



KERNFORSCHUNGSANLAGE JÜLICH
GESELLSCHAFT MIT BESCHRÄNKTER HAFTUNG

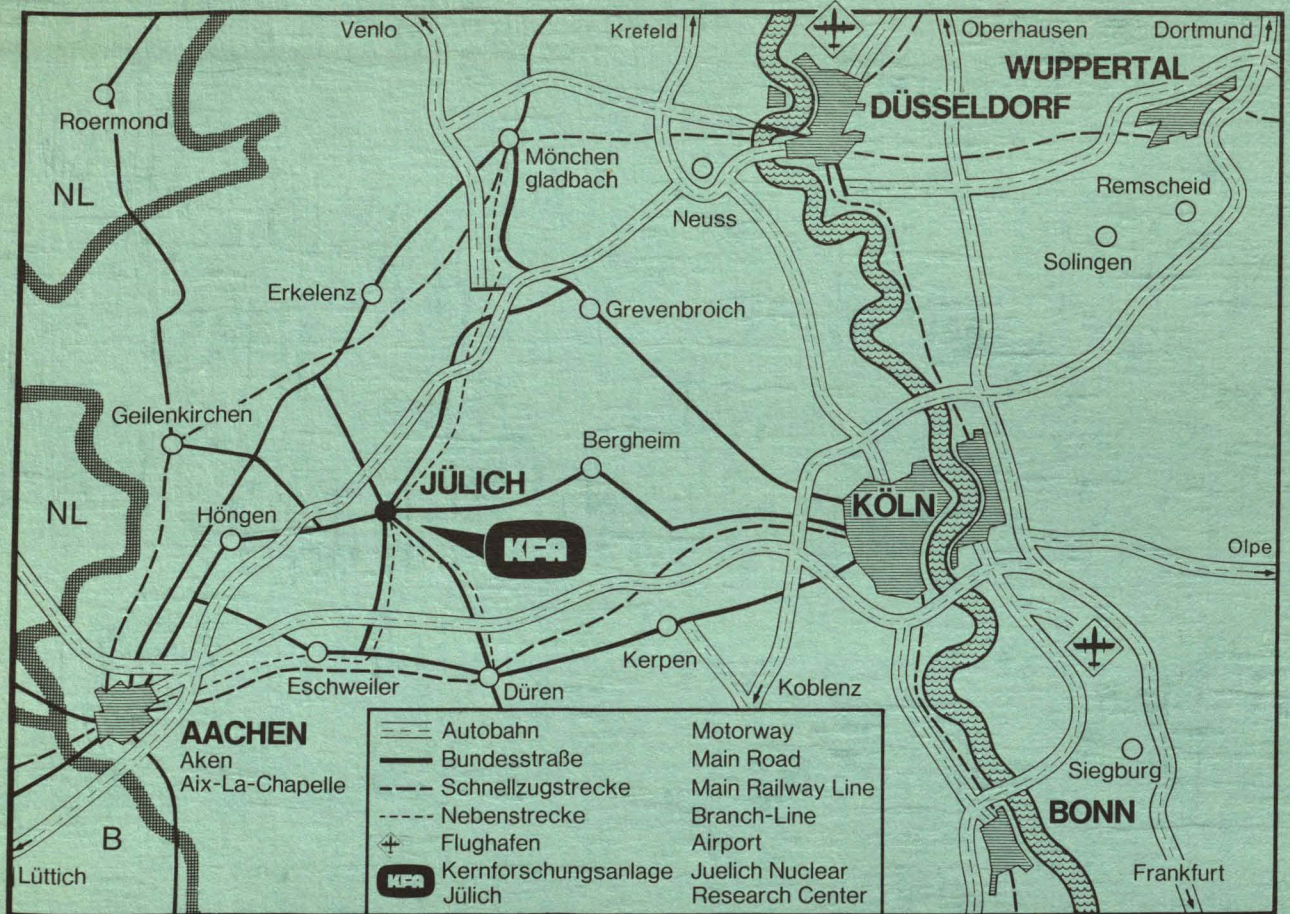
Programmgruppe
Systemforschung und Technologische Entwicklung

**Abwärmeprobleme bei Kraftwerken:
Kühlsysteme, Kosten, Umweltaspekte
und Abwärmenutzung**

von
E. Sauer

Jül - 1255
Dezember 1975

Als Manuskript gedruckt



Berichte der Kernforschungsanlage Jülich – Nr. 1255

Programmgruppe Systemforschung und Technologische Entwicklung Jül – 1255

Im Tausch zu beziehen durch: ZENTRALBIBLIOTHEK der Kernforschungsanlage Jülich GmbH,
Jülich, Bundesrepublik Deutschland

**Abwärmeprobleme bei Kraftwerken:
Kühlsysteme, Kosten, Umweltaspekte
und Abwärmenutzung**

von

E. Sauer

D 82 (Diss. T. H. Aachen)

WASTE HEAT PROBLEMS IN CONNECTION WITH POWER PLANTS: COOLING SYSTEMS, COSTS, ENVIRONMENTAL ASPECTS AND WASTE HEAT UTILIZATION

by

ERICH SAUER

ABSTRACT

The erection of additional thermal power plants on a fossil as well as nuclear basis increasingly raises problems caused by waste heat, which are discussed in more detail.

Besides the physical fundamentals of the various cooling systems, the paper specifies the costs involved in alternative cooling methods. Model approaches for dispersion, mixing and heat losses in connection with cooling tower waste air plumes indicate possible solutions with a view to the entire complex of cooling tower/environment for describing environmental effects, giving particular consideration to the field of gas radiation. Model calculations provide examples for potential small-space influence on the climate in the vicinity of cooling towers. The problem of large-space weather changes is equally dealt with.

Finally, the direct application of cooling water in agricultural areas, the use of heat pumps for raising the waste heat temperature level, and the possibility of coupling heat production with power production are examined in more detail.

ABWÄRMEPROBLEME BEI KRAFTWERKEN: KÜHLSYSTEME, KOSTEN, UMWELTASPEKTE UND ABWÄRMENUTZUNG

von
ERICH SAUER

KURZFASSUNG

Die Zubauten von Wärmekraftwerken auf fossiler und kerntechnischer Basis lassen vermehrt Abwärmeprobleme entstehen, die näher diskutiert werden.

Neben den physikalischen Grundlagen der verschiedenen Kühlsysteme zeigt die Arbeit die Kosten für alternative Kühlarten auf. Modellansätze für Ausbreitung, Vermischung und Wärmeverluste bei Kühlturmabluftfahnen geben Lösungsmöglichkeiten des Gesamtsystems Kühlturm-Umwelt zur Beschreibung der Umweltbeeinflussung an, wobei besonders das Gebiet der Gasstrahlung berücksichtigt wurde. Modellrechnungen liefern Beispiele für mögliche kleinräumige Klimabeeinflussungen in der Nähe von Kühltürmen. Auch das Problem der großräumigen Wetterveränderung wird behandelt.

Schließlich werden der direkte Einsatz des Kühlwassers im Agrarbereich, die Anwendung der Wärmepumpe zur Hebung des Temperaturniveaus der Abwärme und die Möglichkeit der Wärmekraftkopplung näher untersucht.

<u>INHALTSVERZEICHNIS</u>		Seite
1.	EINLEITUNG UND PROBLEMSTELLUNG	1
2.	GEGENWÄRTIGE SITUATION IN DER BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND	7
2.1	<u>KRAFTWERKSARTEN UND LEISTUNGSGRÖSSEN</u>	7
2.2	<u>KÜHLSYSTEME UND IHRE PHYSIKALISCHEN GRUND- LAGEN</u>	14
2.2.1	FRISCHWASSERKÜHLUNG	15
2.2.2	NASSKÜHLTÜRME	21
2.2.3	TROCKENKÜHLTÜRME	28
2.2.4	HYBRID-KÜHLTÜRME	33
2.3	<u>VERGLEICHENDE DARSTELLUNG DER KOSTEN VON KÜHLSYSTEMEN</u>	36
3.	SPEZIELLE LÖSUNGSANSÄTZE FÜR DIE AUSBREI- TUNG VON KÜHLTURMABLUFTFAHNEN	44
3.1	<u>DAS GESAMTSYSTEM KÜHLTURM - UMWELT</u>	45
3.2	<u>DER AUFBAU DER TROPOSPHÄRE UND IHRE MATHE- MATISCHE ERFASSUNG</u>	47
3.3	<u>DAS VERHALTEN VON KÜHLTURMFAHNEN AUF IHREM WEG VOM EINSTRÖMVORGANG BIS ZUR AUFLÖSUNG IN DER ATMOSPHÄRE</u>	51
3.3.1	DER ADIABATISCHE AUFSTIEG	55
3.3.2	DIE VERMISCHUNG DURCH TURBULENZ	61
3.3.3	DER TEMPERATURVERLUST DURCH GASSTRAHLUNG	64
3.3.4	DIE VORGÄNGE KONDENSATION, VERDUNSTUNG UND AUSREGNEN	74

	Seite	
4.	MODELLE ZUR SIMULATION DER AUSBREITUNG VON ABLUFTFAHNEN	77
4.1	<u>MATHEMATISCH - EMPIRISCHE MODELLE</u>	77
4.2	<u>MATHEMATISCH - HYDRODYNAMISCHE MODELLE</u>	93
5.	MODELLRECHNUNGEN ÜBER DIE UMWELTBEEINFLUS- SUNG DURCH DEN EINSATZ VON KÜHLTÜRME	97
5.1	<u>TEMPERATUR- UND FEUCHTEERHÖHUNG</u>	97
5.2	<u>NEBEL UND BESCHATTUNG</u>	103
5.3	<u>NIEDERSCHLAGSERHÖHUNG</u>	107
5.4.	<u>LÄRMBELÄSTIGUNG</u>	109
5.5	<u>ÄSTHETIK</u>	110
5.6	<u>GROSSRÄUMIGE BEEINFLUSSUNG DURCH KRAFT- WERKSBALLUNGEN</u>	113
6.	ABWÄRMENUTZUNG UND WÄRMEKRAFTKOPPLUNG BEIM KRAFTWERK	121
6.1	<u>DER DIREKTE EINSATZ DES KÜHLWASSERS IM AGRAR- UND TIERZUCHTBEREICH</u>	121
6.2	<u>DIE WÄRMEPUMPE ZUR HEBUNG DES ABWÄRME- TEMPERATURNIVEAUS</u>	125
6.2.1	DER AUFBAU DER WÄRMEPUMPE	126
6.2.2	EINSATZMÖGLICHKEITEN DER WÄRMEPUMPE	129
6.3	<u>ABWÄRMENUTZUNG BEIM HOCHTEMPERATURREAKTOR MIT HELIUMTURBINE</u>	138
6.4	<u>KRAFT-WÄRMEKOPPLUNG ZUR BEREITSTELLUNG VON WÄRMEENERGIE</u>	140
7.	ZUSAMMENFASSUNG	144
8.	LITERATURVERZEICHNIS	148

1. EINLEITUNG UND PROBLEMSTELLUNG

Verfolgt man den Verbrauch von elektrischer Energie während der vergangenen Jahre in der Bundesrepublik Deutschland, stellt man eine stetig wachsende Tendenz im Marktanteil der Elektroenergie am Endenergiebedarf fest.

Einen wesentlichen Einfluß auf die steigende Energienachfrage hat der Strombedarf der Haushalte, dessen Entwicklung vom Nachkriegsjahr 1950 bis 1973 in Tabelle 1 wiedergegeben ist.

Jahr	Stromverbrauch der Bundesrep. Deutschland [Mio kWh]	Stromverbrauch der Haushalte [Mio kWh]	Anteil der Haushalte [%]
1950	45 363	3 266	7,2
1966	172 091,5	26 719,9	15,5
1973	288 224,6	60 152,2	20,9

Tabelle 1: Gesamtstromverbrauch der Bundesrepublik Deutschland und der Anteil der Haushalte

Wie Tabelle 1 zeigt, verdreifachte sich etwa der Stromverbrauchsanteil der Haushalte innerhalb von 23 Jahren. Nach einer Prognose /1/ erreicht der Bestand der westdeutschen Haushalte an Elektrogeräten im Jahre 1980 folgende Prozentsätze der Sättigungswerte:

Heißwasser	= 58 %
Gefriergeräte	= 63 %
Herde	= 74 %
Waschmaschinen	= 88 % ,

während nur Fernsehgeräte und Kühlschränke, deren Stromverbrauchsanteil in den Haushalten sehr gering ist, den Sättigungswert erreicht haben werden. Diese Prognose und die Tatsache, daß durch die Preisverschiebungen im Heizölbereich die Elektroheizung ihre vorherigen Preisnachteile immer mehr verliert, zeigen, daß der Sektor Haushalt über das Jahr 1980 wei-

tere Anteilssteigerungen erwarten läßt.

Der Hauptgrund für die steigende Nachfrage nach Elektroenergie kann wohl darin gesehen werden, daß sich die elektrische Energie durch ihre Benutzerfreundlichkeit besonders auszeichnet. Die leichte Installation von Anschlüssen und die einfache Handhabung von Elektrogeräten kommen dem Hang des Menschen nach Bequemlichkeit entgegen. Der steigende Lebensstandard, der sich in der Vielfalt des Angebotsspektrums der Elektroindustrie widerspiegelt, ist ein weiterer Grund für die Nachfrageerhöhung. Hinzu kommt noch die günstige Preisentwicklung bei den Haushaltsstromtarifen, die die Anwendung von elektrischer Heißwasserbereitung und Raumheizung beschleunigt. Weitere Marktvorteile für die elektrische Energie liegen in dem gut funktionierenden Verbundsystem und dem dicht gestaffelten Leitungsnetz, das es ermöglicht, jeden beliebigen Abnehmerstandort in der Bundesrepublik Deutschland zu erreichen.

Die Nachfrage der Haushalte und die steigende Industrieproduktion lassen in naher Zukunft eine jährliche Wachstumsrate der Stromenergie von etwa 5 bis 7 % (7 % = Erwartungs- und Planungswert der EVU's) erwarten, während nach /2/ im Jahre 2000 eine jährliche Steigerung von 4 bis 5 % realistisch sein wird. Eine vereinfachte Darstellung der erwarteten Entwicklung des Bruttostromverbrauchs in der Bundesrepublik Deutschland nach /3/ enthält Abbildung 1.

Nach dieser Entwicklung wächst der Bruttostromverbrauch der Bundesrepublik Deutschland bis zum Jahre 1985 auf den Wert von 700 TWh/a an. Zur Schonung der fossilen Rohstoffe Erdöl, Kohle und Gas ist bei den herkömmlichen Kraftwerken nur noch ein geringer Zubau vorgesehen, während der Anteil der Kernkraftwerksleistung 1985 schon 40 % betragen wird. Das bedeutet eine Zubaukapazität von 14 GW bei den fossilen und 50 GW bei den nuklearen Kraftwerken bis 1985, wie Abbildung 2 zeigt.

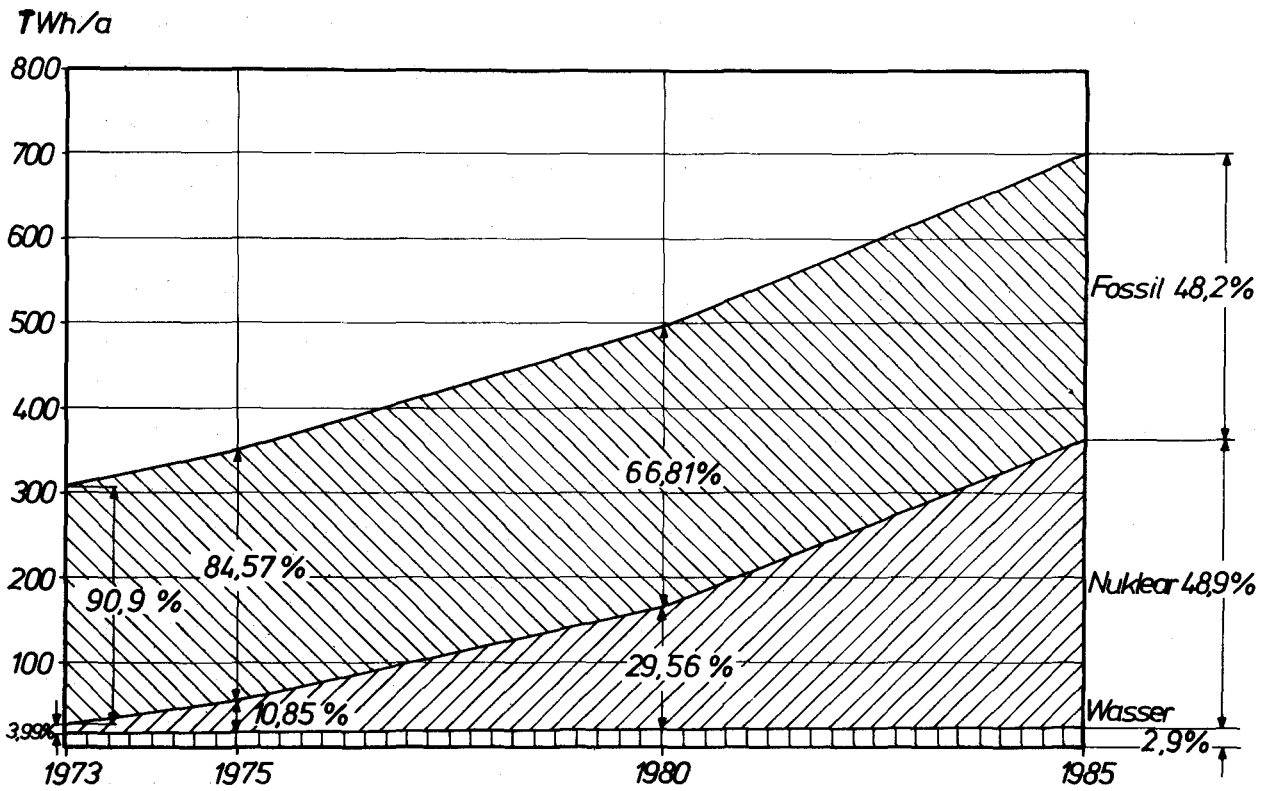


Abb. 1: Bruttostromverbrauch der Bundesrepublik Deutschland bis 1985 /3/

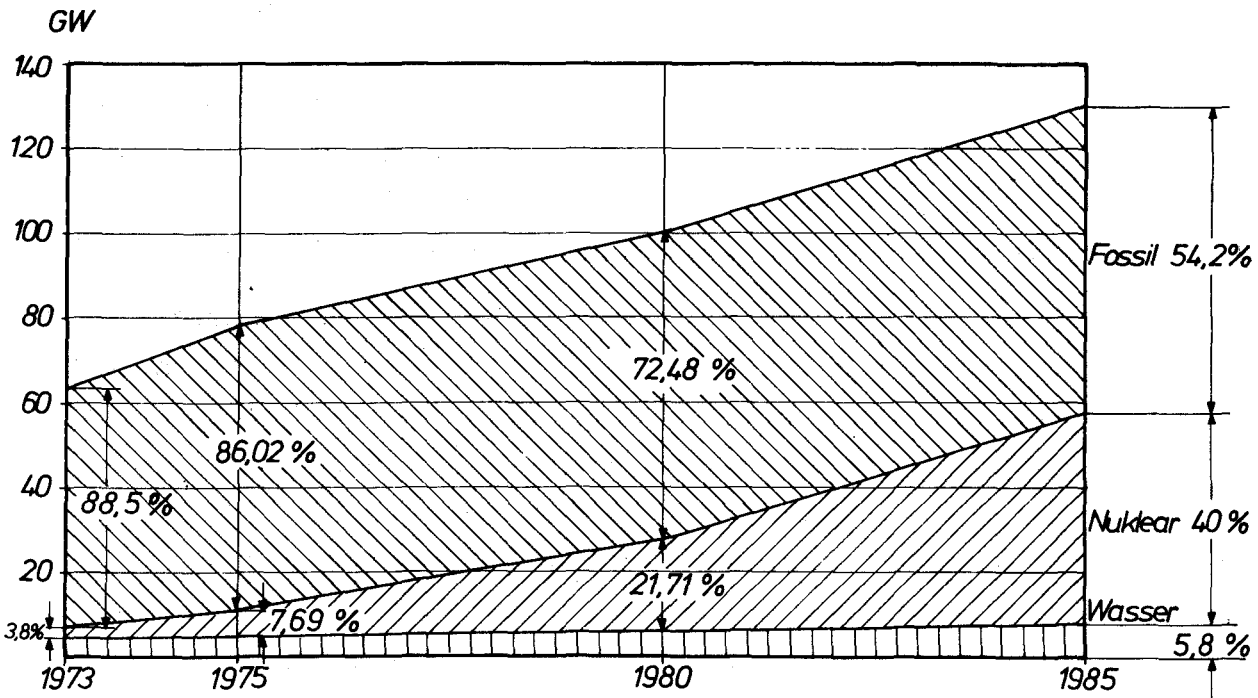


Abb. 2: Kraftwerkskapazitäten der Bundesrepublik Deutschland bis 1985 /3/

Die Differenz zwischen dem prozentualen Anteil des Bruttostromverbrauchs von 48,9 % und der installierten Leistung von 40 % bei der Kernenergie resultiert aus der höheren jährlichen Vollastbenutzungsstundenzahl der Kernkraftwerke, die vorwiegend für den Grundlastbetrieb eingesetzt werden.

Ein Problem, das sich in Zukunft stellt, liegt nicht in der technischen Realisierbarkeit der Kraftwerkszubauten, sondern in der Wahl von neuen Standorten und den damit verbundenen Genehmigungsverfahren. So erfordert die Zunahme der Kernkraftwerke bis 1985 mindestens 25 neue Standorte, die jeweils mit zeit- und geldaufwendigen Gutachten belegt werden müssen. Hier entwickelt sich ein immer größer werdender Zielkonflikt zwischen der geforderten elektrischen Energiebereitstellung und den damit verbundenen Umweltaspekten. Die Auflagen des Staates, strengere Sicherheitskriterien und das steigende Umweltbewußtsein der Bevölkerung, das sich in neu gegründeten Bürgerinitiativen und privaten Vereinigungen widerspiegelt, zögern die Genehmigungsverfahren bei Kraftwerkszubauten hinaus. Ein typisches Beispiel dafür zeigt die Lage in der Schweiz, in der seit Jahren bekannte notwendige Kernkraftwerkszubauten durch immer neue und teilweise ungerechtfertigte Einwände verhindert wurden. Dabei kommt für die Kernenergie erschwerend hinzu, daß bis heute noch der Eindruck in Teilen der Bevölkerung herrscht, daß von Kernkraftwerken eine ähnliche Bedrohung wie von nuklearen Waffen ausgeht.

Neben den Sicherheitsaspekten treten Fragen der Abwärmeprobleme und Kühlungstechniken bei großen Kraftwerkskonzentrationen immer mehr in den Vordergrund. Die Verschmutzung der Gewässer durch biologische und chemische Verunreinigungen zusammen mit der Einleitung von Kühlwasser bringen schon heute einige Binnengewässer an die maximale Temperaturgrenze, die nach der Meinung von Biologen eine Steigerung der Abwärmeabgabe aus ökologischen Gründen nicht mehr zuläßt. Die Tatsache, daß einerseits die Aufnahmefähigkeit von Sauerstoff im Wasser bei steigender Temperatur sinkt und andererseits durch den vermehrten Verbrauch von Sauerstoff beim Abbau von biologischen Schadstoffen und bei der gesteigerten Lebensaktivität der Tier- und Pflanzenwelt bei höheren Temperaturen der Sauerstoffbedarf in den Gewässern immer

größer wird, führt zu einer Sauerstoffverminderung in den Flüssen, was zur Folge hat, daß das betroffene Wassersystem mit einem Fischsterben oder einer schädlichen Veränderung in der Flora antwortet. Diese Beobachtungen z.B. am Rhein führten zu einer Begrenzung der Frischwasserkühlung, die durch die Gewässerauflagen des Bundes und der Länder erfolgt, so daß sich immer mehr Kraftwerksbetreiber zur Anwendung der kostengünstigeren Naß- und Trockenkühlung gezwungen sehen. So kommt z.B. die Studie /4/ zu dem Ergebnis, daß der Zubau von Kraftwerken mit Frischwasserkühlung höchstens bis Ende der 70er Jahre möglich ist, und der Einsatz der nassen Rückkühlung wahrscheinlich Mitte der 80er Jahre begrenzt werden muß, da die großen Zusatzwassermengen nicht mehr zur Verfügung stehen.

Die Verlagerung der Abwärmeeinleitung von Flüssen durch Kühltürme direkt in die Atmosphäre bedeutet aber noch keine generelle Lösung des Abwärmeproblems. Folgende Einflüsse auf die Umgebung können sich durch die Kühlturmkühlung bemerkbar machen:

- Nebel- und Wolkenbildung durch Kühlturmabluftfahnen
- Beschattung der Kraftwerksumgebung durch die Absorption von Sonnenstrahlen in der künstlichen Kühlturmwolke
- Niederschlagsserhöhung im überstreiften Gebiet durch das Ausregnen größerer Wassertropfen
- Lärmbelästigung durch Ventilatoren und das in den Kühlturmeinbauten herunterrieselnde Wasser
- Beeinträchtigung des Landschaftsbildes durch die das reine Kraftwerk in ihrer Größe weit übertreffenden Kühltürme und Abluftschwaden (besonders auffallend bei der niedrigen Bauhöhe von Kernreaktoren)
- Verschleppung und Verteilung von Fremdstoffen wie Salze und Krankheitskeime durch den Abtrieb der austretenden Kühlluft
- Großräumige Wetterbeeinflussung wie Gewitterbildung durch große Kraftwerkskonzentrationen.

Angesichts dieser potentiellen Störfaktoren werden in neuester Zeit immer häufiger landschaftliche und meteorologische Gutachten über den Einfluß der Kühlturmkühlung auf das lokale Wetter und die nähere Umgebung verlangt, wozu umfangreiche

Messungen an schon bestehenden Kühltürmen, zeitraubende Aufstellungen von meteorologischen Parametern und komplexe Ausbreitungsmodellrechnungen notwendig sind. Auf Grund der vielen Einflußgrößen, die im System Kühlturm - Umwelt mitwirken, und der Vielzahl der möglichen atmosphärischen Witterungszustände ist es bis heute noch nicht gelungen, eine Standardisierung der Meß- und Berechnungsmethoden aufzustellen, die die Bewertung in Gutachten erleichtert. Die Überlegungen über die Umweltbeeinflussung der Kraftwerkskühlung bedürfen aber einer verstärkten und koordinierenden Untersuchung, zumal in Zukunft eine Konzentration der Kraftwerke zu erwarten ist. Beispiele dafür sind die auf einem IAEA - Symposium /5/ im August 1974 in Oslo erwähnten für die Zukunft in den USA geplanten Kraftwerksgrößen bis 40 000 MW und die in jüngster Zeit für die Bundesrepublik Deutschland vorgeschlagenen großen Nuklearparks /6/. Durch die konzentrierte Abgabe von dabei anfallender Abwärme befürchtet man die Förderung und zunehmende Bildung von Gewittern in der Nähe dieser Standorte.

Die oben erwähnten Probleme sollen in dieser Arbeit näher untersucht und bewertet werden, so daß die Wahl eines bestimmten Kühlsystems für einen gewählten Standort erleichtert wird. Das Ziel der Untersuchung läßt sich in folgende Unterpunkte aufgliedern:

1. Physikalische Erfassung der verschiedenen Kühlsysteme
2. Kosten der Kühlsysteme
3. Aufzeigen der Umweltbeeinflussung durch die Kühlturmkühlung an Hand von Modellrechnungen
4. Möglichkeiten der Abwärmenutzung und Kraft - Wärmekopplung beim Kraftwerksprozeß
5. Vorschläge zur Standardisierung des Teilgebietes Kraftwerkskühlung im Genehmigungsverfahren

2. GEGENWÄRTIGE SITUATION IN DER BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

Es zeigt sich bei einem Vergleich der spezifischen Kraftwerksbelegung von Deutschland mit der anderer Staaten, daß die Bundesrepublik Deutschland wegen der schon ausgebauten Kraftwerksleistung besondere Schwierigkeiten bei der Wahl von neuen Standorten zu erwarten hat. Eine vergleichende Zusammenstellung der Länderdaten enthält die Tabelle 2.

Land	Fläche [Km ²]	Gesamte Kraftwerksleistung [GW]	Wärmeleistung [GW]	Spezif. Kraftw. Belegung [kW/km ²]
Bundesr. D.	248571	70	65	262
England	244030	81	78,8	323
Frankreich	543998	46	30	55
USA	7827715	510	445	57

Tabelle 2: Spezifische Kraftwerksleistung verschiedener Staaten Ende 1974 (USA ohne Alaska und Hawaii)

Diese Tabelle zeigt, daß unser Land eine spezifische Wärme-Kraftwerksbelegung besitzt, die das 4,6fache der USA und das 4,8fache von Frankreich ausmacht. Nur England weist einen größeren Flächenbelegungswert als die Bundesrepublik Deutschland auf. Im Gegensatz zu unserem Land besitzt Großbritannien durch seine Insel-lage eine lange Küste, an der günstige Standorte für neue Kraftwerke vorhanden sind, die nicht zu weit von den Ballungszentren entfernt liegen.

2.1 KRAFTWERKSARTEN UND LEISTUNGSGRÖSSEN

Am Ende des Jahres 1974 beträgt die Bruttoengpaßleistung der gesamten Kraftwerke in Westdeutschland etwa 70 000 MW, die die fossilen Kraftwerke mit 61 400 MW, die Wasserkraft mit 5 000 MW und die Kernenergie mit 3 600 MW abdecken. Eine schematische Darstellung über die Aufteilung der Kraftwerke nach Leistungsgruppe und Anzahl der öffentlichen und erfaßbaren Industriekraft-

werke enthält die Abbildung 3, die nach Unterlagen von /7/, /8/, /9/ und /10/ angefertigt wurde.

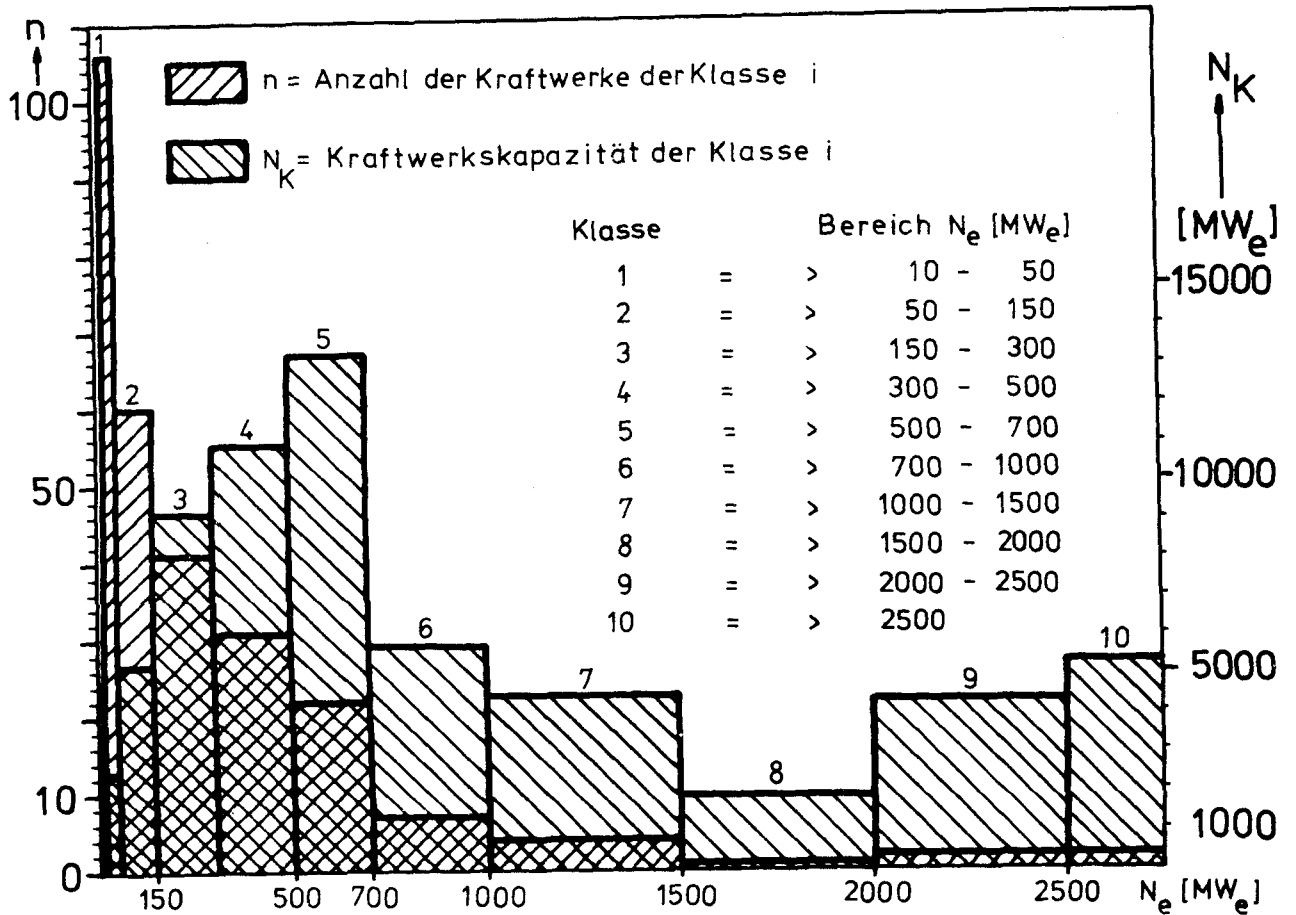


Abb. 3: Leistungsgruppen und Anzahl der Kraftwerke in der Bundesrepublik Deutschland Ende 1974

Nach dieser Erfassung bestehen zur Zeit etwa 967 Kraftwerke mit einer Gesamtleistung von 65 260 MW in unserem Land, wobei im Diagramm die Leistungsgruppe 0, die mit einem Bereich von 0-10 MWe eine Gesamtkapazität von 1 005 MW und eine Anzahl von 713 Kraftwerken besitzt, nicht eingetragen ist. Die Differenz von 4 740 MW zu der erwähnten Bruttoengpaßleistung von 70 000 MW resultiert hauptsächlich aus nicht berücksichtigten Industriekraftwerken kleinerer Leistung, die wegen fehlender Angaben der Industriebetreiber sehr schwer statistisch zu erfassen sind. Wie zu ersehen ist, liegt das Maximum der Summe aus den Einzel-

leistungen bei der Leistungsgruppe 5 (500 - 700 MW) mit einem Anteil von 13 393 MW = 20,5 % und einer Anzahl von 22 Kraftwerken. Für die Zukunft ist eine Verschiebung des Maximums zur Klasse 6 und eine Erhöhung der Werte für die letzten Gruppen aus folgenden Gründen zu erwarten:

- Erweiterungsbauten bei schon bestehenden Kraftwerken
- Leistungsgrößen der geplanten Kernkraftwerke liegen meist in Gruppe 6 und 7
- Kraftwerksballungen beim Brennstoff Braunkohle, der wegen der hohen Transportkosten direkt an den Lagerstätten zu elektrischer Energie umgewandelt wird, wobei die Standorte Niederaußen und Frimmersdorf mit Kapazitäten von 2 700 MW beziehungsweise 2 600 MW die derzeit größten Kraftwerke sind.

In der Tabelle 3 sind die fossilen Kraftwerke der Bundesrepublik Deutschland mit ihrem Standortland, den Betreibern, der Engpaßleistung, dem Brennstoff und dem Kühlsystem ab einer Leistung von 300 MW aufgeführt.

NR.	NAME	LAND	BETREIBER	ENG-PASS [MW _e]	BRENNSTOFF	KÜHLART
1	Niederaußen	NRW	RWE	2700	B	R-N
2	Frimmersdorf	"	"	2600	B	R-N
3	Gersteinwerk	"	VEW	2184	S/Ö/E	F/R-N (4 KT; 150500m ³ /h) Lippe (82)
4	Scholven	"	VEBA	2123	S/Ö	R-N (8 KT)
5	Weisweiler	"	RWE	1950	B	R-N
6	Fortuna	"	"	950	B	R-N
7	Neuzath	"	"	900	B	R-N (3 KT)
8	Goldenberg	"	"	813	B	R-N
9	Voerde	"	STEAG	700	S	F, Rhein (810)
10	Uentrop-Schmehausen	"	VEW	672	S/Ö	F/R-N (3 KT; 6400 Om ³ /h) Lippe (65)

11	Herne	"	STEAG	600	S	R-N (7 KT; 89000 m ³ /h)
12	Veltheim	"	GKW	530	S/Ö/E	F, Weser (177)
13	Lausward	"	Stw-D	401	S/B	F, Rhein (740)
14	Walsum	"	STEAG	368	S	F, Rhein (795)
15	Lünen	"	"	350	S	R-N (1KT; 32000 m ³ /h)
16	Elverlingsen	"	El-H	337	S	F, Lenne (75)
17	Duisburg I-II	NRW	Stw-Du	316	S/E	F, Ruhr (140)
18	Westerholt	"	VEBA	300	S/KG	R-N (2 KT; 52000 m ³ /h)
19	Mannheim	B-W	GKW-M	1350	S/Ö/E	F, Rhein (430)
20	Rheinhafen-Karlsru.	"	BWAG	690	S/Ö	F, Rhein (350)
21	Altbach I+II	"	N-W	623	S/Ö/E	F, Neckar (115)
22	Marbach	"	EVS	605	S/Ö	F, Neckar (150)
23	Heilbronn	"	"	603	S	F, Neckar (180)
24	Obrigheim	"	BWAG	345	K	F, Neckar (207)
25	Gaisburg I+II	"	Stw-S	305	E/Ö/S	F, Neckar (130)
26	Biblis A	H	RWE	1204	K	F/R-N, Rhein(450)
27	Staudinger	"	PREAG	840	S/Ö	F/R-N(5KT;58000 m ³ /h) Main (345)
28	Borken	"	"	356	B/Ö	R-N
29	Robert Frank	NS	PREAG	1121	Ö/E	F, Weser (249)
30	Offleben	"	BKB	769	B	R-N (9KT;88400 m ³ /h)
31	Emden	"	NWK	725	S/Ö/E	F/R-N
32	Stade	"	PREAG	662	K	F, Elbe-Mündung
33	Meppen	"	RWE	600	E	R-N (1 KT)
34	Würgassen	"	PREAG	502	K	F, Weser (50)
35	Emsland	"	VEW	455	E	F/R-N, Ems (146)

36	Schilling	"	NWK	375	Ö	F, Elbe-Mündung
37	Salzgitter	"	St-P	330	E/S/Ö	R-N (4 KT; 60000 m ³ /h)
38	Heyden	"	PREAG	318	S/E	F, Weser (214)
39	Ingolstadt	FB	B-AG	1100	Ö	F, Donau (280)
40	Irsching	"	I-AW	850	Ö	F, Donau (280)
41	Schwandorf	"	B-AG	700	B	F/R-N(3KT; 61000 m ³ /h) Naab (84)
42	Franken I	FB	GKN-F	630	S/Ö	F/R-N(5KT;66500 m ³ /h) Regnitz(60)
43	Aschaffenburg	"	B-AG	489	S	F, Main (321)
44	Franken II	"	GKN-F	400	S	F/R-N,Regnitz(72)
45	Süd	"	Stw-M	335	Ö/E/M	F, Isar (105)
46	Pleinting	"	I-BW	300	Ö	F, Donau (430)
47	Wedel	HH	HEW	630	S/Ö	F, Elbe-Mündung
48	Moorburg	"	"	515	E	F, Elbe-Mündung
49	Neuhof	"	"	399	S/Ö	F, Elbe-Mündung
50	Farge	HB	NWK	538	S/Ö	F, Weser-Mündung
51	Hafen-KW	"	Stw-B	404	S/E	F, Weser (375)
52	Lichterfelde	B	BEWAG	450	Ö	F/R-N
53	Reuter	"	"	440	S	F
54	KW-Mainz	R-PF	KW-M	350	S	F, Rhein (500)
55	Kiel-Förde	S-H	GWK-K	320	S/Ö	F, Kieler-Förde

Tabelle 3: Wärmekraftwerke der öffentlichen Versorgung ab 300MW_e Ende 1974

Erläuterungen zu Tabelle 3:

Land: NRW = Nordrhein-Westfalen; B-W = Baden-Württemberg;
H = Hessen; NS = Niedersachsen; FB = Bayern; HH-Hamburg;
HB = Bremen; B = Berlin; R-Pf = Rheinland-Pfalz; S-H =
Schleswig-Holstein

Betreiber: RWE = Rheinisch-Westfälisches Elektrizitätswerk AG;
 VEW = Vereinigte Elektrizitätswerke Westfalen AG;
 VEBA = VEBA Kraftwerke Ruhr AG; Stw-D = Stadtwerke
 Düsseldorf; El-H = Elektromark Hagen; GKW-M = Groß-
 kraftwerk Mannheim AG; BWAG = Badenwerk AG; N-W =
 Neckarwerke; EVS = Energie-Versorgung Schwaben AG;
 Stw-S = Stadt Stuttgart; PREAG = Preußische Elek-
 trizitäts AG; NWK = Nordwestdeutsche Kraftwerke AG;
 St-P = Stahlwerke Peine; B-AG = Bayernwerk AG; I-AW =
 Isar Amperwerke; GKN-F = GKN Franken AG; Stw-M =
 Stadtwerke München; I-BW = Ilse-Bayernwerke; HEW =
 Hamburgische Electricitäts AG; Stw-B = Stadtwerke
 Bremen

Brennstoff: B = Braunkohle; S = Steinkohle; Ö = Öl; E = Erd-
 gas; KG = Koksgas; K = Kernenergie; M = Müll

Kühlart: F = Frischwasserkühlung; R-N = Nasse Rückkühlung;
 KT = Kühltürme mit Kühlwasserdurchsatz; Flüsse
 bei Frischwasserkühlung mit Stromkilometer (...)
 ab Quelle gezählt (Weser ab Zusammenfluß Fulda-
 Werra)

Die Verteilung der in Tabelle 3 aufgeführten Kraftwerke über
 die Bundesrepublik Deutschland zeigt die Abbildung 4.

Aus dieser Karte geht hervor, daß ganz spezifische Standorte
 nach folgenden Kriterien ausgewählt wurden:

1. Verbrauchernähe = geringe Fortleitungskosten (Kraft-
 werksballungen bei großen Bevölkerungsdichten, z. B.
 Ruhrgebiet)
2. Hohe Brennstofftransportkosten bei der Braunkohle =
 Standort in der Nähe der Lagerstätten (z.B. Frimmers-
 dorf, Niederaußem, Neurath, Fortuna, Weisweiler)
3. Günstige Kühlmöglichkeiten = Standorte an Gewässern
 (z.B. Rhein, Main, Neckar, Donau, Weser).

Die Errichtung von Kernkraftwerken, die die nächste Tabelle
 enthält, erfolgte nach den Gesichtspunkten Sicherheit und Kühl-
 art, wobei hier das Kriterium Brennstofftransportkosten keine
 Rolle spielte.

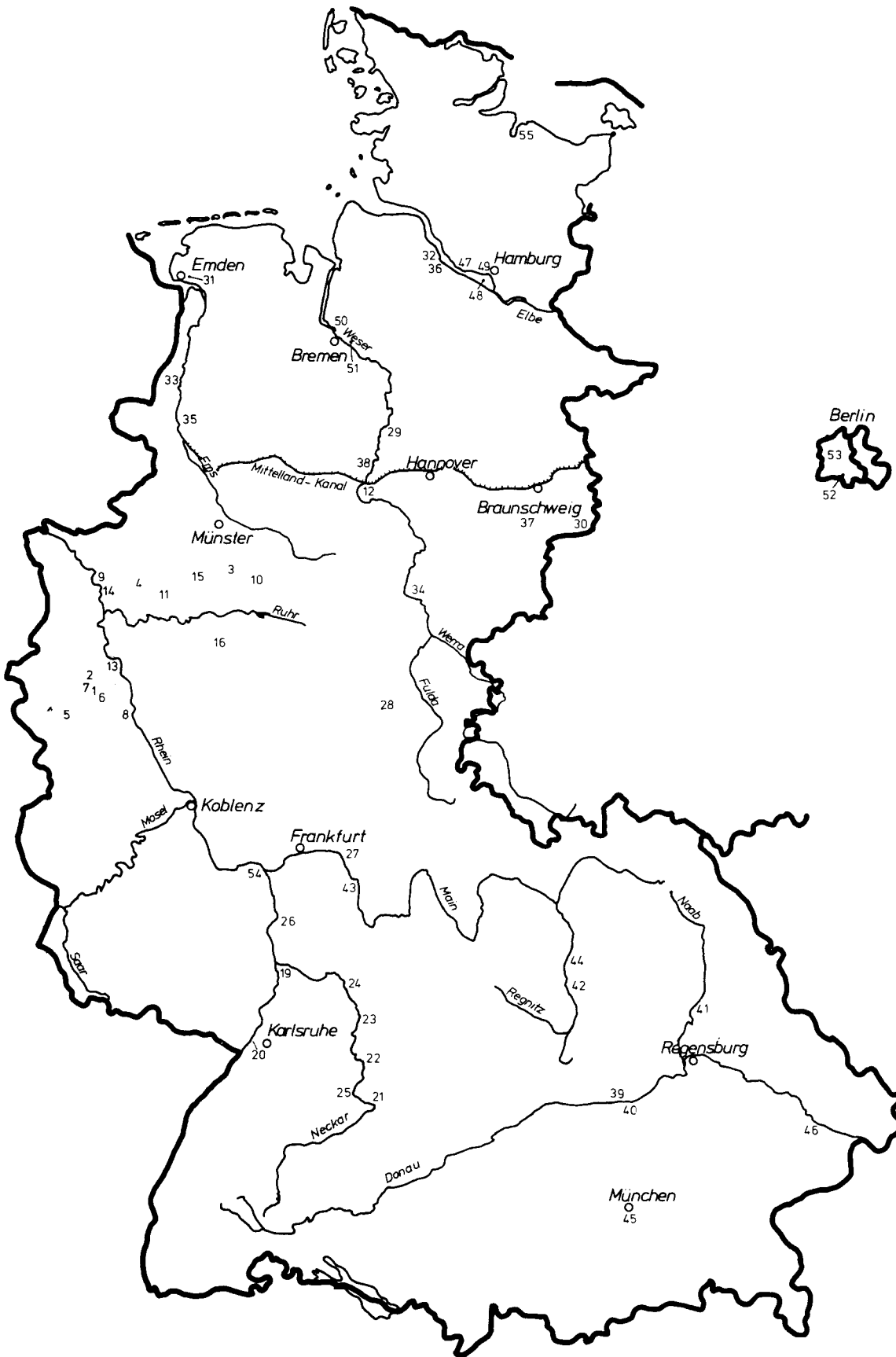


Abb. 4: Wärmekraftwerksstandorte der Tabelle 3 in der Bundesrepublik Deutschland

STANDORT	TYP	BETRIEB [Jahr]	LEISTUNG (Brutto) [MWe]	KÜHLART
VAK Kahl	SWR	1961	16	F, Main (310)
MZFR Karlsruhe	SDWR	1966	58	R-N
KRB Gundremmingen	SWR	1967	250	F, Donau(220)
KWL Lingen	SWR	1968	252	F, Ems (146)
AVR Jülich	HTR	1968	15	R-N, Ventilat.
KWO Obrigheim	DWR	1969	345	F, Neckar (195)
KKS Stade	DWR	1972	662	F, Elbe-Münd.
KWW Würgassen	SWR	1972	670	F, Weser (50)
KKN Niederaichbach	SWR	1973	107	F, Isar (170)
KKN Karlsruhe	Na-ZrH	1973	21	R-N
KKB Biblis A	DWR	1974	1204	F/R-N, Rhein(450)
			Σ 3600	

Tabelle 4: Kernkraftwerke der Bundesrepublik Deutschland Ende 1974 mit Kühlart (Bezeichnungen der Kühlart wie in Tabelle 3)

2.2 KÜHLSYSTEME UND IHRE PHYSIKALISCHEN GRUNDLAGEN

Die statistische Erfassung der Kraftwerke nach ihrer Kühlart liefert die Ergebnisse der Tabelle 5, die eine Aufteilung der Kühlverfahren enthält.

Kühlart	Kraftwerksleistung [MW]	Anteil [%]
Frischwasserkühlung	27 950	43
Ablaufkühlung	3 250	5
Nasse Rückkühlung	33 150	51
Trockenkühlung	650	1

Tabelle 5: Aufteilung der Kühlsysteme bei der Kraftwerkskühlung /10/

Eine genauere Betrachtung der einzelnen Kühlsysteme soll nun in den nächsten Abschnitten 2.2.1. bis 2.2.4. erfolgen.

2.2.1 FRISCHWASSERKÜHLUNG

Die Anwendung der Frischwasserkühlung kann in natürlichen und künstlichen Gewässersystemen erfolgen, wie zum Beispiel an Flüssen, Seen, Kühlteichen, Kühlkanälen, Fjorden und Meeren. Bei diesem Verfahren entnimmt man dem vorhandenen Wassersystem "Frischwasser", führt dieses dem Kondensator des Kraftwerksprozesses zu, und leitet es nach einmaliger Aufwärmung dem benutzten Gewässer wieder zu, wie es das Beispiel für Frischwasserkühlung an Flußläufen in Abbildung 5 zeigt.

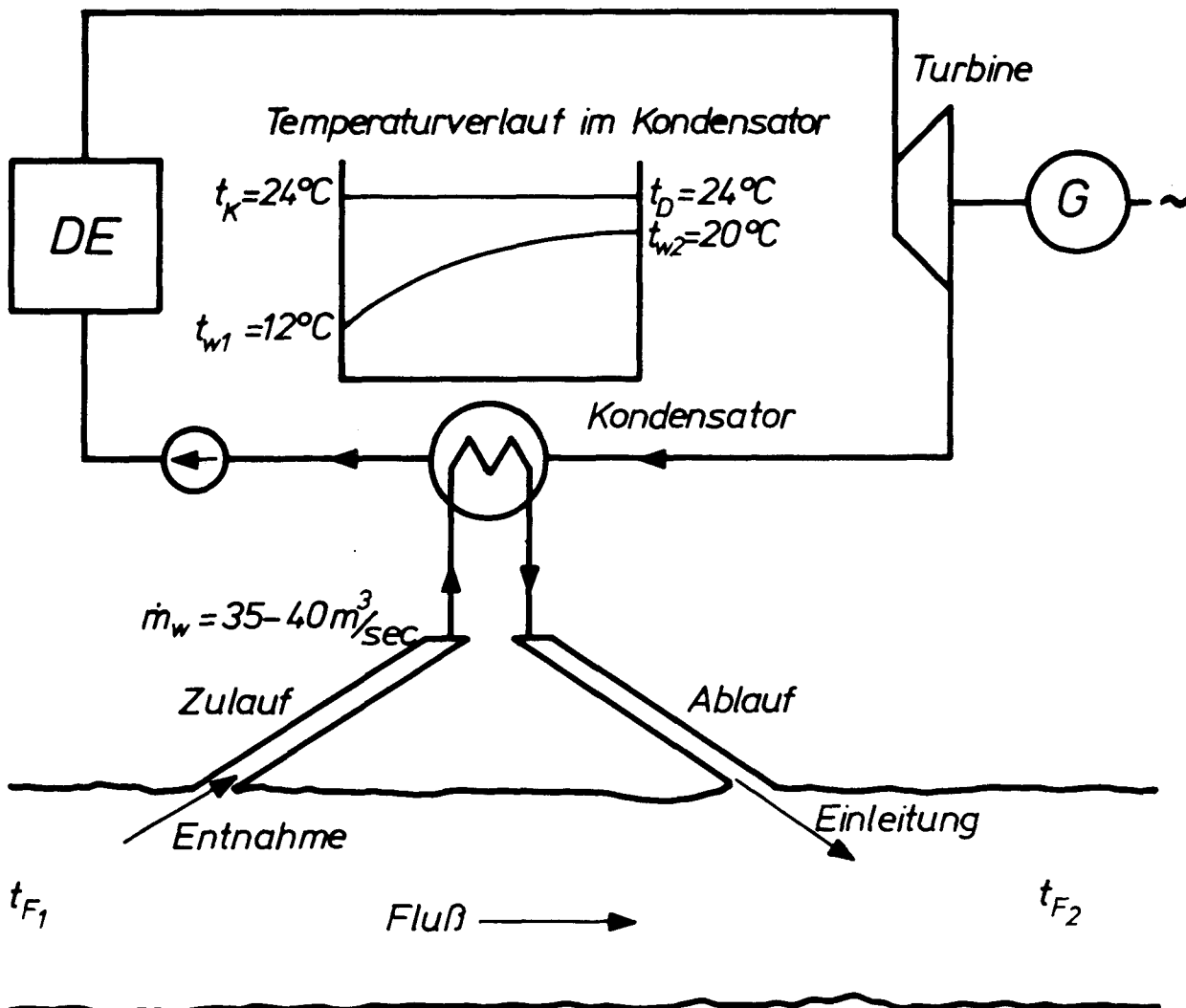


Abb. 5: Frischwasserkühlschema mit relevanten Daten für ein 1 000 MW Dampfkraftwerk

An der Entnahmestelle, an der man den Kühlwasserstrom \dot{m}_w mit der Temperatur t_{F1} dem Gewässersystem entnimmt, errichtet man Sperrgitter, die das Eindringen von Fischen und Treibgut in den Zulaufkanal verhindern. Im Zulauf erfolgt nun eine Grobklärung in Form einer Schmutzgutsiebung und gegebenenfalls eine intensivere Reinigung bei Gewässern mit besonders schlechter Güte, um die Festsetzung von Algen im Kondensator zu vermeiden. Mit der Gewässertemperatur $t_{F1}=t_{w1}$ gelangt das Kühlwasser zum Kondensator des Kraftwerksprozesses, wo es sich auf die Temperatur t_{w2} erwärmt und dabei den Abdampf der Turbine mit der Temperatur $t_D=t_K$ (Kondensat) kondensieren läßt. Der Kraftwerkskreislauf besteht aus Dampferzeuger (DE), Turbine mit Generator (G), Kondensator und Pumpe. Zur Verbesserung des Sauerstoffgehalts sind im Ablauf des auf t_{w2} erwärmten Kühlwassers Überfallwehre oder Tauchkanalbecken installiert, die unter größerem Druck und längeren Fließstrecken die Lösung von Sauerstoff aus den mitgerissenen Luftblasen im Wasser beschleunigen. Besondere Verfahren stellen hier die Einleitungen von Luft - oder Sauerstoff dar. An der Einleitestelle können sich Gitter oder "Elektrodenzäune" zum Fernhalten von Fischen aus dem Ablaufkanal befinden, die sich nach neuesten Beobachtungen bevorzugt in Warmwasserfahnen aufhalten wollen /11/, so daß an diesen Stellen Angler mit besonders guten Fangergebnissen aufwarten können /12/.

Die direkte Zurückführung des erwärmten Wassers erfolgt in Kanälen, Rohren oder Rohrsystemen mit Düsen, die, am Gewässergrund angebracht, eine gute Durchmischung des Wärmetauscherwassers mit dem übrigen Gewässer gewährleisten. Nach der Einleitung des erwärmten Kühlwassers besitzt der Fluß die theoretische Mischungstemperatur t_{F2} . Bei Gewässersystemen mit geringer Strömungsgeschwindigkeit wie z.B. Teichen, Seen, Flußmündungen und Meeren müssen Entnahme- und Einleitestellen so weit voneinander entfernt angelegt sein, daß kein Wärmekurzschluß möglich ist, also die Ansaugung an der Entnahmestelle von noch nicht wieder abgekühltem Wasser nach der Abgabe in das benutzte Gewässersystem verhindert wird.

