

Thermische Fehlerdiagnose der wassergekühlten Statorwicklung von Grenzleistungs-Turbogeneratoren

vom Fachbereich Elektrotechnik und Informationstechnik
der Bergischen Universität-Gesamthochschule Wuppertal
angenommene Dissertation zur Erlangung des akademischen Grades
eines Doktor-Ingenieurs

von
Diplom-Ingenieur
Frank Fischer
aus Hilden

Dissertation eingereicht am:	22. Dezember 1999
Tag der mündlichen Prüfung:	12. April 2000
Referent:	Univ.-Prof. Dr. sc. techn. H.A. Nour Eldin
Korreferent:	Univ.-Prof. Dr.-Ing. B. Tibken

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter im Fachbereich Elektrotechnik der Bergischen Universität-GH Wuppertal. Die Problemstellung entwickelte sich aus einem durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft geförderten Forschungsprojekt, das sich mit der thermischen Fehlerdiagnose an Turbogeneratoren beschäftigte.

Herrn Professor Dr. sc.techn. H.A. Nour Eldin, Ordinarius für Automatisierungstechnik und Technische Kybernetik, gilt mein besonderer Dank für die wertvollen Anregungen, die zahlreichen Diskussionen und die Übernahme des Hauptreferates.

Für die Übernahme des Korreferates danke ich Herrn Professor Dr.-Ing. B. Tibken.

Der Deutschen Forschungsgemeinschaft und der Volkswagen-Stiftung danke ich für die geförderten Forschungsvorhaben während meiner wissenschaftlichen Tätigkeit und der Firma Siemens/KWU für die gewährte Unterstützung.

Den Mitarbeitern der Fachgruppe für Automatisierungstechnik und Technische Kybernetik danke ich für die immer freundliche und hilfsbereite Zusammenarbeit. Außerdem danke ich allen Studenten, die an den Projekten mitgewirkt haben.

Schließlich danke ich meinen Eltern Anita und Martin Fischer für alles und meiner Partnerin Mercedes Rath für vieles – insbesondere für ihre Geduld, ihr Verständnis und ihre Rücksichtnahme während der Erstellung der Arbeit.

Wuppertal, im Juli 2000

Frank Fischer

Zusammenfassung

In dieser Arbeit wird die thermische Fehlerdiagnose der wassergekühlten Statorwicklung von Grenzleistungs-Turbogeneratoren betrachtet. Die auftretenden Fehlerursachen sind Ablagerungen in den Hohlteilleitern durch Korrosionsprodukte bis hin zur völligen Teilleiterverstopfung (mittel- bis langfristig auftretende Fehler) sowie die teilweise Verstopfung von Wasserkammern durch im Kühlrohrsystem befindliches Dichtungsmaterial (kurzfristig auftretende Fehler). Die Messwerte der Warmwassertemperaturen aller Statorstäbe werden zur Fehlerdiagnose mit den entsprechenden, vom Diagnosesystem berechneten Referenzwerten verglichen. Bei bestehenden Diagnosesystemen werden diese Referenzwerte aus algebraischen Gleichungen der Einflussgrößen (Temperaturen von Kaltwasser und Kaltgas, Strangströme, Kühlwasser-Differenzdruck) mit empirisch ermittelten Koeffizienten bestimmt. Daher ist die Anwendung derartiger Verfahren nur in quasi-stationären Betriebspunkten und mit eingeschränkter Empfindlichkeit (Toleranz ± 2 K) möglich.

Basierend auf der vollständigen thermischen Modellierung von Grenzleistungs-Turbogeneratoren, unterteilt in Teilmodelle für die Statorwicklung, die Rotorwicklung und den Statorblechkörper, werden die für den Wärmeenergieaustausch mit den Statorstäben relevanten Temperaturen (Kühlgastemperaturen und Eisenrandtemperaturen im Nutbereich) durch einen Zustandsbeobachter für die Eisenkerntemperaturen rekonstruiert. Als Rückführungsgröße wird die Warmgastemperatur verwendet, da diese Größe die Erwärmungs- und Abkühlungsvorgänge des Statorblechkörpers wiedergibt. Die Bestimmung der Beobachter-Rückführungskoeffizienten erfolgt nach der Methode der Polfestlegung.

Die hydraulischen Durchmesser der Kühlkanäle der einzelnen Statorstäbe werden als zentrale Modellparameter für die thermische Fehlerdiagnose der wassergekühlten Statorwicklung in der Inbetriebnahmephase des Diagnosesystems als „Fingerprint“, der den fehlerfreien Zustand repräsentiert, durch Parameteroptimierung bestimmt. Die Inbetriebnahme des Diagnosesystems kann durch die automatische Auswertung von Datensätzen, die dynamische Vorgänge wie Änderungen des Betriebspunktes enthalten, an Stelle des ansonsten erforderlichen, zeit- und kostenintensiven Anfahrens einer Reihe charakteristischer Betriebspunkte deutlich vereinfacht werden.

Für die Bewertung der Beobachterfehler („Residuen“) wird eine mit Fuzzy-Logik operierende Diagnosekomponente vorgeschlagen. Auf diese Weise kann auch zusätzliches Expertenwissen berücksichtigt werden. Die modellbasierte, beobachtergestützte Residuengenerierung wird an Messdaten, die im Kernkraftwerk Unterweser aufgenommen wurden, verifiziert. Es zeigt sich, dass das im Rahmen dieser Forschungsarbeit entwickelte Diagnosesystem kontinuierlich und mit verbesserter Empfindlichkeit (Toleranz $\pm 0,5$ K) eingesetzt werden kann. Darüber hinaus werden interne, nicht oder nur mit großem messtechnischen Aufwand zugängliche Zustandsvariablen für ein Monitoring-System zur Verfügung gestellt.

Abstract

In this thesis, the thermal fault diagnosis for the water-cooled stator winding bars of limiting turbogenerators is treated. For the diagnosis purpose, the measurement values of the hot water temperatures of all stator winding bars are compared with the corresponding reference values. Existing fault diagnosis systems compute these reference values through algebraic equations with empirically obtained coefficients depending on the cold water temperature, the cold gas temperature, the water pressure and the electrical currents. Therefore, the application of these methods requires using steady-state operating points and is valid only with a limited sensitivity threshold of approximately ± 2 K.

Based on a complete thermal model of the turbogenerator and its cooling systems consisting of separate components for the electric and electromagnetic losses, the water cooling system, the gas cooling system and the heat-source plot for the stator core stack, a state observer for the stator core temperatures has been developed. The hot gas temperature, which comprises both the heating and the cooling process of the stator core stack, is used as feedback value for the thermal state observer. The heat energy exchange between the stator winding bars, the cooling gas and the stator core stack can thus be computed.

