzstock [°C]

5. Wärmeentzug im Gestein mittels Tiefen-Erdwärme-Sonde

In dem hier betrachteten Fall besteht der untertägige Anlagenteil aus einer vertikal im Gestein angeordneten zylindrischen Sonde. Durch die Verdampfung des Ammoniaks wird diese auf eine Temperatur abgekühlt, die geringer ist als die ursprüngliche Temperatur des umgebenden Gesteins. Aufgrund der aufgeprägten Temperaturdifferenz entsteht ein Wärmetransport vom Gestein in die Erdwärmesonde. Da im betrachteten Fall kein strömendes Grundwasser im Gestein vorhanden ist, verläuft der Wärmetransport rein konduktiv. Die unmittelbar an die Sonde angrenzenden Gesteinsschichten werden durch den Wärmeentzug schnell abgekühlt, was zu einem horizontalen Temperaturgradienten im Gestein führt. Darauf folgen Temperatenausgleichsvorgänge im Gestein, es kommt also zu einem Wärmetransport von Zonen mit der noch ungestörten Gesteinstemperatur zu Bereichen, in denen das Gestein schon durch den Wärmeentzug abgekühlt ist.

Zur Berechnung der instationären Temperaturlausgleichsvorgänge stehen verschiedene analytische und numerische Verfahren zur Verfügung. Für die Modellbildung werden folgende Vereinfachungen gemacht:

1. Wärme fließt nur in radialer Richtung (eindimensional) vom Gestein zur Sonde. Der Wärmetransport ober- und unterhalb der Verdampfungszone bleibt unberücksichtigt.
2. Die Gesteinseigenschaften sind isotrop.
3. Die Temperaturdifferenz zwischen Gestein und Sonde ist über die Tiefe konstant, es wird der Mittelwert verwendet.

Um das Wärmeleitproblem zu lösen, muss das Temperaturfeld $\vartheta = \vartheta(x, t)$ in räumlicher und zeitlicher Abhängigkeit bestimmt werden. Nach dem Gesetz von Fourier (kinetischer Ansatz) kann dann das Feld der Wärmestromdichte berechnet werden [6]:

$$\dot{q}(x, t) = -\lambda \nabla \vartheta(x, t) \quad (1)$$

Die Energiebilanz lautet:

$$\rho c_p \frac{\partial \vartheta}{\partial t} = -\nabla \dot{q} \quad (2)$$

Durch Verknüpfung von (1) und (2) erhält man die Gleichung zur Berechnung des Temperaturfeldes:

$$\rho \cdot c_p \frac{\partial \vartheta}{\partial t} = \nabla \lambda \nabla \vartheta \quad (3)$$

Für konstante Wärmeleitfähigkeit λ und mit der Temperaturleitfähigkeit $a = \lambda / \rho c_p$ folgt:

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial t} = a \nabla^2 \vartheta \quad (4)$$

Für das Zylinderkoordinatensystem wird der Laplace-Operator:

$$\nabla^2 \vartheta = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \vartheta}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial z^2} \quad (5)$$

Unter der Annahme eines eindimensionalen Wärmetransportes in radialer Richtung bleibt nur der erste Summand von Gleichung (5) stehen. Damit ergibt sich für das zylindersymmetrische Temperaturfeld die partielle Differentialgleichung:

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial t} = a \left(\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \vartheta}{\partial r} \right) \quad (6)$$

5.1 Analytische Berechnung durch Laplacetransformation

Mit Hilfe der Laplace - Transformation kann die Lösung der partiellen Differentialgleichung auf die Lösung einer linearen gewöhnlichen Differentialgleichung zurückgeführt werden. Der Lösungsweg gestaltet sich dabei wie folgt: Die Differentialgleichung wird in den Frequenzbereich transformiert ($\vartheta \rightarrow u$, $t \rightarrow p$). Im Frequenzbereich (Unterbereich) tritt keine Ableitung nach p auf, so dass die Anzahl der Differentialquotienten um eins vermindert werden kann. Damit wird das Problem auf die Lösung einer *gewöhnlichen* Differentialgleichung reduziert, die für die meisten praktischen Probleme leicht lösbar ist. Zusätzlich zu der Differentialgleichung werden auch die Randbedingungen in den Unterbereich (UB) transformiert und damit die Integrationskonstanten berechnet. Nun kann die Differentialgleichung für die Laplace-Transformierte u gelöst werden.

Die vollständige Lösungsfunktion im UB wird dann in den Zeitbereich (Oberbereich oder Bildbereich) zurücktransformiert. Dafür sind viele Lösungsansätze in einer sogenannten *Tafel der Korres-*

pondenzen in den Literaturstellen z.B. [7] vorhanden ($u \rightarrow \vartheta$, $p \rightarrow t$). Zum Schluss wird geprüft, ob die gefundene Lösung auch die gegebene Differentialgleichung und alle Randbedingungen erfüllt. Im vorliegenden Fall kann das Gestein als unendlich ausgedehnter Körper angesehen werden. Die Verdampfungszone der TEWS stellt einen (unendlich langen) zylindrischen Hohlraum mit dem Radius R dar, der diesem Körper ausgespart ist. An der Oberfläche des Zylinders herrscht eine Randbedingung 1. Art (konstante Temperatur ϑ_0) oder 2. Art (konstante Wärmestromdichte \dot{q}).

Näherungslösung für die TEWS

Die übertragbare Wärmeleistung in der TEWS Bremerhaven kann anhand der analytischen Näherungslösung abgeschätzt werden. Dazu werden folgende Annahmen gemacht: Durchmesser Sonde: $D = 0,1397 \text{ m}$; Wärmeleitfähigkeit Zechstein: $\lambda = 5,5 \text{ W/mK}$; Dichte Zechstein: $\rho = 2200 \text{ kg/m}^3$; Temperaturleitfähigkeit Zechstein: $a = 4,857 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Die Wärmeverluste in der Rohrretour sowie die Verluste aufgrund der Wärmeleitfähigkeit des Sondenmaterials (Rohr und Zementation) sowie des Wärmeübergangskoeffizienten der Rieselfilmverdampfung bleiben unberücksichtigt. Die Betriebsweise der TEWS kann prinzipiell beiden besprochenen Randbedingungen angepasst werden.

Die Wärmestromdichte an der Sondenoberfläche kann konstant gehalten werden. Dazu wird die Sondenwandtemperatur über den Druck im Verdampfungsraum angepasst. Zur Berechnung von $\Delta\vartheta(t)$ wird die Näherungslösung für die Randbedingung 2. Art angewendet. Das Ergebnis ist eine Sondenwandtemperatur, die mit wachsender Betriebszeit abnimmt. Als Wert für die Wärmestromdichte wird hier $\dot{q} = -500 \text{ W/m}^2$ gesetzt. Die Leistung der TEWS (Länge 2500m) entspricht dann den benötigten 500 kW für die Wärmebereitstellung (abzüglich der Verluste in der Rohrretour). Der Verlauf von $\Delta\vartheta$ über die Betriebszeit ist in *Bild 5* gezeigt.

Die Sondenwandtemperatur ϑ_0 kann durch Anpassung des Drucks im Verdampfungsraum über die Betriebszeit konstant gehalten werden. Zur Berechnung von $\dot{q}(t)$ wird die Näherungslösung für die Randbedingung 2. Art angewendet. Das Ergebnis ist eine Wärmestromdichte an der Sondenoberfläche, die mit der Betriebszeit abnimmt. Durch die gewählten Temperaturdifferenz muss sichergestellt werden, dass die Leistung von 500 kW am Ende der Betriebszeit von 30 Jahren noch vorhanden ist. Es ergibt sich damit für die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta = -47,13 \text{ K}$. Der Verlauf von \dot{q} über die Betriebszeit ist in *Bild 5* gezeigt.

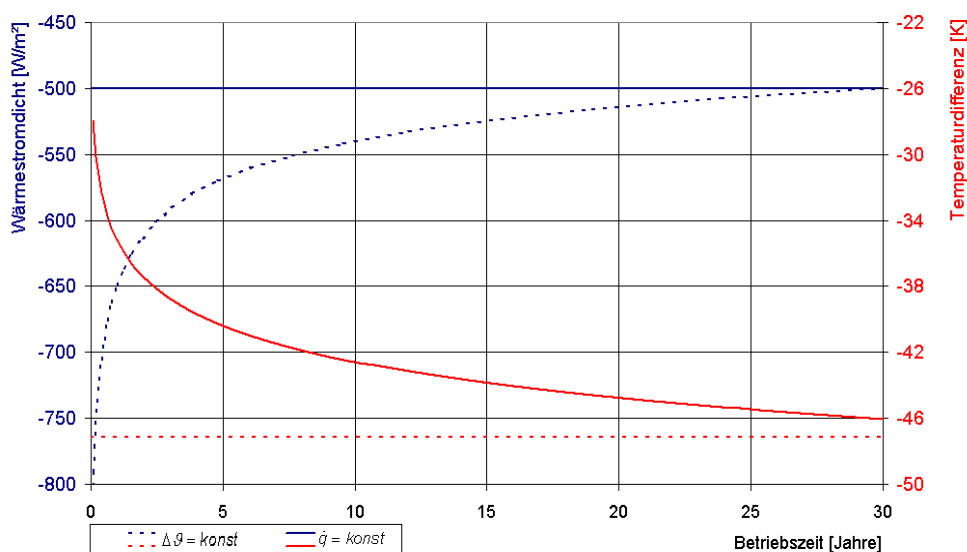


Bild 5: Temperatur und Wärmestromdichte bei verschiedenen Randbedingungen

5.2 Numerische Berechnung

Die zuvor beschriebenen analytischen Methoden zur Berechnung der instationären Wärmeleitung im Gestein sind nur bedingt für den Fall der TEWS anwendbar. Dort wird mit Randbedingung 1. und 2. Art gerechnet, tatsächlich herrscht in der TEWS jedoch die Randbedingung 3. Art (konstante Fluidtemperatur und konstanter Wärmeübergangskoeffizient). Zudem wird von einer eindimensionalen Wärmeleitung ausgegangen. Tatsächlich wird es jedoch bei der TEWS im Bereich Top und Basis Verdampfungszone zu einer mehrdimensionalen Wärmeleitung kommen. Durch diesen Umstand sollte die Wärmeleistung der TEWS etwas höher sein als zuvor berechnet, da im Gestein gespeicherte Wärme auch von Zonen ober- und unterhalb des Verdampfungsraumes zur Sonde fließt. Des Weiteren muss der statische Druckaufbau in der Verdampfungszone berücksichtigt werden, der dazu führt, dass die Temperatur in der Sonde nicht konstant ist sondern mit der Tiefe zunimmt.

Um eine numerische Berechnung durchführen zu können, muss das zu untersuchende Volumen - bzw. im 2-D Raum die zu untersuchende Fläche - in sog. Finite Elemente unterteilt werden. Der im numerischen Programm integrierte Gleichungslöser berechnet dann iterativ die erforderlichen Werte für alle Schnittkanten der einzelnen Elemente.