Nach der Einleitung des erwärmten Wassers in den Fluß erfolgt eine teilweise Vermischung mit dem übrigen Gewässer je nach Turbulenzgrad der Strömung, und es bilden sich Warmwasserfahnen,

die über viele Kilometer Länge beständig sein können, wie es am Rhein für Längen bis über 30 km beobachtet wurde.

Während dieser Fließstrecke kühlt sich die Fahne immer mehr zum Wert der normalen Gleichgewichtstemperatur T_G ab. Der Temperaturverlust erfolgt nach einer e - Funktion, die nach /13/ folgendermaßen zu beschreiben ist:

$$T(t) = T_0 \cdot e^{-t \cdot \frac{A}{h \cdot c_{pW}}} \quad (1)$$

- T_0 = Anfangsübertemperatur des Gewässers [$^{\circ}\text{C}$]
 t = Zeit für betrachtete Fließstrecke [sec]
 A = Wärmeabgabekoeffizient des Wassers [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$]
 h = Wassertiefe [m]
 c_{pW} = Spezif. Wärmekapazität des Wassers [$\text{J}/\text{m}^3 \cdot ^{\circ}\text{C}$]

Eine schematische Darstellung dieses Zusammenhangs enthält die nächste Abbildung nach /14/.

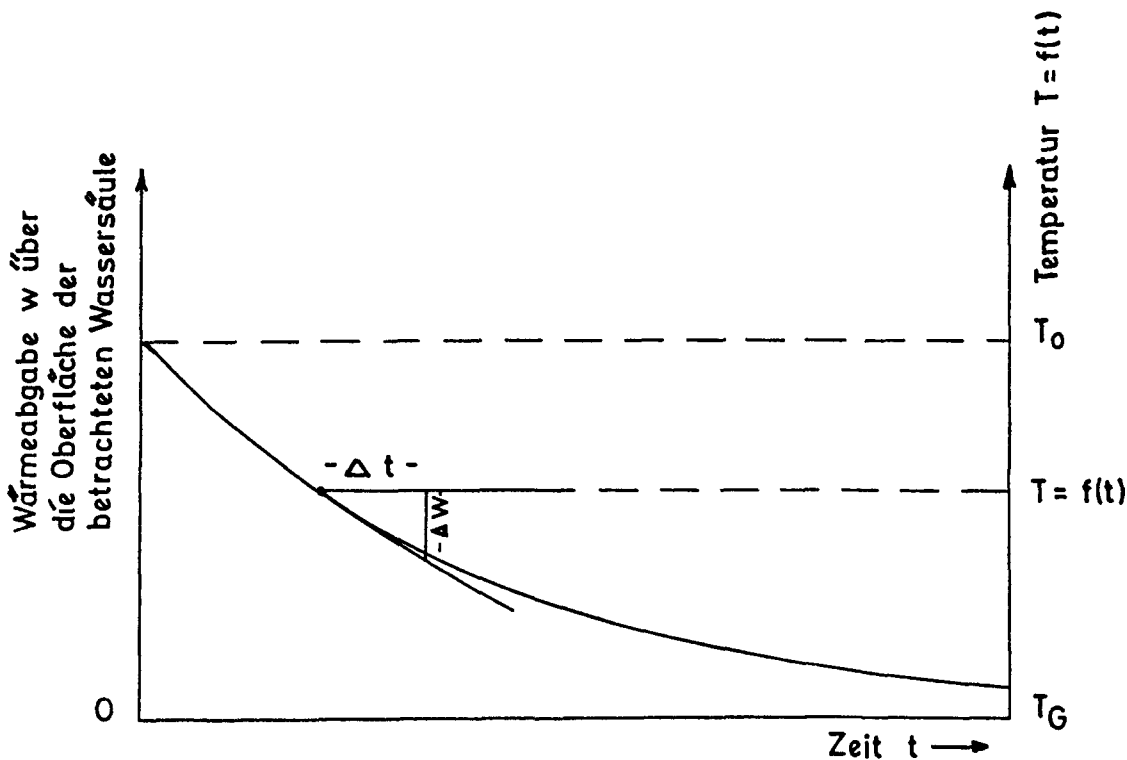


Abb. 6 : Abkühlungsverlauf eines erwärmten Gewässers

Die Hauptanteile der Wärmebilanz an Oberflächengewässern gliedern sich in Strahlung (S), Verdunstung (V) und Konvektion (K). Betrachtet man nun den zusätzlichen Wärmeverlust (Erhöhung gegenüber natürlichen Verhältnissen) eines Wasservolumens, der durch eine künstliche Temperaturerhöhung wie bei der Frischwasserkraftwerkskühlung hervorgerufen wird, läßt sich die erhöhte spezifische Wärmeabgabe H nach Gleichung (2) schreiben /15/. Es ist hier zu erwähnen, daß Gleichung (2) ebenso wie (3) eine aus Experimenten gewonnene Größengleichung darstellt und die einzelnen Größen in ihren angegebenen Einheiten einzusetzen sind.

$$\begin{aligned}
 H &= 5,6 \cdot (T_a - T_n) && \text{Strahlung} \\
 &+ (E_a - E_n) \cdot (5,4 + 3,25 \cdot u_3) && \text{Verdunstung} \\
 &+ 0,47 \cdot (T_a - T_n) \cdot (5,4 + 3,25 \cdot u_3) && \text{Konvektion [W/m}^2\text{]} \quad (2)
 \end{aligned}$$

mit

T_a	=	Temperatur des Gewässers bei Wärmeeinleitung	
T_n	=	natürliche Flußtemperatur	[°C]
E_a	=	Sättigungsdampfdruck bei T_a	[mm Hg]
E_n	=	Sättigungsdampfdruck bei T_n	[mm Hg]
u_3	=	Windgeschwindigkeit in 3 m Höhe über Grund	[m/sec].

In dem hier liegenden Temperaturbereich läßt sich der Sättigungsdampfdruck E nach der Magnus - Formel berechnen.

$$E = 4,58 \cdot 10^{\frac{7,45 \cdot T}{235 + T}} \quad [\text{mm Hg}] \quad (3)$$

An einem Beispiel soll nun gezeigt werden, welche Größenordnung die drei Anteile der Wärmebilanz besitzen.

Beispiel: $T_a = 20^\circ\text{C}$; $T_n = 17^\circ\text{C}$
 $E_a = 17,586 \text{ mm Hg}$; $E_n = 14,569 \text{ mm Hg}$

Die nächste Tabelle enthält die Werte S, V und K bei der Wind-

geschwindigkeit 3 und 5 m/sec.

u_3 [m/sec]	S [W/m ²]	V [W/m ²]	K [W/m ²]	H [W/m ²]
3	16,8	45,7	21,7	84,24
5	16,8	65,31	30,526	112,636

Tabelle 6: Wärmebilanzkomponenten

Aus dieser Zusammenstellung geht hervor, daß der größte Teil der Wärmeabfuhr durch Verdunstungsverluste des Wassers getragen wird, nämlich im ersten Fall zu 54,3 % und bei $u_3 = 5$ m/sec zu 58 %, was als Vergleichsmaßstab zu der noch folgenden nassen Rückkühlung stehen soll.

Die schlechte Wassergüte der deutschen Gewässer durch biologische und chemische Schadstoffe führte zu Auflagen des Bundes und der Länder, die die Wärmeeinleitung in Flüsse durch folgende Werte beschränken /16/:

$$(t_{W2} - t_{W1})_{\max} = 10^{\circ}\text{C} = \text{maximale Aufwärmung des Frischwassers im Wärmetauscher.}$$

$$(t_{F2} - t_{F1})_{\max} = 3^{\circ}\text{C} = \text{maximale Erwärmung des Flusses unter Annahme einer vollständigen Durchmischung von Kühlwasser mit Flußwasser}$$

$$t_{F2 \max} = 28^{\circ}\text{C} = \text{maximale Gewässertemperatur}$$

$$t_{W2 \max} = 30^{\circ}\text{C} = \text{maximale Einleittemperatur.}$$

Mit den vorhergehenden Werten stellt man im Zusammenhang mit den Abflussmengen und natürlichen Gewässertemperaturen Wärmelastpläne für die einzelnen Flüsse auf, die als Ergebnis die maximale Kraftwerksbelegung liefern. So kommt man zum Beispiel für den Rhein von Konstanz bis Emmerich zu einer maximalen Gesamtleistung von 17 600 MW_e, die mit Frischwasser gekühlt werden können /17/. Dieser Wert wird aber nach der Studie /14/ im Jahre 1975 mit 17 099 MW schon fast erreicht sein, so daß heute

schon bei Kraftwerksneubauten Kühltürme gefordert werden, die es ermöglichen, bei kritischen Abflußmengen und Gewässertemperaturen den Betrieb von Frisch - auf Ablauf - oder Kreislaufkühlung umzustellen.

Den einschränkenden behördlichen Werten macht man den Vorwurf, daß sie nicht auf Grund glaubwürdiger Berechnungen ermittelt, sondern auf emotionaler Basis für gerade noch tolerabel erklärt wurden. Nach /18/ sind in der LAWA - Studie /14/ die Reinigungs- und Sauerstoffeintragungseffekte der Frischwasserkühlung nicht berücksichtigt worden. So werden Beispiele wie: "Regenbogenforellen bei über 31° C im Kühlteich des Kraftwerkes Wölfersheim; Döbel, Barben, Rotaugen und Brassen im ständig dunklen Kühlturmsystem des Kraftwerkes Borken bei sommerlichen Temperaturen über 35° C" angeführt, die zeigen, daß die O₂ - Werte für die Fischwelt wichtiger sind als die Temperaturen. Nach /19/ wurden bei der Kühlturmreinigung des Kraftwerks Borken 122 Fische in der Kühlturmtasse festgestellt, die als Fischlaich und - brut die Sperrgitter bei der Entnahmestelle für Kühlturmsatzwasser passiert haben müssen und nach Erreichen einer bestimmten Größe das Kühlsystem nicht mehr verlassen konnten. Die Fische mußten also Temperaturen von über 36° C mit Tagesschwankungen von 12° C überstehen und erreichten ohne künstliche Fütterung ein Gesamtgewicht von 41 kg. In diesem Zusammenhang wurden auch Fischttests am Kühlteich Wölfersheim erwähnt, in dem Regenbogenforellen bei Sommertemperaturen bis zu 33° C ohne Ausfälle gedeihen.

Weiter können die Abkühlrechnungen der Wärmelastpläne die beobachteten hohen Abkühlraten an Weser und Main nicht erklären, die bewirken, daß trotz Kraftwerksbelegung die Flußtemperaturen im Sommer ebenso wie an der Mosel, die keine Kraftwerkswärme-einleitungen hat, bei 27° C liegen. Gerking /18/ hält Werte für die auf Frischwasserbasis installierbare Kraftwerksleistung in unserem Land zwischen 100 000 und 200 000 MW für realistisch.

Mit den Hauptflüssen Rhein, Donau, Elbe, Weser, Ems und den Nebenflüssen Neckar, Main, Mosel, Ruhr, Naab und Leine besitzt unser Land eine Stromkilometerlänge von 4 300 km mit einer über ein Jahr gemittelten Abflußmenge von 4 700 m³/sec, von denen

etwa $3\ 200\ \text{m}^3/\text{sec}$ durch den landeseigenen Niederschlag gedeckt werden /20/. Das wasserreiche Angebot des Landes sollte durch folgende Maßnahmen im Bereich der Frischwasserkühlung sinnvoll genutzt werden:

- An den verschiedenen Flußsystemen sind Kraftwerksketten zu installieren, die leistungs- und entfernungsmaßig so angeordnet sind, daß eine maximale Flußtemperatur von $t_{F2} = 30\ ^\circ\text{C}$ bei Sommerspitzen nicht überschritten wird.
- Da die bisherigen Abwassermaßnahmen nicht verhindern konnten, daß die Flüsse des Landes stark bis übermäßig verschmutzt sind, sind als erster Schritt zur Verbesserung der Gewässer- und Umweltqualität biologisch-chemische Kläranlagen direkt im Kraftwerksgelände der flußnahen Kraftwerke zu errichten. Da es bis heute nicht gelungen ist, den Hauptanteil der Abwässer zu klären, müssen die Flüsse geklärt werden, wobei der große Vorteil darin liegt, daß
 - a) Kläranlagen platzmäßig mit einem "Industriebetrieb" (Kraftwerk) zusammenfallen,
 - b) lange Sammelleitungen für die Abwässer wie bei Kommunen nicht benötigt werden,
 - c) Zu- und Ablauf bei Kraftwerken vorhanden sind.

Die zusätzlichen Kosten sind auf die verursachenden Anlieger umzulegen.

- Bei der Frischwasserkühlung sind Überfallwehre und Tauchkanalbecken zur Verbesserung des Sauerstoffgehaltes zu errichten.

2.2.2 NASSKÜHLTÜRME

Eine weitere Art der Kraftwerkskühlung ist der Betrieb von Naßkühltürmen, deren Aufbau, Kreislaufschema und relevante Massenstrom - und Temperaturwerte nach Messungen /21/ die Abbildung 7 zeigt.

Für das Abschlammwasser ergibt sich:

$$\dot{m}_A = \frac{\dot{m}_V}{E - 1} \quad (5)$$

Die gesamten Wasserverluste, die sich aus dem Verdunstungsverlust \dot{m}_V , dem Sprühverlust \dot{m}_{SP} und den Abschlammungen \dot{m}_A zusammensetzen, werden vor Kondensatoreintritt durch Zusatzwasser \dot{m}_Z ausgeglichen, so daß sich wieder der ursprüngliche Wasserstrom \dot{m}_{W1} ergibt. Richtwerte für die einzelnen Wasseranteile sind wie folgt:

$$\begin{aligned} \dot{m}_V &= (1,6 - 1,7 \%) \cdot \dot{m}_{W1}, \\ \dot{m}_A &= (0,8 - 0,85\%) \cdot \dot{m}_{W1} \quad \text{bei } E = 3, \\ \dot{m}_{SP} &= (0,043 \%) \cdot \dot{m}_{W1}, \\ \dot{m}_Z &= (2,443 - 2,59 \%) \cdot \dot{m}_{W1}. \end{aligned}$$

Die am unteren Rand des Kühlturms einströmende Umgebungsluft passiert im Gegenstrom zum Kühlwasser die Rieseleinbauten und reißt dabei einen Teil der beim Sprühvorgang gebildeten Tropfen mit sich. Um diesen Wasserverlust möglichst gering zu halten, sind über den Wassereinleitrohren Tropfenfänger eingebaut, in denen der aufsteigende Luftstrom in einer halbkreisförmigen Bahn umgelenkt wird. Die Trägheitskraft der Wassertropfen bewirkt dann einen Niederschlag des Sprühwassers an den Einbauten, von denen das aufgefangene Wasser wieder unter Bildung von großen Tropfen in die Rieseleinbauten zurückfallen kann. In den Tropfenabscheidern kann aber nur ein endliches Tropfenspektrum eingefangen werden. Ganz feine Tröpfchen passieren diese Hürde, da bei der geringen Masse die Fliehkraft nicht ausreicht, um an die Begrenzungswände der Abscheider zu gelangen, während verhältnismäßig große Tropfen, deren relative Sinkgeschwindigkeit fast an den Wert der Luftgeschwindigkeit heranreicht, die Barrieren in Form einer schleichenden Strömung durchwandern. Die fehlende Fliehkraft resultiert hier aus der geringen Relativgeschwindigkeit zu den Tropfenfängern. Die Zustandsänderung der Luft von den Anfangswerten

$$t_{L1} = \text{Temperatur der angesaugten Luft} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$\varphi_{L1} = \text{relative Feuchte} = \frac{\text{vorhandener Dampfdruck}}{\text{Sättigungsdampfdruck}} \quad [\%]$$

$$x_{L1} = \text{absolute Feuchte} = \frac{\text{kg Wasser}}{\text{kg trockene Luft}}$$

zu den Größen t_{L2} , φ_{L2} und x_{L2} nach dem Wärmetauschvorgang im Kühlturm enthält die Abbildung 8.

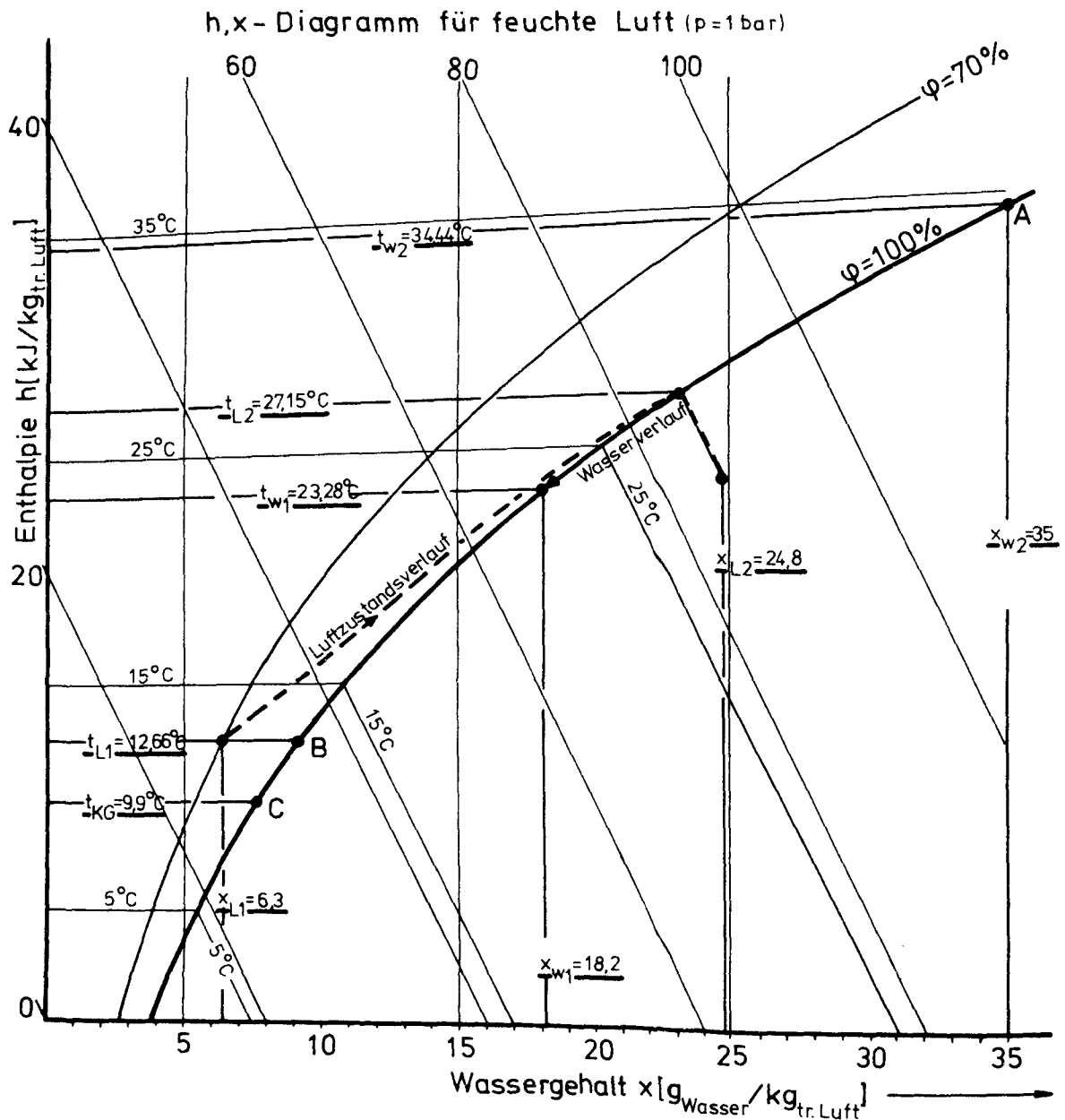


Abb. 8: Darstellung des Naßkühlvorganges im h,x - Diagramm

Im h,x-Diagramm, in dem die Enthalpie h und der Feuchtigkeitsgehalt x den Koordinatenachsen der schiefwinkligen Darstellung zugeordnet sind, läßt sich anschaulich die Überlagerung des

Wärme- und Stoffaustausches beim Naßkühlturm verfolgen /22/. Für die Vorgänge im herabrieselnden Wasser sei eine für die den Wärme- und Stoffübergang maßgebliche Grenzflächentemperatur t_W angenommen, die sich entlang der Sättigungslinie $\varphi = 100 \%$ bewegt. An der Wasseroberfläche bildet sich ein Gleichgewichtszustand aus, und die Luftteilchen nehmen die Temperatur t_W an. Die Mischung der Wasseroberflächenluft mit der Luft - Kernströmung liefert dann die Luftzustandskurve in Abbildung 8.

Die Kurve A bis C auf der $\varphi = 100 \%$ Linie zeigt das Verhalten eines idealen Kühlturms, dessen Austauschfläche unendlich ist. Zwischen A und B erfolgt der Wärmeübergang Wasser - Luft durch Konvektion und Verdunstung. Am Punkte B angelangt wird der Anteil des sensiblen Wärmeübergangs gleich Null, da hier $t_L = t_W$ wird. Aber auch unterhalb von B kann die nun wärmere Luft das Wasser noch wegen des höheren Dampfdruckes an der Wasseroberfläche weiter abkühlen, und zwar bis zu dem Punkt C, an dem das Wasser den Kühlgrenz Zustand t_{KG} angenommen hat. Hier ist die vom Wasser an die Luft abgegebene Verdunstungswärme gleich dem von der Luft an das Wasser abgegebene konvektive Wärmestrom, so daß t_{KG} die tiefste zu erreichende Temperatur ist. Der reale Kühlturm mit einer endlichen Austauschfläche liefert aber anstatt der Werte $t_{L2} = t_{W2}$ und $t_{W1} = t_{KG}$ den Endzustand für das Wasser mit $t_{W1} = 23,28 \text{ }^\circ\text{C}$ und für die austretende Luft $t_{L2} = 27,45 \text{ }^\circ\text{C}$ mit $\varphi = 100 \%$.

Eine Stoff- und Wärmebilanz, deren Ein- und Austrittswerte die Abbildung 9 enthält, läßt die Anteile für Konvektion und Verdunstung berechnen.

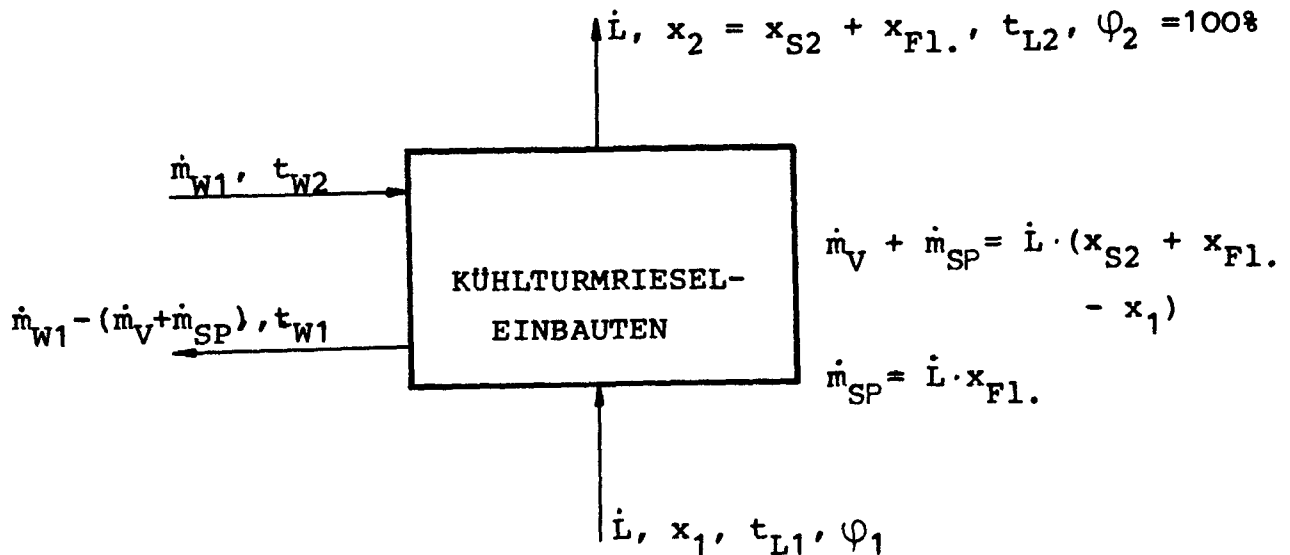


Abb. 9: Bilanzraum Kühlturm

Das Ergebnis liefert die Gleichung (6).

$$\text{I} \quad \dot{m}_{W1} \cdot c_W \cdot (t_{W2} - t_{W1}) - (\dot{m}_V + \dot{m}_{SP}) \cdot t_{W1} = \text{abgegebene Wärme} =$$

$$\text{II} \quad \dot{L} \cdot \left[\overset{\textcircled{1}}{c_{pL} \cdot (t_{L2} - t_{L1}) + (x_{S2} - x_1) \cdot c_{pD} \cdot t_{L2}} + \overset{\textcircled{2}}{x_{F1.} \cdot c_W \cdot t_{L2}} + \overset{\textcircled{3}}{(x_{S2} - x_1) \cdot r_0} \right] = \text{von Luft aufgenommene Wärme} \quad (6)$$

\dot{L} = Massenstrom der trockenen Luft

c_W = spez. Wärmekapazität von Wasser = 4,19 kJ/kg °C

c_{pL} = spez. Wärmekapazität tr. Luft = 1,004 kJ/kg °C

x_{S2} = absolute Sättigungsfeuchte

c_{pD} = spez. Wärmekapazität von Dampf = 1,93 kJ/kg °C

$x_{F1.}$ = im Luftschwaden enthaltener flüssiger Wasseranteil
= 0,002

r_0 = Verdampfungswärme = 2 500 kJ/kg

① = Sensibler Wärmestrom

② = Wärmetransport durch Sprühverluste

③ = Verdunstungswärmestrom

Mit den Meßwerten der Abbildung 7 läßt sich der von der Luft aufgenommene Wärmestrom II berechnen

$$II = 7868 \frac{\text{kg}}{\text{sec}} \cdot \left(15,95 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 41,45 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 451 \text{ MW.}$$

Aus diesem Berechnungsbeispiel geht hervor, daß die abgeführte Wärmemenge zu 28 % durch Konvektion und zu 72 % durch Verdunstung getragen wird. Das heißt, daß beim Naßkühlprozess etwa das 1,24fache der Verdunstungsverluste der Frischwasserkühlung (bei $u_3 = 5 \text{ m/sec}$) anfallen, was bedeutet, daß das Problem der Wasserverluste, die bisher immer als Gegenargument im Zusammenhang mit Naßkühltürmen aufgeführt wurden, bei beiden Kühlarten auftritt.

Die Wärmeleistung eines Kühlturms hängt von den folgenden Faktoren ab:

F_{KU} = Basisfläche, die durch den Basisdurchmesser D_{KU} festgesetzt ist,

H_K = Kühlturmhöhe,

C_W = Widerstandsbeiwert,

R = Regendichte = \dot{V}_W / F_{KU} (\dot{V}_W = Kühlturmwasserdurchsatz in m^3/sec)

U = Umgebungsluftwerte,

K = Kühlwasserwerte.

Während U von den Klimadaten und K von der Kraftwerksauslegung am Kalten Ende abhängt und eine aus Versuchen optimale Regendichte R die Grundfläche bestimmt, bleibt zur Bestimmung des Kühlturmluftdurchsatzes und somit der Wärmeleistung nur noch die Funktion $Q = f(H_K/C_W)$. Ist auf Grund der Kraftwerksblockgröße die abzuführende Wärmemenge Q bestimmt, so liegt damit auch die Höhe des Kühlturms fest. Preis- und wärmeoptimale Verhältnisse liegen nach /23/ bei Werten von $H_K/D_{KU} = 1,2 \div 1,3$.

Die nächste Abbildung nach Angaben von /24/ enthält typische Werte für Abmaße und Wasserdurchsatz von Naturzugnaßkühltürmen der Bundesrepublik Deutschland in einer Bandbreite von $N = 175 - 1\,300 \text{ MW}_{e1}$.

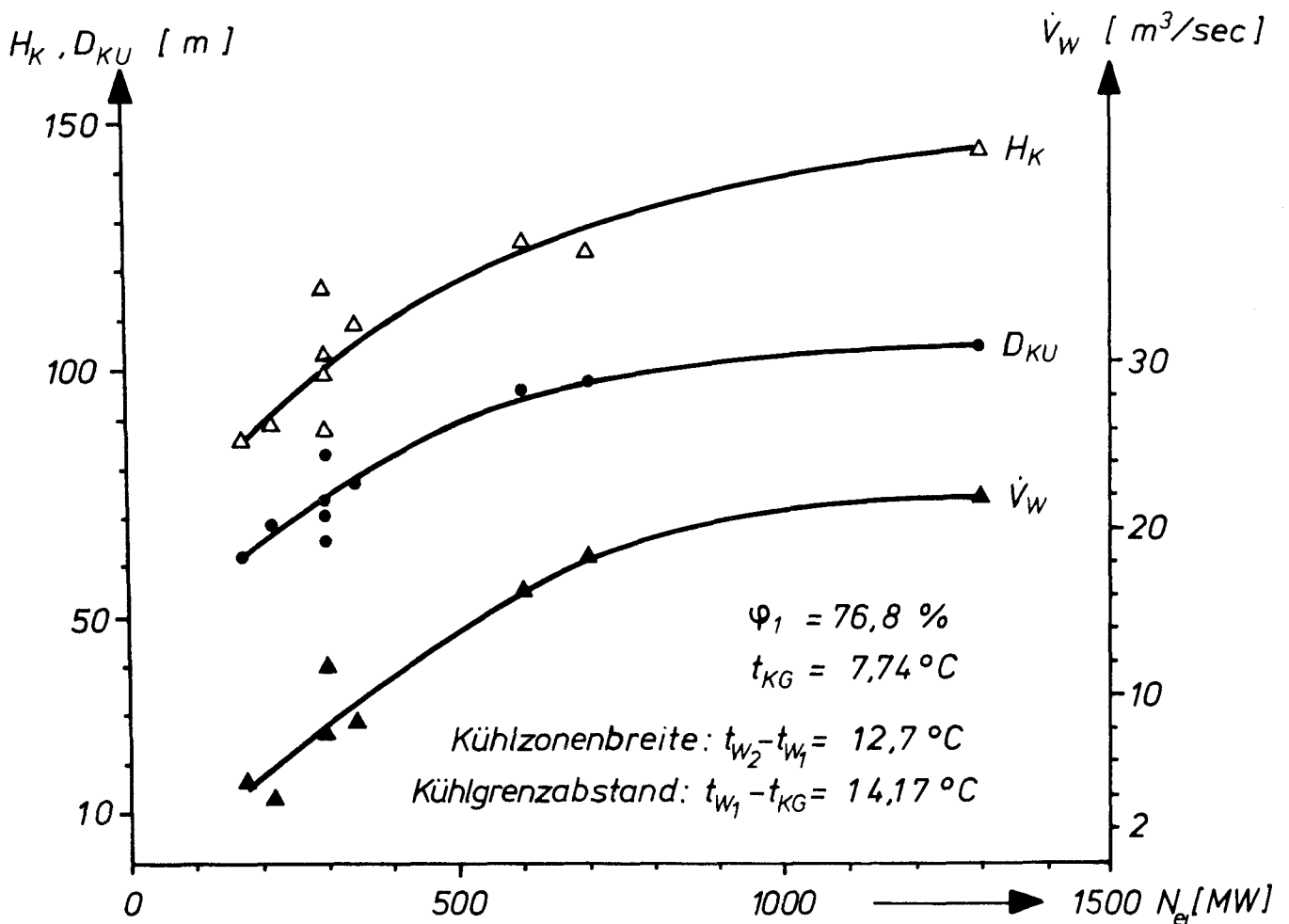


Abb.10: Abmaße und Durchflußmengen von Naturzugnaßkühltürmen
 (H_K = Kühlturmhöhe; D_{KU} = Kühlturmbasisdurchmesser; \dot{V}_W =
 Kühlturmwasserdurchsatz; φ_1 = Umgebungsfeuchte; t_{KG} =
 Kühlgrenztemperatur)

Die Angaben für den Umgebungsluftzustand und die Auslegungsdaten sind Mittelwerte der Bundesrepublik Deutschland. Die Abweichungen von den Kurven des Diagramms resultieren aus den speziell für die Standorte angenommenen Klimadaten und den Unterschieden in den Kraftwerksbrennstoffarten.

Eine andere Art von Naßkühltürmen sind Ventilatorkühltürme, bei denen man den Zug, die Auftriebskraft im Kühlturm, durch Ventilatoren unterstützt, was zu einer Reduzierung der Bauwerkshöhe führt. Die hohen Sprühverluste und Betriebskosten beschränkten bisher ihren Einsatz auf kleinere Leistungseinheiten.

2.2.3 TROCKENKÜHLTÜRME

Der Trockenkühlturm stellt ein neues Anwendungsgebiet einer al-

ten Technik dar, die schon seit vielen Jahren hauptsächlich in der chemischen und petrochemischen Industrie praktiziert wird. Neu ist lediglich die Größenordnung und die Kombination der bekannten Rippenrohr-Kühlfläche mit dem Naturzugkühlturm. An Stelle der Rieseleinbauten verwendet man hier Rippenrohre, die das Kühlwasser durch die Rohrwand von der Umgebungsluft trennen. Dadurch kann der Wärmeübergang nur durch Leitung und Konvektion erfolgen, während der Verdunstungsanteil des Naßkühlturms fehlt. Ein Blockschaltbild mit typischen Werten des THTR - Kraftwerks in Schmehausen enthält die Abbildung 11. Die Angaben resultieren aus /25/, /26/ und eigenen Berechnungen.

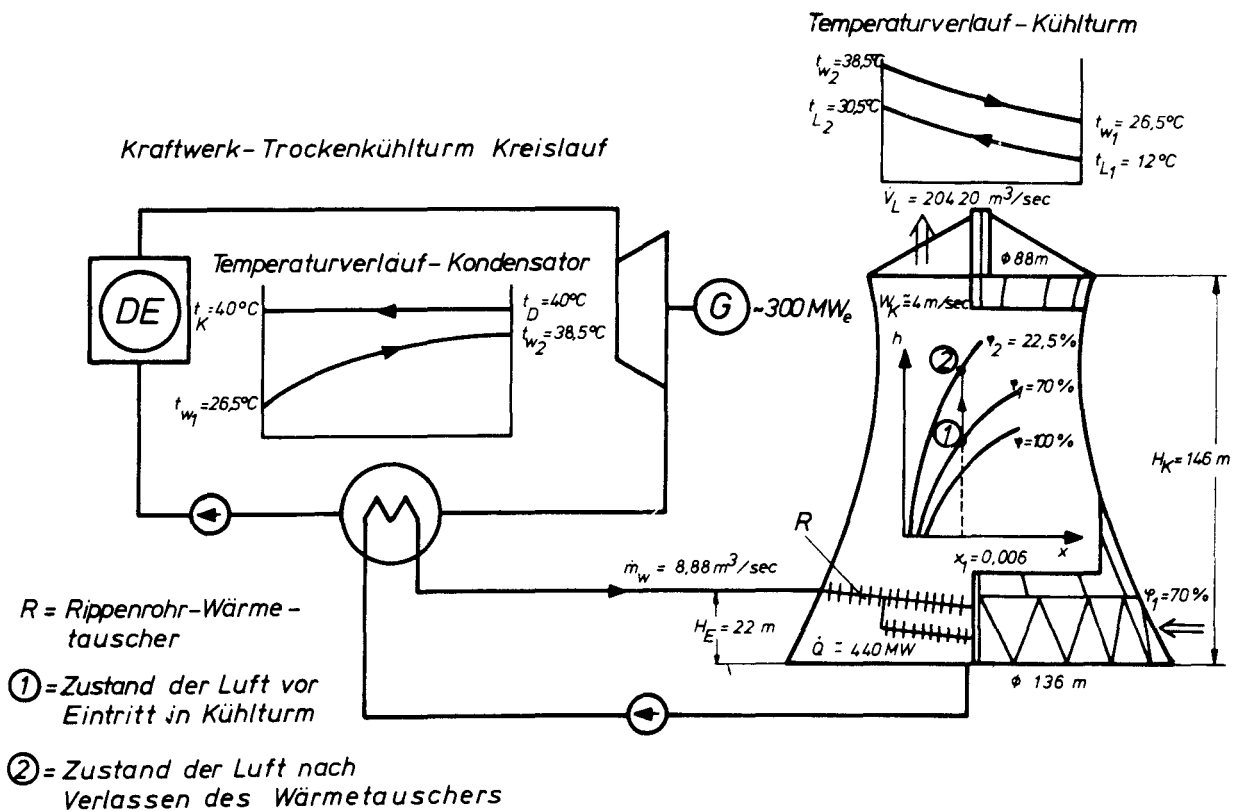


Abb. 11: Kraftwerk - Trockenkühlturmkreislauf mit relevanten Daten für das THTR - Kernkraftwerk mit 300 MW

Wie zu ersehen ist, hat ein Trockenkühlturm auf Grund der fehlenden Verdunstung größere Abmessungen und Luftvolumina als ein Naßkühlturm gleicher Leistung. Neu ist hier die Ausführung des Kühlturmmantels, dessen Seilnetzkonstruktion mit

Aluminiumplatten an einem 178 m hohen Pfeiler befestigt ist. Die hyperbolische Form resultiert ebenso wie bei der Betonbauweise von Naßkühltürmen nicht aus strömungstechnischen Gesichtspunkten, sondern aus statischen und dynamischen Aspekten (Beulsicherheit, Windkräfte).

Der Luftzustand von ① nach ② im $h - x$ Diagramm verläuft auf einer Geraden mit $x = 0,006 = \text{konstant}$, da der Luft weder Wasser zugegeben noch entzogen wird. So verläßt die Luft mit einer relativen Feuchte $\varphi_2 = 22,5 \%$ den Kühlturm ohne sichtbare Schwadenbildung, sie ist also "trockener" geworden. Um die Abwärme $\dot{Q} = 440 \text{ MW}$ (130 MW entfallen zusätzlich auf 4 Ventilator - Naßkühltürme) im Trockenkühlturm abführen zu können, benötigt man die Rippenrohrfläche F , die sich mit der Wärmetauschergleichung (7) berechnen läßt.

$$\dot{Q} = k \cdot F \cdot \Delta t_m \quad (7)$$

Δt_m = mittlere logarithmische Temperaturdifferenz

$$= \frac{(t_{W2} - t_{L2}) - (t_{W1} - t_{L1})}{\ln \frac{t_{W2} - t_{L2}}{t_{W1} - t_{L1}}}$$

Die Wärmedurchgangszahl k [$\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{h}$] ist eine Funktion der Luftgeschwindigkeit w_K und kann der Abbildung 12 entnommen werden.

Mit einem Wärmeübergangskoeffizienten am Innenrohr von $\alpha_i = 4652 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ und $w_K = 4 \text{ m}/\text{sec}$ ergibt sich ein k - Wert von $k = 37,79 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$. Nach (7) berechnet sich die Wärmetauscherfläche zu

$$F = 1065357 \text{ m}^2 \approx 1,065 \text{ km}^2.$$

Aus vertraglichen Gründen wurde der Trockenkühlturm in Schmehausen für eine maximale Kraftwerksleistung von 500 MW_e ausgelegt. Das Betriebsverhalten für diese Leistung enthält die Abbildung 13.

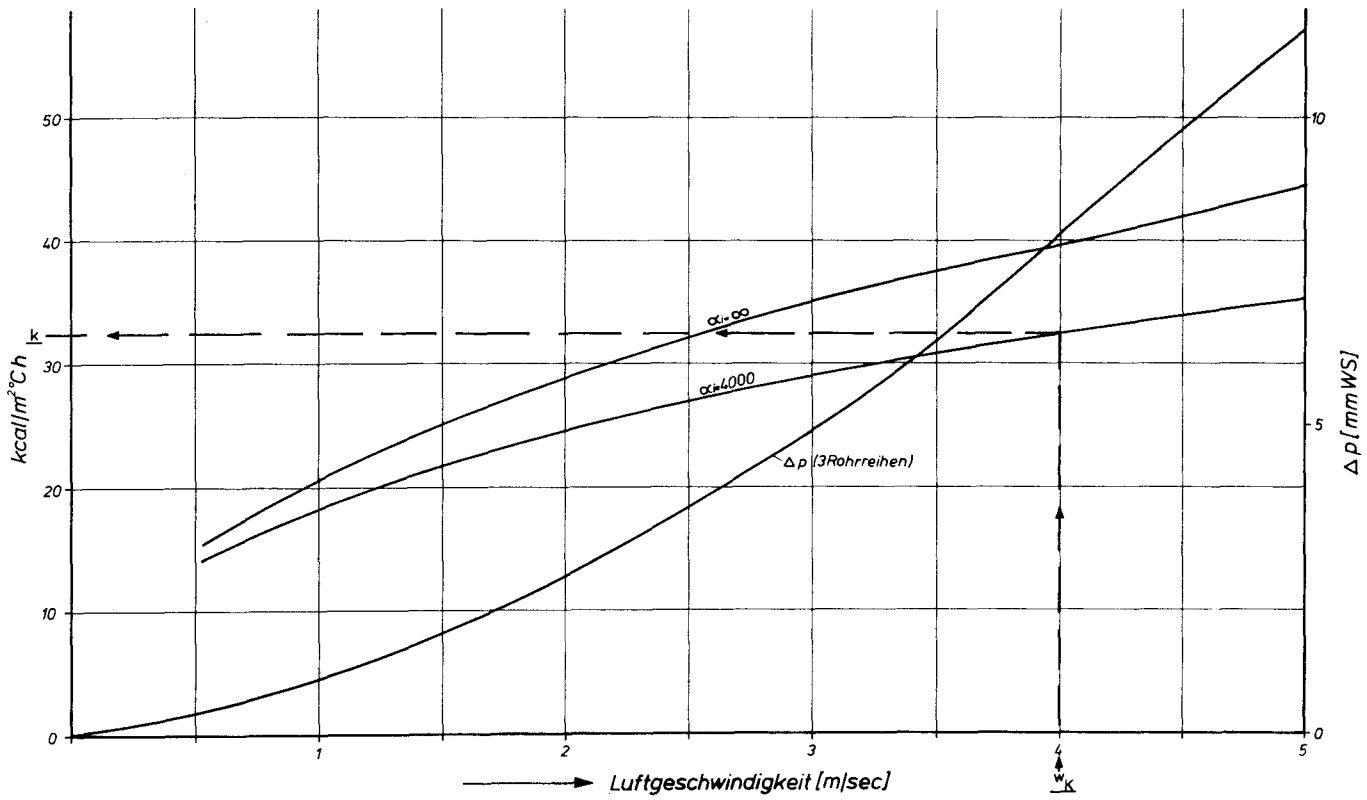


Abb. 12 : Wärmedurchgang und Druckverlust eines Rippenrohres /26/

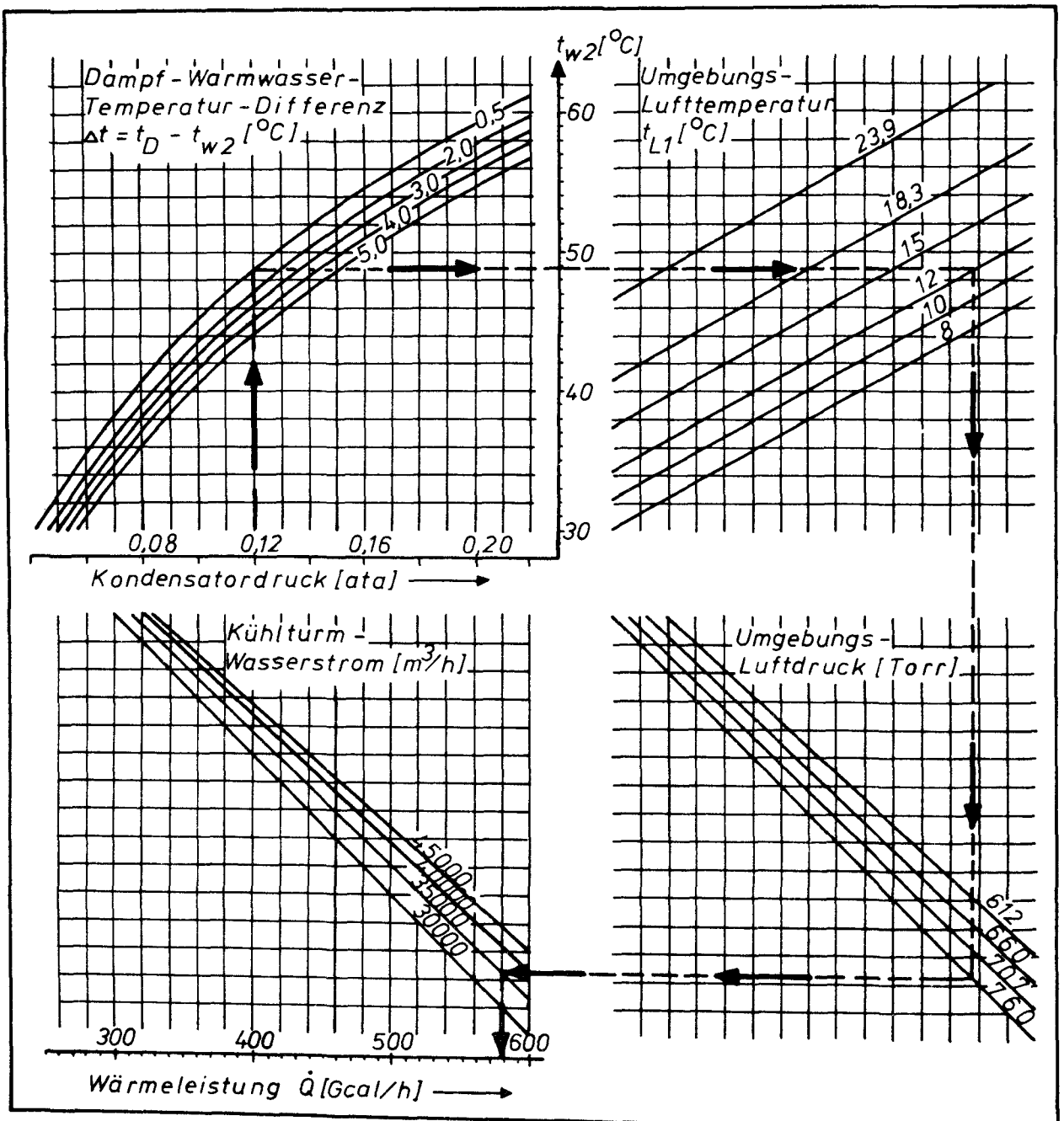


Abb. 13: Leistungsdiagramm des TKT Schmehausen /26/

Über einen Aufdampfdruck von 0,12 ata (Abszisse des linken oberen Diagramms) und eine Grädigkeit von $\Delta t = 0,5^\circ\text{C}$ gelangt man zum rechten Diagramm mit einer Umgebungstemperatur von 12°C , von der man nach unten gehend einen Schnittpunkt mit der Gerade 760 Torr Umgebungsdruck erhält. Von dort nach links zu einem Wasserdurchsatz von $35000\text{ m}^3/\text{h}$ gehend kommt man auf der Abszisse des linken unteren Diagramms zu einer Abwärmeleistung $\dot{Q}_{\text{max}} =$

579 G cal/h = 673 MW, die maximal bei den gegebenen Betriebsdaten abgeführt werden kann.

Als Vergleich zu den Abmessungen der Naßkühltürme aus Abbildung 10 enthält die Abbildung 14 die wichtigsten Werte für H_K (Kühlturmhöhe), D_{KU} (Kühlturmdurchmesser am Boden) und D_K (Mündungsdurchmesser) nach persönlichen Mitteilungen von /26/. Die Angaben n sind die Anzahl der zu errichtenden Kühltürme.

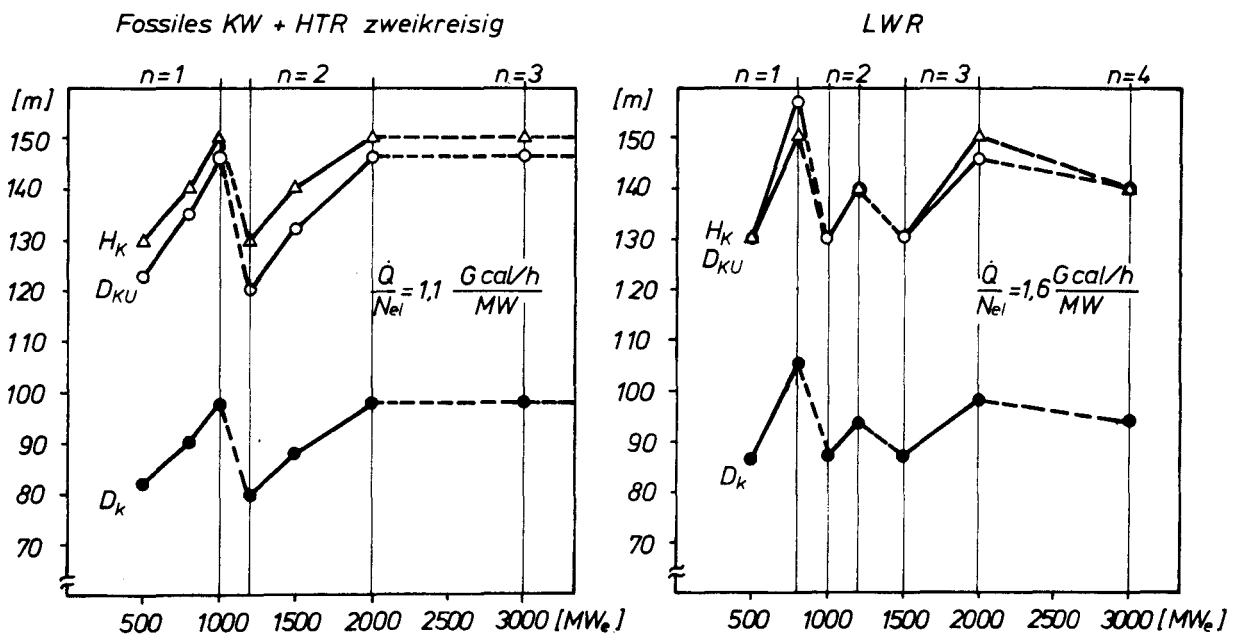


Abb. 14 : Trockenkühlturmabmessungen für verschiedene Kraftwerkstypen

Die maximalen Turmdimensionen H_K , D_{KU} und D_K sind so gewählt, wie sie heute sowohl in Beton als auch in Stahl- bzw. Seilnetzkonstruktion geliefert werden können.

2.2.4 HYBRID - KÜHLTÜRME

Zur Vermeidung oder Verringerung der beim Naßkühlturm auftretenden sichtbaren Abluftfahnen und hohen Verdunstungsverluste wird in neuester Zeit die Kombination der beiden Systeme Naß- und Trockenkühlturm vorgeschlagen. Drei mögliche Schaltungsarten

eines solchen Hybrid - Kühlturms enthält die Abbildung 15.

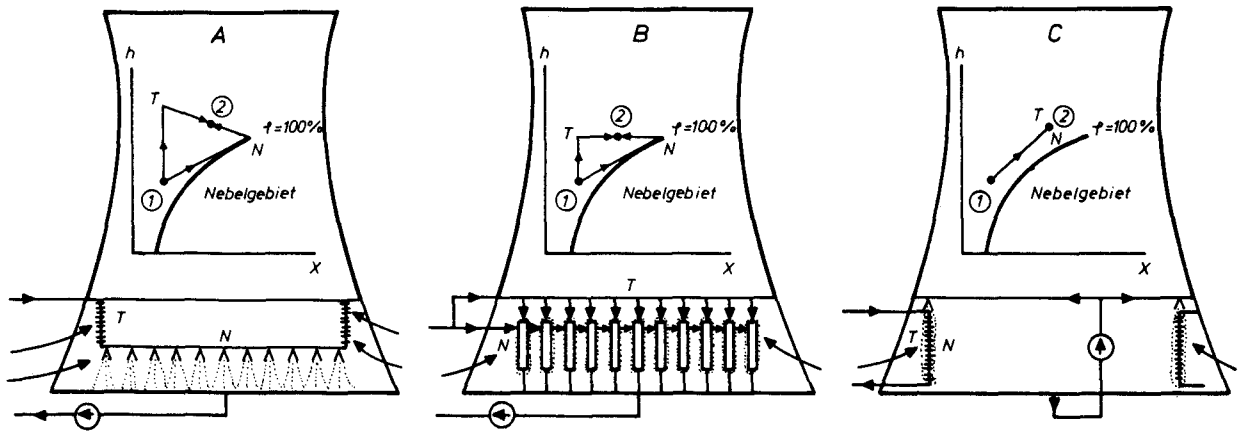


Abb. 15: Schaltungsarten bei Hybrid - Kühltürmen

Bei Typ A sind Trocken- und Naßteil hintereinander geschaltet. Das Kühlwasser gibt zuerst einen Teil seiner Wärme in Rippenrohren T ab und erreicht seine niedrigste Temperatur im Naßkühlurmteil N. Je nach Bedarf können die Luftströme für die Teile N und T durch Jalousien am Kühlturmeintritt geregelt werden, wodurch eine Änderung der Kühlleistung möglich ist. Im Typ B erfolgen die beiden Abkühlungsarten in Parallelschaltung. Der Naß-Trocken-Betrieb-Wärmetauscher stellt einen Hohlkörper dar, in den das zu kühlende Wasser geführt wird. Aus Korrosionsgründen wird als Material für das Element Kunststoff eingesetzt und in gleicher Weise im Kühlturm angeordnet wie Rieselplatten bei Naßkühltürmen. Beim Naßbetrieb wird das Wasser mittels Wasserverteilung auf die Hohlkörper versprüht und gelangt nach der Abkühlung in das Kühlturmbecken. Um eine ausreichende Durchmischung der beiden Luftströme zu erzielen, wird die Kühlturmfläche in Segmente oder Streifen mit abwechselnd naß und trocken betriebenen Flächen unterteilt. Im Kühlturm C liegt das Konzept der Trockenkühlung zu Grunde. Die Variation dieser Kühlart liegt in der Installation von Sprüheinrichtungen, die z.B. bei hohen Sommer-temperaturen die Kühlung durch den Verdunstungseffekt effektiver gestalten.

Die Abbildung 15 enthält neben den konstruktiven Merkmalen auch den Verlauf der Luftzustände von ① nach ②. Die Lage des Punktes

② hängt ab von den Luftmengen, den absoluten Feuchten und den Enthalpiewerten, wie eine Stoff- und Wärmebilanz zeigt.

$$\frac{\dot{L}_T}{\dot{L}_N} = \frac{x_N - x_2}{x_2 - x_T} = \frac{h_N - h_2}{h_2 - h_T} \quad (8)$$

mit

$$h_T = c_{pL} \cdot t_T + x_T \cdot (r_0 + c_{pD} \cdot t_T)$$

$$h_N = c_{pL} \cdot t_N + x_{NS} \cdot (r_0 + c_{pD} \cdot t_N) + (x_N - x_{NS}) \cdot c_w \cdot t_N$$

Durch Regelung der beiden Luftströme kann also jeder beliebige Punkt zwischen T und N eingestellt werden.

Die Kühlturmcharakteristik für Hybrid - Kühltürme nach /27/, die die Abbildung 16 enthält, zeigt, daß die Warmwassertemperatur t_{w2} für einen Feuchtlufttemperaturbereich von $t_K = -10 \text{ }^\circ\text{C} \div 21 \text{ }^\circ\text{C}$ sehr gering schwankt. Erst über $21 \text{ }^\circ\text{C}$ muß der Kühlturm im reinen Naßbetrieb gefahren werden. Das bedeutet, daß solch ein Kraftwerk fast während des gesamten Jahres in der Nähe des Auslegungspunktes gefahren werden kann. Die hier gezeigte Charakteristik verläuft bedeutend flacher als bei reinen Trocken- oder Naßkühltürmen.