The hydraulic diameters of the hollow conductors of the stator winding bars are the central model parameters for the thermal fault diagnosis, as they characterise the stator winding bars individually. The estimated set of hydraulic diameters is taken as “fingerprint” representing the sound condition of the stator winding bars and is used as the reference for the thermal fault diagnosis. Initialising the diagnosis system can be performed by automated evaluation of operational data sets containing dynamic changes of the turbogenerator operating point without special time-consuming and costly measures.

For the fault diagnosis, fuzzy rules for the observer errors („residuals“) are defined to decide about a warning or an alarm. The observer-based residual generation has been verified by measurements performed in the 1530 MVA nuclear power station KKW Unterweser (Germany). The resulting sensitivity threshold of the thermal fault diagnosis could be improved to $\pm 0,5$ K. Moreover, internal thermal state variables of the turbogenerator can be used for state monitoring and state-oriented maintenance scheduling.

Inhaltsverzeichnis

Verzeichnis der verwendeten Abkürzungen	IX
Verzeichnis der verwendeten Symbole	IX
1. Einleitung	1
1.1 Motivation der Forschungsarbeit	1
1.2 Kühlsysteme von Turbogeneratoren – historische Entwicklung und Stand der Technik	2
1.3 Fehlerdiagnose der wassergekühlten Statorwicklung von Turbogeneratoren	6
1.3.1 Fehlerursachen	6
1.3.2 Historische Entwicklung und Stand der Technik	9
1.4 Fehlerdiagnoseverfahren in der Automatisierungstechnik – Stand der Technik	12
1.5 Zielsetzung und Konzept der Forschungsarbeit	14
2. Thermische Modellierung von Grenzleistungs-Turbogeneratoren	17
2.1 Wasserkühlung und Stromwärmeverluste der Statorwicklung	17
2.1.1 Systembeschreibung	17
2.1.2 Modellierung	20
2.1.2.1 Berechnung der Strömungsgeschwindigkeit	21
2.1.2.2 Berechnung der Warmwassertemperatur	24
2.1.2.3 Berechnung der Leitertemperatur	32
2.1.2.4 Strukturbild des Wasserkühlungsmodells	34
2.1.2.5 Berechnung der Stromwärmeverluste	36
2.1.3 Simulationsergebnisse	37
2.2 Kühlung und Stromwärmeverluste der Rotorwicklung	43
2.2.1 Wasserkühlung der Rotorwicklung	43
2.2.2 Wasserstoffkühlung der Rotorwicklung	45

2.3	Wasserstoffkühlung, Eisenverluste und Wärmequellennetz des Statorblechkörpers	46
2.3.1	Systembeschreibung	46
2.3.2	Modellierung	49
2.3.2.1	Berechnung der Warmgastemperatur	49
2.3.2.2	Berechnung der Eisenverluste	60
2.3.2.3	Berechnung der Eisenkerntemperaturen	65
2.3.3	Simulationsergebnisse	71
3.	Modellbasierte thermische Fehlerdiagnose	74
3.1	Entwurf des Zustandsbeobachters für die Eisenkerntemperaturen	74
3.2	Parameteroptimierung durch Lerndaten	82
3.2.1	Optimierungsverfahren	82
3.2.2	Ergebnisse	85
3.3	Aufnahme der Referenzdaten („Fingerprint“) des fehlerfreien Systems	88
3.4	Bewertung der Beobachterfehler („Residuen“) mit Fuzzy-Logik	90
3.5	Verifikation der Modellbildung – Messergebnisse	94
3.6	Verifikation der Fehlerdiagnose – Simulationsergebnisse	99
4.	Zusammenfassung und Ausblick	103
Anhang		106
A1	Stoffwerte von Wasser	106
A2	Stoffwerte von Wasserstoffgas	107
A3	Benennung von Eisen- und Gastemperaturen	108
A4	Transformation von Eisenrand- und Gastemperaturen	109
Literaturverzeichnis		113

Verzeichnis der verwendeten Abkürzungen

EVA	Evaluierung	SZ	Statorzahn
GF	Gütefunktion	TG	Turbogenerator
GKM	Gaskühlungsmodell	UL	Unterlage (-Stab)
GuD	Gas- und Dampf (-Technik)	VB	Vertrauensbereich
IB	Inbetriebnahme	VE	Volumenelement
KKW	Kernkraftwerk	VLM	Verlustleistungsmodell
OL	Oberlage (-Stab)	WKM	Wasserkühlungsmodell
SR	Statorrücken	WQN	Wärmequellennetz

Verzeichnis der verwendeten Symbole

Physikalische Größen¹

A	Fläche [m ²]	R	Widerstand [Ω]
B	Breite [m]	Re	Reynolds-Zahl
B	Magnetische Flussdichte [T]	S	Scheinleistung [W]
c_p	Spez. Wärmekapazität [Ws/kgK]	T	Temperatur °C] bzw. [K]
D	Durchmesser [m]	t	Zeit [s]
f	Frequenz [Hz]	U	Spannung [V]
G	Leitwert [S]	U	Umfang [m]
H	Höhe [m]	v	Strömungsgeschwindigkeit [m/s]
I	Strom [A]	V	Volumen [m ³]
L	Länge [m]	\dot{V}	Volumenstrom [m ³ /s]
m	Masse [kg]	X	Reaktanz [Ω]
Nu	Nusselt-Zahl	Φ	Magnetischer Fluss [Tm ²]
p	Druck [bar] bzw. [Pa]	α	Wärmeübergangskoeff. [W/m ² K]
P	Wirkleistung [W]	η	Dynamische Viskosität [kg/ms]
Pr	Prandtl-Zahl	φ	Phasenwinkel [rad]
Q	Blindleistung [W]	λ	Wärmeleitfähigkeit [W/Km]
\dot{q}	Wärmestromdichte [W/m ²]	ρ	Dichte [kg/m ³]
\dot{Q}	Wärmestrom [W]	ξ	Stromverdrängungsfaktor
R	Radius [m]		

¹ Es ist nicht zu befürchten, dass eine Verwechslungsgefahr zwischen gleichartig bezeichneten Größen wie einer Breite und einer magnetischen Flussdichte besteht.