Die Gitterweite, bzw. die Größe der finiten Elemente ist maßgeblich für die Qualität und Genauigkeit der anschließenden numerischen Berechnung verantwortlich. Generell gilt, dass an Orten, an denen große Gradienten erwartet werden, ein sehr feinmaschiges Netz notwendig ist. Des Weiteren ist zu beachten, dass die Gesamtanzahl der finiten Elemente nicht zu groß wird, um die erforderliche Rechnerleistung zu begrenzen. An Orten, an denen nur geringe Gradienten erwartet werden, sollte das Gitternetz deswegen grober gestaltet werden. Aus diesem Grund wird das Gitternetz im vorliegenden Fall in der Nähe der Sondenwand feinmaschig gestaltet, um den in diesem Bereich großen Temperaturgradienten $\partial\vartheta/\partial r$ gerecht zu werden. In den weiter außen liegenden Zonen kann das Gitternetz grobmaschiger sein (hier sind nur sehr geringe Temperaturgradienten zu erwarten), um die Anzahl der Zellen und damit die erforderliche Rechenzeit zu begrenzen.

Die numerische Berechnung des instationären, konduktiven Wärmetransports entspricht der iterativen Lösung des instationären Temperaturfeldes; vergl. Gleichungen (1) bis (3).

5.2.1 Modellvalidierung

Zur Validierung des Modells wurde zunächst ein zweidimensionales Kreissegment mit der Sondenaußenwand als Ort für die zu berechnende Randbedingung (1. ... 3. Art) konstruiert. Für die drei anderen Begrenzungen (zwei Seitenränder und Außenumfang) gelten adiabate Randbedingungen. Der Radius bis zum äußeren Umfang wird mit $R=500m$ so groß gewählt, dass dort die Gesteinstemperatur selbst nach 30 Jahren Wärmeentzug noch unbeeinflusst ist. Damit ergibt sich eine eindimensionale Wärmeleitung, die Ergebnisse sind demnach direkt vergleichbar. Für die Berechnung nach Randbedingung 1. Art wird das Gestein mit einer Temperatur ϑ beaufschlagt. Für die Sondenwandrandbedingung wird eine konstante Temperatur von $\vartheta_0 = \vartheta - 47,13 \text{ K}$ eingesetzt. Für die Berechnung nach Randbedingung 2. Art wird dementsprechend eine konstante Wärmestromdichte von $\dot{q} = -500 \text{ W/m}^2$ eingesetzt. Die Ergebnisse zeigen, dass die analytische Methode sehr genau mit der numerischen Berechnung übereinstimmt. (Vergleiche Linie „nur Gestein“ und „analytisch“ in *Bild 8*).

5.2.2 Mehrdimensionale instationäre Wärmeleitung

Das beschriebene Modell wird dahingehend verändert, dass das Kreissegment in z-Richtung ausgedehnt wird, um den dreidimensionalen Wärmestrom erfassen zu können. Des Weiteren wird oberhalb und unterhalb der Verdampfungszone ein Gesteinssegment von 300 m Länge zugefügt. Der Verdampfungsraum beginnt bei einer Tiefe von $z = -2858 \text{ m}$, die Länge der Verdampfungszone beträgt 2500 m und der Wärmeübergangskoeffizient an der Außenwand der Zementation ($R=0,08255\text{m}$) $82,9 \text{ W/m}^2\text{K}$. Es wird mit Randbedingung 3. Art bei einer (mittleren) Temperaturdifferenz von $\Delta\vartheta = 47,13\text{K}$ zwischen Sonde und Gestein gerechnet. In mehreren Schritten werden nun die Randbedingungen immer weiter an die tatsächlichen Begebenheiten angepasst.

1. Validierung

$$\Delta\vartheta = 47,13 = \text{konst.}$$

2. Berücksichtigung des geothermischen Gradienten

$$\vartheta_{\text{Sonde}} = 75,67; \quad \vartheta_{\text{Gestein}} = 97,8 - z \cdot 0,02$$

3. Berücksichtigung der geodetischen Druckerhöhung in der Sonde

Der geodätische Druckaufbau in der Sonde wird abschnittsweise über die Beziehung $p(z) = p_0 + dp/dz$ berechnet. Mit $\vartheta(z) = \vartheta'(p(z))$ ergibt sich für die Bedingung $\Delta\vartheta_{\text{mittel}} = 47,13\text{K}$ mit guter Näherung: $\vartheta_{\text{Sonde}}(z) = 71,11 - 0,0035 \cdot z - 8,631 \cdot 10^{-8} \cdot z^2$ (grafisch ermitteltes Polynom)

Die Ergebnisse der numerischen Berechnung sind in *Tabelle 1* dargestellt. Zu erkennen ist, dass bereits die zweidimensionale Berechnung eine sehr genaue Lösung bietet, welches sich dadurch erklären lässt, dass die Wärmeleitung vom Gestein zur Sonde fast nur eindimensional in radialer Richtung geschieht. Nur an Top und Basis des Verdampfungsraums entsteht eine Wärmeleitung in r- und z-Richtung. Dieser Einfluss ist jedoch aufgrund des sehr großen Längendurchmesserverhältnisses der Sonde äußerst gering.

In *Bild 6* sind die Temperaturprofile dargestellt, die sich im Bereich der Verdampfungszone nach einem 30 jährigen Wärmeentzug gebildet haben.

Modelle	Randbedingung	$\dot{Q}_{\text{Sonde}} [\text{kW}]$
analytisch	2. Art	547,1
numerisch, „nur Gestein“	2. Art	545,6
numerisch, 2D Modell	3. Art	505
numerisch, Validierung	3. Art	509,5
numerisch, Geothermischer Gradient	3. Art	509,5
numerisch, Gradient + Druckerhöhung	3. Art	513,3

Tabelle 1: Ergebnisse der numerischen und analytischen Berechnungen im Vergleich

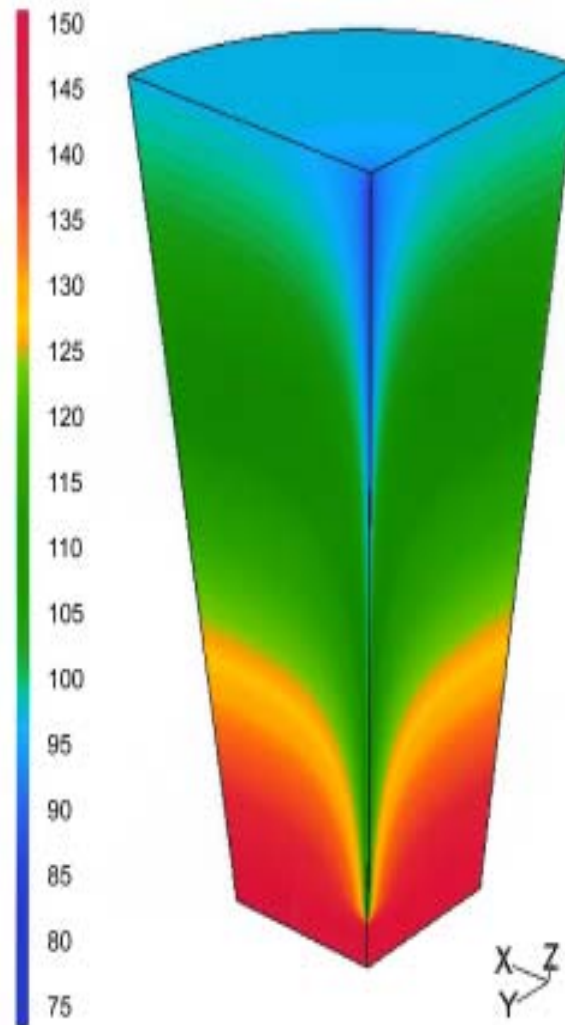


Bild 6: Temperaturprofile [°C] in einer Tiefe von 2858 bis 5358 m nach 30 jährigem Wärmeentzug

5.3 Einflussfaktoren auf die Leistungsfähigkeit der TEWS

5.3.1 Gesteinseigenschaften, Sondendurchmesser und Temperaturunterschied

Die vom Gestein auf die Außenwand der Sonde übertragbare Leistung lässt sich in Abhängigkeit von der Betriebszeit angeben. Anhand der analytischen Näherungslösung lässt sich der Einfluss des Sondendurchmessers, der Gesteinseigenschaften und der Temperaturdifferenz auf die Leistungsfähigkeit berechnen.

Der Wärmestrom ist proportional zur Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta$. Zur Untersuchung des Einflusses der übrigen Größen wird nacheinander je einer der Werte λ , ρ , c_p und R variiert, während die übrigen konstant bleiben. Als Werte werden eingesetzt:

$$\Delta\vartheta = -47K, \lambda = 5,5W / mK, \rho = 2200kg / m^3, c_p = 545J / kgK, t = 30 \text{ a}, R = 0,06985m$$

Die Ergebnisse sind in Bild 7 dargestellt. Auch die Wärmeleitfähigkeit wirkt sich annähernd proportional auf den Wärmestrom aus. Die Dichte und die spezifische Wärmekapazität des Gesteins sowie der Radius der Sonde haben einen Einfluss, der in etwa einer potentiellen Funktionalität folgt.