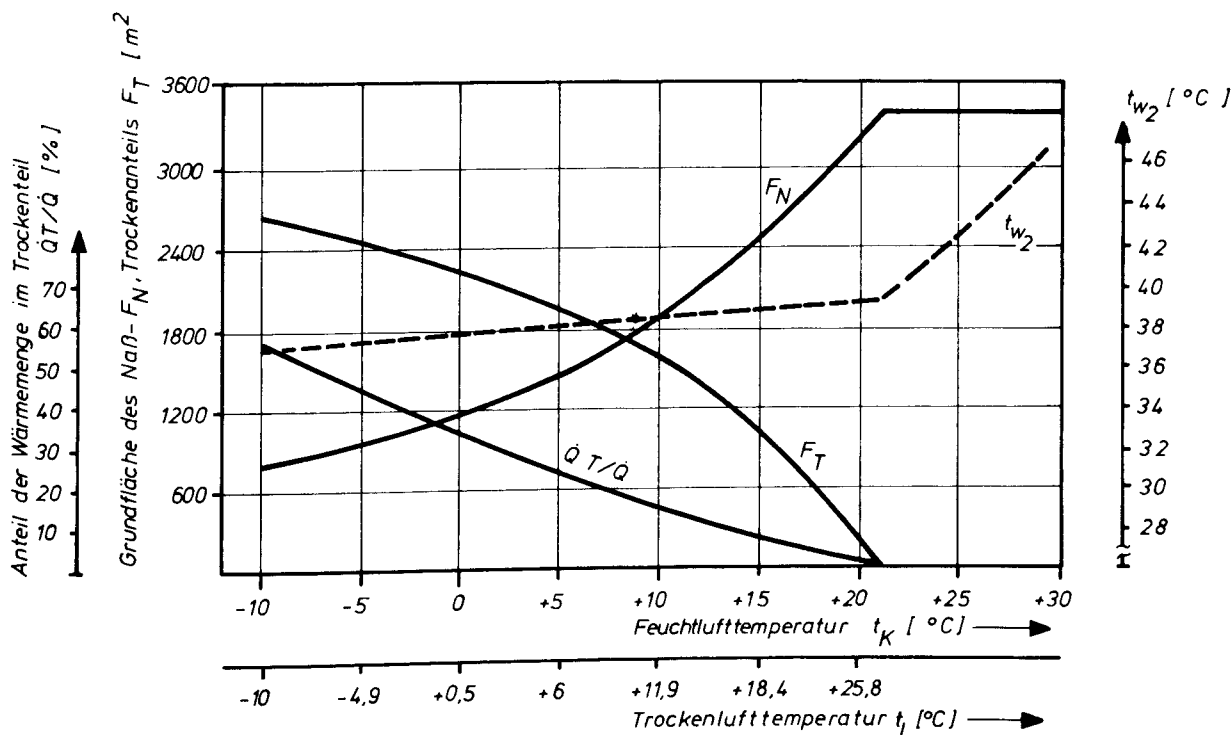


Abb. 16: Betriebscharakteristik eines kombinierten Naß - Trocken - Kühlturms

2.3 VERGLEICHENDE DARSTELLUNG DER KOSTEN VON KÜHLSYSTEMEN

Beim Bau und Betrieb von Kraftwerken entstehen durch die einzelnen Kühlsysteme unterschiedliche Kosten, die vom Betreiber durch den Kapitaleinsatz gedeckt und vom Verbraucher durch den Stromabnahmepreis getragen werden müssen. Eine Aufschlüsselung kann in vier Kostenarten erfolgen.

- | | |
|--------------------|---|
| Planungskosten | : Berechnung und Auslegung des gesamten Kühlkreislaufs |
| Investitionskosten | : Beschaffung und Installation von Kondensatoren, Rohrsystemen, Wärmetauschern, Pumpen, Zu- und Ablaufkanälen, Wasserreinigungsanlagen, Kühlteichen, Kühltürmen, Ventilatoren, Schalldämmungen etc. |
| Betriebskosten | : Leistungsaufwand für Pumpen, Ventilatoren, Zusatzwasser, Abschlämmanlagen |
| Wartungskosten | : Reinigung und Erneuerung von Kondensatoren, Kühlturmwärmetauscherelementen, Pumpen etc. |

Die verschiedenen artspezifischen Kondensatortemperaturen und Drücke bei den einzelnen Kühlsystemen verändern den Wirkungsgrad und die Leistungsschwankungsbandbreite, so daß bei deren Verschlechterung höhere Aufwendungen für den Kraftwerksbrennstoff anfallen.

Vergleicht man den Einfluß der Kühlungsart auf die nutzbare Stromabgabe bei konstanter thermischer Leistung, so kommt man zu den Ergebnissen der Abbildung 17. Hier sind nebeneinander die Leistungsminderung bezogen auf die Frischwasserkühlung und die Leistungsschwankung durch die jahres- und tageszeitlichen Schwankungen der Kühlmitteltemperaturen für ein fossiles Kraftwerk (FK) mit Zwischenüberhitzung (oder HTR zweikreisig) und ein LWR - Kraftwerk mit Sattedampfbetrieb aufgetragen.

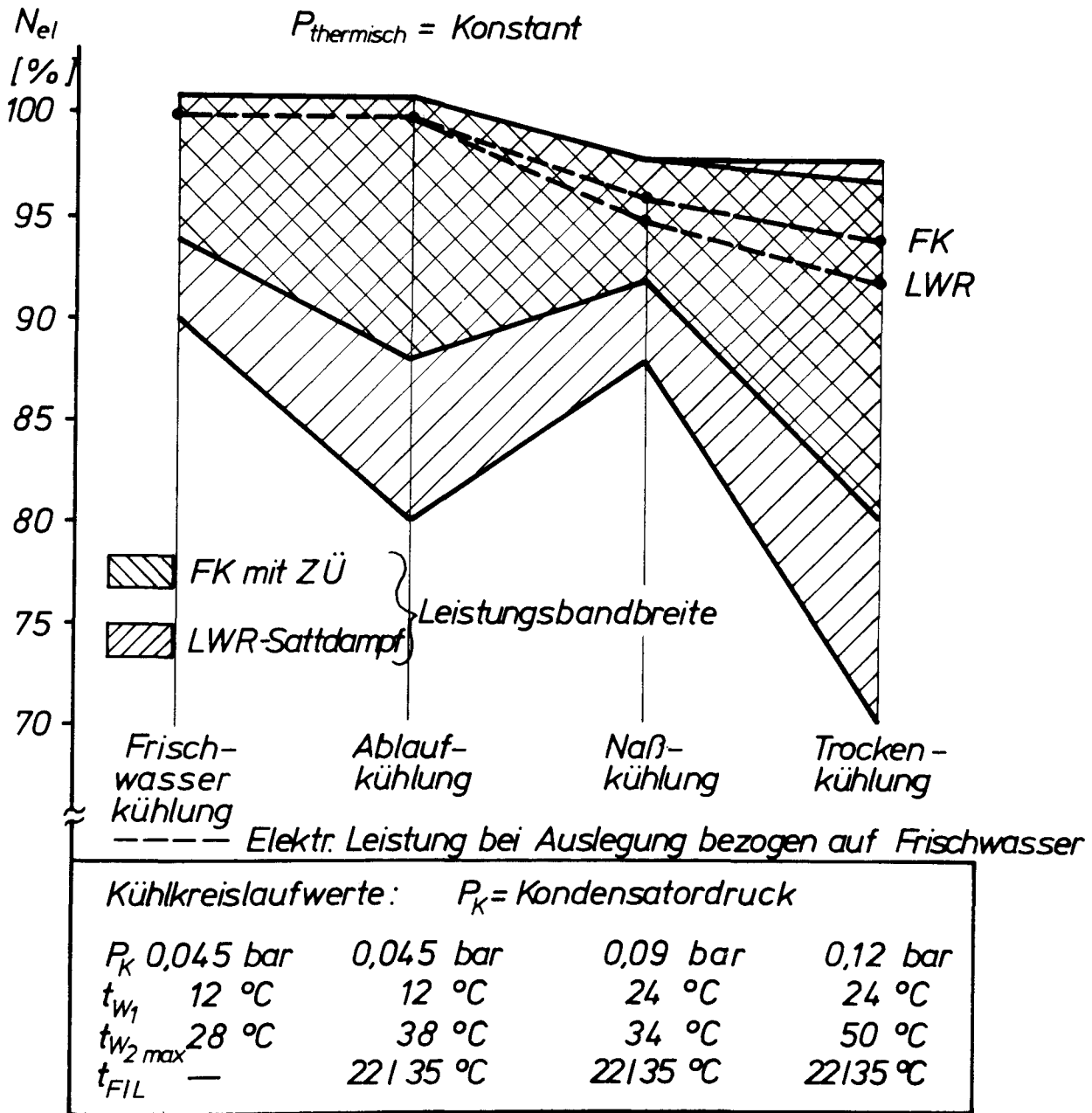


Abb. 17: Auslegungsleistung und Leistungsminderung durch klimatische Einflüsse und Wahl der Kühlart /28/

Beim Übergang auf Naßkühlung fällt die Leistung beim FK auf 96 % und beim LWR auf 95 % der Frischwasserleistung, während die Stromabgabe durch die Trockenkühlung auf 94 bzw. 92 % absinkt (Verlauf der gestrichelten Linie). Die große Leistungsschwankung (schraffierte Flächen) der Ablaufkühlung, die eine Variante der Frischwasserkühlung darstellt, bei der man das erwärmte Kühlwasser vor der Einleitung in den Fluß in einem Kühlturm abkühlt, tritt dann auf, wenn ein Kraftwerksblock bei

hohen Außen- und Flußtemperaturen im reinen Kreislauf betrieben werden muß. Bei extrem hohen Außentemperaturen kann beim LWR die elektrische Leistung bis auf 70 % abfallen, wenn als Kühlart der trockene Kühlturm eingesetzt wird.

Die Folge des Übergangs von der Frischwasserkühlung auf andere Kühlsysteme ist, daß sich die abzuführende Abwärme in der gleichen Weise erhöht wie sich der Wirkungsgrad der Anlage verschlechtert. Die kapital- und brennstoffmäßigen Mehraufwendungen führen zu einer Erhöhung der Stromerzeugungskosten, wie die Abbildung 18 zeigt. Unter den in Abbildung 18 angegebenen Annahmen erhöhen sich die Stromerzeugungskosten beim Übergang von einem zum anderen Kühlsystem nach dem Verlauf der gestrichelten Linien, die Mittelwerte darstellen und jeweils in den eingezeichneten Bandbreiten (schraffierte Gebiete) schwanken können.

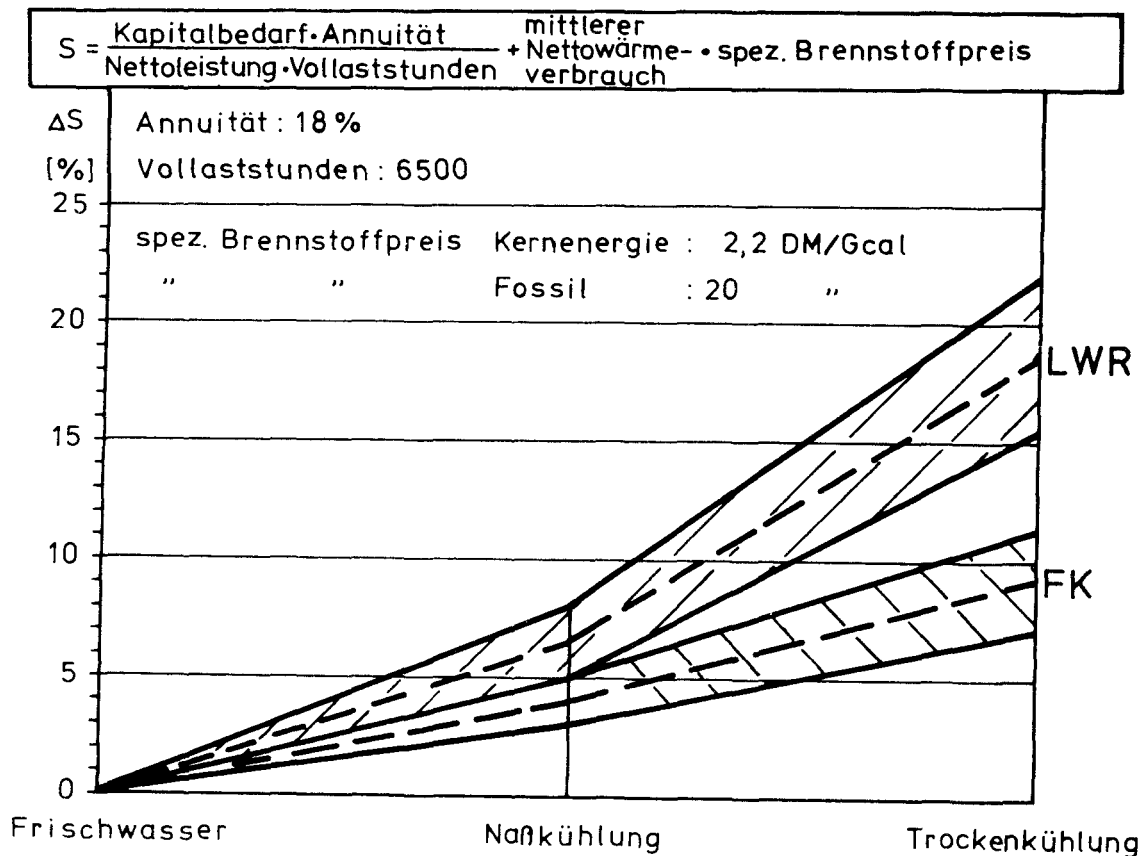


Abb. 18: Erhöhung der Stromerzeugungskosten ΔS für verschiedene Kühlsysteme /29/

Berechnungen von /30/ und /31/ gibt die Tabelle 7 wieder, der die Werte für die Vollaststundenzahl von 6 000 und 3 000 h/Jahr zu Grunde liegen.

Kraftwerksart	FK		LWR	
	/30/	/31/	/30/	/31/
Naßkühlung	0,15/0,25	0,10/0,20	0,10/0,15	0,15/0,30
Trockenkühlung	0,30/0,60	0,25/0,45	0,25/0,50	0,45/0,95
	ΔS [Pf/kWh]			

Tabelle 7: Stromerzeugungsmehrkosten ΔS [Pf/kWh]

In den angegebenen Bereichen können je nach Kraftwerksart, Vollaststundenzahl und Standort die Stromerzeugungsmehrkosten schwanken. Ein Beispiel für die Höhe der Investitionskosten eines Kühlsystems soll die Berechnung des Trockenkühlturms Schmehausen sein.

Die Preisfunktion eines Kühlturms läßt sich allgemein schreiben:

$$P_K = f \left(\frac{\dot{Q}}{t_m^n} \right) \quad (9)$$

Die Kostenstruktur des Trockenkühlturms gliedert sich wie folgt:

Gesamtkosten	:	30 Millionen DM = P_K ,
Kühlturmmantel	:	10 Millionen DM = P_M ,
Hydraulischer Teil	:	20 Millionen DM = P_H ,
davon Rippenrohrwärmetauscher	:	15 Millionen DM = P_{WT} .

Die spezifischen Kosten für die Rippenrohre sind dann:

$$K_R = \frac{P_{WT}}{F} = 14,079 \text{ DM/m}^2. \quad (10)$$

Für die spezifischen Investitionskosten folgt nun:

$$I_S = \frac{P_K}{N_{el}} = \frac{(20/12) \cdot K_R \cdot \dot{Q}}{N_{el} \cdot k \cdot \Delta t_m} \quad (11)$$

$$\text{bei 300 MW: } I_S = 100 \text{ DM/kW,}$$

$$\text{bei 500 MW: } I_S = 60 \text{ DM/kW.}$$

Bedenkt man, daß bei der Frischwasserkühlung Investitionskosten von 8 - 13 DM/kW anfallen, so bedeutet die Einführung der Trockenkühlung wie im Falle Schmehausen doch eine erhebliche Kostensteigerung beim Kraftwerksbau (Zum Vergleich: Anlagekosten eines 1200 MW-HTR betragen etwa 850 DM/kW, wobei etwa 20DM/kW auf ein Naßkühlsystem mit Naturzug entfallen, Bezugsjahr 1974).

Daß diese hohen Kosten gesenkt werden können, soll der Einsatz der Trockenkühlung beim geschlossenen He-Turbinenkreislauf mit Hochtemperaturreaktor zeigen. Den Kreisprozeß mit Wärmerückgewinnung und Druckverlust zeigt die Abbildung 19.

Die im Kühlturm abzuführende Wärmemenge ergibt sich zu:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{He}} \cdot c_{\text{pHe}} \cdot (T_6 - T_1) = 2297 \text{ MW.} \quad (12)$$

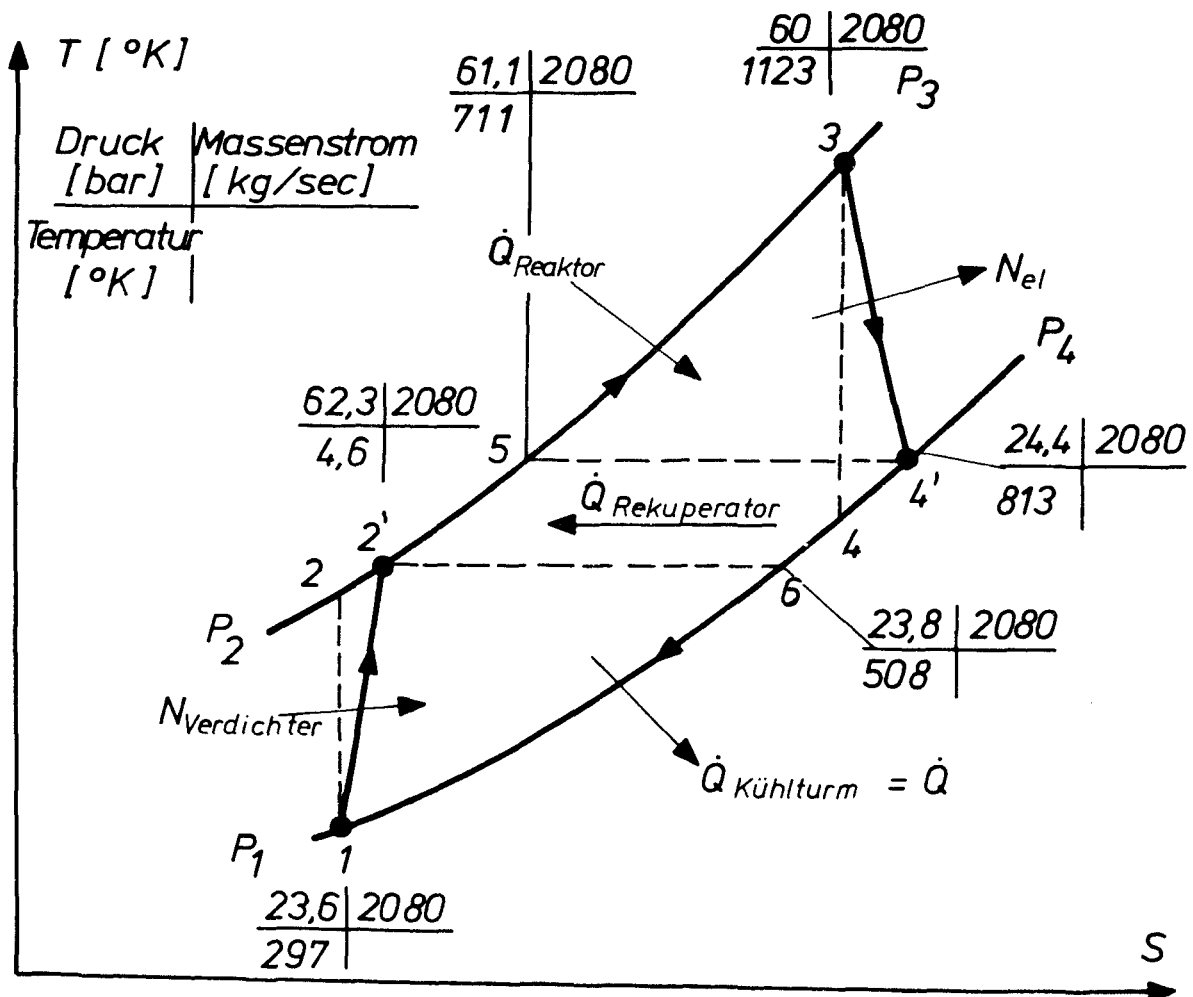


Abb. 19: Geschlossener Helium - Turbinenkreislauf mit HTR

Für den Wirkungsgrad des Kreisprozesses läßt sich schreiben:

$$\eta_{\text{theor.}} = \frac{\theta \cdot \eta_g \cdot (1 - \frac{1}{\varphi} \cdot \xi) - (\varphi - 1)}{\theta \cdot \eta_g \cdot \eta_R \cdot (1 - \frac{1}{\varphi} \cdot \xi) + (1 - \eta_R) \cdot [\eta_K \cdot (\theta - 1) - (\varphi - 1)]} \quad (13)$$

$$\text{mit } \varphi = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 1,471 = \text{konstant}$$

$$\eta_g = \eta_T \cdot \eta_K, \quad T = \text{Turbine}, \quad K = \text{Kompressor},$$

$$\eta_g = 0,784, \quad \eta_R = 0,88 = \text{Rekuperator},$$

$$\xi = \left[\frac{1 + \epsilon_{RG}}{1 - (\epsilon_B + \epsilon_{RL})} \right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}; \quad \epsilon_{RG} = \text{gasseitiger Druckverlust}$$

$$\epsilon_{RL} = \text{kühlmittelseitiger D.}$$

$$\epsilon_B = \text{Brennkammerdruckv.}$$

$$\theta = \frac{T_3}{T_1}$$

Durch Einsetzen erhält man die Gleichung (13) als Funktion der Temperaturen:

$$\eta_{\text{theor.}} = \frac{0,2193 \cdot \frac{T_3}{T_1} - 0,471}{0,30112 \cdot \frac{T_3}{T_1} - 0,16464} .$$

Bei der Variation der He - Temperatur T_1 zusammen mit Gleichung (11) resultieren die spezifischen Kühlturminvestitionskosten der Abbildung 20.

Man sieht hier ganz deutlich, daß die Investitionskosten sehr stark in die Höhe schnellen, je mehr man versucht, die He-Eintrittstemperatur (vor Verdichter) in die Nähe der angenommenen Lufttemperatur $t_{L1} = 13 \text{ }^\circ\text{C}$ zu bringen.

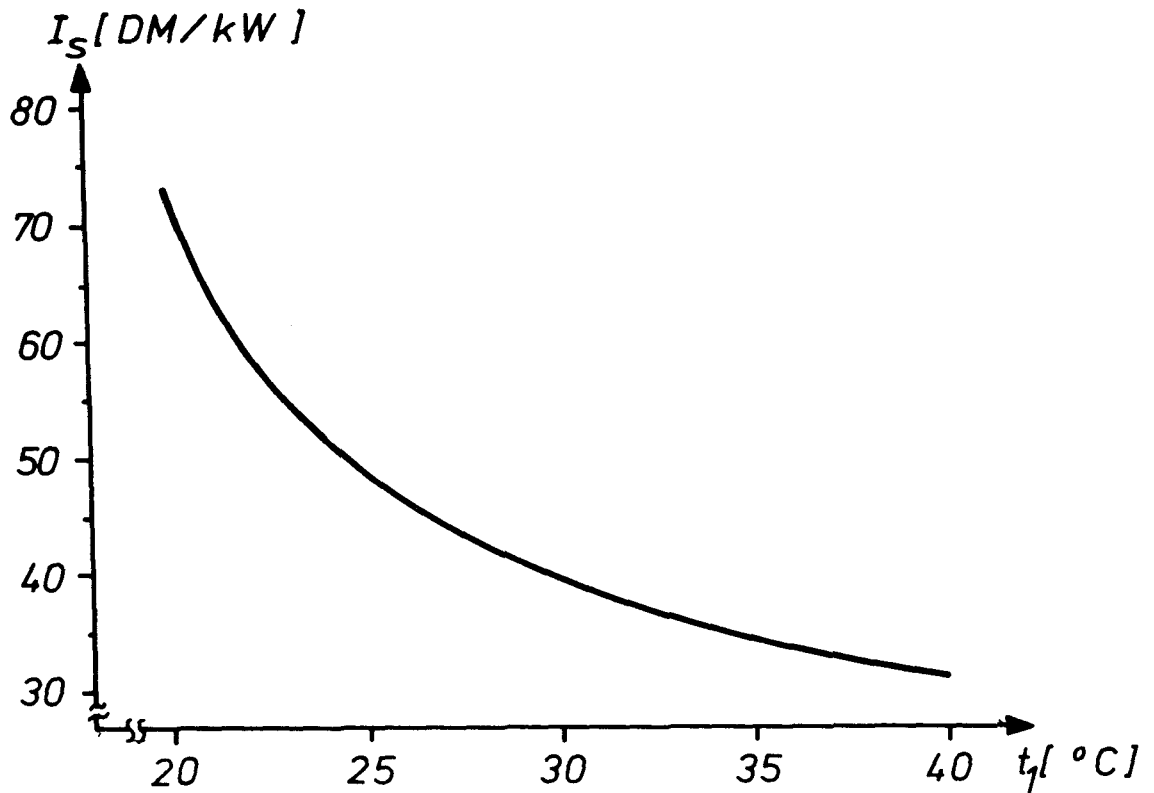


Abb. 20: Spezifische Investitionskosten für Trockenkühlung bei verschiedenen He - Eintrittstemperaturen t_1

Angaben über die Investitionskosten für das gesamte Spektrum von Kühlsystemen der Tabelle 8, die auf einem Vortrag des IAEA-Symposiums im August 1974 gezeigt wurde, können als grobe Richtwerte angesehen werden.

Kühlart		Spezif. Investitionskosten [g/kW]
Frischwasserkühlung		3 - 5
Kühlteich		6 - 9
Naßkühltürme	Ventilator	8 - 11
	Naturzug	9 - 13
Trockenkühltürme	Ventilator	26 - 28
	Naturzug	28 - 32

Tabelle 8: Spezifische Kraftwerksinvestitionskosten für verschiedene Kühlsysteme bei Kraftwerken mit $N \geq 600 \text{ MW}_e$ /32/

Aus diesen Betrachtungen können vier Merkmale herausgestellt werden, die beim Übergang von Frischwasserkühlung auftreten:

1. Erhöhte Kraftwerkskosten, die einen sehr hohen Barwert bei den in Zukunft geplanten Kraftwerkszubauten darstellen.
2. Verschlechterung des Wirkungsgrades und somit Erhöhung der Abwärme, die von Gewässern direkt in die Atmosphäre verlagert wird.
3. Steigerung des Rohstoffverbrauchs durch den vermehrten Einsatz des Kraftwerksbrennstoffs bei Leistungsminderung.
4. Erhöhung der Brennstoff- und Betriebskosten.

3. SPEZIELLE LÖSUNGSANSÄTZE FÜR DIE AUSBREITUNG VON KÜHLTURM- ABLUFTFAHNEN

Die steigenden Kraftwerksgrößen und die damit geforderten Kühlturmzubauten lenkten in letzter Zeit immer mehr das Interesse auf die möglichen Folgen für die Umwelt, die theoretisch mikro- und makroklimatische Auswirkungen haben können. Aussagen über die Umweltbeeinflussung der Kühlturmkühlung können aber nur auf Grund von Modellrechnungen über das Verhalten und die Ausbreitung von Warmluftfahnen gemacht werden.

Zur Lösung des Problems Kühlturmabluftfahnenausbreitung in der Atmosphäre können folgende Methoden /33/ angewendet werden:

- a) Digitale Lösungen der Bilanzgleichungen
(Navier - Stokesche Differentialgleichungen)
- b) Digitale Berechnung unter Zuhilfenahme von Modellen
(z.B. Gaußverteilung bei Freistrahlfür Temperatur und Konzentration)
- c) Behandlung des Problems mit den Methoden der Ähnlichkeitstheorie
(Dimensionsanalyse, Modellversuche)
- d) Black - box - Prinzip
(Experimente mit Regressionsanalyse)

Die Methode a) basiert auf den Erhaltungssätzen der Masse, des Impulses und der Energie und führt zu den Navier - Stokeschen Differentialgleichungen. Ein großer Nachteil liegt in ihren Grenzen der Anwendung, die durch die mathematisch oft nicht mehr in ihrer Gesamtheit lösbaren Differentialgleichungen entstehen. Diese Schwierigkeiten umgeht die Methode b), indem hier die Differentialgleichungen vereinfacht und nicht geschlossen lösbare Teile durch Modellannahmen ersetzt werden.

Die Methode c) behandelt das System mit einer Dimensionsanalyse, bei der alle Einflußgrößen zu einem Satz von dimensionslosen Kennzahlen zusammengefaßt werden. Modellversuche kleinen Maß-

stages lassen dann auf das Verhalten von größeren Ausführungen schließen. Bei d) kommen die physikalischen Grundlagen und ihr Verständnis nicht mehr zur Anwendung, sondern mit Hilfe von oft sehr kostspieligen und zeitraubenden Experimenten und Messungen wird eine Regressionsanalyse durchgeführt, die die mathematische Beschreibung eines Systems liefern soll.

3.1 DAS_GESAMTSYSTEM_KÜHLTURM_-_UMWELT

Die Vielzahl der Einflußfaktoren auf das System Kühlturm - Umwelt zeigt die Abbildung 21.

Das System Kühlturm und Umwelt mit der Fahnenausbreitung läßt sich in seiner Grobstruktur in vier Subsysteme einteilen, die sich untereinander wieder beeinflussen können. Dazu gehören der Kühlturm selbst mit seinen Abmessungen und wärmetechnischen Daten, der Erdboden mit seiner Geländestruktur, Bebauung und Bepflanzung, die Luftmassen der Troposphäre mit ihren verschiedenen Eigenschaften und die von außen in das System einwirkende Sonne. Die in diesem Fall 22 Grundkomponenten des sogenannten Zielbaums lassen sich je nach Fragestellung und Bearbeiter weiter aufgliedern und in ihrer Anzahl erhöhen oder vermindern.

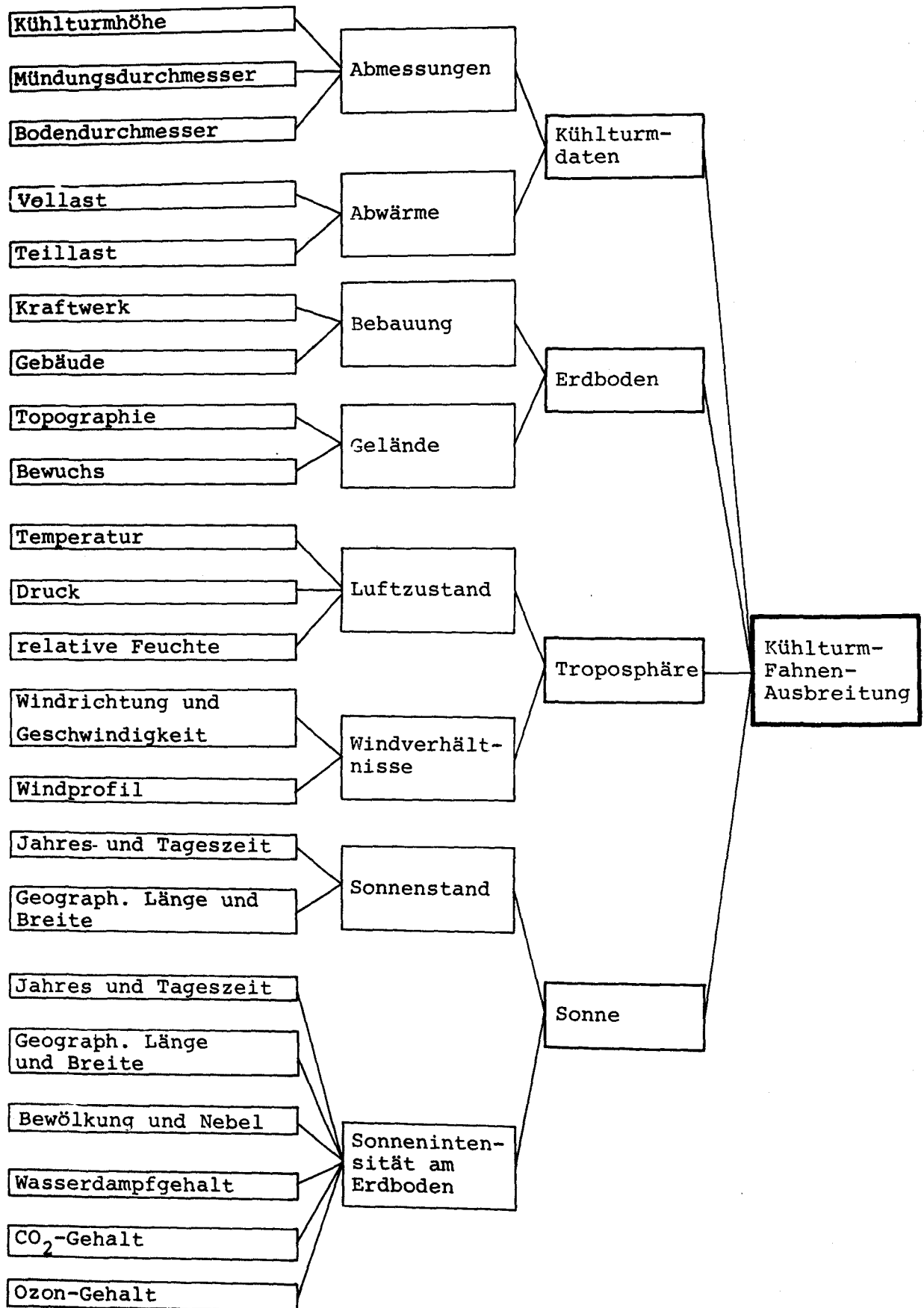
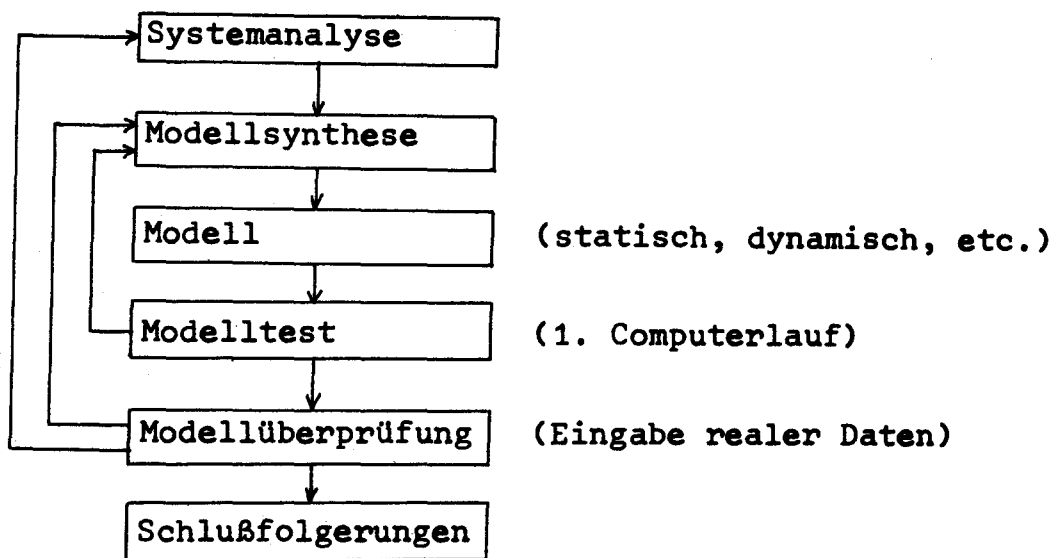


Abb. 21: Systemhierarchie der Komponenten für Kühlturm und Umwelt

Wegen der Komplexität des Systems Kühlturm und Umwelt bietet sich die Aufgliederungsmethode der Systemtechnik an, in der die Schematisierung eines Systems in: System, Subsystem, Subsystem etc. bis zu den Grundelementen erfolgt. Dabei ergibt sich die Systemhierarchie der Abbildung 21, die das Problem in horizontale und vertikale Ebenen einteilt.

Als Endresultat ergibt sich daraus ein Modell, das die Summe der Annahmen über ein System darstellt und die Ausbreitung von Kühlturmfahnen in der Atmosphäre beschreibt. Zum Prozeß des Modellentwurfs gehören nun folgende Schritte:



Dabei stellt die Systemanalyse die Ermittlung der notwendigen Kenntnisse zur Beherrschung eines Systems dar. Notwendige Kenntnisse können dabei sein: Eigenschaften und Anzahl der Elemente und ihre Beziehungen untereinander; die Struktur eines Systems und seine Beziehung zur Umwelt.

3.2 DER AUFBAU DER TROPOSPHÄRE UND IHRE MATHEMATISCHE ERFASSUNG

Die Troposphäre ist die Schicht der Erdatmosphäre, in der sich unser Wetter hauptsächlich abspielt. Sie reicht je nach Breitengrad in Höhen von 10 - 17 km /34/, ab denen ein Massenaustausch zwischen den einzelnen Luftschichten durch die Isothermie (Tem-

peratur bleibt konstant) mit der Höhe verhindert wird und somit die Wolkenobergrenze darstellen. Der Zustand dieser Luftschicht läßt sich durch die Größen Druck P , Temperatur T und relative Feuchte φ beschreiben, deren Verlauf mit der Höhe die Abbildung 22 für eine Normatmosphäre wiedergibt, während Abbildung 23 die für den Strahlungshaushalt wichtigen Gaskomponenten von H_2O , CO_2 und O_3 enthält.

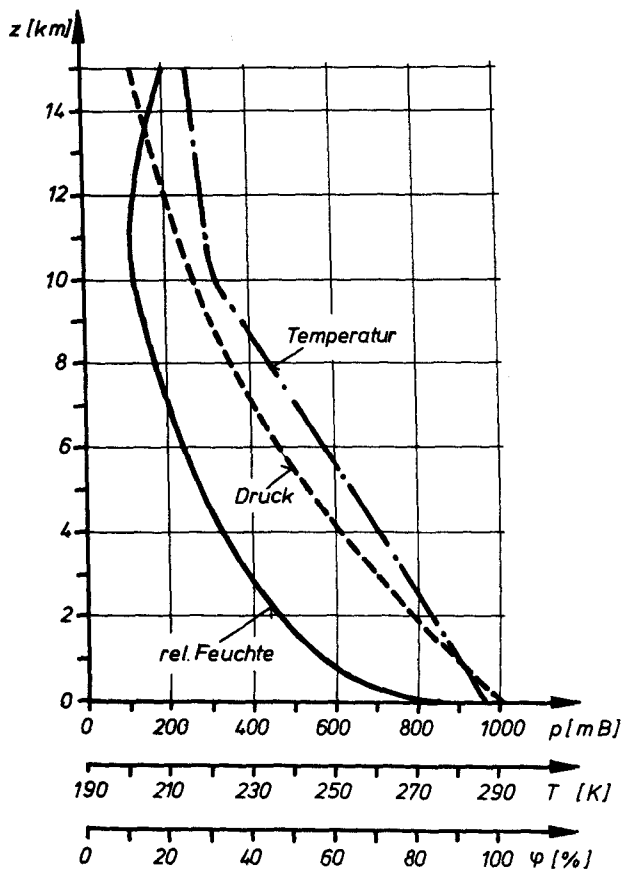


Abb. 22: Zustandsgrößen der Atmosphäre

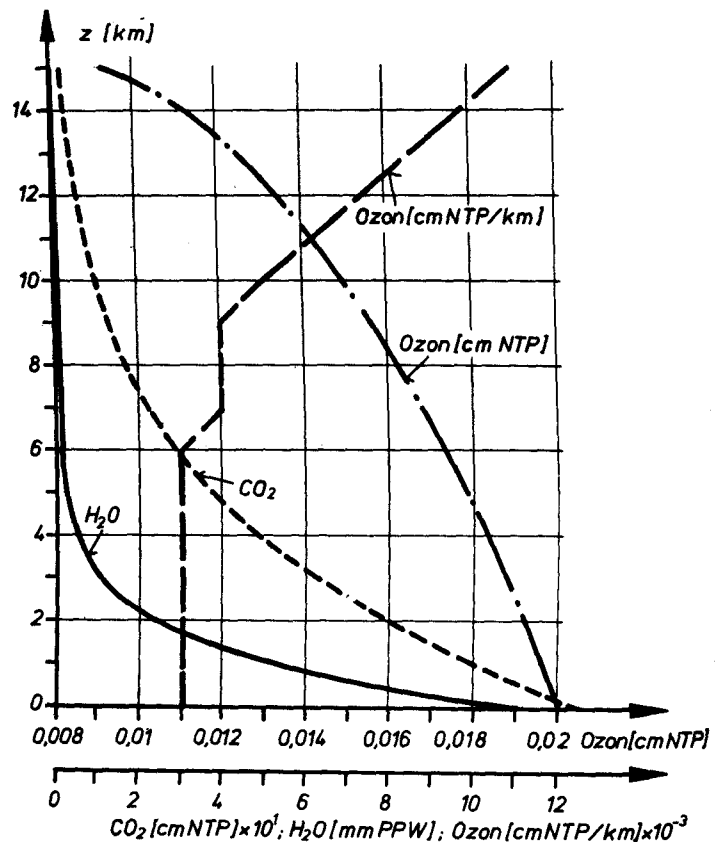


Abb. 23: H_2O -, CO_2 - und O_3 Verlauf in der Atmosphäre

Temperatur T : Die Temperatur nimmt in diesem Fall linear mit der Höhe ab und läßt sich durch eine Geradengleichung darstellen.

$$T = T_0 + \frac{dT}{dz} \cdot z \quad (14)$$

Werte für den Temperaturgradienten liegen im Bereich von

$$\frac{dT}{dz} = - (0,5 \div 0,7 \text{ } ^\circ\text{C}) / 100\text{m}. \quad (15)$$

Der adiabatische Temperaturgradient, der sich ergibt, wenn sich ein Luftquantum ohne Wärmez- oder abfuhr vertikal bewegt und nach dem Thomson - Joule Effekt expandiert, hat die Größe von

$$\left(\frac{dT}{dz}\right)_a = -0,985 \text{ } ^\circ\text{C} / 100\text{m}. \quad (16)$$

Die vier möglichen in der Natur vorkommenden Temperaturverläufe zeigt die Abbildung 24.

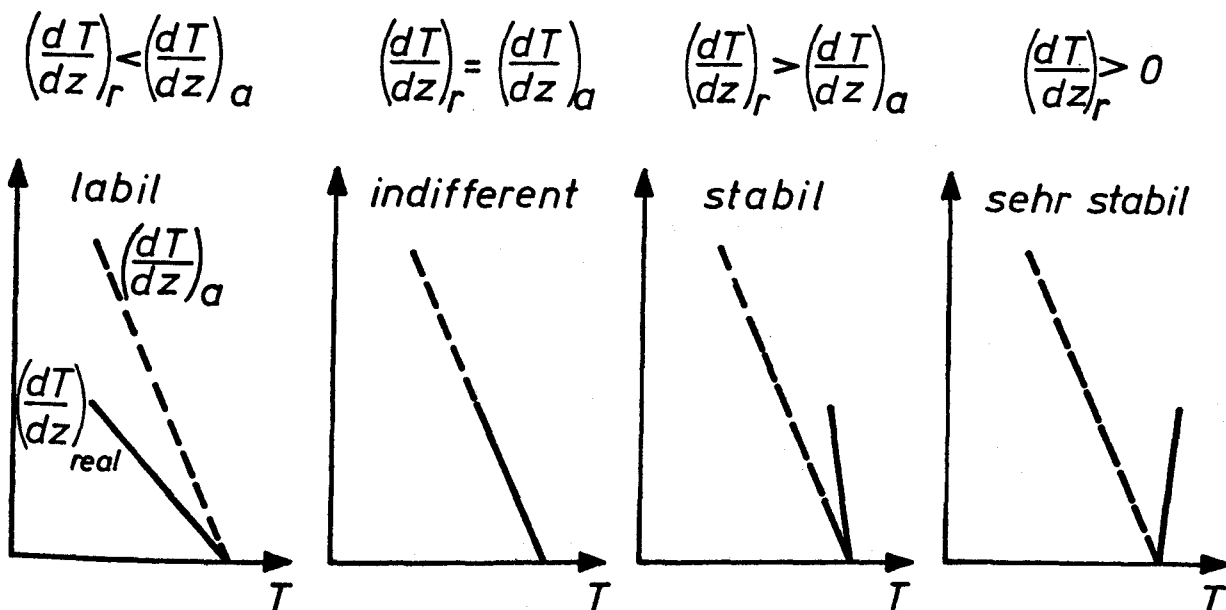


Abb. 24: Temperaturgradienten der Atmosphäre

Je nach Wetterlage können diese aktuellen Temperaturgradienten in der Natur vorkommen, wobei bis zum indifferenten Fall ein Schichtenaustausch durch Konvektion auftritt, während in den letzten Fällen eine stabile Schichtenbildung vorhanden ist. Der Fall mit positivem Temperaturgradienten tritt dann auf, wenn in einer wolkenlosen Nacht der Erdboden durch Strahlung mehr Wärme verliert als die darüberliegenden Luftschichten

und wird als Inversion, die Umkehrung der normalen Temperaturverhältnisse, bezeichnet.

Druck P: Die Integration der statischen Grundgleichung

$$\frac{dp}{dz} = -g \cdot \rho \quad (17)$$

mit g = Erdbeschleunigung; ρ = Luftdichte

führt zur barometrischen Druckformel

$$P = P_0 \cdot e^{-\frac{g \cdot z}{R \cdot T_m}} \quad (18)$$

mit P_0 = Bodenluftdruck; R = Gaskonstante von Luft

$$\text{mit } T_m = \int_0^z \frac{dz}{T} \cdot$$

Eine Näherungslösung /35/ für den Druckverlauf in der Atmosphäre bis zu einer Höhe von 11 km liefert die Gleichung (19).

$$P = P_0 \cdot \left(\frac{288 - 0,0065 \cdot z}{288} \right)^{5,256} \quad (z \text{ in m}) \quad (19)$$

Relative Feuchte φ : Die relative Feuchte nimmt stark mit der Höhe ab und kann im allgemeinen mit einer e - Funktion der folgenden Form mathematisch erfaßt werden

$$\varphi = \varphi_0 \cdot e^{-\frac{z}{c}} \quad ; \quad \varphi_0 = \text{Bodenfeuchte} \quad (20)$$

z = Höhe

c = Konstante.

Aber auch hier kann wie bei der Temperatur ein anderer Verlauf auftreten, wenn Nebel vorhanden ist oder in einer bestimmten Höhe plötzlich Wolken auftreten.

Die Abbildung 23 beschreibt den Verlauf des Wassergehalts mit der Höhe, und zwar in cm Niederschlagswasser PPW, wie es auf der Erdoberfläche auftreten würde, wenn der gesamte Wasserdampf ab einer bestimmten Höhe kondensierte. Für die Gase CO_2 und O_3 resultieren die Werte aus der Annahme, daß eine Normalatmosphäre (NTP) von $T = 0^\circ\text{C}$ und $P = 1013 \text{ mbar}$ vorherrscht. Bei

Ozon ist festzustellen, daß sein Anteil in der Troposphäre erst ab Höhen von 6 000 m von Bedeutung ist.

Die bisherigen Angaben beschreiben den thermodynamischen Zustand und die Zusammensetzung der Troposphäre. Hinzu kommen noch die Bewegungseffekte des auf der Erde herrschenden Windes, der für den horizontalen Austausch verantwortlich ist. Durch die Rauigkeiten des Erdbodens, des Pflanzenbestandes und der Bebauung ist in den bodennahen Luftschichten eine starke Krümmung des vertikalen Windprofils zu beobachten. Die Störung der horizontalen Windkomponente erstreckt sich bis zu Höhen von $z = 1000 - 1500$ m. Während direkt am Erdboden die Windgeschwindigkeit $u = 0$ herrscht, nimmt sie mit der Höhe rasch zu. Die mathematische Beschreibung des Windprofils $u(z)$ kann nach /36/ wie folgt vorgenommen werden:

$$u(z) = u_0 \left(\frac{z}{z_0} \right)^p \quad (21)$$

Dabei ist u_0 die bei z_0 gemessene Windgeschwindigkeit und p ein Turbulenzparameter. Sein Schwankungsbereich liegt bei:

$p = 0 \longrightarrow$ maximale Turbulenz; $p = 1 \longrightarrow$ laminare Strömung.

Mittelwerte für den Turbulenzparameter sind:

$z \leq 15\text{m} \longrightarrow p = 1/4$, $z > 15\text{ m} \longrightarrow p = 1/5$.

3.3 DAS VERHALTEN VON KÜHLTURMFAHNEN AUF IHREM WEG VOM EINSTRÖMVORGANG BIS ZUR AUFLÖSUNG IN DER ATMOSPHERE

Aus der Aufwärmung der Luft im Kühlturm resultiert ein Dichteunterschied zur Umgebung, der einen natürlichen Zug proportional der Höhe des Kühlturms induziert. Im stationären Fall sind Auftriebs- und Widerstandskraft, die entgegengesetzt auf die Luftsäule wirken, vom Betrag her gleich groß. Mit Hilfe dieser Gleichgewichtsbedingung, der Kontinuitätsgleichung und einer Energiebilanz läßt sich der thermodynamische und strömungstechnische Zustand der Luft an der Kühlturmmündung bestimmen, und zwar die Wertew_K (Austrittsgeschwindigkeit), T_K (Austrittstemperatur),

ρ_K (Dichte der Kühlturmluft), x_K (absolute Feuchte) und x_{F1} (Anteil des Wasserdampfes, der in flüssiger Form vorliegt). War vorher die Kühlturmluft durch die Kühlturmschale von der Umgebung getrennt, so tritt sie jetzt in Form eines Freistrahls in die umgebende Atmosphäre und beginnt in der ersten Phase deren Horizontalströmung anzunehmen, während sie bei Windstille senkrecht aufsteigt und dabei dem Strahlaufweitungseffekt durch Zumischung von Umgebungsluft unterliegt, wobei das anfängliche Pfropfenprofil für Geschwindigkeit und Feuchte in eine Gaußverteilung übergeht. Ist $u(z) \neq 0$, so überlagert sich der Anfangsimpuls der austretenden Kühlturmabluftfahne

$$I_z = (\pi \cdot D_K^2 / 4) \cdot \rho_K \cdot w_K^2 \quad (22)$$

mit dem Strömungsimpuls des horizontalen Windes

$$I_x = \int_{H_K}^z \rho_L \cdot D_K \cdot u_0^2 \cdot (z/z_0)^{2p} \cdot dz \quad (23)$$

so daß sich für den Anfangsverlauf der Fahnenmitte schreiben läßt:

$$\frac{dz}{dx} = \frac{I_z}{I_x} = \tan \alpha. \quad (24)$$

Die Integration von (24) gibt die Lage der Fahnenachse wieder, wobei der Ursprung des Koordinatensystems in der Kühlturmachse liegt. Diese Gleichung gilt so lange, bis die horizontale Bewegung der Fahne $u_K = u(z)$ durch Beschleunigung erreicht ist. Danach wird der Fahnenweg durch die Überlagerung der beiden Geschwindigkeiten $w_K(z)$ und $u(z)$ bestimmt.

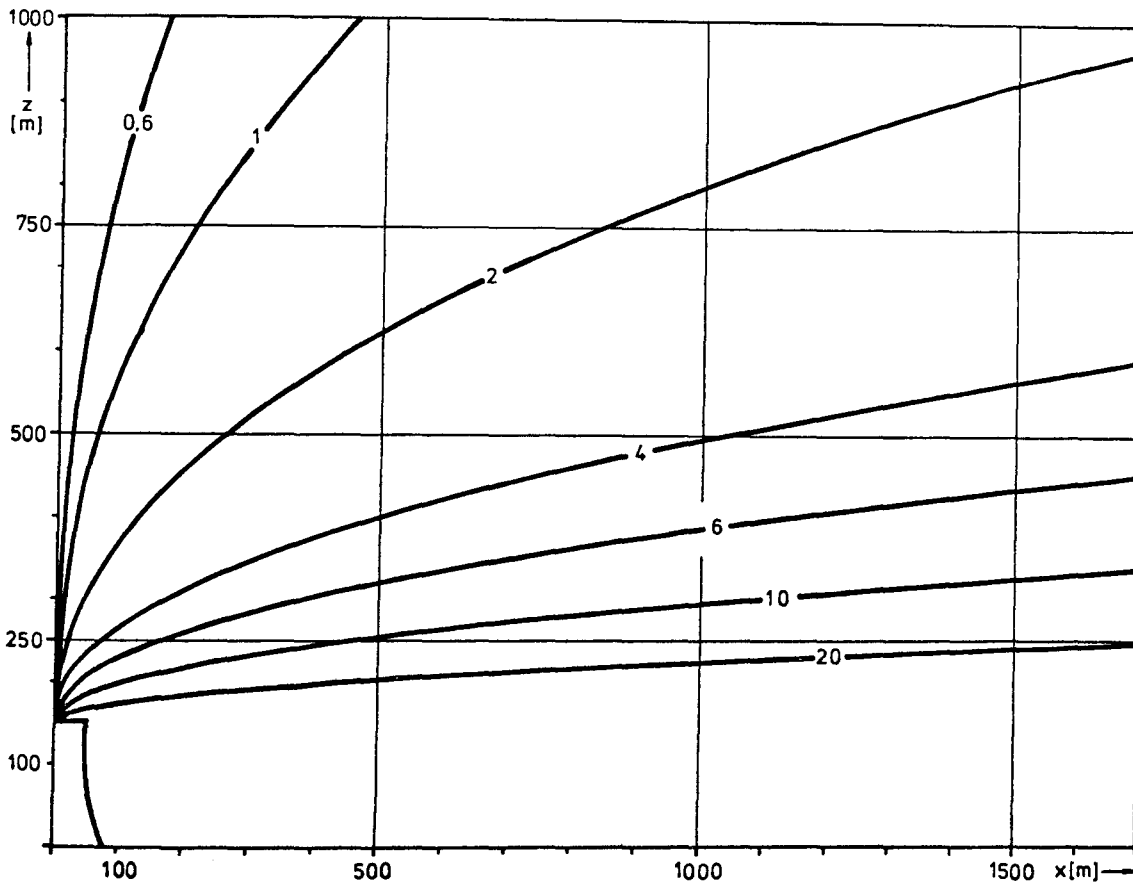


Abb. 25: Fahnenverlauf beim Einströmvorgang durch Impulsüberlagerung bei verschiedenen Windgeschwindigkeiten $u(H_K)$

Abbildung 25 zeigt die Rechenergebnisse der Impulsüberlagerung für den Fall mit folgenden Betriebsdaten:

$$D_K = 100 \text{ m}; \quad H_K = 150 \text{ m}; \quad T_K = 304^\circ\text{K};$$

$$T_U = 284^\circ\text{K}; \quad w_K = 4 \text{ m/sec}; \quad p = 0,2.$$

Man erkennt, daß schon ab einer mittleren Windgeschwindigkeit von 4 m/sec die Kühlturmfahne ab $x = 200 \text{ m}$ die Bewegung des horizontalen Windes angenommen hat. Für noch höhere Windgeschwindigkeiten stellt sich sehr rasch ein sehr flacher Fahnenverlauf ein.