Indices

B	Beobachtbarkeits (-Matrix)	OL	Oberlage
BP	(Einzel-) Blechpaket	P	Polpaar
c	charakteristisch	P	Polrad (-Spannung)
D	Druck	q	quer
DS	Distanzstück	R	Reibungs (-Koeffizient)
E	Erreger (-Strom)	R	Rotor
EH	Eisen Hysterese (-Verluste)	RS	Roebel-Stab
EK	Eisenkern (-Temperatur)	S	Stab
ER	Eisenrand (-Temperatur)	S	Strang (-Spannung, -Strom)
EW	Eisen Wirbelstrom (-Verluste)	SB	Statorbohrung
FS	Füllstreifen	SK	Statorblechkörper
G	Gas	SR	Statorrücken
G	Gehäuse	SS	Statorsegment radial
h	Haupt (-Reaktanz)	SSR	Statorsegment Statorrückenbereich
h	hydraulisch	SSZ	Statorsegment Statorzahnbereich
HTL	Hohlteilleiter	SZ	Statorzahn
I	Isolation	TL	Teilleiter
IKR	Intervalle Kühlschlitz Statorrückenbereich	U	Umgebungs (-Temperatur)
IKZ	Intervalle Kühlschlitz Statorzahnbereich	U	Ummagnetisierungs (-Verluste)
k	kalt	UL	Unterlage
K	Klemmen (-Spannung)	V	Verlust (-Leistung)
KB	Kühlschlitzbereich	VE	Volumenelement
KK	Kühlkanal	w	warm
KR	Kühlschlitz Statorrückenbereich	W	Wärme (-Leitwert, -Widerstand)
KS	Kühlschlitz	W	Wasser
KZ	Kühlschlitz Statorzahnbereich	WB	Wickelkopfbereich
L	Leiter	WK	Wärmequellennetz Knotenpunkt
LS	Luftspalt	WKR	Wärmeübergang Kühlschlitz Statorrückenbereich
MTL	Massivteilleiter	WKZ	Wärmeübergang Kühlschlitz Statorzahnbereich
N	Nut	WR	Wärmequellennetz Randpunkt
NB	Nutbereich	WVE	Wärmeübergang Volumenelement Statorstab
NG	Nutgrundlage	Z	Zonen (-Faktor)
NV	Nutverschlusskeil	ZL	Zwischenlage

ΣE	Summe Eisen (-Verluste)	μ	Magnetisierungs (-Strom)
ΣKK	Summe Kühlkanäle	σ	Streu (-Reaktanz)
ΣL	Summe Leitermaterial		
ΣSW	Summe Stromwärme (-Verluste)		

Allgemeine Bezeichnungen

Anzahl	n	Matrix	$\underline{\underline{X}}$
Berechneter / geschätzter Wert	\hat{x}	Maximalwert	x_{\max}
Differenz zweier Größen	Δx	Minimalwert	x_{\min}
Effektivwert	x_{eff}	Mittelwert	\bar{x}
Funktion f an der Stelle x	$f _x$	Residuum	e
Gerichtete Größe	\bar{x}	Transponierte Matrix	$\underline{\underline{X}}^T$
Gradient	grad	Transponierter Vektor	\underline{x}^T
Inverse Matrix	$\underline{\underline{X}}^{-1}$	Vektor	\underline{x}
Koeffizient	k	Wahrscheinlichkeit	p
Komponente (i) eines Vektors	x_i	zu x „korrespondierender“ Wert	x^*
Komponente (i,j) einer Matrix	X_{ij}		

1 Einleitung

1.1 Motivation der Forschungsarbeit

Die Erzeugung elektrischer Energie erfolgt derzeit zu etwa 77 % in Kraftwerken, die fossile Energieträger (Öl, Gas, Kohle) oder nukleare Brennstoffe (Uran, Thorium) nutzen. Der verbleibende Anteil von ca. 23 % entfällt auf regenerative Energien (Wasser, Sonne, Wind, Biomasse, Gezeitenenergie etc.) /99.Si/. Es ist nicht zu erwarten, dass sich dieses Verhältnis in absehbarer Zukunft grundsätzlich verändert, wenn auch der Anteil regenerativer Energien sicherlich zunehmend an Bedeutung gewinnen wird. Derzeit werden Turbogeneratoren in einem Leistungsspektrum von 10 - 1800 MVA in Industriekraftwerken, GuD-Kraftwerken, Gasturbinenkraftwerken, Kohlekraftwerken und Kernkraftwerken eingesetzt. Die technische Weiterentwicklung des Turbogenerators kann als weitgehend abgeschlossen betrachtet werden^{2, 3}. Vor allem für Turbogeneratoren großer Leistung stehen die Betriebssicherheit und die maximale Verfügbarkeit im Vordergrund. Daher erlangen Monitoring-Systeme, die eine zustandsorientierte Revision ermöglichen, sowie Diagnosesysteme zur Früherkennung, Lokalisation und Ursachendefinition von Störungen immer größere Bedeutung.

Störungen der wassergekühlten Statorwicklung von Grenzleistungs-Turbogeneratoren in Kernkraftwerken oder großen Kohlekraftwerken können eine Überhitzung und Schädigung der Hochspannungsisolation von Statorstäben bewirken, die zu gravierenden Folgeschäden (z.B. Erdschluss) und langen Ausfallzeiten führen können. Wird eine derartige Störung rechtzeitig erkannt, können die Generatorleistung dem Grad der Kühlsystemstörung angepasst und gezielte Arbeiten bei der Revision geplant und vorbereitet werden, so dass der kontinuierliche sichere Kraftwerksbetrieb gewährleistet bleibt. Bestehende Diagnosesysteme wie auch das im Rahmen dieser Forschungsarbeit entwickelte Diagnosesystem basieren auf dem Prinzip der analytischen Redundanz und erfordern eine spezielle Messinstrumentierung. Die Messwerte der Warmwassertemperaturen aller Statorstäbe werden zur Fehlerdiagnose mit den entsprechenden, vom Diagnosesystem errechneten Referenzwerten verglichen.

² Bezeichnenderweise war die von der ETG (Energietechnische Gesellschaft im VDE) im September 1994 ausgerichtete Fachtagung „Turbo- und Hydrogeneratoren im Kraftwerk – Technik, Trends, Betriebserfahrungen“ die Nachfolgeveranstaltung zu einer 17 Jahre zurückliegenden Tagung entsprechender Thematik.

³ „Echte“ Weiterentwicklungen wie die eines Turbogenerators mit supraleitender Erregerwicklung für Leistungen über 2 GW /89.Ri/ sind über das Versuchsstadium nicht hinausgekommen. Der Bedarf an Turbogeneratoren dieser Größenordnung bestände beim derzeit nicht aktuellen Neubau größter Kernkraftwerke.

Bei bestehenden Diagnosesystemen werden die Referenzwerte der Warmwassertemperaturen aus algebraischen Gleichungen der Einflussgrößen (Temperaturen von Kaltwasser und Kaltgas, Strangströme, Kühlwasser-Differenzdruck) mit empirisch ermittelten Koeffizienten bestimmt. Daher ist die Anwendung derartiger Verfahren nur in quasi-stationären Betriebspunkten und mit eingeschränkter Empfindlichkeit (Toleranz ± 2 K) möglich. Das im Rahmen dieser Forschungsarbeit entwickelte modellbasierte, zustandsbeobachtergestützte Verfahren ermöglicht den kontinuierlichen Einsatz des Diagnosesystems mit verbesserter Empfindlichkeit (Toleranz $\pm 0,5$ K). Darüber hinaus werden interne, nicht oder nur mit großem messtechnischen Aufwand zugängliche Zustandsgrößen für ein Monitoring-System zur Verfügung gestellt. Schließlich kann die Inbetriebnahme des Diagnosesystems durch die automatische Auswertung von Datensätzen, die dynamische Vorgänge wie Änderungen des Betriebspunktes enthalten, an Stelle des ansonsten erforderlichen, zeit- und kostenintensiven Anfahrens einer Reihe charakteristischer Betriebspunkte deutlich vereinfacht werden.