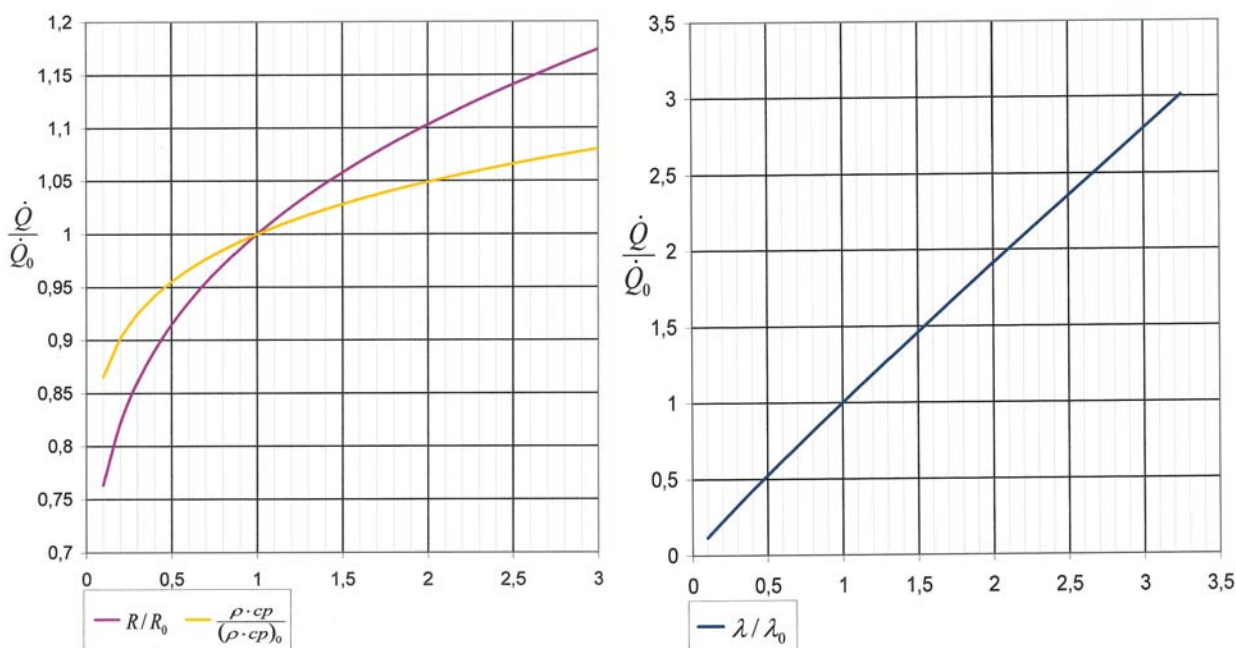


Bild 7: Einfluss des Sondenradius und der Gesteinseigenschaften auf die Leistung

5.3.2 Thermischer Bohrlochwiderstand

Um den Einfluss der Zementation, der Sondenwand und des Wärmeübergangs an den Rieselfilm (diese Faktoren werden in der Geothermie auch „thermischer Bohrlochwiderstand“ genannt) auf die übertragbare Leistung beurteilen zu können, muss die oben beschriebene Berechnung für die Randbedingung 3. Art (konstante Umgebungstemperatur (hier Temperatur des Fluids) und konstanter Wärmeübergangskoeffizient an der Betrachtungsgrenze) durchgeführt werden. Dazu wird die Betrachtungsgrenze auf den Außendurchmesser der Zementation verschoben. Der auf die Fläche $A = 2\pi R_3 l$ bezogene Wärmedurchgangskoeffizient k berechnet sich zu:

$$k = \frac{1}{R_3} \left(\frac{-\ln \frac{R_1}{R_2}}{\lambda_{Stahl}} + \frac{-\ln \frac{R_2}{R_3}}{\lambda_{Zement}} + \frac{1}{\alpha_{Film} \cdot R_1} \right)^{-1} \quad (7)$$

mit den Werten: Innenradius der Sonde $R_1 = 54,3mm$; Außenradius der Sonde $R_2 = 69,85mm$; Außenradius der Zementation $R_3 = 82,55mm$; Wärmeleitfähigkeit der Sondenwand $\lambda_{Stahl} = 50 W / mK$; Wärmeleitfähigkeit des Zements $\lambda_{Zement} = 1,2 W / mK$ und Wärmeübergangskoeffizient an den Rieselfilm $\alpha_{Film} = 9688 W / m^2K$ (die Berechnung erfolgt später) ergibt sich:

$$k(R_3) = 83,98 W / m^2K$$

Damit gilt für die Berechnung der instationären Wärmeleitung für die Randbedingung 3. Art:

$$-\lambda \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial r} = 83,98 \cdot \Delta \vartheta \quad (8)$$

Das Temperaturfeld kann numerisch gelöst werden. Die übertragbare Leistung der TEWS ist dann 202,6 W/m nach 30 Jahren Betriebsdauer. Auf die Gesamtlänge umgerechnet sind das ca. 40 kW weniger als bei der Berechnung mit Randbedingung 1. Art, also ca. 8% der gesamten Leistung. Demnach ist der Einfluss des zusammengesetzten Wärmeübergangskoeffizienten nicht unerheblich.

5.3.3 Relevanz der einzelnen Wärmewiderstände

Im Folgenden soll die Relevanz der einzelnen Wärmewiderstände (Film, Rohrwand, Zementation, Gestein) auf die Wärmeleitung untersucht werden. Dazu werden die unterschiedlichen Wärmewiderstände anhand einer stationären Berechnung für den Zeitpunkt $t=30a$ berechnet. Für die Wärmestromdichte an der Innenwand der Sonde lässt sich auch schreiben:

$$\dot{q}_{R1} = \frac{\Delta\vartheta}{R_1}(f)^{-1} \tag{9}$$

mit:

$$f \left[\frac{mK}{W} \right] = f_{Film} + f_{Rohr} + f_{Zement} + f_{Gestein} = \frac{1}{\alpha_{Film} \cdot R_1} + \frac{-\ln \frac{R_1}{R_2}}{\lambda_{Stahl}} + \frac{-\ln \frac{R_2}{R_3}}{\lambda_{Zement}} + f_{Gestein} \tag{10}$$

Anhand der numerischen Simulation ergibt sich mit den Werten aus (8) und bei einer Temperaturdifferenz von $-47,13\text{ K}$: $\dot{q}_{R1}(t = 30a) = -593,8\text{ W} / m^2$

durch Umformung von (9) ergibt sich:

$$f = \frac{\Delta\vartheta}{\dot{q}_{R1}} = 1,4617 \frac{mK}{W} \tag{11}$$

Durch Kombination von (7) und (10) erhält man:

$$f_{Gestein} = f - \frac{1}{kR_3} = 1,3175 \frac{mK}{W} \tag{12}$$

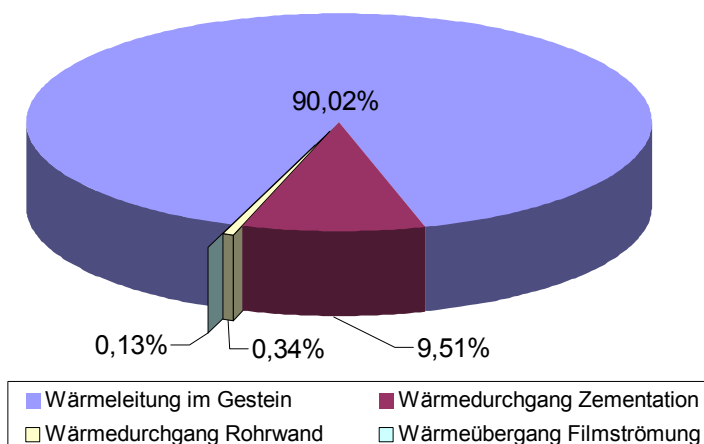
Damit lässt sich der Einfluss der einzelnen Summanden auf die Wärmestromdichte darstellen:

Gestein: $\frac{f_{Gestein}}{f} = 0,9002$

Zementation: $\frac{f_{Zement}}{f} = 0,0952$

Rohrwand: $\frac{f_{Rohr}}{f} = 0,0034$

Film: $\frac{f_{Film}}{f} = 0,0013$



Es wird deutlich, dass die Wärmestromdichte bei R_1 fast ausschließlich von der Wärmeleitung im Gestein und in der Zementation abhängt. Die beiden Parameter f_{Rohr} und f_{Film} spielen dabei kaum eine Rolle und bieten daher auch keine Möglichkeit zur Optimierung des Verfahrens. Nur der Pa-

parameter f_{Zement} bietet die Möglichkeit zu einer Verbesserung des Verfahrens. Durch Zumischungen in den Zement könnte dessen Leitfähigkeit verbessert werden. Der Einfluss einer verbesserten Zementleitfähigkeit um den Faktor $1^{1/2}$, 2 und 3 wird anhand des numerischen Modells berechnet. Die Ergebnisse sind in Bild 8, Linien λ/λ_0 dargestellt. Eine Verbesserung der Zementleitfähigkeit um das 1,5- (2) -fache bedeutet einen Leistungszuwachs von 16,5 (25,2) kW für die gesamte Sonde.

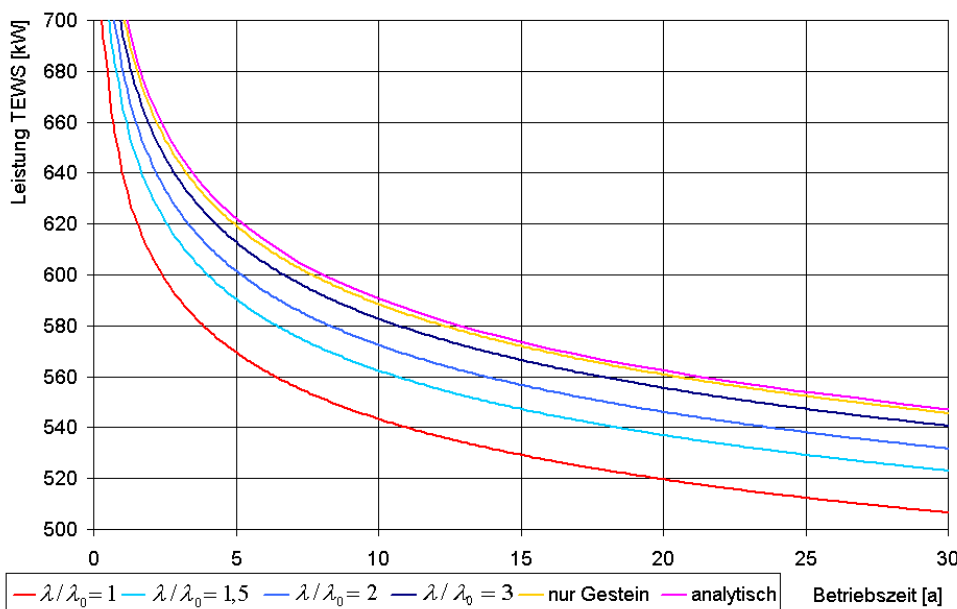


Bild 8: Vergleich der Berechnungsmethoden, Einfluss der Zementation

6. Kinetik und Hydrodynamik des Rieselfilms

Entscheidend für die Funktionsweise der TEWS ist ein geschlossener Rieselfilm, da an nicht vom Flüssigkeitsfilm benetzten Stellen nur ein sehr schlechter Wärmeübergang herrscht. Die Bedingungen für das „Fluten“, sowie das Aufreißen des Films durch Austrocknung oder Leidenfrost werden analytisch beschrieben und berechnet, damit diese Phänomene vermieden werden können und eine „einwandfreie“ Hydrodynamik gewährleistet werden kann.

6.1 Der vertikale Rieselfilm

Bei der Aufgabe eines Flüssigkeitsmassenstroms auf die Innenwand eines senkrechten Rohres entsteht eine Strömung, die unter bestimmten Voraussetzungen aufgrund der Oberflächenspannung des Fluids einen geschlossenen Rieselfilm bildet. Zur Einordnung der Filmströmung wird die dimensionslose *Reynoldszahl* als charakteristische Kennzahl eingeführt:

$$Re_L = \frac{\dot{m}_L}{\pi d \eta} = \frac{\dot{V}_L}{\pi d v} \tag{13}$$

Ab der kritischen Filmreynoldszahl von $Re_{kr} = 400$ geht die Strömung von dem laminaren in den turbulenten Bereich über. Dieser Wert ist durch Messungen der Filmdicke und Wandschubspannungen von Feind [8] und Brauer [9] festgelegt worden.