Bei höheren Windgeschwindigkeiten ($u(z) > w_K$) ist der Einfluß der Reibung an den Flanken der Abluftfahne so groß, daß sich beim Einströmvorgang Walzen an den Außenseiten der Fahne

bilden, wie sie in Abbildung 26 dargestellt sind.

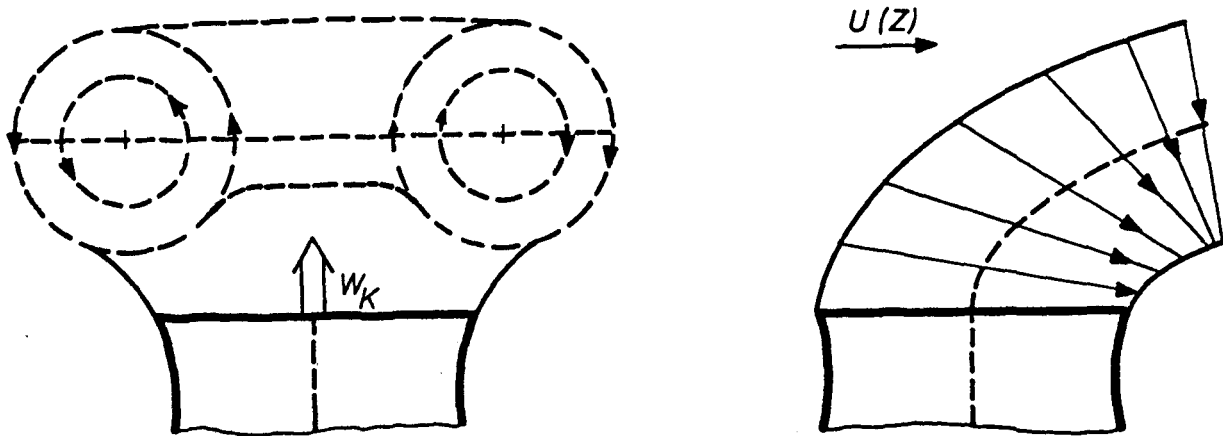


Abb. 26: Walzenbildung an Kühlturmfahnen bei hohen Windgeschwindigkeiten

Durch die Rotation der Walzen wird verstärkt Umgebungsluft durch Mitreißen in die Mitte der Fahne transportiert, was zu einer schnelleren Durchmischung und somit zu einer geringeren Auftriebshöhe führt. Die Walzen können Durchmesser bis zu 20 m und Rotationsgeschwindigkeiten von 3-4 Umdrehungen/Minute erreichen. Die Windstärke und die kreisförmige Geometrie des Kühlturms, der aerodynamisch als quer angeströmter Zylinder angesehen werden kann, bewirken eine weitere Beeinflussung des Fahnenverlaufs am Anfang des Einströmvorgangs. Nach Messungen von /37/ stellt sich an der Kühlturmschale das Druckprofil der Abbildung 27 ein.

Bis zu einem Winkel von 40° herrscht Überdruck, während sich ab diesem Gebiet ein Unterdruck mit einem Maximum bei etwa 70° ausbildet. Diese Gegebenheit bewirkt, daß im Unterdruckgebiet Randzonen der Kühlturmfahne in Richtung Erdboden gezogen werden und bei geringer Kühlturmhöhe sogar den Erdboden berühren. Dieser Einfluß macht sich so lange bemerkbar, bis eine Entfernung vom Kraftwerk erreicht ist, in der die ungestörte Strömung des horizontalen Windes wieder vorherrscht. Nach der Anpassungsphase an die Umgebungsströmung steigt die Warmluft so lange weiter, bis der Dichteunterschied zwischen

Umgebung und Fahne durch Temperaturabnahme, hervorgerufen durch Leitung, Konvektion und Strahlung, gegen Null geht.

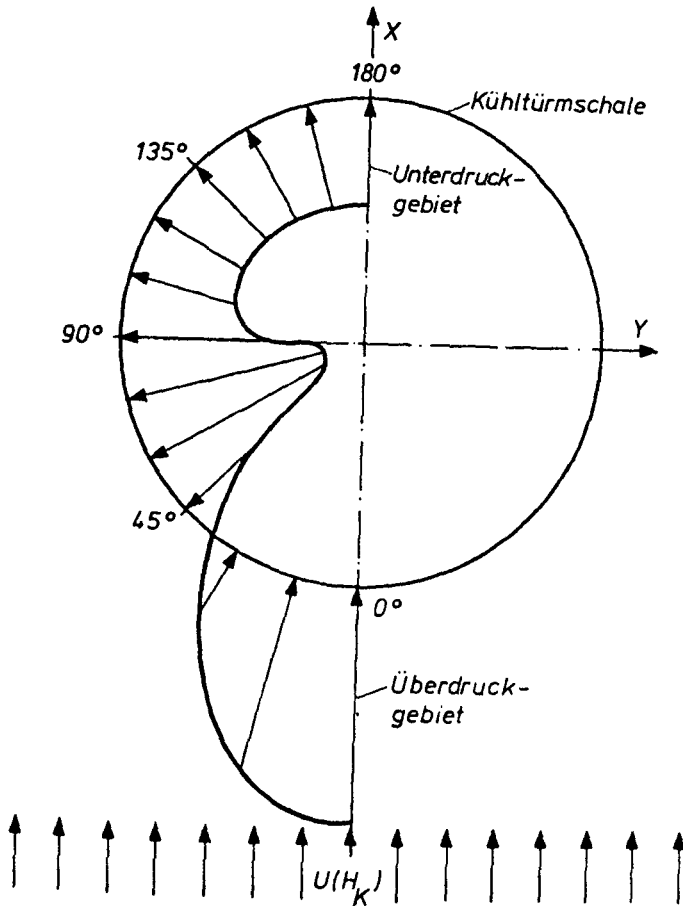


Abb. 27: Druckverlauf an der Kühlturmmündung durch Wind einfluß

3.3.1 DER ADIABATISCHE AUFSTIEG

Nach der Einströmphase der Kühlturmabluftfahne in die Atmosphäre setzt der Aufstieg der mit einer bestimmten Übertemperatur behafteten Warmluft ein. Die Beschreibung dieses Vorgangs kann durch die nächsten Gleichungen erfolgen.

1. Hauptsatz
$$d\dot{Q} = c_{pL} \cdot dT - A \cdot R \cdot T \cdot \frac{dp}{p} \quad (25)$$

Gasgleichung $p = \rho \cdot R \cdot T$ (26)

Statische Grundgleichung $\frac{dp}{dz} = -\rho \cdot g$ (27)

Unter der Annahme des Fehlens von Wärmezufuhr- oder Abfuhr wird $d\dot{Q} = 0$, und es ergibt sich für die trockenadiabatische Temperaturänderung eines vertikal bewegten Luftteilchens

$$\frac{dT_K}{dz} = -\frac{A \cdot g}{c_{pL}} \cdot \frac{T_K}{T_U} = -\Gamma \cdot \frac{T_K}{T_U} \quad (28)$$

Man sieht, daß die Temperaturabnahme bei Vertikalbewegung von der Temperatur des Luftteilchens T_K , der Temperatur der Umgebung T_U und dem adiabatischen Temperaturgradienten Γ der Atmosphäre abhängt.

Nimmt man nun für die aktuelle Atmosphäre in bestimmten Schichten einen linearen Temperaturverlauf $T_U(z) = T_{U0} - \gamma \cdot z$ an, so interessiert die Höhe, in der $\rho_K(z) = \rho_U(z)$ herrscht, und somit die Ruhelage des Luftteilchens erreicht ist. Vernachlässigt man in erster Näherung den Feuchteunterschied zwischen Umgebung und aufsteigender Warmluft, dann gilt für die Gleichgewichtslage

$$T_K = T_U \quad \text{und} \quad \frac{dT_K}{dz} = -\Gamma \quad (29)$$

Man erhält für die Temperaturänderung der aufsteigenden Luft die Formeln /38/:

$$\frac{dT_K}{dz} = -\Gamma \cdot \frac{T_{K0}}{T_{U0}} \cdot \left(1 - \frac{\gamma}{T_{U0}} \cdot z\right)^{\frac{\Gamma - \gamma}{\gamma}} \quad (30)$$

$$\frac{dT_K}{dz} = -\Gamma \cdot \frac{T_{K0}}{T_{U0}} \cdot e^{-\frac{z \cdot \Gamma}{T_{U0}}} \quad \text{für Isothermie.} \quad (31)$$

Die Bedingungen aus (29) führen dann zu den Ausdrücken (32) und (33).

$$z_G = \frac{T_{UO}}{\gamma} \cdot \left[1 - \left(\frac{T_{UO}}{T_{KO}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right] \quad (32)$$

$$z_G = \frac{T_{UO}}{\gamma} \cdot \ln \frac{T_{KO}}{T_{UO}} \quad \text{für Isothermie.} \quad (33)$$

Nimmt man die Temperaturwerte des Trockenkühlturms der Abbildung 11 ($T_{UO} = 285^{\circ}\text{K}$; $T_{KO} = 303,5^{\circ}\text{K}$) und den Temperaturgradienten der Atmosphäre zu $\gamma = 0,005^{\circ}\text{C/m}$ an, so folgt für die Gleichgewichtshöhe z_G

$$z_G = 3\,576 \text{ m,}$$

die die Fahne erreichen würde, wenn sie keine Temperaturverluste durch Leitung, Konvektion und Strahlung erleidet.

Bei der vorhergehenden Betrachtungsweise wurde angenommen, daß es sich stets um ungesättigte Luft ($\varphi < 100\%$) handelt. Da der Wärme- und Stoffaustausch in Naßkühltürmen eine Sättigung der Luft ($\varphi = 100\%$) erreicht, und die Luft den Kühlturm an der Mündung übersättigt, also mit Nebeltröpfchen verläßt, ist die Temperaturänderung bei vertikalem Aufstieg auf den Phasenumwandlungsbereich (gasförmig - flüssig) zu erweitern. In diesem Zusammenhang interessiert besonders die Taupunkttemperatur τ , die die Grenze des Trockenzustands angibt, und ab der die trockenadiabatische Vertikalbewegung durch Einsetzen von Kondensation beendet wird. Nach Gleichung (34)

$$\frac{e}{E_0} = \frac{p}{p_0} \quad (34)$$

sinkt der Dampfdruck e bei Druckabnahme proportional dem Gesamtdruck p , womit auch die Taupunkttemperatur abnimmt, da sich der Sättigungsdampfdruck E in der gleichen Weise vermindert. Nach Gleichung (28) nimmt die Temperatur mit etwa $1^{\circ}\text{C}/100 \text{ m}$ bei vertikalem Aufstieg ab, und es gilt nun festzustellen, ob der Taupunkt rascher oder langsamer sinkt. Sinkt er langsamer, so wird in einer bestimmten Höhe $T_K = \tau$. Durch

Differentiation der Magnus - Gleichung (3) ergibt sich für die Taupunktsänderung:

$$\frac{d\tau}{dz} = - \frac{g}{R \cdot T} \cdot \frac{(234,67 + \tau)^2}{4024,2} . \quad (35)$$

In einem Bereich für $t = - 50^{\circ}\text{C} \div 40^{\circ}\text{C}$ und $t - \tau = 0^{\circ}\text{C} \div 20^{\circ}\text{C}$ schwankt $\frac{d\tau}{dz}$ zwischen den Werten:

$$\frac{d\tau}{dz} = - (0,00105 \div 0,00209)^{\circ}\text{C}/\text{m}. \quad (36)$$

Ein Vergleich dieser Zahlen mit dem adiabatischen Gradienten zeigt, daß sie wesentlich kleiner sind, und Kondensation nur bei Aufsteigen erreicht werden kann. Für den Verlauf des Taupunktes und der adiabaten Temperaturabnahme gilt nun:

$$\tau = \tau_0 + \left(\frac{d\tau}{dz}\right)_m \cdot z , \quad (37)$$

τ_0 = Taupunktstemperatur für die Höhe $z = z_0$,

$$t = t_0 - \Gamma \cdot z , \quad (38)$$

t_0 = Lufttemperatur für die Höhe $z = z_0$.

Bei ungesättigter Luft interessiert nun die Höhe, in der Kondensation anfängt, also $t = \tau$ und $z = z_K$ sein muß. Durch Einsetzen in (37) und (38) ergibt sich

$$z_K = (t_0 - \tau_0) \cdot \frac{1}{\Gamma + \left(\frac{d\tau}{dz}\right)_m} = (t_0 - \tau_0) \cdot a . \quad (39)$$

Da der Faktor a im vorher genannten Temperaturbereich nur zwischen $a = 113 \div 126$ schwankt, kann mit genügender Genauigkeit $a = 122 = \text{konstant}$ angesehen werden. Dieses führt zu der Gleichung (40).

$$z_K = 122 \cdot (t_0 - \tau_0) \text{ [m]} \quad (40)$$

Das heißt, daß die Kondensationshöhe vertikal bewegter Luft nur von ihrem Anfangszustand abhängt.

Bei gegebenem Anfangszustand der Luft mit t_o und φ_o läßt sich τ_o wie folgt berechnen:

a) $x_o = x_s (\tau_o) = \text{konstant}$ (nach h-x-Diagramm senkrechte Gerade bis zur $\varphi = 100\%$ Linie)

$$b) E_o = 4,525 \cdot 10^3 \frac{7,4475 \cdot t_o}{234,67 + t_o} \text{ [mm Hg!]} \quad (\text{nach Magnus})$$

$$c) x_o = x_s = 0,622 \cdot \frac{\varphi_o \cdot E_o}{P - \varphi_o \cdot E_o}$$

$$d) E = \frac{x_s \cdot P}{0,622 + x_s}$$

$$e) \tau_o = 234,67 \cdot \frac{\ln E - 1,5096}{18,658 - \ln E}$$

Für das Beispiel der Abbildung 12 mit den Werten $\varphi_o = 0,225$, $t_o = 30,5^\circ\text{C}$, $x_o = 0,006$ und $p = 760$ Torr berechnet sich die Taupunktstemperatur zu $\tau_o = 6,655^\circ\text{C}$ und die Kondensationshöhe wird somit

$$z_K = 122 \cdot (30,5 - 6,655) = 2\,909 \text{ m.}$$

Das bedeutet, daß in der Warmluftfahne, bevor sie die Gleichgewichtslage $z_G = 3\,576$ m erreicht hat, ab z_K Kondensation auftritt und sichtbar wird mit der Voraussetzung wie bei z_G , daß keine Wärmeverluste auftreten. Ab z_K wird die Verdampfungswärme r_o des kondensierenden Wassers frei, und der adiabatische Temperaturgradient nimmt einen kleineren Wert an. Nach /35/ beträgt für die in dieser Höhe herrschenden Temperatur- und Druckwerte die Temperaturabnahme etwa $0,0058^\circ\text{C/m}$.

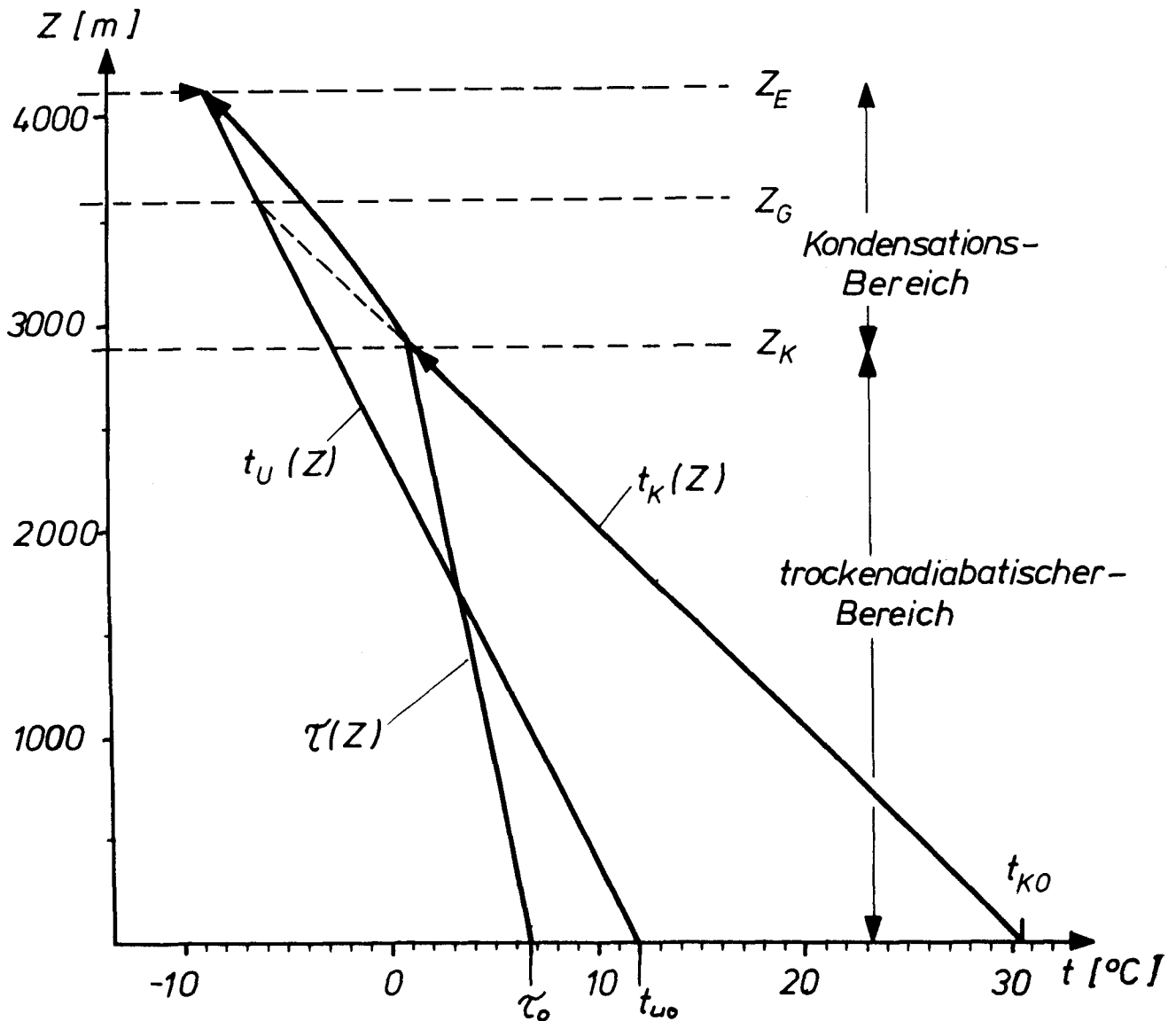


Abb. 28: Temperaturverlauf von Warmluftfahnen beim adiabatischen Aufstieg in der Atmosphäre

Abbildung 28 enthält die einzelnen Stationen beim Aufstieg von Warmluftfahnen bis zur maximalen Höhe z_E unter den angenommenen Bedingungen. Die Strecke z_K legt die Luft trockenadiabatisch zurück bis bei z_K die relative Feuchte $\varphi_K = 100\%$ erreicht ist.

Ab z_K aufwärts hat man es mit Wolkenluft zu tun, und die Temperaturabnahme mit der Höhe erfolgt nach einer Kondensationsdiabete, die durch die Gleichung (41) beschrieben wird.

$$\frac{dT}{dz} = - \frac{\left(A \cdot \frac{T_K}{T_U} + \frac{r_O \cdot x}{R \cdot T_K} \right) \cdot g}{c_{pL} + \frac{r_O \cdot x}{E} \cdot \frac{dE}{dT_K}} \quad (41)$$

Die Feuchtadiabate ist in Abbildung 28 eine schwach konkav gegen den Koordinatenursprung gekrümmte Kurve, deren Krümmung sich für größere Höhen asymptotisch der Trockenadiabaten nähert und in großen Höhen in diese übergeht.

3.3.2 DIE VERMISCHUNG DURCH TURBULENZ

Turbulenz ist eine Strömungseigenschaft von Gasen und Flüssigkeiten, bei der die gradlinige Bewegungsform der parallelen Schichtenströmung durch unregelmäßige Querbewegungen ersetzt wird, und sich Wirbel und Walzen ausbilden. Im Falle des Einströmvorgangs der Kühlturmfahne in die Atmosphäre kann man zwei Arten von Turbulenz unterscheiden, nämlich die Eigenturbulenz der atmosphärischen Luftströmung, die aus den Bodenrauigkeiten und den vertikalen Konvektionsströmen resultiert und die Turbulenz an der Fahhengrenze, die sich durch die Schubspannung zwischen aufsteigender Warmluft und der Umgebungsluft ausbildet. So entsteht am "Strahlrand" eine Unstetigkeitsfläche, ab der die vertikale Aufstiegs geschwindigkeit von Null auf den maximalen Wert der Kernströmung ansteigt. In diesem Bereich mischt sich die Warmluft mit der umgebenden Luft, was eine Strahlaufweitung und eine Auftriebsabnahme durch Temperatursenkung zur Folge hat, es tritt also eine Vermischung der Lufteigenschaften ein. Für den Wärmeinhalt und Wasserdampfgehalt gilt die Mischungsregel der Gleichung (8) mit einer Lage im h-x-Diagramm zwischen dem aktuellen Zustand der Warmluft K und der Umgebung U. Je nach dem Zustand und den Massenanteilen der beiden Luftkomponenten kann die Mischungsgerade und der Mischungspunkt M im Nebelgebiet liegen, so daß durch die Vermischung von noch nicht gesättigter Kühlturmluft mit der Umgebung Kondensation

auftreten kann.

Das mathematisch äußerst schwierige Problem der turbulenten Ausbreitung von Freistrahlen und Warmluftfahnen ist von vielen Autoren /39/-/49/ mit verschiedenen Ansätzen angegangen worden, auf die jedoch hier nicht eingegangen werden soll. Zum Verständnis sei ein sehr einfacher Ansatz der Arbeit von J. Warren /50/ erwähnt, bei dem man von der Modellvorstellung der Abbildung 29 ausgeht.

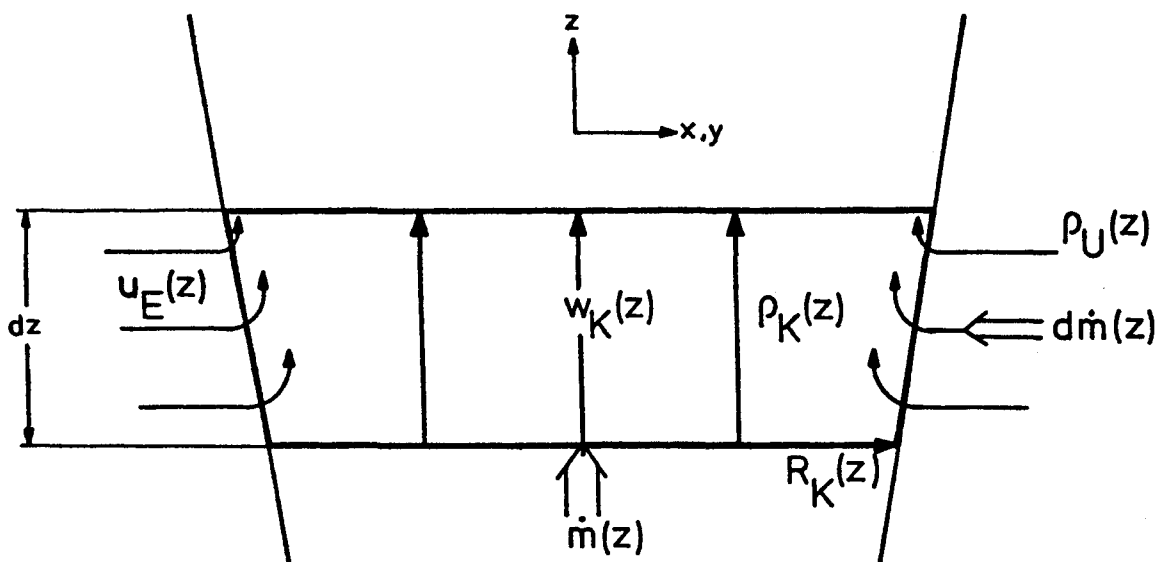


Abb. 29: Vermischungsvorgang einer rotationssymmetrischen Warmluftzscheibe

Durch die Turbulenz an der Warmluftgrenze wird Umgebungsluft mit der quer zur Strömungsrichtung verlaufenden Geschwindigkeit $u_E(z)$ zugemischt, die man proportional der vertikalen Geschwindigkeit w_K setzt.

$$u_E(z) = \alpha \cdot w_K(z) \quad (42)$$

Die Zumischungsrate (entrainment rate) μ ist definiert zu:

$$\mu = \frac{1}{\dot{m}} \cdot \frac{d\dot{m}}{dz}, \quad (43)$$

die die Änderung des Massenstroms mit der Höhe, bezogen auf den Gesamtmassenstrom \dot{m}

$$\dot{m} = \pi \cdot R_K^2 \cdot \rho_K \cdot w_K(z) \quad (44)$$

wiedergibt.

Für den zugemischten Massenstrom gilt:

$$d\dot{m} = d(\pi \cdot R_K^2 \cdot \rho_K \cdot w_K) = 2 \cdot \pi \cdot R_K \cdot \alpha \cdot w_K \cdot \rho_U \cdot dz, \quad (45)$$

oder

$$\frac{d\dot{m}}{dz} = \frac{d}{dz} (\pi \cdot R_K^2 \cdot \rho_K \cdot w_K) = 2 \cdot \pi \cdot R_K \cdot \alpha \cdot w_K \cdot \rho_U \cdot \quad (46)$$

Die Änderung der Warmluftabmaße lautet:

$$\begin{aligned} \frac{dR_K}{dz} &= \alpha \cdot \frac{\rho_U}{\rho_K} - \frac{R_K}{2} \cdot \left(\frac{1}{w_K} \cdot \frac{dw_K}{dz} + \frac{1}{\rho_K} \cdot \frac{d\rho_K}{dz} \right) \\ &\cong \alpha - \frac{R_K}{2} \cdot \left(\frac{1}{w_K} \cdot \frac{dw_K}{dz} + \frac{1}{\rho_K} \cdot \frac{d\rho_K}{dz} \right) \end{aligned} \quad (47)$$

Mit der Definition der Zumischungsrate μ folgt dann:

$$\mu = \frac{2\alpha}{R_K} \cdot \left(\frac{\rho_U}{\rho_K} \right) \cong \frac{2\alpha}{R_K} \quad (48)$$

Aus Gleichung (48) erkennt man, daß die Vermischung von aufsteigenden Warmluftfahnen um so schneller erfolgt, je kleiner ihre Abmessungen sind, was ein Grund dafür ist, daß z.B. Schornsteinabgase trotz ihrer hohen Übertemperatur sehr schnell ihren Auftrieb verlieren und den vertikalen Aufstieg beenden. Der Proportionalitätsparameter α , der aus Labormessungen oft zu 0,1 angenommen wird, ist eine Funktion der Aufstiegsgeschwindigkeit und des Strömungszustands der Atmosphäre.

Aus diesen Betrachtungen geht hervor, daß die wirkliche Temperaturabnahme bei Warmluftfahnen stets größer ist als der im Abschnitt 3.3.1 angenommene adiabatische Temperaturgradient, so daß zu den Gleichungen (30) oder (31) noch ein Ausdruck folgender Art hinzukommt:

$$\frac{dT_K}{dz} = - \left[(\text{Gl.30 od.31}) + \mu \cdot (T_K - T_U) \right] > \left(\frac{dT_K}{dz} \right)_a \quad (49)$$

Die Gleichgewichtshöhe z_G wird durch die turbulente Zumischung stets eher erreicht als bei den idealisiert angenommenen adiabatischen Vorgängen.

3.3.3 DER TEMPERATURVERLUST DURCH GASSTRAHLUNG

Wegen der fehlenden Materie im Weltraum kann die Abgabe der von der Erde absorbierten und dort künstlich erzeugten Energie nur über die Wärmestrahlung erfolgen, wobei nach Abbildung 30 die Atmosphäre einen Anteil von etwa 50 % der Sonnenenergie als Eigenausstrahlung übernimmt.

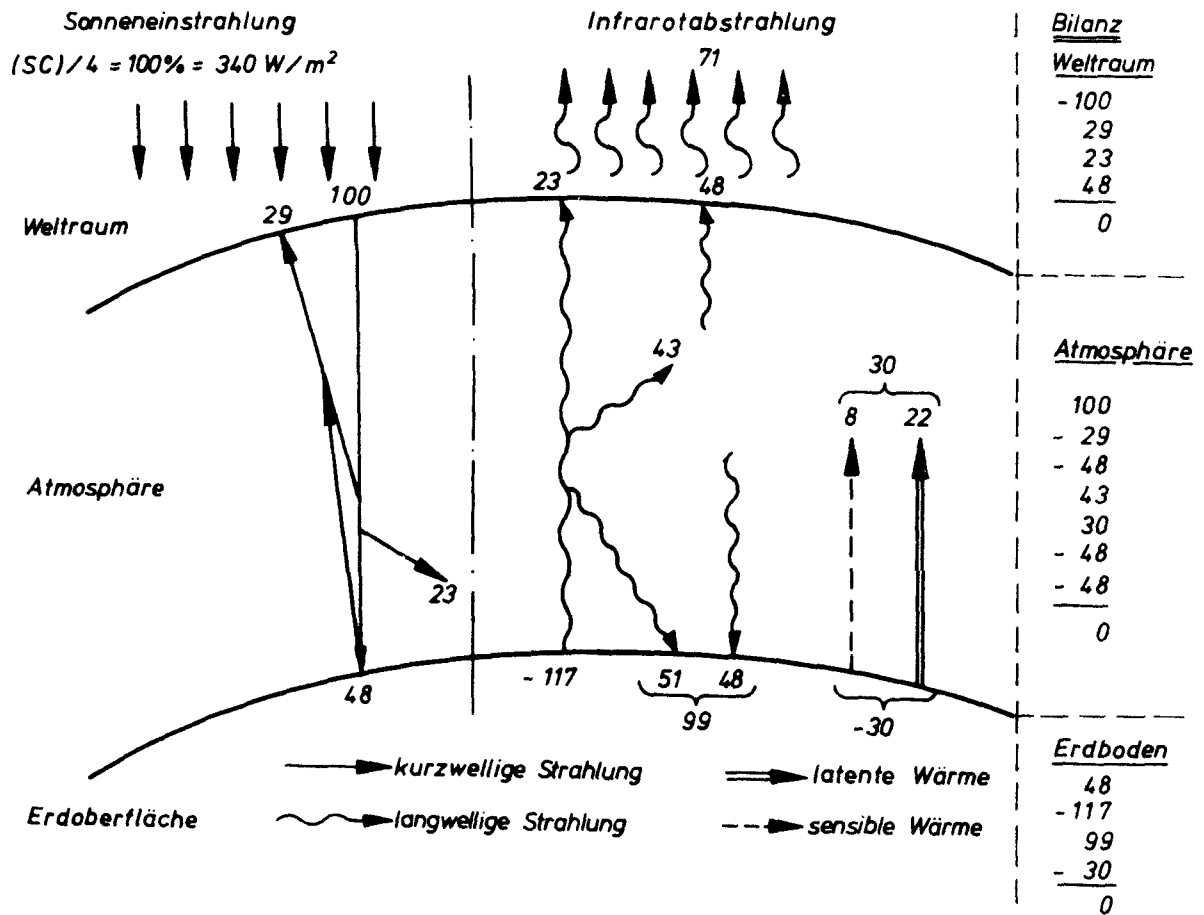


Abb. 30: Der Energiehaushalt der Erde /51/

Nach dem Wienschen Verschiebungsgesetz

$$\lambda_{\max} \cdot T = 2860 [\mu \cdot ^\circ\text{K}] \quad (50)$$

unterscheidet sich die Abstrahlung der Erde nur durch ihre Wellenlänge von der der Sonne, und zwar verschiebt sich das Strahlungsmaximum wegen der niedrigeren Temperatur der Erde zu höheren Wellenlängen hin. Nach (50) folgt mit den Temperaturen der beiden Strahler $T_{\text{Sonne}} = 6000 \text{ }^\circ\text{K}$ und $T_{\text{Erde}} = 288 \text{ }^\circ\text{K}$:

$$\lambda_{\max\text{-Sonne}} = 0,48 \mu \quad (51)$$

$$\lambda_{\max\text{-Erde}} = 10 \mu . \quad (52)$$

Wegen der Asymmetrie der spektralen Intensitätsverteilung, die besagt, daß 25 % der Intensität unterhalb und 75 % oberhalb von λ_{\max} liegen, empfiehlt sich nach /52/ die Einführung eines Wellenschwerpunktes λ_S , bei dem jeweils beidseitig 50 % der Strahlungsintensität liegen. Das Wiensche Verschiebungsgesetz verändert sich dadurch zu:

$$\lambda_S \cdot T = 4100 [\mu \cdot ^\circ\text{K}] . \quad (53)$$

Damit ergeben sich folgende Wellenlängen für Erde und Sonne:

$$\lambda_{S\text{-Sonne}} = 0,6833 \mu \quad (54)$$

$$\lambda_{S\text{-Erde}} = 14,236 \mu . \quad (55)$$

Im Strahlungshaushalt der Erde spielen die drei- und mehratomigen Gase der Atmosphäre eine große Rolle. Die Moleküle dieser Gase bilden im allgemeinen elektrische Dipole, so daß sie durch Änderung ihrer Rotations- und Schwingungszustände in Energieaustausch mit dem Strahlungsfeld treten können /53/.

Die drei wichtigsten Gase der Atmosphäre mit diesen Eigenschaften sind der Wasserdampf (H_2O), das Kohlendioxyd (CO_2) und Ozon (O_3), denen die Aufgabe der Wärmeabstrahlung obliegt, während die Hauptbestandteile der Luft (O_2 und N_2) praktisch diatherm, d.h. durchlässig für Wärmestrahlung sind und somit Wärme nur in Form von Leitung und Konvektion weitergeben können. Im Gegensatz zu festen und flüssigen Körpern strahlen und

absorbieren Gase nur innerhalb enger Wellenlängenbereiche, die man auch Banden nennt. Für die selektiven Strahler H_2O , CO_2 und O_3 sind diese Strahlbereiche in Abbildung 31 wiedergegeben. Die Troposphäre, die etwa 10-12 km hoch reicht und in der sich in der Hauptsache das Wettergeschehen abspielt, enthält so geringe Spuren von Ozon, daß dieses Gas hier als Strahler vernachlässigt werden kann. Betrachtet man die Banden von H_2O und CO_2 in Abbildung 31, so erkennt man ein Fenster der Atmosphäre bei etwa den Wellenlängen $\lambda = 4$ und $\lambda = 8-13$ ein Fenster gegenüber der Wärmestrahlung der Erde besitzt, was soviel bedeutet, daß die Erdoberfläche einen Teil der absorbierten Energie ungehindert in den Weltraum abstrahlen kann.

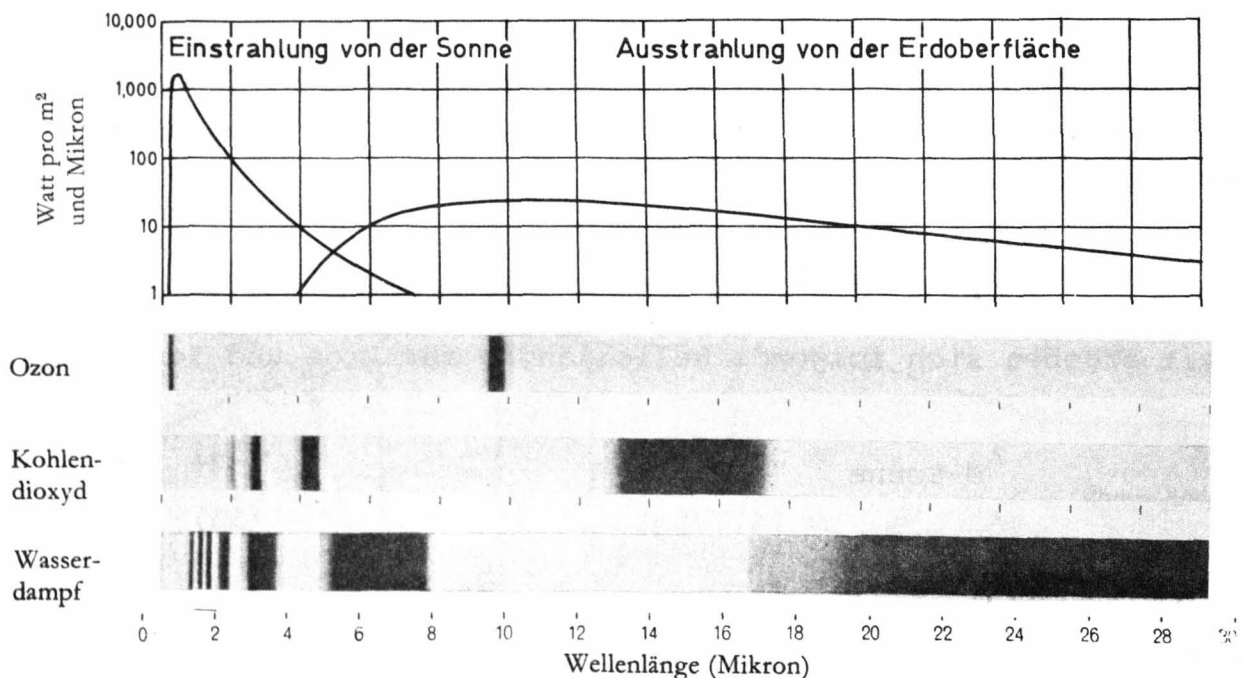


Abb. 31: Strahlungsintensität von Sonne und Erde mit den Absorptionsbanden der atmosphärischen Gase /34/

Das Absorptions- und Emissionsverhältnis von Gasen, durch die die Strahlung des Gases zu der des schwarzen Körpers in Beziehung gesetzt werden, hängen von der Temperatur T , dem Partialdruck p und der Schichtdicke s ab. Bezeichnet man das Emissionsverhältnis mit ϵ_g , so gelten für Kohlendioxyd und Wasserdampf die Werte der Abbildung 32, die den Messungen nach /54/ und /55/ entnommen sind.

Die Werte der Abbildung 32 sind Meßergebnisse für reinen Wasserdampf bei 1 at. Da das Beersche Gesetz, welches besagt, daß ϵ_g nur von dem Produkt aus Teildruck und Schichtstärke ($p \cdot s$) abhängig ist und nicht von diesen beiden Größen einzeln, bei Wasserdampf nicht genau gilt, bedarf es einer Korrektur, die der Tatsache gerecht wird, daß das Emissionsverhältnis bei einem festen ($p \cdot s$)-Wert für kleine Wasserdampfdrücke niedriger liegt als für große. Diese Berichtigung von ϵ_g bei H_2O erfolgt durch die Multiplikation mit einem Abminderungsfaktor, der für entsprechende Teildrücke dem Diagramm der Abbildung 33 zu entnehmen ist.

Obwohl bei selektiven Strahlern im allgemeinen das Stefan-Boltzmannsche Gesetz nicht gilt, sind die ϵ -Werte der Abbildung 32 so modifiziert, daß die Anwendung des T^4 -Ausdrucks der Gleichung (56) möglich ist.

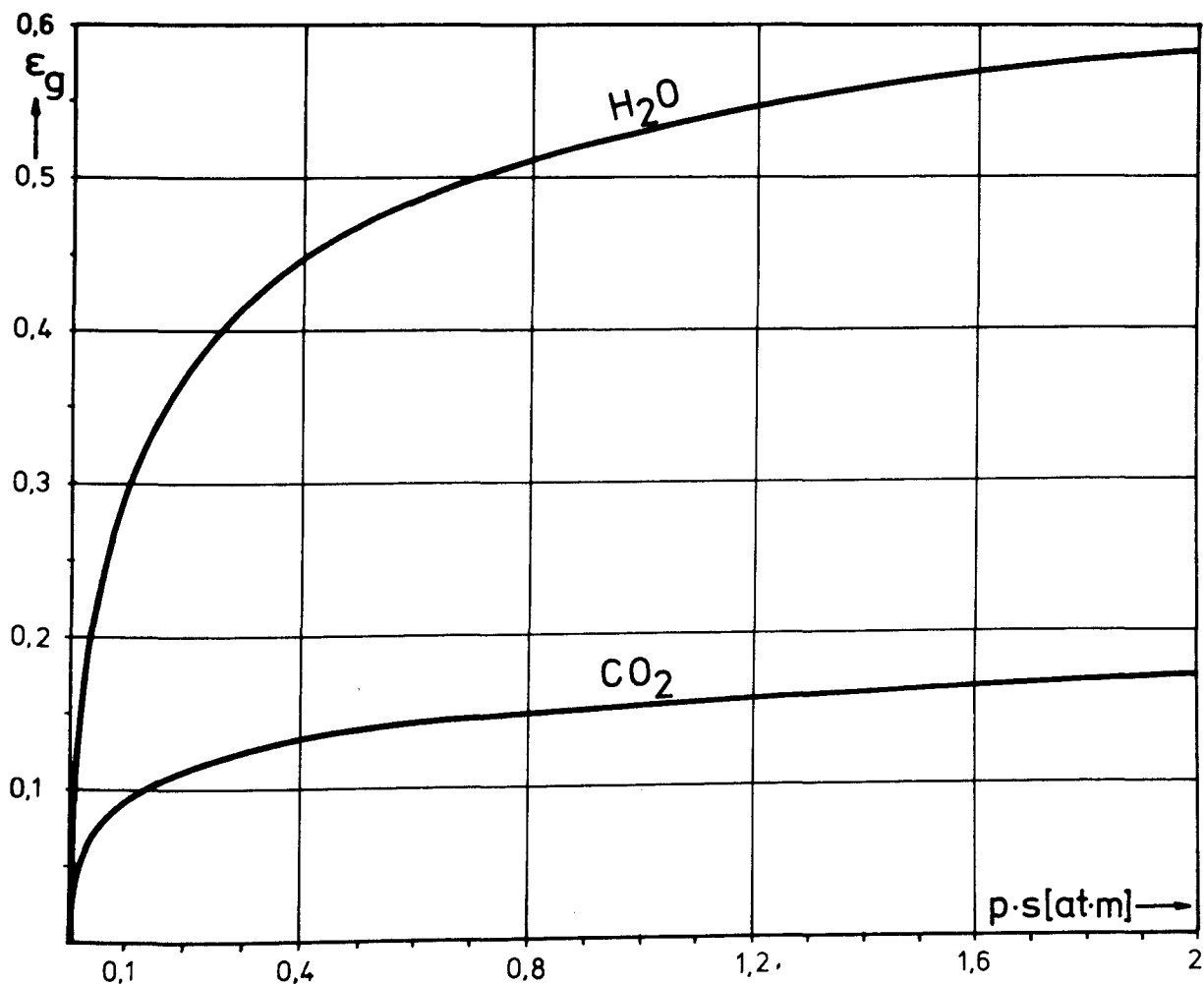


Abb. 32: Emissionszahl ϵ_g von Kohlendioxyd und Wasserdampf bei Umgebungstemperatur in Abhängigkeit von $p \cdot s$

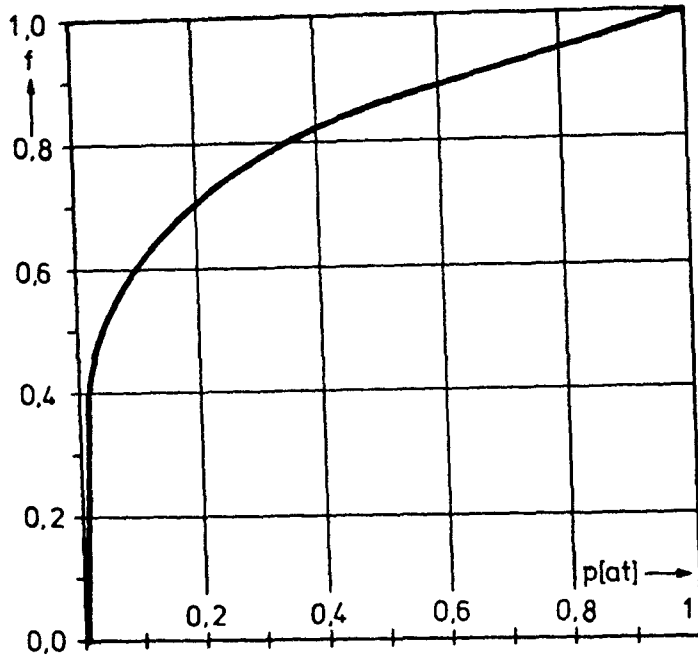


Abb. 33: f -Korrektur für H_2O bei Partialdrücken unter 1 at

$$E = \epsilon \cdot C_s \cdot \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad (56)$$

E = ausgestrahlte Energie

ϵ = Emissionsverhältnis

C_s = Strahlungskonstante = $5,775 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{grad}^4]$

T = Temperatur des Strahlers [$^{\circ}$ Kelvin]

Eine weitere Korrektur bedingt die teilweise Überlappung der Absorptionsbanden von CO_2 und H_2O , die eine Verminderung der Abstrahlung bei Vorhandensein beider Gase nach folgender Formel mit sich bringt:

$$\epsilon_{(H_2O + CO_2)} = \epsilon_{H_2O} + \epsilon_{CO_2} - \Delta\epsilon \quad (57)$$

Im allgemeinen kann man mit einer Verminderung der Gesamtstrahlung gegenüber der Summe der Einzelstrahlungen von etwa 2 bis 7 % rechnen /56/.

Obwohl das Emissionsverhältnis mit steigender Temperatur bei Gasen abnimmt, kann im Temperaturbereich der Troposphäre ϵ als konstant angesehen werden.

Mit den bisherigen Überlegungen kann zunächst nur die Be-

strahlung des Flächenelements durch einen Gaskörper von der Gestalt einer Halbkugel über dem Flächenelement berechnet werden. Für verschieden geformte Gaskörper gilt die Näherungslösung

$$s = \frac{4 \cdot V}{F} \quad (58)$$

mit V = Volumen des Gaskörpers
 F = abstrahlende Fläche.

Diese Grundlagen erlauben es, eine Aussage über die Abstrahlverluste von Warmluftfahnen an die kältere Umgebung zu machen, was am Beispiel einer Kühlturmabluftfahne gezeigt werden soll. Das dabei angenommene Modell mit dem Bilanzraum zeigt die Abbildung 34.

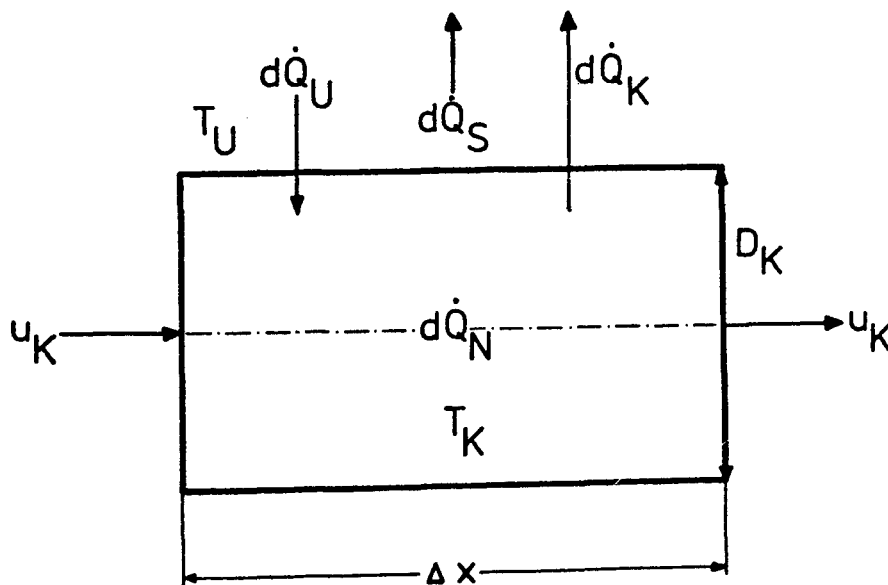


Abb. 34: Strahlungsbilanzraum einer Warmluftfahne

Die einzelnen Größen bedeuten dabei

- $d\dot{Q}_U$ = Wärmestrahlung von der Umgebung an die Fahne,
- $d\dot{Q}_K$ = Wärmestrahlung von der Fahne an die Umgebung,
- $d\dot{Q}_S$ = Nettowärmeverlust der Fahne = $d\dot{Q}_K - d\dot{Q}_U$,
- $d\dot{Q}_N$ = Veränderung des Wärmeinhalts der Abluftfahne pro Zeiteinheit dt .

Bei diesem Strahlungsmodell werden folgende vereinfachende Annahmen zugrunde gelegt:

- Die Kühlturmabluftfahne bewegt sich waagrecht mit dem Horizontalwind, dessen Geschwindigkeit der Kühlturmabluftfahngeschwindigkeit entspricht.
- Der Radius der abströmenden Abluftfahne bleibt konstant. Es erfolgt also keine Vermischung mit der Umgebungsluft.
- Die Temperatur der Abluftfahne ist an jeder beliebigen Stelle über den gesamten Zylinderquerschnitt gleich.
(Temperatursprung zur Umgebung hin)
- Die für die Umgebung gewählte Schichtdicke s ist gleich dem halben Durchmesser der Abluftfahne = $D_K/2$.
- Der Wärmeaustausch zwischen Kühlturmabluftfahne und Umgebung erfolgt nur durch Strahlung.

Die Ausgangsgleichungen für die Nettostrahlungsbilanz lauten:

$$d\dot{Q}_S = c_s \cdot \left[\epsilon_K \cdot \left(\frac{T_K}{100} \right)^4 - \epsilon_U \cdot \left(\frac{T_U}{100} \right)^4 \right] \cdot dF \quad (59)$$

$$\text{mit } dF = \pi \cdot D_K \cdot \Delta x$$

$$d\dot{Q}_N = -c_{pL} \cdot v \cdot \rho \cdot \frac{dT_K}{dt} \quad (60)$$

$$\text{mit } v = \pi \cdot \frac{D_K^2}{4} \cdot \Delta x.$$

Mit $d\dot{Q}_S = d\dot{Q}_N$ folgt:

$$dt = - \frac{c_{pL} \cdot D_K \cdot \rho_K}{4 \cdot c_s} \cdot \frac{dT_K}{\left[\epsilon_K \cdot \left(\frac{T_K}{100} \right)^4 - \epsilon_U \cdot \left(\frac{T_U}{100} \right)^4 \right]} \quad (61)$$

Die Integration der Gleichung (61) liefert die Zeit t_E , in der ein vorgegebener Temperaturverlust der Fahne $T = T_{KA} - T_{KE}$ durch Strahlung eintritt.

$$t_E = \frac{25 \cdot c_{pL} \cdot D_K \cdot \rho_K \cdot 10^6}{c_s \cdot \epsilon_K \cdot 4 \cdot (\epsilon_U / \epsilon_K)^{3/4} \cdot T_U^3} \cdot \left[\ln \frac{(\sqrt[4]{\epsilon_U / \epsilon_K} \cdot T_U + T_{KE}) \cdot (\sqrt[4]{\epsilon_U / \epsilon_K} \cdot T_U - T_{KA})}{(\sqrt[4]{\epsilon_U / \epsilon_K} \cdot T_U + T_{KA}) \cdot (\sqrt[4]{\epsilon_U / \epsilon_K} \cdot T_U - T_{KE})} + 2 \cdot \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{(T_{KE} - T_{KA}) \cdot \sqrt[4]{\epsilon_U / \epsilon_K} \cdot T_U}{(\sqrt[4]{\epsilon_U / \epsilon_K} \cdot T_U^2 + T_{KE} \cdot T_{KA})} \right] \quad (62)$$

Für die zeitliche Änderung der Warmluftfahrentemperatur durch Strahlung gilt der Ausdruck (63).

$$\frac{dT_K}{dt} = - \frac{4 \cdot c_s \cdot \left[\epsilon_K \cdot \left(\frac{T_K}{100} \right)^4 - \epsilon_U \cdot \left(\frac{T_U}{100} \right)^4 \right]}{c_{pL} \cdot D_K \cdot \rho_K} \quad (63)$$

Mit den Austrittswerten des Trockenkühlturms in Schmehausen:

$$T_{KA} = 304,23^\circ\text{K}; \quad w_K = 3,91 \text{ m/sec}; \quad \rho_K = 1,136 \text{ kg/m}^3;$$

und den Umgebungsgrößen

$$T_U = 283,7^\circ\text{K}; \quad \varphi_U = 90 \%; \quad \text{CO}_2 = 332 \text{ ppm};$$

wurden auf dem Rechner mit Schrittweiten von $T = 0,01^\circ\text{C}$ die Temperaturverluste von Abluftfahnen mit unterschiedlichen Durchmessern D_K für einen Zeitraum $t_E = 1\text{h}$ ermittelt. Die Ergebnisse zeigt die Abbildung 35.

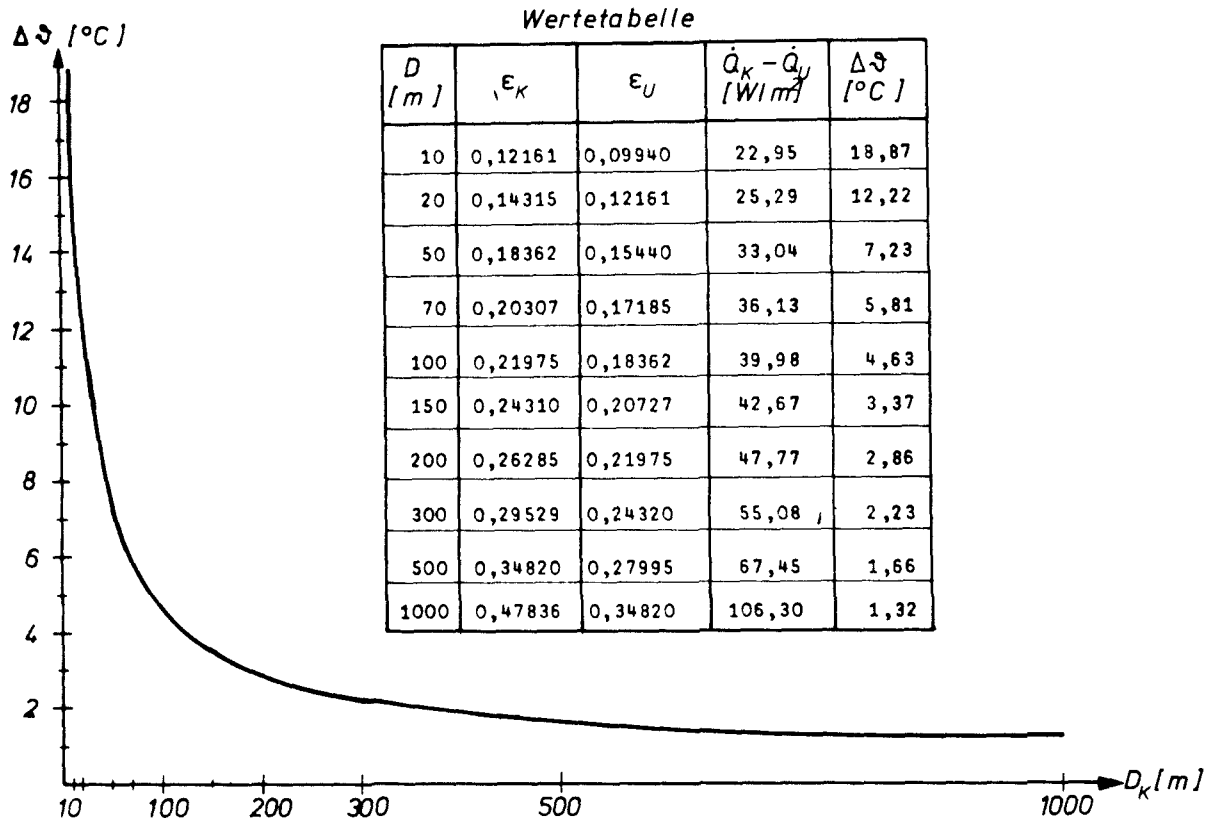


Abb. 35: Strahlungsverluste in Abhängigkeit von D_K bei $t_E = 1$ h = konstant

Der Kurvenverlauf zeigt ein ähnliches Verhalten wie die Temperaturabnahme durch turbulente Zumischung. Je geringer die Warmluftabmessungen sind, um so schneller kühlt sich die Fahne durch Strahlung ab. So verliert zum Beispiel eine Warmluftscheibe mit einem Durchmesser von 20 m in einer Stunde 60 % der zugeführten Energie, während bei $D_K = 100$ m die Wärmeverluste durch Strahlung auf 22,5 % herabsinken, wobei die Fahne in der angenommenen Zeitdauer $t_E = 1$ h einen horizontalen Weg von etwa 14 km zurücklegt.