1.2 Kühlsysteme von Turbogeneratoren – historische Entwicklung und Stand der Technik

Werner von Siemens entdeckte 1866 in etwa zeitgleich mit C. Wheatstone und C.F. Varley das dynamoelektrische Prinzip und erkannte das wirtschaftliche Potential dieser Entdeckung. In dem **Bild 1.1** ist eine dynamoelektrische Maschine von Werner von Siemens aus dem Jahre 1866 dargestellt. Die in den folgenden Jahren von Siemens & Halske gebauten Dynamomaschinen benötigten eine Wasserkühlung des Ankereisens und der Magnete, da das Eisen noch nicht unterteilt war und durch Wirbelströme beträchtlich erwärmt wurde. Die Blechung des Eisenkörpers wurde erstmals vom belgischen Elektrotechniker Z.T. Gramme um 1875 für eine Ringankermaschine durchgeführt.

Das Zeitalter der großtechnischen Stromerzeugung begann nach 1880, als in größerem Umfang elektrische Beleuchtungsanlagen und Kraftwerke gebaut wurden. Es bestanden zunächst verschiedene Stromsysteme (Gleichstrom, Wechselstrom, Drehstrom) nebeneinander, wobei der nur über eine begrenzte Distanz zu übertragende Gleichstrom bis etwa zum Jahre 1900 vorherrschte /97.Kö-We/. C.E.L. Brown entwickelte 1901 den Turbogenerator mit indirekter Luftkühlung in seiner im Prinzip auch heute noch üblichen Bauform. Dessen Leistung von 0,25 MVA wurde in den nachfolgenden Jahrzehnten kontinuierlich gesteigert, wobei die Weiterentwicklung der Kühlsysteme von entscheidender Bedeutung war (siehe **Tabelle 1.1**).

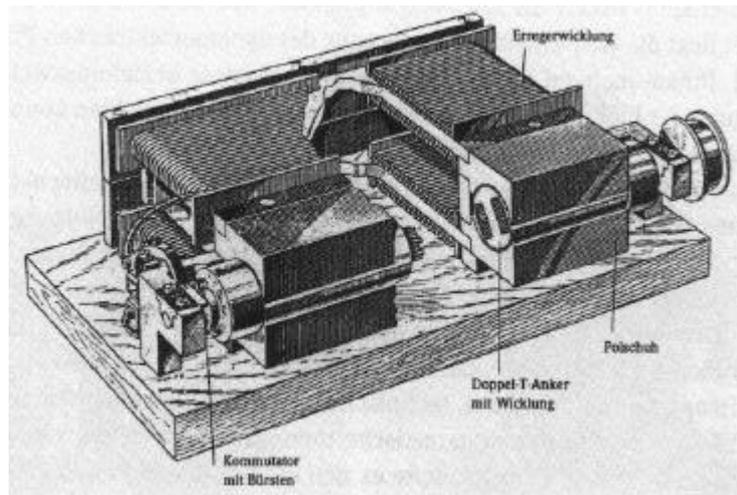


Bild 1.1: *Dynamoelctrische Maschine von Werner von Siemens, 1866
(Deutsches Museum München, aus /97.Kö-We/)*

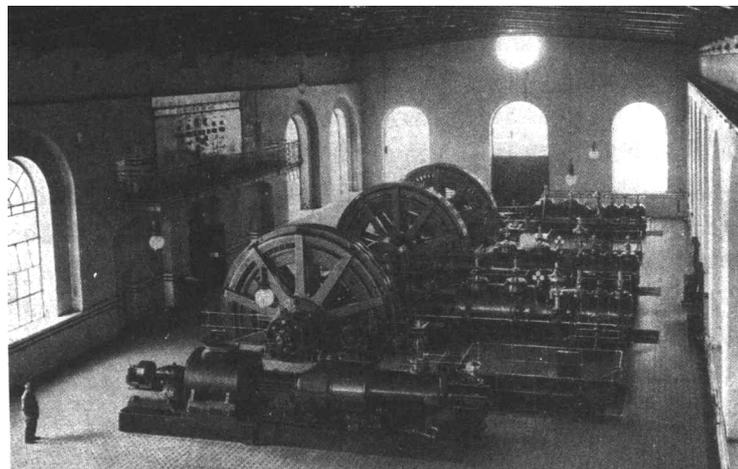


Bild 1.2: *Maschinenhalle des Städtischen Elektrizitätswerkes in Mannheim um 1908 mit 1,6 MW Turbogenerator und drei Kolbendampfmaschinen (ABB Archiv, aus /97.Kö-We/)*

Wie aus der **Tabelle 1.1** zu entnehmen ist, bestand bis Mitte der Siebziger Jahre und in Wechselwirkung mit Fortschritten im Bau größter Kraftwerke, insbesondere auch der Nutzung der Kernenergie, ein deutlicher Trend zu immer größeren Einheitenleistungen. Maßgeblichen Anteil an der technischen Realisierbarkeit hatte die Weiterentwicklung der Kühlsysteme, ohne die großen Fortschritte auf anderen Gebieten, wie z.B. der Schmiedetechnik oder der Hochspannungsisolationstechnik, unterbewerten zu wollen. Die größten Turbogeneratoren werden in Kernkraftwerken eingesetzt. Insbesondere die bestehenden deutschen Druckwasserreaktoren sind hinsichtlich der Stromerzeugung und der Blockgrößen weltweit führend⁴.

⁴ „So sind unter den Top Ten der Stromerzeugung [weltweit] ... 7 Anlagen aus Deutschland zu finden“
/98.Si/