Für die Dicke des turbulenten Rieselfilms stellt Feind eine empirische Gleichung auf:

$$\delta = 0,369 (3v^2 / g)^{1/3} Re^{1/2} \tag{14}$$

und für die mittlere Filmgeschwindigkeit im turbulenten Bereich:

$$w = 1,88 \cdot Re^{1/2} (v \cdot g)^{1/3} \tag{15}$$

Schon bei sehr kleinen Re-Zahlen wird die Oberfläche des Rieselfilms wellig. Ab $Re=400$ entstehen kleine Kapillarwellen, die bei Re-Zahlen > 800 als Fallringe über die wellige Filmoberfläche herablaufen. Brauer hat für $Re=1700$ eine Wellenberghöhe von $\delta_B \approx 5\delta$ ermittelt. Bei $Re>3000$ bilden sich zunehmend Schwallringe, die nahezu frei nach unten fallen und den Hauptteil der Flüssigkeitsströmung transportieren.

6.2 Flutung im 2-Phasen-Gegenstrom

Existiert eine dem Filmstrom entgegengesetzte Gasströmung (2-Phasen-Gegenstrom) kommt es unter gewissen Voraussetzungen zu einem (teilweisen) Aufstauen der Flüssigkeitsströmung (Fluten). Der Effekt der kompletten Umkehrung der Filmströmung aufgrund einer hohen Schubspannung zwischen Gas und Flüssigkeitsstrom an der Phasengrenze (kinematischer Ansatz durch Berechnung der Gleichgewichtsbeziehung zwischen Reibungskräften und Gewichtskraft) ist nur im Bereich der laminaren Filmströmung (bis $Re \approx 400$) relevant. Bei den hier herrschenden Bedingungen ($Re>3500$) tritt Flutung dann auf, wenn die entgegengesetzte Gasgeschwindigkeit so groß ist, dass die Bewegungsrichtung der Fallwellen umgedreht, also nach oben gerichtet wird. Dabei kann immer noch ein abwärtsgerichteter Filmstrom unter den Wellenbergen bestehen. Da die Wellenberghöhe mit der Film-Re-Zahl ansteigt, kann bei hohen Film-Re-Zahlen das Fluten schon bei geringen Gasgeschwindigkeiten auftreten.

Die Wallis Korrelation [10] ist eine sehr verbreitete Methode um die Flutgeschwindigkeit bei der turbulenten filmströmung zu berechnen. Danach tritt Fluten dann auf, wenn:

$$(V_G^*)^{1/2} + m(V_L^*)^{1/2} \geq c \quad (16)$$

mit:

$$V_i^* = \left[\frac{\rho_i V_i^2}{gd(\rho_L - \rho_G)} \right]^{1/2} \quad (17)$$

Indizes: $L = \text{Flüssigkeit}$, $G = \text{Gas}$

Die Konstanten m und c sind Funktionen von Stoffeigenschaften und Eintrittsbedingungen und für unterschiedliche Versuchsbedingungen in der Literatur verfügbar.

Die Flutgrenze kann nun für die in der TEWS herrschenden Verhältnisse nach dieser Methode berechnet werden. Die Reynoldszahl der Filmströmung beträgt im Eintritt etwa $2,3 \cdot 10^4$. Bei dieser Reynoldszahl ist die Flutgrenze schon bei sehr geringen Dampfgeschwindigkeiten erreicht. Die kritische Stelle bezüglich Flutung ist dabei immer die oberste Stelle der Flüssigkeitszugabe, da hier sowohl Flüssigkeits- als auch Dampfmassestrom die größten Werte erreichen.

Geht man von einem unveränderlichen inneren Rohrdurchmesser und einem unveränderlichen Gesamtmassestrom aus, kann man die Gasgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Tiefe berechnen und den maximal möglichen Flüssigkeitsmassestrom bestimmen, bei dem die Flutgrenze gerade nicht erreicht wird. Bei der am Top Verdampfungszone vorherrschenden Dampfreynoldszahl von ca. 6×10^5 ist nur eine Zugabe von 8 g/s NH_3 möglich, ohne die Flutgrenze zu überschreiten. Um einen höheren Fluidmassestrom aufgeben zu können, muss die Zugabe des Ammoniaks an verschiedenen Stellen erfolgen. Wenn der zugeführte Fluidmassestrom annähernd verdampft ist, kann eine erneute Zugabe von Flüssigkeit erfolgen („Multipointinjection“, siehe Bild 9) Die Film-Re-Zahl muss immer so gering bleiben, dass kein Fluten auftreten kann. Außerdem sollte der Film niemals komplett verdampfen um ein Aufreißen durch die Bildung von trockenen Stellen und dadurch einen schlechteren Wärmeübergang zu vermeiden. Aus diesen Anforderungen ergibt sich

eine Anzahl von 10 Injektionsstellen mit der Flüssigkeitszugabe in unterschiedlichen Tiefen. Die Lage zur Flutlinie ist in *Bild 9* gezeigt.

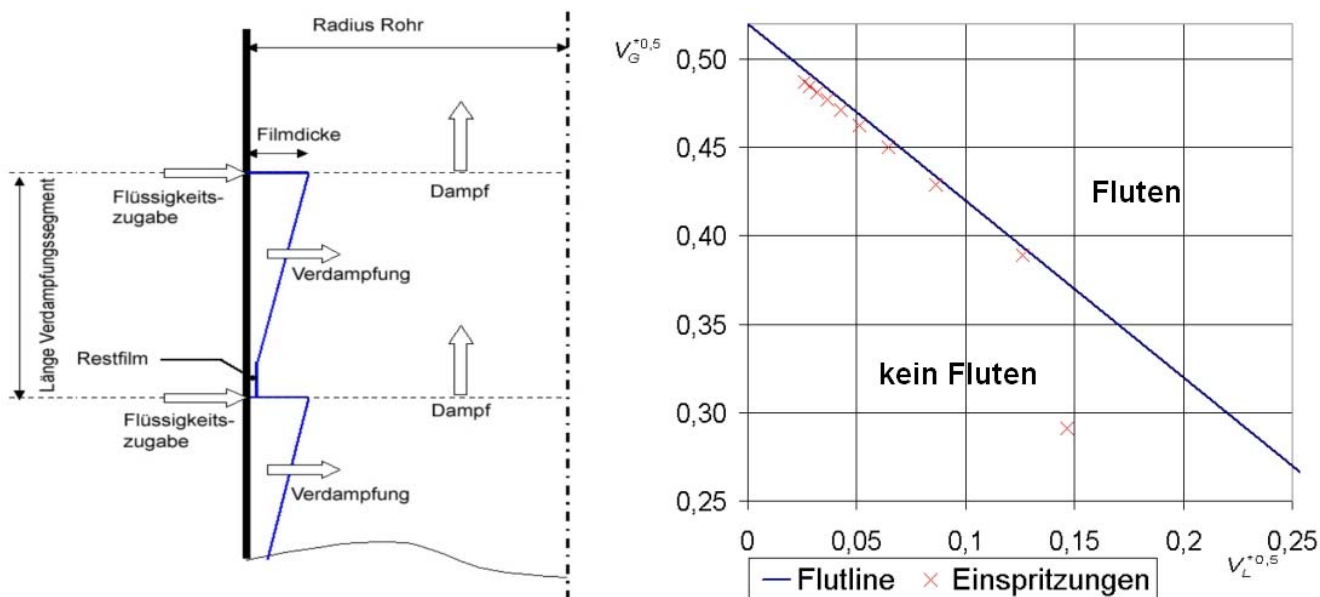


Bild 9: Multipoint-Injektion und Darstellung der Einspritzstellen in der Flutlinie

6.3 Leidenfrost-Phänomen

Eine weitere Ursache für das Aufreißen des Films kann in der Entstehung von trockenen Flächen gesehen werden. Durch die Verdampfung gelegentlich entstehende kleine trockene Stellen werden normalerweise sofort wieder vom herunterfließenden Rieselfilm benetzt (periodische Austrocknung). Wird nun die Wärmestromdichte erhöht, so kommt es immer häufiger zu Austrocknungsvorgängen und die trockenen Stellen werden größer. Um diese wird die von oben kommende übrige Flüssigkeit herumgeleitet und die trockenen Stellen werden nicht wieder benetzt (dauerhafte Austrocknung). Dort kommt es aufgrund des verschlechterten Wärmeübergangs zu einem sprunghaften Temperaturanstieg (Leidenfrostpunkt). Die Wärmestromdichte, bei der dieses Phänomen auftritt, liegt nach [11] im Bereich von 10^5 W/m^2 und mehr. Bei noch höheren Wärmestromdichten kommt es zu einem impulsiven Wegspritzen von Tröpfchen, so dass sich kein geschlossener Rieselfilm bilden kann. Der maximale Wert der Wärmestromdichte in der TEWS (ca. 1000 W/m^2) liegt weit unterhalb des Bereiches, bei dem die zuvor beschriebenen Phänomene beobachtet worden sind.

Hat die Sondenwand bereits eine hohe Temperatur und kommt dann mit einem verdampfbaren Fluid in Berührung (das ist beim Anfahren der TEWS der Fall), kommt es zum sogen. Filmsieden (Bildung eines Dampfes zwischen Fluid und Heizfläche) mit einem um Größenordnungen schlechteren Wärmeübergang. Das Filmsieden ist auch mit einem starken Tropfenmitriss verbunden und sollte auf jeden Fall vermieden werden.

Die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{krit}$ bei der Filmsieden zu erwarten ist, kann anhand von empirischen Gleichungen berechnet werden. Aus Sicherheitsgründen sollte die im Betrieb auftretende Temperaturdifferenz den Wert $0,6 \Delta\vartheta_{krit}$ nicht überschreiten. Für Ammoniak bei 33 bar ergibt sich:

$$\Delta\vartheta_{krit} = 20,7K$$

6.4 Austrocknung des Rieselfilms

Es kann auch bei sehr geringen Wärmestromdichten zur Bildung trockener Stellen kommen, und zwar dann, wenn der Flüssigkeitsmassenstrom gegen Ende des Rieselfilms durch den Verdampfungsvorgang immer geringer wird. Nach den Beobachtungen in [11] können trockene Stellen gegen Ende des Rieselfilms auftreten, wenn $Re < 35 \dots 70$. Es ist demnach nicht sinnvoll die Verdampfungszone so auszulegen, dass der komplette Rieselfilm verdampft. Vielmehr sollte am unteren Ende der Verdampfungszone ein Sumpf entstehen, in dem der Rest des flüssigen Ammoniaks durch die Wärmezufuhr von außen verdampft. Darauf ist bei der Auslegung der TEWS gesondert zu achten.