Vergleichsrechnungen, die am Institut für Meteorologie der Johannes Gutenberg-Universität in Mainz für einen Fahnen Durchmesser von $D_K = 100$ m durchgeführt wurden, lieferten einen Nettostrahlungsverlust von $\dot{Q}_K - \dot{Q}_U = -45,42$ W/m², was eine gute Übereinstimmung mit dem Modellwert von $\dot{Q}_K - \dot{Q}_U = -40$ W/m² darstellt.

Enthält die Abluft noch Nebel und Wassertropfen, wie es bei Naßkühltürmen auftritt, wird die Fahne zum Schwarzstrahler, und man erhält die Abstrahlverluste der Abbildung 37, wobei die Abbildung 36 die Modellfahne nach /57/ enthält.

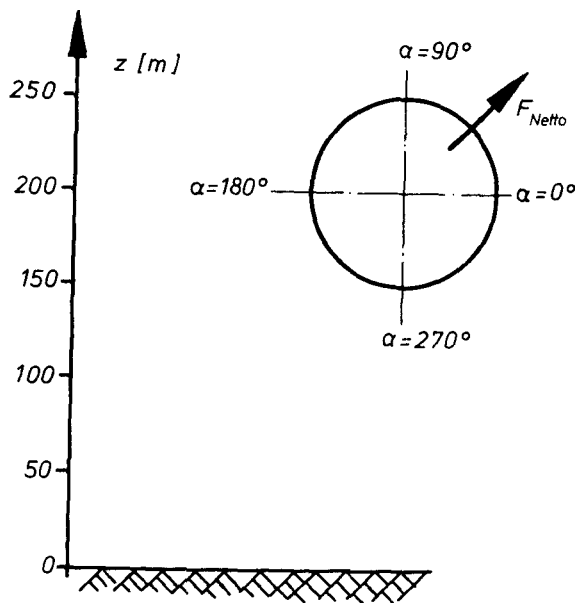


Abb. 36: Modellfahne /57/

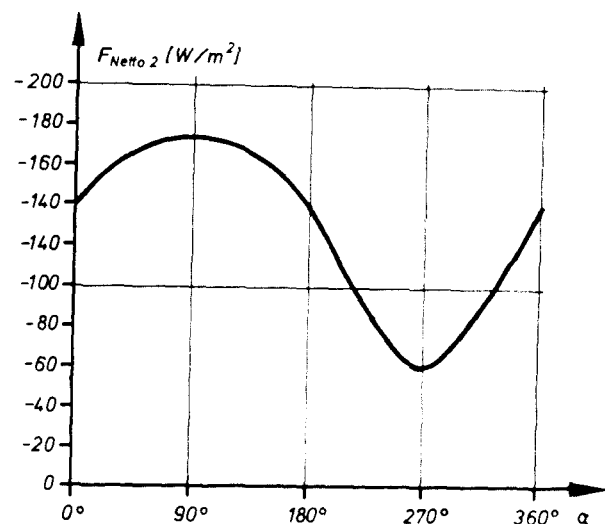


Abb. 37: Abstrahlverluste bei einer Fahne mit Nebel /57/

Hier erreichen die Abstrahlverluste etwa den dreifachen Wert einer trockenen Warmluftfahne, nämlich $F_{Netto2} = -127,1 \text{ W/m}^2$ an dem angenommenen Begrenzungsmantel zur Umgebung hin.

Die Folge der Gasstrahlung ist, daß sich die Temperaturabnahme durch adiabatischen Aufstieg und turbulente Zumischung um den Betrag der durch Strahlungsverluste hervorgerufenen Temperaturabsenkung erhöht, und sich somit die Gleichgewichtshöhe weiter erniedrigt. Die Summe der zeitlichen Temperaturänderung aus Aufstieg, Turbulenz und Gasstrahlung ist also:

$$\frac{dT_K}{dt} = - \left[\left(\frac{dT_K}{dz} \cdot w_K \right)_{\text{Adiab.}} + (w_K \cdot \mu \cdot (T_K - T_U))_{\text{Turb.}} + \left(\frac{dT_K}{dt} \right)_{\text{Strahl.}} \right] \quad (64)$$

3.3.4 DIE VORGÄNGE KONDENSATION, VERDUNSTUNG UND AUSREGNEN

Wie in Abschnitt 3.3.1 erwähnt, erreichen aufsteigende Warmluftfahnen ab einer bestimmten Höhe die Taupunktstemperatur, und es tritt Kondensation ein, wie es bei Naßkühltürmen schon an der Mündung zu beobachten ist. Als Bedingung gilt hier das Erreichen des Sättigungsdampfdruckes E über einer ebenen Wasserfläche, der aber noch einer Korrektur zu unterziehen ist. Vergleicht man nämlich den Dampfdruck über einer ebenen Wasseroberfläche mit dem an der Grenze von Wassertröpfchen, so ist eine Differenz der beiden Partialdrücke festzustellen, die um so größer ist, je kleiner der Tropfenradius ist, und deren Ursache an der verschiedenen Oberflächenkrümmung zu suchen ist. Nach /58/ läßt sich der Unterschied zwischen Tropfendampfdruck und Wasserflächendampfdruck durch die Gleichung (65) näherungsweise beschreiben,

$$E_T - E = \frac{1}{r} \cdot 0,191 \cdot 10^{-4} \text{ [mm Hg]} \quad (65)$$

wobei der Tropfenradius r in mm einzusetzen ist. Diese Tatsache besagt, daß Tröpfchen nur in einer mit Wasserdampf übersättigten Atmosphäre existieren, die ihrem Verdampfungsbestreben das Gleichgewicht hält.

Eine weitere Bedingung für Kondensation ist das Vorhandensein von Teilchen, die als Kondensationsansatzpunkte für den Wasserdampf dienen. Man nennt sie Kondensationskerne, die nach /59/ in Industriestädten eine Anzahl von bis zu $10^6/\text{cm}^3$ erreichen können und in einem Größenbereich von $5 \cdot 10^{-7} \text{ cm} \div 1 \mu$ liegen, so daß die Anwesenheit von Kondensationskernen stets als gegeben angenommen werden kann. Besitzen die Aerosole lösliche und hygroskopische Eigenschaften wie z.B. Salze, die den Sättigungsdampfdruck erniedrigen, so tritt Kondensation schon bei Werten von $\varphi < 100 \%$ auf.

Hält die Übersättigungsphase beim Einsetzen von Kondensation an, kommt es zu Tropfenbildung, an der zwei Vorgänge maßgeblich beteiligt sind. Während bei kleineren Tropfen der Kondensationsanteil durch Diffusion überwiegt, nimmt das Anwachsen durch Vereinigung kleiner Tropfen ab einem bestimmten Tropfenradius sehr

stark zu. Den qualitativen Verlauf des Tropfenwachstums in Abhängigkeit von der Zeit durch Kondensation (a) und Koagulation (b) zeigt die Abbildung 38.

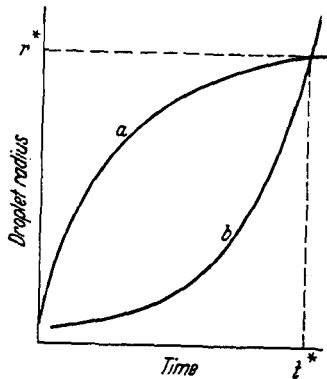


Abb. 38: Tropfenwachstumsmechanismen /59/

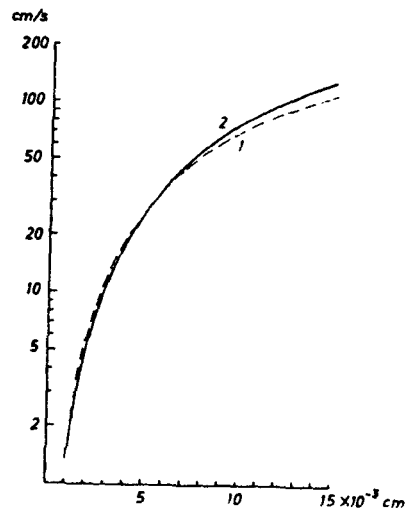


Abb. 39: Stationäre Tropfenfallgeschwindigkeit nach Schmidt (1) und Gunn u. Kinzer (2) /60/

Ab einem bestimmten Tropfenradius wird die stationäre Tropfenfallgeschwindigkeit, deren Verlauf die Abbildung 39 als Funktion des Tropfenradius darstellt, größer als die Aufstiegs geschwindigkeit w_K der Warmluft, und der Tropfen beginnt zu fallen. So lange sich die Fallbewegung in Wolkenluft abspielt, kann das Wachstum andauern. Bei gewissen Tropfengrößen und Strömungszuständen tritt ein Zerplatzen zu kleineren Tropfen auf, und die Zahl der Tropfen kann sich in Art einer Kettenreaktion vermehren. Verlassen die Tropfen den übersättigten Luftbereich, beginnt nun der umgekehrte Vorgang, nämlich die Verdunstung des kondensierten Wassers. Je nach Atmosphärenzustand, Tropfendurchmesser und Entfernung zur Erde können die Tropfen wieder ganz verdunsten oder den Erdboden als Niederschlag erreichen.

Die Vorgänge Kondensation, Verdampfung und Ausregnen sind sehr komplex und wegen der Vielzahl der Einflußgrößen mathematisch sehr schwierig zu erfassen. Eine eingehendere Behandlung würde den Rahmen dieser Arbeit sprengen, so daß hier nur auf einschlägige Arbeiten verwiesen werden kann, die durch Messungen und

Modellansätze die Zusammenhänge näher zu beschreiben versuchen /59/, /61/, /62/, /63/, /64/, /65/. Als Anhaltswerte für Kühltürme seien hier noch Messungen an Naßkühltürmen /21/ erwähnt, die ergaben, daß bei Vorhandensein von Tropfenabscheidern der überwiegende Teil der durch Kondensation entstandenen Tropfen bei Tropfendurchmessern unter $10\ \mu\text{m}$ liegen, und nur sehr wenige mitgerissene Tropfen in der Größenordnung von $100\ \mu\text{m}$ an der Kühlturmmündung auftreten.

4. MODELLE ZUR SIMULATION DER AUSBREITUNG VON ABLUFTFAHNEN

Die Beschreibung der Ausbreitung von Kühlturmfahnen und ihre Auswirkungen auf die Umgebung sind besonders in letzter Zeit in den Vordergrund gerückt. Die Beschränkungen der Frischwasserkühlung und die Leistungsgrößen der neuen Kraftwerke erfordern immer größere Kühltürme, über deren Auswirkungen die Öffentlichkeit Gutachten verlangt. So ist es nicht verwunderlich, daß man sich schon heute einer Flut von Kühlturmabluftfahnenmodellen gegenübergestellt sieht, ähnlich den Fällen von Schornsteinausbreitungsrechnungen. Die Vielzahl der Einflußgrößen und Wettersituationen führt je nach Fragestellung zu Ansätzen der vier Methoden (a bis d) im Abschnitt 3 mit den daraus resultierenden Annahmen und Beschränkungen. Zur Beurteilung ihrer Aussagefähigkeit enthalten die Abschnitte 4.1 und 4.2 Kurzbeschreibungen der bestehenden Modelle mit ihren charakteristischen Merkmalen.

4.1 MATHEMATISCH - EMPIRISCHE MODELLE

In die mathematische Aufstellung von Strömungs- und Energiegesetzen gehen Messungen und Beobachtungen bei der Ausbreitung von Schornsteinabgasen und Kühlturmfahnen ein. Ansätze und Annahmen können den folgenden Kurzbeschreibungen entnommen werden.

Modell Nr.: 1

Bibliographie: Blum, A.; Drizzle Precipitation from Water Cooling Tower (1948) /66/

Gegenstand: Niederschlagsgebiet und Niederschlagsintensität in der Umgebung von Naßkühltürmen durch Kondensation bei der Vermischung mit Umgebungsluft.

Grundlagen: m - t - Diagramm (m = Feuchtegehalt [g/m^3 tr. Luft], t = Temperatur [$^{\circ}\text{C}$]) mit Sättigungs- und Niederschlagskurve; Massen- und Energiebilanz durch Mischungsregel für Feuchte und Temperatur (Abb. 40: Gerade E); g = Zustand an Kühlturmmündung, 1 = Niederschlagsbeginn, 2 = Niederschlagsende, a = Umgebungs-

Input: Volumenstrom der Kühlturmabluft, Ablufttemperatur, Abluftfeuchte, Umgebungstemperatur, Umgebungsfeuchte, Windgeschwindigkeit

Output: Niederschlagsgebiet A [m²] ; Regenintensität R [g/h·m²] oder [mm/h]

Bemerkungen: Modell mit sehr vereinfachenden Annahmen, die durch Messungen gewonnen wurden; Niederschlag durch Sprühverluste durch Ansatz nicht erfaßt; nur für Überschlagsrechnung bei extremen Wetterverhältnissen (tiefe Temperatur, hohe Feuchte) geeignet; kein Computerprogramm

Modell Nr.: 2

Bibliographie: Baker, K.G.: Water Cooling Tower Plumes (1967)/67/

Gegenstand: Sichtbare Schwadenlänge von Naßkühlturmabluft-fahnen

Grundlagen: w - t - Diagramm für feuchte Luft (w = Feuchtege-

halt [g/m³tr. Luft],
t = Temperatur [°C] mit Sättigungskurve; Massen- und Energiebilanz durch Mischungsregel für Feuchte und Temperatur

(Abb. 42: Gerade AB);
e = Zustand an Kühlturm-

mündung,
i = Umgebungszustand,
D = Mischungspunkt mit maximalem flüssigen Wassergehalt (bestimmt durch Kondensationsgeradensteigung an Sättigungslinie parallel zu AB)

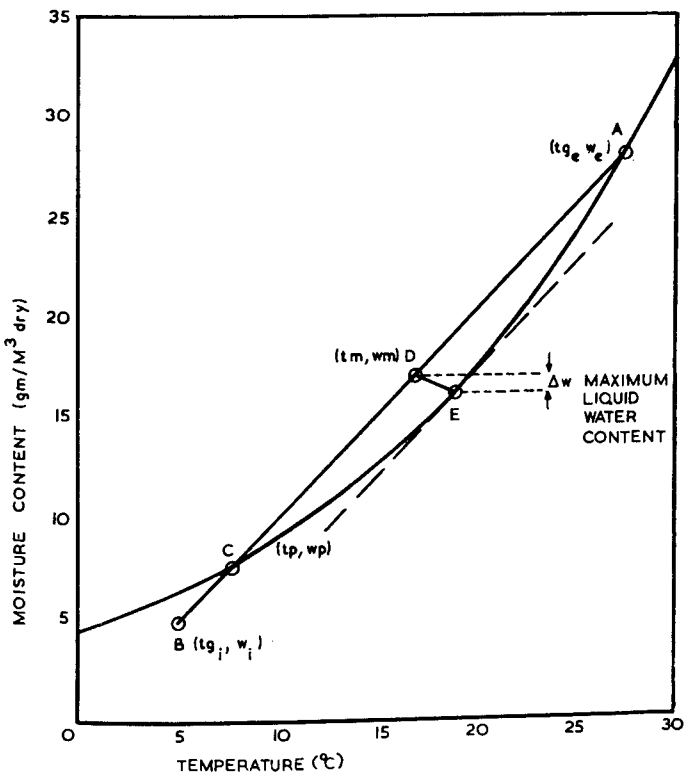


Abb. 42: w - t - Diagramm mit Vermischungsgerade /67/

Annahmen: Fahnenaufweitung wie in Abb. 41; Austrittstemperatur entspricht etwa dem Mittelwert der beiden Kühlturmwassertemperaturen; Fahnenfeuchtigkeit liegt um 0,5 % an der Sättigungslinie;

Input: Volumenstrom der Kühlturmabluft, Ablufttemperatur, Abluftfeuchte, Umgebungstemperatur, Umgebungsfeuchte, Windgeschwindigkeit in 10 m Höhe über Erdboden

Output: Sichtbare Schwadenlänge X_p ; Abstand vom Kühlturm X_m mit dem maximalen flüssigen Wassergehalt

Bemerkungen: sehr einfaches Modell für grobe Abschätzung der sichtbaren Schwadenlänge; liefert bei Vergleich mit realen Abluftfahnen nur sehr ungenaue Ergebnisse; kein Computerprogramm

Modell Nr.: 3

Bibliographie: Spurr, G.: Persistence of Cooling Tower Plumes (1967) /68/

Gegenstand: Sichtbare Schwadenlänge von Naßkühlturmabluftfahnen

Grundlagen: τ -t - Diagramm und Vermischung wie bei /67/;

Variation des Ausbreitungswinkels 2θ durch verschiedene Stabilitätskriterien nach Pasquill /69/; A = instabil
C = neutral;
F = stabil;
B, D, E = Zwischenwerte;

Pasquill's Stability Category	Frequency of Occurrence	Associated Wind Speed	Half-Angle of Spread, θ			
			Distance (feet)			
			300	1,500	3,000	15,000
A	1.7	3	30	28	24	19
B	8.4	6	22	20	18	15
C	16.8	16	15	13	12	10
D	41.0	16	10	9	8	7
E	11.8	10	8	7	6	5
F	20.3	6	5	5	4	3

Tabelle 9: Pasquill'sche Stabilitätskategorien mit dem dazugehörigen Ausbreitungswinkel /68/

Annahmen: Ausbreitung von Warmluftfahnen erfolgt nach den Gesetzmäßigkeiten, wie sie bei Schadstoffen von Schornsteinabgasen festgestellt wurden

Input: Ausbreitungswinkel nach Wetterklasse; Volumenstrom der Kühlturmabluft; Ablufttemperatur; Umgebungstemperatur; Windge-

schwindigkeit

Output: Sichtbare Schwadenlänge X

Bemerkungen: Ähnlich einfaches Modell wie bei /66/ und /67/; schlechte Übereinstimmung mit gemessenen Kühlturmfahnen; kein Computerprogramm

Modell Nr.: 4

Bibliographie: Overcamp; Hoult: Precipitation in the Wake of Cooling Towers (1970) /70/

Gegenstand: Niederschlagsbildung bei Naturzugnaßkühltürmen durch das Herunterreißen der Abluftfahne zum Erdboden bei großen Windgeschwindigkeiten

Grundlagen: Energiebilanz zur Bestimmung von Temperatur und Geschwindigkeit an der Kühlturmmündung; h - x - Diagramm; Mischungsregel und Wirbeldiffusionswerte nach /71/ zur Bestimmung des flüssigen Wasseranteils; Modellversuche in Wassertanks zur Bestimmung der drei Kennzahlen: Geschwindigkeitsverhältnis (u/w_K), Froude - Zahl (Trägheitskraft/Schwerkraft) und Reynolds - Zahl (Trägheitskraft/Reibungskraft)

Annahmen: durch Tropfenabscheider treten keine Sprühverluste auf; Regen nur möglich bei Berührung des Erdbodens durch die Abluftfahne

Input: Kühlturmdaten: Wärmeabgabe, Höhe, Boden- und Mündungsdurchmesser; Umgebungstemperatur und Feuchte; Windgeschwindigkeit; Kennzahlen und Wirbeldiffusionswerte

Output: Niederschlag r [cm/h]

Bemerkungen: Übertragbarkeit des Modellversuchs im Wassertank auf Kühlturm ist fraglich; sehr vereinfachende Annahmen; kein Computerprogramm

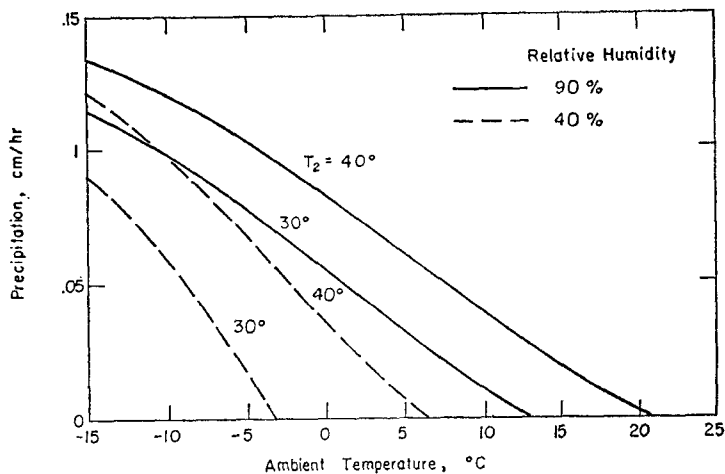


Abb. 43: Niederschlag bei einem 500 - MW Kraftwerk in einer Entfernung von 200 - 400 m in Abhängigkeit von Umgebungstemperatur, Feuchte und Kühlturmaustrittstemperatur /70/

Modell Nr.: 5

Bibliographie: Wessels; Wisse: A Method for Calculating the Size of Cooling Tower Plumes (1970) /72/

Gegenstand: Sichtbare Schwadenlänge bei Naturzugnaßkühltürmen

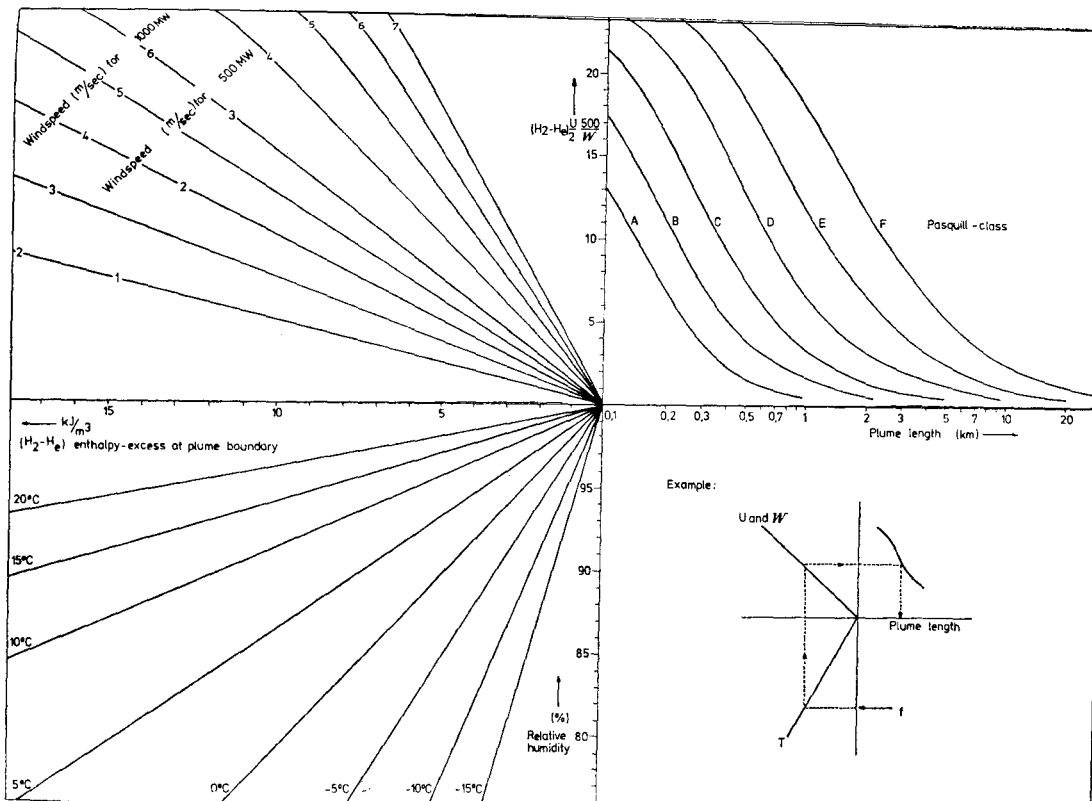
Grundlagen: Wärmebilanz zur Bestimmung des Kühlturmabluftzustands; Dispersionsmodell nach Gauß - Formel; Pasquill'sche Stabilitätskriterien /69/; Standardabweichungen nach Turner /73/

Annahmen: keine Sprühverluste; Fahne bewegt sich horizontal mit dem Wind; Umgebungswerte sind unabhängig von der Höhe

Input: Wärmeleistung des Kühlturms; Umgebungstemperatur und Feuchte; Pasquill'sche Stabilitätsklasse; Windgeschwindigkeit

Output: Nomogramm zur Bestimmung der sichtbaren Fahnenlänge

Bemerkungen: vereinfachende Annahmen und Übertragung der Schornsteinausbreitungsmechanismen auf Kühltürme liefern schlechte Übereinstimmung mit der Wirklichkeit; Modell nur brauchbar bis Fahnenhöhe von 100 m /74/; kein Computerprogramm



Nomogram to calculate plume lengths of cooling towers designed to increase the enthalpy of air passing through the tower by 45 kJ kg^{-1} . The assumed upper diameter and the effective source height are 60 and 100 m respectively. Relative humidity f and temperature T of the undisturbed air at the plume level are used to find the enthalpy-excess $H_2 - H_a$ at the limit of the visible plume (lower left graph). In the upper left part notice is taken of the influence of the dissipation and the wind-velocity (at the outflow-level). Finally with the relevant Pasquill-class the plume length is found in the upper right graph. The use of the nomogram is illustrated by the example (dotted line). With $T = 5^\circ\text{C}$, $f = 90\%$, $u = 3 \text{ m s}^{-1}$, $W = 500 \text{ MW}$ and Pasquill-class E follows a plume length estimate of 1100 m.

Abb. 44: Nomogramm für die Bestimmung der sichtbaren Schwadenlänge /72/

Modell Nr.: 6

Bibliographie: Stockham, J.: Cooling Tower Study (1970) /75/

Gegenstand: Berechnung der Kühlturm-fahnen-ausbreitung

Grundlagen: Dimensionsanalyse mit Meßwerten /76/; Massen- und Impulsbilanz; Differentialgleichungen für Energie mit Berücksichtigung von Kondensation und Verdampfung;

Input: Kühlturm-abluft-zustand; Umgebungszustand

Output: Fahnenhöhe und Verlauf; thermodynamische Eigen-

schaften in Abhängigkeit von der Entfernung

Bemerkungen: keine Ergebnisse oder Vergleiche mit Kühltürmen veröffentlicht

Modell Nr.: 7

Bibliographie: EG&G: Potential Environmental Modifications Produced By Large Evaporative Cooling Towers /77/

Gegenstand: Berechnung der Ausbreitung von Naßkühlturmfahnen und ihr Einfluß auf die Umgebung

Grundlagen: Energie- und Bewegungsgleichung in differentieller Form; Temperaturänderungen durch adiabatischen Aufstieg, Mischung, Kondensation, Gefrieren und Sublimation; Zumischungsrate = A/R ; Fahnenverlauf durch Geschwindigkeitsdreieck beschrieben; Konzentrationsverteilung als Gauß-Formel (Sutton-Formel /78/); Standardabweichung als Funktion der Entfernung; Windprofil als Potenzansatz; Grundlagen der Wolkenphysik nach Weinstein /79/

Annahmen: $A = 0,2 = \text{konstant}$; Eisbildung bei -6°C ; keine Sprühverluste; das die Fahne verlassende Niederschlagswasser erreicht den Erdboden als Regen; feste Werte für die Umwandlungsrate in Niederschlagswasser und Eis

Input: Umgebung: Druck, Temperatur, relative Feuchte und Windgeschwindigkeit in Schrittweiten von $z = 50 \text{ m}$; Kühlturm: Temperatur, relative Feuchte ($\varphi = 100 \%$), Höhe, Mündungsdurchmesser und Austrittsgeschwindigkeit; Atmosphäre: Zumischungsparameter, Umwandlungsrate für Niederschlagswasser und Eis, Temperatur für Eisbildung

Output: Eingegebene Umgebungswerte und verwendete Konstanten; vertikale Fahngeschwindigkeit = $f(z)$; Fahnenübertemperatur = $f(z)$; Mischungsverhältnis = $f(z)$; Wassergehalt = $f(z)$; Regenwasser = $f(z)$; Gesamtniederschlag; Regendauer; Wassergehalt der Fahne in Abhängigkeit von der Höhe z und der Entfernung x ; maximale Aufstiegshöhe

Bemerkungen: detailliertes Computerprogramm (COOLTW3) in Fortran IV; gibt Kühlturmauswirkungen durch vereinfachende

Annahmen nur grob wieder

Modell Nr.: 8

Bibliographie: Biermann; etc.: Characteristics, Classification and Incidence of Plumes from Large Natural - Draft Cooling Towers (1971) /80/

Gegenstand: Sichtbare Schwadenlänge bei Naturzug - Naßkühltürmen

Grundlagen: Regressionsanalyse auf der Grundlage von Kühlturm-fahrendaten, die aus einer sechsmonatigen Photographieserie gewonnen wurden

Annahmen: sichtbare Fahnenlänge wird durch einen Potenzansatz hinreichend beschrieben

Input: Feuchte und Temperaturwerte

Output: Sichtbare Fahnenlänge $y = \frac{7,46}{(R \cdot X)^{1,26}}$

Bemerkungen: geringe Aussagekraft, Übertragbarkeit auf andere Standorte und Kraftwerksgrößen nicht möglich, kein Computerprogramm

Modell Nr.: 9

Bibliographie: Brown; Sneck: Cooling Tower Plume Rise (1971) /81/

Gegenstand: Aufstiegshöhe von Naßkühlturmfahnen bei Inversionen

Grundlagen: adiabatischer Aufstieg mit Zumischungsrate; Modellversuche im Labor

Annahmen: Inversion mit $dT/dz = + 0,00465^{\circ}\text{F}/\text{ft}$; Aufwärmspanne = 15°F ; Sensible Wärme = 17 %; latente Wärme = 83 %; Zumischungs-konstante = 0,14

Input: Kraftwerksgröße [kW] ; Austrittsgeschwindigkeit

Output: maximale Aufstiegshöhe x_m

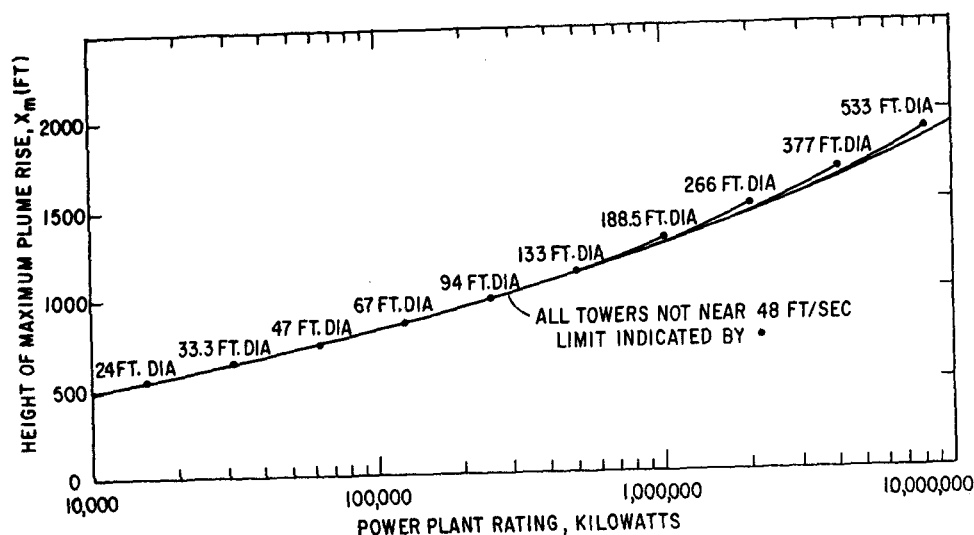


Abb. 45: Maximale Aufstiegshöhe x_m von Kühlturmabluftfahnen bei Inversionen /81/

Bemerkungen: einfaches Modell mit beschränkter Aussagekraft; in Modellversuchen läßt sich Atmosphäre nicht nachbilden; kein Computerprogramm

Modell Nr.: 10

Bibliographie: Hanna S.R.: Meteorological Effects of Cooling Tower Plumes (1971) /82/

Gegenstand: Aufstiegshöhe und Wolkenbildung von Naßkühlturmabluftfahnen bei Windstille; Vergleich der künstlichen Wärmeabgabe mit natürlichem Wettergeschehen

Grundlagen: Bewegungsgleichung; Durchmesserzunahme durch Zumischung; Temperaturänderung durch adiabatischen Aufstieg; Zumischung, Kondensation und Gefrieren; Änderung des Feuchtegehalts, Flüssigwassergehalts und Regentropfengehalts; hydrostatische Grundgleichungen

Annahmen: Windstille; stabile Verhältnisse; w_{KO} und $D_{KO} = \text{constant}$; konstante Warmlufteigenschaften über Querschnitt

Input: Kühlturm��daten: Temperatur, Feuchte, Durchmesser; Umgebungsdaten: Temperatur, Feuchte, Stabilität = $f(dT/dz)$; Schrittweite = 1 m

Output: maximale Fahnenhöhe h , Wolkenwassergehalt Q_C

Bemerkungen: Modell beschreibt nur Aufstiegshöhe für einen Kühlturm bei Windstille; Grundlagen orientieren sich an Werten für Schadstoffausbreitung; kein Computerprogramm angegeben

Modell Nr.: 11

Bibliographie: Hanna, S.R.: Rise and Condensation of Large Cooling Tower Plumes (1972) /83/

Gegenstand: Beschreibung der Auftriebs-, Volumen- und Wasserdampfänderung bei Naßkühlturmfahnen; maximale Aufstiegshöhe und Kondensationsbeginn

Grundlagen: Änderung des Impuls, des Auftriebs und des Mischungsverhältnisses von flüssigem Wasser mit der Höhe; Mischungsregel für Fahnenaufweitung; hydrostatische Grundgleichungen

Annahmen: stationär; konstante Verhältnisse über dem Querschnitt; D_K und $w_K = \text{constant}$

Input: Kühlturmdaten: Temperatur, Geschwindigkeit, Feuchte, Durchmesser; Umgebung: Temperatur, Feuchte, Windgeschwindigkeit, Stabilitätskonstanten

Output: maximale Aufstiegshöhe, Kondensationsbeginn und Menge

Bemerkungen: wie Modell 10 mit Erweiterung auf Verhältnisse mit Windgeschwindigkeiten; keine Verifizierung mit Kühlturmbeobachtungen, kein Computerprogramm angegeben

Modell Nr.: 12

Bibliographie: Bogh, etc.: Bericht zuhanden der Eidgenössischen Kühlturmkommission über den heutigen Stand der Kenntnisse und die entwickelte Arbeitsmethode zur Abschätzung der meteorologischen Auswirkungen von Kühltürmen (1972) /84/

Gegenstand: Beschreibung der meteorologischen Auswirkungen von Naßkühltürmen durch das Modell SAUNA (Schwaden Ausbreitung durch Numerische Analyse)

Grundlagen: /77/, /79/; Thermodynamik des Kühlturms zur Bestimmung der Austrittsdaten; hydrostatische Grundgleichungen; Tröpfchenverteilung; Diffusionsgleichung für Punktquelle mit Gauß - Verteilung; linearer Ansatz für die Zumischung; Einteilung des Tropfenspektrums in Klassen; Änderung des Tropfenradius durch Koaleszenz; Standardabweichung nach Sutton

Annahmen: vorgegebenes Tropfenspektrum; linearer Ansatz für Zumischung; keine Wärmeverluste durch Strahlung;

Input: Kühlturmdimensionen: Höhe der Kühleinbauten, Gesamthöhe, Mündungsdurchmesser, mittlerer Durchmesser in Höhe der Kühleinbauten, Basisdurchmesser; Wärmeleistung; Kalt- und Warmwassertemperatur; Widerstandsbeiwert; Umgebung: Temperatur, Feuchte, Luftdruck und Windgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Höhe;

Output: Erhöhung der Temperatur und Feuchtigkeit in der Atmosphäre und am Boden in der näheren und weiteren Umgebung des Kühlturms; Aufriß und Grundriß des sichtbaren Schwadenteils; Regenmengen

Bemerkungen: aufwendiges Modell; vereinfachende Annahmen überschätzen Aufstiegshöhe und Fahnenlänge; Computerprogramm SAUNA

Modell Nr.: 13

Bibliographie: Ott, W.: Ein physikalisch-numerisches Modell zur Bestimmung der meteorologischen Umweltbeeinflussung durch Kühltürme (1973) /85/

Gegenstand: quantitative Bestimmung der Auswirkung von Kühlturm-Emissionen durch eindimensionales Cumulus-Modell

Grundlagen: /79/; Thermodynamik des Kühlturms zur Bestimmung der Austrittswerte; Impulsbilanz für Wolkenscheibe; Zumischung mit Entrainment-Koeffizient; Temperaturänderungen durch Zumischung, adiabatischen Aufstieg und Kondensation; turbulente Diffusion; Diffusionsparameter nach Sutton und Gauß - Verteilung

Annahmen: Zumischungsparameter α konstant angenommen, Windgeschwindigkeit $\neq f(z)$

Input: Kühlturmwerte: Gesamthöhe, Höhe der Lufteintrittsöffnung, Kronenradius, Ersatzwassermenge, abgegebene Wärmemenge; Umgebung: Temperatur- und Feuchtwerte in Abständen von $z = 25$ m, Windgeschwindigkeit, Inversionshöhe, Bodenluftdruck; Diffusionsparameter

Output: Eingabedaten; Turmwiderstandsbeiwert; Temperatur und Austrittsgeschwindigkeit an der Mündung; maximale Aufstiegs-
höhe; Temperatur-, Feuchte- und Wassergehaltsänderungen in beliebigen Ebenen und verschiedenen Entfernungen vom Kühlturm

Bemerkungen: aufwendiges Modell; keine Aussagen über Beschattung und Niederschlag; Simulation gelingt nur bei Windstärken $u > 0$ und Naßkühltürmen; Computerprogramm TOWER in Fortran

Modell Nr.: 14

Bibliographie: Roffman, A.: The State of the Art of Saltwater Cooling Towers from Steam Electric Generating Plants (1973) /86/

Gegenstand: Ausbreitung von Naßkühlturmfahnen und Salzniederschlag bei Verwendung von Meerwasser

Grundlagen: Gauß - Dispersionsansatz nach /77/; Fahnenhöhe nach /83/

Annahmen: stationärer Fall bei der Änderung der Tropfenanzahl mit Salzgehalt; Verdampfung und Kondensation überwiegen Koaleszenzmechanismen

Input: Turmhöhe; Turmdurchmesser; Fahnenhöhe; Windgeschwindigkeit; Windrichtungshäufigkeit; Diffusionskoeffizienten; relative Feuchtigkeit; Wasserdurchsatz im Kühlturm; Salzgehalt; Sprühverluste

Output: Salzniederschlagsrate $[\text{kg}/\text{km}^2 \cdot \text{Monat}]$ in Abhängigkeit von der Entfernung vom Kühlturm für Naturzug und Ventilator;
Nomogramm

Bemerkungen: einfaches Modell für die Ermittlung der Aufstiegs-
höhe; aufwendige Ansätze für die Behandlung der Tropfenmechanismen; kein Computerprogramm

Modell Nr.: 15

Bibliographie: Barber, F.R. etc.: The Persistence of Plumes from Natural Draught Cooling Towers (1974) /87/

Gegenstand: sichtbare Fahnenlänge bei mehreren Naturzugnaßkühltürmen

Grundlagen: wie Modell 3 /68/; Überlagerung der einzelnen Fahnen mit Verbreiterungseffekten je nach Windrichtung

Annahmen: wie Modell 3 /68/

Input: Kühlturm: Austrittsdurchmesser, Höhe, Temperatur, Feuchte; Anzahl der Kühltürme; Gesamtwärmeleistung; Stabilitätskategorie; Umgebungstemperatur und Feuchte; Windrichtung und Geschwindigkeit; Ausbreitungswinkel

Output: sichtbare Fahnenlänge L

Bemerkungen: sehr einfaches Modell; unterschätzt oft Fahnenlänge; kein Computerprogramm

Modell Nr.: 16

Bibliographie: Moore, D.J.: The Prediction of the Rise of Cooling Tower Plumes (1973) /88/

Gegenstand: Naßkühlturmfahnenaufstieg in Abhängigkeit von der Entfernung vom Kühlturm

Grundlagen: theoretisch-empirischer Ansatz, der für die Ausbreitung von Schornsteinabgasen entwickelt wurde

Annahmen: Kondensation und Verdampfung haben geringen Einfluß; keine Mischung mit Umgebung

Input: Kühlturmübertemperatur; Wärmeleistung; Kühlturmhöhe; Windgeschwindigkeit; Temperaturgradient

Output: Fahnenaufstieg z (x)

Bemerkungen: sehr einfaches Modell; geringe Aussagekraft; Kein Computerprogramm

Modell Nr.: 17

Bibliographie: Bøgh; etc.: A New Method of Assessing the En-

Environmental Influence of Cooling Towers as first applied to the Kaiseraugst und Leibstadt Nuclear Power Plants (1972-74) /89/, /21/, /84/

Gegenstand: Berechnung der Umweltbeeinflussungen (Temperatur-, Feuchte- und Niederschlagserhöhung, Beschattungszeit) durch das Schwadenausbreitungsprogramm SAUNA-S bei Naßkühltürmen

Grundlagen: Modell Nr. 12 /84/; Variation des Entrainment - Koeffizienten nach Ooms /90/; leeseitig aerodynamischer Einfluß des Kühlturms auf die Ausbreitung; Wind- und Wetterstatistiken zur Beschreibung der Jahresverhältnisse (300 verschiedene Wetterklassen)

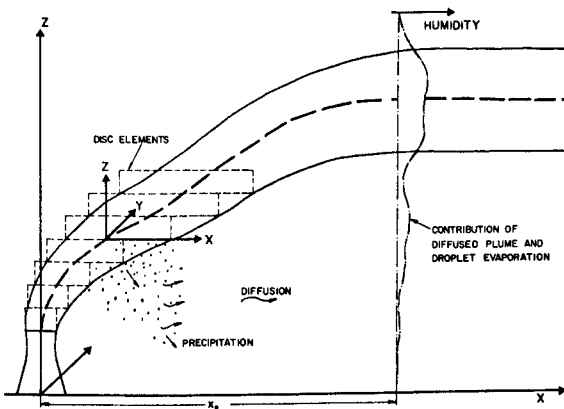


Abb. 46: Schrittweise Föhnwindberechnung /89/
(x_0 = Entfernung, bei der $w_K = 0$ ist)

Annahmen: keine Strahlungsverluste

Input: Umgebungsprofile: Temperatur, Feuchte und Windstärke; Kühlturmgeometrie; Leistungsdichte des Kühlturms; Tröpfenspektrum am Austritt mit Unterteilung in 30 Gruppen; Sprühverluste; Keim- und Salzgehalt; ca. 300 verschiedene Wittersituationen mit ihrer Häufigkeit aus meteorologischen Sondierungen

Output: Feuchte- und Temperaturerhöhung in den Raumkoordinaten x , y und z ; Beschattungsdauer in 3 Wellenlängenbereichen und Raum; Niederschlagsmenge und Gebiet; Fremdstoffablagerungen (Gebiet und Menge von z.B. Jod, Aerosole, Salze etc.)

Bemerkungen: Zur Zeit bestes und umfangreichstes Modell mit

den größten Aussagemöglichkeiten; gute Übereinstimmung mit Meßdaten; Computerprogramm SAUNA-S; wird zur Zeit ausgedehnt auf das Zusammenwirken von mehreren Kühltürmen (bis zu 100) und Schornsteinkaminen zum Modell CUMULUS mit Zusatzinput der Kühlturmortskoordinaten und Kaminwerten

Modell Nr.: 18

Bibliographie: Biese, R.J.: The Generation of Visible Plumes by Wet Dry Cooling Towers (1974) /91/

Gegenstand: Beginn der sichtbaren Fahne (Kondensationshöhe) bei Hybrid - Kühltürmen

Grundlagen: Bewegungsgleichung (vertikal); Entrainment - Koeffizient; Energiegleichung mit Konvektions- u. Strahlungsverlusten; hydrostatische Grundgleichung

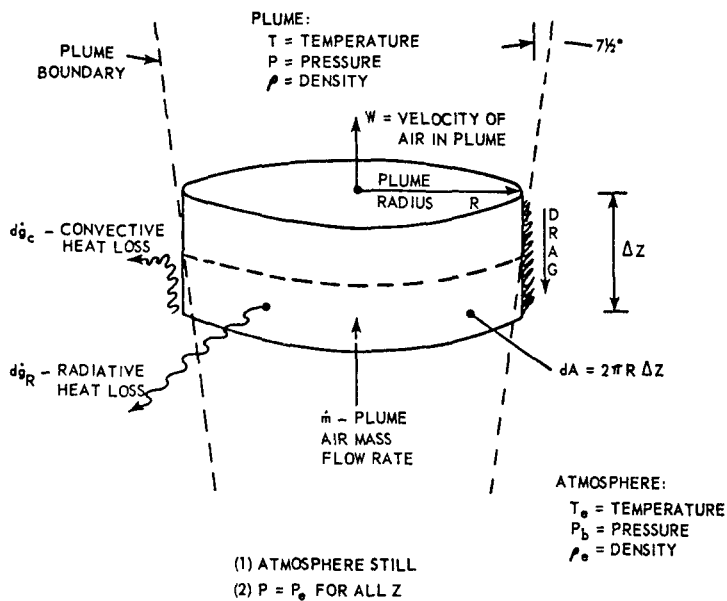


Abb. 47: Fahnenmodell /91/

Annahmen: Windstille, konstante atmosphärische Bedingungen; Ausbreitungswinkel konstant

Input: Zeitschritte; Mündungsdurchmesser; Strahlungstemperatur der Atmosphäre, Emissionszahl; Umgebungsdruck; Temperaturgradient; Höhe, in welche Temperaturgradient reicht; Austritts-

temperatur; Austrittsgeschwindigkeit; relative Feuchte der Fahne;
Umgebungstemperatur

Output: Kondensationshöhe z

Bemerkungen: vereinfachendes Modell; kein Computerprogramm angegeben

Modell Nr.: 19

Bibliographie: Bøgh, P.: Combined Dry/Wet-Cooling Towers:
Their Environmental Promise And Their Problems
(1974) /92/

Gegenstand: Fahnausbreitung mit sichtbarer Länge bei Hybrid-
Kühltürmen

Grundlagen: Wärmebilanz für Naß- und Trockenwärmeaustauscher;
sonst wie SAUNA-S

Annahmen: keine Strahlungsverluste

Input: Leistungskennwerte für Naß- und Trockenteil, Temperatur,
Feuchte und Windgeschwindigkeit der Atmosphäre

Output: Sichtbarer Fahnenverlauf im z, x- Koordinatensystem

Bemerkungen: Abänderung des Programms SAUNA-S /89/ in das
Computerprogramm SAMOA

4.2 MATHEMATISCH-HYDRODYNAMISCHE MODELLE

Durch den Einsatz von Großrechnern werden hier die allgemeinen Ansätze der Navier - Stoke'schen Differentialgleichungen numerisch gelöst. Die Anzahl der vereinfachenden Annahmen geht bei diesen Modellen sehr stark zurück.

Modell Nr.: 20

Bibliographie: England, W.G.: Power plant plumes - Defined and traced by means of computer simulation models
(1973) /93/

Gegenstand: dreidimensionaler Verlauf von Kühlturmabluft-

Modell Nr.: 21

Bibliographie: Trepp, J.P.: A two - dimensional hydrodynamic model for cooling tower plumes (1974) /94/

Gegenstand: zweidimensionales Ausbreitungsmodell für Kühlturm-abluftfahnen (naß und trocken)

Grundlagen: Navier - Stoke'sche Differentialgleichungen (Kontinuität, Impuls, Energie); Stromfunktion; Wirbelgleichung (Vorticity); Kondensation; Verdampfung; Regenbildung; Tropfenspektrum; Turbulenzparameter: Wirbelviskosität (eddy viscosity) oder Prandtl'sche Mischungslänge

Annahmen: keine Strahlungsverluste; festes Tropfenspektrum (Einteilung in 5 Klassen); keine Eisbildung

Input: Umgebung: Druck, Temperatur, Feuchte und Windgeschwindigkeit; Kühlturm: Geometrie, Temperatur, Feuchte, Austrittsgeschwindigkeit

Output: Temperatur-, Feuchte- und Windfeld im z, x-Koordinatensystem; Wolken- und Regentropfenverteilung in Abhängigkeit von Entfernung und Zeit

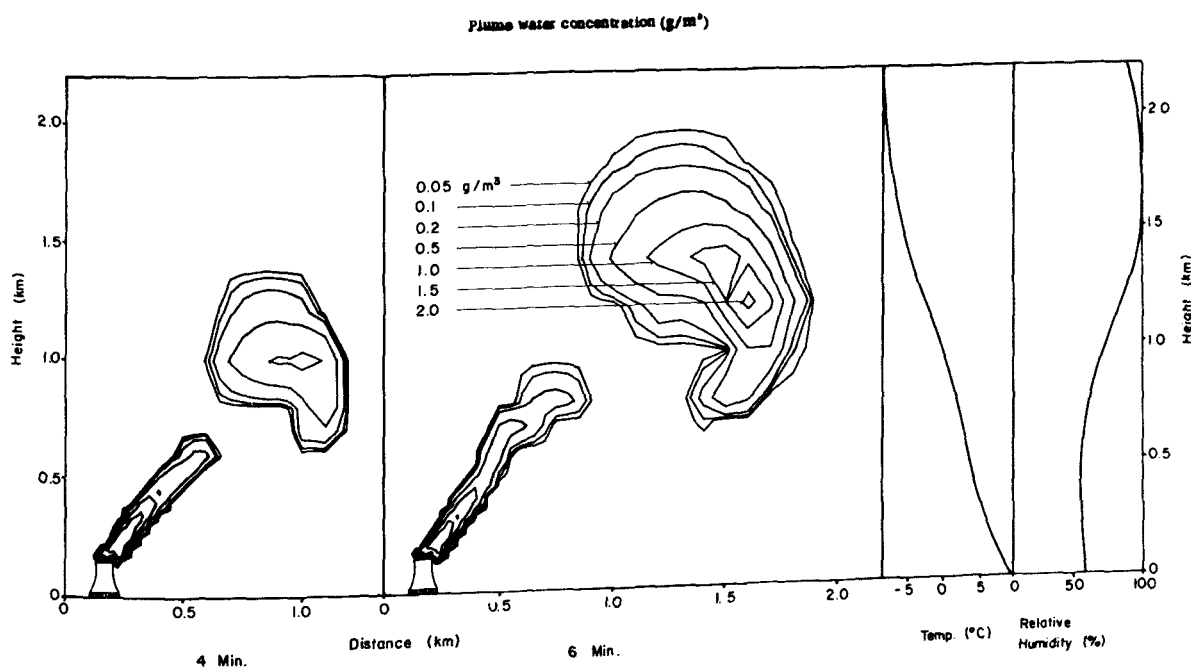


Abb. 49: Flüssigwassergehalt einer Naßkühlturmabluftfahne nach 4 und 6 Minuten /94/

Bemerkungen: allgemeingültiger Ansatz; Annahmen über die Turbulenzparameter werden noch durch Messungen kontrolliert; Stabilitätsschwierigkeiten bei Rechenverlauf; sehr rechenaufwendig; kein Computerprogramm veröffentlicht

5. MODELLRECHNUNGEN ÜBER DIE UMWELTBEEINFLUSSUNG DURCH DEN EINSATZ VON KÜHLTÜRMEIN

Da in Zukunft die Anwendung der Kühlturmkühlung im Kraftwerksprozeß dominiert, wird ihr Einfluß bei dem steigenden Umweltbewußtsein von immer größerer Bedeutung. Mögliche Auswirkungen auf das Mikro- und Makroklima und ihr Stellenwert in der Landschaftsveränderung durch Abmessungen und sichtbare Dampfschwaden sollen deshalb hier diskutiert werden.

5.1 TEMPERATUR- UND FEUCHTEERHÖHUNG

Zur Bestimmung der Temperatur- und Feuchteerhöhung in der Umgebung von Naßkühltürmen wurden nach dem Modell TOWER /85/ drei Fallstudien mit zwei Kraftwerksgrößen, Atmosphärenzuständen und Windgeschwindigkeiten berechnet. Die Kombination der Parameter sieht wie folgt aus:

Fall 1: 1250 MW, Inversion, hohe Feuchte (85 %),
mittlere Windgeschwindigkeit (3m/sec);

Fall 2: 5000 MW, normale Temperaturabnahme
(0,007°C/m), normale Feuchte (70 %), mittlere
Windgeschwindigkeit (3m/sec);

Fall 3: wie Fall 2, starker Wind (7m/sec).

Die Kühlturm- und Umgebungsdaten können den abgedruckten Computerausdrücken entnommen werden.

In den Abbildungen 50-55 sind in einem x,z-Koordinatensystem mit dem Wert $y=0m$ (vertikaler Schnitt längs der Abluftfahnenmittellinie) die Temperatur- und Feuchtezunahme für die Kühlturm- und Umgebungsdaten der Fälle 1-3 in der Umgebung aufgetragen. Der Wert H_K zeigt die Kühlturmhöhe an, während h_{max} die maximale Aufstiegshöhe der Kühlturmfahnenmittellinie wiedergibt.