1901	Prototyp eines 0,25 MVA Turbogenerators (C.E.L. Brown)
1904	1,0 MVA Turbogenerator mit Wasserkühlung des Statorgehäuses (AEG); Bild 1.2 zeigt die Maschinenhalle eines Elektrizitätswerkes aus dieser Zeit.
1912	Entwicklung direkt wassergekühlter Spulen für Laboratoriumsmagnete (Maschinenfabrik Oerlikon)
1915	Prototyp eines 6,25 MVA Turbogenerators mit indirekt wassergekühlter Rotorwicklung (General Electric)
1917	Konzeption, den Stator einer rotierenden Maschine unter Öl zu setzen; Realisierung 1923 für einen Umformer (Kando, Ungarn)
1919	Sechspoliger 60 MVA Turbogenerator (SSW)
1920	Überlegungen, Luft als Kühlmedium durch Helium oder Wasserstoff zu ersetzen
1924	Zweipoliger 32 MVA Turbogenerator (SSW)
1930	Vierpoliger 100 MVA Turbogenerator für Kraftwerke Zschornowitz (SSW)
1933	Zweipoliger 80 MVA Turbogenerator für Kraftwerk Schelle (SSW)
1935	Indirekte Wasserstoffkühlung von Turbogeneratoren „Stand der Technik“ (Westinghouse)
1938	Berechnung und Konstruktion ölgekühlter Statoren (Kraus)
1953	100 MW Turbogenerator mit direkt wasserstoffgekühlter Stator- und Rotorwicklung für Niagara Mohawk Power Corp. (Westinghouse)
1956	30 MW Turbogenerator mit direkt wassergekühlter Statorwicklung (England)
1959	60 MVA Versuchs- Turbogenerator mit direkt wassergekühlter Rotorwicklung (Elektrosila, Russland)
1964	Erster Turbogenerator mit direkt wassergekühlter Statorwicklung (Deutschland)
1966	100 MVA Versuchs- Turbogenerator mit direkt wassergekühlter Rotorwicklung (KWU)
1970	Zweipoliger 400 MVA Turbogenerator mit direkt wassergekühlter Stator- und Rotorwicklung „Stand der Technik“ (KWU, BBC)
1970	Zweipoliger 907 MVA Turbogenerator mit direkt wassergekühlter Statorwicklung (Westinghouse)
1973	Konzeption eines vollständig wassergekühlten 1630 MVA-Generators (BBC)
1974	Vierpoliger 1500 MVA Turbogenerator mit direkt wassergekühlter Stator- und Rotorwicklung, KKW Biblis (KWU)
1984	1525 MVA Turbogenerator Grand Gulf 1, größter Turbogenerator der USA
1985	vierpoliger 1640 MVA Turbogenerator, zweipoliger 1200 MVA Turbogenerator (Bild 1.3) „Stand der Technik“ (KWU)
1991	Versuchsbetrieb eines supraleitenden Rotors eines 850 MVA Turbogenerators (KWU)
1991	1800 MVA Turbogenerator „Stand der Technik“ (KWU)

Tabelle 1.1: Turbogeneratoren und ihre Kühlsysteme – historische Entwicklung (Angaben aus /73.Jä/, /77.St/, /91.Li/ und /97.Kö-We/)



Bild 1.3: 1200 MVA Turbogenerator KWU (aus Werksbroschüre KKW Gösgen/Schweiz)

Neue Kernkraftwerkstypen wie der European Pressurized Water Reactor (EPR) als deutsch-französische Gemeinschaftsentwicklung mit weiterentwickeltem Sicherheitskonzept werden mit Blockgrößen von 1500-1800 MW konzipiert /98.Si/, d.h. im Bereich der Obergrenze derzeit realisierter Einheitenleistungen und damit auch dem derzeitigen Entwicklungsstand hinsichtlich der einzusetzenden Turbogeneratoren entsprechend. Der Einsatz supraleitender Generatoren, in /73.Jä/ bereits für das Jahr 1985 prognostiziert, ist nicht vorgesehen. Derartige Entwicklungen wurden bereits im Versuchsbetrieb erprobt /89.Ri/, sind aber derzeit nicht aktueller Gegenstand der Forschung. Die **Tabelle 1.2** gibt das aktuelle Leistungsspektrum von Turbogeneratoren wieder.

Kühlung Statorwicklung	Kühlung Rotorwicklung	Kühlung Blechkörper	Leistungsspektrum	Anwendungsbereich
Luft indirekt	Luft indirekt	Luft indirekt	10-50 MVA	Industriekraftwerke
Luft indirekt	Luft radial	Luft direkt	30-260 MVA	GuD-Kraftwerke
Wasserstoff indirekt	Wasserstoff direkt	Wasserstoff direkt	100-420 MVA	Gasturbinenkraftwerke
Wasserstoff axial	Wasserstoff direkt	Wasserstoff direkt	400-950 MVA	Große Kohlekraftwerke
Wasser direkt	Wasserstoff direkt	Wasserstoff direkt	600-1400 MVA	Größte Kohlekraftwerke, Kernkraftwerke
Wasser direkt	Wasser direkt	Wasserstoff direkt	1000-1800 MVA	Kernkraftwerke

Tabelle 1.2: Aktuelles Leistungsspektrum von Turbogeneratoren (Angaben aus /89.We/, /91.Li/, /95.St-Li-Sc/)

Die in dieser Arbeit betrachteten Turbogeneratoren größter Leistung (Grenzleistungs-Turbogeneratoren) werden in großen Kohle- und Kernkraftwerken eingesetzt. Die auftretenden Verlustleistungen liegen bei maximal 10 MW. Die Ursachen für die Verlustleistungen sind elektromagnetischer und mechanischer Natur. Die elektromagnetischen Verluste bestehen aus folgenden Komponenten:

- Ohm'sche Verluste und Zusatzverluste der Statorwicklung,
- Ohm'sche Verluste der Rotorwicklung,
- Eisenverluste des magnetischen Kreises,
- Eisenverluste in anderen Metallteilen (Druckplatte usw.).

Die Ableitung von Wärmeenergie erfolgt durch die thermischen Vorgänge der Wärmeleitung und der Konvektion, die Wärmestrahlung ist irrelevant. Für Turbogeneratoren großer Leistung haben sich drei Konfigurationen hinsichtlich der Kühlsysteme bewährt:

- direkte Wasserstoffkühlung der Statorwicklung, der Rotorwicklung und des Statorblechkörpers (bis 950 MVA),
- direkte Wasserstoffkühlung der Rotorwicklung und des Statorblechkörpers, direkte Wasserkühlung der Statorwicklung (bis 1400 MVA),
- direkte Wasserkühlung der Statorwicklung und der Rotorwicklung, Wasserstoffkühlung des Statorblechkörpers (bis 1800 MVA).

1.3 Fehlerdiagnose der wassergekühlten Statorwicklung von Turbogeneratoren

1.3.1 Fehlerursachen

Bei der direkten Wasserkühlung der Statorwicklung von Turbogeneratoren sind die parallelen Teilleiter eines Stabes teilweise als Hohlleiter mit einer Kühlkanalquerschnittsfläche zwischen 6 und 12 mm² ausgeführt. Die Hohlleiter bestehen im Allgemeinen aus Kupfer, in Sonderfällen aus Stahl⁵. Bei einer lokalen Anhäufung nicht ausreichend gekühlter Teilleiter tritt eine unzulässige Erwärmung (Heißpunkttemperatur) auf, die zur Zerstörung der Isolierung und zum Abschmelzen des Stabes bis hin zum Erdschluss mit Folgeschäden im Statorblechkörper führen kann /86.PI-Em-Sc/, /90.Sc-Em/.

⁵ Die Verwendung von Stahl für Hohlteilleiter wird selten propagiert, jedoch z.B. in /89.We/ und /94.So/.

Schon ein kleiner Anteil verstopfter Hohlteileiter eines Stabes und eine resultierende geringe zusätzliche Kühlwassererwärmung kann eine **erhebliche Heißpunkterwärmung** bewirken. Wie aus **Bild 1.4** zu entnehmen ist, verursacht z.B. ein zehnpromzentiger Anteil verstopfter Hohlteileiter eine Heißpunkterwärmung auf das 3,5-fache des Nennwertes.

