

Technische Universität Graz  
Dekanat für Bauingenieurwissenschaften  
Institut für Wasserbau und Wasserwirtschaft

# **Kombination der Pumpspeichertechnologie mit thermischer Energiespeicherung**

**Masterarbeit**  
von  
**Franz Georg PIKL, BSc**

Matr.-Nr.: 1030323

vorgelegt zur Erlangung des  
akademischen Grades eines Diplomingenieur  
der Studienrichtung Bauingenieurwissenschaften

Graz, im Mai 2017

Betreuer der Masterarbeit:  
Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Gerald Zenz

---

Mitbetreuender Assistent:  
Dipl.-Ing. Wolfgang Richter

---

## EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Das im TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

## STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

The uploaded text document to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

---

Datum / date

---

Unterschrift / signature

## Danksagung

Zum Gelingen einer solch umfassenden, komplexen und interdisziplinären Abschlussarbeit ist man als junger Autor und angehender Diplomingenieur auf fachliche Informationen und langjährige Berufs- und Praxiserfahrung von Kolleginnen und Kollegen angewiesen.

An erster Stelle danke ich allen Kolleginnen und Kollegen des Instituts für Wasserbau und Wasserwirtschaft an der Technischen Universität Graz nicht nur für die interessanten, fachspezifischen Diskussionen und das freundliche sowie kollegiale Klima in meiner zweieinhalbjährigen Tätigkeit als studentischer Mitarbeiter sondern gerade denjenigen, die mich für den Wasserbau und allen einhergehenden Disziplinen prägend begeistert haben. Besonderem Dank bin ich Dr. Gabriele Harb und Dr. Josef Schneider verpflichtet.

Im Zuge der Erstellung dieser Arbeit danke ich insbesondere Dipl.-Ing. Wolfgang Richter, Dipl.-Ing. Edwin Staudacher und Univ.-Prof. Gerald Zenz, die mit kompetenter, fachlicher Unterstützung und Betreuung zum Gelingen der Masterarbeit beigetragen haben. Mein besonderer Dank gilt außerdem Dr. Andreas Lechner und dem gesamten Team von Voith Hydro Engineering Heidenheim, die mir bereitwillig wertvolle Auskünfte vorzugsweise für die Auslegung von hydraulischen Strömungsmaschinen gegeben haben. Speziell danken muss ich Dr. Alois Vigl, der mir mit seiner jahrzehntelangen Erfahrung in der Bemessung und im Bau von Druckstollen wesentlichen Input gerade in dieser Thematik zukommen ließ. Außerdem danke ich meinem Mentor des Kelag-Förderstipendiums, Dipl.-Ing. Hansjörg Gober, der mir insbesondere zur baulichen Ausführung und zum Betrieb von Pumpspeicherkraftwerken wertvolle Auskünfte gegeben hat. Recht herzlich bedanke ich mich auch bei Dipl.-Ing. Michael Henzinger für die Unterstützung bei felsmechanischen und geotechnischen Fragestellungen.

Sowieso danken darf ich meiner Familie und meinen Eltern, wofür man Eltern alles danken kann. Zuletzt, und gleichzeitig allen voran, danke ich meinem engsten Freundeskreis und Studienkolleginnen und Studienkollegen für eine unvergessliche Schul- und Studienzeit und die zahlreichen gemeinsamen Erlebnisse.

Bei allen genannten und ungenannten Personen möchte ich mich herzlich bedanken.

## Kurzfassung

Die Versorgung mit elektrischer und thermischer Energie erfährt insbesondere seit der Initialisierung der Energiewende eine substanzielle Transformation zu einer erneuerbaren Energiebereitstellung. Wesentliche Herausforderung der regenerativen Energienutzung ist deren wetter- und jahreszeitlich abhängige, fluktuierende Erzeugungseigenschaft, die kaum mit dem anthropogenen Verbrauchsverhalten korreliert. Um einen Ausgleich zwischen Energieangebot und Energiebedarf herbeizuführen, erfordert es in beiden Energiesektoren eine essenzielle Synergie aus flexiblen Erzeugungsmethoden und verlässlichen Speicherkapazitäten. Während die hydraulische Pumpspeicherung die bewährteste und großtechnische Speichertechnologie des Stromsektors darstellt, etabliert sich als zukunftsweisende Technologie zur ökologischen Wärmeenergiebereitstellung die Nutzung der Sonnenenergie als potentialreichste erneuerbare Energiequelle in Kombination mit saisonalen großtechnischen Heißwasserspeichern.

Die Idee der vorliegenden Masterarbeit ist, die elektrische und thermische Energiespeicherung in einem Kraftwerkssystem zu vereinen, um den ohnehin in beiden Energiesystemen vorhandenen Energieträger Wasser doppelt zu nutzen. Dieses klima- und ressourcenschonende Energiespeichersystem soll nicht nur zur Minimierung von in Anspruch genommenen wertvollen Flächenressourcen beitragen, sondern mit der Doppelnutzung des Wassers die jährliche Speicherarbeit gegenüber konventionellen Pumpspeicherkraftwerken deutlich erhöhen, um in weiterer Folge die wirtschaftliche Rentabilität zu steigern. Eine mögliche Vision ist, dass überschüssige thermische Solarenergie über Sommermonate in den geschlossenen Wasserkörper eines Pumpspeicherkraftwerks eingespeist wird, um diese in die verbrauchsintensiven Wintermonate zu transferieren, damit sie über ein Fernwärmeübertragungssystem für die Raumwärmeenergiebereitstellung und die Warmwasseraufbereitung genutzt werden kann.

Aufgrund der thermischen Energiespeicherung miteinhergehenden Temperaturerhöhung erfahren nicht nur die vom Wasser benetzten Bauwerke und hydraulischen Strömungsmaschinen eine zusätzliche Beanspruchung, auch die physikalisch-hydraulischen Wassereigenschaften werden erheblich verändert. Ziel dieser Arbeit ist, die Auswirkungen hoher und saisonal schwankender Wassertemperaturen auf die Hydraulik, Materialien, hydraulische Strömungsmaschinen und die verschiedensten Bauteile bzw. Bauwerke eines solchen neukonzeptionierten Pumpspeicherkraftwerkes zu beschreiben, analysieren und Lösungsvorschläge zu erarbeiten und damit die Machbarkeit einer solchen hybriden thermischen Pumpspeichernutzung zu erforschen. Daneben werden auch energiewirtschaftliche und ökologische Fragestellungen aufgegriffen und diskutiert.

## Abstract

The supply of electrical and thermal energy has been focused on renewable energy sources since the exclamation of the unalterable energy revolution in Europe, particularly in Germany. Main challenge of renewables, especially the very focused wind and solar-photovoltaics for electricity supply are their fluctuating, weather-dependent and not controllable production. For a balance between energy production and demand an essential synergy of flexible production technologies and reliable storage capacities is needed. Pumped-storage hydropower systems are the most established and very efficient opportunity for storage and recovery of electrical energy.

On the other hand, also the prospective thermal energy supply for space heating and warm water demand efforts more ecological energy sources. The trend-setting renewable thermal energy supply is the use of solar heat. Even their usage is characterized by seasonal decoupling of main production and consumption time. For transferring summer heat into the consuming winter months more often large-scale, seasonal water storage systems are used.

The storage medium for both technologies as well as for the electrical pumped-storage hydropower and the sensitive thermal storage is water. The main idea is to combine both energy storage technologies through this ecological energy carrier. As a result of this double application, the annual energy turnover and the volumetric energy density of water are much higher in contrast to separate usage. A possible opportunity is the storage of solar thermal energy within the closed loop water system of the pumped-storage power plant. Thereby the excess solar energy of the summer can be transferred to the winter months with highest demand on thermal energy. The underground construction of storage basins or entire power plants enables the independent realization of pumped-storage hydropower from topographic altitude differences. In further consequence this ecological storage system can be built next to urban areas, in linkage with a district heating system.

The aim of this master thesis is to characterize and analyse the impact of high and seasonal volatile water temperatures on hydraulics, materials, hydraulic machines and the different components of such an innovative pumped-storage hydropower plant. Thereby the feasibility of a hot water pumped-storage hydropower plant will be scrutinized and proposed solutions will be developed. Besides of course energy-economic and ecologic interrogations will be discussed.

## Inhaltsverzeichnis

Eidesstattliche Erklärung .....	iii
Danksagung .....	iv
Kurzfassung .....	v
Abstract .....	vi
Inhaltsverzeichnis .....	vii
Abkürzungsverzeichnis .....	ix
Projektübersicht .....	xii
Projektlogo .....	xiii
1. Einleitung .....	14
2. Situation und Ausblick der Energiebereitstellung.....	20
2.1 Elektrische Energie .....	34
2.1.1 Weltweit.....	37
2.1.2 Europa EU-28 .....	39
2.1.3 Österreich.....	43
2.2 Wärmeenergie: Raumwärme- und Warmwasserbereitstellung .....	51
3. Energiespeichertechnologien.....	55
3.1 Stromspeicher .....	57
3.1.1 Pumpspeichertechnologie.....	63
3.1.2 CAES – Druckluftenergiespeicher.....	70
3.1.3 Power-to-Gas – Methanisierung .....	71
3.1.4 Redox-Flow Flüssigbatterien.....	72
3.2 Wärmespeicher .....	73
4. Kombination der Pumpspeichertechnologie mit thermischer Energiespeicherung .....	76
4.1 Grundsätzliches Konzept der Koppelung von elektrischen Pumpspeichern mit thermischen Energiespeichern.....	77
4.2 Referenzprojekt.....	85
4.3 Hydraulische Auswirkungen hoher Wassertemperaturen .....	87
4.3.1 Wasserdichte .....	88
4.3.2 Volumenänderung.....	90
4.3.3 Turbinen- und Pumpenleistung .....	92
4.3.4 Viskosität und Reynolds Zahl.....	94
4.3.5 Hydraulisches Widerstandsverhalten der Rohrströmung.....	96
4.3.6 Rohrreibungsverluste .....	99

4.3.7	Kavitation .....	101
4.3.8	Elastizitätsmodul .....	104
4.3.9	Spezifische Wärmekapazität.....	109
4.3.10	Wärmeleitfähigkeit.....	111
4.4	Konzeption der baulichen Komponenten .....	112
4.4.1	Möglichkeiten von Speicherausführungen .....	113
4.4.2	Oberirdische Speicherbecken .....	120
4.4.3	Unterirdische Speicherbecken .....	140
4.4.4	Maschinenkaverne .....	153
4.4.5	Triebwassersystem .....	155
4.5	Hydraulische Strömungsmaschinen und maschinenbauliche Ausrüstung ....	202
4.5.1	Hydraulische Strömungsmaschinen.....	202
4.5.2	Betriebseinrichtungen .....	214
4.5.3	Motorgenerator.....	215
4.5.4	Mineralstoff- und Salzgehalt.....	215
4.6	Thermische Energieaufbringung .....	218
4.7	Energiewirtschaftliche Betrachtung.....	221
4.8	Ökologische Aspekte .....	223
4.9	Kombination der Pumpspeichertechnologie mit thermischer Energie- speicherung und zusätzlicher geothermischer Energiegewinnung.....	225
4.10	Luftdruckunterstützte Pumpspeichertechnologie in Kombination mit thermischer Energiespeicherung, geothermischer Energiegewinnung und einem adiabatischen Luftdruckspeicherkraftwerk.....	228
4.10.1	Erweiterungsprojekt 1: Luftdruckbasierte Pumpspeichertechnologie ...	228
4.10.2	Erweiterungsprojekt 2: Luftdruckunterstützte Pumpspeichertechnologie .....	232
5.	Zusammenfassung und Ausblick .....	234
	Literaturverzeichnis.....	235
	Abbildungsverzeichnis .....	244
	Tabellenverzeichnis .....	254
	Anhang .....	255



## Abkürzungsverzeichnis

WSP	.....	Wasserspiegel
STZ	.....	Stauziel
ASZ	.....	Absenzziel
OW	.....	Oberwasser
UW	.....	Unterwasser
OB	.....	Oberbecken
UB	.....	Unterbecken
$Q_T$	.....	Ausbaudurchfluss im Turbinenbetrieb
$Q_P$	.....	Ausbaudurchfluss im Pumpbetrieb
$V_W$	.....	Wasservolumen bzw. Nutzinhalt des PSKW
$d_i$	.....	Innendurchmesser
$h_F$	.....	Fallhöhe
$p_{amb}$	.....	Atmosphärendruck
$p_{LD}$	.....	Luftdruck
$p_i$	.....	statischer Innendruck
$p_{i,DYN}$	.....	maximaler dynamischer Innendruck
CAES	.....	Compressed Air Energy Storage
DSV	.....	Düsenstrahlverfahren
FESS	.....	Flywheel Energy Storage Systems
HDPE	.....	High-Density Polyethylene
PHES	.....	Pumped-Hydro Energy Storage
PSKW	.....	Pumpspeicherkraftwerk
PV	.....	Photovoltaik
V	.....	Variante
W	.....	Watt (Leistung)
kW	.....	Kilowatt, $1 \text{ kW} = 10^3 \text{ W}$
MW	.....	Megawatt, $1 \text{ MW} = 10^6 \text{ W}$
GW	.....	Gigawatt, $1 \text{ GW} = 10^9 \text{ W}$
TW	.....	Terrawatt, $1 \text{ TW} = 10^{12} \text{ W}$
Wh	.....	Wattstunde (Energie)
kWh	.....	Kilowattstunde, $1 \text{ kWh} = 10^3 \text{ Wh}$
MWh	.....	Megawattstunde, $1 \text{ MWh} = 10^6 \text{ Wh}$
GWh	.....	Gigawattstunde, $1 \text{ GWh} = 10^9 \text{ Wh}$
TWh	.....	Terrawattstunde, $1 \text{ TWh} = 10^{12} \text{ Wh}$
LCOE	.....	Levelized Cost of Energy
EU	.....	Europäische Union
USD	.....	US-Dollar
€	.....	Euro

### Notation zu Kapitel 4.4.5.3 Felsmechanische Aspekte

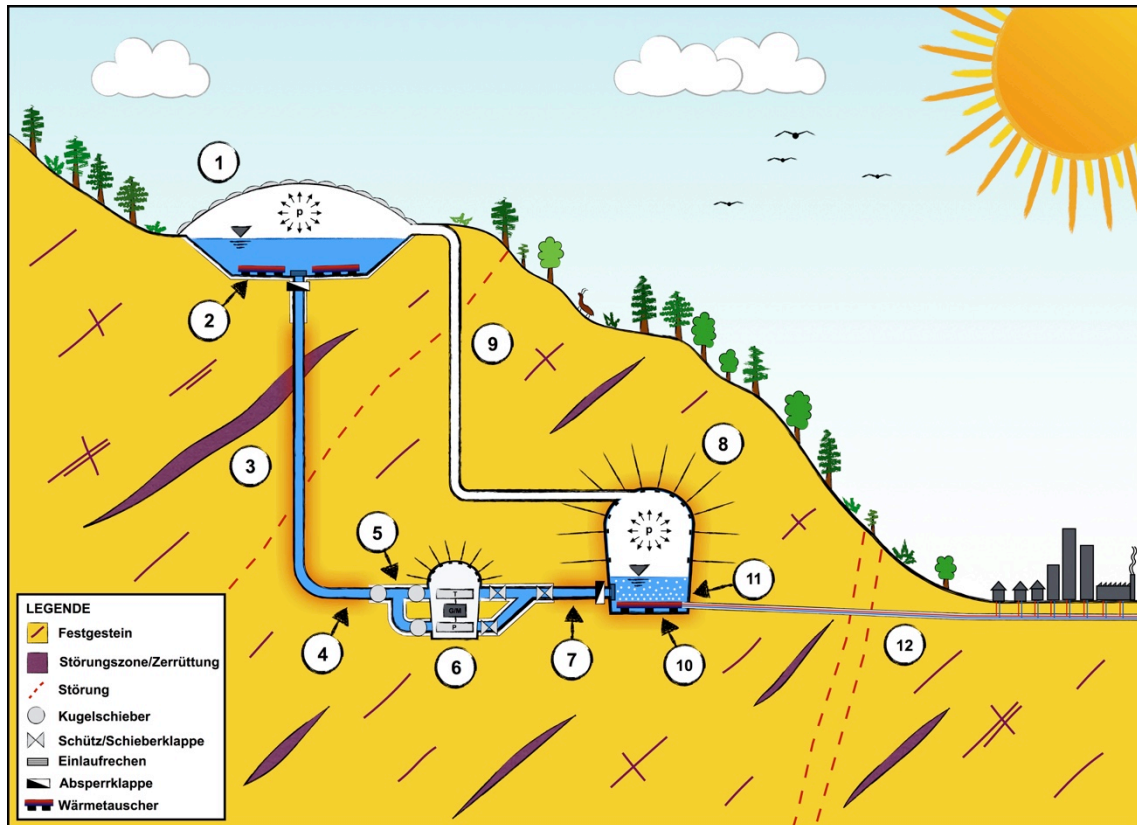
MC	.....	Mohr-Coulomb'sches Bruchkriterium
$c$ [MPa]	.....	Kohäsion Gebirge
$\varphi$ [°]	.....	Reibungswinkel Gebirge
$\sigma$ [MPa]	.....	Hauptnormalspannung
$\tau$ [MPa]	.....	Schubspannung
$k$ [-]	.....	Seitendruckbeiwert
$\rho_F$ [kg/m <sup>3</sup> ]	.....	Dichte des Gebirges bzw. Gesteins
$g$ [m/s <sup>2</sup> ]	.....	Erdbeschleunigung
$H_F$ [m]	.....	Überlagerungshöhe
$E_F$ [m]	.....	Elastizitätsmodul des Gebirges bzw. Gesteins
$r_i$ [m]	.....	Radius des Druckstollens bzw. Ausbruchsradius
$r$ [m]	.....	Abstand vom Ausbruchsradius
$T_{\text{Gebirge}}$ [°C]	.....	Gebirgstemperatur
$T_{\text{max}}$ [°C]	.....	höchste Triebwassertemperatur
$\Delta T$ [K]	.....	Temperaturänderung bzw. Temperaturdifferenz
$\Delta T_{\text{max}}$ [K]	.....	maximale Temperaturdifferenz ( $T_{\text{max}} - T_{\text{Gebirge}}$ )
$\alpha_T$ [1/K]	.....	Temperaturausdehnungskoeffizient
$p_i$ [MPa]	.....	Innendruck
$p_{i,\text{max}}$ [MPa]	.....	höchster Innendruck
$p_A$ [MPa]	.....	Ausbauwiderstand
$p_{\text{INJ}}$ [MPa]	.....	verbleibender Vorspannungsdruck durch Injektion
$\sigma_{V,i}$ [MPa]	.....	primäre Vertikalspannung
$\sigma_{H,i}$ [MPa]	.....	primäre Horizontalspannung
$\sigma_{V,\Delta T}$ [MPa]	.....	vertikale Temperaturspannungen zufolge $\Delta T$
$\sigma_{H,\Delta T}$ [MPa]	.....	horizontale Temperaturspannungen zufolge $\Delta T$
$\sigma_{V,\text{THERM}}$ [MPa]	.....	primäre Vertikalspannung unter Temperatureinwirkung
$\sigma_{H,\text{THERM}}$ [MPa]	.....	primäre Horizontalspannung unter Temperatureinwirkung
$\sigma_t$ [MPa]	.....	Tangential- bzw. Umfangsspannung
$\sigma_r$ [MPa]	.....	Radialspannung
$\sigma_t(r)$ [MPa]	.....	sekundäre Tangentialspannungsverteilung in Abhängigkeit der Entfernung von der Hohlraumlaibung bzw. vom Ausbruchsradius
$\sigma_r(r)$ [MPa]	.....	sekundäre Radialspannungsverteilung in Abhängigkeit der Entfernung von der Hohlraumlaibung bzw. vom Ausbruchsradius
$\sigma_{\Delta T_{\text{max}}}$ [MPa]	.....	Zunahme der Tangential- und Radialspannung am Ausbruchsradius (Randspannungen) zwischen geringster und höchster Triebwassertemperatur
$c_p$ [J/(kgK)]	.....	spezifische Wärmekapazität
$\lambda$ [W/(mK)]	.....	Wärmeleitfähigkeit

### Notation zu Kapitel 4.4.5.5 Lotschacht

$\alpha_T$ [1/K]	.....	Temperaturausdehnungskoeffizient
+/- p [MPa]	.....	Druck-/ Zugspannungen
$p_F$ [MPa]	.....	vom Gebirge bzw. auf das Gebirge wirkende Druckspannung
max $p_F$ [MPa]	.....	nutzbare Gebirgsmitwirkung (kleinste Hauptnormalspannung)
$p_A$ [MPa]	.....	Ausbauwiderstand der Auskleidung
$p_{A,max}$ [MPa]	.....	maximale Druckbeanspruchung der Betonauskleidung
$p_i$ [MPa]	.....	Innendruck
$p_{i,A}$ [MPa]	.....	Innendruckanteil der Auskleidung
$p_{i,F}$ [MPa]	.....	Innendruckanteil des Gebirges
$p_{V,0}$ [MPa]	.....	wirksamer Injektionsdruck nach Ende der Vorspannung
$p_{V,K}$ [MPa]	.....	bleibender Vorspanndruck nach Abkühlung und Kriechen
$p_{(\Delta T+K_r)}$ [MPa]	.....	Vorspannverlust durch Abkühlung und Kriechen
$p_{V,Rest}$ [MPa]	.....	verbleibende Druck-Vorspannung unter Innendruck und geringster Triebwassertemperatur
$p_{V,THERM}$ [MPa]	.....	Druckspannung unter Innendruck und höchster Triebwassertemperatur
$p_{\Delta THERM}$ [MPa]	.....	Druckspannungszunahme zufolge Temperaturerhöhung zwischen geringster und höchster Triebwassertemperatur
u [m]	.....	Radialverschiebung
$r_a$ [m]	.....	Ausbruchradius
$r_i$ [m]	.....	Innenradius des Druckstollens
d [m]	.....	Wanddicke der Auskleidung
+/- $\epsilon$ [-]	.....	Dehnung/Stauchung
$\epsilon_{A,V,0}$ [-]	.....	Stauchung des Betons bei wirksamen Injektionsdruck
$\epsilon_{A,V,K}$ [-]	.....	bleibende Vorspannstauchung nach Abkühlung und Kriechen
$\epsilon_{(\Delta T+K_r)}$ [-]	.....	Temperatur- und Kriechdehnung des Betons
$\epsilon_{A,zul}$ [-]	.....	maximal zulässige Stauchung des Betons bei höchster Triebwassertemperatur
$\epsilon_{F,V,0}$ [-]	.....	Stauchung des Gebirges bei wirksamen Injektionsdruck
$\epsilon_{F,C}$ [-]	.....	maximale Stauchung des Gebirges bei höchster Triebwassertemperatur
$\epsilon_{\Delta THERM}$ [-]	.....	Stauchung zufolge Temperaturerhöhung zwischen geringster und höchster Triebwassertemperatur
$V_F$ [MPa]	.....	(linear elastischer) Verformungsmodul des Gebirges

Anmerkung: Notation teilweise aus [81] entnommen

## Projektübersicht



- 1 Oberbecken (hier: Beckenspeicher) mit Tragluftkonstruktion als Abdeckungsvariante
- 2 Wärmetauscher, Zufuhr thermischer Energie (Solarthermie, Industrieabwärme, Biomasse, Power-to-Heat, etc.)
- 3 OW-Druckschacht (Lotschacht), geschlossene Bauweise
- 4 horizontaler OW-Druckstollen, geschlossene Bauweise
- 5 freitragende Druckrohrleitungen bzw. Verteilleitungen im Nahbereich der Maschinenkaverne, offene Bauweise, wärmedämmt
- 6 Maschinenkaverne, hier: ternärer Maschinensatz
- 7 UW-Stollen, geschlossene Bauweise
- 8 Unterbecken (hier: unterirdischer Speicher als Speicherkaverne)
- 9 Luftdruckausgleichsschacht
- 10 Wärmetauscher für die Entnahme thermischer Energie zur Fernwärmeübertragung
- 11 Luftperlanlage für die Wasserumwälzung
- 12 Fernwärmeübertragungsleitungen

## Projektlogo

Das eigens für die Masterarbeit entworfene Logo symbolisiert eine Batterie als typisches Speichersymbol. Die abstrahierte Sonne versinnbildlicht die eingespeicherte thermische Energie und der Wassertropfen stellt den doppelt genutzten hydraulischen Energieträger dar. Der den Hintergrund bildende Farbübergang von blau bis rot spiegelt den saisonalen thermischen Energiespeicher, und damit die Temperaturschwankungen im System wider.



## 1. Einleitung

Der Bereitstellung elektrischer und thermischer Energie aus erneuerbaren Energiequellen kommt immer größere Bedeutung zu. Nicht nur aufgrund von ehrgeizigen und ambitionierten Klimazielen, wie sie beispielsweise im Weltklimaabkommen von Paris festgelegt worden sind, in dem die Weltstaatengemeinschaft im Zuge der 21. UN-Klimakonferenz im Dezember 2015 beschlossen hat, den globalen Temperaturanstieg auf 1,5 Grad Celsius begrenzen zu wollen oder die EU-28 Zielsetzung bis 2050, nämlich die Treibhausgasemissionen um 80 – 95 % gegenüber dem Bezugsjahr 1990 zu reduzieren, sondern auch aufgrund der zunehmenden Digitalisierung, Vernetzung und Automatisierung der Arbeitsabläufe in unserer Welt und angesichts der immer stärker nachgefragten Elektromobilität. Auch haben bis dato etwa 15 % der Weltbevölkerung, das sind rund 1,1 Milliarden Menschen, keinen Zugang zu elektrischer Energie, die ebenso bei der zukünftigen Energienachfrage berücksichtigt werden müssen [3]. Die Energieversorgung im Allgemeinen und die Stromversorgung im Speziellen sind nicht nur Grundlage zum Aufbau moderner Wohlstandsgesellschaften sondern auch treibende Kraft und Motor in Hochtechnologieländern.

Der Stromsektor hat am weltweiten Endenergieverbrauch aktuell rund 18 %, das etwa 19.500 TWh entspricht, inne [1]. Aufgrund der oben genannten Rahmenbedingungen und der ständig wachsenden Weltbevölkerung insbesondere in Entwicklungsländern, wird der Strombedarf am energetischen Endverbrauch in den kommenden Jahren und Jahrzehnten deutlich steigen und bis zum Jahr 2050 einen weltweiten Anteil von etwa 23 % am Endenergieverbrauch, das mit geschätzten 43.000 TWh mehr als einer Verdoppelung der aktuellen elektrischen Energienachfrage entspricht, einnehmen [3]. Daneben ist der globale Stromsektor mit einem durchschnittlichen, jährlichen Wachstum von 2 % die am schnellsten wachsende Energiekomponente des Endenergieverbrauchs [2].

Dass dabei der Ausbau erneuerbarer Energien für die elektrische Energieerzeugung unabdingbar sein wird, ist vor allem durch deren wesentlichen Anteil von 40 % an den globalen Treibhausgasemissionen zurückzuführen [6]. Derzeit emittiert der globale Elektrizitätssektor etwa 530 Gramm Kohlenstoffdioxid je erzeugter Kilowattstunde [3]. Der Elektrizitätssektor ist somit ein wesentlicher Verursacher von Treibhausgasemissionen, stellt aber zugleich auch einen bedeutenden Beitrag zur Lösung des Emissionsproblems dar, nachdem er jener Sektor der Endenergiebereitstellung ist, der das Bestreben der Entkarbonisierung deutlich anführt. So sind 23,7 % der globalen Stromproduktion im Jahr 2015 erneuerbaren Energiequellen zuzuschreiben, wobei allein davon 16,6 % aus der Wasserkraft stammen [3]. Für den Transformationsprozess von einer

weltweit fossil und nuklear geprägten hin zu einer emissionsarmen Elektrizitätsbereitstellung müssen demnach in den nächsten Jahren und Jahrzehnten also nicht nur zusätzliche ökologisch verträgliche Kraftwerke für den immer größeren Energiebedarf errichtet werden, sondern der Großteil des derzeitigen Kraftwerkparks, der weltweit noch immer von kalorischen Kraftwerken, insbesondere von Kohle [1], dominiert ist, ersetzt werden. Die Herausforderungen der Energiewende sind nicht die Nutzung der weltweit vorhandenen Potentiale regenerativer Energiequellen, denn unser Heimatplanet ist von diesen reichlich gesegnet wie in Abbildung 4, Seite 27 veranschaulicht ist, sondern vielmehr deren wirtschaftliche Nutzung unter gleichzeitiger Beachtung des Umweltschutzes und der sozialen Akzeptanz.

Insbesondere investieren Industrieländer seit Anfang der Jahrtausendwende jährlich Zig-Milliarden US-Dollar in erneuerbare Energiequellen, im Speziellen in den Windkraft- und Photovoltaikausbau. Es soll aber nicht unerwähnt bleiben, dass im Jahr 2015 erstmals Entwicklungsländer mit 156 Milliarden US-Dollar Industrieländer mit 130 Milliarden US-Dollar bei den Investitionsvolumina in regenerative Energiequellen überholt haben [3]. Dennoch stehen den weltweit investierten 286 Milliarden US-Dollar in erneuerbare Energien im Jahr 2015, 500 Milliarden US-Dollar Subventionen [6] für fossile Energieträger entgegen, was selbstverständlich noch immer kein entsprechendes Verhältnis darstellt und alles andere als für eine emissionsarme Energiepolitik spricht.

Allerdings führen beispielsweise auch weltweit Förderungen in der Höhe von 112 Milliarden US-Dollar im Jahr 2015 in erneuerbare Energien allein im Stromsektor [6] zu Marktverzerrungen innerhalb jenem, sodass derzeit marktwirtschaftliche Rahmenbedingungen für alternative regenerative Energiequellen, vor allem für Wasserkraftanlagen in Europa, alles andere als günstig sind. Der derzeit von einzelnen europäischen Ländern betriebene, massive Ausbau erneuerbarer, nicht-erschöpflicher Energien, einhergehend mit dem Ausruf der Energiewende und dem Beschluss des Ausstiegs aus der Atomkraft Deutschlands bis zum Jahr 2022 aber auch die gemeinsamen Zielsetzungen der Europäischen Union in der Energiepolitik stellen zwar den richtigen und unaufhaltsamen Weg für die zukünftige Stromversorgung dar. Mit diesem Umbruch sind jedoch nicht vernachlässigbare Herausforderungen für den zukünftigen Energiemarkt bzw. Elektrizitätsmarkt verbunden.

Gerade wurden im vergangenen Jahrzehnt vorzugsweise die relativ einfach bewilligungsfähige, wenig kapitalintensive und großzügig subventionierte Windkraft und Photovoltaik stark ausgebaut. Hauptprobleme dieser regenerativen Energiequellen sind, dass sich einerseits deren fluktuierende, nicht planbare Erzeugungscharakteristik elektrischer Energie nicht nach dem Bedarf der Konsumenten richtet und andererseits der Ort des Dargebots vom Ort des Verbrauches oft weit entfernt liegen. Somit kommt

es zusehends zu einer zeitlichen und räumlichen Entkopplung von Stromerzeugung und Strombedarf. Daneben führt die fluktuierende Einspeisung zusammen mit der Abschaltung konventioneller Kraftwerke zu Problemen in der Netzstabilität. Um somit Schwankungen von Strombedarf und Stromerzeugung ausgleichen und die Netzstabilität sicherstellen zu können, werden zukünftig elektrische Großenergiespeicher als Energiepuffer zwischen Angebot und Nachfrage unumgänglich sein.

Nachdem Strom als elektromagnetisches Feld an sich nicht speicherbar ist, muss die elektrische Energie für die vorübergehende Speicherung einer anderen Energieform übergeführt werden. Die bewährteste, robusteste, hocheffiziente, zuverlässige und umweltfreundliche Methode dazu sind Pumpspeicherkraftwerke, die neben den ursprünglichen Hauptaufgaben der Stromspeicherung und bedarfsabhängigen Produktion von Spitzenstrom immer öfter und immer mehr Systemdienstleistungen, wie Frequenzhaltung und Spannungsregulierung zur Verfügung stellen und somit die Versorgungsqualität im von deutlich höherer Dynamik geprägten Hoch- und Höchstspannungsnetz sicherstellen muss. Aufgrund aufwändiger Bewilligungsverfahren und fehlender topographischer Gegebenheiten ist diese Speichertechnologie meist auf Regionen beschränkt, wo von Natur aus entsprechender Potentialunterschied kostengünstig genutzt werden kann. Auch deswegen wird intensiv an alternativen Speichertechnologien geforscht, um Überangebote aus der Stromproduktion zwischen zu speichern und bei Nachfrage wieder zur Verfügung zu stellen. Dennoch ist gegenwärtig die Pumpspeichertechnologie ein wesentliches Rückgrat für die Bereitstellung von großen Mengen an Ausgleichs- und Regelenergie und leistet einen bedeutenden Beitrag zur Stabilisierung der Netze. Fakt ist, dass die Energiewende mit der Nutzung wetter- und klimaabhängiger Energiequellen nur Hand in Hand mit Speichertechnologien erfolgreich umgesetzt werden kann, wobei Studien und Simulationen ausgehen, dass bis zum Jahr 2050 ein Bedarf an Speicherleistung von etwa 10 % an der weltweit installierten Kraftwerksleistung benötigt werden wird [2].

Neben der Elektrizitätsversorgung stellt die Bereitstellung und Versorgung mit Wärmeenergie das zweite wesentliche Glied in der Energieversorgung dar. Der Wärmesektor nimmt beinahe die Hälfte des weltweiten Endenergiebedarfs ein [3]. Obwohl dieser Energiesektor, ähnlich dem Stromsektor, bereits mit mehr als 25 % durch erneuerbare Energien, insbesondere Biomasse [3], versorgt wird, wird es auch in diesem zukünftig unweigerlich zu einer deutlichen Abnahme fossiler Energieträger und Zunahme erneuerbarer für das Gelingen hochgesteckter Klimaziele und der Energiewende kommen müssen. Trotz der immer weiter fortschreitenden Erderwärmung zufolge des Treibhausgasausstoßes mit dem Hauptverursacher der Energiegewinnung durch fossile Energieträger und besserer Wärmedämmungen ist der thermische Energiesektor wei-



terhin im Steigen begriffen [3]. Die zurzeit stark vertretene, aber relativ begrenzte Biomasse, deren Anbauflächen auch oft in Konkurrenz zu landwirtschaftlichen und forstwirtschaftlichen Nutzflächen stehen, kann soweit sie in ausreichenden Mengen gelagert wird, bedarfsgerecht Wärme erzeugen. Anders verhält es sich wiederum bei solarthermischen Anlagen, deren Wärmeproduktion nicht nur kurzfristig, sondern auch saisonal mehr oder weniger stark vom Verbrauch entkoppelt ist. Vertieft man diesen Ansatz unter Berücksichtigung der Stromproduktion aus Wind und Photovoltaik weiter und auch den Umstand, dass Wärmepumpen zusehends populärer werden, ist auch bei dieser Wärmeenergiequelle das Angebot von der Nachfrage immer öfter entkoppelt. Bei der zukünftigen erneuerbaren Wärmeenergieversorgung wird man somit wie bei der Stromversorgung ohne Speichermöglichkeiten nicht auskommen, um Überangebote und Nachfragespitzen auszugleichen.

Eine Vorreiterrolle in der saisonalen Wärmespeicherung spielt allen voran Dänemark. Dort wird in Siedlungsgebieten vielfach die Möglichkeit genutzt, die im Sommer gewonnene solarthermische Energie in gedämmten und dichten Wasserbecken zu speichern, um diese in die Wintermonate bei hohem Heizwärmebedarf zu transferieren und nutzen zu können. Das über Sonnenkollektoren aufgeheizte Wasser kann dabei für die großräumige zentrale oder dezentrale Fernwärmeversorgung genutzt werden. Gerade in Städten, in denen das Feinstaubproblem in den Wintermonaten zusehends Konfliktpotential aufwirft, ist man bestrebt derartige Emissionen weitestgehend zu vermeiden. Abgesehen von den Verkehrsemissionen, wird der vielerorts forcierte Ausbau der Fernwärmeversorgung zur Hausbrandreduktion als Lösung des Problems gesehen. Bedenkt man, dass in Städten weite Teile der ungenutzten Dachflächen prädestiniert für Sonnenkollektoren wären, und große Wasserwärmespeicherbecken relativ kostengünstig nach dänischem Vorbild auch untertägig errichtet werden könnten, würde dies eine zukunftsfähige, emissionsarme Form der Wärmeenergieversorgung darstellen, wobei bereits aufgebaute Fernwärmeinfrastruktur mitgenutzt werden kann.

Eine oft nicht erneuerbare, aber bis dato vielfach ungenutzte Wärmeenergiequelle ist die Industrieabwärme. Gerade in Ballungsräumen von Städten häufen sich Betriebe, deren Prozessabwärme oft ungehindert in die Umwelt abgeführt wird, aber großes Potential aufwerfen würde. Somit wird immer öfter Industrieabwärme in das Fernwärmeversorgungsnetz integriert, und kann so einen erheblichen Beitrag für die Wärmeenergiebereitstellung leisten. Aber auch hier richtet sich die mehr oder weniger konstante Produktion nicht nach dem Wärmebedarf, wobei insbesondere in den Sommermonaten Überschüsse lukriert werden. Ziel sollte sein, dass auch diese überschüssige Wärme gespeichert wird und so ein Ausgleich von Angebot und Nachfrage hergestellt werden kann.

Mit der zunehmenden Urbanisierung, den bereits angesprochenen Emissionsproblemen und den angepeilten Klimazielen ist es eine Notwendigkeit, auf die zentrale, ökologisch verträgliche und effiziente (Fern-) Wärmeversorgung zu setzen, wobei auch hier die großvolumige Speicherung und saisonale Wärmetransferierung in Kombination mit solarthermischen Anlagen auf derzeit vielfach ungenutzten Dachflächen zukünftig fokussiert werden soll, und anhand von bereits realisierten und funktionierenden Projekten auch gezeigt wird.

Neben dem Elektrizitätssektor und dem Wärmesektor ist der Transportsektor mit 28 % am weltweiten Endenergiebedarf [3] und 25 % am weltweiten CO<sub>2</sub>-Ausstoß [7] der dritte Schlüsselbaustein der Energiewende. Geprägt von fossilen Raffinerieprodukten sind zwar Biotreibstoffe schon längere Zeit am Markt vertreten, deren Gewinnung wie die gesamte energetische Biomassenutzung oft in Konkurrenz zu landwirtschaftlichen Nutzflächen für den Feldfrüchteanbau der Nahrungsmittelproduktion steht. Automobilhersteller setzen auf die vielversprechende, effiziente und immer kostengünstiger werdende Batterietechnologie, die auch mittlerweile konkurrenzfähig zu Verbrennungsmotoren geworden ist, und vor allem in urbanen Gebieten großen Anklang findet. Es ist somit auch im Transportsektor mit einem deutlichen Anstieg an elektrisch betriebenen Fahrzeugen, die über Batteriespeicher verfügen, zu rechnen. Aktuell nehmen elektrisch angetriebene Fahrzeuge lediglich 1,5 % am weltweiten Transportsektor ein [1].

Anhand der angeführten Daten und Fakten der drei energieintensivsten Branchen soll aufgezeigt werden, dass ein Umdenken in Sachen Energie, Energiebereitstellung und auch in der Energieeinsparung so rasch als möglich einsetzen muss, um den Zielen internationaler, kontinentaler und nationaler Klimaschutzabkommen näher zu kommen, und sie im anberaumten Zeitraum auch umsetzen zu können. Es liegt auf der Hand, dass es gemeinsamer Anstrengungen bedarf, um die regenerative Energiebereitstellung zu fördern und auszubauen und ebenso den Energiebedarf zu reduzieren bzw. die Energieeffizienz zu erhöhen. Global betrachtet sind zwar Auswirkungen von gesetzten Maßnahmen kleiner Länder gegenüber den großen Treibhausgasemittenten, wie USA und China weniger bedeutend aber keinesfalls unbedeutend, und es hilft, die großen Länder anzuspornen, die Klimapolitik für einen weiterhin lebenswerten Erdplaneten ernst zu nehmen. Österreich als kleines, aber international geachtetes Land kann hierbei mit gutem Beispiel vorangehen und seine technischen Innovationen im erneuerbaren Energiesektor weithin kommunizieren. Insbesondere sollte Europa, ein Kontinent, der nicht gerade von fossilen Primärenergieträgern gesegnet ist, und 53 % der gesamten Energie [8], die in der Europäischen Union verbraucht wird, importieren muss, die Weichen für den raschen Ausbau erneuerbarer Energien stellen, um die Importabhängigkeit zu reduzieren und die Wertschöpfung von Russland und Saudi Arabien in die

Europäische Union zu verlagern. Daher sollten erneuerbare Ressourcen, unter Beachtung von wirtschaftlichen, umweltpolitischen und gesellschaftlichen Kompromissen, bestmöglich genutzt werden, um sich von der Energieabhängigkeit weit entfernter Länder loszureißen.

Wie bereits umfassend diskutiert, ist der Grundbaustein dargebotsabhängiger Energiequellennutzung die Speichertechnologie, die in allen drei energieintensiven Sektoren – elektrische Energie, Wärme und Transport – unweigerlich zum Einsatz kommen wird und großes Zukunftspotential hat.

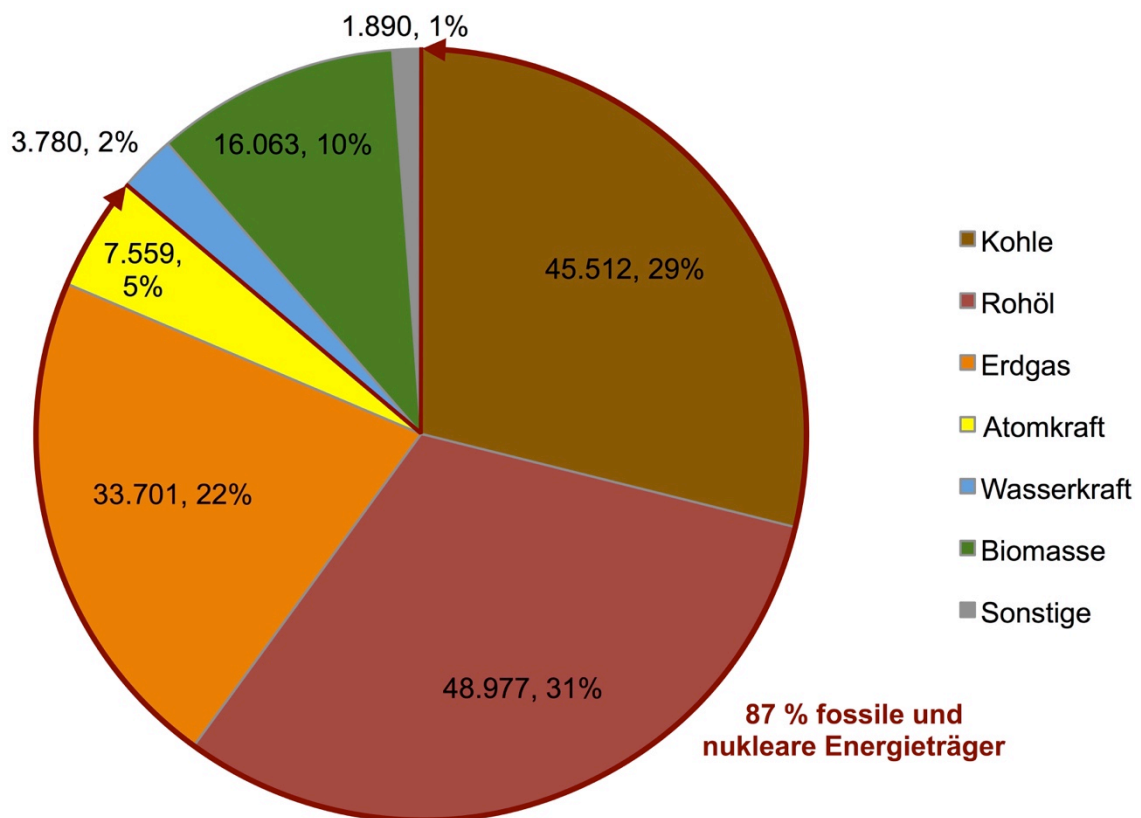
Könnten nun diese drei Zukunftstechnologien, nämlich die bedarfsgerechte Erzeugung und dargebotsabhängige Einspeicherung von überschüssiger elektrischer Energie sowie die langfristige, saisonale Speicherung von Wärmeenergie, die vorzugsweise über solarthermischen Anlagen und Industrieabwärme gewonnen wird, über ein Pumpspeicherkraftwerk mit einem geschlossenen Heißwasserkreislauf kombiniert werden, könnten nicht nur die Vorteile beider Technologien genutzt werden, sondern auch in kompakten Systemen große Energiemengen umweltschonend, sehr effizient und wenn unterirdische Kavernenspeicher angedacht werden, auch mit gesellschaftlicher Akzeptanz „unsichtbar“ ohne Flächen- und Ressourcenverbrauch gespeichert werden. Um dieses innovative Konzept auch tatsächlich für Projekte realisierbar zu machen, bedarf es aber zunächst umfangreicher Forschungsanstrengungen, um bauliche Anpassungen gegenüber herkömmlichen Wasserkraftanlagen, energiewirtschaftliche Zahlen und alle mit dieser Systemvereinigung verbundenen Herausforderungen evaluieren zu können.

Ziel dieser Masterarbeit ist, die grundsätzliche technische Machbarkeit, hydraulische Fragestellungen, die Ausführung baulicher Komponenten, die Herausforderungen an hydraulische Strömungsmaschinen, die Auswirkungen hoher Temperaturen auf das Gebirge sowie ökologische Auswirkungen zu erforschen und Ausführungsvorschläge zu erarbeiten, aber auch die Sinnhaftigkeit und Effizienz dieser vereinigten Speichertechnologien mit energiewirtschaftlichen Kennzahlen zu untermauern.

Zwar sind aufgrund der aktuellen, durch die Energiewende bedingten Strompreissituation viele Pumpspeicherkraftwerksprojekte hintangestellt. Allerdings ist man von einer energiewirtschaftlichen Krise im engeren Sinn noch entfernt. Blickt man zurück, so haben aber gerade Umbruchzeiten viele Innovationen hervorgebracht. Die immer größer werdende Nachfrage nach Strom und Wärme, deren ökologisch verträgliche, und ökonomisch effiziente Erzeugung und Speicherung verlangen in Zeiten der Umstrukturierung der Energieerzeugung und des zunehmenden Umweltbewusstseins innovative und umsetzbare Ideen und Konzepte. Die Kombination der Pumpspeichertechnologie mit thermischer Energiespeicherung hat Zukunft und könnte eine solche sein.

## 2. Situation und Ausblick der Energiebereitstellung

Wie sehr unsere Gesellschaft von Energie, in welcher Form auch immer abhängig ist, wird erst bewusst, wenn ein typischer Tagesablauf vor Augen geführt wird und man zum Schluss kommt, dass ohne Energie, im Speziellen aber elektrischer eigentlich so gut wie nichts funktionieren würde. Angefangen von trivialen Dingen, wie warmen Wasser für die morgendliche Dusche, dem Frühstückskaffe, über die Mobilität, der Kommunikation, dem Zahlungsverkehr bis hin zum Börsenhandel, der globalen Vernetzung unserer digitalisierten Welt und schlussendlich dem gesamten sozialen Leben – nichts davon wäre möglich und man möchte nicht einmal daran denken auch nur kurzfristig ohne unseren Wohlstand, den uns die Energie tagtäglich beinahe schon selbstverständlich erhält, auszukommen. Die Kehrseite der Medaille ist, dass zur Energiebereitstellung und in weiterer Folge zur Aufrechterhaltung unserer Bedürfnisse ein Großteil aus fossilen Energieträgern gewonnen wird. Wie aus Abbildung 1, Seite 20 hervorgeht, wurden im Jahr 2013 82 % der globalen Primärenergieerzeugung von 157.482 TWh mit treibhausgasintensiven Energieträgern, wie Kohle, Erdgas oder Erdöl bewerkstelligt [1], wobei der Primärenergieverbrauch weiter steigt und ein durchschnittliches jährliches Wachstum von 1,9 % in den letzten zehn Jahren aufweist [23].



**Abbildung 1:** Weltweite Primärenergiebereitstellung nach Energieträgern [TWh] und prozentuellem Anteil im Jahr 2013, Datenquelle [1], Eigene Darstellung

Die Auswirkungen des Konsums gespeicherter, vergangener solarer Strahlung sind für das Weltklima verheerend. Der an sich natürliche, und für das Leben auf der Erde unentbehrliche Treibhausgaseffekt, bei dem die von der kurzwelligen Sonnenstrahlung aufgewärmte Erdoberfläche langwellige Infrarotstrahlung emittiert und von Treibhausgasen, wie Wasserdampf, Kohlenstoffdioxid, Fluorkohlenwasserstoffen und Methan [40] in der Atmosphäre absorbiert und teilweise reflektiert wird, wird aber durch die Verbrennung fossiler Primärenergieträger und den dadurch freigesetzten Treibhausgasen, insbesondere von Kohlenstoffdioxid, verstärkt.

Die Treibhausgaskonzentration ist derzeit in der Atmosphäre so hoch wie seit etwa 800.000 Jahren nicht mehr und die Erwärmung der Erde kann mit durchschnittlich 0,8 °C durch den Treibhausgaseffekt seit Beginn der Industrialisierung vor mehr als 150 Jahren angegeben werden [5]. Würden keine Maßnahmen zur Kohlenstoffdioxidreduktion gesetzt werden, würde sich die Erde um weitere 5 °C bis zum Ende des 21. Jahrhunderts aufwärmen [5]. Die damit verbundenen Folgen für die gesamte Menschheit, die Flora und Fauna unseres Heimatplaneten sind Besorgnis erregend. Angefangen von der Steigung des Meerwasserspiegels herbeigeführt durch die Gletscherschmelze und der Temperatúrausdehnung des Wassers, über die Gefährdung der Nahrungsmittelproduktion und von ohnehin jetzt schon knappen Trinkwasserreserven in einigen Regionen bis hin zur Zunahme von extremen Wetterkapriolen erhöhen allesamt das Konfliktpotential um verbleibende Ressourcen.

Die globale Erwärmung wird aber nicht nur durch den beschriebenen Treibhausgaseffekt aufgrund des bei der energetischen Nutzung fossiler Energieträger herbeigeführten Kohlenstoffdioxidausstoßes herbeigeführt, sondern auch direkt durch die Abwärme von Wärmemaschinen und im Speziellen von thermischen Kraftwerken. Gemäß dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik, dass der von Wärmeenergie in mechanische Energie umwandelbare Anteil proportional zum Temperaturunterschied zwischen Eingangs- und Austrittstemperatur ist, ist der Umwandlungsprozess von Wärme in mechanische Energie nur begrenzt möglich [11]. Ganz im Gegensatz dazu beispielsweise die Wasserkraftnutzung, bei der die Strömungsenergie des Energieträgers Wasser direkt in mechanische Energie mit hohen Wirkungsgraden umgewandelt werden kann. Die also den Wirkungsgrad maßgeblich beeinflussende Temperaturdifferenz vor und nach der Turbine wird bei thermischen Kraftwerken einerseits von der Hitzebeständigkeit des Werkstoffes und andererseits von den Möglichkeiten der Kühlung begrenzt. Wirkungsgrade durch eine Koppelung von Gas- und Dampfkraftwerken wie beim Kraftwerk *Mellach* südlich von Graz liegen bei knapp 60 %, Wasserkraftanlagen erreichen hingegen Wirkungsgrade von etwa 90 %. Die bei thermischen Kraftwerken entzogene Wärme im Kondensator wird dabei zu einem Großteil an die Umwelt abgege-

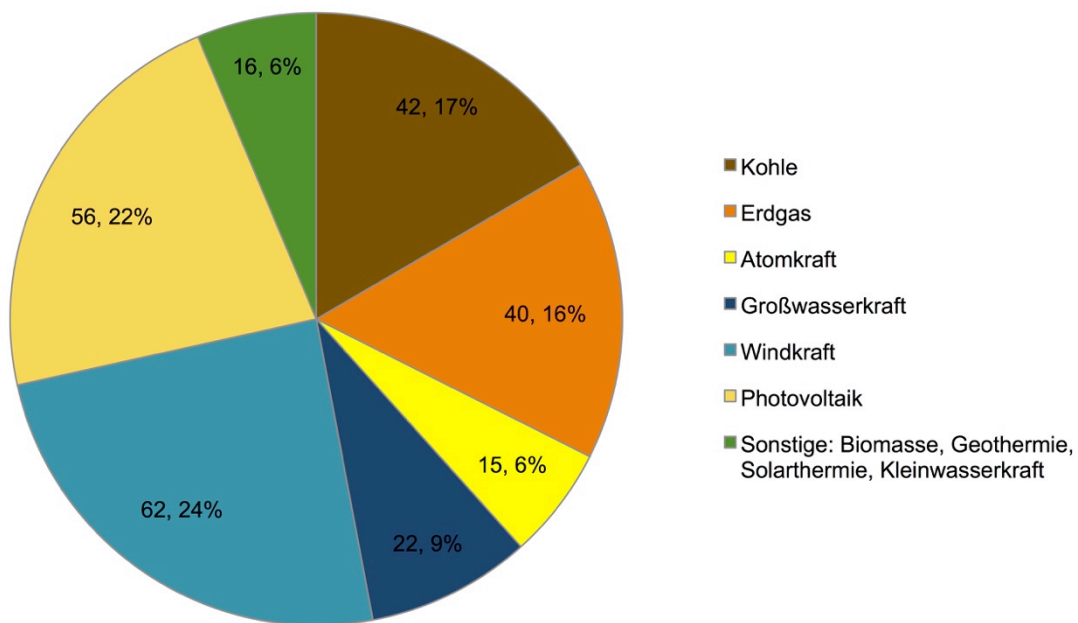
ben, sofern sie nicht teilweise einer Sekundärnutzung für die Fernwärmeenergieversorgung dient. Zur Verdeutlichung der an die Umwelt abgegebenen und ungenutzt bleibenden Energiemengen sei erwähnt, dass bei einem Atomkraftwerk je 100 MW elektrischer Leistung, der Heizwärmebedarf von 40.000 bis 50.000 Einwohnern als Abwärme über deren Kondensatoren an die Umwelt abgeführt wird [11]. Ein Atomkraftwerk mit der gängigen Größenordnung von 1.000 MW wäre also in der Lage, die gesamte Stadt Graz mit Wärme zu versorgen. Die Nutzung nuklearer Energieträger nimmt weltweit einen Anteil von 5 % an der Primärenergiebereitstellung ein [1]. Obwohl der Betrieb von Atomkraftanlagen zwar frei von klimaschädlichen Treibhausgasen ist, ist die Atomkraftnutzung in der Lebenszyklusbetrachtung auch unter Berücksichtigung der Abwärme und der noch immer ungeklärten Endlagerung radioaktiver Abfälle bei weitem nicht emissionslos, wie oft von Interessensvertretungen beteuert wird.

Die einzige Möglichkeit unabhängig von umweltschädigender Energieerzeugung bei gleichbleibendem bzw. steigendem Energiebedarf zu werden, ist der Umstieg auf erneuerbare, unerschöpfliche Energiequellen. Dass dieser beim bestehenden Kraftwerkspark nicht von einem auf den anderen Tag realisiert werden kann, liegt auf der Hand, andererseits fehlt es unter anderem an erforderlicher Netzinfrastruktur für die Integration und den Umstieg auf grüne Energien. Nichtsdestotrotz muss der Energiekonsum insbesondere in Industrieländern durch Effizienzsteigerungsmaßnahmen verringert und das gesellschaftliche Bewusstsein für einen sorgsameren Umgang mit unserer Umwelt deutlicher kommuniziert werden.

So haben bis zum Jahr 2020 weltweit 100 Staaten mit einem Anteil von 83,1 % an den gesamten, globalen Treibhausgasemissionen Maßnahmen und Zielsetzungen zur Reduktion von umweltschädigenden Emissionen getroffen [12]. Beim Weltklimaabkommen der UN-Klimakonferenz in Paris im Dezember 2015 hat sich die 190 Länder umfassende Weltgemeinschaft darauf verständigt, die globale Erwärmung auf 1,5 °C im Vergleich zu vorindustriellen Zeiten zu begrenzen. Eine ambitionierte Zielsetzung, die nur erfolgreich erreicht und eingehalten werden kann, wenn bis zum Jahr 2050 eine emissionsreduzierte Energieversorgung umgesetzt wird [13].

Neben diesem internationalen Abkommen wurden auch kontinentale und nationale Energieziele definiert. Bereits 2008 hat die Europäische Union ein Klima- und Energiepaket verabschiedet, das EU-weite Zielsetzungen bis zum Jahr 2020 in der Energiepolitik definiert. Die sogenannten „20-20-20 Ziele“ beinhalten die Treibhausgasemissionsenkung um 20 % gegenüber dem Bezugsjahr 1990, einen Anteil erneuerbarer Energien am Bruttoendenergieverbrauch von 20 % und die Energieeffizienzsteigerung um 20 % bis zum Jahr 2020 [92]. Weitere Maßnahmen der EU-Energiepolitik erfolgten im Jahr 2014 mit der Definition von drei Hauptzielen bis zum Jahr 2030, nämlich der Re-

duzierung von Treibhausgasemissionen um mindestens 40 % gegenüber dem Stand von 1990, der Erhöhung erneuerbarer Ressourcen sowie der Steigerung der Energieeffizienz jeweils auf mindestens 27 % [92]. Über allen erwähnten Zielen in der Klimapolitik steht der EU-Fahrplan, mit dem die Emissionsreduktion um 80 % gegenüber dem Referenzjahr von 1990 bis zum Jahr 2050 erreicht werden soll [92]. Die genannten Ziele, zusammengefasst im Anhang 1, Seite 255, können nur mit gemeinsamen Anstrengungen aller emissionsintensiven Sektoren, wie der Stromerzeugung, der Industrie, dem Verkehr, der Wärmeenergie und der Landwirtschaft bewerkstelligt werden, wobei das Reduktionspotential im stark wachsenden Stromsektor am größten ist und der aus heutiger Sicht am ehesten nahezu emissionsfrei betrieben werden kann [13].

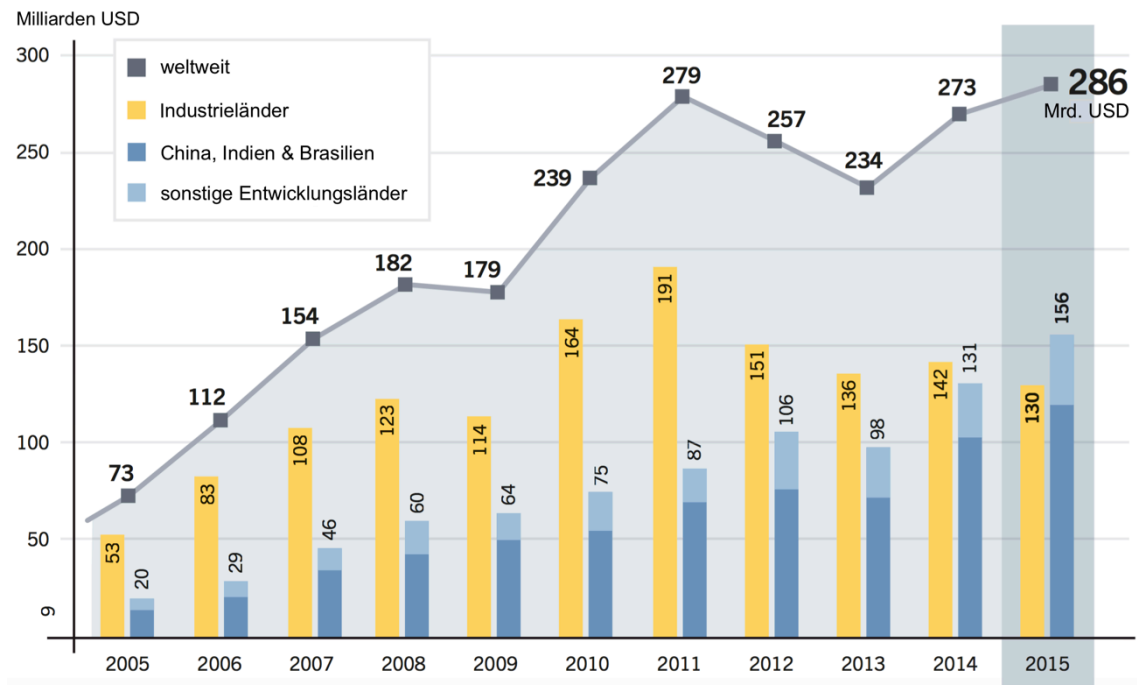


**Abbildung 2:** Weltweiter Kraftwerksleistungszubau nach Primärenergieträgern [GW] und prozentuellem Anteil im Jahr 2015, Datenquelle [14], Eigene Darstellung

Dass die internationalen Bemühungen weg von einer umweltverschmutzenden hin zu einer nachhaltigen Energieversorgung nicht nur Lippenbekenntnisse sind, zeigt Abbildung 2, Seite 23, die den weltweiten Leistungszuwachs an Kraftwerkskapazität nach den Primärenergieträgern im Jahr 2015 darstellt. Demnach sind 62 % erneuerbaren Energien, zu einem Großteil der Photovoltaik, Wind- und Großwasserkraft zuzuordnen, die restlichen 38 % werden überwiegend noch von CO<sub>2</sub>-intensiven Primärenergieträgern wie Kohle und Gas gestellt. Die derzeitige Entwicklung ist jedenfalls zu begrüßen, berücksichtigt man die Nutzungsdauern fossil und nuklear betriebener Kraftwerke, sollten auch die verbleibenden 38 % ehestmöglich durch erneuerbare ersetzt werden.

Im Jahr 2015 betrug die weltweiten Investitionen in erneuerbare Kraftwerkskapazität und in die Forschung erneuerbarer Energietechnologien rund 286 Milliarden USD [3].

Nicht inkludiert sind in dieser Investitionssumme Großwasserkraftwerke von je mehr als 50 MW Leistung [3]. Die Investitionen von insgesamt 26,3 GW installierter Großwasserkraftwerksleistung beliefen sich im Jahr 2015 auf etwa 43 Milliarden USD [3]. Anzumerken ist, dass die Angabe der installierten Leistung gegenüber Abbildung 2, Seite 23 aufgrund unterschiedlicher Leistungsdefinition von Großwasserkraftwerken in den beiden zitierten Literaturquellen [3, 14] zurückzuführen ist. Die jährlichen Investitionssummen in erneuerbaren Energien zwischen den Jahren 2005 und 2015 sind in Abbildung 3, Seite 24 dargestellt.



**Abbildung 3:** Weltweite Investitionssummen in erneuerbare Energien zwischen 2005 und 2015, Quelle [3], bearbeitet

Der Wettkampf um die Energiezunft zwischen erneuerbaren und fossilen Energieträgern fällt deutlich zugunsten der ersteren aus. Mit 128 Mrd. USD flossen weniger als die Hälfte des in erneuerbare investierten Kapitals in neue Kohle-, Gas- und Ölkraftwerke [3]. Während global betrachtet das Investitionsvolumen im Steigen begriffen ist und der Boom erneuerbarer Energien durch das Rekordvolumen der Investition im Jahr 2015 untermauert wird, sind die Investitionen in Europa nach dem Höchststand von 122,9 Mrd. USD im Jahr 2011 rückläufig und haben mit 48,8 Mrd. USD im Jahr 2015 den tiefsten Stand seit 2006 erreicht, das einem aktuellen globalen Marktanteil von 17,6 % entspricht [3].

Trendsetter sauberer Energien mit einem globalen Marktanteil von 37 % und Investitionen von 102,9 Mrd. USD war im Jahr 2015 China [3]. Grundsätzlich ist der Trend zu



beobachten, dass der Ausbau erneuerbarer Energien in Entwicklungsländern stärker fokussiert wird als in Industrieländern, sodass im Jahr 2015 erstmals Entwicklungsländer, insbesondere die aufstrebenden Volkswirtschaften China, Indien und Brasilien mehr Kapital für erneuerbare in die Hand genommen haben als es alle Industrieländer zusammen getan haben, wie aus Abbildung 3, Seite 24 hervorgeht.

Die Gründe der vorliegenden Entwicklung sind vielfältig. Einerseits erleichtern die deutlich gesunkenen Investitionskosten für Windkraft und Photovoltaik und einfachere Bewilligungsverfahren Investitionen in Entwicklungsländern, andererseits reduzierten die Industrieländer, allen voran Europa, rückwirkend nach der Finanzkrise die Ökostromförderung mit fixen Einspeisetarifen, die für finanzstarke Investoren eine sichere Rendite dargestellt haben. Außerdem führte eine wenig durchdachte Einführung von zu vielen sogenannten CO<sub>2</sub>-Zertifikaten, die eigentlich kalorische Kraftwerke durch den Zukauf von eben diesen Verschmutzungsrechten unattraktiv machen sollten, unter dem Prinzip marktwirtschaftlicher Preisbildung zum Gegenteil, sodass der bestehende fossile Kraftwerkspark, insbesondere die Braunkohle, wirtschaftlich produzieren kann und damit Investitionsanreize großer Energieversorgungsunternehmen in Ökostromprojekte selten gegeben sind.

Im Vergleich zu anderen energieintensiven Sektoren wie dem der Wärmeenergieerzeugung und des Transports stellt der elektrische Energiesektor trotzdem eine Vorreiterrolle im Einsatz und Zubau von erneuerbaren Erzeugungskapazitäten dar. Wie aus Tabelle 1, Seite 25 und Anhang 2, Seite 256 hervorgeht, führt dieser Sektor mit dem Einsatz von erneuerbaren Energien sowohl international, in Europa wie auch in Österreich gegenüber den anderen. So wird in der Europäischen Union bereits mehr als ein Viertel des elektrischen Endenergieverbrauchs aus erneuerbaren Energieträgern gewonnen, im Gegensatz dazu ist der Transportsektor mit einem Anteil von 94,6 % nach wie vor von umweltverschmutzenden, fossilen Energieträgern dominiert.

Bezugsjahr 2013		elektrische Energie	thermische Energie	Transport
Welt	Energieverbrauch [TWh]	19.471 <sup>[1]</sup>	44.778 <sup>[1]</sup>	30.288 <sup>[1]</sup>
	Anteil am Primärenergieverbrauch*	18,0%	44,2%	28,0%
	davon aus erneuerbaren Quellen	23,7 % <sup>[3]</sup>	13% <sup>[1]</sup>	3% <sup>[7]</sup>
EU-28	Energieverbrauch [TWh]	3.101 <sup>[27]</sup>	6.350 <sup>[93]</sup>	4.639 <sup>[94]</sup>
	Anteil am Primärenergieverbrauch**	17,0%	34,8%	25,4%
	davon aus erneuerbaren Quellen	25,4 % <sup>[30]</sup>	18 % <sup>[93]</sup>	5,4 % <sup>[30]</sup>
Österreich	Energieverbrauch [TWh]	62 <sup>[32]</sup>	118,4 <sup>[4]</sup>	103 <sup>[4]</sup>
	Anteil am Primärenergieverbrauch***	15,7%	30,0%	26,1%
	davon aus erneuerbaren Quellen	68,1% <sup>[32]</sup>	30,3% <sup>[4]</sup>	12,6 % <sup>[4]</sup>

\* Primärenergieverbrauch Welt: 108.171 TWh [1]

\*\* Primärenergieverbrauch EU-28: 18.249 TWh [27]

\*\*\* Primärenergieverbrauch Österreich: 395 TWh [4]

Rest auf 100%: Industrie, Landwirtschaft, Dienstleistungen, Elektrochemische Zwecke, Umwandlungsverluste, Transportverluste

**Tabelle 1: Energieverbrauch [TWh], deren Anteil am Primärenergieverbrauch und der prozentuelle Anteil an erneuerbaren Energien des elektrischen, thermischen und Transportsektors**

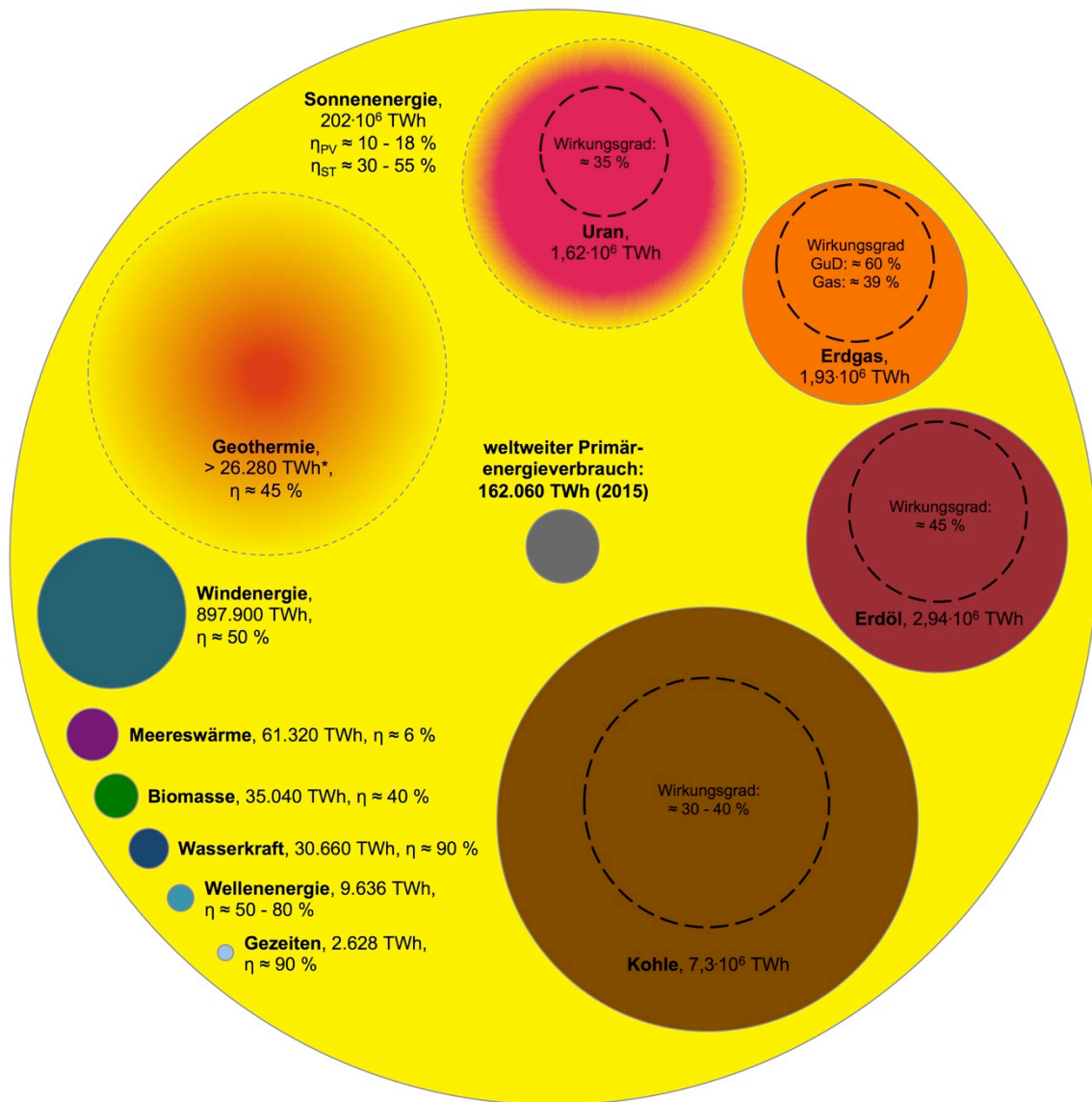
Um im Kampf gegen den Klimawandel erfolgreich zu sein, ist es notwendig, dass einerseits ein weltweites Bekenntnis zum Einsatz ökologischer Technologien durch vernünftige Investitionen abgegeben wird, um die fossile Konkurrenz ehestmöglich zu verdrängen, und andererseits, soweit erforderlich staatliche Förderungsprogramme faire Rahmendbedingungen für alle erneuerbare Technologien schaffen.

Der steigende Energiehunger, die explosionsartig wachsende Weltbevölkerung mit immer höherem Industrialisierungs- und Wohlstandsbedürfnis und die teilweise noch vorhandene distanzierte Einstellung gegenüber der neuen, emissionsarmen Art der Energiebereitstellung stehen dem oft gegenüber. Insbesondere sei an dieser Stelle der Elektromobilitätssektor angesprochen, wo die Marktreife dieser Technologie vorhanden wäre, nur die Konkurrenzfähigkeit aufgrund fehlender flächendeckender Ladestationen noch nicht gegeben ist und so oft aufgrund der noch kaum existenten Alltagstauglichkeit in vielen Fällen zugunsten der diesel- und benzinbetriebenen Konkurrenz entschieden wird. Doch für die Etablierung von Elektromobilität braucht es auch vor allem elektrische Energie, die für die Dekarbonisierung des Mobilitätssektors emissionslos hergestellt werden sollte. Wie weit sich die Elektrifizierung des Transportsektors etablieren wird und wie viel an erneuerbar produziertem Strom zusätzlich neben dem eigentlichen Kerngeschäft des Elektrizitätssektors, für das wie bereits erwähnt auch der Umstieg auf erneuerbare Energien erfolgen muss, bereitgestellt werden muss, ist inmitten des Umbruchs mit nach wie vor starker Abhängigkeit von der Mineralölindustrie kaum auszumachen.

Dabei würde es an erneuerbaren, klimafreundlichen Ressourcen bei weitem nicht fehlen, um Kohle, Öl und der umstrittenen Atomkraft den Rücken zu kehren. Zugegeben sind deren Verteilung und Häufigkeit weltweit unterschiedlich, es gibt aber kein Gebiet auf der Erde, in dem keine erneuerbare Energiequelle vorkommt und nicht genutzt werden könnte. Daneben erschließen sich für die natürlichen Ressourcen unterschiedliche Einsatzbereiche. Wind, Meeresenergie und Wasserkraft eignen sich vor allem für die Stromerzeugung, während Biomasse, Sonnenenergie und Geothermie über Vorzüge bei der Wärmebereitstellung aufweisen können.

Die Abbildung 4, Seite 27 stellt den weltweiten Primärenergieverbrauch im Jahr 2015 mit den global noch vorhandenen fossilen und nuklearen Energieträgern und dem jährlich verfügbaren Potential der erneuerbaren Alternative gegenüber. Besonders verdeutlicht wird die tatsächlich nutzbare elektrische Endenergie aufgrund der Wirkungsgrade, die als strichlierte Kreise wiedergegeben sind. Allein mit dem wirkungsgradberichtigten Windkraftpotential könnte der weltweite Primärenergieverbrauch jährlich doppelt gedeckt werden. Eine erneuerbare Ressource stellt aber alle anderen, wie Meeresenergie, Wasserkraft, Biomasse, Wind und die Geothermie aber auch die treibhausgasemit-

tierenden Energieträger Kohle, Erdöl und Erdgas sowie die nukleare Energiegewinnung in den Schatten, nämlich die Sonnenenergie. Schlussendlich basieren alle Energiequellen auf gespeicherter oder umgewandelter Energie unseres Wasserstoff-Helium Sternes. Auch wenn mit dem jährlichen Sonnenenergiepotential der aktuelle Welt-Primärenergieverbrauch etwa 1.250 Mal [1, 15] gedeckt werden könnte, sollte zukünftig keine erneuerbare Energiequelle bevorzugt oder benachteiligt werden.



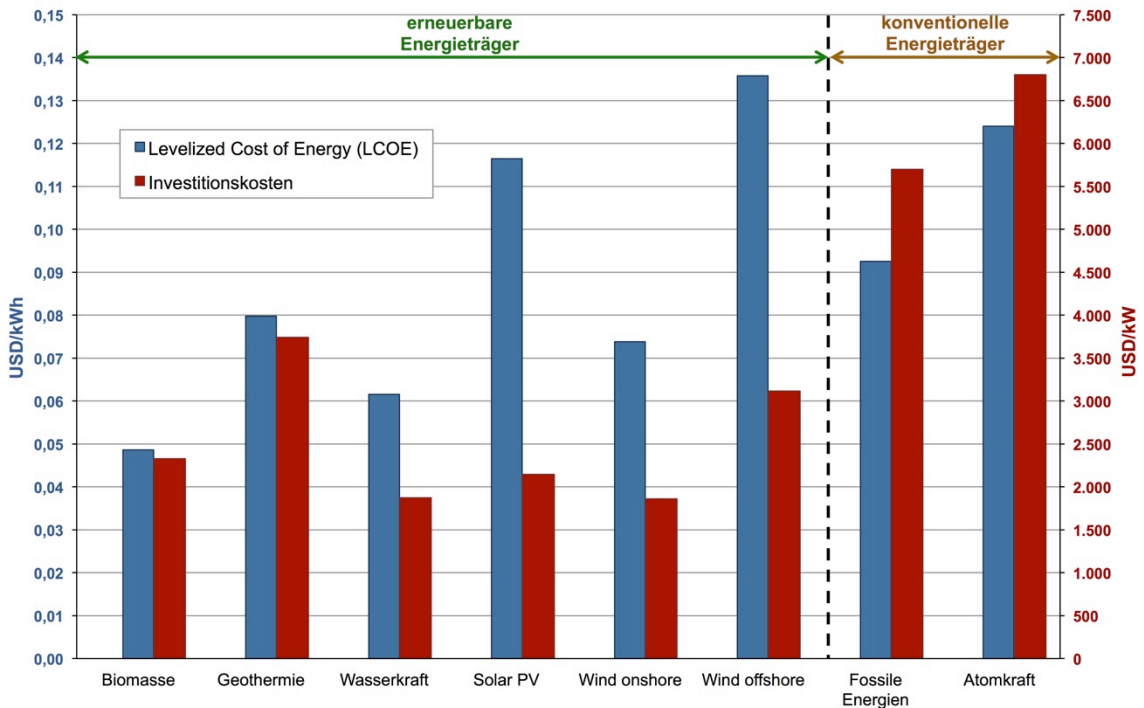
**Abbildung 4:** Gegenüberstellung der weltweit noch vorhandenen Ressourcen fossiler und nuklearer Energieträger mit dem jährlichen Potential erneuerbarer Energieträger und dem weltweiten Primärenergieverbrauch im Jahr 2015. Wenn nicht anders angegeben, beziehen sich die angegebenen Wirkungsgrade auf die elektrische Energiegewinnung, Anmerkung: Das Sonnenenergiepotential ist etwas verkleinert dargestellt um die Übersichtlichkeit zu wahren und die Erfassung des geothermischen Potentials sowie die der verbleibenden Uranressourcen ist nicht eindeutig. Datenquelle [15], Eigene Darstellung

Denn jeder erneuerbare Energieträger weist gegenüber anderen Vorteile und Nachteile auf, die für eine effiziente Nutzung berücksichtigt werden müssen. Erst die vereinte und sich ergänzende Nutzung aller erneuerbaren Energiequellen kann eine sichere, verlässliche und nachhaltige Energiezukunft sicherstellen. Energie war seit der industriellen Revolution und spätestens seit der Erfindung elektrisch nutzbarer Energie Dauertrend in unserer Gesellschaft und wird es mit bestehenden und zukünftigen Anwendungsgebieten auch weiterhin bleiben.

Die erneuerbaren Alternativenergien stellen die fossile und nukleare Konkurrenz nicht nur im jährlichen Zuwachs an Kraftwerksleistung und unter ökologischen Gesichtspunkten in den Schatten, sondern können zusehends auch mit ökonomischen Vorteilen aufzeigen. Technologieweiterentwicklungen, Effizienzsteigerungen, Mut zu Investitionen, Energiesicherheit sowie die deutlich abgenommenen Investitionskosten führen dazu, dass in einem marktwirtschaftlichen Umfeld erneuerbare Energien mittlerweile wettbewerbsfähig bzw. beinahe unschlagbar sind bzw. wären. Wie bereits erwähnt, haben die Investitionen in Erneuerbare im Jahr 2015 einen Rekordwert erreicht, die sich mit zusätzlichen 147 GW an elektrischer und 38 GW<sub>th</sub> an thermischer Kraftwerksleistung widerspiegeln [3]. Ein Plus von 8,6 % an installierter, erneuerbarer Kraftwerkskapazität gegenüber 2014. Den Löwenanteil mit etwa 77 % aller Neuinstallationen stammten Wind und Photovoltaik, der restliche Anteil ist einem Großteil der Wasserkraft zuzuschreiben. Es ist bereits das sechste Jahr in Folge, dass erneuerbare Energien die umweltschädigende Konkurrenz bei Neuinvestitionen bezüglich der Kraftwerksleistung überholt haben [3]. Wichtiger volkswirtschaftlicher Effekt der Investitionen ist die Schaffung von Arbeitsplätzen bei der Produktion und bei Dienstleistungen für die Wartung und Instandhaltung des neuen Kraftwerksparks. Schätzungen gehen von 9,4 Millionen USD direkten und indirekten Arbeitsplätzen aus, die mit der erneuerbaren Energiebereitstellung einhergehen [3].

Wesentlich für zukünftige Entwicklungen am Elektrizitätsmarkt ist, dass Energieträger nicht nur aus Investitionskostensicht, sondern auch über ihren gesamten Lebenszyklus betrachtet werden müssen. Damit verschiedene elektrische Energiegewinnungstechnologien verglichen werden können, werden alle Kosten für die Errichtung, die Instandhaltung und den Betrieb über die gesamte Nutzungsdauer summiert und durch den gesamten Energieoutput geteilt. Das Ergebnis sind die sogenannten Stromgestehungskosten [USD/kWh], besser unter LCOE „Levelized Cost of Energy“ bekannt. In Abbildung 5, Seite 29 sind die LCOE [USD/kWh] und die Investitionskosten [USD/kW] wesentlicher erneuerbarer Energiequellen mit fossilen und nuklearen Energieträgern gegenübergestellt, wobei es sich hierbei um weltweit gemittelte Werte handelt, die auf das Jahr 2015 bezogen sind. Deutlich zu erkennen ist, dass aus Investitionskostensicht

die erneuerbaren Alternativenergien die konventionellen bereits übertreffen. So liegen die weltweit gemittelten Investitionskosten für Wasserkraftanlagen bei 1.874 USD/kW, für die Energiegewinnung aus Wind und Photovoltaik ergeben sich durchschnittliche Investitionskosten von 2.374 USD/kW, währenddessen für fossile Energieträger in etwa 5.700 USD/kW und für die nukleare Stromgewinnung 6.800 USD/kW in die Hand genommen werden müssen. Ähnlich verhält es sich bei den LCOE, wobei die Offshore Windkraft und die Photovoltaik noch etwas abgeschlagen sind. Für konventionelle kalorische Kraftwerke betragen die LCOE 0,093 USD/kWh, bei der nuklearen Energieerzeugung etwa 0,124 USD/kWh, wohingegen bei der Offshore Windkraft durchschnittlich 0,136 USD/kWh und bei der Onshore Windkraft 0,074 USD/kWh anfallen. Mit den geringsten Stromgestehungskosten stechen die Biomasse mit 0,049 USD/kWh und die Wasserkraft mit 0,062 USD/kWh hervor.

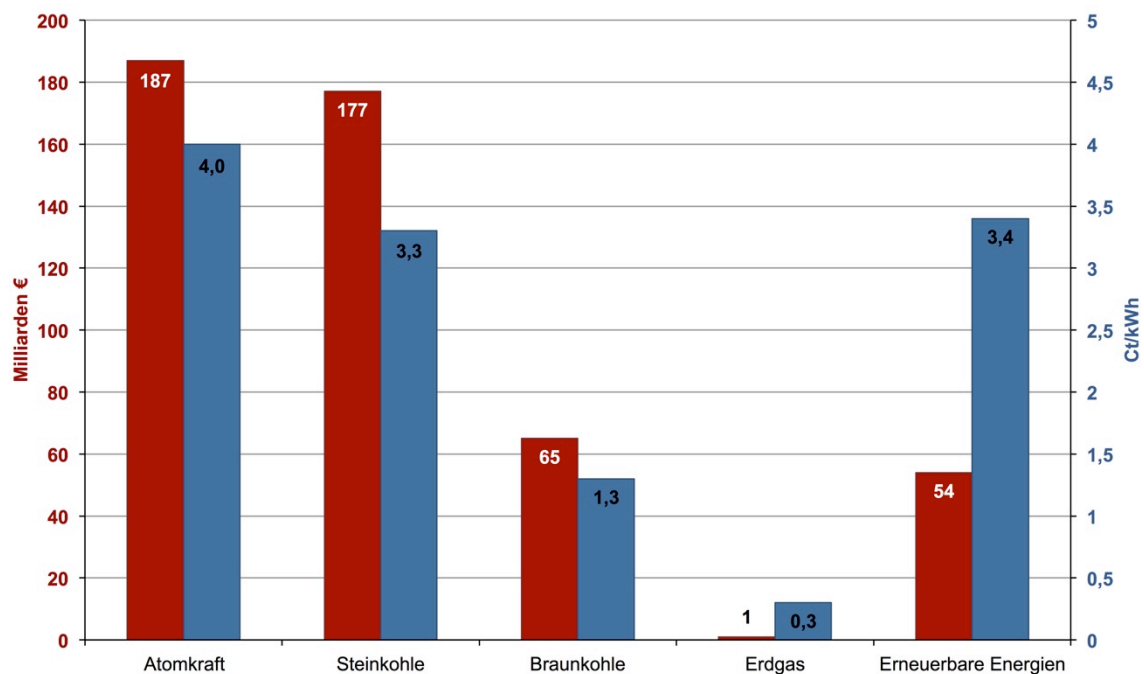


**Abbildung 5:** Levelized Cost of Energy (LCOE) [USD/kWh] und Investitionskosten [USD/kW] für erneuerbare, fossile und nukleare Energiegewinnung bezogen auf das Jahr 2015, weltweit gemittelte Werte, Datenquellen [3, 16], Eigene Darstellung

Bei dieser Gegenüberstellung darf nicht vergessen werden, dass die Technologie und deren Weiterentwicklung für die konventionelle Energiegewinnung bereits sehr ausgereizt sind, und dass Verbesserungspotential aus Kostensicht kaum noch gegeben ist. Daneben zählen die Brennstoffe konventioneller Energieträger zu den wesentlichen Kostentreibern dieser Erzeugungstechnologien, wobei die Preise für fossile und nukleare Brennstoffe langfristig drastisch im Steigen begriffen sind [17]. Deutschland, inmit-

ten des rohstoffarmen Europas, hat etwa fossile Energierohstoffe im Wert von mehr als 80 Milliarden Euro im Jahr 2011 importieren müssen [17]. Im Gegensatz führten kostenloser Treibstoff und der intensiv nachgegangenen technologischen Weiterentwicklung dazu, dass die Stromgestehungskosten für Wind seit 2009 um durchschnittlich 61 % und für Photovoltaik um 82 % gesunken sind [16].

Unter rein marktwirtschaftlicher Betrachtung führen die Erneuerbaren mittlerweile deutlich und produzieren Strom über den Lebenszyklus billiger als Kohle- und Atomkraftwerke. Dass konventionelle Kraftwerke dennoch mit den billigeren neuen Alternativenergien konkurrieren können, ist auf staatliche Subventionen zurückzuführen. Der Ausbau erneuerbarer Kraftwerke wird über die Ökostrom-Umlage gefördert. Unterschied ist, dass bei konventionellen Erzeugungstechnologien die Subventionen verdeckt über Steuern und Abgaben erfolgt sind und erfolgen, bei den grünen Alternativenergien wird die Förderung direkt vom Steuerzahler bzw. dem Energiekonsumenten über den Stromkonsum umgelagert. In Österreich beträgt der Ökostromförderungsanteil am gesamten Strompreis derzeit 13,6 % [18].

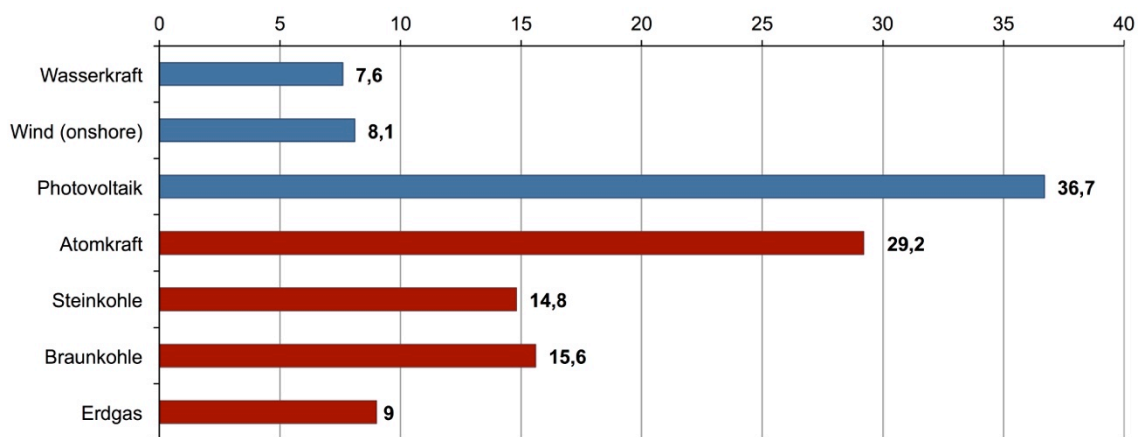


**Abbildung 6:** Kumulierte staatliche Förderungen im Zeitraum von 1970 bis 2012 in Milliarden Euro (real) am Anteil der Stromerzeugung (rote Balken) und durchschnittliche Förderungen für denselben Zeitraum in [€Ct/kWh] nach Energieträgern (blaue Balken), Daten beziehen sich auf Deutschland, Datenquelle [19], Eigene Darstellung

Besonders anschaulich können die umfangreichen staatlichen Zuschüsse am Beispiel Deutschland dargestellt werden, welche in Abbildung 6, Seite 30 zusammengefasst sind. Seit dem Beginn der zivilen Kernenergienutzung in den 1970er Jahren wurde

diese Energiequelle mit 187 Milliarden Euro subventioniert, ähnlich hoch waren die Förderungen für die Steinkohleverstromung [19]. Werden die gesamten Förderungen für die konventionelle Stromerzeugung im Zeitraum von 1970 bis 2012 aufsummiert und bricht sie auf ein Jahr nieder, so haben diese im Schnitt von 10,2 Milliarden Euro an Subventionen jährlich profitiert. Stellt man nun die Erneuerbaren dem gegenüber und bezieht die bis zum Jahr 2012 subventionierten 54 Milliarden Euro auf den konservativ gewählten Zeitraum von 2000 bis 2012, so ergeben die durchschnittlichen jährlichen Zuschüsse etwa 4,2 Milliarden Euro [19].

Die Kostentreiber in unserem derzeitigen Energieversorgungssystem sind nicht die von Verbrauchern durch die direkt wahrnehmbare Ökostromförderung kritisierte erneuerbare Energiegewinnung, sondern vielmehr die bestehenden konventionellen Kraftwerke.



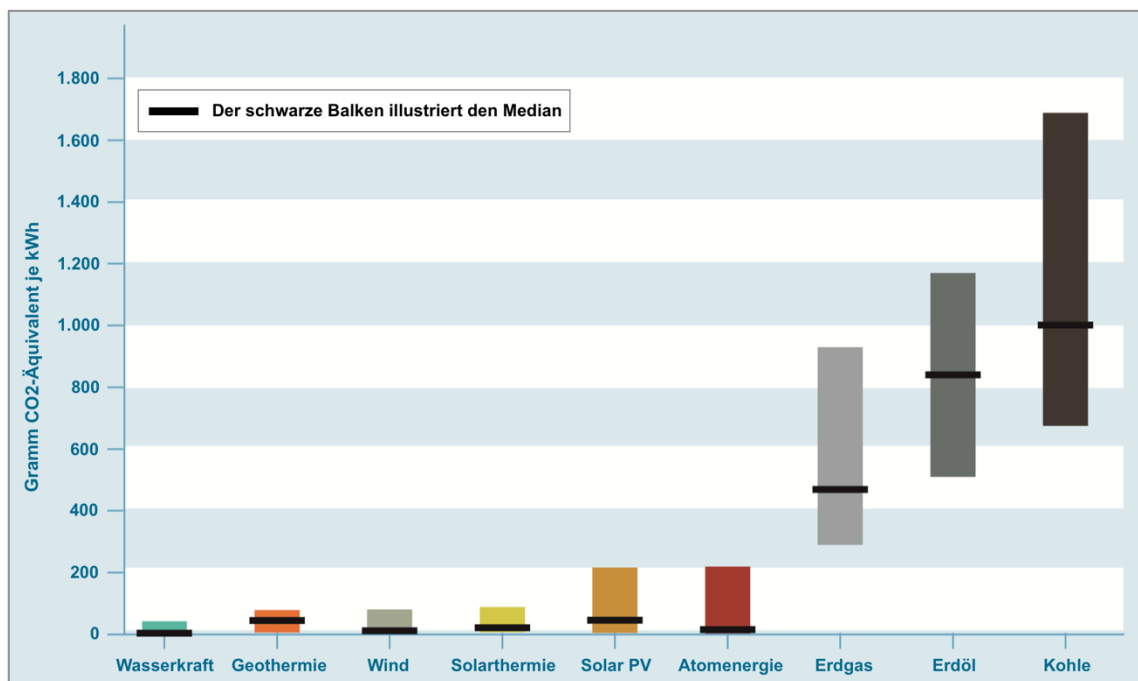
**Abbildung 7:** Volkswirtschaftliche Kosten der Stromerzeugung in [€/Ct/kWh] für Deutschland, Datenquelle [19], Eigene Darstellung

Geht man noch einen Schritt weiter, und bringt die gesamten volkswirtschaftlichen Kosten und Folgekosten, wie beispielsweise den Rückbau von Atomkraftwerken und die Endlagerung ausrangierter Brennstäbe von der nuklearen Energiegewinnung, sowie Kosten für die Umwelt- und Klimabelastung ins Spiel, so sind auch hier die umweltfreundlichen Energieerzeugungstechnologien – ausgenommen der Photovoltaik – den konventionellen bereits voraus, wie in Abbildung 7, Seite 31 dargestellt ist. Um eine Vorstellung für die volkswirtschaftlichen Kosten der Nachwirkungen der Atomenergienutzung zu bekommen, sei erwähnt, dass alleine der Rückbau, die Entsorgung und die noch immer fragwürdige Endlagerung über mehrere Zehntausendjahre der Atomkraftnutzung alleine in Deutschland zukünftig etwa 169 Milliarden Euro [19] kosten wird, wobei gerade die nicht kalkulierbaren Kosten für auf Dauer sichere Atommüllendlagerung einen großen Unsicherheitsfaktor darstellen. Zusammen mit den hohen Investitionen für Forschungsausgaben zur zivilen Kernenergienutzung und den jahrzehntelan-

gen Subventionen bis zum kolportierten Atomausstieg Deutschlands im Jahr 2022 und den kaum fassbaren Folgekosten ist diese Art der Energiegewinnung volkswirtschaftlich ein ökonomisches Desaster [17].

Daraus kann abgeleitet werden, dass erneuerbare Kraftwerke nicht nur aus Sicht der Investitionskosten, sondern auch während des Betriebes und im gesamten Lebenszyklus konventionellen Kraftwerken gegenüber der weit verbreiteten gesellschaftlichen Meinung schon jetzt überlegen sind.

Die Subventionen konventioneller Energiegewinnung verzerren daneben auch den Strommarkt, indem sie umweltfreundliche Energietechnologien in ihrer Entwicklung und ihrem Ausbau behindern, die in weiterer Folge über die Ökostromumlage subventioniert werden müssen, um eine überhaupt eine Konkurrenz darstellen zu können. Welche schier unvorstellbare Dimensionen die Marktverzerrung annimmt, wird durch folgende Zahlen zusätzlich unterstrichen: Die weltweiten Subventionen unter Berücksichtigung der Endenergie- und Stromnutzung betragen im Jahr 2014 für fossile Energieträger 490 Milliarden USD, dem gegenüber stehen lediglich 135 Milliarden USD für erneuerbare [3].



**Abbildung 8:** Emissionen verschiedener Stromerzeugungstechnologien in Gramm CO<sub>2</sub>-Äquivalent je kWh über den gesamten Lebenszyklus, wobei keine Einflüsse durch die Landnutzung und den Wärmeausstoß berücksichtigt werden, Quelle [48], bearbeitet

Eine anerkannte Studie [20], welche sich mit den Kosten der Energiewende befasst, hat festgestellt, dass der Weiterbetrieb unserer heutigen Energieversorgungsstruktur um 625 Milliarden Euro mehr kosten würde, als wenn ein fundamentaler Systemumbau



in der Energiegewinnung vorgenommen werden würde, und so gleichzeitig das Ziel bis 2050, nämlich 85 % der energiebedingten CO<sub>2</sub>-Emissionen bezogen auf das Jahr 1990 zu reduzieren, erreicht werden würde [20]. Die kumulativen Gesamtkosten der Energiewende würden etwa 7.056 Milliarden Euro ausmachen [20].

Insbesondere ist die Wasserkraftnutzung, die erneuerbare Energiequelle, auf die während der Energiewende schon beinahe vergessen wurde und wird, in beinahe allen Kostenbetrachtungen Spitzenreiter und sollte zukünftig wieder wesentlich mehr fokussiert werden, auch unter Berücksichtigung des Umstandes, dass weltweit erst 23 % des technischen Wasserkraftpotentials ausgebaut worden sind [21].

Betrachtet man die CO<sub>2</sub>-Emissionen eines Wasserkraftwerkes über dessen gesamten Lebenszyklus mit dem Bau des Kraftwerkes an sich, der Herstellung der maschinellen Anlagen, dem Kraftwerksbetrieb bis hin zu einer etwaigen Stilllegung und einem Rückbau und vergleicht diese als Gramm CO<sub>2</sub>-Äquivalent je produzierter Kilowattstunde errechneten Treibhausgasemissionen mit den übrigen Alternativen zur elektrischen Energieerzeugung, so liegt die Wasserkraft mit den geringsten an erster Stelle, wie in Abbildung 8, Seite 32 dargestellt ist. Demnach ist der Treibhausgasausstoß bei der Nutzung von erneuerbaren Energieträgern in der Lebenszyklusbetrachtung 10 bis 120 Mal geringer als bei der Erdgasnutzung und bis zu 250 Mal kleiner als bei der Kohleverstromung. Hauptverursacher von CO<sub>2</sub>-Emissionen bei Wasserkraftanlagen sind die Betonherstellung, die sich mit etwa 250 kg CO<sub>2</sub> je Kubikmeter Beton zu Buche schlägt und die Stahlherstellung, bei der mit etwa 1,4 Tonnen CO<sub>2</sub> je hergestellter Tonne Rohstahl gerechnet werden muss.

Natürlich gibt es auch negative Beispiele unter Wasserkraftanlagen, denen großflächige Eingriffe in die Natur und einhergehende nachteilige Auswirkungen, allen voran durch mächtige Speicherseen, nachgesagt werden. Tatsächlich muss für eine dekarbonisierte Zukunft ein Kompromiss aus emissionsarmer Energieerzeugung, der deutlichen Effizienzsteigerung und des sozial und ökologisch verträglichen Ausbaus der erneuerbaren Energien gefunden werden. Schlussendlich hat es der Mensch, wie immer selbst in der Hand und könnte durch etwas mehr Verzicht im Energiekonsum gerade jetzt im Umbau der Energieversorgungsstruktur unnötig ausgebaute konventionelle aber auch erneuerbare Kraftwerkskapazität dadurch reduzieren und verhindern.

## 2.1 Elektrische Energie

Maßgeblich für die Entwicklung moderner Volkswirtschaften war und ist die elektrische Energie. Erst durch sie konnte die kostengünstige Massenproduktion verschiedener Wirtschafts- und Konsumgüter ermöglicht werden um sie einer breiten Masse zugänglich zu machen. Mit künstlicher Beleuchtung als Grundpfeiler elektrischer Energienutzung konnte außerdem unabhängig der Tageszeit gearbeitet und viele Aktivitäten auch in die Nachtstunden verlagert werden. Mit Elektrizität wird ebenso oft der Zugang zu Bildung assoziiert, wobei über Radio, Fernsehen und Internet Informationen rund um den Globus direkt und in Echtzeit verbreitet werden können. Ohne elektrische Energie ist die heutige, nach immer weiterem Wachstum strebende Wirtschaftswelt undenkbar und würde den weltweiten Handel und die Kommunikation unmöglich machen. Eine weitere tragende Säule sind elektrisch betriebene Maschinen deren abgasfreie Fertigung die Arbeitsbedingungen in vielen Branchen seit dem Beginn der Industrialisierung deutlich verbessert haben. Abgesehen davon sind elektrische Maschinen deutlich effizienter als konventionelle Verbrennungsmotoren.

Es ist auch die elektrische Energie, die der Schlüssel zu einer erfolgreichen Energiewende ist. Um die Treibhausgasemissionen drastisch und nachhaltig senken zu können, ist es notwendig, dass energieerzeugungsbedingte Emissionen ehestmöglich vermieden werden und der Mobilitätssektor auf die effiziente Elektromobilität setzt. Dem Siegeszug elektrischer Energie seit dem Aufbau der Elektrizitätsversorgung gegen Ende des 19. Jahrhunderts sind demnach auch zukünftig keine Grenzen gesetzt. Warum die elektrische Energie als Antriebskraft moderner Gesellschaften unentbehrlich geworden ist, soll der folgende Vergleich unterstreichen: Die Dauerleistung eines Menschen beträgt im Durchschnitt etwa 80 Watt. Um eine Kilowattstunde (1 kWh = 1.000 Wh) Energie zu generieren, bedarf es also 12,5 Stunden menschlicher Arbeitskraft, die einerseits für entsprechenden Aufwand steht und andererseits mit entsprechenden Kosten und Nebenkosten verbunden ist. Im Gegensatz dazu kostet eine Kilowattstunde elektrische Energie etwa 0,22 Euro – im Vergleich mit menschlicher Arbeitskraft sehr kostengünstig. Damit der Energiebegriff greifbar wird, ist auf Seite 35 der Energieinhalt einer Kilowattstunde als potentielle, kinetische und Wärmeenergie ohne Berücksichtigung von Verlusten dargestellt.

Zusammengefasst soll damit ausgedrückt werden, dass mit je einer Kilowattstunde eine Masse von 1.000 kg um 367 m gehoben werden kann, eine ebenso gleich große Masse um 305,5 km/h beschleunigt und ein Kubikmeter Wasser um 0,86 °C erwärmt werden kann. Dieser Vergleich unterstreicht die Leistungsfähigkeit der Energie und untermauert die gesellschaftliche Abhängigkeit von elektromagnetischer Energie.

**Potentielle Energie, Heben einer Masse von 1.000 kg:**

$$E [\text{Joule} = \text{Nm} = \text{Ws}] = m [\text{kg}] * g [\text{m/s}^2] * h_F [\text{m}]$$

mit:  $E = 1 \text{ kWh} = 1.000 \text{ Wh} = 1.000 \text{ Wh} * 3.600 \text{ s/h} = 3.600.000 \text{ Ws}$  ... Energie

$m = 1.000 \text{ kg}$  ... Masse

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$  ... Erdbeschleunigung

$h_F$  ... Förderhöhe

$$3.600.000 \text{ Ws} = 1.000 \text{ kg} * 9,81 \text{ m/s}^2 * h_F$$

$$h_F = \frac{3.600.000 \text{ Ws}}{1.000 \text{ kg} * 9,81 \text{ m/s}^2} = 366,97 \text{ m} \approx 367 \text{ m}$$

**Kinetische Energie, Beschleunigen einer Masse von 1.000 kg:**

$$E [\text{Joule} = \text{Nm} = \text{Ws}] = m [\text{kg}] * \frac{v^2 [\text{m}^2/\text{s}^2]}{2}$$

mit:  $E = 1 \text{ kWh} = 1.000 \text{ Wh} = 1.000 \text{ Wh} * 3.600 \text{ s/h} = 3.600.000 \text{ Ws}$  ... Energie

$m = 1.000 \text{ kg}$  ... Masse

$v$  ... Geschwindigkeit

$$3.600.000 \text{ Ws} = 1.000 \text{ kg} * \frac{v^2 [\text{m}^2/\text{s}^2]}{2}$$

$$v = \sqrt{\frac{2 * 3.600.000 \text{ Ws}}{1.000 \text{ kg}}} = 84,85 \text{ m/s} \rightarrow 84,85 \text{ m/s} * 3,6 = 305,5 \text{ km/h}$$

**Wärmeenergie, Temperaturerhöhung von 1.000 kg Wasser:**

$$\Delta Q [\text{Joule} = \text{Nm} = \text{Ws}] = m [\text{kg}] * c [\text{J}/(\text{kgK})] * \Delta T [\text{K}]$$

mit:  $\Delta Q = 1 \text{ kWh} = 1.000 \text{ Wh} = 1.000 \text{ Wh} * 3.600 \text{ s/h} = 3.600.000 \text{ Ws}$  ... Energie

$m = 1.000 \text{ kg}$  ... Masse

$c \approx 4.200 \text{ J}/(\text{kgK})$  ... spezifische Wärmekapazität von Wasser

$\Delta T$  ... Temperaturänderung, Kelvin

$$3.600.000 \text{ Ws} = 1.000 \text{ kg} * 4.200 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} * \Delta T$$

$$\Delta T = \frac{3.600.000 \text{ Ws}}{1.000 \text{ kg} * 4.200 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}} = 0,86 \text{ K}$$

Elektrische Energie ist an drei bedeutende Paradigmen geknüpft, die als Besonderheiten der Elektrizitätswirtschaft gelten und nachfolgend beschrieben sind [95]:

- **Leitungsgebunden:** Der Stromtransport und Stromkonsum ist an Leitungen gebunden. Die Übertragung großer Leistungen erfolgt meist als Drehstrom über Höchstspannungsleitungen mit 380 Kilovolt (kV) und Hochspannungsleitungen mit 220 kV, damit gemäß dem Zusammenhang  $P = U * I$  (Elektrische Leistung [Watt] = Spannung [Volt] \* Stromstärke [Ampere]) die Stromstärke reduziert wird, um so Leitungsverluste in einem verträglichen Maß zu halten. Für den verlustverminderten Transport über weite Entfernungen wird zunehmend auch Gleichstrom mit Hochspannungsgleichstromleitungen von bis zu 800 kV verwendet.
- **Netzgebunden:** Über Leitungen sind Kraftwerke und Verbraucher untereinander verbunden. Mit der Netzgebundenheit reduzieren sich die Kosten der Reservehaltung, und der Parallelbetrieb wird zur Frequenzhaltung ermöglicht. Überdies wird damit die Versorgungssicherheit garantiert. Strom fließt nach Ohm und Kirchhoff, also nach dem geringsten Widerstand, wodurch der Transport elektrischer Energie gegenüber anderen Energieformen nicht steuerbar ist.
- **Nichtspeicherbarkeit:** Die Speicherung von Strom als elektromagnetisches Feld ist nicht möglich. Daher muss zu jedem Zeitpunkt die Anpassung von Erzeugung an den Bedarf erfolgen. Mit der Zunahme dargebotsabhängiger Energieerzeugung im Systemumbau der Energiewende bekommt die Speicherung elektrischer Energie eine zentrale Bedeutung. Für die Speicherung muss elektrische Energie vorübergehend in eine andere Energieform übergeführt werden, um sie bei Bedarf wieder bereitstellen zu können.

Diese Eckpfeiler der Elektrizitätswirtschaft führen zu einer Gesamtsystemgebundenheit von Erzeugung, Übertragung, Verteilung und Verbrauch [95]. Das übergeordnete Ziel dieser Gesamtsystemgebundenheit ist die Versorgungssicherheit, die regional, national, länderübergreifend bzw. kontinental zu denken ist.

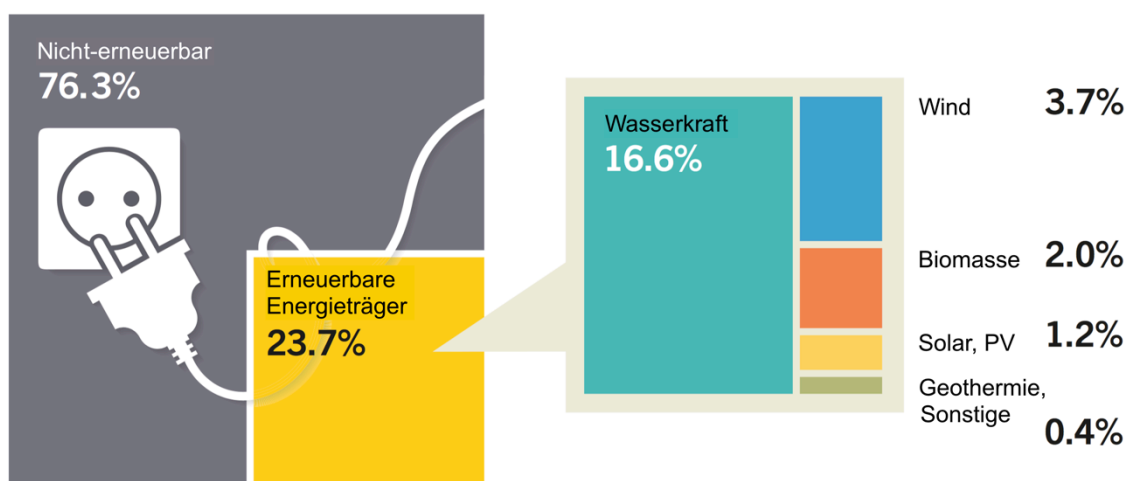
Die derzeitigen Herausforderungen der Elektrizitätswirtschaft sind die zunehmend erschwerte Bilanzierung für Investitionen in neue, teure Kraftwerkskapazitäten aufgrund starker Rezession und nunmehriger Stagnation des Strompreises und erschwerter Einschätzung zukünftiger Entwicklung wirtschaftlicher Rahmenbedingungen sowie der Netzausbau und die Netzinfrastrukturanpassung an den Strukturumbau im Elektrizitätsversorgungssystem weg von bedarfsgerechter zu dargebotsabhängiger Energieerzeugung mit der Integration von Speichertechnologien.

Zu einem Großteil erfolgt die elektrische Energieerzeugung gegenwärtig mit Wärmeenergie, die aus primären Energieträgern, wie Kohle, Erdgas, Erdöl und nuklearen Kernspaltstoffen gewonnen wird. Die Wirkungsgrade zur Stromerzeugung mit diesen fossilen und nuklearen Primärenergieträgern sind relativ gering, nachdem zunächst Wärmeenergie, mit dieser wiederum Druck- bzw. Strömungsenergie generiert werden muss, um schlussendlich über Turbinen und Generatoren elektrische Energie zu erzeugen. Daneben sind die erneuerbaren Energien stark im Wachsen begriffen deren Energieausbeute insbesondere bei der Wasserkraftnutzung deutlich höher ist, da die mechanische Energieform mit der in Rotationsenergie umgewandelten Strömungsenergie des Wassers direkt genutzt werden kann bzw. erhalten bleibt. Außerdem sind noch die chemische Energieumwandlung mit Brennstoffzellen, die thermoelektrische und magnetohydrodynamische Energieumwandlung zu nennen [22].

Im Folgenden wird auf die elektrische Energiegewinnung weltweit, in Europa und Österreich näher eingegangen wobei insbesondere die elektrische Energieerzeugung aus erneuerbaren Energieträgern im Vordergrund steht.

### 2.1.1 Weltweit

Die weltweite Elektrizitätserzeugung beruht zu einem Großteil auf nicht erneuerbaren Energieträgern, wie in Abbildung 9, Seite 37 dargelegt ist. 76,3 % bzw. 18.387 TWh der gesamten elektrischen Energieerzeugung von 24.098 TWh erfolgten im Jahr 2015 mit fossilen und nuklearen Energieträgern [3]. Spitzenreiter an der treibhausgasintensiven Energieerzeugung ist Kohle mit 53,2 %, gefolgt von Erdgas mit 28,1 %, Kernenergie mit 13,5 % und Erdöl mit 5,2 % [1, 23].