***** BEISPIEL SAUER FALL 1 MIT U=3 M/S ***** STAB,-KLASSE

UNGESTOERTE GRUNDFELDER

TURMZAHL = 1
 TURM NR. 1
 ACHSENKOORDINATEN X = 0.0 Y = 0.0 M
 TURMBAUHOEHE HS = 170.0 M
 HOEHE DES EINZUGS HI = 15.0 M
 KRONENRADIUS R = 50.0 M
 ABGEGEBENE WAERME QH = 1.875.009 NM/S
 VERDUNSTENDES WASSER QD = 727.4 KG/S
 BREMSKOEFFIZIENT CK = 36.36
 AUSTRITTSGESCHWINDIGKEIT W0 = 2.4 M/S
 AUSTRITTSTEMPERATUR T0 = 31.2 GRAD C
 MAXIMALE AUFSTIEGSHOEHE H = 412.1 M

$N_{el} = 1250 MW$

MITTLERE WINDGESCHWINDIGKEIT U = 3.00 M/S

IN DIE RECHNUNG GEHT KEINE ERZWUNGENE INVERSION EIN

DIFFUSIONSPARAMETER
 CY = 0.320 MY = 0.780 CZ = 0.220 MZ = 0.780

ENTRAINMENT-PARAMETER ALPHA = 0.620

KEINE KANALSTROEMUNG, TALWAENDE GEHEN NICHT IN DIE RECHNUNG EIN

Z (MTR)	T (GRAD C)	FEUCHTE (0/0)	P (MB)
1225	16.70	74.20	879.94
1200	16.60	74.40	882.44
1175	16.50	74.60	884.94
1150	16.40	74.80	887.46
1125	16.30	75.00	889.98
1100	16.20	75.20	892.51
1075	16.10	75.40	895.05
1050	16.00	75.60	897.60
1025	15.90	75.80	900.16
1000	15.80	76.00	902.73
975	15.70	76.20	905.30
950	15.60	76.40	907.89
925	15.50	76.60	910.46
900	15.40	76.80	913.08
875	15.30	77.00	915.69
850	15.20	77.20	918.31
825	15.10	77.50	920.95
800	15.00	77.70	923.59
775	14.90	77.90	926.24
750	14.80	78.10	928.89
725	14.70	78.40	931.57
700	14.60	78.60	934.24
675	14.50	78.80	936.93
650	14.40	79.00	939.62
625	14.30	79.30	942.33
600	14.20	79.50	945.04
575	14.10	79.70	947.76
550	14.00	79.90	950.49
525	13.90	80.20	953.24
500	13.80	80.40	955.99
475	13.70	80.60	958.74
450	13.60	80.90	961.52
425	13.50	81.10	964.30
400	13.40	81.30	967.08
375	13.30	81.50	969.87
350	13.20	81.70	972.67
325	13.10	81.90	975.49
300	13.00	82.10	978.31
275	12.90	82.30	981.14
250	12.80	82.50	983.98
225	12.70	82.80	986.85
200	12.60	83.00	989.71
175	12.50	83.20	992.58
150	12.40	83.50	995.47
125	12.30	83.80	998.37
100	12.20	84.00	1001.27
75	12.10	84.20	1004.18
50	12.00	84.50	1007.12
25	11.90	84.80	1010.06
0	11.80	85.00	1013.00

Datensatz für Fall 1

***** BEISPIEL SAUER = FALL 2 *****

TURMZAHL = 1
 TURM NR. 1
 ACHSENKOORDINATEN X = 0.0 Y = 0.0 M
 TURMBAUHOEHE HS = 240.0 M
 HOEHE DES EINZUGS HI = 15.0 M
 KRONENRADIUS R = 100.0 M
 ABGEGEBENE WAERME QH = 7.500.009 NM/S
 VERDUNSTENDES WASSER QD = 2952.0 KG/S
 BREMSKOEFFIZIENT CK = 61.24
 AUSTRITTSGESCHWINDIGKEIT W0 = 2.3 M/S
 AUSTRITTSTEMPERATUR T0 = 30.9 GRAD C
 MAXIMALE AUFSTIEGSHOEHE H = 775.8 M

$N_{el} = 5000 MW$

MITTLERE WINDGESCHWINDIGKEIT U = 3.00 M/S

IN DIE RECHNUNG GEHT KEINE ERZWUNGENE INVERSION EIN

DIFFUSIONSPARAMETER
 CY = 0.360 MY = 0.860 CZ = 0.330 MZ = 0.860

ENTRAINMENT-PARAMETER ALPHA = 0.620

KEINE KANALSTROEMUNG, TALWAENDE GEHEN NICHT IN DIE RECHNUNG EIN

UNGESTOERTE GRUNDFELDER

Z (MTR)	T (GRAD C)	FEUCHTE (0/0)	P (MB)
1225	3.20	53.30	868.68
1200	3.40	53.50	871.42
1175	3.60	53.80	874.18
1150	3.80	54.10	876.95
1125	3.90	54.50	879.70
1100	4.10	54.80	882.49
1075	4.30	55.10	885.28
1050	4.50	55.40	888.08
1025	4.60	55.80	890.86
1000	4.80	56.10	893.67
975	5.00	56.40	896.50
950	5.20	56.70	899.33
925	5.30	57.00	902.13
900	5.50	57.30	904.98
875	5.70	57.60	907.83
850	5.90	57.90	910.70
825	6.00	58.20	913.53
800	6.20	58.50	916.41
775	6.40	58.80	919.30
750	6.60	59.20	922.21
725	6.70	59.50	925.07
700	6.90	59.90	927.99
675	7.20	60.20	930.96
650	7.30	60.50	933.85
625	7.40	60.90	936.75
600	7.60	61.20	939.70
575	7.80	61.50	942.66
550	8.00	61.80	945.62
525	8.10	62.20	948.56
500	8.30	62.50	951.54
475	8.50	62.90	954.55
450	8.70	63.30	957.56
425	8.80	63.60	960.52
400	9.00	64.00	963.55
375	9.20	64.30	966.57
350	9.40	64.70	969.62
325	9.50	65.10	972.63
300	9.70	65.50	975.69
275	9.90	65.90	978.77
250	10.10	66.30	981.85
225	10.20	66.60	984.88
200	10.40	67.00	987.98
175	10.60	67.30	991.08
150	10.80	67.70	994.20
125	10.90	68.00	997.26
100	11.10	68.40	1000.40
75	11.30	68.80	1003.55
50	11.50	69.20	1006.71
25	11.60	69.60	1009.82
0	11.80	70.00	1013.00

Datensatz für Fall 2

***** BEISPIEL SAUER FALL 1 MIT U=3 M/S ***** STAHL-KLASSE C

TEMPERATURZUNAHMEN (XZ - EBENE DURCH Y0 = 0,00 M)

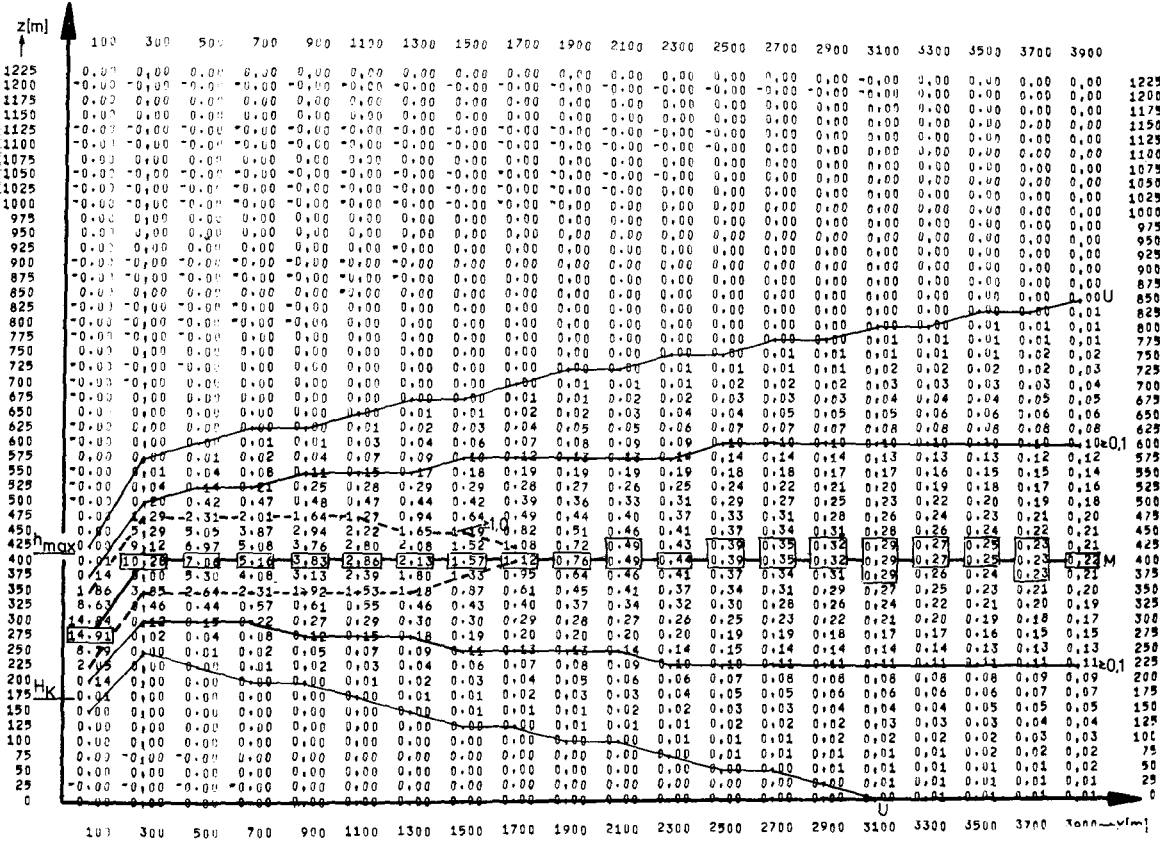


Abb. 50: Temperaturzunahme für Fall 1

***** BEISPIEL SAUER FALL 1 MIT U=3 M/S ***** STAHL-KLASSE C

FEUCHTEZUNAHME IN g/g (XZ - EBENE DURCH Y0 = 0,00 M) STERNCHEN DEUTEN SICHTBARE FAHNE AN

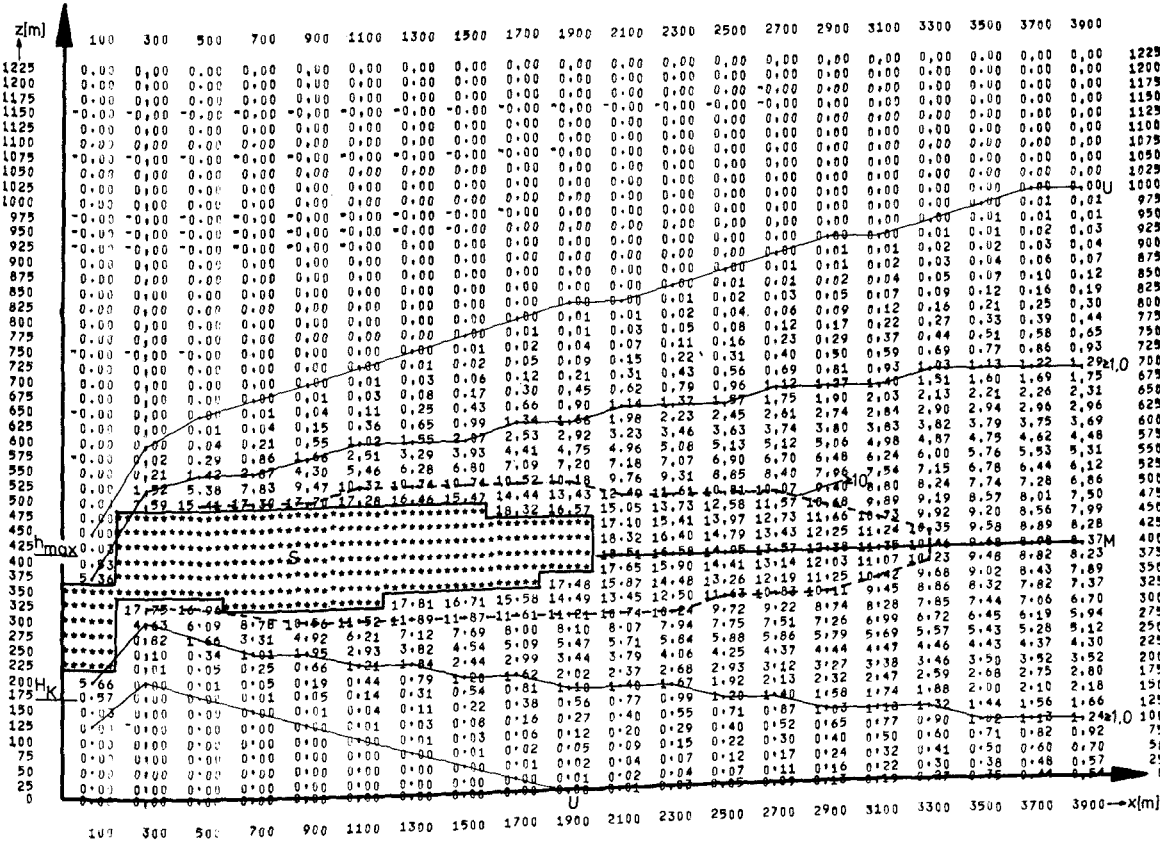


Abb. 51: Feuchtezunahme für Fall 1

***** BEISPIEL SAUER - FALL 2 *****
 TEMPERATURZUNAHMEN (XZ - EBENE DURCH Y0 = 0,00 M)

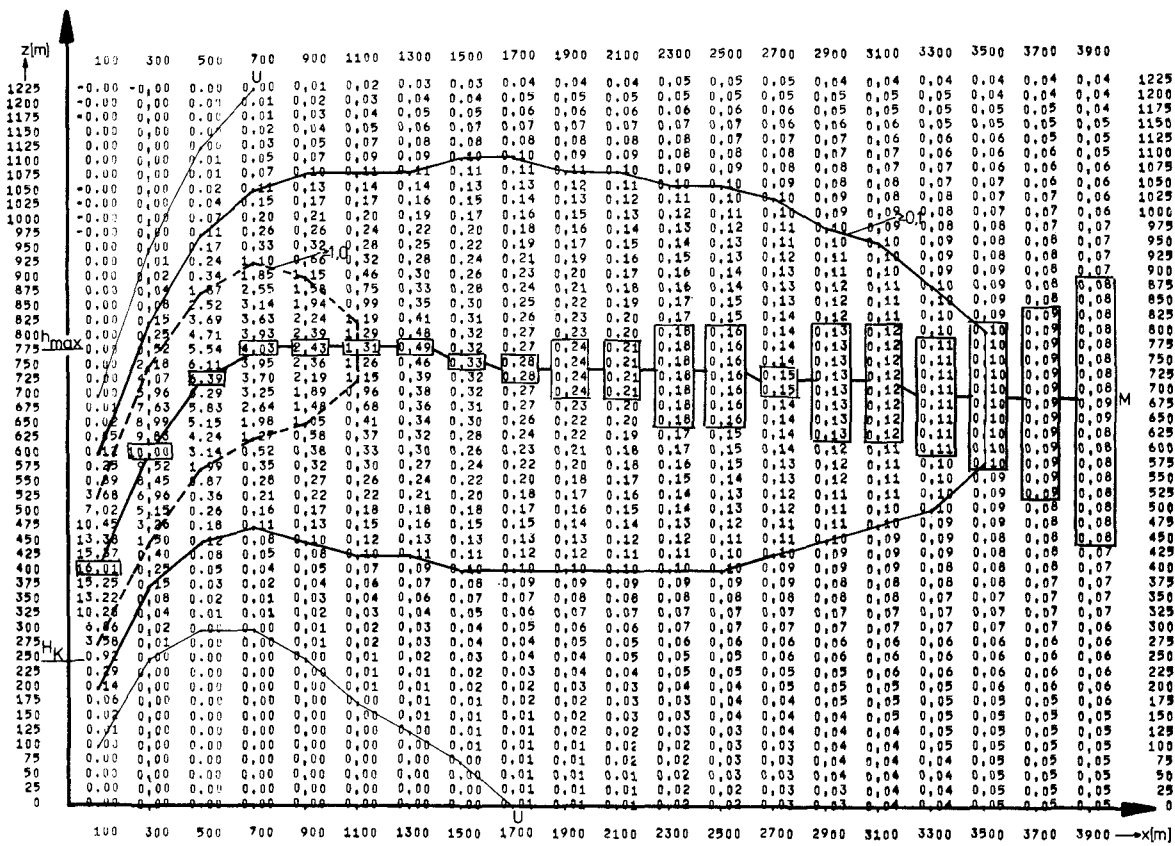


Abb. 52: Temperaturzunahme für Fall 2

***** BEISPIEL SAUER FALL 3 *****
 TEMPERATURZUNAHMEN (XZ - EBENE DURCH Y0 = 0,00 M)

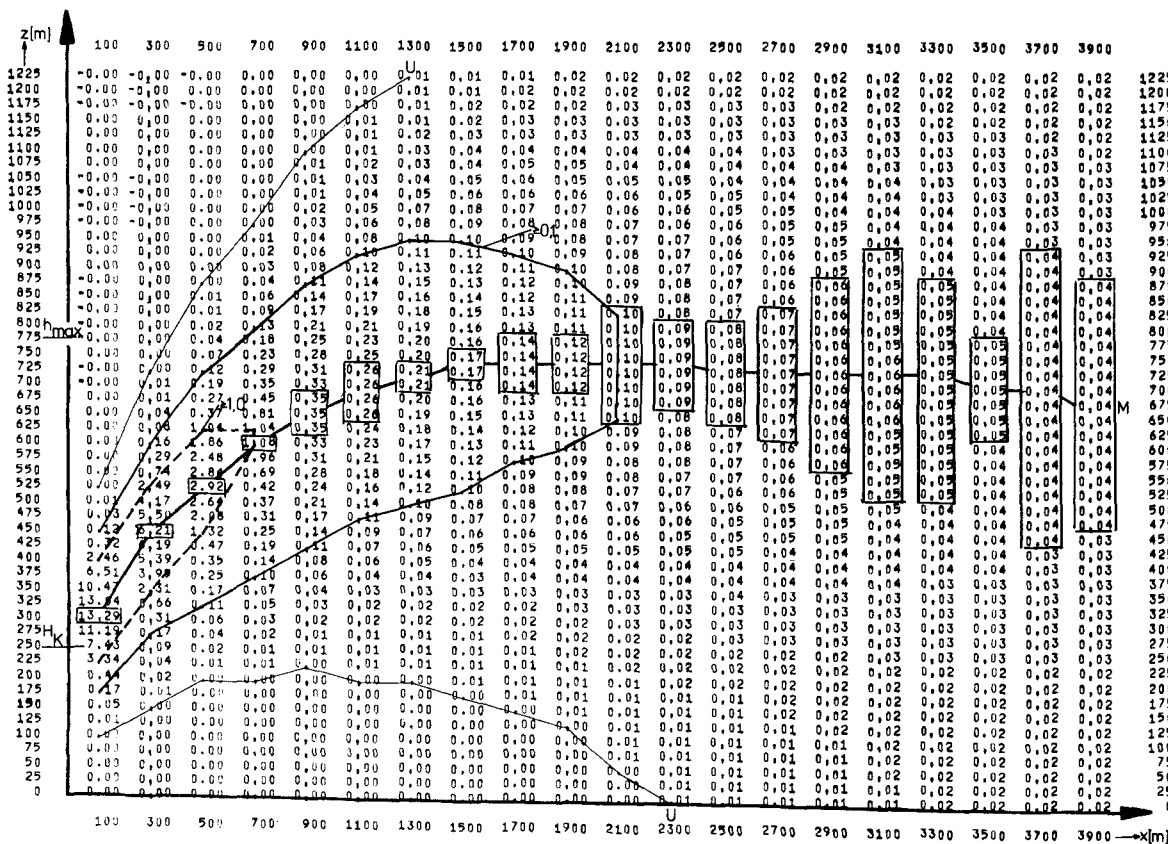


Abb. 53: Temperaturzunahme für Fall 3

***** BEISPIEL SAUER - FALL 2 *****
FEUCHTEZUNAHME IN 0/0 (XZ = EBENE DURCH Y0 = 0,00 M) STERNCHEN DEUTEN SICHTBARE FÄHNE AN

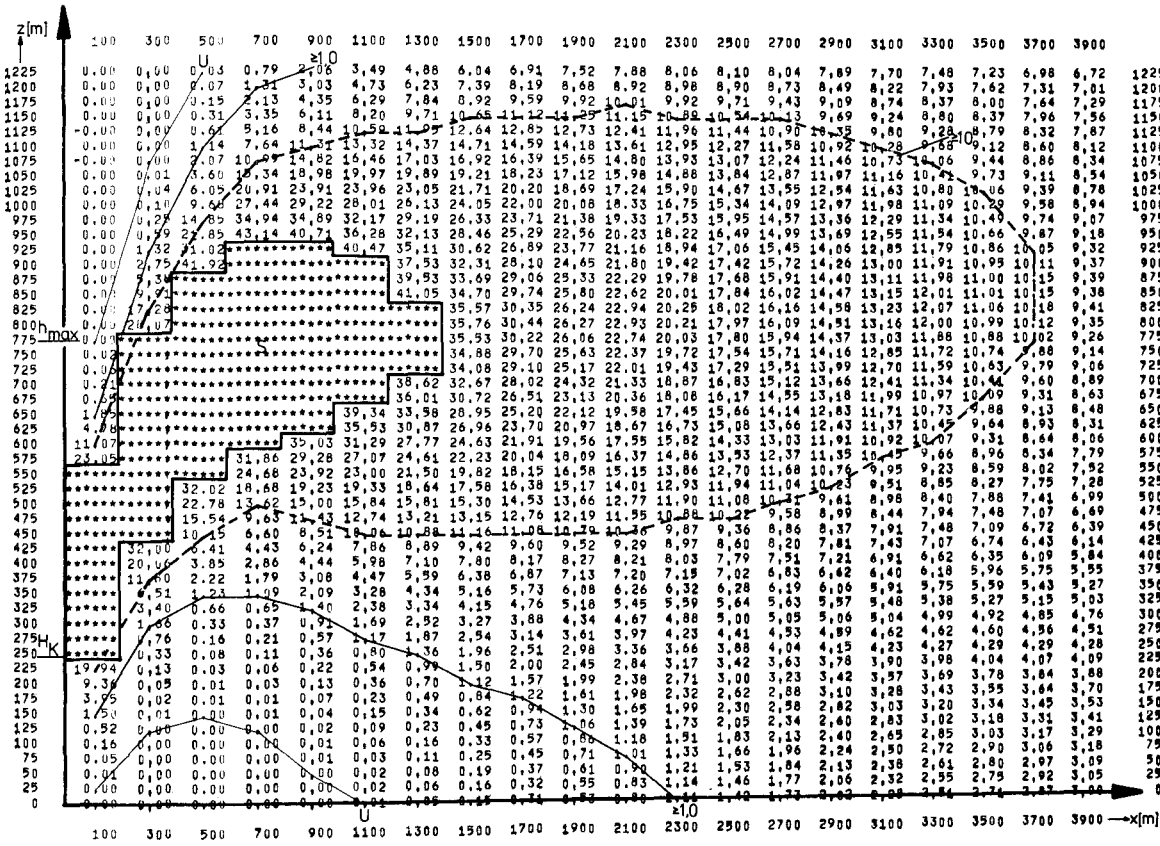


Abb. 54: Feuchtezunahme für Fall 2

***** BEISPIEL SAUER FALL 3 *****
FEUCHTEZUNAHME IN 0/0 (XZ = EBENE DURCH Y0 = 0,00 M) STERNCHEN DEUTEN SICHTBARE FÄHNE AN

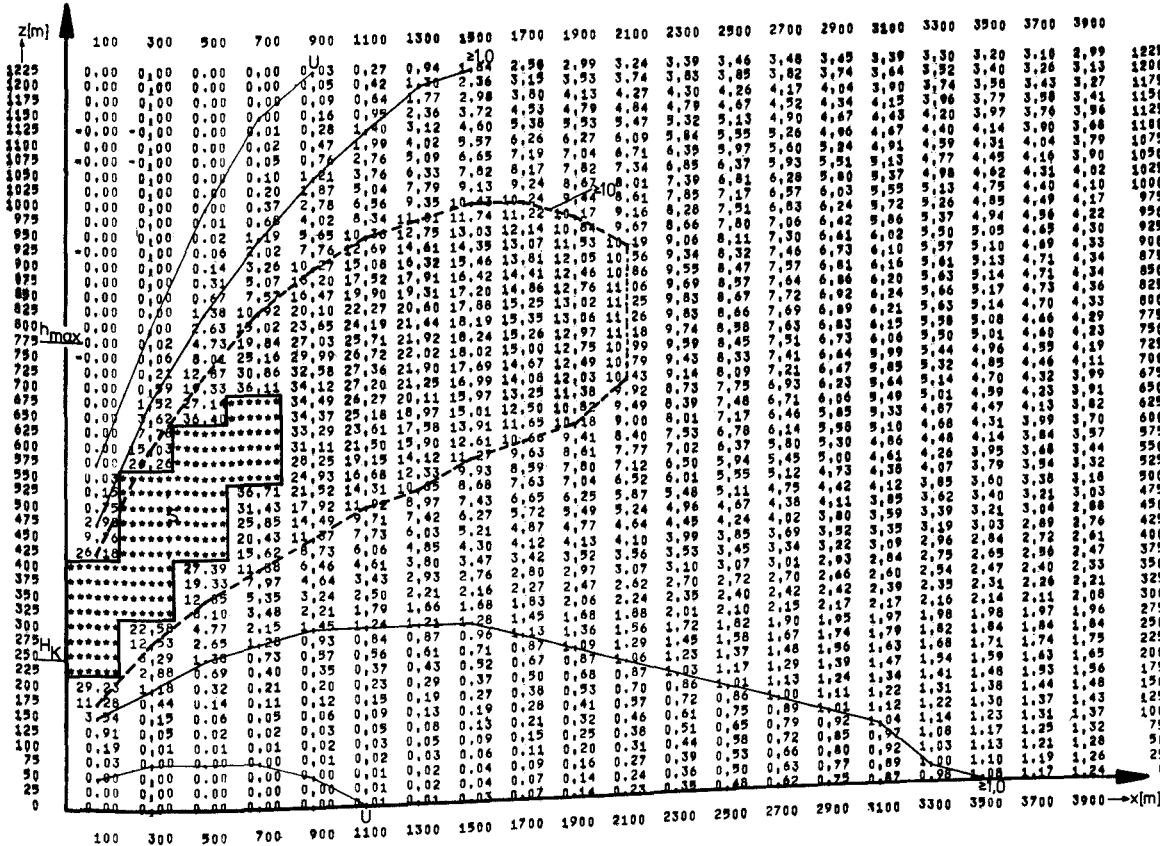


Abb. 55: Feuchtezunahme für Fall 3

Aus den Abbildungen 50 und 51 ist zu erkennen, daß die Abluftfahne im Fall 1 durch die vorherrschende Inversion eine maximale Aufstieghöhe von $h_{\max} = 412$ m erreicht. Ab diesem Wert bewegt sie sich horizontal mit dem Wind. Die äußere Begrenzung, an der die Verhältnisse der ungestörten Atmosphäre bestehen, stellen die Linien U dar. Danach ist erst ab einer Entfernung von 3,3 km mit einer Temperaturerhöhung am Boden von $0,01^{\circ}$ C und ab einer Entfernung von 2,1 km mit einer Feuchtezunahme von 0,01 % zu rechnen. Nach 1,7 km beträgt die Übertemperatur in der Fahnenachse nur noch $1,12^{\circ}$ C zur Umgebungsluft in der entsprechenden Höhe. Die hohe relative Umgebungsfeuchte läßt die Fahne bis zu einer Entfernung $x = 2$ km mit einem maximalen Durchmesser von 180 m sichtbar erscheinen, wie aus dem mit Sternchen und S eingetragenen Gebiet der Abbildung 51 zu sehen ist. In den Abbildungen 52 bis 55 sind die Temperatur- und Feuchtezunahmen der Fälle 2 und 3 angegeben. Durch die größeren Kühlturmabmessungen und die Temperaturschichtung der Atmosphäre steigt hier die Warmluftfahne bis $h_{\max} = 775$ m, wobei im Fall 2 diese Höhe schon nach $x = 0,7$ km und im Fall 3 nach $x = 1,7$ km erreicht wird. Die schnellere Abnahme der Temperatur für Fall 3 ist auf die stärkere Durchmischung durch die höhere Windgeschwindigkeit zurückzuführen. Nach 3,9 km ist bei beiden Fahnen keine nennenswerte Übertemperatur ($0,09^{\circ}$ C) mehr zu verzeichnen. Die Feuchtezunahme, die die Abbildung 54 und 55 zeigen, hält im Vergleich zur Temperatur auf längere Entfernungen an, so daß in der Fahnenachse nach 3,9 km im Fall 2 die Feuchteerhöhung noch 9,41 % und im Fall 3 noch 4,36 % beträgt. Die sichtbare Fahnenlänge reduziert sich durch die niedrigere Umgebungsfeuchte gegenüber dem Fall 1 auf eine Länge von 1,4 bzw. 0,8 km. Es sei hier noch darauf verwiesen, daß die z-Koordinate im Maßstab 1:2,24 überhöht dargestellt ist.

Die Modellrechnungen zeigen, daß auch bei hohen Kraftwerksleistungen nennenswerte Temperatur- und Feuchteerhöhungen auf einen sehr kleinen Raum der Gesamtatmosphäre beschränkt bleiben. Sie rufen im Gegensatz zu Temperaturerhöhungen bei der Frischwasserkühlung keine gesteigerte Lebensaktivität oder schädliche und belästigende Auswirkungen in der Atmosphäre her-

vor. Die Änderung der Bodenwerte ist bei der großen Höhe der Kühltürme zu vernachlässigen.

5.2 NEBEL UND BESCHATTUNG

Mit Nebel ist an dieser Stelle nicht die Definition der Meteorologie gemeint, daß die Sichtweite unter einem bestimmten Betrag liegt, sondern das Berühren des Erdbodens durch die sichtbare Kühlturmfahne. Dieses Verhalten beobachtet man bei Naßkühltürmen niedriger Bauhöhe im Zusammenhang mit starken Winden, bei denen die Turbulenzen im Unterdruckgebiet der Bauwerke die Fahne bis zur Erde gelangen lassen, was zu Belästigungen wie z.B. Sichtminderung und Glatteisbildung in unmittelbarer Nähe des Kühlturms führen kann. Für den Standort Biblis wurden für eine größere Anzahl von Situationen mit verschiedenen Kühltürmen, Kraftwerksgebäuden, Windstärken und Windprofilen Messungen im Windkanal /95/ durchgeführt, die ergaben, daß ab einer Kühlturmhöhe $H_K = 80$ m die Bodenberührung der Dampffahne ausgeschlossen werden kann. Bei Standorten mit kleineren Kühltürmen oder ungünstigen Tallagen ist jeweils zu entscheiden, ob die zeitweise Beeinflussung der Umgebung durch die Bodenberührung der Abluftfahne aus Verkehrsgründen oder wegen unzumutbarer Belästigungen von Wohngebieten stets vermieden werden muß.

Ein weiterer Effekt der sichtbaren Kühlturmfahne ist die Beschattung des Erdbodens während der Tageszeiten mit Sonnenschein. Nach /96/ wurden mit Hilfe des Modells SAUNA /84/, /89/ Berechnungen über die maximale Beschattungszeit durchgeführt. Eine schematische Darstellung der Geometrie dieses Vorganges und die Ergebnisse zeigt die Abbildung 56.

Der Winkel der Sonnenhöhe beträgt 30° mit den Annahmen, daß die Schwade vollkommen lichtundurchlässig ist und der Azimut der Sonne stets mit der Windrichtung zusammenfällt, woraus die durchgezogene Kurve für maximale Beschattungszeit in Abhängigkeit von der Entfernung resultiert. Teilt man das Sonnenspektrum in drei Strahlbereiche A ($0,28 - 0,75 \mu$), B ($0,75 - 2,2 \mu$) und C ($2,2 - 10 \mu$) ein und berücksichtigt das Durchdringungsvermögen der Sonnenstrahlung nach /97/, so gelangt man zu reduzierten Werten, die

die gestrichelten Kurven angeben, wobei die Gruppen A = 58,9 %, B = 38,8 % und C = 2,3 % der Strahlungsleistung der Sonne ausmachen.

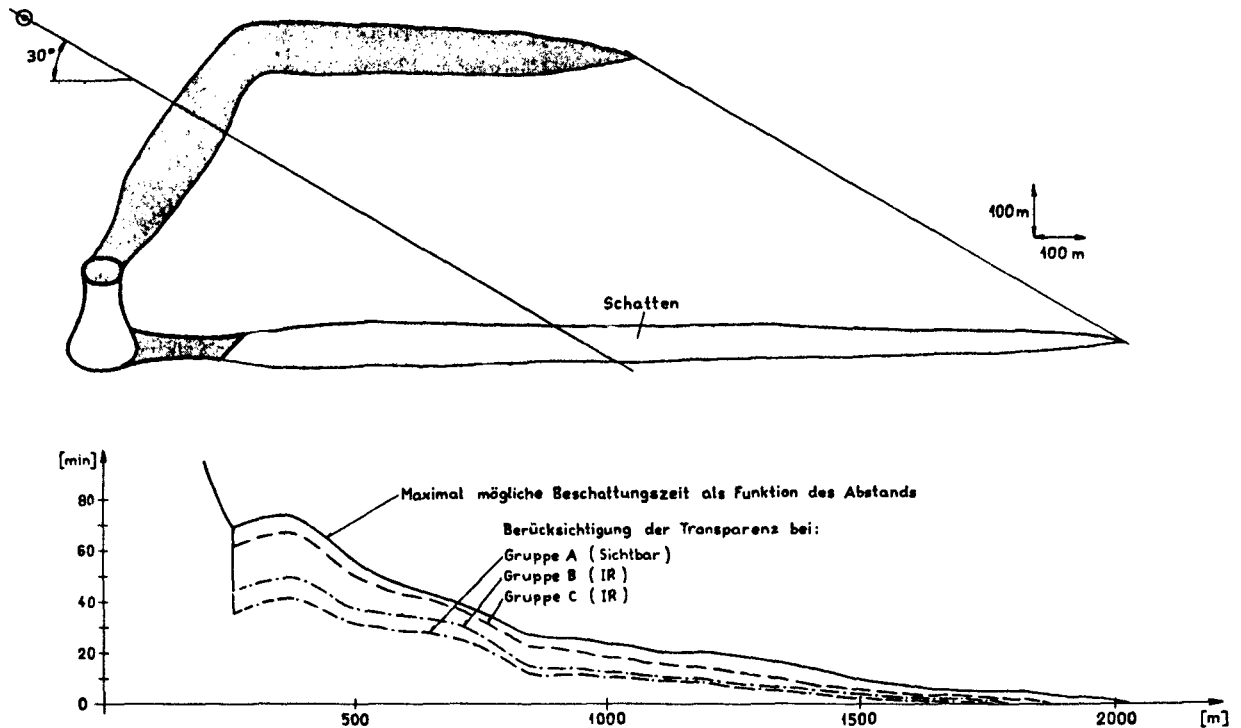


Abb. 56: Kühlturmschwade und maximal mögliche Beschattungszeiten

Die Beachtung der jährlichen Wettersituationen, Windgeschwindigkeiten und Windrichtungen mit ihren Häufigkeiten gibt Auskunft über die realen Beschattungszeiten, wie sie z. B. im Sommer nach Modellrechnungen im Durchschnitt täglich auftreten werden /95/.

Die Abbildung 57 zeigt die Gebiete mit verschiedenen Beschattungszeiten.

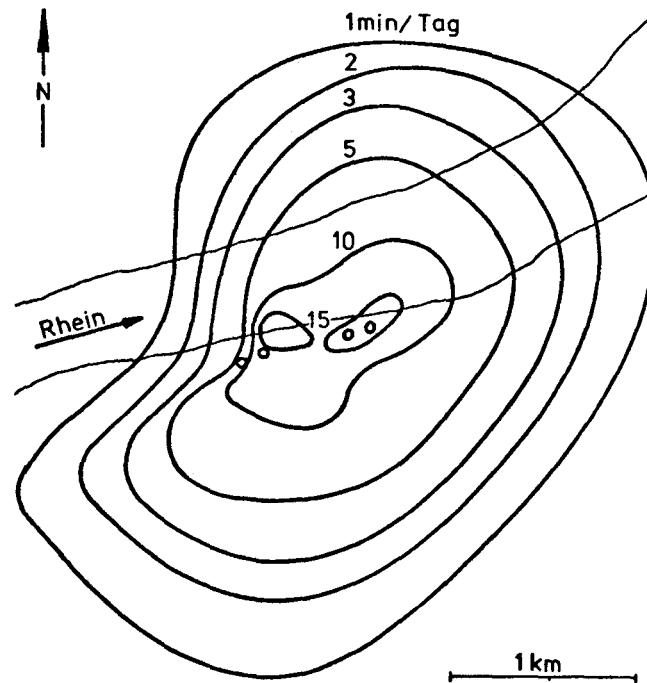


Abb. 57: Beschattungszeiten und Gebiet für das Kernkraftwerk Biblis (2x1200MW) mit 4 Ventilator-Naßkühltürmen ($H_K = 80 \text{ m}$)

Aus der Abbildung ist zu sehen, daß sich die Hauptabmessung für den Wert 1 min/Tag mit etwa 3,75 km längs der Hauptwindrichtung erstreckt, und die Breite circa 2,5 km ausmacht. In unmittelbarer Nähe des Kraftwerks steigt die Beschattung bis auf 15 min/Tag, der sich ein Gebiet von 1,375 km x 0,55 km mit 10 min/Tag anschließt. Nach /98/ läßt sich für den Bereich von $0,756 \text{ km}^2$ die Änderung der Globalstrahlung (direkte Sonneneinstrahlung + diffuse Himmelsstrahlung) für eine gebrochene Bewölkung berechnen. Es gilt

$$\frac{Q}{Q_0} = a + (1 - a) \cdot (S/S_0) \quad (66)$$

mit Q = Globalstrahlung bei Bewölkung

Q_0 = Globalstrahlung bei wolkenlosem Himmel

$a = f$ (Breitengrad), hier: $a = 0,22$

S = Sonnenscheindauer mit Bewölkung

S_0 = maximale Sonnenscheindauer ohne Bewölkung

= 12 Stunden/Tag

Mit der durchschnittlichen Sommer-Sonnenscheindauer von $S = 5,83$ Std/Tag und einer Änderung durch die Kühltürme von $S = 0,1666$ Std/Tag ergeben sich für den Quotienten der Gleichung (66) die Werte

$$\frac{Q}{Q_0} = 0,59895 \quad \text{ohne Kühltürme}$$

$$\frac{Q}{Q_0} = 0,58812 \quad \text{mit Kühltürmen.}$$

Es läßt sich somit eine Abnahme des ersten Wertes um 1,8 % feststellen.

Der Einfluß der Beschattung auf das Wachstum der im Einflußbereich der Kühltürme stehenden Pflanzen kann als vernachlässigbar angesehen werden, da der Verminderungswert von 1,8 % sehr gering ist. Die wachstumsbestimmenden Faktoren gliedern sich in Luftzustände, Bodenqualität, Bodenfeuchte, Bodenwärme und Sonneneinstrahlung, wobei nicht so sehr die direkte Sonneneinstrahlung sondern das Tageslicht für das Wachstum maßgeblich ist, da das Energieangebot der Sonne völlig ausreicht, um bei Bewölkung ein Wachstum mit genügenden Ernteerträgen zu gewährleisten. Erst die vollständige Beschattung über einen längeren Zeitraum von mehreren Wochen läßt eine merkliche Wachstumsminde- rung bei Pflanzen beobachten, was jedoch durch die sich ständig ändernden Wetter- und Windsituationen bei Naßkühltürmen sehr unwahrscheinlich ist. Außerdem verringert bei Nacht die sichtbare Dampf- fahne die Wärmeabstrahlung des Erdbodens, was eine geringere Auskühlung des Bodens zur Folge hat.

Während die Beschattung auf das Pflanzenwachstum keine Auswirkungen hat, muß der Beschattung von Wohngebieten größere Beachtung geschenkt werden. Anwohner von neu zu errichtenden Kernkraftwerken mit Naßkühltürmen messen der Beschattung durch die sichtbare Kühlturmfahne ein besonderes Gewicht bei und führen sie als Argument gegen Kernkraftwerke an, während bei fossilen Kraftwerken bisher noch keine Bürgerinitiative gegen Kühltürme demonstrierte. Es soll hier nicht bestritten werden, daß die Verminderung der Sonnenscheindauer, die im Vergleich zu südlichen Ländern in unseren Breiten auf Grund des vorherrschenden

Klimas schon sehr gering ausfällt, als Belästigung und Minderung des Wohnwertes von betroffenen Gebieten angesehen werden muß; nur ist die Beeinflussungszone auf ein sehr kleines Gebiet begrenzt, das im Falle von Kernkraftwerken durch die geforderten Sicherheitszonen nur spärlich bewohnt ist.

Das eigentliche Problem liegt hier mehr auf der psychologischen Seite und dem mangelnden Wissen in weiten Teilen der Bevölkerung über die Wärme- und Stofftransporte beim Kühlturmprozeß. So wird die Angabe über die hohen Wärmeabgaben beim Kraftwerksprozeß in hohe Temperaturwerte von weit über 100° C bei der Fahne interpretiert und die sichtbare Fahne als Teil der Umweltverschmutzung gleich der von schädlichen Schornsteinabgasen und großen Industriekomplexen angesehen. Eine Versachlichung der Diskussionen muß deshalb in der verstärkten Aufklärung der Bevölkerung auf dem Gebiet der Kraftwerkstechnik und Kühlung ansetzen.

Der Einsatz der Trocken- und Hybridkühlungstechnik kann auf dem Gebiet der Nebel- und Beschattungsbelästigung Abhilfe schaffen. Durch eine geeignete Schaltungsweise von Naß- und Trockenteil bei Hybridkühltürmen verläßt die Kühlturmwarmluft den Kühlturm mit relativen Feuchtwerten unterhalb $\varphi = 100 \%$, während bei Trockenkühltürmen sehr trockene Luft mit kleinen Feuchtwerten aus der Mündung austritt. Die aufsteigende Warmluft bleibt also unsichtbar, bis sie bei genügendem Auftrieb in Höhen gelangen kann, in der nach Abschnitt 3.3.1 Kondensation auftritt. Das Erreichen des Kondensationsstadiums geschieht aber erst in solchen Entfernungen vom Kühlturm, daß eine Zuordnung zum Kraftwerk für den Beobachter nicht mehr möglich ist, und dadurch die vorhin beschriebene psychologische Komponente entfällt. Nach Aussagen in Diskussionsbeiträgen der Sektion B auf der VGB-Konferenz "Kraftwerk und Umwelt 1975", die am 12. und 13. März in Essen stattgefunden hat, ist an vier Trockenkühltürmen in Ungarn, die die Abwärme eines 800 MW Kraftwerks abführen, nie Wolkenbildung in der Nähe des Kraftwerks beobachtet worden.

5.3 NIEDERSCHLAGSERHÖHUNG

Wie aus Modell Nr. 1 /66/ zu ersehen ist, beschäftigt man sich

schon sehr lange mit der Umweltbelastung durch Niederschlags-
erhöhung in der Umgebung von Naßkühltürmen, die hauptsächlich
durch Sprühverluste im Kühlturm entsteht. Besonders unangenehm
macht sich diese Gegebenheit in der Nähe von Ventilatorkühltür-
men bemerkbar, da durch ihre höheren Luftgeschwindigkeiten ein
größeres Tropfenspektrum aus der Mündung mitgerissen und in die
Umgebung getragen wird.

Abbildung 58 zeigt am Beispiel des schweizerischen Standortes
Rüthi die durch einen Naturzugnaßkühlturm hervorgerufene jähr-
liche Niederschlags-erhöhung. Wie schon bei der Beschattung er-
streckt sich das größte Niederschlagsgebiet entlang der Achse
der Hauptwindrichtungen. Bis zu einer Entfernung von $x = 1,7$ km
beträgt die Erhöhung nur noch 10 mm/Jahr, etwa 1,25 % des na-
türlichen Niederschlags.

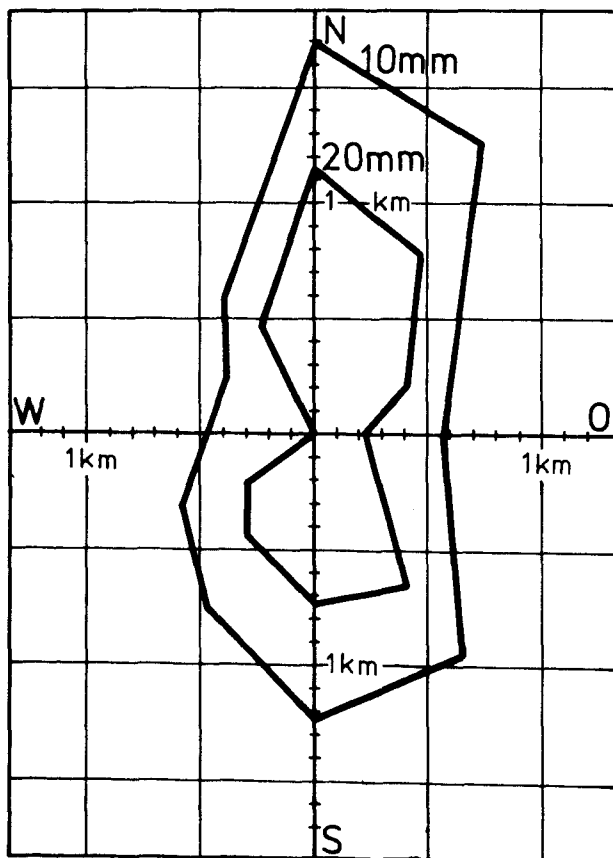


Abb. 58: Jährliche Niederschlags-
erhöhung durch ein Na-
turzugnaßkühlturm (H_K
= 150 m; D_K = 80 m) für
ein 1000 MW_e Kernkraftwerk
nach Modell Nr. 17 /89/

Im Vergleich dazu bewirken die vier Ventilatorkühltürme für die
Blöcke A und B in Biblis eine Erhöhung des Niederschlags von
80 mm/Jahr bis zu einer Entfernung von 1200 m und von 50 mm/Jahr

bis zu 4 km vom Kraftwerk /95/.

Im Gegensatz zur Beschattung kann die Niederschlagserhöhung einen merklich negativen Einfluß auf das Wachstum der Pflanzen hervorrufen. Durch die erhöhte Bodenfeuchtigkeit können bevorzugt Pilze, Infektionen und Krankheiten auftreten, die eine Erhöhung des Spritzmittelverbrauchs und eine qualitative und quantitative Ertragsminderung zur Folge haben. Bei Straßen und Wohngebieten führt der künstliche Niederschlag zu Belästigungen und Verminderung des Wohnwertes.

Bei der Standortwahl von Wärmekraftwerken der heutigen Leistungsgrößen mit Naßkühltürmen ist darauf zu achten, daß wegen der Beschattung und des Niederschlags im Gebiet der Hauptwindrichtungen mit einem Durchmesser von 3 - 5 km um das Kraftwerk sich keine Wohngebiete und Anbaugelände mit hochwertigen Pflanzenkulturen befinden. Da diese Forderungen nicht bei allen Standorten zu erfüllen sind, sind für die durch die Kraftwerkskühlung betroffenen Gebiete als Ausgleich finanzielle Entschädigungen in Betracht zu ziehen.

5.4 LÄRMBELÄSTIGUNG

Dem Einfluß des Lärms auf das Wohlbefinden des Menschen wird heute immer größere Bedeutung beigemessen, da durch medizinische Untersuchungen festgestellt wurde, daß sich ständige Lärmeinwirkung, obwohl kein Schadstoff im herkömmlichen Sinn, auf die Gesundheit des Menschen sehr negativ auswirken kann.

Bei der Kühlturmkühlung können zwei Geräuschquellen auftreten. Der eine Lärmpegel entsteht durch den Aufprall des herunterrieselnden Wassers auf Einbauten und Kühlturmtasse, während der Betrieb von Ventilatoren als zweite Geräuschursache auftritt. Abbildung 59 zeigt die Geräuschentwicklung von verschiedenen Rückkühlsystemen in Abhängigkeit von der Entfernung nach /27/.

Danach ist das Geräuschverhalten von verschiedenen Kühltürmen ähnlich. Vergleicht man die Werte mit dem zulässigen Schallpegel in der Umgebung, der durch die Verwaltungsvorschrift "Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm" geregelt ist, so erkennt man, daß der maximale Wert von 35 dB_A, der nachts in Gebieten mit

ausschließlicher Wohnnutzung nicht überschritten werden darf, in allen drei Fällen in einem Abstand von 1000 m von der Kühlturm-tasse noch nicht eingehalten werden kann. Bei kraftwerksnahen Wohn-gebieten sind deshalb Abschirmwälle oder -wände zur Geräusch-pegelminderung um den Kühlturm zu installieren, um so die Lärm-belästigung auf ein erträgliches Maß zu reduzieren.

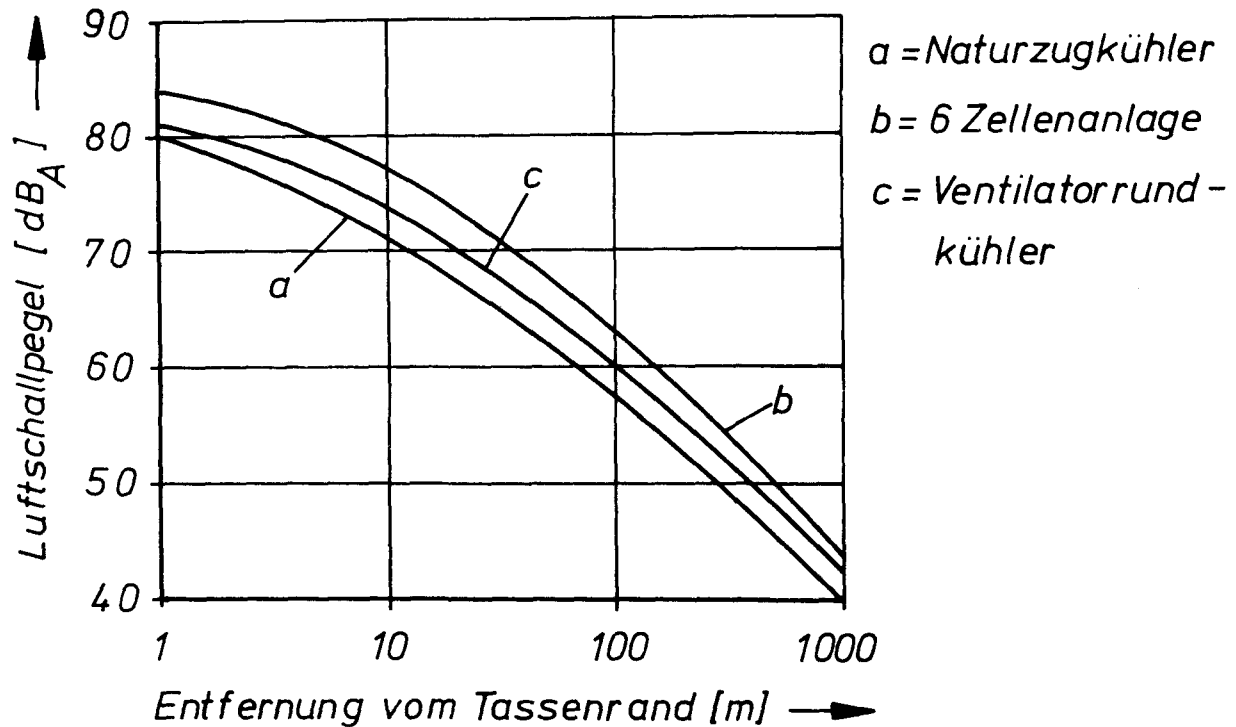


Abb. 59: Entfernungsbedingte Restschallpegel

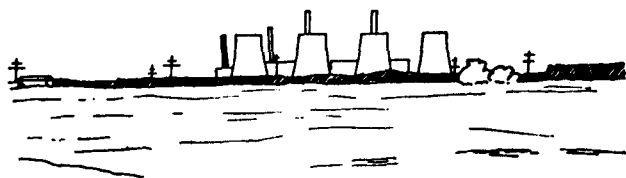
5.5 ÄSTHETIK

Ein ernst zu nehmendes Problem bildet die Beeinflussung des Landschaftsbildes durch die Abmessungen des Kühlturmes und die sichtbaren Dampffahnen, die, wie schon in Abschnitt 5.2 erwähnt, ein besonderes psychologisches Moment auf den Beobachter ausüben. Obwohl man der hyperbolischen Bauweise von Kühltürmen eine formal wohlproportionierte Gesamtwirkung nicht absprechen kann, bilden Kühltürme mit Höhen von 160 - 180 m eine weit sichtbare graue Beton-Silhouette, die den Charakter einer Landschaft störend oder sogar zerstörend beeinflussen kann. Da mit steigendem Lebensstandard die Bedeutung des Wortes Lebensqualität mehr in den Vordergrund rückt, muß der visuellen Pollution

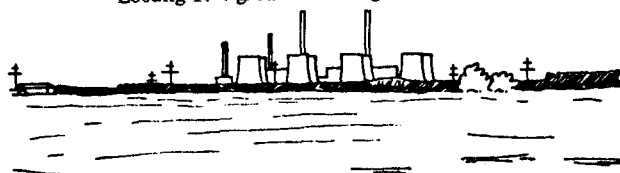
in verstärktem Maße Beachtung geschenkt werden, und zwar um so mehr, wenn es sich um Erholungsgebiete mit intensiven Erlebnisräumen handelt.

Für viele Standorte trifft es zu, daß der dort erzeugte elektrische Strom zum größten Teil nicht in der Umgebung verbraucht wird, und es deshalb für die betroffene Bevölkerung nicht direkt einleuchtend ist, daß gerade ihr Gebiet als neuer Standort in Frage kommt. Bei der Wahl von neuen Kraftwerksstandorten ist es deshalb zwingend notwendig, in einem demokratischen Entscheidungsprozeß die repräsentative Meinung der betroffenen Bevölkerung frühzeitig einzuholen, um so dem Gebiet ein Mitspracherecht über Landschaftsveränderungen einzuräumen. Entscheidungshilfen können dabei Fotomontagen mit unterschiedlichen Bauwerk- und Landschaftstypen-Kombinationen sein, durch die eine optimale Lösung für die Einheit zwischen Kraftwerk, Kühltürmen und Landschaft gefunden werden soll. Die Reduzierung der preisoptimalen Kühlturmhöhe wird dabei in manchen Fällen zu Gunsten von mehreren kleinen Kühltürmen in Kauf genommen werden müssen, um einen einigermaßen ästhetischen Proportionsrhythmus zwischen Bauten und Erholungslandschaften zu schaffen. Der bestimmende Faktor wird dabei die Kraftwerksgebäudehöhe sein, die von Kühltürmen nicht sehr stark überragt werden sollte. Ein Beispiel für die verschiedenen Ausführungsmöglichkeiten von Kühlsystemen zeigt die Bildfolge der Abbildung 60 für das Kernkraftwerk Lingen nach /99/.

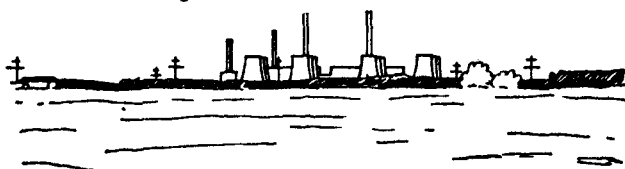
Aus Abbildung 60 sieht man, daß die Lösungen 1 und 4 für das Landschaftsbild sehr unbefriedigend ausfallen, da im ersten Fall die Kühltürme als Betonklötze die Silhouette verunstalten, während bei Lösung 4 die großflächigen Kraftwerksgebäude mit den hohen Schornsteinen stören. Weiter erkennt man, daß durch eine Höhenreduzierung sich die Anzahl der Kühltürme und somit auch der Platzbedarf erhöht.



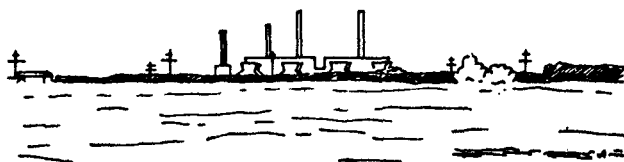
Lösung 1: 4 große Naturzug-Kühltürme



Lösung 2: 8 "mittlere" Naturzug-Kühltürme



Lösung 3: 12 "kleinere" Naturzug-Kühltürme



Lösung 4: 8 Gebläse-Kühltürme

Abb. 60: Bildfolge für die Gestaltungsmöglichkeiten der Kühltürme beim Kraftwerk Lingen /99/

Die Abbildung 61 zeigt für ein Kernkraftwerk mit LWR und einer Leistung von 1300 MW_e die Anzahl der erforderlichen Kühltürme bei vorgegebener Kühlturmhöhe und gefordertem Kondensatordruck von $0,09 \text{ bar}$ für die Kühlarten Naß und Trocken.