6.5 Wärmeübergang von der Rohrwand an den Rieselfilm

Da die Re-Zahlen des Rieselfilms sehr hoch sind und sich die Flüssigkeit im Siedezustand befindet handelt es sich um den Wärmeübergang an einen siedenden turbulenten Rieselfilm. Bei den hier auftretenden geringen Wärmestromdichten kommt nur zur *Oberflächenverdampfung*. Der Wärmeaustausch zwischen den Phasen erfolgt ausschließlich durch Konvektion an der Phasengrenze (konvektives Sieden). Der Wärmeübergangskoeffizient α zwischen der benetzten Wand und der Flüssigkeit ist sehr hoch und lässt sich nach Chun und Seban [12] berechnen:

$$Nu = 0,00622 Re_L^{0,4} Pr^{0,65} \quad (18)$$

mit: $Re = \frac{\dot{m}}{\pi D \eta}$ und $\alpha = Nu \cdot \lambda \cdot \left(\frac{g}{v^2}\right)^{1/3} \quad (19)$

Damit ergibt sich bei den Verhältnisse in der TEWS für den Wärmeübergangskoeffizienten: $\alpha_{Film} \approx 10\,000 \text{ W} / \text{m}^2\text{K}$ beim Eintritt der Flüssigkeit (Top Verdampfungszone) und $\alpha_{Film} \approx 1\,000 \text{ W} / \text{m}^2\text{K}$ an der Basis, vor dem Münden des Films in den Sumpf. Wie schon erwähnt ist der Einfluss des Wärmeübergangs an den Rieselfilm auf die Leistung der TEWS so gering (je nach Film-Re-Zahl zwischen 0,13 und 1 %), dass er bei den weiteren Berechnungen unberücksichtigt bleiben kann.

7. Druck- und Wärmeverlust in der Transportrohrtour

Da die Verdampfungszone der TEWS erst in einer Tiefe von ca. 2850 m beginnt, muss eine Verbindung zwischen Oberfläche und Top Verdampfungszone hergestellt werden. Die dafür verwendete Transportrohrtour dient der Zuführung von flüssigem Ammoniak von der Obertageanlage (nach ND-Kondensator) in den Verdampfungsraum (durch die Injektionsrohre) sowie der Abführung des Ammoniakdampfes vom Top Verdampfungszone bis zur Obertageanlage (zur Turbine, bzw. zum Überhitzer). Die Transportrohrtour wurde so ausgelegt, dass in der Dampfströmung möglichst nur geringe Wärme- und Druckverluste auftreten. Als wirkungsvollste und zudem technisch realisierbare Maßnahme zur Minimierung der Wärmeverluste hat sich die Isolierung durch einen mit Stickstoff gefüllten Ringraum zum Gestein erwiesen. Damit ergibt sich eine „koaxiale“ Anordnung der Rohre wobei sich die Injektionsrohre im Ringraum mit Kontakt zur Außenwand befinden (siehe Bild 10).

7.1 Wärmeverlust der Dampfströmung

Aufgrund der Temperaturdifferenz zwischen Dampfströmung und Gestein ergibt sich eine Wärmeleitung ins Gestein. Da sich durch den Wärmetransport das Gestein allmählich aufheizt, ist das Wärmeleitproblem instationär und muss mit Randbedingung 3. Art berechnet werden. Der zusam-

mengesetzte Wärmedurchgangskoeffizient ergibt sich aus der Wärmeleitung durch Transportrohr, Stickstoff, Außenrohr und Zementation, sowie dem konvektiven Wärmeübergang von Gasströmung an die innere Rohrwand.

Für den Wärmeübergangskoeffizient α bei voll ausgebildeter Strömung gilt nach *Gnielinski* [13].

$$Nu = \frac{(\xi/8)RePr}{1 + 12,7\sqrt{\xi/8}(Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d}{l}\right)^{2/3} \right] \tag{20}$$

mit: $\xi = (1,8 \cdot \log Re - 1,5)^{-2}$ und $\alpha = \frac{Nu\lambda}{d}$ für $10^4 \leq Re \leq 10^6$ und $0,6 \leq Pr \leq 1000$

Die Wärmeleitung durch die Rohrwände und den mit Stickstoff gefüllten Kreisringraum kann über die Beziehung für die mehrschichtige Wand beim Hohlzylinder (Gleichung (7)) berechnet werden. Für die hier vorliegenden geometrischen Verhältnisse (Kreisringraum mit integrierten Injektionsleitungen) wurde der Wärmedurchgangskoeffizient für den Betrachtungsraum *Außendurchmesser äußeres Rohr \Rightarrow Innendurchmesser Transportrohr* numerisch zu $k_{isol.} = 1,54 \text{ W / m}^2\text{K}$ bestimmt. In *Bild 10* ist die Temperaturverteilung in der Transportrohrtour für einen Temperaturunterschied von 24 K zwischen Dampf und Gestein dargestellt. Unter Berücksichtigung der Zentralisatoren zur Fixierung des Innenrohres (5mm dicke Stahlscheiben alle 15m) und der Zementation ergibt sich $k_{isol.} = 2 \text{ W / m}^2\text{K}$.

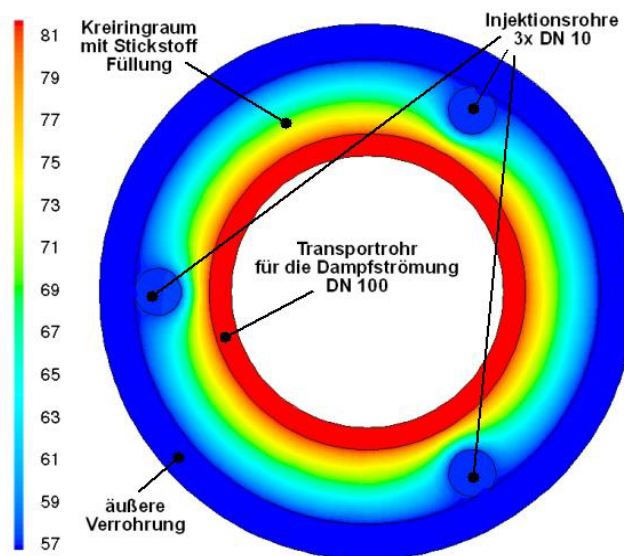


Bild 10: Temperaturverteilung in der Transportrohrtour

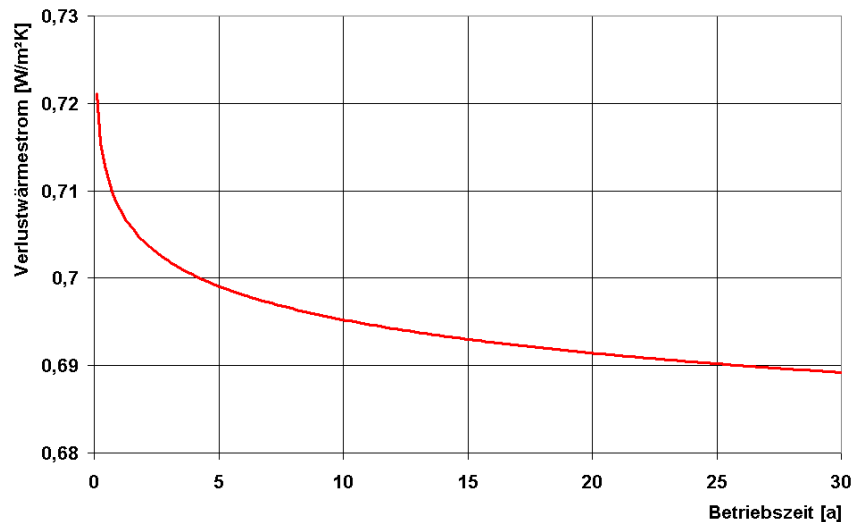


Bild 11: Verlustwärmestrom pro K Temperaturunterschied in Abhängigkeit von der Betriebszeit

7.2 Druckverlust der Dampfströmung:

Beim Eintritt in das Transportrohr befindet sich der Dampf auf Sattdampfdruck $p'(\vartheta_0)$. Auf seinem Weg bis zur Oberfläche verringert sich der Druck aufgrund der Höhenänderung ($\Delta p_{geod.} = \rho_G \cdot g \cdot \Delta z$)

und der Rohrreibung ($\Delta p_{visk} = \zeta \frac{1}{d} \frac{\rho w^2}{2} \cdot \Delta l$) [14].

Der Druckverlauf in der Rohrretour berechnet sich damit zu:

$$p(z) = p'(\vartheta_0) - \frac{dp_{geod.}}{dz} \cdot z - \frac{dp_{visk.}}{dl} \cdot l \quad (21)$$

mit $l = \frac{z}{\cos(\beta)}$

ϑ_0 = Sondentemperatur Top Verdampfungszone

β = Neigung des Rohres (Abweichung von der Vertikalen)

8. Obertageanlage

Die im Ammoniakdampf gespeicherte Wärme soll obertägig für die Versorgung des Heiznetzes genutzt werden. Das wird durch die Kondensation des Dampfes in einem einfachen Heizkondensator bei einem Druck von 21 bar realisiert. Auf diese Weise können die geforderten 500kW bei 51°C an das Heizungssystem abgegeben werden. Auf die technische Ausführung des Kondensators wird hier nicht näher eingegangen, da es sich um eine Standardausführung handelt. Dem Heizkondensator vorgeschaltet befindet sich eine Hochdruck Expansionsstufe; parallel zum Heizkondensator wird in der Sommer- und Übergangszeit eine Niederdruck Expansionsstufe betrieben.

8.1 Niedertemperatur-Stromerzeugung

Aufgrund der besonderen Voraussetzungen (kleine Volumenströme bei hohem Druck, Arbeitsmedium = Ammoniak) muss eine spezielle Anlagentechnik für die Stromerzeugung gewählt werden, mit dem Ziel, einen möglichst hohen elektrischen Wirkungsgrad zu erlangen. Prinzipiell bietet sich die Möglichkeit, den Ammoniakdampf direkt zu entspannen, oder mittels Wärmetauscher ein sekundäres Arbeitsfluid zu verdampfen. Der Vorteil der zweiten Möglichkeit besteht darin, dass dann die

bewerte und in der richtigen Anlagengröße verfügbare ORC-Technologie verwendet werden kann. Damit lassen sich auch bei kleinen Leistungen und niedrigen Temperaturen relativ hohe Wirkungsgrade erreichen. Nachteilig wirken sich die Verluste des Wärmetauschers und die für eine Speisepumpe benötigte Energie auf den Wirkungsgrad aus.