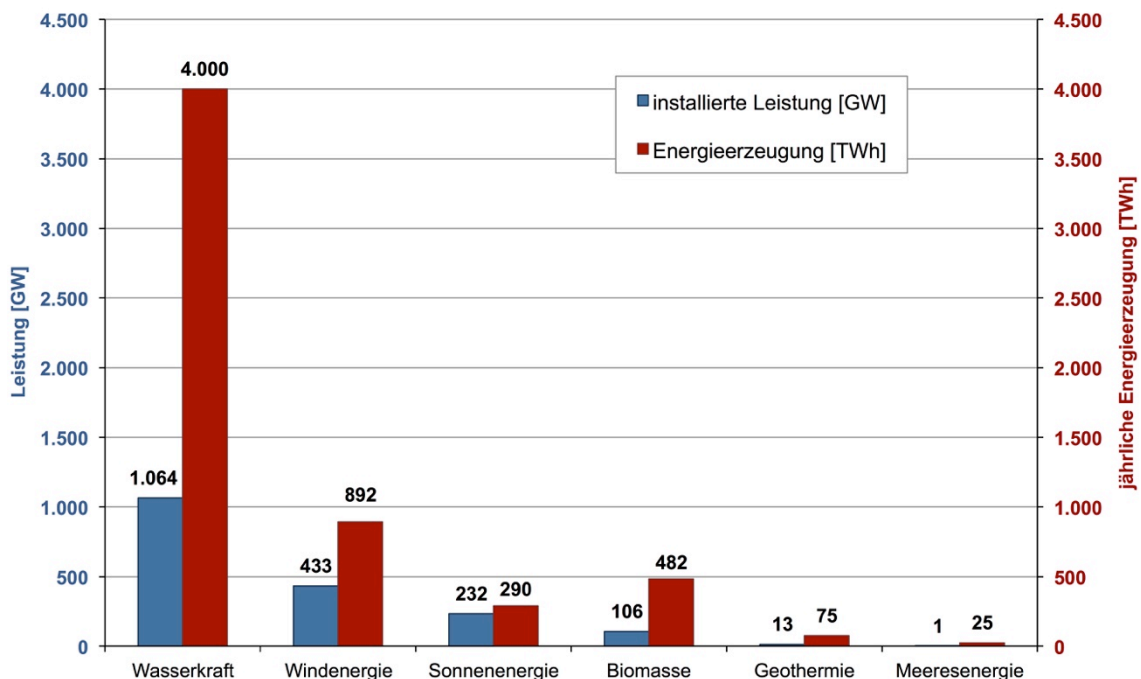
**Abbildung 9:** Weltweite Elektrizitätserzeugung nach Energieträgern im Jahr 2015, Quelle [3], bearbeitet

Im erneuerbaren Elektrizitätssektor mit 23,7 % bzw. 5.111 TWh dominiert an der gesamten weltweiten Elektrizitätserzeugung die Wasserkraft mit erstaunlichen 70 %. Derzeit noch weit abgeschlagen findet man hintangestellt mit 15,6 % die Windkraft, Biomasse mit 8,5 % und 6,8 % entfallen auf die solare Energienutzung, die Geothermie und sonstige emissionsarme Energiequellen.

Die Elektrizitätsbereitstellung ist seit jeher im Steigen begriffen und wurde im Jahr 2015 um 0,9 % [23] gegenüber dem Vorjahr ausgebaut und erreicht am Primärenergieverbrauch einen Anteil von 18 % [1].

Während der Wasserkraftausbau im Rest der Welt seit Jahren stagniert, wird in Asien, im Speziellen China diese Energieressource massiv ausgebaut. Das weltweite, durchschnittliche Wachstum am Wasserkraftausbau der letzten zehn Jahre beträgt in etwa 3,3 %, wobei alleine der Wasserkraftausbau Chinas im Jahr 2014 mit 15,7 % beziffert werden kann [23].

In Zahlen ausgedrückt, ist aktuell eine Wasserkraftleistung von 1.064 GW mit einer jährlichen Energieerzeugung von etwa 4.000 TWh installiert, die rund 2,4 % an der weltweiten Primärenergieerzeugung einnimmt [1,3]. Besonders deutlich wird in Abbildung 10, Seite 38 das Verhältnis zwischen dem Arbeitsvermögen und der installierten Leistung. Demnach lässt sich ableiten, dass ein großes Verhältnis sehr positiv ist, denn umso mehr Energie lässt sich im Laufe eines Jahres bei einer installierten Leistung erzeugen.



**Abbildung 10:** Weltweit installierte Leistung und jährliche Energieerzeugung aus erneuerbaren Energiequellen, Stand: Ende 2015, Datenquelle [3], Eigene Darstellung

### 2.1.2 *Europa EU-28*

Dass Europa von Primärenergieträgern nicht gerade gesegnet ist, spiegelt sich an den Energieimporten wider, wonach Europa 53 % seiner Energien zum momentanen Zeitpunkt importieren muss, welche die EU-Volkswirtschaft täglich mehr als eine Milliarde Euro kostet [8]. Auch wenn durch den Ausruf der Energiewende die Diversifizierung am Energiemix deutlich zugenommen hat, besteht nach wie vor eine enorme Abhängigkeit gegenüber erdgas- und erdölexportierenden Ländern, sodass 90 % des Erdölbedarfs, 66 % des Erdgases, 42 % der benötigten Kohle und 40 % der Nuklearbrennstoffe, die überwiegend der elektrischen Energieerzeugung dienen, über Importe bewerkstelligt werden muss [8].

Neben dem Rohstoffmangel und fehlenden Pipelines im Süden wird die Versorgungssicherheit Europas zunehmend durch den Ausbau der erneuerbaren Energien beeinträchtigt. Die europäische Union und deren Energiepolitik sind mit dem Eigensinn ihrer Mitgliedsstaaten sowohl in gegenwärtigen als auch in zukünftigen Energiefragen verletzbar, wobei die Probleme jedenfalls hausgemacht sind und durchwegs auf die kaum vorhandene Kooperationswilligkeit der einzelnen Staaten zurückzuführen sind. Der Ausstieg aus der fossilen Energienutzung und in weiterer Folge die Reduzierung der Abhängigkeit gegenüber energieexportierenden Staaten wird durch die Autonomie der Mitgliedsstaaten in Energiefragen deutlich erschwert [8]. Eine prekäre Situation, denn die selbstgesteckten Klimaziele und die Versorgungssicherheit der Volkswirtschaften können nur mit gemeinsamen Anstrengungen erreicht werden.

In Sachen Umsetzung der europäischen Energieziele und der Energiewende ist die europäische Union dreigeteilt. Während Deutschland den Atom- und Kohlekraftausstieg seit dem Ausruf der Energiewende durch massiven Ausbau von Wind- und Sonnenenergie seit Jahren ehrgeizig vollzieht, setzen Länder mit traditionell hohem Anteil an nuklearer und fossiler Energieerzeugung nach wie vor auf diese Energiequellen. Frankreich besticht etwa durch einen nuklearen Anteil von 76,3 % im Jahr 2015 [24] an der Stromerzeugung, während Polen mit einem Anteil von 91,3 % im Jahr 2010 [25] an der elektrischen Energieerzeugung gewaltig auf die treibhausgasintensive Kohle setzt. Deutschland wiederum ist mit 17,5 % an der Gesamtmenge der EU-weiten erneuerbaren Energieerzeugung Spitzenreiter [30]. Daneben können mit der dritten Gruppe Länder definiert werden, allen voran von Österreich repräsentiert, die schon in der Vergangenheit auf regenerative Energiequellen gesetzt haben, und einen überdurchschnittlich hohen Anteil an erneuerbarer Elektrizitätserzeugung aufweisen. 70 % der österreichischen Stromerzeugung basierten im Jahr 2015 auf erneuerbaren Energiequellen [32].

Mit dem Ausbau kohlenstoffarmer Energietechnologien könnte nicht nur die Importabhängigkeit drastisch reduziert, sondern auch die Wertschöpfung in die Europäische Union verlagert werden. Um den Ausbau und die Integration erneuerbarer Energien auch weiterhin zu ermöglichen, muss hierfür das Übertragungsnetz und die Netzinfrastruktur für die mit der erneuerbaren Energieerzeugung einhergehenden Herausforderungen angepasst werden. Wie überaltert und wenig für zukünftige Energien das europäische Verbundnetz ausgelegt ist, zeigt sich insbesondere in Mitteleuropa. Während gigantische deutsche Windparks in der Nordsee temporär massenhaft Energie erzeugen, befinden sich die großen Stromabnehmer im Süden Deutschlands und in Österreich. Dazwischen mangelt es an Nord-Süd Stromübertragungsleitungen, sodass der Strom Umwege über Polen und Tschechien sowie Belgien und die Niederlande zu den Verbraucherzentren nehmen muss. Dort kommt es aufgrund der überalterten Netzinfrastruktur zu gefährlichen Überlastungen. Um in weiterer Folge Blackouts zu vermeiden, bedarf es aufgrund des Einspeisevorrangs von erneuerbaren Energien zu umfangreichen netzstabilisierenden Maßnahmen, ohne Berücksichtigung des energiewirtschaftlichen Merit-Order Prinzips, also des kostengünstigsten Kraftwerkseinsatzes. Demnach erhält ein Kraftwerk vor dem Netzengpass die Aufforderung weniger zu produzieren und das Kraftwerk nach dem Engpass die Anweisung mehr Energie zu erzeugen. Diese Maßnahmen, die Übertragungsnetzbetreiber mit Lastflussrechnungen anordnen, um also Netzengpässen vorzubeugen und entgegenzuwirken, nennt man Redispatch. Für die Mehrkosten, die den Kraftwerksbetreibern durch das Ab- und Umschalten von „teuren“ Kraftwerken entstehen, müssen die Stromnetzbetreiber aufkommen, welche die Folgekosten der Energiewende wiederum über Erhöhungen von Netzentgelten an die Kunden umlagern.

Der Netzausbau nimmt somit eine zentrale Rolle ein, um einerseits die Energiewende mit dem Ausbau erneuerbarer Energien vorantreiben zu können und andererseits ohne teure, netzstabilisierende Maßnahmen, die gegenwärtig Milliardenkosten verursachen [26], auszukommen. Das Engpassmanagement Deutschlands im Jahr 2015 schlug sich mit gut einer Milliarde Euro zu Buche [26]. Solange der dringend erforderliche Netzausbau nicht vonstatten geht, ist teures Engpassmanagement notwendig, das wiederum nur mithilfe von kohlenstoffintensiven Kraftwerkskapazitäten erreicht werden kann.

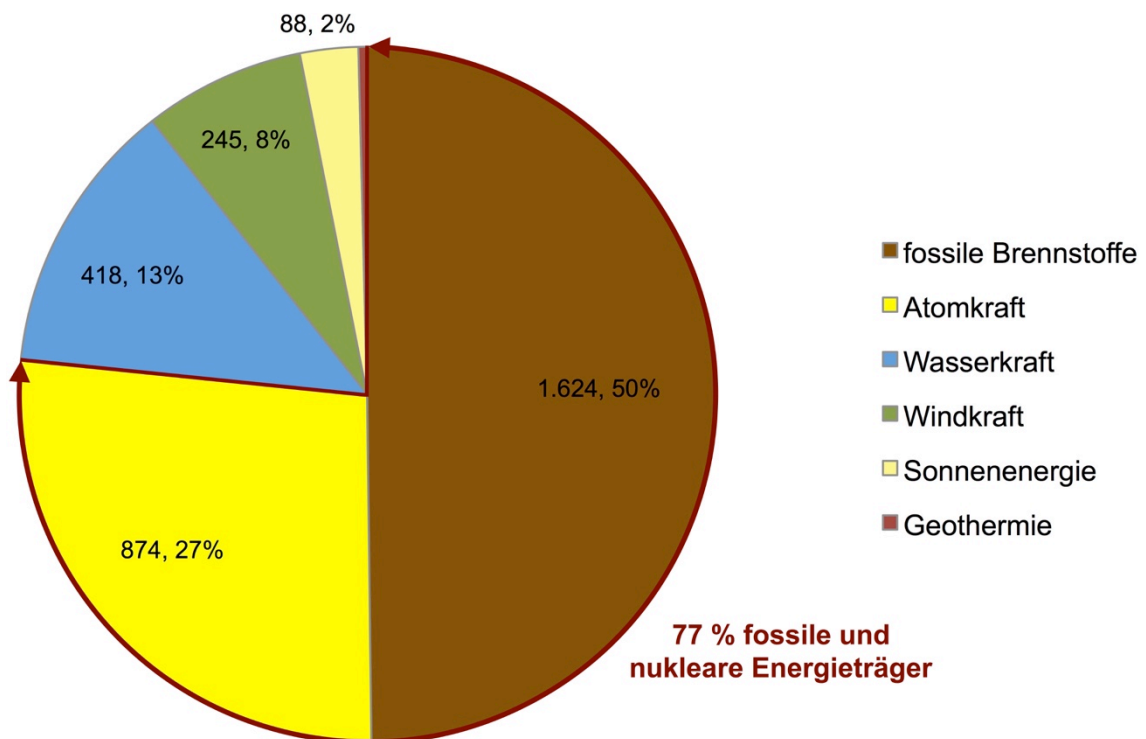
Das Gelingen der Energiewende hängt somit mehr vom Netzausbau ab als vom Investitionswillen in erneuerbare Energieerzeugungskapazitäten und ist gleichzeitig umstrittener gesellschaftspolitischer Knackpunkt. Aber je mehr Wind- und Sonnenenergie produziert werden soll, desto leistungsfähiger und dichter müssen die länderüberschreitenden Netze sein. Die notwendige Akzeptanz in der Bevölkerung für die drin-



gend benötigten Übertragungsleitungen soll zukünftig über erdverlegte Leitungen erreicht werden. Dabei könnte mit weniger Eigensinn der Mitgliedsländer in der Energieversorgung und mehr gemeinschaftlichen Denken mit der wirtschaftlichen Synergie zwischen fluktuierender Energieerzeugung aus Wind und Sonne und bestehenden Speichermöglichkeiten, die Energie- und Versorgungssicherheit deutlich verbessert werden. Doch nimmt die Europäische Union trotz aller Bestrebungen der Europäischen Kommission zum Aufbau einer Energieunion mit einem gemeinsamen Elektrizitätsbinnenmarkt eine entgegengesetzte Entwicklung. So steht das Paradebeispiel des freien Handels, nämlich die deutsch-österreichische Strompreiszone in der jährlich etwa 600 Terrawattstunden [28] abgesetzt werden, auf der Kippe. Die Folgen sind unnötige Kraftwerkportfolios, die zwar genau den Vorstellungen der Mitgliedsstaaten entsprechen, aber in einem gesamteuropäischen Kontext betrachtet schlicht ineffiziente Überkapazitäten darstellen, und zu unnötig hohen Kosten führen. Gerade die Energiewende mit dem eingeleiteten Umbau in der Erzeugungsstruktur und der räumlich und zeitlich entkoppelten Energieerzeugung verlangt eine gewisse Kompromissbereitschaft, die mit Souveränitätseinbußen der Staaten verbunden ist, um einerseits erneuerbare Erzeugungs- und Speichertechnologien optimal ausbauen und nutzen zu können und andererseits die Versorgungssicherheit, den Klimaschutz, die Energieeffizienz sicherstellen zu können und den europäischen Binnenmarkt als Gemeinschaftsprojekt endlich in die Tat umsetzen zu können.

Der zögerliche Ausbau der Energieinfrastruktur ist aber nicht nur im Eigensinn der Mitgliedsstaaten begründet, sondern auch auf eine fehlgeleitete Emissionspolitik zurückzuführen. Seit dem Jahr 2005 sollen mit dem grenzüberschreitenden europäischen Emissionshandelssystem über Emissionsberechtigungen (sog. CO<sub>2</sub>-Zertifikate) die EU-Klimaziele erreicht werden [8]. Dabei wurden diese CO<sub>2</sub>-Zertifikate unter kalorigen Stromerzeugern versteigert, teilweise an große Industrien verschenkt und überließ anschließend die Preisbildung dieser Verschmutzungszertifikate dem freien Markt. Der Haken an dieser Theorie war, dass sich zum Einen im Laufe der Jahre überzählige Verschmutzungsrechte angesammelt haben und zum Anderen gleichzeitig deutsche Ökostromanbieter subventioniert worden sind, und so die größte Volkswirtschaft in der Europäischen Union weniger Emissionsberechtigungen gebraucht hat, als angenommen worden ist. Die Preise der Verschmutzungsberechtigungen fielen und stellten schon bald keine Hemmnisse für den weiteren wirtschaftlichen Betrieb kaloriger Kraftwerke, insbesondere aber der Braunkohle dar. Der Glanz des weltweit ersten grenzüberschreitenden Emissionshandelssystems ging somit schnell verloren. So mussten vor sechs Jahren je ausgestoßener Tonne Kohlenstoffdioxid noch um die 15 Euro bezahlt werden, gegenwärtig sind es etwa 4,30 Euro, die keinen Kraftwerksbe-

treiber zur Emissionsreduzierung bewegen [29]. Staatliche Zuschüsse für kalorische und Atomkraftwerke, Förderungen von „neuen“ erneuerbaren Energiequellen wie Wind- und Sonnenenergie, ein fehlgeleiteter Handel mit Emissionszertifikaten verzerren den Strommarkt und verzögern mit nationalem Denken in der Energiepolitik und schwachen Übertragungsnetzen die europäische Wende hin zu einer ökologisch basierten Energieerzeugung.



**Abbildung 11:** Struktur der elektrischen Energieerzeugung in der europäischen Union (EU-28) im Jahr 2013, Angabe nach Energieträgern in [TWh] und prozentuellem Anteil, Datenquelle [27], Eigene Darstellung

Wie bereits in dieser Arbeit dargebracht worden ist, belaufen sich die Kosten zur Erreichung der europäischen Klimaziele bis zum Jahr 2050 deutlich unter jenen, die notwendig wären, um die derzeitige Energieversorgungsstruktur zu erhalten. Ziel einer gemeinsamen europäischen Politik unter Wahrung ökonomischer, ökologischer und sozialer Aspekte kann nur sein, länderübergreifende, leistungsstarke Netze zu installieren, mit welchen Strom aus erneuerbare Erzeugungstechnologien optimal zu Verbraucherzentren geleitet und Überkapazitäten mit effizienten Pumpspeicherkraftwerken abgefangen werden können, um die Versorgungssicherheit auch mit dargebotsabhängigen Energiequellen sicherstellen zu können. Dass wirtschaftliche Zusammenschlüsse zu Vorteilen aller Beteiligten führen können, wurde ja ausgerechnet in Europa bereits vor Jahrhunderten mit der Hanse als mittelalterliche Handelsbündnisse von Kaufleuten deutscher Ostseestädte gezeigt. Gewiss kann diese Handelskooperation nicht

als Pendant zum heutigen europäischen Binnenmarkt gesehen werden, allerdings kann der Kerngedanke der Europäischen Union mit dem gemeinsamen Wirtschaften als friedensstiftender Faktor und Wohlstandstiftendes Element wiedererkannt werden. Gerade die gegenwärtigen Herausforderungen in der europäischen Energiewirtschaft würden mit gewisser Kompromissbereitschaft zugunsten aller Beteiligten lösbar sein. In Abbildung 11, Seite 42 ist die elektrische Energieerzeugungsstruktur der europäischen Union im Jahr 2013 nach dem Energieträgereinsatz dargestellt. Die derzeitige Stromerzeugung erfolgt zu 49,8 % mit fossilen Brennstoffen und 26,8 % werden über die Atomkraftnutzung bereitgestellt [27]. 23,4 % wird aus erneuerbaren Energiequellen gewonnen, davon entfallen 418 TWh auf die Wasserkraft, 245 TWh auf die Windkraft, 88 TWh auf die Sonnenenergie und 13 TWh auf die Geothermie [27].

### 2.1.3 Österreich

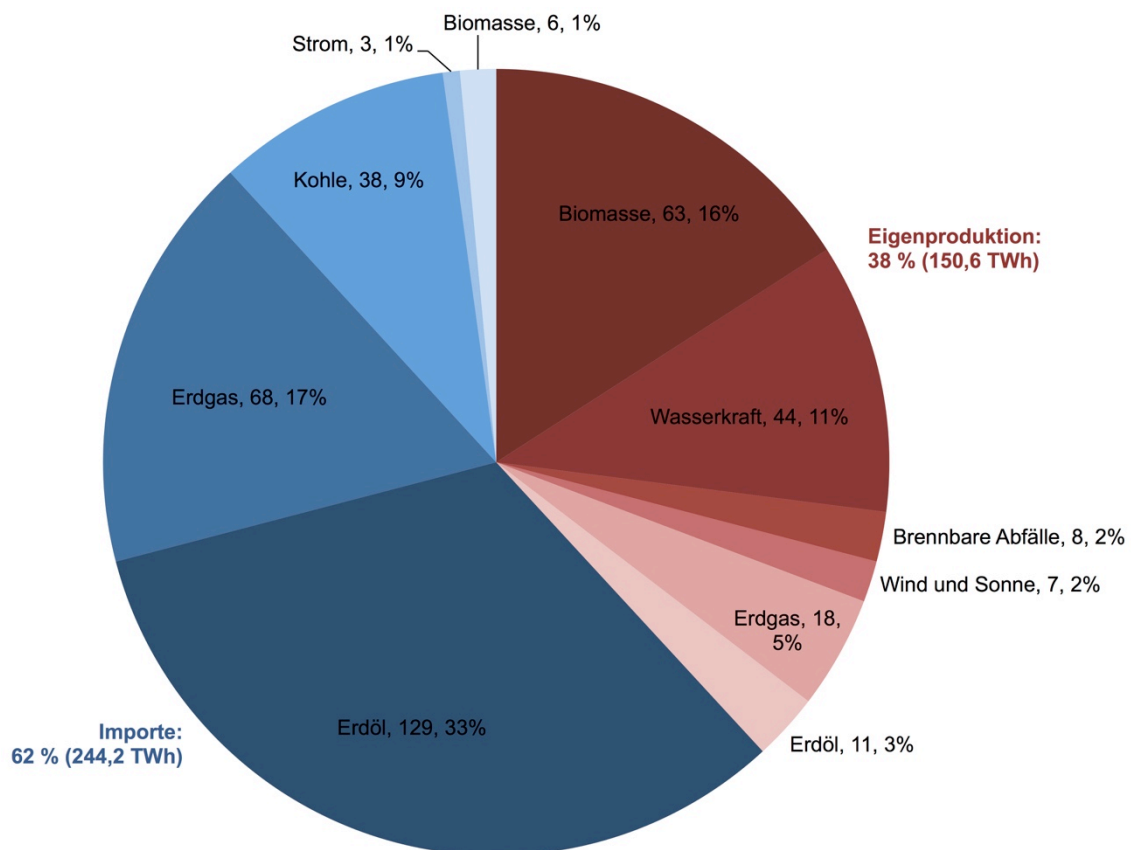
Der österreichische Primärenergiebedarf von aktuell rund 400 TWh wird zu 38 % aus Eigenproduktion und zu 62 % über Importe gedeckt. Eigenproduktion und Primärenergieimporte sind in der Abbildung 12, Seite 44 nach den Energieträgern dargestellt [31]. Die heimische Energieproduktion wird dabei zu 79 % aus erneuerbaren Energien bewerkstelligt. Am Primärenergiebedarf beträgt der Anteil aus erneuerbaren Energiequellen rund 30 %. Das ist der dritthöchste Wert grüner Energieträger neben Lettland (36,2 %) und Schweden (35,9 %) an der Primärenergieerzeugung in der Europäischen Union [30]. Der EU-Durchschnitt belief sich im Jahr 2014 auf 12,5 % [30].

Die Importe sind beinahe nur von fossilen Energieträgern geprägt. Importschlager sind zu 33 % Erdöl insbesondere aus Russland, Kasachstan, Nigeria und Saudi Arabien, 17 % Erdgas vorzugsweise aus Russland und Norwegen sowie 10 % Kohle zu einem Großteil aus Polen [31]. Österreich ließ sich im Jahr 2012 den Energieimport am Primärenergiebedarf 17,3 Milliarden Euro kosten [31]. Enorme Aufwendungen für die Primärenergien mit Wertschöpfung, Förderung von Arbeitsplätzen und Wirtschaftswachstum im rohstoffreichen Ausland. Die größten Konsumenten dieser Energieimporte sind Energieunternehmen, die Industrie und der Verkehr [31].

Dass der Energiehunger vor Österreich auch nicht halt macht, wird mit der Energiestatistik 2015 dargelegt. So stieg der energetische Endverbrauch im Jahr 2015 um 3,0 % gegenüber dem Vorjahr auf 302 TWh deutlich an [33]. Insbesondere legte der Energieverbrauch von Haushalten zu und steigerte sich um 7,5 % auf 70,8 TWh gegenüber 2014 [33].

Elektrische Energie, die 18,3 % des österreichischen Primärenergiebedarfs einnimmt, und zum Großteil in Österreich mit 70 % aus erneuerbaren Energieträgern produziert

wird, sollte eine Vorbildwirkung gegenüber den treibhausgasintensiven Sektoren haben. Die Stromerzeugung ist einerseits also wenig CO<sub>2</sub>-intensiv und andererseits nur wenig importabhängig. Daher basiert die Wertschöpfung mit der Nutzung heimischer Energiequellen zu einem Großteil in Österreich. Zusätzlich mit dem Umstand, dass Strom in allen energieintensiven Sektoren zukünftig fokussiert werden wird und am Primärenergiebedarf deutlich zunehmen wird, sollte nachdrücklich auf einen weiteren Ausbau erneuerbarer Stromerzeugungstechnologien einhergehend mit dem Netzausbau als Rückgrat einer sicheren Stromversorgung gesetzt werden.

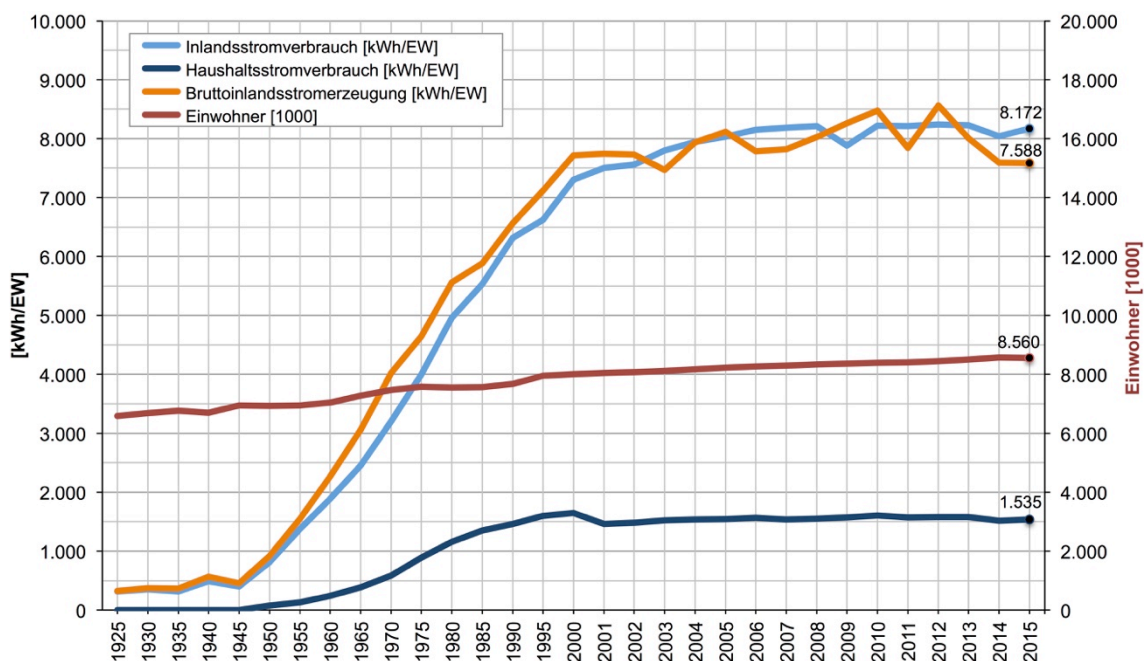


**Abbildung 12:** Anteil und Herkunft (rötlich: Eigenproduktion, bläulich: Importe) der Energieträger am gesamten Primärenergiebedarf von 394,7 TWh Österreichs im Jahr 2012, Angabe in [TWh] und prozentuellem Anteil, Datenquelle [31], Eigene Darstellung

Abgesehen davon hat sich Österreich mit den EU-Klimazielen als erstes Etappenziel bis 2020 verpflichtet, den Anteil erneuerbarer Energien am Primärenergiebedarf auf 34 % und den an der Stromerzeugung auf 71 % zu erhöhen [4]. Die elektrische Energie ist somit nicht nur wachsende Zukunftstechnologie, sondern auch Wegbereiter des Klimaschutzes. Dennoch darf nicht vergessen werden, dass Österreich weit weg von Energieautarkie ist, und der nachhaltige Strukturwandel mit Potentialnutzung vorhandener erneuerbarer Ressourcen noch stärker vorangetrieben werden muss. Es sei darauf verwiesen, dass Österreich nicht nur fossile Energieträger importieren muss,

sondern auch Stromimporteur ist und im Jahr 2015 gut fünf Terrawattstunden aus dem Ausland einführen musste, weil die inländische Stromerzeugung und der Kraftwerksausbau den steigenden Energiehunger Österreichs nicht bewältigen können [32].

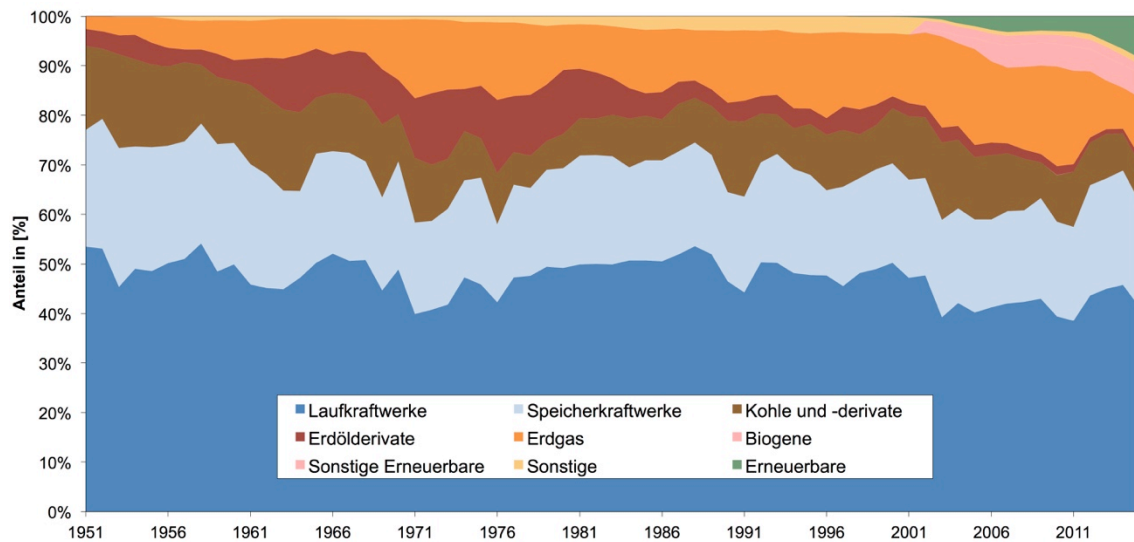
Besonders aufschlussreich für die Entwicklung des Strombedarfs und Verbrauchs ist die Abbildung 13, Seite 45. Dabei ist zu erkennen, dass der Inlandsstromverbrauch seit rund zehn Jahren stagniert, und der Haushaltsstromverbrauch sogar rückläufige Tendenzen aufweist. 2015 wurden beispielsweise 1.535 kWh/Einwohner [kWh/EW] in österreichischen Haushalten verbraucht, wohingegen es im Jahr 2000 noch 1.645 kWh/EW gewesen sind.



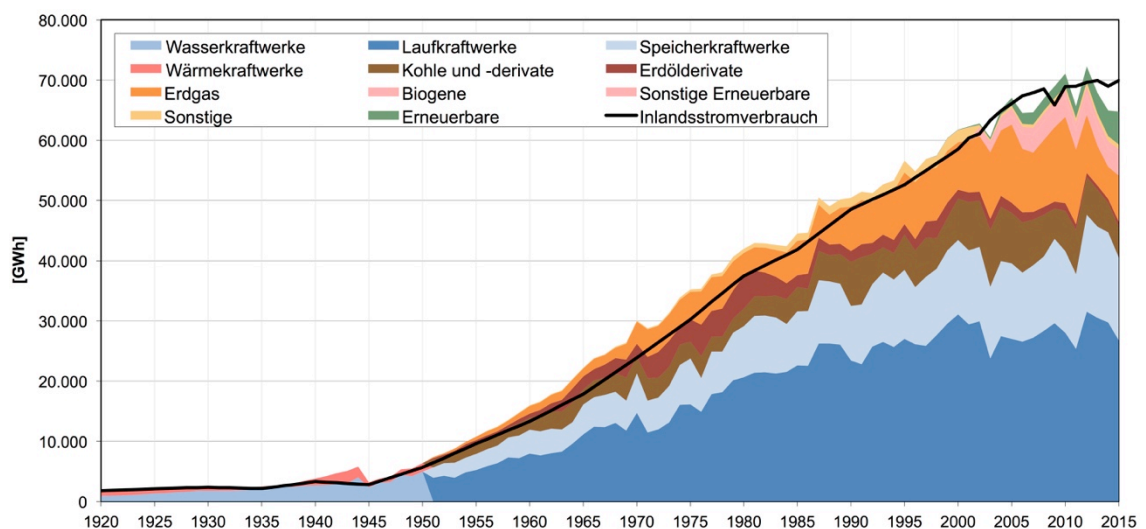
**Abbildung 13:** Gegenüberstellung des Inlandsstromverbrauchs, des Haushaltsstromverbrauchs und der Bruttoinlandsstromerzeugung [kWh/EW] jeweils bezogen auf die Bevölkerung Österreichs zwischen den Jahren 1925 und 2015, Datenquelle [32], Eigene Darstellung

In Abbildung 14, Seite 46 ist der jährliche Anteil der Energieträger an der inländischen Stromerzeugung zwischen 1951 und 2015 dargestellt und in Abbildung 15, Seite 46 in absoluten Zahlen dargestellt [32]. Besonders deutlich erkennbar ist dabei der Strukturwandel in der Elektrizitätswirtschaft in den letzten zehn bis fünfzehn Jahren, wobei die erneuerbaren Energien mit Wind und Photovoltaik mit deren Einspeisevorrang nicht nur fossile Energien zunehmend verdrängen, sondern auch den Wasserkraftanteil reduzieren. Grundsätzlich ist die elektrische Energiegewinnung aus der Kraft des Wassers langjährig leicht im Fallen begriffen. Im langjährigen Mittel zwischen 1951 und 2015 betrug der Wasserkraftanteil an der inländischen Bruttostromerzeugung 68 %, im Jahr 2015 entfielen 62 % der gesamten Bruttostromerzeugung auf Lauf- und Speicher-

kraftwerke [32]. Die Wasserkraft liefert somit seit Beginn der Elektrifizierung den überwiegenden Großteil an der Stromversorgung Österreichs. Die Wasserkraftproduktion ist, wie die meisten erneuerbaren Energiequellen natürlichen Schwankungen unterworfen und im Speziellen vom jährlichen Wasserdargebot abhängig. Die natürlichen Entbehrungen aus der Wasserkraft in niederschlagschwachen Jahren müssen über bedarfsgerechte Erzeugung aus Gaskraftwerken bzw. Gas- und Dampfkraftwerken ausgeglichen werden. Auch dieser Umstand wird in Abbildung 14 sehr gut veranschaulicht.



**Abbildung 14:** Langjähriger Anteilsvergleich der Energieträger an der Bruttostromerzeugung in Österreich, Quelle [32], bearbeitet

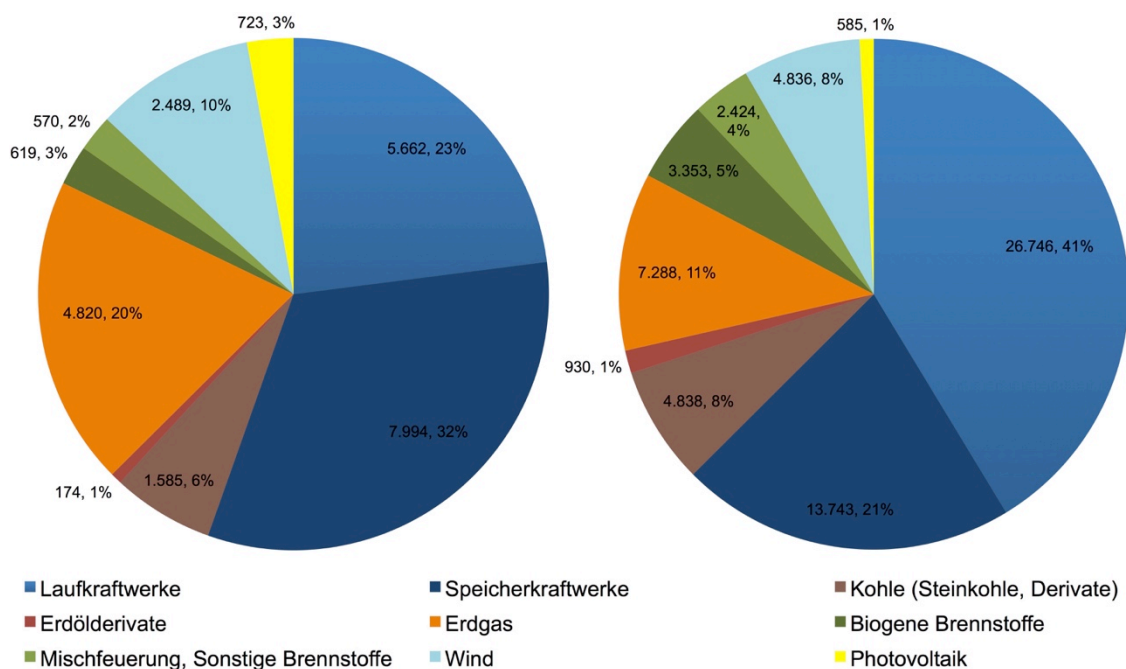


**Abbildung 15:** Gegenüberstellung der inländischen Bruttostromerzeugung nach Energieträgern mit dem Inlandsstromverbrauch [GWh] Österreichs zwischen 1920 und 2015, Datenquelle [32], Eigene Darstellung

Im Folgenden wird auf die gegenwärtige elektrische Energieerzeugungsstruktur Österreichs näher eingegangen, welche auf Daten der E-Control, der österreichischen Regulierungsbehörde für Elektrizität und Erdgas, basiert [32].

Das Kraftwerksportfolio des Alpenstaates weist mit Ende 2015 13.657 Wasserkraftwerke, 3.212 Wind-, Photovoltaik- und geothermische Anlagen sowie 7.768 Wärmekraftwerke auf, wobei Kraftwerksstandorte unter einer Engpassleistung von zehn Megawatt hierbei nicht berücksichtigt worden sind. Mit diesem Kraftwerkspark konnte im Jahr 2015 eine Netto-Engpassleistung von 24.053 MW und eine Bruttostromerzeugung von 64.947 GWh erreicht werden.

An der Engpassleistung beträgt der Wasserkraftanteil 55,4 %, erneuerbare Energien mit Wind, Photovoltaik und Geothermie nehmen 13 % ein und auf Wärmekraftwerke inklusive Biomasse, Biogas und anderen Ökoanlagen entfallen 31,6 %. Betrachtet man die Energieerzeugung, entfielen im Jahr 2015 62,3 % auf die Wasserkraft, 8,4 % auf die restlichen erneuerbaren Energien und 29,3 % auf Wärmekraftwerke.

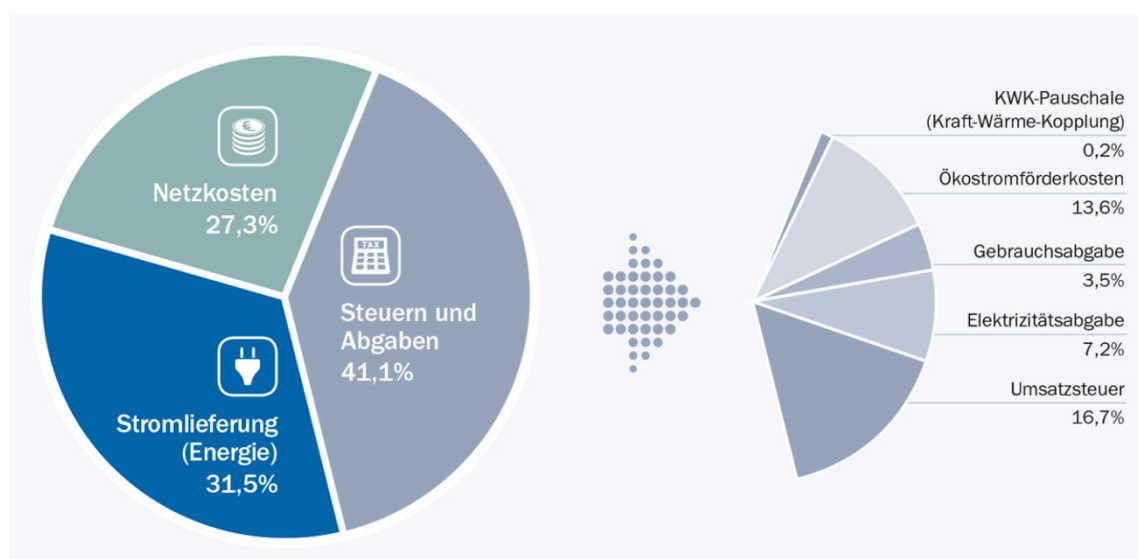


**Abbildung 16:** Gegenüberstellung der Netto-Engpassleistung [MW] (linkes Diagramm) mit der Jahreserzeugung [GWh] (rechtes Diagramm) und jeweils prozentuellem Anteil des österreichischen Kraftwerksparks im Jahr 2015, Datenquelle [32], Eigene Darstellung

Wie bereits erwähnt, ist die Stromerzeugung in Österreich zu rund zwei Drittel aus Wasserkraft geprägt und natürlichen Schwankungen unterworfen. Beispielsweise betrug die Bruttostromerzeugung im Jahr 2012 72.390 GWh, rund 7.000 GWh mehr im Vergleich zum Jahr 2015. Die physikalischen Stromimporte betragen im Jahr 2015 29.369 GWh, die Stromexporte beliefen sich auf 19.311 GWh.

Der größte Zuwachs an der Stromproduktion gegenüber 2014 wurde bei Erdgas mit +44,0 % und Erdöl mit +43,0 % registriert. Auch konnten Wind und Photovoltaik einen starken Produktionsanstieg mit insgesamt +24,7 % verzeichnen. Daneben stieg die Produktion elektrischer Energie aus biogenen Energieträgern um +2,5 %. Nur die Stromerzeugung aus Wasserkraft geht dem allgemeinen wachsenden Trend entgegen und ist mit -9,6 %, auch aufgrund der vergleichsweise geringen Hydraulizität im Jahr 2015, deutlich rückläufig. Tatsächlich stieg der anrechenbare Anteil aus erneuerbaren Energieträgern an der Stromproduktion im Jahr 2015 um 0,1 % auf 69,3 % gegenüber dem Vorjahr an [33].

Ursache dieser Entwicklung ist die Marktverzerrung aufgrund unterschiedlicher staatlicher Einspeisetarife für die Abnahme elektrischer Energie aus Ökostromanlagen. Aktuell setzt sich der Strompreis zu 31,5 % aus der Energielieferung, 27,3 % aus Netzkosten und 41,1 % aus Steuern und Abgaben zusammen [18]. Die dazugehörige Graphik ist in Abbildung 17, Seite 48 dargestellt. Österreichs Stromkunden fördern die elektrische Energiegewinnung mit Ökostromanlagen über Steuern mit 13,6 % vom gesamten abgerechneten Strompreis [18]. Das etwas prekäre und widersinnige an diesem Fördermodell ist, dass mehr als 60 % der Stromproduktion der Wasserkraft zugeschrieben wird, aber die Ökostromförderung für neue oder revitalisierte Kleinwasserkraftanlagen deutlich geringer ausfällt als für Wind- und Photovoltaikanlagen.



**Abbildung 17:** Aktuelle Preiszusammensetzung elektrischer Energie in Österreich, Stand 31.01.2016, Quelle [18]

Demnach werden gegenwärtig Wind mit 9,04 Cent/kWh und Photovoltaik mit 8,24 Cent/kWh etwa doppelt so hoch gefördert wie Kleinwasserkraftanlagen, die ab einer Einspeisung von 7.500.000 kWh hinausgehend nur 4,87 Cent/kWh erhalten [34].



Im Spitzenfeld liegen mit bis zu 22,22 Cent/kWh Ökostromanlagen, die mit fester Biomasse betrieben werden, die Biogasverstromung erhält Förderungen von bis zu 18,67 Cent/kWh [34]. Dass damit die wirtschaftlichen Rahmenbedingungen und Investitionsanreize in die Wasserkraft als effizienteste erneuerbare Energiequelle kaum vorhanden sind, liegt auf der Hand. Die Ökostromförderungsabgabe aus mehr als 60 % Wasserkraftstrom finanziert mehr oder weniger die neuen erneuerbaren Energiequellen Wind, Photovoltaik und Biomasse.

Daneben wurden mit dem 2011 novellierten Ökostromgesetz Ziele für den Ausbau der einzelnen erneuerbaren Energieerzeugungstechnologien für den Zeitraum von 2010 bis 2020 festgelegt, die wie folgt definiert sind [35]:

- Wasserkraft: Leistungssteigerung um 1.000 MW
- Windkraft: Leistungssteigerung um 2.000 MW
- Photovoltaik: Leistungssteigerung um 1.200 MW
- Biomasse und Biogas: Leistungssteigerung um 200 MW

Werden die festgesetzten Zielsetzungen bis 2020 eingehalten, so wird die Erzeugung aus Wasserkraft und Wind um je vier Terrawattstunden, aus Photovoltaik um 1,2 TWh und aus Biomasse- bzw. Biogasverstromung um 1,3 TWh gegenüber dem Bezugsjahr 2010 gesteigert werden können. Zusammen ergibt die Erzeugungssteigerung durch den Ausbau erneuerbarer Energien ein Plus von 10,5 TWh [35].

Der in Europa und insbesondere in Deutschland extrem verfolgte Ökostromausbau ist zwar einerseits sehr zu begrüßen, andererseits führen Produktionsüberschüsse bei stagnierender Nachfrage zu einer Erosion der Großhandelspreise, wodurch der Investitionswillen österreichischer Energieversorger in große Wasserkraftprojekte kaum gegeben ist. Eine Stabilisierung des Strombörsenpreises wird spätestens nach dem Atomausstieg Deutschlands im Jahr 2022 erwartet [8]. Die derzeitige Umbruchphase mit dem Verfall der Strompreise und steigenden Energiekosten für Konsumenten ist bedingt durch die Energiewende. Konsumenten finanzieren mit der Ökostromförderung den Ausbau von Wind und Photovoltaik, deren wetterbedingten Überkapazitäten die Strompreise aufgrund stagnierender Nachfrage fallen lassen.

Der Umbruch in verschiedenen Energiesektoren bringt auch neue und zukunftsweisende Anwendungsgebiete für die sich ebenso umbauende österreichische Elektrizitätswirtschaft mit sich. Bedeutendstes zukünftiges Anwendungsgebiet ist unter anderem der Mobilitätssektor, der zwar insbesondere in Österreich noch ein Schattendasein führt, aber sich als die beste Alternative gegenüber klimaschädigenden Verbrennungsmotoren erwiesen hat. Umfangreiche innovative Projekte, wie etwa Oberlei-

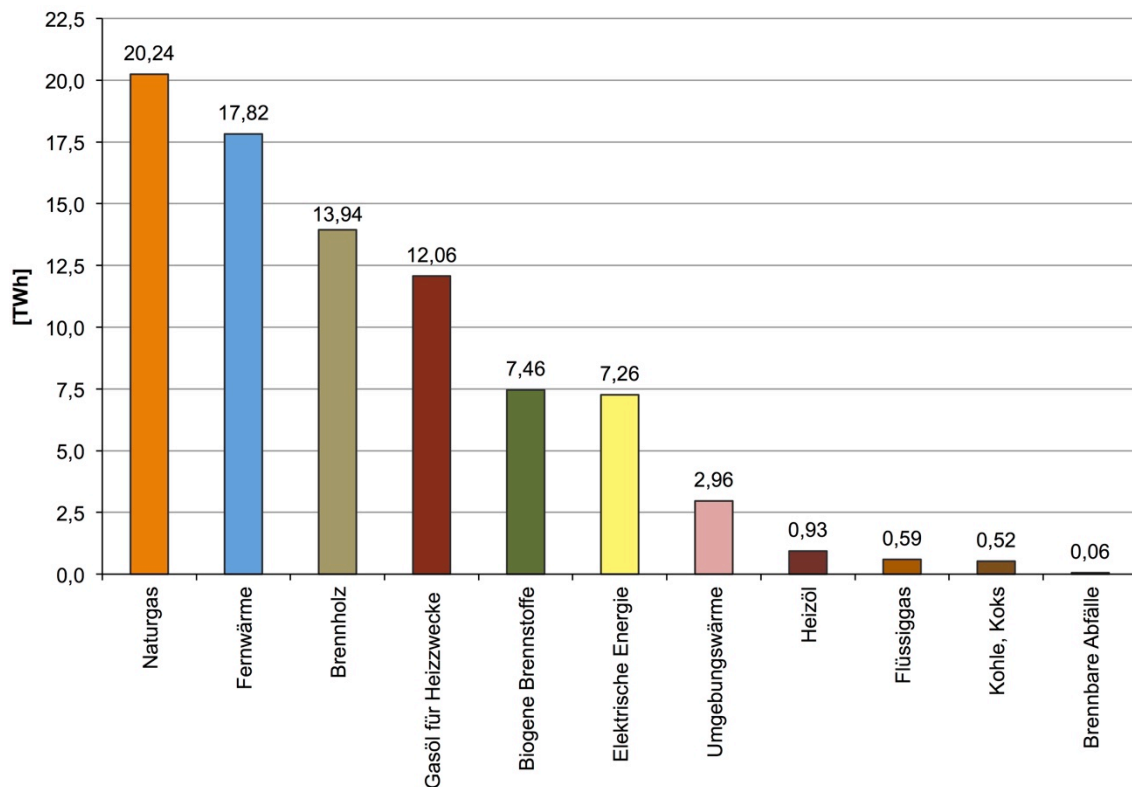
tungssysteme für den Schwerverkehr in Schweden, Elektrobusse mit Hochleistungskondensatoren in Graz und erste Verkaufsschlager von vollelektrischen Personenkraftwagen sprechen für sich. Auch Österreich, mit einem gegenwärtig beinahe vernachlässigbaren Anteil von 0,4 % [33] an Elektroautos zwar nicht Mekka dieser in Europa – in Norwegen liegt der Anteil bei 16 % am gesamten Fahrzeuginventar – setzt auf diese aufkeimende und umweltfreundliche Technologie und will mit Infrastrukturmaßnahmen, wie der Installation von flächendeckenden Ladestationen bis 2020 die Neuzulassungen deutlich ankurbeln. Die Elektrifizierung des Transportsektors ist prominentes Beispiel für eine zukünftig deutlich höhere Stromnachfrage.

Daneben zählt Österreich mit zunehmenden Wetterextremen im Sommer und einhergehenden Schäden in Millionenhöhe sowie ausbleibenden Schneefällen in den Wintermonaten zu den besonders betroffenen Ländern der Klimaerwärmung. Eine aktuelle Studie vom Institut für Schnee- und Lawinenforschung der Eidgenössischen Forschungsanstalt WSL [36] beziffert die augenscheinlich bekannten Auswirkungen des Klimawandels in den Alpen: Demnach beginnt die Schneesaison heute zwölf Tage später und endet etwa 25 Tage früher gegenüber dem Bezugsjahr von 1970 [36] – Einbußen von insgesamt 37 Tagen, die es zum Erhalt des Wintertourismus und einem bedeutenden Wirtschaftsfaktor der Alpenrepublik mit maschinell hergestellter weißer Pracht wettzumachen gilt. Der Startzeitpunkt für die mehr als 20.000 österreichischen Schneekanonen [37] richtet sich nach der ersten längeren Periode mit durchwegs Temperaturen unter 0 °C. Bei einem durchschnittlichen spezifischen Energieverbrauch moderner Schneekanonen zwischen 1 und 3 kWh [37] für die Herstellung von einem Kubikmeter Kunstschnee ein weiteres Beispiel für abrupte elektrische Energienutzung, die in einer sich im Aufbau befindlichen dargebotsabhängigen Energiegewinnungsstruktur Herausforderungen für den gegenwärtigen und zukünftigen Energiemarkt darstellt.

Wurden am Beginn der Elektrizitätsversorgung kalorische Kraftwerke in der Nähe von Verbrauchsschwerpunkten errichtet, kommt es nun zunehmend neben der zeitlichen auch zu einer örtlichen Entkoppelung von Energiebedarf und Energieproduktion. Der Stromtransport ist in Österreich ein wichtiges Kernelement für eine stabile und ausfallssichere Energieversorgung, die es mit dem weiteren Ausbau an Kraftwerkskapazität aber auch mit dem seit Jahrzehnten forcierten Ringschluss der leistungsfähigen 380-kV Höchstspannungsleitung zu erhalten gilt. Mit den dargebrachten Fakten und Betrachtungen der österreichischen Elektrizitätsversorgung kann zusammengefasst werden, dass die Herausforderungen an eine energiesichere Zukunft Österreichs hoch sind, die aber mit vorausschauender, durchdachter und langfristiger Planung bewerkstelligt werden können.

## 2.2 Wärmeenergie: Raumwärme- und Warmwasserbereitstellung

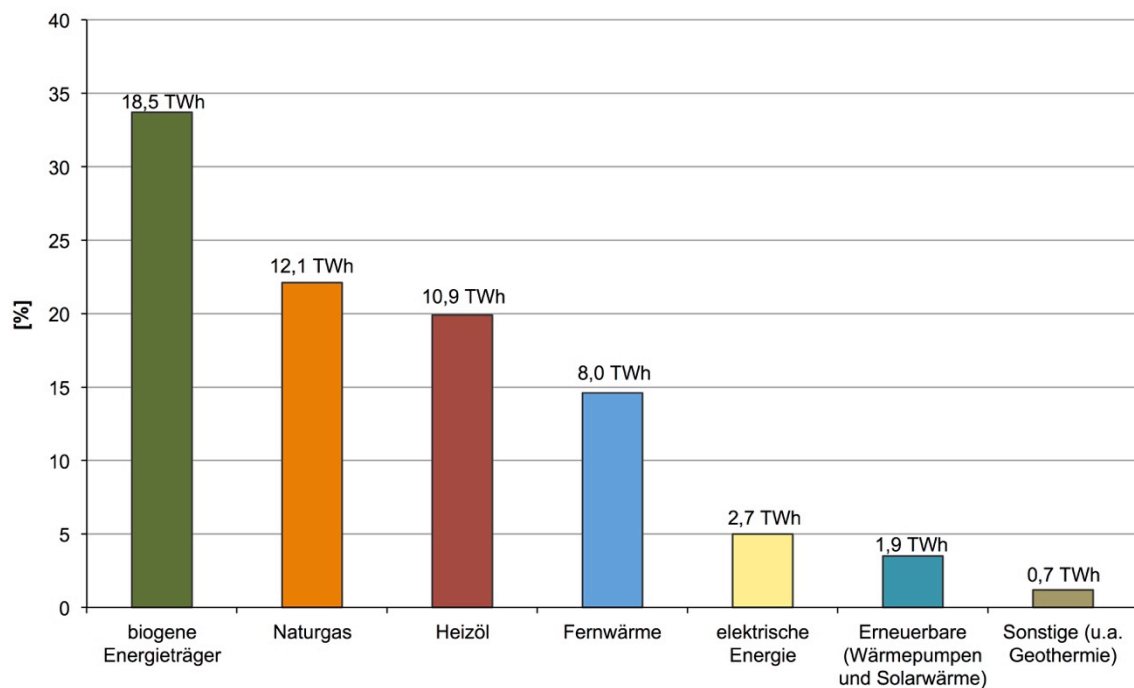
Im Wissenschafts-Thriller „Blackout“ von Österreicher Marc Elsberg wird Europa in einem Wintermonat von einem langanhaltenden flächendeckenden Stromausfall heimgesucht und zeigt die Abhängigkeit unserer fragilen, verwöhnten Gesellschaft von einem weiteren Energiesektor, nämlich dem der Wärmeenergie auf. Österreich mit kalten Wintern und langen Heizperioden dient in den folgenden Ausführungen als hervorragendes repräsentatives Beispiel um aufzuzeigen, wie energieintensiv dieser Sektor ist.



**Abbildung 18:** Struktur der thermischen Energieerzeugung für die Raumwärmebereitstellung in Österreich im Jahr 2015, Datenquelle [33], Eigene Darstellung

Im Jahr 2015 entfielen in Österreich 27,8 % beziehungsweise 83,9 TWh des energetischen Endverbrauchs auf die Raumwärmeerzeugung und die Warmwasserbereitstellung [33]. In Abbildung 18, Seite 51 ist der Energieträgereinsatz für diese Wärmeenergiebereitstellung für das Jahr 2015 dargestellt. Rund 43 % der thermischen Energie wird aus fossilen Energieträgern, allen voran Naturgas gewonnen, gefolgt von erneuerbaren Energieträgern mit 29 %. Die restlichen 28 % teilen sich mit 21 % auf die Fernwärme und 7 % auf die Nutzung von elektrischer Energie auf. Die Verteilung der Energieträger für die Fernwärmeproduktion ist in Abbildung 20, Seite 54 dargestellt. Insgesamt beträgt der Anteil fossiler Energieträger in der Raumwärme- und Warmwas-

sererzeugung in Österreich rund 54 % [33]. Man würde meinen, dass das Wirtschaftswachstum mit der Zunahme am Endenergieverbrauch eines Landes gleichsetzen könnte – weit gefehlt. Im Jahr 2015 stieg der Endenergieverbrauch der österreichischen Haushalte und Unternehmen dreimal so stark wie die Wirtschaftsleistung [33]. Den höchsten Anstieg nach einzelnen Sektoren verbuchten mit einer Verbrauchszunahme von 7,5 % gegenüber dem Vorjahr die inländischen Haushalte, deren Energiekonsum sich hauptsächlich aus dem elektrischen und thermischen zusammensetzen. 72 % des gesamten Energieaufkommens privater Haushalte werden für Heizungszwecke aufgewendet, 15 % entfallen auf die Warmwasseraufbereitung und Kochzwecke, und 13 % verteilen sich auf Elektrogeräte und die elektrische Beleuchtung [31].



**Abbildung 19:** Energieeinsatz für Raumwärme privater Haushalte Österreichs nach Energieträgern in [TWh] und prozentuellem Anteil für das Jahr 2014, Datenquelle [38], Eigene Darstellung

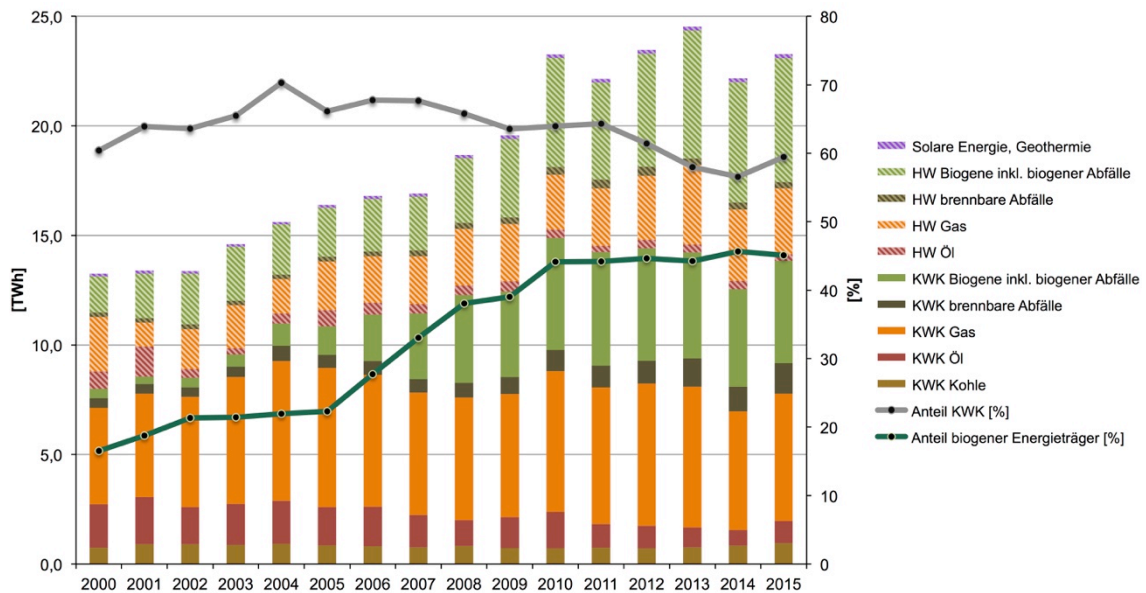
In den österreichischen Haushalten wurden 18 % des gesamten inländischen Endenergieverbrauchs im Jahr 2012 für Raumwärme aufgewendet, das rund 54,8 TWh entspricht und etwa zwei Drittel an der gesamten Wärmeenergienutzung des Landes einnimmt [31]. Zum Vergleich entspricht der Energieaufwand für Heizungszwecke privater Haushalte in etwa 84 % der inländischen Bruttostromerzeugung. In Abbildung 19, Seite 52 ist der Energieeinsatz in absoluten Zahlen nach den eingesetzten Energieträgern beziehungsweise als prozentueller Anteil am Gesamtaufwand der Raumwärmeerzeugung privater Haushalte für das Jahr 2014 dargestellt.

Betrachtet man den elfjährigen Zeitraum zwischen 2003 und 2014 so lässt sich ein starker Wandel des Energieträgereinsatzes beobachten. Während Heizöl 2003 noch einen Anteil von 31,1 % einnehmen konnte, sank der Anteil innerhalb von zehn Jahren auf 19,9 % zugunsten von Fernwärme und den besonders feinstaubintensiven biogenen Energieträgern wie Brennholz, Holzpellets und Hackschnitzel [38]. Fernwärme konnte eine Steigerung von 7,3 % auf 14,6 % verzeichnen, biogene Energieträger konnten ihren damaligen ohnehin schon hohen Anteil von 27,7 % auf 33,7 % erhöhen [38]. Während der Einsatz von elektrischer Energie an der Raumwärmeaufbringung bei rund 5 % in diesem Zeitraum stagnierte und sich der Anteil von Naturgas von 24,5 % auf 22,1 % reduzierte, konnten Wärmepumpen und Solarwärme ihren Anteil von 1,2 % auf 3,5 % anheben [38]. Die größte Zuwachsrate an der Raumwärmebereitstellung privater Haushalte verzeichnete also die Fernwärme.

Die Fernwärmeversorgung und der Fernwärmeverbrauch ist aber ganz allgemein, also nicht nur in privaten Haushalten, sondern auch im produzierendem Bereich, in öffentlichen Gebäuden und der Landwirtschaft seit jeher stetig im Steigen begriffen und erfreut sich nach wie vor ungetrübt großer Beliebtheit. Insgesamt stieg der Verbrauch zwischen 2004 und 2014 um 35,7 %, das einer durchschnittlichen jährlichen Zuwachsrate von 3,5 % entspricht [4]. Der energetische Endverbrauch von Fernwärme im Jahr 2014 belief sich auf 20,3 TWh [4], rund 40 % bzw. acht Terrawattstunden davon nahmen, wie bereits erwähnt die privaten Haushalte ein. Alle österreichischen Nah- und Fernwärmeversorgungsnetze zusammengefasst hatten im Jahr 2014 eine Anschlussleistung von 9.200 MW<sub>th</sub>, die mit Fernwärmeversorgungsleitungen inländischer Wärmeversorgungsunternehmen von 4.962 Kilometern Länge gekoppelt sind, und die zukünftig jährlich um durchschnittlich 42 Kilometer ausgebaut werden sollen [4].

Für die Fernwärmeenergieerzeugung basieren gegenwärtig zwei Systeme. Einerseits wird die nutzbare Wärme in Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen neben elektrischer Energie erzeugt oder direkt in eigens dafür vorgesehenen Heizkraftwerken. Die Erzeugungscharakteristik je nach Energieträger beider Systeme ist in Abbildung 20, Seite 54 dargestellt. Während der Anteil erneuerbarer, im Fall der Wärmeenergieerzeugung insbesondere biogener Energieträger im Jahr 2000 noch bei etwa 17 % lag, konnte dieser Wert innerhalb von zehn Jahren auf rund 45 % gesteigert werden, stagniert aber seit 2010 bei diesem Prozentsatz. Grundsätzlich ist der Trend zu einer gasbefeuerten und auf biogenen Brennstoffen basierenden thermischen Energieerzeugung zu erkennen, wobei Öl und Kohle zusehends verdrängt werden. Mit einem schon beinahe vernachlässigbaren Anteil von 0,8 % an der gesamten Fernwärmeversorgung ist noch die solare Wärmenutzung und die der Geothermie vertreten.

Dass die Sonnenenergienutzung nicht nur das größte Potential von allen erneuerbaren Energieträgern hat, wurde bereits mit Abbildung 4, Seite 27 verdeutlicht. Den Einsatzmöglichkeiten der Solarthermie wird aber erst in den letzten Jahren immer stärker nachgegangen. Die Möglichkeiten, das Zukunftspotential und die Anwendungsgebiete der solarthermischen Energiegewinnung insbesondere in Kombination mit dem in dieser Arbeit dargebrachten innovativen Systems werden im Kapitel 4.6 beschrieben.



**Abbildung 20:** Energieträgeranteil an der Fernwärmeenergieaufbringung von Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen (KWK) und Heizkraftwerken (HW), Datenquelle [33], Eigene Darstellung

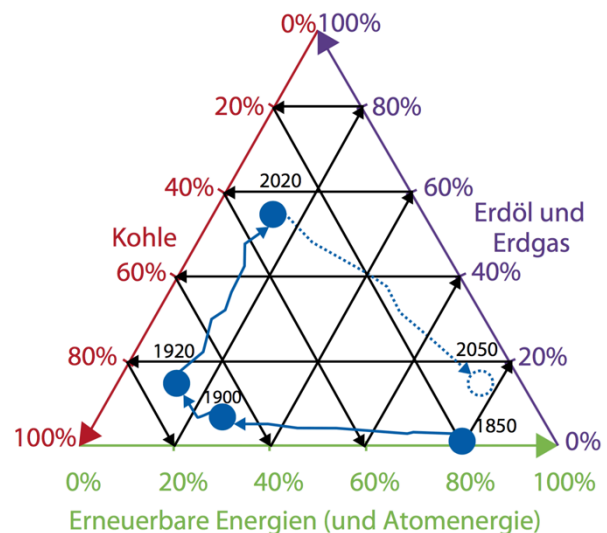
Diese grundlegende Ist-Analyse der österreichischen Wärme- und Fernwärmeversorgungscharakteristik soll das Zukunftspotential letzterer widerspiegeln und Anreize für diese Technologie geben, deren Anwendung von wesentlicher Bedeutung dieser Arbeit ist. Auch wenn der Trend zu einer individualisierenden Gesellschaft und oft das Verlangen nach energetischer Autarkie mit sündteuren privaten Anlagen zur Energiegewinnung und Speicherung zunimmt, besteht daneben ebenso das Verlangen – ähnlich wie bei der Stromversorgung – einfach über Anschlüsse zur thermischen Energie zu gelangen und deren Produktion und Versorgung Unternehmen zu überlassen, ohne sich über die nächste Brennstofflieferung, die alljährliche Wartung der Anlage oder sonstiges kümmern zu müssen. Mit der zunehmenden Abwanderung in die Städte, und deren unbestrittener kaum enden wollender Bevölkerungszuwachs und die Tatsache, dass sich die Fernwärme insbesondere in urbanen Gebieten zu einem festen Bestandteil sauberer, zentraler Energieerzeugung etabliert hat, wird dort nicht nur der Bedarf an thermischer Energie im Allgemeinen, sondern insbesondere an der Fernwärmeenergiebereitstellung steigen.

### 3. Energiespeichertechnologien

Speicher jeglicher Art begleiten das Leben und die Menschheit seit Anbeginn. Hatten früher die Konservierung, das Haltbarmachen und die Einlagerung von Lebensmitteln über einen längeren Zeitraum hinweg Priorität, um auch entbehrungsreiche Perioden im Speziellen aber Wintermonate überbrücken zu können, sind mit dem Speicherbegriff in unserer heutigen globalisierten und stark vernetzten Welt vorwiegend die der Energie, und hier wiederum diejenigen für elektrische und thermische, verknüpft.

Wird die Betrachtung noch weiter vertieft, so kommt man zum Schluss, dass unser gesamtes Leben, gar die gesamte menschliche Evolution auf der Speicherung solarer Energie basiert. Ohne der Sonnenenergie, die zusammen mit Wasser und Kohlenstoffdioxid über Photosynthese im Chlorophyll der Pflanzen Zucker und in weiterer Folge Biomasse entstehen lässt, um anschließend „eingelagert“ beziehungsweise gespeichert zu werden, wäre ein Leben undenkbar. Die Sonnenstrahlung ist somit nicht nur Grundlage für die Nahrungsmittelproduktion und das Leben auf der Erde, sondern auch mitverantwortlich für unseren derzeitigen Wohlstand, der nach der aktuellen Primärenergieerzeugung mit 82 % aus fossilen Energieträgern [1] gedeckt wird, die in Form von Erdöl, Erdgas und Kohle Überbleibsel vergangener, umgewandelter Sonnenenergie sind.

Jahrtausende wurden oberirdisch anzutreffende erneuerbare Energieträger, vielfach Holz als bevorzugte Biomasse, später auch Sonne, Wind und Wasserkraft, beide letztere vor allem zur mechanischen Energiegewinnung in Mühlen verwendet. Mit der industriellen Revolution und den neuentwickelten Maschinen, allen voran der von James Watt erfundenen Dampfmaschine, begann das Zeitalter der fossilen Energieträger. Schon bald erlangten Öl, Gas und Kohle als chemische Energiespeicher an der energetischen Nutzung Oberhand und entwickelten sich in den vergangenen Jahrzehnten mit exponentiellem Wachstum zu den überwiegend genutzten Energieträgern mit der leider einhergehenden enormen Umweltbelastung durch die Freisetzung klimaschädlicher Gase und Schadstoffe. Die derzeitige Umbruchphase mit einer Renaissance von erneuerbaren Energien und den Hand in



**Abbildung 21:** Evolution der Struktur in der Primärenergieversorgung, Quelle [40]

Hand in Hand mit der Entwicklung der fossilen Energieträger entwickelten sich in den vergangenen Jahrzehnten mit exponentiellem Wachstum zu den überwiegend genutzten Energieträgern mit der leider einhergehenden enormen Umweltbelastung durch die Freisetzung klimaschädlicher Gase und Schadstoffe. Die derzeitige Umbruchphase mit einer Renaissance von erneuerbaren Energien und den Hand in

Hand gehenden Energieeffizienzsteigerungsmaßnahmen lässt hoffen, den anthropogen verursachten Klimawandel doch noch auf ein verträgliches Maß zu begrenzen. In Abbildung 21, Seite 55 ist die Evolution der Energieträgernutzung für die Primärenergieversorgung dargestellt. Bis sich der Kreis und die Umstellung hin zu einer vollkommen erneuerbaren Energienutzung wieder schließt, ist es noch ein langer Weg. Diese Graphik macht aber auch deutlich und besonders nachdenklich, wie massives, nur 200-jähriges Eingreifen des Menschen mit fossilen Energieträgern das gesamte Weltklima beinahe auf den Kopf gestellt hat, und mit welchen Auswirkungen des künstlich herbeigeführten Klimawandels nachfolgende Generationen zu kämpfen haben werden. Der vielfältige Begriff der Energiespeicherung ist ohne der exakten Definition auf mehrere, voneinander auch unabhängige Sektoren anwendbar. In den folgenden Betrachtungen wird demnach der Energiespeicherbegriff auf die elektrische und die thermische Energiespeicherung reduziert.

Einhergehend mit der zukünftigen zwangsläufig herbeigeführten zeitlichen Entkopplung der Stromerzeugung mit der Nutzung von Wind- und Sonnenenergie bedarf es eines Ausgleichs von der wetterabhängigen Produktion und des tageszeitlich schwankenden Strombedarfs. Um somit bei Überproduktion aus Wind und Photovoltaik nicht Anlagen abschalten zu müssen und bei Starklastzeiten unabhängig von kalorischen Energieträgern und der Atomkraft zu werden, sind Speicher der zweite, nicht minder wichtige Baustein der Energiewende. Während die hydraulische Pumpspeicherung eine zuverlässige, robuste und effiziente Speichertechnologie darstellt, diese aber an natürliche topographische Höhenunterschiede geknüpft ist, wird intensiv an alternativen Stromspeichern, wie der Druckluftspeicherung, den Power-to-Gas-to-Power Systemen und verschiedensten Batteriespeichern geforscht, um konkurrenzfähige und wirtschaftliche Lösungen für die Speicherung und bedarfsgerechte Erzeugung von elektrischer Energie zu entwickeln.

Neben der Stromspeicherung etabliert sich nach und nach die großtechnische Wärmespeicherung. Zwar kann mit umweltfreundlicher Biomasse bedarfsgerecht Wärme erzeugt werden, bei der Nutzung solarer Strahlung für die Wärmeenergiegewinnung wird aber auch hier das Angebot vom Bedarf zeitlich entkoppelt. Demnach eröffnen Projekte mit saisonaler Speicherung der Sonnenenergie von Sommermonaten zur Verwendung dieser in den Wintermonaten neue Perspektiven für eine effiziente Ressourcennutzung für die thermische Energieaufbringung.

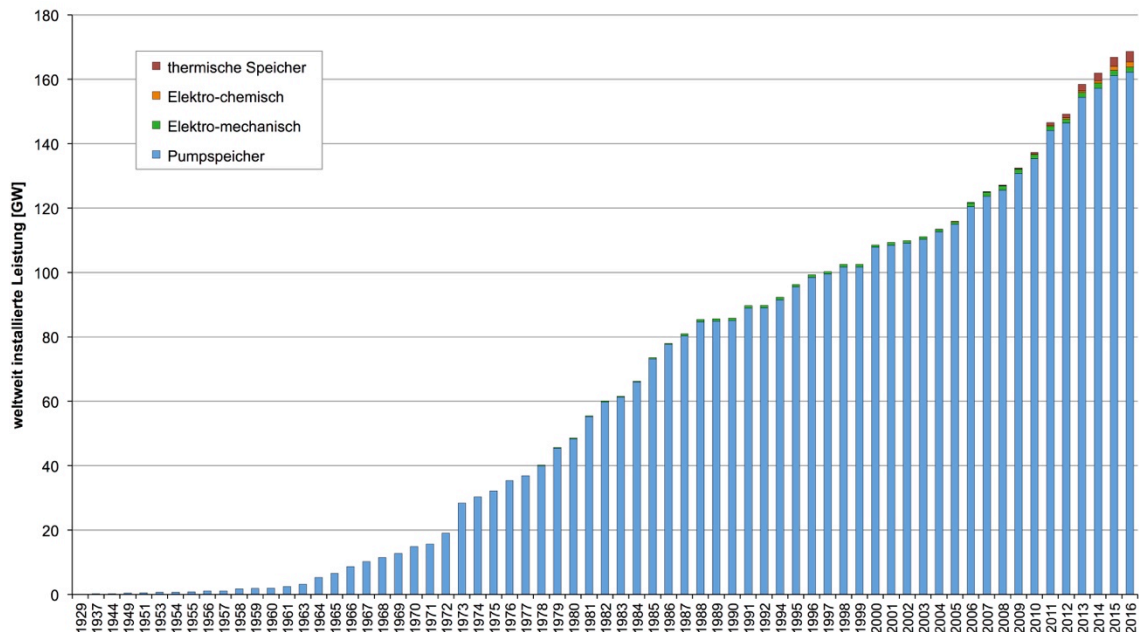


### 3.1 Stromspeicher

Mit der zunehmenden Ökologisierung der Elektrizitätsversorgung sind untrennbar schwankende Erzeugungen aus dargebotsabhängigen erneuerbaren Energieträgern und mit diesen wiederum ein immer größer werdender Bedarf an jederzeit abrufbarer Erzeugungskapazität verbunden. Daneben soll die bei Überproduktion aus den tragenden erneuerbaren Energiequellen, nämlich Wind und Photovoltaik, erzeugte elektrische Energie in einen speicherbaren Energieträger umgewandelt werden können, sodass von unnötigen und ineffizienten Abregelungen bei Überkapazitäten abgesehen werden kann. Zusätzlich wird früher oder später auf schnell regelfähige thermische Kraftwerke, wie Gas- und Dampfkraftwerke, verzichtet werden müssen. Die Herausforderungen von alternativen Energien, die ab 2022 auch für den gesamten Atomkraftwerkspark Deutschlands aufkommen werden müssen, sind nicht nur deren volatile Erzeugungscharakteristik, sondern auch die vergleichsweise geringen Jahresbenutzungsstunden. Daneben erlebt der Mobilitätssektor eine schon in naher Zukunft unweigerliche Abkehr von fossilen Treibstoffen, die vorzugsweise mit effizienter elektrischer Antriebstechnik ersetzt werden. Die dargebrachten Aufgaben sind allesamt bevorstehende Herausforderungen für den Elektrizitätssektor, dessen Verbrauch zwar kurzfristig durch jetzt schon spürbare Effizienzmaßnahmen stagniert, mittel- und langfristig aber der Energiesektor mit den höchsten Zuwachsraten sein wird [6].

Die „Elektrifizierung“ unserer Gesellschaft gepaart mit dem Umsturz in der Energieversorgung durch die großzügige Wiederverwendung von erneuerbaren Energien seit Beginn der Industriellen Revolution führt zu einer stark wachsenden Komplexität der elektrischen Energieversorgung und erfordert zusehends mehr Flexibilität durch rasch anpassungsfähige und verfügbare Kraftwerkstechnologie. Ein Schlüsselbaustein und tragende Säule der Energiezukunft sind Speichertechnologien, die seit jeher einen bedeutenden Beitrag zur Versorgungssicherheit und Versorgungsqualität leisten. Waren die Aufgaben von Stromspeichern bis in die neunziger Jahre des letzten Jahrhunderts mehr oder weniger auf den Lastausgleich begrenzt, so nehmen bereits gegenwärtig und in den nächsten Jahrzehnten im forcierten klimaschonenden Stromwirtschaftssystem deren Einsatzgebiete mit der Erbringung von Systemdienstleistungen und der Bereitstellung von Flexibilität und gesicherter Leistung immens zu. Die älteste, vom Menschen geschaffene, leistungsfähigste Energiespeichertechnologie ist die Pumpspeicherung. Mit über hundertjährigem Einsatz ist es die bewährteste, größte und eine sehr zuverlässige Form der effizienten Stromspeicherung. So ist es nicht verwunderlich, dass weltweit 98 % aller installierten Stromspeicher im Jahr 2016 sich der hydraulischen Pumpspeicherung mit einer installierten Leistung von insgesamt 162,2 GW be-

dienen [41]. Wie in Abbildung 22, Seite 58 ersichtlich ist, gelangen besonders in den letzten Jahren immer öfter, im Vergleich zur Pumpspeicherung zwar in kleinem Maßstab, aber immerhin, neue Stromspeichertechnologien zur Ausführung, wenngleich deren Verbesserungspotential noch hoher Forschungsanstrengungen bedarf.



**Abbildung 22:** Zeitliche Entwicklung des weltweiten Leistungszuwachses von Speichertechnologien zwischen 1929 und 2016, Datenquelle [41], Eigene Darstellung

Die elektro-mechanische und elektro-chemische Energiespeicherung nehmen global aktuell je etwa 1,6 GW installierter Leistung ein [41]. Das wesentliche Hemmnis im weiteren Ausbau der langfristig erprobten Pumpspeichertechnologie ist, dass für die ökonomische Ausführbarkeit natürliche topographische Höhenunterschiede von großer Bedeutung sind, und somit gerade im Flachland derzeit noch kaum Anwendung finden. Nicht nur deswegen, sondern auch für viele andere zukünftige Anwendungsgebiete, wie intelligente Stromnetze („smart grids“) und den Mobilitätssektor wird an alternativen Energiespeichern geforscht. In der zukünftigen, vernetzten und digitalisierten Stromversorgung werden unweigerlich verschiedene Speichertechnologien eingesetzt werden müssen, um als Synergie mit erneuerbaren Energien die Versorgungsqualität und die Versorgungssicherheit durch ihre jeweiligen Vorteile und Stärken gewährleisten und aufrechterhalten zu können. In Tabelle 2, Seite 60 sind die wichtigsten Kennzahlen der bedeutendsten Speichertechnologien zusammengefasst. Wie bereits aus der Abbildung 22, Seite 58 hervorgeht, ist die hydraulische Pumpspeichertechnologie unangestastet mit Abstand die weltweit am häufigsten eingesetzte Speichertechnologie. Die Tabelle 2, Seite 60 gibt einen allgemeinen Überblick mit typischen Parametern über die

aktuell am stärksten vertretenen bzw. in Diskussion stehenden Speichertechnologien elektrischer Energie für unterschiedliche Zukunftsanwendungen. Auf ausgewählte Stromspeichertechnologien wird in den folgenden Kapiteln eingegangen.

Daneben sind fossile Energiespeicher angeführt, um vor allem die volumetrische Energiedichte [ $\text{kWh/m}^3$ ] den neuzeitlichen Energiespeichern gegenüberzustellen. Ganz allgemein stellt Strom eine relativ dünne Energieform dar. Am deutlichsten wird dies mit folgendem Vergleich [95]: Betrachtet wird einerseits eine **380-kV Höchstspannungsleitung mit 4-Systemen**, die eine Transportkapazität von **5.600 MW** (1.400 MW je System) aufweist. Demgegenüber steht eine **Erdölpipeline** mit einem angenommenen Durchfluss von  $1 \text{ m}^3/\text{s}$ , das einer Förderfähigkeit von  $3.600 \text{ m}^3$  je Stunde entspricht. Mit einer Energiedichte von rund  $10.000 \text{ kWh/m}^3$  ( $= 10 \text{ MWh/m}^3$ ) ergibt die Stundenleistung der Pipeline **36.000 MW** ( $3.600 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 10 \text{ MWh/m}^3 \cdot 1/\text{h}$ ). Eine relativ kleine Erdölpipeline fördert somit um den Faktor 6,5 mehr Energie gegenübergestellt einer mächtig wirkenden Höchstspannungsfreileitung. Führt man dieses Gedankenspiel weiter, so erkennt man mit Tabelle 2, Seite 60, dass insbesondere mechanische Energiespeicher, allen voran die hydraulische Pumpspeicherung als erfolgreichste erneuerbare Speichertechnologie, eine sehr geringe Energiedichte aufweisen – ohne der Berücksichtigung von Verlusten entspricht dies  $2,7 \text{ kWh/m}^3$  bei 1.000 Meter Förderhöhe für die Potentialspeicherung von Wasser. Mithilfe dieser Herangehensweise wird dargestellt, dass die Speicherung aber auch die Erzeugung von Energie mit erneuerbaren Ressourcen im Gegensatz zur konventionellen Energieerzeugung grundsätzlich sehr platzintensiv ist, und so oft Konfliktpotential in der Flächennutzung gerade mit dem Landschaftsschutz und Naturschutz birgt.

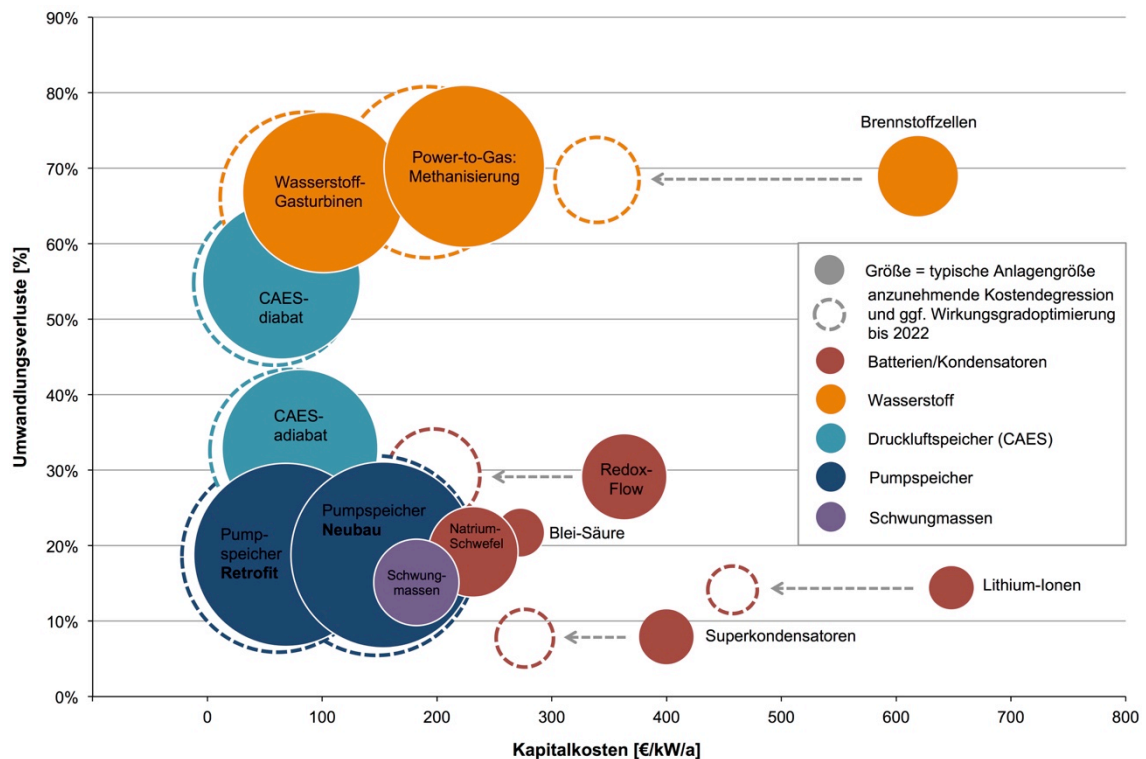
Während freilich die Energieerzeugung aus gegenwärtiger solarer Energie oder Windenergie nicht in den Untergrund ausgelagert werden kann, besteht über Kavernenlösungen zumindest für die Stromspeicherung und dessen Reproduktion die Möglichkeit, diese gänzlich nach unter Tage zu verlegen, und so die ökologischen Auswirkungen quasi nur auf die Bauausführung zu reduzieren.

Zwar können chemische und elektro-chemische Speicher mit höheren volumetrischen Energiedichten deutlich kompakter ausgeführt werden, nichtsdestotrotz werden effiziente hydraulische Großspeicher, die große Energiemengen und gesicherte Leistung auch bei längerfristigen Flauten bereitstellen können, weiterhin die einzige Alternative für Großstromspeicher bleiben. Während nämlich bei elektro-chemischen Speichern insbesondere in der Behandlung und Wiederverwendung der eingesetzten chemischen Stoffe noch Fragen offen sind, sind es bei chemischen Speichern die geringen Wirkungsgrade, wodurch etwa nur ein Drittel der bezogenen elektrischen Energie wieder ins Netz zurückgeführt werden kann [40].

Speichersystem	Speichertechnologie	Gesamtwirkungsgrad [%]	typische Leistung [MW]	volumetrische Energiedichte [kWh/m <sup>3</sup> ]	Investitionskosten [€/kW]	technische Nutzungsdauer [Jahre]	Zykluslebensdauer	Reaktionszeit	Selbstentladung [%/Tag]
mechanische Speicher	Pumpspeicher (PHES)	70 - 82	300 - 1000	1,36 (600 m Fallhöhe) 2,73 (1000 m Fallhöhe)	500 - 2.500	50 - 100	unbegrenzt	< 60 sec	0 - 0,5
	Druckluftspeicher (CAES)	45 - 65	100 - 350	1 - 2	400 - 1.600	25 - 40	unbegrenzt	3 - 10 min	0,5 - 5
	Schwungmassenspeicher (FESS)	85 - 93	0,1 - 15	80-210	1.000 - 5.000	15 - 20	> 1 Mio	ab 10 ms	70 - 100
elektrochemische Speicher	Lithium-Ionen Batterien (Li-Ion)	90 - 95	5	200 - 350	1.000 - 4.000	5 - 20	1.000 - 5.000	3 - 5 ms	0,01 - 0,15
	Natrium-Schwefel Batterien (NaS)	70 - 80	20 - 35	150 - 250	1.000 - 2.500	15 - 20	2.500 - 10.000	3 - 5 ms	bis 10
	Redox-Flow Batterien	70 - 80	10 - 25	20 - 60	1.500 - 3.500	10 - 15	6.000 - 10.000	Sekunden	0,1 - 0,4
	Superkondensatoren	85 - 95	10	5 - 10	200 - 800	10	50.000 - 1 10 <sup>6</sup>	< 10 ms	0,01 - 10
chemische Speicher	Wasserstoffspeicher (H <sub>2</sub> )	34 - 40	k.A.	3 (Normaldruck) 750 (gasförmig, 250 bar) 2.400 (flüssig)	1.500 - 10.000	k.A.	k.A.	10 min	0,003 - 0,03
	Methanisierung (P2G)	30 - 35	k.A.	2.250 (gasförmig, 250 bar) 7.500 (flüssig)	1.000 - 4.000	k.A.	k.A.	10 min	0,003 - 0,03
fossile Energiespeicher	Heizöl	35 - 40	100 - 800	10.000	k.A.	35	-	-	-
	Steinkohle	30 - 45	500 - 2.500	7.500	1.400	35	-	-	-
	Erdgas	GuD bis 60	300 - 850	10,1	650	30	-	-	-

**Table 2:** Gegenüberstellung verschiedener Speichersysteme und Speichertechnologien mit typischen Parametern und dazugehörigen Zahlenwerten, wobei die angegebenen Werte Indikatoren darstellen und zwischen ausgeführten Anlagen erheblich variieren können, Datenquellen [40, 43, 44, 45], Eigene Darstellung

Insbesondere sei an dieser Stelle auf Abbildung 23, Seite 61 verwiesen, wo unter anderem zukünftig angedachte Großspeichertechnologien, wie Power-to-Gas, die Wasserstoffelektrolyse und die teilweise bereits auf Referenzen zurückgreifende Druckluftspeicherung zusammen mit der Pumpspeichertechnologie mit den gegenwärtigen Kapitalkosten und in naher Zukunft zu erwartenden Kostendegression sowie mit deren jeweiligen Umwandlungsverlusten dargestellt sind.



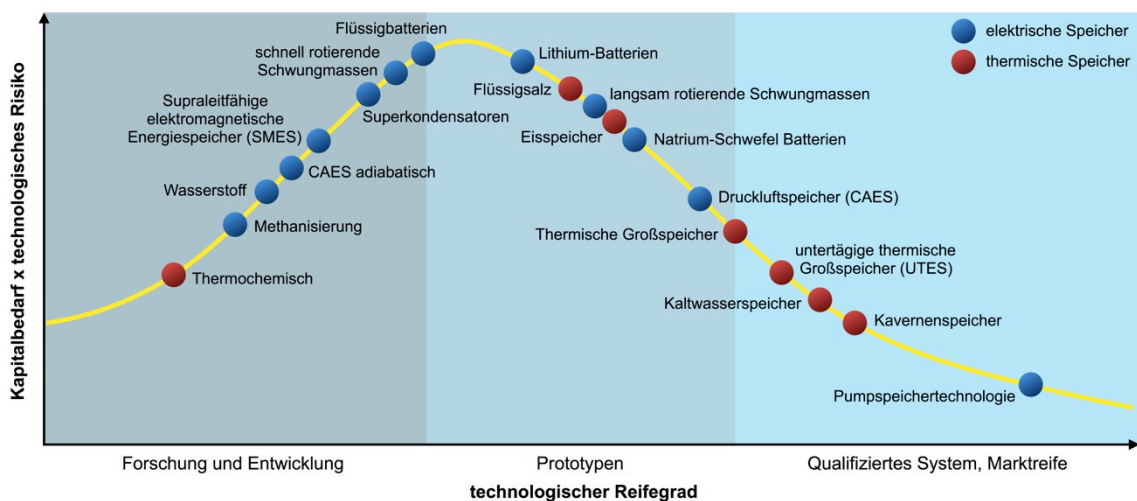
**Abbildung 23:** Typische bzw. angestrebte Ausführungsgrößen von verschiedenen Speichertechnologien für elektrische Energie im Verhältnis zu deren Umwandlungsverlusten (Strom → Speichermedium → Strom) und Kapitalkosten [€/kW/a] sowie der mittelfristigen Kostendegression, Datenquellen [40, 44, Frontier Economics], Eigene Darstellung

Mit Hilfe dieses Vergleichs kann die ohnehin in vielerlei Hinsicht konkurrenzlose Pumpspeicherung gerade im Hinblick auf die Effizienz und die Ökonomie mit großen Vorteilen gegenüber den Mitbewerbern aufzeigen. Insbesondere muss bei der Speicherbetrachtung ein weiterer wesentlicher Aspekt mitberücksichtigt werden, den sich die Europäische Union auf die Fahnen geheftet hat, und einen Grundpfeiler der Energiepolitik darstellt, nämlich die Effizienzsteigerung.

Alleine unter Betrachtung der Umwandlungsverluste und dem eben genannten EU-Energieziel, stellt sich die Frage, warum alternative Speicher mit bis zu 70 % an Umwandlungsverlusten anscheinend als effizient genug betrachtet werden, um diese als Großspeicher-Zukunftstechnologie darzustellen, wohingegen eine unangefochten

hocheffiziente Pumpspeichertechnologie mit all ihren Vorteilen auch in der kosteneffizienten Bereitstellung von wichtigen Netzdienstleistungen bereits vorhanden ist.

Wie die vorherigen Darstellungen und Vergleiche gezeigt haben, sind viele Speichertechnologien erst im Forschungs- und Entwicklungsstadium. Um dies zusätzlich zu untermauern, und den Reifegrad der am häufigsten diskutierten elektrischen Speichertechnologien gegenüber anderen aufzuzeigen, ist in Abbildung 24, Seite 62 der technologische Reifegrad und das jeweilige quantitative technologisch, finanzielle Risiko jener dargestellt. Auch findet sich die bewährte Pumpspeichertechnologie in dieser Betrachtung als Spitzenreiter wider, gefolgt von der Druckluftspeicherung, den Batteriespeichertechnologien, Schwungmassenspeichern und der Power-to-Gas Technologie.



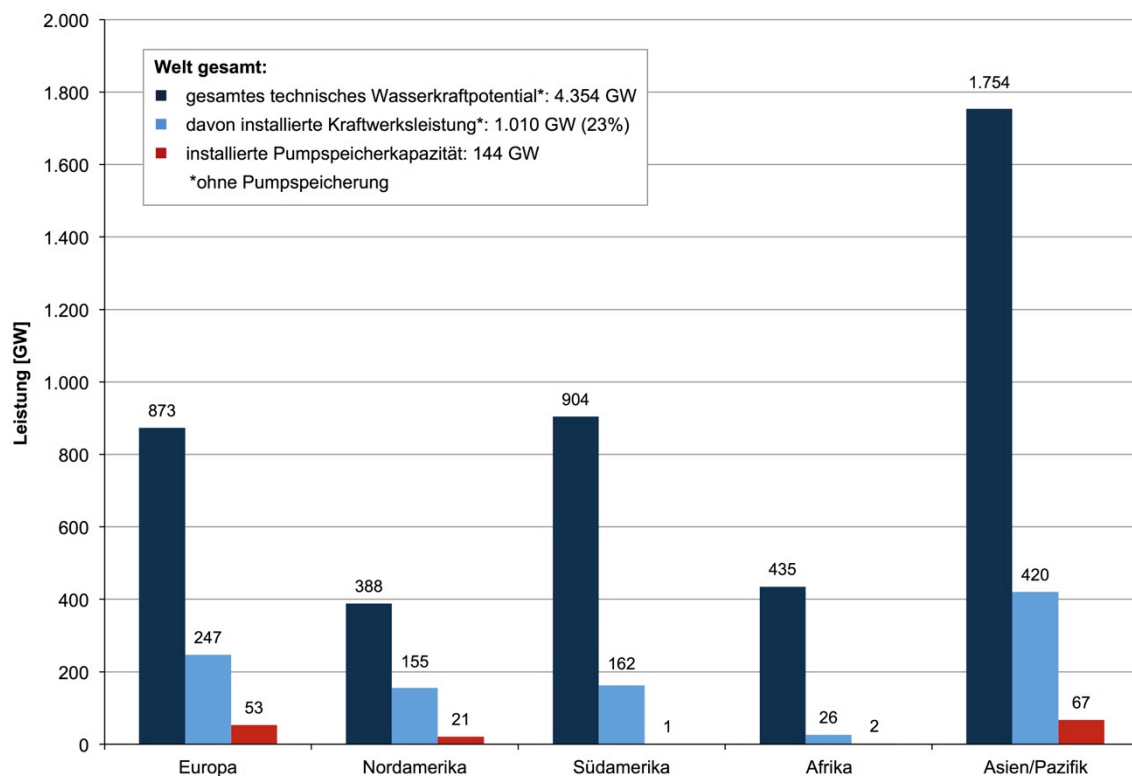
**Abbildung 24:** *Finanzielles, technologisches Risiko und technologischer Reifegrad wesentlicher elektrischer und thermischer Energiespeichertechnologien, Quelle [49], bearbeitet*

In den folgenden Kapiteln werden die derzeit gängigsten und zukünftig auch anvisierten Großspeichertechnologien mit ihrer Funktionsweise, ihren wesentlichen Eigenschaften und Anwendungsmöglichkeiten beschrieben. Der elektrischen Energie, dem Lebenssaft unserer Zivilisation, kommt jedenfalls in allen technologischen Bereichen eine immer größere Bedeutung zu. So ist jene, wenn es die Erzeugung aus Wind und Photovoltaik nicht zulassen, mit Speicherkraftwerken bedarfsgerecht zu produzieren und über Speicher das Energiesystem flexibel zu erhalten, um eine nachhaltige Energiezukunft sicherstellen zu können.

### 3.1.1 Pumpspeichertechnologie

Die Pumpspeichertechnologie ist Bestandteil der längst dienenden, am meisten genutzten und zuverlässigsten erneuerbaren Energiequelle, nämlich der Wasserkraft. Während das Potential an Flüssen für die umweltfreundliche Energiegewinnung natürlich begrenzt ist, können Pumpspeicherkraftwerke quasi überall errichtet werden. Innovationen am Materialsektor und wirtschaftliche Baumethoden ermöglichen dies.

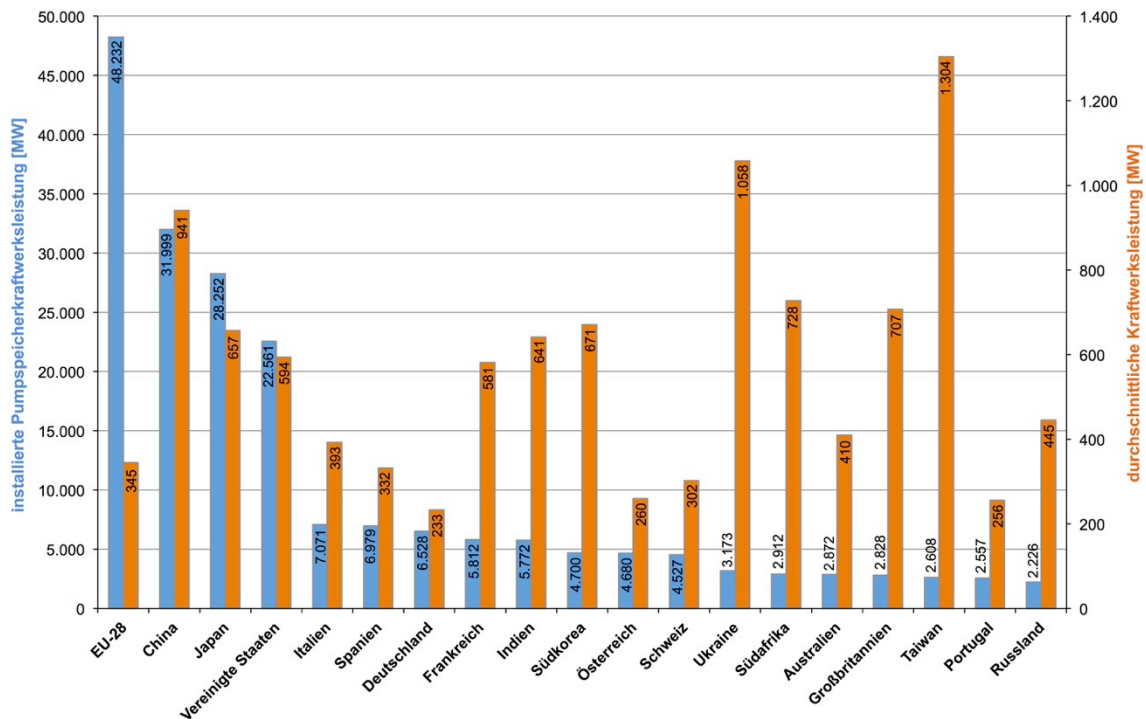
Als Beispiel für höchstbeanspruchte hydraulische Strömungsmaschinen und stahlwasserbauliche Bestandteile durch aggressives Meerwasser sei das 2017 in Bau gehende Pumpspeicherkraftwerk *Espejo de Tarapacá* an der chilenischen Pazifikküste genannt, das mit 300 MW installierter Leistung sich dem Meer als Unterwasserbecken bedient, und somit ein völlig neues Konzept darstellt, welches die ohnehin vielfältige Pumpspeicherung um einen weiteren Mosaikstein bereichert [42].



**Abbildung 25:** Technisches Wasserkraftpotential (dunkelblau) und davon bereits installierte Kraftwerksleistung (hellblau) sowie ausgebaute Pumpspeicherkapazität (rot) nach Kontinent, jeweils in [GW], Stand 2014, Datenquelle [46], Eigene Darstellung

Die Abbildung 25, Seite 63 gibt einen Überblick über das weltweite Wasserkraftpotential und dessen aktueller Nutzung. Zusätzlich zum Vergleich des jeweiligen kontinentalen technischen Wasserkraftpotentials mit der davon bereits installierten Kraftwerksleistung sind die Pumpspeicherkapazitäten unabhängig vom technischen oder genutzten

Potential dargestellt. Wird die installierte Wasserkraftwerksleistung dem gesamten technischen Potential gegenübergestellt, erkennt man, dass erst 23 % von dieser umweltfreundlichen Energiegewinnung weltweit genutzt werden, deren Erzeugung aber bereits 70 % der erneuerbar gewonnenen elektrischen Energie [3] einnimmt. Die Wasserkraft war nicht nur in der Vergangenheit Wegbereiter erneuerbarer Energien am Elektrizitätssektor, sondern wird auch zukünftig einen gewichtigen Anteil an der erneuerbaren Energieerzeugung haben.



**Abbildung 26:** Top-18 Länder und die EU-28 mit den weltweit größten installierten Pumpspeicherkapazitäten sowie deren durchschnittlicher Pumpspeicherkraftwerksleistung [MW] mit Stand 2016, Datenquelle [41], Eigene Darstellung

Stellt man nun die Pumpspeicherkapazität in Relation zur installierten Wasserkraftwerksleistung, so sind weltweit etwa 12,5 % aller Wasserkraftanlagen Pumpspeicherkraftwerke, in Europa etwa 18 % und in Asien sind es rund 14 %.

Die Abbildung 26, Seite 64 gibt einen weltweiten Überblick mit den Ländern der größten installierten Pumpspeicherleistungen und der durchschnittlichen Kraftwerksleistung derselben. Angeführt von China mit beachtlichen 32 GW an Pumpspeicherkapazität und je rund 941 MW an Kraftwerksleistung, liegt Österreich mit insgesamt 4.680 MW und einer gemittelten Kraftwerksleistung von 260 MW an zehnter Stelle. Die gemittelte Pumpspeicherkraftwerksleistung der dargestellten Länder beträgt 584 MW.

Wie anpassungsfähig diese Technologie ist, zeigt sich gerade in der Betrachtung im Wandel der Zeit. Es war einst Friedrich Voith, der 1908 das erste Pumpspeicherkraft-



werk Deutschlands in der werkseigenen Versuchsanstalt bei Heidenheim [46] errichtete, das den Grundstein für weitere Pumpspeicherkraftwerksprojekte in den kommenden Jahrzehnten gelegt hatte. Die ureigene Idee dieser elektrischen Energiespeichertechnologie war, Pumpen über Motoren mit billiger elektrischer Überschussenergie in meist nächtlichen Schwachlastzeiten anzutreiben, um Wasser von einem Speicher in einen höher gelegenen zu pumpen, um diese nun gespeicherte potentielle Energie zu Spitzenlasten in den Morgenstunden und am Tag über Turbinen und Generatoren als hochwertigen, teuren Spitzenstrom wiederzugewinnen. Dieses simple aber geniale Grundprinzip der hydraulischen Speicherung und Stromproduktion hat sich in den letzten hundert Jahren nicht geändert – jedoch die Möglichkeiten und die Einsatzgebiete der Pumpspeichertechnologie umso mehr.

Mit dem Aufkommen von fluktuierender, wetterabhängiger Netzeinspeisung durch Wind und Photovoltaik kommt es seit jüngster Vergangenheit zu einem nachhaltigen und noch weitere Jahrzehnte andauerndem Umbau des bisherigen Stromversorgungssystems. So waren und sind es die schnell einsatzbereiten und verlässlichen Pumpspeicherkraftwerke, die einen substantiellen Beitrag zur Integration dieser erneuerbaren Energien geleistet haben und auch weiterhin leisten werden.

Mit einer mittleren ungeplanten Nichtverfügbarkeit von 0,8 % [33] österreichischer Pumpspeicher- und Speicherkraftwerke in den letzten 14 Jahren kann diese Verlässlichkeit auch mit Zahlen untermauert werden – zum Vergleich liegt die ungeplante Nichtverfügbarkeit von konventionellen Kraftwerken bei rund 8 % [95].

Daneben kann das im Jahr 2008 in Betrieb gegangene Pumpspeicherkraftwerk *Kops II* der Vorarlberger Illwerke AG über 8.000 Betriebsstunden je Maschinensatz und Jahr aufweisen – ein Kraftwerk als maßgeschneidertes Paradebeispiel für die Energiewende, das genau auf deren Marktbedürfnisse eingeht. So wird gerade bei diesem 525 MW leistungsstarken Kraftwerk deutlich, dass abgesehen von den Eckpfeilern, nämlich der Produktion von Spitzenenergie und konventionellem Pumpspeichern, die Frequenz- und Netzstabilisierung sowie die Minutenreserve durch einen Schnellstart in den Pumpen- oder Turbinenbetrieb über Synchronisation des Generators, also die Bereitstellung von essentiellen Systemdienstleistungen von zunehmender, marktwirtschaftlicher Bedeutung sind, und besonders gut die Erweiterung des Einsatzbereiches dieser Speichertechnologie zu erkennen ist. In Abbildung 27, Seite 67 sind Schlagworte zusammengefasst, die mit der Pumpspeichertechnologie verknüpft werden bzw. im Zusammenhang stehen, um die Vielseitigkeit dieser eleganten und wirtschaftlich tragfähigen Technologie noch einmal eindrucksvoll zu unterstreichen.

Mit innovativen Konzepten für die erprobte und ausgereifte Pumpspeichertechnologie ist es möglich, marktgerechte Dienstleistungen auch in Zukunft bereitstellen zu können.

Die großtechnische Speichertechnologie ermöglicht es nicht nur Tages-, Wochen-, und Jahresspeicher auszuführen, und so kurz-, mittel-, und langfristig Energie bereitzustellen, sondern auch mit verschiedenen Maschinenkonzepten maßgeschneiderte Lösungen für das sich ändernde Marktumfeld zu liefern. Ausgehend von aufgelösten Maschinensätzen mit auf einer Welle befindlichen Turbine, Pumpe und Motorgenerator wurden diese durch reversible Francis-Pumpturbinen seit den 1960er Jahren zunehmend verdrängt. Die Vorteile der weltweit auf mehrere hundert Referenzen [65] zurückgreifende reversible Maschinenausführung sind die reduzierten Investitionskosten, kleinere Abmessungen und die damit erzielbare kompaktere Bauweise sowie geringere Betriebs- und Wartungskosten. Seit der Jahrtausendwende kommt es zu einer kleinen Renaissance von modernen, ternären Maschinensätzen bestehend aus einer Pumpe mit hydraulischem Synchronisierungswandler, einem Motorgenerator und einer Turbine mit Schaltkupplung, die nicht nur mit hoher Effizienz durch die optimale Maschinenauslegung aufzeigen können, sondern auch außergewöhnliche Flexibilität gewährleisten, und so ohne Teillasteinschränkung über den gesamten Betriebsbereich ( $\pm 100\%$ ), wie das *Obervermuntwerk II* der Vorarlberger Illwerke AG, voll regelfähig sind. Während die Investitions-, Betriebs-, und Wartungskosten von ternären Maschinensätzen höher gegenüber reversiblen sind, ist diese Maschinenanordnung aufgrund der Drehrichtungsbeibehaltung zwischen Turbinen- und Pumpbetrieb für kurze Umschaltzeiten zwischen den Betriebsarten prädestiniert, ebenso wird mit der Nutzung des hydraulischen Kurzschlusses innerhalb eines Maschinensatzes eine stufenlose Regelung im gesamten Leistungsspektrum ermöglicht, wobei dafür die Regelfähigkeit der Turbine Voraussetzung ist.

Die Anwendung des hydraulischen Kurzschlusses ist auch bei der reversiblen Anordnung möglich, jedoch nur zwischen den Maschinensätzen, und nicht je Maschinensatz. Daneben können bei ternären Maschinensätzen Turbinen und Pumpen auf maximale Wirkungsgrade ausgelegt werden, wohingegen bei der hydraulischen Auslegung von Francis-Pumpturbinen ein Kompromiss zwischen Turbinen- und Pumpbetrieb gefunden werden muss. Die höheren Investitionskosten von aufgelösten Maschinensätzen rühren nicht nur aus der komplexeren Maschinenanordnung, sondern auch aufgrund des bereits angesprochenen größeren Platzbedarfes. So beträgt beispielsweise die Gesamthöhe des reversiblen Francis-Pumpturbinenmaschinensatzes des Kraftwerks *Reißeck II* 18,5 Meter [73], die Gesamtlänge des horizontalen, ternären Maschinensatzes des *Obervermuntwerks II* rund 35 Meter – ein bei etwa vergleichbarer Leistung beinahe doppelt so großer Platzbedarf in Höhen- bzw. Längenausdehnung, der sich im notwendigen Kavernenausbruchsvolumen widerspiegelt.

Dass man die Erweiterungsmöglichkeiten dieser ausgereiften Technologie aber noch immer nicht ausgereizt hat, zeigt sich durch den vermehrten Einsatz von drehzahlvariablen Maschinen, mit deren flexiblen Betrieb neben der deutlichen Erhöhung von Maschinen-Wirkungsgraden im Teillastbetrieb auch eine unmittelbare Regelbarkeit im Pumpbetrieb ermöglicht wird [65]. Realisiert werden diese drehzahlvariablen Systeme entweder über einen doppeltgespeisten Asynchronmotorgenerator oder durch den Einsatz von Synchronmaschinen mit Vollumrichtern [65]. Die insgesamt vier beschriebenen Pumpspeichersysteme werden in Tabelle 3, Seite 69 zusammengefasst und miteinander durch verschiedene Kriterien verglichen bzw. gegenübergestellt sowie je ein Ausführungsbeispiel gegeben. Die angeführten Maschinenanordnungen und Ausführungsvarianten können auch als Kaskadenschaltung in einer Anlage parallel installiert werden, und so für noch mehr Flexibilität sorgen [95].



**Abbildung 27:** Allgemeine Schlagworte, Vorteile und Netzdienstleistungen, die mit der Pumpspeichertechnologie in Zusammenhang stehen

Aber auch ganz ohne technische Neuentwicklungen liefern Pumpspeicherkraftwerke mit den Schwungmassen ihrer Erzeugungseinheiten verlässlichen Beitrag zur Aufrechterhaltung der Systemstabilität. Ist angenommen die Leistungsbilanz zwischen Verbrauch und Erzeugung nicht ausgeglichen, so wird durch die Schwungmassen die Änderungsrate der Systemfrequenz begrenzt und das Netz für zumindest wenige Sekunden bis zum Einsatz der Primärregelung stabilisiert. Je mehr Schwungmassen, egal

ob konventionelle physikalische oder virtuelle Schwungmassen bei Vollumrichtersystemen im Verbundnetz vorhanden sind, desto geringer ist die Gefahr von Zusammenbrüchen der Netzfrequenz und je weniger empfindlich reagiert die Netzfrequenz auf Störungen [95]. Im laufendem Betrieb können Pumpspeicherkraftwerke auch Primärregelung bereitstellen, Sekundär- und Tertiärregelaufgaben sowieso. Auch sollte nicht unerwähnt bleiben, dass (Pump-) Speicherkraftwerke schwarzstartfähig sind. Das heißt, sollte es zu einem großflächigem Stromausfall kommen, können sie ohne externe Stromzufuhr anfahren, und so den Netzaufbau und das Anfahren anderer Kraftwerke entscheidend unterstützen.

Beachtlich ist auch, dass die vorhandenen europäischen Speicherkraftwerke mit vollen Oberbecken und einem gesamten Energieinhalt von 220 TWh im europäischen Verbund im Stande wären, über eine Dauer von mehr als 25 Tagen den durchschnittlichen Strombedarf Europas zu decken [47]. Obwohl Wind- und Sonnenenergie die Einsatzvielfältigkeit von Pumpspeichern besonders unter Beweis gestellt haben, sind die beiden „neuen“ erneuerbaren Energiequellen auch für den verfallenden, und extrem schwankenden Strombörsenpreis am stark veränderten Elektrizitätsmarkt verantwortlich, da sie bei hoher Energieproduktion durch ihren Einspeisevorrang aber gleichbleibender Nachfrage zu extremen Preisverfällen führen, wodurch der wirtschaftliche Kraftwerksbetrieb gemäß dem Merit-Order Prinzip (vgl. Anhang 3, Seite 257) und in weiterer Folge die Investitionsentscheidungen für den Bau von Wasserkraftwerken erschweren. Wind- und Sonnenenergie sind also für die Wasserkraft in gewisser Weise Segen und Fluch zugleich. Nichtsdestotrotz sind Pumpspeicherkraftwerke notwendig für den weiteren Ausbau dieser Energiequellen und sollten zusammen als Synergie betrachtet werden, wobei der angemessenen Vergütung zur Bereitstellung von Systemdienstleistungen jedenfalls mehr Beachtung geschenkt werden muss.