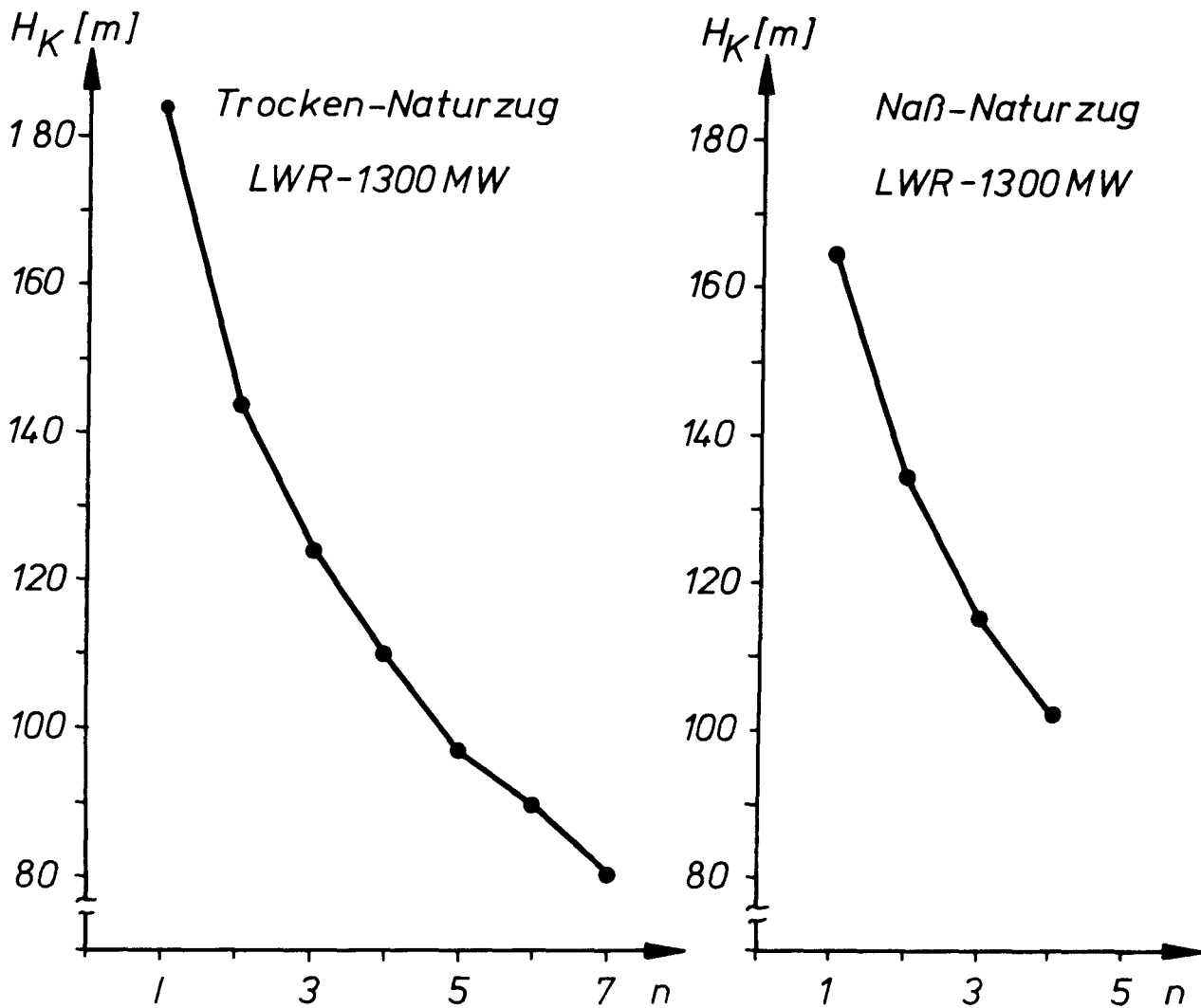


Abb. 61: Anzahl der erforderlichen Kühltürme n bei gegebener Kühlturmhöhe H_K /28/

5.6 GROSSRÄUMIGE BEEINFLUSSUNG DURCH KRAFTWERKSBALLUNGEN

Die Erweiterungsbauten an schon bestehenden Kraftwerken, die zunehmende Blockgröße neuer Standorte und die in jüngster Zeit vorgeschlagenen nuklearen Kraftwerksparks von 10 000 MW_e lassen vermehrt Stimmen laut werden, die großräumige Wetterbeeinflussungen wie Tornado- oder Gewitterbildung durch die Kühlturmkühlung befürchten. Zur Klärung dieser Fragen seien zunächst die Größenordnung über Einflußgebiet und Leistungsfreisetzung der beiden natürlichen Wetterprozesse aufgezeigt.

Wetterprozeß	Größe des Einflußgebietes [km ²]	Leistungsfreisetzung [MW]	spezifische Leistungswerte [W/m ²]
Tornado	0,01	100 (kinetisch)	10 ⁴
Gewitter	10 ²	10 ⁴ (kinetisch) 5 · 10 ⁵ (latent)	100 5000 (durch Niederschlag)

Tabelle 10: Leistungsfreisetzung zweier natürlicher Wetterprozesse /82/

Die Werte der Tabelle 10 sollen als Vergleich stehen für einige verschiedene Kenndaten zweier Kraftwerksprozesse mit einer elektrischen Leistung von 10 000 MW_e.

Als Kraftwerksprozesse werden ein Braunkohlekraftwerk mit Naturzug-Naßkühlung und ein THTR-Kraftwerk mit Trockenkühlung ausgewählt. Dabei dienen als Grundlagen die Abwärme- und Kühlturm-mündungsdaten der Abbildungen 7 und 11. Die Kenndaten der Tabelle 11 sind so gerechnet, als ob die Abwärme bei den zwei Kraftwerkstypen jeweils über nur einen Kühlturm abgeführt würde.

Die Klammerwerte der letzten Spalte ergeben sich, wenn man für den Referenztrockenkühlturm der Abbildung 11 annimmt, daß er für eine elektrische Leistung von 500 MW_e ausreicht.

Vergleicht man die Werte der sechsten Zeile der Tabelle 11 mit den spezifischen Leistungswerten von Tornado und Gewitter der Tabelle 10 in Spalte 4, so erkennt man, daß die Kühltürme ein Vielfaches der Werte von den natürlichen Wetterprozessen ausmachen, wobei bei den Kühltürmen die gesamte Abwärmeleistung berücksichtigt ist. Betrachtet man jedoch nur die kinetische Leistungsfreisetzung der Kühltürme und vergleicht sie mit der des Tornados, stellt man selbst bei Kühltürmen für 10 000 MW_e

Kenn- daten	Kraftwerks- prozeß	Braunkohlekraftwerk mit Naturzugnaßküh- lung (10 000 MW _e)	THTR-Kraftwerk mit Trockenkühlung (10 000 MW _e)
Kühlturmaustritts- flächenbedarf bezo- gen auf die elektri- sche Leistung [m ² /MW _e]		5,301	20,274 (12,16)
Kühlturmabluft- massenstrom bezogen auf die elektrische Leistung [kg/sec] [MW _e]		26,88	78,82 (78,82)
Kühlturmaustritts- durchmesser [m]		260	508 (394)
Kühlturmaustritts- fläche [km ²]		0,053	0,203 (0,122)
Abwärmeleistung [MW]		15034	14667 (13460)
Spezifische Abwärme- leistung am Kühlturm- austritt [MW/m ²]		0,2835	0,0723 (0,1104)
Kinetische Leistungs- freisetzung am Kühl- turmaustritt [MW]		2,66	6,31 (6,31)
Spez. kinetische Lei- stungsfreisetzung am Kühlturmaustritt [W/m ²]		50	31 (52)

Tabelle 11: Leistungsfreisetzung zweier Kraftwerksprozesse mit einer elektrischen Leistung von 10 000 MW

Kraftwerksblöcke eine viel geringere Leistung, nämlich 2,66 MW bzw. 6,31 MW gegenüber der von 100 MW fest. Die spezifisch kinetische Leistung des Naturzugnaßkühlturmes beträgt nur ein

Zweihundertstel vom Tornado, dessen zerstörende Wirkung auf einem kleinen Gebiet von $0,01 \text{ km}^2$ durch die nach oben gerichtete Wirbelbewegung mit hohen vertikalen Windgeschwindigkeiten entsteht ($50 \div 100 \text{ m/sec}$) /34/.

Tornados, die bevorzugt in den USA und Australien auftreten, entstehen vornehmlich in wärmeren Jahreszeiten, in denen durch intensive Sonneneinstrahlung eine große Überhitzung der unteren Luftschicht erfolgt, und der reale Temperaturgradient weit über den adiabatischen steigt (labiler Fall der Abb. 24) /34/. Die zweite Bedingung ist die Verstärkung der thermischen Instabilität durch das Aufgleiten kälterer Luft auf die abnorm wärmere Luft des Untergrunds. Die Ursachen für diese Bedingungen sind also großräumige Wettergeschehen bei wandernden Tiefdruckgebieten, die selbst Kühltürme für hohe elektrische Kraftwerksleistungen von 10 000 MW wegen ihrer geringen Ausdehnung im Vergleich zu den Abmessungen von Tiefdruckgebieten nicht beeinflussen können. In der Nähe des Kühlturms wird sogar die Bedingung der starken Überhitzung des Bodens durch das ständige Absaugen dieser bodennahen Überhitzungszone abgeschwächt, da durch den verstärkten Auftrieb beim Kühlturm ein stetiger Austausch der bodennahen Luft mit der Atmosphäre erfolgt.

Ein denkbarer Anstoß zur Entfaltung eines Tornados könnte die Karmann'sche Wirbelstraße darstellen, die sich bei bestimmten Reynolds-Zahlen hinter angeströmten Körpern ausbildet. Beim Baukörper Kühlturm reicht diese Wirbelstraße nicht bis in die Höhe des Kühlturmaustritts, so daß in der Kühlturmabluft keine Wirbel mit vertikalen Achsen auftreten, sondern die in Abbildung 26 gezeigte Walzenbildung bei horizontalem Wind entsteht. Es ist somit nicht möglich, daß die Karmann'sche Wirbelbildung auf die Kühlturmabluft übergreift, und so Tornados erzeugt werden können.

Das Gewitter ist der zweite natürliche Wetterprozeß, mit dem die Leistungsabgabe eines Kühlturms für ein 10 000 MW Kraftwerk verglichen werden soll. Aufgrund der Ursachen unterscheidet man zwei Arten von Gewitter /100/, nämlich das Frontalgewitter, das sich im Grenzgebiet zwischen kalten und warmen Räumen durch das Unterwandern wärmerer Luft durch kältere ausbildet, und das lokale Wärmegewitter, das durch die Übererwärmung bodennaher Luft-

schichten entsteht. Die notwendigen Bedingungen sind überadiabatische Temperaturgradienten in den unteren Schichten und großer Wasserdampfgehalt der Luft, der die aufsteigende Luft sehr rasch in den feuchtlabilen Zustand (Kondensationshöhe) führt. Die vorhin erwähnten Bedingungen sind erst dann hinreichend für die Bildung eines Gewitters, wenn sich "über einem größeren Gebiet die regellose Kleinkonvektion in räumlich differenzierte, mächtigere, hochreichende Vertikalströmungen umwandelt" /100/.

Nach /101/ ist die Voraussetzung für ein Gewitter die Bildung von sehr mächtigen, hochreichenden Quellwolken, in denen Vertikalgeschwindigkeiten von 25 m/sec. auftreten, und die zu intensiven Niederschlägen (1 cm/30 min) führen. Die Entstehungsfolge und die Abmessungen solcher Cumulus-Wolken zeigt die Abbildung 62 nach Unterlagen von /102/.

Nach Bild a beginnt das Cumulusstadium in einer Höhe von $z = 1,6$ km mit einer horizontalen und vertikalen Ausdehnung von 2,1 km bzw. 1,64 km, die sehr rasch nach Bild b zunimmt. In c erreicht die Wolke nach etwa 2 km Entfernung vom Ursprungsort 0 km die maximale Höhe von $z = 8$ km mit sehr starken Aufwinden und unter Bildung von Eisteilchen, die durch Herabsinken und Tauen in der 0°C Höhe einen Kaltluftkörper produzieren (Bild d), der nach Erreichen einer bestimmten Ausdehnung (circa 2 - 3 km) zum Umsturz des Aufwindes in eine abwärts gerichtete Bewegung führt. Jetzt erst gelangt die Gewitterwolke in kräftigen Böen in einer Entfernung $x = 4 - 5$ km zum Erdboden, was mit heftigen Niederschlägen verbunden ist (Bild e). Auf dem Höhepunkt der Niederschlagstätigkeit am Boden beginnen sich an der hinteren Hälfte des Gewitters die Wolken in der Höhe wie nach Bild f aufzulösen, während sich an der Vorderfront wieder ein neuer Kaltluftkörper bildet. Die maximale horizontale Ausdehnung der Gewitterwolke liegt bei 10 - 12 km, und der Niederschlag kann auf einem Gebiet von 100 km^2 innerhalb einer halben Stunde einen Wert von 1 cm erreichen, was einer Wassermenge von 10^6 Tonnen entspricht.

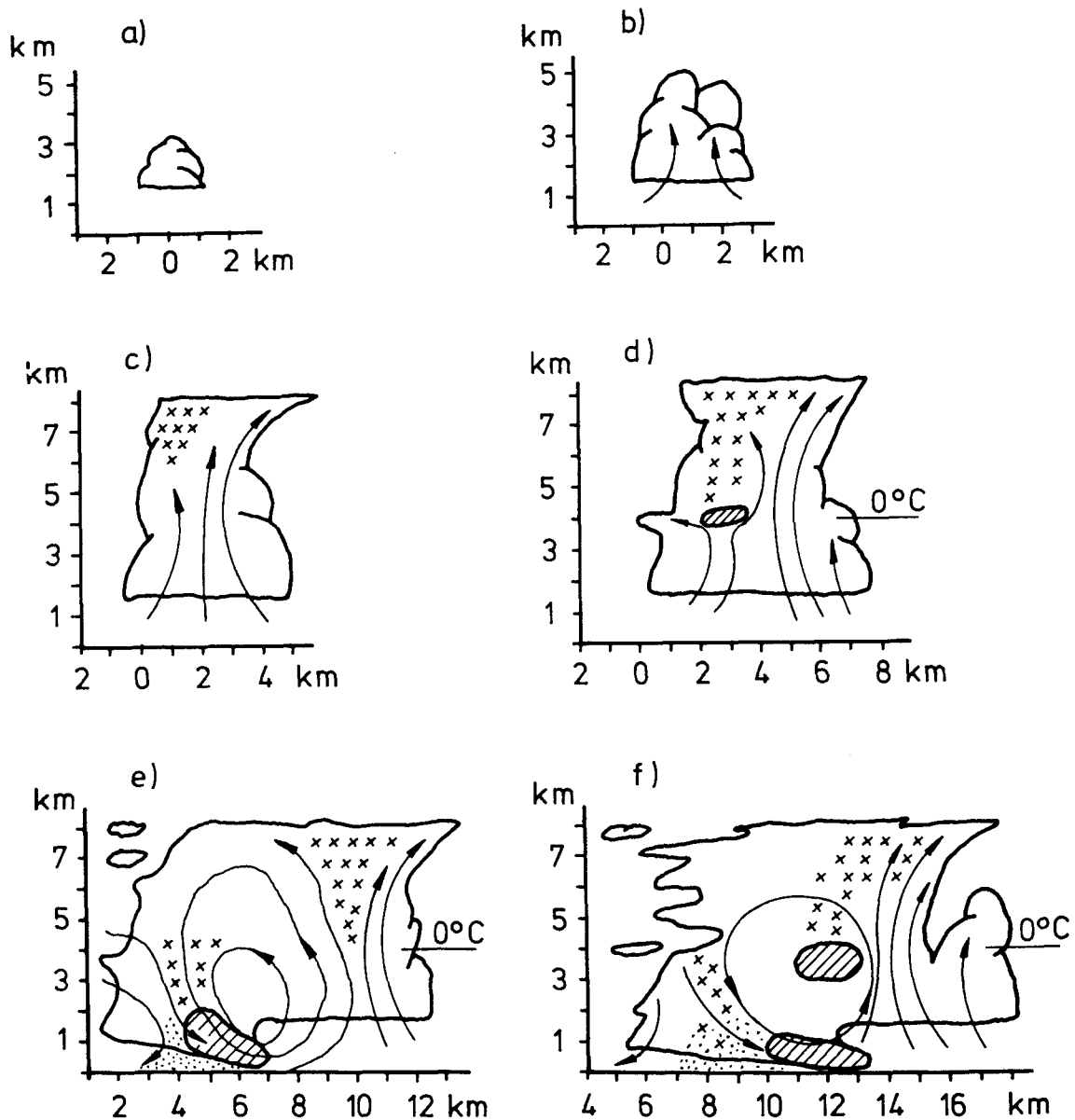


Abb. 62: Einzelne Stadien einer Gewitterwolke (x = Eisteilchen; Punkte = Regen; Schraffur = produzierte Kaltluft; Pfeile = Strömungsrichtung) /102/

Legt man den spezifischen Wasserverlust eines Naßkühlturms wie in Abbildung 7 von $0,4867 \frac{\text{kg/sec}}{\text{MW}}$ zugrunde, so betragen die Wasserverluste eines $10\,000 \text{ MW}_e$ Braunkohlekraftwerkparcs $4,867 \text{ t/sec}$. Das bedeutet, daß das Kraftwerk nach 2,4 Tagen Vollastbetrieb durch den Kühlturm die vom Gewitter freige-

setzte Wassermenge abgegeben hat. Der Leistungs- und Wasserabgabevergleich zeigt, daß der Kühlturm einen kleinen Beitrag zur Gewitterbildung leisten kann, aber selbst kein Gewitterproduzent ist. Ausschlaggebend sind hier die im Verhältnis zum Kühlturm großen Flächenabmessungen des Wettergeschehens, durch die ein einmal eingeleiteter Prozeß für längere Zeit seine Eigenständigkeit behält, ein Problem, das in ähnlicher Weise schon angesprochen wurde bei den im Abschnitt 3 behandelten Temperaturverlusten von Warmluftfahnen, die umso geringer sind, je größer die Abmessungen der betrachteten Warmluftkörper sind.

Wegen des fehlenden Verdunstungseffektes bewegen Trockenkühltürme zwar größere Luftmengen als Naßkühltürme, doch führt der Trockenprozeß zu kleinen Feuchtwerten und zu einem Zustand, der weit vom feuchtlabilen Zustand (Kondensation) entfernt ist. Naßkühltürme dagegen schaffen wegen der Wasserverluste in einem begrenzten Einflußbereich die Bedingung des feuchtlabilen Zustands, der auch beim Gewitter herrscht. Es ist deshalb denkbar, daß bei der Bildung von Wärmegewittern, die sich über mehrere Stunden erstreckt, der Kühlturm in seinem Größenbereich am Anfang ein störender Faktor für die Gewitterbildung sein kann, da durch die Abluftfahne bodennahe Luft ständig in größere Höhen transportiert wird. Erst wenn sämtliche Bedingungen für die Gewitterbildung in der Umgebung hinreichend erfüllt sind, kann der Kühlturm ein auslösendes und im Falle der Naßkühlung ein verstärkendes Moment besitzen.

Besonders zu erwähnen ist, daß die Annahme der gesamten Wärmeabfuhr über einen einzigen Naturzugkühlturm von hypothetischer Natur ist, da nämlich die erforderliche Bauhöhe zu nicht mehr lösbaren statischen und bautechnischen Schwierigkeiten führt, so daß in der Realität die Wärmeabfuhr über mehrere Kühltürme erfolgen wird, was eine Verringerung der Einzelabluftmaße und eine beschleunigte Vermischung mit der Umgebung bewirkt.

Während das Problem der großräumigen Wetterbeeinflussung bei der Kühlturmkühlung keine Rolle spielt, muß umso ernster die Umweltbeeinflussung in der näheren Umgebung des Kraftwerks gesehen werden. Wählt man bei der Naßkühlung als Maß für die Umweltbelastung UB den Produktansatz $UB = I \cdot F$ mit den Faktoren I (Regenintensität und Beschattungsstärke)

und F (beeinflusste Fläche), so ergibt sich bei Verdopplung der Kraftwerksleistung mindestens eine doppelt so hohe Umweltbelastung. Diese Tatsache liegt in den Ausbreitungs- und Vermischungsvorgängen in der Umgebung begründet. Drei Beispiele mögen diesen Tatbestand näher erläutern.

- 1.) Anzahl der Kühltürme verdoppelt sich, Abstand der Kühltürme voneinander und Windverhältnisse lassen eine gegenseitige Beeinflussung nicht zu.

Die gesamte Umweltbelastung verdoppelt sich durch die Summe der Einzelbelastungen: $UB = \sum UB_i = 2 \cdot UB_{\text{Einzel}}$.

- 2.) Anzahl der Kühltürme verdoppelt sich, Kühlturmfahnen können sich teilweise überlappen.

Im Überschneidungsgebiet erhöht sich die Intensität um das Zweifache, während sich zusätzlich die Fahnenlänge erhöht durch die Zumischung von Umgebungsluft im überlappten Bereich (Eigenständigkeit der Fahne bleibt länger erhalten):

$$UB > 2 \cdot UB_{\text{Einzel}}$$

- 3.) Anzahl der Kühltürme bleibt konstant, Verdopplung der Abwärmeabfuhr wird durch die Vergrößerung der Kühltürme erreicht.

Grenzwert von Fall 2.), Verstärkung der Umweltbelastung durch Verlängerung der Abluftfahne:

$$UB > 2 \cdot UB_{\text{Einzel}}$$

6. ABWÄRMENUTZUNG UND WÄRMEKRAFTKOPPLUNG BEIM KRAFTWERK

Die saubere und hochwertige Elektroenergie wird im Kraftwerksprozeß mit geringen Wirkungsgraden von $30 \div 40 \%$ produziert, was immer wieder zu Überlegungen anregt, ob dieses Verfahren nicht durch die sinnvolle Verwendung der großen Abwärmemengen oder durch die Erweiterung auf Wärmekraftkopplung verbessert und umweltfreundlicher gestaltet werden kann. Mit Abwärmennutzung ist hier die Verwendung der Wärme gemeint, wie sie im Kühlturm oder vor Einleitung in ein Frischwassersystem anfällt, während die Wärmekraftkopplung die Auskopplung eines Teils der Energie beinhaltet, die sonst dem Turbinenprozeß zugeführt wird.

6.1. DER DIREKTE EINSATZ DES KÜHLWASSERS IM AGRAR- UND TIERZUCHTBEREICH

Die Abwärme der heutigen Wärmekraftwerke mit Kondensationsdampfturbinen liegt bei einem Temperaturniveau von $25^{\circ}\text{C} \div 40^{\circ}\text{C}$, so daß sie für die Verwendung in Gebäudeheizungen nicht in Frage kommt, die mit den jetzigen Heizkörpern bei Betriebstemperaturen von 70 bis 100°C arbeiten. Für die Abwärmennutzung müssen also große Wärmeverbraucher mit geringem Temperaturniveau gesucht werden.

Es bietet sich hier der Sektor der Landwirtschaft an, bei dem durch Anhebung der normalen witterungsbedingten Umgebungstemperatur durch die niedertemperaturige Abwärme Produktionssteigerungen zu verzeichnen sind, eine Tatsache, die durch den Einsatz von Treibhäusern schon lange bekannt ist. Eine Verbesserung der Tier- und Pflanzenzucht kann in folgenden Bereichen durch den Einsatz der Abwärme erzielt werden:

- | | |
|------------------|--|
| 1. Pflanzenzucht | - Treibhäuser |
| | - Bodenbeheizung und Kunststoffabdeckung |
| | - Bodenbeheizung auf dem Freiland |
| | - Warmwasserbewässerung |
| 2. Tierzucht | - Erwärmte Fischteiche |
| | - Beheizte Tierställe |

In Treibhäusern wird das Wachstum von Pflanzen am effektivsten durch die Veränderung von drei wachstumsbestimmenden Faktoren Luftfeuchte, Boden- und Lufttemperatur beeinflusst, so daß z.B. beim Gemüse Ertragssteigerungen vom 2- (Kohlrabi) bis 7-fachen (Gurken) der Freilandträge erreicht werden /103/. Die Anhebung der Bodentemperatur durch Verlegung von Heizungsrohren in etwa 40 cm Tiefe im Erdboden /104/ und die Warmwasserbewässerung steigern ebenfalls die Ernteerträge und verlängern künstlich die Wachstumszeit zwischen Frühjahr und Herbst.

Die Verbesserung der tierischen Nahrungsmittelproduktion kann durch die Erhöhung der Wassertemperatur in Fischteichen oder bei Muschelzuchten erfolgen, bei denen nach /105/ eine Reduzierung der Wachstumszeit von $4 \div 6$ auf $2,5 \div 3,5$ Jahre festgestellt wurde. Auch bei der Schweine- und Hühnerzucht sind positive Veränderungen des spezifischen Wertes Lebendgewicht pro Futterverbrauch durch die Erhöhung der Tierstalltemperatur zu verzeichnen.

Noch viele Beispiele für die Verwendung der Abwärme in dem Agrarbereich ließen sich hier anführen. An dem konkreten Beispiel des Gemüseanbaus soll nun gezeigt werden, welche Größenordnung der Anteil der Abwärmenutzung ausmachen kann.

In unserem Land liegt der Verbrauch von Gemüse bei einem Wert von etwa 70 kg pro Einwohner und Jahr /103/. Legt man eine Eigenversorgung von 43 % des Verbrauchs zugrunde, so müssen jährlich etwa 2.440.000 t Gemüse importiert werden. Nach /104/ ist für die Abwärmenutzung eines Kraftwerkes ein Modellfeld für die Tschechoslowakei berechnet worden, dessen Daten die Tabelle 12 enthält.

Feldart	Gemüseart	Produktion [t/Jahr]	Fläche [ha]	Ernte- ertrag [t/ha]	Wärmever- brauch [Gcal/a]
Treib- haus	Jung- pflanzen	150·10 ⁶ (St/Jahr)	29,3	- -	246 650
	Tomaten	11 070	24,0	461	202 000
	Kopfsalat	4 320	24,0	222	202 000
	Kohlrabi	3 690	24,0	154	202 000
Kunst- stoffab- deckung mit Bo- denhei- zung	Gurken	12 390	24,0	516	207 400
	Paprika	2 900	24,0	121	205 300
	Blumen- kohl	13 700	24,0	571	205 300
	Wirsing	7 430	29,3	254	253 700
Frei- feld- heizung	Sonsti- ges	8 720	58,1	150	397 900
	Summe	65 210	260,7	250	2 022 000

Tabelle 12: Modellagrarkomplex für die Abwärmenutzung beim Gemüseanbau /104/

Der Agrarkomplex besteht aus etwa 100 ha Treibhausfläche, 100 ha Kunststoffabdeckung mit Bodenheizung und 58 ha Freifeld mit Bodenheizung. Für die Ernteerträge der einzelnen Gemüsearten wurde angenommen, daß durch die Abwärmenutzung der 15-fache Produktionswert der Freifelderträge erreicht wird, was eine sehr optimistische Annahme ist und nach der Statistik /103/ über "Ernteerträge unter Glas" in unserem Land unwahrscheinlich erscheint. Für die hiesigen Verhältnisse kann nach der Statistik höchstens mit einer mittleren Erhöhung vom 5-fachen der Freilandträge gerechnet werden, während auf dem Freifeld mit Bodenheizung mittlere Ertragssteigerungen von 40 % zu erreichen sind /106/, so daß sich der Ernteertrag der letzten Zeile in Tabelle 12 von 250 t/ha auf 84 t/ha erniedrigt. Mit diesem Wert und dem Anteil des Importgemüses ergibt sich zur Deckung des Gesamt-

gemüsebedarfs eine zusätzliche Agrarfläche F_A von

$$F_A = 27\,727 \text{ ha} \approx 277 \text{ km}^2.$$

Aus Spalte 4 und 6 läßt sich ein spezifischer Wärmeverbrauch W_S von

$$W_S = 7\,756 \frac{\text{Gcal}}{\text{a} \cdot \text{ha}}$$

berechnen, mit dem sich ein Gesamtwärmeverbrauch W_G von

$$W_G = 215 \cdot 10^6 \frac{\text{Gcal}}{\text{a}}$$

ergibt.

Aus der Ende 1974 installierten Wärmekraftwerksleistung von 65 000 MW, einem mittleren spezifischen Wärmeverbrauch von 2 330 kcal/kWh und der Jahresnutzungsdauer von 6 243 h/a resultiert die gesamte Abwärmeleistung \dot{Q}

$$\dot{Q} = 492,5 \cdot 10^6 \frac{\text{Gcal}}{\text{a}}$$

Das bedeutet, daß etwa 44 % der Abwärme aus Kraftwerken zur Beheizung von Agrarflächen für den Anbau von Gemüse genutzt werden könnten, was einer Anschlußleistung von etwa 44 % der Ende 1974 bestehenden Wärmekraftwerkskapazität entspricht. Zu der Steigerung der Ernteerträge bis zum 5-fachen des Freilandwertes beim Übergang von Freiland auf Gewächshausanbau kommt wegen der Qualitätssteigerung der Produkte noch eine größere Erlössteigerung hinzu. Mittlere Erlöswerte liegen beim Freiland bei 2 DM/m², während das Treibhaus Werte von 20 DM/m² ermöglicht /107/.

Folgende Probleme müssen jedoch bei der Abwärmenutzung im Agrarbereich beachtet werden.

- Schwierigkeiten bei der Bereitstellung der großen Landflächen direkt um das Kraftwerk (ungefähr 9,77 km² für ein 1 000 MW_e Kraftwerk)
- Verteilungs- und Korrosionsprobleme durch die weiträumige Verlegung von Wärmetauscherrohren in Treibhäusern und Erd-

reich

- Widerstände der EVU's, deren bisheriges Ziel nur die Stromlieferung war
- Abneigung der Verbraucher gegen die mit Abwärme von Kernkraftwerken produzierten Nahrungsmittel
- Optische Beeinträchtigung des Landschaftsbildes durch große Glasflächen und Folienabdeckungen
- Bevorzugtes Auftreten von Schädlingen in Feldern mit Bodenheizung
- Hohe Investitionen für die Herstellung und Verlegung der Rohrsysteme
- Großer Aufwand bei der Suche und Behebung von Leckagen durch mechanischen und tierischen Einfluß

Die Abwärmenutzung von Kraftwerken bringt zwei große Vorteile, nämlich die Einsparung von Energie und somit fossiler Rohstoffe, und die Verminderung der Umweltbelastung durch die Abwärme bei Frischwasserkühlung und von Kühltürmen. Trotzdem darf nicht übersehen werden, daß die Abwärmenutzung keine generelle Lösung der Abwärmeprobleme darstellt. Erstens werden, wie vorhin gezeigt, neue Probleme geschaffen und zweitens muß an Jahreszeiten mit geringem Wärmebedarf die Abwärme mit den üblichen Methoden an die Umwelt abgegeben werden, so daß die Einrichtungen für Frischwasserkühlung und Kühltürme weiterhin im Kraftwerksbild auftreten müssen, was jedoch nicht verhindern sollte, Überlegungen über die sinnvolle Verwendung der Abwärme bei schon bestehenden und geplanten Kraftwerksblöcken durchzuführen und zu realisieren.

6.2 DIE WÄRMEPUMPE ZUR HEBUNG DES ABWÄRMETEMPERATURNIVEAUS

Eine Möglichkeit, weitere Abnehmer für Abwärme zu gewinnen, liegt in der Temperaturerhöhung der Wärme, so daß sie z. B. für Raum- und Hallenbadbeheizung verwendet werden kann. Will man nicht eine Wirkungsgradverschlechterung des Stromerzeugungsprozesses durch die Temperaturerhöhung des kalten Endes in Kauf

nehmen, kommt zur Niveauanhebung nur die Wärmepumpe in Frage.

6.2.1. DER AUFBAU DER WÄRMEPUMPE

Die Wärmepumpe dient dazu, Wärme von niedriger Temperatur durch mechanische Arbeit auf ein höheres Temperaturniveau zu bringen und so technisch verwertbar zu machen /108/. Grundsätzlich lassen sich zwei verschiedene Arten der Wärmepumpe unterscheiden:

- a) Dampfwärmepumpe,
- b) Gaswärmepumpe.

Bei der Dampfwärmepumpe wird an das Arbeitsmittel die Anforderung gestellt, daß es sich bei nicht zu hoher Temperatur verflüssigen läßt und bei niedrigem Druck und Umgebungstemperatur verdampft, wie es bei den Kältemitteln der Kältemaschine Kühlschranks der Fall ist. Hier handelt es sich um einen Kreisprozeß, in dem ein ständiger Phasenwechsel des Arbeitsmediums auftritt, während bei der Gaswärmepumpe, die hier nicht näher betrachtet werden soll, das Arbeitsmittel stets im Gasgebiet bleibt. Abbildung 63 zeigt den Kreislauf der Dampfwärmepumpe mit den zugehörigen Temperaturverläufen und dem Verlauf im Temperatur-Entropie (T-S) Diagramm.

Nach Abbildung 63 wird das Arbeitsmittel von 1 nach 2 im Verdampfer bei konstanter Temperatur T_0 und dem Druck P_0 durch die Wärmeabgabe \dot{Q}_0 des Kraftwerkskühlwassers verdampft, wobei sich das Wasser von t_{w2} auf die Temperatur t_{w1} abkühlt. Der Verdampfer übernimmt also hier die Funktion des Kühlturmes. Nach erfolgter Verdampfung übernimmt ein Verdichter unter der Leistungsaufnahme L die Temperatur- und Druckerhöhung von 2 nach 3. Danach gibt das Arbeitsmittel bei seiner höheren Temperatur T im Verflüssiger die Wärme \dot{Q} ab unter gleichzeitiger Kondensation, so daß das vom Verbraucher kommende Wasser von der Temperatur t_{v1} auf die Betriebstemperatur t_{v2} erwärmt wird und wieder zu Heizzwecken zur Verfügung steht. Über eine Drossel entspannt das Arbeitsmittel von 4 nach 1 und gelangt wieder auf seine Ausgangstemperatur T_0 .

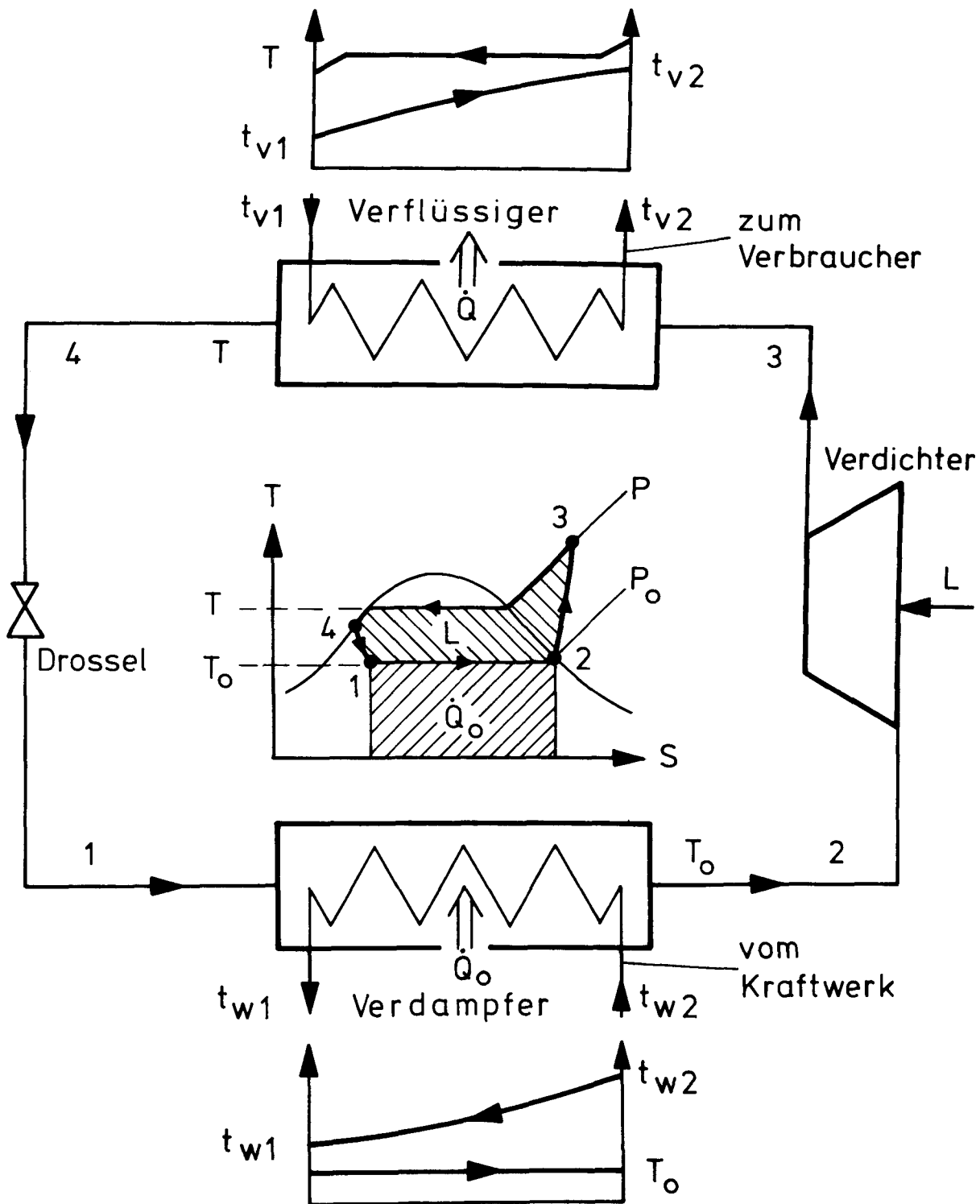


Abb. 63: Kreislauf der Dampfwärmepumpe mit Temperaturverläufen und T-S Diagramm

Für die im Verflüssiger abgegebene Wärmemenge läßt sich schreiben:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_0 + L \quad (67)$$

mit \dot{Q}_0 = Verdampferleistung,
 L = Verdichterleistungsaufnahme.

Setzt man den idealisierten Carnot'schen Kreisprozeß an, so kann zur Beurteilung der thermodynamischen Güte des Prozesses die Leistungsziffer ϵ_c herangezogen werden.

$$\epsilon_c = \frac{\dot{Q}_c}{L_c} = \frac{T}{T-T_0} \quad (68)$$

Bedingt durch die Verluste ist die Leistungsziffer ϵ des wirklichen Kreisprozesses stets geringer als die des Carnot-Prozesses.

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{L} = \eta \cdot \epsilon_c \quad (69)$$

mit η = Wirkungsgrad des realen Kreislaufs
 $= 0,5 - 0,7$ /109/

Die Leistungsziffer gibt also an, welches Vielfache der in den Verdichter investierten Elektroenergie man am Verflüssiger als Wärmeenergie gewinnen kann. ϵ sinkt sehr stark mit wachsendem Temperaturunterschied $T-T_0$, was eine Beschränkung der Anwendung der Wärmepumpe darstellt, da $T-T_0$ die maximale Hebung des Temperaturniveaus angibt, wobei in der Praxis noch jeweils mit einer 5°C großen Grädigkeit im Wärmetauscher gerechnet werden muß.

Für die Wahl des Arbeitsmittels sollten nach /110/ folgende Punkte beachtet werden:

- richtige Lage im Dampfdruckdiagramm (P, P_0 sollten technisch handliche Werte sein)
- P/P_0 möglichst klein
- hohe Verdampfungswärme r_0 (wenig Kältemittel)
- kleine spezifische Wärme des flüssigen Kältemittels ($ds/dT = c/T$)

- kleine spezifische Volumina des Dampfes bei tiefen Temperaturen
- hochliegender kritischer Punkt $T < T_{\text{kritisch}}$
- gute Mischbarkeit mit Öl
- chemische Indifferenz
- geringe Giftigkeit
- nicht explosiv
- niedriger Preis

Heute gebräuchliche Kältemittel sind Ammoniak (NH_3), Frigen 22 (CHF_2Cl) und Frigen 12 (CF_2Cl_2) /109/.

6.2.2 EINSATZMÖGLICHKEITEN DER WÄRMEPUMPE

Zur Abschätzung der Einsatzmöglichkeiten der Wärmepumpe zur Gebäudeheizung und heißem Brauchwasser sollen kurz die Hauptheizungsarten auf der Basis von heißem Wasser und den zur Zeit gebräuchlichsten Temperaturwerten aufgezeigt werden.

a) Raumheizung

1.) Konvektions-Raumheizung

Bei der wohl zur Zeit am meisten verbreiteten Heizungsart erfolgt die Wärmeübertragung zum größten Teil durch freie Konvektion an in Räumen aufgestellten Heizkörpern. Um einen guten Wärmeübergang mit möglichst geringer Heizkörperfläche zu garantieren, sind hohe Wassertemperaturen erforderlich, die in dem angegebenen Bereich liegen.

$$\text{Wasservorlauftemperatur} = t_{V2} = 90^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Wasserrücklauftemperatur} = t_{V1} = 70^{\circ}\text{C}$$

Wirtschaftlich noch tragbar in Bezug auf die Heizkörperfläche sind Vorlauftemperaturen von $70 - 75^{\circ}\text{C}$ und Rücklauftemperaturen von $55 - 60^{\circ}\text{C}$. Eine weitere Absenkung der Temperaturen ist technisch durchaus möglich durch den Einbau größerer Heizkörperflächen und den Einsatz langsam laufender Heizkörperventilatoren.

2.) Strahlungsheizung

Strahlungsheizungen bestehen aus Rohrschlangen und Strahlungsflächen, die meist an Decken angebracht sind. Sie geben ihre Wärme in Form von Strahlung ab. Die Temperaturen liegen bei etwa:

$$t_{V2} = 50^{\circ}\text{C}$$

$$t_{V1} = 40^{\circ}\text{C}$$

3.) Fußbodenheizung

Wie der Name schon sagt, sind hier Rohrschlangen in den Fußboden verlegt, der wiederum die Wärme in einer geringen Leistungsdichte an den Raum abgibt. Hier genügen schon Temperaturen von:

$$t_{V2} = 35^{\circ}\text{C}$$

$$t_{V1} = 30^{\circ}\text{C}$$

da die Oberflächentemperatur des Bodens aus wärmephysiologischen Gründen nicht über 25°C steigen soll (maximal 29°C , wenn nur kurzfristig begangen).

b) Dusch- und Badewasser

Während bei den Heizungsarten das Wasser im geschlossenen Kreislauf geführt wird, ist dieses beim warmen Gebrauchswasser der Haushalte nicht gegeben. Dusch-, Bade- oder Spülwasser kommt mit einer Vorlauftemperatur von etwa 8°C vom Wasserwerk und wird dann für den einmaligen Gebrauch auf $35 - 40^{\circ}\text{C}$ erwärmt. Die Temperaturverhältnisse liegen also bei

$$t_{V2} = 35 - 40^{\circ}\text{C}$$

$$t_{V1} = 8^{\circ}\text{C}$$

c) Hallenbäder

Hallenbäder können wegen ihrer ganzjährigen Beheizung als Wärmegroßverbraucher angesehen werden. Die Betriebstemperaturen

liegen bei:

Nichtschwimmerbecken:	$t_w = 30^\circ \text{ C}$
Schwimmerbecken	: $t_w = 26^\circ \text{ C}$
Lufttemperatur	: $t_L = 32^\circ \text{ C}$.

Die Verhältnisse der Heizungs- und Warmwassertemperaturen entsprechen der Raumheizung.

Parallel zu den Betrachtungen beim Wärmeverbraucher sollen nun die Temperaturverhältnisse der Wärmeerzeuger (hier Kraftwerke) geprüft werden, durch die die Temperatur im Verdampfer bestimmt wird.

Als Mittelwert für alle Kraftwerkstypen soll hier das Beispiel des Braunkohlekraftwerks der Abbildung 7 stehen, bei dem folgende Werte gelten:

$$\begin{aligned} t_{W2} &= 35^\circ \text{ C}, \\ t_{W1} &= 24^\circ \text{ C}. \end{aligned}$$

Mit einer Grädigkeit im Verdampfer von 5° C liegt somit die Verdampfungstemperatur T_0 des Arbeitsmittels fest. Sie beträgt

$$T_0 = (24 - 5 + 273) \cdot ^\circ\text{K} = 292^\circ \text{ K} = 19^\circ \text{ C}.$$

Für die Vorlauftemperaturen t_{V2} der verschiedenen Heizungen und Warmwasserarten läßt sich die Verflüssigertemperatur T des Wärmepumpenprozesses nach Gleichung (70) berechnen

$$T = \left(\frac{t_{V2}}{^\circ\text{C}} + 5 + 273 \right) \cdot ^\circ\text{K} \quad [^\circ\text{K}] \quad , \quad (70)$$

womit auch die Leistungsziffer ϵ nach (68) und (69) festliegt.

Tabelle 13 enthält die wichtigsten Daten für die einzelnen Heizungs- und Warmwassersysteme. Dabei ist angenommen, daß die Grädigkeit 5° C und der Gesamtwirkungsgrad $\eta = 0,65$ beträgt.

Bei den beiden letzten Wärmeabnehmern der Tabelle 13 kann ein Teil der Wärmeenergie wegen der niedrigen Temperaturen direkt in Wärmetauschern übertragen werden. Die Leistungsziffer bleibt jedoch erhalten, da obere und untere Temperatur vorgegeben ist, nur verringert sich der Leistungsverbrauch der Wärmepumpe.

Wärmeverbraucher	Vorl.-Temp. t_{v2} [$^{\circ}\text{C}$]	Kraftw.-Kühlm.-Temp. t_{w1} [$^{\circ}\text{C}$]	Verfl.-Temp. T [$^{\circ}\text{K}$]	Verd.-Temp. T_0 [$^{\circ}\text{K}$]	Leist.-Ziffer ϵ
Konvektionsheizung	90	24	368	292	3,14
"	70	24	248	292	4,04
Strahlungsheizung	50	24	328	292	5,92
Fußbodenheizung	35	24	313	292	9,67
Bade-wasser	40	24	318	292	7,95

Tabelle 13: Temperatur und Leistungsziffer verschiedener Wärmeverbraucher in Verbindung mit der Wärmepumpe

Der Einsatz von Wärmepumpen hängt von vier Problembereichen ab, die wie folgt zu definieren sind:

- A. Mengenproblem
- B. Brennstoffpreisproblem
- C. Investitionsproblem
- D. Umweltproblem

Welche Bedeutung die einzelnen Problemdefinitionen besitzen, soll kurz diskutiert werden.

A. Mengenproblem

Das Mengenproblem behandelt die Frage, wo ein Energierohstoff eingesetzt werden soll, damit bei einem geforderten Wärmebedarf die minimale Menge dieses Primärenergieträgers verbraucht wird. Die zwei Alternativen sind:

- 1.) Einsatz im Kraftwerk, Erzeugung von Strom mit dem kraftwerkseigenen Wirkungsgrad, Lieferung der Abwärme und des Stroms mit Übertragungsverlusten an den Endverbraucher, Einsatz der Wärmepumpe zur Erzeugung der benötigten Wärmemenge

2.) Lieferung des Brennstoffs direkt an Endverbraucher oder Heizwerke, wo die Endenergie Wärme über einen Kessel mit seinem spezifischen Kesselwirkungsgrad direkt erzeugt wird.

Abbildung 64 stellt den Vergleich zwischen den beiden Möglichkeiten her.

Mit Hilfe des Nomogramms in Abbildung 64 kann man die minimale Leistungsziffer ϵ_{\min} ermitteln, ab der der Einsatz einer Wärmepumpe in Bezug auf den Brennstoffmengenverbrauch im Kraftwerk gerechtfertigt ist. ϵ_{\min} stellt also den Wert dar, bei dem ein Kraftwerk die gleiche Energierohstoffmenge verbraucht wie eine Kesselheizungsanlage.

In Abbildung 64 ist auf der Ordinate des oberen Diagramms der spezifische Brennstoffeinsatz für einzelne Kraftwerkstypen (mit Leistungsbandbreiten) aufgetragen. Beim Beispiel des 1 000 MW Gaskraftwerks gelangt man mit dem spezifischen Brennstoffeinsatz von 2 430 kcal/kWh und der Gerade 0 % Übertragungsverluste zu einem Kraftwerkswirkungsgrad von 35,6 %. Berücksichtigt man nun noch die Übertragungsverluste bei der Elektrizität zum Verbraucher mit 6 % und setzt für den Kesselwirkungsgrad der Heizungsanlage 80 % an, so folgt auf der Ordinate des unteren Diagramms für die minimale Leistungsziffer der Wärmepumpe der Wert von $\epsilon_{\min} = 2,4$. Darüber hinausgehende ϵ -Werte bewirken also eine Energierohstoffeinsparung durch den Einsatz der Wärmepumpe

B. Brennstoffpreisproblem

Das Brennstoffpreisproblem beantwortet die Frage, welcher Brennstoffpreis bei den zwei Energieerzeugungsmöglichkeiten vom Verbraucher bezahlt werden muß. Abbildung 65 gibt in Nomogrammform Antwort auf diese Fragestellung. Im oberen Diagramm sind Preisskalen für die Energierohstoffe schweres Heizöl, leichtes Heizöl, Steinkohle, Koks und Erdgas mit den dazugehörigen Geraden angegeben.

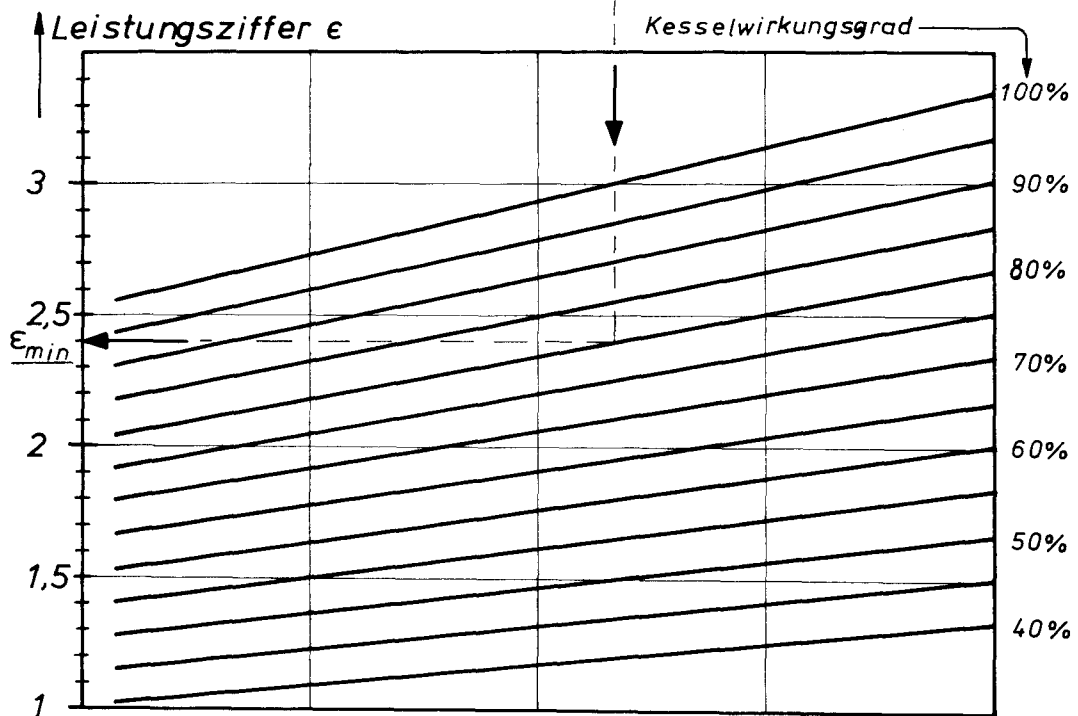
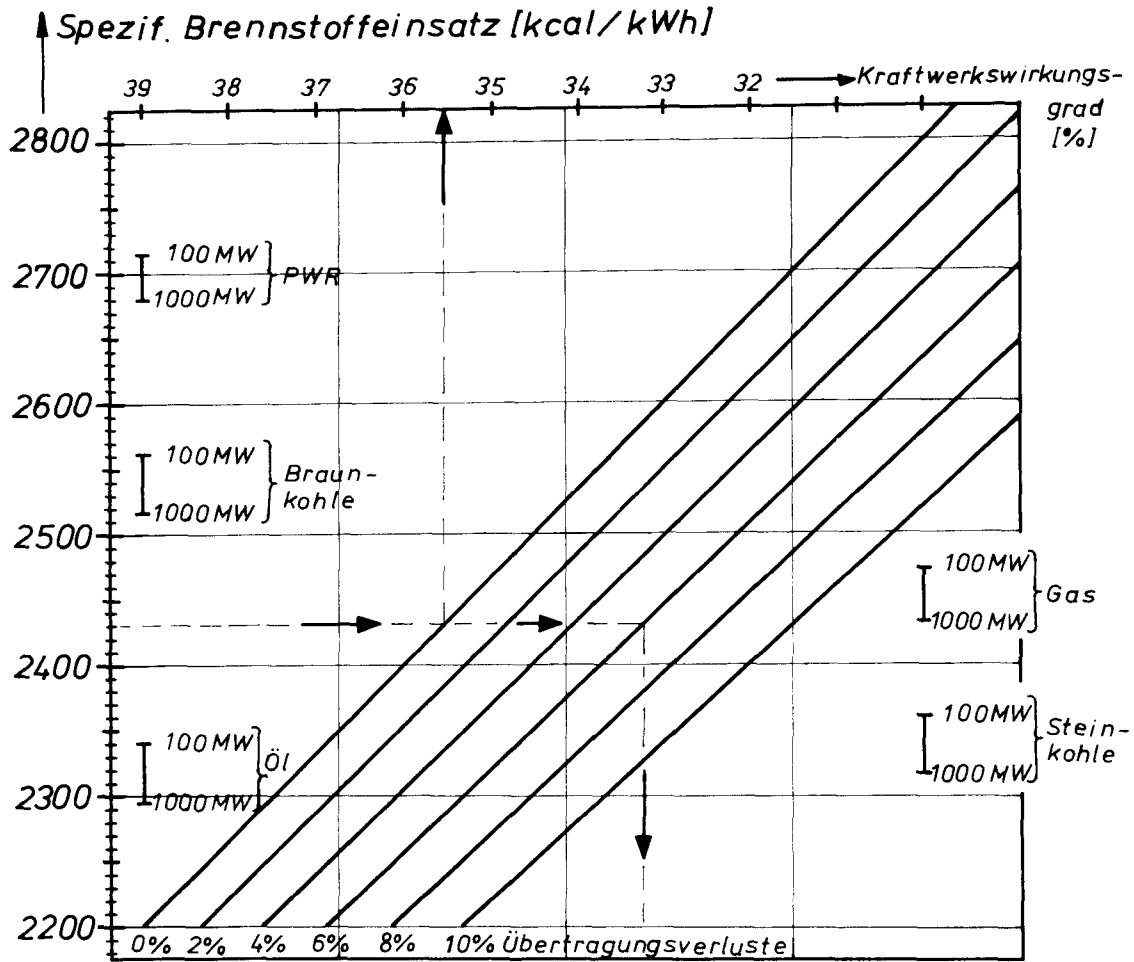
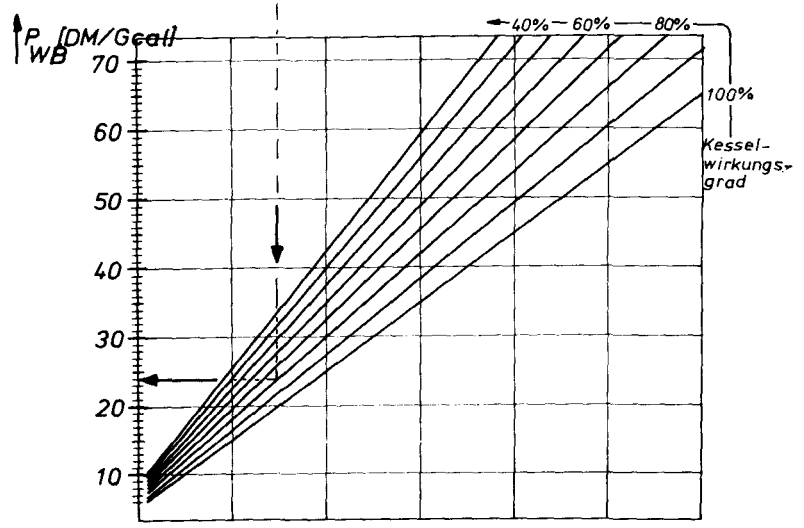
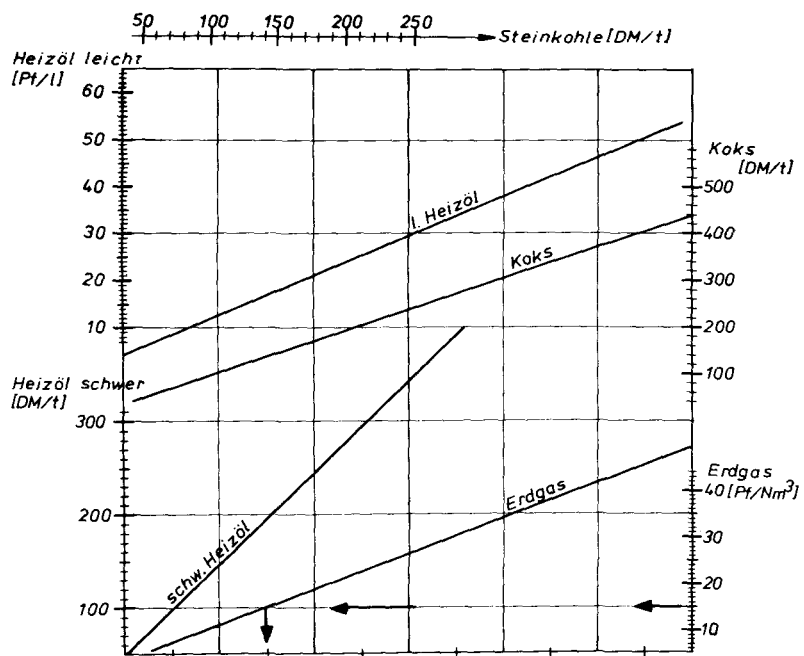


Abb. 64: Vergleich Wärmepumpe - Kesselheizungsanlage als Mengenproblem

Abb. 65: Vergleich Wärmepumpe - Brennstoffpreisproblem - Kesselheizungsanlage als

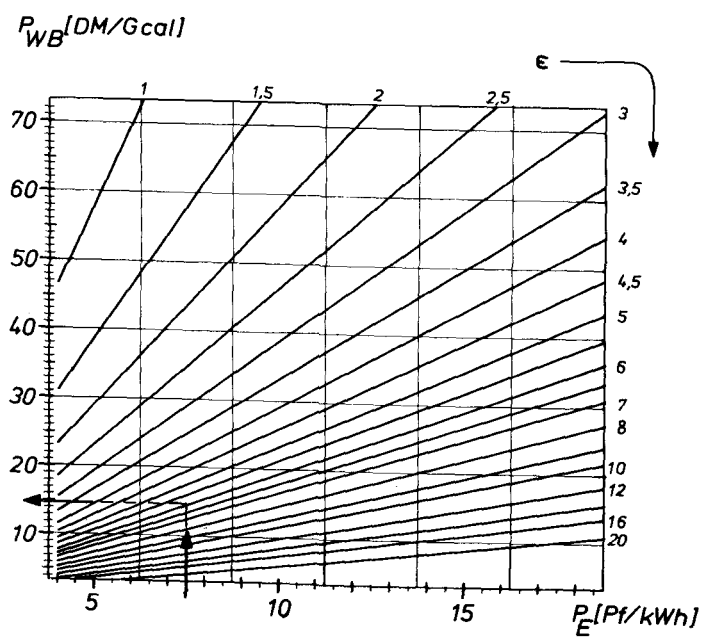


Erläuterungen zu Abb.