Probleme bei der direkten Expansion des Ammoniakdampfes bereitet jedoch die Auslegung der Turbinenstufe. Um die Ventilations- und Radreibungsverluste zu begrenzen, muss ein sehr kleiner Laufraddurchmesser ($< 50\text{mm}$) gewählt werden, was wiederum eine sehr hohe Läuferdrehzahl ($> 60\,000\text{ min}^{-1}$) erfordert um eine entsprechende Umfangsgeschwindigkeit zu erhalten. Diese Anforderungen können am besten mit einer sogenannten Mikroturbine erreicht werden. Es handelt sich dabei um eine radial-axial durchströmte Reaktionsturbine, die direkt an den Generator geflanscht wird. Das Turbinenrad sitzt auf der Generatorwelle, wodurch das mechanische Getriebe entfällt. Zur Umrichtung der Generatorfrequenz auf Netzfrequenz wird ein Frequenzumrichter eingesetzt. Das System ist für die Erdgasexpansion vom Druckniveau der Ferngasleitungen auf den Stadtnetzdruck entwickelt worden und in verschiedenen Baugrößen verfügbar. Die Anpassung an die Verhältnisse der Ammoniakexpansion kann über die Geometrie der Leit- und Laufschaufeln sowie die Läuferdrehzahl erfolgen. Bei der Auswahl der Materialien ist auf die Medienbeständigkeit zu achten, Erfahrungen dazu sind aber in der Kälteindustrie vorhanden.

Um eine Entscheidungsgrundlage für eines der beiden Systeme zu bekommen, soll eine Vergleichsrechnung durchgeführt werden.

Als Dampfparameter am Sondenkopf werden die Werte für einen Verdampfungsdruck von 40,5 bar (Basis Verdampfungszone) nach einer Betriebszeit von 30 Jahren verwendet. Es wird eine zweistufige Entspannung berechnet. Die Parameter für die Mikroturbine werden so gewählt, dass sich der Dampf beim Eintritt in das Schaufelrad im Sättigungszustand befindet (das ist notwendig, um eine Teilkondensation und Tröpfchenbildung im Schaufelrad zu vermeiden). Um dieses zu gewährleisten, muss der Dampf vor dem Eintritt in die Niederdruckstufe zwischenüberhitzt werden. Bei der Expansion im ORC-Prozess ist der Dampf aufgrund der speziellen Form der Satttdampflinie von organischen Fluiden (hier Isopentan) im HS-Diagramm immer überhitzt. Eine Zwischenüberhitzung ist somit nicht notwendig.

Die in Tabelle 2 angegebenen Werte beziehen sich auf den Sommerbetrieb, also die reine Stromerzeugung ohne Abzapfung von Dampf für Heizungszwecke. Zu erkennen ist, dass die effektive elektrische Leistung bei der NH_3 -Direktexpansion trotz der schlechteren Stufenwirkungsgrade (72% gegenüber 80% beim ORC Prozess) geringfügig höher ist (ca. 7,6%). Des Weiteren ist zu bedenken, dass der Vorteil gerade in der Hochdruckstufe besteht (ca. 38% höhere Leistung als bei der ORC-Anlage). Das bedeutet, dass der Vorteil der Mikroturbine - wenn die ND-Stufe gar nicht oder nur mit Teillast betrieben wird (im Winter- oder Übergangsbetrieb) - noch deutlicher ausfällt. Da diese Version auch vom technischen Aufwand her die einfachere ist, werden die folgenden Parametervariationen und Optimierungen nur anhand des Aufbaus der Mikroturbine durchgeführt.

	Mikroturbine	ORC
Temperatur NH3 Sondenkopf	63,13 °C	63,13 °C
Druck NH3 Sondenkopf	26,32 bar	26,32 bar
Vorlauftemperatur Heizung	51 °C	51 °C
Massenstrom NH3	0,5713 kg/s	0,5713 kg/s
Stufenwirkungsgrad HD	72 %	80 %
Stufenwirkungsgrad ND	73 %	80 %
Wirkungsgrad Speisepumpe	entfällt	70 %
Temperaturverlust Verdampfer	entfällt	3 K
Wirkungsgrad Verdampfer	entfällt	97 %
Wirkungsgrad Vorwärmung	entfällt	97 %
Leistung HD-Stufe	11,51 kW	8,35 kW
Leistung ND-Stufe	38,27 kW	38,56 kW
Leistung Pumpe	entfällt	0,63 kW
Wirkungsgrad Generator + Getriebe bzw. Umrichter	95 %	95 %
elektrische Leistung effektiv	47,29 kW	43,94 kW
Massenstrom Arbeitsfluid	0,5531 kg/s	1,671 kg/s
Temperatur HD-Turbineneintritt	63,13 °C	57,27 °C
Druck HD-Turbineneintritt	26,32 bar	2,528 bar
Temperatur HD-Turbinaustritt	51 °C	51 °C
Druck HD-Turbinaustritt	21 bar	2,113 bar
Temperatur ND-Turbineneintritt	60,38 °C	51 °C
Temperatur ND-Turbinaustritt	25 °C	25 °C
Druck ND-Turbinaustritt	10,03 bar	0,917 bar
Temperatur Speisewasser		25 °C
Druck vor Verdampfer		2,528 bar
Temperatur vorgewärmtes Speisewasser		49 °C

Tabelle 2: Parameter der Stromerzeugung nach 30 Betriebsjahren

9. Gekoppelte Berechnung und Parametervariation

Im Folgenden wird die Erstellung eines Berechnungsmodells zur Vorhersage aller relevanten Parameter beim Betrieb der TEWS beschrieben. Dazu werden alle bisher gewonnen Erkenntnisse in einem Berechnungsmodell gekoppelt und die entsprechenden Werte abschnittsweise berechnet. Nur die gekoppelte Berechnung der Werte ermöglicht eine präzise Vorhersage der Dampfparameter, da die Variablen voneinander abhängen. Für die benötigten Stoffwerte werden auf Basis der Daten im VDI-Wärmeatlas- geeignete Polynome erstellt, und dem Berechnungsprogramm hinterlegt. Anschließend erfolgt eine Parametervariation, um durch die Wahl des Verdampfungsdrucks eine optimale Leistungsfähigkeit der TEWS zu garantieren.

In *Bild 12* sind Druck, Temperatur, Dampfmassenstrom und Wärmeleistung in Abhängigkeit von der Tiefe aufgetragen (linke Seite = Sondenkopf). Für die Beispielrechnung werden die Zustände für eine Betriebszeit von 30 Jahren bei einem Sondenkopfdruck von 26,3 bar berechnet.

An der Basis der Verdampfungszone ist die Temperaturdifferenz zwischen Gestein und Fluid (gelbe Linie) mit ca. 70 K am größten; daraus folgt eine hohe Wärmeleistung von ca. 300 W/m. Der Rieselfilm verdampft bei Sattdampf Temperatur, wodurch der Dampfmassenstrom Richtung Top Verdampfungszone zunimmt. Der Druck in der Sonde beträgt an der Basis 40,5 bar und verringert sich bis zum Top Verdampfungsraum, (bedingt durch die geodätische Höhenänderung) auf 33 bar. Dadurch verringert sich auch die Sattdampf Temperatur von ca. 79 °C (Basis) auf 70 °C am Top der Verdampfungszone, woraus eine Überhitzung der Dampfströmung ca. 5K an diesem Punkt folgt. In der Transportrohrtour nimmt die Überhitzung zunächst weiter zu, da zum einen der Druck abnimmt und zum anderen noch bis zu einer Tiefe von ca. 1900m Wärme vom Gestein aufgenommen wird. Die

Wärmeleistung ist jedoch Aufgrund der Isolierung wesentlich geringer als in der Verdampfungszone. In dem oberen Bereich der Transportrohrtour ist die Gesteinstemperatur geringer als die Temperatur der Dampfströmung, was zu einem Temperaturverlust und dem Abbau der Überhitzung führt. Am Sondenkopf besteht noch eine Überhitzung von ca. 3 K. Dieses ist eine entscheidende Erkenntnis, da nun ausgeschlossen werden kann, dass es im Transportrohr zu einer Teilkondensation des Dampfes kommt, zumal die Wandtemperatur am Sondenkopf nur 0,2 K geringer ist als die Dampftemperatur.

9.1 Variablen

Die einzige Möglichkeit die Betriebsweise der TEWS zu beeinflussen besteht in der Vorgabe des Verdampfungsdruckes. Dieser Druck, mit dem das flüssige Ammoniak in den Verdampfungsraum eingespritzt wird, kann entweder über eine regelbare Untertage-Drosselstelle am Ende der Injektionsrohre, oder über eine obertägige Druckerhöhungspumpe - zwischen Niederdruckkondensator und Rückführung des Ammoniaks in die Injektionsrohre - eingestellt werden. Der so vorgegebene Druck bestimmt die Verdampfungstemperatur in der Sonde und damit die Temperaturdifferenz zwischen Sonde und Gestein. Da die erzielbare Leistung der TEWS proportional zu der Temperaturdifferenz ist, steigt die Leistung der TEWS bei geringen Verdampfungstemperaturen an. Für den reinen Heizungsbetrieb lässt sich also der größte Gewinn erzielen, wenn die Temperatur im Verdampfungsraum soweit abgesenkt wird, dass Temperatur- bzw. Druckniveau des NH₃-Dampfes am Sondenkopf gerade noch den Anforderungen des Heizungssystems entsprechen (hier 51 °C, 21 bar). Für den Fall einer Stromerzeugung ist die Festlegung der optimalen Betriebsparameter nicht so einfach. Die erzielbare elektrische Leistung hängt zum einen vom NH₃-Massenstrom ab und zum anderen vom verfügbaren Temperaturniveau und Druckunterschied zwischen Sondenaustritt und Heizkondensator. Da sich diese beiden Parameter umgekehrt proportional zueinander verhalten, $\dot{m} \sim \vartheta^{-1}$ (großer Massenstrom \Rightarrow geringe Dampftemperatur, hohe Sondenkopftemperatur \Rightarrow geringer Massenstrom) muss ein Kompromiss gefunden werden, der eine maximale Stromausbeute ermöglicht.