Der Neubau von Wasserkraftanlagen und im Speziellen Pumpspeichern wird nicht nur vom aktuellen marktwirtschaftlichen Umbruch am Elektrizitätssektor gehemmt, sondern auch von Umweltschutzorganisationen und rechtlichen Rahmenbedingungen erschwert oder gar verhindert. Als Gegenmaßnahmen erfordert es hierzu einer deutlich verbesserten Kommunikation für die Notwendigkeit dieser Anlagen und ebenso einer Schwerpunktlegung auf die Errichtung von ökologischen Ausgleichsmaßnahmen. Dabei stellen vor Jahrhunderten begradigte Flussabschnitte ein besonderes Potential für die Umsetzung solcher Maßnahmen dar, und bereits erfolgreich umgesetzte Projekte sprechen mit einer beispiellosen Biodiversität für sich.

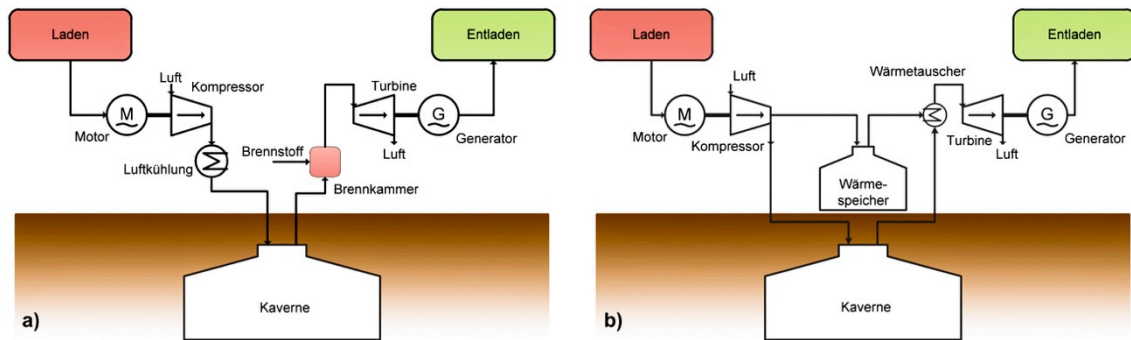
Das Anforderungsprofil von umweltfreundlichen Pumpspeicherkraftwerken hat sich in den letzten Jahrzehnten von einem ursprünglichen Wälzbetrieb hin zu einem zusätzlich geforderten Ausgleichs- und Regelbetrieb erweitert. Gerade letztere sind dem vermehr-

ten Zubau von Wind- und Sonnenenergie zuzuschreiben und immer wichtiger werdende Vermarktungsquellen moderner, schnell einsatzbereiter Pumpspeicherkraftwerke. Die Bereitstellung von sogenannten Systemdienstleistungen, die für die Stabilisation und den versorgungssicheren Betrieb des Verbundnetzes von großer Bedeutung sind, führen zu einem dynamischen Anlagenbetrieb mit raschen Leistungsänderungen, die auch zu einer höheren Anlagenbelastung führen und bei der konstruktiven Auslegung berücksichtigt werden müssen. Die Notwendigkeit von Speichermöglichkeiten im Zuge der Umsetzung einer ökologisch verträglichen Energieversorgung, die Kompromissfindung zwischen sozial- und umweltverträglichem Ausbau bei gleichzeitiger der Erfüllung der Klimaschutzziele ist sicherlich eine Hürde gerade im Neubau von Kraftwerksprojekten, sollte aber auch als Chance für eine seit jeher genutzte Speichertechnologie sein.

Bewertung		PSKW mit fixer Drehzahl		PSKW mit variabler Drehzahl				
schlecht		reversible Francis-Pumpturbine	ternärer Maschinensatz	DFIM (Doppelt-gespeiste Asynchron-Maschine)		CFSM (Synchronmaschine mit Vollumrichter)		
mittelmäßig				T	P		T	P
gut								
sehr gut								
Frequenzumrichter		starr (klassisch)	starr (klassisch)	Teilumrichter		Vollumrichter		
Wirkungsgrad			T	P	T	P		
Leistungsregelband (+/- 100 %)								
Drehzahlvariation		fix	fix	± 10%		± 100%		
Umschaltzeiten T/P [s]		420 s	25		150 - 300		< 60	
Umschaltzeiten T → P [s]		420 <sup>1</sup> /240 <sup>2</sup>	45 <sup>3</sup> /25 <sup>4</sup>		300		40	
Umschaltzeiten P → T [s]		190 <sup>1</sup> /90 <sup>2</sup>	60 <sup>3</sup> /25 <sup>4</sup>		150		20	
Stillstand → T [s]		90 <sup>1</sup> /75 <sup>2</sup>	90 <sup>3</sup> /60 <sup>4</sup>		90		k.A.	
Stillstand → P [s]		340 <sup>1</sup> /160 <sup>2</sup>	110 <sup>3</sup> /80 <sup>4</sup>		230		k.A.	
Reaktionszeit bei Netz-Frequenzänderung								
Leistungsanpassung bei Spannungsänderung im Netz								
Netz- und Spannungsstabilisierung		rotierender hydraulischer Maschinensatz	rotierender hydraulischer Maschinensatz		rotierender hydraulischer Maschinensatz		im Stillstand	
Platzverbrauch (Volumen)		100%	170% - 200%		140% - 190%		130% - 140%	
Investitionskosten								
weltweite Referenzen		>300	wenige		>10		1	
PSKW Beispiel		Reißeck II (AUT)	Kopswerk II (AUT)		Limmern (CH)		Grimsel 2 (CH)	
Fallhöhe [m]		595	818		642		400	
Maschinenart		Francis-Pumpturbine	Pelton/Pumpe		Francis-Pumpturbine		Francis/Pumpe	
Leistung T/P [MW]		430/430	525/480		1000/1000		348/363	
Anzahl Maschinensätze		2	3		4		4	
Abmessungen Maschinenkaverne (L/B/H) [m]		58/25/39	90/30,5/60,5		150/31/54		k.A.	

**Tabelle 3:** Gegenüberstellung von Pumpspeicherkraftwerksausführungen mit fixer und variabler Drehzahl sowie unterschiedlicher Maschinenanordnung mit je einem Ausführungsbeispiel, Anmerkungen: <sup>1</sup> konventioneller Francis-Pumpturbinensatz, <sup>2</sup> Pumpturbinensatz mit schneller Reaktionszeit, <sup>3</sup> ternärer Maschinensatz mit Francis-Turbine, <sup>4</sup> ternärer Maschinensatz mit Pelton-Turbine, Idee nach [65], Eigene Darstellung

### 3.1.2 CAES – Druckluftenergiespeicher



**Abbildung 28:** Schema eines a) diabatischen (D-CAES) und b) adiabatischen (A-CAES) Druckluftenergiespeichers, Quelle [43], bearbeitet

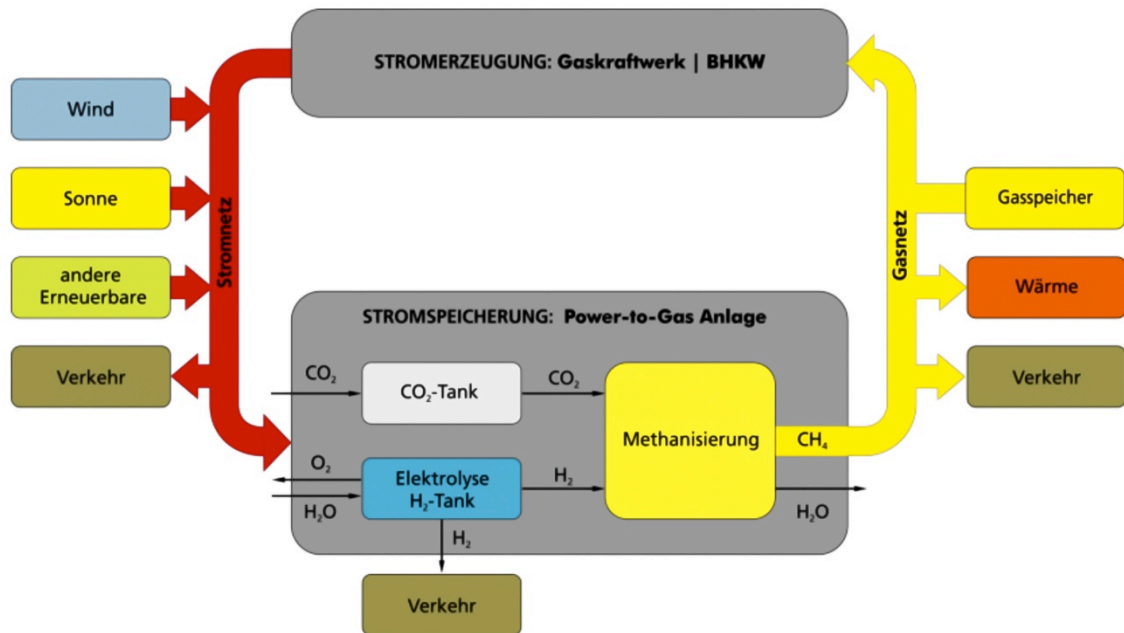
Druckluftenergiespeicher (engl. CAES – Compressed Air Energy Storage) sind neben Pump- und Schwungmassenspeichern, mechanische Energiespeicher, die elektrische Energie zum Antrieb von Kompressoren nützen, um diese als komprimierte Luft in druckdichten Behältern oder unterirdischen, dichten Hohlräumen zu speichern. Die volumetrische Energiedichte ist mit der hydraulischen Speicherung vergleichbar und liegt zwischen 1 und 2 kWh/m<sup>3</sup> [44].

Beim Speichern und der Wiedergewinnung elektrischer Energie unterscheidet man zwischen zwei Systemen. Bei diabatischer Druckluftspeicherung wird die Kompressionswärme der verdichteten Luft über Kühler zunächst abgeleitet und bei der Rückverstromung wird die expandierende und gleichzeitig abkühlende Druckluft durch die Verbrennung von Brennstoffen, meist Erdgas, erhitzt, womit Turbinen und in weiterer Folge Generatoren zur Stromerzeugung angetrieben werden [43, 44].

Im zweiten Fall der adiabatischen Druckluftspeicherung wird die bei der Luftkompression entstehende Wärme zusammen mit der verdichteten Luft gespeichert, um diese Wärmeenergie zur Erhitzung der sich bei der Expansion abkühlenden Druckluft wiederzuverwenden, wodurch von der Verwendung von zusätzlich erforderlichen Kraftstoffen abgesehen werden kann [44].

Beim ersteren System werden Wirkungsgrade zwischen 45 und 55 % erreicht, bei der noch wenig ausgereiften adiabatischen Speicherung kann eine Wirkungsgradsteigerung um bis zu 20 % gegenüber der diabatischen erreicht werden [40, 44]. Gegenwärtig sind zwei großtechnische diabatische Druckluftspeicher in Betrieb. Der größte befindet sich im deutschen Huntorf und erzielt eine Leistung von 321 MW und einen Wirkungsgrad von 42 % [44]. Die Druckluftspeicherung erfolgt in 650 bis 800 Meter tief gelegenen Salzkavernen bei 44 bis 66 bar [44].

### 3.1.3 Power-to-Gas – Methanisierung

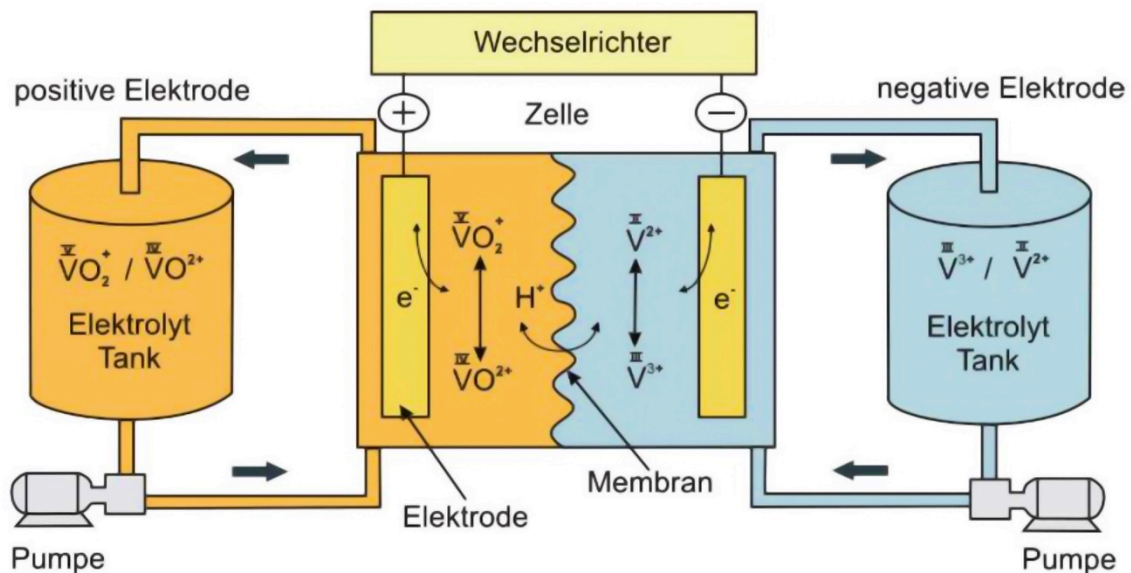


**Abbildung 29:** Funktionsweise der Power-to-Gas Methanisierung, Quelle [44], bearbeitet

Unter den chemischen Speichermöglichkeiten gilt Power-to-Gas (P2G oder Methanisierung) als mögliche Groß- und Langzeitspeichertechnologie. Für die Herstellung synthetischen Methangases wird zunächst Wasser in einem Elektrolyseprozess in seine Bestandteile (Wasserstoff und Sauerstoff) gespalten. Der daraus erhaltene Wasserstoff reagiert in einem exothermen, chemischen Prozess zusammen mit Kohlenstoffdioxid oder Kohlenstoffmonoxid zu synthetischem Methangas, das völlig kompatibel zu Erdgas ist und entweder ins Erdgasnetz eingespeist oder Gasspeichern zugeführt werden kann, um später in Gaskraftwerken wieder verstromt zu werden [44]. Der zu erreichende Wirkungsgrad ist mit 30 – 35 % sehr gering [40, 44]. Werden also drei Kilowattstunden aus dem Netz entnommen und als synthetisches Methangas zwischengespeichert und anschließend rückverstromt, kann gerade eine Kilowattstunde elektrische Energie wiedergewonnen werden.

Derzeit befindet sich diese Technologie in der Forschungs- und Entwicklungsphase, denn der chemische Sabatier-Prozess zur Methanisierung ist zwar seit über hundert Jahren bekannt, was genau im Reaktor in den katalytischen Metallen mit hohen Temperaturen und Drücken (etwa 250 °C und 10 bar) vor sich geht, ist aber noch Gegenstand der Forschung [40, 44]. Eine alternative Möglichkeit wäre nur den im ersten Schritt gewonnenen Wasserstoff zu speichern, um mit diesem in Brennstoffzellen wiederum elektrische Energie zu erzeugen.

### 3.1.4 Redox-Flow Flüssigbatterien



**Abbildung 30:** Schema der Funktionsweise einer Redox-Flow Flüssigbatterie, Quelle [44], bearbeitet

Redox-Flow beziehungsweise Redox-Flussbatterien stellen die aussichtsreichste, elektrochemische Großspeichertechnologie dar. Gegenüber konventionellen Batteriespeichern, in denen sich Lade- und Speichervorgänge in der Zelle abspielen, erfolgen die genannten Vorgänge bei diesem Batterietyp räumlich voneinander getrennt [44]. Als Speichermedium dienen zwei Elektrolyte mit gelösten Salzen, die in getrennten Tanks gespeichert werden. Für Lade- und Entladevorgänge werden die Elektrolyte in die Batteriezelle gepumpt, in der sie eine semipermeable Membran voneinander trennt. Die Membran soll den Ionenaustausch für die jeweilige Energiewandlung gewährleisten, jedoch keine weiteren chemischen Reaktionen zulassen. Der Wirkungsgrad von der Stromspeicherung bis hin zur Stromrückgewinnung beträgt zwischen 70 und 80 % [40].

Maßgeblicher Vorteil dieser Stromspeichertechnologie ist, den Energieinhalt bzw. die Speicherkapazität und die Leistung voneinander unabhängig zu dimensionieren [44], und so maßgeschneiderte Speicher für jeweilige anwendungsspezifische Anforderungen zu errichten. Der Energieinhalt wird dabei von der Tankgröße bestimmt, die Größe der Reaktionszelle bestimmt die Batterieleistung [43]. Nachteil der zukünftig für mittel- und langfristige Speicherzwecke fokussierten Technologie sind die aufwändigen und komplexen Einrichtungen mit den Elektrolyttanks, sowie Pumpen, Reaktionszellen, Sensoren und der Steuerungstechnik [44].



## 3.2 Wärmespeicher

Wie in den vorherigen Kapiteln ausführlich beschrieben worden ist, ist für eine zukünftige, emissionsarme elektrische Energieversorgung eine Synergie aus dargebotsabhängigen Stromerzeugungstechnologien und flexiblen Speicherkapazitäten notwendig. Auch wird am noch viel energieintensiveren Wärmesektor, der in Österreich nach wie vor zu einem Großteil von fossilen Energieträgern dominiert ist, früher oder später eine Umstellung auf eine gleichartige Synergie aus erneuerbaren Energieträgern mit wetterabhängiger, nicht planbarer Erzeugungscharakteristik und Wärmespeichern als kurz- bis langfristige Speicherpuffer erfolgen müssen.

Im Gegensatz zu elektrischer Energie kann Wärmeenergie in jenem Medium mit dem sie transportiert und genutzt wird auch gespeichert werden, und muss nicht für die Speicherung in ein anderes Medium übergeführt, um bei Bedarf wiedergewonnen zu werden. Ein weiterer wesentlicher Unterschied ist, dass die zeitliche Entkoppelung zwischen (Haupt-) Produktion und (Haupt-) Bedarf insbesondere bei der Nutzung von Sonnenenergie deutlich größer ist. Die Energie gegenwärtiger solarer Strahlung ist aber ideal für die Wärmeenergiegewinnung, da sie als erneuerbare Energiequelle überall vorkommt und relativ kostengünstig genutzt werden kann sowie der österreichische Jahresertrag zwischen 300 und 400 kWh/m<sup>2</sup> [39] jedenfalls nutzwürdig ist. Es ist somit zukünftig notwendig und essentiell, die potentialreiche solare Sommerenergie der Sommermonate zu sammeln und saisonal mit Speichern in die verbrauchsintensiven Wintermonate zu transferieren.

Wärmespeicher für häusliche Brauchwasser- und Heizzwecke werden oft vielfach in Kombination mit Zentralheizungen und solarthermischen Anlagen verwendet, um überschüssige Energie, die während der Erzeugung anfällt und nicht sofort genutzt werden kann, zwischen zu speichern und bei späterem Bedarf wieder abzugeben und so einen gewissen Komfort mit rascher Bereitstellung herbeizuführen. Diese häuslichen Wärmepuffer stellen meist gut wärmedämmte, mit Wasser gefüllte Stahlbehälter dar. Das darin enthaltene Wasser wird durch Wärmezufuhr erhitzt oder bei der Entnahme abgekühlt, wodurch diese charakteristische Wärmespeicherung mit flüssigem Wasser auch als sogenannte sensible thermische Energiespeicherung bezeichnet wird [40]. Aber auch in der Fernwärmeversorgung finden großvolumige mit Wasser gefüllte thermische Energiespeicher Anwendung, die ungenutzte Energie aus Industrieabwärme, Kraftwerksprozessen mit Kraft-Wärme-Kopplung oder aus großen solarthermischen Anlagen zwischenspeichern, um Schwankungen von Angebot und Nachfrage in der Fernwärmeversorgung ausgleichen und Lastspitzen abfangen zu können.

Wasser ist nicht nur aufgrund der hohen spezifischen Wärmekapazität ein ausgezeichnetes Wärmeträger- und Wärmespeichermedium, sondern auch kostengünstig, umweltfreundlich und in großen Mengen vorhanden. Mit einer spezifischen Wärmekapazität  $c_p$  von etwa 4.200 J/(kgK) [40] können in einer Masse von 1.000 kg Wasser (etwa ein Kubikmeter Wasser) im flüssigen Aggregatzustand bei einer Erwärmung von 0 °C auf 100 °C ( $\Delta T = 100$  Kelvin) 116,7 kWh thermische Energie gespeichert werden. Die speicherbare Wärmemenge  $Q$  [J = Ws = Nm] von sensiblen Wärmespeichern wird dabei mit  $Q$  [J] =  $m$  [kg] \*  $c_p$  [J/(kgK)] \*  $(T_2 - T_1)$  [K] berechnet. Zum Vergleich können bei gleicher Temperaturdifferenz und ebenso 1.000 kg des jeweiligen Speichermaterials beispielsweise in Granit 20,9 kWh ( $c_p = 750$  J/(kgK) [40]), in Beton 24,5 kWh ( $c_p = 880$  J/(kgK) [40]) und in Eisen 13,1 kWh ( $c_p = 470$  J/(kgK) [40]) Wärmeenergie gespeichert werden.

Wasser ist also in vielerlei Hinsicht ein ideales Wärmespeichermedium, das nicht nur in häuslichen Wärmepuffern kurzzeitige Schwankungen von Erzeugung und Verbrauch ausgleichen kann, sondern auch langfristig für die saisonale Wärmespeicherung insbesondere in Kombination mit solarthermischen Anlagen Anwendung findet.

Europäischer Vorreiter immer öfter ausgeführter solarthermischer Großspeicher ist Dänemark. Dort wird die regenerative solare Strahlung in Sommermonaten über bodenaufgeständerte Freifeldanlagen oder mit Dachinstallationen gesammelt und abgedämmten, großvolumigen Erdbeckenspeichern zugeführt, um die darin enthaltene Wärme in kühleren Bedarfszeiten entweder direkt oder in Kombination mit Wärmepumpen für ganze Ortschaften zu nutzen. Die aktuell auch weltweit größte Anlage dieser Art befindet sich in Vojens, Dänemark, mit einer solarthermischen Leistung von 36,75 MW<sub>th</sub> und einem saisonalen Wärmespeicher mit 203.000 m<sup>3</sup> Wasserinhalt, womit 2.000 Haushalte mit umweltfreundlicher Wärmeenergie versorgt werden können [50]. Gegenwärtig sind in der EU-28 zusammen mit der Schweiz 33,3 GW<sub>th</sub> an Solarthermie installiert, mit welcher jährlich etwa 23,5 TWh<sub>th</sub> Wärmeenergie erzeugt werden können [51]. In Österreich sind derzeit rund 3.000 MW<sub>th</sub> installiert, das einer Kapazität von 343 kW<sub>th</sub> pro 1.000 Einwohnern entspricht – dieser Wert wird in der EU-28 nur von Zypern mit 559,4 kW<sub>th</sub> pro 1.000 Einwohner überboten [51].

Auch in Österreich stehen neuerdings saisonale solarthermische Großspeicher nach dänischem Vorbild immer öfter in Diskussion. So ist aktuell mit „Big Solar Graz“ ein weltweit beispielloses Projekt in Vorbereitung beziehungsweise in vertiefender Prüfung, das mit 230 GWh<sub>th</sub> Wärmeenergie 20 % des jährlichen Grazer Fernwärmebedarfs über eine Solargroßanlage in Kombination mit einem Langzeitspeicher liefern soll [52]. Das Konzept sieht ein bis zu 450.000 m<sup>2</sup> großes Kollektorfeld vor, das an einen 1.800.000 m<sup>3</sup> großen Erdbeckenwasserspeicher gekoppelt ist [52].

Abgesehen von der am weitest entwickelten sensiblen Wärmespeichertechnologie, bei der die speicherbare Energie von der spezifischen Wärmekapazität des Materials abhängig ist und der Ein- und Austrag thermischer Energie mit einer Temperaturänderung im Medium einhergeht, wird in der fachspezifischen Literatur noch zwischen der latenten und thermochemischen Wärmespeicherung unterschieden [40]. Bei der latenten Wärmespeicherung wird neben der sensiblen Wärme auch die für den Phasenübergang erforderliche Energie gespeichert. Thermochemische Energiespeicher sind durch hohe Energiespeicherdichten charakterisiert, und geben die gespeicherte Wärmeenergie erst durch Zusammenführen der Reaktionspartner in exothermen Reaktionen frei, die zur Einspeicherung reversibel ablaufen [40].

Die ausgereifteste Wärmespeichertechnologie ist die sensible mit Wasser als Speichermedium, auf die in der Arbeit auch zurückgegriffen wird. Wasser ist unter Betracht einer ökologisch unbedenklichen und ökonomisch rechtfertigenden Speichermöglichkeit ein ausgezeichnetes Speichermedium und hat sich in vielen Anwendungen, wie insbesondere in den Niederlanden fokussierten saisonalen Wärmespeicherung in Grundwasserleitern, oder in Kavernen- und Erdbeckenspeichern seit Jahrzehnten bewährt und technisch weiterentwickelt. Die Anwendung dieser ausgereiften Technologie in der verlässlichen Wärmespeicherung wird auch durch neue und innovative Projekte unterstrichen, die sich auf die großtechnische und langfristige Wärmespeicherung in Kombination mit umweltfreundlicher solarthermischer Energiegewinnung stützen, um die Sommerenergie auch in den Wintermonaten für Wärmeversorgungszwecke nutzbar zu machen.

## 4. Kombination der Pumpspeichertechnologie mit thermischer Energiespeicherung

Die umfassenden und detaillierten vorausgegangenen Ausführungen mit Beleuchtung der aktuellen elektrischen und thermischen Energieversorgung sowie dem Überblick über den Stand der Technik von Energiespeichern sollen unter objektiver Betrachtung bewusst machen, wie wichtig und welchen Stellenwert die Wasserkraft im Allgemeinen hat, wie essentiell im Speziellen Pumpspeicherkraftwerke für eine Neuordnung in der Elektrizitätsversorgung sind, und wie vielseitig diese jahrzehntelang erprobte Technologie gerade in der Umstellung zu einem erneuerbaren und klimaschonendem Energieversorgungssystem eingesetzt werden kann.

Wie aus Abbildung 24, Seite 62 hervorgeht, sind Pumpspeicherkraftwerke als elektrische und sensible Wasserspeicher als thermische Energiespeicher die ausgereiftesten Speichertechnologien in ihrem jeweiligen Energiesektor. Der Energieträger und das Speichermedium sind mit Wasser bei beiden Technologien identisch. Die daraus resultierende Überlegung ist, beide Energiespeichersysteme über den regenerativen Energieträger Wasser zu vereinen, und zu forschen, ob die Machbarkeit und Ausführbarkeit einer solchen Mehrfachspeichernutzung technisch möglich wäre. Das kritische Glied stellt dabei nicht der saisonal angedachte Wärmespeicher, sondern vielmehr das Pumpspeicherkraftwerk mit den einzelnen Bauwerken und der maschinenbaulichen Ausrüstung dar, die bei einer solch hybriden Speichernutzung mit hohen Wassertemperaturen von bis zu 90 °C (vgl. Kapitel 4.3.7) und im jahreszeitlichen Verlauf mit großen Temperaturschwankungen je nach thermischen Ein- und Austrag über die gesamte Nutzungsdauer umgehen müssen.

Die Grundidee und der Forschungsgegenstand dieser Arbeit ist also ein über Jahrzehnte hinweg bewährtes, robustes, sicheres und effizientes System zur Erzeugung und Speicherung elektrischer Energie um einen thermischen Speicher zu erweitern, und so mit der Doppelnutzung desselben erneuerbaren Energieträgers die Effizienz und Wirtschaftlichkeit zu erhöhen und gleichzeitig die Umweltauswirkungen so gering wie möglich zu halten. Dabei soll das höchstflexible Pumpspeicherkraftwerk Residuallast, Ausgleichs- und Regelenergie sowie wertvolle Systemdienstleistungen zur Netzstabilisierung bereitstellen, die für eine auf erneuerbare Energien basierende elektrische Energieversorgung unverzichtbar sind, und der thermische Energiespeicher saisonal insbesondere überschüssige Sonnenenergie speichern, um diese für die Fernwärmeversorgung gerade in den Wintermonaten bereitzuhalten.

Selbstverständlich können bestehende Pumpspeicher eine derartige Zusatzaufgabe mit langfristiger thermischer Energiespeicherung nicht übernehmen – allein mit der

typischen offenen Speicherausführung im Mittel- und Hochgebirge könnte nie Wärme effizient oder überhaupt gespeichert werden, noch wären die einzelnen Bauwerke und maschinenbaulichen Bestandteile für die Zusatzbelastungen aus der Temperatureinwirkung ausgelegt.

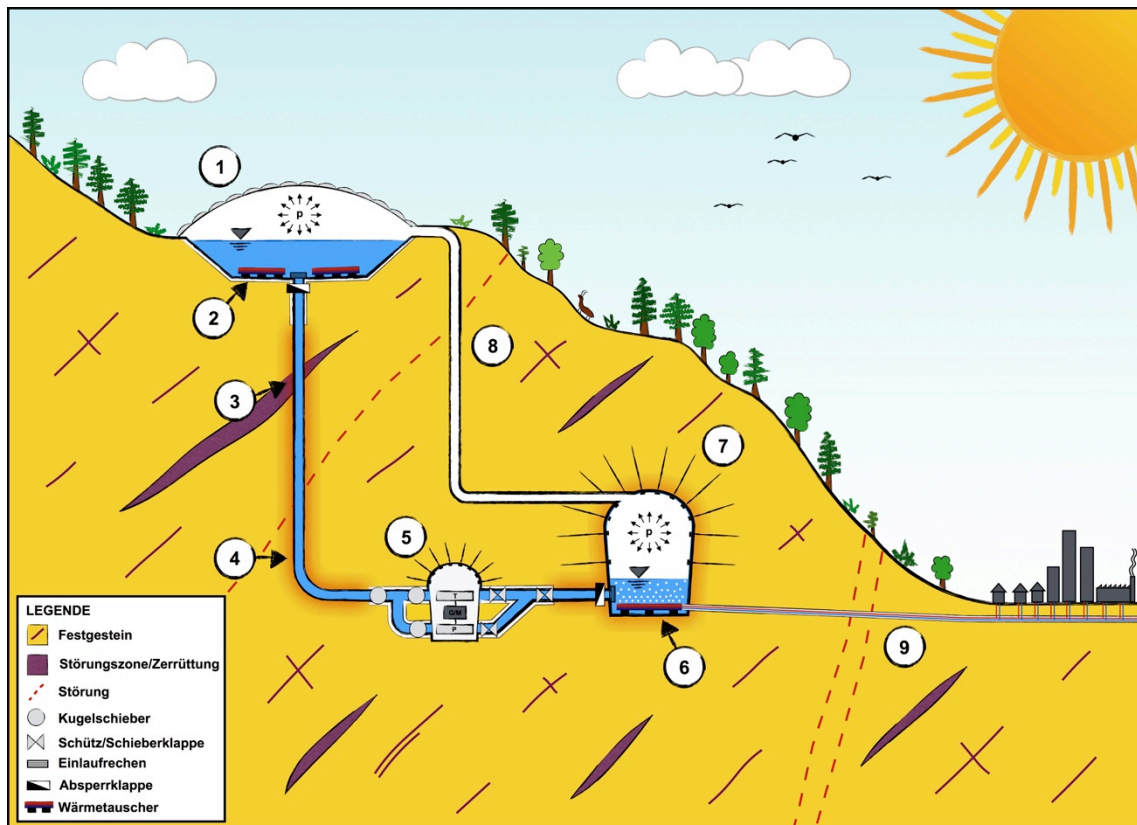
Ziel dieser Arbeit ist, Auswirkungen hoher Wassertemperaturen und großer Temperaturgradienten auf die Hydraulik, Materialien, hydraulische Strömungsmaschinen und die verschiedensten Bauwerke eines solchen neuartigen Pumpspeicherkraftwerkes zu beschreiben, analysieren und Lösungsvorschläge zu erarbeiten und damit die Machbarkeit einer solchen hybriden thermischen Pumpspeichernutzung nachzuweisen. Selbstverständlich werden auch ökonomische und ökologische Fragestellungen aufgegriffen und diskutiert. Die aufgezählten Punkte werden nachfolgend ausführlich beschrieben. Ein allgemeiner Überblick des technischen Aufbaus eines Heißwasser-Pumpspeicherkraftwerkes ist in Abbildung 31, Seite 78 dargestellt.

#### **4.1 Grundsätzliches Konzept der Koppelung von elektrischen Pumpspeichern mit thermischen Energiespeichern**

Mit der Kombination dieser Energiespeichertechnologien wäre es möglich, nicht nur die Vorteile der beiden ausgereiften Technologien in einem System miteinander zu vereinen, sondern mit effizienter Doppelnutzung ein gesamtes Speicherkraftwerk derselben Größenordnung nicht errichten zu müssen, um in weiterer Folge ohnehin begrenzte und umkämpfte Flächenressourcen einzusparen und die Versiegelung bioproduktiver Flächen zu reduzieren. Ebenso sollte mit diesem Konzept die Wirtschaftlichkeit beider Speicher erhöht und die Amortisationszeit verkürzt werden, und so zusätzliche Investitionsanreize für beide Zukunftstechnologien zu schaffen.

Hauptkritikpunkt bei der Verwendung von Wasser als potentielles Speichermedium für die elektrische Energiespeicherung ist dessen geringe Energiedichte, wobei je nach typischer Fallhöhe von Hochdruckwasserkraftanlagen mit 1 bis 3 kWh/m<sup>3</sup> gerechnet werden kann, wodurch Speicher- und Pumpspeicherkraftwerke im Gegensatz zu den Mitbewerbern der chemischen und elektro-chemischen Speichertechnologien große Ober- und Unterbecken zur Aufnahme des Energieträgers bzw. Energiespeichermediums benötigen. Die Platzintensität, herbeigeführt durch die geringe Energiedichte, kann daher als größter Nachteil der hydraulischen Potentialspeicherung angesehen werden. Hingegen kann Wasser als thermisches Energiespeichermedium im flüssigen Aggregatzustand zwischen 0 °C und 100 °C rund 117 kWh/m<sup>3</sup> an Wärmeenergie aufnehmen. Zwar ist der Richtwert mit 1 bis 3 kWh/m<sup>3</sup> für die potentielle Energiespeicherung nur auf einen Wälzvorgang bezogen, aber alleine die Gegenüberstellung zu

anderen Stromspeichern oder zur Wärmespeicherung zeigt, dass bei der Doppelnutzung des Wassers als potentielles und thermisches Energiespeichermedium sehr viel größere Energiemengen in ein und demselben Medium gespeichert werden könnten, ohne dabei zusätzliche Speicherbecken errichten zu müssen. Die zusätzlich eingebrachte thermische Energie wird in diesem 2-in-1 System somit „unsichtbar“ im Wasserkörper des Pumpspeicherkraftwerkes gespeichert.



**Abbildung 31:** Systemskizze der Kombination eines Pumpspeicherkraftwerkes mit einem thermischen Energiespeicher: 1 Oberbecken – hier als Beckenspeicher mit pneumatischer Abdeckungsvariante, 2 Wärmetauscher für die Einbringung thermischer Energie, 3 besondere Abdichtungsmaßnahmen bei Störungszone, 4 Mitnutzung des Gebirges für die Wärmespeicherung, 5 Maschinenkaverne – hier mit einem ternären Maschinensatz, 6 Wärmetauscher für die Fernwärmeenergienutzung, 7 Unterbecken – hier als Speicherkaverne, 8 Luftdruckausgleichsschacht, 9 Fernwärmeübertragungsleitung

Um ein Gefühl für das Verhältnis zwischen thermischer und elektrischer Energiespeicherung mit Wasser als gemeinsames und vereinendes Energiespeichermedium zu erhalten, sind in Abbildung 32, Seite 80 energetische Faktoren einerseits als Vergleich von saisonaler thermischer Energiespeicherung zur einmaligen elektrischen Energiespeicherung eines Wälzvorgangs und andererseits als Vergleich von der elektrischen Jahresenergiespeicherung zur saisonalen Wärmeenergiespeicherung jeweils abhängig von der Fallhöhe und dem thermisch genutzten Temperaturbereich graphisch darge-

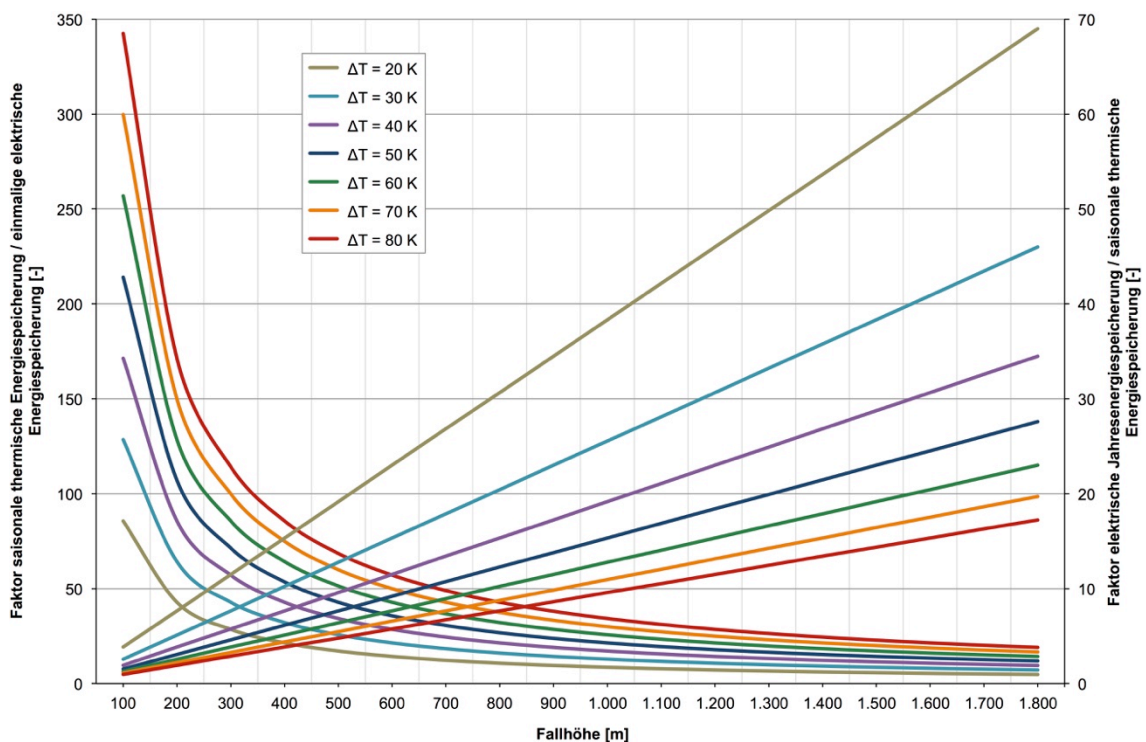
stellt. Der Energieinhalt für die elektrische Speicherung wurde dabei als potentielle Energie mit  $E_{el} [J] = m [kg] * g [m/s^2] * h_F [m]$  mit einem fiktiv angenommenen Speichervolumen berechnet, wobei dieses aufgrund der Faktorenbildung keinen Einfluss auf die Ergebnisse hat. Die thermische Energiespeicherung wurde gemäß sensibler Wärmespeicher unter Zuhilfenahme der spezifischen Wärmekapazität  $c_p$ , des Speichervolumens, der Rohdichte des Wassers und des jeweils genutzten Temperaturbereichs im Jahresverlauf mit  $Q_{th} [J] = m [kg] * c_p [J/(kgK)] * (T_2 - T_1) [K]$  ermittelt. Für die Jahresspeicherung elektrischer Energie wurde angenommen, dass der Speicherinhalt jeden Tag umgewälzt und somit täglich eingespeichert wie auch abgearbeitet wird, wobei die mittlere langjährige Arbeitsverfügbarkeit von österreichischen Speicherkraftwerken mit 89,9 % [32] miteinbezogen worden ist. Auf die Berücksichtigung von Verlusten jeglicher Art wurde verzichtet. Zu erkennen ist, dass mit ansteigender Fallhöhe und großem genutzten Temperaturbereich beide Verhältniszahlen zu deutlich kleineren Werten tendieren als umgekehrt. Zurückzuführen ist dies auf die eben erwähnte große Wärmespeicherfähigkeit des Wassers.

Als Beispiel sei an dieser Stelle der Vergleich einer Fallhöhe von 800 Metern und einem thermisch genutzten Temperaturbereich von 50 Kelvin angeführt. Demnach beträgt das Verhältnis von saisonaler thermischer Energienutzung zur einmaligen elektrischen Energiespeicherung 27 [-]. Umgekehrt lässt sich ein Faktor von 12 [-] für das Verhältnis von elektrischer Jahresenergiespeicherung zu saisonaler thermischer Energiespeicherung berechnen.

Für die thermische Energieeinbringung dieses innovativen und neuartigen Konzepts ist angedacht, Sonnenenergie, Industrieabwärme oder ähnliche, in erster Linie jedoch Wärmeenergie aus erneuerbaren Energiequellen oder von ansonsten ungenutzt bleibender Industrieabwärme zu verwenden und diese über Wärmetauscher in den Speicherbecken dem Betriebswasser eines geschlossenen Pumpspeichersystems zuzuführen und so die Wärmeenergie, die vorzugsweise über die Sommermonate beim größten Dargebot und geringstem Bedarf eingebracht wird, in die Wintermonate zu transferieren. Die Nutzung der eingebrachten Wärmeenergie wird ebenso über eigens dafür vorgesehene Wärmetauscher in den Speicherbecken, die mit den Fernwärmeübertragungsleitungen verbunden sind, realisiert. Die Wärmeenergienutzung kann, sofern die von den Fernwärmeversorgungsnetzen geforderten Vorlauftemperaturen eingehalten werden, direkt, oder wenn die Wassertemperaturen des Speichers unter den einzuhaltenen Vorlauftemperaturen liegen, in Kombination mit Wärmepumpen erfolgen.

In Abbildung 31, Seite 78 ist das Grundkonzept dieser „Kraft-Wärmekoppelung 2.0“ mit seinen wesentlichen Bestandteilen dargestellt. Um verschiedene Speicherbeckenoptionen und Ausführungsvarianten im Zuge dieser Arbeit zu diskutieren und auszuarbei-

ten, wurde für das Oberbecken ein Erdbeckenspeicher gewählt, der mit einer pneumatischen Konstruktion gegenüber der Umwelt abgedämmt und abgedichtet ist. Das Pneu wird mit Luftüberdruck beaufschlagt, wobei der Luftraum des Oberbeckens über eine Luftdruckausgleichsleitung mit dem Luftraum des in diesem Fall als Speicherkaverne ausgeführten Unterbeckens verbunden ist. Damit kommunizieren bei schwankendem Wasserspiegel während des Pump- oder Turbinenbetriebs die Lufträume der Speicher miteinander, wodurch ein gleichbleibender Luftdruck und in weiterer Folge eine konstante Potentialdifferenz zwischen den Speichern, unabhängig vom Wasserspiegel in den Speicherbecken erreicht werden soll.



**Abbildung 32:** Gegenüberstellung der von Fallhöhe und genutztem Temperaturbereich abhängigen Energiefaktoren [-] von elektrischer und thermischer Energie; die elektrische Energie ist einerseits auf einen Wälzvorgang und andererseits auf die Jahresenergiespeicherung bezogen, wohingegen die thermische immer auf die saisonale Wärmeenergiespeicherung bezogen ist

Wäre im Gegensatz dazu die Speicherkaverne druckdicht ausgeführt und nicht mit dem Luftraum des Oberbeckens oder der Atmosphäre verbunden, würde bei steigendem Wasserspiegel im Turbinenbetrieb die Luft in der Kaverne komprimiert werden (vgl. Kapitel 4.4.3.1), wodurch der entstehende Luftüberdruck als Gegendruck auf die Turbine wirkt, und somit die Fallhöhe deutlich minimieren würde. Eine Ausführungsvariante mit der Herbeiführung eines konstanten Luftdrucks in der Kaverne durch einen Verbindungsstollen zur Umgebung muss kritisch betrachtet werden, nachdem abhängig von der Betriebsart des Kraftwerkes die durch den heißen Wasserkörper erwärmte



Luft in die Atmosphäre entweichen kann, beziehungsweise kalte Luft angesaugt wird, wobei dies zu unnötigen und hohen thermischen Energieverlusten führen würde.

Wesentliche Forderung für das kombinierte Energiespeicherkonzept sind selbstverständlich geschlossene Wasserkreisläufe und die Reduktion von thermischen, wie auch potentiellen Energieverlusten, sowohl über die Luft wie auch über die vom Wasser benetzten Bauwerke. Eine bedeutende Anforderung an das Gesamtsystem ist demnach dessen Dichtheit. Damit in weiterer Folge thermischen Energieverlusten über offene, mit der Umwelt verbundene Speicherbecken entgegengewirkt werden kann, ist das beschriebene geschlossene Luftsystem eine elegante Lösung dieser Anforderung. Die Variante mit den kommunizierenden Lufträumen stellt somit eine elegante Lösung dar, um einerseits den Erdbeckenspeicher gegenüber der Atmosphäre wärme zu dämmen und andererseits Fallhöhen einbußen sowie Wärmeverlusten gegenüber der Atmosphäre entgegenzuwirken. Gegebenenfalls können die im Luftdruckausgleichschacht hin- und her strömenden Luftmassen zwischen den Speicherbecken energetisch über eine beidseitig anströmbare Windturbine genutzt werden.

An der Sohle des Oberbeckens ist der Wärmetauscher für den Eintrag thermischer Energie angeordnet, im Totraum des Unterbeckens jener für die Nutzung thermischer Energie zur Fernwärmeenergieversorgung. Gegebenenfalls können beide Wärmetauscher sowohl jener für den Eintrag als auch jener für die thermische Energienutzung in einem Becken parallel installiert werden. Hinsichtlich der hydraulischen, thermischen aber auch wirtschaftlichen Auslegung ist insbesondere bei diesem System darauf zu achten, dass es im Allgemeinen kompakt mit direkten Verbindungen zwischen Oberbecken, der Maschinenkaverne und dem Unterbecken ausgeführt wird. Auch damit sollen thermische Verluste mit der Reduktion der Bauteiloberflächen minimiert werden. Auf eine detailliertere Beschreibung dieses neuartigen Systems wird an dieser Stelle verzichtet und auf das Kapitel 4.4 mit den baulichen Bestandteilen und Kapitel 4.5 mit den maschinenbaulichen Komponenten verwiesen.

Im Folgenden werden Vorteile und Herausforderungen dieses Konzeptes aus verschiedenen Gesichtspunkten dargestellt. Grundsätzlich wäre es trivial, bestehende Pumpspeicher etwas abzdämmen, und schon könnte die thermische Energie in den großvolumigen Wasserkörpern gespeichert werden. Dass es so einfach nicht ist, und wie sehr nur eine Temperaturerhöhung salopp ausgedrückt das gesamte System auf den Kopf stellt, wird ebenso in den nachfolgenden Ausführungen behandelt.

Mit der Temperaturerhöhung geht zunächst eine nicht vernachlässigbare Änderung von physikalischen Eigenschaften des Wassers einher, die jedenfalls bei der Auslegung von Hochtemperatur-Pumpspeicherkraftwerken berücksichtigt werden müssen. Angefangen von der Änderung der Wasserdichte, des Volumens und im Speziellen des

Kavitationsverhaltens aufgrund der Dampfdruckerhöhung bis hin zur Viskosität und des Elastizitätsmoduls verändern sie sich teilweise folgenreich und teilweise weniger ausschlaggebend für deren Berücksichtigung bei der Konzeption einer Heißwasserwasserkraftanlage. Die Abweichungen von den sonst üblichen physikalisch-hydraulischen Wassereigenschaften werden im nachfolgenden Kapitel 4.3 detailliert beschrieben. Von nicht unwesentlicher Bedeutung ist aber auch, dass hydraulischen Verluste, die zu einem Großteil in Wärme resultieren, nun in die andere genutzte Energieform übergeführt werden. Diese liefern also einen zusätzlichen, wenn auch sehr geringen thermischen Energieeintrag, wodurch aber zumindest die in Wärme resultierenden hydraulischen Strömungsverluste energetisch verwertbar gemacht werden.

Besonderes Augenmerk kommt auch der Auslegung von baulichen Bestandteilen zu. Es liegt auf der Hand, dass mit jedem Wasserverlust nun nicht nur gespeicherte potentielle Energie sondern umso mehr auch thermische Energie verloren geht. Um den Wasseraustrag einerseits und den der thermischen Energie andererseits auf ein Minimum zu beschränken, müssen die Speicherbecken besonders gut abgedichtet und gegebenenfalls abgedämmt werden. Ideal sind dafür, auch aus ökologischen Gründen und des Flächenverbrauches wegen, unterirdische Speicher, die mit dem heutigen Stand von effizienten Gebirgslöseverfahren technisch wie auch wirtschaftlich kein Hindernis in der Ausführbarkeit darstellen. Neben diesen Kavernenspeicherlösungen bieten sich bei entsprechender Flächenverfügbarkeit und topographischen Gegebenheiten auch oberirdische Erdbeckenspeicher an, bei welchen aber umso mehr Augenmerk auf eine Beschränkung der Evaporation und des Austrages thermischer Energie durch wärmegeämmte und abdichtende Speicherabdeckungen gerichtet werden muss.

Ferner wirken sich hohe Wassertemperaturen und Temperaturschwankungen auf Materialien und Bauteile abhängig von deren Lagerungsbedingungen und thermisch physikalischen Eigenschaften unterschiedlich aus. Werden etwa Dehnungen zugelassen, so gehen Temperaturänderungen in Längenänderungen bzw. Volumenänderungen über, bei behinderten Dehnungsmöglichkeiten müssen die Temperaturänderungen als zusätzliche Spannungsbelastung vom Bauteil aufgenommen werden. Betroffen sind dabei die ohnehin stark belasteten Bestandteile eines Pumpspeicherkraftwerkes, wie etwa das Triebwassersystem mit dem Druckstollen und dem Stahlwasserbau als bautechnisches Beispiel sowie die hydraulischen Strömungsmaschinen vom maschinenbaulichen Standpunkt. Auch für diese essentiellen Bestandteile müssen neue Konzepte erarbeitet und Lösungen gefunden werden, um einen langfristigen, sicheren Betrieb bei hohen Wassertemperaturen und saisonal großen Temperaturschwankungen gewährleisten und aufrechterhalten zu können.

Unabhängig davon sollen die vom Gebirge umgebenden Bauwerke, wie der Druckstollen oder die Speicherkaverne nicht gedämmt ausgeführt werden, sondern einen an die eben genannten Anforderungen angepassten, konventionellen Ausbau erhalten, um die Wärmeenergie zusätzlich im Gebirge einspeichern zu können, und den Energieumsatz dadurch zu erhöhen. Auf eine detaillierte Beschreibung des Konzepts wird auf Kapitel 4.4.5.2 verwiesen.

Würde man dieses grundlegend neue Konzept beanstanden müssen, so ist es die räumliche Entkoppelung von natürlichen topographischen Höhenunterschieden für die Errichtung von Pumpspeicherkraftwerken mit dem thermischen Energiebedarf, der in großen Mengen in urbanen Gebieten und Städten, also eher im Flachland benötigt wird. Es wird somit notwendig die bis dato nur an natürlich vorkommende Höhenunterschiede geknüpfte Wasserkraftnutzung flachlandtauglich zu gestalten. Fehlen somit topographische Höhendifferenzen, müssen diese künstlich geschaffen werden und schlichtweg am einfachsten ist es dabei in die Tiefe zu gehen. Hierfür stellt gerade die für die thermische Energiespeicherung zweckmäßige Anwendung von Tiefenspeichern einen wichtigen Puzzlestein für eine solche Pumpspeicherausführung dar.

Zusammen mit möglichst kurzen Verbindungen zwischen den Speicherbecken und der Maschinenkaverne sowie wirtschaftlichen bautechnologischen Auffahrmethoden sind tiefliegende Pumpspeicher unabhängig vom gebirgiger Topographie und ausführungstechnisch jedenfalls kein Hindernis. Insbesondere würde sich in der Nähe von Städten eine Kombination eines Erdbeckenspeichers als Oberbecken mit einer Tiefenkaverne als Unterbecken anbieten. Diese Ausführungsvariante in Tallagen für Pumpspeicherkraftwerke stellt eine Erweiterungsmöglichkeit der bewährten Wasserkraftnutzung dar. Ist die Wasserkraft nämlich an den oft assoziierten Fließgewässern nur noch begrenzt ausbaufähig, können mit der Anlegung von künstlichen ober- und unterirdischen Speicherbecken und deren hydraulischer Verbindung im Speziellen Pumpspeicherkraftwerke allorts errichtet werden.

Ebenso werden bei diesem System mit den zwangsweise geforderten geschlossenen Wasserkreisläufen nachteilige Auswirkungen jeglicher Art auf die Umwelt, insbesondere aber auf natürliche Gewässer vermieden und gleichzeitig günstige Voraussetzungen für die Bewilligung derartiger Anlagen geschaffen. Denn immer öfter sind ökologische Wirkungen von Kraftwerksprojekten gesellschaftspolitischer Zündstoff und können Bauvorhaben schon in der Genehmigungsphase hinauszögern oder gar für lange Zeit auf Eis legen bzw. zahlreiche Umweltauflagen die ökonomischen Voraussetzungen solcher Bauvorhaben nicht mehr gewähren.

Die ökologischen Vorzüge von Closed-Loop Pumpspeichern mit Kavernenausführungen sind gerade in Zeiten des immer stärker werdenden Umweltbewusstseins von

zentraler Bedeutung. Denn mit einer vollkommen unterirdischen Errichtung von den Speicherkavernen, der Maschinenkaverne und dem Triebwassersystem kann einerseits vom Flächenverbrauch und der Beeinträchtigung des Landschaftsbildes abgesehen werden und andererseits können diese grünen Giganten wahrnehmungslos und unabhängig von äußeren Einflüssen Strom einspeichern und erzeugen.

Daneben wird mit geschlossenen, energetisch genutzten Wasserkreisläufen die bei konventionellen (Pump-) Speicherkraftwerken an Fließgewässern auftretende Schwall- und Sunkproblematik, hinfällig. Negative Auswirkungen, wie hydraulischer Stress auf die Gewässerflora und Gewässerfauna, herbeigeführt durch das stark schwankende Abflussverhalten gehören bei diesem System der Vergangenheit an.

Mit diesen Vorzügen ist aber nicht nur unserer Umwelt geholfen, sondern würden auch die gesellschaftliche Akzeptanz gegenüber dieser Technologie aufwerten und den etwas in Mitleidenschaft gezogenen Ruf der Wasserkraft im Allgemeinen wieder in ein besseres Licht rücken und ihre vielfältigen Einsatzmöglichkeiten aufzeigen.

Auch sollten die ökologischen und wirtschaftlichen Vorzüge des Energieträgers und Energiespeichermediums nicht unerwähnt bleiben. Wasser kommt nämlich überall in großen Mengen vor, ist kostenlos und absolut umweltfreundlich. Ganz im Gegenteil zu den immer öfter forcierten elektro-chemischen Speichern, also verschiedensten Batteriearten, deren ökologische Auswirkungen im Lebenszyklus mit den enthaltenen Umweltgiften unabsehbar sind. Abgesehen davon altert Wasser nicht, und kann beliebig oft für die Speicherung und die Erzeugung von Energie verwendet werden, wohingegen andere Energieträger nur für bestimmte Lastzyklen ausgelegt sind, um danach entsorgt und ausgetauscht zu werden. Jedoch muss bei der Kombination eines Pumpspeicherkraftwerkes mit einem Wärmespeicher Wasser aus der Umwelt einmalig entnommen werden, wobei von derart geringen Mengen gesprochen werden kann, die in Relation zum Wasserhaushalt der Erde sicherlich vernachlässigbar sind.

Nichtsdestotrotz bedarf es neben technischen, ökologischen und wirtschaftlichen Voraussetzungen auch politischer und gesellschaftlicher Akzeptanz, um solche Projekte realisieren zu können.

Im Folgenden werden alle dargebrachten und kurz beschriebenen Ideen und Vorschläge intensiver diskutiert und darüber hinaus Lösungsvorschläge vorgestellt, die eine Kombination der Pumpspeichertechnologie mit thermischer Energiespeicherung realisierbar machen sollen. Die Vorteile dieses modifizierten Pumpspeichersystems liegen auf der Hand, denn weltweit gibt es kein erneuerbares Energiesystem, das drei Systeme, nämlich die elektrische Energiespeicherung, die elektrische Energiegewinnung und die langfristige Wärmeenergiespeicherung, miteinander vereint. Mit dem Konzept eines Heißwasserpumpspeicherkraftwerkes ist die Möglichkeit dafür gegeben.

## 4.2 Referenzprojekt

Für die Beschreibung und die Analyse verschiedenster Auswirkungen hoher Wassertemperaturen und großer Temperaturgradienten sowie für das Anstellen von Bemessungen und Berechnungen ist die Anwendung eines Referenzprojektes zweckmäßig. In der nachfolgenden Abbildung 33, Seite 86 sind die wesentlichsten Parameter des fiktiven Pumpspeicherkraftwerkes festgelegt.

Zur Diskussion verschiedener Speichervarianten und einhergehender Fragestellungen u.a. der Minimierung des Wärmeaustuges wurden als Oberbecken ein Erdbeckenspeicher und eine Kavernenausführung für das Unterbecken gewählt. Des Weiteren erfolgte die Wahl von zwei modernen aufgelösten ternären Maschinensätzen, die mit ihrer außergewöhnlich hohen Flexibilität optimal den zukünftigen Anforderungen des Elektrizitätsmarktes gerecht werden. Die mittlere Bruttofallhöhe  $h_F$  beträgt 800 Meter und der Ausbaudurchfluss sowohl im Turbinen- wie auch im Pumpbetrieb ( $Q_T = Q_P$ ) wurde mit insgesamt  $50 \text{ m}^3/\text{s}$  (je Maschinensatz:  $25 \text{ m}^3/\text{s}$ ) festgelegt. Die Bestimmung des Speichervolumens von  $1.080.000 \text{ m}^3$  stützt sich auf zwei anerkannte Studien [53, 54], die besagen, dass ein Energie/Leistungsverhältnis von  $5 \text{ Wh/W}$  [53] und  $7 \text{ Wh/W}$  [54] für mittel- und langfristige Szenarien bis 2050 eine wirtschaftliche Auslegung darstellen, und den zukünftigen Herausforderungen optimal gerecht werden. Um beide Studien gleichwertig in diese Arbeit miteinfließen zu lassen, wurden diese genannten Werte gemittelt, wodurch sich für das Referenzprojekt maßgebliche Energie zu Leistungsverhältnis von  $6 \text{ Wh/W}$  ergibt. Mit  $50 \text{ m}^3/\text{s}$ , die sechs Stunden abgearbeitet werden, errechnet sich somit das oben genannte Speichervolumen.

Die Bruttoleistung des Pumpspeicherkraftwerkes berechnet sich mit den oben genannten Eingangsparametern und Gl. (4.1) wie folgt:

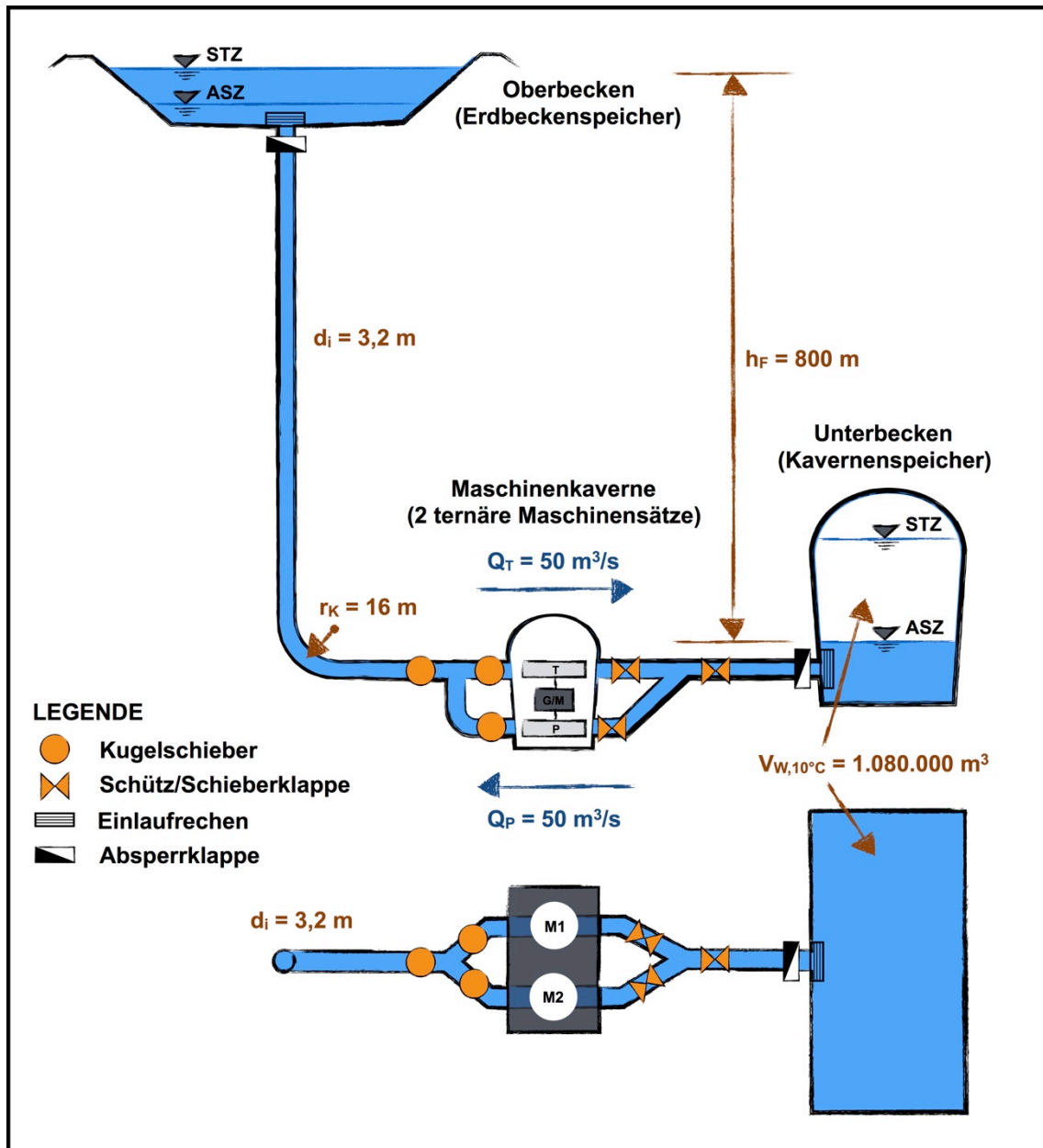
$$N [W] = \rho [kg/m^3] * g [m/s^2] * Q [m^3/s] * h_F [m] \quad (4.1)$$

$$N_{PSKW} = 1.000 \frac{kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2} * 50 \frac{m^3}{s} * 800 m = 392.400.000 W = 392,4 MW$$

In weiterer Folge kann der Energieinhalt bezogen auf den Speicherinhalt mit Gl. (4.2) berechnet werden:

$$E [Ws] = m [kg] * g [m/s^2] * h_F [m] \quad (4.2)$$

$$E_{PSKW} = \frac{\left(1.000 \frac{kg}{m^3} * 1.080.000 m^3\right) * 9,81 \frac{m}{s^2} * 800 m}{\frac{3.600 s}{1} * \frac{10^6 W}{1 MW}} = 2.354,4 MWh$$



**Abbildung 33:** Referenzprojekt mit den festgelegten Rahmenbedingungen und Parametern

Aus Gründen der Minimierung von Wärmeverlusten aber auch aus bautechnischen und wirtschaftlichen Überlegungen sollte das hybride Pumpspeicherkraftwerk möglichst kompakt mit direkten Verbindungen der Speicherbecken über den Triebwasserweg ausgeführt werden. So ergibt sich das in Abbildung 33 dargestellte System bestehend aus dem an das Oberbecken anschließenden Lotschacht, die anbindende Richtungsänderung mit der darauf folgenden oberwasserseitigen Flachstrecke, der tiefliegenden Maschinenkaverne und dem Unterwasserstollen zur Verbindung mit der Speicherkaverne. Für den Druckschacht wurde ein Innendurchmesser  $d_i$  von 3,2 Metern festgelegt.

### 4.3 Hydraulische Auswirkungen hoher Wassertemperaturen

Die physikalisch-hydraulischen Eigenschaften des Wassers in seiner flüssigen Phase werden grundsätzlich von folgenden vier Zustandsgrößen eindeutig beschrieben [9]:

- Temperatur,  $T$  [absolut in K, relativ in °C]
- Druck,  $p$  [ $\text{N/m}^2$ ]
- Dichte,  $\rho$  [ $\text{kg/m}^3$ ]
- spezifisches Volumen  $v = 1/\rho$  [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ]

Sind nun zwei Zustandsgrößen bekannt, lässt sich die dritte mit diesen berechnen [9]. Um eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse von physikalischen Eigenschaften zu gewährleisten, beziehen sich die Ausführungen in den nachfolgenden Unterkapiteln auf den konstanten Standardatmosphärendruck von 1.013,25 hPa [10], der dem Luftdruck auf Meeresspiegelniveau entspricht. Zusammen mit der zweiten definierten Zustandsgröße, nämlich der Temperatur können nun die Dichte und in weiterer Folge alle anderen Wassereigenschaften berechnet werden.

Die Berücksichtigung von jahreszeitlich schwankenden Wassertemperaturen für die bautechnische Planung und Ausführung von Wasserkraftanlagen erfolgt zwar projektspezifisch bleibt aber in der Regel ohne wesentlicher Beachtung. Bei der Auslegung von hydraulischen Strömungsmaschinen werden aber aufgrund der viel geringeren Toleranzen auch geringe Temperaturschwankungen berücksichtigt. Gerade bei Speicherkraftwerken mit ringsum begrenzten Speicherbecken im Hochgebirge und unterirdisch verlaufenden Druckstollen sind diese Temperaturschwankungen noch geringer als bei Laufwasserkraftwerken an Fließgewässern in Tallagen. So ist der jahreszeitliche Temperaturschwankungsbereich bei Laufkraftwerken in Österreich zwischen 0 °C und 20 °C definierbar, wobei die obere Temperaturgrenze insbesondere während heißer Sommermonate an Flüssen im Alpenvorland und im östlichen Flachland deutlich darüber liegen kann. Speicherkraftwerke mit ihren kompakten Wasserkörpern im Gebirge unterliegen meist viel geringeren Temperaturschwankungen und können zwischen 0 °C und 15 °C beziffert werden.

Bei der forcierten kombinierten Pump- und Wärmespeicherung sind die im Jahreszyklus auftretenden großen Temperaturschwankungen auf jedem Fall zu berücksichtigen, denn sie beeinflussen das System nachhaltig. Dabei ist anberaunt, dass die maximalen saisonalen Schwankungen der Betriebswassertemperatur durch die Gebirgstemperatur als untere und etwa 90 °C als oberste Begrenzung definiert werden. Die angegebene obere Temperaturbeschränkung ist als variabel zu betrachten und richtet sich nach dem Siedepunkt des Wassers, der vom höhenabhängigen Atmosphärendruck bestimmt wird. Die angegebenen 90 °C beziehen sich auf Meeresspiegelniveau mit

1.013,25 hPa Standardatmosphärendruck [10] mit einem Siedepunkt des Wassers bei 100 °C. Die obere Betriebswassertemperatur ist somit an den höhenabhängigen Siedepunkt gebunden, und im Allgemeinen in etwa 10 °C unter diesem anzusetzen, um allen voran Kavitationserscheinungen zu verhindern, die im Kapitel 4.3.7 genauer beschrieben werden.

Um grundlegende Änderungen der Stoffeigenschaften des Wassers aufzuzeigen, ist in Tabelle 4, Seite 91 ein mit Zahlenwerten hinterlegter Überblick des flüssigen Aggregatzustandes zwischen 0 °C und 100 °C gegeben. In den folgenden Unterkapiteln wird anschließend auf elementare Änderungen der Stoffeigenschaften näher eingegangen, die fundamental für die hochthermische Auslegung von Wasserkraftanlagen sind.

An dieser Stelle sei erwähnt, dass sich neben den angeführten Stoffeigenschaften noch weitere, wie beispielsweise die Oberflächenspannung und die Kapillarität ändern, deren Auswirkungen bei Hochdruck-Wasserkraftanlagen aber vernachlässigt werden können und somit an dieser Stelle nicht näher beschrieben werden.

#### 4.3.1 *Wasserdichte*

Gewöhnlich liegt für Berechnungen in der Hydraulik eine Wasserdichte von  $\rho_w = 1.000 \text{ kg/m}^3$  zu Grunde, die auch im thermischen Arbeitsbereich von Wasserkraftanlagen sehr gut an die tatsächlichen Werte annähert, wie aus Abbildung 34, Seite 89 entnommen werden kann.

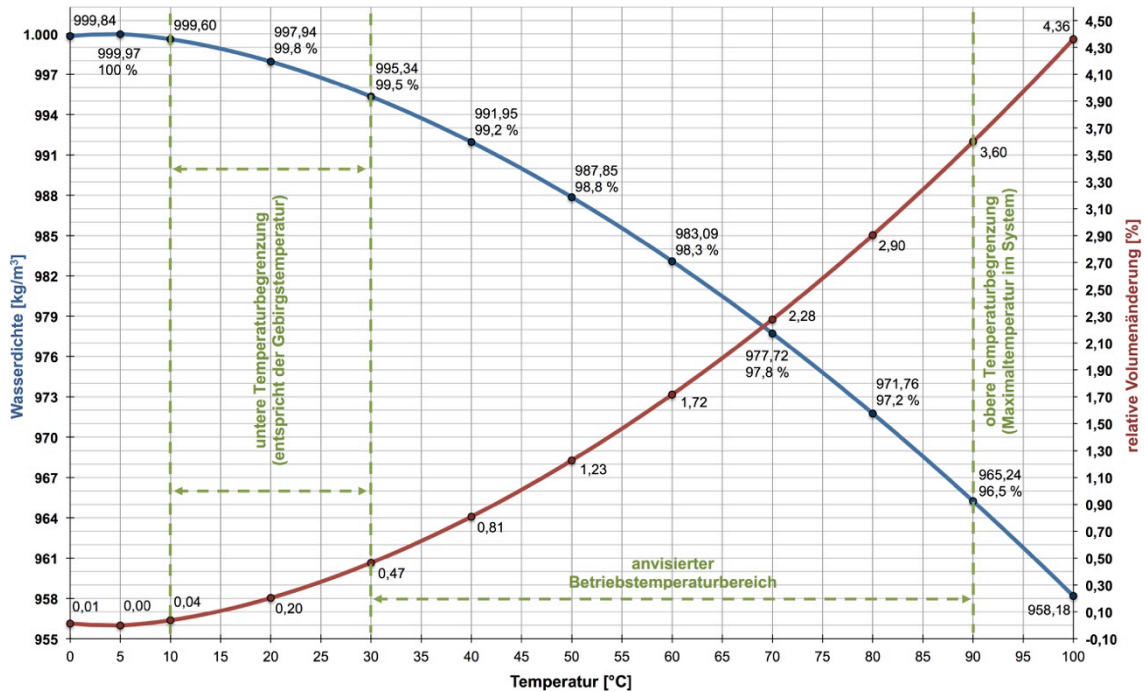
Tatsächlich werden bei diesem Wert neben merklichen Temperaturänderungen noch der Atmosphärendruck oder gelöste Stoffe mitberücksichtigt, sodass die  $1.000 \text{ kg/m}^3$  eigentlich nur für reines Wasser ohne gelöste Stoffe auf Meeresspiegelniveau gelten. Die Dichte des Wassers nimmt zwar grundsätzlich aufgrund der Vergrößerung des spezifischen Volumens ( $v = 1/\rho \text{ [m}^3/\text{kg]})$  bei Temperaturzunahme ab, ist aber zwischen 0 °C und 4 °C der Anomalie des Wassers unterworfen. Wie aus Tabelle 4, Seite 91 und Abbildung 34, Seite 89 hervorgeht, nimmt die Dichte im genannten Temperaturbereich zu und erreicht bei etwa 4 °C das Maximum von  $999,97 \text{ kg/m}^3$  [10].

Von weit größerem Interesse bei Wasserkraftanlagen in Kombination mit Wärmespeichern sind die höheren Temperaturbereiche, in welchen es zu einer deutlichen Abnahme der Dichte kommt, wie in Abbildung 34 dargestellt ist. Mit der Näherungsformel nach *Heggen* (1983) kann die Dichte ab 4 °C für reines Wasser wie folgt berechnet werden [10]:

$$\rho_T \text{ [kg/m}^3] = 1.000 - 0,01955 * (T \text{ [}^\circ\text{C]} - 4 \text{ }^\circ\text{C})^{1,68} \quad (4.3)$$



Gegenüber der Referenzdichte von 999,97 kg/m<sup>3</sup> bei 4 °C beträgt die Dichte bei 90 °C 965,30 kg/m<sup>3</sup> und so um 34,67 kg/m<sup>3</sup> oder 3,47 % weniger. Mit der Reduzierung der Dichte gehen unter anderem auch eine Verringerung des hydrostatischen Wasserdrucks sowie in weiterer Folge der Leistungszug bei gleicher Fallhöhe um denselben Prozentsatz einher.



**Abbildung 34:** Zusammenhang der temperaturbedingten Dichte- und Volumenänderung reinen Wassers im flüssigen Aggregatzustand, Datenquelle [10], Eigene Darstellung

Die Wasserdichte wird jedoch auch durch Beimengungen, wie gelöster Luft und vom Salz- bzw. Mineralstoffgehalt beeinflusst. Deren übliche Konzentrationen wirken sich aber auf die Dichte nur in derart geringem Maße aus, dass auf jene an dieser Stelle nicht weiter eingegangen wird. Dem Mineralstoffgehalt kommt aber bei der maschinenbaulichen Auslegung in einem Closed-Loop System eine nicht unbedeutende Rolle zu und wird im Kapitel 4.5.4 näher diskutiert.

$$p_{W,STAT} [MPa] = \frac{\rho [kg/m^3] * g [m/s^2] * h [m]}{\frac{10^6 [Pa]}{1 [MPa]}} \quad (4.4)$$

Nicht unerwähnt bleiben soll die Reduzierung des hydrostatischen Wasserdrucks  $p_{W,STAT}$  bei höheren Wassertemperaturen. Beträgt dieser bei 10 °C, einer Wasserdichte von 999,60 kg/m<sup>3</sup> und konstanten 800 Meter Wassersäule sowie einer Erdbeschleunigung von 9,81 m/s<sup>2</sup> gemäß Gl. (4.4) 7,85 MPa, sind es bei 90 °C noch 7,58 MPa.

Demnach verringert sich der Wasserdruck temperaturbedingt um 0,275 MPa. Dieser Druck entspricht bei einer überschlägig angenommenen Wasserdichte von  $1.000 \text{ kg/m}^3$  und der Erdbeschleunigung von  $9,81 \text{ m/s}^2$  einer Wassersäule von 27,5 Metern.

#### 4.3.2 Volumenänderung

Einhergehend mit der Dichteabnahme des Wassers ist die Vergrößerung des spezifischen Volumens bei zunehmender Temperatur. Man spricht auch von der isobaren thermischen Volumenänderung unter gleichbleibendem Druck [9]. Dabei ruft eine Temperaturänderung bei Wasser aufgrund des großen kubischen Ausdehnungskoeffizienten  $\gamma$  von  $180 \cdot 10^{-6} [1/^\circ\text{C}]$  bei  $18 \text{ }^\circ\text{C}$  und 1 bar [9] eine größere Volumenänderung hervor als bei Festkörpern.

Unter Temperaturzunahme ändert sich somit das spezifische Volumen des Wassers basierend auf der Dichteänderung einer konstanten Masse [10]. Im Gegensatz dazu ändert sich das Volumen aufgrund der geringen Kompressibilität des Wassers unter Druckänderung kaum bzw. ist vernachlässigbar klein [10]. Der temperaturabhängige relative Raumausdehnungskoeffizient  $\beta_T$  des Wassers berechnet sich mit [10]:

$$\beta_T [-] = \frac{\rho_{4^\circ\text{C}} [\text{kg/m}^3]}{\rho_T [\text{kg/m}^3]} - 1 \quad \text{bzw.} \quad \beta_T [\%] = \left( \frac{\rho_{4^\circ\text{C}} [\text{kg/m}^3]}{\rho_T [\text{kg/m}^3]} - 1 \right) * 100 [\%] \quad (4.5)$$

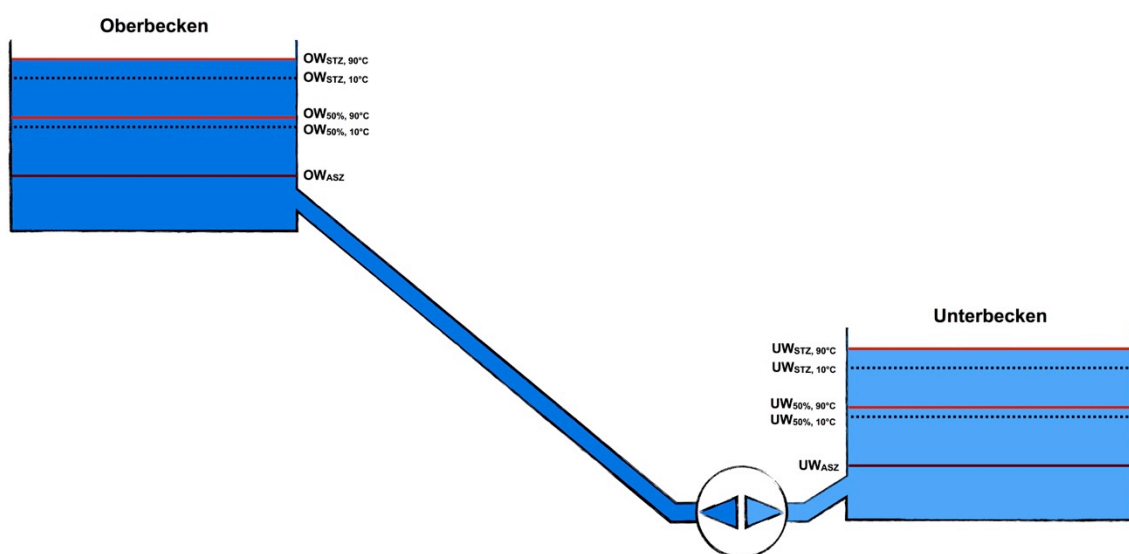
Der Raumausdehnungskoeffizient bezieht sich, wie die Dichte, auf die Referenztemperatur von  $4 \text{ }^\circ\text{C}$ . Die mit Gl. 4.5 errechneten, prozentuellen Werte des Raumausdehnungskoeffizienten sind in Tabelle 4, Seite 91 detailliert zusammengefasst bzw. in Abbildung 34, Seite 89 dargestellt. Im folgenden Beispiel wird die beachtliche Volumenzunahme in Bezug auf den projektspezifischen Speicherinhalt verdeutlicht. Bei der maximal anvisierten Speichertemperatur von  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  beträgt  $\beta_T$  3,60 %. Wird eine Wassertemperatur von  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $\beta_T = 0,037 \text{ } \%$ ) bei der Erstbefüllung angenommen, und bezieht das veranschlagte Wasservolumen von  $1.080.000 \text{ m}^3$  auf eben diese Temperatur, so ergibt sich eine relative Volumenzunahme von 3,56 %. Multipliziert man diesen Wert mit dem Wasservolumen, so ergeben sich  $38.448 \text{ m}^3$ . Dieses errechnete Volumen muss also bei der Speicherbecken- bzw. Speicherkavernendimensionierung mitberücksichtigt und vorgehalten werden, wenn die Speicher mit angenommenen  $1.080.000 \text{ m}^3$  und  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  zunächst befüllt und anschließend auf bis zu  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  erwärmt werden. Zur Verdeutlichung entspricht die Volumenzunahme einer Kaverne mit den Abmessungen von  $51,3 \times 25 \times 30$  Metern (!).

Temperatur T	Dichte reines, luftfreies Wasser $\rho_w$	Dampfdruck $p_D$	Dampfdruckhöhe $h_D$	minimale (Unter-) Druckhöhe zur Vermeidung des Strömungsabrisses $h_{MIN}$	Relative Raumausdehnung $\beta_t$	Wasservolumen $V_w$	Dynamische Viskosität $\eta$	Kinematische Viskosität $\nu$	Elastizitätsmodul $E_w$ (1 bar)	Druckwellenausbreitungsgeschwindigkeit c	spezifische Wärmekapazität $c_p$	Oberflächen- spannung $\sigma$
[°C]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[mbar = hPa]	[m]	[m]	[%]	[m <sup>3</sup> ]	[10 <sup>-3</sup> Pa·s]	[10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> /s]	[MPa]	[m/s]	[J/(kg·K)]	[N/m]
0	999,84	6,11	0,06	-7,16	0,013	1,0001	1,792	1,792	2,030	1,425	4,217	0,0756
2	999,94	7,06	0,07	-7,15	0,003	1,0000	1,670	1,670				
4	999,97	8,13	0,08	-7,13	0,0	1,0	1,570	1,570	2,070	1,439	4,205	0,0749
6	999,94	9,35	0,10	-7,12	0,003	1,0000	1,470	1,470				
8	999,80	10,72	0,11	-7,11	0,017	1,0002	1,390	1,390				
10	999,60	12,27	0,13	-7,10	0,037	1,0004	1,306	1,307	2,125	1,458	4,192	0,0742
12	999,36	14,01	0,14	-7,08	0,061	1,0006	1,239	1,240				
14	999,06	15,97	0,16	-7,06	0,091	1,0009	1,169	1,170				
16	998,73	18,17	0,19	-7,05	0,124	1,0012	1,119	1,120				
18	998,35	20,62	0,21	-7,02	0,162	1,0016	1,058	1,060				
20	997,94	23,37	0,24	-7,00	0,204	1,0020	1,000	1,002	2,230	1,495	4,182	0,0728
22	997,49	26,42	0,27	-6,97	0,249	1,0025	0,961	0,963				
24	997,00	29,82	0,30	-6,94	0,298	1,0030	0,917	0,919				
26	996,48	33,60	0,34	-6,91	0,350	1,0035	0,876	0,879				
28	995,93	37,78	0,39	-6,87	0,406	1,0041	0,837	0,841				
30	995,34	42,41	0,43	-6,83	0,465	1,0047	0,793	0,797	2,265	1,509	4,178	0,0712
35	993,74	56,22	0,58	-6,71	0,627	1,0063	0,722	0,726				
40	991,95	73,75	0,76	-6,54	0,808	1,0081	0,648	0,653	2,290	1,519	4,178	
45	989,99	95,82	0,99	-6,34	1,009	1,0101	0,595	0,601				
50	987,85	123,35	1,27	-6,07	1,227	1,0123	0,539	0,546	2,292	1,523	4,180	0,0679
55	985,55	157,41	1,63	-5,74	1,463	1,0146	0,498	0,505				
60	983,09	199,20	2,07	-5,33	1,717	1,0172	0,458	0,466	2,275	1,521	4,184	
65	980,48	250,10	2,60	-4,82	1,988	1,0199	0,423	0,432				
70	977,72	311,60	3,25	-4,20	2,276	1,0228	0,395	0,404	2,245	1,515	4,189	
75	974,81	385,50	3,98	-3,45	2,581	1,0258	0,364	0,373				
80	971,76	473,60	4,87	-2,55	2,903	1,0290	0,345	0,355	2,195	1,503	4,196	
85	968,57	578,00	5,93	-1,47	3,242	1,0324	0,316	0,326				
90	965,24	701,10	7,15	-0,19	3,598	1,0360	0,304	0,315	2,145	1,491	4,205	
95	961,78	845,30	8,61	1,33	3,971	1,0397	0,276	0,287				
100	958,18	1.013,30	10,33	3,11	4,361	1,0436	0,270	0,282	2,090	1,477	4,216	0,0589

**Tabelle 4:** Wesentliche Stoffeigenschaften des Wassers im flüssigen Aggregatzustand zwischen 0 °C und 100 °C, Datenquellen [9, 10, 56], Eigene Darstellung

### 4.3.3 Turbinen- und Pumpenleistung

Die direkte Konsequenz der erläuterten Dichteabnahme ist eine Reduzierung des Wasserdrucks bzw. der Energiedichte, die im folgenden Beispiel der Leistungsausbeute im Turbinenbetrieb bei unterschiedlichen Betriebswassertemperaturen veranschaulicht wird. Unberücksichtigt bleibt dabei die aus der Volumenänderung resultierende Fallhöhenänderung. Betrachtet man das Absenkenziel als fix festgelegten niedrigsten Wasserspiegel unabhängig von der Wassertemperatur, und ein bei 10 °C festgelegtes Wasservolumen im Oberbecken, das nun auf 90 °C erwärmt wird, erhöht sich das Wasservolumen und damit der Wasserspiegel im Oberbecken. Die direkte Konsequenz ist eine vorübergehende Erhöhung der Fallhöhe gegenüber einer Wassertemperatur von 10 °C. Wird nun die Hälfte des Oberwasservolumens abgearbeitet, stellt sich dieser Effekt um. Bei exakt gleichem Wasservolumen im Ober- und Unterwasserspeicher ist nämlich die Fallhöhe bei 90 °C ident mit jener bei einer Wassertemperatur von 10 °C. Bei weiterer Abarbeitung des Oberwassers, vergrößert sich das Unterwasservolumen, wodurch die Fallhöhe nun gegenüber niedrigen Wassertemperaturen reduziert wird. Bei vollkommener Abarbeitung reduziert sich die Fallhöhe um genau denselben Wert, um den sie am Anfang bei vollem Oberbecken erhöht worden ist. In einem Zyklus betrachtet ist die Auswirkung der Fallhöhenänderung bei hohen Wassertemperaturen somit nicht relevant. Betrachtet man aber einen gewissen Zeitpunkt kommt es zu geringfügiger Änderung der Fallhöhe. In Abbildung 35, Seite 92 sind diese Zusammenhänge mit den Wasserspiegeln übersichtlich dargestellt.



**Abbildung 35:** Zusammenhang der Wasserspiegelveränderung je nach Betriebswassertemperatur, wobei die Absenkenziele in den beiden Speicherbecken unabhängig von der Wassertemperatur fix definiert sind

Für die Leistungsberechnung einer Wasserkraftanlage gilt im Allgemeinen:

$$N_T \left[ W = \frac{J}{s} = \frac{Nm}{s} \right] = \eta_T [-] * \rho \left[ \frac{kg}{m^3} \right] * g \left[ \frac{m}{s^2} \right] * Q_T \left[ \frac{m^3}{s} \right] * h_F [m] \quad (4.6)$$

mit: $\eta_T [-]$	Wirkungsgrad, 0,90 [-]
$g [m/s^2]$	Erdbeschleunigung, 9,81 m/s <sup>2</sup>
$Q_T [m^3/s]$	Turbinendurchfluss, 50 m <sup>3</sup> /s
$h_F [m]$	Fallhöhe, 800 m

Bei einer Wassertemperatur von 10 °C und einer dazugehörigen Wasserdichte  $\rho_{10^\circ C}$  von 999,60 kg/m<sup>3</sup> ohne Berücksichtigung gelöster Stoffe errechnet sich die Leistung mit Gl. (4.6) wie folgt:

$$N_{T,10^\circ C} = 0,90 * 999,60 \frac{kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2} * 50 \frac{m^3}{s} * 800 m$$

$$N_{T,10^\circ C} = 353.018.736 W \cong 353,0 MW$$

Unter Berücksichtigung einer Temperaturerhöhung um  $\Delta T = 80$  °C und einer damit erreichten Wassertemperatur von 90 °C, sowie der Wasserdichte  $\rho_{90^\circ C}$  von 965,24 kg/m<sup>3</sup> errechnet sich die dazugehörige Leistung mit Gl. (4.6) wie folgt:

$$N_{T,90^\circ C} = 0,90 * 965,24 \frac{kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2} * 50 \frac{m^3}{s} * 800 m$$

$$N_{T,90^\circ C} = 340.884.158 W \cong 340,9 MW$$

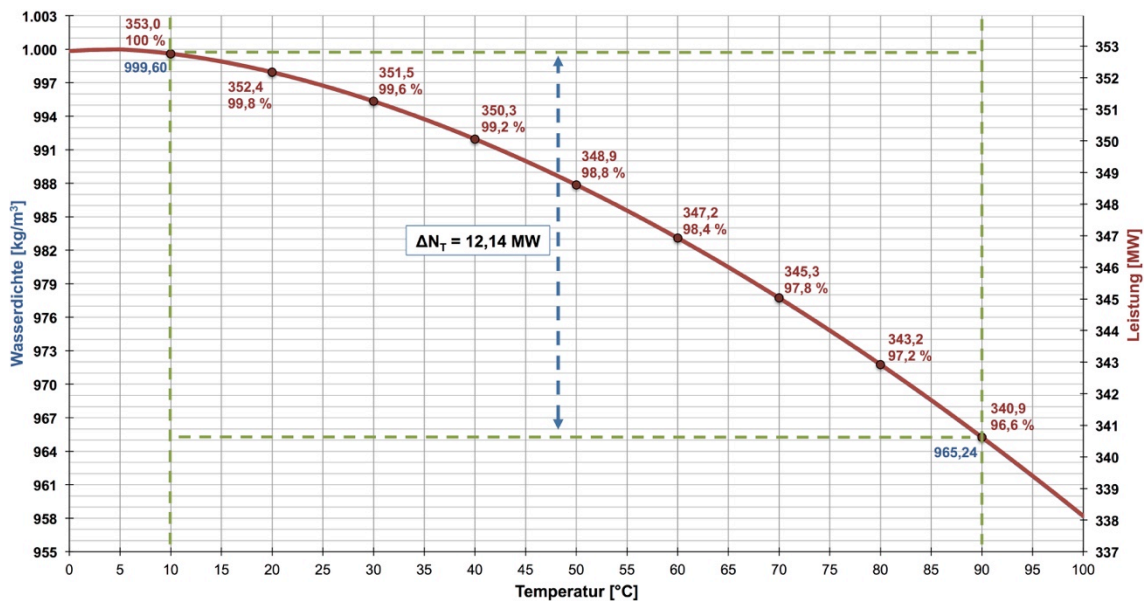
Die Leistungsreduktion  $\Delta N_{T,10-90^\circ C}$  zwischen 10 °C und 90 °C beträgt 12,14 MW, das einer Verminderung um 3,4 % entspricht. Die Verringerung der Leistung ist auf die Volumenänderung und die damit herbeigeführte Dichteänderung zurückzuführen. Der temperaturabhängige Leistungsabfall ist in Abbildung 36, Seite 94 dargestellt.

Selbstverständlich ändert sich in gleicher Weise auch die erforderliche Pumpenleistung bei höheren Wassertemperaturen. Um dieselbe Wassermenge  $Q [m^3/s]$  bei gleicher Förderhöhe [m] auf ein höheres Potential zu befördern, benötigt man gemäß den bisherigen Ausführungen bei zunehmender Wassertemperatur weniger Leistung.

Erwähnenswert ist aber noch der korrelierende Umstand, dass sich bei der Beibehaltung des Durchflusses  $Q [m^3/s]$  die Abarbeitungszeiten einer unveränderlichen Wassermasse [kg] bei zunehmenden Wassertemperaturen vergrößern. So muss das zuvor errechnete temperaturbedingte Ausdehnungsvolumen von 38.448 m<sup>3</sup> zwischen 10 °C

und 90 °C zusätzlich berücksichtigt werden, das 769 Sekunden oder 12,82 Minuten bei einem Turbinendurchfluss von 50 m<sup>3</sup>/s mehr in Anspruch nimmt.

Natürlich stellen die Betrachtungen der Turbinen- und Pumpenleistung interessante Überlegungen dar, sind aber nur punktuell gültig und müssen im gesamten Kontext gesehen werden. Obwohl die Leistung bei höheren Temperaturen und gleichem Durchfluss sowie gleicher Fall- bzw. Förderhöhe aufgrund des „leichteren“ Wassers abfällt, und sich gleichzeitig die Abarbeitungszeiten vergrößern, bleibt der Energieinhalt gegenüber kühleren Wassertemperaturen schlussendlich derselbe. Denn die Masse  $m [kg] = \rho [kg/m^3] * V [m^3]$  des Wassers bleibt temperaturunabhängig erhalten.

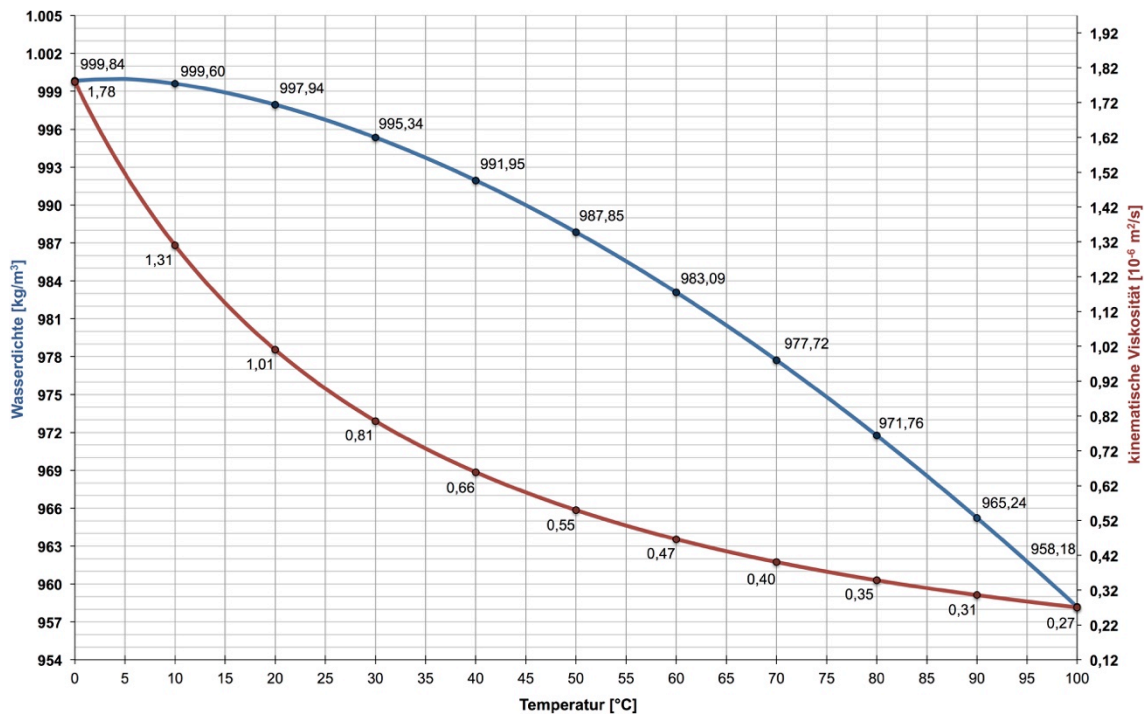


**Abbildung 36:** Temperaturabhängige Leistung bei konstanter Fallhöhe von 800 Metern und konstantem Turbinendurchfluss von 50 m<sup>3</sup>/s

#### 4.3.4 Viskosität und Reynolds Zahl

Eine charakteristische physikalische Eigenschaft des Wassers ist dessen Zähigkeit. Sie wird bei der Bewegung als innere Reibung durch die zwischen einzelnen Wassermolekülen wirkenden Molekularkräfte aktiviert und setzt der Bewegung einen Widerstand entgegen [10, 56]. Das Maß für diese innere Reibung ist die dynamische Viskosität  $\eta$  [Pa·s] bzw. wenn die dynamische Viskosität auf die Wasserdichte bezogen wird, ist es die kinematische Viskosität  $\nu = \eta/\rho$  [m<sup>2</sup>/s]. Auch diese wichtige Wassereigenschaft ist temperaturabhängig und kann nach *Poiseuille* unter Berücksichtigung der Wassertemperatur T [°C] wie folgt berechnet werden [56]:

$$\nu [m^2/s] = \frac{1,78 * 10^{-6}}{1 + 0,0337 * T [°C] + 0,000221 * T^2 [°C^2]} \quad (4.7)$$



**Abbildung 37:** Abnahme der kinematischen Viskosität mit zunehmender Wassertemperatur, Datenquellen [10, 56], Eigene Darstellung

In Tabelle 4, Seite 91 sind die Ergebnisse der Gl. (4.7) mit Zahlenwerten ausgedrückt und in Abbildung 37, Seite 95 graphisch dargestellt. Mit zunehmender Temperatur nimmt also die Zähigkeit beziehungsweise die innere Reibung ab. Die Kohäsion als Bindungskraft zwischen den Wassermolekülen wird damit geringer.

Direkt von der Viskosität wird die als Verhältniszahl von Trägheits- und Reibungskräften definierte Reynolds Zahl beeinflusst. Für Rohrströmungen gilt [56]:

$$Re_{krit(Rohr)} = \frac{v * d}{\nu} [-] = 2320 \quad (4.8)$$

mit:  $v$  [m/s] Fließgeschwindigkeit  
 $d$  [m] Rohrdurchmesser  
 $\nu$  [m<sup>2</sup>/s] kinematische Viskosität  
 2320 kritische Reynolds Zahl ( $\leq 2320$  laminar,  $> 2320$  turbulent)

Bei gleichbleibender Fließgeometrie und konstantem Durchfluss wird die Reynolds Zahl bei hohen Wassertemperaturen aufgrund der geringeren Viskosität größer. Das heißt, dass sich eine turbulente Rohrströmung mit flacherem Geschwindigkeitsprofil früher gegenüber geringen Wassertemperaturen einstellt.

#### 4.3.5 *Hydraulisches Widerstandsverhalten der Rohrströmung*

Zusammen mit der Reynolds Zahl  $Re$  [-] und dem absoluten hydraulischen Rauheitswert  $k$  [mm] bzw. der relativen hydraulischen Rauheit  $k/d$  [-] kann der Strömungszustand an der Rohrwandung bestimmt und in weiterer Folge der Rohrreibungsbeiwert  $\lambda$  [-] berechnet werden. Anhand des Referenzprojekts werden diese Widerstandsbeiwerte für zwei unterschiedliche Wassertemperaturen berechnet und gegenübergestellt.

Gegebene Randbedingungen:  $Q_T = 50 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $d_i = d = 3,20 \text{ m}$ ,  $v = 6,22 \text{ m/s}$

(1) kinematische Viskosität, aus Tabelle 4, Seite 91

$$\nu_{10^\circ\text{C}} = 1,307 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\nu_{90^\circ\text{C}} = 0,315 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

(2) Reynolds Zahl,  $Re_{Rohr} = \frac{v*d}{\nu}$

$$Re_{10^\circ\text{C}} = \frac{v*d}{\nu} = \frac{6,22 \text{ m/s} * 3,20 \text{ m}}{1,307 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 15.221.399 \text{ [-]}$$

$$Re_{90^\circ\text{C}} = \frac{v*d}{\nu} = \frac{6,22 \text{ m/s} * 3,20 \text{ m}}{0,315 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 63.156.724 \text{ [-]}$$

Mit diesem Beispiel wird die Vergrößerung der Reynolds Zahl bei höheren Wassertemperaturen und gleichbleibenden Randbedingungen bestätigt. Nachdem  $Re > 2320$  [-] ist, liegt eine turbulente Rohrströmung vor. Aufgrund der größeren Turbulenz muss gemäß dem Diagramm von *Moody* bei gleichbleibender relativer hydraulischer Rauheit das hydraulische Verhalten einer turbulenten Rohrströmung rascher in den hydraulisch rauhen Bereich übergehen. Die einzelnen Erhebungen der Rauheit werden somit bei höheren Wassertemperaturen rascher von der turbulenten Kernzone erfasst als bei niedrigen Wassertemperaturen und die laminare Grenzschicht damit schneller zur Rohrwandung gedrängt.

(3) Rohrreibungsbeiwert  $\lambda$

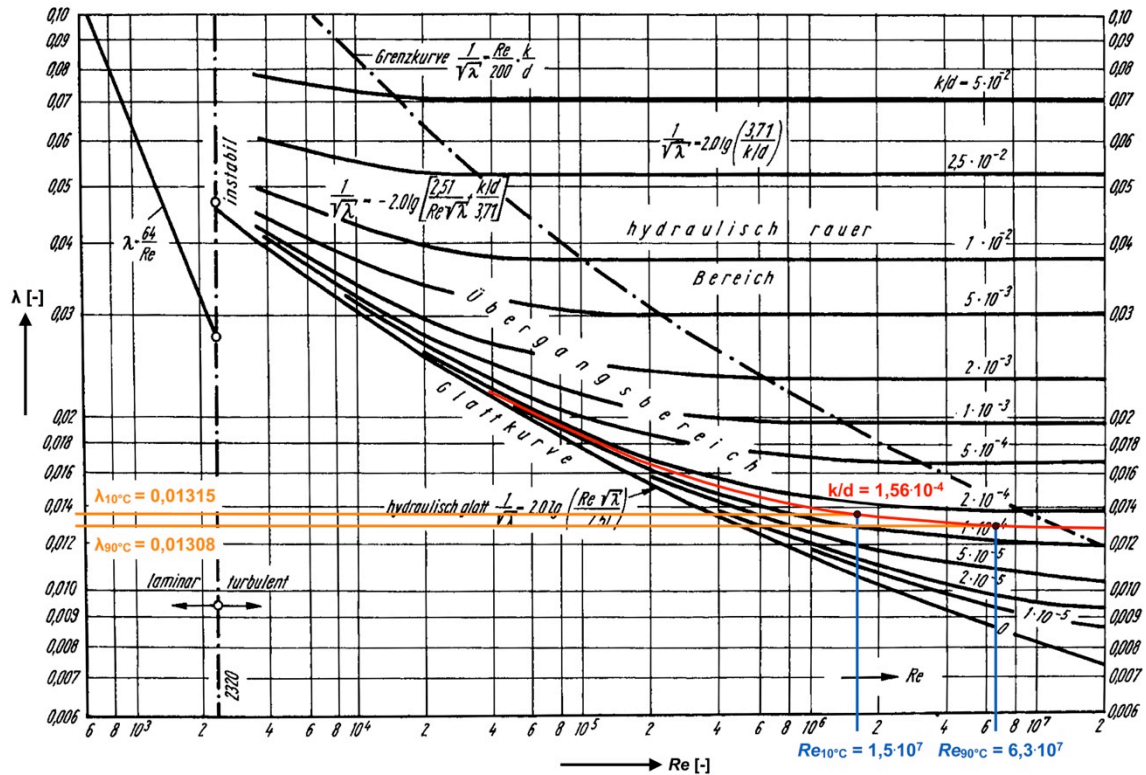
Der dimensionslose Rohrreibungsbeiwert kann graphisch mit dem Moody-Diagramm zusammen mit den Eingangsparametern der Reynolds Zahl  $Re$  [-] sowie der relativen Rauheit  $k/d$  [-] bestimmt beziehungsweise nach graphischer Ermittlung des hydraulischen Verhaltens der turbulenten Rohrströmung (Unterscheidung zwischen: hydraulisch glatt, Übergangsbereich, hydraulisch rau) auch rechnerisch bestimmt werden.



Für den Druckstollen wurde eine glatte Betoninnenschale gewählt, für die eine absolute hydraulische Rauheit von  $k = 0,5 \text{ mm}$  angenommen werden kann, die etwa einem Rauheitsbeiwert nach Strickler  $k_{st}$  von  $85 \text{ m}^{1/3}/\text{s}$  entspricht.

Somit wird die relative hydraulische Rauheit wie folgt berechnet:

$$\frac{k}{d} = \frac{(0,5/1000) \text{ m}}{3,2 \text{ m}} = 1,56 \cdot 10^{-4} [-]$$



**Abbildung 38:** Bestimmung der temperaturabhängigen Rohrreibungsbeiwerte  $\lambda$  mit dem Moody-Diagramm und den Eingangsparameter  $Re$  und  $k/d$ , Moody Diagramm aus [56], bearbeitet

Mit den zuvor ermittelten Reynolds Zahlen für eine Wassertemperatur von  $10 \text{ °C}$  bzw.  $90 \text{ °C}$  und der relativen Rauheit kann nun das hydraulische Verhalten der turbulenten Rohrströmung mit dem *Moody* Diagramm, gemäß *Abbildung 38*, Seite 97 bestimmt werden. Nachdem die graphische Bestimmung der Reibungswerte nur unscharf durchgeführt werden kann, aber der „Übergangsbereich“ des hydraulischen Verhaltens mit dem *Moody*-Diagramm eindeutig bestimmt ist, wird auf die iterative Berechnung nach *Colebrook* und *White* (1937) zurückgegriffen [10]:

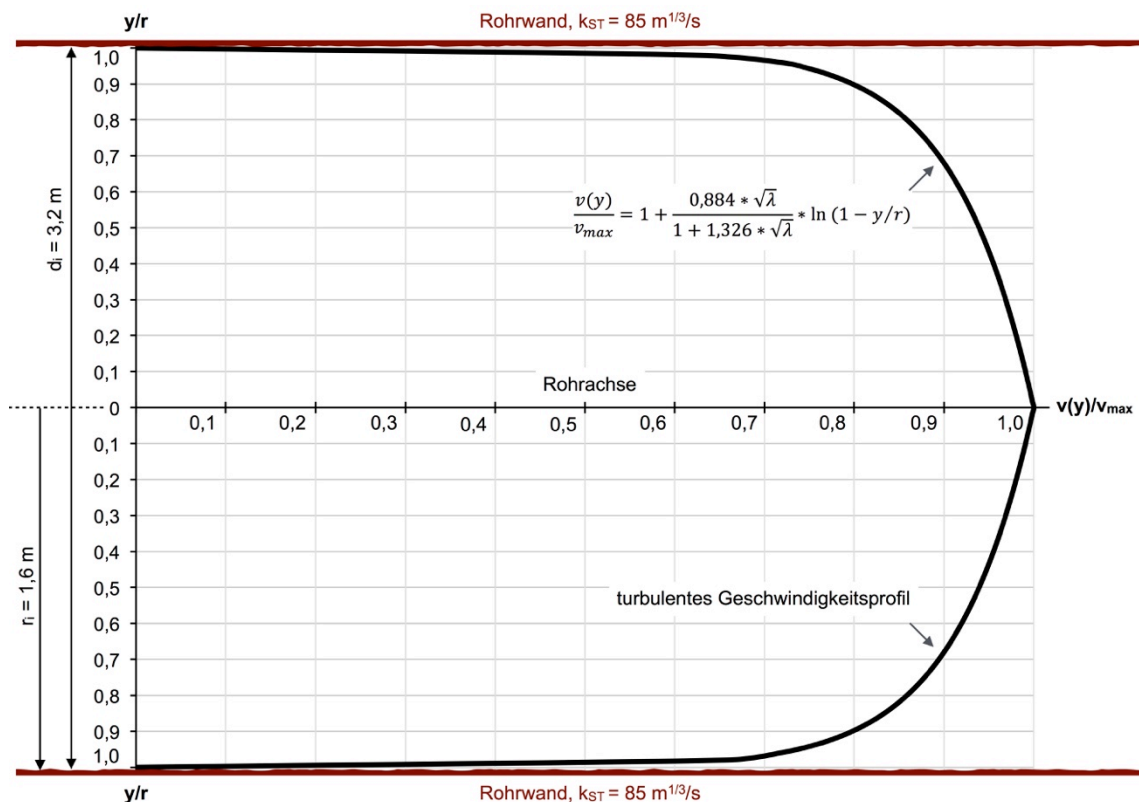
$$\lambda [-] = \left[ -2 * \log \left( \frac{2,51}{Re * \sqrt{\lambda}} + \frac{k/d}{3,71} \right) \right]^{-2} \quad (4.9)$$

Für die Wassertemperaturen von 10 °C bzw. 90 °C können die Rohrreibungsbeiwerte wie folgt bestimmt werden:

$$\lambda_{10^\circ\text{C}} = \left[ -2 * \log \left( \frac{2,51}{15.221.399 * \sqrt{\lambda_{10^\circ\text{C}}}} + \frac{\frac{0,5}{1000} \text{ m}}{3,71} \right) \right]^{-2} \xrightarrow{\text{iterativ}} \lambda_{10^\circ\text{C}} = 0,013145 [-]$$

$$\lambda_{90^\circ\text{C}} = \left[ -2 * \log \left( \frac{2,51}{63.156.724 * \sqrt{\lambda_{90^\circ\text{C}}}} + \frac{\frac{0,5}{1000} \text{ m}}{3,71} \right) \right]^{-2} \xrightarrow{\text{iterativ}} \lambda_{90^\circ\text{C}} = 0,013079 [-]$$

Bei höheren Wassertemperaturen kommt es somit zu einer Verringerung der Rohrreibungsbeiwerte, die in weiterer Folge zu verringerten Rohrreibungsverlusten führen. In diesem Beispiel mit einer Wassertemperaturerhöhung von der Ausgangstemperatur 10 °C um  $\Delta T = 80 \text{ °C}$  auf 90 °C erfahren die Reibungsbeiwerte eine Reduktion um 0,5 % gegenüber dem unteren Temperaturniveau.



**Abbildung 39:** Turbulentes Geschwindigkeitsprofil nach Gl. (4.10) und den Eingangsparametern

Zur Vervollständigung ist in Abbildung 39, Seite 98 das dazugehörige turbulente Geschwindigkeitsprofil dargestellt. Anzumerken ist, dass sich die Geschwindigkeitsprofile bei unterschiedlicher Wassertemperatur sichtlich nicht unterscheiden. Die Geschwin-

digkeitsverteilung folgt der von *Bollrich* (2013) abgeleiteten logarithmischen Gesetzmäßigkeit [56]:

$$\frac{v(y)}{v_{max}} = 1 + \frac{0,884 * \sqrt{\lambda}}{1 + 1,326 * \sqrt{\lambda}} * \ln(1 - y/r) \quad (4.10)$$

Abschließend sei an dieser Stelle noch erwähnt, dass Wasser gegenüber anderen Materialien und Fluiden gerade aufgrund der geringen Viskosität ein hervorragendes Wärmetransportmedium darstellt. Dadurch korrelieren auch sehr große Wärmeeintrags- und Wärmeentnahmeleistungen [40], die insbesondere für Fernwärmeversorgungszwecke außerordentlich zweckmäßig sind.

#### 4.3.6 Rohrreibungsverluste

Die temperaturabhängigen Reibungsbeiwerte nehmen Einfluss auf die Rohrreibungsverluste und in weiterer Folge auf die Verlusthöhe zur Bestimmung der Nettofallhöhe. Die Rohrreibungsverluste stellen dabei nur einen Teil der gesamten hydraulischen Verluste einer Wasserkraftanlage dar. Nachdem aber eine Temperaturänderung auf örtliche Verluste keinen Einfluss hat, sondern diese nur von der Geometrie, der Formgebung und Einbauten abhängig sind, können diese bei der folgenden Verlusthöhenberechnung vernachlässigt werden. So werden im nachfolgenden weitergeführten Beispiel von Kapitel 4.3.5 nur Rohrreibungsverluste berücksichtigt und lokale, herbeigeführt durch Rechen, Einlaufformgebung, Form des Krümmers beim Übergang des Lot-schachtes zum Druckstollen, Verzweigungen und Schieber nicht miteinbezogen.

Als repräsentatives Beispiel zur Veranschaulichung der Verlusthöhenänderung wurde das System zwischen dem Oberbecken und der Maschinenkaverne gewählt, auch weil es den direkten Einfluss auf die Turbinen- bzw. Pumpenleistung widerspiegelt. Die Reibungsverlusthöhe berechnet sich allgemein mit:

$$h_{v,Rohrreibung} [m] = \lambda [-] * \frac{l [m]}{d [m]} * \frac{v^2 [m^2/s^2]}{2 * g [m/s^2]} \quad (4.11)$$

Zusätzlich muss der Reibungsanteil des Krümmers berücksichtigt werden [56]:

$$h_{v,Krümmerreibung} [m] = \lambda [-] * \frac{l_K [m]}{d [m]} = 0,0175 * \lambda [-] * \frac{r_K [m]}{d [m]} * \delta^\circ [^\circ] \quad (4.12)$$

mit:  $r_K [m]$  Krümmerradius, hier gewählt: 16,0 m (5·d<sub>i</sub>)  
 $\delta^\circ [^\circ]$  Umlenkwinkel, hier  $\approx 90^\circ$

Zusammengefasst gilt für die gesamte Rohrreibungsverlusthöhe auf der Fließstrecke zwischen dem Oberbecken und der Maschinenkaverne:

$$h_{v,gesamt} [m] = \lambda [-] * \left( \sum \frac{l [m]}{d [m]} * \frac{v^2 [m^2/s^2]}{2 * g [m/s^2]} + 0,0175 * \frac{r_K [m]}{d [m]} * \delta^\circ [^\circ] \right) \quad (4.13)$$

Mit den zuvor berechneten Parametern und der angenommenen Gesamtlänge der Druckrohrleitung von 1.000 Metern (800 Meter Lotschacht, 200 Meter horizontaler Druckstollen zwischen Krümmer und Maschinenkaverne) können nun die maßgebenden Rohrreibungsverlusthöhen für eine Wassertemperatur von 10 °C und 90 °C berechnet werden:

$$h_{v,10^\circ C} = 0,013145 * \left( \frac{1.000 \text{ m}}{3,2 \text{ m}} * \frac{6,22^2 \text{ m}^2}{2 * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} + 0,0175 * \frac{16,0 \text{ m}}{3,2 \text{ m}} * 90^\circ \right) = 8,204 \text{ m}$$

$$h_{v,90^\circ C} = 0,013079 * \left( \frac{1.000 \text{ m}}{3,2 \text{ m}} * \frac{6,22^2 \text{ m}^2}{2 * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} + 0,0175 * \frac{16,0 \text{ m}}{3,2 \text{ m}} * 90^\circ \right) = 8,163 \text{ m}$$

Subtrahiert man nun von der Reibungsverlusthöhe  $h_{v,10^\circ C}$  jene mit 90 °C, so erhält man die aufgrund der höheren Wassertemperaturen und der dadurch herbeigeführten geringeren Viskosität gewonnene Fallhöhe. Im diesem Beispiel sind dies 0,041 m bzw. 4,1 cm. Zwar nehmen diese 4,1 cm lediglich 0,05 ‰ an der gesamten Fallhöhe ein, haben aber im Jahreszyklus betrachtet einen nicht zu ignorierenden Anteil an der zusätzlich erwirtschaftenden Energieausbeute im Turbinenbetrieb. Umgekehrt reduziert sich um den gleichen Wert die manometrische Förderhöhe, wodurch auch weniger Energie für den Pumpbetrieb im Gegensatz zu geringen Wassertemperaturen aufgewendet werden muss.