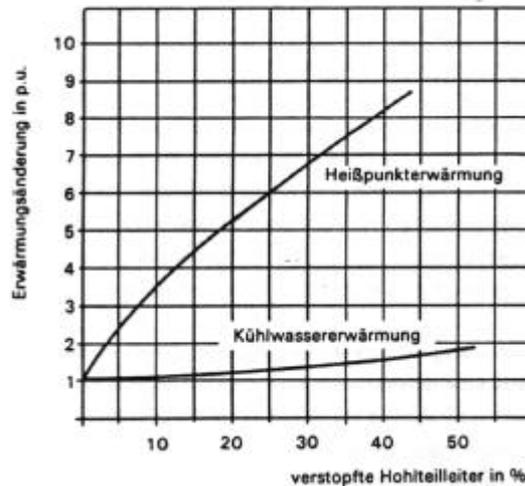


Bild 1.4: Heißpunkterwärmung in Abhängigkeit vom Anteil verstopfter Hohlteileiter
(aus /86.PI-Em-Sc/)

Folgende Fehlerursachen sind in diesem Zusammenhang aufgetreten⁶:

- Ablagerungen in den Hohlteilleitern durch Korrosionsprodukte bis hin zur völligen Teileiterverstopfung (mittel- bis langfristig auftretende Fehler),
- teilweise Verstopfung von Wasserkammern durch im Kühlrohrsystem befindliches Dichtungsmaterial (kurzfristig auftretende Fehler).

Das in der Vergangenheit am häufigsten aufgetretene Problem der Bildung von Ablagerungen in den Hohlteilleitern ist durch Fortschritte in der Konditionierung des Kühlwassers abgemildert worden /79.Se/, /80.Os/, /82.Dö-Pa/, /83.Se/, /86.PI-Em-Sc/, /90.Sc-Em/. Durch Nachspeisen nicht entgastem Wassers oder die vorübergehende Undichtigkeit von Pumpen oder Armaturen dringt Luft in das Kühlsystem ein, die Aufnahme von Kohlendioxid bewirkt dann die Bildung von Kohlensäure im Kühlwasser. Die Korrosionsrate des Kupfers steigt durch die Zunahme des Sauerstoffgehaltes und die Abnahme des pH-Wertes. Bei einem Sauerstoffgehalt von weniger als 100 µg/l bildet sich Kupfer(I)oxid Cu₂O, ansonsten Kupfer(II)oxid CuO.

⁶ In /94.Rö/ wird als mögliche Fehlerursache der Bruch von Teileitern angeführt, andere Autoren betrachten dies als mögliche Folge nach dem Abschmelzen der Isolierung.

Die Löslichkeit dieser Korrosionsprodukte ist vom pH-Wert abhängig und bleibt solange erhöht, bis der eingedrungene Sauerstoff verbraucht ist (Zeitbereich: einige Minuten bis zu einigen Stunden /83.Se/). Bei abnehmender Löslichkeit kommt es zur Ausfällung von Feststoffen. Ablagerungen in den Teilleitern bilden sich insbesondere an den Kröpfstellen des Roebel-Stabes sowie am Ein- und Austritt, d.h. in den Bereichen erhöhter Strömungsturbulenz /90.Sc-Em/, wie auch **Bild 1.5** und **Bild 1.6** zu entnehmen ist.



Bild 1.5: Ablagerungen in einem Hohlteilleiter (aus /90.Sc-Em/)
v.l.n.r.: gleichförmige Riffelbildung, örtlich verstärkt angelagerte Korrosionsprodukte;
Verengung mit geringem Restquerschnitt

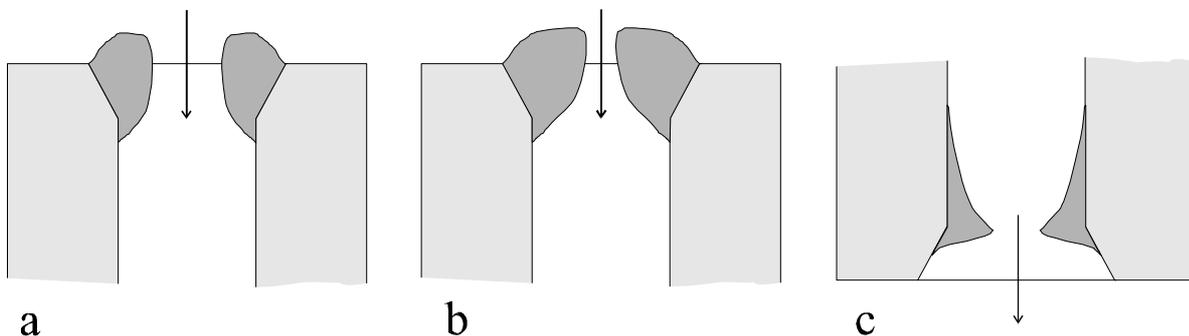


Bild 1.6: Ablagerungen am Hohlteilleiter Ein- bzw. Austritt (nach /90.Sc-Em/)
a, b: Verengungen am Stabeintritt, c: Verengung am Stabaustritt

Problematisch ist eine durch Verschleiß sich langsam erhöhende Undichtigkeit (z.B. der Gleitringdichtung der Kreislaufpumpe, deren Standzeit maximal zwei Jahre beträgt /83.Se/), bei der sich zunächst Cu_2O und im weiteren Verlauf bei vermehrtem Lufteintritt CuO bildet, da die so entstehenden Doppelschichten eine deutliche Querschnittsreduzierung der Hohlteilleiter bewirken /79.Se/. Ein derartiger Fehler wird **nicht** rechtzeitig erkannt, wenn die Messung der Sauerstoffkonzentration nur monatlich mit Laborgeräten erfolgt, wie in /90.Sc-Em/ empfohlen.

Ablagerungen können durch Reinigungsmaßnahmen der Stäbe, wie die Schwallwasserspülung oder das Beizen mit Schwefel- oder Phosphorsäure (in Abhängigkeit von der Art der Ablagerungen) /90.Sc-Em/ bzw. Ethylendiamintetraessigsäure (EDTA) /83.Se/, beseitigt werden.

Die teilweise Verstopfung von Wasserkammern durch im Kühlrohrsystem befindliches Dichtungsmaterial stellt eine weitere Fehlerursache dar. Im Gegensatz zu der mittel- bis langfristig erfolgenden Ausbildung von Ablagerungen in den Hohlteileitern, die alle Stäbe in ähnlicher Weise betrifft und sich grundsätzlich als Trend feststellen lässt, erfolgt die teilweise Verstopfung von Wasserkammern durch Dichtungsmaterial kurzfristig und betrifft nur einzelne Stäbe bzw. einen einzelnen Stab. Es ist daher besonders wichtig, einen derartigen Fehler rechtzeitig diagnostizieren zu können.