- Heizwerte: schw. Heizöl : $H_U = 9800 \text{ kcal/kg}$
- I. Heizöl : $H_U = 10200 \text{ "}$
- Steinkohle : $H_U = 7000 \text{ "}$
- Erdgas : $H_U = 7600 \text{ kcal/Nm}^3$
- Koks : $H_U = 6800 \text{ kcal/kg}$

P_{WB} = Wärmepreis, der sich aus den Brennstoffkosten ergibt

P_E = Strompreis



Geht man von einem Erdgaspreis von 15 Pf/Nm³ waagrecht zur Geraden für Erdgas, ab da senkrecht herunter zum Kesselwirkungsgrad von 80 %, so erhält man an der linken Ordinate des unteren Diagramms einen Brennstoffwärmepreis P_{WB} von $P_{WB} = 24$ DM/Gcal. Mit einem Strompreis von 7,5 Pf/kWh auf der Abszisse des rechten Diagramms ausgehend liefert die Wärmepumpe für die Strahlungsheizung der Tabelle 13 ($\epsilon = 5,92$) einen Brennstoffwärmepreis von $P_{WB} = 14,8$ DM/Gcal.

C. Investitionsproblem

Das wohl größte Hindernis für die Einführung der Wärmepumpe stellen die hohen Investitionskosten dar. Abbildung 66 zeigt die spezifischen Investitionskosten bei der Wärmepumpe in Abhängigkeit von der Wärmeleistung \dot{Q} nach Angaben von /111/.

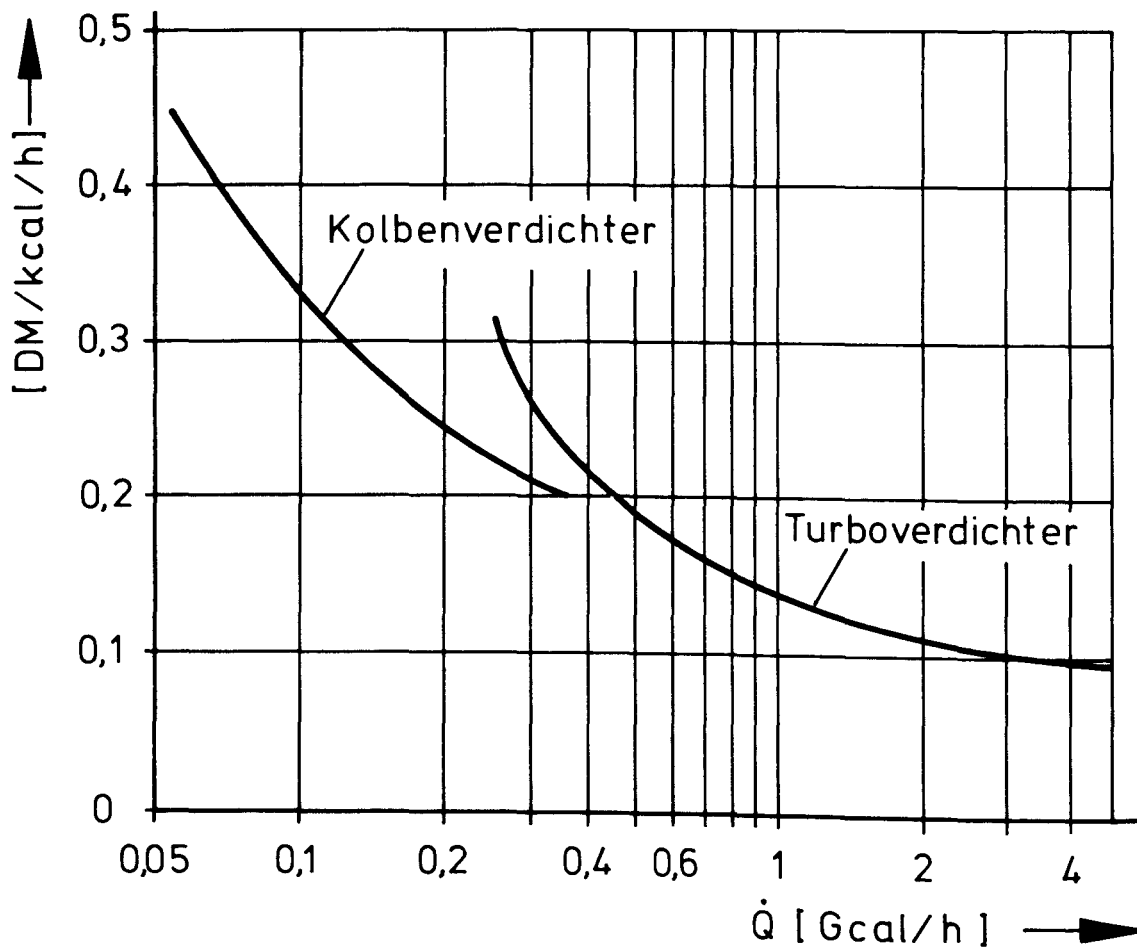


Abb. 66: Spezifische Investitionskosten für Wärmepumpen in Abhängigkeit von der Heizleistung

Die spezifischen Investitionskosten der Abbildung 66 gelten für Anfang 1974 auf der Basis von 0°C Verdampfungs- und 50°C Verflüssigungstemperatur für Wasser/Wasser-Wärmepumpen mit einem Lieferumfang von Verdichter, Antriebsmotor, Verdampfer und Verflüssiger betriebsfertig zusammengebaut.

Am Beispiel eines Hallenbades, das bei entsprechender Heizkörperauslegung durchaus mit Vorlauftemperaturen von 50°C an allen Wärmeverbrauchsstellen auskommen kann, soll der sich aus Investitionen und Brennstoffpreis zusammensetzende Wärmepreis der Wärmepumpenanlage W_{PA} berechnet werden. Die Daten des Schwimmbades sind wie folgt.

$$\begin{array}{lll} \text{Heizleistung} & = 2,1 \text{ Gcal/h} = \dot{Q} \\ \text{Vollaststunden} & = 1\,942 \text{ h} = b \\ \text{Annuität} & = 0,18 = a \end{array}$$

Aus Abbildung 66 folgt mit $\dot{Q} = 2,1 \text{ Gcal/h}$ der spezifische Kapitalbedarf $k_B = 0,11 \frac{\text{DM}}{\text{kcal/h}}$, woraus sich der gesamte Kapitalbedarf K_B der Wärmeerzeugungsanlage zu $K_B = 231\,000 \text{ DM}$ ergibt. Nach Gleichung (71) gilt für den Wärmepreis W_{PA} :

$$W_{PA} = \frac{K_B \cdot a}{\dot{Q} \cdot b} + P_{WB} \quad (71)$$

Mit den konkreten Werten liefert (71):

$$W_{PA} = 10,2 \text{ DM/Gcal} + 14,8 \text{ DM/Gcal} = 25 \text{ DM/Gcal}$$

Eine Anlage mit Erdgas erreicht schon fast allein durch den Brennstoffpreis (24 DM/Gcal) diesen Wert, so daß an dieser Stelle gesagt werden kann, daß die Anwendung der Wärmepumpe bei der Abwärmenutzung durchaus im Hinblick auf Kostensparnis und Schonung von fossilen Brennstoffen sinnvoll ist, wenn nur eine nicht allzu große Temperaturspreizung $T-T_0$ genügend hohe Leistungskennziffern gewährleistet. Bei großen Temperaturdifferenzen $T-T_0$ empfiehlt sich zur Vergrößerung von ϵ eine mehrstufige Anlage. Eine gute Regelbarkeit bei Anlagen mit großen Heizleistungen bringt die Aufteilung der

Leistung auf mehrere Maschinen, so daß durch An- oder Abschalten einzelner Wärmepumpen der unterschiedliche Wärmebedarf während des Jahres gedeckt werden kann.

Obwohl durch die Wärmepumpe die Stromnachfrage gesteigert wird, ist eine Abnahme der in die Umgebung abgeführten Abwärme zu verzeichnen, da durch sie ein Vielfaches der von ihr aufgenommenen elektrischen Leistung an Abwärme sinnvoll genutzt wird.

Wie schon die direkte Abwärmenutzung bringt der Einsatz der Wärmepumpe keine generelle Lösung des Abwärmeproblems, da in warmen Jahreszeiten die Wärmenachfrage stark zurückgeht und so die bei der Elektrizitätserzeugung anfallende Abwärme über Kühltürme oder Flüsse abgeführt werden muß. Ein weiteres Problem stellt der weite Transport der Abwärme in Form von Wasser dar, da größere Kraftwerksblöcke meist in ländlichen Gebieten angesiedelt sind.

D. Umweltproblem

Das Umweltproblem beinhaltet die Belastung der Umwelt durch die Schadstoffe der fossilen Energieträger. Durch die Wärmepumpe tritt eine Reduzierung der Schadstoffe ab Werten von ϵ_{\min} ein.

6.3. ABWÄRMENUTZUNG BEIM HOCHTEMPERATURREAKTOR MIT HELIUM-TURBINE

Wie in den Abschnitten 6.1 bis 6.2 aufgezeigt, liegt der große Nachteil des Kondensationsturbinenprozesses in seinem niedrigen Temperaturniveau am kalten Ende, so daß diese minderwertige Energie nur für beschränkte Anwendungsgebiete in Frage kommt. Diesen Nachteil für die Abwärmenutzung umgeht die Kombination von Hochtemperaturreaktor mit Heliumturbine, wie sie in Abbildung 19 zu sehen ist. Danach liegt die obere Prozeß-Temperatur bei 850°C , während das Arbeitsmittel Helium im Kreisprozeß vor Eintritt in den Verdichter von 235°C auf 24°C abgekühlt werden muß.

Nach /112/ können bei Heliumtemperaturen von $t_{H6} = 260^{\circ}\text{C}$ nach dem Rekuperator und $t_{H1} = 30^{\circ}\text{C}$ vor dem Kompressor Wassertemperaturen von $t_{W2} = 180^{\circ}\text{C}$ und $t_{W1} = 25^{\circ}\text{C}$ im Kühlkreislauf erreicht werden, wie Abbildung 67 zeigt.

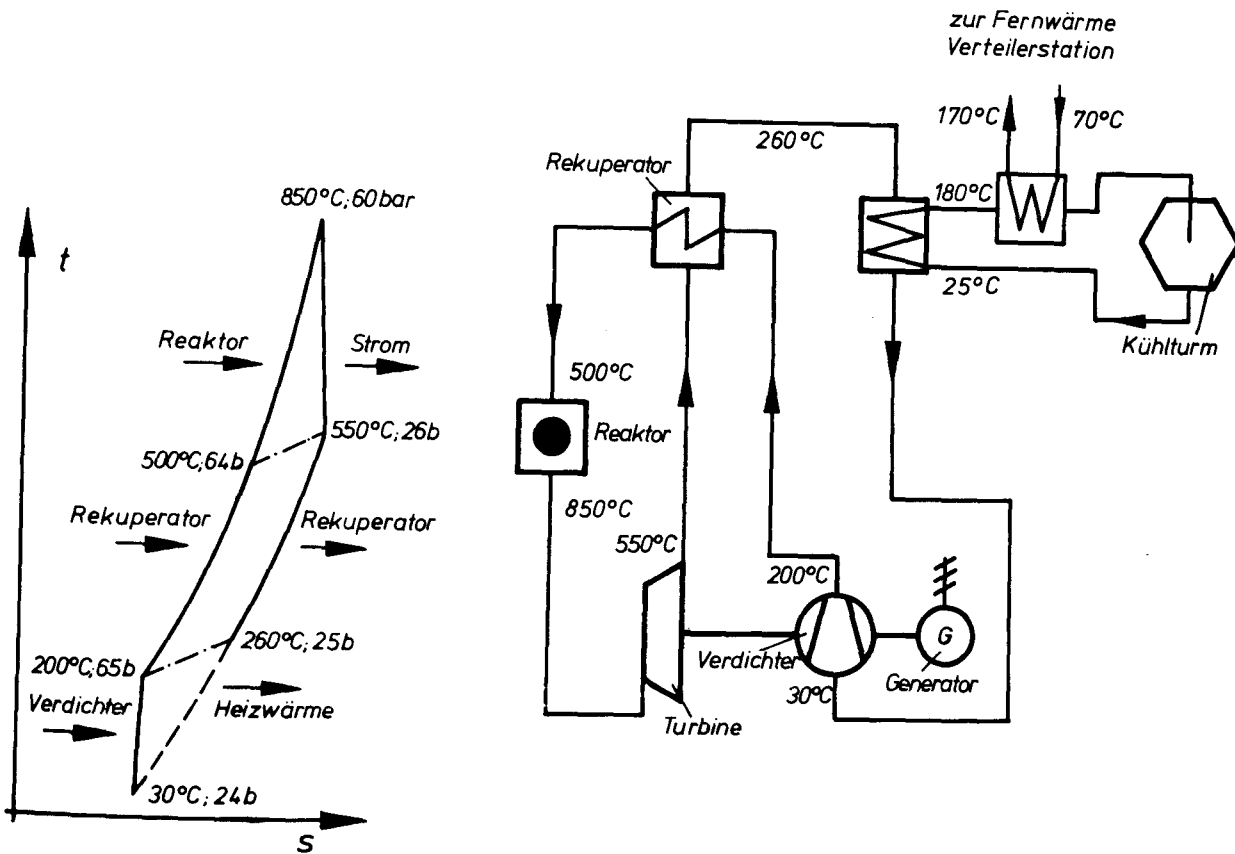


Abb. 67: Hochtemperaturreaktor mit Heliumturbine und Abwärmeebenutzung

Die Anlage besitzt eine elektrische Leistung von $N_{el} = 1\,000\text{ MW}$ mit $N_{th} = 2\,778\text{ MW}$, was einem Wirkungsgrad von $\eta = 36\%$ entspricht. Aufgrund der hohen Kühlwassertemperatur ist es möglich, einen Teil der Abwärme in einer Temperaturspanne von 100°C (180°C auf 80°C) zur Bereitstellung von Heißwasser für Heizzwecke zu nutzen, so daß sich der Gesamtwirkungsgrad von 36% auf

$$\eta = 77\%$$

erhöht. Der Rest der Abwärme im Temperaturbereich von 80°C bis 25°C wird in einem Kühlturm abgeführt. Sind die Gegebenheiten so, daß kein Kühlwasser vorhanden ist, oder der Kühlwasserpreis

zu hoch ist oder Umweltbeschränkungen weder Frisch- noch Naßkühlung erlauben, dann bietet sich im Falle der Helium-Turbine der Einsatz der Trockenkühlung an, der nach Abbildung 20 spezifische Investitionskosten von etwa 40 DM/kW erfordert, was etwa 4,7% der Anlagekosten ausmacht, die nach /113/ für ein HTR-Kraftwerk mit einer Blockgröße von 1100 – 1200 MW_e zwischen 1150 und 1250 DM/kW betragen (Basisjahr 1974).

An dieser Stelle sollte noch darauf hingewiesen werden, daß der Vorteil der hohen Abwärmtemperatur beim Helium-Turbinenprozeß dadurch wieder zunichte gemacht wird, indem man versucht, die Heliumeintrittstemperatur möglichst nah an den Wert der Umgebungstemperatur zu bringen. Obwohl man dadurch den Wirkungsgrad steigert, schnellen die Investitionskosten sehr stark in die Höhe und somit auch die Wärmetauscherflächen zusammen mit Kühlturmhöhe und Durchmesser. Die Erhöhung der Heliumtemperatur t_{H1} von 20° C auf 31° C verschlechtert den Wirkungsgrad der Anlage aus Abbildung 19 um etwa 1,6 Punkte und hebt dadurch in gleichem Maße den Abwärmeanteil an. Der Vorteil dieser Temperaturanhebung liegt jedoch in der Halbierung der spezifischen Investitionskosten, was einer Reduzierung von Kühlturmhöhe und -durchmesser um etwa den Faktor 0,7 entspricht. Die Verkleinerung der Kühlturmabmessungen bedeutet einen Beitrag zum Umweltschutz in Bezug auf die Landschaftsbeeinflussung.

Wie bei allen vorhergehenden Formen der Abwärmenutzung vermindert sich die Abwärmeabgabe während der Heizperiode. Bei sommerwarmen Temperaturen bleibt jedoch nur die Abgabe an die Umgebung durch ein Kühlsystem, so daß auch hier eine generelle Lösung des Abwärmeproblems nicht gegeben ist.

6.4 KRAFT-WÄRMEKOPPLUNG ZUR BEREITSTELLUNG VON WÄRMEENERGIE

Die Kraft-Wärmekopplung beim Kraftwerksprozeß wird schon lange besonders bei Industriekraftwerken durch den Einsatz von

Gegendruckturbinen
Entnahmeturbinen

praktiziert.

Bei der Gegendruckturbine wählt man den Kondensatordruck so hoch, daß die Kondensationstemperatur einen direkten Einsatz zu Heiz- oder Prozeßzwecken erlaubt, während man bei Entnahmeturbinen die benötigte Wärmeenergie in Form von Dampf vor Eintritt in den Niederdruckteil auskoppelt.

Ein Blockschaltbild für einen HTR-Kraftwerksprozeß mit Entnahmekondensationsturbine und Wärmeauskopplung zeigt die Abbildung 68 /112/

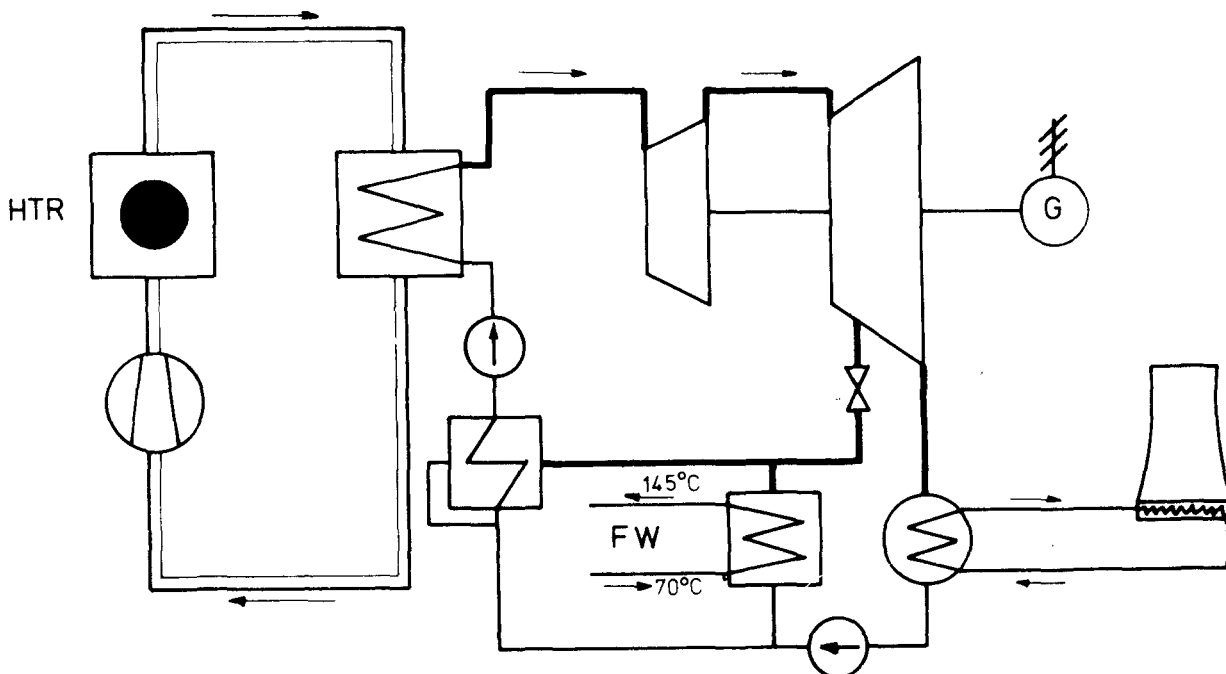


Abb. 68: Schaltung eines HTR-Kraftwerkes zur Erzeugung von Strom und Heizwärme /112/

Durch die Entnahme des gesamten Abdampfes vor dem Niederdruckteil der Turbine (Gegendruckfahrweise) erhitzt man für ein Fernwärmenetz Wasser von 70°C auf eine Vorlauftemperatur von 145°C . Dabei sinkt der elektrische Wirkungsgrad der Anlage von $\eta = 38,5\%$ auf $\eta_{el} = 26,1\%$. Der Fernwärmewirkungsgrad steigt jedoch von 0% auf $70,9\%$, so daß sich ein Gesamtwirkungsgrad von $\eta = 97\%$ ergibt /112/. Bei fehlendem Fernwärmebedarf fährt man die Anlage zusammen mit dem Niederdruckteil als Kondensationsturbine, deren Abwärme über ein

Kühlsystem (hier Kühlturm) abgeführt wird.

Nach /112/ wurden für drei verschiedene Kraftwerkstypen die am Ende der Mittelverteilung zu erwartenden Fernwärmekosten berechnet. Die Ergebnisse dieser Überlegungen zeigt die Tabelle 14 mit verschiedenen Werten für die durch die Fernwärme entgangenen Stromerlöse.

Abgabekosten bei Bewertung der entgangenen Stromerlöse mit			
	4,0 Dpf/kWh	5,0 Dpf/kWh	6,0 Dpf/kWh
HTR 145°C	23,55	25,65	27,70
LWR 145°C	26,00	28,65	31,30
HHT 170°C	12,95	12,95	12,95

Tabelle 14: Kosten der Fernwärme aus Wärmekraftkopplung in DM/Gcal am Ende der Mittelverteilung /112/

Folgende Probleme treten bei der Kraftwärmekopplung auf:

- Die maximale Stromnachfrage fällt zusammen mit der Zeit, in der der höchste Wärmebedarf vorherrscht (Winter). Die installierte Kraftwerksleistung muß deshalb um den Betrag erhöht werden, der durch die Wärmekraftkopplung der Stromerzeugung verloren geht.
- Tageszeitliche Schwankungen im Heizwärme- und Strombedarf erfordern eine Entkopplung der Wärme- und Strombedarfs- spitze durch Wärmespeichersysteme.

In Spitzenlastzeiten läßt sich durch die Kraft-Wärmekopplung die Abwärmeabgabe beim Kraftwerksprozeß auf den Wert Null her-

abdrücken, während im Sommer bei fehlender Heizwärmenachfrage die Stromerzeugung nur durch die Abwärmeabgabe mit einem Kühlsystem erfolgen kann. Eine Reduzierung der Abwärmemenge und somit der Kühlsystemgröße kann nur um den Betrag erfolgen, wie das Kraftwerk während dieser Zeit zur Bereitstellung von warmem Wasser herangezogen wird.

7. ZUSAMMENFASSUNG

Die Zubauten bei Wärmekraftwerken auf fossiler und kerntechnischer Basis für die Deckung der in Zukunft erwarteten Elektroenergienachfrage zusammen mit den größeren Kraftwerkseinheiten lassen vermehrt Kühlprobleme entstehen, die einer genauen Analyse bedürfen, und von denen die Kraftwerkstechnik, die Kraftwerkskosten und in besonderem Maße die Umwelt betroffen werden. Die einzelnen Bereiche der Abwärmeprobleme durch Kraftwerke werden in dieser Arbeit mit Schwerpunkt auf der Ausbreitung von Warmluftfahnen und der Umweltbeeinflussung bei der Kühlturmkühlung behandelt.

Nach der Darstellung der gegenwärtigen Situation bei den Kraftwerksgrößen, Kraftwerksarten, Kühlarten und Standorten der Wärmekraftwerke in unserem Land aus Unterlagen der Energie- und Kraftwerksstatistiken werden die physikalischen Grundlagen der Kühlsysteme Frischwasser-, Naß-, Trocken- und Hybridkühlung an Hand von Blockschaltbildern mit relevanten Temperatur-, Massen- und Geschwindigkeitswerten aufgezeigt. Bei der standortgebundenen Frischwasserkühlung wird das Kühlwasser nach einmaligem Gebrauch erwärmt in das Gewässer zurückgeleitet, wo es zur Ausbildung von Warmwasserfahnen und zur Erhöhung der Gewässertemperatur kommt, aus der Verdunstungsverluste von 50-60% der abgeführten Wärme resultieren. Neueste Veröffentlichungen zeigen, daß die Wärmeeinleitungen durch die Kraftwerke nicht den negativen Einfluß, der befürchtet wurde, auf die Gewässergüte der deutschen Flüsse und Seen hervorgerufen haben. Gewässerauflagen des Bundes und der Länder und Standorte fernab von Frischwassersystemen führen zur Anwendung der Naßkühlung, die die Errichtung von Kühltürmen erfordert, in denen das erwärmte Kondensatorwasser durch direkten Kontakt mit der Umgebungsluft unter Sprüh- und Verdunstungsverlusten rückgekühlt wird, wobei hier die abgegebene Wärmemenge zu 70-80% durch Verdunstung getragen wird. Die erwärmte Luft verläßt den Kühlturm als sichtbare Schwade mit Tropfen. Will man die erforderlichen Zusatzwassermengen und die sichtbare Abluftfahne der Naßkühlung vermeiden, geht man zur Trockenkühlung über, bei der das Kühlwasser im Kühlturm mittels rekuperativer Wärmetauscher von der Umgebungsluft abgekühlt

wird, die durch den fehlenden Verdunstungseffekt trockener und mit dem 3-4fachen Luftdurchsatz der Naßkühlung die Mündung des Kühlturms verläßt, der in seinen Abmessungen (Abb. 10 und 14) über den von Naßkühltürmen liegt. Die Hybrid-Kühlung stellt einen Mischbetrieb zwischen Naß und Trocken dar, die durch Jalousien-Regelung eine etwa konstante Warmwassertemperatur über einen großen Aussenlufttemperaturbereich erlaubt und zur Vermeidung von sichtbaren Abluftfahnen in der unmittelbaren Nähe des Kühlturms eingesetzt werden kann.

Die durch den Übergang von Frischwasserkühlung auf andere Kühlsysteme hervorgerufene Leistungsminderung und Investitionssteigerung verursachen nach Analysen verschiedener Autoren Kosten in den folgenden Bandbreiten.

Stromerzeugungsmehrkosten gegenüber Frischwasser- [Pf/kWh] Kühlung			
Naßkühlung		Trockenkühlung	
FK	LWR	FK	LWR
0,1 - 0,25	0,1 - 0,3	0,25-0,6	0,25 - 0,95
Spezifische Investitionskosten [DM/kW]			
Frishwasser	Naßkühlung	Trockenkühlung	
10	20	100 (THTR Schmeih.)	
Zum Vergleich: Kraftwerksanlagekosten [DM/kW]			
740 (600 MW Erdgas mit Kondensationsturb.) - 1200 (1200 MW HTR)			

Eigene Berechnungen über die Kombination von Trockenkühlturm mit dem geschlossenen He-Turbinenkreislauf und HTR zeigen, daß bei einer He-Eintrittstemperatur von 30° C vor dem Kompressor die spezifischen Investitionskosten etwa 40 DM/kW betragen, und es nicht sinnvoll ist, die He-Temperatur wegen der Wirkungsgradverbesserung möglichst in die Nähe der Umgebungstemperatur zu bringen, da dadurch die Kühlturmkosten sehr stark hochschnellen und somit auch die Kühlturmabmessungen steigen.

Um Aussagen über die Umweltbeeinflussung der Kühlturmkühlung machen zu können, sind Modelle für die Ausbreitung von Abluftfahnen in der Atmosphäre erforderlich. Als Grundlage wird in der Arbeit nach den Methoden der Systemtechnik eine Aufgliederung des Systems Kühlturm und Umwelt in seine Grundelemente durchgeführt und spezielle Lösungsansätze zur Erfassung der Atmosphärenverhältnisse (Temperatur, Druck, Feuchte, Windgeschwindigkeit und Profil) und der Ausbreitung von Warmluftfahnen in der Atmosphäre vorgestellt. Dabei wurden der adiabatische Aufstieg, die Vermischung durch Turbulenz und Temperaturverluste durch die Gasstrahlung berücksichtigt. Eine Impulsüberlagerung der ausströmenden Kühlturmluft mit dem horizontalen Wind macht deutlich, daß bei Windgeschwindigkeiten, die größer als die Ausströmungsgeschwindigkeit an der Kühlturmmündung sind, die ausströmende Fahne sehr rasch die Bewegung des horizontalen Windstroms annimmt und ein Aufsteigen in größere Höhen durch die Turbulenz des Windes verhindert wird. Besondere Beachtung wurde den Temperaturverlusten durch Gasstrahlung geschenkt, da nur durch sie eine wirkliche Wärmeabfuhr im System Erde-Atmosphäre-Weltraum auftreten kann. An Hand eines Strahlungs-Modells wird gezeigt, daß die Gasstrahlung bei der Ausbreitung von Warmluftfahnen nicht vernachlässigbar ist, und welche Temperaturverluste bei verschiedenen Abluftabmaßen zu erwarten sind.

In einem weiteren Abschnitt erfolgt eine Kurzbeschreibung bestehender Modelle für die Ausbreitung von Abluftfahnen durch die Angabe von Gegenstand, Grundlagen, Annahmen, Input, Output und eine Bewertung des Modells. Aus den verschiedenen Fragestellungen resultieren sehr unterschiedliche Ansätze und Annahmen, die bei vielen Modellen die Aussagekraft beschränken. Das zur Zeit aussagefähigste und gut abgesicherte mathematisch-empirische Modell ist das durch die Initiative der Eidgenössischen Kühlturmkommission entwickelte Computerprogramm SAUNA-S. Die mathematisch-hydrodynamischen Modelle auf der Basis der Navier-Stokeschen Differentialgleichungen reduzieren zwar die Anzahl der vereinfachenden Annahmen, schaffen jedoch besondere mathematische Schwierigkeiten in den oft nicht geschlossen lösbaaren Gleichungssystemen und der Stabilisierung des Rechenverlaufs. Die angestrebte Verbesserung der Genauigkeit scheint

nicht den großen Zeit- und Rechenaufwand dieser Modelle zu rechtfertigen.

An drei Rechenbeispielen wird gezeigt, daß sich bei der Naßkühlung die Temperatur- und Feuchteerhöhungen auf einen kleinen Raum der Gesamtatmosphäre beschränken und die Änderung der Bodenwerte vernachlässigbar sind. Lärm, zusätzlicher Niederschlag und Beschattung führen in unmittelbarer Umgebung von Kühltürmen zu Belästigungen, wobei von der meteorologischen Seite her Gebiete in den Hauptwindrichtungen besonders betroffen sind. Besondere Beachtung sind den das Landschaftsbild störenden großen Kühlturmabmessungen zusammen mit den sichtbaren Abluftfahnen zu schenken, die bei kalten und feuchtigkeitsreichen Wetterlagen über 15-20 km (2300 MW Braunkohlekraftwerk) zu sehen sind und ein psychologisches Moment der Abneigung im Beobachter hervorrufen. Empfehlungen müssen dahin gehen, daß die Bevölkerung in Bezug auf die Kraftwerkskühlung besser und frühzeitig zu informieren und betroffenen Gebieten in einem demokratischen Entscheidungsprozeß ein Mitspracherecht einzuräumen sind, wobei zur sachlichen Information die Erstellung von meteorologischen Gutachten auf der Grundlage von meteorologischen Meßdaten und Modellrechnungen gehört.

Ein Vergleich der Leistungsfreisetzung bei 10.000 MW Kraftwerk-parks mit natürlichen Wetterprozessen und ihren Entstehungsbedingungen zeigt, daß keine großräumigen Wetterbeeinflussungen wie Tornado- oder Gewitterbildung durch die Kühlturmkühlung zu erwarten sind.

Zur Minderung der Abwärmeprobleme und Energieeinsparung wird im letzten Abschnitt ein Modellagrarkomplex für den Gemüseanbau vorgestellt, bei dem etwa 10km^2 Landflächen mit Glas-, Folienabdeckung und Freifeldheizung für die Abwärme-Nutzung eines 1000 MW Kraftwerkes benötigt werden. Der Einsatz der Wärmepumpe wird an Hand der Kriterien Mengenproblem, Brennstoffpreisproblem, Investitionsproblem und Umweltproblem diskutiert. Berechnungen für den konkreten Fall eines Hallenbades zeigen, daß die Wärmepumpe kostengünstig Abwärme zu Heizungszwecken zur Verfügung stellen kann.

8. LITERATURVERZEICHNIS

- /1/ BEHRNDT, E.
Der Stromverbrauch der Haushalte in der Bundesrepublik
Deutschland bis 1980
BWK 23 (1971) Nr. 5, Mai, S. 253 - 256
- /2/ BOHN, TH.
Energiebedarf, Analyse und Möglichkeiten der Deckung
Vortrag der VDI-Fachtagung: Nicht konventionelle Energie-
systeme am 20. und 21. Juni 1974
- /3/ MANDEL, H.
Energiepolitik und Aspekte der Versorgungssicherheit kon-
ventioneller und nuklearer Brennstoffe
BWK 26 (1974), Nr. 8, August, S. 331 - 334
- /4/ BÜKER; JANSEN; SASSIN; SCHIKARSKI
Kernenergie und Umwelt, Teil IV der Studienreihe Technischer
und wirtschaftlicher Stand sowie Aussichten der Kernenergie
in der Kraftwirtschaft der Bundesrepublik Deutschland
JÜL-929-HT-WT, KFK-1366, März 1973
- /5/ IAEA/ECE
Symposium on the Physical and Biological Effects on the
Environment of Cooling Systems and Thermal Discharges at
Nuclear Power Stations
Oslo, Norway, 26-30 August 1974
- /6/ SCHULTEN, R.
Energieversorgung im geschlossenen Kreislauf
VDI-Berichte 224 : Nichtkonventionelle Energiesysteme,
Düsseldorf 1974, S. 25 - 35
- /7/ —
Elektrizitätswirtschaft, Jg. 72
(1973), Heft 20, S. 707

- /8/ EUROSTAT
Energiestatistik: Jahrbuch 1969-1972
Statistisches Amt der Europäischen Gemeinschaft, 1973
- /9/ EDELMANN, E.
Elektrizitätswirtschaft
BWK 26 (1974), Nr. 4, April, S. 147 - 153
- /10/ VDEW
Statistik für das Jahr 1973
Frankfurt, Stresemannallee 23, 1974
- /11/ COUTANT, CH.C.
Temperature Selection by Fish - A Factor in Power Plant
Impact Assessments
IAEA-SM-187/11, Oslo, Aug. 1974
- /12/ BUHSE, G.
Die Auswirkungen von Kühlwasser auf den Biotop, insbeson-
dere von fischereibiologischer Sicht
VGB-Konferenz "Kraftwerk und Umwelt", Essen, 12.-13.3.1975
- /13/ GÜNNEBERG, F.
Abwärme in Gewässern
Deutsche Gewässerkundl. Mitteilung, Jg. 17, 1973, H. 1,
S. 14 - 21
- /14/ LAWA
Grundlagen für die Beurteilung der Wärmebelastungen von
Gewässern
Landesarbeitsgemeinschaft Wasser (LAWA), "Wärmebelastung
der Gewässer" 1971, Mainz
- /15/ SPURR, G.; SCRIVEN, R.A.
British Experience of the Physical Behaviour of Heated
Effluents in the Atmosphere and in Various Types of Aquatic
Systems
IAEA-SM-187/2, Oslo, Aug. 1974

- /16/ DEUTSCHER BUNDESTAG
Betr. Thermische Belastung von Gewässern durch Kernkraft-
werke
Drucksache VI/3052, Bonn, 1972
- /17/ BÖHNKE, B.
Minderung der Folgen der Wärmebelastung durch Sauerstoff-
eintrag
VDI-Berichte Nr. 204, 1973, S. 25 - 42
- /18/ GERKING, E.
Zusammenhang zwischen Gewässernutzung für Kühlzwecke und
der Wassergüte
Kraftwerk und Umwelt 1973
- /19/ ROSS, M.
Fischereibiologische Beobachtungen in Kühlteichen und
Kühlturmtassen
VGB-Konferenz "Kraftwerk und Umwelt", Essen, 12.-13.3.1975
- /20/ KROLEWSKI, H.
Wasserwirtschaftliche Anforderungen zur Kühlwasserver-
sorgung
VGB Bautagung 1970, S. 11 - 21
- /21/ VDI
Untersuchungen an einem Naturzug-Naßkühlturm
Fortschritt-Berichte der VDI Zeitschriften, Reihe 15,
Nr. 5, Juli 1974
- /22/ HÄUSSLER, W.
Zur Merkelschen Theorie der Verdunstungskühlung
Energietechnik, 21, Mai 1971, S. 200 - 205
- /23/ HENNING, H.
Kühltürme niedriger Bauhöhe für große Kraftwerksleistungen
VGB-Konferenz, Kraftwerk und Umwelt 1975, Essen,
12.-13.3.1975

- /24/ HSG
Naturzug-Kühltürme in aller Welt, Referenzliste
Hamon-Sobelco-GEA GmbH, Bochum, 1974
- /25/ HIRSCHFELDER, G.
Der Trockenkühlturm des 300-MW-THTR-Kernkraftwerkes
Schmehausen-Uentrop
Seminarvortrag am 10.2.1974 an der RWTH Aachen
- /26/ V. CLEVE
Auslegungsprobleme und Berechnungsgrundlagen von Trocken-
kühltürmen
Seminarvortrag am 10. Jan. 1974 an der RTWH Aachen
- /27/ HENNING, H.
Kühltürme: Berechnung, Ausführung, Verhalten
Beitrag zur Sitzung der Studiengruppe "Wärmebelastung und
Umwelt" am 26./27.2.1974 in Essen
- /28/ BLANCK, D.
Einfluß der Kühlungsart auf die nutzbare Stromabgabe
KWU-Angaben, 1974
- /29/ BALD, A.
Einfluß der Kühlart auf die Stromerzeugungskosten
KWU-Angaben, 1974
- /30/ GERKING, E.
Die wirtschaftliche Auswirkung des Umweltschutzes auf
(Kern)-Kraftwerke
Vortrag im 1. Seminar "Umweltschutz und Planung" der Ar-
beitsgemeinschaft Energie (AGE) e.V., Wiesbaden, 1973
- /31/ MILLER, C.
Allgemeine Übersicht über die Trockenkühltürme unter be-
sonderer Berücksichtigung der Stromgestehungskosten
Elektrizitätswirtschaft Jg. 72, 1973, Heft 10, S. 300 - 304

- /32/ MESAROVIC, M.
Waste Heat Disposal From Steam-Electric Plants With Reference To The Stochastic Nature Of Some Environmental Conditions And To The Thermal Pollution Control Regulations
IAEA-SM-187/25, Oslo, August 1974
- /33/ RAUTENBACH, R.
Grundlagen der Prozeßentwicklung (Process-Design)
Techn. Mitt. 65 (1972) 11, S. 515 - 519
- /34/ REUTER, H.
Die Wissenschaft vom Wetter
Springer Verlag 1968
- /35/ DEFANT, A.; DEFANT, FR.
Physikalische Dynamik der Atmosphäre
Akademische Verlagsgesellschaft M.B.H., Frankfurt/M.
1958
- /36/ BÖER, W.
Technische Meteorologie
1964 (DDR)
- /37/ ROGERS, P.; COHEN, E.W.
Hyperbolic Cooling Towers, Development and Practice
Journal of the Power Division, Proceedings of the American Society of Civil Engineers, January 1970, S. 117 - 128
- /38/ STÜVE, G.
Handbuch der Geophysik; Thermodynamik der Atmosphäre
Verlag von Gebrüder Borntraeger, Berlin, 1937
- /39/ PRANDTL, L.
Bericht über Untersuchungen zur ausgebildeten Turbulenz
Zeitschr. f. angew. Math. und Mech. 5, Heft 2, April 1925,
S. 136 - 139

- /40/ REICHHARDT, H.
Gesetzmäßigkeiten der freien Turbulenz
VDI-Forschungsheft 414, 1942
- /41/ SPALDING, D.B.; RODI, W.
A Two-Parameter Model of Turbulence, and its Application
to Free Jets
Wärme- und Stoffübertragung 3, 1970, S. 85 - 95
- /42/ KEFFER, J.F.; BAINES, V.D.
The round turbulent jet in a cross-wind
Journal of Fluid Mechanics 15, part 4, 1962, S. 481 - 497
- /43/ SCHMIDT, W.
Turbulente Ausbreitung eines Stromes erhitzter Luft
ZAMM 21, 1941, Nr. 5, S. 265 - 278
- /44/ SCHMIDT, W.
Turbulente Ausbreitung eines Stromes erhitzter Luft,
II. Teil
ZAMM 21, 1941, Nr. 6, S. 351 - 363
- /45/ FÖRTHMANN, E.
Über turbulente Strahlausbreitung
Ingenieur-Archiv 5, 1934, S. 43 - 53
- /46/ SLINN, W.G.N.
Kinematically Possible Flows Exterior to Jets and Plumes
BNWL - 1651, Dec. 1972
- /47/ TAYLOR, G.I.
The Transport of Vorticity and Heat through Fluids in
Turbulent Motion. Proceedings of the Royal Society,
A 135, 1932, S. 685 - 702
- /48/ LILLY, K.D.
Numerical Solutions for the Shape-Preserving Two-Dimen-
sional Thermal Convection Element
Journal of the Atmospheric Sciences 21, 1964, S. 83 - 98

- /49/ MORTON, B.R.
On a momentum-mass flux diagram for turbulent jets,
plumes and wakes
Journal of Fluid Mechanics 10, 1961, S. 103 - 112
- /50/ WARNER, J.
On Steady-State One-Dimensional Models of Cumulus
Convection
Journal of the Atmospheric Sciences 27, October 1970,
S. 1035 - 1040
- /51/ NIEHAUS, F.
Langzeitaspekte der Umweltbelastung durch Energieerzeugung:
CO₂ und H³
JÜL-1165-SE, 1975
- /52/ GEIGER, R.
Das Klima der bodennahen Luftschicht
Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig, 1961
- /53/ HINZPETER, H.
Die effektive Ausstrahlung und ihre Abhängigkeit von den
Absorptionseigenschaften im Fenster der Wasserdampfbanden
Zeitschrift für Meteorologie Bd. 11, H 10/11, Okt./Nov.
1957, S. 321 - 329
- /54/ ECKERT, E.R.G.
Messung der Gesamtstrahlung von Wasserdampf und Kohlen-
säure in Mischung mit nichtstrahlenden Gasen bei Tempe-
raturen bis zu 1 300°C
VDI Forschungsheft 387
- /55/ SCHMIDT, E.
Messung der Gesamtstrahlung des Wasserdampfs bei Tempe-
raturen bis zu 1 000°C
Forsch. Ing. Wes. 3, 1932, S. 57 - 70
- /56/ VDI-Wärmeatlas
Gasstrahlung
1953, KC1-KC-4

- /57/ KORB, G.
Abstrahlung von Abluftfahnen
Persönliche Mitteilungen vom Febr. 1974
- /58/ ISRAEL, H.; ISRAEL, G.W.
Spurenstoffe in der Atmosphäre
Wissenschaftliche Verlagsgesellschaft mbH, Stuttgart, 1973
- /59/ LUDLAM, T.H.; MASON, B.J.
The Physics of Clouds
Handbuch der Physik, Band XLVIII, Geophysik II, S. 472 -
540, Springer Verlag, 1957
- /60/ BACH, H.
Nebel- und Glatteisbildung bei Kühlturbetrieb
TM 65, Heft 5, Mai 1972, S. 231
- /61/ DIEM, M.
Physik der Niederschlagsbildung
Meteorologische Rundschau, 22 Jg., Heft 5, 1969, S. 134 -
138
- /62/ CATON, P.G.F.
A study of raindrop-size distributions in the free
atmosphere
Q.J.R. Meteorological Society, 1966, S. 15 - 30
- /63/ JIUSTO, J.E.
Nucleation Factors in the Development of Clouds
Pennsylvania State University, Department of Meteorology
December 1967
- /64/ KINZER, G.D.; GUNN, R.
The Evaporation, Temperature and Thermal Relaxation-
Time of Freely Falling Waterdrops
Journal of Meteorology, Vol 8, No. 2, April 1951, S. 71 -
83

- /65/ MASON, B.J.
The Physics of Clouds
Clarendon Press, Oxford, 1971
- /66/ BLUM, A.
Drizzle Precipitation from Water Cooling Towers
The Engineer, Aug. 6, 1948, S. 128 - 130
- /67/ BAKER, K.G.
Water Cooling Tower Plumes
Chemical and Process Engineering, Jan. 1967, S. 56 - 58
- /68/ SPURR, G.; HUNT, F.R.
Persistence of Cooling Tower Plumes
Central Electricity Generating Board, London, Oct. 1967
- /69/ PASQUILL, F.
The Estimation Of The Dispersion Of Windborne Material
The Meteorological Magazine 90, No. 1, February 1961,
S. 33 - 49
- /70/ OVERCAMP, TH.J.; HOULT, D.P.
Precipitation In The Wake Of Cooling Towers
Atmospheric Environment Pergamon Press, Oxford, 5,
1971, S. 751 - 765
- /71/ FAGE, A.; FALKNER, V.M.
Notes on the temperature and velocity in the wake of a
heated cylindrical object
Proc. R. Soc. A, 135 (1932), S. 702 - 705
- /72/ WESSELS, H.R.A.; WISSE, J.A.
A Method for Calculating the Size of Cooling Tower Plumes
Atmospheric Environment Pergamon Press, Oxford, 5, 1971
S. 743 - 750

- /73/ TURNER, D.B.
Workbook of Atmospheric Dispersion Estimates
Environmental Protection Agency, Office of Air Programs,
Research Triangle Park, North Carolina, 1970
- /74/ HANNA, S.R.
Discussion of a Method for Calculating the Size of
Cooling Tower Plumes
Atmospheric Environment 6, 1972, S. 587 - 588
- /75/ STOCKHAM, J.
Cooling Tower Study
Technology-Center, Chicago; IITR/Report No. C 6187-3,
1971
- /76/ SCORER, R.S.
The Rise of Bent-Over Hot Plumes
Advances in Geophysics, Academic Press, 6, 1959,
S. 399 - 411
- /77/ EG & G. INC.
Potential Environmental Modifications Produced by Large
Evaporative Cooling Towers
Environmental Protection Agency, January 1971
- /78/ SUTTON, O.G.
Micrometeorology
New York, McGraw-Hill, 1953
- /79/ WEINSTEIN, A.I.
A Numerical Model of Cumulus Dynamics and Mikrophysics
Journal of the Amospheric Sciences, 27, 1970, S. 246-255

- /80/ BIERMANN, G.F.; KUNDER, G.A.; SEBALD, J.F.; VISBISKY
Characteristics, Classification and Incidence of Plumes
from Large Natural-Draft Cooling-Towers
Proceedings of the American Power Conference, 33, 1971,
S. 535-545
- /81/ BROWN, D.H.; SNECK, H.J.;
Cooling Tower Plume Rise
Proceedings of the American Power Conference 33, 1971,
S. 546-553
- /82/ HANNA, S.R.
Meteorological Effects of Cooling Tower Plumes
Air Resources Atmospheric Turbulence & Diffusion Laboratory,
National Oceanic & Atmospheric Administration, Oak Ridge,
Tennessee, 1971
- /83/ HANNA, S.R.
Rise and Condensation of Large Cooling Tower Plumes
Journal of Applied Meteorology, Vol. 11, Nr. 5, S. 793-
799, August 1972
- /84/ EIDGENÖSSISCHE KÜHLTURMKOMMISSION
Bericht zuhanden der Eidgenössischen Kühlturmkommission
über den heutigen Stand der Kenntnisse und die entwickel-
te Arbeitsmethode zur Abschätzung der meteorologischen
Auswirkungen von Kühltürmen. Payerne, den 15. März 1972
- /85/ OTT, W.
Ein physikalisch-numerisches Modell zur Bestimmung der
meteorologischen Umweltbeeinflussung durch Kühltürme
Meteorolog. Rundschau 26, 1973, H. 4, S. 97-102
- /86/ ROFFMANN, A.
The State of the Art of Saltwater Cooling Towers for
Steam Electric Generating Plants
WASH-1244, 1973

- /87/ BARBER, F.R.; MARTIN, A.; SHEPHERD, J.G.
The persistence of plumes from natural draught cooling towers
Atmospheric Environment 8, 1974, S. 407-418
- /88/ MOORE, D.J.
The prediction of the rise of cooling tower plumes
Atmospheric Environment 8, 1974, S. 403-406
- /89/ BØGH, P.; HOPKIRK, R.; JUNOD, A.; ZUEND, H.;
A New Method of Assessing the Environmental Influence
of Cooling Towers as first Applied to the Kaiseraugst
and Leibstadt Nuclear Power Plants
Nuclex 72, Paper No. 9/25
- /90/ OOMS, G.
A new Method for Calculation of the Plume Path of Gases
Emitted by a Stack
Atmospheric Environment Pergamon Press, Oxford 6, 1972,
S. 899-909
- /91/ BIESE, R.J.
The Generation of Visible Plumes by Wet Dry Cooling
Towers
Presented to The Cooling Tower Institute, New Orleans,
Louisiana, Jan. 28-30, 1974
- /92/ BØGH, P.
The combined dry/wet towers: their environmental promise
and their problems
IAEA-SM-187/44, Oslo, August 1974
- /93/ ENGLAND, W.G.
Power Plant Plumes-Defined and Traced by Means of Computer
Simulation Models
SSS-IR-73-1679; Systems, Science and Software, P.O. Box
1620, La Jolla, California 92037, May 1973

- /94/ TREPP, J.P.
A two-dimensional hydrodynamic model for cooling tower
plumes
IAEA-SM-187/3, Oslo, August 1974
- /95/ BARTELS, H.
Klimatische Auswirkungen der nassen Rückkühlung bei
verschiedenen Wetterlagen
Seminarvortrag an der RWTH Aachen vom 7.2.1974
- /96/ FUCHS, H.
Schwächung von Sonnenstrahlung durch Schwaden großer
Kühltürme für Kernkraftwerke
Reaktortagung Karlsruhe 10.4.-13.4.1973, Paper 359
- /97/ KORB, W.
Absorption von Sonnenstrahlung in Wolken
Wissensch. Mitt. Nr. 6 (1961), Meteorologisches Institut
Univ. München
- /98/ LINKE, F.
Meteorologisches Taschenbuch Bd. 2
Akademische Verlagsgesellschaft Geest & Portig KG,
Leipzig 1970
- /99/ ACKEN; KRAUS, K.O.
Landschaftsbild und Industriebauten
Das Gartenamt 22 (1973), H.1, S. 3-16
- /100/ FICKER, H.V.
Über die Entstehung lokaler Wärmegewitter
Sitzungsberichte der Akademie der Wissenschaften zu
Berlin, Phys.-Math. Klasse, 1. Mitteilung, 1931, S.
28-39

- /101/ WALL, E.
Das Gewitter I-III
Wetter und Klima 7, 1948, S. 7-21, S. 65-71, S. 321-327
- /102/ FAUST, H.
Kaltfronten und Gewitter
Berichte des Deutschen Wetterdienstes in der US-Zone,
Nr. 24, 1951
- /103/ SBW
Statistisches Jahrbuch für die Bundesrepublik Deutschland
Statistisches Bundesamt Wiesbaden 1974
- /104/ HATLE, Z.
Beneficial Exploitation of Waste Heat
IAEA-SM-187/47, Oslo, August 1974
- /105/ BELTER, W.G.
Management of Waste Heat at Nuclear Power Station, its
possible Impact on the Environment and Possibilities
of its Economic Use
IAEA-SM-187/52, Oslo, August 1974
- /106/ YAROSH, M.M.; NICHOLS, B.L.; etc.
Agricultural and Aquacultural Uses of Waste Heat
ORNL-4797, July 1972
- /107/ —
Persönliche Mitteilungen
Landwirtschaftskammer Bonn, 1975
- /108/ RIETSCHEL; RAISS
H. Rietschels Lehrbuch der Heizung- und Lüftungstechnik
Springer Verlag, 14. verbesserte Auflage, 1963