Für einen Speicherinhalt von 1.080.000 m<sup>3</sup> kann die zusätzliche elektrische Energieerzeugung mit Gl. (4.14) wie folgt bestimmt werden:

$$\Delta E_{1 \text{ Speicherinhalt}} [MWh] = \frac{m [kg] * g [m/s^2] * \Delta h [m]}{\frac{10^6}{1} \frac{W}{[MW]} * \frac{3.600}{1} \frac{s}{[h]}} \quad (4.14)$$

$$\Delta E_{1 \text{ Speicherinhalt}} = \frac{\left( 1.080.000 \text{ m}^3 * 1.000 \frac{kg}{m^3} \right) * 9,81 \frac{m}{s^2} * 0,041 \text{ m}}{\frac{10^6}{1} \frac{W}{MW} * \frac{3.600}{1} \frac{s}{h}} = 0,1202 \text{ MWh}$$

Mit der langjährigen, durchschnittlichen Jahresarbeitsverfügbarkeit österreichischer Speicherkraftwerke von 89,9 % [32], sowie der Annahme, dass täglich das Oberbecken gefüllt und der Speicherinhalt ebenso vollständig abgearbeitet wird, kann die jährliche, zusätzliche Energieausbeute bzw. gleichzeitig die jährlich eingesparte Pumpenenergie berechnet werden.

$$\Delta E_{\text{Jahreszyklus}} = \Delta E_{1 \text{ Speicherinhalt}} * 365 [d] * \frac{89,9}{100} [-] = 0,1202 \frac{\text{MWh}}{d} * 365 d * 0,899$$

$$\Delta E_{\text{Jahreszyklus}} = 39,43 \text{ MWh}$$

Jährlich können somit aufgrund der hohen Wassertemperaturen zusätzlich 39,43 MWh an Energie gewonnen bzw. ebenso gleich viel für den Pumpenbetrieb aufgrund der verringerten Viskosität und den dadurch geringeren Rohrreibungsverlusten eingespart werden. Angemerkt ist, dass für dieses Beispiel von Wassertemperaturschwankungen abgesehen worden ist und mit durchgehenden Systemtemperaturen von 90 °C gerechnet wurde um die Größenordnung besser abschätzen zu können.

#### 4.3.7 Kavitation

Fällt der Druck des strömenden Wassers in einer Rohrleitung unter den Dampfdruck des Fluides ab, kommt es zur Bildung von mit Wasserdampf gefüllten Bläschen, welche bei nachfolgendem Druckanstieg kondensieren. Bei der Kondensation implodieren diese Dampfbläschen aufgrund der abrupten und großen Volumenänderung schlagartig mit hoher Geschwindigkeit. Die dabei wirkenden, lokal begrenzten, enormen Drücke auf Rohrwandungen und hydraulische Strömungsmaschinen führen zu wahrnehmbaren Vibrationen und allmählich auftretenden Kavitationsschäden an den angegriffenen Materialien.

Geringe Unterdrücke, die auftreten, wenn die Drucklinie unter den Rohrscheitel abgefallen ist, sind gewollt und werden für eine wirtschaftliche Auslegung bei Wasserkraftanlagen in Kauf genommen. Wird jedoch der Unterdruck zu groß, kommt es zum Abreißen der Strömung. Die theoretisch minimal mögliche Unterdruckhöhe kann wie folgt berechnet werden [56]:

$$h_{D,min,theoretisch} = - \frac{(p_{amb} - p_D) [Pa]}{\rho_c [kg/m^3] * g [m/s^2]} \quad (4.15)$$

mit:  $p_{amb} [Pa]$       Atmosphärendruck, abhängig von der geodätischen Höhe  
 $p_D [Pa]$          Dampfdruck des Wassers, abhängig von der Temperatur

$\rho_{\circ C} [kg/m^3]$  Wasserdichte, abhängig von der Temperatur

$g [m/s^2]$  Erdbeschleunigung, abhängig von der geodätischen Höhe

Der erwähnte Dampfdruck  $p_D$  [ $Pa = 10^{-2}$  mbar =  $10^{-2}$  hPa] ist dabei jener absolute Druck, bei dem Wasser vom flüssigen Aggregatzustand in den gasförmigen übergeht [10]. Dieser ist stark temperaturabhängig und steigt mit zunehmender Temperatur exponentiell an, wie aus Abbildung 40, Seite 103 und Tabelle 4, Seite 91 entnommen werden kann.

Mit Gl. (4.15) kann die minimale Saughöhe auf Meeresspiegelniveau (Atmosphärendruck  $p_{amb} = 1.013,25$  hPa) bei einer Wassertemperatur von  $20\text{ }^\circ C$  und einem dazugehörigen Dampfdruck von  $p_D = 23,37$  hPa berechnet werden.

$$h_{D,min,theor,0\text{ mü.A.,}20^\circ C} = -\frac{(p_{amb} - p_D) [Pa]}{\rho_{20^\circ C} \left[ \frac{kg}{m^3} \right] * g \left[ \frac{m}{s^2} \right]} = -\frac{(101.325 - 2.337) Pa}{997,94 \frac{kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2}} = -10,11 m$$

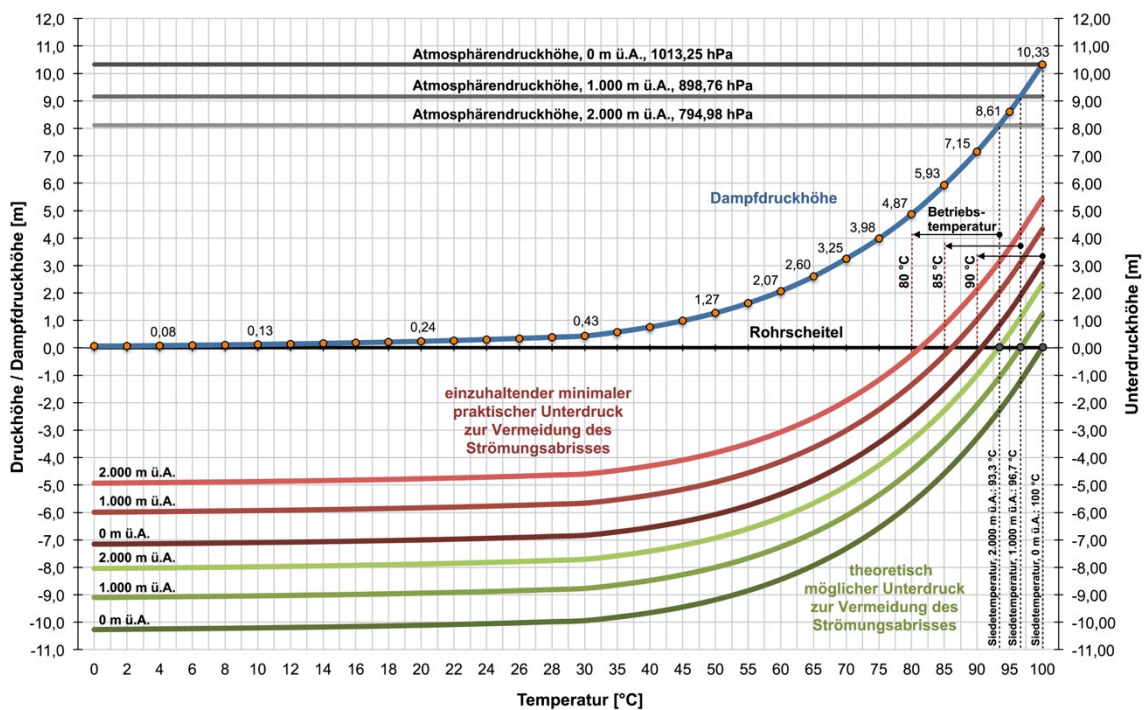
Für die praktische Anwendung in Wasserkraftanlagen ist der Miteinbezug eines Sicherheitsbetrages zweckmäßig, sodass die Druckhöhe  $h_{D,min}$  unter den gegebenen Randbedingungen nicht unter 7,0 Meter im negativen Druckbereich liegen sollte. Die einzukalkulierende Sicherheitshöhe zwischen minimal theoretischer und praktischer Saughöhe beträgt infolgedessen etwa 3,11 Meter.

Bei einer Wassertemperatur von  $90\text{ }^\circ C$  beträgt der Dampfdruck des Wassers  $p_D$  bereits 701,10 hPa, sodass der minimale Unterdruck deutlich reduziert werden muss. Mit der entsprechenden Wasserdichte von  $965,24\text{ kg/m}^3$  kann die rechnerische minimale Unterdruckhöhe auf Meeresspiegelniveau bestimmt werden.

$$h_{D,min,theor,0\text{ mü.A.,}90^\circ C} = -\frac{(p_{amb} - p_D) [Pa]}{\rho_{90^\circ C} \left[ \frac{kg}{m^3} \right] * g \left[ \frac{m}{s^2} \right]} = -\frac{(101.325 - 70.110) Pa}{965,24 \frac{kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2}} = -3,29 m$$

Unter Berücksichtigung des Sicherheitszuschlages von 3,11 Metern aus der zuvor angestellten Überlegung beträgt die praktisch einzuhaltende Saughöhe folglich 0,19 m. Die Drucklinie bei einer Wassertemperatur von  $90\text{ }^\circ C$  darf daher in einer Druckrohrleitung auf Meeresspiegelniveau nicht mehr als 0,19 Meter unter den Rohrscheitel fallen. Für konventionelle Wasserkraftwerke ist die geodätische Höhenlage zusammen mit der Wassertemperatur und deren Schwankungsbereich von nur untergeordneter Bedeutung. Hingegen müssen bei den forcierten Heißwasserpumpenspeicherkraftwerken diese Randbedingungen ganz ausdrücklich berücksichtigt werden.

Die Siedetemperatur, bei der Wasser auf Meeresspiegelniveau (Atmosphärendruck = Dampfdruck = 1.013,25 hPa [10]) verdampft, beträgt 100 °C. Mit zunehmender geodätischer Höhenlage nimmt der Luftdruck ab, wodurch der Dampfdruck des Wassers früher erreicht wird, sodass die Siedetemperatur vermindert wird, wie aus Abbildung 40, Seite 103 hervorgeht. Wasser verdampft beispielsweise bei einem Standardatmosphärendruck von 898,76 hPa in 1.000 Meter Seehöhe bei 96,7 °C [10]. In 2.000 Meter Seehöhe bei 794,98 hPa vollzieht sich der Phasenübergang bereits bei 93,3 °C [10].



**Abbildung 40:** Darstellung der einzuhaltenden Unterdruckhöhen (rötlich) abhängig von der geodätischen Höhe für 0, 1.000 und 2.000 m ü.A. und der Wassertemperatur bzw. dem dazugehörigen Dampfdruck, Datenquellen [10, 56], Eigene Darstellung

Bei gleichbleibendem absoluten Dampfdruck des Wassers aber geringerem Luftdruck vermindert sich mit Gl. (4.15) die minimale Unterdruckhöhe um einen Strömungsabriss zu vermeiden. Für eine Höhenlage von 1.000 m ü.A., einem entsprechenden Atmosphärendruck von 898,76 hPa und einer Wassertemperatur von 90 °C gilt:

$$h_{D,min,theor,1.000\ m\ ü.A.,90^{\circ}C} = -\frac{(p_{amb} - p_D) [Pa]}{\rho_{90^{\circ}C} \left[\frac{kg}{m^3}\right] * g \left[\frac{m}{s^2}\right]} = -\frac{(89.876 - 70.110) Pa}{965,24 \frac{kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2}} = -2,09\ m$$

Mit dem Sicherheitszuschlag von 3,11 Metern ergibt sich eine praktisch einzuhaltende Überdruckhöhe (!) von 1,02 Metern. Damit die Strömung nicht abreißt, muss die Druck-

linie daher 1,02 Meter über dem Rohrscheitel liegen. Technisch stellt diese Forderung kein Problem dar, nachdem in einer Hochdruckanlage deutlich höhere Drücke herrschen und insbesondere die Einbautiefe der hydraulischen Strömungsmaschinen samt Saugschläuchen und Pumpenzulaufleitungen variiert werden kann, um dieser Forderung zu genügen. Außerdem sollte bei dieser Überlegung auch das Kavitationsproblem mitbedacht werden, das nun weit in den Überdruckbereich der Anlage reicht, und für eine wirtschaftliche und langlebige Auslegung eines solchen Kraftwerkes unbedingt mitberücksichtigt werden muss.

Um Strömungsvorgänge im gesamten Überdruckbereich zu ermöglichen und Druckrestriktionen zu vermeiden, muss die höchstzulässige Wassertemperatur mit zunehmender Höhenlage reduziert werden. Bei 1.000 Meter über dem Meeresspiegel müsste die maximale Betriebstemperatur auf 85 °C reduziert werden, wie aus der nachfolgenden Berechnung hervorgeht und in Abbildung 40, Seite 103 graphisch dargestellt ist.

$$h_{D,min,theor,1000\text{ m.ü.A.},85^{\circ}\text{C}} = -\frac{(p_{amb} - p_D) [Pa]}{\rho_{85^{\circ}\text{C}} \left[ \frac{kg}{m^3} \right] * g \left[ \frac{m}{s^2} \right]} = -\frac{(89.876 - 57.800) Pa}{971,76 \frac{kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2}} = -3,37\text{ m}$$

Mit dem Sicherheitszuschlag ergibt sich eine praktisch einzuhaltende Unterdruckhöhe von 0,26 m bei der um 5 °C reduzierten Wassertemperatur gegenüber der vorherigen Berechnung. Selbige Betrachtung gilt natürlich auch für größere Höhenlagen. Gemäß Abbildung 40 muss bei 2.000 Meter Seehöhe die Betriebstemperatur auf 80 °C reduziert werden, um durchwegs Überdruck in der Anlage zulassen zu können.

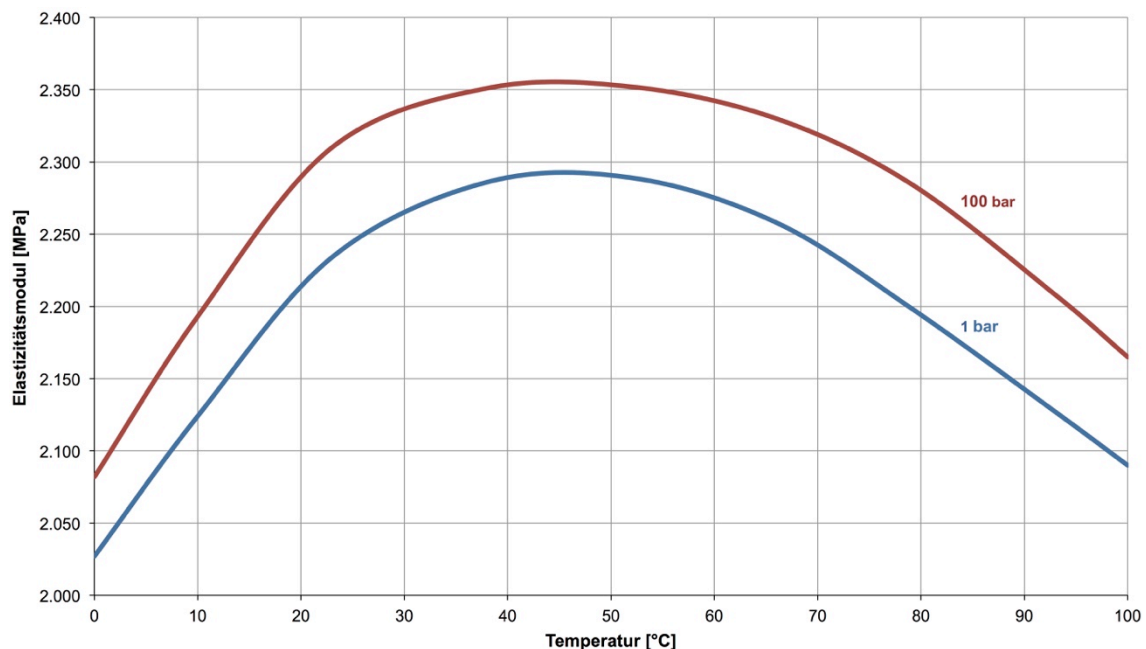
In der Abbildung 40, Seite 103 sind die einzuhaltenden, minimalen Drucklinien rötlich abhängig von der Höhenlage und der Temperatur gegenüber dem Rohrscheitel als Bezugslinie dargestellt. Diese sind zwingend zu beachten, um Strömungsabrisse zufolge der Verdampfung des Wassers zu verhindern.

#### 4.3.8 Elastizitätsmodul

Die vorherigen Ausführungen über die Stoffeigenschaften lassen daraus schließen, dass auch der (Volumen-) Elastizitätsmodul des Wassers vom Druck und der Temperatur abhängig ist. Unabhängig von diesen beiden Parametern erreicht der Elastizitätsmodul bei etwa 45 °C sein Maximum und weist somit bei dieser Temperatur die kleinste Kompressibilität auf [57]. Für übliche Wassertemperaturen im alpinen Einzugsgebiet kann bei einem Druck von 1 bar (0,1 MPa) mit einem Elastizitätsmodul  $E_W$  von 2.100 MPa gerechnet werden. Unter gleichem Druckniveau erreicht dieser bei etwa 45 °C mit 2.290 MPa [57] (+9,1 %) den Höchstwert, um bei höheren Temperatu-



ren wieder Werten ähnlich jenen bei geringen Temperaturen zu entsprechen. Die temperaturabhängige Verteilung des Elastizitätsmoduls ist für einen Druck von 1 bar und 100 bar in Abbildung 41, Seite 105 und im Anhang 4, Seite 258 dargestellt. Bei einem Druck von 100 bar (10 MPa) kann im unteren Temperaturbereich eine Steigerung des Elastizitätsmoduls von etwa 50 MPa definiert werden, im oberen sind es rund 75 MPa. Das Maximum bei 45 °C und einem Druck von 100 bar beträgt etwa 2.350 MPa.



**Abbildung 41:** Temperatur- und druckabhängiger Elastizitätsmodul des Wassers bei 1 bar und 100 bar, Datenquellen [56, 57, 58], Eigene Darstellung

Vom Elastizitätsmodul sind direkt die Kompressibilität und die Druckwellenausbreitungsgeschwindigkeit abhängig. Für erstere kann als Beispiel die Verkürzung der Wassersäule infolge eines Druckstoßes gegeben werden. Als Randbedingungen werden Wassertemperaturen von 10 °C und 45 °C mit den dazugehörigen Elastizitätsmodulen von 2.125 MPa und 2.290 MPa angenommen. Die Rohrwandung der 1.000 Meter langen Druckrohrleitung zwischen Oberbecken und Turbine wird dabei als unelastisch betrachtet. Mit nachstehender Formel kann die Verkürzung der Wassersäule berechnet werden [56]:

$$\Delta l [m] = -\frac{V [m^3]}{A [m^2]} * \frac{\Delta p [MPa]}{E_W [MPa]} = -l [m] * \frac{\Delta p [MPa]}{E_W [MPa]} \quad (4.16)$$

mit:  $l [m]$  Länge der Druckrohrleitung bzw. Druckstollens  
 $\Delta p [MPa]$  Druckstoß  
 $E_W [MPa]$  Elastizitätsmodul des Wassers

Für eine Wassertemperatur von 10 °C und einen fiktiv gewählten Druckstoß von 6 MPa gilt:

$$\Delta l_{10^{\circ}\text{C}} = -1.000 \text{ [m]} * \frac{6,0 \text{ MPa}}{2.125 \text{ MPa}} = -2,82 \text{ m}$$

Unter dem gleichen Druckzuwachs gilt für eine Wassertemperatur von 45 °C:

$$\Delta l_{45^{\circ}\text{C}} = -1.000 \text{ [m]} * \frac{6,0 \text{ MPa}}{2.290 \text{ MPa}} = -2,62 \text{ m}$$

Die Verkürzung der Wassersäule beträgt im ersten Fall 2,82 Meter wohingegen die Wassersäule bei einer Wassertemperatur von 45 °C und der geringsten Kompressibilität um 0,20 Meter weniger gestaucht wird. Das Beispiel spiegelt die temperaturbedingte Änderung des Elastizitätsmoduls und der Kompressibilität wider. Aufgrund des ab etwa 45 °C wieder abfallenden Elastizitätsmoduls und der Annäherung an ähnliche Werte bei geringerem Temperaturniveau entspricht die Kompression der Wassersäule bei 90 °C mehr oder weniger derselben bei 10 °C.

Daneben ändert sich auch die Druckwellengeschwindigkeit, die nicht nur vom Elastizitätsmodul, sondern auch von der Wasserdichte abhängig ist und sich ohne Berücksichtigung der Rohrwandungselastizität wie folgt berechnen lässt [10]:

$$c_w \text{ [m/s]} = \sqrt{\frac{E_w \text{ [MPa]}}{\rho_w \text{ [kg/m}^3\text{]}}} \quad (4.17)$$

Bei einer Wassertemperatur von 10 °C, einem Elastizitätsmodul von 2.125 MPa und einer Wasserdichte von 999,60 kg/m<sup>3</sup> errechnet sich die Druckwellengeschwindigkeit mit:

$$c_{w,10^{\circ}\text{C}} = \sqrt{\frac{2.125 * 10^6 \text{ Pa}}{999,60 \text{ kg/m}^3}} = 1.458,0 \text{ m/s}$$

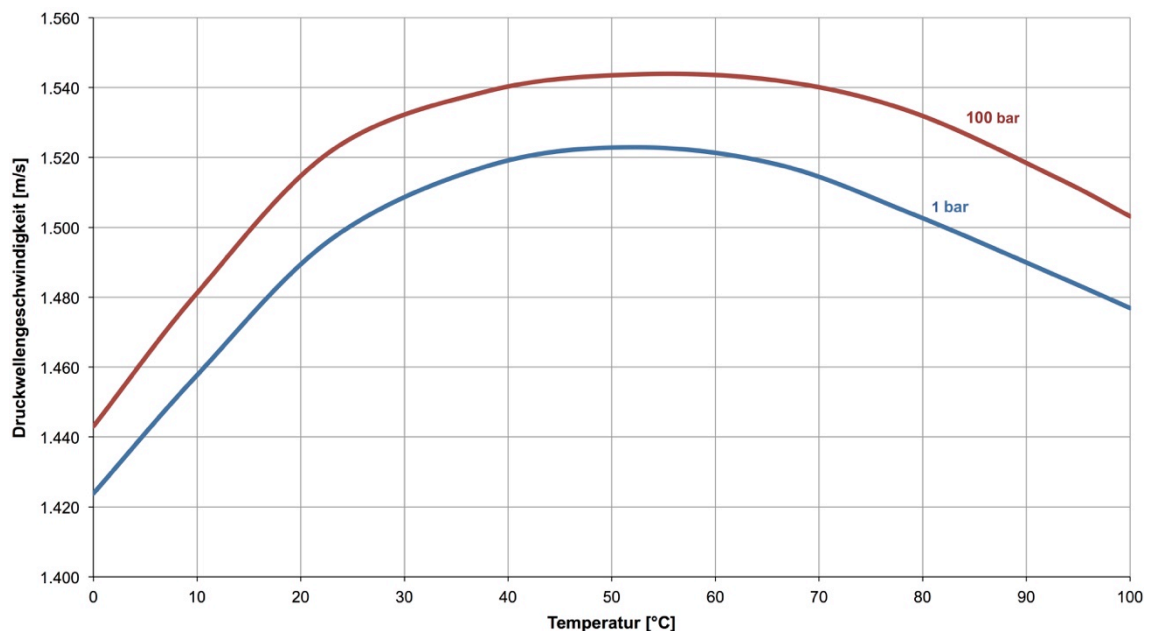
Für eine Temperatur von 45 °C, einem dazugehörigen Elastizitätsmodul von 2.990 MPa und einer Wasserdichte von 989,99 kg/m<sup>3</sup> kann die Druckwellengeschwindigkeit berechnet werden:

$$c_{w,45^{\circ}\text{C}} = \sqrt{\frac{2.290 * 10^6 \text{ Pa}}{989,99 \text{ kg/m}^3}} = 1.520,9 \text{ m/s}$$

Aufgrund der Dichteänderung muss gegenüber der Kompression für sehr hohe Wassertemperaturen die Druckwellengeschwindigkeit gesondert berechnet werden. Die Wasserdichte bei 90 °C beträgt 965,24 kg/m<sup>3</sup> und der Elastizitätsmodul rund 2.140 MPa. Mit diesen Randbedingungen erfolgt die Berechnung der Druckwellengeschwindigkeit folgend:

$$c_{w,90^{\circ}\text{C}} = \sqrt{\frac{2.140 * 10^6 \text{ Pa}}{965,24 \text{ kg/m}^3}} = 1.489,0 \text{ m/s}$$

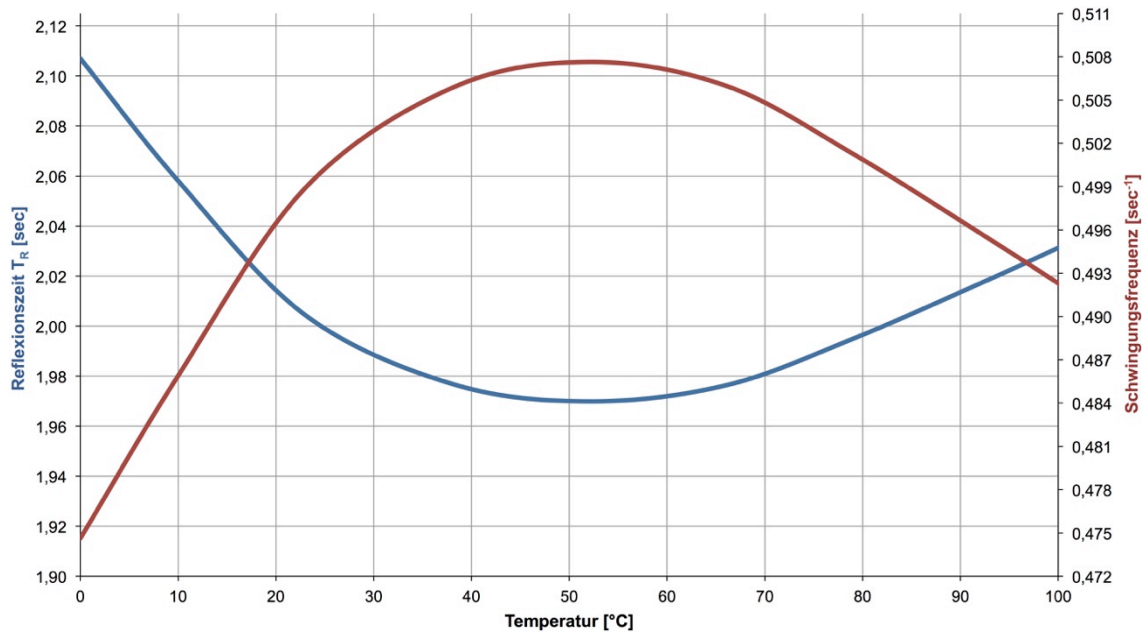
Die Ergebnisse sind auch in Abbildung 42, Seite 107 und im Anhang 4, Seite 258 graphisch dargestellt. Erkennbar ist, dass die Verläufe denen des Elastizitätsmoduls grundsätzlich ähneln, jedoch die Werte bei höheren Wassertemperaturen nicht mehr jenen bei geringen entsprechen, wie es beim Elastizitätsmodul der Fall gewesen ist. Grund dafür ist die deutliche Abnahme der Dichte mit zunehmender Wassertemperatur. Das Maximum wird bei etwa 50 °C erreicht.



**Abbildung 42:** Temperatur- und druckabhängige Druckwellengeschwindigkeit in einem ideal unendlich ausgebreiteten Wasserkörper ohne Berücksichtigung einer Rohrwandselastizität

Der Elastizitätsmodul  $E_w$  bzw. die Druckwellenausbreitungsgeschwindigkeit  $c_w$  beeinflussen in weiterer Folge die Reflexionszeit und die Schwingfrequenzen von Druckwellen. Die Druckwellen mit einhergehenden Schwingungserscheinungen sind die Konsequenz von Regelvorgängen und treten insbesondere bei Betriebsübergängen im Kraftwerksbetrieb auf. Aufgrund der in diesem Projekt notwendigen, direkten Verbindung

zwischen dem Oberbecken, der Maschinenkaverne und dem Unterbecken, kann aufgrund des kurzen Kraftabstiegs die Anordnung eines Wasserschlosses entfallen, wodurch sich die Druckwellen entlang des gesamten Druckstollens bzw. Druckschachts zwischen der Maschinenkaverne und dem freien Wasserspiegel des Oberbeckens ausbreiten.



**Abbildung 43:** Gegenüberstellung der temperaturabhängigen Reflexionszeiten und Schwingungsfrequenzen bei einer Druckstollenlänge von 1.000 m und einem Druck von 1 bar

Die oben berechneten Druckwellengeschwindigkeiten  $c_w$  beziehen sich auf ein unendlich ausgedehntes Wasservolumen. Für realistische Werte der Reflexionszeiten und Schwingungsfrequenzen muss diese reduziert werden. Unter Berücksichtigung der Verformbarkeit bzw. Elastizität der Druckstollenwandung wird die Druckwellengeschwindigkeit für die folgenden Ausführungen überschlägig um ein Drittel gegenüber den ideellen Werten aus Tabelle 4, Seite 91 abgemindert.

Die Reflexionszeit  $T_R$  [s] und die Schwingungsfrequenz  $f_S$  [sec<sup>-1</sup>] jener berechnen sich mit folgenden Gleichungen:

$$T_R \text{ [s]} = \frac{2 * L \text{ [m]}}{c_{w,red} \text{ [m/s]}} \quad (4.18)$$

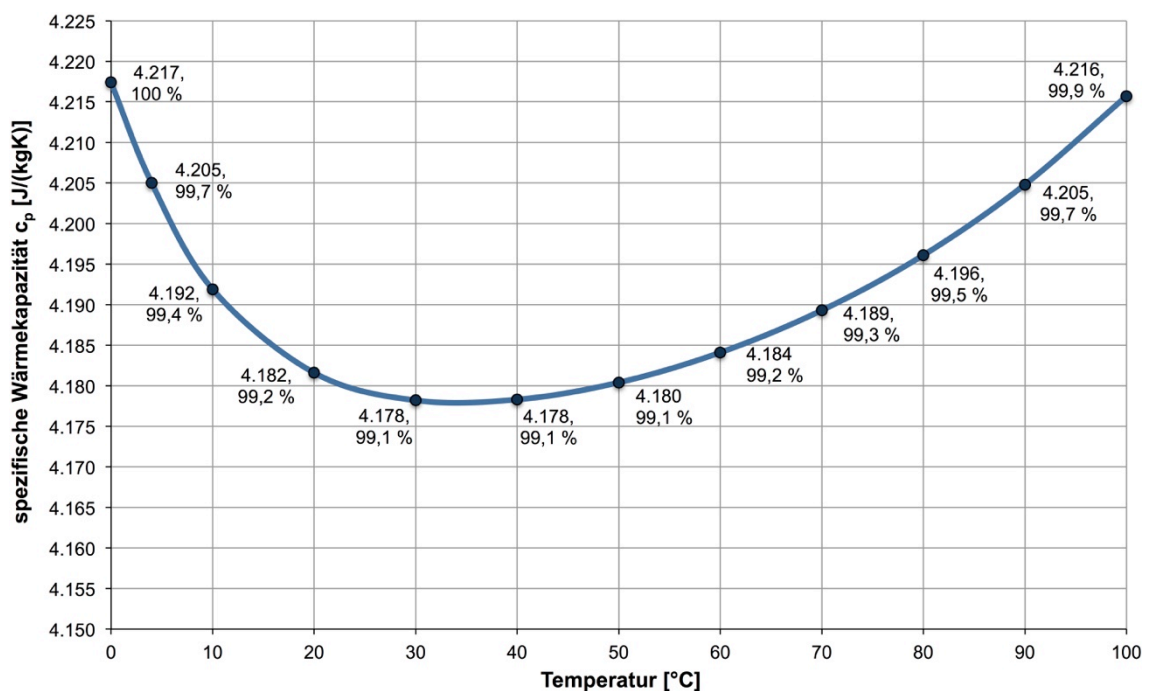
$$f_S \text{ [sec}^{-1}\text{]} = \frac{1}{T_R \text{ [s]}} \quad (4.19)$$

mit:  $L$  [m] Druckstollenlänge, hier:  $L = 1.000$  m  
 $c_{w,red}$  [m/s] Druckwellenausbreitungsgeschwindigkeit, reduziert um 1/3 gegenüber den Werten aus Tabelle 4, Seite 91

In Abbildung 43, Seite 108 sind die Ergebnisse der Berechnungen graphisch dargestellt. Aufgrund der temperaturabhängigen, und bei etwa 50 °C ein Maximum aufweisenden Druckwellenausbreitungsgeschwindigkeit, nimmt die Reflexionszeit bei dieser Temperatur ein Minimum an. Bei der Druckstollenlänge von 1.000 m reduziert sie sich von 2,06 Sekunden bei 10 °C um rund 4,3 % auf den minimalen Wert von 1,97 Sekunden bei etwa 50 °C, um anschließend wieder zu steigen, und beträgt bei 90 °C etwa 2,02 Sekunden. Die Größenordnung der Schwingungsfrequenz für die genannten Rahmendbedingungen beträgt im Mittel rund 0,5 sec<sup>-1</sup>.

### 4.3.9 Spezifische Wärmekapazität

Die spezifische Wärmekapazität von Wasser spielt gerade bei der Kombination eines Pumpspeicherkraftwerkes mit einem Wärmespeicher eine entscheidende Rolle. Man könnte behaupten, dass der Energieträger bzw. das Energiespeichermedium bei konventionellen Wasserkraftanlagen nur zu einem Teil genutzt wird, denn Wasser hat wie bereits erwähnt mit durchschnittlich 4.200 J/(kgK) [40] gegenüber allen anderen natürlich vorkommenden Flüssigkeiten und Feststoffen die höchste spezifische Wärmeenergiespeicherfähigkeit. Gemäß den bereits erwähnten Stoffeigenschaften ist auch die spezifische Wärmekapazität von der Temperatur und dem Druck abhängig.



**Abbildung 44:** Temperaturabhängige isobare spezifische Wärmekapazität des Wassers bei 1 bar, Datenquellen [9, 59], Eigene Darstellung

Ist letzterer konstant, spricht man von der isobaren spezifischen Wärmekapazität  $c_p$  [J/(kgK)], die jene Wärmeenergie darstellt, die erforderlich ist, um eine Wassermasse von 1 kg um 1 °C zu erwärmen [9]. Der temperaturabhängige Verlauf der isobaren spezifischen Wärmekapazität ist in Abbildung 44, Seite 109 dargestellt.

Wie ersichtlich, erreicht die spezifische Wärmekapazität bei 0 °C und 100 °C mit 4.217 J/(kgK) beinahe denselben Höchstwert. Dazwischen nimmt die Wärmeenergiespeicherfähigkeit geringfügig ab, um bei etwa 35 °C ihren Tiefstwert von etwa 4.178 J/(kgK) zu erreichen. Interessant ist daher ein Vergleich, wie viel Energie nötig ist, um die Wassermasse des Referenz-Pumpspeicherkraftwerkes von  $m = V * \rho = 1.080.000 \text{ m}^3 * 1.000 \text{ kg/m}^3 = 10,8 * 10^8 \text{ kg}$  in den gewählten Temperaturbereichen von etwa 35 °C und 85 °C um jeweils 1 °C zu erwärmen.

Für die einzubringende Wärmeenergie gilt demnach [9]:

$$\Delta Q_p [MWh] = \frac{c_p [J/(kgK)] * m [kg] * \Delta T [K]}{\frac{3.600}{1} \frac{[s]}{[h]} * \frac{10^6}{1} \frac{[W]}{[MW]}} \quad (4.20)$$

Für den Temperaturbereich um 35 °C und einer spezifischen Wärmekapazität  $c_p$  von 4.178 J/(kgK) kann die notwendige Wärmeenergie für die Erwärmung der Wassermasse um 1 °C berechnet werden:

$$\Delta Q_{p,1} [MWh] = \frac{4.178 \text{ J/(kgK)} * 10,8 * 10^8 \text{ kg} * 1 \text{ K}}{\frac{3.600}{1} \frac{s}{h} * \frac{10^6}{1} \frac{W}{MW}} = 1.253,4 \text{ MWh}$$

Dasselbe kann für einen Temperaturbereich um etwa 85 °C mit einer spezifischen Wärmekapazität  $c_p$  von etwa 4.200 J/(kgK) berechnet werden.

$$\Delta Q_{p,2} [MWh] = \frac{4.200 \text{ J/(kgK)} * 10,8 * 10^8 \text{ kg} * 1 \text{ K}}{\frac{3.600}{1} \frac{s}{h} * \frac{10^6}{1} \frac{W}{MW}} = 1.260,0 \text{ MWh}$$

Die Differenz zwischen den erforderlichen Wärmeenergien ergibt 6,6 MWh. Im Temperaturniveau bei geringster spezifischer Wärmekapazität sind damit doch beachtliche 6,6 MWh weniger an Wärmeenergieeintrag gegenüber bei höherer spezifischer Wärmekapazität erforderlich, um die oben genannte Wassermasse um 1 °C zu erwärmen.

#### 4.3.10 Wärmeleitfähigkeit

Eine erstaunliche Eigenschaft des Wassers ist dessen außerordentlich geringe Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_W$  von etwa 0,562 W/(mK) [40]. Zum Vergleich hat Luft eine Wärmeleitfähigkeit von etwa 0,0262 W/(mK), Beton weist eine durchschnittliche Wärmeleitfähigkeit von etwa 2,1 W/(mK) auf und Kupfer rund 400 W/(mK) [40].

Die Konsequenz zusammen mit der bei zunehmender Temperatur abnehmenden Wasserdichte sind die Bildung von scharf abgegrenzten Wasserschichten unterschiedlicher Temperatur und Dichte. Das leichtere, heiße Wasser sammelt sich dabei in den oberen Bereichen, das schwerere kühle in tieferen Zonen, wodurch ein Wasseraustausch beinahe völlig unterbunden wird. Dieser Umstand wird bei Schichtenladern für die effiziente und gezielte Wärmeeinspeicherung und Wärmeenergieentnahme genutzt. Werden Pumpspeicherkraftwerke mit Wärmespeichern kombiniert, würden ohne der ständigen Umwälzung des Wassers aufgrund des Turbinen- oder Pumpenbetriebs – anberaumt ist die Umwälzung des gesamten Speicherinhaltes innerhalb von 24 Stunden – auch abgegrenzte Temperaturschichten entstehen. Diese Wasserschichten unterschiedlicher Temperatur und Dichte sind bei diesem System aber tunlichst aufgrund der abrupten thermischen Belastung von hydraulischen Strömungsmaschinen und baulichen Bestandteilen zu vermeiden. Mit der thermischen Belastung geht aber auch eine hydrostatische bzw. hydrodynamische Belastung angesichts der geänderten Wasserdichte einher. Gleichmäßige Speichertemperaturen erweisen sich somit insbesondere aus materialtechnischer Sicht als sehr empfehlenswert. Sollte es zu wenigen Umwälzvorgängen kommen, sei es aufgrund von planmäßigen oder ungeplanten Wartungen und Instandhaltungsmaßnahmen am Kraftwerk, kommt es unweigerlich aufgrund des ruhenden Wasserkörpers in den Speichern zu einer Schichtenbildung. Um bei anschließendem Kraftwerksbetrieb wieder gleichmäßige Wassertemperaturen sicherstellen zu können, sollte eine Luftperlanlage [97], installiert im Totraum der Speicherbecken, die gleichmäßige Durchmischung des Speicherinhaltes herbeiführen.

Mit der geringen Wärmeleitfähigkeit des Wassers kann auch die Forderung abgeleitet werden, dass die Speicherbecken so kompakt als möglich ausgeführt werden. Damit soll einerseits die den Wasserkörper zur Umgebung begrenzende Oberfläche minimiert und andererseits eine gewisse Selbstdämmung des Wasserkörpers erreicht werden. Die genannte Forderung und deren einhergehenden Auswirkungen sollen die thermischen Energieverluste einfach, und ohne besondere Maßnahmen, nur eben aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit des Energiespeichermediums reduzieren.

An dieser Stelle wird auf das Kapitel 4.4.2 und 4.4.3 verwiesen, in dem die Speicherkonzepte vorgestellt und diskutiert werden.

#### 4.4 Konzeption der baulichen Komponenten

Die Vereinigung eines Pumpspeicherkraftwerkes mit einem thermischen Energiespeicher über denselben Energieträger zieht nicht nur die Überarbeitung der hydraulischen Auslegung mit sich, sondern bedarf es aufgrund der für Wasserkraftwerke untypischen hohen Wassertemperaturen und großen Temperaturschwankungen auch einer völligen Überarbeitung der baulichen Bestandteile.

Es sind also nicht nur die temperaturabhängigen physikalisch-hydraulischen Eigenschaften des Wassers zu berücksichtigen, sondern auch die mit der Temperaturänderung einhergehenden Belastungen der Bauteile im Vergleich zu den Einbaubedingungen. Abgesehen davon werden bei der herkömmlichen Auslegung von Hochdruck-Wasserkraftanlagen geringfügige Wasserverluste über Evaporation aus den Speicherseen und über Bergwasserströmungen in Kauf genommen, jedoch ist bei dem forcierten geschlossenen System jede Einbuße des Energieträgers nicht nur mit einem Verlust des potentiellen Speichermediums sondern ein bis zu 117 Mal höherer thermischer Energieverlust verbunden. Eine der wesentlichen Herausforderungen an alle baulichen Pumpspeicherkraftwerkskomponenten ist, dass Wasserverluste jeglicher Menge tunlichst vermieden werden. Daneben sollen thermische Energieverluste an sich durch geeignete Auskleidungskonzepte, gedämmte Druckrohrleitungen und kompaktes Speicherdesign auf ein verträgliches Maß reduziert werden.

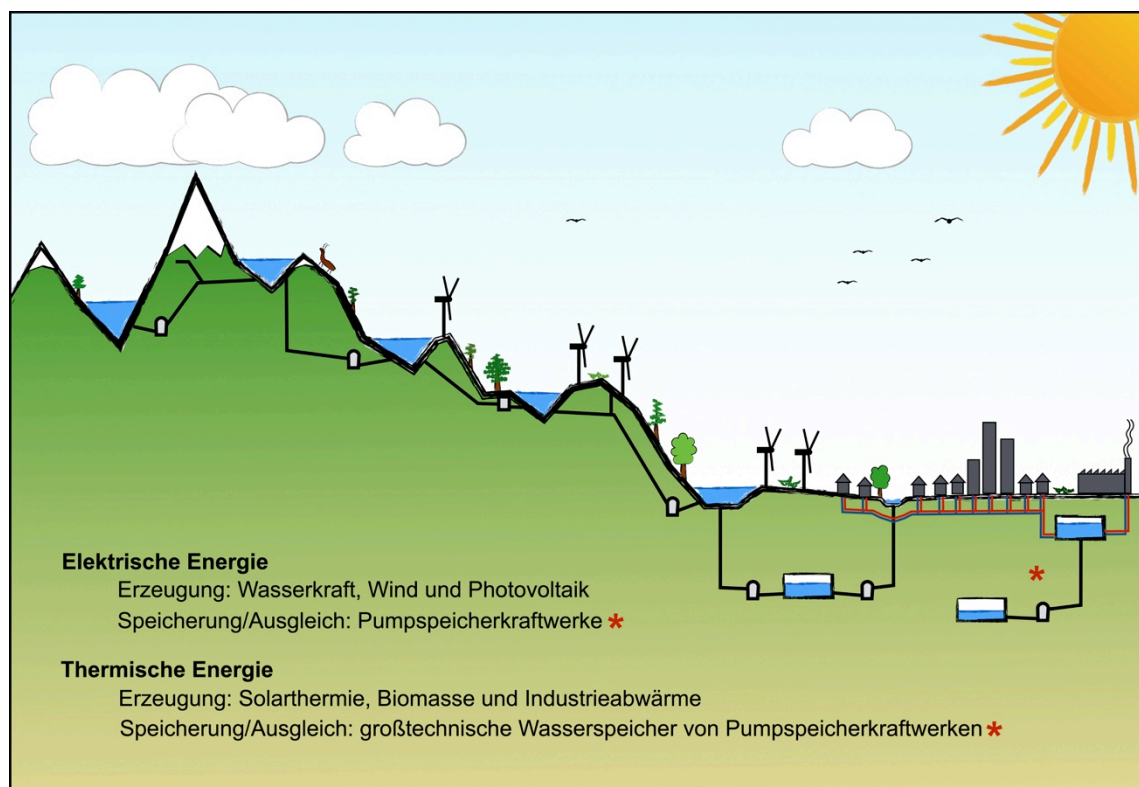
Besonderer Fokus gilt aber nicht nur den zwingend erforderlichen Abdichtungsmaßnahmen, sondern auch der Bemessung und konstruktiven Ausführung der ohnehin hochbeanspruchten Bauteile, insbesondere des Druckstollens. Abhängig von den Lagerungsbedingungen wirken sich nämlich Temperaturänderungen unterschiedlich auf Bauteile aus. Werden Temperatureinflüsse über Dehnungen in Längenänderungen übergeführt, ergeben sich nur temperaturbedingte Verformungen. Im Gegensatz dazu entstehen bei behinderter Temperaturexpansion abhängig von der Baustoffsteifigkeit gerade im wasserbenetzten Druckstollen hohe Längs- und Umfangsspannungen im Vergleich zur Einbausituation. Dass diese zyklisch auftretenden Spannungs- und Deformationszustände in Kombination mit großen Innen- und Bergwasserdrücken außergewöhnliche Herausforderungen an den Druckstollen- und den Stahlwasserbau darstellen, ist unbestritten.

Die an dieser Stelle prägnant dargebrachten Herausforderungen an die einzelnen Bauwerke des modifizierten Pumpspeicherkraftwerkes werden im Folgenden diskutiert und Ausführungsvorschläge erarbeitet und dargebracht.



#### 4.4.1 Möglichkeiten von Speicherausführungen

Die hybride Speichernutzung des Wassers als potentielles und thermisches Energieträgermedium führt unweigerlich zur Forderung eines geschlossenen Wasserkreislaufs. Anderenfalls wäre die Möglichkeit der Wärmespeicherung nicht gegeben. Die dem System für längere Zeit einmal zugeführte Wassermenge wird durch den Turbinen- und Pumpenbetrieb zwischen zwei gleich großen Speichern ständig umgewälzt. Mit diesem geschlossenen Wasserkreislauf wird man einerseits unabhängig von Hochgebirgsregionen für die bis dato übliche Errichtung von Speicherbecken sowie Pumpspeicherkraftwerken und andererseits von natürlichen Fließgewässern, die bisher für einen Teil der Wasserzufuhr und der gesamten Wasserabfuhr gesorgt haben.



**Abbildung 45:** Vision der Energiezukunft als Synergie aus Wind- und Sonnenenergie mit effizienter Pumpspeichertechnologie – die Kombination eines Pumpspeicherkraftwerkes mit dem eines Wärmespeichers zusammen mit der Fernwärmeenergieversorgung ist in der rechten Bildhälfte dargestellt

In weiterer Folge sind Closed-Loop Varianten von Pumpspeicherkraftwerken mit der teilweise oder vollkommenen unterirdischen Ausführung standortflexibler. Die zwingende Forderung von natürlichen geodätischen Höhendifferenzen ist dann hinfällig, wodurch Pumpspeicherkraftwerke in der Nähe von Verbraucherzentren, also urbanen Gebieten, Speckgürteln und Städten ausgeführt werden können. Dass dabei ober- und

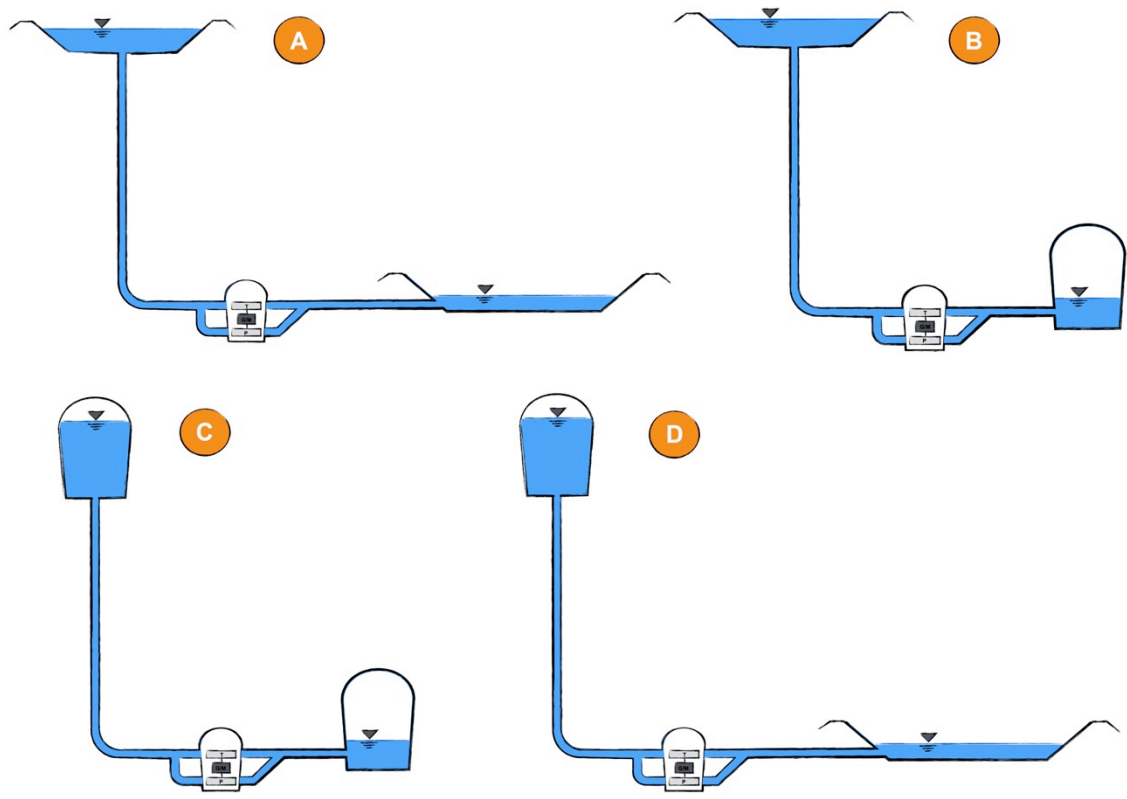
unterirdische Jahresspeicher beispielhaft in der Größenordnung des *Kölnbreinspeichers* in Kärnten, Österreich eine Utopie darstellen, ist gewiss. Die Größe der Speicherbecken richtet sich nach den zukünftigen, energiewirtschaftlichen Erfordernissen aus der erneuerbaren Energiebereitstellung. Daher werden kurz- und mittelfristige hydraulische Stromspeicher fokussiert, deren Speichergrößen sich nach dem, im diskutierten Referenzprojekt bereits erwähnten, Energie- zu Leistungsverhältnis von 5 bis 7 Wh/W [53, 54] richten.

Daneben muss bei der kostenintensiveren unterirdischen Ausführung des Kraftwerkskomplexes bzw. der Speicherbecken auch berücksichtigt werden, dass die Bauwerke im Gegensatz zu oberirdischen vor äußeren Witterungseinflüssen geschützt sind, und die Lebensdauer jener dadurch höher angesetzt werden kann. Auch sind keine Absperrbauwerke im engeren Sinn für diese Kombination anberaumt. In Abbildung 45, Seite 113 ist eine mögliche Vision der zukünftigen Energieversorgung dargestellt, wobei in der rechten Bildhälfte die Kombination eines Pumpspeicherkraftwerkes mit einem Wärmespeicher und der dazugehörigen Fernwärmeenergieversorgung als vollkommen unterirdische Variante abgebildet sind.

Die Entwicklung einer flachlandtauglichen Option der Pumpspeichertechnologie eröffnet also erst die Möglichkeit der Kombination mit großtechnischer Wärmespeicherung in der zweckmäßigen Nähe von urbanen Gebieten. Denn das Haupthindernis bei dieser bifunktionellen Speicherausführung ist die räumliche Entkoppelung von herkömmlichen Pumpspeicherstandorten mit von Natur aus gegebenen, topographischen Höhenunterschieden und Orten für die großtechnische Wärmeenergieversorgung.

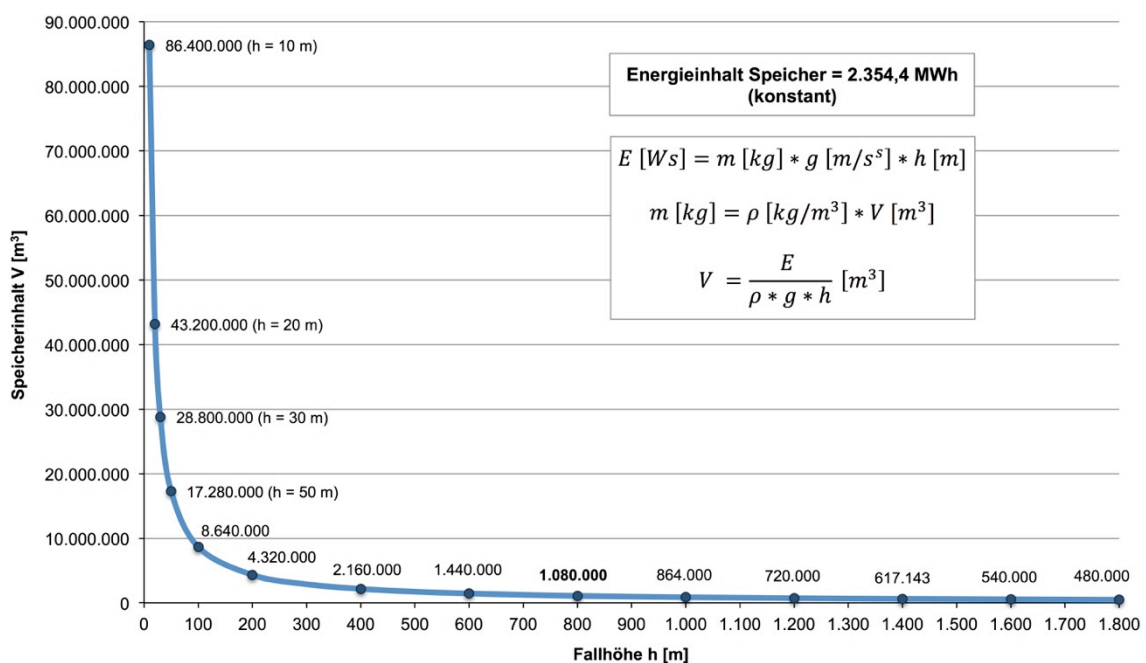
Der geschlossene Wasserkreislauf ist nicht nur zweckdienlich für die forcierte Speicherkombination, sondern auch Lösung vieler Schwierigkeiten, die bei der Betriebsführung bestehender und geplanter Wasserkraftwerke immer kritischer im Hinblick auf den Umweltschutz hinterfragt werden. Insbesondere sind von dieser Diskussion Speicher- und Pumpspeicherkraftwerke betroffen, deren Betriebsweisen im Turbinen- und Pumpmodus zu Schwall- und Sunkerscheinungen im Unterwasser der Kraftwerke, also meist in natürlichen Fließgewässern, führen. Diese künstlich herbeigeführten Hochwasser- und Niederwasserereignisse fordern die Lebewesen in den Gewässern mit anspruchsvollen und abrupt wechselnden Lebensbedingungen. Bauliche Schwallausgleichsbecken können die Auswirkungen zwar mindern und zeitlich verzögern, aber nicht verhindern. Die oft im Raum stehende geforderte Anpassung und Änderung der Betriebsweisen zur Reduktion des hydraulischen Stresses auf die Gewässerorganismen steht aber in zunehmendem Kontrast zu zukünftigen energiewirtschaftlichen Herausforderungen mit noch stärker wechselnden Betriebsmodi.

Diese bedeutende und hochaktuelle Problematik bei Wasserkraftanlagen erübrigt sich bei geschlossenen Wasserkreisläufen. Denn einerseits greift man praktisch nicht in den natürlichen Wasserhaushalt von Gewässern ein, und andererseits handelt es sich insbesondere bei der kombinierten Wärmespeicherung um einen, nicht zuletzt der hohen Wassertemperaturen wegen, biologisch toten Wasserkörper, in dem sich aquatische Lebewesen nie etablieren könnten. Die Beeinflussung umliegender Gewässer beschränkt sich auf die einmalige Entnahme der für den Betrieb notwendigen Wassermenge bzw. auf die Einleitung des Betriebswassers in jene natürlichen Wasserkörper im Falle eines Wasserwechsels. Ein geschlossener, künstlich hergestellter Wasserkörper hat daneben auch den Vorteil, dass dieser einen von äußeren Einflüssen, wie dem Wasserdargebot, unabhängigen Betrieb zulässt. Der Einsatz des Pumpspeicherkraftwerkes an sich ist also nicht den Launen der Natur ausgesetzt, obwohl die Betriebsweise mehr oder weniger vom Dargebot fluktuierend erzeugender erneuerbarer Energien abhängig ist.



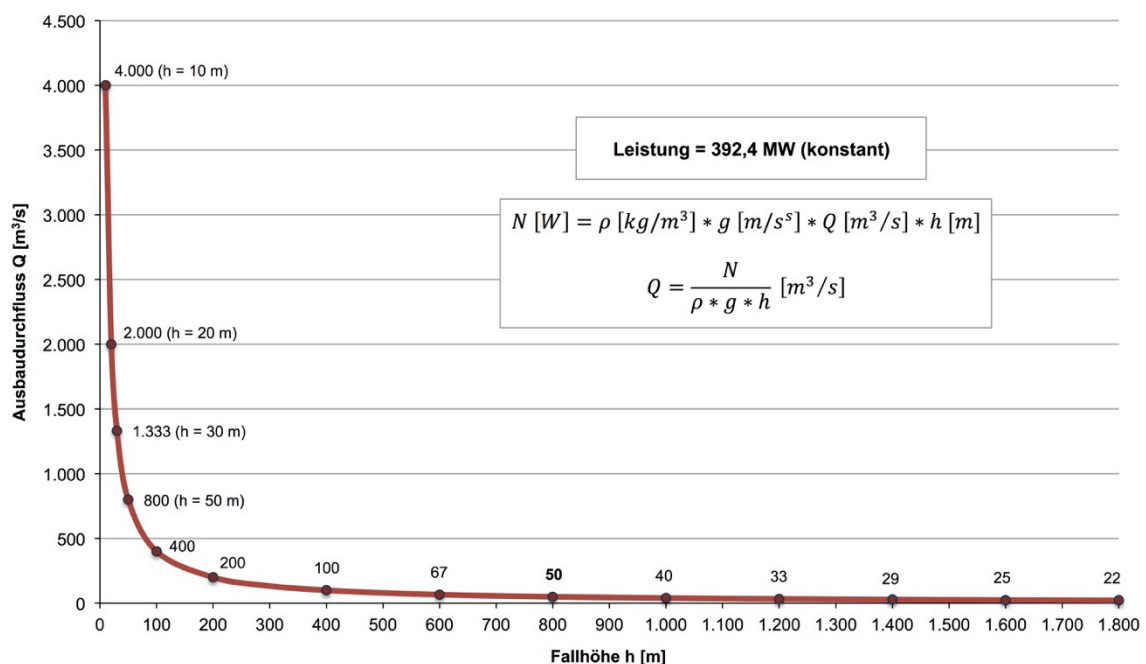
**Abbildung 46:** Verschiedene Möglichkeiten der Speicherbeckenanordnung: A zwei Erdbeckenspeicher, B Oberbecken als Erdbeckenspeicher und Unterbecken als Speicherkaverne, C zwei Speicherkavernen, D Oberbecken als Speicherkaverne und Unterbecken als Erdbeckenspeicher

In Abbildung 46, Seite 115 sind vier mögliche Pumpspeichervarianten mit unterschiedlicher Ausführung der Speicher als oberirdische Erdbeckenspeicher und/oder unterirdische Speicherkavernen dargestellt. Welche Variante die für ein Projekt am besten geeignet ist, richtet sich nach topographischen Rahmenbedingungen, vorhandenen Platzverhältnissen und landschaftsästhetischer Beeinflussung von oberirdischen Speicherbecken. Die Maschinenkaverne ist bei allen Varianten mit einem getrennten, ternären Maschinensatz bestehend Turbine, Motorgenerator und gesonderter Speicherpumpe dargestellt. Der herbeigeführten Höhendifferenz zwischen künstlich angelegten Speicherbecken, also der Fall- bzw. Förderhöhe, sind herstellungstechnisch beinahe keine Grenzen gesetzt, wohl aber aus maschinenbaulicher Auslegung der Strömungsmaschinen. Grundsätzlich sind unter Anbetracht des Umstandes, dass für eine bestimmte, geforderte Leistung aber variabler Fallhöhe, die Durchflussmenge exponentiell abnimmt, und so mehr Energie bei gleichem volumetrischen Speicherinhalt aufgrund des längeren Turbinenbetriebs generiert werden kann, größere Fallhöhen zu bevorzugen. In Bezug auf das Referenzprojekt mit einem Speichervolumen von  $1.080.000 \text{ m}^3$ , einer Fallhöhe von 800 m, einem Ausbaudurchfluss von  $50 \text{ m}^3/\text{s}$  und der damit errechneten Leistung von 392,4 MW sowie der potentiellen Energie eines Speicherinhalts von 2.354,4 MWh wird dieser Sachverhalt in den nachfolgenden Abbildungen dargestellt. In Abbildung 47, Seite 116 ist zunächst der nötige volumetrische Speicherinhalt  $[\text{m}^3]$  in Abhängigkeit des festgelegten Energieinhaltes von 2.354,4 MWh und der variablen Fallhöhe dargestellt.



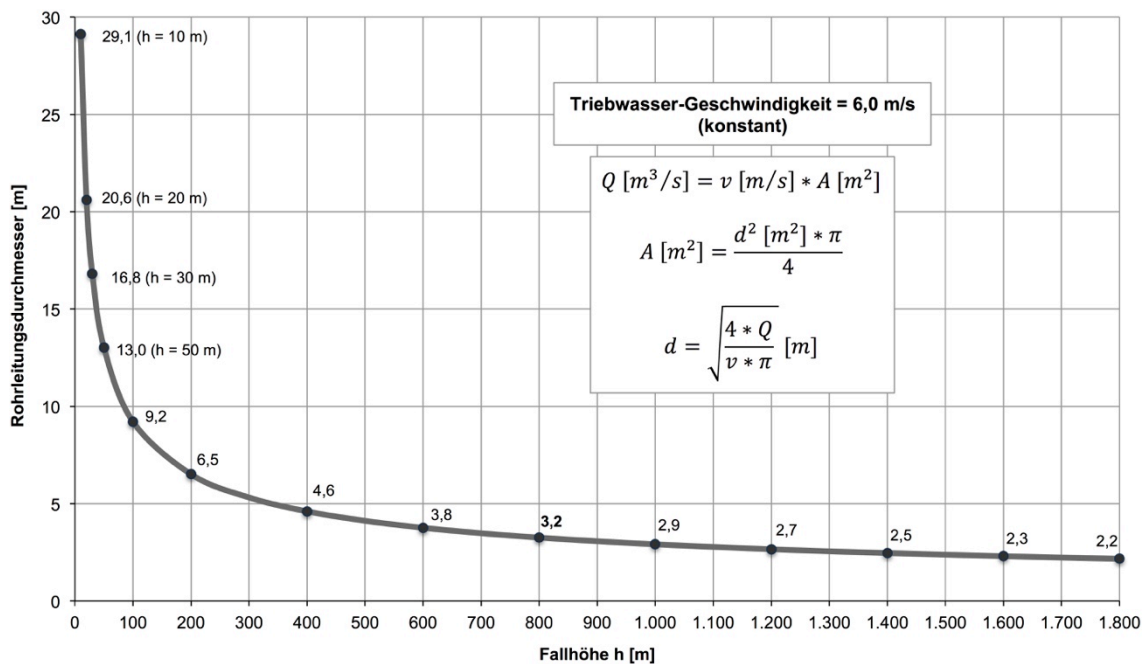
**Abbildung 47:** Erforderlicher Speicherinhalt  $[\text{m}^3]$  in Abhängigkeit von der Fallhöhe und des konstanten Energieinhaltes von 2.354,4 MWh des Referenzprojekts

Beachtlich ist dabei, dass nur wenige Meter an Fallhöhensteigerung den erforderlichen Speichereinhalt bei gleichbleibendem Energieinhalt deutlich reduzieren können. So vermindert sich beispielsweise bei einer Fallhöhenverdoppelung von 200 auf 400 m das Speichervolumen des Ober- und Unterspeichers um je 50 % oder 2.160.000 m<sup>3</sup> bzw. insgesamt um 4.320.000 m<sup>3</sup>. Bei einer Fallhöhenvergrößerung um 200 m von 600 m auf 800 m kann das erforderliche Speichervolumen um je 25 % oder 360.000 m<sup>3</sup> reduziert werden. Im Hinblick auf die anvisierte Kavernenspeicherung ist dies eine deutliche Reduktion des Ausbruchvolumens. Eine interessante Betrachtungsweise ist auch der Vergleich des zusätzlich erforderlichen Druckstollen-Ausbruchvolumens bei der Fallhöhenvergrößerung in Bezug auf das eingesparte Kavernenausbruchsvolumen. Bei einem angenommenen Ausbruchsdurchmesser von 4,0 m des Lotschachts und einer Fallhöhensteigerung um 200 m beträgt das zusätzliche Ausbruchsvolumen demnach 2.513 m<sup>3</sup>. Demgegenüber stehen, bezogen auf das insgesamt eingesparte Volumen des Ober- sowie Unterbeckens, bei einer Fallhöhenverdoppelung von 200 m auf 400 m 4.320.000 m<sup>3</sup> und bei einer Anhebung der Fallhöhe von 600 m auf 800 m 720.000 m<sup>3</sup> eingespartes Ausbruchsvolumen der Speicherbecken. Im ersten Fall liegt ein Faktor von Zusatzausbruchsvolumen des Druckstollens zu Speichervolumenreduktion von 1 : 1.719 vor, im zweiten einer von 1 : 287. Mit diesen Beispielen soll zusätzlich unterstrichen werden, dass größere Höhendifferenzen, solange sie mit wirtschaftlichen Bauverfahren rechtfertigen zu sind, bevorzugt werden sollen.



**Abbildung 48:** Erforderlicher Ausbaudurchfluss [m<sup>3</sup>/s] in Abhängigkeit von der Fallhöhe und der konstanten Ausbauleistung von 392,4 MW des Referenzprojekts

Ebenso eine außerordentlich eindrucksvolle Betrachtung ist die Gegenüberstellung der im Referenzprojekt festgelegten Leistung von 392,4 MW und der veränderlichen Fallhöhe, um den erforderlichen Ausbaudurchfluss [ $\text{m}^3/\text{s}$ ] zu ermitteln. Das Ergebnis ist in Abbildung 48, Seite 117 graphisch dargestellt und mit Zahlenwerten hinterlegt. Ähnlich der vorangegangenen Gegenüberstellung ist auch hier eine signifikante Abnahme des nötigen Ausbaudurchflusses mit zunehmender Fallhöhe und konstanter Kraftwerksleistung zu erkennen. So wird bei einer Fallhöhe von 200 m ein Ausbaudurchfluss von 200  $\text{m}^3/\text{s}$  benötigt, um die geforderte Leistung generieren zu können. Diese Ausbaumassermenge reduziert sich bei der Verdoppelung der Fallhöhe auf 100  $\text{m}^3/\text{s}$ . Wird die Fallhöhe nun von 400 auf 800 m erhöht, beträgt der erforderliche Ausbaudurchfluss lediglich noch 50  $\text{m}^3/\text{s}$ . Auch diese Überlegung soll darlegen, dass mit einer Fallhöhenvergrößerung nicht nur Speichervolumen eingespart werden kann, sondern auch der Ausbaudurchfluss dadurch verringert wird, wodurch sich in weiterer Folge geringere Querschnittsabmessungen des Druckstollens ergeben. Die Konsequenz davon wiederum ist, dass der Druckstollen mit kleinen Querschnittsabmessungen mit sehr wirtschaftlichen Bauverfahren, wie beispielsweise dem Raise-Boring Verfahren für Lotschächte, aufgeföhren werden kann. Eine Gegenüberstellung des erforderlichen Rohrleitungsdurchmessers [m] in Abhängigkeit der fallhöhen-spezifischen Ausbaumassermenge [ $\text{m}^3/\text{s}$ ] bei einer unabhängig davon gewählten unveränderlichen Triebwassergeschwindigkeit im Druckstollen von 6,0 m/s ist in Abbildung 49, Seite 118 dargestellt.



**Abbildung 49:** Erforderlicher Rohrleitungsdurchmesser [m] in Abhängigkeit von der Fallhöhe und der Ausbauleistung von 392,4 MW des Referenzprojekts

Geht man noch einen Schritt weiter, so stellt man fest, dass zwar der Durchmesser mit zunehmender Fallhöhe abnimmt, andererseits aber die vom Wasser benetzte Mantelfläche des Druckstollens zunimmt. Dadurch vergrößert sich die Fläche zum umliegenden Gebirge wodurch einerseits mehr Wärme in jenem gespeichert werden kann, andererseits aber selbstverständlich auch umso mehr Wärmeenergie verloren geht. Unter Berücksichtigung der vorangegangenen Ausführungen, nämlich des als konstant definierten Energieinhaltes, nimmt aber auch mit der Fallhöhenvergrößerung das erforderliche Wasservolumen ab, wodurch die Speichervolumina kleiner werden, und so die benetzten Speicherflächen im Gegensatz zum Druckstollen doch deutlicher reduziert werden, als es beim Druckstollen der Fall ist. Zur Verdeutlichung beträgt die Mantelfläche des Druckstollens bei einer Fallhöhe von 400 m und einem Durchmesser von 4,6 m rund  $5.789 \text{ m}^2$  und der dazugehörige Speicherinhalt  $2.160.000 \text{ m}^3$ . Im Gegensatz dazu nimmt die Mantelfläche bei einer Fallhöhe von 800 m und einem Durchmesser von 3,2 m etwa  $8.186 \text{ m}^2$  ein, wohingegen der Speicherinhalt um die Hälfte auf  $1.080.000 \text{ m}^3$  beträchtlich reduziert wird. Damit kann untermauert werden, dass die vom Wasser benetzten Flächen bei der Betrachtung eines konstanten Energieinhaltes auch mit der Fallhöhe, herbeigeführt durch die deutlich geringeren Speicherinhalte, abnehmen. Die logische Konsequenz ist aber auch, dass das Wasservolumen an sich, und damit die im Wasser direkt speicherbare thermische Energie bei gleichbleibendem potentiellen Energieinhalt aber größeren Fallhöhen abnimmt. Bei Wasserkörpern in diesen Dimensionen spielt das aber ohnehin keine bedeutende Rolle.

Wie bereits in Abbildung 46, Seite 115 visualisiert, gibt es zwei grundsätzliche Ausführungsvarianten der Speicher als Erdbecken- oder Kavernenoption und vier verschiedene Möglichkeiten diese untereinander zu kombinieren. Um auf die spezifischen Anforderungen näher einzugehen, werden in den folgenden Kapiteln Details und Lösungsvorschläge zu beiden Varianten dargebracht.

Unabhängig von der ober- oder untertägigen Ausführung sind die Speicher kompakt mit weitestgehend reduzierter Oberfläche bzw. vom Wasser benetzter Fläche auszuführen, um einerseits die Herstellungskosten durch kompaktes Design zu minimieren und andererseits Wärmeverluste für eine optimale thermische Energiespeicherung im Wasserkörper reduzieren zu können. Daneben muss zur Wassermenge, die für den Betrieb des Pumpspeicherkraftwerkes erforderlich ist, ein ausreichend dimensionierter Totraum vorgesehen werden, um Raum für die Wärmetauscher und deren Betrieb entsprechend vorzuhaltende Wassermenge zu schaffen. Auch ist die signifikante temperaturbedingte Volumenänderung des Wasserkörpers bei der Speicherdimensionierung zu berücksichtigen.

#### 4.4.2 Oberirdische Speicherbecken

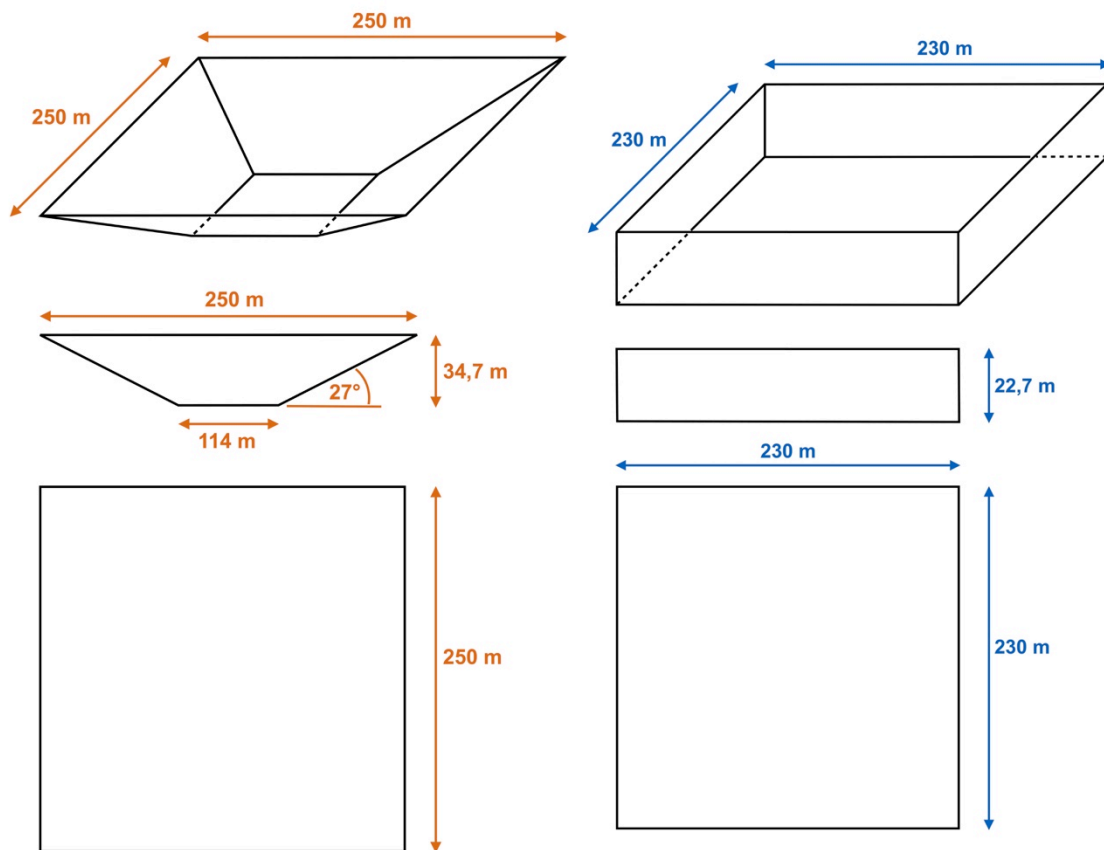
Konventionelle oberirdische Speicher, bei welchen natürlich ausgeformte Täler mit Schüttdämmen und Betonbauwerken abgesperrt werden, sind für die Kombination eines Pumpspeicherkraftwerkes mit dem eines Wärmespeichers kaum geeignet. Auf der einen Hand ist deren Geometrie von Natur aus vorgegeben, wodurch die Oberfläche bzw. die vom Wasser benetzte Fläche für eine optimale Wärmespeicherung nicht auf ein Minimum beschränkt werden kann, auf der anderen Hand müssten insbesondere Betonsperren besonders gut abgedämmt werden, um ungünstige Deformations- und Spannungszustände aufgrund der zyklisch wechselnden Wassertemperaturen zu vermeiden. Nachdem die kombinierten Pump- und Wärmespeicher gerade in der Nähe von größeren Zivilisationen vorgesehen sind, sind künstlich angelegte Oberflächenspeicher zum Beispiel als Erdbeckenspeicher die am besten geeignete Option gegenüber konventionellen Talsperren, nicht nur aufgrund der im hügeligen Alpenvorland fehlenden topographischen Rahmenbedingungen für klassische Absperrbauwerke.

Oberirdisch hergestellten Speichern werden höhere Anforderungen als Tiefenspeichern zuteil, zumal der Bodenverbrauch und die Bodenversiegelung im Allgemeinen und der Verbrauch an bioproduktiven Flächen im Speziellen nicht nur in Österreich zunehmend Widerstand erfährt und vorhandene Ressourcen wohlüberlegt nach gründlicher Umweltverträglichkeitsprüfung und behördlich vorgeschriebenen Ausgleichsmaßnahmen erst freigegeben werden. Bei entsprechenden topographischen Gegebenheiten, bewilligungsrechtlich einfachen Verfahren sowie gesellschaftlicher Akzeptanz sind konventionelle oberirdische Becken aber sicher ausführungswürdig. Aber nicht nur der Bewilligung wegen, sondern auch aufgrund der konstruktiv aufwändigeren Abdämmungs- und Abdichtungsmaßnahmen sind übertägige Speicher anspruchsvoller gegenüber unterirdischen Kavernenspeichern.

Der heiße Wasserkörper muss nicht nur vollkommen gegenüber der Atmosphäre und den vorherrschenden Witterungsbedingungen geschützt und abgeschottet werden, um Wärmeenergieverluste so gering wie möglich zu halten, sondern auch an den Begrenzungsflächen gegenüber dem Baugrund sehr gut abgedichtet und abgedämmt werden, um Wasser- und thermischen Energieverlusten entgegenzuwirken. Daneben stellen die häufigen und großen Wasserspiegeländerungen – anberaumt ist zumindest die tägliche Umwälzung des gesamten Speicherinhaltes – große Herausforderungen an die aus wärmetechnischen Gründen notwendige dämmende Speicherabdeckung dar. Aufgrund der Beweglichkeit und Flexibilität der Abdeckung sind Wartungs- und Instandhaltungsmaßnahmen jedenfalls häufiger durchzuführen gegenüber Speicherkavernen.



Schlussendlich muss ein wartungsarmes und in der Ausführung kostenoptimiertes Speicherkonzept über Jahre hinweg den ungestörten Betrieb gewährleisten können.



**Abbildung 50:** Abmessungen zweier möglicher Erdbeckenspeicherlayouts, die neben dem notwendigen Betriebswasservolumen von  $1.080.000 \text{ m}^3$  des Pumpspeichers weitere  $80.000 \text{ m}^3$  für den unabhängigen Betrieb der Wärmetauscher im Totraum und rund  $40.000 \text{ m}^3$  als Vorhaltevolumen für die Volumenvergrößerung des Wasserkörpers bei Temperaturzunahme berücksichtigen

In Abbildung 50, Seite 121 sind zwei unterschiedliche Speicherbeckenausführungen, nämlich ein auf den Kopf gestellter Pyramidenstumpf und ein quadratisches Prisma dargestellt. Die jeweiligen Abmessungen beziehen sich auf das Referenzprojekt, sodass neben den  $1.080.000 \text{ m}^3$ , die den Nutzinhalt des Pumpspeicherkraftwerks darstellen, zusätzlich etwa  $80.000 \text{ m}^3$  für den Betrieb der Wärmetauscher im Totraum, sowie rund  $40.000 \text{ m}^3$  für die temperaturbedingte Volumenvergrößerung des Wassers vorgehalten werden. Insgesamt fassen die beiden Speicherausführungen je rund  $1.200.000 \text{ m}^3$ . Welche dieser beiden gängigen Beckengeometrien ausgeführt wird, ist abhängig von den vorhandenen topographischen und geologischen Randbedingungen sowie bauwirtschaftlichen Herstellungsverfahren. Die geplanten Speicherbeckenformgebungen beeinflussen aber in den meisten Fällen die Abdeckungskonzepte, auf welche in den nachfolgenden Kapiteln näher eingegangen werden. Vergleicht man die

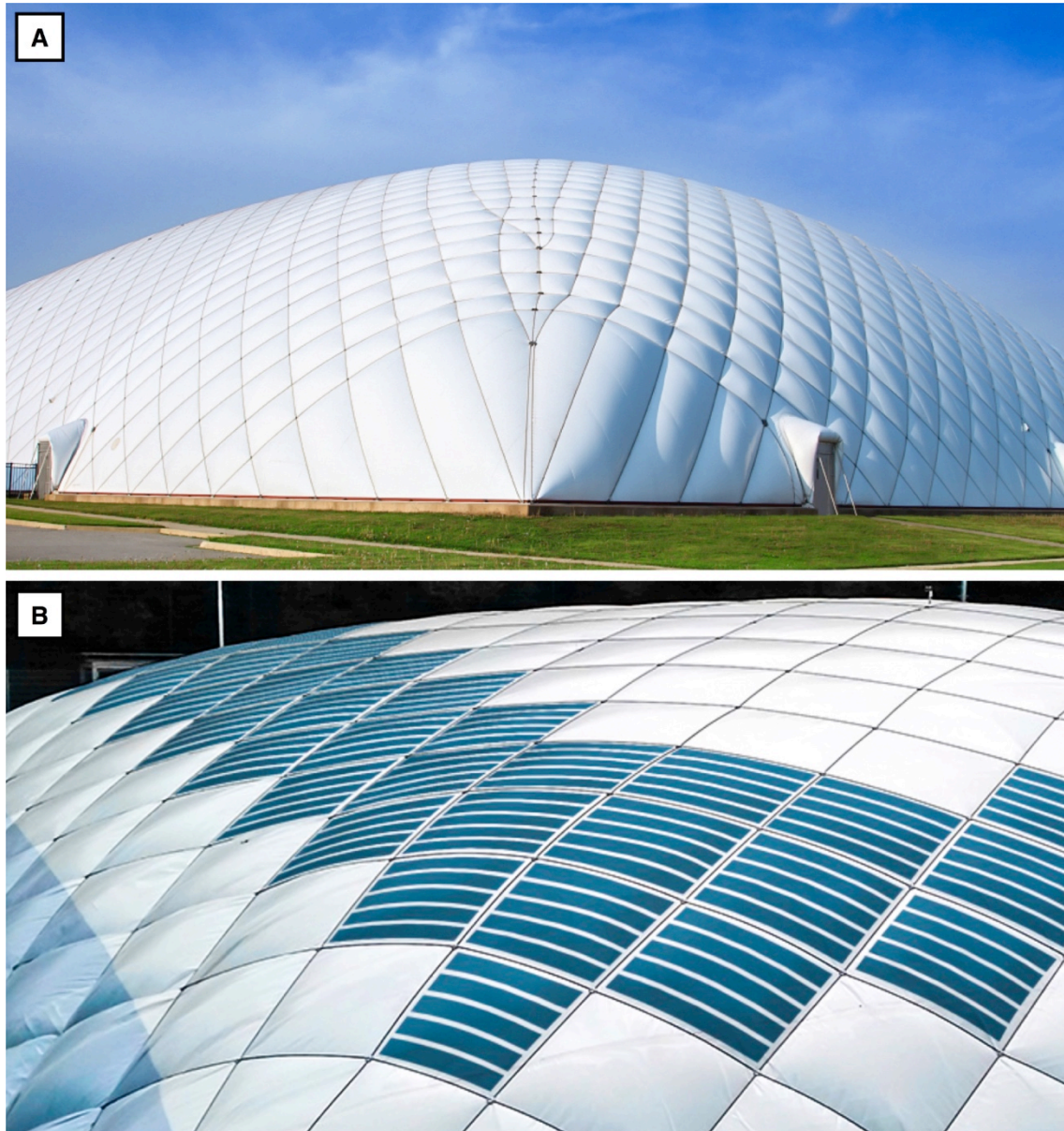
Oberflächen der dargestellten Beckenformen, ergibt sich beim Pyramidenstumpf eine von  $131.073 \text{ m}^2$  und beim quadratischen Prisma von etwa  $126.684 \text{ m}^2$ . Die den gesamten Wasserkörper einschließende Fläche ist somit beim Pyramidenstumpf geringfügig um rund 3,5 % größer als jene des quadratischen Prismas. Damit kann die Wahl des Designs aus rein wärmetechnischer Sicht, die ja zur Reduzierung der Wärmeverluste ein möglichst kompaktes Design mit geringer Oberfläche fordert, unabhängig der beiden Beispielgeometrien bleiben. Der jeweilige konstruktive Aufbau der Beckenvarianten wird zusammen mit den vier Abdeckungskonzepten der Oberbeckenspeicher in den folgenden Unterkapiteln beschrieben.

#### 4.4.2.1 *Tragluftkonstruktion*

Die Idee, eine Tragluftkonstruktion für die Speicherabdeckung oberirdischer Heißwasserreservoirs zu verwenden, geht auf die Notwendigkeit des konstanten Luftdrucks in der Unterwasserspeicherkaverne zurück. Der Sachverhalt mit der Speicherkaverne ist in Kapitel 4.4.3 ausführlich beschrieben. Um also einen, mit zunehmendem Wasserspiegel in der Unterwasserspeicherkaverne ansteigenden Luftdruck, und in weiterer Folge einen krassen Fallhöhenverlust durch einen enormen Gegendruck auf die hydraulischen Strömungsmaschinen und eine Temperaturerhöhung in der Speicherkaverne aufgrund der adiabatischen Zustandsänderung zu vermeiden, muss demnach der Luftdruck im volumetrisch veränderlichen Luftraum der Kaverne konstant gehalten werden. Die vorgeschlagene, elegante und aus wärmetechnischer Sicht sehr zu begrüßende Möglichkeit ist eben die Herstellung von kommunizierenden Lufträumen des Oberwasser- und Unterwasserspeichers über eine sogenannte Luftdruckausgleichsleitung in Kombination mit einer pneumatischen Konstruktion als Abdeckung des oberirdischen Reservoirs. Das System ist in Abbildung 52, Seite 124 dargestellt.

Tragluftkonstruktionen setzen sich aus drei wesentlichen Komponenten zusammen [61]. Das Grundgerüst bildet ein Stahlseilnetz mit dem Verankerungssystem. Das Stahlseilnetz sorgt nicht nur für die charakteristische Formgebung der luftdruckgestützten Konstruktion, sondern ist auch für die Kraftableitung der auf die Hüllkonstruktion einwirkenden Lasten verantwortlich, die schlussendlich über das Verankerungssystem in den Baugrund eingeleitet werden. Das zweite und gleichzeitig abschirmende Element ist die meist dreischichtig ausgeführte Abdeckung. Die innerste ist die Trag-schicht, die aus verstärktem PVC-Material besteht, gefolgt von einer Wärmedämmschicht, welche aus aufgeschäumten Kunststoffen gebildet wird, um den Wärmedurchgang zufolge Wärmeleitung zu minimieren. Damit auch der Wärmeverlust des Heißwasserspeichers durch Wärmestrahlung nach außen hin reduziert wird, kann eine

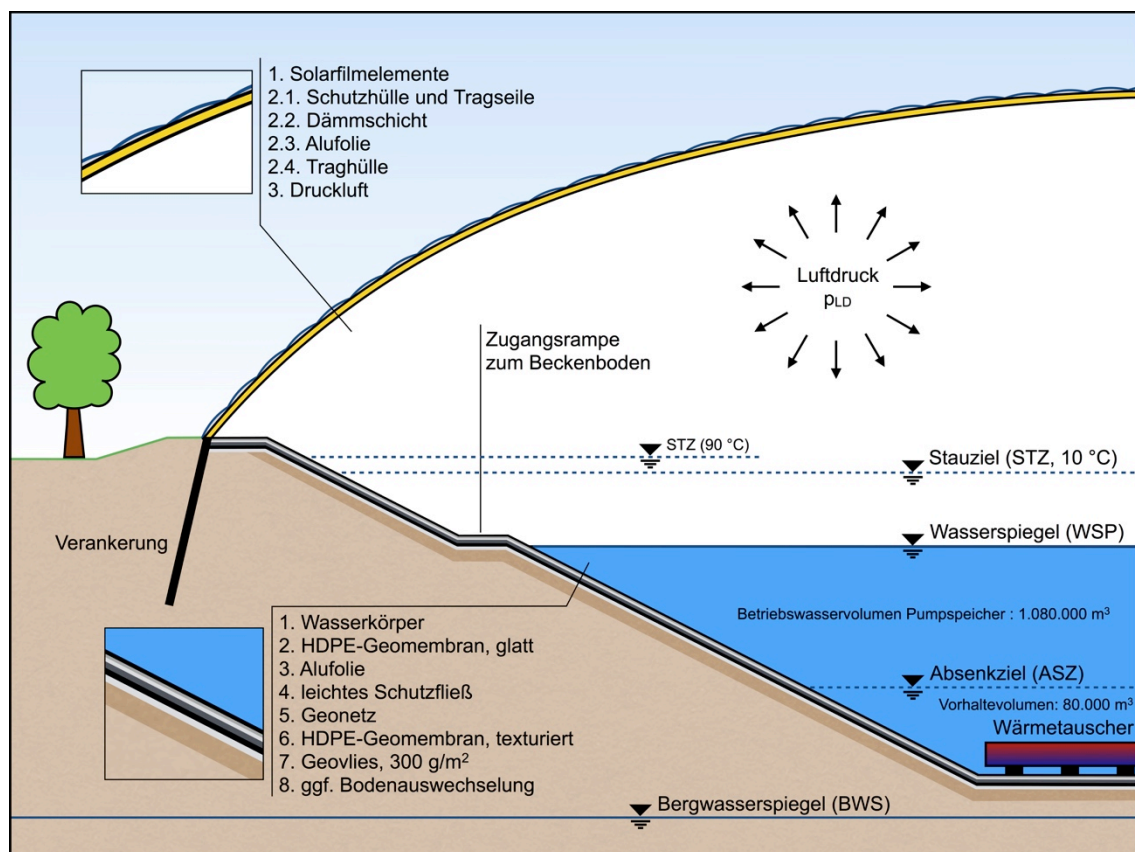
dünne Alufolie zwischen Dämmschicht und Tragschicht angebracht werden, wie in Abbildung 52, Seite 124 dargestellt ist. Die Alufolie sorgt zusätzlich für eine Verhinderung der Wasserdampfdiffusion. Für eine detailliertere Beschreibung der Wärmeverluste zufolge Strahlung wird auf Kapitel 4.4.5.2.1 verwiesen.



**Abbildung 51:** Beispielfotos von Tragluftkonstruktionen, A großmaßstäbliche Ausführung, Quelle [63]; B teilweise installierte Solarfilmelemente auf einer Traglufthalle, Quelle [64]

Die äußerste Schicht schützt die beiden zuvor genannten vor Witterungseinflüssen, Verschmutzung und neutralisiert die insbesondere für Kunststoffe schädliche UV-Strahlung [62]. Nach außen hin sorgt sie für eine abschließend gleichmäßige und ästhetische Hülle. Das dritte Kernelement ist das Gebläse, das den minimalen Überdruck im Inneren der pneumatischen Konstruktion herstellt. Das Gebläse ist an Messeinrich-

tungen gekoppelt, die aktuelle Wetterbedingungen erfassen, damit der aufgebrachte Innendruck zum Beispiel an die vorliegende Wind- und Schneesituation angepasst werden kann [61]. Im Normalfall liegt der Luftüberdruck im Bereich von 300 Pa [61, 62] bzw. 0,003 bar und ist für den Menschen nicht wahrnehmbar [62]. Die beschriebene Konstruktion besteht nicht nur durch eine besondere Ausstrahlung, sondern ist die mit Abstand die eleganteste und multifunktionale Lösung der Speicherabdeckung für die Doppelnutzung des Energieträgers Wasser im forcierten Heißwasser-Pumpspeicherkraftwerk. Die Vorteile dieser Abdeckungsvariante und die zusätzlichen Anforderungen werden im Folgenden beschrieben.



**Abbildung 52:** Schnitt durch den Aufbau eines als Erdbeckenspeicher ausgeführten oberirdischen Speichers und einer Tragluftkonstruktion als Speicherabdeckung

Ausführungstechnisch stellen die zuvor genannten Speicherbeckenabmessungen des Referenzprojektes mit einer Grundfläche von etwa 250 m x 250 m kein Problem dar. Lediglich könnte ein etwas höherer Basisinnendruck aufgrund der größeren Spannweite und Angriffsfläche für äußere Lasten angesetzt werden, der aber 500 bis 600 Pa nicht überschreiten sollte [61, 62]. Dass höhere Drücke, im Bereich von 1 bar für eine kompakte Ausführung des Unterwassersystems bzw. Unterbeckens aber auch für die maschinelle Auslegung sehr zweckmäßig sein würden, ist im Kapitel 4.5 näher be-

schrieben. Daher wären höhere Luftdrücke zu bevorzugen, die technisch machbar sind, aber einer besonders sorgfältig ausgeführten Abdichtung bedürfen. Auch nachdem der pneumatisch überdachte Speicher nur für Wartungszwecke und Instandhaltungen betreten werden soll, stellen höhere Drücke ebenso aus gesundheitlicher Sicht des Betriebspersonals kein Problem dar. Für notwendige Wartungsmaßnahmen kann der Druck reduziert werden, um die Zugänglichkeit zu erleichtern und die Belastung auf den menschlichen Organismus zu reduzieren.

Außerdem sollte die Dichtheit der Hüllkonstruktion gerade bei den wünschenswerten höheren Luftdrücken durch einen besonders gut ausgeführten Anschluss an das Fundament gewährleistet werden, um einerseits Wärmeverlusten und Wasserverlusten in Form von Wasserdampf entgegenzuwirken und andererseits den erforderlichen Lufteintrag durch das Gebläse für einen konstanten Luftdruck zu minimieren. Um die notwendige Energie für die Druckhaltung mit dem Gebläse zu gewinnen, könnten neu entwickelte, ultraleichte und flexible organische Solarfolien [64] an der Außenhülle der Tragluftkonstruktion angebracht werden, wie sie in Abbildung 51, Seite 123 dargestellt sind. In Kombination mit einem Batteriespeicher wäre es möglich, Produktionsüberschüsse dieser Anlagen zu speichern und in den Nachtstunden zu nutzen, um so eine energieautarke Tragluftkonstruktion herbeizuführen.

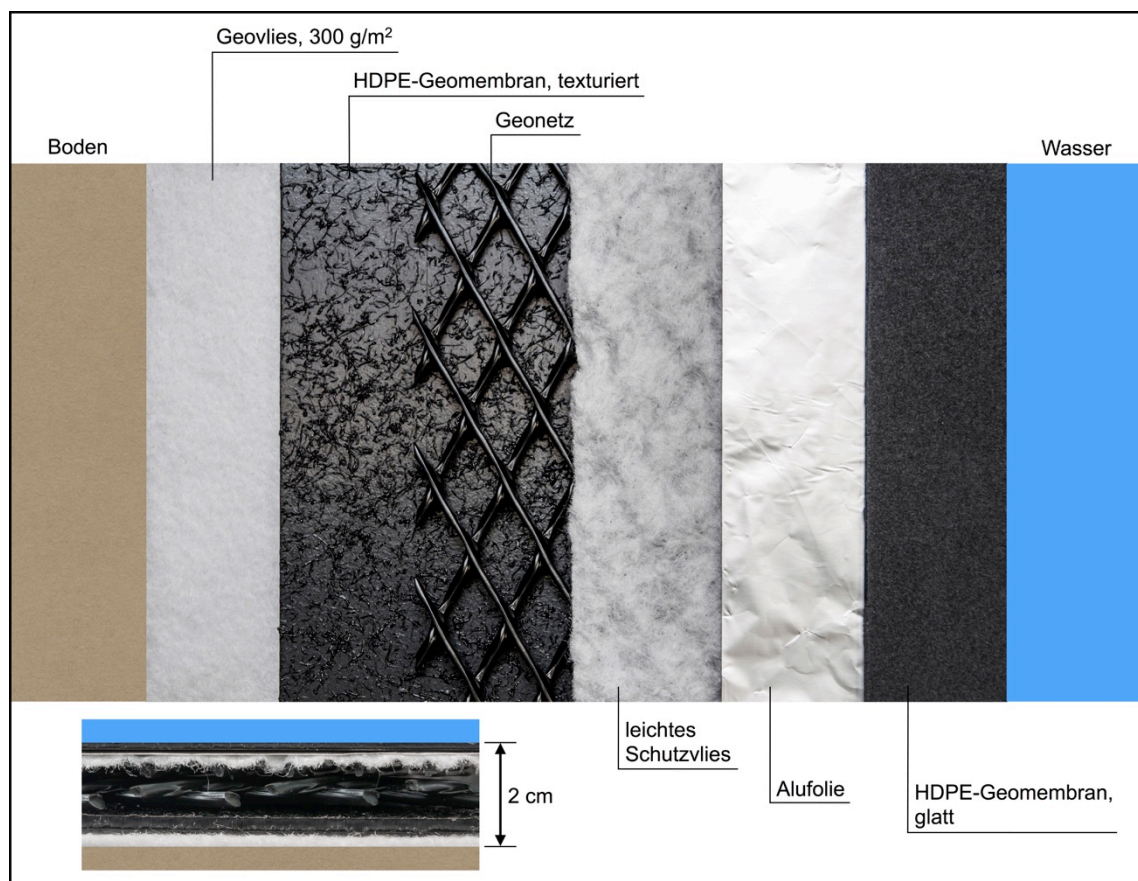
Die Abdeckung kann grundsätzlich unabhängig von der Formgebung des Speichers hergestellt werden. Gemäß des geforderten kompakten Designs sind aber ohnehin quadratische, rechteckige oder kreisrunde Grundrisse zu bevorzugen, die auch die Standardausführungen der pneumatischen Abdeckungen darstellen.

Für eine zusätzlich verbesserte Wärmedämmung gegenüber konventionellen Tragluftkonstruktionen, ist die Wärmedämmschicht dementsprechend zu verstärken und den Erfordernissen anzupassen. Ebenso muss die innerste Traghülle den Anforderungen der Dichtigkeit genügen.

Von wesentlicher Bedeutung ist der Lichteintrag durch die Abdeckungskonstruktion. Wurden bis dato pneumatische Bauwerke ihrem Zweck gemäß als Mehrzweckhallen möglichst lichtdurchlässig ausgeführt, ist es bei diesem Projekt notwendig, lichtundurchlässige Hüllen vorzusehen. Ausschlaggebend ist das Pflanzen- und Algenwachstum, dem damit entgegengewirkt werden soll. Denn würde der Lichtdurchgang uneingeschränkt möglich sein, kommt die Anlage einem Treibhaus gleich, sodass mit ausreichend Wasser, Licht, Kohlenstoffdioxid und Mineralstoffen optimale Bedingungen für Pflanzenwachstum vorliegen. Insbesondere ist nämlich auch der Mineralstoffgehalt des Wassers aufgrund des geschlossenen Wasserkreislaufes zwangsläufig ein höherer, der das Wachstum pflanzlicher Biomasse zusätzlich fördert. Die Abschottung vom einstrahlenden Licht kann durch eine lichtundurchlässige Schicht in der Abdeckungskon-

struktion erreicht werden. Auf der anderen Seite wäre ein Strahlungsdurchgang von Vorteil, um dadurch zusätzlichen Wärmeeintrag herbeizuführen. Auch diese Variante wäre möglich, wenn dem Algen- und Pflanzenwachstum durch geeignete Maßnahmen, wie durch die Zugabe wachstumshindernder, biologisch abbaubarer Stoffe oder chemischer Mikrobiozide in den Wasserkörper, entgegengewirkt werden kann.

Nicht unerwähnt bleiben soll, dass im Gegensatz zu direkt an der Wasseroberfläche schwimmenden Abdeckkonstruktionen, bei Tragluftkonstruktionen wesentlich einfacher eine Luftperlanlage zur Wasserumwälzung für gleichmäßige Speichertemperaturen installiert und betrieben werden kann [97], nachdem die aufsteigenden Luftblasen in den Luftraum ungehindert ausgasen können. Ebenso kann die Luftperlanlage von der sich im Luftraum befindlichen Luft gespeist werden, sodass auch für diesen Zweck ein geschlossener Luftkreislauf herbeigeführt werden kann, wodurch Wärmeenergieverluste ausgeschlossen werden können.



**Abbildung 53:** Sechs-schichtiger Aufbau der Erdbeckenspeicherauskleidung, die Stärke des Aufbaus beträgt etwa 2 cm

Hinsichtlich der Errichtung eines oberirdischen Speicherbeckens in Kombination mit einer Tragluftkonstruktion sei noch erwähnt, dass es zweckmäßig wäre, vor dem Aushub des Beckens die Tragluftkonstruktion zu errichten, nachdem eine ebene Fläche

zur Herstellung sehr wünschenswert ist. In weiterer Folge können sämtliche Bauarbeiten im Schutz der Tragluftkonstruktion vorstatten gehen. Für entsprechend große Zufahrtsöffnungen muss natürlich Sorge getragen werden.

Hauptkritikpunkt dieser Abdeckungsvariante ist ihre große Dimension, die dem sehr sensiblen Landschaftsschutz im Weg stehen könnte. Architektonisch bestimmt sehr ausführungswürdig, steht eine große Tragluftkonstruktion aber im deutlichen Kontrast zur umgebenden natürlichen Landschaft. Um den Forderungen des Landschaftsschutzes gerecht zu werden, um somit das Landschaftsbild zu erhalten, aber auch im Hinblick auf den Schutz der Infrastruktureinrichtung als militärisches Ziel, kann die Außenhülle der Tragluftabdeckung farblich den umliegenden Gegebenheiten angepasst werden, um so eine bessere Integrität in die Landschaft herbeizuführen.

Alles in allem ist eine pneumatische Konstruktion die prädestinierte Speicherabdeckung für dieses Projekt, denn sie vereint die Schutzfunktion, die Wärmedämmung und die Abdichtung in einem, und ist daneben relativ kostengünstig in der Herstellung. Abgesehen davon ist sie unabhängig vom Wasserspiegel des Speichers immer in derselben Lage. Diese Unbeweglichkeit ist auch für einen wartungsarmen und störungsfreien Betrieb von großem Vorteil.

In Abbildung 52, Seite 124 wurde der Auskleidungsaufbau des Erdbeckenspeichers schon dargestellt, aber noch nicht näher darauf eingegangen. Zur Herstellung eines konventionellen Erdbeckenspeichers eignet sich am besten ein abgebochter umgekehrter Pyramidenstumpf. Nach dem Aushub des späteren Speicherbeckens kann es durchaus zweckdienlich sein, die oberste Schicht, insbesondere aber feinkörniges Boden- bzw. Erdmaterials durch grobkörniges zu ersetzen, damit durch den höheren Porenanteil des grobkörnigen Materials eine verbesserte Wärmedämmung gegenüber dem Boden erreicht werden kann. Anschließend erfolgt das Verlegen des sechschichtigen Aufbaus. Der Aufbau ist in Abbildung 53, Seite 126 übersichtlich dargestellt. Zum Schutz vor direktem Kontakt der Abdichtungsbahnen gegenüber dem Baugrund bzw. dem Boden und zur Vermeidung von Belastungsspitzen durch Unebenheiten des Untergrundes ist zunächst ein schweres Geovlies vorzusehen. Darauf wird ein hochtemperaturbeständiges texturiertes HDPE (High-Density Polyethylene) Geomembran verlegt. Anschließend folgt ein Geonetz, das nicht nur der einfacheren Auffindung etwaiger Leckagen, sondern durch die mit der Rippenstruktur gebildeten Luftpolster einer zusätzlichen Wärmedämmung dienen soll. Ein auf dieses befestigtes leichtes Schutzvlies dient dem Schutz der darauffolgenden Alufolie. Die Alufolie bzw. eine metallbedampfte Kunststoffolie hat, wie bei der Tragluftabdeckung schon erwähnt, die Aufgabe die Wärmestrahlung des heißen Wasserkörpers zu reflektieren, um den Wärmeverlust in den umliegenden Boden zu minimieren. Abschließend wird das prioritär

dichtende, glatte HDPE-Geomembran in Bahnen verlegt und sorgfältig vulkanisiert, wobei Doppelschweißnähte auszuführen sind und deren Dichtheit zu prüfen ist.

Wie auch schon in Abbildung 52 dargestellt, ist die Ausführung eines Erdbeckenspeichers mit dem vorgeschlagenen Aufbau in grundwasserfreien Bereichen vorteilhaft. Wäre der Berg- bzw. Grundwasserspiegel höher, müsste eine auf den jeweiligen Wasserstand bemessene Auftriebssicherung und/oder Drainage der Konstruktion vorgesehen werden. Von weit größerer Bedeutung ist aber die Grundwasserströmung, die durch den Aufbau dringende Speicherwärme ableitet und so den gesamten Beckenspeicher ringsum kühlt. Um dies zu verhindern, ist im beschriebenen Aufbau eine zusätzliche Schicht aus druckfesten Dämmstoffen vorzusehen, damit die Wärmedämmung verbessert werden kann. Gegebenenfalls ist die Speicherbeckenvariante mit einem Schachtbecken, dessen Herstellung und Aufbau im folgenden Kapitel beschrieben wird, auszuführen.

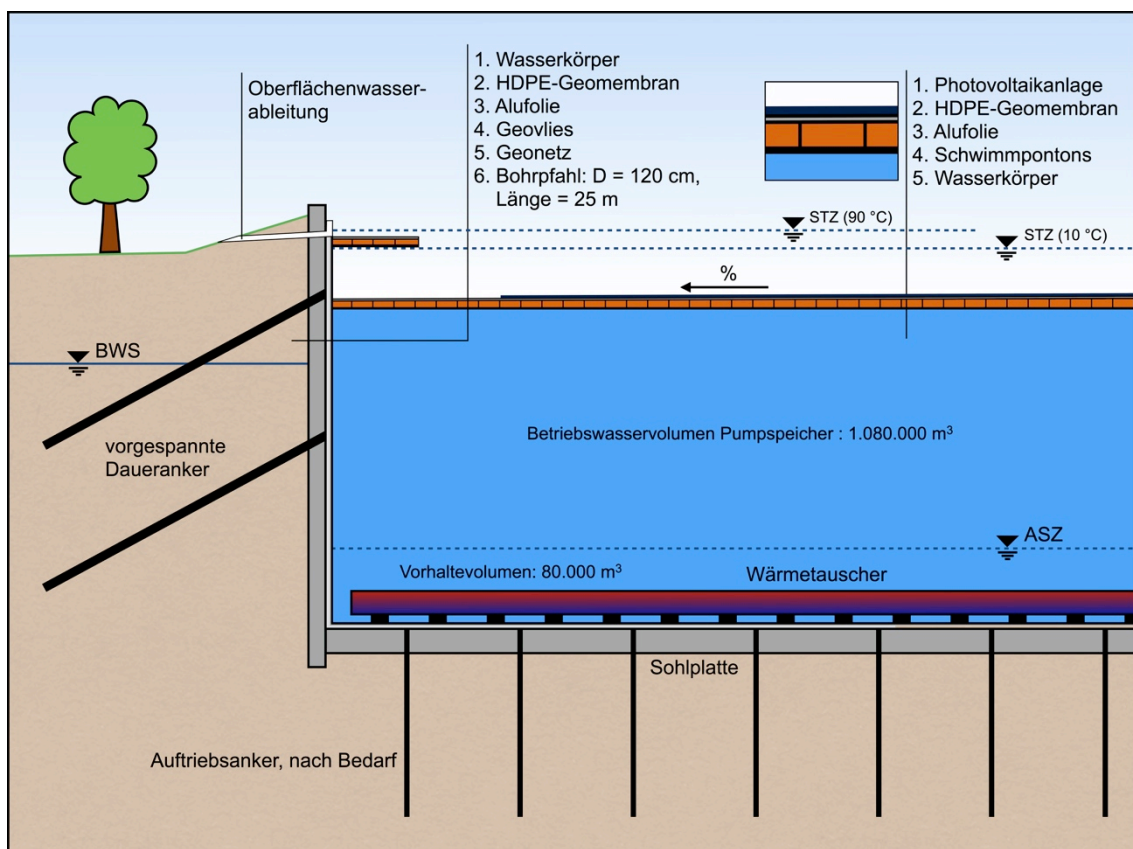
#### 4.4.2.2 Schwimmpontonabdeckung

Im Gegensatz zur erstbeschriebenen Abdeckungsart, bei welcher die Speicherbeckenformgebung unabhängig von der Speicherabdeckung ist, sind bei einer Abdeckungsausführung mit Schwimmpontons unveränderliche und damit vom Wasserstand unabhängige Speichergrundrisse Voraussetzung dieser Abdeckungsvariante, wie in Abbildung 54, Seite 129 dargestellt ist. Die schwimmende Abdeckung bewegt sich also mit dem Wasserspiegel ständig mit, wobei deren Form und Dimensionen im Grundriss dabei nicht verändert werden. Wäre der Speichergrundriss abhängig vom Wasserspiegel, wie bei einem als umgekehrten Pyramidenstumpf ausgeführten Beckens nämlich veränderlich, müssten sich die Schwimmpontons und der übrige Aufbau der Abdeckung an die wasserspiegelabhängige Querschnittsfläche anpassen, das zwar materialtechnisch möglich wäre, aber nicht empfehlenswert ist.

Bevor auf den Speicherabdeckungsaufbau näher eingegangen wird, werden zunächst der Herstellungsprozess des Speicherbeckens an sich und der anwendungsspezifische Aufbau der Wände und des Bodens beschrieben. Im vorangegangenen Kapitel wurde ein für das Referenzprojekt erforderlicher quadratischer Grundriss von 230 x 230 m festgelegt. Sehr zweckdienlich und prädestiniert für die Herstellung der Begrenzungswände des Speicherbeckens ist die Verwendung von Bohrpfahlwänden, Schlitzwänden, DSV-Wänden oder einer Kombination derer, beispielsweise einer aufgelösten Bohrpfahlwand mit DSV-Zwickeldichtung. Das optimale Bauverfahren ist den geologischen, hydrogeologischen sowie bauwirtschaftlichen Randbedingungen nach auszuwählen. Um der Forderung von ebenen und vertikalen Speicherbeckenwänden zu genügen, sind insbesondere Bohrpfahlwände und Schlitzwände zu bevorzugen. Nach



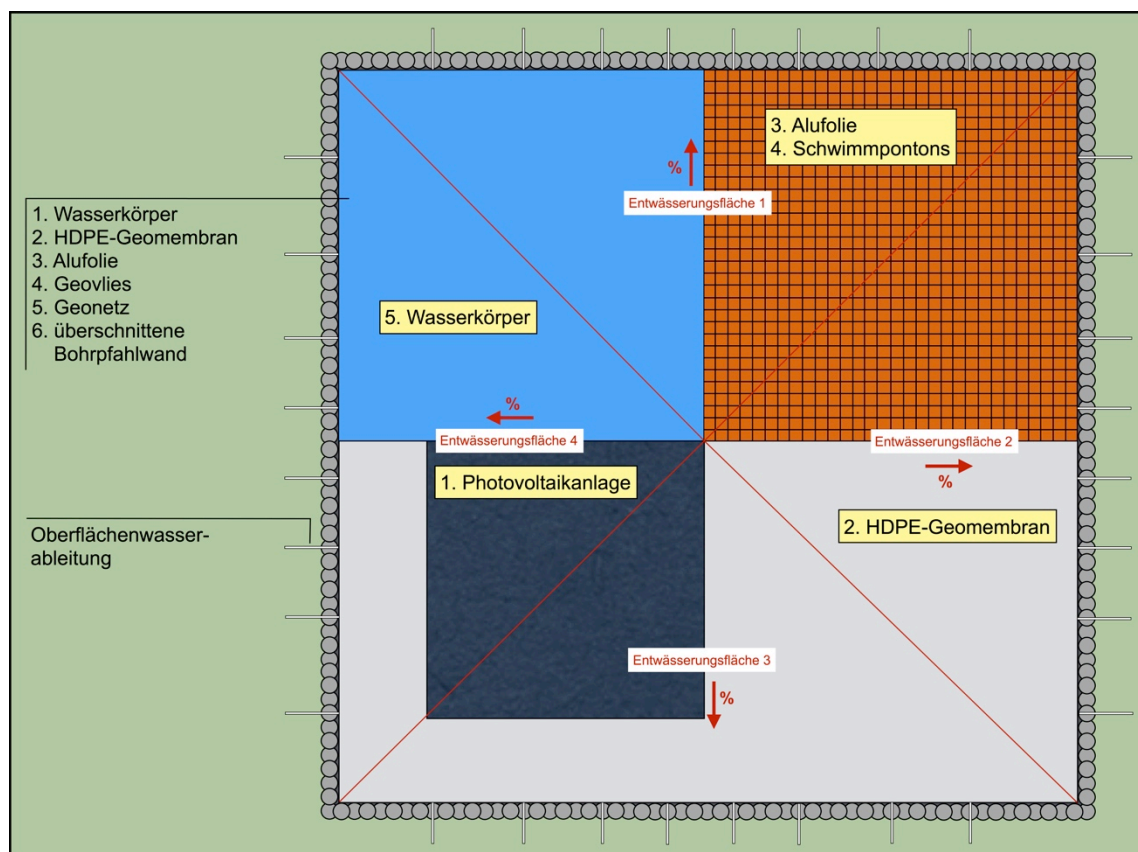
erfolgreicher Herstellung der vollkommenen Umschließung des Schachtspeicherbeckens von der Oberfläche aus, kann mit dem Baugrubenaushub im Schutz der allseitigen Wandungen begonnen werden. Aufgrund der erforderlichen Teufe bis etwa 25 Meter unter die Geländeoberfläche gemäß des Referenzprojekts sind Ankerhorizonte vorzusehen, und die Wände mit permanenten Freispiegelankern zu sichern. Parallel zum Aushub sind die freigelegten Speicherbeckenwände zu säubern und Unebenheiten durch Spritzbeton auszugleichen, um eine möglichst glatte und ebene vertikale Begrenzung zu erhalten. Nach dem fertig gestellten Beckenaushub ist eine betonierete Bodenplatte herzustellen, die einerseits in die Bohrfahlwände einbinden soll und andererseits je nach Berg- bzw. Grundwasserstand auftriebssicher mit dementsprechender Ankerung (Beispiel: GEWI-Pfähle) ausgeführt werden muss. Unter Umständen kann die Herstellung der Bodenplatte vor dem Aushub mit überschnittenen DSV-Säulen zweckdienlich sein.