Leckagen der wassergekühlten Statorwicklung, meist durch Löt-poren hervorgerufen, können über den Druckanstieg im Primärwasserbehälter detektiert werden, sind jedoch schwierig zu lokalisieren /86.Pl-Em-Sc/.

1.3.2 Historische Entwicklung und Stand der Technik

Nach der Einführung von Turbogeneratoren mit wassergekühlter Statorwicklung Ende der Sechziger Jahre traten zunächst eine Reihe schwerwiegender Schäden durch die Verstopfung von Statorstäben und die daraus resultierenden Folgen auf. Da kaum Möglichkeiten bestanden, derartige Fehler rechtzeitig zu erkennen (von Temperaturmessungen durch Thermoelemente im Statoreisen abgesehen, die jedoch auf Grund ihrer begrenzten Anzahl nur einen Bruchteil des Statorvolumens erfassen können), kam es zu mehreren Totalausfällen. Die Fehler konnten sich in vollem Umfang auswirken, erst die Schutzeinrichtungen nach einem Kurzschluss zwischen Statoreisen und Statorwicklung nahmen den Generator vom Netz, mitunter auch das Bedienungspersonal nach so offensichtlichen Fehlermerkmalen wie inneren Explosionen /82.Lo/.

Ein erstes Diagnosegerät, der Core bzw. Condition Monitor, wurde 1970 von General Electric entwickelt /73.Ca-Ba-Ec/. Isolationsmaterial, welches einer unzulässig hohen Temperatur ausgesetzt ist (über 180°C), beginnt sich chemisch zu zersetzen. Dabei werden organische Gase wie Ethan oder Ethylen sowie Partikel in einem begrenzten Zeitraum freigesetzt. Während ein Konzentrationsanstieg der organischen Gase auf Grund der ohnehin vorhandenen Verunreinigungen des Wasserstoffgases und darüber hinaus deren Abhängigkeit von der Was-

serstoffaufbereitung nicht zum soliden Nachweis einer Störung genügt, konnte sich die Methode der Partikeldetektion durch eine Ionenkammer nach dem Prinzip eines Rauchmelders etablieren. Damit konnten mehrfach Störungen größeren Ausmaßes, auch durch die Verstopfung von Statorstäben, verhindert werden /82.Lo/. Durch zusätzlich aufgebraute Beschichtungen („Opferfarben“), die bei dem Erreichen einer bestimmten Temperatur auch unterhalb des Bereiches kritischer Temperaturen Partikel freisetzen, können sich anbahnende Fehler im Prinzip erkannt werden. Ebenso wurden zur möglichen Fehlerlokalisierung verschiedene Bereiche mit unterschiedlichen Beschichtungen versehen. Da der Condition Monitor nur das Auftreten von Partikeln, nicht aber deren Zusammensetzung nachweist, muss bei einem Alarm eine Analyse durch Massenspektrometrie und ggfs. Gaschromatographie erfolgen. Nachteilig an diesem Verfahren ist, dass eine Alarmmeldung erst erfolgt, wenn die Isolation bzw. die Beschichtung sich bereits chemisch verändert hat. An der betreffenden Stelle verschlechtern sich die Isolationseigenschaften und die nochmalige Überhitzung dieser Stelle bewirkt keine Alarmmeldung, da keine weiteren Partikel abgegeben werden können. Die Interpretation aufgetretener Alarme und insbesondere die Fehlerlokalisierung sind schwierig /90.Br-Br/.

Zur Detektion und Lokalisierung von Fehlern der wassergekühlten Statorwicklung wurde der Einbau von Widerstandsthermometern in jede Nut empfohlen /74.Ga-Sc-Wa/. Wird der Sensor unterhalb des Nutverschlusskeiles angebracht, können nur Fehler des Oberlagestabes detektiert werden. Zudem ist die Empfindlichkeit für Fehler über den gesamten Querschnitt eines Oberlagestabes nicht identisch. In /94.Po/ wird zudem auf das Problem der Zeitabhängigkeit der Anpresskraft zwischen Nutverschlusskeil und Statorstab hingewiesen, da über die resultierende Wärmeleitfähigkeit der Temperaturmesswert stark beeinflusst wird. Der Sensor kann jedoch auch in der Zwischenlage zwischen Ober- und Unterlagestab angebracht werden /97-1.Ri/.

Im Allgemeinen werden Thermoelemente oder Widerstandsthermometer in den Kühlmittelaustritten sämtlicher Stäbe zur Messung der Warmwassertemperaturen angeordnet, wie z.B. in /86.Em-Kr/ und /97-2.Ri/ propagiert. Die in /74.Ga-Sc-Wa/ geäußerte Befürchtung, dass „ein Element bei völliger Verstopfung des überwachten Stabes Umgebungstemperatur annimmt und seinen Zweck nicht erfüllt“, ist nicht nachvollziehbar, ließe sich dieser Fehler doch sogar mit einfachen signalbasierten Diagnoseverfahren nachweisen. Derartige Systeme haben sich grundsätzlich seit über einem Jahrzehnt im Einsatz bewährt, so wurde u.a. der Bruch von Teilleitern im Stab eines 1300 MW-Generators rechtzeitig detektiert /94.Rö/. Um die Abhän-

gigkeit der gemessenen Warmwassertemperaturen von der Umgebungstemperatur (Kühlgas-temperatur) zu reduzieren, können optische Sensoren verwendet werden /97-2.Ri/.

Die direkte Messung aller Teilvolumenströme in den einzelnen Stäben mittels eines auf dem Prinzip des Doppler-Effektes beruhenden Ultraschallverfahrens ist in Anbetracht des hohen technischen und finanziellen Aufwandes derzeit nicht realisierbar /94.Rö/. Gleichwohl ist dies für einzelne Stäbe, z.B. nach einer Revision, möglich /92.Er/.

Die bestehenden Diagnoseverfahren beruhen auf dem Prinzip der analytischen Redundanz und erfordern eine spezielle Messinstrumentierung, sind jedoch häufig recht elementar. Dennoch haben sich derartige Systeme seit über einem Jahrzehnt grundsätzlich im Einsatz bewährt. Die Messwerte der Warmwassertemperaturen aller Statorstäbe werden mit den entsprechenden, vom Fehlerdiagnosesystem errechneten Referenzwerten verglichen. So wird beispielsweise in /97-2.Ri/ wie schon in /86.Em-Kr/ der Referenzwert der Warmwassertemperatur des i -ten Stabes \hat{T}_{Wwi} aus einem Polynom 2. Ordnung mit dem Strangstrom I_S und der Druckdifferenz des Kühlwassers Δp_W bestimmt:

$$\hat{T}_{Wwi} = \left[k_{i0}(T_{Wk} - T_{Gk}) + k_{i1}(T_{Wk} - T_{Gk}) \cdot I_S + k_{i2}(T_{Wk} - T_{Gk}) \cdot I_S^2 \right] \cdot \frac{1}{\sqrt{\Delta p_W}} \quad (1.1)$$

Basierend auf einer Tabelle von Werten („Fingerprint“), die für jeden Stab den fehlerfreien Zustand repräsentiert und deren Werte an drei Betriebspunkten (gekennzeichnet durch die mittleren Strangströme I_{S1}, I_{S2}, I_{S3}) bei jeweils drei verschiedenen Kühlmitteltemperaturdifferenzen (Kaltwassertemperatur abzüglich Kaltgastemperatur $(T_{Wk} - T_{Gk})_i, i = 1,2,3$) bei konstanter Druckdifferenz des Kühlwassers aufgenommen wurden, werden die Koeffizienten k_{ij} der Polynome für die Warmwassertemperaturen \hat{T}_{Wwi} in Abhängigkeit von der momentanen Kühlmitteltemperaturdifferenz linear interpoliert /86.Em-Kr/.