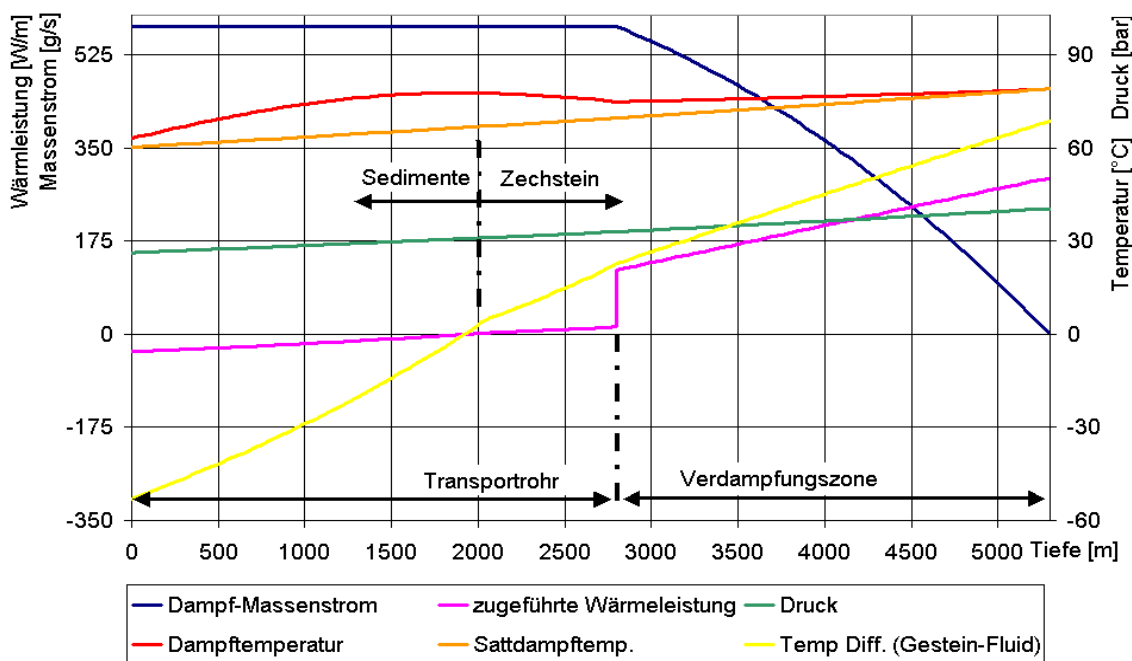


Bild 12: Massenstrom, Wärmeleistung, Druck und Temperaturen in Verdampfungsraum und Transportrohr in Abhängigkeit der Tiefe

9.2 *Parametervariation*

In Abhängigkeit vom Verdampfungsdruck (Top Verdampfungszone) werden die Austrittsparameter am Sondenkopf (Druck, Temperatur, Massenstrom, Überhitzung) berechnet. Die Variation des Druckes ist auf 27 bis 38 bar begrenzt. Bei geringerem Druck würde der für das Heiznetz erforderliche Druck von 21 bar am Sondenkopf nicht mehr erreicht. Bei höheren Drücken befindet sich der Dampf im Austritt im Nassdampfgebiet, es kommt also zur Kondensation in der Transportrohrtour. Eine hohe Austrittstemperatur hat generell den Nachteil, dass der Wärmeverlust im Transportrohr größer wird. Bei höheren Temperaturen sinkt die maximal erzielbare Heizleistung also tatsächlich mehr als umgekehrt proportional zur Temperaturdifferenz zwischen Sonde (Verdampfungsraum) und Gestein.

Anhand einer thermodynamischen Berechnung der Hochdruck- und Niederdruckturbine wird eine optimale Betriebsweise ermittelt, bei der die Anforderungen des Heizsystems erfüllt sind und gleichzeitig die elektrische Leistung maximiert wird. Der Aufbau der Anlage ist analog zu dem Verfahren in *Bild 2*. Die Forderung nach Sattdampfzustand beim Eintritt in die Schaufelräder muss aus maschinentechnischen Gründen erfüllt werden. Gegebenenfalls ist eine externe Überhitzung des Dampfes vor dem Eintritt in die HD-Stufe notwendig; die dafür benötigte Wärmeleistung wird der erzeugten elektrischen Leistung mit einem Exergiefaktor von 0,35 abgezogen. Die Ergebnisse der Berechnung sind in *Bild 13* zusammengefasst. Die Werte für „Summe Sommerbetrieb“ ergeben sich aus der Addition von HD- und ND-Leistung ohne die Entnahme von NH₃-Dampf für Heizungszwecke. Dieses entspricht dem reinen Sommerbetrieb. Die Werte für „Summe Winterbetrieb“ entsprechen einem Winterbetrieb, also 500 kW entsprechend 0,48 kg/s Dampfenahme nach der HD-Stufe.

Zu erkennen ist, dass ab einem Verdampfungsdruck von 33 bar eine externe Überhitzung notwendig ist, da der Dampf am Sondenaustritt dann zu gering überhitzt ist. Ohne zusätzliche Überhitzung befände sich der Dampf beim Eintritt in das Schaufelrad der HD-Stufe im Nassdampfgebiet.

Die maximale elektrische Leistung lässt sich sowohl im Sommer als auch im Winterbetrieb mit einem Verdampfungsdruck von 33 bar erreichen.

Zusammenfassend bleibt festzustellen, dass die optimale Betriebsweise der Anlage bei einem Verdampfungsdruck erreicht wird, bei dem gerade noch keine externe Überhitzung benötigt wird. *Bild 14* zeigt die Ergebnisse für einen Verdampfungsdruck von 33 bar nach einer Betriebszeit von 30 Jahren im HS-Diagramm. Dort ist deutlich der Verlauf in der Transportrohrtour zu erkennen: Zunächst wird der Dampf in den tieferen Gesteinsschichten weiter überhitzt (Enthalpie und Entropie nehmen zu). In den höher liegenden Gesteinsschichten erfolgt dann eine Abkühlung (Enthalpie und Entropie nehmen ab). Die Turbinenstufen sind so ausgelegt, dass sich der Dampf beim Eintritt in das Schaufelrad im Sattdampfzustand befindet.

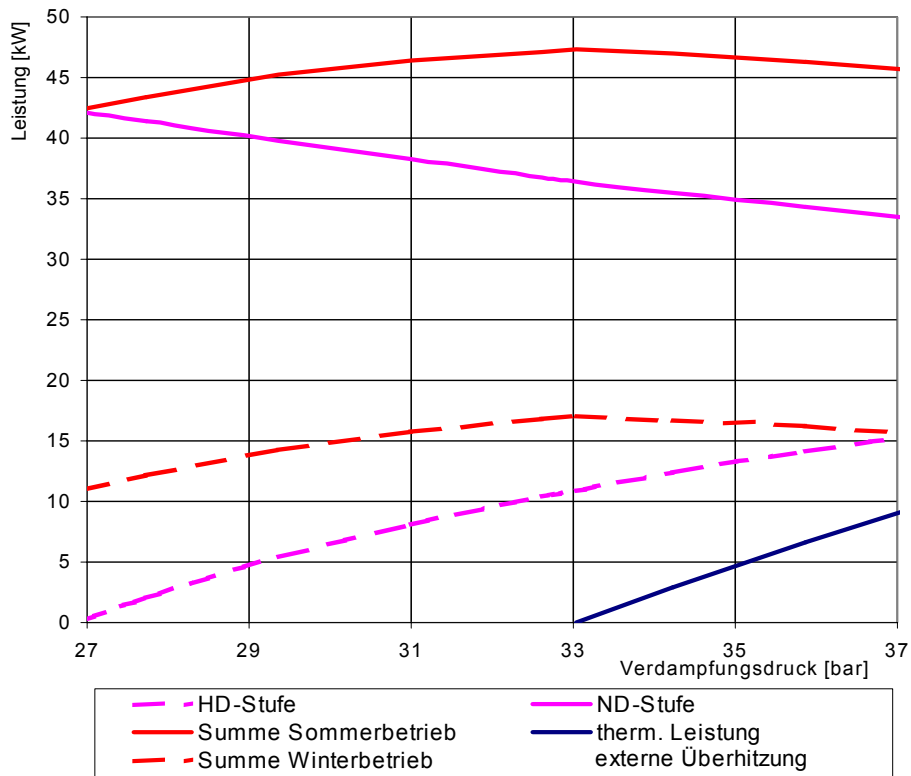


Bild 13: elektrische Leistung bei Variation des Verdampfungsdrucks

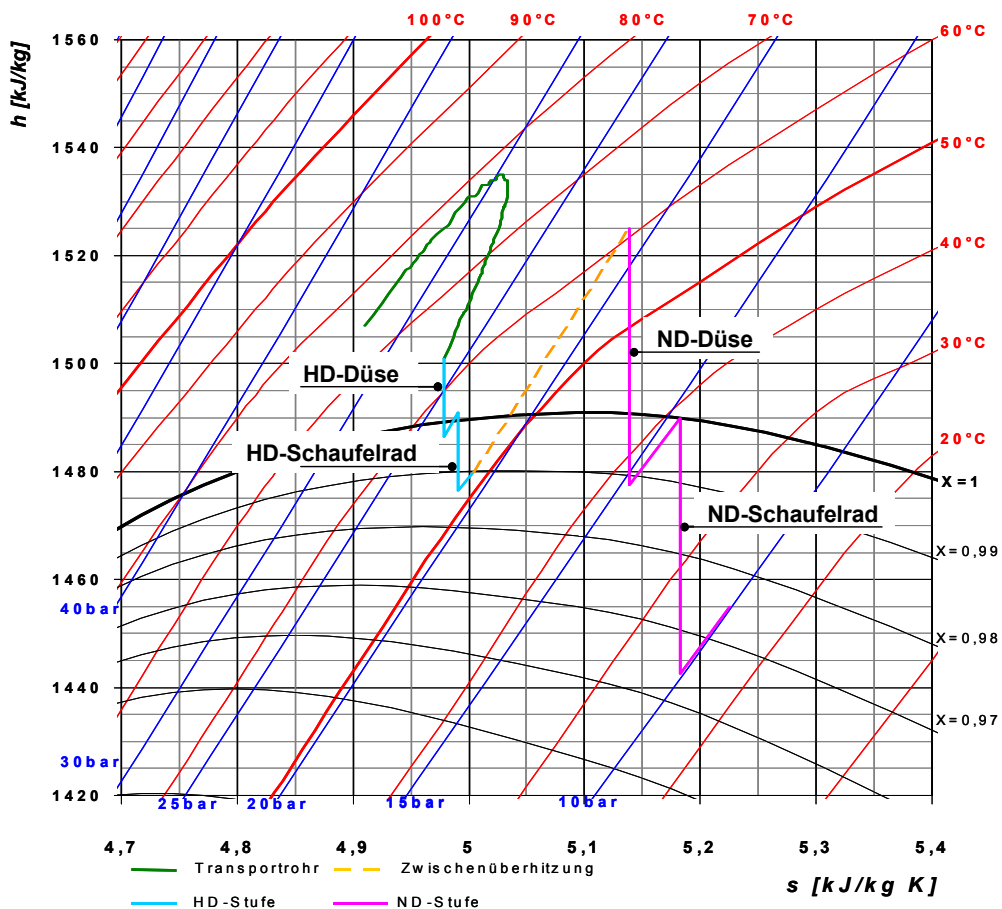


Bild 14: Darstellung der Dampfzustände im HS-Diagramm

9.3 Dynamische Betriebsweise

Die übertragbare Leistung hängt nicht nur von den zuvor beschriebenen Faktoren ab, sondern auch entscheidend von der „Vorgeschichte“ des Gesteins. Bei den bisherigen Berechnungen wird immer mit einer konstanten Betriebsweise mit Randbedingung 1. Art (konstante Sondentemperatur) oder 2. Art (konstanter Wärmestrom an der Rohrwand) gerechnet. Beim Start der Berechnung (Zeitpunkt $t=0$) wird von einem ungestörten Temperaturprofil im Gestein ausgegangen, das ausschließlich durch den geothermischen Temperaturgradienten bestimmt ist. Sollten jedoch die Betriebsparameter (hier Sondentemperatur bei Betriebsweise nach Randbedingung 1. Art) nach einer bestimmten Betriebszeit t_1 geändert werden, so muss das sich bis dahin ausgebildete Temperaturprofil im Gestein berücksichtigt werden. Das dreidimensionale Temperaturprofil zum Zeitpunkt $t=t_1$ wird:

$$\vartheta(t_1) = \vartheta(z, r, t = t_1)$$

Von Interesse ist hier ausschließlich der „Zustand“ der Temperaturprofile zum Zeitpunkt t_1 und nicht ihr Entstehungsweg. Für die Berechnung der Leistung über den Zeitpunkt t_1 hinaus ist die Kenntnis des genauen Temperaturprofils nötig. Eine Lösung des Problems besteht in der numerischen Berechnungsweise. Dabei kann das Temperaturprofil für den Zeitpunkt t_1 aufgelöst und dann als Startlösung für die weitere Rechnung mit geänderten Randbedingungen verwendet werden.