**Abbildung 54:** Schnitt durch den Aufbau eines als Schachtspeicher ausgeführten Oberbeckens und einer Schwimmpontonkonstruktion als Speicherabdeckung

Mit Fertigstellung der Bodenplatte ist das druckhaltende, und somit wasserdichte Schachtbauwerk im Rohbau fertig gestellt. Anschließend sind alle Begrenzungsflächen zunächst mit einem Geonetz und darauf befestigten schweren Geovlies auszukleiden,

um darauf die Alufolie und die abschließende HDPE-Geomembranbahnen zu befestigen. Die Verwendung des Geonetzes liegt darin begründet, um einerseits kleine Unebenheiten an den Begrenzungswänden auszugleichen und andererseits eine gewisse Dämmung aufgrund der Luftpolsterstruktur gegenüber der Bohrfahlwand herbeizuführen. Das Vlies hat die Aufgabe, dass die empfindliche Alufolie und HDPE-Membran nicht direkt am Geonetz aufliegen und andererseits dass sie aufgrund ihres luft einschließenden, leichten Aufbaus eine zusätzliche Wärmdämmung des Wasserkörpers gegenüber dem umschließenden Betonbauwerk bewirkt. Bei dieser Speicherbeckenvariante wurde gegenüber dem Erdbeckenspeicher eine nur einschichtige Ausführung der HDPE-Abdichtung gewählt, nachdem das Schachtbauwerk an sich dicht hergestellt werden soll, und so bereits eine redundante Sicherheit gegen Wasserverluste gegeben ist. Auf die sorgfältige Herstellung der doppelt verschweißten und auf Dichtigkeit geprüften abschließenden Abdichtung ist aber ohnehin besonderer Wert zu legen.



**Abbildung 55:** Draufsicht der schwimmenden Pontonabdeckung mit deren Konstruktionselementen, den umschließenden Bohrfahlwänden und den ausgebildeten Entwässerungsflächen

Der konstruktive Aufbau der Speicherabdeckung besteht aus drei wesentlichen Elementen. Zunächst wird der gesamte Wasserkörper mit Schwimmpons abgedeckt. Die dazu verwendeten Pontons sind temperaturbeständige, meist quaderförmige, luft-

gefüllte Einzelemente, die untereinander einfach verbunden werden können. Bei dieser Anwendung übernehmen sie nicht nur die Schwimmfunktion und Tragfunktion der Abdeckkonstruktion, sondern auch die Funktion der Wärmedämmung und Abschirmung des saisonalen Heißwasserspeichers gegenüber der Atmosphäre. Für eine Verhinderung von Wärmestrahlungsverlusten ist der Hohlkörper der einzelnen Pontons mit aufgedampftem Aluminium zu versehen. Auf die nun den gesamten Speicher bedeckenden Pontons wird eine HDPE-Geomembran verlegt, die einerseits Schutzfunktion vor Schmutz- und Oberflächenwassereintrag in den Speicher übernimmt und andererseits der Verdunstung des Speicherwassers in Kombination mit den Pontons als Unterkonstruktion verhindern soll.

Sich ansammelndes Oberflächenwasser von Niederschlägen wird über die pyramidenförmig bis zum Mittelpunkt der Grundrissfläche zusammenlaufende Form der Schwimmkonstruktion und demnach vier Entwässerungsflächen zu den jeweiligen Bohrpfahlwänden geleitet (Abbildung 55, Seite 130). In den Bohrpfahlwänden befinden sich Entwässerungsrohre die speicherbeckenseitig in Entwässerungsschlitzen enden. Die Schlitze decken in ihrer Höhe den gesamten wassertemperaturabhängigen Stauzielbereich ab und können je nach Lage des Wasserspiegels geöffnet oder geschlossen werden, um so nur das sich auf der Abdeckung befindliche Wasser ableiten zu können. Um die ansonsten nicht genutzte Abdeckungsfläche energetisch nutzbar zu machen, können, ähnlich der erstgenannten Abdeckungsmöglichkeit, auch bei dieser Ausführung leichte Solarfilmelemente installiert werden. Abhängig von der Verschattung durch die umliegenden Speicherbeckenwände ist die Photovoltaikanlage vorzugsweise im Zentrum der Abdeckung zu situieren. Alle genannten konstruktiven Ausführungen und Aufbaue sind in Abbildung 54, Seite 129 in einem Schnitt des Speicherbeckens und in Abbildung 55, Seite 130 in der Draufsicht dargestellt.

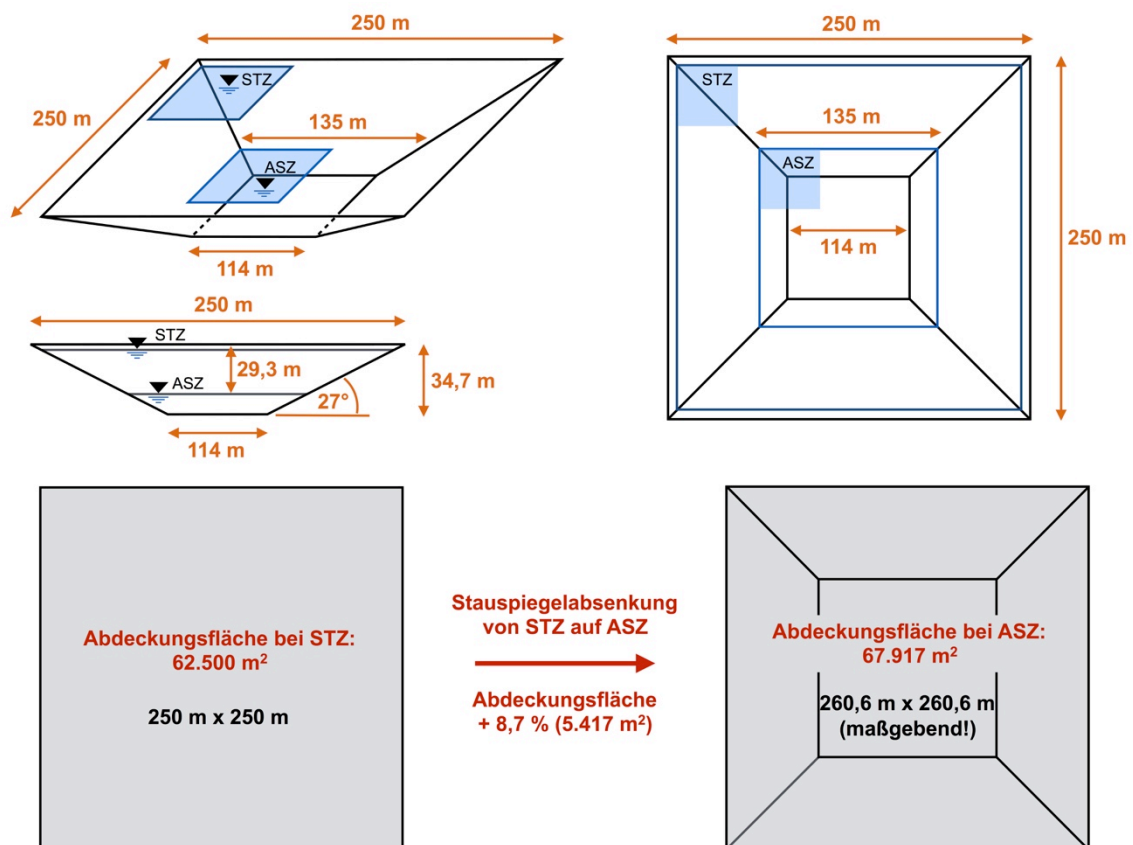
Der Vorteil dieser schwimmenden Abdeckungsausführung gegenüber der Tragluftkonstruktion ist, dass diese keine Energie für die Aufrechterhaltung ihrer Funktion benötigt, wie es ja bei der druckluftgestützten Variante über ein Gebläse notwendig ist. Wesentlich bei der Pontonkonstruktion, wie auch bei der vorangegangenen pneumatischen Konstruktion, ist, dass keine an sich beweglichen Elemente Verwendung finden, die es aufgrund der Störanfälligkeit tunlichst zu vermeiden gilt. Auch können über einen relativ kostengünstigen, einfachen Aufbau die geforderten Funktionen der Abdeckung erfüllt werden. Die Schwimmpontons dienen ja nicht nur dem Auftrieb, sondern erfüllen auch die Wärmedämmfunktion und zusammen mit der HDPE-Folie auch den Verdampfungsschutz.

Nachteilig zu nennen ist, dass eine Ausführung mit den kommunizierenden Speicherlufträumen nicht möglich ist, da diese Variante keinen Luftraum zwischen Wasserspie-

gel und Abdeckung zulässt. Damit unterirdische Speicherkavernen trotz des fehlenden, geschlossenen Luftkreislaufs eine Option bleiben, werden Lösungsvorschläge im Kapitel 4.4.3.2 näher erläutert.

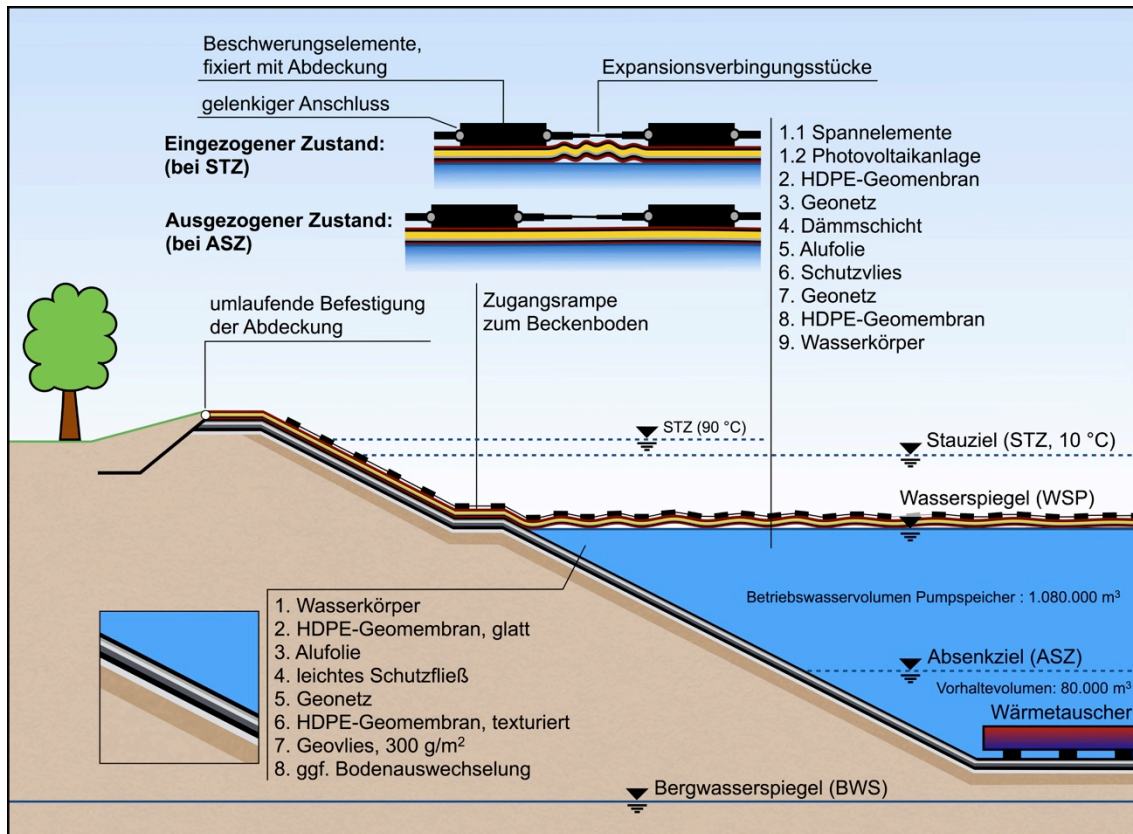
#### 4.4.2.3 Planenabdeckung

Ähnlich der zuvor beschriebenen Abdeckungsvariante, ist auch die Planenabdeckung ein schwimmender Schutz des Wasserkörpers, aber deutlich flexibler und soll insbesondere bei konventionellen Erdbeckenspeichern zur Anwendung kommen. Wesentlicher Unterschied neben dem Aufbau und der Flexibilität gegenüber der Pontonabdeckung ist, dass diese Abdeckungskonstruktion unterschiedlich große Wasseroberflächen abhängig von der Wasserspiegellage, aufgrund des als umgekehrten Pyramidenstumpfs ausgeführten Erdbeckenspeichers, abdecken muss. Wird also ein für Erdbeckenspeicher typischer umgekehrter Pyramidenstumpf gewählt, wird zwar beim Stauziel die größte Wasseroberfläche abgedeckt, die größte, zu wärmedämmende Fläche stellt sich aber beim Absenkziel ein. Grund dafür sind die vier geneigten Böschungsflächen des Speichers zwischen dem Stauziel und Absenkziel, die zusätzlich für die erforderliche Abdeckungsfläche miteinkalkuliert werden müssen.



**Abbildung 56:** Gegenüberstellung der wasserspiegelabhängigen Abdeckungsflächen des pyramidenstumpfförmigen Erdbeckenspeichers bei Stauziel und Absenkziel

Zum besseren Verständnis ist dieser Sachverhalt graphisch in Abbildung 56, Seite 132 dargestellt. So ergibt sich im Referenzprojekt eine abzudeckende Fläche bei Stauziel von 62.500 m<sup>2</sup>, die mehr oder weniger der Wasseroberfläche entspricht. Erfolgt nun aufgrund der Abarbeitung des Betriebswasservolumens von 1.080.000 m<sup>3</sup> eine Stauspiegelabsenkung um 29,3 m auf Absenkziel, wird die erforderliche Abdeckungsfläche um 5.417 m<sup>2</sup> oder 8,7 % auf 67.917 m<sup>2</sup> durch eben den erörterten Umstand, dass die vier Böschungsflächen zusätzlich mitberücksichtigt werden müssen, vergrößert.

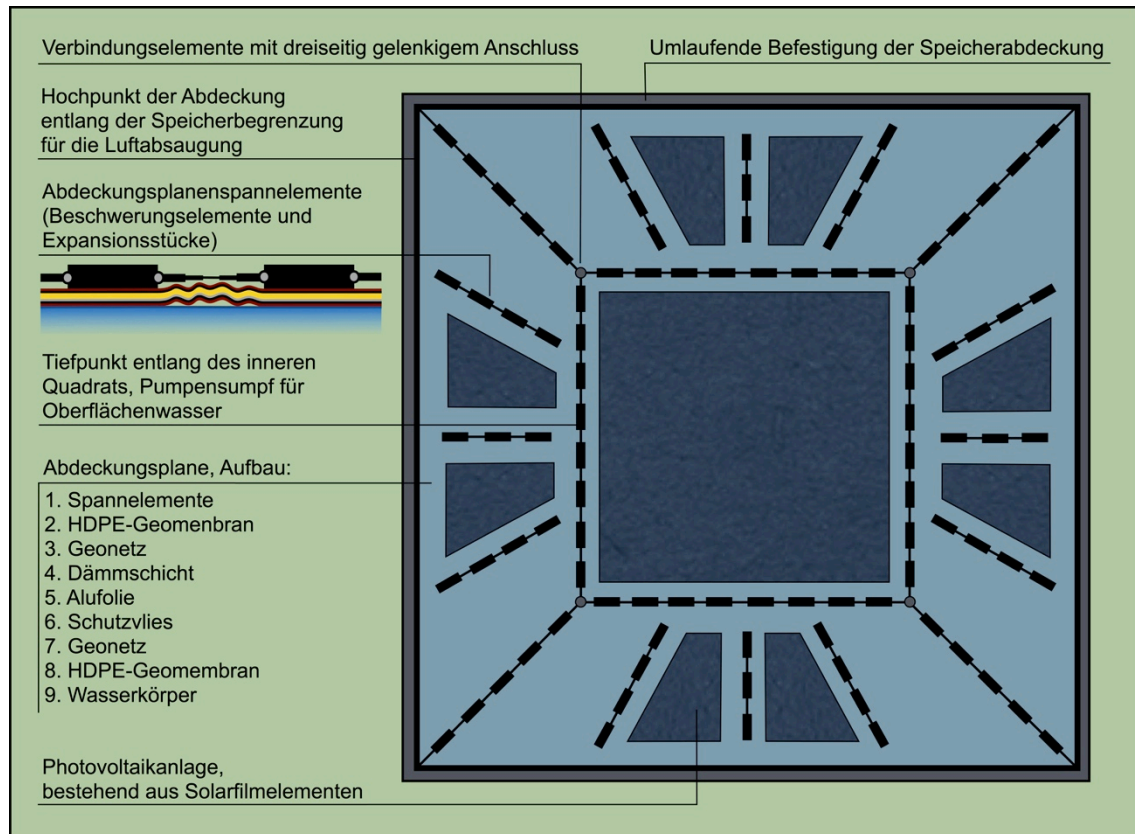


**Abbildung 57:** Schnitt durch den Aufbau eines Erdbeckenspeichers mit einer möglichen Konstruktion der Abdeckungsplane als Variante der Speicherabdeckung

Die maßgebende Abdeckungsfläche beträgt demnach 67.917 m<sup>2</sup>. Mit dieser werden die maßgebenden Abmessungen der quadratischen Speicherabdeckung mit 260,6 m x 260,6 Meter bestimmt, die also um je 10,6 m größer sind als jene der eigentlichen Abmessungen des Speichergrundrisses von 250 x 250 Metern. Zur Veranschaulichung müsste sich also eine 250 x 250 Meter große Plane um 4,2 cm/m zweidimensional dehnen können, um bei Absenkziel die sich ausbildende Speicherbeckenfläche abdecken zu können.

Nachdem ja nicht alle Materialien der einzelnen Schichten flexibel genug sind, ist es notwendig die herzustellenden Abdeckungsabmessungen auf die maximale Abdeckungsfläche zu bemessen, wenngleich diese beim Stauziel überbemessen ist und es

unweigerlich zur Falten- bzw. Wellenbildung der Abdeckungskonstruktion kommt. Eine mögliche und innovative Abdeckungsausführung ist als Schnitt in Abbildung 57, Seite 133 und in der dazugehörigen Draufsicht in Abbildung 58, Seite 134 dargestellt.



**Abbildung 58:** Draufsicht der Speicherplanenabdeckung mit einer möglichen Anordnung der Planenspannelemente

Der vorgeschlagene Aufbau der Speicherabdeckungskonstruktion besteht aus acht Schichten. Die erste, an der Wasseroberfläche aufliegende Schicht, ist eine flexible, hochtemperaturbeständige HDPE-Geomembran. Auf diese Dichtungsschicht wird ein Geonetz frei verlegt, auf das wiederum ein Schutzvlies angebracht wird. Das Geonetz hat mit der rippenartigen, lufttraumbildenden Struktur die Aufgabe eine geringfügige Wärmedämmung herbeizuführen, um so auch die eigentliche Dämmschicht vor direktem Kontakt mit der vom Wasserkörper aufgeheizten HDPE-Membran zu schützen. Auf das Schutzvlies wird vollflächig eine Alufolie, bzw. eine mit Aluminium aufgedampfte Kunststoffolie, aufgelegt, die Wärmestrahlung des Wasserkörpers reflektieren und eine zusätzliche Barriere der Wasserdampfdiffusion darstellen soll. Es folgt die eigentliche Dämmschicht, die aus hochtemperaturbeständigem Polyethylen-Schaumstoff mit geschlossener Zellstruktur besteht. Die flexiblen Schaumstoffplatten können je nach Stärke, zwei oder dreilagig versetzt übereinander angeordnet werden. Zum Schutz des direkten Kontakts und der Beweglichkeit wegen, liegen auf der Dämmschicht ein

Schutzvlies und ein Geonetz auf. Die abschließende Schicht bilden wiederum HDPE-Geomembranbahnen, die mit Doppelschweißnähten untereinander zur einer Plane verbunden werden. Zur energetischen Nutzung der Abdeckung kann, wie schon bei den vorangegangenen Abdeckungskonstruktionen zuvor eine Photovoltaikanlage unter Verwendung von leichten, flexiblen Solarfilmelementen angebracht werden.

Durch den erläuterten Umstand, dass die Planenabdeckung beim Absenkziel die größte, und beim Stauziel die kleinste Fläche abzudecken hat, müssen die Abmessungen jener auf den maßgebenden Fall der größten Ausdehnung bemessen werden. Damit die Abdeckung immer möglichst satt auf der Wasseroberfläche aufliegt, und sie sich insbesondere bei der Stauspiegelabsenkung an die Konturen des Speicherbeckens anpasst, sind Spann- und Beschwerungselemente vorzusehen. Die vom Verfasser vorgeschlagene Ausführung ist in Abbildung 57, Seite 133 und Abbildung 58, Seite 134 dargestellt.

In der Draufsicht der Speicherabdeckung ist erkennbar, dass die Spannelemente deckungsgleich mit den Kanten des Pyramidenstumpfes sind bzw. mit der Anschlaglinie des Absenkziels zusammenfallen. Zusätzlich sind an den geneigten Flächen des Speichers derartige Elemente angeordnet. Der Grund dieser Anordnung ist, dass im Falle der Absenkung diese Abdeckplanenspannelemente exakt an den Kanten des Erdbekenspeichers zu liegen kommen, und so die Plane satt an den Speicherbeckenflächen anliegt.

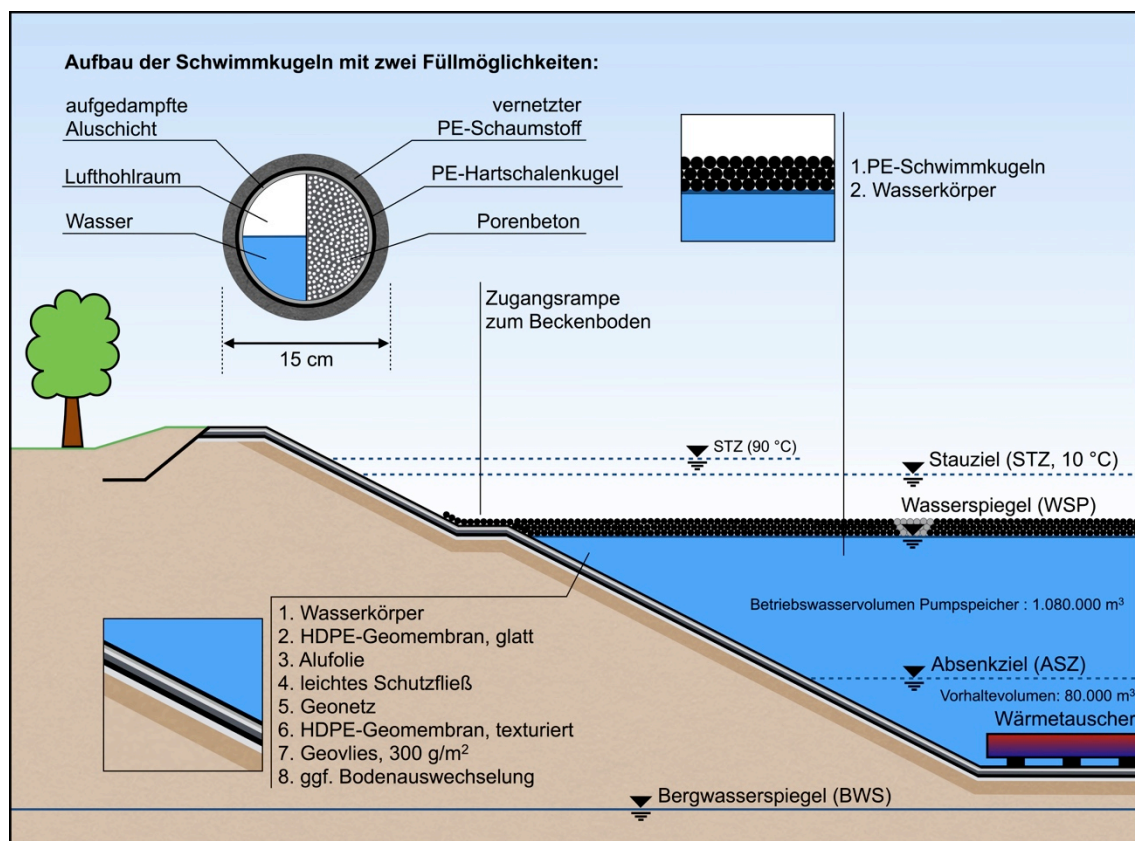
Nun soll kurz die Funktionsweise dieser Planenspannelemente erläutert werden. Die Beschwerungselemente sind also fix mit der Abdeckung verbunden und befinden sich somit unabhängig vom Stauspiegel immer auf derselben Stelle an der Abdeckung. Sie können aus quadratischen PE-Rohren hergestellt werden, die mit Beton aufgefüllt sind. An diese etwa 1,5 bis 2,0 Meter langen Beschwerungselemente sind teleskopierbare Expansionselemente gelenkig angeschlossen. Befindet sich der Wasserspiegel und somit die Abdeckung auf dem Stauziel, wirft die Plane zwischen den Beschwerungselementen unweigerlich Falten und die Expansionsstücke sind komplett zusammengefahren. Wird nun der Stauspiegel abgesenkt, kommen ringsum den Speicher die ersten Beschwerungselemente auf der Speicherbeckenauskleidung zu liegen, wobei sich das darauffolgende Beschwerungselement noch auf der schwimmenden Speicherabdeckung befindet. Wird der Wasserspiegel weiter abgesenkt, ziehen sich die teleskopierbaren Expansionselemente auseinander, und die Plane wird zwischen den Beschwerungselementen immer weiter gestreckt, bis nun auch der zuvor noch schwimmende Bereich der Plane mit dem Beschwerungselement auf der Speicherauskleidung zu liegen kommt und die satt aufliegende Plane am Speicherbecken somit keine Falten

aufweist. Bis zum Absenkziel schmiegt sich also die Abdeckung nach diesem Prinzip an die Speicherbeckenflächen an.

Oberflächenwässer, vorzugsweise Niederschlagswasser, kann aufgrund der sich bei der Anschlaglinie des Absenkziels ausbildenden, umlaufenden Tiefenlinie entlang der Beschwerungselemente abgepumpt werden. Im Gegensatz dazu bildet sich an der Befestigung am Speicherbeckenrand unter der Abdeckung ein Hochpunkt aus, bei dem sich ansammelnde Luft abgesaugt werden kann.

#### 4.4.2.4 Schwimmkugeln

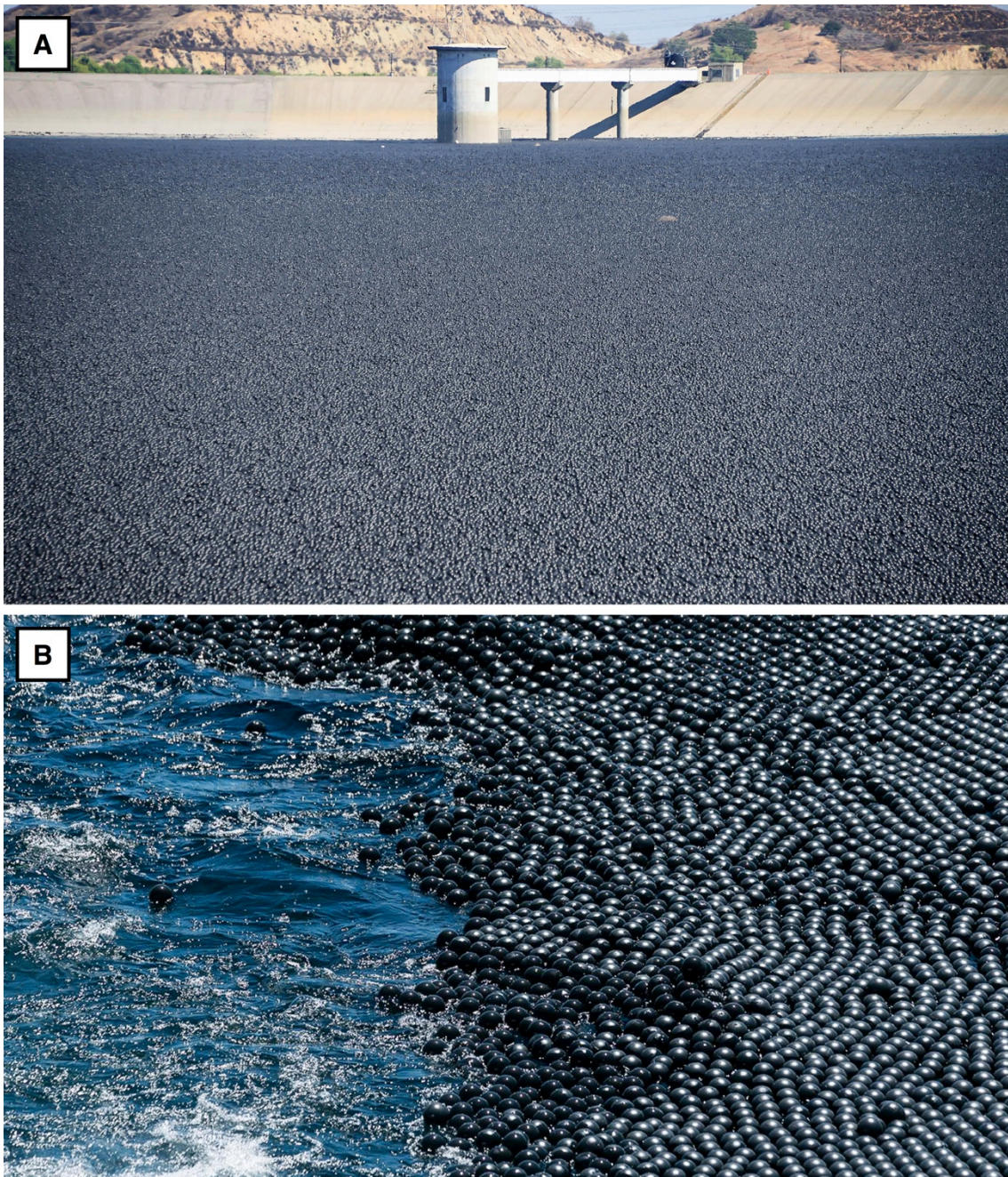
Eine vollkommen andere Abdeckungsvariante des Speicherbeckens ist die Verwendung von schwimmenden Kunststoffkugeln, die mehrere Zwecke gleichzeitig erfüllen. Die Idee dieser Speicherabdeckung entstammt von Projekten aus Kalifornien. Dort war die über Jahre anhaltende Dürre und Hitzeperiode ausschlaggebend für nachhaltige Maßnahmen, um die offenen Trink- und Brauchwasserreservoirs rund um Los Angeles in Kalifornien vor Verdunstung zu schützen. Als effizienteste und billigste Lösung wurden im Laufe der Jahre mehrere große Trinkwasserbecken mit unzähligen schwarzen Polyethylen-Bällen ausgestattet, welche die gesamte Wasseroberfläche bedecken, und so die Verdunstung zu rund 90 % [66] eindämmen sollen.



**Abbildung 59:** Abdeckungskonzept eines Erdbeckenspeichers mit Schwimmkugeln



Zwei Fotos vom *Los Angeles Reservoir*, das im übrigen mehr als elf mal so groß wie das Oberbecken aus dem Referenzprojekt ist [66], sind in Abbildung 60, Seite 137 dargestellt. Die etwa zehn Zentimeter großen Kugeln haben nicht nur die Aufgabe, die Wasseroberfläche vor Sonneneinstrahlung zu schützen, sondern sollen auch den Schmutzeintrag erheblich reduzieren und zumindest einen Teil des Regens vom Trinkwasserreservoir abhalten [66].



**Abbildung 60:** A Vollkommen bedeckte Wasseroberfläche des Los Angeles Reservoirs bei Sylmar, Kalifornien (USA), Quelle [66]; B Detailansicht vom Befüllvorgang mit der „Kugelabdeckung“, Quelle [67]

Für den Schutz des Wärmespeichers sind die HDPE-Kugeln, wie sie in Kalifornien verwendet werden, nicht direkt nutzbar. Einerseits können sie aufgrund der Formgebung im aneinandergereihten Verbund nicht die gesamte Wasseroberfläche bedecken, auch wenn sie teilweise zweilagig aufliegen, andererseits ist deren prioritäre Aufgabe die Wasseroberfläche vor eindringenden Sonnenstrahlen zu schützen, um so der indirekt herbeigeführten Verdunstung entgegenzuwirken. Beim diesem Projekt ist es aber umgekehrt, sodass die Verdunstung direkt vom heißen Wasserkörper herrührt, und es auch ohne mitwirkender Sonneneinstrahlung zur Verdunstung kommt. Für die projektspezifische Anwendung dieser sehr interessanten Abdeckungsausführung ist eine Anpassung des Designs an die Herausforderungen des Heißwasserspeichers erforderlich.

In Abbildung 59, Seite 136 ist ein Lösungsvorschlag des abgeänderten Kugelaufbaus dargestellt, um den projektspezifischen Abdeckungsanforderungen des Oberbeckens nämlich der Dichtheit, der Wärmedämmung und des Verdunstungsschutzes gerecht zu werden. Wesentliches Erfordernis ist, dass die aneinandergereihten Kugeln die gesamte Speicherfläche abdecken und keine Lücken zwischen einander aufweisen. Da dies aus geometrischen Gründen nicht möglich ist, muss mit entsprechender Materialauswahl nachgeholfen werden. Wie in Abbildung 59 ersichtlich, bildet die äußerste Lage der etwa 15 Zentimeter großen Kugeln eine rund 2,5 cm starke PE-Schaumstoffschicht. Diese hat die Aufgabe, dass sich die Löcher zwischen den aneinandergereihten Kugeln durch deren hohe Flexibilität schließen bzw. durch das Ineinandergreifen der Kugeln die Hohlräume geschlossen werden, und so die Dichtheit der Abdeckung garantieren und die Verdunstung des heißen Wassers verhindern. Der vernetzte, geschlossenzellige PE-Schaumstoff weist eine hohe Temperaturbeständigkeit zwischen  $-40\text{ °C}$  und  $+105\text{ °C}$  [68] auf. Auch ist ein schwarzer Schaumstoff gegenüber UV-Strahlen resistent und verhindert das Algenwachstum. An diese weiche und flexible Schaumstoffaußenhülle schließt die eigentliche formgebende HDPE-Hartschalenkugel an. An der Innenseite jener ist eine Aluschicht aufgedampft, welche, wie schon bei den anderen Abdeckungsvarianten, die Wärmestrahlung vom heißen Wasserkörper reflektieren soll und so dem Wärmeaustrag zusätzlich entgegenwirkt. Damit die Kugeln satt, zumindest bis zur Hälfte im Wasser liegen und nicht durch starke Windböen in ihrer Lage versetzt oder gar weggetragen werden können, müssen sie im verbleibenden Hohlraum der HDPE-Kugel beschwert werden. Dies kann entweder mit Wasser, das bis zur Hälfte in den Hohlraum eingebracht wird, oder andererseits mit vollkommen ausfüllendem Porenbeton gelöst werden.

Für eine zweckdienliche Dämmung sollen die Kugeln zumindest zweilagig im Speicher aufliegen, das durch die Zugabe der entsprechenden Anzahl selbstordnend, aufgrund

der Kugelgeometrie, vonstatten geht. Ein großer Vorteil dieser Abdeckungskonstruktion ist, dass ein Element alle erforderlichen Anforderungen des Speicherschutzes übernimmt. Die Kugeln sind mit ihrer PE-Schaumstoffaußenhülle und teilweiser Luftfüllung – im Falle von Wasser als Beschwerungskörper – oder vollständiger Porenbetonfüllung Dämmelement, andererseits übernehmen sie auch die Dichtungsfunktion und sorgen für einen effektiven Verdunstungsschutz. Daneben schützen die Kugeln den Wasserspeicher vor äußeren Witterungseinflüssen. So halten sie auch zu einem gewissen Grad Niederschlagswasser ab, das sich an den Kugeloberflächen ansammelt und teilweise wieder verdunstet. In den Wasserkörper eindringendes Niederschlagswasser sollte nicht als Problem betrachtet werden, nachdem es unweigerlich zu einer gewissen Verdunstung und einem Wasserverlust kommt, und somit eine natürlich ausgeglichene Wasserbilanz herbeigeführt werden kann. Auch stellen die häufigen Änderungen der Wasserspiegellage für diese Abdeckung kein Problem dar, nachdem die Kugeln als Einzelelemente untereinander beweglich sind. Eine Konsequenz dessen ist, dass sich die Abdeckung an die Speichergeometrie bzw. an die Wasserspiegellage jederzeit von selbst anpasst und die Abdeckung somit unabhängig von der Speichergeometrie ist. Im Falle eines als Erdbeckenspeichers ausgeführten umgekehrten Pyramidenstumpfs muss beachtet werden, dass die notwendige Kugelanzahl auf den Wasserstand bei Stauziel bemessen wird, denn dort die größte Wasseroberfläche abzudecken ist. Wird der Stauspiegel gesenkt, rollen die Kugeln zusammen bilden somit bei Absenksziel eine mehrere Kugellagen dicke Schicht.

Nachteilig zu nennen ist, dass bei einer Stauspiegelabsenkung die zuvor noch vom Wasser benetzten Bereiche des Speicherbeckens frei gegenüber der Atmosphäre sind und es so zu Wärmeverlusten kommt. Diese sind aber aufgrund der geringen wärme-speichernden Masse des Beckenaufbaus vertretbar. Außerdem müssen die Kugeln im Laufe der Zeit entnommen werden, um diese vom eingetragenen Schmutz zu reinigen. Eine näher zu untersuchende Option wäre die erstbeschriebene Tragluftkonstruktion mit der konventionellen PE-Kugelabdeckung, wie sie in Kalifornien Anwendung findet, zu kombinieren. Mit der Kugelabdeckung soll die Konvektion der Luftmassen effektiv unterdrückt werden, um den Wärmeaustag einerseits und den Austrag zufolge Wasserdampfdiffusion entgegenzuwirken.

#### 4.4.3 *Unterirdische Speicherbecken*

Unterirdisch angelegte Speicher stellen mehr als nur eine Alternative zu oberirdischen Speicherbecken dar. Gerade in Zeiten mit großem Interesse am Natur- und Landschaftsschutz sind Landnutzungskonflikte aktueller denn je. Nachdem Wasserkraftwerke im Allgemeinen und (Pump-) Speicherkraftwerke im Speziellen mit ihren Speicherbecken sehr platzintensiv sind, stehen insbesondere Neubauprojekte von Wasserkraftanlagen immer öfter im Kreuzfeuer der Kritik.

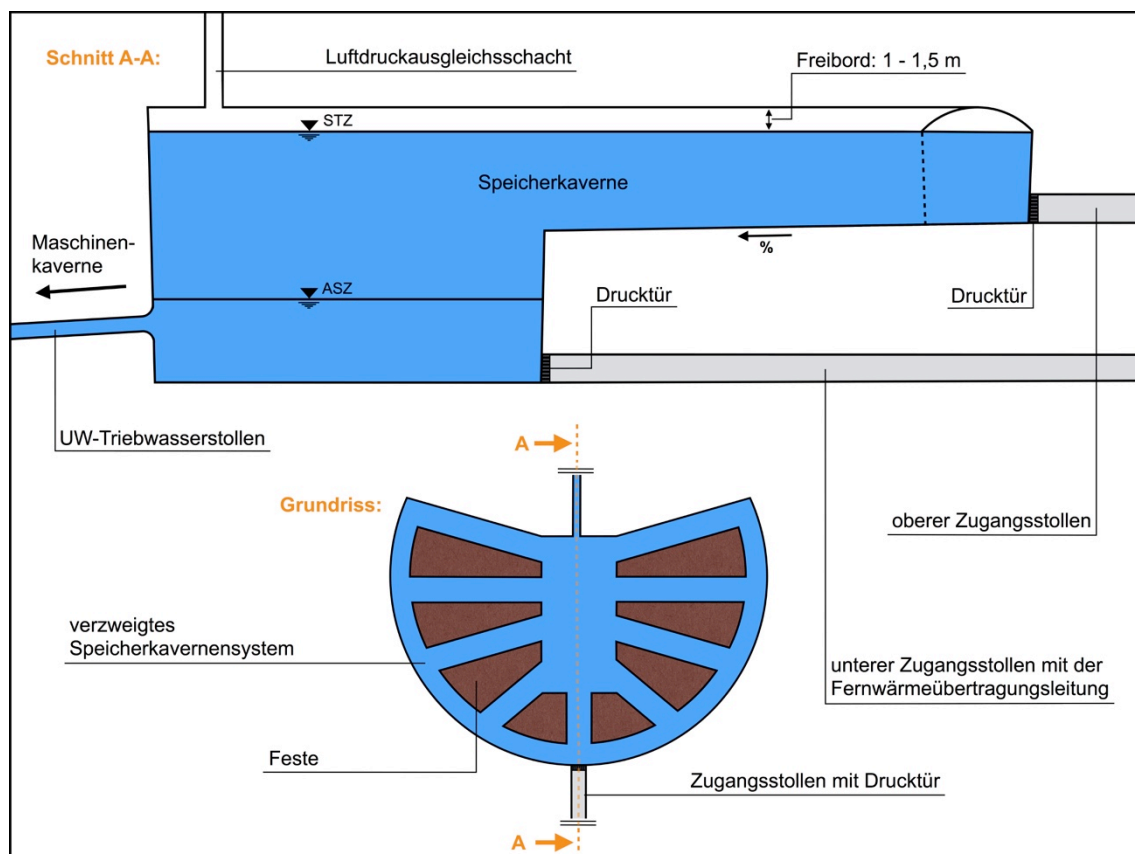
Für eine zeitgemäße Neukonzeptionierung von Pumpspeicherkraftwerksanlagen wird daher immer öfter eine vollständig unterirdische Alternative diskutiert. So wurden bei den meisten österreichischen Kraftwerkserweiterungen oder Leistungssteigerungsprojekten jüngster Vergangenheit mit der Eingliederung von Pumpspeicherkraftwerken zwischen schon vorhandenen Speichern diese mit ihren gesamten Betriebseinrichtungen vollkommen unterirdisch errichtet. Die unterirdische Ausführung bringt nicht nur Vorteile für die hochbeanspruchte oberwasserseitige Triebwasserführung mit sich, indem das umliegende Gebirge für eine wirtschaftliche Auskleidung des Druckstollens an der Lastabtragung miteinbezogen werden kann, sondern sind auch alle untertägigen Bauwerke sabotagesicher, sowie der Kraftwerksbetrieb von äußeren Witterungseinflüssen unabhängig. Abgesehen davon wird man mit der unterirdischen Errichtung von Kraftwerksanlagen den Forderungen des Natur- und Landschaftsschutzes gerecht.

Was für die Triebwasserführung und die Maschinenkaverne von Pumpspeicherkraftwerken bereits jahrzehntelanger Standard ist, gilt noch kaum für deren Speicherbecken. Eines der wohl bekanntesten und zugleich eines von wenigen Ausführungsbeispielen unterirdischer Speicherbecken ist die Erweiterung des bestehenden Unterbeckens *Naßfeld* in der Kraftwerksgruppe Gasteinertal der Salzburg AG um einen 160.000 m<sup>3</sup> großen unterirdischen Speicher [70].

Hinsichtlich der Kombination von Pumpspeicherkraftwerken mit thermischen Energiespeichern bieten sich Speicherbecken im Untergrund besonders an, zumal man mit diesem kombinierten System zwangsweise in die Nähe größerer Ballungsgebiete rücken muss, um die gespeicherte Wärmeenergie auch für Fernwärmeversorgungszwecke wirtschaftlich nutzbar zu machen. Gerade dort sind aus mehreren prominenten Gründen konventionelle Speicherbecken kaum realisierbar. Eine Option dazu sind eben unterirdische Speicherbecken, die mit ausführungswürdiger Größe bei guten geologischen und geotechnischen Randbedingungen somit unsichtbar errichtet werden können. Unterirdische Speicher können also nicht nur im Einklang mit der Natur unter Wahrung des Landschaftsbildes realisiert werden, sie erfüllen auch die gesellschaftlichen Forderungen, können ohne Inanspruchnahme bioproduktiver Flächen errichtet

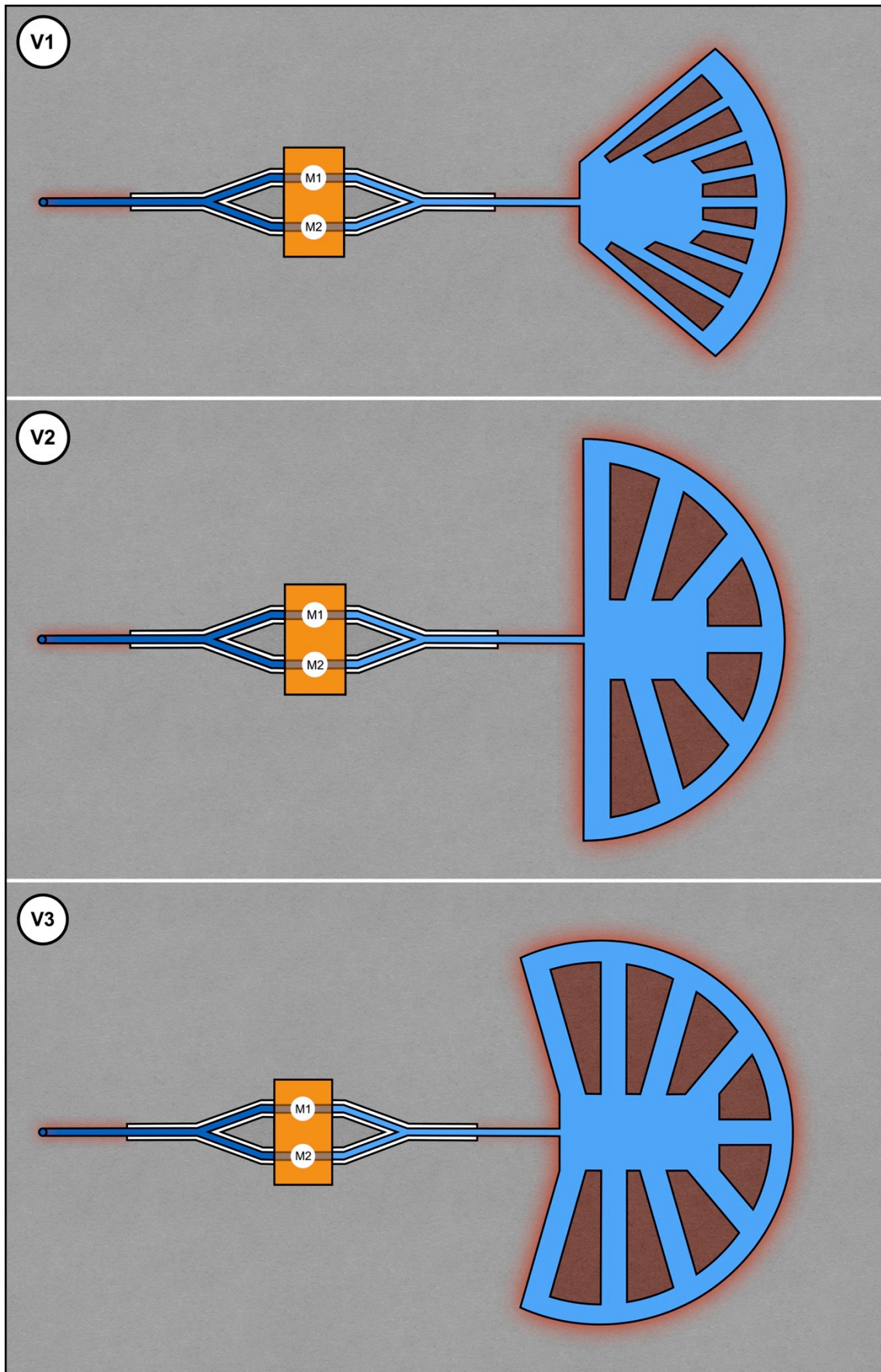
werden und sind daneben noch Lösung, um die Pumpspeichertechnologie auch in Tal-lagen in der Nähe von Städten, und somit bei Verbraucherzentren ausführbar und nutzbar zu machen.

Die unterirdische Speicherbeckenoption soll im Folgenden für die kombinierte hydraulische und thermische Nutzung eingehend beleuchtet werden. Grundsätzlich können sowohl der Ober- wie auch Unterwasserspeicher unterirdisch ausgeführt werden. Um das Referenzprojekt fortzuführen, wird im Folgenden nur das Unterbecken als Kavernenspeicher diskutiert, wobei alle nachfolgenden Ausführungen selbstverständlich auch für eine oberwasserseitige Speicherkavernenvariante Gültigkeit haben.



**Abbildung 61:** Verzweigtes und gleichzeitig kompaktes Speicherkavernensystem im Grundriss und Querschnitt mit den wesentlichen Bestandteilen

Die Speicherkaverne kann entweder als Einzelbauwerk, Mehrkammersystem, Ringspeicher oder verzweigtes Kavernen- bzw. Stollensystem errichtet werden. Aufgrund der meist erforderlichen Dimensionen sind ein Kavernensystem oder Ringspeicher allein aus auffahrtechnischen und felsmechanischen und geotechnischen Gründen gegenüber einer gewaltigen Einzelkaverne zu bevorzugen. Ebenso muss das gewählte unterirdische Speichersystem möglichst kompakt ausgeführt werden, damit der Wärmeverlust ins umliegende Gebirge in vertretbaren Grenzen gehalten werden kann.



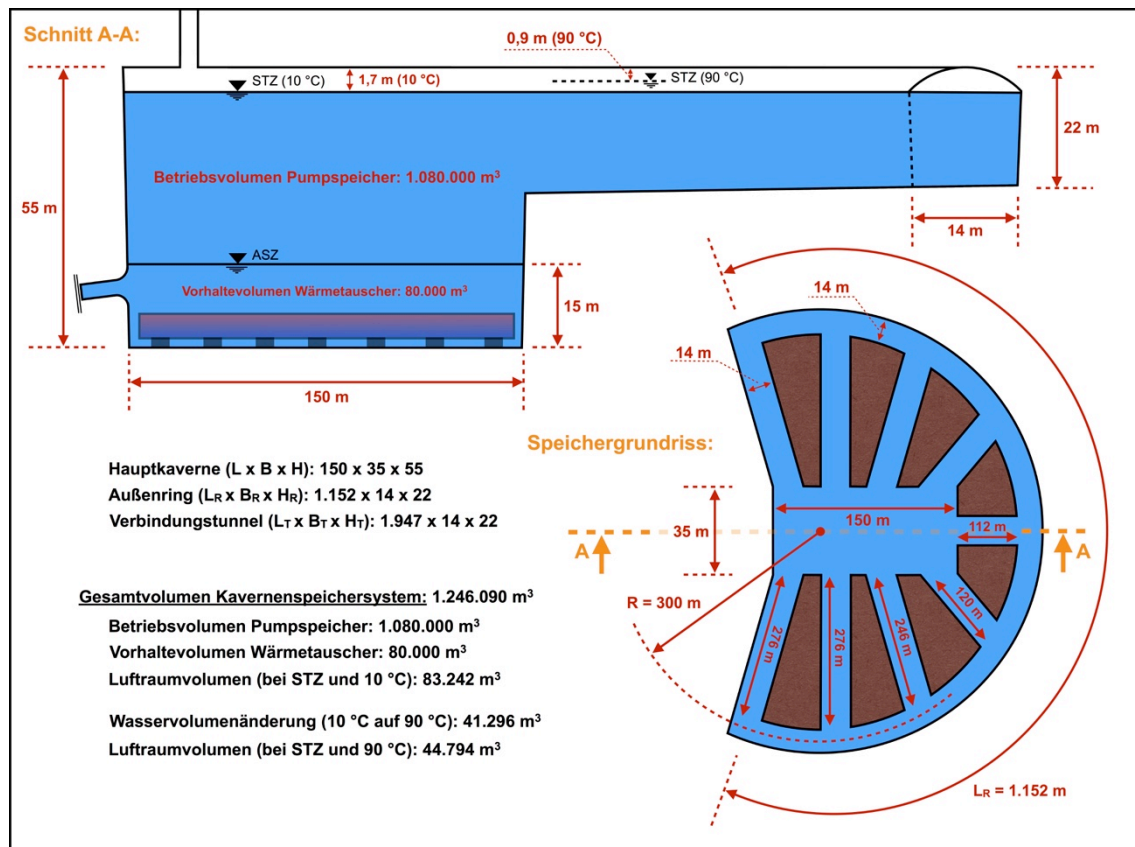
**Abbildung 62:** Möglichkeiten von kompakten Layouts des UW-Speicherkavernensystems in der Draufsicht, zusammen dargestellt mit dem Triebwassersystem und der Maschinenkaverne

Außerdem können die bei einem verzweigten Kavernen- bzw. Stollensystem ausbildenden, zwischen den ausgebrochenen Hohlräumen befindlichen Festen zur zusätzlichen Wärmespeicherung effizient mitgenutzt werden. Ein mögliches Speicherkavernenlayout ist in Abbildung 61, Seite 141 übersichtlich dargestellt. Bei diesem zweigen von einer größeren, zentral positionierten Hauptkaverne ausgehend, strahlenförmig angeordnete Verbindungsstollen ab, um in einen außenliegenden Kreisbogen einzubinden. Zwischen den Verbindungsstollen, dem Außenbogen und der Hauptkaverne befinden sich die verbleibenden, tragenden Festen. Die Sohle der Verbindungsstollen sowie des Außenbogens sind leicht zur Hauptkaverne geneigt auszuführen. Weitere Ausführungsvarianten sind in Abbildung 62, Seite 142 dargestellt.

Eine zweite Forderung betrifft die hydraulische Konzeptionierung des Kavernensystems. Diese gilt sowohl für die globalen Strömungsvorgänge eines ungestörten, hydraulisch optimierten Füll- und Entleerungsvorganges, als auch für lokale Strömungsvorgänge mit den einhergehenden hydraulischen Erscheinungen wie Schwall- und Sunkwellen, Reflexionen an den Kavernenwänden, sowie Lufteinschlüssen und Wechselsprüngen [69]. Derartige Herausforderungen gilt es mit hybrider Modellierung zu untersuchen, um in weiterer Folge ein strömungsoptimiertes Kavernen- und Stollensystem zu entwickeln.

Von nicht geringerer Bedeutung ist die genaue Festlegung des nötigen Ausbruchvolumens des zusammenhängenden Kavernen- und Stollensystems. Neben dem Betriebsvolumen für das Pumpspeicherkraftwerk muss ein ausreichendes Vorhaltevolumen für den Betrieb der Wärmetauscher unter dem Absenkeziel (Totraumvolumen) mitberücksichtigt werden. Dazu kommt noch die temperaturbedingte Volumenänderung des Wassers, die zwischen 10 °C und 90 °C rund 3,56 % beträgt. In Bezug auf das Referenzprojekt mit dem Betriebsvolumen von 1.080.000 m<sup>3</sup> des Pumpspeicherkraftwerks und dem gewählten Vorhaltevolumen für die Wärmetauscher von 80.000 m<sup>3</sup> beträgt die Volumenzunahme des gesamten Speicherinhalts von 1.160.000 m<sup>3</sup> bei einer Temperaturerhöhung von 10 °C auf 90 °C rund 41.296 m<sup>3</sup>. Ebenso muss ein Freibord zum Firstbereich des Kavernensystems, obgleich geringe oder hohe Wassertemperaturen herrschen, eingehalten werden. Das Freibord ist unter Anbetracht von Regelvorgängen und des daraus resultierenden hochdynamischen Pumpspeicherkraftwerkbetriebs ausreichend zu dimensionieren, um den freien Wasserspiegel jederzeit garantieren zu können und ein Zuschlagen zu verhindern. Für eine überschlägige Bestimmung des Freibordes werden zwischen 1,0 und 1,5 Meter als ausreichend erachtet. Das Freibord hat aber auch den Zweck, dass der Firstbereich des Kavernensystems nicht vom Wasser benetzt wird, um so die mit dem heißen Wasser in direktem Kontakt stehenden Gebirgsbereiche zu reduzieren, und mit dem geschaffenen Luftpolster Wärmeverluste

ins Gebirge entgegenzuwirken. In Abbildung 63, Seite 144 sind Beispielabmessungen des Kavernensystems in Bezug auf das Referenzprojekt mit den erforderlichen temperaturabhängigen Volumina und Freibordhöhen dargestellt.



**Abbildung 63:** Beispielabmessungen des UW-Speicherkavernensystems unter Berücksichtigung der erforderlichen temperaturabhängigen Volumina und Freibordhöhen

Zur Sicherstellung eines gleichbleibenden Luftdrucks in der Speicherkaverne ist über einen Luftdruckausgleichschacht bzw. Stollen die Kommunikation des Speicherkavernenluftraums mit der Atmosphäre oder mit dem Luftraum des Oberbeckens für einen konstanten Luftdruck unabhängig vom Wasserspiegel herbeizuführen. Der Luftdruckausgleichschacht kann im Notfall auch als Wasserschloss für eine Druckentlastung der Speicherkaverne verwendet werden. Die Dimensionen des Schachts sind dessen Zweck entsprechend anzupassen. Zur energetischen Nutzung der strömenden Luftmassen im Luftdruckausgleichschacht kann eine beidseitig beaufschlagbare Windturbine eingebaut werden.

Um für Wartungs- und Revisionsarbeiten alle Bereiche des Speicherkavernensystems zugänglich zu machen, sind entsprechende Zugangsmöglichkeiten vorzusehen. In Abbildung 61, Seite 141 sind aufgrund des Layouts ein oberer und unterer Zugangstollen vorgesehen, die jeweils mit einer druckhaltenden Türe, deren lichte Innenmaße den Erfordernissen nach angepasst werden, verschlossen werden können. Beide Zu-



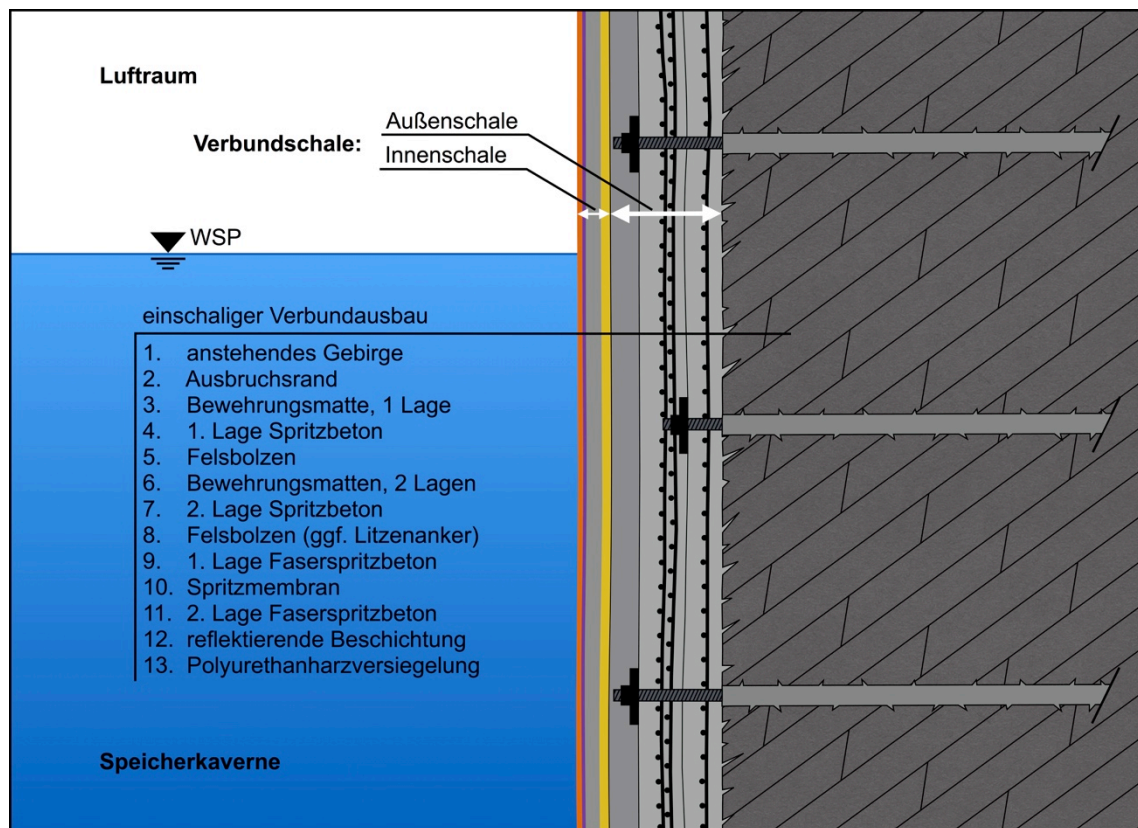
gangsstollen münden in einen Zufahrtstunnel, von dem auch ein Zufahrtsstollen zur Maschinenkaverne abzweigt.

Daneben ist an der Sohle der großen Hauptkaverne der Wärmetauscher für die Fernwärmeenergieversorgung und/oder Wärmeeinbringung vorzusehen. Die Fernwärmeübertragungsleitungen können zusammen mit weiteren Betriebseinrichtungen, elektrotechnischer Ausrüstung im unteren Zugangsstollen geführt werden, um anschließend in einem gemeinsamen Stollen zusammen mit der Energieableitung und Energiezuleitung des Pumpspeicherkraftwerks aus dem Berg geleitet zu werden.

Damit einerseits eine Wasserumwälzung für die rasche Wärmeaufnahme des Wärmetauschers herbeigeführt werden kann und andererseits nach längeren Stillstandszeiten des Pumpspeicherkraftwerks gleichmäßige Wassertemperaturen für den Kraftwerksbetrieb sicherstellen zu können, ist die Installation einer Luftperlanlage in der Hauptkaverne sehr sinnvoll [97]. Wie im Kapitel 4.3.10 erwähnt, hat Wasser keine besonders gute Wärmeleitfähigkeit, wodurch sich ohne ständiger Umwälzung scharf abgegrenzte Bereiche unterschiedlicher Temperatur und Dichte ausbilden würden. Diese sind für einen ungestörten und sicheren Betrieb des Kraftwerkes in Bezug auf die hydraulischen Strömungsmaschinen tunlichst zu vermeiden (vgl. Kapitel 4.5.1). Nachdem aber über die Luftperlanlage eingebrachte Luft und insbesondere gelöster Luftsauerstoff im Wasserkörper und Triebwasser auch negative Auswirkungen auf das Korrosionsverhalten der Stahlpanzerungen, maschinenbaulichen Betriebseinrichtungen und hydraulischen Strömungsmaschinen hat, ist vor dem Kraftwerksbetrieb die Luftperlanlage zeitgerecht auszuschalten. Sowieso ist die Luftperlanlage während des Kraftwerksbetriebs nicht einzusetzen, nachdem alleine durch den Turbinen- oder Pumpbetrieb eine ausreichende Wasserumwälzung gesichert ist.

Das Kavernen- und Stollensystem ist nach den Prinzipien der neuen österreichischen Tunnelbauweise zyklisch aufzufahren und die Ausbruchsicherung mit Spritzbeton, Baustahlgitter, Felsbolzen und Stahlgitterbögen den vorliegenden geologischen und geotechnischen Verhältnissen anzupassen. Angetroffenen Störungszonen sind über Gebirgsinjektionen in ausreichendem Umfang zu homogenisieren, um nicht nur die umliegenden Gebirgseigenschaften zu verbessern, sondern auch eine Abdichtungsinjektion gegenüber allenfalls auftretenden Bergwasserzutritten herbeizuführen. Damit soll auch die Bergwasserströmung an sich zumindest im Nahbereich der Speicherkaverne unterbunden werden, damit im Gebirge eingespeicherte Wärmeenergie nicht durch diese verfrachtet werden kann. Gegenüber dem gut gedämmten Oberbeckenspeicher ist ein unterirdisches Speicherbecken nicht zu wärme zu dämmen, damit auch zusätzliche Wärmeenergie im umliegenden Gebirge gespeichert werden kann (vgl. Kapitel 4.4.5.2). Außerdem bleiben Speicherkavernen von äußeren Witterungseinflüs-

sen sowieso unbeeinflusst. Die saisonale und langjährige Untersuchung bzw. Simulation der nutzbaren Wärmeenergie, die ins Gebirge eingespeichert wird, ist nicht Gegenstand dieser Arbeit. Vergleichbare Projekte in den Niederlanden, wo Sommerwärme im nicht wärmegeprägten Grundwasserkörper saisonal gespeichert wird, zeigen aber dass die erzielbaren und bestätigten Wirkungsgrade eines solchen Systems zwischen 75 % und 80 % liegen [74]. Selbstverständlich sind die Wirkungsgrade in den ersten Jahren etwas geringer anzusetzen, nachdem das umgebende Gebirge zunächst aufgewärmt werden muss. Doch bereits nach etwa vier Jahren kann mit konstant hohen Wirkungsgraden gerechnet werden [74].



**Abbildung 64:** Beispiel einer dauerhaften Ausbruchsicherung der Kaverne, ausgeführt als Verbundschale mit der verbindenden Spritzmembran

Andererseits ist das gesamte Kavernenspeichersystem gegenüber dem Gebirge abzudichten. Um also Wasserverluste vom Speicher ins Gebirge zu unterbinden, soll ein relativ neuartiges Wasserabdichtungskonzept mit einer sogenannten Spritzmembran zur Anwendung kommen. Die mit der Spritzmembran ermöglichte, wirtschaftliche einschalige Tunnelbauweise ist in Abbildung 64, Seite 146 zusammen mit der Ausbruchsicherung dargestellt.

Bei diesem Konzept wird zunächst an die primäre Ausbruchsicherung eine faserverstärkte Spritzbetonaußenschale aufgetragen (Punkt 9, Abbildung 64). Anschließend

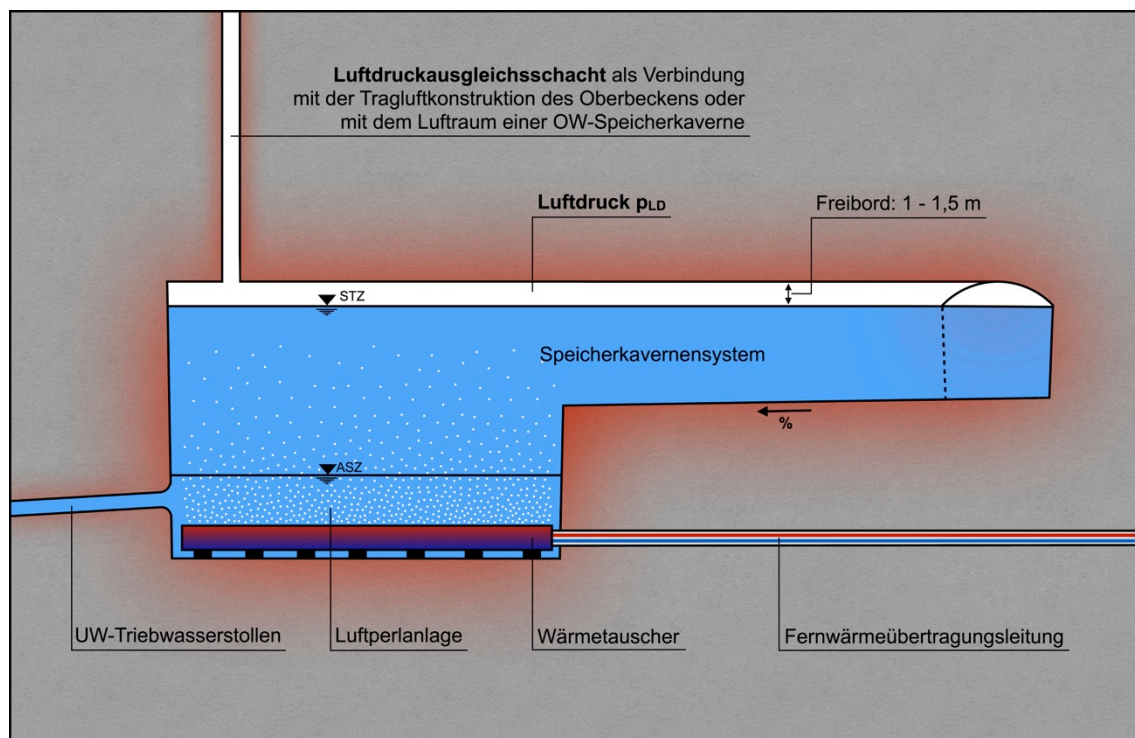
erfolgt das Aufspritzen der temperaturbeständigen Spritzmembran. Als endgültige Innenschale dient eine permanente Faserspritzbetonschale. Auf diese wird anschließend eine stark reflektierende Beschichtung aufgetragen und eine temperaturbeständige Polyurethanharz-Versiegelung bildet den Abschluss. Die Versiegelung verhindert den direkten Kontakt zwischen Spritzbetoninnenschale und dem Heißwasser. Damit soll einerseits der die Korrosion fördernde Mineralstoffeintrag vom Beton in den Heißwasserspeicher deutlich reduziert werden, und andererseits werden mit einer glatten abschließenden Schicht hydraulische Strömungsverluste vermindert.

Mit der Spritzmembranabdichtung kann ein kraftschlüssiger Verbund zwischen Außen- und Innenschale realisiert werden, wodurch die gesamte Schalenstärke gegenüber einem zweischaligen Konzept deutlich reduziert werden kann [71]. Vorteile gegenüber konventionellen Folienabdichtungssystemen sind neben der Verbundwirkung von Außen- und Innenschale die rasche und unkomplizierte Herstellung, die nahtlose Realisierung einer Wasserabdichtung, sowie die Verhinderung von Umläufigkeiten von Wasser entlang der Spritzfolie [71]. Des Weiteren stellen komplexe Geometrien kein Problem für eine zuverlässige Wasserabdichtung dar [71]. Auch ist eine drainierte Ausführung mit Geotextilien oder Drainagerohren möglich [71]. Wesentlich ist bei diesem System, dass temperaturbedingte Spannungen und Dehnungen durch die Verbundwirkung zwischen den Schalen über die Spritzmembran übertragen werden können und sich diese Abdichtungsstruktur gerade für Heißwasserspeicher, die saisonalen Temperaturschwankungen unterliegen, eignet. Für eine günstige Rissverteilung und geringe Rissweiten sind die äußersten Spritzbetonschalen faserverstärkt auszuführen. Um der Korrosion von Stahlfasern aufgrund des erhöhten Mineralgehalt, bedingt durch den geschlossenen Wasserkreislauf, entgegenzuwirken, sollte Glasfaser-spritzbeton verwendet werden.

Abschließend sei noch erwähnt, dass die Gradienten der Sickerströmung, die sich von der Unterwasserspeicherkaverne zur Maschinenkaverne einstellt, den zwingend erforderlichen Abstand zwischen diesen beiden Bauwerken bestimmen. Je nach Gebirgsverhältnissen können für sehr gute geologische und hydrogeologische Gegebenheiten Gradienten zwischen 8 und 10 als ausreichend angesehen werden, hingegen sollten bei etwas schlechteren Felsverhältnissen die Gradienten unter 5 begrenzt werden [72]. Nachdem die Potentialdifferenz zwischen den beiden untertägigen Bauwerken ohnehin eine sehr geringe ist, wird der Abstand vielmehr durch die Wärmeausbreitung von der Speicherkaverne bestimmt. Die von den wärmespezifischen Eigenschaften des Gebirges abhängigen, einzuhaltenden Abstände werden im Kapitel 4.4.5.2 näher erörtert. Im Folgenden wird auf die beiden Möglichkeiten des Luftdruckausgleichs für einen konstanten Umgebungsdruck in den Speicherkavernenlufträumen eingegangen.

#### 4.4.3.1 Geschlossener Luftkreislauf der Speicherlufträume

Ein geschlossenes Luftsystem bzw. eine Luftdruckspeicherkaverne ist nur ausführbar wenn, gleich dem geschlossenen Wassersystem zwischen dem Ober- und Unterbecken, auch ein geschlossener Luftkreislauf zwischen den Lufträumen des Ober- und Unterbeckens erreicht werden kann. Erforderlich sind also luftdichte Speicherkavernen, Tragluftkonstruktionen oder die Kombination beider und eine Verbindungsleitung zwischen den Lufträumen der Speicher. Das Systemprinzip ist in Abbildung 31, Seite 78 dargestellt.

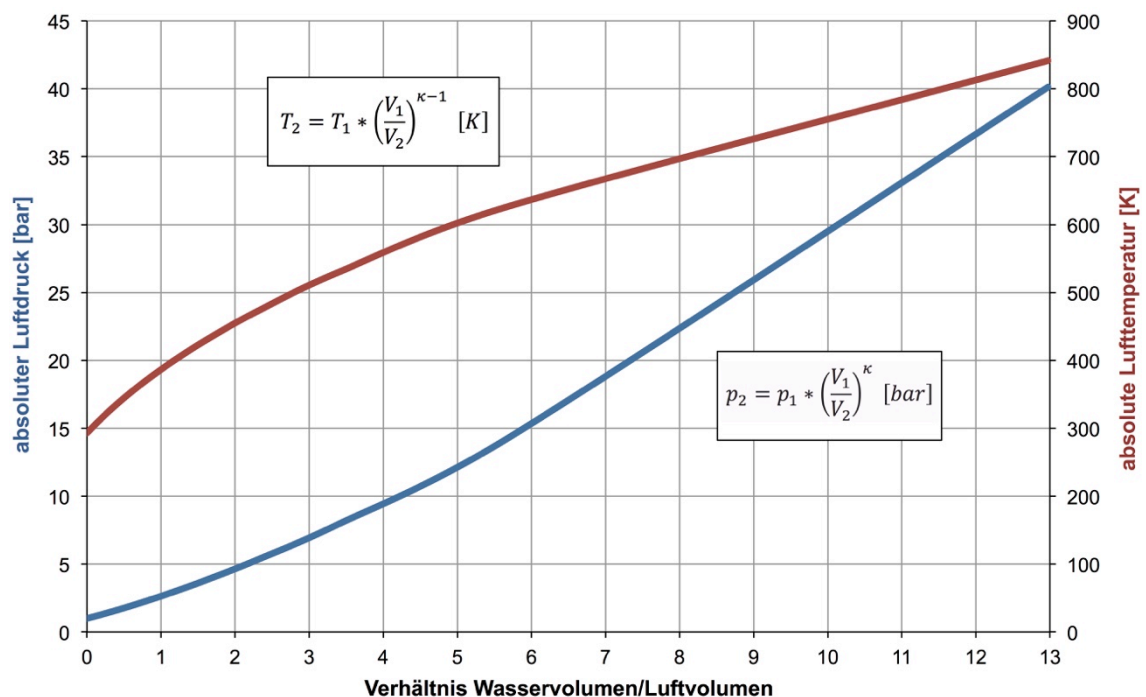


**Abbildung 65:** Querschnitt eines Unterbecken-Speicherkavernensystems mit den erforderlichen Betriebseinrichtungen und dem Luftdruckausgleichsschacht

Für das Projekt zwar unbedeutend, aber immerhin sehr interessant, ist die Betrachtung einer luftdichten Speicherkaverne ohne Verbindung zur Atmosphäre oder zum Luftraum eines anderen Speicherbeckens. Bei Absenken, dem hier als Zustand 1 ( $T_1$  [K],  $V_1$  [m<sup>3</sup>],  $p_1$  [bar]) definierten Ausgangszustand, beträgt in der Speicherkaverne des Referenzprojektes gemäß Abbildung 63, Seite 144 das Luftvolumen  $V_1$  1.163.242 m<sup>3</sup>, die absolute Temperatur  $T_1$  293 Kelvin (273 K + 20 K) und der absolute Luftdruck  $p_1$  1 bar. Wird anschließend das Wasser aus dem Oberbecken sukzessive abgearbeitet, kommt es gemäß einer adiabatischen Zustandsänderung zu einem Temperatur- und Druckanstieg im Luftraum der Speicherkaverne. In Abbildung 66, Seite 149 sind neben den mathematischen Zusammenhängen für den Zustand 2 (zwischen ASZ und STZ) auch

der Temperatur- und Druckverlauf in Abhängigkeit vom Verhältnis Wasser- zu Luft-raumvolumen dargestellt. Der adiabatische Exponent  $\kappa$  beträgt für Luft 1,40 [-] [9]. Vom Absenkziel (linke Ordinate in Abbildung 66) bis zum Stauziel (rechte Ordinate in Abbildung 66) wird das Wasservolumen also gesteigert und das Luftvolumen reduziert, bis das verbleibende Luftraumvolumen gegenüber dem Ausgangszustand  $83.242 \text{ m}^3$  nach Abarbeitung der  $1.080.000 \text{ m}^3$  Wasser beträgt. In diesem Endzustand betragen, ohne dass Wärme oder Druck der Luft mit der Umgebung ausgetauscht werden, die relative Lufttemperaturänderung 568 Kelvin und die relative Druckzunahme 39 bar.

Dieser Exkurs soll die Dimensionen verdeutlichen, in welchen die adiabatische Zustandsänderung mit Bezug auf die Speicherkaverne des Referenzprojekts erfolgt.



**Abbildung 66:** Adiabatische Zustandsänderung der Lufttemperatur und des Luftdrucks in der Speicherkaverne des Referenzprojekts, wenn vom Absenkziel (Ausgangszustand, links) bis zum Stauziel (Endzustand, rechts) das Wasservolumen sukzessive zunimmt, mathematische Zusammenhänge nach [9], Eigene Darstellung

Die Ausführung von kommunizierenden Lufträumen zwischen den Speicherbecken erweist sich projektspezifisch mit der thermischen Energiespeicherung im Wasser als die deutlich zu bevorzugende Variante gegenüber eines Luftausgleichs mit der Umwelt. Wird nämlich über einen Luftdruckausgleichsstollen eine Verbindung zur Umgebung hergestellt, würde sich die im Pumpbetrieb angesaugte Luft in der Speicherkaverne erwärmen, um dann bei Turbinenbetrieb wieder zu entweichen. Bei einer angenommenen täglichen Umwälzung von den  $1.080.000 \text{ m}^3$  des Referenzprojektes entspricht der Energieverlust eben der in diesem Luftvolumen eingespeicherten thermischen Energie.

Im folgenden Beispiel wird der Wärmeenergieentzug eines Umwälzvorganges aufgrund des Luftaustauschs mit der Atmosphäre berechnet. Ausgehend vom Stauziel in der Unterwasser-Speicherkaverne wird zunächst das Wasservolumen von  $1.080.000 \text{ m}^3$  ins Oberbecken hochgepumpt. Dabei wird dasselbe Volumen durch relativ kühle Umgebungsluft über den Luftdruckausgleichsstollen ersetzt. Die angesaugte Luft kann sich nun in der Speicherkaverne erwärmen, und wird bei anschließendem Turbinenbetrieb durch den ansteigenden Wasserspiegel in der Speicherkaverne wieder in die Atmosphäre zurückgeführt. Beträgt die Temperatur der zugeführten Luft  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  und jene der abgeführten, erwärmten Luft  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  ergibt die Temperaturdifferenz  $\Delta T = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ . Die spezifische Wärmekapazität  $c_p$  der Luft beträgt  $1.005 \text{ J/kgK}$  [9], die Luftdichte  $\rho$  rund  $1,3 \text{ kg/m}^3$  [9] und das Luftvolumen eines Umwälzvorgangs gemäß dem Referenzprojekt  $1.080.000 \text{ m}^3$ . Gemäß Gl. 4.20, Seite 110 kann die in der Luft gespeicherte und zugleich in die Atmosphäre abgegebene Wärmeenergie berechnet werden:

$$\Delta Q_{Luft} = \frac{1.005 \text{ J/kgK} * (1.080.000 \text{ m}^3 * 1,3 \text{ kg/m}^3) * 80 \text{ K}}{\frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} * \frac{10^6 \text{ W}}{1 \text{ MW}}} = 31,4 \text{ MWh}$$

Bei jedem Umwälzvorgang würden also rund  $31,4 \text{ MWh}$  an thermischer Energie über den Luftaustausch in die Atmosphäre verloren gehen. Das entspricht etwa dem jährlichen Raumwärmebedarf von drei Wohnungen mit je rund  $100 \text{ m}^2$  Wohnfläche.

Die Problematik des sehr hohen Wärmeenergieverlusts über den Luftaustauschs mit der Atmosphäre stellt sich natürlich nicht bei geschlossenen Luftkreisläufen ein. Ebenso müssen keine weiteren Maßnahmen gegen die Verdunstung getroffen werden, denn zusammen mit der aufgewärmten Luft, entweicht bei einem offenen System auch Wasserdampf. Der Luftdruck in einem geschlossenen System ist jederzeit und unabhängig vom volumetrisch veränderlichen Luftraumvolumen konstant, wodurch gleichmäßige Umgebungsbedingungen für den Betrieb des Pumpspeicherkraftwerkes geschaffen werden. Eine Systemskizze der Unterbeckenspeicherkaverne mit Luftdruckausgleichschacht ist in Abbildung 65, Seite 148 dargestellt.

Während bei der Kombination zweier unterirdischer Speicherbecken der Luftdruck in den Kavernenlufträumen dem Atmosphärendruck entsprechen kann, muss bei der Kombination einer Tragluftkonstruktion mit einer Speicherkaverne unweigerlich ein etwas größerer Luftdruck aufgebracht werden, damit die pneumatische Konstruktion nicht nur ihrem Namen sondern auch ihrem Zweck gerecht werden kann. Wie in den Kapiteln 4.4.2.1 und 4.5.1 erwähnt, wäre die über die eigentlichen Erfordernisse hinausgehende, zusätzliche Aufbringung eines Luftdrucks empfehlenswert, denn dadurch würden sich Vorteile bei der hydraulischen Auslegung des Unterwassersystems und

der maschinellen Ausrüstung ergeben. Insbesondere kann dann bei horizontalen Maschinensätzen der notwendige Pumpenvordruck nicht nur über die geodätische Höhendifferenz geschaffen werden, sondern zu einem Teil eben durch den vom Luftdruck herrührenden Gegendruck. Bei ternären, vertikalen Maschinensätzen reduziert ein künstlich wirkender Gegendruck die erforderliche Wellenlänge. In weiterer Folge kann die Einbautiefe der Maschinenkaverne gegenüber dem Unterbecken reduziert werden. Entscheidend ist auch die Luftdichtigkeit des Luftdruckausgleichsschachts zwischen den Lufträumen beider Speicherbecken. Je nach Gebirgsverhältnissen sind Injektionen durchzuführen und eine dauerhafte Ausbausicherung herzustellen. Um Reibungsverluste zu reduzieren, kann auf der Schachtinnenschale zusätzlich eine Spritzmembran oder Polyurethanharzversiegelung aufgebracht werden.

Ein geschlossenes Luftsystem erweist sich also nicht nur aus energiewirtschaftlicher und wärmetechnischer Sicht als sehr zu bevorzugendes Konzept, sondern es ergeben sich mit der Aufbringung eines entsprechenden Luftdrucks auch wesentliche Vorteile hinsichtlich der hydraulischen Auslegung des Unterwassersystems.

#### *4.4.3.2 Offener Luftkreislauf mit der Umwelt*

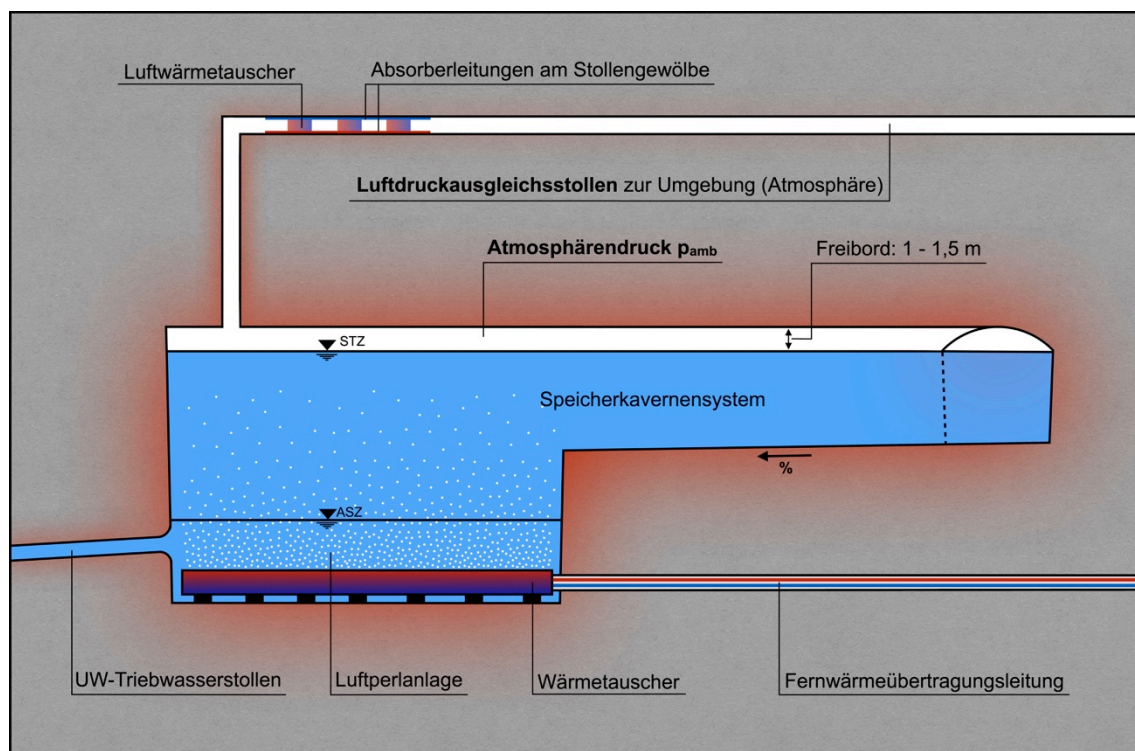
Ist eine Speicherkaverne mit einem oberirdischen Speicherbecken kombiniert, das nicht von einer pneumatischen Abdeckung geschützt wird, sondern konventionell ohne stützenden Luftraum abgedeckt ist, muss unvermeidlich eine Kommunikation des Speicherkavernenluftraums mit der Umwelt hergestellt werden.

Ohne entsprechende Maßnahmen wäre der Verlust thermischer Energie über den ständigen Luftaustausch nicht vertretbar, wie im Kapitel zuvor dargestellt worden ist. Doch neben thermischer Energie, entweicht auch Wasserdampf über den Luftaustausch. Die Verdunstung des Energieträgers darf somit auch nicht vernachlässigt werden.

Zunächst werden zwei Konzepte bzw. Lösungsvorschläge präsentiert, die dem Wärmeverlust durch den Luftwechsel zumindest auf ein verträgliches Maß reduzieren sollen. Eine Möglichkeit ist, dass entlang einer bestimmten Länge des Luftdruckausgleichsstollens, vorzugsweise noch im Nahbereich der Speicherkaverne Absorberleitungen am Stollengewölbe befestigt werden, die als Wärmetauscher dienen sollen. Andererseits kann ein den gesamten Stollenquerschnitt ausfüllender Wärmetauscher installiert werden, durch den die aufgewärmte Luft strömt, und so die Wärmeenergie abgibt. Beide Lösungsvorschläge sind als Kombination in Abbildung 67, Seite 152 dargestellt. Die zurückgewonnene thermische Energie kann entweder direkt an die Fernwärmeübertragung gekoppelt werden oder wiederum dem Speicherwasser zugeführt werden.

Der Verdunstungsproblematik muss direkt in der Speicherkaverne entgegengewirkt werden. Hier besteht die Möglichkeit der Einbringung von PE-Schwimmkugeln, wie sie als Verdunstungsschutz in kalifornischen Reservoiren eingesetzt werden (vgl. Kapitel 4.4.2.4). Eine andere Variante wäre eine schwimmende Abdeckung aus zusammenschweißten temperaturbeständigen, schwimmfähigen HDPE-Kunststoffbahnen. Dem Randbereich an die Kavernen- und Stollenwände werden keine besonderen Anforderungen gestellt. Die schwimmende Abdeckung entspricht demnach in der Draufsicht bzw. im Grundriss dem unterirdischen Speicherbeckenlayout und kann sich frei mit dem Wasserspiegel mitbewegen.

Mit oder ohne Verwendung eines Verdunstungsschutzes wird die warme Luft an der im Vergleich dazu kühlen Stollenlaibung kondensieren. Um das Kondenswasser vom Stollen dem Speicher rückzuführen ist der Luftdruckausgleichsstollen zur Speicherkaverne geneigt auszuführen.



**Abbildung 67:** Querschnitt eines Unterbecken-Speicherkavernensystems mit den erforderlichen Betriebseinrichtungen und dem Luftdruckausgleichsstollen als Verbindung zur Umwelt

Schlussendlich muss sichergestellt werden, dass im Falle von längeren Stillstandszeiten im Zuge von Instandhaltungen und Revisionen des Pumpspeicherkraftwerkes der Luftdruckausgleichsstollen verschließbar ist, um einer Luftkonvektion und dadurch herbeigeführten ungewollten Wärmeverlustes entgegenzuwirken.



#### 4.4.4 Maschinenkaverne

Aus vielerlei Hinsicht und projektspezifischen Besonderheiten, angefangen von der Triebwasserführung, der vorzugsweise unterirdischen Errichtung der Speicherbecken für eine effiziente Wärmespeicherung, aber auch in Bezug auf die Wahrung des Landschaftsbildes und auf die Rücksichtnahme auf die Umwelt und des Flächenverbrauchs, ist eine unterirdische Maschinenkavernenlösung für das vorliegende Projekt gegenüber freistehenden Krafthäusern zu bevorzugen. Bei entsprechenden topographischen Gegebenheiten ist die Ausführung eines Schachtkrafthauses eine Option.



**Abbildung 68:** Maschinenkaverne des Obervermuntwerks II der Vorarlberger Illwerke AG während des Einbaus der Turbinen- und Pumpenspirale im Oktober 2016

Abhängig von der Maschinenwahl, der Maschinensatzanzahl, der Maschinenauslegung und -anordnung ist die hydraulische, elektro-maschinelle und elektrotechnische Anlage in ihrer Gesamtheit zu konzeptionieren und die Abmessungen der Maschinen- und gegebenenfalls separaten Transformatorenkaverne mit den Generatorableitungsstollen festzulegen. Aus einer Untersuchung von Pöyry Energy GmbH geht hervor, dass mit horizontaler Welle ausgestattete Maschinensätze, und zwar unabhängig vom Kavernentyp und der Ausführung des Maschinensatzes, stets ein kleineres Ausbruchsvolumen im Gegensatz zur vertikalen Anordnung erfordern [73]. Allein aus Gründen der Redundanz ist die Ausführung des Pumpspeicherkraftwerkes mit zumindest zwei Ma-

schinensätzen, wie sie auch im Referenzprojekt gehandhabt werden, anzustreben. Daneben sind geeignete Zufahrtmöglichkeiten zum Kavernenkraftwerk herzustellen, die während der Bauphase als Schutterstollen dienen. Außerdem ist für die Energieableitung und Energiezuleitung Sorge zu tragen, die entweder im Zufahrtsstollen oder noch zweckmäßiger in einem separaten Stollen zusammen mit den Fernwärmeübertragungsleitungen erfolgen kann.

Hinsichtlich der Wahl einer 1- oder 2- Kavernenlösung (Maschinen- und Trafokaverne) ist erstere Variante zu favorisieren, außer die Trafokaverne wird in der erweiterten Längsachse der Maschinenkaverne bzw. senkrecht zur Triebwasserführung, jedoch nicht über dem ober- oder unterwasserseitigen Triebwasserstollen errichtet. Der Grund ist aus projektspezifischer und wärmetechnischer Sicht folgender: Würde nämlich die Trafokaverne im Querschnitt ober- oder unterwasserseitig errichtet werden, müsste der darunterliegende Triebwasserstollen um eben diese Distanz länger wärmegeklämt ausgeführt werden, wodurch sich die gesamte Länge des Triebwassersystems um diese Strecke vergrößert. Im Falle einer geschlossenen Bauweise des Triebwasserstollens unter der Transformatorenkaverne, würde sich diese aufgrund der Wärmeausbreitung vom heißen Triebwasser enorm aufheizen und eine energieintensive Kühlung unbedingt notwendig machen. Um der Forderung der möglichst kurzen Triebwasserwege gerecht zu werden, ist die oben genannte 1-Kavernenlösung für die Maschinen- und Transformatorenkaverne oder die senkrecht zur Triebwasserführung, in der verlängerten Maschinenkavernenachse getrennte Transformatorenkaverne auszuführen. An diese Ausführungen anschließend, muss die Maschinenkaverne einerseits weit genug von den Wärmeausbreitungsbereichen des OW-Druckschachts bzw. OW-Druckstollens und der UW-Speicherkaverne bzw. dem UW-Stollen entfernt liegen, um eine Art Flächenheizung durch das an die Kaverne anschließende Gebirge zu verhindern und so adäquate Bedingungen für das Betriebspersonal und insbesondere die Generatorenkühlung zu schaffen (vgl. Kapitel 4.5.3). Dazu sind, wie schon erwähnt, die ober- und unterwasserseitigen Druckrohrleitungen im Nahbereich der Maschinenkaverne freitragend und wärmegeklämt auszuführen. Daneben sind freilich auch die Gehäuse der hydraulischen Strömungsmaschinen wärme zu dämmen. Vorsorglich kann für eine zusätzliche Belüftung von außen Sorge getragen werden, um die Abwärme aus der Maschinenkaverne abzuführen.

#### 4.4.5 *Triebwassersystem*

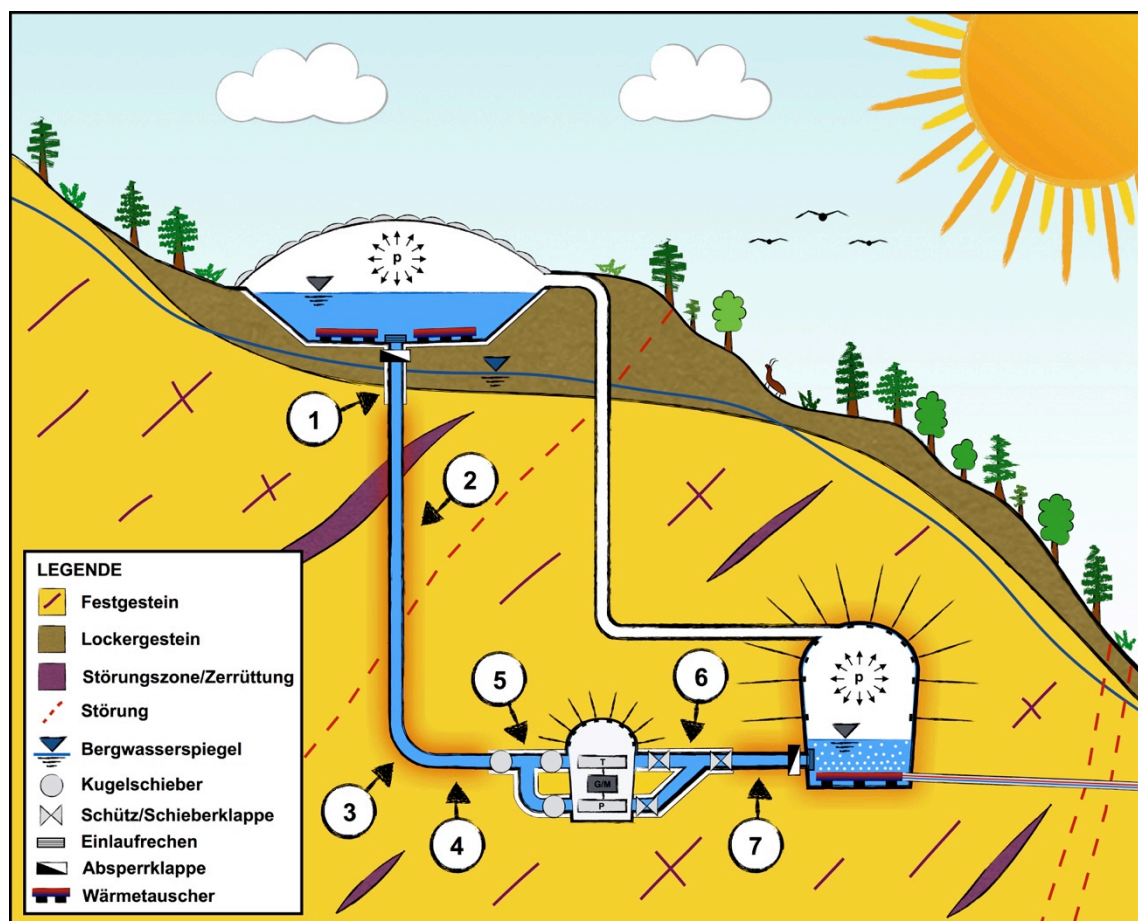
Das Triebwassersystem umfasst mit dem Druckschacht, den Druckstollen, den freitragenden Druckrohrleitungen und Verteilleitungen die am höchsten beanspruchten Bauteile des Pumpspeicherkraftwerkes.

Aufgrund des vom Elektrizitätsmarkt und den energiewirtschaftlichen Rahmenbedingungen geforderten hochflexiblen Betriebs moderner Pumpspeicherkraftwerke mit schnellen und tausenden Schaltvorgängen im Jahr und dadurch herbeigeführten schnellen Druckänderungen sind neben den ohnehin schon hohen statischen Druckwirkungen des Energieträgers noch dynamische Innendrucke zu berücksichtigen. Die dynamischen Druckbeanspruchungen sind bedeutender Anteil der Lastkollektive für die Bauteile der insbesondere oberwasserseitigen Triebwasserführung und sind abhängig von der Auslegung des Kraftwerkes und der Maschinenart. Beim modernen Pumpspeicherkraftwerk *Limberg II* (Francis-Pumpturbine) der Verbund Hydro Power GmbH beträgt die dynamische Druckzunahme gegenüber der maximalen statischen Druckhöhe bei Stauziel etwa 32,4 % [79] und beim *Kopswerk II* (ternärer Maschinensatz mit Pelton-Turbine und Speicherpumpe) der Vorarlberger Illwerke AG rund 37 % [80]. Unabhängig davon werden die Bauteile des Triebwasserweges, im Speziellen die dichten, stahlgepanzerten Druckstollen auch von außen, nämlich vom Bergwasserdruck beansprucht, dessen Einwirkungen einen maßgebenden Lastfall des Druckstollens im entleerten Zustand darstellen. Beim forcierten Heißwasserpumpspeichersystem mit saisonaler Wärmespeicherung müssen nun zusätzlich Temperaturbeanspruchungen von den Bauteilen und dem umgebenden Gebirge aufgenommen werden. Die Temperatur wirkt sich abhängig vom statischen System und den Materialien unterschiedlich aus, stellt aber bei behinderter Dehnung (gepanzelter Druckstollen, Betonauskleidung) einen wesentlichen Anteil der (Druck-) Beanspruchungen dar. Die saisonal schwankenden Wassertemperaturen führen daneben auch zu zyklischen Verformungen, die wechselnde Spannungs- und Deformationszustände zur Folge haben.

Damit die Hauptschlagader einer jeden Hochdruckwasserkraftanlage auch bei hohen Wassertemperaturen und bei bis dato unüblich großen, saisonalen Temperaturschwankungen ihre Aufgaben für unterschiedliche Betriebsfälle sicher erfüllen kann, werden in den folgenden Kapiteln überarbeitete Ausbau- und Auskleidungskonzepte des Druckschachts und Druckstollens dargestellt. Dabei werden für verschiedene geologische, hydrogeologische und geotechnische Verhältnisse angepasste Auskleidungskonzepte dargestellt. Zunächst wird aber auf grundlegende Überlegungen zur Wasserführung und zum hydraulischen Design sowie auf einhergehende Rahmenbedingungen genauer eingegangen.

#### 4.4.5.1 Triebwasserführung und hydraulisches Design

Unter Berücksichtigung von topographischen, geologischen, hydrogeologischen, wirtschaftlichen und herstellungstechnischen Rahmenbedingungen gilt das grundsätzliche Bestreben, eine möglichst direkte hydraulische Verbindung zwischen den Speicherbecken und der Maschinenkaverne herbeizuführen. Bei der Mitnutzung des Energieträgers Wasser als thermisches Energiespeichermedium wird die Forderung einer direkten Trassierung des Triebwasserweges noch einmal unterstrichen, um auch Wasserverluste ins umgebende Gebirge, die nun nicht nur potentielle Energieverluste, sondern nun auch thermische Energieverluste bedeuten, zu begrenzen.



**Abbildung 69:** Überblick des hydraulischen Systems mit den wesentlichen Bestandteilen des Triebwasserweges, 1 Druckschacht im Lockergestein, 2 Druckschacht im Festgestein, 3 Krümmer, 4 horizontaler OW-Druckstollen, 5 OW-Verteileitungen – freitragend und wärmegeklämt, 6 UW-Verteileitungen – freitragend und wärmegeklämt, 7 UW-Stollen

Während bei konventionellen Pumpspeicherkraftanlagen die Lage der Speicherbecken von Natur aus mehr oder weniger vorgegeben wird, ergibt sich dadurch zwangsweise eine beschränkte Auswahl der Linienführung des Triebwasserweges unter Berücksichtigung des Grundrisses und Längenschnitts zwischen den Becken. Im Gegensatz dazu

kann bei künstlich angelegten, ober- und unterirdischen Speicherbecken deren Lage im Gelände so festgelegt werden, dass sich tatsächlich eine ideal kurze Verbindung der Stollentrasse zwischen der Maschinenkaverne und den Speichern ergibt, wie beispielhaft in Abbildung 69, Seite 156 dargestellt ist. Eine weitere Konsequenz von der flexiblen Standortbestimmung ist, dass ungünstigen geologischen Schwächezonen, wie stark wasserführende Störungszonen oder Zerrüttungen, so sie aufgrund von Kartierungen oder Voruntersuchungen bekannt sind, ausgewichen werden kann. Denn Störungs- und Auflockerungszonen stellen nicht nur eine Herausforderung für das Auffahren der Stollen an sich dar, sondern sind für die Herstellung eines wirtschaftlichen Druckstollen-Auskleidungssystems umfassende Injektionsmaßnahmen erforderlich, um eine entsprechende Seitenstützung aber auch Abdichtung durch das vergütete Gebirge herbeizuführen.

Während bei konventionellen Hochdruck-Wasserkraftanlagen aufgefahrene und insbesondere stark wasserführende Störungszonen beherrschbar sind, und bei sorgfältiger Gebirgsvergütung betrieblich kein Problem darstellen, sind solche bei den forcierten thermischen Heißwasserpumpspeichersystemen zu vermeiden. Das Problem ist nicht, dass die Funktionsweise nicht mehr gegeben wäre, sondern vielmehr der Wärmeaustrag. Auch wenn umfangreich durchgeführte Konsolidierungs- und Abdichtungsinjektionen das umgebende Gebirge ausgezeichnet vergüten und abdichten, können die im weiteren Umkreis ungehinderten Kluftwasserströmungen den um den Druckstollen ausgebildeten Gebirgstragring umströmen so die ins Gebirge eingespeicherte Wärme abführen. Mit dem Wärmeentzug wird auch die Temperaturgradient erhöht, wodurch die Wärmeleitung in solchen Bereichen begünstigt wird und der Wärmeverlust eben ein größerer ist als bei gering oder kaum durchlässigen Gebirgsbereichen.

Eine kurze und direkte Wasserführung mit Längen bis etwa 2.000 Meter [81] erlaubt den Verzicht eines oberwasserseitigen Wasserschlosses, wodurch zwar der gesamte Druckstollen mit Druckstößen hochbeansprucht wird, aber ein ansonsten, aufgrund der langen Triebwasserführung üblich zu errichtendes Bauwerk eingespart werden kann. Kann auf ein Wasserschloss aus betrieblichen Gründen, insbesondere wenn die Regelfähigkeit aufgrund der Höhe des Druckstoßes zufolge der Länge des Triebwasserweges erschwert wird [81], nicht verzichtet werden, ist ein Druckluftwasserschloss mit entsprechender Trassenanpassung gegenüber konventionellen Wasserschlossern, die über ein Belüftungsbauwerk mit der Umwelt verbunden sind, zu bevorzugen. Mit der Ausführung eines Druckluftwasserschlosses soll der Forderung eines geschlossenen Systems Rechnung getragen werden, damit thermischen Energieverlusten in die Umwelt durch den ansonsten ständigen Luftwechsel bei üblichen Wasserschlossern entgegengewirkt werden kann.

Während die Ausbruchsvolumen für die Maschinen- und Speicherkavernen mit den maschinenbaulichen und elektrotechnischen bzw. wasserwirtschaftlichen Rahmenbedingungen mehr oder weniger exakt vorgegeben werden, ist das Ausbruchsvolumen des Stollens direkt abhängig von dessen Länge. Nicht nur wegen des eingesparten Ausbruchsvolumens, sondern in weiterer Folge auch wegen der auf ein Minimum reduzierten Länge der Druckstollenauskleidung und einhergehenden Injektionsmaßnahmen sind kurze und direkte Verbindungen auch aus Kostensicht empfehlenswert. Daneben reduzieren sich mit kurzen Verbindungen die hydraulischen Reibungsverluste gegenüber langen Triebwasserwegen, wodurch die Leistungs- bzw. Energieausbeute gesteigert werden kann.

Spezifische wärmetechnische Aspekte, felsmechanische Kriterien und hydrogeologische Fragestellungen werden in den nachfolgenden Kapiteln genauer behandelt.

Nach diesen Grundsatzüberlegungen zur Auslegung der Triebwasserweges, wird nun auf die in Abbildung 69, Seite 156 dargestellte beispielhafte Trassenführung sowie auf die einzelnen Bereiche bzw. Bauwerke des Triebwassersystems näher eingegangen. Unabhängig vom projektierten Pumpspeichersystem ist der Triebwasserweg immer unterirdisch im Gebirgsmassiv zu errichten. Diese Forderung bezieht sich auf die für eine wirtschaftliche Auskleidung erforderliche Gebirgsmittwirkung an der Lastabtragung, ebenso auf die Sabotagesicherheit sowie auf landschaftsästhetische Gründe [81], und nicht weniger auf die forcierte Wärmeeinspeicherung im umgebenden Gebirge entlang des Triebwasserweges. Abgesehen davon ist eine flachlandtaugliche Variante der Pumpspeichertechnologie ansonsten kaum realisierbar. Das gesamte Triebwassersystem zwischen Oberbecken und Unterbecken ist durch eine tiefliegende Linienführung gekennzeichnet.

Das oberwasserseitige Triebwassersystem zwischen dem Oberbecken und der Maschinenkaverne setzt sich im Wesentlichen aus einem Vertikalschacht, dem horizontalen Druckstollen und den Verteilleitungen zusammen. Der Anschluss des vertikalen Druckschachts an das Oberbecken wird über ein an der Speicherbeckensohle situiertes Ein- und Auslaufbauwerk realisiert. Das technisch wasserdichte Bauwerk ist für Inspektionen und Wartungszwecke am Absperrorgan über einen eigens errichteten Zugangsstollen erreichbar. Im Zugangsstollen wird auch eine entsprechend dimensionierte Be- und Entlüftungsleitung (Beispiel: DN 1000 [82]) geführt, die der geregelten Befüllung und Entleerung der oberwasserseitigen Wasserführung dient. Der vorzugsweise stahlgepanzerte, hydraulisch formgünstig ausgeführte Ein- und Auslaufkonus befindet sich im Ein- und Auslaufbauwerk. Am Übergang zum konstanten Kreisquerschnitt des Lotschachts kann der Triebwasserweg mit einer notschlusstaughen Absperrklappe verschlossen werden. An das Ein-/Auslaufbauwerk ist das Rechenbau-

werk angeschlossen, dessen konstruktive Ausführung mit einer vieleckigen Grundrissfläche aus einem der Grundrisskontur angepassten Horizontalrechen und vertikalen Rechenfeldern erreicht wird, ähnlich der beim Pumpspeicherkraftwerk *Feldsee* der KELAG ausgeführten Variante [82]. Der Rechen ist auch bei geschlossenen Wasserkreisläufen mit abgedeckten Speicherbecken oder Kavernenspeichern erforderlich, um den Eintrag von sich eventuell gelösten Teilen des Wärmetauschers, der Folienabdichtung oder der Speicherabdeckung in den Triebwasserweg zu verhindern.

An das Einlaufbauwerk schließt der Vertikalschacht an. Im Falle von unausweichlichen, mächtigen Lockergesteinsschichten in Kombination mit Infiltrationszonen oder großen Grundwasserströmungen ist der oberste Bereich (vgl. Punkt 1, Abbildung 69) aus wärmetechnischen Gründen getrennt vom restlichen Bereich des Druckschachts im Festgestein zu betrachten. In einem solchen Fall kann auf eine freitragende, wärmege-dämmte Druckrohrleitung zurückgegriffen werden, oder aber die umliegenden Gebirgsbereiche in großem Umfang mit Injektionen ausreichend vergütet und abgedichtet werden, um eine konventionelle geschlossene Bauweise realisierbar zu machen und die Wärme in die verbesserten Gebirgsbereiche einspeichern zu können. Abgesehen davon, dass solche Bereiche bereits mit der Standortwahl ausgeschlossen werden sollten, ist das Auskleidungskonzept projektspezifisch anzupassen. Im Festgestein des Lotschachts (Punkt 2, Abbildung 69) ist auf eine vorgespannte Betonauskleidung mit oder ohne Dichtungsfolie zurückzugreifen.

Der Krümmer (Punkt 3, Abbildung 69) als Übergangsbauwerk vom vertikalen Druckschacht zum horizontalen Druckstollen ist einerseits zur Reduktion von hydraulischen Umlenkverlusten mit der Wahl des Krümmerradius ausreichend auszurunden (vgl. Kapitel 4.3.6) und andererseits ist eine stahlgepanzerte Ausführung aufgrund der auftretenden Turbulenzen [72] empfehlenswert.

Der leicht zur Maschinenkaverne geneigte oberwasserseitige, horizontale Druckstollen (Punkt 4, Abbildung 69) wird vom Krümmer ausgehend bis zur freitragenden Rohrleitung stahlgepanzert ausgeführt, um den einzuhaltenen Gradienten der Sickerströmung zwischen dem Druckschacht und dem Stollen mit der freitragenden Rohrleitung nachkommen zu können. Eben unter Berücksichtigung der maximal zulässigen Gradienten, sowie der für die Gebirgsverhältnisse berechneten Wärmeausbreitung ist der Übergang zwischen dem gepanzerten Druckstollen zu einer freitragenden Rohrleitung in ausreichendem Abstand zur Maschinenkaverne bzw. zum Lotschacht auszuführen.

Das in Kavernennähe freitragende und gleichzeitig wärmege-dämmt ausgeführte oberwasserseitige Rohrleitungssystem (Punkt 5, Abbildung 69) umfasst die freitragende Druckrohrleitung an sich, die Verteilleitungen der ternären Maschinensätze, die Absperrorgane und den Anschluss der Pumpensteigleitung an die Druckrohrleitung. Alle

in diesem Bereich befindlichen Rohrleitungen und Betriebseinrichtungen sind wärme zu dämmen, um dem Wärmeeintrag in die Maschinenkaverne zu verhindern und Wärmeverlusten entgegenzuwirken.

Ebenso unter Berücksichtigung der Wärmeausbreitung von der Unterbecken-Speicherkaverne bzw. des UW-Stollens sind die unterwasserseitigen Verteilleitungen (Punkt 6, Abbildung 69) mit den Betriebseinrichtungen in ausreichendem Abstand zur Maschinenkaverne wärme zu dämmen. Zwischen dem Stollen der freitragenden Rohrleitung des Unterwasser-Triebwassersystems und der Speicherkaverne befindet sich der in geschlossener Bauweise ausgeführte UW-Stollen (Punkt 7, Abbildung 69), dessen Länge sich nach den einzuhaltenden Gradienten der Sickerwasserströmung von der Speicherkaverne zur Maschinenkaverne richtet. Nachdem die unterwasserseitige Potentialdifferenz eine viel geringere gegenüber der oberwasserseitigen ist, ist die UW-Stollenlänge eine ebenso deutlich kürzere. Der unterwasserseitige Triebwasserstollen kann am seitlich zum Unterbecken anschließenden Ein-/Auslaufbauwerk über eine Klappe bzw. ein Rollschütz abgesperrt werden. An den ebenso hydraulisch formgünstig ausgebildeten Ein-/Auslaufkonus zur Unterbecken-Speicherkaverne schließt ein Rechen an.

#### 4.4.5.2 *Wärmetechnische Aspekte*

Die Veränderungen der hydraulisch-physikalischen Wassereigenschaften aufgrund der hohen Wassertemperaturen und der Umgang mit diesen sowie erforderliche Anpassungen an das hydraulische Design wurden im Kapitel 4.3 beschrieben. In diesem Kapitel werden nun Grundlagen der Auswirkungen von den wasserbenetzten Bauwerken herrührenden hohen Temperaturen und Temperaturschwankungen auf das umliegende Gebirge erläutert. Aufbauend auf diesen Erkenntnissen, und in den Kapiteln 4.4.5.1, 4.4.5.3 und 4.4.5.4 festgelegten Forderungen und Parametern wird die konkrete bautechnische Ausführung des Triebwasserweges in den nachfolgenden Unterkapiteln der einzelnen Bauwerke der Triebwasserführung behandelt.

Die Wahl bzw. Fragestellung zwischen einer vollkommen wärme gedämmten Ausführung des Triebwasserweges und einer konventionellen, nicht wärme gedämmten Ausführung bzw. einer Kombination aus beiden lässt sich nach einer kurzen Gegenüberstellung leicht beantworten. Schlussendlich müssen von den Bauwerken neben der technischen Ausführbarkeit, wirtschaftliche Herstellungs- und Instandhaltungskosten, eine wartungsarme Konstruktion und eine lange Lebensdauer erfüllt werden.

Vorteil einer wärme gedämmten, freitragenden Ausführung ist, dass die Wärmeverluste deutlich reduziert werden können, als wenn das umliegende Gebirge ohne zusätzlicher Wärmedämmung im Nahbereich des Druckstollens mitaufgewärmt wird. Andererseits



ist die wärme gedämmte Option die in der Herstellung deutlich aufwändigere und kostenintensivere sowie muss der hochbeanspruchte Triebwasserweg für die Dichtigkeit und Lastaufnahme als freitragende Stahlrohrleitung ausgeführt werden. Der Stahl ist bei dieser forcierten Kombination nicht nur durch den hochflexiblen Betrieb dynamischen Druckschwankungen bzw. Druckstößen unterworfen, sondern erfährt auch zyklische Beanspruchungen zufolge der Temperaturschwankungen des Triebwassers. Die Dauerfestigkeitsbemessung des Stahls unter Erfassung der Lastkollektive ist somit besonders sorgfältig durchzuführen.

Für eine konventionelle, nicht wärme gedämmte Ausführungsvariante sprechen die gegenüber einer wärme gedämmten geringeren Herstellungskosten, nachdem das Gebirge an der Lastabtragung beteiligt wird, und die jedenfalls einfachere Ausführbarkeit aber auch der Umstand, dass das Gebirge an der Wärmespeicherung mitgenutzt werden kann. Damit kann zusätzliche Wärmeenergie eingespeichert werden, wenngleich auch ein geringer Teil davon verloren geht. Erfolgreich umgesetzte Projekte in den Niederlanden, die mit der saisonalen Wärmespeicherung den gleichen Hintergrund wie das vorliegende Projekt verfolgen, erreichen mit der thermischen Energiespeicherung im nicht wärme gedämmten Grundwasserkörper Wirkungsgrade zwischen 75 % und 80 % [74] (vgl. Kapitel 4.4.3). Auf Basis dieser überaus effizienten thermischen Energiespeicherungsmethode liegt auch das Konzept einer nicht wärme gedämmten Auskleidung der vom Heißwasser benetzten Bauwerke zugrunde, wobei nicht das Grundwasser, sondern vielmehr das umliegende Gebirge an der Wärmespeicherung mitwirken soll. An dieser Stelle sei erwähnt, dass die genaue Erfassung der wiedergewonnenen, eingespeicherten thermischen Energie ins Gebirge nicht Gegenstand dieser Arbeit ist, sondern der Autor sich auf vergleichbare, bereits ausgeführte Referenzprojekte [74] bezieht.

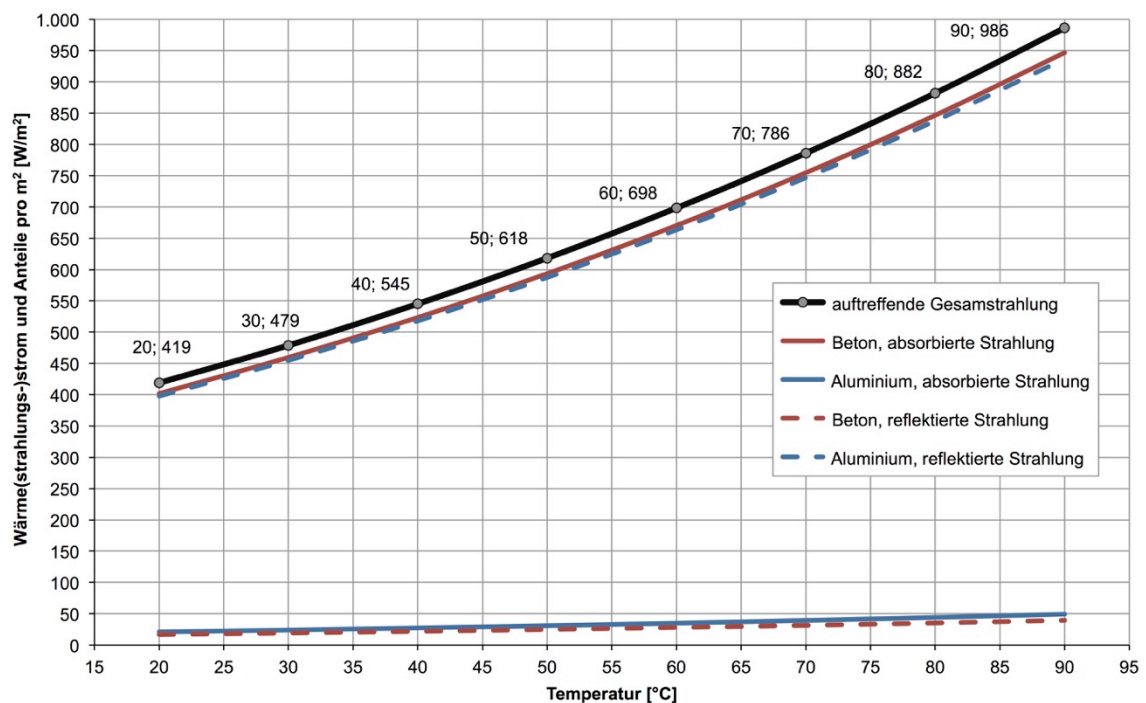
Für das vorliegende Projekt wurde eine zweckdienliche Kombination aus wärme gedämmtem und konventionellem Ausbau gewählt. Dabei sollte insbesondere in oberflächennahen Lockergesteinsbereichen des Vertikalschachts, wo eine vergleichsweise hohe Grundwasserströmung oder gar Infiltrationszone vorliegt, die freitragende, wärme gedämmte Variante (Punkt 1, Abbildung 69, Seite 156) zur Ausführung kommen. Andererseits soll die Triebwasserführung im Nahbereich der Maschinenkaverne ebenso freiverlegt und die Druckrohrleitungen vollständig wärme gedämmte werden (Punkt 5 und 6, Abbildung 69). Würde nämlich der konventionelle, geschlossene Druckstollen bis zur Maschinenkaverne geführt werden, würde sich das umliegende Gebirge durch den direkten Kontakt mit dem Druckstollen erwärmen und in weiterer Folge die Maschinenkaverne aufheizen. Für ein effektives luftgekühltes Generatorsystem, aber auch für erträgliche Temperaturen in der Maschinenkaverne sind die ober- und unterwasser-

seitigen Druckrohrleitungen in einem gewissen Abstand zur Maschinenkaverne frei zu verlegen und wärme zu dämmen. Die erforderlichen Abstände werden in den folgenden Unterkapiteln bestimmt und im wärmetechnischen Design des Kraftwerkskomplexes im Kapitel 4.4.5.2.4 zusammengefasst.

Nach dieser grundsätzlichen Erarbeitung und Festlegung des Triebwassersystem-Ausbaukonzeptes, wird im Folgenden auf die Wärmetransportmechanismen von den mit Heißwasser benetzten Bauwerken ins Gebirge eingegangen und die Eindringtiefen der Wärme bestimmt. Die Ausführungen haben demnach sowohl für den Druckstollen als auch für die Speicherkaverne Gültigkeit.

#### 4.4.5.2.1 Wärmestrahlung

Von den drei Wärmetransportarten sind im konventionell ausgekleideten Druckschacht und Druckstollen zwei, nämlich die Wärmeleitung und die Wärmestrahlung, wirksam. Der Anteil aus Konvektion kann aufgrund von den als vollkommen injiziert angenommenen Schwindspalten und Klüften vernachlässigt werden.



**Abbildung 70:** Gegenüberstellung des absorbierten und reflektierten Wärmestrahlungsanteils für Beton und Aluminium eines emittierenden 70 °C heißen Wasserkörpers mit einer Referenzfläche von 1 m<sup>2</sup>

Die ins Gebirge abfließende Wärmemenge setzt sich also aus einem Wärmestrahlungs- und Wärmeleitungsanteil zusammen. Die Wärmeleitung kann nur mit einer vollkommenen Isolation des Druckstollens weitestgehend begrenzt werden. Diese Ausfüh-

nung ist jedoch nur in bestimmten Bereichen des Triebwasserweges, wie beim wärmetechnischen Design erwähnt worden ist, vorgesehen. Im konventionell ausgebauten Triebwasserstollen soll aber ein Teil der Wärmeenergie im Gebirge mitgespeichert werden. Um die Wärmeverluste aber dennoch in Grenzen zu halten, kann der Wärmestrahlungsanteil zu einem Großteil über einfache Maßnahmen reduziert werden. Die einfachste Möglichkeit ist, wie bereits bei den Speicherbecken und deren Abdeckung vorgesehen, die den Heißwasserkörper umgebenden Bauteile mit einer Alufolie bzw. einer stark reflektierenden Beschichtung zu umgeben. Die Alufolie soll einen Gutteil der langwelligigen Infrarotstrahlung des Heißwassers mit Wellenlängen im Bereich zwischen 0,78 und 3,0  $\mu\text{m}$  [76] reflektieren und die abfließende Wärmemenge dadurch bedeutend reduzieren. Direkte Konsequenz ist, dass sich der Wasserkörper insbesondere zu Beginn schneller aufwärmen kann, und in weiterer Folge die Wärme über die gesamte Betriebsdauer besser im Wasserkörper zurückgehalten werden kann. Der Wärmetransport ins umgebende Gebirge begrenzt sich dann zu einem Großteil auf die Wärmeleitung.

Im folgenden Beispiel soll die Effektivität einer einfachen und kostengünstigen metallbedampften Folie oder vergleichbaren Beschichtung unterstrichen werden.

Der von einem Körper („Strahler“), in diesem Fall vom heißen Wasserkörper abfließende Wärmestrom  $\phi$  [W] wird wie folgt berechnet [76]:

$$\phi [W] = \varepsilon [-] * \sigma [W(m^2K^4)^{-1}] * A [m^2] * T_s^4 [K^4] \quad (4.21)$$

mit:	$\phi$ [W]	Wärmestrom, Leistung
	$\varepsilon$ [-]	Emissionsgrad der Wärmestrahlung (IR-Strahlung) für Beton (und Wasser) gilt: $\varepsilon_B = 0,96$ [-] [76] für Aluminium gilt: $\varepsilon_A = 0,05$ [-] [76]
	$\sigma$ [ $W(m^2K^4)^{-1}$ ]	Stefan-Boltzmann-Konstante: $5,67 \cdot 10^{-8}$ [76]
	$A$ [ $m^2$ ]	Flächeninhalt des Strahlers, hier: $1 \text{ m}^2$
	$T_s$ [K]	Oberflächentemperatur des Körpers in Kelvin

Der Emissionsgrad  $\varepsilon$  [-] eines Körpers beschreibt einerseits dessen Abstrahlvermögen und andererseits entspricht er bei einer bestimmten Temperatur  $T_s$  [K] und Wellenlänge  $\lambda$  [ $\mu\text{m}$ ] auch dem Absorptionsgrad  $\alpha$  [-], also jenem Strahlungsanteil, der vom Körper absorbiert wird [76]. Die Gl. (4.21) erfasst somit neben dem abfließenden Wärmestrom gleichzeitig den von einem Körper absorbierten Wärmestrom. Der reflektierende Strahlungsanteil mit den Reflexionsgrad  $\rho$  [-] kann über  $1 - \alpha = 1 - \varepsilon$  berechnet

werden. Für undurchsichtige Körper, wie die Betonwandung des Druckstollens, oder eine Aluminiumfolie gilt also:  $\rho [-] + \alpha [-] = 1$ .

Je größer demnach der Emissionsgrad und die Temperatur der Bauteiloberfläche sind, desto höher sind auch die Wärmeabstrahlungsverluste bzw. dessen Absorptionseigenschaften [76]. Umgekehrt gilt, dass je kleiner der Emissionsgrad ist, mehr Wärmestrahlung zurückgehalten, bzw. reflektiert werden kann. Die Wärmestrahlungsverluste bzw. die Absorptionseigenschaften sind für Beton ( $\varepsilon = 0,96$ ) gegenüber Aluminium ( $\varepsilon = 0,05$ ) sehr groß [76].

Mit obiger Gl. (4.21) kann der abfließende bzw. absorbierende und reflektierende Wärmestrahlungsstrom [W] für eine Referenzfläche von  $1 \text{ m}^2$  für einen beton- und aluminiumausgekleideten Druckstollen berechnet werden. Die Ergebnisse dieser Berechnung sind in Abbildung 70, Seite 162 dargestellt. Dabei sind einerseits der Gesamtstrahlungsanteil und andererseits die absorbierenden sowie reflektierenden Anteile des jeweiligen Oberflächenmaterials dargestellt. Deutlich erkennbar ist dabei die Zweckdienlichkeit der Alufolie als Wärmestrahlungsreflexionselement.

Die gesamte emittierte Wärmestrahlung des beispielsweise  $70 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $343,15 \text{ Kelvin}$ ) heißen Wasserkörpers beträgt rund  $786,2 \text{ W}$ . Von der gesamten Wärmestrahlung werden bei einer Betonauskleidung  $96 \%$  ( $\varepsilon_B = 0,96 [-]$ ) oder  $754,7 \text{ W}$  absorbiert, hingegen beträgt der absorbierte Wärmestrahlungsanteil bei Aluminium ( $\varepsilon_A = 0,05 [-]$ ) nur  $39,3 \text{ W}$ . Im Gegensatz dazu beträgt der Reflexionswärmestrom bei Beton ( $\rho_B = 0,04$ ) nur  $31,5 \text{ W}$  gegenüber  $746,9 \text{ W}$  bei Aluminium ( $\rho_A = 0,95$ ).

Alleine aus dieser Gegenüberstellung und der graphischen Darstellung dieses Sachverhaltes in Abbildung 70, ist eine Alufolie, eine metallbedampfte Kunststoffolie, oder eine vergleichbare Beschichtung unbedingt im Gesamtsystem, also sowohl in den Speicherbecken als auch im Triebwassersystem anzuwenden.

Führt man die Betrachtung weiter, so kann die jährliche Wärmeenergie, welche bei unterschiedlichen, konstanten Wassertemperaturen abgestrahlt wird, bzw. von der Betonwandung oder Aluminiumfolie absorbiert wird, berechnet werden. Dazu wird die Gl. (4.21) wie folgt modifiziert:

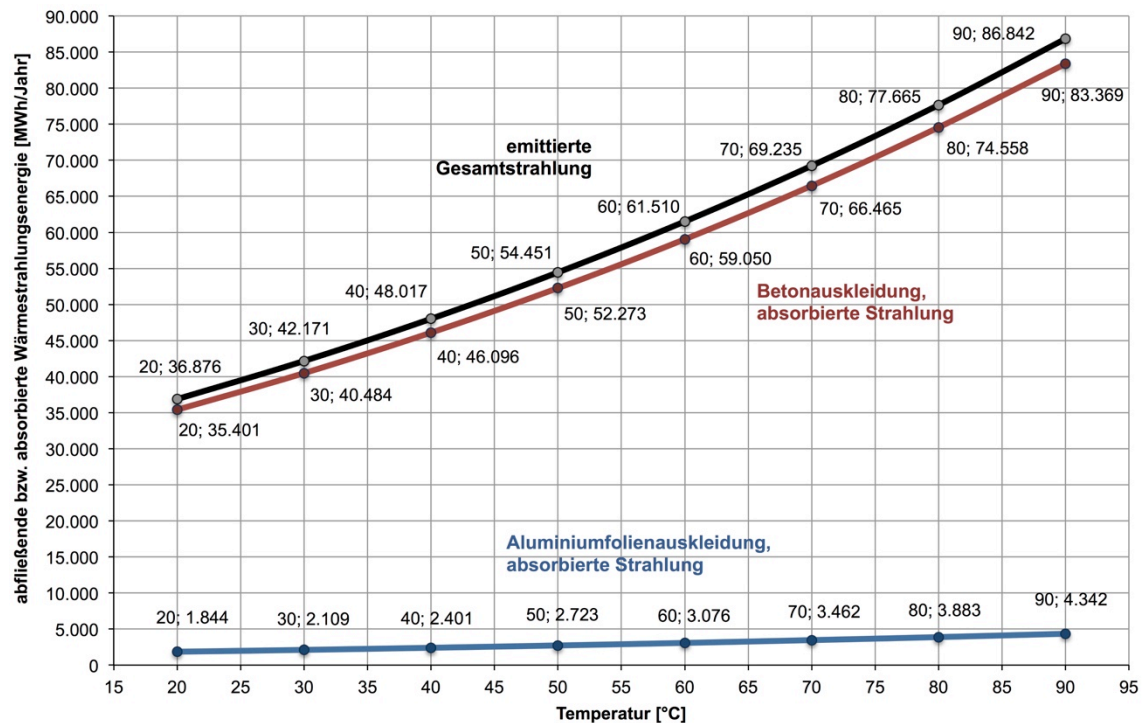
$$Q [MWh] = \frac{\varepsilon [-] * \sigma [W(m^2K^4)^{-1}] * A_{DS} [m^2] * T_s^4 [K^4]}{\frac{10^6 [W]}{1 [MW]}} * 365 [d] * 24 \left[ \frac{h}{d} \right] \quad (4.22)$$

mit:  $A_{DS} [m^2]$

Flächeninhalt des Strahlers, hier: Druckstollen-Mantelfläche  $A_{DS}$

$$A_{DS} = d_i \cdot \pi \cdot L = 3,2 \text{ m} \cdot \pi \cdot 1.000 \text{ m} = 10.053,1 \text{ m}^2$$

Die Ergebnisse dieser Berechnung sind in Abbildung 71, Seite 165 dargestellt. Die temperaturabhängigen Verläufe entsprechen jenen des Wärmestroms aus Abbildung 70. Jedoch repräsentieren die nun ermittelten Zahlen die Wärmeenergie, die zufolge der Strahlung des Heißwasserkörpers emittiert bzw. von Baustoffen absorbiert wird. Die energetischen Zahlen beziehen sich auf den Druckstollen mit einer Länge von 1.000 Meter, einem Durchmesser von 3,2 Meter und einer daraus resultierenden Mantelfläche  $A_{DS} = 10.053,1 \text{ m}^2$ .



**Abbildung 71:** Emittierte bzw. absorbierte Wärmestrahlungsenergie vom Wasserkörper bzw. Beton und Aluminium für bestimmte und über ein Jahr konstante Temperaturen des emittierenden Strahlers

Die Ergebnisse zeigen, dass die Betonoberfläche 66.465 MWh und die Aluminiumoberfläche jedoch nur 3.462 MWh der emittierten Gesamtstrahlung von 69.235 MWh bei einer konstanten Temperatur von 70 °C des Strahlers absorbiert bzw. emittiert. Umgekehrt beträgt der Reflexionsanteil der Wärmestrahlung bei der Aluminiumbeschichtung etwa die vom Beton absorbierte Energie. Bezogen auf einen Quadratmeter Flächeninhalt entspricht dies für eine Betonoberfläche eine Wärmeenergieabsorption von 6.611,4 kWh und für eine Aluminiumoberfläche 344,4 kWh. Zum Vergleich beträgt der Heizwärmeenergiebedarf einer 100 m<sup>2</sup> großen Wohnung in Österreich etwa 10.000 kWh. Auch diese Betrachtung soll die unbedingt erforderliche Verwendung von Reflexionselementen unterstreichen.

#### 4.4.5.2.2 Wärmespeicherung und Eindringtiefe ins Gebirge

Die im heißen Wasserkörper eingespeicherte Wärmeenergie dringt zufolge der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  [W/(mK)], der Rohdichte  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] und der spezifischen Wärmekapazität  $c$  [J/(kgK)] des umgebenden Gebirges sowie der Periodenlänge der Temperatureinwirkung unterschiedlich weit in das Gebirge ein. Für eine exakte Betrachtung müssten die Gebirgskennwerte bestimmt werden. Davon wird aber abgesehen und mit homogenen und isotropen Gesteinskennwerten gerechnet.

Die (Wärme-) Eindringtiefe  $\delta_{\max}$  [m] von der Wärmequelle in das umliegende Gebirge und die Wärmespeicherung im Gebirge sind für das Projekt von zentraler Bedeutung. Nachdem ja ein Großteil des Druckstollens und die gesamten unterirdischen Speicherkavernen nicht wärmedämmend ausgeführt werden sollen, ist die Eindringtiefe insbesondere für die konstruktive Auslegung, das Injektionskonzept aber auch für die Festlegung der Distanzen zwischen Maschinenkaverne und der konventionellen, geschlossenen Druckstollenbauweise bzw. der Länge der wärmedämmten, freitragenden Druckrohrleitung in Nahbereich der Kaverne von großer Bedeutung. Ebenso bestimmt die Eindringtiefe die erforderliche Überlagerungshöhe der Kavernenspeicher, um ein Aufwärmen des Gebirges bis zur Geländeoberfläche auch nach längerem Betrieb des Heißwasserpumpspeicherkraftwerkes zu vermeiden.

Die in der Literatur definierte Eindringtiefe  $\delta$  [m] ist dabei projektspezifisch jene Distanz zwischen der Druckstollenwandung mit der maximalen Oberflächentemperaturschwankung (entspricht der periodischen Wassertemperaturschwankung, 100%) und dem Gebirge, bei der die Temperaturschwankung auf 36,8 % abgebaut ist [76]. Bei  $2\delta$  beträgt die Temperaturschwankung noch 13,5 % gegenüber der Temperaturschwankung im Druckstollen und bei  $3\delta$  sind es noch 5,0 %. Die Eindringtiefe  $\delta$  [m] der Temperaturänderung kann nach folgender Formel berechnet werden [76].

$$\delta[m] = \sqrt{\frac{\lambda \left[ \frac{W}{mK} \right] * T [sec]}{\rho \left[ \frac{kg}{m^3} \right] * c \left[ \frac{J}{kgK} \right] * \pi}} \quad (4.23)$$

mit:	$\lambda \left[ \frac{W}{mK} \right]$	Wärmeleitfähigkeit
	$T [sec]$	Periodendauer
	$\rho \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$	Rohdichte
	$c \left[ \frac{J}{kgK} \right]$	spezifische Wärmekapazität

In weiterer Folge lässt sich die maximale Eindringtiefe  $\delta_{\max}$  [m], bei der die Temperaturschwankung im Gebirge auf etwa ein Prozent der Druckstollentemperaturschwankung reduziert worden ist, wie folgt berechnen [76]:

$$\delta_{\max} [m] = 4,6 * \sqrt{\frac{\lambda \left[ \frac{W}{mK} \right] * T [sec]}{\rho \left[ \frac{kg}{m^3} \right] * c \left[ \frac{J}{kgK} \right] * \pi}} \quad (4.24)$$

In beiden Gleichungen (4.23) und (4.24) ist auch die Temperaturleitfähigkeit  $a$  [ $m^2/s$ ] enthalten. Diese beschreibt die Temperaturänderungsgeschwindigkeit im Material und berechnet sich wie nachfolgend definiert [76]:

$$a [m^2/s] = \frac{\lambda \left[ \frac{W}{mK} \right]}{\rho \left[ \frac{kg}{m^3} \right] * c \left[ \frac{J}{kgK} \right]} \quad (4.25)$$

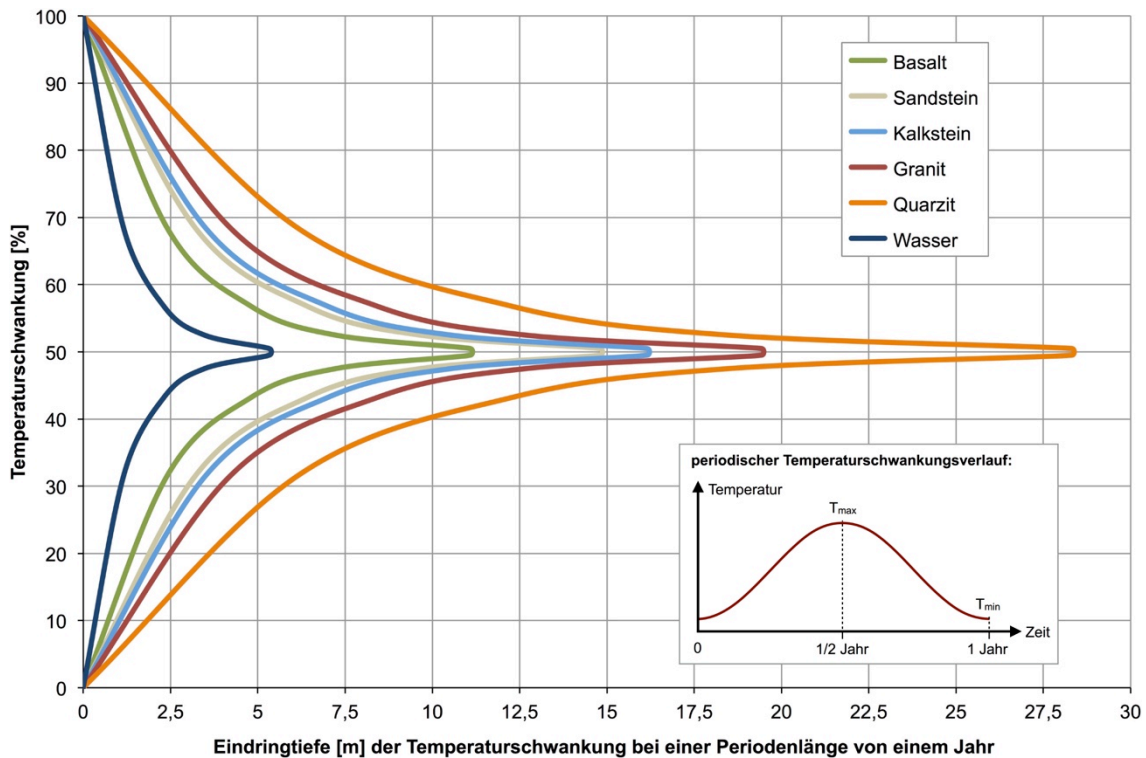
Bevor auf die Auswertung der Eindringtiefen näher eingegangen wird, sind zunächst typische Werte der wärmetechnischen Gesteinseigenschaften in Tabelle 5, Seite 167 zusammengefasst. Daneben sind zur Gegenüberstellung auch jeweilige Vergleichswerte für Beton und Wasser enthalten.

Gestein/ Material	Wärmeleitfähigkeit $\lambda$	spezifische Wärmekapazität $c$	Dichte $\rho$	Temperaturleitfähigkeit $a$	
	W/(mK)	J/(kgK)	kg/m <sup>3</sup>	m <sup>2</sup> /s	m <sup>2</sup> /h
Basalt	1,5	880	2.950	5,778E-07	0,00208
Sandstein	1,9	830	2.220	1,031E-06	0,00371
Kalkstein	2,7	800	2.750	1,227E-06	0,00442
Granit	3,5	730	2.700	1,776E-06	0,00639
Quarzit	7,0	700	2.650	3,774E-06	0,01358
Beton	2,8	950	2.400	1,228E-06	0,00442
Wasser	0,6	4.200	1.000	1,333E-07	0,00048

**Tabelle 5:** Wärmetechnische Speichereigenschaften und Wärmeleiteigenschaften von Gesteinen, Beton und Wasser, Datenquellen [77, 78], Eigene Darstellung

Mit den Gl. (4.23) und Gl. (4.24) kann zusammen mit der Periodenlänge  $T$  von einem Jahr (365 Tage) der Temperaturschwankungsbereich im Gebirge bzw. die maximale Eindringtiefe  $\delta_{\max}$  berechnet werden. Die Ergebnisse dieser Berechnungen sind in Abbildung 72, Seite 168 für verschiedene Gesteinsarten dargestellt.

Deutlich zu erkennen ist die Abhängigkeit der Eindringtiefe vom umgebenden Gestein. Die maximale Eindringtiefe  $\delta_{\max}$  beträgt bei Basalt im Jahresverlauf 11,1 Meter, wohingegen bei Quarzit mit 28,3 Meter beinahe das Dreifache jenen Wertes erreicht wird.

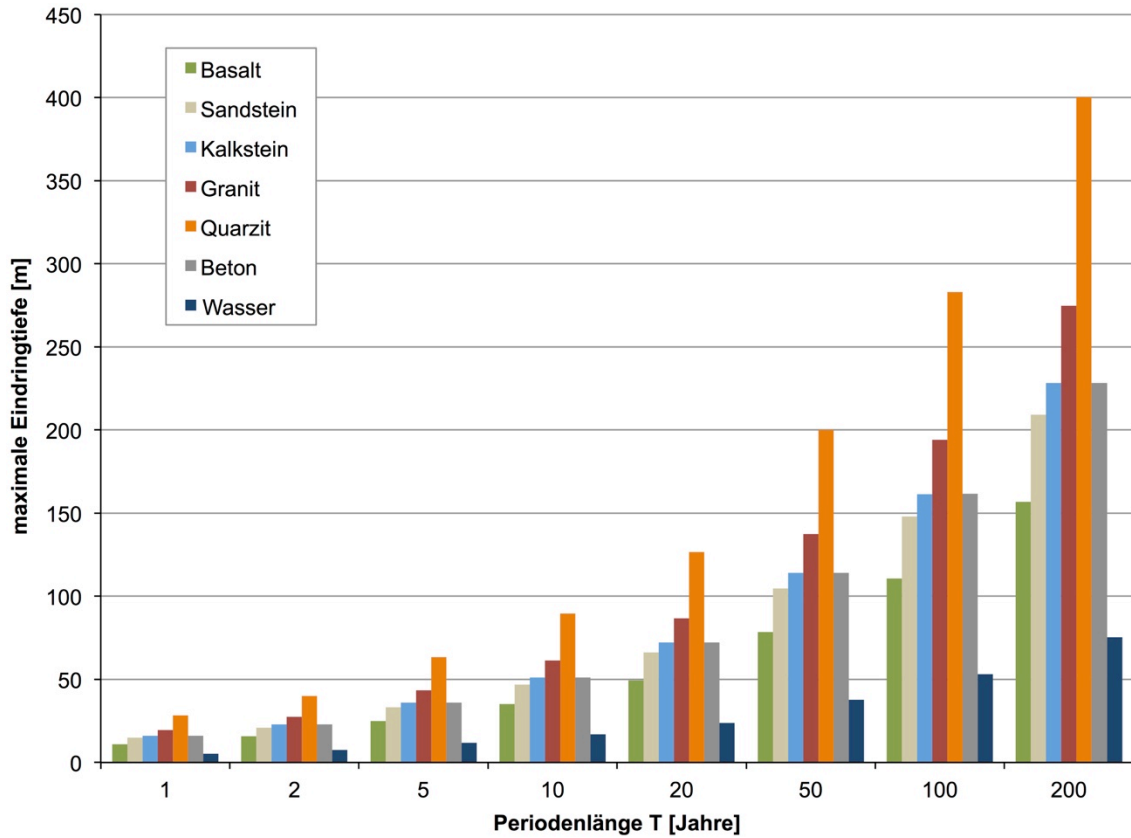


**Abbildung 72:** Die Eindringtiefe der Temperaturschwankung bei einer Periodendauer von einem Jahr ist stark von den jeweiligen thermischen Gesteinskennwerten bzw. Materialkennwerten abhängig

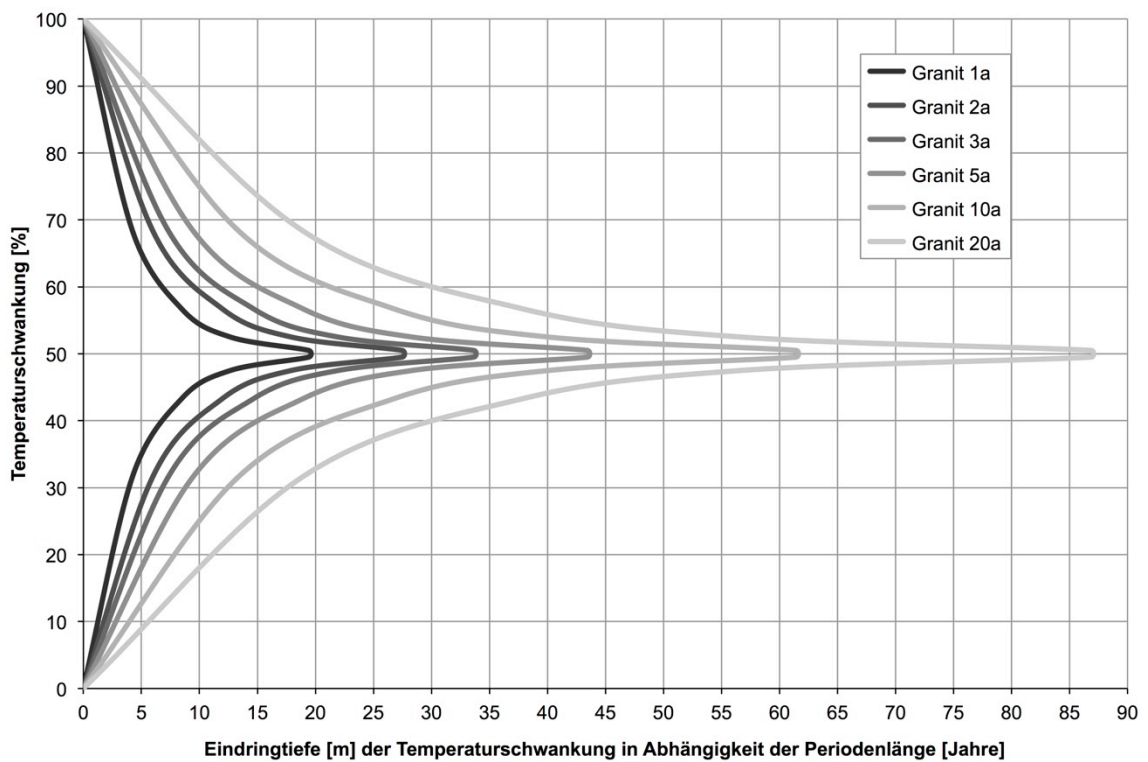
Ferner beträgt die maximale Eindringtiefe der Temperaturschwankung bei Sandstein 14,8 m, bei Kalkstein 16,2 m und bei Granit 16,4 m. Die Eindringtiefe bei Beton korreliert mit 16,2 m gut mit jener von Kalkstein. Beachtlich ist aber die Gegenüberstellung der Eindringtiefe von Gesteinen mit der in einen ruhenden Wasserkörper. Diese beträgt aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit (vgl. Kapitel 4.3.10) von Wasser nur 5,32 m für eine Periodenlänge von einem Jahr. Die direkte Konsequenz daraus ist, dass die Speicherbecken möglichst kompakt ausgeführt werden sollen. Diese Forderung soll einerseits die mit Wasser benetzte Oberfläche zum Gebirge minimieren, und andererseits zufolge der schlechten Wärmeleitfähigkeit des Wassers die eingespeicherte thermische Energie besser im Wasserkörper halten zu können.

Die oben angeführten Ergebnisse sind für eine Periodenlänge von einem Jahr gültig. Ändert sich aber die Temperaturschwankung über einen längeren Zeitraum, ist auch die Eindringtiefe eine deutlich größere. Die Ergebnisse der maximalen Eindringtiefen für langjährige Periodendauern von bis zu 200 Jahren sind in Abbildung 73, Seite 169 dargestellt. Nach 200 Jahren dringt die Temperaturschwankung bei Basalt bis maximal 157 m ein, bei Granit etwa 275 m und bei Quarzit rund 400 m. Im Falle eines vollkommen ruhenden Wasserkörpers beträgt die maximale Eindringtiefe für dieselbe Periodenlänge lediglich 75 m.





**Abbildung 73:** Die jeweilige maximale Eindringtiefe  $\delta_{max}$  [m] in verschiedene Gesteine und Medien in Abhängigkeit der Periodenlänge T der Temperaturschwankung



**Abbildung 74:** Unterschiedliche Periodenlängen der Temperaturschwankung mit der jeweiligen Verteilung der Eindringtiefe in Granit

Aufgrund eines forcierten saisonalen thermischen Energiespeichers, maximal jedoch mehrjährigen thermischen Pufferspeichers, begrenzen sich die relevanten Periodenlängen auf wenige Jahre. In Abbildung 74, Seite 169 sind die Eindringtiefen mit dem Temperaturschwankungsbereich ausgewählter Periodendauern für Granit dargestellt.

#### 4.4.5.2.3 Wärmeleitung

Zusammen mit den nun bekannten Eindringtiefen für unterschiedliche Periodenlängen soll die Wärmeleitung noch etwas intensiver diskutiert werden. Die Wärmeleitung erfolgt aufgrund der Temperaturdifferenz bzw. des Energieniveauunterschiedes vom Ort höherer Temperatur zum Ort geringerer Temperatur [76] – bei diesem System aufgrund des Temperaturunterschiedes zwischen dem heißen Wasserkörper und des relativ kühlen, das Druckstollensystem und die Speicherbecken umgebenden Gebirges. Der eindimensionale, stationäre Wärmestrom in einem Stab kann mit nachfolgender Formel berechnet werden [76]:

$$\phi [W] = \lambda \left[ \frac{W}{mK} \right] * A [m^2] * \frac{d\theta}{dx} \left[ \frac{K}{m} \right] \quad (4.26)$$

mit:	$\phi [W]$	Wärmestrom, Leistung
	$\lambda \left[ \frac{W}{mK} \right]$	Wärmeleitfähigkeit, für Granit gilt: $\lambda \approx 3,5 \text{ W/(mK)}$ [77]
	$A [m^2]$	Querschnittsfläche, Druckstollen, $A_{DS} = 10.053 \text{ m}^2$
	$\frac{d\theta}{dx} = \frac{dT}{dx} \left[ \frac{K}{m} \right]$	Temperaturgradient

Mit Granit als beispielhaft gewählte Gesteinsart des Gebirges und dem in Abbildung 72, Seite 168 dargestellten Temperaturverlauf bei einer Periodenlänge von einem Jahr kann die Temperaturgradienten in den ersten 5 Metern mit 9,8 K/m berechnet werden, wenn die Temperatur des Wasserkörpers 90 °C beträgt. Für eine Querschnittsfläche von einem Quadratmeter und der Gl. (4.26) errechnet sich die Leistung des Wärmestroms wie folgt:

$$\phi_{1m^2} = 3,5 \text{ W/mK} * 1 \text{ m}^2 * 9,8 \text{ K/m} = 34,3 \text{ W}$$

In Bezug auf die Mantelfläche des Druckstollens von 10.053 m<sup>2</sup> kann der Wärmestrom berechnet werden:

$$\phi_{10.053m^2} = 3,5 \text{ W/mK} * 10.053 \text{ m}^2 * 9,8 \text{ K/m} = 344.818 \text{ W} = 344,82 \text{ kW}$$

Unter Berücksichtigung der Periodenlänge eines Jahres wird die abgeleitete Wärmemenge entlang des Druckstollens wie folgt berechnet:

$$Q_{1a} = \Phi_{10,053m^2} * 365 d * 24 h/d = 344,82 kW * 365 d * 24 h/d = 3.020.606 kWh$$

$$Q_{1a} = 3.021 MWh$$

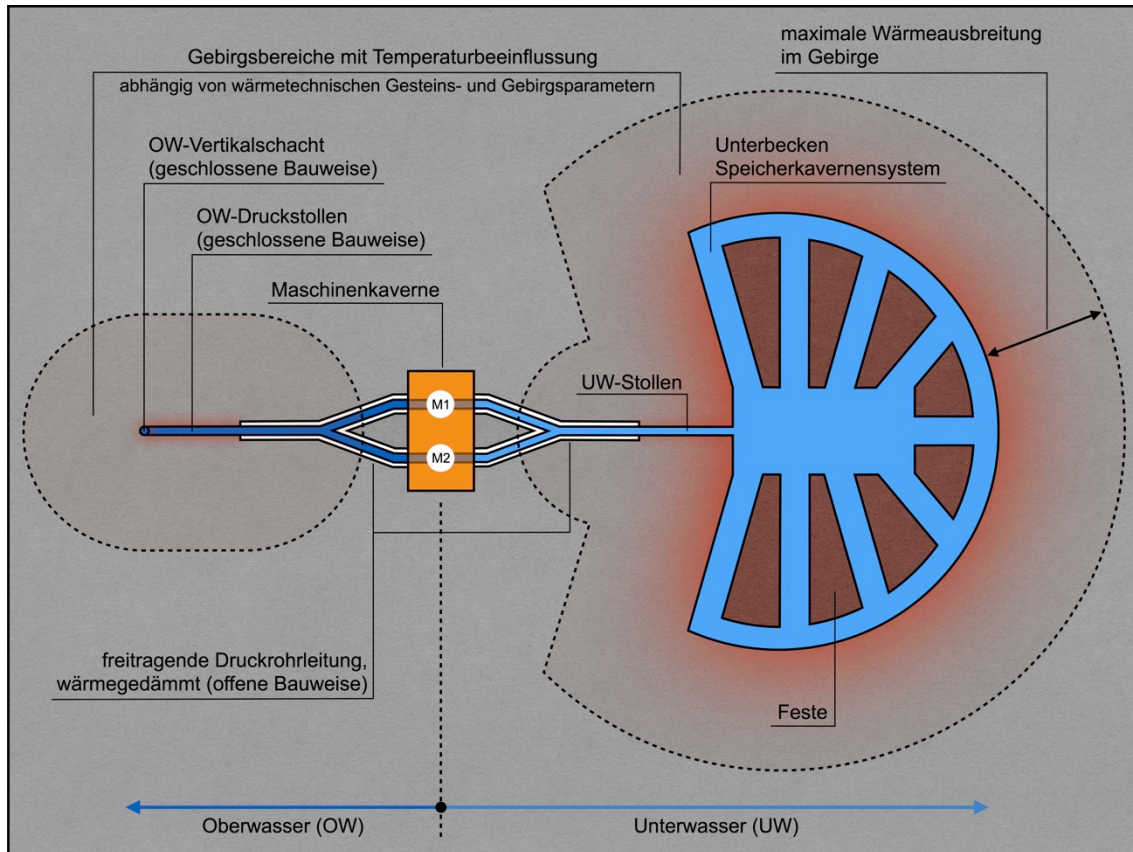
Mit dieser eingeleiteten Wärmemenge wird der Nahbereich des Druckstollens erwärmt, und kann zu einem Gutteil bei sich abkühlenden Wassertemperaturen wieder rückgewonnen werden. Für eine exakte Bestimmung dieser in den Wasserkörper rückgeführten Wärmemenge bedarf es umfangreicher numerischer Simulationen unter Berücksichtigung der Einspeisedauer, der Entnahmedauer, sowie der zugeführten und abgeführten Leistung und selbstverständlich genauer Gebirgsparameter. Diese Berechnungen sind aber nicht Gegenstand dieser Arbeit.

#### 4.4.5.2.4 Wärmetechnisches Design

Mit Granit als repräsentatives magmatisches Tiefengestein, das ähnliche Eigenschaften wie metamorphe Gesteine, allen voran Gneis, aufweist, sollen nun erforderliche Überlagerungshöhen und rund um die Maschinenkaverne wärmegeämmte Streckenabschnitte des ober- und unterwasserseitigen Triebwassersystems aufgrund der Wärmeausbreitung bestimmt werden.

Die einzuhaltende Überlagerungshöhe bzw. Distanz zwischen den vom Heißwasser benetzten Bauwerken und der Geländeoberfläche soll dabei deutlich konservativer gegenüber den wärmegeämmten Druckstollenabschnitten bei der Maschinenkaverne bemessen werden. Die dahinterstehende Überlegung bei der Überlagerungshöhe bzw. der Distanz zwischen unterirdischen Speicherkavernen und der Geländeoberfläche ist, dass insbesondere in Verbindung mit der kalten Jahreszeit und etwaiger Schneelage, sich die Geländeoberfläche soweit aufwärmt, dass der Schnee zu schmelzen beginnt. Bei derart geringen Überlagerungshöhe wäre ja nicht nur der Wärmeenergieverlust an sich schon ein größerer, sondern es würden sich auch ungewohnte Auswirkungen auf die Natur bemerkbar machen, die aus naturschutzrechtlicher Sicht sicher nicht zu dulden wären. Die Überlagerung ist aber auch abhängig von der Flächennutzung an der Geländeoberfläche. In alpinen Regionen sind Schneeschmelzen oder andersartige Beeinflussungen zufolge der sich ausbreitenden Wärme kaum zu dulden, wohingegen im Nahbereich von Städten, oder gar unter Städten geringfügige Aufwärmungserscheinungen wahrscheinlich weniger kritisch betrachtet werden.

Vom Autor werden daher mindestens einzuhaltende Überlagerungshöhen zwischen 150 und 300 Meter (vgl. Abbildung 73, Seite 169 mit Periodendauern zwischen 100 und 200 Jahren) abhängig von der Gesteinsart und den Gebirgsverhältnissen vorgeschlagen.



**Abbildung 75:** Die Maschinenkaverne ist mit entsprechend angepassten freitragenden und wärmegeklämtten ober- und unterwasserseitigen Druckrohrleitungen rund um die Maschinenkaverne außerhalb des Einflussbereichs der Wärmeausbreitung zu situieren

Im Gegensatz dazu können bei der Maschinenkaverne – abhängig aber von der schon vorherrschenden Gebirgstemperatur – deutlich geringere Distanzen für die wärmegeklämtten Speicherabschnitte festgesetzt werden. Für eine effiziente luftbasierte Generatorenkühlung sind die Lufttemperaturen in der Maschinenkaverne auf rund 30 °C zu begrenzen. Daher können bei geringen umgebenden Gebirgstemperaturen im Bereich von etwa 10 °C bis 15 °C größere Temperaturzunahmen um bis zu 15 °C in Kauf genommen werden. Die direkte Konsequenz bei an sich schon hohen Gebirgstemperaturen ist klarerweise, dass Temperaturzunahmen nicht oder nur minimal zugelassen werden dürfen. Werden für das Referenzprojekt eine konservativ angesetzte Periodendauer von zehn Jahren und Granit als Gesteinsart (vgl. Abbildung 74, Seite 169) zugrunde gelegt, reicht es bei geringen Gebirgstemperaturen die an die Maschinenka-

verne anschließenden ober- unter unterwasserseitigen Druckstollen- bzw. Stollenbereiche im Bereich von 35 m um die Maschinenkaverne wärme zu dämmen. Bei an sich schon hohen Gebirgstemperaturen sind die freitragenden, wärmegeprägten Druckrohrleitungsbereiche dementsprechend zu erhöhen. In Abbildung 75, Seite 172 ist der beschriebene Sachverhalt mit der Maschinenkaverne und den wärmegeprägten Druckrohrleitungen graphisch dargestellt.

Diese angegebenen Beispielwerte sollen dem Leser dieser Arbeit nur bewusst machen, in welchem Bereich sich die Wärmeausbreitung bei üblichen Gesteinen einstellt. Für tatsächlich projektierte Heißwasserpumpspeicher sind diese selbstverständlich gesondert zu berechnen, und weitere Parameter, wie die Anisotropie, das Trennflächengefüge und hydrogeologische Aspekte des Gebirges mit zu berücksichtigen.

#### 4.4.5.3 Felsmechanische Aspekte

Im Folgenden werden felsmechanische bzw. geotechnische Aspekte im Speziellen unter Berücksichtigung der Auswirkungen hoher Triebwassertemperaturen auf das umliegende Gebirge beschrieben.

Die tiefliegende, direkte und kurze Druckstollentrasse ist nicht nur aus wirtschaftlichen, sicherheitstechnischen und bautechnischen Gründen [72] zu befürworten, sondern auch aufgrund von felsmechanischen Kriterien. Gerade die Forderung an die Druckstollentrassierung, dass der wirkende Gebirgsdruck größer als der Innendruck sein sollte [81], wird mit tiefliegenden Triebwassersystemen erfüllt. Insbesondere bei der forcierten Lotschachtvariante steigen die vertikalen und horizontalen Hauptspannungen im Gebirge bei einem Seitendruckbeiwert  $k$  von 1,0 mit der Tiefe als Verhältnis der Gebirgswichte zur Wasserwichte  $\gamma_F/\gamma_W$  bei hydrostatischem Wasserdruck von gleichem Höhenniveau ausgehend in etwa mit dem Faktor 2,7 an, wodurch die Tragsicherheit des Gebirges mit der minimalen Gebirgsspannung unter Einhaltung ausreichender Sicherheit eingehalten werden kann. Die Konsequenz ist, dass bei hohen Gebirgsdrücken aufgrund der mitwirkenden Lastabtragung durch das Gebirge auf wirtschaftliche Auskleidungssysteme (vgl. Kapitel 4.4.5.2) zur Aufnahme hoher Wasserdrücke zurückgegriffen werden kann.

Um auch tatsächlich die geforderten guten Gebirgsverhältnisse mit geringen Felsdurchlässigkeiten mit vorzugsweise elastischem Gebirgsverhalten nach dem Ausbruch vorzufinden, sind für die Standortauswahl umfangreiche geologische und geotechnische Vorerkundungen erforderlich.

Die Temperaturverteilung im Gebirge und die maximale Eindringtiefe in Abhängigkeit von der Periodendauer und den thermischen Gesteinskennwerten für ein homogenes, isotropes Gebirge wurde bereits im Kapitel 4.4.5.2.2 berechnet und erläutert. Die ma-

ximalen Temperaturen von etwa 90 °C werden im Bereich des Ausbruchrandes erreicht und nehmen gemäß der Temperaturleitfähigkeit und Periodendauer der Temperatureinwirkung nach sich daraus ergebender Distanz bis zur Gebirgstemperatur ab.

Wirken nun zufolge des heißen Triebwassers Temperaturänderungen auf das Gebirge ein, treten Dehnungen auf. Diese Dehnungen können einerseits in Längen- bzw. Volumenänderungen der Kluffkörper übergehen, wenn sie von offenen Klüften zwischen den Kluffkörpern zugelassen werden. Werden die Dehnungen hingegen zum Beispiel durch vollkommen injizierte Klüfte bei vergütetem Gebirge oder an sich bei sehr guten Gebirgsverhältnissen behindert, resultieren aus den Temperaturänderungen Temperaturspannungen. Bei allseitiger Dehnungsbehinderung führen Temperaturänderungen zu einem quasi hydrostatischen Spannungszustand [81]. Dazwischen gibt es noch den Fall, dass sich zunächst bis zu einer gewissen Temperaturerhöhung die Kluffkörper vergrößern und die Klüfte geschlossen werden, und die anschließenden Dehnungen aufgrund weiterer Temperaturerhöhung in Spannungen übergehen.

Nachdem die umliegenden Gebirgsbereiche des Stollens durch Injektionen vergütet werden, ist davon auszugehen, dass in diesen Bereichen die Temperaturdehnungen in hydrostatische, also allseits gleich hohe Temperaturdruckspannungen resultieren. Erst in weiter entfernten, nicht vergüteten Gebirgsbereichen können sich die Kluffkörper aufgrund der Temperaturänderung vergrößern, solange es die noch nicht geschlossenen Klüfte zulassen. Die sich bei größeren Temperaturen ausdehnenden Kluffkörper und gleichzeitig verkleinernden Klüfte sind aber auch von großem Vorteil für die Wärmespeicherung und wirken Wasserverlusten aus dem Triebwassersystem entgegen. Denn die Temperaturerhöhung führt gerade dann zu einer aufgrund der Ausdehnung herbeigeführten „Selbstdichtung“ des Gebirges, wenn der Energieinhalt des Wassers am größten ist, wodurch einerseits Wasserverlusten aus dem Triebwassersystem entgegengewirkt werden kann und andererseits wird die, in guten Gebirgen ohnehin schon sehr geringe Bergwasserströmung durch die sich verringernenden Kluffweiten nochmals reduziert, womit die ins Gebirge eingespeicherte Wärme bei etwaigen Kluffwasserströmungen nicht abtransportiert werden kann. Außerdem können sich durch die Kluffkörperausdehnung in den Klüften eingeschlossene, starre Wasserkörper ausbilden, wodurch unter Anbetracht der geringen Wärmeleitfähigkeit des Wassers die Wärmeausbreitung ins Gebirge ebenso reduziert werden kann und sich die eingespeicherte Wärme weniger weit ins Gebirge ausbreitet.

Bevor auf die Spannungsverteilung unter Berücksichtigung der Temperaturänderung im Gebirge eingegangen wird, werden zunächst grundlegende Zusammenhänge der Temperatureinwirkungen auf das Gebirge erläutert.

Unter Berücksichtigung der allgemeinen Elastizitätstheorie eines homogenen, isotropen und linear elastischen Materialverhaltens können die Dehnungen aufgrund der Temperaturänderung wie folgt berechnet werden [81]:

$$\varepsilon_{\Delta T} [-] = \alpha_T [1/K] * \Delta T [K] \quad (4.27)$$

mit:  $\alpha_T [1/K]$       Temperaturausdehnungskoeffizient  
           Gebirge:  $\alpha_T \approx 10 \cdot 10^{-6} - 12 \cdot 10^{-6} 1/K$   
 $\Delta T [K]$         Temperaturdifferenz in Bezug auf die Ausgangstemperatur  $T_0$

Mit (4.27) können die Längenänderungen berechnet werden:

$$\Delta l [m] = \varepsilon_{\Delta T} [-] * l_0 [m] \quad (4.28)$$

mit:  $l_0 [m]$         Ausganglänge bei der Temperatur  $T_0$

Für eine beispielhafte Klufkörperabmessung von 1,5 x 1,5 x 1,5 Meter unter Betracht einer Temperaturzunahme  $\Delta T$  von 80 Kelvin beträgt die Längenänderung unter Berücksichtigung von Gl. (4.27) und Gl. (4.28) demnach:

$$\Delta l = (\alpha_T [1/K] * \Delta T [K]) * l_0 [m] = (10 * 10^{-6} \frac{1}{K} * 80 K) * 1,5 m = 0,0012 m$$

Der Klufkörper dehnt sich, bei nicht behinderter Dehnungsmöglichkeit, also allseitig um 1,2 mm aus. Die Klüfte zwischen gleich großen Klufkörpern können also 1,2 mm geöffnet sein, um diese Temperaturzunahme von 80 Kelvin spannungsfrei aufnehmen zu können, und die dazwischenliegenden Klüfte vollständig zu schließen.

Im Gegensatz dazu kann ebenso unter Anwendung der allgemeinen Elastizitätstheorie die Temperaturspannung bei allseitiger Dehnungsbehinderung berechnet werden [81]:

$$\sigma_{\Delta T} [MPa] = \varepsilon_{\Delta T} [-] * E_F [MPa] = (\alpha_T [1/K] * \Delta T [K]) * E_F [MPa] \quad (4.29)$$

mit:  $E_F [MPa]$       Elastizitätsmodul des Felsens

Werden die Dehnungen also nach allen Richtungen hin behindert ( $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = 0$ ), führen die Temperaturänderungen zu einem quasi hydrostatischen Spannungszustand [81]. Die Spannungszunahme ist in allen Richtungen somit gleich groß und es gilt Gl. (4.29).

Bei einem Elastizitätsmodul des Gesteins von 65.000 MPa errechnen sich die allseitig gleich großen Spannungszunahmen mit:

$$\sigma_{\Delta T} = (\alpha_T [1/K] * \Delta T [K]) * E_F [MPa] = \left(10 * 10^{-6} \frac{1}{K} * 80 K\right) * 65.000 MPa = 52 MPa$$

Diese Spannungszunahme wirkt zwar auf den ersten Blick enorm, relativiert sich aber unter der Berücksichtigung, dass es sich dabei um eine hydrostatische Spannungserhöhung handelt. Demnach wachsen die vor der Temperaturerhöhung vorherrschenden Hauptnormalspannungen um den jeweils selben Betrag an, wodurch der Mohr'sche Spannungskreis verschoben, aber nicht vergrößert wird und das Mohr-Coulomb'sche Bruchkriterium eingehalten werden kann (vgl. Abbildung 76, Seite 177).

Andererseits kann die einachsige Druckfestigkeit UCS [MPa] des homogenen, isotropen, linear elastischen Kluftkörpers für ein beispielhaftes Gestein mit den zum oben genannten Elastizitätsmodul dazugehörigen Festigkeitsparametern der Kohäsion  $c = 38 MPa$  und des Reibungswinkels  $\varphi$  von  $43^\circ$  unter Zuhilfenahme von Gl. (4.30) berechnet werden:

$$UCS [MPa] = c [MPa] * \frac{2 * \cos\varphi}{1 - \sin\varphi} \quad (4.30)$$

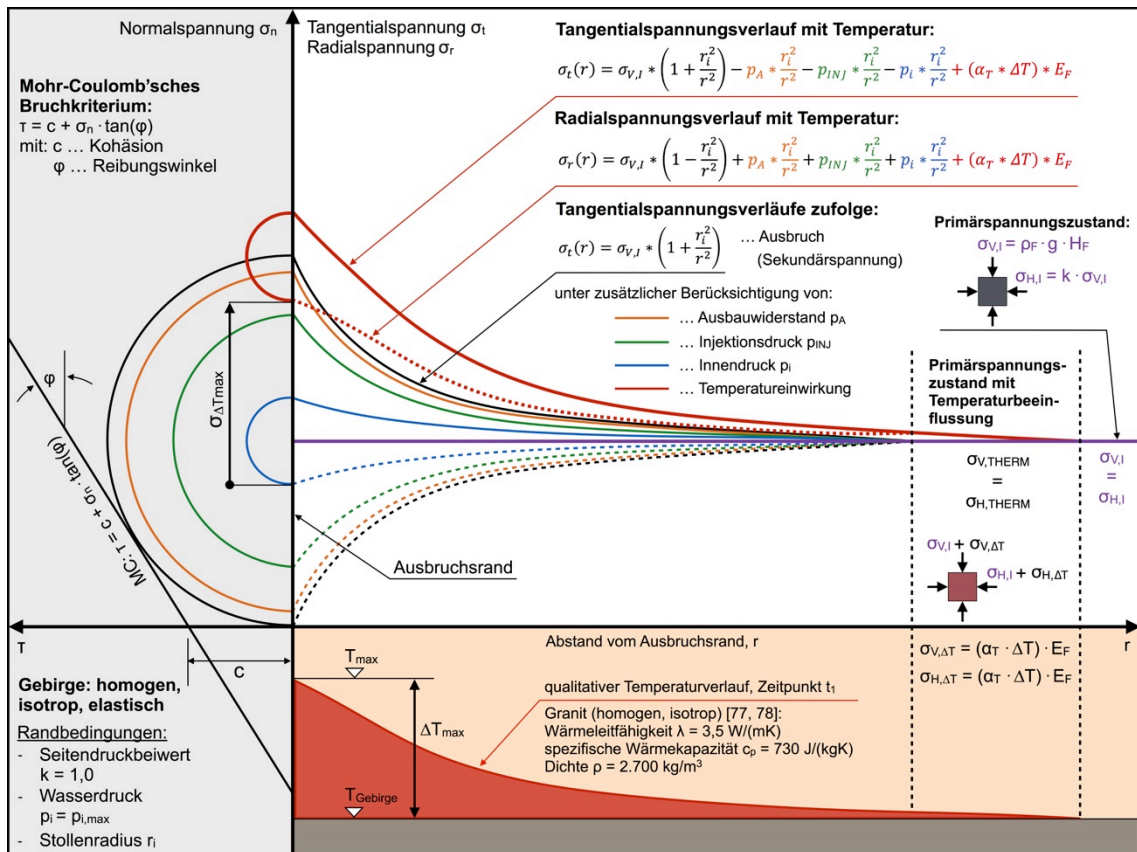
$$UCS = 38 MPa * \frac{2 * \cos(43^\circ)}{1 - \sin(43^\circ)} \approx 175 MPa$$

Die in diesem Beispiel dargebrachte Spannungsänderung aufgrund der Temperaturzunahme kann somit jedenfalls vom Gebirge aufgenommen werden. Lokal auftretende Überbeanspruchungen durch Spannungsspitzen werden durch Plastifizierung abgebaut. Kann das Gebirge die zusätzlichen Temperaturspannungen nicht aufnehmen, muss eine freitragende, und bis zur Stollenlaibung wärmegegedämmt ausgeführte Druckrohrleitung gewählt werden.

Mit diesen grundlegenden Ausführungen der Temperature Auswirkungen auf das Gebirge, werden im Folgenden die Spannungsverteilungen im Gebirge detailliert beschrieben. Zur vereinfachten Darstellung wird ein homogenes, isotropes und linear elastisches Gebirgsverhalten zu Grunde gelegt, wodurch die Superposition der Spannungsverläufe aus unterschiedlichen Einwirkungen und Belastungen ermöglicht wird. Außerdem wird die tangentielle Randspannung im maßgebenden Ausbruchszustand von der einachsigen Gebirgsdruckfestigkeit  $\beta_{DF}$  begrenzt, sodass die Standfestigkeit des Hohlraumes sichergestellt werden kann.



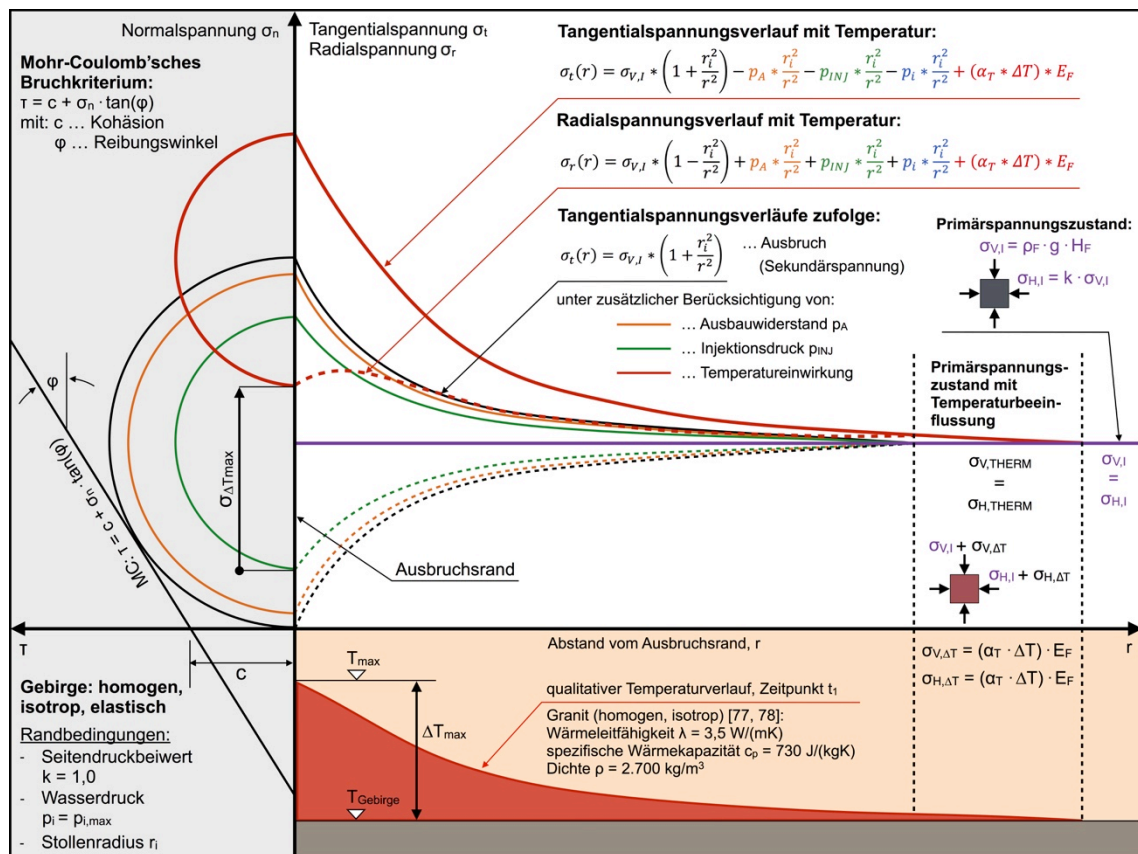
In Abbildung 76, Seite 177 sind neben dem Primärspannungsverlauf, den sekundären und tertiären Tangential- und Radialspannungsverläufen, das Mohr-Coulomb'sche Bruchkriterium (MC) für die Spannungen am Hohlraumrand sowie der beispielhafte, qualitative Temperaturverlauf für Granit für einen nicht näher definierten Zeitpunkt  $T_1$  dargestellt. Die in Abbildung 76 dargebrachten Gleichungen wurden aus [81] entnommen.



**Abbildung 76:** Spannungsverläufe im Gebirge unter Berücksichtigung der Sekundärspannungen zufolge des Ausbruchs, der Tertiärspannungen aus dem Ausbau, dem Injektionsdruck, dem Innendruck sowie der Temperaturebeanspruchung unter Berücksichtigung eines qualitativen Temperaturverlaufs bei maximalem Innendruck  $p_i = p_{i,max}$ . Für die Randspannungen ist das Mohr-Coulomb'sche Bruchkriterium dargestellt, Gleichungen nach [81], Eigene Darstellung

Allein unter Betrachtung der Spannungsverläufe im Gebirge gemäß verschiedenster Einwirkungen erkennt man, dass nicht nur das Druckstollenbauwerk an sich hoch beansprucht wird, sondern auch das umgebende Gebirge. Außerdem soll mit der Abbildung verdeutlicht werden, dass das Gebirge entscheidend an der Lastabtragung mitwirkt, und so erst wirtschaftliche Auskleidungskonzepte des Druckstollens ermöglicht werden. Das Druckstollenbauwerk muss daher immer in Interaktion mit der Umgebung betrachtet werden. Ausgehend vom angenommenen Primärspannungszustand ( $\sigma_{v,i} = \sigma_{h,i}$ , Seitendruckbeiwert  $k = 1,0$ ) wird der radialsymmetrische Bereich um den

Druckstollen, der etwa dem vierfachen des Ausbruchsradius  $4 \cdot r_i$  entspricht, durch Spannungumlagerungen zufolge des Ausbruchs in den sekundären Spannungszustand übergeführt. Eingebaute Stützmittel des Primärausbaus wirken als Ausbauwiderstand  $p_A$ . Nach Herstellung der bewehrten Betonauskleidung, wird diese mit dem Injektionsdruck  $p_{INJ}$  vorgespannt, wobei dieser Vorspanndruck nicht nur auf den Betoninnenring wirkt, sondern auch das Gebirge in gleicher Weise belastet. Während des Kraftwerksbetriebs wirkt zusätzlich der vom Triebwasser herrührende Innendruck  $p_i$ , wobei der maximale dynamische Druck  $p_{i,max}$  für die Bemessung zugrunde gelegt wird.



**Abbildung 77:** Spannungsverläufe im Gebirge unter Berücksichtigung der Sekundärspannungen zufolge des Ausbruchs, der Tertiärspannungen aus dem Ausbau, dem Injektionsdruck sowie der Temperaturbeanspruchung unter Berücksichtigung eines qualitativen Temperaturverlaufs ohne wirkenden Innendruck  $p_i = 0$ . Für die Randspannungen ist das Mohr-Coulomb'sche Bruchkriterium dargestellt, Gleichungen nach [81], Eigene Darstellung

Die tertiären Spannungen mit dem Ausbauwiderstand, dem Injektionsdruck und dem Innendruck werden dabei ausgehend von den sekundären Spannungsverläufen aufgetragen. Die Tangential- oder Umfangspannungen werden durch diese verringert, wohingegen sich die Radialspannungen um den gleichen Betrag vergrößern. Die Reichweite der tertiären Spannungsverläufe entspricht mit dem vierfachen des Ausbruchsradius jener der sekundären Spannungsverläufe.

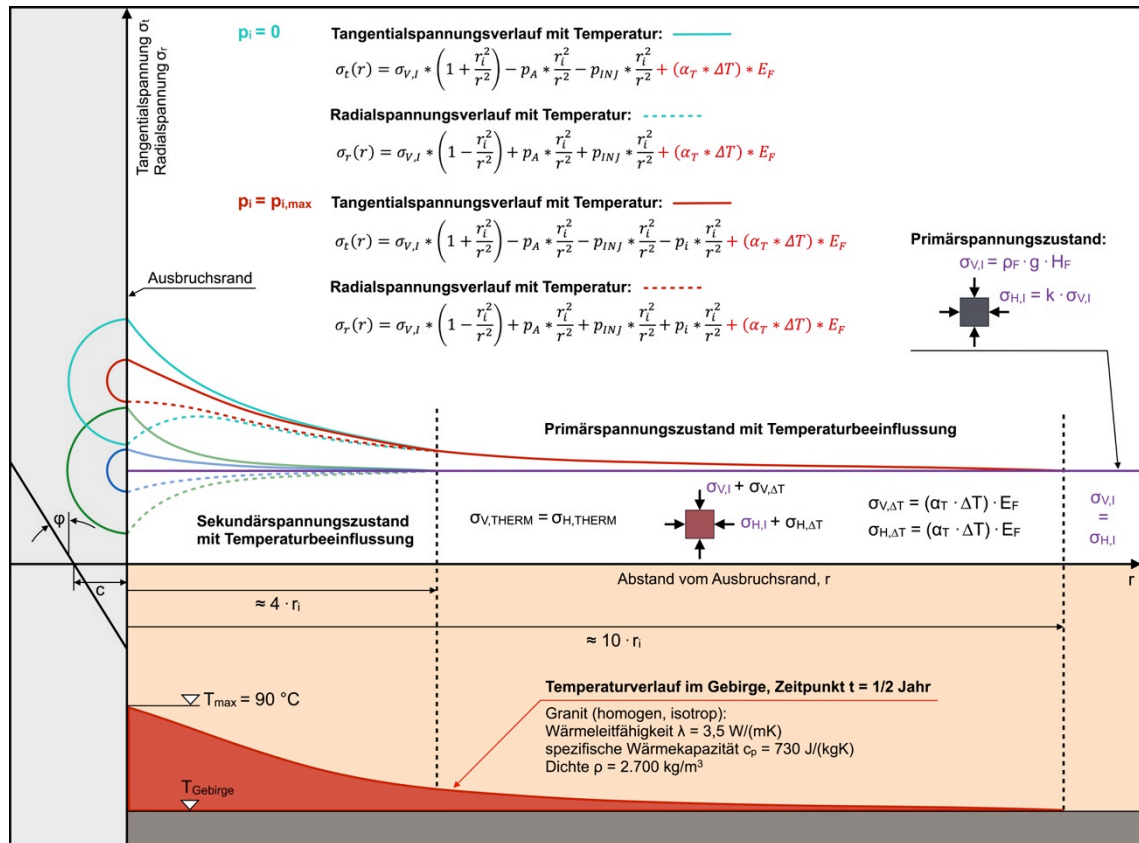
Nun wird das Triebwasser erwärmt und erreicht die maximale Temperatur  $T_{\max}$  von rund 90 °C. Die Wärme breitet sich abhängig von der Temperaturleitfähigkeit und der Periodendauer auch ins Gebirge aus. Der qualitative Temperaturverlauf zum fiktiven Zeitpunkt  $T_1$  ist in Abbildung 76 dargestellt. Angenommen wird dabei, dass am Ausbruchsrund die maximale Triebwassertemperatur  $T_{\max}$  herrscht und sich nach einer gewissen Länge die Gebirgstemperatur  $T_{\text{Gebirge}}$  einstellt.

Unter Berücksichtigung der allseitigen Dehnungsbehinderung können die in Spannungen übergeführten Temperaturdehnungen zum Tangential- bzw. Radialspannungsverlauf des Innendrucks superponiert werden. Somit entspricht der Temperaturspannungsverlauf gemäß Gl. (4.29) dem dargestellten Temperaturverlauf im Gebirge. Die Temperaturspannungen wirken sowohl in tangentialer, wie auch radialer Richtung als Druckspannungen.

Die unter Innendruck am Ausbruchsrund wirkenden Tangential- und Radialspannungen sind mit dem Mohr'schen Spannungskreis dargestellt. Unter zusätzlicher Temperatureinwirkung werden diese Spannungen um den jeweils gleichen Betrag der Temperaturspannung verschoben, wobei sich die Größe des Spannungskreises unter allseitig gleicher Temperaturspannungszunahme nicht verändert. Das Mohr-Coulomb'sche Bruchkriterium wird demnach eingehalten.

Wie aus Abbildung 76 hervorgeht, können alle superponierten Spannungsverläufe in drei Bereiche eingeteilt werden. Ausgehend vom Ausbruchsrund bis etwa dem vierfachen des Ausbruchsradius stellt sich der Sekundär- bzw. Tertiärspannungszustand ein. In diesem Bereich wirken somit die Sekundärspannungen zufolge des Hohlraumausbruchs, die Tertiärspannungen mit dem Ausbauwiderstand, dem Injektionsdruck, dem Innendruck und den saisonal veränderlichen Temperaturspannungen. Der zweite Bereich kann zwischen dem ersten Bereich und dem Primärspannungszustand definiert werden. In diesem werden die vom Gebirgsdruck herrührenden Primärspannungen nur mit der Temperaturbeanspruchung superponiert. Der dritte Bereich stellt sich nach der maximalen Reichweite der Temperatureinwirkung ein und definiert den eigentlichen Primärspannungszustand im Gebirge.

In Abbildung 77, Seite 178 ist derselbe Zusammenhang, jedoch ohne wirkenden Innendruck ( $p_i = 0$ ) dargestellt. Erkennbar ist, dass unter identer Temperaturbeanspruchung wie im zuvor beschriebenen Fall, aber nach Wegnahme des Innendrucks die superponierten Tangentialspannungen zunehmen und die Radialspannungen verringert werden. Daraus resultiert eine größere Differenz zwischen Tangential- und Radialspannungen, wodurch der Mohr'sche Spannungskreis vergrößert wird, und somit den maßgebenden Lastfall der Gebirgsbeanspruchung darstellt.

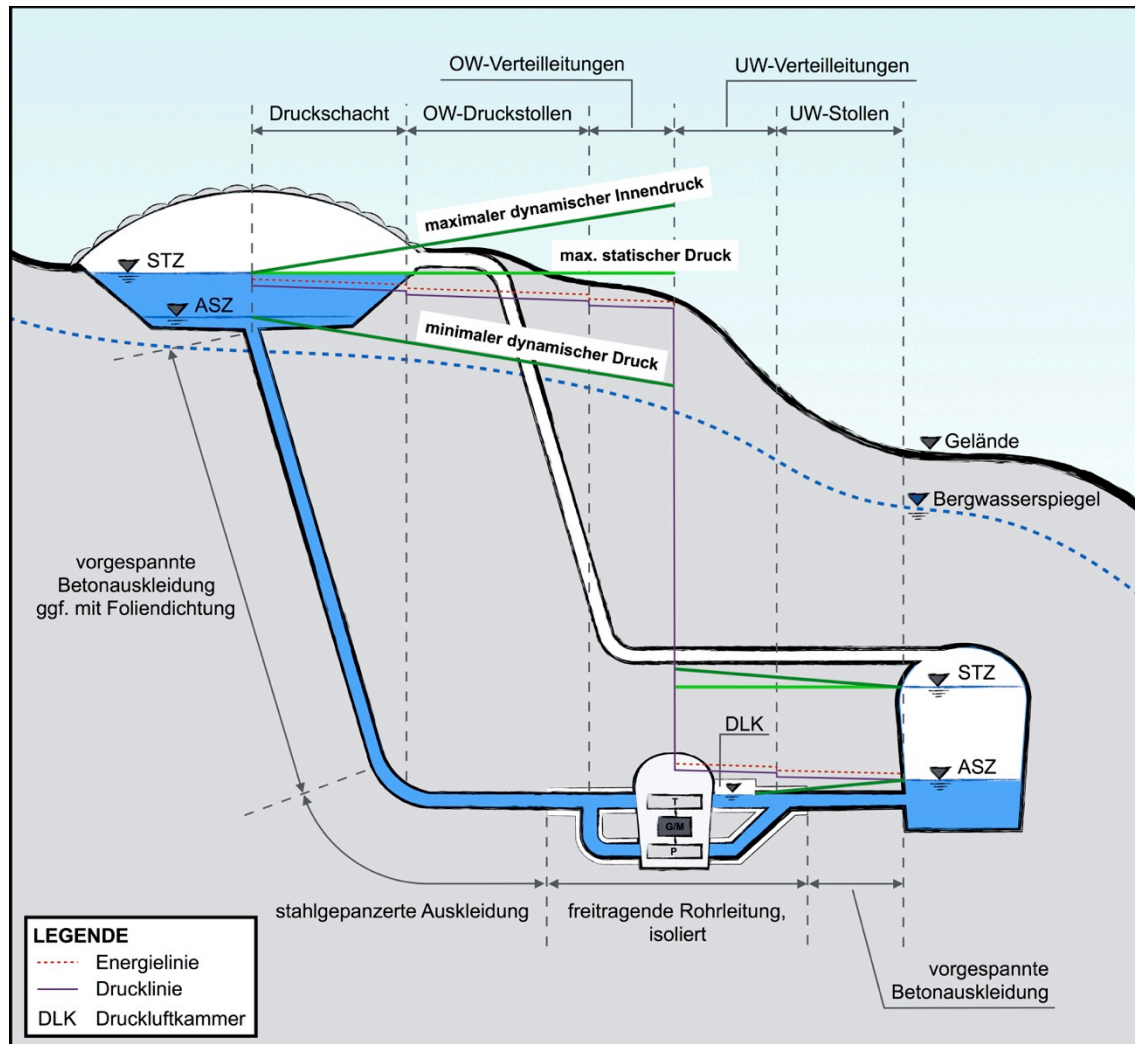


**Abbildung 78:** Gegenüberstellung der Primär-, Sekundär-, und Tertiärspannungsverläufe zusammen mit der Temperaturbeanspruchung mit und ohne wirkenden Innendruck. Der Temperaturverlauf gilt für Granit zum Zeitpunkt eines halben Jahres mit der maximalen Eindringtiefe für die Periodendauer eines Jahres. Für die Randspannungen ist das Mohr-Coulomb'sche Bruchkriterium dargestellt, Gleichungen nach [81], Eigene Darstellung

Zum direkten Vergleich sind die superponierten Spannungsverläufe der Tangential- und Radialspannungen mit und ohne wirkendem Innendruck in Abbildung 78, Seite 180 gemeinsam dargestellt. Außerdem repräsentiert der dargestellte Temperaturverlauf mit der maximalen Eindringtiefe eine Periodendauer der Temperaturschwankungen von einem Jahr zum Zeitpunkt der Jahreshälfte für Granit und kann mit etwa dem zehnfachen des Ausbruchsradius definiert werden. Die Reichweite der Temperaturänderung bzw. der Spannungsänderung zufolge der Temperatureinwirkung übersteigt jene des Sekundär- bzw. Tertiärspannungsbereiches deutlich.

#### 4.4.5.4 Hydrogeologische Aspekte

Die Bergwasserverhältnisse und der Bergwasserspiegel sind zusammen mit den vorherrschenden Gebirgsverhältnissen im Druckstollenbau von maßgebender Bedeutung. Schlussendlich sind sie mitentscheidend für die Wahl des Auskleidungssystems und einhergehenden Abdichtungsinjektionen.



**Abbildung 79:** Hydraulisches Design mit den wesentlichen Bestandteilen des Triebwassersystems und dessen Auskleidungskonzepten sowie der Darstellung eines angenommenen Bergwasserspiegels. Anmerkungen: Der Druckschacht ist für eine übersichtliche Darstellung der Druck- und Energielinienverläufe geeignet veranschaulicht, soll aber als Vertikalschacht ausgeführt werden; der Energie- und Drucklinienverlauf gilt für den Turbinenbetrieb; Skizze gilt für die Verwendung einer Pelton-Gegendruckturbinen

Mit der zusätzlichen thermischen Energiespeicherung unter Berücksichtigung eines geschlossenen Wasserkreislaufes werden die Anforderungen an die Druckstollenauskleidung sowie die Gebirgsvergütung noch einmal erhöht, damit die wirtschaftlich vertretbaren Wasserverluste aus dem geschlossenen System gerade bei hohen Wasser-

temperaturen in akzeptablen Grenzen gehalten werden. Denn jeder Wasserverlust bedeutet nicht nur einen potentiellen Energieentzug, sondern einen umso höheren thermischen Energieverlust. Diese beiden zusätzlichen Rahmenbedingungen fordern, wie bereits erwähnt, gute Gebirgsverhältnisse sowie gering durchlässige Gebirgskörper, die es mit entsprechender Standortwahl zu erfüllen gilt.

Aber nicht nur die Wasserverluste müssen bei diesem System reduziert werden, im Hinblick auf die Wärmespeicherung im Gebirge sind Bergwasserströmungen ebenso durch systematische und umfassende Konsolidierungs- und Abdichtungsinjektionen im Umfeld des Stollens zu weitestgehend zu reduzieren, damit dem Wärmeaustrag über die Bergwasserströmung entgegengewirkt werden kann. Nicht nur aus energiewirtschaftlicher Betrachtung, sondern auch aus ökologischer ist einer Aufwärmung des Bergwassers entgegenzuwirken, um künstliche „Thermalquellen“ zu verhindern. Die Auswirkungen von bereits geringfügigen Temperaturschwankungen auf Fließgewässer sind für die Gewässerorganismen dramatisch und müssen tunlichst vermieden werden. Im Gegensatz dazu wirkt in Klüften verharrendes Bergwasser aufgrund der schlechten Wärmeleitfähigkeit des Wassers als natürliche Wärmedämmung gegenüber dem umgebenden Gebirge.

Wie aus Abbildung 79, Seite 181 hervorgeht, ist bei tiefliegenden Triebwassersystemen in Kombination mit oberirdischen Speicherbecken der oberwasserseitige Hochdruckbereich tendenziell außerhalb der Walch'schen Grenze situiert. Im Gegensatz dazu kann bei der Kombination von zwei unterirdischen Speicherbecken deren Lage so festgelegt werden, damit das gesamte System einen reichlichen Abstand von der Walch'schen Grenze aufweist. Im ersten Fall wird also angenommen, dass der maßgebende maximale dynamische Innendruck über dem Bergwasserspiegel liegt, wonach zumindest eine technisch dichte Auskleidung des Oberwassersystems zur Reduktion bzw. Vermeidung von Wasserverlusten aus dem Triebwasserweg vorgesehen werden muss. Beim zweiten Fall befindet sich der Bergwasserspiegel im Normalfall über der maximalen Innendrucklinie, sodass mit einer semipermeablen Auskleidung das Auslangen gefunden werden kann.

Aufgrund der tiefliegenden Lage des Unterwassersystems mit der dazugehörigen Speicherkaverne ist anzunehmen, dass die maximale Innendrucklinie unter dem Bergwasserspiegel liegt, und daher auf eine durchlässige Auskleidung zurückgegriffen werden kann. Bei hochliegendem Bergwasserspiegel bzw. Bergwasserdruck sind zusätzliche Druckentlastungen in der Auskleidung vorzusehen. Werden jedoch dauerhafte und große Bergwasserzutritte erwartet, sind diese, vor allem unter Berücksichtigung des begrenzten Speicherinhalts des geschlossenen Kraftwerksystems, mit Abdichtungsmaßnahmen zu unterbinden.

Unabhängig davon müssen bei betonausgekleideten Vertikalschächten, wie es das Konzept vorsieht, die maximal zulässigen Gradienten der Sickerströmung, die sich zwischen dem Lotschacht und der Maschinenkaverne ausbreitet, eingehalten werden [72]. Je nach Gebirgsverhältnissen sind die zulässigen Gradienten projektspezifisch festzulegen, wobei bei sehr gutem Gebirge diese zwischen 8 und 10 [72] als ausreichend angesehen werden.

Bei prognostizierten aggressiven Bergwasserzutritten sind lokale Abdichtungsinjektionen mit gegebenenfalls wasserreaktiven Schäumen zur Reduktion bzw. Verhinderung der Wasserzutritte aus dem Gebirge sowie zur Verringerung der Gebirgsdurchlässigkeit in Kombination mit einem dichten Druckstollenauskleidungssystem vorzusehen. Damit soll der Zutritt von für den Betrieb ungünstigen Stoffen, wie Sulfaten, unterbunden werden, die insbesondere in einem geschlossenen Wasserkraftwerkssystem in Verbindung mit der Verdunstung zu einer erhöhten Korrosionsgefahr von Bauteilen und Maschinen führen können.

Im Falle von angefahrenen Lockergesteinsschichten oder Störungszonen sind ebenso umfassende Injektionsmaßnahmen durchzuführen. Einerseits sollen mit Konsolidierungsinjektionen die Gebirgseigenschaften im Umkreis des Stollens verbessert werden, damit ein mittragender Gebirgstragring aktiviert werden kann, und andererseits sollen mit Abdichtungsinjektionen die oben erwähnten Abdichtungserfordernisse erfüllt werden.

Im Folgenden wird auf die einzelnen Bauwerke des Triebwassersystems eingegangen. Dazu werden die vom Autor projektspezifisch entwickelten Auskleidungskonzepte unter Berücksichtigung der dargebrachten Rahmenbedingungen und Erfordernisse ausführlich beschrieben. Grundsätzlich sollten die Ausbaukonzepte so einfach wie nur möglich gestaltet werden, um ungünstigen Spannungs- und Dehnungszuständen zufolge der Temperaturschwankungen entgegenzuwirken. Vorweg wird daher von einem Auskleidungskonzept mit dünnwandiger Panzerung aufgrund der unterschiedlichen Steifigkeitsverhältnisse zwischen Stahl und Gebirge sowie Stahl und Beton und der vielen Spalte abgesehen. Für den Lotschacht ist eine vorgespannte Betonauskleidung mit oder ohne Foliendichtung vorgesehen. Ab einschließlich des Krümmers wird der horizontale oberwasserseitige Triebwasserstollen stahlgepanzert. In ausreichendem Abstand zur Maschinenkaverne wird unter Einhaltung der maximalen Eindringtiefe der Temperatureinwirkung aus dem geschlossenen Triebwasserweg eine freitragende wärmegeämmte Druckrohrleitung zusammen mit den nachfolgenden Verteilleitungen erforderlich. Dasselbe gilt für das Unterwassersystem, wobei der Verbindungsstollen zwischen den freitragenden Rohrleitungen und der Unterwasser-Speicherkaverne zufolge der geringen Potentialdifferenz relativ kurz ausgeführt werden kann.

#### 4.4.5.5 Lotschacht

Die Wahl eines Lotschachts für das innovative Pumpspeicherkraftwerkskonzept erfolgte aufgrund von herstellungstechnischen, felsmechanischen und nicht zuletzt sicherheitstechnischen Gründen.

Zur Herstellung von Lotschächten eignet sich das rationelle und wirtschaftliche Raise-Boring-Verfahren, mit welchem derzeit Schachttiefen von 1.200 Meter und Durchmesser von rund 7 Meter [84] realisierbar sind. Unter Verwendung von Zielbohrgeräten bei der Pilotbohrung können Bohrgenauigkeiten von 0,002 % [84], das in etwa 0,1 Meter auf 500 Meter entspricht, erreicht werden. Bei aufgefahrenen Störungszonen und Zerrüttungen während der Pilotbohrung, die sich über Spülverluste bemerkbar machen, und für die Aufweitbohrung Risiken darstellen, können nach dem Ziehen des Bohrgestänges und dem Einbau von Packern diese Gebirgsbereiche noch während der Pilotbohrung mit Injektionen vergütet werden. Die Störung wird dann soweit verbessert, damit die Aufweitbohrung planmäßig hergestellt werden kann. Außerdem werden mit dieser schonenden mechanischen Ausbruchmethode Auflockerungen der hohlraumnahen Gebirgsbereiche vermieden und die Gebirgsfestigkeit auch in Hinblick auf die Gebirgsmitwirkung für die Lastabtragung erhalten. Des Weiteren ist das Raise-Boring Bauverfahren ein sehr sicheres, nachdem sich während der Schachtherstellung keine Mineure im Schacht selbst befinden und die anschließende Ausbruchsicherung mit einer Arbeitsbühne von oben nach unten immer im gesicherten Bereich erfolgt.

Lassen die geologischen und geotechnischen Verhältnisse kein mechanisches Ausbruchverfahren zu, muss auf eine konventionelle Brunnenabteufung von oben nach unten zurückgegriffen werden. Dieses Verfahren findet auch Anwendung, wenn die herzustellenden Durchmesser für eine Aufweitbohrung mit dem Raise-Boring-Verfahren zu groß wären.

Unabhängig von der Ausbruchmethode befinden sich vertikale Schächte in einem günstigen und allseitig gleichmäßigen horizontalen Spannungsfeld [81]. Die horizontal wirkenden Spannungen entsprechen der horizontalen Primärnormalspannung des Gebirges.

Obwohl aus mehreren beschriebenen Gründen gute geologische, geotechnische und hydrogeologische Gebirgsverhältnisse besonders erstrebenswert sind und schon bei der Standortwahl berücksichtigt werden müssen, können womöglich in oberflächennahen Bereichen unausweichliche Lockergesteinszonen mit Hangschutt, Blockschutt oder ähnlichem vorzufinden sein. Sowohl für diese Bereiche als auch für sehr gute Gebirgsverhältnisse werden in den folgenden beiden Kapiteln die vom Autor entwickelten und vorgeschlagenen Auskleidungskonzepte dargebracht.



#### 4.4.5.5.1 Lockergestein

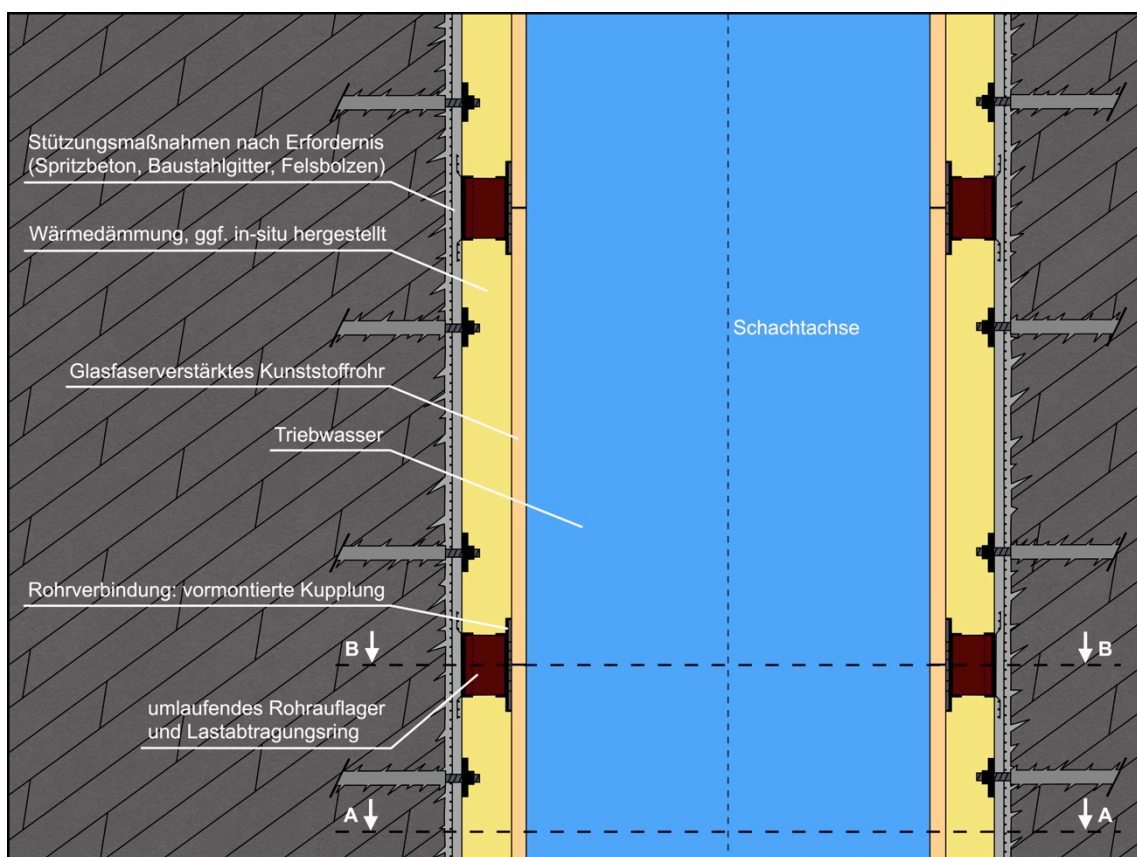
Insbesondere stellen in den Alpen und im Alpenvorland vorkommende Lockergesteinsüberdeckungen unterschiedlicher Mächtigkeit des Zentralgebirges keine Seltenheit dar, und sind auf glaziale Massentransporte zurückzuführen.

Diese Lockergesteinsvorkommen mit oft einhergehenden stark durchlässigen Gebirgskörpern und gegebenenfalls großen Bergwasservorkommen oder Infiltrationszonen bedürfen nicht nur aufwendigerer Baumaßnahmen, sondern machen umfangreiche Maßnahmen für eine betriebssichere Errichtung des eigentlichen Druckschachtbauwerkes notwendig. Unter Berücksichtigung des heißen Triebwassers und der Forderung die thermischen Energieverluste ins umgebende Gebirge oder an die Bergwasserströmung zu beschränken, bestehen im Lockergestein grundsätzlich zwei Ausführungsmöglichkeiten. Einerseits können umfangreiche, systematische Konsolidierungs- und Abdichtungsinjektionen das Gebirge soweit vergüten und die Gebirgseigenschaften homogenisieren, damit zum Einen eine ausreichende Seitenstützung durch das umgebende Gebirge hergestellt wird und zum Anderen die Felsdurchlässigkeit in ausreichend radialsymmetrischem Abstand zum Schacht verringert wird, damit der Wärmeaustrag durch das den homogenisierten Gebirgsring umströmende Bergwasser in vertretbaren Grenzen gehalten werden kann. Der hergestellte Gebirgstragring dient somit auch gleichzeitig der Wärmespeicherung und muss dementsprechend groß ausgeführt werden. Das vorgeschlagene Auskleidungskonzept entspricht dann jenem in massivem Gebirge und wird in Kapitel 4.4.5.5.2 beschrieben.

Können Injektionen aufgrund von geologischen, tektonischen oder hydrogeologischen Gründen nur unzureichend hergestellt oder die Qualität der Injektionsmaßnahmen nicht sichergestellt werden, muss eine selbsttragende, und zur Schachtlaibung hin wärmegedämmte Stollenauskleidung ausgeführt werden. Um dabei nicht auf eine teure Stahlrohrleitung zurückgreifen zu müssen und gemäß dem Umstand, dass die Mächtigkeit der Lockergesteinsbereiche eher auf den oberen Abschnitt des Triebwassersystems beschränkt ist, und demnach bei relativ geringen Innendrücken zur Anwendung kommen muss, soll eine Stollenauskleidung mit glasfaserverstärkten Kunststoffrohren (GFK-Rohre) zur Anwendung kommen.

Handelsübliche GFK-Druckrohre sind bis zu einer Druckklasse PN32 (32 bar) druckhaltend und werden bis zu nominalen Durchmessern von 3.600 mm gefertigt [85]. Unter Berücksichtigung eines dynamischen Innendrucks von etwa 35 % gegenüber dem maximalen statischen Druck und einer entsprechenden Sicherheit ist dieses Auskleidungskonzept bis etwa 200 Meter Wassersäule ausführbar, das zur Überbrückung von Lockergesteinsbereichen mehr als ausreichend ist.

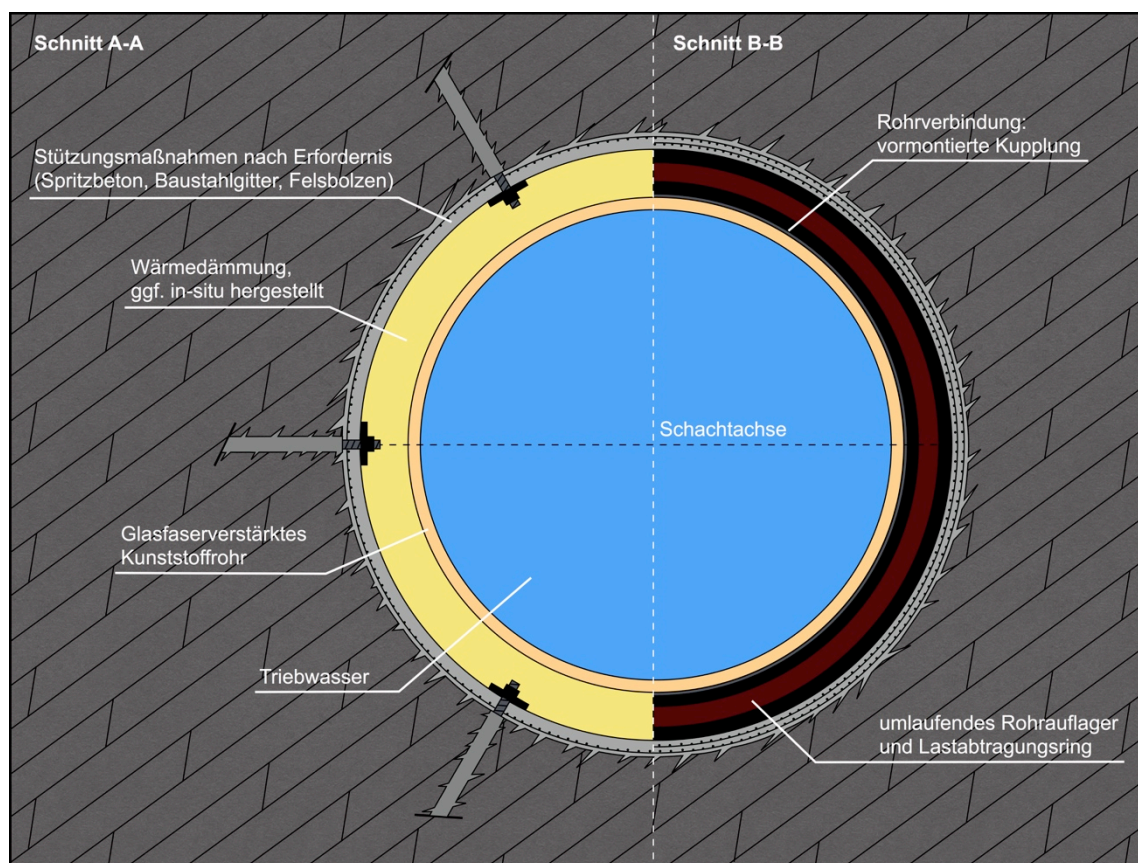
Die Temperaturschwankungen des Triebwassers werden vom Ausbau über Dehnungen aufgenommen. Mit einem Längenausdehnungskoeffizienten  $\alpha_{T,GFK} \approx 28 \times 10^{-6} [1/K]$  [85] beträgt die Längenänderung eines 6 Meter langen Standard-Rohrschusses zwischen der Montagetemperatur von angenommenen 20 °C und der maximalen Betriebstemperatur des Wassers von 90 °C rund 1,2 cm. Diese können über speziell ausgeführte Verbindungskupplungen kompensiert werden. Darüberhinaus weist GFK eine ähnlich geringe Wärmeleitfähigkeit wie Wasser von  $\lambda_{GFK} = 0,5 - 1,0 [W/mK]$  auf und ist mit einem Elastizitätsmodul  $E_{GFK}$  zwischen 10.000 und 15.000 MPa bei 23 °C relativ weich, wodurch die Druckwellenausbreitungsgeschwindigkeit von Druckstößen auf etwa 450 m/s reduziert werden kann [85].



**Abbildung 80:** Längenschnitt des freitragenden und wärme gedämmten GFK-Druckrohrleitungsausbaukonzepts

Hinsichtlich der Temperaturbeständigkeit stellen die für Wasserkraftanlagen ungewöhnlich hohen Temperaturen von bis zu 90 °C und großen saisonalen Temperaturschwankungen materialtechnisch kein Problem dar. Für das neuartige Anwendungsgebiet bedarf es der Verwendung spezieller Harzsysteme, die nur geringfügig die mechanischen Eigenschaften verschlechtern.

In Abbildung 80, Seite 186 ist der Längenschnitt des Auskleidungskonzeptes mit GFK-Druckrohren abgebildet. Der dazugehörige Querschnitt ist in Abbildung 81, Seite 187 dargestellt. Das Konzept sieht vor, dass nach dem Schachtausbruch, dem anschließenden Einbau primärer Stützungsmaßnahmen die stollennahen Gebirgsbereiche über systematische Bohrlochinjektionen konsolidiert werden. Nach Herstellung einer dauerhaften Ausbruchsicherung wird im Anschluss an die bereits fertig gestellte Vertikalschachtauskleidung des Festgesteinsbereiches (vgl. Kapitel 4.4.5.5.2) mit einem entsprechend ausgeführten Übergangsstück ein ordnungsgemäßer Anschluss zwischen den Auskleidungssystemen geschaffen. In der Folge kann mit der Montage des GFK-Druckrohrsystems begonnen werden.



**Abbildung 81:** Querschnitt des Ausbaukonzeptes einer freitragenden und wärmedämmten GFK-Druckrohrleitung

Zunächst wird der erste Rohrschuss eingehoben, an der speziellen Anschlusskupplung fixiert und in der Lage exakt ausgerichtet. Danach wird der Hohlraum zwischen dem GFK-Rohr und der Ausbruchssicherung mit geeignetem, beständigem und hochtemperaturresistentem Wärmedämmmaterial ausgefüllt. Dafür eignet sich insbesondere in-situ hergestelltes extrudiertes Polystyrol (XPS), mit dem alle Hohlräume vollständig aufgefüllt werden.

Im nächsten Schritt erfolgt der Einbau eines speziell gefertigten Tragringes. Dieser stellt das Auflager der Druckrohrleitung an den Verbindungen der einzelnen Rohrschüsse dar. Somit ist an der Innenseite des Tragringes auch die druckhaltende Verbindungskupplung angebracht. Nach entsprechender Ausrichtung und Befestigung an der Tunnellaibung, die als Widerlager fungiert, kann der nächste Rohrschuss eingehoben und der beschriebene Arbeitsablauf wiederholt werden.

Um den Wärmeverlust des Wassers zufolge Wärmestrahlung auch im Triebwassersystem weitestgehend zu unterbinden, ist es erforderlich eine Alufolie oder sonstige reflektierende Beschichtung im Auskleidungssystem anzubringen. Vorzugsweise wird diese als aufgedampfte Beschichtung an der Rohrinneinnenseite realisiert.

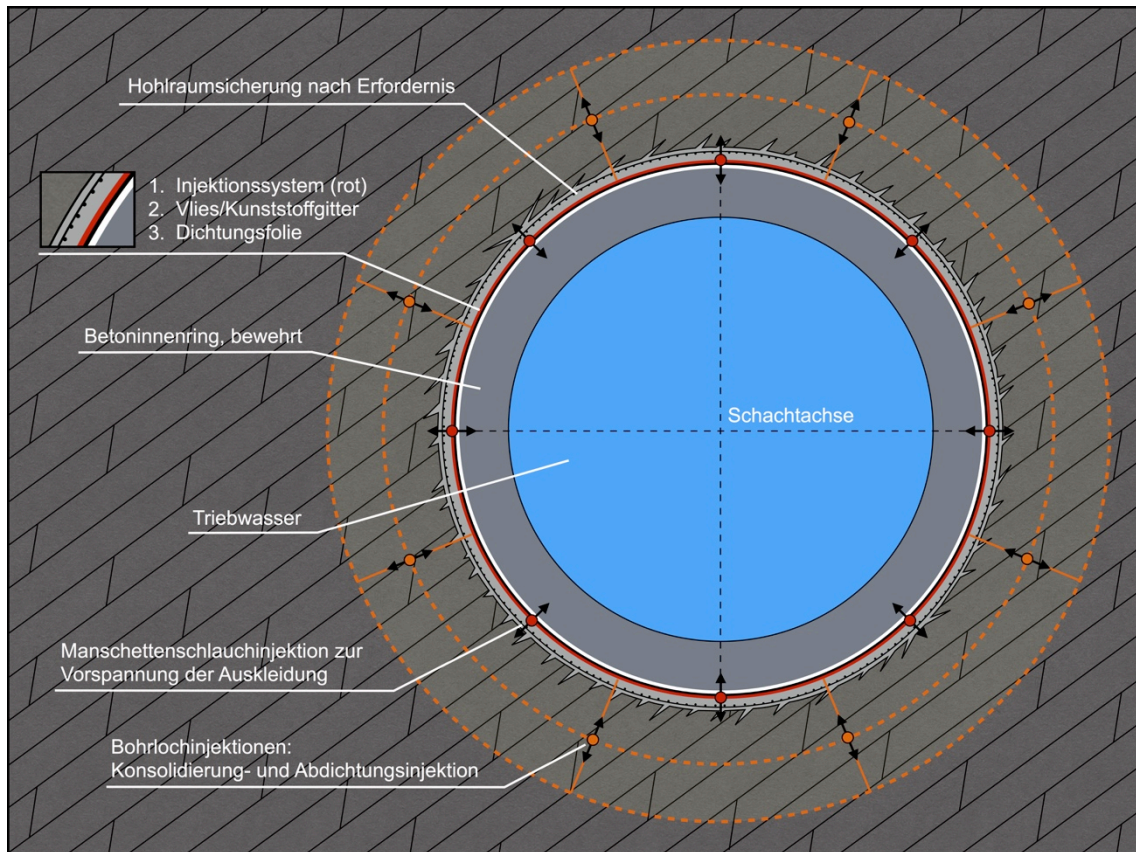
#### 4.4.5.5.2 *Festgestein*

Bei guten geologischen und geotechnischen Gebirgsverhältnissen und wenig durchlässigen Felsformationen, die für das Konzept von grundlegender Bedeutung im Hinblick auf eine effiziente Wärmespeicherung im Gebirge sind, soll eine konventionelle, passiv vorgespannte Betonauskleidung mit oder ohne zusätzlicher Dichtungsfolie zur Anwendung kommen, wobei auf eine spezielle Ausführung und besondere Anforderungen geachtet werden muss, die im Folgenden beschrieben werden. Der dazugehörige Querschnitt und Längenschnitt ist in Abbildung 82, Seite 189 und Abbildung 83, Seite 190 dargestellt.

Nach dem Ausbruch des Schachts und den darauffolgenden Sicherungsarbeiten sollen die Gebirgsinjektionen noch vor der Herstellung des Betoninnenringes durchgeführt werden. Dieser Ausführungsvorschlag liegt darin begründet, damit der Ringbeton und die Foliendichtung für eine Bohrlochinjektion nicht durchbohrt werden müssen, und so die Durchlässigkeit bzw. Abdichtung von innen nach außen verbessert werden soll. Nach der systematisch über entsprechend zu einander versetzten Injektionssternen erfolgten Abdichtungs- und Konsolidierungsinjektion ist in ausreichend radialsymmetrischem Abstand zum Druckschacht ein vergüteter und kaum durchlässiger Gebirgstragring ausgebildet. Die Bohrlochtiefe zur Gebirgsvergütung ist dabei an die Eindringtiefe der Wärme ins Gebirge anzupassen.

Anschließend erfolgt die Anbringung des Manschettenschlauchinjektionssystems für die Vorspannung der Auskleidung an der Schachtlaubung. Zum Schutz der Dichtungsfolie ist vor deren Verlegung ein Vlies an der Laibung zu befestigen. Zur Verbesserung des Injektionserfolges für die Vorspannung kann das Vlies durch ein Kunststoffgitter ersetzt werden. Diese Ausführungsvariante wurde beim Bau des Druckstollens des Pumpspeicherkraftwerkes *Limberg II* der Verbund Hydro Power GmbH angewendet, wobei dadurch eine verhältnismäßig gleichförmige Ausbreitung des Injektionsgutes

erreicht werden soll [79]. Nach der Anbringung der doppelt verschweißten Dichtfolie kann der bewehrte Betoninnenring als endgültige Auskleidung mit der Gleitschaltechnik oder blockweise mit einem Schalwagen hergestellt werden.

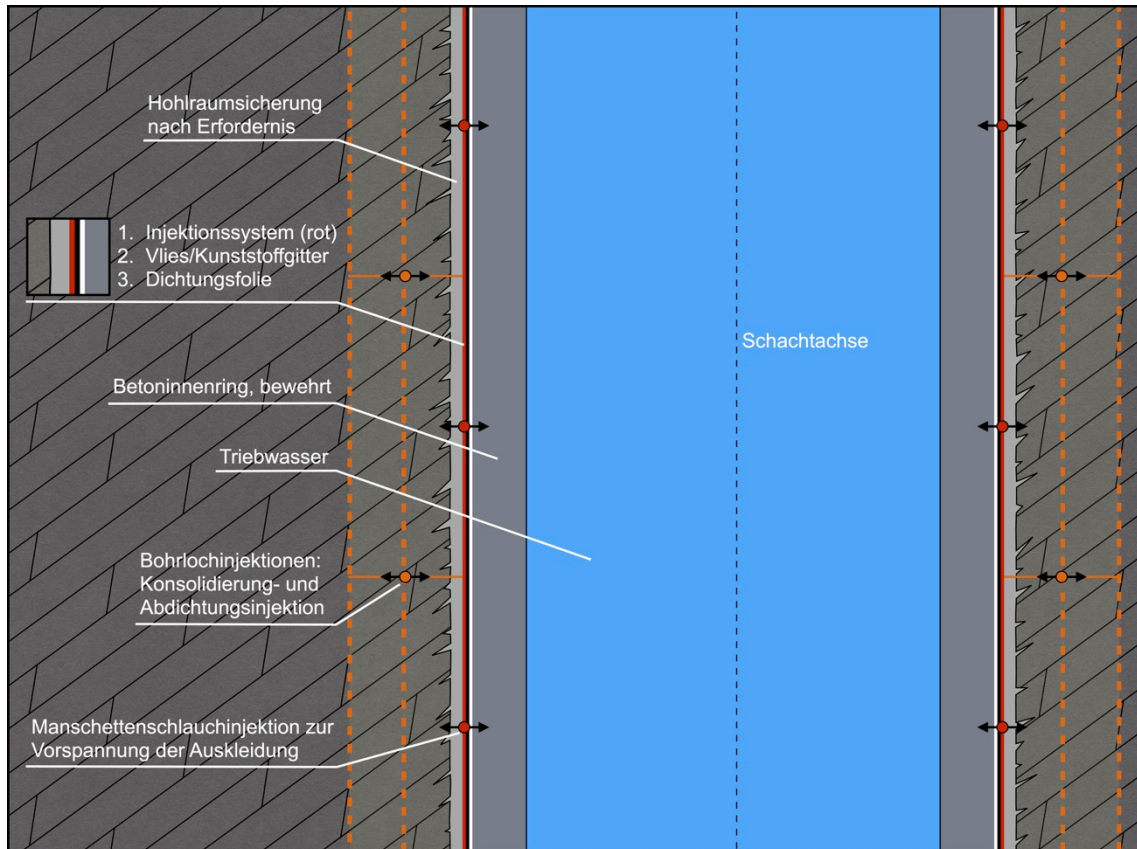


**Abbildung 82:** Querschnitt des Druckschachts mit einer passiv vorgespannten Betonauskleidung und Foliendichtung

Im Zuge der Bohrlochinjektion sind in gewählten Längsabständen radiale Injektionsschirme zum Abbau des Bergwasserdrucks bzw. zur Vermeidung von Wasserwegen längs des Schachtbauwerkes anzuordnen. Diese Injektionssterne sind mit deutlich mehreren Bohrungen im Querschnitt und tieferreichenden Bohrteufen herzustellen.

Die Manschettenschlauchinjektion könnte in zwei Phasen für unterschiedliche Injektionserfolge unterteilt werden. In einem ersten Injektionsdurchgang sollen dabei bei entsprechend gewählten Injektionsdrücken, Abschnittslängen, Mischungsverhältnissen des Injektionsgutes und Druckhaltedauern die schachtnahen Gebirgsbereiche, welche durch die Bohrlochinjektion eventuell zu wenig beaufschlagt worden sind, und aufgrund des Vortriebes durch die Spannungumlagerung entspannt worden sind, konsolidiert bzw. vergütet werden. Damit sollen nicht nur die mechanischen Eigenschaften des Gebirges verbessert werden, außerdem soll der Weg des Bergwassers entlang der Auskleidung behindert werden, um den wirksamen Außenwasserdruck zu reduzieren.

Anschließend sind die Injektionsschläuche gründlich zu spülen, um sie für die eigentliche Vorspanninjektion der Auskleidung verwenden zu können. Im nun zweiten Injektionsdurchgang erfolgt mit den Manschettenschläuchen die eigentliche Vorspanninjektion des Betoninnenringes.