Anhand dieses Lösungsweges wird der Verdampfungsdruck in Abhängigkeit der Betriebszeit bestimmt, bei dem eine maximale elektrische Leistung erreicht werden kann. Die numerisch berechnete Wärmeleitung im Gestein wird dann in das gekoppelte Berechnungsmodell eingefügt. Nun wird das sich zum Zeitpunkt t_1 ausgebildete Temperaturprofil als Startlösung für den nächsten Zeitschritt verwendet und wiederum der optimale Verdampfungsdruck zum Zeitpunkt t_2 ermittelt. Diese Schritte werden einige Male wiederholt, um die optimalen Parameter für die Betriebszeit von $0 < t < 30$ Jahren ermitteln zu können. Dabei wird berücksichtigt, dass der maximale Fluidmassenstrom aufgrund der Flutproblematik nur 0,665 kg/s betragen darf. In den ersten zwei Betriebsjahren ist die übertragbare Leistung so groß, dass der Massenstrom bei Einstellung der optimalen Betriebsparameter größer als 0,665 kg/s wäre. Dieses Problem kann am besten durch die Begrenzung des Massenstroms (unvollständige Beaufschlagung des Verdampfungsrohres) gelöst werden. Dadurch kommt es zu einer Austrocknung des Filmstroms, bevor die Basis der Verdampfungszone erreicht wird. Ein Teil der Wärmeübertragungsfläche bleibt dann ungenutzt, bietet aber eine Leistungsreserve für den Langzeitbetrieb. Die Ergebnisse sind in *Bild 15* zusammengefasst:

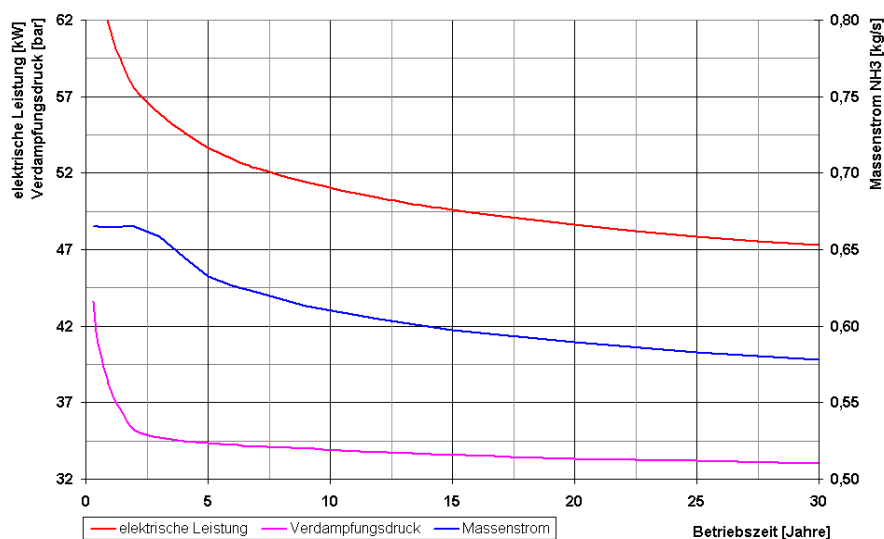


Bild 15: optimale Betriebsweise in Abhängigkeit von der Betriebszeit

Die Werte für die elektrische Leistung beziehen sich auf den Sommerbetrieb, also ohne Entnahme von Dampf zu Heizungszwecken.

Zu erkennen ist, dass die optimale Betriebsweise weder die nach Randbedingung 1. Art (Temperatur bzw. Druck = konstant) noch die nach Randbedingung 2. Art (Leistung bzw. Massenstrom = konstant) ist. Vielmehr wird hier ein Mittelweg zwischen den beiden Randbedingungen gewählt, so dass zwar die Temperatur der Sondenwand (über den Verdampfungsdruck) verändert wird, aber nicht in dem Maße, dass die Leistung konstant bleibt.

10. Zusammenfassung und Schlussfolgerung

Die durchgeführten Untersuchungen und Berechnungen zeigen, dass das beschriebene Verfahren prinzipiell zur Erschließung von Erdwärme für die Bereitstellung von Heizungswärme und Erzeugung von elektrischem Strom geeignet ist.

Die mit einer TEWS erzielbare Leistung ist aufgrund der geringen Wärmeaustauschfläche zum Gestein (Außenwand der Sonde) allerdings wesentlich geringer als die Leistungsfähigkeit von hydrothermalen Systemen oder dem HDR-Verfahren. Der Einsatz des TEWS-Verfahrens ist dann sinnvoll, wenn am Nutzungsort weder hydrothermale Vorkommen vorhanden noch die geologischen Voraussetzungen zur Anwendung des HDR-Verfahrens geeignet sind.

Die Leistungsfähigkeit der TEWS ist annähernd proportional zur Wärmeleitfähigkeit des Gesteins und dem Temperaturunterschied zwischen Fluid und Gestein. Ein Einsatz des Verfahrens eignet sich demnach besonders, wenn Gesteinsschichten mit hoher Wärmeleitfähigkeit sowie Wärmeverbraucher mit niedrigem Temperaturniveau vorhanden sind.

Durch das Prinzip der Direktverdampfung eines Kältemittels kann die dem Gestein entzogene Wärme mit nur sehr geringen Verlusten an die Oberfläche transportiert werden. Bedingung dafür ist eine „einwandfreie“ Hydrodynamik (geschlossene Filmströmung an der Innenwand der Sonde) sowie eine gute Isolierung der Transportrohrtour im Bereich der oberflächennahen, kalten Gesteinsschichten. Eine Stromerzeugung mit dem beschriebenen Verfahren ist technisch ohne allzu großen Aufwand möglich. Ein Vorteil ist, dass obertägig bereits Dampf vorhanden ist und nicht - wie bei anderen Systemen - erst mittels Wärmetausch in einem Verdampfer erzeugt werden muss. Der Wirkungsgrad der Stromerzeugung ist aufgrund der niedrigen Dampftemperaturen jedoch sehr gering. Die Errichtung einer TEWS mit dem alleinigen Ziel Strom zu erzeugen wäre betriebswirtschaftlich nicht sinnvoll. Die Stromerzeugung kann demnach nur als Ergänzung zur Bereitstellung von Heizenergie gesehen werden, um eine ganzjährige Auslastung der Anlage zu ermöglichen.

Literatur

- [1] Bundestagsstudie, Große Potenziale für geothermischen Strom in Deutschland, 2003:
http://www.geothermie.de/indexgn/indexgtv-800-600/gtv_startseite.htm
- [2] Köhler, S & Saadat, A: Möglichkeiten und Perspektiven der geothermischen Stromerzeugung, Geoforschungszentrum Potsdam, 2003:
<http://www.gfz-potsdam.de/bib/pub/str0023/0023-1.pdf>
- [3] Lehmann, S: Salztekttonische Formen.
http://www.uni-kiel.de:8080/ewf/geographie/forum/hintergr/sh1995/14_salz.htm
- [4] Gohl, K. und Wildeboer, E.: Seismische Untersuchungen am Dedesdorfer Salzstock. Ergebnisbericht des Alfred-Wegener-Institutes, September 2002
- [5] Buntebarth, G: Geothermie, Eine Einführung in die allgemeine und angewandte Wärmelehre des Erdkörpers. Springer-Verlage Berlin Heidelberg, 1980
- [6] Baehr, S.: Wärme- und Stoffübertragung. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1994
- [7] Tautz, H.: Wärmeleitung und Temperatenausgleich. Verlag Chemie GmbH Weinheim, 1971
- [8] Feind, K.: Strömungsuntersuchungen bei Gegenstrom von Rieselfilmen und Gas in Lotrechten Rohren. VDI-Forschungsheft 481, Düsseldorf 1960
- [9] Brauer, H.: Grundlagen von Ein- und Mehrphasenströmungen. Verlag Sauerländer Aarau, 1971
- [10] Wallis, G.B.: Flooding velocities for air and water in vertical tubes. UKAEA Report AEEW-R123, 161
- [11] Fujita und Ueda: Heat transfer to falling liquid films and film breakdown. Parts I and II, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 21, 1978, 97-118
- [12] Chun und Seban: Heat transfer to evaporating liquid films. Journal of Heat Transfer 11, 1971, 391-396
- [13] Gnielinski, V.: Forschung im Ing.-Wes. 61 (1995) Nr. 9, S 240/248
- [14] Prandtl, L.: Führer durch die Strömungslehre. 3. Auflage, Braunschweig 1950

Bezeichnungen

griechische

Zeichen	Beschreibung	Einheit
α	Wärmeübergangskoeffizient	[W/mK]
δ	Dicke des Rieselfilms	[m]
η	dynamische Viskosität	[kg/ms]
λ	Wärmeleitfähigkeit	[W/m]
ν	kinematische Viskosität	[m ² /s]
ϑ	Temperatur	[°C]
$\nabla \vartheta$	Temperaturgradient	[K/m]
ϑ'	Sattdampf Temperatur	[°C]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
ζ	Druckverlustbeiwert	

Variablen und Konstanten:

Zeichen	Beschreibung	Einheit
a	Temperaturleitfähigkeit	[m ² /s]
c_p	spezifische Wärmekapazität	[kJ/kgK]
D	Durchmesser	[m]
g	Erdbeschleunigung	[m/s ²]
k	zusammengesetzter Wärmedurchgangskoeffizient	[W/m ² K]
\dot{M}	Massenstrom	[kg/s]
p	Druck	[bar]
\dot{q}	Wärmestromdichte	[W/m ²]
\dot{Q}	Wärmeleistung	[J/s], [W]
R	Radius	[m]
t	Zeit	[s]
\dot{V}	Volumenstrom	[m ³ /s]
w	Geschwindigkeit	[m/s]
z	Tiefe	[m]

dimensionslose Kennzahlen:

Re	Reynoldszahl
Nu	Nusseltzahl
Pr	Prandtlzahl
V^*	dimensionslose Lehrrohrgeschwindigkeit

Indizes:

L	flüssige Phase
G	gasförmige Phase