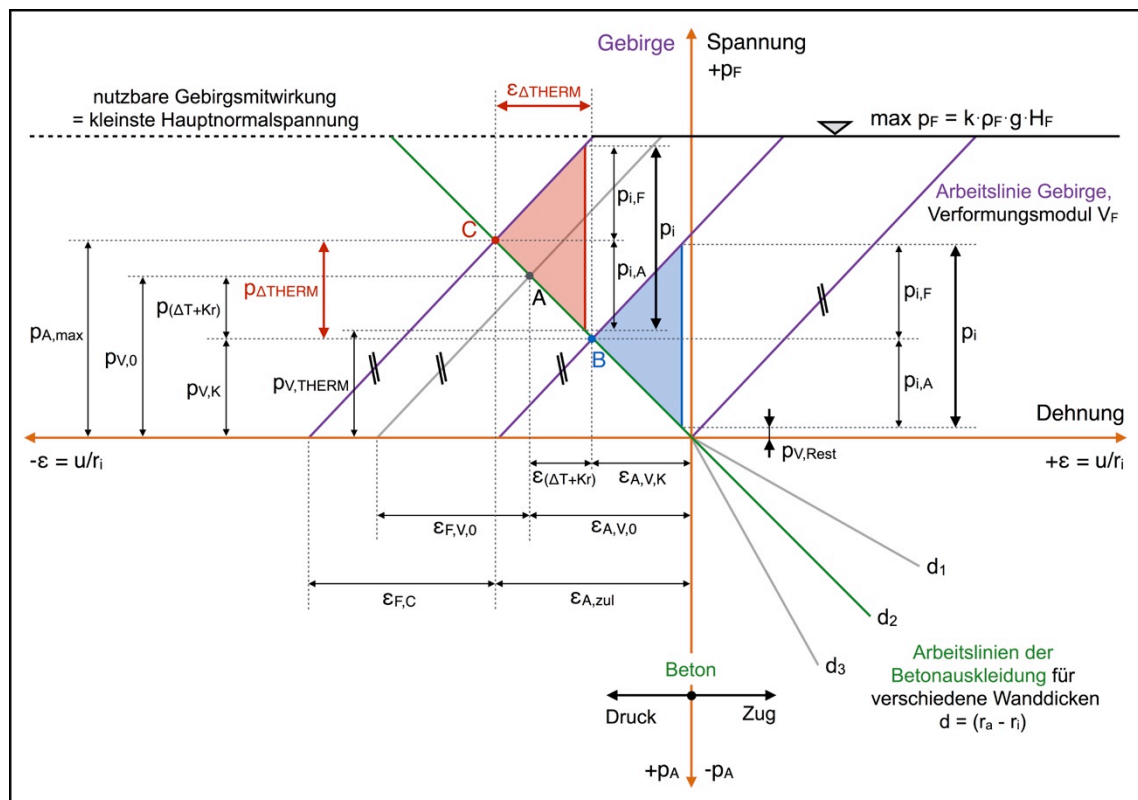


**Abbildung 83:** Längsschnitt des Druckschachts mit einer passiv vorgespannten Betonauskleidung und Foliendichtung

Damit projektspezifische Anforderungen an die bewehrte Betonauskleidung mit oder ohne Dichthaut erläutert werden können, wird für eine beispielhafte Bemessung der Druckschachtauskleidung das geläufige graphische Bemessungsverfahren nach Seiber [81] verwendet. Unter Berücksichtigung einer gewählten Arbeitslinie der Betonauskleidung, der vereinfacht mit dem quasi-elastischen Verformungsmodul  $V_F$  angenommenen Arbeitslinie des Gebirges sowie einer nutzbaren Gebirgsmitwirkung bis zur kleinsten Primärspannung wird die Betonauskleidung ohne (Abbildung 84, Seite 191) und mit Dichthaut (Abbildung 85, Seite 193) bemessen.

Kann bei besonders guten Gebirgsverhältnissen und geringen Felsdurchlässigkeiten auf eine Dichthaut in der Auskleidung verzichtet werden, muss der aufgebrachte, wirk-same Injektions-Vorspanndruck  $p_{v,0}$  (Punkt A, Abbildung 84) unter Berücksichtigung von Kapazitätsverlusten durch Temperaturänderung und Kriechen  $p_{(\Delta T+K_r)}$  – die in etwa

30 – 50 % [86] vom wirksamen Injektions-Vorspanndruck ausmachen – so hoch gewählt werden, dass unter Beachtung der Arbeitslinie des Gebirges bei maximalem dynamischen Innendruck  $p_i$  und geringsten Wassertemperaturen im System ein gewisse Restvorspannung  $p_{V1,Rest}$  in der Auskleidung erhalten bleibt. Mit der Vorspannung wird eine Koppelung des Gebirges mit der Auskleidung erzielt, wodurch die Verschiebungen des Außenrandes der Auskleidung und des Ausbruchrandes vom Gebirge zufolge Innendruck und Temperaturänderungen gleich sind [81]. Wirkt im Gegensatz dazu kein Innendruck, wird die Betonauskleidung mit dem verbleibenden Injektionsdruck  $p_{V,K}$  (Punkt B, Abbildung 84) bei dazugehöriger Betonstauchung  $\epsilon_{A,V,K}$  belastet bzw. gestaucht. Somit kann sichergestellt werden, dass beim kritischen Lastfall der geringsten Wassertemperaturen mit maximalem Innendruck die Betonauskleidung noch immer unter einer Druckspannung steht und so der Rissbildung entgegengewirkt wird und in weiterer Folge Wasserverluste beschränkt werden können.



**Abbildung 84:** Bemessung einer passiv vorgespannten Betonauskleidung ohne Foliendichtung unter Berücksichtigung des Temperatureinflusses und der Voraussetzung des vollständigen gekoppelten Kontakts zwischen Auskleidung und Gebirge nach Seeber [81]

Ein spannungsloser Zustand oder gar Zugspannungen des bewehrten und ohne Dicht- haut ausgeführten Betoninnenrings sind also ohne Foliendichtung zu vermeiden. Sollten trotzdem lokale Erstrisse in der Auskleidung auftreten, sind mit entsprechender Wahl des Stabdurchmessers und der Stababstände die Rissweiten zu beschränken

bzw. die Rissverteilung zu begünstigen [72]. Nach sukzessiver Erwärmung des Wasserkörpers auf die maximale Betriebswassertemperatur steht die Auskleidung sowie das umgebende Gebirge aufgrund der behinderten Dehnung unter den zusätzlichen thermisch hervorgerufenen Temperaturdruckspannungen  $p_{\Delta THERM}$ . Den kritischsten Lastfall für die Betonauskleidung stellt der vom heißen Triebwasser entleerte Druckschacht dar (Punkt C, Abbildung 84). Dabei geht der Innendruck, welcher die Betonauskleidung ansonsten entlastet, verloren, wodurch die Auskleidung maximal gestaucht wird. Daher treten bei diesem Lastfall auch die höchsten Druckbeanspruchungen  $p_{A,max}$  des Betons zusammen mit der zulässigen Stauchung von  $\varepsilon_{A,zul}$  auf. Im Gegensatz dazu erfährt das Gebirge bei den höchsten Systemtemperaturen die maximale Radialbelastung unter Innendruck. Schlussendlich muss die erforderliche Betondruckfestigkeit um die Spannungszunahme  $p_{\Delta THERM}$  infolge der behinderten Temperaturdehnung gesteigert werden.

Überschlagsmäßig ergeben sich bei linear-elastischem Materialverhalten ( $\sigma [MPa] = E [MPa] \cdot \varepsilon [-]$ ), einem Elastizitätsmodul des Betons  $E_B$  von 30.000 MPa, einem Temperaturexpansionskoeffizienten des Betons  $\alpha_{T,B}$  von  $10 \cdot 10^{-6} 1/K$  und einer Temperaturzunahme von 70 Kelvin gegenüber der Einbau- bzw. Vorspannsituation Temperaturspannungen  $\sigma_{B,\Delta T} = p_{\Delta THERM}$  von:

$$\sigma_{B,\Delta T} = E_B \cdot (\alpha_{T,B} \cdot \Delta T) = 30.000 \text{ MPa} \cdot \left( 10 \cdot 10^{-6} \frac{1}{K} \cdot 70 \text{ K} \right) = 21 \text{ MPa}$$

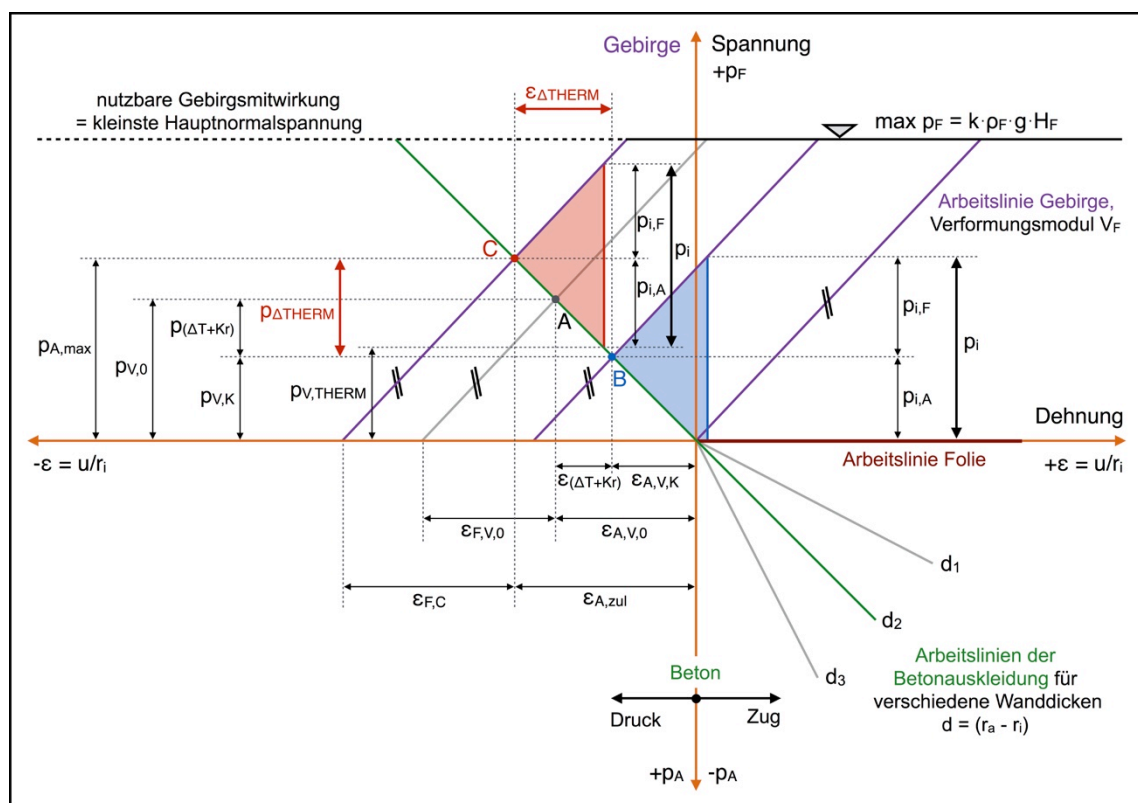
Diese gegenüber konventionellen Wasserkraftanlagen zusätzlich zu berücksichtigenden Spannungen sind mit entsprechender Anpassung der Betonfestigkeitsklasse der Auskleidung und Zementfestigkeitsklasse des Injektionsmaterials handzuhaben.

Nachdem Betonauskleidungen grundsätzlich als durchlässig gelten [72] und bereits geringe Durchlässigkeiten die Auskleidung enorm vom Außenwasserdruck entlasten, sowie umfassende Konsolidierungsinjektionen und horizontale Injektionssperren in geeignetem Abstand vom Druckschacht aus vorgesehen werden, wird an dieser Stelle von einer Bestimmung und Mitberücksichtigung der Außenwasserdruckbelastung abgesehen.

Um Wasserverluste, gerade im Hinblick auf einen geschlossenen Wasserkreislauf weiter zu reduzieren oder gar zu unterbinden, muss der Druckschacht- bzw. Druckstollen zusätzlich abgedichtet werden. Dabei eignet sich insbesondere eine Dichtungsfolie. Die Bemessung, dargestellt mit dem graphischen Bemessungsdiagramm nach Seeber in Abbildung 85, Seite 193, erfolgt grundsätzlich gleich wie bei einer passiv vorgespannten Betonauskleidung ohne Dichtfolie [81]. Damit die Funktionsweise der Folien-



dichthaut mit dem niedrigen Elastizitätsmodul und der hohen Dehnfähigkeit besser geltend gemacht wird, ist in Abbildung 85, Seite 193 der Betoninnenring bei geringsten Wassertemperaturen und höchster Innendruckbelastung geringfügig auf Zug belastet dargestellt. Die Bemessung hat aber grundsätzlich so zu erfolgen, dass unter maximal wirkendem Innendruck und minimalsten Wassertemperaturen gerade ein spannungsloser Zustand der Betonauskleidung vorherrscht, und somit die Vorspannung durch den Innendruck kompensiert wird ( $p_{v,K} = p_{i,A}$ ). Besonders ist bei Folienabdichtungen auf die Rissüberbrückung bei großen Felsdehnungen zu achten, um Verletzungen der Folie zu vermeiden [81]. Die Folie muss also einen sich auftuenden Riss mit entsprechender Rissweite ohne Schaden zu nehmen überbrücken können.



**Abbildung 85:** Bemessung einer passiv vorgespannten Betonauskleidung mit Folienabdichtung unter Berücksichtigung des Temperatureinflusses und der Voraussetzung des vollständigen kraftschlüssigen Kontakts zwischen Auskleidung und Gebirge nach Seeber [81]

Unabhängig der Ausführung mit oder ohne Dichtungsfolie, ist, wie schon bei allen anderen wasserbenetzten Bauwerken vorgeschlagen worden ist, auch im betonausgekleideten Lotschacht eine reflektierende Metallbeschichtung oder beschichtete Alufolie in der Auskleidung zur Reduktion der Wärmestrahlungsverluste vorzusehen. Bei einer Folienabdichtung kann die Alufolie in der Dichtungsfolie miteingearbeitet werden, um gleichzeitig einen mechanischen Schutz sicherzustellen.

Abschließend sei noch erwähnt, dass mit steigenden Wassertemperaturen und gleichzeitig steigendem Energieinhalt die Dichtheit der Betonauskleidung aufgrund der Temperaturstauchungen im Allgemeinen zunimmt. Das heißt, dass sich die Systemdichtigkeit in gewisser Weise „automatisch“ an den Energieinhalt anpasst und somit selbstdichtend ist. Abgesehen davon sollte diskutiert werden, ob die Mahlfineinheit des verwendeten Zements für diese Anwendung reduziert werden sollte, damit bei entstehenden Rissen in der Auskleidung diese durch Hydratation des noch vorhandenen Kalziumoxids von selbst verschlossen werden können.

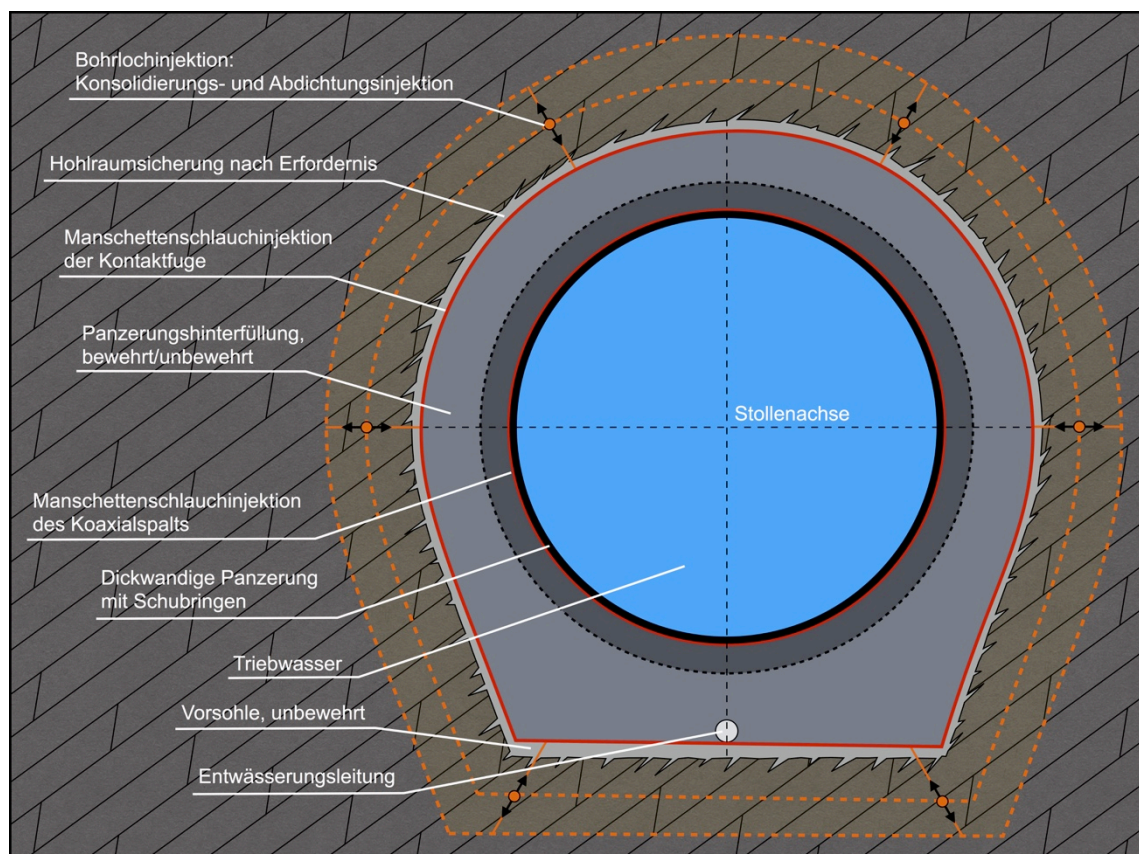
Wie bei allen vom Wasser benetzten Bauwerken ist auch bei diesem Auskleidungskonzept eine reflektierende Alufolie oder Beschichtung zur Reduktion der Wärmestrahlung vorzusehen. Eine Beschichtung kann direkt an der Innenseite des betonausgekleideten Druckschachts aufgebracht werden, wohingegen eine reflektierende Folie mit der eigentlichen Dichtfolie kombiniert werden kann.

#### 4.4.5.6 Krümmer

Der Krümmer bildet den Übergang vom vertikalen Druckschacht zum horizontalen Druckstollen. Um die hydraulischen Verluste bei der Richtungsänderung möglichst gering zu halten, ist der Krümmer einerseits mit einem ausreichend großem Krümmerradius auszurunden und andererseits konstruktiv mit möglichst vielen aneinandergereihten Segmenten herzustellen. Es wird empfohlen, dass der Krümmer infolge auftretender Druckschwankungen und Turbulenzen stahlgepanzert ausgeführt wird [72]. Die Richtungsänderung der Wasserströmung vom Druckschacht zum gepanzerten Druckstollen bewirkt auch eine Änderung der Stützkraft wodurch in weiterer Folge eine Krümmerabtriebskraft hervorgerufen wird [56]. Diese muss neben dem Gewicht des Krümmers vom Widerlager, also der außenliegenden Betonbettung des Krümmers und dem Gebirge aufgenommen werden. Wirken nun zusätzlich großzügige Temperaturänderungen auf die Triebwasserbauwerke ein, müssen die Temperaturspannungen aufgrund der behinderten Temperaturdehnung zusätzlich vom Widerlager des Krümmers aufgenommen werden. In erster Linie sind es dabei die zusätzlich entstehenden Längsspannungen bzw. Längskräfte, welche die Krümmerabtriebskraft erhöhen und vom Widerlager aufgenommen werden müssen. Bei angenommen gleichen Dehnungen der Betonauskleidung des Druckschachts und des stahlgepanzerten Druckstollens sind die entstehenden Druckspannungen bzw. Druckkräfte von beiden Seiten gleich groß. Bei der Nachweisführung der Betonfestigkeit des Widerlagers ist diesem Umstand Rechnung zu tragen und die Betonfestigkeit dementsprechend anzupassen. Zur Reduktion des einwirkenden Bergwasserdrucks im entleerten Zustand sind im gepanzerten Krümmer Druckentlastungsventile vorzusehen.

#### 4.4.5.7 Oberwasserseitiger horizontaler Druckstollen

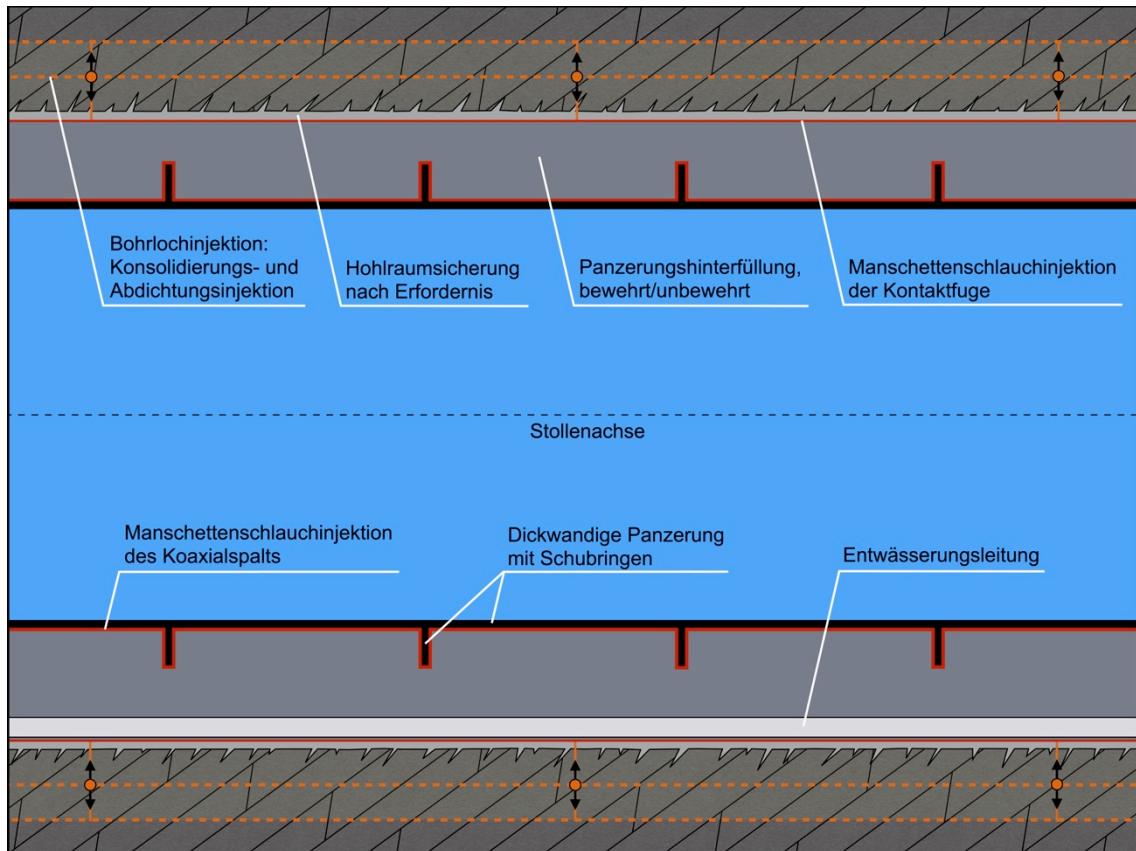
Zur Einhaltung der zulässigen Gradienten der Sickerwasserströmung zwischen dem betonausgekleideten Lotschacht und dem Stollen der freitragenden Druckrohrleitung vor der Maschinenkaverne, ist die Triebwasserstrecke zwischen dem Krümmer am Schachtfuß des Lotschachts und der Maschinenkaverne mit einer absolut dichten Stahlpanzerung zu versehen. Für das Referenzprojekt mit der gewählten Fallhöhe von 800 m und einzuhaltenden Gradienten zwischen 8 und 10 [72] der Sickerströmung ergeben sich mindestens erforderliche Längen zwischen 80 und 100 m der Panzerungsstrecke.



**Abbildung 86:** Querschnitt des stahlgepanzerten, horizontalen oberwasserseitigen Druckstollens

Das Ausbaukonzept des leicht zur Maschinenkaverne geneigten oberwasserseitigen Druckstollens ähnelt grundsätzlich konventionellen, dickwandigen Stahlpanzerungen, wobei die zusätzlich zu berücksichtigende Rahmenbedingung der hohen Triebwassertemperaturen bzw. großen saisonalen Temperaturschwankungen für die Herstellung aber auch den Betrieb in Rechnung gestellt werden müssen. Damit die vom Autor nachfolgend empfohlenen und beschriebenen Maßnahmen für Herstellung des Druckstollens nachvollzogen werden können, gilt die fundamentale Forderung, dass zwin-

gend jeglicher Druckbelastung auf die Stahlpanzerung beim Einbau abgewendet werden muss, um die aus der Temperaturerhöhung herrührenden Druckspannungen zufolge der Dehnungsbehinderung aufnehmen zu können und in weiterer Folge wirtschaftliche Blechstärken zu erhalten. Der Druckstollenquerschnitt ist in Abbildung 86, Seite 195 und der dazugehörige Längenschnitt in Abbildung 87, Seite 196 dargestellt.



**Abbildung 87:** Längenschnitt des stahlgepanzerten, horizontalen oberwasserseitigen Druckstollens

Nach dem konventionellen Ausbruch des Stollens und dem bedarfsabhängigen Einbau von Stützmitteln soll gleich im Anschluss daran, also noch vor dem Einbau der Panzerung mit Bohrlochinjektionen das umgebende Gebirge konsolidiert werden. Damit soll der Anordnung von Injektionsanschlüssen aus statischen Gründen in der Panzerung abgesehen werden. Außerdem können mit einer vorab hergestellten Konsolidierungsinjektion die beim Injektionsprozess entstehenden Drücke auf den Ausbau vermieden werden. Nach Abschluss der Injektionsmaßnahmen im Gebirge ist die Rohrpanzerung mit hoher Maßgenauigkeit herzustellen, spannungsfrei zu glühen und nach Anbringung des Injektionssystems bzw. von Injektionsschläuchen am Ausbruchrand und an der Stahlpanzerung mit Beton zu hinterfüllen.

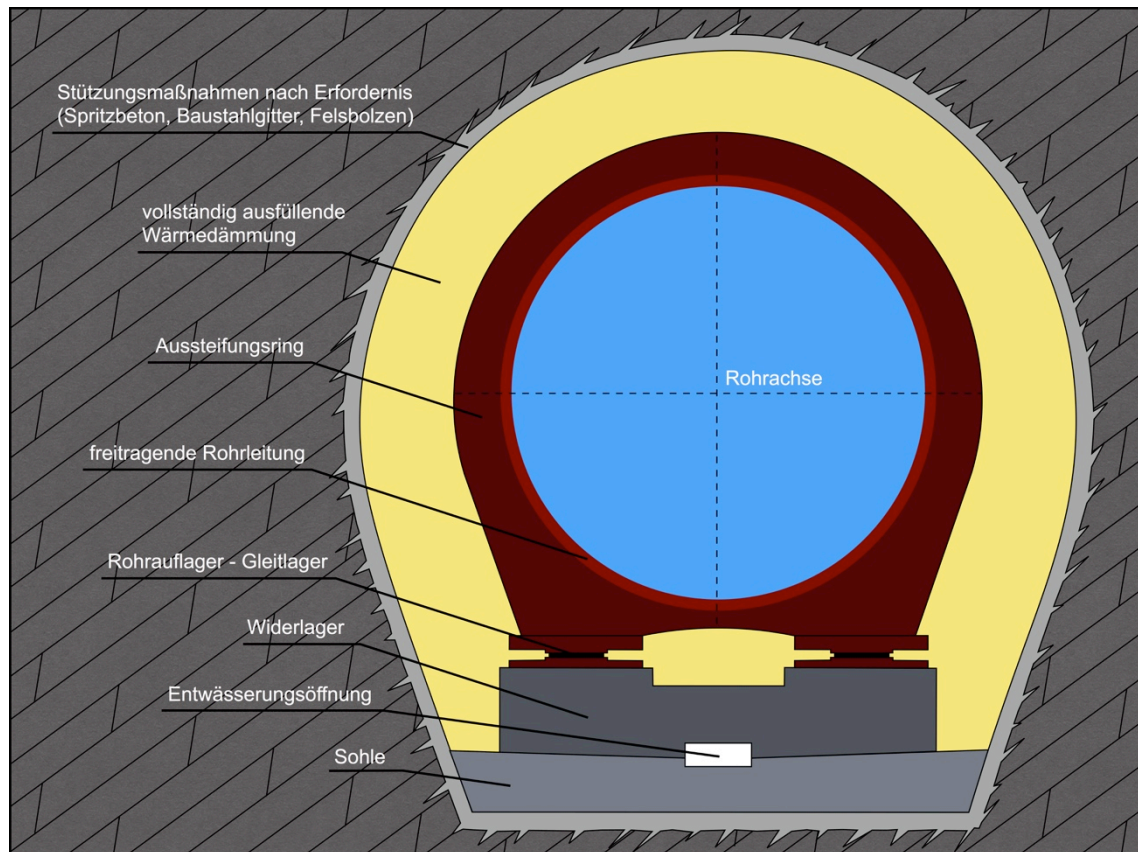
Bei den nachfolgenden Injektionsmaßnahmen ist zunächst die Kontaktinjektion zwischen dem Ausbruchsrund und dem Füllbeton zusammen mit der Firstspaltverpressung durchzuführen. Danach ist der oberwasserseitige Triebwasserweg mit kaltem Wasser zu füllen und der statische Innendruck bei Stauziel über mehrere Tage zu halten, wodurch der Beton unter Druckbelastung der Stahlpanzerung zum Gebirge kriecht und der dadurch entstehende Koaxialspalt zwischen dem Stahlrohr und der Betonhinterfüllung nach Entleerung des Druckstollens injiziert werden kann. Damit ist eine kraftschlüssige Verbundwirkung von Stahlrohr, der Betonhinterfüllung und dem Gebirge auch bei niedrigsten Wassertemperaturen sichergestellt. Zu beachten ist dabei, dass lediglich der Kontakt durch die Injektionen hergestellt werden soll, die Stahlauskleidung aber nicht dezidiert vorgespannt werden darf. Auch mit dieser Maßnahme soll von einer Druckbelastung der Stahlpanzerung abgesehen werden. Dass dadurch die Blechstärke des Stahls eine etwas größere sein wird, muss in Kauf genommen werden. Eine andere, genauer zu untersuchende Möglichkeit wäre die Injektion des Koaxialspaltes unter statischen Innendruck.

Besondere Herausforderungen für die dickwandige Stahlpanzerung stellen die Gewährleistung der Beulsicherheit sowie die Dauerfestigkeit des Stahls dar. Mit der behinderten Dehnung während der Temperaturzunahme entstehen im Vergleich zur Einbausituation sehr hohe Längs- und Umfangsdruckspannungen im Stahlrohr [87], so dass Beulnachweise für Umfangs- und Längsdruck geführt werden müssen. Um die Einbeulgefahr bei maximalen Wassertemperaturen zu verhindern, kann eine vergleichsweise höhere Einbautemperatur von etwa 40 °C Abhilfe schaffen. Des Weiteren ist darauf zu achten, dass die Stahlrohre mit möglichst konstantem Radius bzw. hoher Rundheit eingebaut werden. Dazu sind ausreichend viele Aussteifungselemente vor dem Hinterbetonieren im Rohr anzubringen. Außerdem ist mit einer sorgfältig ausgeführten Spaltinjektion zwischen Stahlauskleidung und Betonummantelung die Beweglichkeit der Stahlpanzerung innerhalb des Raumes einzuschränken. Die Außendruckfestigkeit kann ebenso erhöht werden, indem die Stahlpanzerung im Hinterfüllbeton mit Versteifungsringen mit T-Profil, Schubpratzen oder Schubdübeln ausreichend versteift bzw. verankert wird [87]. Auch kann selbstverständlich mit der Vergrößerung der Panzerungsstärke die Beulsicherheit des glatten Panzerungsrohres verbessert werden. Zum kritischsten Lastfall kommt es während Entleerungen bei zuvor höchsten Triebwassertemperaturen. Die Stahlpanzerung steht dabei unter großen Temperaturdruckspannungen und wird gleichzeitig durch den Bergwasserdruck belastet. Um diesen Lastfall zumindest über den Außenwasserdruck zu entschärfen, sind sorgfältig ausgeführte Konsolidierungs- bzw. Abdichtungsinjektionen im Gebirge erforderlich, damit der tatsächlich wirkende Bergwasserdruck deutlich reduziert werden kann. Des

Weiteren bieten sich Einwegentlastungsventile zur Reduktion des Außenwasserdrucks an [72], wobei deren Versinterungsproblematik bei der Auslegung bedacht werden muss. Die saisonal schwankenden Triebwassertemperaturen führen aber auch zu Spannungsänderungen in der Stahlpanzerung, die zur Ermüdung des Materials führen können. Für den Nachweis der Dauerfestigkeit des Stahls sind demnach die maximalen Temperaturschwankungen neben den dynamischen Druckschwankungen der Betriebslastkollektive des Pumpspeicherkraftwerks zu beachten. Für die Reduktion der Wärmestrahlungsverluste kann eine metallbedampfte, stark reflektierende Beschichtung an der Innenseite des Rohres aufgebracht werden.

#### 4.4.5.8 Freitragende oberwasserseitige Druckrohrleitungen

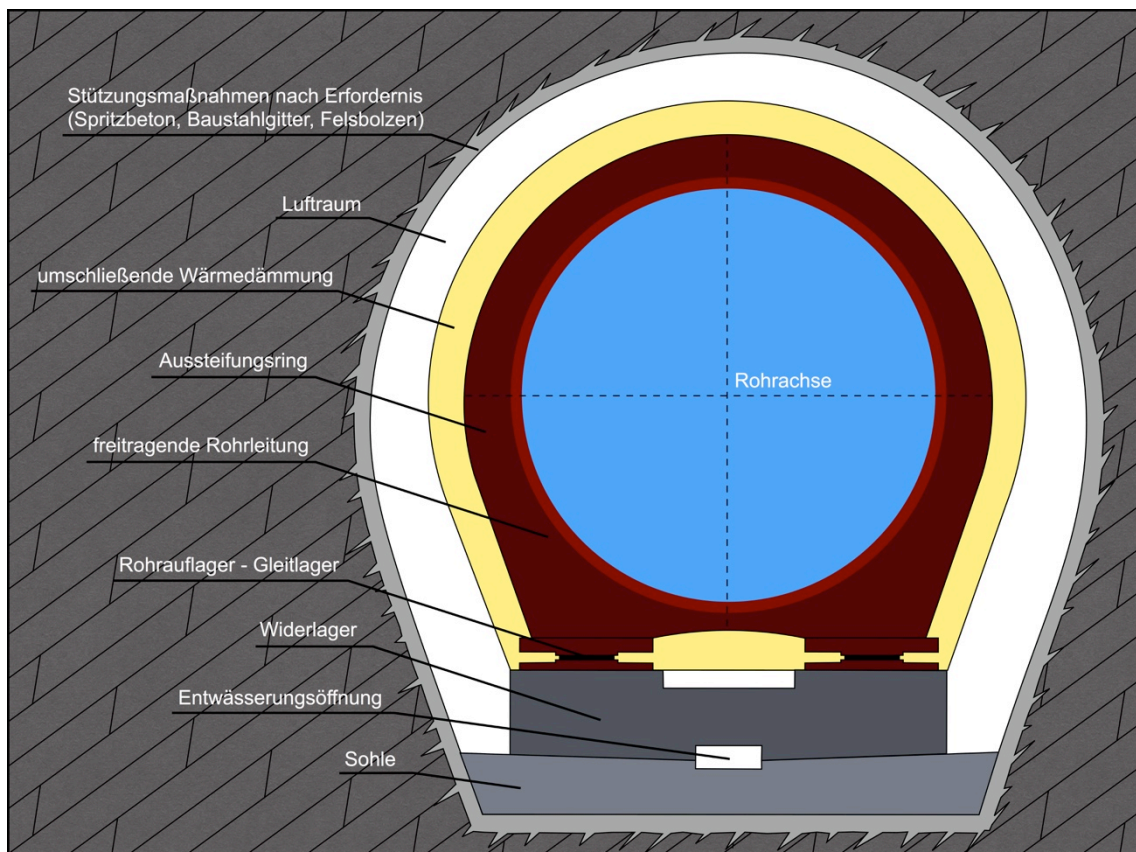
Die oberwasserseitig freiverlegten und wärmegeprägten Druckrohrleitungen umfassen die Verlängerung der Panzerungsstrecke, das Hosenrohr und die Verteilleitungen je Maschinensatz mit der Turbinenzuleitung, der Turbinenanschlussleitung sowie die mittels T-Stück an die Turbinenzuleitung angeschlossene Pumpensteigleitung samt den erforderlichen Absperrorganen.



**Abbildung 88:** Querschnitt der freitragenden Druckrohrleitung mit vollständig ausfüllender Wärmedämmung des Raumes zwischen Stollenlaibung und Druckrohrleitung zur Überbrückung des Wärmeausbreitungsbereiches im Gebirge

Gegenüber der bisherigen Auslegung von offen verlegten Druckrohrleitungen müssen der Wärmeausbreitungsradius vom geschlossenen Druckstollen sowie die temperaturbedingten Längenänderungen der Rohrleitung berücksichtigt werden.

Abhängig von den thermischen Gebirgseigenschaften und der Periodendauer der Temperaturschwankungen sind die zusätzlich zu berücksichtigenden Längen für die freiverlegte Rohrleitung einzukalkulieren (vgl. Kapitel 4.4.5.2.2 und 4.4.5.2.4). Diese freitragenden Rohrleitungsstrecken sind ihrem Zweck gemäß vollständig zwischen der Stollenlaibung und der Druckrohrleitung ringsum mit geeignetem Wärmedämmmaterial auszufüllen. Ein entsprechender Querschnitt ist in Abbildung 88, Seite 198 dargestellt.



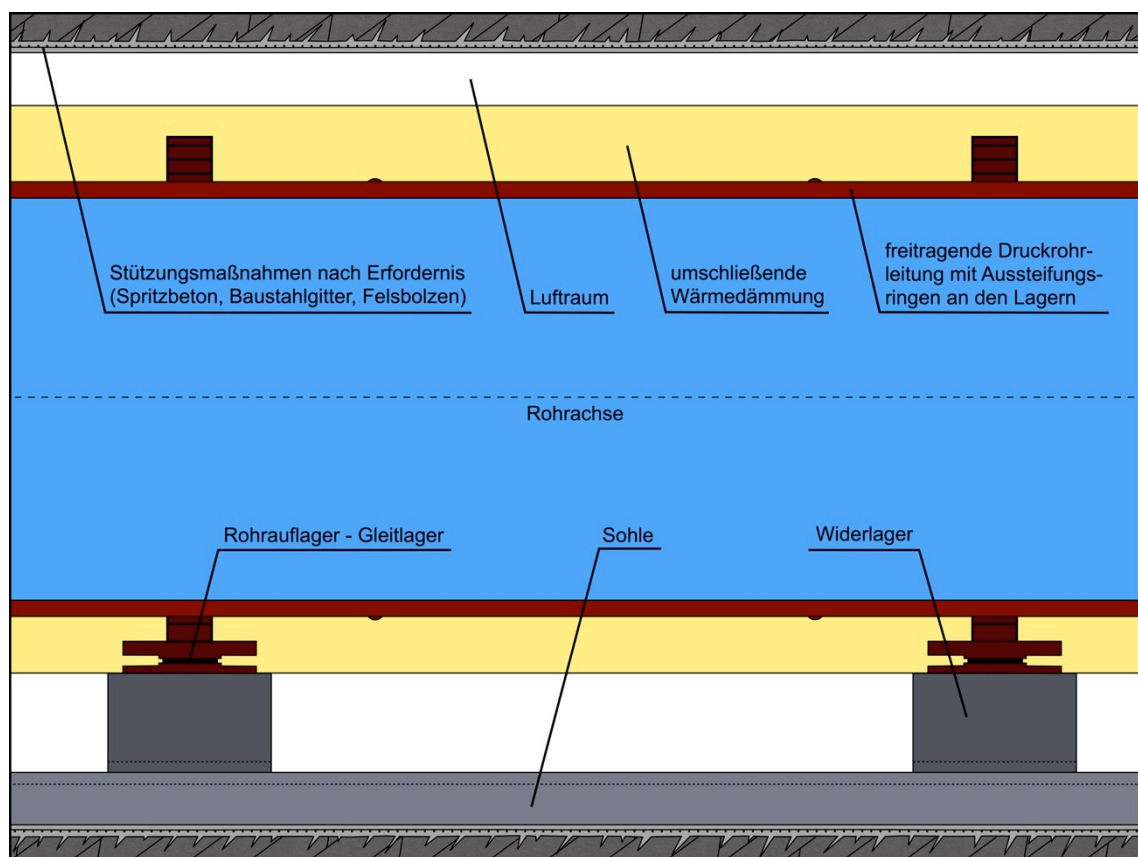
**Abbildung 89:** Querschnitt der freitragenden Rohrleitung in der Maschinenkaverne als Turbinenzuleitung

Nach Überbrückung des Wärmeausbreitungsbereiches reicht es die Druckrohrleitungen, wie die Turbinenzuleitung oder die Pumpensteigleitung mit ausreichend stark dimensioniertem Wärmedämmmaterial zu umgeben, jedoch nicht den Raum zwischen Stollenlaibung und Rohrleitung vollständig auszufüllen. Der dazugehörige Querschnitt und Längenschnitt der freitragenden und wärmedämmten Rohrleitungen ist in Abbildung 89, Seite 199 und in Abbildung 90, Seite 200 dargestellt.

Um die von der Temperaturänderung herrührenden Längenänderungen aufnehmen zu können, sind an geeigneten Stellen Expansionsrohre vorzusehen die mit Stopfbüchsen

gedichtet sind. Die Rohrleitung ist in geeigneten Abständen mit Aussteifungsringen verstärkt und an einem Gleitlager für die Lastabtragung des Rohrgewichts und der Wasserlast gelagert. Abgesehen von der umgebenden Wärmedämmung entspricht der Rohrleitungsaufbau grundsätzlich einem gewöhnlichen.

Als Wärmestrahlungsschutz wird auch bei den freitragenden Rohrleitungen die Anbringung einer metallbedampften Folie bzw. stark reflektierenden Schicht empfohlen. Als einfache Lösung kann eine Folie am äußeren Rohrumfang zwischen Rohrleitung und Wärmedämmung angebracht werden oder gegebenenfalls eine geeignete Beschichtung zusammen mit den Konservierungsmaßnahmen der Innenbeschichtung aufgetragen werden.



**Abbildung 90:** Längenschnitt der freitragenden Rohrleitung in der Maschinenkaverne

#### 4.4.5.9 Freitragende unterwasserseitige Druckrohrleitungen

Die unterwasserseitig freitragenden und wärmedämmten Druckrohrleitungen umfassen die Turbinenableitung, die Pumpenzulaufleitung und die freiverlegte, wärmedämmte Strecke der Unterwasserleitung bis zum Anschluss an den Unterwasserstollen. Für diese Rohrleitungen gelten dieselben Anforderungen wie für die freiverlegten oberwasserseitigen Druck- bzw. Verteilleitungen (vgl. Kapitel 4.4.5.8.).



#### 4.4.5.10 *Unterwasserseitiger Stollen*

Der unterwasserseitige Triebwasserstollen verbindet das Unterbecken mit der Maschinenkaverne bzw. der freitragenden unterwasserseitigen Druckrohrleitung.

Dieser Abschnitt des Triebwasserweges ist ähnlich dem oberwasserseitigen Lot-schacht-Auskleidungskonzept mit einer passiv vorgespannten bewehrten Betonauskleidung herzustellen, wobei gegebenenfalls auf eine Dichtungsfolie verzichtet werden kann, wenn ein ausreichender Abstand zur Walch'schen Grenze aufgrund der Überlagerungshöhe eingehalten wird (vgl. Abbildung 79, Seite 181). Außerdem sind wie schon erwähnt, auch in diesem Bereich umfangreiche Konsolidierungs- und Abdichtungsinjektionen erforderlich.

Unabhängig davon sind die zulässigen Gradienten der Sickerwasserströmung zwischen der Unterbeckenspeicherkaverne und der Maschinenkaverne bzw. den Stollen der freitragenden Rohrleitung einzuhalten. Zuzufolge des geringen Druckniveaus bzw. der geringen Potentialdifferenz sind die dafür erforderlichen Längen deutlich geringer gegenüber den oberwasserseitigen.

## **4.5 Hydraulische Strömungsmaschinen und maschinenbauliche Ausrüstung**

Neben den ausführlich betrachteten Herausforderungen und präsentierten Lösungsvorschlägen an die verschiedenen Bauwerke dieser Heißwasserpumpspeicherkraftwerke, werden im Folgenden Anforderungen an die hochbelasteten maschinenbaulichen Komponenten erläutert und an hohe sowie saisonal stark schwankende Wassertemperaturen angepasste, überarbeitete maschinen- und stahlwasserbauliche Konzepte dargebracht.

Die Hauptschwierigkeiten stellen auch für diese Bestandteile einer Wasserkraftanlage die hohen Wassertemperaturen und deren jahreszeitlicher Schwankungsbereich dar. Die einhergehenden Änderungen von physikalischen Eigenschaften des Energieträgers betreffen insbesondere den Wasserdampfdruck und in weiterer Folge das Kavitationsverhalten bei sehr hohen Wassertemperaturen. Kavitation an sich und insbesondere an den hydraulischen Strömungsmaschinen ist tunlichst zu vermeiden. Von ebenso nicht unbedeutendem Interesse ist der Mineralstoffeintrag in das Closed-Loop Pumpspeicherkraftwerk einerseits vom umgebenden Gebirge über Bergwasserzutritte und andererseits aus Baustoffen wie etwa vom Wasser benetzte Betonbauwerke. Auch wenn das System weitestgehend abgedichtet ist, spielt die Verdunstung eine sicherlich zu berücksichtigende Rolle für den Anstieg des Salzgehaltes. Dem Mineralstoff- und Salzgehalt muss demnach besonderes Augenmerk geschenkt werden, denn die Folgen für mit Wasser benetzten Bauteile und Maschinen sind erhöhte Korrosionsgefahr und die Bildung von unerwünschten Ablagerungen, die es jedenfalls zu vermeiden oder deren Auftreten zumindest auf ein verträgliches Maß zu beschränken gilt.

Folglich werden in den nachfolgenden Ausführungen insbesondere die mit dem Triebwasser in direktem Kontakt stehenden Bauteile der Maschinenkaverne sowie der Motorgenerator, auf dessen Kühlung wegen der unweigerlich vom heißen Betriebswasser herbeigeführten höheren Maschinenkavernentemperaturen mehr Bedacht gelegt werden muss, thematisiert. Die nachfolgenden Ausführungen wurden teilweise mit fachlicher Unterstützung eines weltweit führenden Herstellers maschinenbaulicher Komponenten von Wasserkraftanlagen erarbeitet.

### **4.5.1 *Hydraulische Strömungsmaschinen***

Den Turbinen und Pumpen, nicht unbegründet als Herzstücke eines jeden Pumpspeicherkraftwerkes bezeichnet, kommen besondere Aufgaben zu. Einerseits wandeln Turbinen die mechanische Wasserenergie in Rotationsenergie um, um mit dieser über

Generatoren elektrische Energie zu erzeugen, andererseits generieren Speicherpumpen mit elektrisch herbeigeführter Rotationsenergie, mechanische Energie, um Wasser so auf ein geodätisch höheres Niveau zu befördern.

Die wirtschaftlichste Lösung für die maschinentechnische Ausstattung von Pumpspeicherkraftwerken stellen reversible Francis-Pumpturbinen dar. Sie vereinen nicht nur beide Funktionen des Turbinen- und Pumpbetriebs in einer hydraulischen Strömungsmaschine, sondern reduzieren die Bauhöhe des Maschinensatzes beinahe um die Hälfte gegenüber vergleichbaren modernen, ternären Maschinensätzen (vgl. Kapitel 3.1.1). Gleichzeitig verringern sich dadurch die erforderlichen Maschinenkavernenabmessungen und die Anzahl der Verschlussorgane. So werden für je einen Maschinensatz bei reversibler Ausführung zwei Verschlussorgane, bei der aufgelösten Variante mit separater Turbine und Pumpe vier Verschlussorgane benötigt. Der Fallhöhen-Einsatzbereich von Francis-Pumpturbinen kann zwischen 50 und 700 Metern definiert werden. Für Pumpspeicherkraftwerke unübliche, geringe Fallhöhen werden mit Deriaz-Pumpturbinen bewerkstelligt, wie sie beispielsweise im *Rifawerk* der Voralberger Illwerke AG Anwendung finden. Höhenunterschiede ab etwa 700 Metern erfordern den Einsatz von Pelton Turbinen, wodurch ab dieser Fallhöhe aufgrund dieses Turbinentyps nur aufgelöste, ternäre Maschinensätze Anwendung finden können. Ein ternärer Maschinensatz ist aber unabhängig von Fallhöhe und Turbinentyp immer möglich. Vorteil des ternären Maschinensatzes ist die optimale Wirkungsgradauslegung der hydraulischen Strömungsmaschinen, wobei bei Francis-Pumpturbinen ein Kompromiss zwischen Turbinen- und Pumpbetrieb gefunden werden muss.

Unter Anbetracht des zukünftig geforderten flexiblen Regelbetriebes haben moderne ternäre Maschinensätze mit hydrodynamischen Wandlern (Anfahrwandlern) den großen Vorteil, dass sie innerhalb weniger Sekunden von 100 % Turbinenleistung auf 100 % Pumpenleistung umschalten können. Bei herkömmlich starrer Kupplung von Generator, Turbine und Pumpe nimmt das Umschalten mehr als eine Minute in Anspruch. Daneben besteht mit dem hydraulischen Kurzschluss die Möglichkeit, die nicht regelbare und somit nur unter Volllast betriebsfähige Pumpe über parallelem Turbinenbetrieb mit der gegenüber dem Netz fehlenden Leistung zu versorgen und so einen regelbaren Pumpenbetrieb herbeizuführen.

Auch reversible Maschinensätze können, wenn zumindest zwei in einem Krafthaus installiert sind, im hydraulischen Kurzschluss betrieben werden, wobei sich ein Maschinensatz im Volllast Pumpenbetrieb befindet, und der parallel installierte mit der regulierbaren Turbine die notwendige Differenzleistung zwischen Pumpenleistung und Motorleistung liefert, womit Regelenergie kurzfristig verfügbar ist.

Andererseits können auch asynchrone Motorgeneratoren eingesetzt werden, wodurch Pumpen mit variabler Leistung betrieben werden können. Wenn Francis-Pumpturbinen einen Nachteil gegenüber ternären Maschinensätzen haben, sind es die aufgrund der Drehrichtungsumkehr herbeigeführten länger andauernden Umschaltzeiten zwischen den Betriebsmodi, die zumindest mehr als eine Minute in Anspruch nehmen.

Je nach Wahl des Turbinen-, Pumpen- oder Pumpturbinentyps ergeben sich maschinenspezifische, erforderliche Mindesteinbautiefen bezogen auf das Unterwasserniveau. Von großer Bedeutung ist der einzuhaltende Vordruck für die Pumpe. Dieser ist mit 30 bis 35 Metern für Speicherpumpen etwas geringer anzusetzen als für Francis-Pumpe. Diese benötigen mit 40 bis 50 Metern etwas höhere Vordrücke.

#### *4.5.1.1 Anforderungen*

Nachdem in gegenwärtigen Fernwärmeversorgungsnetzen Vorlauftemperaturen von mindestens 80 °C gefordert werden, und unter Anbetracht der anberaumten großtechnischen Versorgung von großen Fernwärmenetzen mit daraus resultierenden erheblichen Leitungslängen beziehungsweise der möglichen, weiten Entfernung zwischen Speicherstandort und dem zu versorgenden Gebiet und den damit einhergehenden langen Fernwärmeübertragungsleitungen, ist es notwendig den Wärmespeicher und somit das Triebwasser des Pumpspeicherkraftwerkes bis zum Maximaltemperaturbereich um 90 °C zu betreiben. Dass dieses Temperaturniveau durchgehend und unabhängig der Jahreszeit gehalten werden kann, ist zu bezweifeln, nachdem vorzugsweise Wärmeenergie aus erneuerbaren Energiequellen, und hier vor allem die in großem Maße großzügig vorhandene Sonnenenergie des Sommers eingespeichert wird, um diese in die verbrauchsrelevanten Wintermonate zu transferieren. Würde aber das hohe Temperaturniveau jahreszeitlich unabhängig gehalten werden, würde das System einem ganzjährigen Pufferspeicher zum Ausgleich von Lastspitzen gleichkommen. Welches System schlussendlich forciert wird, wird sich im Laufe der zukünftigen Marktentwicklungen im Sektor der Ökofernheizwärme zeigen. An dieser Stelle sei jedenfalls festgehalten, dass in den folgenden Ausführungen jahreszeitliche Wassertemperaturschwankungen miteinkalkuliert werden und der Wärmespeicher vorzugsweise die im Sommer eingespeicherte thermische Energie im Winter abgibt. Die höchsten Wassertemperaturen des Speichers werden demnach vor der Heizperiode etwa im September erreicht, die geringsten nach der Heizperiode im April und Mai.

Bisher sind Laufräder von Turbinen und Pumpen nicht oder nur minimal durch thermische Spannungen und Dehnungen beansprucht worden. Auch sind zyklisch wechselnde thermische Beanspruchungen bislang nicht oder nur kaum von Relevanz. So werden gegenwärtig hydraulische Strömungsmaschinen vor allem für den Temperaturbe-

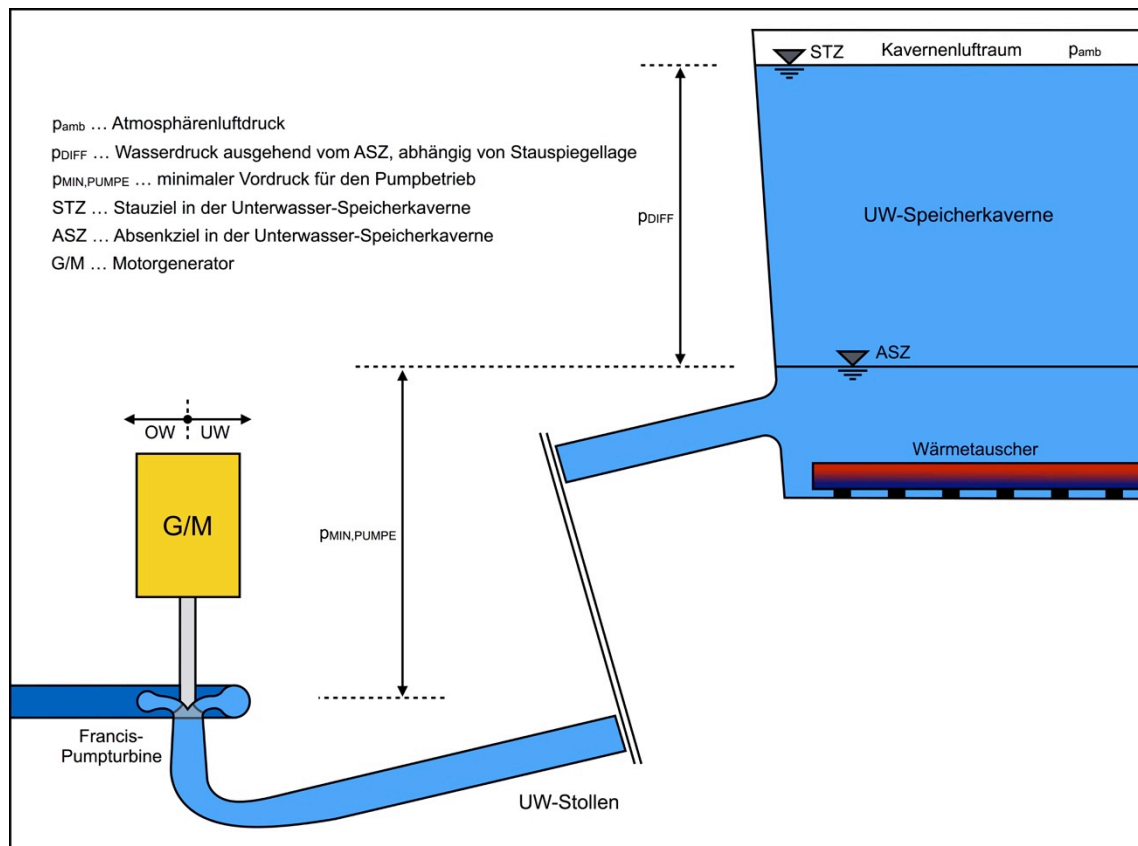
reich von zirka 5 °C bis 25 °C entwickelt. Ganz im Gegenteil bei diesen Heißwasserpumpspeicherkraftwerken. Wie groß tatsächlich die jahreszeitlichen Temperaturschwankungen sein werden, lässt sich schwer abschätzen. Die minimalsten Wassertemperaturen in diesem System werden kurzfristig bei der Erst- oder Wiederbefüllung nach einem Wasserwechsel erreicht und langfristig von der Gebirgstemperatur beschränkt, die höchsten wurden bereits mit rund 90 °C auf Meeresspiegelniveau festgesetzt. Wird ein jährlicher Schwankungsbereich der Wassertemperaturen von etwa  $\Delta T = 70$  Kelvin für die Auslegung der hydraulischen Strömungsmaschinen zugrunde gelegt, könnten diese zyklisch wechselnden Triebwassertemperaturen zu thermischen Ermüdungsbeanspruchungen des Laufradmaterials führen und somit die Lebensdauer beeinflussen. Andererseits gehen die Temperaturänderungen nur langsam über Monate hinweg von statten, wodurch die Laufradedelstähle keinen abrupten Temperaturänderungen ausgesetzt sind, wodurch thermische Ermüdungsbeanspruchungen eher weniger ausschlaggebend sein sollten. Im Folgenden wird auf maschinenspezifische Anforderungen näher eingegangen.

#### 4.5.1.2 Überdruckturbinen

In diesem Kapitel sind Turbinen zusammengefasst, deren Laufräder vom Triebwasser voll beaufschlagt werden. Außerdem wird das Laufrad bei diesen Turbinentypen von einer Rohrwandung, dem Laufradringmantel, umschlossen. Dazu zählen die für Pumpspeicherkraftwerke relevanten radial beaufschlagten Francis- und Francis-Pumpturbinen und die halbaxial beaufschlagte Deriaz-Pumpturbine für sehr geringe Fall- und Förderhöhen.

Nach dem gegenwärtigen Stand der Technik sollten übliche Maße des Laufradringspalts, also jenem Spalt zwischen dem Laufrad und dem umliegenden Laufradringmantel, 1 mm nicht überschreiten. In Extremfällen liegen diese auch unter 0,6 mm. Diese Spaltmaße können für die praktische Ausführung von Wasserkraftanlagen als realistische Referenzwerte herangezogen werden. Bei Pumpspeicherkraftwerken in Kombination mit Wärmespeichern können diese sonst für einen optimalen Wirkungsgrad auf ein Minimum reduzierten Laufradringspalte aufgrund der großen Temperaturschwankungen nicht eingehalten werden. Gemäß der temperaturbedingten Längenänderung nach Gl. (4.28)  $\Delta L [m] = \alpha_T [1/K] * L_0 [m] * \Delta T [K]$ , einem Laufradringspalt von 1 mm bei der Bezugstemperatur von 10 °C, einem Laufraddurchmesser von 3,0 m und einem Wärmeausdehnungskoeffizienten von Edelstahl von zirka  $16 \cdot 10^{-6}$  1/K kann die Wassertemperatur um rund 42 Kelvin erhöht werden, bis der radiale Spalt vollständig geschlossen wird. Selbstverständlich darf es soweit nicht kommen, denn die Spaltmaße sind unbedingt einzuhalten, um bei hohen Durchgangsdrehzahlen im Falle von

Lastabwürfen komplett ausgereizt zu werden. Demnach müssen die Laufradringspalte bei hohen Wassertemperaturen und großen Temperaturschwankungen des Triebwassers auf die maximale Wassertemperatur ausgelegt werden, wenngleich bei geringen Wassertemperaturen große Spalte zu Wirkungsgradeinbußen führen.



**Abbildung 91:** Schematisches hydraulisches Unterwassersystem mit einem Francis-Pumpturbinensatz und Atmosphärendruck  $p_{amb}$  im Kavernenluftraum

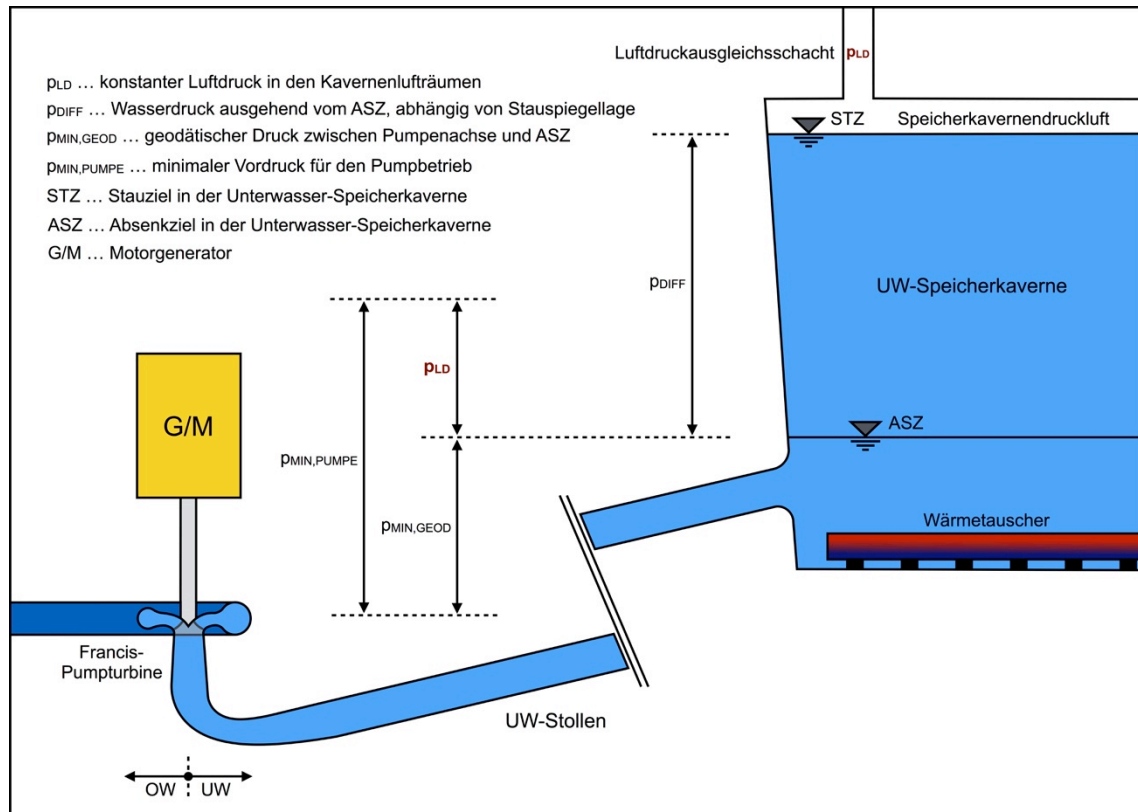
Beispielhaft ergibt die temperaturbedingte Längenänderung bei einem Laufraddurchmesser von 3 m, einem Temperaturschwankungsbereich von  $\Delta T = 80$  Kelvin mit dem oben angeführten Wärmeausdehnungskoeffizienten rund 4,0 mm (exakt 3,84 mm). Bezogen auf den Laufradringspalt beträgt das zusätzlich zum regulären radialen Spaltmaß von etwa 1 mm miteinzukalkulierende temperaturbedingte Spaltmaß 2,0 mm. Der Ringspalt beträgt damit bei 10 °C 3,0 mm um sich bei 90 °C wärmeausdehnungsbedingt auf 1,0 mm zu verkürzen. Die großzügigen Temperaturänderungen beeinflussen also die Spaltmaße deutlich, wobei es in diesem Beispiel zu einer Verdreifachung des Laufradringspaltes kommt. Mit den deutlich größer werdenden Spalten im unteren Temperaturbereich vermindern sich selbstverständlich die Maschinen-Wirkungsgrade. Im Gegensatz dazu können bei hohen Wassertemperaturen die Reibungsverluste aufgrund der deutlich verringerten Viskosität vermindert werden, wie für die Rohrreibungs-

verluste in Kapitel 4.3.6 beschrieben worden ist. Daher können die Wirkungsgradeinbußen infolge der erhöhten Spaltmaße von quantitativ geschätzten 0,5 % verkraftet werden. Grob und verallgemeinert ist bei der Kombination eines Pumpspeicherkraftwerkes mit einem Wärmespeicher mit 3 bis 6-fachen Laufradspalten gegenüber derzeitig ausgeführten zu rechnen. Die Anpassung der Spaltmaße an die Wassertemperaturschwankungen gelten in selber Weise für jene zwischen Rotor und Gehäuse von Speicherpumpen.

Auch sollte berücksichtigt werden, dass der Betrieb des Pumpspeicherkraftwerkes in dem dargebrachten Beispiel bei sehr geringen Wassertemperaturen als unterstes Temperaturniveau einen Extremfall darstellt, der nur bei der Neu- oder Wiederbefüllung mit kaltem Wasser auftreten wird. Aber gemäß der Forderung, dass beide Systeme nämlich das Pumpspeicherkraftwerk und der Wärmespeicher für die Fernwärmeversorgung jederzeit getrennt und unabhängig voneinander betrieben werden sollen, muss auch dieser Lastfall mit extrem geringen Wassertemperaturen, und den dadurch herbeigeführten großen Spaltmaßen, miteinbezogen werden. Beim regulären Betrieb des Kraftwerkes ist mit deutlich höheren Wassertemperaturen zu rechnen, wodurch auch die Spaltmaße reduziert werden. Dennoch und unabhängig davon könnte zur Wirkungsgradverbesserung die Optimierung der Labyrinthdichtungen von hydraulischen Strömungsmaschinen angestrebt werden.

Daneben spielt die Kavitationssicherheit eine wesentliche Rolle bei der Laufradauslegung von Heißwasserpumpspeichern. Wie bereits in Kapitel 4.3.7 ausführlich beschrieben worden ist, erhöht sich mit zunehmender Wassertemperatur der Dampfdruck des Wassers. Nachdem die Dampfdruckhöhe bei üblichen Wassertemperaturen von 10 °C etwa 0,13 m beträgt, kann Kavitationssicherheit bei konventionellen Wasserkraftanlagen gewährleistet werden, wenn die Drucklinie des hydraulischen Systems nicht unter der Maschinen- bzw. Rohrachse zu liegen kommt. Hingegen beträgt die Dampfdruckhöhe bei 90 °C rund 7,15 m, wodurch bei gleichbleibender Lage der Drucklinie auf Maschinenachseniveau der Dampfdruck deutlich unterschritten wird, und es unweigerlich zu Kavitationserscheinungen kommen wird. Um die Kavitationssicherheit auch im hohen Temperaturbereich gewährleisten zu können, muss die Maschine gegenüber der konventionellen Ausführung bei üblichen Wassertemperaturen um etwa sieben Meter tiefer eingebaut werden, damit die an die Drucklinie zu addierende Dampfdruckhöhe nicht über der Maschinenachse zu liegen kommt und so sichergestellt werden kann, dass die Dampfdruckkurve auch bei kritischen, hohen Wassertemperaturen nie unterschritten wird. Andererseits könnte mit der hydraulisch optimierten Form des Laufrades die größere Einbautiefe nur graduell verbessert, aber keinesfalls vollständig kompensiert werden. Auch sollte der Umstand, dass die Turbinen heutzuta-

ge vor allem im Teillastbereich betrieben werden, mitberücksichtigt werden, wodurch auch aufgrund dessen die Einbautiefe zufolge der geänderten Rohdichte vergrößert werden muss.



**Abbildung 92:** Schematisches hydraulisches Unterwassersystem mit einem Francis-Pumpturbinensatz und luftdruckbeaufschlagtem Speicherkavernenluftraum

Bei Francis-Pumpturbinen ergibt sich aus der hydraulischen Formgebung die Forderung eines etwas höheren mindestens einzuhaltenden Vordrucks für den Pumpbetrieb gegenüber separaten Speicherpumpen. In der Regel beträgt dieser zwischen 40 und 50 Metern. Bei Atmosphärendruck im Unterwasserspeicher muss das Absenkziel jenes also 40 bis 50 Meter über der Maschinenachse liegen. Die Höhendifferenz zwischen dem Absenkziel und der Pumpturbinen-Maschinenachse entspricht somit dem mindestens einzuhaltenden Pumpenvordruck  $p_{MIN,PUMPE}$ . Das hydraulische System ist in Abbildung 91, Seite 206 schematisch dargestellt.

Im Kapitel 4.4.2 wurde auf die elegante Möglichkeit der kommunizierenden Drucklufträume des Ober- und Unterbeckens hingewiesen. In Abbildung 92, Seite 208 ist das hydraulische Unterwassersystem mit dem im Luftraum der Speicherkaverne aufgebrauchten, konstanten Druck  $p_{LD}$  dargestellt. Bei gleichbleibendem, geforderten Pumpenvordruck  $p_{MIN,PUMPE}$ , aber dem nun mitberücksichtigten Luftdruck  $p_{LD}$ , reduziert sich die für den notwendigen Pumpenvordruck ansonsten geodätisch herbeizuführende



Höhendifferenz zwischen dem Absenkziel und der Maschinenachse um eben jenen vom Unterwasserspeicher herrührenden Luftdruck  $p_{LD}$ . Dieser Sachverhalt ist auch in Abbildung 92 wiedergegeben. Der (gleichbleibende) Pumpenvordruck wird dann mit  $p_{MIN,PUMPE} = p_{MIN,GEOD} + p_{LD}$  erreicht. In weiterer Folge kann die Einbautiefe der hydraulischen Strömungsmaschine um  $p_{LD}$  reduziert werden, bzw. die geodätische Höhendifferenz zwischen der Unterwasser-Speicherkaverne und der Maschinenkaverne um  $p_{LD}$  vermindert werden kann, wie aus dem Vergleich der Abbildungen 91 und 92 hervorgeht.

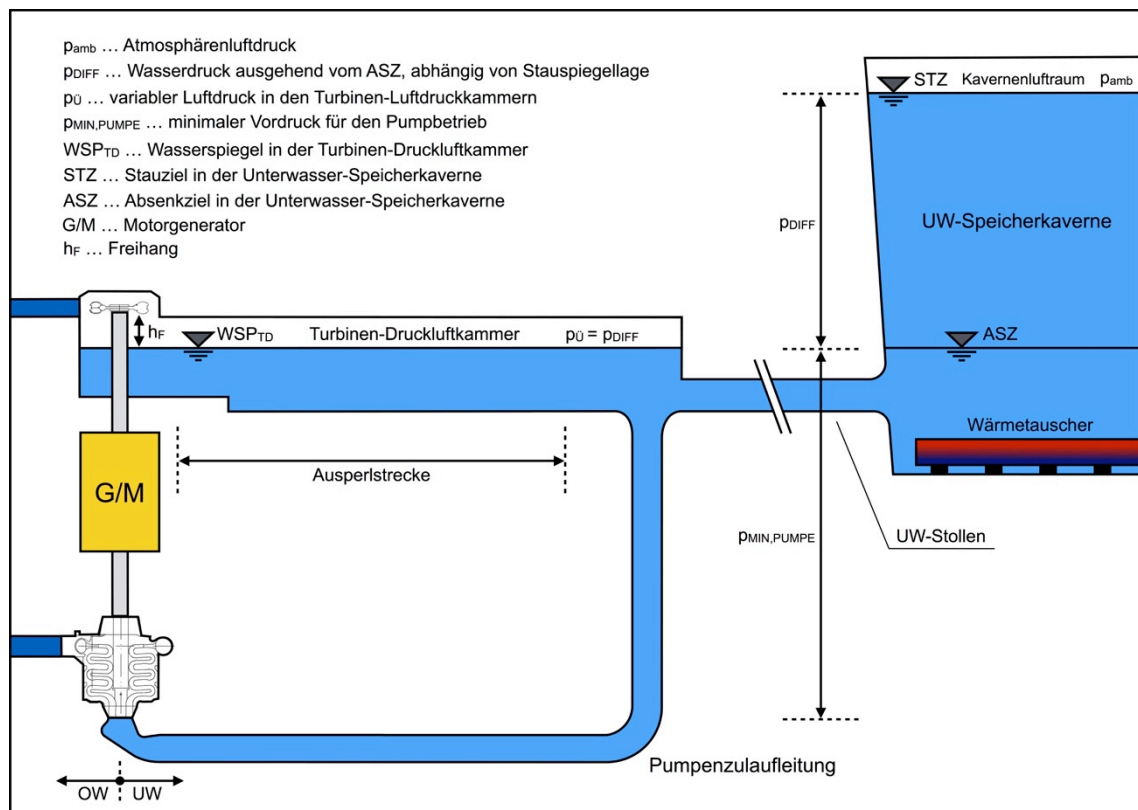
Abgesehen von den Spaltmaßen und der Kavitationssicherheit, sollten alle Druckrohrleitungen und Maschinengehäuse sowie Betriebseinrichtungen, wie beispielsweise die oberwasserseitige Hochdruck-Turbinenanschlussleitung in der Maschinenkaverne, der Bereich um die einbetonierte Turbinenspirale, der anschließende unterwasserseitige Saugschlauch, das Gehäuse der Speicherpumpe sowie die Verschlussorgane gedämmt werden. Dazu kann geeignetes, wärmebeständiges Dämmmaterial, wie Mineralwolle oder extrudiertes Polystyrol an den äußeren Mantelflächen der Rohrleitungen und Gehäuse angebracht werden. Die Wärmedämmung hat einerseits den Zweck, dass ungünstige Wärmeabgabe innerhalb der Maschinenkaverne vermieden wird und so einem Aufheizen der Kaverne entgegengewirkt werden kann und andererseits, dass ein möglichst gleichmäßiges, wenn auch hohes Temperaturniveau in den vom Triebwasser benetzten Materialien und Bauteilen herrscht, um ungünstigen temperaturbedingten Zwängen entgegenzuwirken.

#### 4.5.1.3 Freistrahlturbinen

Freistrah- oder Pelton Turbinen sind teilbeaufschlagte Gleichdruckturbinen. Dabei wird ein aus meist mehreren Düsen austretender Wasserstrahl auf die als Doppelmulden-Becher ausgeführten Laufschaufeln geleitet [60]. Die kinetische Energie des Wasserstrahls geht beim Kontakt mit den Bechern in Rotationsenergie des Laufrades über [60]. Pelton Turbinen lösen ab etwa 700 Metern Fallhöhe Francis und Francis-Pumpturbinen in Pumpspeicherkraftwerken ab und erfordern bei der Pumpspeichertechnik immer einen ternären Maschinensatz.

Im Gegensatz zu Überdruckturbinen ist dieser Turbinentyp deutlich handhabungsfreundlicher gegenüber hohen Wassertemperaturen bzw. großen Temperaturschwankungen. Mit Wirkungsgradeinbußen, wie sie beispielhaft bei Francis-Pumpturbinen aufgrund der deutlich größeren Spaltmaße herbeigeführt werden, ist bei Pelton Turbinen wegen ihrer Konstruktion eines sich frei im Luftraum des Turbinengehäuses drehenden Laufrades nicht zu rechnen.

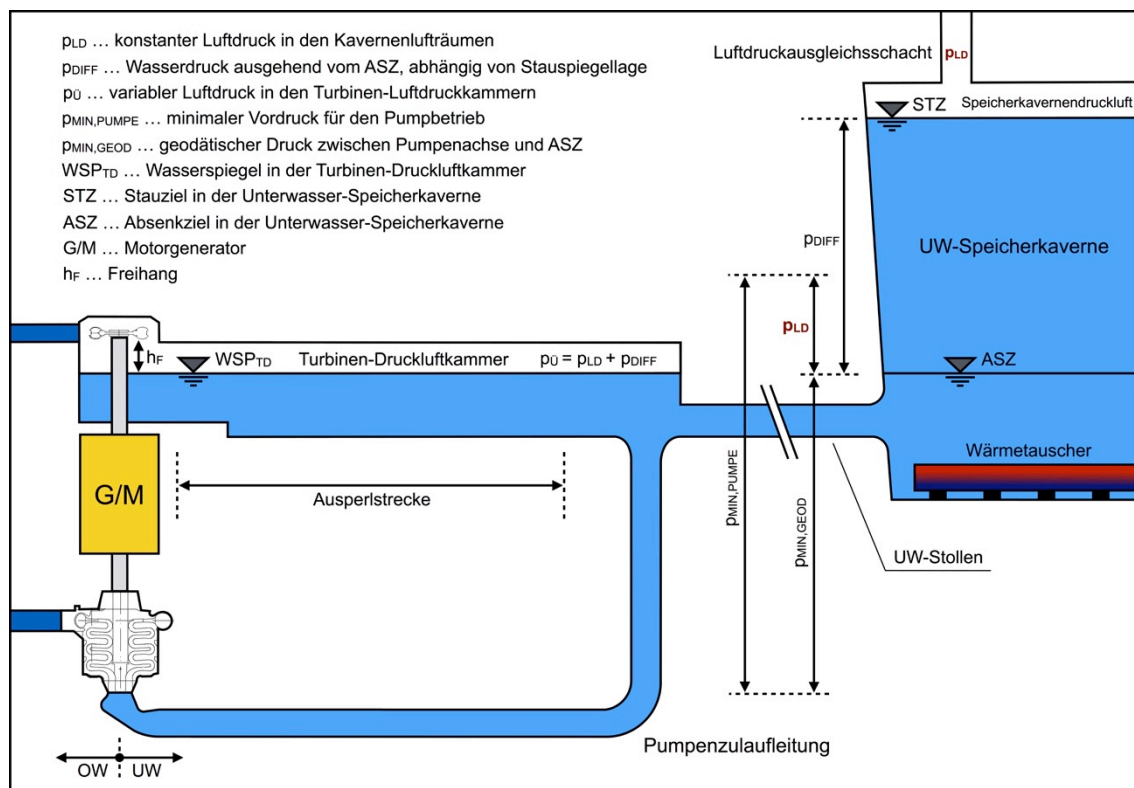
Die größte Herausforderung bei Pelton Turbinen, die mit Heißwasser betrieben werden, stellt die Sicherstellung des kavitationsfreien Betriebs dar. Wie bereits erwähnt, beträgt die Dampfdruckhöhe des Wassers bei 90 °C etwa 7,15 Meter. Kavitation würde bei allen mit dem heißen, aus der Düse austretenden Wasserstrahl in Kontakt stehenden Materialien auftreten. Davon wären der Kontaktbereich des austretenden Wasserstrahls mit dem Düsenmaterial und die vom Wasser benetzten Becherinnenflächen betroffen. Im Gegensatz zu den Überdruckmaschinen nützt eine größere Einbautiefe freilich nicht, um den Dampfdruck des Wassers zu überdrücken, weil Pelton Turbinen ja keinem vom Wasser herrührenden Gegendruck ausgesetzt sind.



**Abbildung 93:** Schematisches hydraulisches Unterwassersystem eines vertikalen, ternären Maschinensatzes mit Pelton-Gegendruckturbine, Druckluftkammer, Speicherpumpe und Speicherkaverne, deren Luftraum mit der Umwelt (Atmosphäre) verbunden ist

Um Kavitationserscheinungen entgegenzuwirken, ist es notwendig, die sich im Turbinengehäuse befindliche Luft mit einem künstlich herbeigeführten Überdruck zu beaufschlagen, um den hohen Wasserdampfdruck zu überdrücken. Infolgedessen muss bei einer kritischen Dampfdruckhöhe von 7,15 Metern der Luftdruck im Gehäuse rund 0,72 bar betragen damit kavitationsfreier Betrieb jederzeit und unabhängig von hohen Wassertemperaturen sichergestellt werden kann.

Die Druckluftkammern sind aber nicht nur Lösung der Kavitationsproblematik, sondern ermöglichen auch, dass der Wasserspiegel im Unterwasserspeicher über die Turbinenachse hochgedrückt wird. Die wohl bekannteste Referenz unter Anwendung genau dieses Prinzips der Pelton-Gegendruckturbine ist das Pumpspeicherkraftwerk *Kops II* der Vorarlberger Illwerke AG. Der Freihang zwischen Turbinenachse und dem Wasserspiegel in der Druckluftkammer wird dabei durch den an den Stauspiegel in der Speicherkaverne angepassten variablen Druck  $p_{\text{Ü}}$  mehr oder weniger konstant gehalten. Das dazugehörige Schema ist in Abbildung 93, Seite 210 dargestellt. Herrscht also in der Speicherkaverne Atmosphärendruck, entspricht der Druck  $p_{\text{Ü}}$  als Differenz zwischen dem aktuellen Speicherspiegel und der Spiegellage in den Druckluftkammern der hochzudrückenden Wassersäule. Es gilt demnach  $p_{\text{Ü}} = p_{\text{DIFF}}$ . Im Falle von den im Kapitel 4.4.2 beschriebenen kommunizierenden Drucklufträumen der Ober- und Unterbecken mit dem konstanten Luftdruck  $p_{\text{LD}}$  beträgt der zwingend herbeizuführende Gegendruck in der Druckluftkammer  $p_{\text{Ü}} = p_{\text{LD}} + p_{\text{DIFF}}$ .

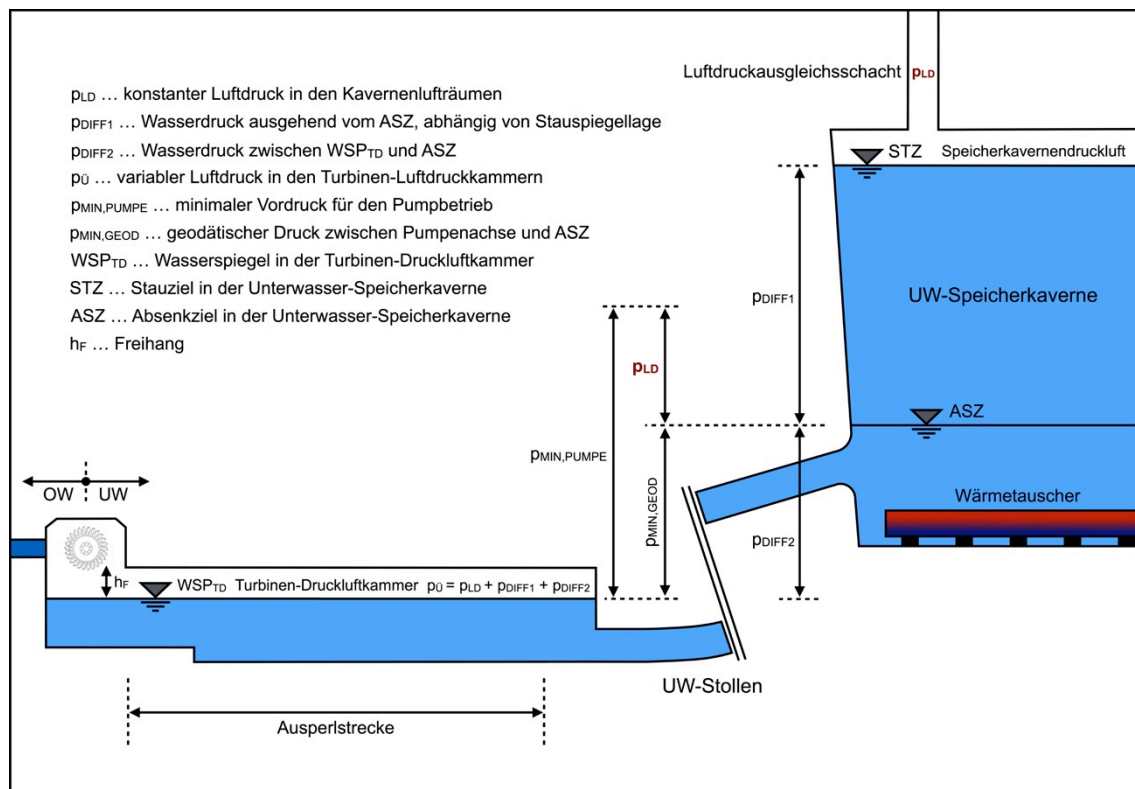


**Abbildung 94:** Schematisches hydraulisches Unterwassersystem eines vertikalen, ternären Maschinensatzes mit Pelton-Gegendruckturbine, Druckluftkammer, Speicherpumpe und luftdruckbeaufschlagtem Speicherkavernenluftraum

Abgesehen davon erweist sich bei der Kombination von Wärmespeichern mit Pelton Turbinen ausgestatteten Pumpspeicherkraftwerken die Ausführung eines vertikalen Maschinensatzes als zweckmäßig, aber nicht dringend erforderlich. Nachdem bei der



Mit der Anwendung von Turbinen-Druckluftkammern und der dadurch herbeigeführten „künstlichen“ Wasserspiegelerhöhung im Unterwasserspeicher ergibt sich daneben auch die Möglichkeit der Ausführung eines horizontalen Maschinensatzes. Der geforderte Pumpenvordruck  $p_{\text{MIN,PUMPE}}$  wird mit dem Absenkziel des Unterwasserspeichers herbeigeführt, wie in Abbildung 95, Seite 212 dargestellt ist. Um das Absenkziel auf diesem Niveau halten zu können, muss in der Turbinen-Druckluftkammer immer ein Druck von  $p_{\text{MIN,PUMPE}}$  herrschen. Bei einer Vordruckhöhe von 30 bis 35 Metern entspricht dies 3 bis 3,5 bar. Wird nun die Variante mit dem Überdrucklufträumen der Speicherkavernen in Betracht gezogen, reduziert sich die ansonsten geodätisch herbeizuführende Höhendifferenz von  $p_{\text{MIN,PUMPE}}$  um den Luftdruck  $p_{\text{LD}}$ . Dadurch kann die relative Lage des Unterwasserspeichers zur Maschinenachse um  $p_{\text{LD}}$  reduziert werden.



**Abbildung 96:** Schematisches hydraulisches Unterwassersystem eines horizontalen, ternären Maschinensatzes mit Pelton-Gegendruckturbine, Druckluftkammer und luftdruckbeaufschlagtem Speicherkavernenluftraum

Das dazugehörige hydraulische Unterwassersystem ist in Abbildung 96, Seite 213 dargestellt. Entspräche also der Luftdruck  $p_{\text{LD}}$  dem Pumpenvordruck  $p_{\text{MIN,PUMPE}}$ , fällt das Absenkziel niveaugleich mit der Maschinenachse zusammen. Dass dabei der Gegendruck in den Druckluftkammern ebenso um  $p_{\text{LD}}$  erhöht werden muss, liegt auf der Hand.

Ohne oder mit Berücksichtigung des Luftdrucks  $p_{LD}$  in den Speicherlufträumen, wären die aufzubringenden Drücke in den Druckluftkammern bei der horizontalen Variante um etwa den zu garantierenden Pumpendruck  $p_{MIN,PUMPE}$  höher als bei einem vertikalen Maschinensatz.

Die Druckluftkammern erlauben daneben eine kompakte, für die Wärmespeicherung zweckmäßige Ausführung der Unterwasser-Speicherkavernen, weil in jenen der Wasserspiegel durch den Luftdruck über die Maschinenachse gehoben werden kann. Aus diesem Umstand ergeben sich relativ geringe Grundrissflächen, aber umso größere Bauhöhen, um die vom heißen Wasser benetzten Flächen möglichst gering zu halten. Die Anwendung der Druckluftkammern ist bei mit Peltonlaufrädern ausgestatteten ternären Maschinensätzen in Kombination mit Wärmespeichern also von dreifachem Nutzen. Einerseits kann die Kavitationsproblematik der Maschinen elegant beherrscht werden, andererseits kann der Pumpenvordruck leicht hergestellt und Speicherkavernen für den doppelt genutzten Energieträger kompakt ausgeführt werden, indem der Speicherspiegel über die Turbinenachse gedrückt wird.

Um die Wärmeabgabe an die Maschinenkaverne in verträglichen Grenzen zu halten und Wärmeverlusten des thermischen Energiespeichers entgegenzuwirken, ist auch bei aufgelösten Maschinensätzen eine temperaturbeständige Wärmedämmung um die vom heißen Wasser benetzten Druckrohrleitungen und Maschinen notwendig. Im Gegensatz zu Pumpturbinen erweist sich die Dämmung des Pelton Turbinengehäuses als weniger aufwendig, ebenso kann das Edelstahlgehäuse der Pumpe einfach mit Wärmedämmung ummantelt werden.

#### **4.5.2 Betriebseinrichtungen**

Für die Betriebseinrichtungen, wie hochdruckseitige Kugelschieber, unterwasserseitige Saugrohrklappen oder Absperrschütze gelten ähnliche Anforderungen wie für die hydraulischen Strömungsmaschinen. Abgesehen von der einzuhaltenden Druckhöhe gegenüber der Rohrachse zur Kavitationsvermeidung sind größere Spaltmaße einzukalkulieren. In weiterer Folge kommen den Abdichtungsmaterialien und Dichtungslippen der Absperrorgane mit Dichtheitsgarantien besondere Anforderungen zu. Eine umschließende Wärmedämmung ist auch bei diesen maschinenbaulichen Betriebseinrichtungen für eine effiziente Wärmespeicherung und ungewollte Wärmeabgabe jedenfalls notwendig.

### 4.5.3 *Motorgenerator*

Wie bereits angesprochen worden ist, ist der Wärmedämmung der sichtbaren Druckrohrleitungen, Turbinen- und Pumpengehäuse sowie Absperrorgane in der Maschinenkaverne besondere Achtung zu schenken. Auch sind die in die Kaverne führenden ober- und unterwasserseitigen Druckrohrleitungen bis zu einer bestimmten Distanz von der Kaverne entfernt freitragend und wärme gedämmt auszuführen. Damit soll verhindert werden, dass sich das Gebirge um die Maschinenkaverne zu sehr aufheizt und die Kavernenlaibung als riesige Flächenheizung wirkt.

Mit diesen Maßnahmen soll der Aufwärmung des Luftraumes in der Maschinenkaverne entgegengewirkt werden, wenngleich nichtsdestotrotz mit einem leichten Temperaturanstieg in der Kaverne zu rechnen ist. Auch muss die Gebirgstemperatur mitberücksichtigt werden. Daher ist auf die zulässigen Lufttemperaturen im Betriebsraum, nicht zuletzt wegen der Generatorkühlung besonders zu achten. Nachdem wasser- oder ölgekühlte Generatortypen aufgrund der nicht leitenden Flüssigkeiten wartungsintensiver sind, werden heute häufig luftgekühlte Systeme eingesetzt. Um die notwendige Kühlfunktion zu erreichen, darf die für die Generatorkühlung erforderliche Lufttemperatur im Krafthaus, nicht wärmer als 30 °C sein. Die Kühlfunktion des Generators ist umso besser, desto kühler die Luft in der Maschinenkaverne ist. Je wärmer die Luft wird, desto größer müssen entsprechend die Ventilationsgräte dimensioniert werden.

Werden die einzuhaltenden Lufttemperaturen überschritten, ist im schlimmsten Fall über eine Kühlung der Kaverne nachzudenken, wobei die Abwärme nicht an die Umwelt abgeführt werden soll, sondern mit Wärmepumpen effizient genutzt oder in der Nähe befindlichen Bauwerken zugeführt werden kann. Im gegenteiligen Fall kann die Generatorabwärme für die Beheizung der Maschinenkaverne genutzt werden.

### 4.5.4 *Mineralstoff- und Salzgehalt*

Nicht nur Meerwasser, sondern auch Süßwasser in Bächen, Flüssen und Seen weist einen, wenn auch vergleichbar geringen Mineralstoff- und Salzgehalt auf. Der Salzgehalt, auch unter dem Begriff Salinität [g/kg] bekannt, setzt sich aus verschiedenen gelösten Salzen, wie Kalzium, Magnesium, Natrium, Chlorid aber auch Hydrogenkarbonaten und Sulfaten zusammen [55].

Deren Konzentrationen sind von den geologischen Untergrundverhältnissen abhängig. Als Beispiel enthalten österreichische Gebirgsbäche und Flüsse pro Kilogramm rund 8,5 mg Chloride (Datenquelle [55], eigene Berechnung). Hochgerechnet auf einen Kubikmeter Wasser entspricht dies 8,5 g. Im Gegensatz kommt Meerwasser auf einen durchschnittlichen Salzgehalt von etwa 30 Gramm pro Liter [10].

Für Druckrohrleitungen, hydraulische Strömungsmaschinen und Betriebseinrichtungen von Wasserkraftwerken stellt der Mineralstoff- bzw. Salzgehalt des Süßwassers keine wesentlichen Herausforderungen dar, sodass gegenwärtig ausgeführte Korrosionsschutzmaßnahmen als ausreichend angesehen werden können. Vielmehr sind es feinste Schweb- und Feststoffe, die hydraulische Strömungsmaschinen und Druckrohrleitungen bei hohen Fließgeschwindigkeiten und Turbulenzen abrasiv beanspruchen. Demgegenüber stehen aber geschlossene Wasserkreisläufe, wie sie bei der Kombination von Pumpspeicherkraftwerken mit Wärmespeichern eine logische Forderung sind. Die Verweildauer des Wassers in einem solch geschlossenen System beträgt viele Jahre, im Gegensatz zu Fließgewässern wo das Wasser ständig erneuert wird. Obwohl das System selbstverständlich vollkommen abgedichtet werden soll, kommt es unweigerlich zu Verdunstung. Mit der fortschreitender, wenn auch geringer Verdunstung steigt der Anteil an Mineralstoffen im Wasser an, zumal nur reines Wasser verdunstet und die Mineralstoffe und Salze zurückbleiben. Daneben führt auch der ständige Kontakt des Wassers mit Ort- und Spritzbeton ausgekleideten Druckstollen und Speicherkavernen zu einem Mineralstoffeintrag aus den verwendeten Baustoffen. Bei noch so akribisch durchgeführten Abdichtungsmaßnahmen ist der Bergwasserzutritt mit gelösten Mineralstoffen nicht auszuschließen.

Mit anhaltendem Betrieb ist vor allem der Salzgehalt besonders genau zu beobachten, nachdem mit diesem das Korrosionsverhalten gekoppelt ist. Bei Wasserkraftprojekten mit anberaumten geschlossenen Wasserkreisläufen wird damit gerechnet, dass bei einer Verzehnfachung des Salzgehaltes das gesamte Wasser ausgetauscht werden muss. Grob kann dafür ein Zeitraum von zehn Jahren in Betracht gezogen werden. Somit ist aus energiewirtschaftlicher Sicht bei der Pumpspeicher-Wärmespeicher Kombination ein Wasseraustausch jedenfalls bei Erreichen eines kritischen Salzgehaltes vorzunehmen. Nachdem der Energieträger in großen Mengen vorkommt und keine oder nur minimale Kosten verursacht, ist ein Wasserwechsel durchaus vertretbar. Zu berücksichtigen ist, dass das auszutauschende Wasser auf die Temperatur des einleitungswürdigen Fließgewässers abgekühlt werden muss, um negative ökologische Auswirkungen auf Flora und Fauna auszuschließen. Als günstigsten Zeitpunkt eines Wasserwechsels erweisen sich die Frühjahrsmonate bei wohl geringsten Temperaturen des Wärmespeichers am idealsten. Der Wassertausch wäre nicht nur aus betrieblichen Gesichtspunkten des Pumpspeicherkraftwerkes notwendig, sondern würde geeignete Wartungsintervalle herbeiführen, wodurch alle Betriebseinrichtungen auch jene des Wärmespeichers mit den Wärmetauschern gewartet werden können.

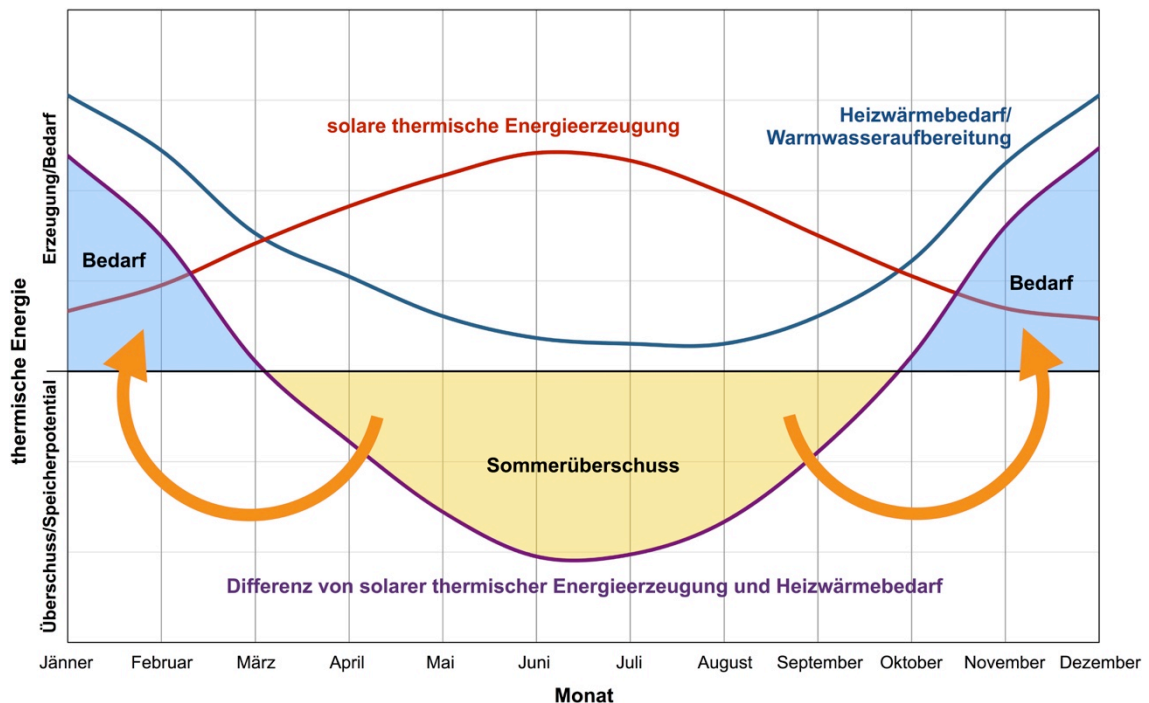


Eine Alternative zum Wassertausch wäre die Installation einer Entsalzungsanlage. Ob diese jedoch aus Kostensicht zu rechtfertigen ist, ist allerdings fraglich aber zumindest als Möglichkeit in Betracht zu ziehen.

Nicht unerwähnt bleiben soll der Umstand, dass durch den Anstieg des Mineralstoffgehaltes auch die Wasserdichte minimal, aber immerhin, erhöht wird. Mit diesem ist eine geringfügige Erhöhung der Energieausbeute möglich, wenn auch nur im Promillebereich. Daneben ist darauf zu achten, dass insbesondere bei der Verwendung von Pelton Turbinen, eine großzügig bemessene Ausperlstrecke im Unterwasser zur Verfügung steht, um gelöste Luft und insbesondere Luftsauerstoff, im Wasser zu vermeiden. Denn auch durch den Sauerstoffeintrag erhöht sich die Korrosionsgefahr beträchtlich. Dasselbe gilt für eine etwaige Luftperlanlage in den Speicherkavernen, die mit herbeigeführter Wasserzirkulation für gleichmäßige Wassertemperaturen sorgen sollte [97]. Nachdem jene aber ohnehin nur bei stillstehendem Kraftwerksbetrieb aktiviert wird, sollte daher keine Luft in die Rohrleitungen gelangen. Abschließend ist Bergwasserzutritten, die gelösten Schwefel enthalten, besondere Beachtung zu schenken. Derartige Wasserzutritte sind vollständig zu unterbinden, denn auch Schwefel bzw. Sulfate erhöhen die Korrosionsgefahr ungemein.

## 4.6 Thermische Energieaufbringung

Damit mit dem forcierten Konzept der erneuerbaren Energiezukunft gerecht werden kann, muss die in den Wasserkörper des Pumpseicherkraftwerkes eingespeicherte thermische Energie selbstverständlich aus erneuerbaren Energiequellen bereitgestellt werden.



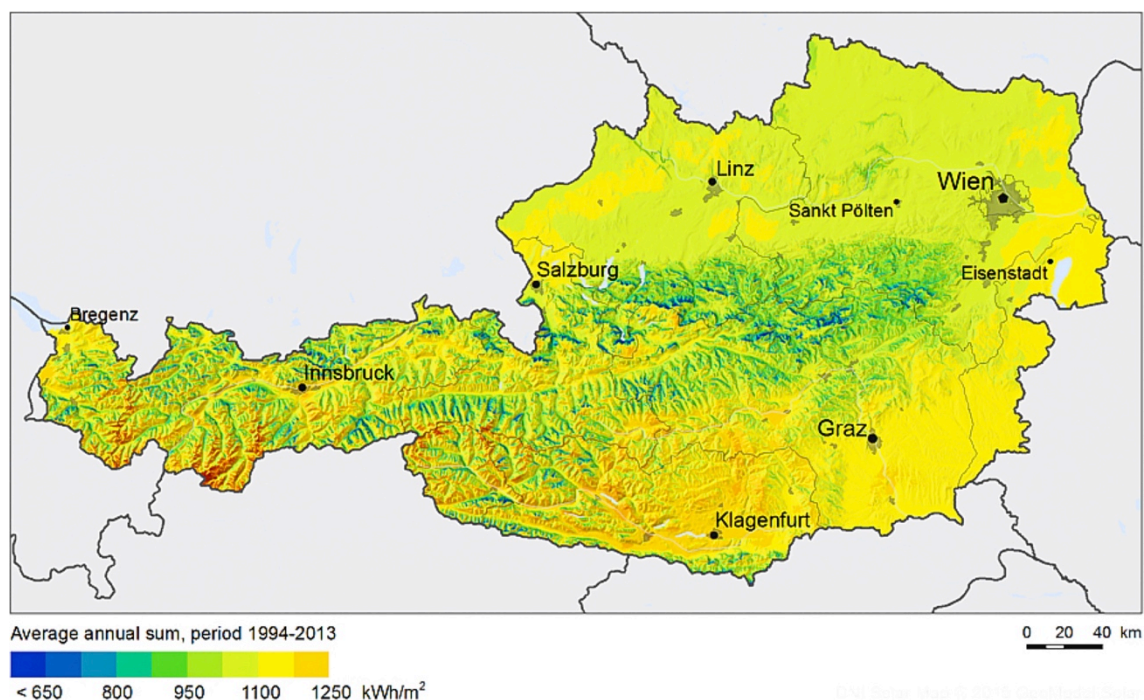
**Abbildung 97:** Gegenüberstellung der jahreszeitlich abhängigen solaren thermischen Energieerzeugung mit dem Heizwärmebedarf inklusive der Warmwasseraufbereitung bzw. dem Speicherpotential der saisonalen thermischen Energieerzeugung, qualitatives Beispiel für Österreich

Die Vision ist dabei, dass ein Großteil der Wärmeenergie über solarthermische Anlagen, welche auf den Dächern in urbanen Gebieten installiert sind, bereitgestellt wird und während Überschusszeiten in den Sommermonaten in den großtechnischen Wasser-Wärmespeicher einbringen, um diese in den Wintermonaten bei hohem Bedarf zur Verfügung stellen zu können. Der Zusammenhang aus solarer thermischer Energieerzeugung und dem Heizwärmebedarf ist in Abbildung 97, Seite 218 dargestellt. Dadurch wird das Zusammenwirken aus dargebotsabhängigen Energien und Speichertechnologien, ähnlich jener am elektrischen Energiesektor, auf den thermischen Sektor übertragen und beide erneuerbare Speichertechnologien in einem System vereint. In weiterer Folge wird mit der zeitlich versetzten Nutzung regenerativer Überproduktionsmengen aus der solaren Strahlung eine zu hundert Prozent auf erneuerbaren Energien basierende Wärmeenergieversorgung ermöglicht. Außerdem ist die Sonnenenergie mehr

oder weniger die einzige erneuerbare Energiequelle die weltweit überall vorkommt und relativ einfach genutzt werden kann. Zusätzlich kann die Wärmeenergieaufbringung mit Industrieabwärme, Biomasse oder Geothermie (vgl. Kapitel 4.9) erreicht werden.

Schlussendlich liegt die Zukunftsvision darin, dass zwischen den Erzeugern mit ihren solarthermischen Anlagen respektive gleichzeitig Verbrauchern der thermischen Energie und dem Speicherkraftwerkskomplex ein intelligentes vernetztes Fernwärmeversorgungssystem errichtet werden soll, das je nach Angebot und Nachfrage Wärmeenergie den Speichern zuführt oder ins Netz abgibt.

Daneben können mit dem gigantischen Heißwasserspeicher des Pumpspeicherkraftwerkes sowohl Hochtemperatur-Fernwärmeversorgungssysteme mit Vorlauftemperaturen von zumindest 90 °C als auch Niedertemperatur-Systeme mit Vorlauftemperaturen von maximal 65 °C betrieben werden.



**Abbildung 98:** Langjährig gemittelte solare Direktstrahlung in Österreich, Quelle [8], bearbeitet

Für eine quantitative Abschätzung wie viel thermische Energie im Wasserkörper des Referenz-Pumpspeicherkraftwerkskomplexes gespeichert werden kann und wie groß die dazugehörige solarthermische Anlage sein muss, soll mit einem kurzen Beispiel dargestellt werden. Die langjährig gemittelte solare Direktstrahlung für Österreich ist in Abbildung 98, Seite 219 dargestellt. Mit einer gewählten solaren Einstrahlung von 1.100 kWh/m<sup>2</sup> im Jahr und einem Wirkungsgrad der solarthermischen Anlage von 30 % beträgt die nutzbare und somit einspeicherbare Wärmeenergie rund  $E_{\text{solar}} = 330 \text{ kWh/m}^2$ . Der thermische Energieinhalt des 1.080.000 m<sup>3</sup> großen Wasser-

speichers kann mit (4.31) bei einer Erwärmung des Wasserkörpers von 10 °C auf 90 °C mit einer spezifischen Wärmekapazität des Wassers  $c_p$  von 4.200 J/(kgK) wie folgt berechnet werden:

$$E_{\text{SPEICHER}} [\text{kWh}] = \frac{V_{\text{SPEICHER}} [\text{m}^3] * \rho_w \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * c_p \left[ \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right] * \Delta T [\text{K}]}{\frac{3.600}{1} \left[ \frac{\text{s}}{\text{h}} \right] * \frac{10^3}{1} \left[ \frac{\text{W}}{\text{kW}} \right]} \quad (4.31)$$

$$E_{\text{SPEICHER}} = \frac{1.080.000 \text{ m}^3 * 1.000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 4.200 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} * 80 \text{ K}}{\frac{3.600}{1} \frac{\text{s}}{\text{h}} * \frac{10^3}{1} \frac{\text{W}}{\text{kW}}} = 100,8 * 10^6 \text{ kWh}$$

Legt man einen Heizwärmebedarf von etwa 10.000 kWh für eine 100 m<sup>2</sup> große Wohnung zugrunde, können mit diesem thermischen Energieinhalt etwa 10.080 Wohnungen dieser Größenordnung mit Wärmeenergie für Heizzwecke versorgt werden. Unter zusätzlicher Berücksichtigung der Warmwasseraufbereitung von etwa 3.000 kWh beträgt das Versorgungspotential für etwa 7.800 Wohnungen derselben Größe.

Die erforderliche Fläche der solarthermischen Anlage wird mit der Gegenüberstellung des thermischen Energiepotentials des Speichers mit dem solarthermischen Potential berechnet:

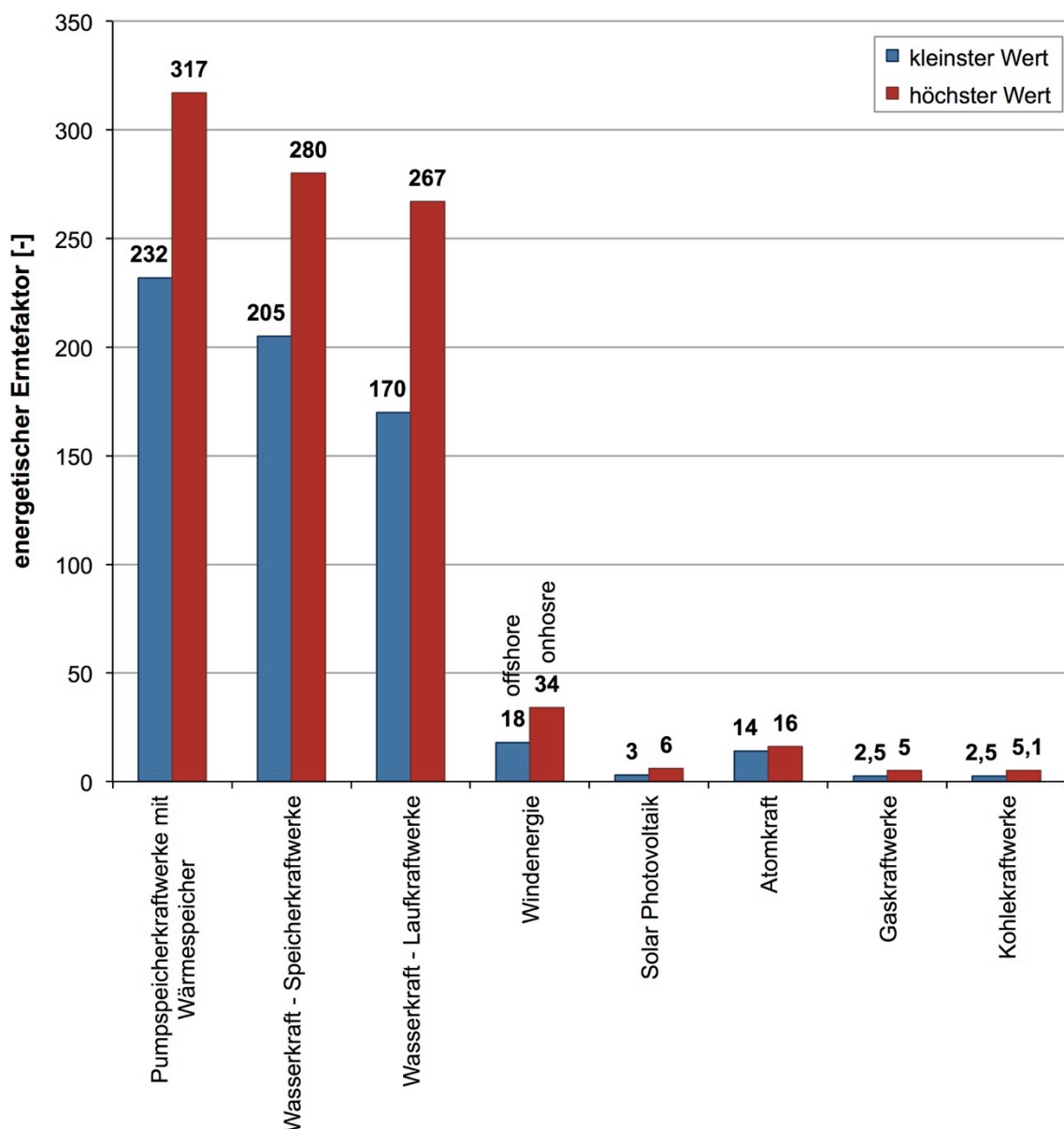
$$A_{\text{Solar}} = \frac{E_{\text{Speicher}}}{E_{\text{Solar}}} = \frac{100.080.000 \text{ kWh}}{330 \text{ kWh/m}^2} = 305.455 \text{ m}^2 = 30,6 \text{ ha}$$

In Bezug auf die Stadt Graz, die im Mai 2013 einen Solardachkataster veröffentlicht hat, und etwa 25 % der Dachflächen im Stadtgebiet als potentiell geeignet ausgewiesen hat, beträgt das solarthermische Potential etwa 1.240 GWh [89]. Somit wäre es mit der energetischen Nutzung dieses Dachflächenpotentials möglich in mehr als zwölf (!) derartiger Anlagen des in dieser Arbeit dargestellten Referenzprojektes umweltfreundliche Solarthermie einzuspeichern.

Angemerkt ist, dass diese Betrachtung rein auf die im Wasserkörper speicherbare Energie abzielt, und das zusätzliche thermische Speicherpotential im Gebirge nicht mitberücksichtigt wurde.

## 4.7 Energiewirtschaftliche Betrachtung

Mit der zusätzlichen Funktion der saisonalen Wärmespeicherung und Wärmeenergiebereitstellung erhöht sich mit den bisherigen Aufgabengebieten der elektrischen Energieerzeugung und elektrischen Energiespeicherung der Energieumsatz des in dieser Arbeit dargestellten Kraftwerkssystems gegenüber konventionellen Pumpspeicherkraftwerken. In weiterer Folge können auch die Umsatzerlöse und die Rentabilität von bewährten Pumpspeicherkraftwerken gesteigert werden.



**Abbildung 99:** Gegenüberstellung der energetischen Erntefaktoren unterschiedlicher Energieerzeugungstechnologien, Datenquelle teilweise aus [90], Eigene Darstellung

Bedeutender Vergleichswert von Energieerzeugungstechnologien ist der energetische Erntefaktor, der die gesamte erzeugte Energie während der Nutzungsdauer des Kraft-

werkes mit dem Energieinput für die Errichtung und Wartungs- bzw. Instandhaltungsarbeiten gegenüberstellt [90]. Dieser Faktor wurde auch für die kombinierte Pump- mit Wärmespeicherung in Bezug auf das Referenzprojekt berechnet. Die dazugehörigen Berechnungen befinden sich im Anhang 5 ab Seite 259 und wurden unter Zuhilfenahme von [90] durchgeführt. Die Basis bzw. Referenz bilden die bisherigen hydraulischen Speicherkraftwerke. Mit der zugrunde gelegten Nutzungsdauer von 50 Jahren wurden die jährlichen Erntefaktoren berechnet und mit den Werten der zusätzlichen thermischen Energieerzeugung vom Referenzprojekt beaufschlagt, um die Erntefaktoren für das verknüpfte elektrische und thermische Energiespeichersystem zu erhalten.

Die Ergebnisse dieser Berechnung sind in Abbildung 99, Seite 221 als Vergleich zu den aus [90] entnommenen Werten anderer Erzeugungstechnologien dargestellt. Kaum verwunderlich, aber doch beeindruckend ist, dass der ohnehin deutlich unübertroffene Erntefaktor der Wasserkraftnutzung von Speicherkraftwerken um weitere 13 % mit der Vereinigung der elektrischen und thermischen Energieerzeugung bzw. Energiespeicherung erhöht werden kann. Diese prozentuelle Steigerung entspricht einem Faktor von 27 bzw. 37 als kleinsten bzw. höchsten Wert. Nachdem das Referenzprojekt die mittlere Größenordnung eines typischen Pumpspeicherkraftwerkes widerspiegelt, kann angenommen werden, dass diese berechneten Werte jedenfalls sehr gut korrelieren.

Ebenso geht aus der Berechnung hervor, dass beim Referenz-Pumpspeicherkraftwerksprojekt jährlich rund 100.800 MWh thermische Energie eingespeichert und zur Verfügung gestellt werden können. Bei dieser konservativen Annahme wurde nur die in den Wasserkörper eingespeicherte thermische Energie in Rechnung gestellt, die zusätzlich ins Gebirge einspeicherbare und nutzbare Wärmeenergie wurde nicht berücksichtigt. Mit einem Netto-Einheitspreis von 0,0675 €/kWh für Fernwärmeenergie in Graz [91] können demnach beachtliche 6,8 Millionen Euro an zusätzlichen Erlösen erwirtschaftet werden.

Die dargebrachte energiewirtschaftliche Betrachtung unterstreicht den Mehrwert eines solchen Heißwasser-Pumpspeicherkraftwerkes auch aus energiewirtschaftlicher Sicht. Mit beinahe keinem oder nur geringfügig höherem Herstellungsaufwand kann aufgrund der Doppelnutzung des Energieträgers die wirtschaftliche Rentabilität des vollkommen ökologischen Energiespeichersystems deutlich erhöht werden.

Abschließend sei an dieser Stelle erwähnt, dass bei einem, wie hier geforderten, geschlossenen Wasserkreislauf der Energieträger immer vorhanden ist, und so die Produktion oder Speicherung elektrischer Energie nicht von der Hydraulizität gegenüber konventionellen Wasserkraftanlagen abhängig ist.

## 4.8 Ökologische Aspekte

Trotz zunehmender Bemühungen den elektrischen Energiesektor umweltfreundlicher zu gestalten, sind Ressourcenverbrauch, Flächenverbrauch zusammen mit der Versiegelung bioproduktiver Flächen, Emissionen in der Lebenszyklusbetrachtung und weitere einhergehende negative Auswirkungen auch von aktuell hochgepriesenen alternativen Energiequellen immens und nicht zu unterschätzen. Denn es ist in gewisser Weise auch irreführend, eine die Nutzung erneuerbarer Energiequellen als sauber und emissionslos zu bezeichnen, das zwar für den Betrieb schon zutrifft, aber für deren eigentliche Herstellung bzw. Errichtung und Rückbau enorm hohe Emissionen und Ressourcenverbrauch in Kauf genommen werden.

Die Wasserkraft sticht im Vergleich zu den übrigen erneuerbaren Energiequellen, wie Wind- und Sonnenkraft als sauberste und emissionsärmste Energieerzeugungstechnologie hervor. Nicht nur die über den gesamten Lebenszyklus betrachteten Kohlenstoffdioxidemissionen (vgl. Abbildung 8, Seite 32) sind gegenüber allen anderen am geringsten, sondern auch die direkten und indirekten Auswirkungen auf die Umwelt. Hauptkritikpunkte von Wasserkraftanlagen, die auch Gründe der immer öfter ablehnenden Haltung gegenüber der energetischen Wasserkraftnutzung sind, sind der „Flächenverbrauch“ durch die Speicherseen oder Stauräume und die Eingriffe in das ökologische Gleichgewicht an natürlichen Gewässern.

Mit dem Ausführungskonzept unterirdischer Pumpspeicherkraftwerke unter zusätzlichem Miteinbezug von geschlossenen Wasserkreisläufen kann diesen Kritikpunkten entgegengewirkt werden und die Auswirkungen auf die Umwelt deutlich verringert werden. Indem man den Energieträger sowohl als potentiell als auch thermisches Energiespeichermedium nutzt, kann in Folge dessen eine gesamte Anlage derselben Größe, im Gegensatz zur getrennten Energienutzung, eingespart werden.

Wesentlicher Vorteil von geschlossenen, energetisch genutzten und künstlich hergestellten Wasserkörpern ist, dass nicht in den Wasserhaushalt natürlicher Gewässer eingegriffen wird. Unter Berücksichtigung der thermischen Energiespeicherung und den daraus resultierenden hohen Wassertemperaturen ist der künstlich geschaffene Wasserkörper zwar ökologisch tot, hat aber eben keine Auswirkungen auf umliegende Gewässer natürlichen Ursprungs.

Von nicht geringerer Bedeutung ist, dass mit geschlossenen Wasserkreisläufen die viel diskutierte und oft im Kreuzfeuer der Kritik stehende Schwall- und Sunkproblematik ohne besonderen Aufwand, allein mit der Anlagenkonzeption beherrscht wird bzw. erst gar nicht zur Diskussion steht. Durch die flexible Betriebsweise führen insbesondere bei Pumpspeicherkraftwerken abrupte Änderungen des Abflusses zu negativen Aus-

wirkungen auf die Gewässerorganismen. Zu den nachteiligen Einflüssen zählen ganz allgemein hydraulischer Stress für alle Lebewesen im Gewässer, ebenso das Trockenfallen von Fischlaich und rasche Temperaturschwankungen. Mit dem in dieser Arbeit dargestellten Konzept gehören diese Auswirkungen der Vergangenheit an.

Entscheidender Vorteil des vorgestellten Heißwasserpumpspeichersystems ist auch, dass mit der vollständigen unterirdischen Errichtung keine oberirdischen Flächen beansprucht werden.

Während dem Betrieb kann also unsichtbar, völlig emissionsfrei, ohne wertvolle bioproduktive Flächen in Anspruch zu nehmen, komplett unterirdisch elektrische Energie bei Nachfrage erzeugt und gespeichert sowie thermisch Energie saisonal gespeichert werden, um sie bei Bedarf nutzen zu können.

Lokal und temporär begrenzte Auswirkungen während der Bauphase sind in Kauf zu nehmen, wobei mit ausgeklügelter Materialbewirtschaftung viele Emissionen und Baustofftransporte vermieden werden können. Anberaumt ist daher die Betonherstellung vor Ort unter Verwendung von Betonzuschlagsstoffen aus dem aufbereiteten Ausbruchmaterial der aufgefahrenen Stollen und Kavernen. Damit können unzählige Transportkilometer eingespart werden. Das nicht verwendete Ausbruchmaterial wird zur Landschaftsgestaltung nach Abtrag des Mutterbodens deponiert und die Bereiche anschließend renaturiert.

Wird nach der jahrzehntelangen Betrieb oder nach Erreichen der technischen Lebensdauer von einer Instandsetzung und dem Weiterbetrieb abgesehen, können die Hauptbestandteile des Kraftwerkes, nämlich Stahl und Beton dem Recycling zugeführt werden und somit für andere Projekte wiederverwendet werden.

Wasserkraftanlagen im Allgemeinen stehen in der Lebenszyklusbetrachtung alle anderen Energieerzeugungstechnologien aus, wobei mit der vollständig unterirdischen Errichtung auch bisher kritisierte Auswirkungen entgegengewirkt werden kann. Auch wenn nichts gegen eine technische und wirtschaftliche Machbarkeit steht, sind die ökologischen bzw. umweltbezogenen Aspekte gerade in Zeiten wie diesen noch kein Garant für eine tatsächliche Realisierung eines Kraftwerksprojektes. Mit eben diesem Konzept soll eine sozial und ökologisch verträgliche Ausführung von Wasserkraftanlagen, im Speziellen Pumpspeicherkraftwerken auch zukünftig gegeben sein.



#### **4.9 Kombination der Pumpspeichertechnologie mit thermischer Energiespeicherung und zusätzlicher geothermischer Energiegewinnung**

Für den Wärmeenergieeintrag in den Heißwasserspeicher sind vorzugsweise einerseits erneuerbare Energiequellen, insbesondere aber die thermische Verwertung der Sonnenenergie, und andererseits die potentialreiche Industrieabwärme vorgesehen. Auch wenn die Anschlussleistung entsprechend hoch bemessen wird, stellt sich die Frage, was ist wenn aufgrund von langanhaltenden Naturkatastrophen, wie Vulkanausbrüchen und einhergehender Verschattung, aber auch nur bei häufig bewölkter Wetterlage oder der Wegfall von leistungsstarken Industrieanlagen die Wärmeenergieerzeugung und in weiterer Folge deren Einspeicherung für längere Zeit ausbleibt.

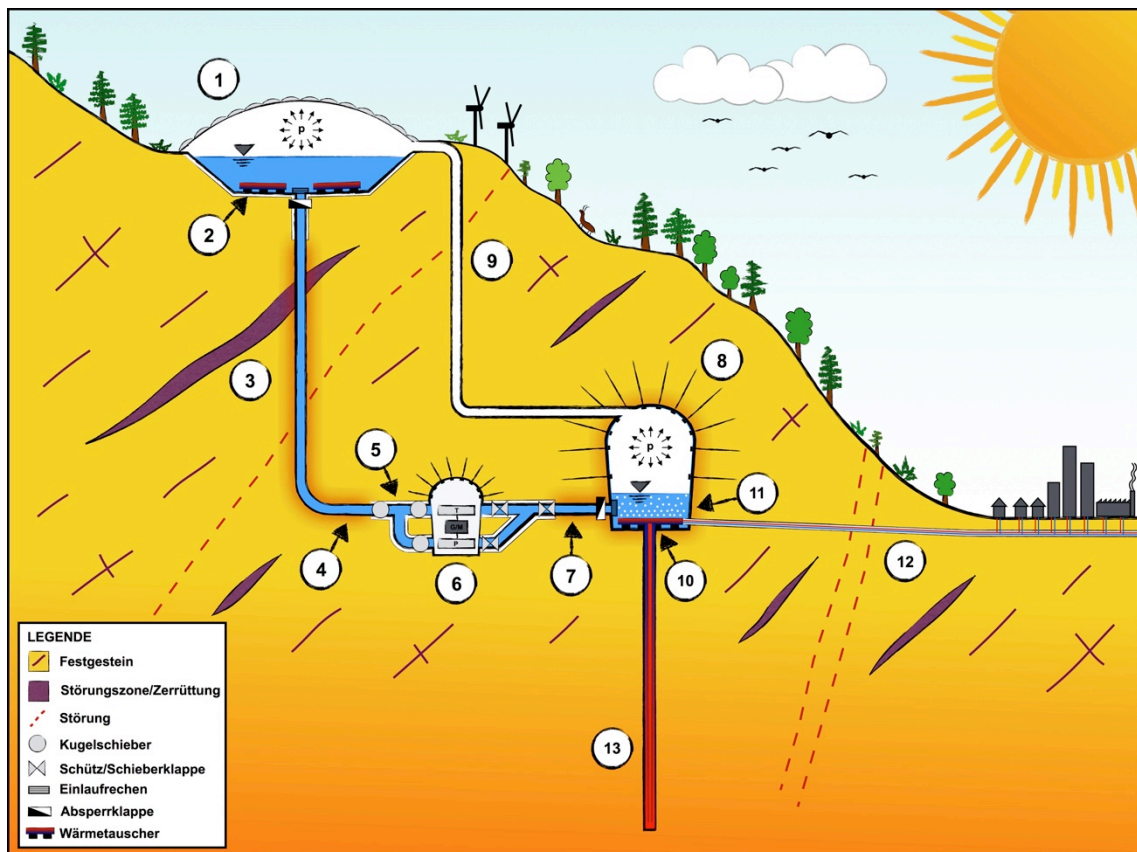
Damit die Wärmeenergiegewinnung und die Wärmeenergieversorgung weder von Wind und Wetter, noch von wirtschaftlichen Rahmenbedingungen abhängig sind, und sie jederzeit, unabhängig von äußeren Faktoren sichergestellt werden soll, besteht die für das Grundkonzept dieser Arbeit ideale Möglichkeit der zusätzlichen Miterrichtung und Integration einer tiefeingeothermischen Energiegewinnungsanlage. Es geht hierbei also nicht nur um die Herstellung der Redundanz für die Energiegewinnung, sondern der direkten Nutzung eines ohnehin hergestellten unterirdischen Hohlraums für eine wirtschaftliche und unkomplizierte Errichtung der Geothermieanlage, auch aufgrund der in der Länge verkürzten Bohrteufe, als diese von der Erdoberfläche aus ausgeführt werden müsste. Die Geothermie kann dabei nicht nur für die Wärmergewinnung, sondern bei Bohrungen mit entsprechenden Teufen und vorherrschenden Temperaturen für die elektrische Energiegewinnung oder der Kombination von thermischer und elektrischer Energiegewinnung genutzt werden. Eine Übersicht der Erweiterung der Ausgangsprojektsidee um eine geothermische Anlage ist in Abbildung 100, Seite 227 dargestellt und beschrieben.

Grundvoraussetzung für die geothermische (Wärme-) Energienutzung sind geologisch geeignete kristalline Formationen, die gute nutzbare thermische Eigenschaften, wie einen hohen geothermischen Gradienten sowie eine gute Wärmeleitfähigkeit aufweisen, wobei diese geforderten Verhältnisse ab Teufen von fünf bis sechs Kilometern sehr wahrscheinlich anzutreffen sind [75]. Die Endteufe ist aufgrund der geothermischen Tiefenstufen, die mit rund  $3\text{ °C}$  pro 100 m Bohrtiefe [75] einen guten Richtwert darstellen, festzulegen. Um also  $90\text{ °C}$ , die den oberen Grenzwert für den Pumpspeicherkraftwerksbetrieb repräsentieren, zu erreichen, müsste die Endteufe demnach 3.000 Meter unter der Erdoberfläche liegen. Wird nun die Bohrung aber von der unterirdisch errichteten Speicherkaverne für das Pumpspeicherkraftwerk abgeteuft, ist deren Überlagerungshöhe von der notwendigen Bohrtiefe abzuziehen. Steht nicht nur die

thermische Energienutzung der Tiefengeothermie im Raum, sondern ist auch ein Geothermiekraftwerk für die Stromgewinnung vorgesehen, sind Endeufen von etwa 6.000 m mit erzielbaren Temperaturen von rund 180 °C [75] erstrebenswert.

Nicht nur die vorübergehende Nutzung der ausgebrochenen Speicherkaverne für die Installation und den Betrieb der Bohranlage mit deren erforderlichen Betriebseinrichtungen zum Abteufen der Tiefenbohrung ist höchst zu begrüßen, sondern auch die Mitnutzung der ohnehin installierten, für den Bau des Pumpspeicherkraftwerkes zweckmäßigen Infrastruktur. So kann die Baustromversorgung für die Energieversorgung der elektrisch betriebenen Bohranlage verwendet werden, die installierte Bewetterung kann ebenso weiter genutzt werden. Abgesehen davon ist die Kaverne auch mit Zufahrtsmöglichkeiten, die in der Ausbruchphase als Schutterstollen ihren Zweck erfüllt haben, ausgestattet, über welche die notwendigen, und teilweise sehr großen Transporteinheiten der Bohranlage in die Kaverne transportiert werden können. Für die Unterbringung der gesamten Bohranlagenkomponenten ist eine Gesamtfläche von etwa 1.600 m<sup>2</sup>, sowie eine mindestens einzuhaltende Ausbruchshöhe der Kaverne zwischen 40 und 50 m erforderlich [75]. Diese notwendigen Abmessungen sind der Speicherkaverne zu Grunde zu legen, obwohl derartige Dimensionen sowieso auch für die Speicherkaverne an sich projektiert werden sollten. Zum Abteufen der Geothermiebohrung eignet sich insbesondere das Rotary-Bohrverfahren. Mit der geforderten Wärmeentzugsleistung kann der Bohrlochdurchmesser bestimmt werden, wobei sich mit zunehmendem Bohrlochdurchmesser auch die Bohrkosten erhöhen [75]. Für die dauerhafte Stützung des Bohrlochs und die Aufrechterhaltung der Funktionsfähigkeit ist jedenfalls ein Stahlrohrausbau vorzusehen [75]. Zur thermischen Energiegewinnung der auf einen geschlossenen Wärmeträgerkreislauf basierenden tiefen Erdwärmesonden ist eine Revers-Zirkulation gegenüber der direkten Zirkulation zu bevorzugen. Dabei strömt das Wärmeträgermedium zwischen einem mittig installierten Förderrohr und der eigentlichen Bohrlochwandung in die Tiefe, erwärmt sich an der Mantelfläche des Bohrlochs und strömt durch das wärmegeämmte Förderrohr wieder nach oben.

Auch soll nicht unerwähnt bleiben, dass die von der Kaverne hergestellte Tiefenbohrung, im Gegensatz zu von über Tage ausgeführten Bohrungen, vollkommen geschützt von äußeren Witterungsbedingungen hergestellt werden kann und andererseits die Umwelt weder in der Herstellungsphase noch während des Betriebs in irgendeiner Weise beeinträchtigt wird. Diese innovative Weiterführung der eigentlichen Projektidee soll mit den offensichtlichen Vorteilen die Wirtschaftlichkeit und die Leistung der Gesamtanlage deutlich erhöhen. Daneben können die mit der Tiefe deutlich ansteigenden Bohrkosten für eine tiefe Geothermiebohrung aufgrund der um die Überlagerungshöhe des Tiefenspeichers reduzierten Bohrteufe eingespart werden.



**Abbildung 100:** Projektübersicht der kombinierten Pump- mit Wärmespeicherung und zusätzlich integrierter geothermischer Energiegewinnung

Das erweiterte Projekt setzt sich aus folgenden Bauwerken zusammen:

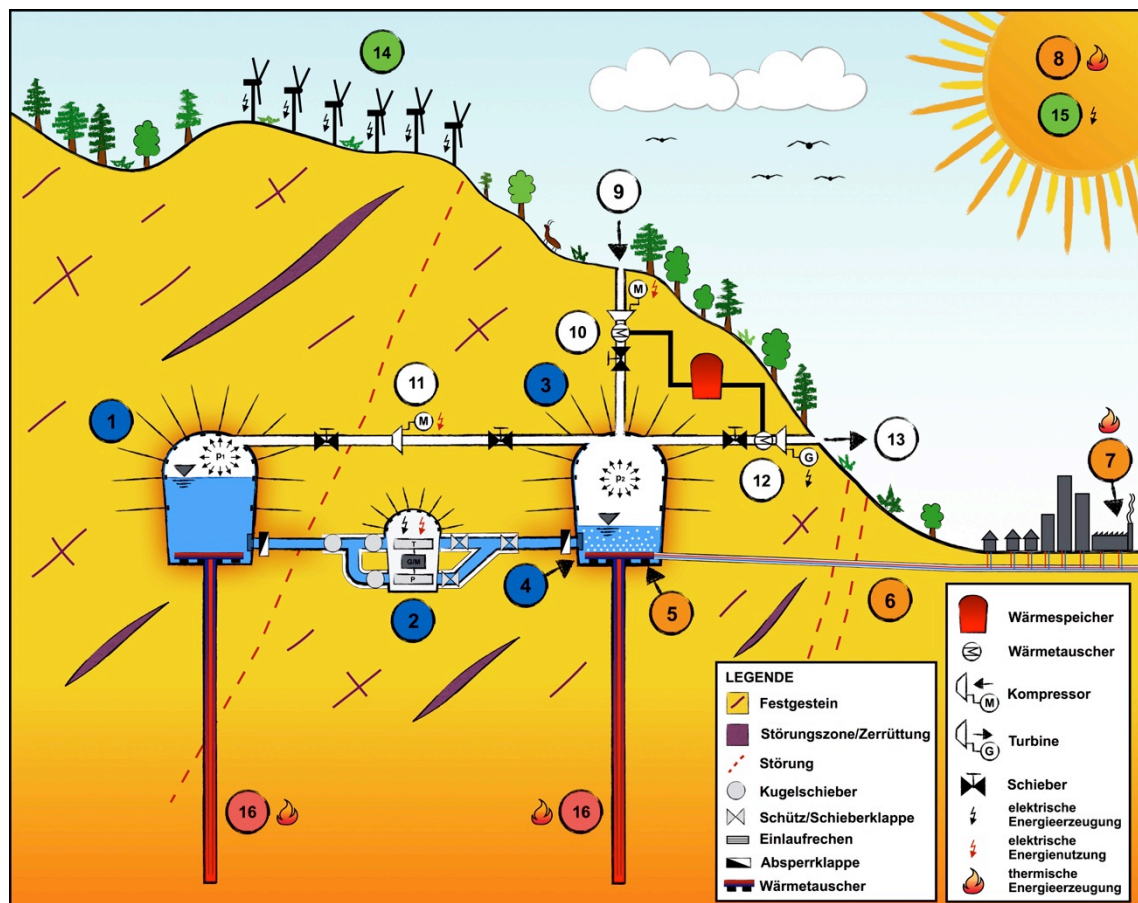
- 1 Oberbecken (hier: Beckenspeicher) mit Tragluftkonstruktion als Abdeckungsvariante
- 2 Wärmetauscher, Zufuhr thermischer Energie (Solarthermie, Industrieabwärme, Biomasse, etc.)
- 3 OW-Druckschacht (Lotschacht), geschlossene Bauweise
- 4 horizontaler OW-Druckstollen, geschlossene Bauweise
- 5 freitragende Druckrohrleitungen im Nahbereich der Maschinenkaverne, offene Bauweise, wärmegeämmt
- 6 Maschinenkaverne, hier: ternärer Maschinensatz
- 7 UW-Stollen, geschlossene Bauweise
- 8 Unterbecken (hier: unterirdischer Speicher als Speicherkaverne)
- 9 Luftdruckausgleichsschacht
- 10 Wärmetauscher für die Fernwärmeübertragung
- 11 Luftperlanlage für die Wasserumwälzung
- 12 Fernwärmeübertragungsleitungen
- 13 Geothermieanlage mit tiefer Erdwärmesonde (Revers-Zirkulation)

#### 4.10 Luftdruckunterstützte Pumpspeichertechnologie in Kombination mit thermischer Energiespeicherung, geothermischer Energiegewinnung und einem adiabatischen Luftdruckspeicherkraftwerk

Ausgehend von der zuvor beschriebenen Erweiterung des grundsätzlichen Systems um eine geothermische Energiegewinnungsanlage werden im Folgenden zwei zusätzliche Konzepte vorgestellt. Der Grundgedanke der in dieser Arbeit behandelten Idee bleibt erhalten, nur dass mehrere Energieträger und Energiespeichertechnologien in einem Kraftwerkskomplex vereint werden.

Prägnant vorgestellt, basiert das erstere auf einer rein luftdruckbasierten Pumpspeicherung, wohingegen das zweite nachfolgend vorgestellte Konzept eine geodätische Höhendifferenz zwischen den Speicherbecken aufweist, aber luftdruckunterstützend arbeiten kann. Beide beschriebenen Konzepte sind demnach mit einem adiabatischen Luftdruckspeicher vereint bzw. gekoppelt [98].

##### 4.10.1 Erweiterungsprojekt 1: Luftdruckbasierte Pumpspeichertechnologie



**Abbildung 101:** Übersicht des Erweiterungsprojektes einer luftdruckbasierten Pumpspeichertechnologie

Der oben dargestellte Kraftwerkskomplex besteht aus folgenden zusammenhängenden Bauwerken bzw. ist mit folgenden Energiegewinnungs- und Speichertechnologien verbunden:

- 1 Speicherbecken 1 als unterirdische Speicherkaverne, Luftraum mit variablem Luftdruck  $p_1$  beaufschlagt
- 2 Maschinenkaverne des Pumpspeicherkraftwerkes, ausgestattet mit zwei ternären Maschinensätzen, OW- und UW-Druckrohrleitungen im Nachbereich der Maschinenkaverne freitragend und wärme gedämmt
- 3 Speicherbecken 2 als unterirdische Speicherkaverne, Luftraum mit variablem Luftdruck  $p_2$  beaufschlagt
- 4 Luftperlanlage für die Wasserumwälzung im Speicherbecken
- 5 Wärmetauscher für die Fernwärmeübertragung und die geothermische Energienutzung
- 6 Fernwärmeübertragungsleitungen
- 7 thermische Abwärmenutzung von Industrieanlagen
- 8 thermische Energiegewinnung aus der Sonnenstrahlung
- 9 Luftansaugleitung des Kompressors für die adiabatische Luftdruckenergiespeicherung
- 10 Kompressor mit Wärmetauscher – mit dem Wärmetauscher erfolgt der thermische Energieentzug der während des adiabatischen Verdichtungsprozesses erwärmten Druckluft; die thermische Energie wird einem eigenen Wärmespeicher zugeführt und zwischengespeichert; die auf entsprechende Temperaturen abgekühlte Luft wird zunächst dem Luftraum des Speicherbeckens 2 zugeführt
- 11 Luftdruckstollen zwischen den Lufträumen der beiden Speicherkavernen, ausgestattet mit zwei Schiebern und einem Kompressor
- 12 Turbine und Wärmetauscher des adiabatischen Luftdruckspeicherkraftwerkes für die elektrische Energiegewinnung
- 13 Luftaustritt des adiabatischen Luftdruckenergiespeichers
- 14 Windpark, Energieüberschüsse werden Stromspeichern zugeführt
- 15 Photovoltaik, Energieüberschüsse werden Stromspeichern zugeführt
- 16 geothermische Energienutzung mit einer tiefen Erdwärmesonde für die thermische und ggf. elektrische Energiegewinnung

Das Motiv dieses weitergeführten, modifizierten Projektes einer luftdruckbasierten Pumpspeichertechnologie zusammen mit der thermischen Energiespeicherung ist folgendes: Die konventionelle und traditionelle Pumpspeicherkraft beruht auf natürlich vorzufindenden topographischen Höhenunterschieden, damit zwei auf unterschiedlich geodätischem Niveau befindliche Speicherbecken in möglichst kurzem Abstand hydraulisch miteinander verbunden werden. Zwar stellen anthropogen geschaffene unterirdische Speicherbecken mit Bauverfahren nach dem Stand der Technik kein Hindernis dar, um Pumpspeicherkraftwerke auch in Tallagen realisieren zu können, der Aufwand ist aber ein dementsprechend großer. Außerdem muss bedacht werden, dass die Leistungs- und Energieausbeute in direktem Zusammenhang mit der Fallhöhe und dem Ausbaudurchfluss stehen, wodurch natürlich auch die Dimensionen derartiger Speicher erheblich anwachsen, je leistungstärker das Kraftwerk sein muss. Daher wäre in bestimmten Gebieten, gerade aber in urbanen, sinnvoll, die Flachlandtauglichkeit der Pumpspeichertechnologie weiter zu verbessern. Die in Abbildung 101, Seite 228 dargestellte Konzeption könnte ein weiterer Mosaikstein für die jetzt schon facettenreiche Pumpspeichertechnologie sein.

Um unabhängig von natürlichen topographischen Höhendifferenzen oder künstlich, über Tiefenspeicher geschaffene Höhenunterschiede zu sein, entstand das Konzept einer luftdruckbasierten Pumpspeichertechnologie, die im Allgemeinen auf niveaugleichen Speicherbecken und künstlich herbeigeführten Potentialdifferenzen über unterschiedlich aufgebrauchten Luftdrücken in den Lufträumen der Speicher gegründet ist. Die ansonsten geodätisch hergestellte Fall- bzw. Förderhöhe wird nun also über einen künstlich aufgebrauchten Luftdruck in den Lufträumen der druckdichten Speicher erreicht.

Die wesentliche Voraussetzung für das vorliegende Konzept sind druckdichte Speicher, die vorzugsweise unter Tage errichtet werden, um das umliegende Gebirge an der Lastabtragung zufolge des aufgebrauchten Luftdrucks einsetzen zu können. Die Gebirgsmitwirkung kann, unter Berücksichtigung ausreichender Sicherheit, bis zur kleinsten Hauptnormalspannung des umgebenden Gebirges erfolgen. Sind die geologischen, geotechnischen und felsmechanischen Verhältnisse für einen großen Kavernenausbruch oder der druckdichten Ausführung unzureichend oder wirtschaftlich nicht tragbar, muss auf Druckbehälter zurückgegriffen werden, die insbesondere als druckhaltende Stahlbehältnisse prädestiniert für kleinere Anlagen in stark verbautem Gebiet angedacht sind. Mit der Ausführung von ringsum wärme gedämmten Stahlbehältern können die Distanzen zwischen dem Krafthaus und den beiden Speichern auf ein Minimum reduziert werden, nachdem ja die Behälter selbsttragend sind und die Umgebung, insbesondere aber das Krafthaus, nicht durch den Heißwasserspeicher aufge-

wärmt werden. Um dem interessierten Leser einen groben Überblick über eine denkbare Funktionsweise dieser Weiterentwicklung zu geben, wird im Folgenden näher darauf eingegangen.

#### 4.10.1.1 *Beschreibung der Funktionsweise*

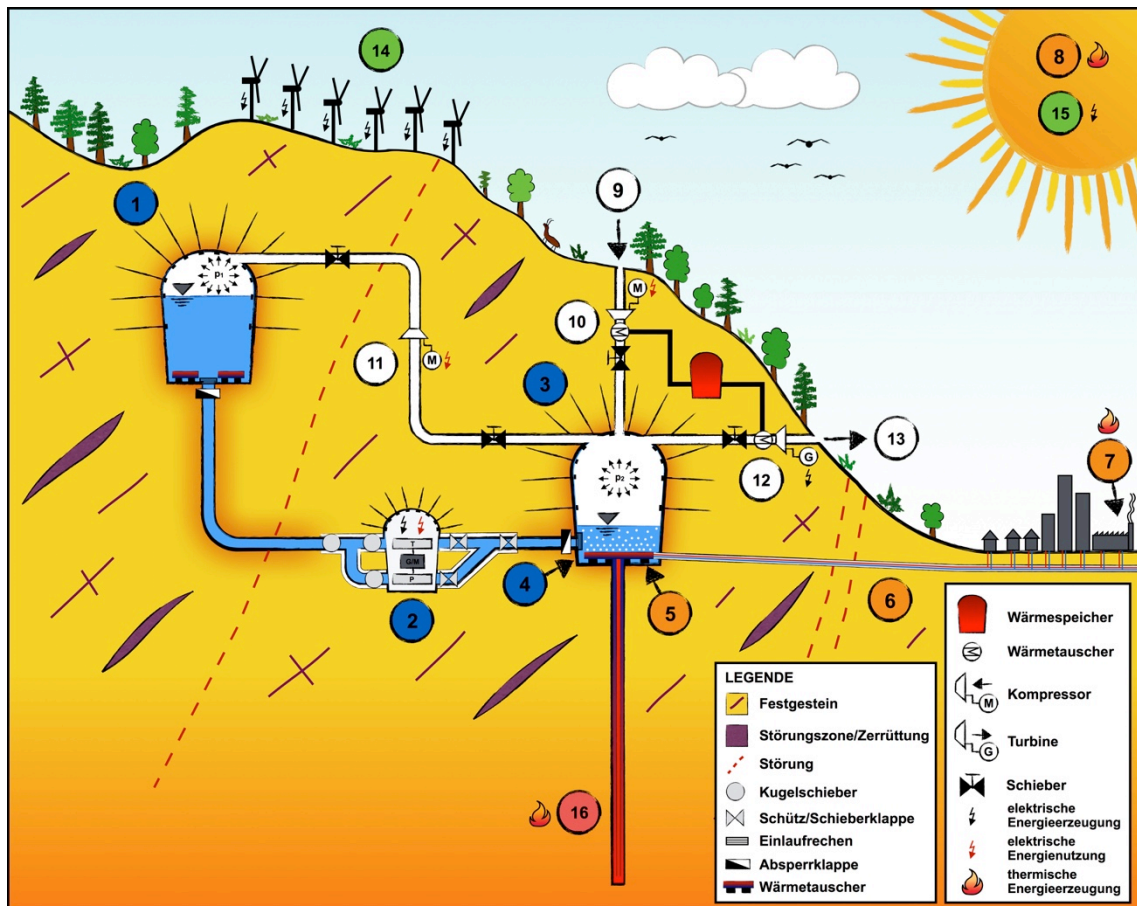
Der Kraftwerkskomplex besteht aus zwei druckdichten Speichern, die zur Aufnahme der beiden mechanischen Energieträger, nämlich des Wassers und der Luft dienen, dem dazwischenliegenden Krafthaus, sowie aus mehreren Kompressoren, Schiebern, Wärmetauschern, einem separaten Wärmeenergiespeicher des adiabatischen Luftdruckenergiespeichers und einer Luftturbine zur Abarbeitung der Druckluft.

Als Ausgangszustand wird ein in beiden Speicherlufträumen herrschender Atmosphärendruck angenommen und die Speicherspiegel befinden sich auf gleichem Niveau. Der InkompRESSIBILITÄT des Wasser wegen, sind die Wasser- und Luftvolumina unabhängig vom Luftdruck und gerade herrschendem Energieniveau immer gleich groß.

Werden aus erneuerbaren Energieträgern Energieüberschüsse produziert, erfolgt zunächst die Verdichtung des Luftraumes im Speicher 2, der das Oberbecken im System darstellt (vgl. Abbildung 101, Speicherbecken links, Punkt 1). Dadurch wird eine künstliche Potentialdifferenz geschaffen, wodurch anschließend die Pumpen das Wasser vom Speicher 1 in den Speicher 2 befördern, sodass parallel zum Luftdruck im Speicher 2 auch die manometrische Förderhöhe weiter ansteigt. In Starklastzeiten erfolgt nun die Abarbeitung des im Speicher 2 unter Druck stehenden Wasserkörpers. Damit aber der Luftraum des Speichers 1 einen konstant bleibenden Luftdruck, der dem Atmosphärendruck entspricht, aufweist, wird die durch das Wasser verdrängte Luft von einer Luftturbine (Punkt 12, Abbildung 101) gleichzeitig energetisch verwertet. Der Luftdruck im Speicher 2 baut sich während des Turbinenbetriebs selbstverständlich geringfügig ab. Ist alles Wasser abgearbeitet beginnt der Prozess von neuem, wobei beim Pumpbetrieb vom Speicher 1 in den Speicher 2 nun Luft von der Umgebung in den Luftraum des Speicher 1 zugeführt werden muss.

Andererseits kann das Kraftwerk auch als reiner adiabatischer Luftdruckenergiespeicher betrieben werden. Dazu wird Umgebungsluft angesaugt (Punkt 9), in einem Kompressor verdichtet (Punkt 10) und die während des adiabatischen Verdichtungsprozesses entstandene Wärme einem separaten Wärmeenergiezwischenpeicher zugeführt, und die verdichtete Luft in den Lufträumen der Speicherbecken befördert. Die Abarbeitung der Druckluft erfolgt genau umgekehrt. Damit die komprimierte Luft während des Expansionsprozesses in der Turbine nicht vereist, wird die zwischengespeicherte Wärme während des Turbinenbetriebs über einen Wärmetauscher zugeführt. Die austretende Luft kann dann normaltemperiert wieder der Umwelt zugeführt werden.

#### 4.10.2 Erweiterungsprojekt 2: Luftdruckunterstützte Pumpspeichertechnologie



**Abbildung 102:** Übersicht des Erweiterungsprojektes einer luftdruckunterstützten Pumpspeichertechnologie

Unter Anbetracht der Sicherstellung eines jederzeitigen Betriebs des Pumpspeicherkraftwerkes, der sowohl für die Energieeinspeicherung als auch für die Energieerzeugung gilt, wurde das vorherige Konzept nach dem Motto „back to the roots“ modifiziert. Kritikpunkt der ersten Variante ist, dass der Pumpspeicherbetrieb direkt abhängig vom Luftdruck ist. Kann dieser, aus irgendwelchen Gründen auch immer nicht aufgebaut werden, ist der Pumpspeicherkraftwerksbetrieb nicht möglich. Daher war es die Überlegung, wenigstens beschauliche, geodätisch geschaffene Höhendifferenzen herzustellen, um die Unabhängigkeit eines jederzeitigen Betriebs von unkalkulierbaren Einflüssen jeglicher Art zu gewähren. Das Pumpspeicherkraftwerk ist also unabhängig vom Luftdruck bzw. Luftdruckenergiespeicher, wobei dieser eine zusätzliche Option darstellt, um die natürlich geschaffenen Höhenunterschiede bei Bedarf künstlich durch einen aufgebrauchten Luftdruck zu vergrößern.

Um die Flexibilität der gesamten Anlage darüber hinaus weiter zu erhöhen, wäre die Ausführung von mehreren unterschiedlich leistungsfähigen Maschinensätzen durchaus eine diskutierwürdige Option und sollte jedenfalls in Betracht gezogen werden. Die



Maschinensätze sind dabei auf verschiedene Fall- bzw. Förderhöhenbereiche ausgelegt, um so für bestimmte Druckbereiche optimale Wirkungsgrade zu erzielen. Werden zum Beispiel drei Maschinensätze für das Pumpspeicherkraftwerk vorgesehen, könnte einer mit der geodätischen geschaffenen Fall- bzw. Förderhöhe arbeiten und zugleich die erforderliche Redundanz sicherstellen, der zweite mit einem luftdruckunterstützten Kraftwerksbetrieb schon für deutlich größere Fallhöhen ausgelegt sein und der dritte für die höchsten Potentialdifferenzen mit maximalem Luftdruck in der Oberbeckenspeicherkaverne vorgesehen werden.

Mit der Schaffung unterschiedlicher Höhendifferenzen bzw. eines variablen Druckniveaus erhöht sich die Flexibilität des Kraftwerkskomplexes, wobei immer auf die geodätische Spiegeldifferenz als redundante Ausfallssicherung zurückgegriffen werden kann. Obwohl dieses System auf ersterer Variante aufbaut und eben um eine weitere Eigenschaft, nämlich der Ausfallssicherung bereichert wird, erhöht sich damit aber keinesfalls die Komplexität. Lediglich wird die Länge des Triebwasserweges um eben den vertikalen Druckschacht vergrößert, damit die nötige Höhendifferenz geschaffen werden kann.

Die beiden dargestellten, luftdruckunterstützten Konzepte stellen eine auf dem Grundprojekt aufbauende Erweiterungsmöglichkeit dar. Unabhängig von beiden Varianten ist deren Hintergrund, nämlich möglichst viele Energieträger in einem System unterzubringen, um platzsparend und komprimiert allen voran Energie zu speichern und Energie produzieren zu können, sowie Netzdienstleistungen bereitstellen zu können. Von wesentlicher Bedeutung ist aber, dass die Einzelkomponenten jederzeit und unabhängig voneinander betrieben werden können, insbesondere bei der Variante 2. So kann beispielsweise die Geothermieanlage unabhängig vom Pumpspeicherbetrieb Energie erzeugen. Das Pumpspeicherwerk ist im Gegensatz dazu unabhängig von den vorherrschenden Wassertemperaturen und dem aufgebrauchten Luftdruck. Ebenso kann der adiabatische Luftdruckenergiespeicher unabhängig betrieben werden, und insbesondere während Wartungsarbeiten am Pumpspeicherkraftwerk als Leistungersatz eingesetzt werden. Das vereinigende Element, oder besser, das Herz der Anlage ist bei allen in dieser Arbeit beschriebenen Konzepten immer das Pumpspeicherkraftwerk.

## 5. Zusammenfassung und Ausblick

Die in dieser Arbeit prioritär behandelte technische und energiewirtschaftliche Grundsatz- und Machbarkeitsstudie der Kombination der Pumpspeichertechnologie mit thermischer Energiespeicherung unter Doppelnutzung des Wassers als einerseits potentiellen und andererseits thermischen Energieträger soll neue Wege für eine umweltfreundliche, effiziente und sichere Energiezukunft bereiten.

Die Vorteile des ein und desselben ökologischen Energieträgers liegen auf der Hand. Wasser ist kostenlos, als natürlich vorkommendes Medium völlig unbedenklich und in vielen Gebieten ausreichend vorhanden. Andererseits sind die Technologien der hydraulisch basierten elektrischen Energiegewinnung und Energiespeicherung sowie die der thermischen Energiespeicherung mit Wasser sehr ausgereift. Nachteilig zu nennen ist die relativ geringe potentielle Energiedichte dieses Energieträgers zu neuartig erforschten elektrischen Energiespeichersystemen. Mit der hohen spezifischen Wärmekapazität und eben der hybriden Pump- und Wärmespeicherung kann die Energiedichte des Wassers und in weiterer Folge die jährliche Speicherarbeit aber um ein vielfaches erhöht und gleichzeitig viel Platz eingespart werden.

Mit der Realisierung von geschlossenen Heißwasserpumpspeicherkreisläufen stellt sich im Gegensatz zu vielen anderen erneuerbaren Energiequellen nicht die Frage der Verfügbarkeit. Auch wird den Forderungen des Umwelt- und Landschaftsschutzes genüge getan, dass diese Anlagenbauwerke vollkommen unterirdisch errichtet werden können, wobei damit auch das umliegende Gebirge an der zusätzlichen Wärmespeicherung mitgenutzt wird.

Im Zuge dieser Masterarbeit wurden umfangreiche und detaillierte hydraulische, bautechnische und energiewirtschaftliche Fragestellungen für die Ausführbarkeit dieser Energiegiganten untersucht. Das Ergebnis kann kurz und prägnant auf einen Punkt zusammengefasst werden: Die technische Ausführbarkeit des 2-in-1 Heißwasserpumpspeichersystems ist mit einer durchdachten Planung und sorgfältigen Herstellung nach dem Stand der Technik möglich. Einhergehende Herausforderungen sind mit intelligenten Konzepten und Weiterentwicklungen zu lösen.

Abschließend soll dem kritisch eingestellten Leser dieser Arbeit mitgegeben werden, dass Ideen und Konzepte, wie die vorliegenden, welche vielleicht auf den ersten Blick einen etwas utopischen Anschein erwecken, aber einen deutlichen Mehrwert für unsere Gesellschaft und Energiezukunft darstellen können, auch verfolgt werden sollten.

## Literaturverzeichnis

- [1] International Energy Agency (2015): Key World Energy Statistics 2015: [https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/KeyWorld\\_Statistics\\_2015.pdf](https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/KeyWorld_Statistics_2015.pdf), Stand [2016-07-14], Paris 2015.
- [2] International Energy Agency (2010): <https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/etp2010.pdf>, Stand [2016-07-15], Paris 2010.
- [3] Renewable Energy Policy Network for the 21st Century (2016): Renewables 2016 - Global Status Report 2016, [http://www.ren21.net/wp-content/uploads/2016/06/GSR\\_2016\\_Full\\_Report\\_REN21.pdf](http://www.ren21.net/wp-content/uploads/2016/06/GSR_2016_Full_Report_REN21.pdf), Stand [2016-07-15], Paris 2016.
- [4] Bundesministerium für Wissenschaft, Forschung und Wirtschaft (2016): Energie-status 2016: <http://www.bmwf.wg.at/EnergieUndBergbau/Energiebericht/Documents/Energiestatus%202016.pdf>, Stand [2016-08-01], Wien.
- [5] IPCC, 2014: Climate Change 2014: Mitigation of Climate Change. Contribution of Working Group III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change [Edenhofer, O., R. Pichs-Madruga, Y. Sokona, E. Farahani, S. Kadner, K. Seyboth, A. Adler, I. Baum, S. Brunner, P. Eickemeier, B. Kriemann, J. Savolainen, S. Schlömer, C. von Stechow, T. Zwickel and J.C. Minx (eds.)]. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA.
- [6] International Energy Agency (2015): Energy and Climate Change – World Energy Outlook Special Report: <https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/WEO2015SpecialReportonEnergyandClimateChange.pdf>, Stand [2016-11-01], Paris 2015.
- [7] International Energy Agency (2009): Transport, Energy and CO<sub>2</sub>, <https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/transport2009.pdf>, Stand [2016-11-04], Paris 2009.
- [8] Die Presse (2016): Sonderbeilage „Europa vertiefen“, Printausgabe vom 25. Juni 2016, Wien.
- [9] Pálffy, S. (1977): Fluidmechanik I, Eigenschaften und Statik der Gase und Flüssigkeiten, 1. Auflage, Birkhäuser Verlag, Basel.

- [10] Aigner, D., Bollrich, G. (2015): Handbuch der Hydraulik, für Wasserbau und Wasserwirtschaft. 1. Auflage, Beuth Verlag GmbH, Berlin.
- [11] Kresnik, E. (1977): Wärmeeintrag in Gewässer, Habilitationsschrift an der Technischen Universität Graz, Institut für Wasserbau und Wasserwirtschaft, Graz.
- [12] World Resources Institute (2016): CAIT Climate Data Explorer, <http://cait.wri.org/>, Stand [2016-11-04], USA 2016.
- [13] Quaschnig, V. (2016): Sektorkopplung durch die Energiewende – Anforderungen an den Ausbau erneuerbarer Energien zum Erreich der Pariser Klimaschutzziele unter Berücksichtigung der Sektorkopplung, Hochschule für Technik und Wirtschaft Berlin, Berlin.
- [14] Frankfurt School of Finance & Management GmbH (2016): Global Trends in Renewable Energy Investment 2016, Frankfurt.
- [15] Perez, M., Perez, R. (2015): Update 2015 – A fundamental look at supply side energy reserves for the planet, IEA-SHCP-Newsletter, Vol. 62, November 2015.
- [16] Lazard (2015): Lazard's levelized cost of energy analysis, Version 9.0, <https://www.lazard.com/media/2390/lazards-levelized-cost-of-energy-analysis-90.pdf>, Stand [2016-11-29]
- [17] Süddeutsche, Onlineausgabe (2012): Das Märchen vom teuren Ökostrom, <http://www.sueddeutsche.de/geld/studie-zu-energiekosten-das-maerchen-vom-teuren-oekostrom-1.1515904>, Ausgabe vom 07.11.2012, Stand [2016-11-29]
- [18] E-Control (2016): <https://www.e-control.at/konsumenten/strom/strompreis/preiszusammensetzung>, Stand [2016-11-29]
- [19] Küchler, S., Meyer, B. (2012): Was Strom wirklich kostet – Vergleich der staatlichen Förderungen und gesamtgesellschaftlichen Kosten, Green Budget Germany – Forum ökologisch-soziale Marktwirtschaft, [http://www.foes.de/pdf/2012-08-Was\\_Strom\\_wirklich\\_kostet\\_lang.pdf](http://www.foes.de/pdf/2012-08-Was_Strom_wirklich_kostet_lang.pdf), September 2012, Stand [2016-11-30]
- [20] Henning, H. M., Palzer, A. (2015): Was kostet die Energiewende?, Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme ISE, Freiburg, November 2015.

- [21] Voith Hydro Holding GmbH & Co. KG (2015): HyPower, Magazin für Wasserkraft-Technologie, Ausgabe 26, Heidenheim, Sommer 2015.
- [22] Bibliographisches Institut & F.A. Brockhaus AG (2007): GEO Themenlexikon, Band 6: Naturwissenschaften und Technik, Mannheim 2007.
- [23] BP Statistical Review of World Energy (2016): <http://www.bp.com/content/dam/bp/pdf/energy-economics/statistical-review-2016/bp-statistical-review-of-world-energy-2016-full-report.pdf>, 65th edition, Stand [2016-12-05]
- [24] Statista, Anteil der Kernenergie an der Stromerzeugung in Frankreich in den Jahren 2000 bis 2015 (2016): <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/29294/umfrage/anteil-der-atomenergie-an-der-stromerzeugung-in-frankreich/>, Stand [2016-12-08]
- [25] Statista, Anteil der Energieträger an der Bruttostromerzeugung in Polen im Jahr 2010 (2016): <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/182179/umfrage/struktur-der-bruttostromerzeugung-in-polen/>, Stand [2016-12-08]
- [26] Zeit online: Stromanbieter Tennet erhöht Preise um 80 Prozent (2016): <http://www.zeit.de/wirtschaft/2016-09/netzausbau-stromanbieter-tennet-preisanstieg>, Stand [2016-12-08]
- [27] Eurostat: Stromerzeugung, Stromverbrauch und Marktüberblick (2016): [http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Electricity\\_production\\_consumption\\_and\\_market\\_overview/de](http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Electricity_production_consumption_and_market_overview/de), Stand [2016-12-08]
- [28] Österreichs Energie: Deutsch-österreichische Preiszone als Erfolgsmodell (2016): <http://oesterreichsenergie.at/branche/stromhandel-und-stromvertrieb/deutsch-oesterreichische-preiszone-als-erfolgsmodell.html>, Stand [2016-12-09]
- [29] finanzen.net: CO2 Emissionsrechte (2016): <http://www.finanzen.net/rohstoffe/co2-emissionsrechte/historisch>, Stand [2016-12-09]
- [30] Eurostat, Statistik der erneuerbaren Energien (2016): [http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Renewable\\_energy\\_statistics/de](http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Renewable_energy_statistics/de), Stand [2016-12-11]
- [31] Bundesministerium für Wissenschaft, Forschung und Wirtschaft (2014): Broschüre „Energiewelt Österreich“, Wien, November 2014.

- [32] E-Control, Statistiken für den Elektrizitäts-, Erdgas- und Ökostrombereich (2016): <https://www.e-control.at/statistik>, Stand [2016-12-13]
- [33] Statistik Austria (2016): [http://statistik.at/web\\_de/statistiken/index.html](http://statistik.at/web_de/statistiken/index.html), Stand [2016-12-13]
- [34] Bundesgesetzblatt für die Republik Österreich (2015): Ökostrom-Einspeisetarifverordnung 2016 – ÖSET-VO 2016, 459. Verordnung, Jahrgang 2015, ausgegeben am 23. Dezember 2015, Teil II.
- [35] Österreichs Energie (2016): <http://oesterreichsenergie.at>, Stand [2016-12-14]
- [36] Eidgenössische Forschungsanstalt WSL, Institut für Schnee- und Lawinenforschung (2016): [http://www.slf.ch/dienstleistungen/news/paper\\_rebetez/index\\_DE](http://www.slf.ch/dienstleistungen/news/paper_rebetez/index_DE), Stand [2016-12-27]
- [37] Wirtschaftskammer Österreich, Die Österreichischen Seilbahnen (2016): <https://www.wko.at/Content.Node/branchen/oe/TransportVerkehr/Seilbahnen/Brancheninformatio-Die-Oesterreichischen-Seilbahnen.pdf>, Stand [2016-12-27]
- [38] Statistik Austria (2016): [http://www.statistik.at/web\\_de/statistiken/energie\\_umwelt\\_innovation\\_mobilitaet/energie\\_und\\_umwelt/energie/energieeinsatz\\_der\\_haushalte/index.html](http://www.statistik.at/web_de/statistiken/energie_umwelt_innovation_mobilitaet/energie_und_umwelt/energie/energieeinsatz_der_haushalte/index.html), Stand [2016-12-29]
- [39] Technische Universität Wien, Ecofys (2015): Bewertung des Potentials für den Einsatz der hocheffizienten KWK und effizienter Fernwärme- und Fernkälteversorgung, Endbericht, 25. September 2015, Wien.
- [40] Sterner, M., Stadler, I. (2014): Energiespeicher – Bedarf, Technologien, Integration, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2014.
- [41] Office of Electricity Delivery & Energy Reliability, DOE Global Energy Storage Database (2017): [http://www.energystorageexchange.org/projects/data\\_visualization](http://www.energystorageexchange.org/projects/data_visualization), Stand [2017-01-04]
- [42] Valhalla, Projekt Espejo de Tarapacá (2017): <http://valhalla.cl/espejo-de-tarapaca/>, Stand [2017-01-05]
- [43] Fuchs, G., Lunz, B., Leuthold, M., Sauer, D. (2012): Technologischer Überblick zur Speicherung von Elektrizität – Überblick zum Potential und zu Perspektiven

- des Einsatzes elektrischer Speichertechnologien, RWTH Aachen, Institut für Stromrichtertechnik und Elektrische Antriebe, September 2012.
- [44] Fraunhofer-Institut für Umwelt-, Sicherheits- und Energietechnik UMSICHT, Fraunhofer-Institut für Windenergie und Energiesystemtechnik IWES (2014): Abschlussbericht Metastudie „Energiespeicher“ – Studie im Auftrag des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie, Oktober 2014.
- [45] IEA-ETSAP and IRENA Technology Policy Brief E18 (2012): Electricity Storage – Technology Brief, April 2012.
- [46] Voith Hydro Holding GmbH & Co. KG (2015): HyPower – Magazin für Wasserkraft-Technologie, Ausgabe 25, Heidenheim, Sommer 2015.
- [47] Zöchbauer, F. (2015): Präsentation Studienergebnisse: Makroökonomischer Wert der Wasserkraft für Europa, Symposium der Arbeitsgemeinschaft für Alpine Wasserkraft 2015, Innsbruck, 25. Juni 2015.
- [48] IRENA – International Renewable Energy Agency (2014): Rethinking Energy – Towards a new power system, Abu Dhabi, 2014.
- [49] Decourt, B. und Debarre, R. (2013), “Electricity storage”, Factbook, Schlumberger Business Consulting Energy Institute, Paris, Frankreich und Paksoy, H. (2013): “Thermal Energy Storage Today” veröffentlicht am IEA Energy Storage Technology Roadmap Stakeholder Engagement Workshop, Paris, Frankreich, 14. Februar 2013.
- [50] Global Solar Thermal Energy Council (2017): [http://www.solarthermalworld.org/installations?\\_ga=1.267509326.1197896207.1468487352](http://www.solarthermalworld.org/installations?_ga=1.267509326.1197896207.1468487352), Stand [2017-01-22]
- [51] ESTIF – European Solar Thermal Industry Federation (2017): Solar Thermal Markets in Europe, Trends and Market Statistics 2015, Summary, November 2016.
- [52] Stadt Graz (2016): Wärmebereitstellung für die fernwärmeversorgten Objekte im Großraum Graz - Statusbericht 2016: [https://www.grazer-ee.at/cms/upload/warmerversorgung2020.30/wrmebereitstellung\\_fr\\_die\\_fernwrmeversorgten\\_objekte\\_im\\_groraum\\_graz\\_statusbericht\\_2016\\_160503.pdf](https://www.grazer-ee.at/cms/upload/warmerversorgung2020.30/wrmebereitstellung_fr_die_fernwrmeversorgten_objekte_im_groraum_graz_statusbericht_2016_160503.pdf), Stand [2017-01-22]

- [53] ETG und VDE (2012): Energiespeicher für die Energiewende, Speicherbedarf und Auswirkungen auf das Übertragungsnetz für Szenarien bis 2050, 1.6.2012.
- [54] RWTH Aachen (2014): Unterstützung der Energiewende in Deutschland durch einen Pumpspeicherausbau, Wissenschaftliche Studie im Auftrag der Voith Hydro GmbH & Co.KG, Institut für Elektrische Anlagen und Energiewirtschaft, Aachen, 4. April 2014.
- [55] Ministerium für ein lebenswertes Österreich (2016): Wassergüte in Österreich, Jahresbericht 2015, Wien, Dezember 2016.
- [56] Bollrich, G. (2013): Technische Hydromechanik 1, Grundlagen, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2013.
- [57] Finnemore, E. J., Franzini, J. B. (2002): Fluid Mechanics with Engineering Applications, Tenth Edition, WCB/McGraw-Hill, 2002.
- [58] Engineering Toolbox (2017): [http://www.engineeringtoolbox.com/fluid-density-temperature-pressure-d\\_309.html](http://www.engineeringtoolbox.com/fluid-density-temperature-pressure-d_309.html), Stand [2017-02-12]
- [59] Universität Karlsruhe, Institut für Hydromechanik (2017): <http://hydro.ifh.uni-karlsruhe.de/download/Kap01ps.pdf>, Stand [2017-02-12]
- [60] Menny, K. (1995): Strömungsmaschinen, 2. Auflage, B.G. Teubner Verlag, Stuttgart, 1. Mai 1995.
- [61] Paranet Traglufthallen (2017): <http://paranet-deutschland.de/paranet-air-dome/de/presse/pressemitteilungen>, Stand [2017-03-02]
- [62] Interhall (2017): <http://interhall.pl/en/>, Stand [2017-03-02]
- [63] Hallenbau.com (2017): <http://www.hallenbau.com/leichtbauhallen.html>, Stand [2017-03-02]
- [64] Heliatek (2017): <http://www.heliatek.com/de/anwendungen/buildings>, Stand [2017-03-02]
- [65] Schmid, M., Lechner, A. (2016): Konzepte und Umsetzung moderner Pumpspeicherkraftwerke, Elektrotechnik & Informationstechnik, 133/4-5, Heft 4-5, 2016.
- [66] National Geographic (2017): <http://news.nationalgeographic.com/content/dam/news/2015/08/12/shadeballs.jpg>, Stand [2017-03-06]



- [67] Weather.com (2017): <https://weather.com/news/news/los-angeles-reservoir-shade-balls-success>, Stand [2017-03-06]
- [68] SSA Europe GmbH (2017): <http://www.ssa-company.com/upload/11028662-FoamsSolids-DE-WEB.pdf>, Stand [2017-03-08]
- [69] Schüttrumpf, H., Pummer, E. (2015): Unterirdische Pumpspeicherkraftwerke – eine Alternative?. In: Wasserkraftprojekte Band II, Ausgewählte Beiträge aus der Fachzeitschrift WasserWirtschaft, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015.
- [70] Seiwald, S., Tschernutter, P.: Erweiterung Tagesspeicher Naßfeld – Eine unkonventionelle technische Lösung im Einklang mit der Natur. In: ÖWAV (Hrsg.): Speicher- und Pumpspeicherkraftwerke. Seminarunterlagen, Graz, 2009.
- [71] BASF (2017): [https://assets.master-builders-solutions.basf.com/Shared%20Documents/PDF/German%20\(Switzerland\)/Broschueren%20AS%20CH/BASF\\_150714\\_SpritzbareTunnelabdichtung\\_d.pdf](https://assets.master-builders-solutions.basf.com/Shared%20Documents/PDF/German%20(Switzerland)/Broschueren%20AS%20CH/BASF_150714_SpritzbareTunnelabdichtung_d.pdf), Stand [2017-03-11]
- [72] Schleiss, A. (2013): Konkurrenzfähige Pumpspeicherwerkprojekte dank ungepanzelter, vertikaler Druckschächte, In: Geomechanics and Tunneling 6, 2013, No.5, Ernst & Sohn Verlag für Architektur und technische Wissenschaften GmbH & Co.KG, Berlin.
- [73] Verbund Hydro Power GmbH (2016): Die Alpenbatterie: Ökostrom aus dem Berg – Baugeschichte des Pumpspeicherkraftwerks Reißeck II, Kremayr & Scheriau GmbH & Co.KG, Wien, 2016.
- [74] Caljé, R. B. (2010): Future use of Aquifer Thermal Energy Storage below the historic centre of Amsterdam, Master Thesis, TU Delft, January 2010.
- [75] Lorenz, S., Stoxreiter, T., Galler, R. (2016): MinTherm – Geothermische Nutzung des Überlagerungspotenzials in unterirdischen Infrastrukturen für tiefe Geothermie, In: Geomechanics and Tunneling 9, 2016, No.5, Ernst & Sohn Verlag für Architektur und technische Wissenschaften GmbH & Co.KG, Berlin.
- [76] Zürcher, C., Frank, T. (2010): Bauphysik Bau & Energie, vdf Hochschulverlag AG an der ETH Zürich, 3. Überarbeitete und aktualisierte Auflage, Zürich, 2010.

- [77] Rempel, A. R., Rempel, A. W. (2013): Rocks, Clays, Water, and Salts: Highly Durable, Infinitely Rechargeable, Eminently Controllable Thermal Batteries for Buildings. In: Geosciences 2013, 3, 63-101. 25 January 2013.
- [78] Hugues, T., Steiger, L., Weber, J. (2013): Naturwerkstein – Gesteinsarten, Details, Beispiele. 2. erweiterte Auflage, Detail Praxis, Edition Detail, 26. Februar 2013.
- [79] Verbund Hydro Power AG (2011): Das Kraftwerk im Berg – Die Baugeschichte des Pumpspeicherkraftwerkes Limberg II, Residenz Verlag, St. Pölten, 2011.
- [80] Mader, R., Gökler, G. (2008): Kopswerk II, Wasserführung, hydraulisches Design und transiente Vorgänge. In: Neue Anforderungen an den Wasserbau, Internationales Symposium 2008 Zürich.
- [81] Seeber, G., Friedrich, R. (1999): Druckstollen und Druckschächte, Bemessung – Konstruktion – Ausführung, ENKE im Georg Thieme Verlag, Stuttgart, 1999.
- [82] KELAG-Kärntner Elektrizitäts-Aktiengesellschaft (2014): Pumpspeicherkraftwerk Feldsee – Von der Kunst, ein Kraftwerk zu bauen, Klagenfurt am Wörthersee, 2014.
- [83] Vigl, A., Gerstner, R. (2010): Bergwasserspiegel und Bergwasserspiegelschwankungen im Druckstollenbau, In: Geomechanics and Tunneling 3, 2010, No.5, Ernst & Sohn Verlag für Architektur und technische Wissenschaften GmbH & Co.KG, Berlin.
- [84] Stakne, P. (2010): Grundsatzüberlegungen und baupraktische Erfahrungen beim Auffahren tiefer Schächte im Raise-Boring-Verfahren, In: Geomechanics and Tunneling 8, 2015, No.1, Ernst & Sohn Verlag für Architektur und technische Wissenschaften GmbH & Co.KG, Berlin.
- [85] HOBAS (2017): <http://www.hobas.at/produkte/druckrohrsysteme-cc/druckrohre/standard-druckrohre.html>, Stand [2017-04-04]
- [86] Mitschrift Lehrveranstaltung „Design and Construction of Headrace Tunnels“, Vortragender: Vigl, L., Technische Universität Graz, Institut für Wasserbau und Wasserwirtschaft, Wintersemester 2016.

- [87] Mitschrift Lehrveranstaltung „Design of Hydraulic Steel Structures“, Vortragender: Lechner, A., Institut für Wasserbau und Wasserwirtschaft, Technische Universität Graz, Sommersemester 2016.
- [88] Solargis (2017): <http://solargis.com/products/maps-and-gis-data/free/download/austria>, Stand [2017-04-07]
- [89] Stadt Graz (2017): [http://www.geoportal.graz.at/cms/dokumente/10189544\\_5163127/2fa6d060/SOLAR\\_INFO\\_aktuell.pdf](http://www.geoportal.graz.at/cms/dokumente/10189544_5163127/2fa6d060/SOLAR_INFO_aktuell.pdf), Stand [2017-04-08]
- [90] IEC technical committee (2017): <http://tc4.iec.ch/FactSheetPayback.pdf>, Stand [2017-04-08]
- [91] Private Fernwärmeabrechnung aus dem Jahr 2016, Meßtechnik GVE GmbH & CoKG, Graz.
- [92] Europäische Kommission (2017): [https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies\\_de](https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies_de), Stand [2017-04-09]
- [93] Europäische Kommission (2016): Eine EU-Strategie für die Wärme- und Kälteerzeugung: <https://ec.europa.eu/transparency/regdoc/rep/1/2016/DE/1-2016-51-DE-F1-1.PDF>, Stand [2017-04-09]
- [94] European Environment Agency (2017): <http://www.eea.europa.eu/data-and-maps/indicators/transport-final-energy-consumption-by-mode/assessment-4>, Stand [2017-04-09]
- [95] Mitschrift Lehrveranstaltung „Grundlagen der Elektrizitätswirtschaft“, Vortragender: H. Stigler, Institut für Elektrizitätswirtschaft und Energieinnovation, Technische Universität Graz, Sommersemester 2016.
- [96] Umweltbundesamt (2017): [http://www.umweltbundesamt.at/fileadmin/site/presse/news\\_2011/PolicyPaper\\_Klimaziele2020\\_25Mai.pdf](http://www.umweltbundesamt.at/fileadmin/site/presse/news_2011/PolicyPaper_Klimaziele2020_25Mai.pdf), Stand [2017-05-06]
- [97] Drobir, H. (1987): Die Abwehr von Eis, Luft und Geschiebe bei Wasserkraftanlagen der TIWAG, Mitteilungen des Instituts für Hydraulik und Gewässerkunde der Technischen Universität München, Heft 47, 1987.
- [98] Wang, H., Wang, L., Wang, X., Yao E.: A Novel Pumped Hydro Combined with Compressed Air Energy Storage System. *Energies* ISSN 1996-1073, 2013.

## Abbildungsverzeichnis

- Abbildung 1:** Weltweite Primärenergiebereitstellung nach Energieträgern [TWh] und prozentuellem Anteil im Jahr 2013, Datenquelle [1], Eigene Darstellung ..... 20
- Abbildung 2:** Weltweiter Kraftwerksleistungszubau nach Primärenergieträgern [GW] und prozentuellem Anteil im Jahr 2015, Datenquelle [14], Eigene Darstellung ..... 23
- Abbildung 3:** Weltweite Investitionssummen in erneuerbare Energien zwischen 2005 und 2015, Quelle [3], bearbeitet..... 24
- Abbildung 4:** Gegenüberstellung der weltweit noch vorhandenen Ressourcen fossiler und nuklearer Energieträger mit dem jährlichen Potential erneuerbarer Energieträger und dem weltweiten Primärenergieverbrauch im Jahr 2015. Wenn nicht anders angegeben, beziehen sich die angegebenen Wirkungsgrade auf die elektrische Energiegewinnung, Anmerkung: Das Sonnenenergiepotential ist etwas verkleinert dargestellt um die Übersichtlichkeit zu wahren und die Erfassung des geothermischen Potentials sowie die der verbleibenden Uranressourcen ist nicht eindeutig. Datenquelle [15], Eigene Darstellung ..... 27
- Abbildung 5:** Levelized Cost of Energy (LCOE) [USD/kWh] und Investitionskosten [USD/kW] für erneuerbare, fossile und nukleare Energiegewinnung bezogen auf das Jahr 2015, weltweit gemittelte Werte, Datenquellen [3, 16], Eigene Darstellung ..... 29
- Abbildung 6:** Kumulierte staatliche Förderungen im Zeitraum von 1970 bis 2012 in Milliarden Euro (real) am Anteil der Stromerzeugung (rote Balken) und durchschnittliche Förderungen für denselben Zeitraum in [€Ct/kWh] nach Energieträgern (blaue Balken), Daten beziehen sich auf Deutschland, Datenquelle [19], Eigene Darstellung..... 30
- Abbildung 7:** Volkswirtschaftliche Kosten der Stromerzeugung in [€Ct/kWh] für Deutschland, Datenquelle [19], Eigene Darstellung ..... 31
- Abbildung 8:** Emissionen verschiedener Stromerzeugungstechnologien in Gramm CO<sub>2</sub>-Äquivalent je kWh über den gesamten Lebenszyklus, wobei keine Einflüsse durch die Landnutzung und den Wärmeausstoß berücksichtigt werden, Quelle [48], bearbeitet ..... 32
- Abbildung 9:** Weltweite Elektrizitätserzeugung nach Energieträgern im Jahr 2015, Quelle [3], bearbeitet..... 37

<b>Abbildung 10:</b> Weltweit installierte Leistung und jährliche Energieerzeugung aus erneuerbaren Energiequellen, Stand: Ende 2015, Datenquelle [3], Eigene Darstellung.....	38
<b>Abbildung 11:</b> Struktur der elektrischen Energieerzeugung in der europäischen Union (EU-28) im Jahr 2013, Angabe nach Energieträgern in [TWh] und prozentuellem Anteil, Datenquelle [27], Eigene Darstellung.....	42
<b>Abbildung 12:</b> Anteil und Herkunft (rötlich: Eigenproduktion, bläulich: Importe) der Energieträger am gesamten Primärenergiebedarf von 394,7 TWh Österreichs im Jahr 2012, Angabe in [TWh] und prozentuellem Anteil, Datenquelle [31], Eigene Darstellung.....	44
<b>Abbildung 13:</b> Gegenüberstellung des Inlandsstromverbrauchs, des Haushaltsstromverbrauchs und der Bruttoinlandsstromerzeugung [kWh/EW] jeweils bezogen auf die Bevölkerung Österreichs zwischen den Jahren 1925 und 2015, Datenquelle [32], Eigene Darstellung.....	45
<b>Abbildung 14:</b> Langjähriger Anteilsvergleich der Energieträger an der Bruttostromerzeugung in Österreich, Quelle [32], bearbeitet.....	46
<b>Abbildung 15:</b> Gegenüberstellung der inländischen Bruttostromerzeugung nach Energieträgern mit dem Inlandsstromverbrauch [GWh] Österreichs zwischen 1920 und 2015, Datenquelle [32], Eigene Darstellung .....	46
<b>Abbildung 16:</b> Gegenüberstellung der Netto-Engpassleistung [MW] (linkes Diagramm) mit der Jahreserzeugung [GWh] (rechtes Diagramm) und jeweils prozentuellem Anteil des österreichischen Kraftwerksparks im Jahr 2015, Datenquelle [32], Eigene Darstellung.....	47
<b>Abbildung 17:</b> Aktuelle Preiszusammensetzung elektrischer Energie in Österreich, Stand 31.01.2016, Quelle [18] .....	48
<b>Abbildung 18:</b> Struktur der thermischen Energieerzeugung für die Raumwärmebereitstellung in Österreich im Jahr 2015, Datenquelle [33], Eigene Darstellung.....	51
<b>Abbildung 19:</b> Energieeinsatz für Raumwärme privater Haushalte Österreichs nach Energieträgern in [TWh] und prozentuellem Anteil für das Jahr 2014, Datenquelle [38], Eigene Darstellung.....	52
<b>Abbildung 20:</b> Energieträgeranteil an der Fernwärmeenergieaufbringung von Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen (KWK) und Heizkraftwerken (HW), Datenquelle [33], Eigene Darstellung.....	54

<b>Abbildung 21:</b> Evolution der Struktur in der Primärenergieversorgung, Quelle [40] ..	55
<b>Abbildung 22:</b> Zeitliche Entwicklung des weltweiten Leistungszuwachses von Speichertechnologien zwischen 1929 und 2016, Datenquelle [41], Eigene Darstellung .....	58
<b>Abbildung 23:</b> Typische bzw. angestrebte Ausführungsgrößen von verschiedenen Speichertechnologien für elektrische Energie im Verhältnis zu deren Umwandlungsverlusten (Strom → Speichermedium → Strom) und Kapitalkosten [€/kW/a] sowie der mittelfristigen Kostendegression, Datenquellen [40, 44, Frontier Economics], Eigene Darstellung .....	61
<b>Abbildung 24:</b> Finanzielles, technologisches Risiko und technologischer Reifegrad wesentlicher elektrischer und thermischer Energiespeichertechnologien, Quelle [49], bearbeitet .....	62
<b>Abbildung 25:</b> Technisches Wasserkraftpotential (dunkelblau) und davon bereits installierte Kraftwerksleistung (hellblau) sowie ausgebaute Pumpspeicherkapazität (rot) nach Kontinent, jeweils in [GW], Stand 2014, Datenquelle [46], Eigene Darstellung .....	63
<b>Abbildung 26:</b> Top-18 Länder und die EU-28 mit den weltweit größten installierten Pumpspeicherkapazitäten sowie deren durchschnittlicher Pumpspeicherkraftwerksleistung [MW] mit Stand 2016, Datenquelle [41], Eigene Darstellung .....	64
<b>Abbildung 27:</b> Allgemeine Schlagworte, Vorteile und Netzdienstleistungen, die mit der Pumpspeichertechnologie in Zusammenhang stehen .....	67
<b>Abbildung 28:</b> Schema eines a) diabatischen (D-CAES) und b) adiabatischen (A-CAES) Druckluftenergiespeichers, Quelle [43], bearbeitet .....	70
<b>Abbildung 29:</b> Funktionsweise der Power-to-Gas Methanisierung, Quelle [44], bearbeitet .....	71
<b>Abbildung 30:</b> Schema der Funktionsweise einer Redox-Flow Flüssigbatterie, Quelle [44], bearbeitet .....	72
<b>Abbildung 31:</b> Systemskizze der Kombination eines Pumpspeicherkraftwerkes mit einem thermischen Energiespeicher: 1 Oberbecken – hier als Beckenspeicher mit pneumatischer Abdeckungsvariante, 2 Wärmetauscher für die Einbringung thermischer Energie, 3 besondere Abdichtungsmaßnahmen bei Störungszonen, 4 Mitnutzung des Gebirges für die Wärmespeicherung, 5 Maschinenkaverne – hier mit einem ternären Maschinensatz, 6 Wärmetauscher für die	

<i>Fernwärmeenergienutzung, 7 Unterbecken – hier als Speicherkaverne, 8 Luftdruckausgleichsschacht, 9 Fernwärmeübertragungsleitung</i> .....	78
<b>Abbildung 32:</b> <i>Gegenüberstellung der von Fallhöhe und genutztem Temperaturbereich abhängigen Energiefaktoren [-] von elektrischer und thermischer Energie; die elektrische Energie ist einerseits auf einen Wälzvorgang und andererseits auf die Jahresenergiespeicherung bezogen, wohingegen die thermische immer auf die saisonale Wärmeenergiespeicherung bezogen ist</i> .....	80
<b>Abbildung 33:</b> <i>Referenzprojekt mit den festgelegten Rahmenbedingungen und Parametern</i> .....	86
<b>Abbildung 34:</b> <i>Zusammenhang der temperaturbedingten Dichte- und Volumenänderung reinen Wassers im flüssigen Aggregatzustand, Datenquelle [10], Eigene Darstellung</i> .....	89
<b>Abbildung 35:</b> <i>Zusammenhang der Wasserspiegelveränderung je nach Betriebswassertemperatur, wobei die Absenkziele in den beiden Speicherbecken unabhängig von der Wassertemperatur fix definiert sind</i> .....	92
<b>Abbildung 36:</b> <i>Temperaturabhängige Leistung bei konstanter Fallhöhe von 800 Metern und konstantem Turbinendurchfluss von 50 m<sup>3</sup>/s</i> .....	94
<b>Abbildung 37:</b> <i>Abnahme der kinematischen Viskosität mit zunehmender Wassertemperatur, Datenquellen [10, 56], Eigene Darstellung</i> .....	95
<b>Abbildung 38:</b> <i>Bestimmung der temperaturabhängigen Rohrreibungsbeiwerte <math>\lambda</math> mit dem Moody-Diagramm und den Eingangsparmeter <math>Re</math> und <math>k/d</math>, Moody Diagramm aus [56], bearbeitet</i> .....	97
<b>Abbildung 39:</b> <i>Turbulentes Geschwindigkeitsprofil nach Gl. (4.10) und den Eingangsparmetern</i> .....	98
<b>Abbildung 40:</b> <i>Darstellung der einzuhaltenden Unterdruckhöhen (rötlich) abhängig von der geodätischen Höhe für 0, 1.000 und 2.000 m ü.A. und der Wassertemperatur bzw. dem dazugehörigen Dampfdruck, Datenquellen [10, 56], Eigene Darstellung</i> .....	103
<b>Abbildung 41:</b> <i>Temperatur- und druckabhängiger Elastizitätsmodul des Wassers bei 1 bar und 100 bar, Datenquellen [56, 57, 58], Eigene Darstellung</i> .....	105
<b>Abbildung 42:</b> <i>Temperatur- und druckabhängige Druckwellengeschwindigkeit in einem ideal unendlich ausgebreiteten Wasserkörper ohne Berücksichtigung einer Rohrwandungselastizität</i> .....	107

<b>Abbildung 43:</b> Gegenüberstellung der temperaturabhängigen Reflexionszeiten und Schwingungsfrequenzen bei einer Druckstollenlänge von 1.000 m und einem Druck von 1 bar .....	108
<b>Abbildung 44:</b> Temperaturabhängige isobare spezifische Wärmekapazität des Wassers bei 1 bar, Datenquellen [9, 59], Eigene Darstellung .....	109
<b>Abbildung 45:</b> Vision der Energiezukunft als Synergie aus Wind- und Sonnenenergie mit effizienter Pumpspeichertechnologie – die Kombination eines Pumpspeicherkraftwerkes mit dem eines Wärmespeichers zusammen mit der Fernwärmeenergieversorgung ist in der rechten Bildhälfte dargestellt.....	113
<b>Abbildung 46:</b> Verschiedene Möglichkeiten der Speicherbeckenanordnung: A zwei Erdbeckenspeicher, B Oberbecken als Erdbeckenspeicher und Unterbecken als Speicherkaverne, C zwei Speicherkavernen, D Oberbecken als Speicherkaverne und Unterbecken als Erdbeckenspeicher .....	115
<b>Abbildung 47:</b> Erforderlicher Speicherinhalt [ $m^3$ ] in Abhängigkeit von der Fallhöhe und des konstanten Energieinhalts von 2.354,4 MWh des Referenzprojekts.....	116
<b>Abbildung 48:</b> Erforderlicher Ausbaudurchfluss [ $m^3/s$ ] in Abhängigkeit von der Fallhöhe und der konstanten Ausbauleistung von 392,4 MW des Referenzprojekts .....	117
<b>Abbildung 49:</b> Erforderlicher Rohrleitungsdurchmesser [m] in Abhängigkeit von der Fallhöhe und der Ausbauleistung von 392,4 MW des Referenzprojekts .....	118
<b>Abbildung 50:</b> Abmessungen zweier möglicher Erdbeckenspeicherlayouts, die neben dem notwendigen Betriebswasservolumen von 1.080.000 $m^3$ des Pumpspeichers weitere 80.000 $m^3$ für den unabhängigen Betrieb der Wärmetauscher im Totraum und rund 40.000 $m^3$ als Vorhaltevolumen für die Volumenvergrößerung des Wasserkörpers bei Temperaturzunahme berücksichtigen.....	121
<b>Abbildung 51:</b> Beispielfotos von Tragluftkonstruktionen, A großmaßstäbliche Ausführung, Quelle [63]; B teilweise installierte Solarfilmelemente auf einer Traglufthalle, Quelle [64].....	123
<b>Abbildung 52:</b> Schnitt durch den Aufbau eines als Erdbeckenspeicher ausgeführten oberirdischen Speichers und einer Tragluftkonstruktion als Speicherabdeckung	124
<b>Abbildung 53:</b> Sechs-schichtiger Aufbau der Erdbeckenspeicherauskleidung, die Stärke des Aufbaus beträgt etwa 2 cm .....	126



- Abbildung 54:** Schnitt durch den Aufbau eines als Schachtspeicher ausgeführten Oberbeckens und einer Schwimmpontonkonstruktion als Speicherabdeckung ... 129
- Abbildung 55:** Draufsicht der schwimmenden Pontonabdeckung mit deren Konstruktionselementen, den umschließenden Bohrpfahlwänden und den ausgebildeten Entwässerungsflächen..... 130
- Abbildung 56:** Gegenüberstellung der wasserspiegelabhängigen Abdeckungsflächen des pyramidenstumpfförmigen Erdbeckenspeichers bei Stauziel und Absenkziel ..... 132
- Abbildung 57:** Schnitt durch den Aufbau eines Erdbeckenspeichers mit einer möglichen Konstruktion der Abdeckungsplane als Variante der Speicherabdeckung ..... 133
- Abbildung 58:** Draufsicht der Speicherplanenabdeckung mit einer möglichen Anordnung der Planenspannelemente ..... 134
- Abbildung 59:** Abdeckungskonzept eines Erdbeckenspeichers mit Schwimmkugeln ..... 136
- Abbildung 60:** A Vollkommen bedeckte Wasseroberfläche des Los Angeles Reservoirs bei Sylmar, Kalifornien (USA), Quelle [66]; B Detailansicht vom Befüllvorgang mit der „Kugelabdeckung“, Quelle [67] ..... 137
- Abbildung 61:** Verzweigtes und gleichzeitig kompaktes Speicherkavernensystem im Grundriss und Querschnitt mit den wesentlichen Bestandteilen..... 141
- Abbildung 62:** Möglichkeiten von kompakten Layouts des UW-Speicherkavernensystems in der Draufsicht, zusammen dargestellt mit dem Triebwassersystem und der Maschinenkaverne..... 142
- Abbildung 63:** Beispielabmessungen des UW-Speicherkavernensystems unter Berücksichtigung der erforderlichen temperaturabhängigen Volumina und Freibordhöhen..... 144
- Abbildung 64:** Beispiel einer dauerhaften Ausbruchsicherung der Kaverne, ausgeführt als Verbundschale mit der verbindenden Spritzmembran ..... 146
- Abbildung 65:** Querschnitt eines Unterbecken-Speicherkavernensystems mit den erforderlichen Betriebseinrichtungen und dem Luftdruckausgleichsschacht ..... 148
- Abbildung 66:** Adiabatische Zustandsänderung der Lufttemperatur und des Luftdrucks in der Speicherkaverne des Referenzprojekts, wenn vom Absenkziel (Ausgangszustand, links) bis zum Stauziel (Endzustand, rechts) das

Wasservolumen sukzessive zunimmt, mathematische Zusammenhänge nach [9], Eigene Darstellung.....	149
<b>Abbildung 67:</b> Querschnitt eines Unterbecken-Speicherkavernensystems mit den erforderlichen Betriebseinrichtungen und dem Luftdruckausgleichsstollen als Verbindung zur Umwelt.....	152
<b>Abbildung 68:</b> Maschinenkaverne des Obervermuntwerks II der Vorarlberger Illwerke AG während des Einbaus der Turbinen- und Pumpenspirale im Oktober 2016 ...	153
<b>Abbildung 69:</b> Überblick des hydraulischen Systems mit den wesentlichen Bestandteilen des Triebwasserwerkes, 1 Druckschacht im Lockergestein, 2 Druckschacht im Festgestein, 3 Krümmer, 4 horizontaler OW-Druckstollen, 5 OW- Verteilleitungen – freitragend und wärme gedämmt, 6 UW-Verteilleitungen – freitragend und wärme gedämmt, 7 UW-Stollen.....	156
<b>Abbildung 70:</b> Gegenüberstellung des absorbierten und reflektierten Wärmestrahlungsanteils für Beton und Aluminium eines emittierenden 70 °C heißen Wasserkörpers mit einer Referenzfläche von 1 m <sup>2</sup> .....	162
<b>Abbildung 71:</b> Emittierte bzw. absorbierte Wärmestrahlungsenergie vom Wasserkörper bzw. Beton und Aluminium für bestimmte und über ein Jahr konstante Temperaturen des emittierenden Strahlers.....	165
<b>Abbildung 72:</b> Die Eindringtiefe der Temperaturschwankung bei einer Periodendauer von einem Jahr ist stark von den jeweiligen thermischen Gesteinskennwerten bzw. Materialkennwerten abhängig.....	168
<b>Abbildung 73:</b> Die jeweilige maximale Eindringtiefe $\delta_{max}$ [m] in verschiedene Gesteine und Medien in Abhängigkeit der Periodenlänge T der Temperaturschwankung ..	169
<b>Abbildung 74:</b> Unterschiedliche Periodenlängen der Temperaturschwankung mit der jeweiligen Verteilung der Eindringtiefe in Granit .....	169
<b>Abbildung 75:</b> Die Maschinenkaverne ist mit entsprechend angepassten freitragenden und wärme gedämmtten ober- und unterwasserseitigen Druckrohrleitungen rund um die Maschinenkaverne außerhalb des Einflussbereichs der Wärmeausbreitung zu situierten.....	172
<b>Abbildung 76:</b> Spannungsverläufe im Gebirge unter Berücksichtigung der Sekundärspannungen zufolge des Ausbruchs, der Tertiärspannungen aus dem Ausbau, dem Injektionsdruck, dem Innendruck sowie der Temperaturbeanspruchung unter Berücksichtigung eines qualitativen Temperaturverlaufs bei maximalem Innendruck $p_i = p_{i,max}$ . Für die Randspannungen	

<i>ist das Mohr-Coulomb'sche Bruchkriterium dargestellt, Gleichungen nach [81], Eigene Darstellung.....</i>	177
<b>Abbildung 77:</b> <i>Spannungsverläufe im Gebirge unter Berücksichtigung der Sekundärspannungen zufolge des Ausbruchs, der Tertiärspannungen aus dem Ausbau, dem Injektionsdruck sowie der Temperaturbeanspruchung unter Berücksichtigung eines qualitativen Temperaturverlaufs ohne wirkenden Innendruck <math>p_i = 0</math>. Für die Randspannungen ist das Mohr-Coulomb'sche Bruchkriterium dargestellt, Gleichungen nach [81], Eigene Darstellung.....</i>	178
<b>Abbildung 78:</b> <i>Gegenüberstellung der Primär-, Sekundär-, und Tertiärspannungsverläufe zusammen mit der Temperaturbeanspruchung mit und ohne wirkenden Innendruck. Der Temperaturverlauf gilt für Granit zum Zeitpunkt eines halben Jahres mit der maximalen Eindringtiefe für die Periodendauer eines Jahres. Für die Randspannungen ist das Mohr-Coulomb'sche Bruchkriterium dargestellt, Gleichungen nach [81], Eigene Darstellung.....</i>	180
<b>Abbildung 79:</b> <i>Hydraulisches Design mit den wesentlichen Bestandteilen des Triebwassersystems und dessen Auskleidungskonzepten sowie der Darstellung eines angenommenen Bergwasserspiegels. Anmerkungen: Der Druckschacht ist für eine übersichtliche Darstellung der Druck- und Energielinienverläufe geeignet veranschaulicht, soll aber als Vertikalschacht ausgeführt werden; der Energie- und Drucklinienverlauf gilt für den Turbinenbetrieb; Skizze gilt für die Verwendung einer Pelton-Gegendruckturbine.....</i>	181
<b>Abbildung 80:</b> <i>Längenschnitt des freitragenden und wärmegeprägten GFK-Druckrohrleitungsausbaukonzepts.....</i>	186
<b>Abbildung 81:</b> <i>Querschnitt des Ausbaukonzepts einer freitragenden und wärmegeprägten GFK-Druckrohrleitung.....</i>	187
<b>Abbildung 82:</b> <i>Querschnitt des Druckschachts mit einer passiv vorgespannten Betonauskleidung und Foliendichtung.....</i>	189
<b>Abbildung 83:</b> <i>Längenschnitt des Druckschachts mit einer passiv vorgespannten Betonauskleidung und Foliendichtung.....</i>	190
<b>Abbildung 84:</b> <i>Bemessung einer passiv vorgespannten Betonauskleidung ohne Foliendichtung unter Berücksichtigung des Temperatureinflusses und der Voraussetzung des vollständigen gekuppelten Kontakts zwischen Auskleidung und Gebirge nach Seeber [81].....</i>	191

<b>Abbildung 85:</b> Bemessung einer passiv vorgespannten Betonauskleidung mit Foliendichtung unter Berücksichtigung des Temperatureinflusses und der Voraussetzung des vollständigen kraftschlüssigen Kontakts zwischen Auskleidung und Gebirge nach Seeber [81].....	193
<b>Abbildung 86:</b> Querschnitt des stahlgepanzerten, horizontalen oberwasserseitigen Druckstollens.....	195
<b>Abbildung 87:</b> Längenschnitt des stahlgepanzerten, horizontalen oberwasserseitigen Druckstollens.....	196
<b>Abbildung 88:</b> Querschnitt der freitragenden Druckrohrleitung mit vollständig ausfüllender Wärmedämmung des Raumes zwischen Stollenlaibung und Druckrohrleitung zur Überbrückung des Wärmeausbreitungsbereiches im Gebirge .....	198
<b>Abbildung 89:</b> Querschnitt der freitragenden Rohrleitung in der Maschinenkaverne als Turbinenzuleitung.....	199
<b>Abbildung 90:</b> Längenschnitt der freitragenden Rohrleitung in der Maschinenkaverne .....	200
<b>Abbildung 91:</b> Schematisches hydraulisches Unterwassersystem mit einem Francis-Pumpturbinensatz und Atmosphärendruck $p_{amb}$ im Kavernenluftraum .....	206
<b>Abbildung 92:</b> Schematisches hydraulisches Unterwassersystem mit einem Francis-Pumpturbinensatz und luftdruckbeaufschlagtem Speicherkavernenluftraum .....	208
<b>Abbildung 93:</b> Schematisches hydraulisches Unterwassersystem eines vertikalen, ternären Maschinensatzes mit Pelton-Gegendruckturbine, Druckluftkammer, Speicherpumpe und Speicherkaverne, deren Luftraum mit der Umwelt (Atmosphäre) verbunden ist.....	210
<b>Abbildung 94:</b> Schematisches hydraulisches Unterwassersystem eines vertikalen, ternären Maschinensatzes mit Pelton-Gegendruckturbine, Druckluftkammer, Speicherpumpe und luftdruckbeaufschlagtem Speicherkavernenluftraum.....	211
<b>Abbildung 95:</b> Schematisches hydraulisches Unterwassersystem eines horizontalen, ternären Maschinensatzes mit Pelton-Gegendruckturbine, Druckluftkammer und Speicherkaverne, deren Luftraum mit der Umwelt (Atmosphäre) verbunden ist ..	212
<b>Abbildung 96:</b> Schematisches hydraulisches Unterwassersystem eines horizontalen, ternären Maschinensatzes mit Pelton-Gegendruckturbine, Druckluftkammer und luftdruckbeaufschlagtem Speicherkavernenluftraum .....	213

<b>Abbildung 97:</b> Gegenüberstellung der jahreszeitlich abhängigen solaren thermischen Energieerzeugung mit dem Heizwärmebedarf inklusive der Warmwasseraufbereitung bzw. dem Speicherpotential der saisonalen thermischen Energieerzeugung, qualitatives Beispiel für Österreich .....	218
<b>Abbildung 98:</b> Langjährig gemittelte solare Direktstrahlung in Österreich, Quelle [8], bearbeitet .....	219
<b>Abbildung 99:</b> Gegenüberstellung der energetischen Erntefaktoren unterschiedlicher Energieerzeugungstechnologien, Datenquelle teilweise aus [90], Eigene Darstellung .....	221
<b>Abbildung 100:</b> Projektübersicht der kombinierten Pump- mit Wärmespeicherung und zusätzlich integrierter geothermischer Energiegewinnung .....	227
<b>Abbildung 101:</b> Übersicht des Erweiterungsprojektes einer luftdruckbasierten Pumpspeichertechnologie.....	228
<b>Abbildung 102:</b> Übersicht des Erweiterungsprojektes einer luftdruckunterstützten Pumpspeichertechnologie.....	232

## Tabellenverzeichnis

<b>Tabelle 1:</b> <i>Energieverbrauch [TWh], deren Anteil am Primärenergieverbrauch und der prozentuelle Anteil an erneuerbaren Energien des elektrischen, thermischen und Transportsektors</i> .....	25
<b>Tabelle 2:</b> <i>Gegenüberstellung verschiedener Speichersysteme und Speichertechnologien mit typischen Parametern und dazugehörigen Zahlenwerten, wobei die angegebenen Werte Indikatoren darstellen und zwischen ausgeführten Anlagen erheblich variieren können, Datenquellen [40, 43, 44, 45], Eigene Darstellung</i> .....	60
<b>Tabelle 3:</b> <i>Gegenüberstellung von Pumpspeicherkraftwerksausführungen mit fixer und variabler Drehzahl sowie unterschiedlicher Maschinenanordnung mit je einem Ausführungsbeispiel, Anmerkungen: <sup>1</sup> konventioneller Francis-Pumpturbinensatz, <sup>2</sup> Pumpturbinensatz mit schneller Reaktionszeit, <sup>3</sup> ternärer Maschinensatz mit Francis-Turbine, <sup>4</sup> ternärer Maschinensatz mit Pelton-Turbine, Idee nach [65], Eigene Darstellung</i> .....	69
<b>Tabelle 4:</b> <i>Wesentliche Stoffeigenschaften des Wassers im flüssigen Aggregatzustand zwischen 0 °C und 100 °C, Datenquellen [9, 10, 56], Eigene Darstellung</i> .....	91
<b>Tabelle 5:</b> <i>Wärmetechnische Speichereigenschaften und Wärmeleiteigenschaften von Gesteinen, Beton und Wasser, Datenquellen [77, 78], Eigene Darstellung</i> .....	167

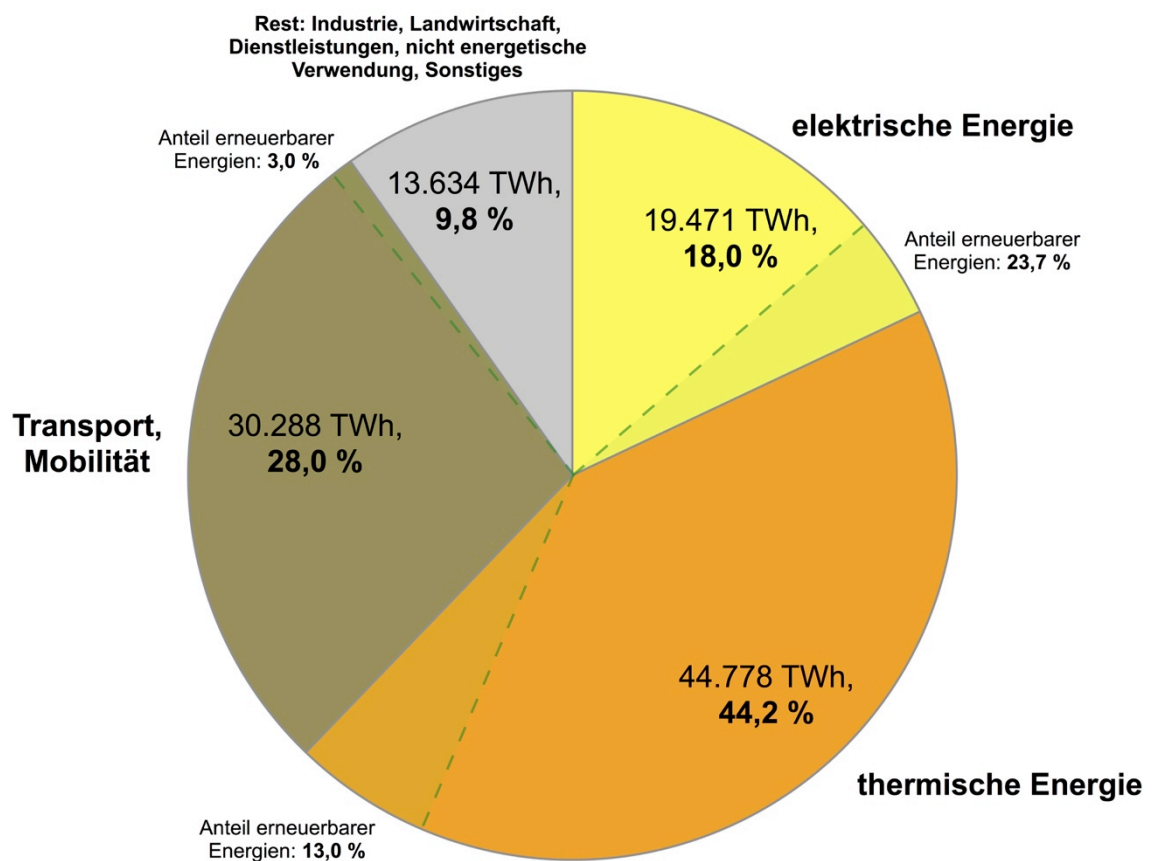
## Anhang zu Kapitel 2 Situation und Ausblick der Energiebereitstellung (1)

Zusammenfassung der globalen, EU-weiten und österreichischen Klimaziele und ausgewählte Maßnahmen für deren erfolgreiche Umsetzung. Datenquellen [4, 35, 92, 96], Eigene Darstellung.

	Jahr	Zielsetzungen und Maßnahmen			
Welt	2050	Begrenzung der Erderwärmung im Vergleich zur Durchschnittstemperatur zu vorindustriellen Zeiten um <b>weniger als 2 °C</b> durch eine dekarbonisierte Energiebereitstellung bis zum Jahr 2050 (United Nations Framework Convention on Climate Change, COP21, Paris, Dezember 2015)			
EU-28	2020	Reduktion der <b>Treibhausgasemissionen</b> um <b>20 %</b> gegenüber dem Bezugsjahr von 1990	<b>20 %</b> aus <b>erneuerbaren Energiequellen</b> zur Deckung des Gesamtenergieverbrauchs	Steigerung der <b>Energieeffizienz</b> um mindestens <b>20 %</b>	
		Investitionen von <b>180 Milliarden Euro</b> zwischen 2014 bis 2020 (mindestens <b>20 % des EU-Haushalts</b> )			
	2030	Reduktion der <b>Treibhausgasemissionen</b> um <b>40 %</b> gegenüber dem Bezugsjahr von 1990	<b>27 %</b> aus <b>erneuerbaren Energiequellen</b> zur Deckung des Gesamtenergieverbrauchs	Steigerung der <b>Energieeffizienz</b> um mindestens <b>27 %</b>	
	2050	<b>Emissionreduktion</b> um <b>80 - 95 %</b> gegenüber dem Stand von 1990			
Österreich	2020	Reduktion der <b>Treibhausgasemissionen</b> um <b>21 %</b> gegenüber dem Bezugsjahr von 1990	<b>34 %</b> aus <b>erneuerbaren Energiequellen</b> zur Deckung des Gesamtenergieverbrauchs	Steigerung der <b>Energieeffizienz</b> um <b>20 %</b>	<b>Stromerzeugung</b> zu <b>71 %</b> aus <b>erneuerbaren Energiequellen</b>
		<b>Ausbau</b> von <b>erneuerbaren elektrischen Energieerzeugungstechnologien</b> für den Zeitraum zwischen 2010 und 2020: 1.000 MW Wasserkraft, 2.000 MW Windkraft, 1.200 MW Photovoltaik, 200 MW Biomasse und Biogas			
	<b>Stabilisierung des energetischen Endverbrauchs</b> auf 1.100 PJ (306 TWh, entspricht dem Niveau von 2005)				
	2030	Reduktion der <b>Treibhausgasemissionen</b> um <b>36 %</b> im Vergleich zum Jahr 2005			

## Anhang zu Kapitel 2 Situation und Ausblick der Energiebereitstellung (2)

Die Graphik dient als Ergänzung zu Tabelle 1, Seite 25 und stellt den Energieverbrauch [TWh] sowie den prozentuellen Anteil des elektrischen Energiesektors, des thermischen Energiesektors und des Transportsektors am **weltweiten Primärenergieverbrauch** von 108.171 TWh im Jahr 2013 gegenüber. Datenquellen [1, 3, 7], Eigene Darstellung.

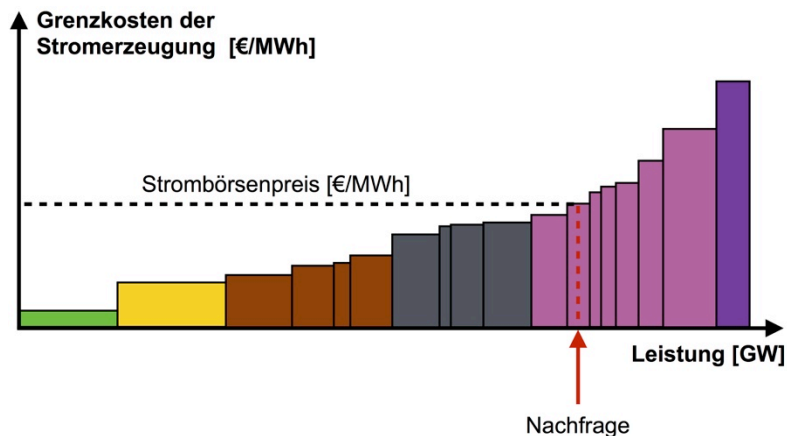




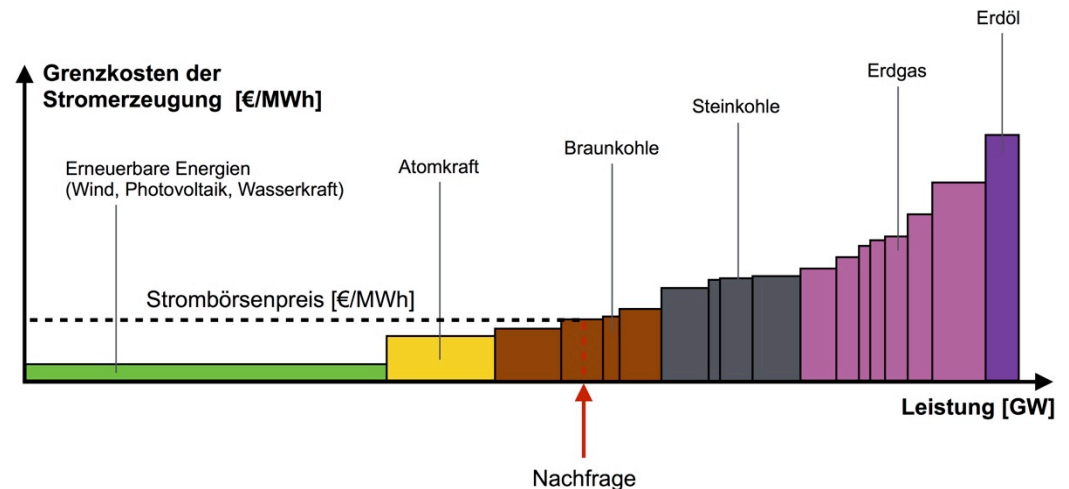
### Anhang zu Kapitel 3.1 Stromspeicher (3)

Die Abbildungen stellen eine graphische Erläuterung zum Kraftwerkseinsatz nach dem Merit-Order Prinzip unter Berücksichtigung der fluktuierenden Wind- und Sonnenenergieerzeugung dar. Der Einsatz der Kraftwerke ist abhängig von der nachgefragten Last und den Grenzkosten der Stromerzeugung. Besonders gut erkennbar ist, dass bei zunehmender Einspeisung von Wind- und Sonnenenergie und gleichbleibender Nachfrage der erzielbare Strombörsepreis deutlich verringert wird. Eigene Darstellung.

**Perioden mit wenig Wind- und Sonnenenergieerzeugung**

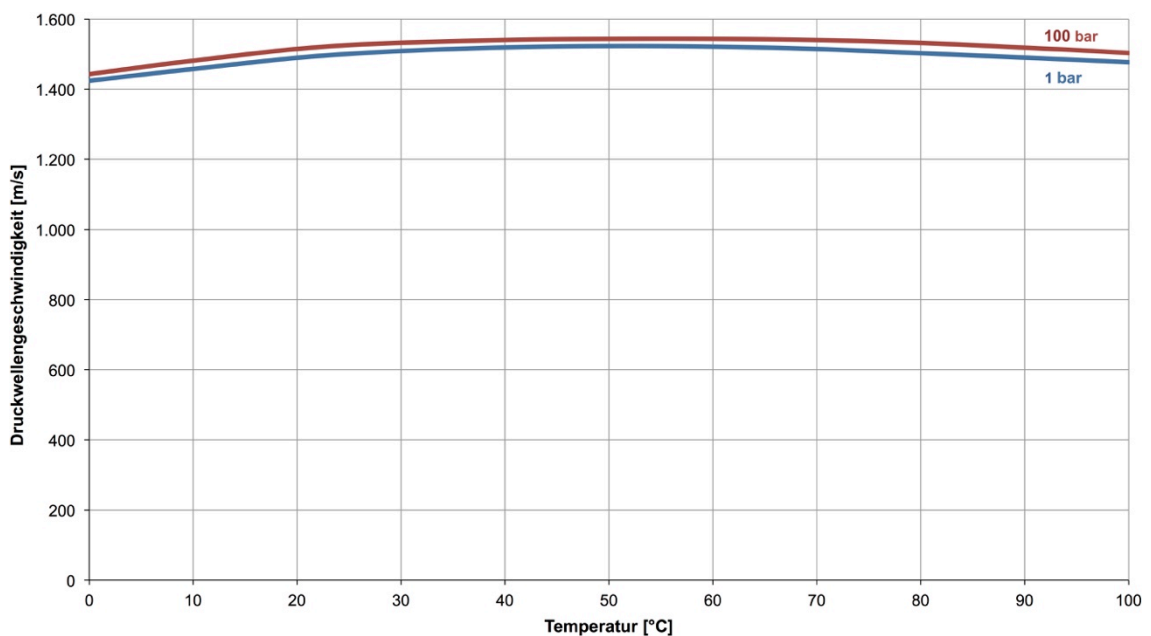
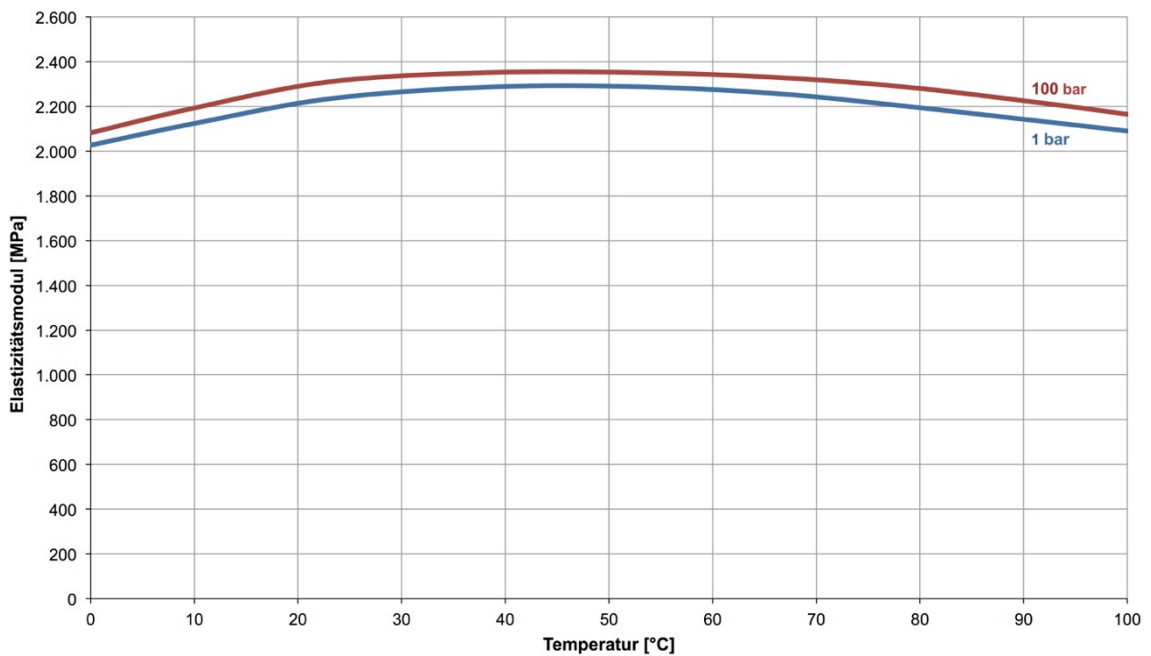


**Perioden mit hoher Wind- und Sonnenenergieerzeugung**



## Anhang zu Kapitel 4.3 Hydraulische Auswirkungen hoher Wassertemperaturen (4)

Die beiden folgenden Darstellungen sind Ergänzungen zu Abbildung 41, Seite 105 und Abbildung 42, Seite 107 und stellen den temperatur- und druckabhängigen Elastizitätsmodul des Wassers bei 1 bar und 100 bar, sowie die ebenso temperatur- und druckabhängige Druckwellengeschwindigkeit dar. Datenquellen [56, 57, 58], Eigene Darstellung.



## Anhang zu Kapitel 4.7 Energiewirtschaftliche Betrachtung (5)

Berechnung des energetischen Erntefaktors für die Kombination eines Pumpspeicherkraftwerkes mit einem thermischen Energiespeicher unter Zuhilfenahme von [90]:

**Für das Referenz-Pumpspeicherkraftwerk gilt:**

Fallhöhe  $h_F = 800 \text{ m}$

Betriebswasservolumen  $V_W = 1.080.000 \text{ m}^3$

Wasserdichte  $\rho_W = 1.000 \text{ kg/m}^3$

Erdbeschleunigung  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

mittlere Arbeitsverfügbarkeit österreichischer Speicherkraftwerke  $n_v = 89,2 \%$  [32]

spezifische Wärmekapazität des Wassers  $c_p = 4.200 \text{ J/(kgK)}$  [40]

*Anmerkung:*

Alle Berechnungen erfolgen ohne Berücksichtigung eines Wirkungsgrades!

1. Berechnung der potentiellen jährlichen elektrischen Energieerzeugung unter Berücksichtigung der mittleren Arbeitsverfügbarkeit österreichischer Speicherkraftwerke und der Annahme der täglichen Abarbeitung bzw. Umwälzung des gesamten Betriebswasservolumens:

$$E_{el,1a} [MWh] = \frac{m [kg] * g \left[ \frac{m}{s^2} \right] * h_F [m] * 365 \left[ \frac{Tage}{Jahr} \right] * \frac{n_v}{100} [-]}{\frac{3.600}{1} \left[ \frac{s}{h} \right] * \frac{10^6}{1} \left[ \frac{W}{MW} \right]}$$

$$E_{el,1a} = \frac{1.080.000 \text{ m}^3 * 1.000 \frac{kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2} * 800 \text{ m} * 365 \frac{d}{a} * \frac{89,2}{100} [-]}{\frac{3.600}{1} \frac{s}{h} * \frac{10^6}{1} \frac{W}{MW}} \approx 766.546 \text{ MWh}_{el}$$

2. Berechnung der potentiellen jährlichen thermischen Energieerzeugung bzw. Energiespeicherung unter Berücksichtigung des gesamten Betriebswasservolumens und der in den Wasserkörper eingespeicherten thermischen Energie zwischen  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  und  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $\Delta T = 80 \text{ K}$ ):

$$E_{therm,1a} [MWh] = \frac{c_p \left[ \frac{J}{kgK} \right] * m [kg] * \Delta T [K]}{\frac{3.600}{1} \left[ \frac{s}{h} \right] * \frac{10^6}{1} \left[ \frac{W}{MW} \right]}$$

$$E_{therm,1a} = \frac{4.200 \frac{J}{kgK} * 1.080.000 m^3 * 1.000 \frac{kg}{m^3} * 80 K}{\frac{3.600 s}{1 h} * \frac{10^6 W}{1 MW}} = 100.800 MWh_{therm}$$

3. Berechnung der gesamten Energieproduktion während eines Jahres als Addition der jährlichen potentiellen elektrischen und thermischen Energieerzeugung:

$$E_{ges,1a} = E_{el,1a} + E_{therm,1a} = 766.546 MWh_{el} + 100.800 MWh_{therm} = 867.346 MWh$$

4. Berechnung des minimalen und maximalen jährlichen Erntefaktors der elektrischen Energieerzeugung (Energy Payback Ratio) unter Berücksichtigung von [90] und der Nutzungsdauer des Pumpspeicherkraftwerkes von 50 Jahren, wobei der minimale Erntefaktor von Speicherkraftwerken nach [90] 205 [-] und der maximale 280 [-] beträgt:

$$f_{min,a} = \frac{205 [-]}{50 [a]} = 4,1 \left[ \frac{1}{a} \right]$$

$$f_{max,a} = \frac{280 [-]}{50 [a]} = 5,6 \left[ \frac{1}{a} \right]$$

5. Berechnung der „neuen“ minimalen und maximalen jährlichen Erntefaktoren für das kombinierte System unter Berücksichtigung der zusätzlichen eingespeicherten bzw. produzierten thermischen Energie:

Für  $f_{min,a,neu}$  gilt:

$$E_{el,1a} \dots \dots \dots f_{min,a}$$

$$E_{ges,1a} \dots \dots \dots f_{min,a,neu}$$

$$766.546 MWh_{el} \dots \dots \dots 4,1 \left[ \frac{1}{a} \right]$$

$$867.346 MWh \dots \dots \dots f_{min,a,neu}$$

$$f_{min,a,neu} = \frac{867.346 MWh * 4,1 \left[ \frac{1}{a} \right]}{766.546 MWh_{el}} = 4,64 \left[ \frac{1}{a} \right]$$

Für  $f_{max,a,neu}$  gilt:

$$E_{el,1a} \dots \dots \dots f_{max,a}$$

$$E_{ges,1a} \dots \dots \dots f_{max,a,neu}$$

$$766.546 \text{ MWh}_{el} \dots \dots \dots 5,6 \left[ \frac{1}{a} \right]$$

$$867.346 \text{ MWh} \dots \dots \dots f_{max,a,neu}$$

$$f_{max,a,neu} = \frac{867.346 \text{ MWh} * 5,6 \left[ \frac{1}{a} \right]}{766.546 \text{ MWh}_{el}} = 6,34 \left[ \frac{1}{a} \right]$$

**6.** Berechnung der „neuen“ minimalen und maximalen Erntefaktoren unter Berücksichtigung der zusätzlichen eingespeicherten bzw. produzierten thermischen Energie und der Nutzungsdauer des Pumpspeicherkraftwerkes von 50 Jahren:

$$f_{min,neu} = f_{min,a,neu} * 50 [a] = 4,64 \left[ \frac{1}{a} \right] * 50 [a] = 232 [-]$$

$$f_{max,neu} = f_{max,a,neu} * 50 [a] = 6,34 \left[ \frac{1}{a} \right] * 50 [a] = 317 [-]$$