Die Anwendung des Verfahrens ist nur in quasi-stationären Betriebspunkten („Beharrungszustand“) und mit eingeschränkter Empfindlichkeit (Toleranz ± 2 K) möglich. Die Aufnahme der Referenzwerte („Fingerprint“) ist zeit- und kostenaufwendig und zudem mit Unsicherheiten verbunden, z.B. der Annahme einer konstanten Druckdifferenz Δp_W während der Aufnahme des Fingerprints. Darüber hinaus werden der Kühlwasser-Volumenstrom und der Gasdruck nicht berücksichtigt. Man kann ein derartiges Verfahren somit eher den klassischen signalbasierten als den modellbasierten Verfahren zurechnen (s. Absatz 1.4).

1.4 Fehlerdiagnoseverfahren in der Automatisierungstechnik – Stand der Technik

Komplexe technische Systeme müssen hohe Anforderungen hinsichtlich Zuverlässigkeit, Verfügbarkeit und Sicherheit erfüllen und daher über intelligente und umfassende Fehlermanagement- sowie Monitoringkonzepte verfügen. Robustheit gegenüber auftretenden Fehlern kann durch eine geeignete Festlegung von Konstruktionsmerkmalen bzw. Systemkomponenten sowie durch eine geeignete Betriebsweise bis zu einem gewissen Grade gewährleistet werden (passive Fehlermanagementverfahren). Ergänzend dazu können aktive Fehlermanagementverfahren im Fehlerfall korrigierend in die Systemabläufe eingreifen. Die Gewichtung von passiven und aktiven Verfahren erfolgt nach ökonomischen Gesichtspunkten.

Die Fehlerdiagnose ist neben der Risikoabschätzung zentraler Bestandteil eines aktiven Fehlermanagementverfahrens. Zu den wichtigsten Aufgaben der Fehlerdiagnose gehört die Fehlerfrüherkennung. Dies erfordert eine hohe Fehlerempfindlichkeit, auf Grund von Parameteränderungen des Systems sowie der Einwirkung von Störgrößen auf das System besteht jedoch die Gefahr von Fehlalarmen. Die Qualität der Fehlerdiagnose lässt sich durch das Verhältnis der Fehlerempfindlichkeit zur Fehlalarmrate angeben. Zudem ist es von großer Bedeutung, ob die Fehlerdiagnose unabhängig vom Betriebspunkt kontinuierlich erfolgen kann oder nicht. Die Fehlerdiagnoseverfahren werden üblicherweise, wie in **Bild 1.7** dargestellt, in signalbasierte, modellbasierte und wissensbasierte Verfahren eingeteilt, jedoch sind auch Mischformen denkbar.

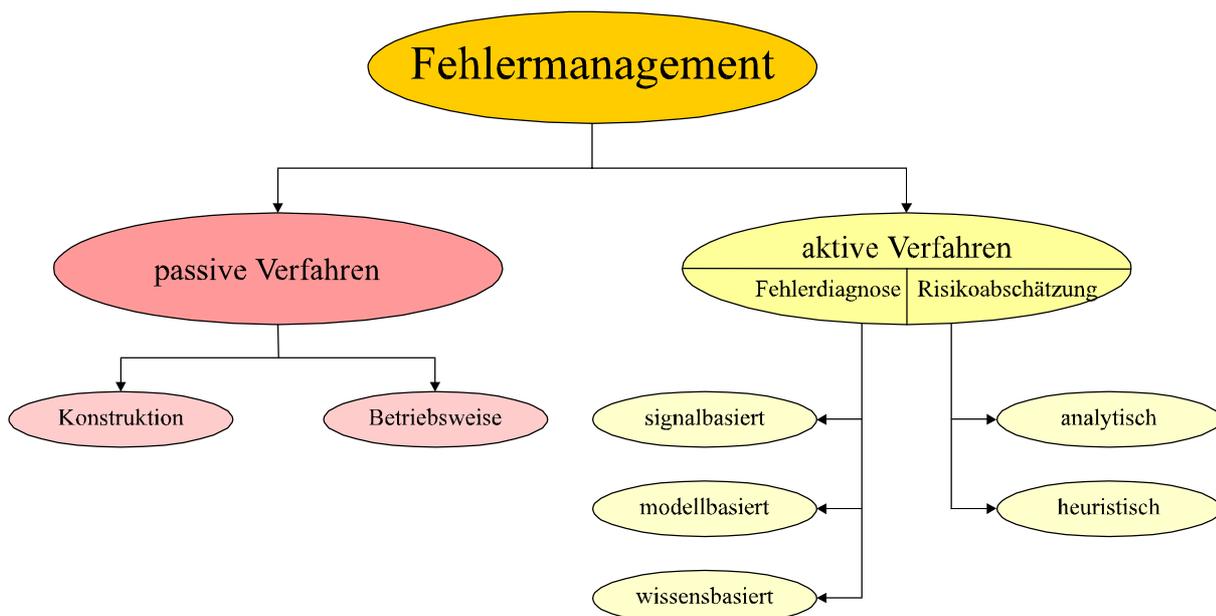


Bild 1.7: Fehlermanagement technischer Systeme

Bewährte signalbasierte Verfahren, wie Spektralanalyse, Grenzwertüberwachung, Mustererkennung oder physikalische Redundanz, zeichnen sich durch geringe Komplexität und große Robustheit aus, erfordern jedoch einen vergleichsweise hohen Hardware- und Messaufwand. Die Leistungsfähigkeit derartiger Verfahren hinsichtlich ihrer Eignung für dynamische Prozesse oder zur Fehlerfrüherkennung ist beschränkt /94.Fr/.

Insbesondere computergestützte, modell- sowie wissensbasierte Fehlerdiagnoseverfahren haben in den letzten Jahren stark an Bedeutung gewonnen. Die ohnehin z.B. in der Leitwarte vorhandenen Messsignale sind oftmals ausreichend, um Referenzwerte des fehlerfreien Systems zu bestimmen mit dem Ziel, diese mit den entsprechenden gemessenen Werten, die die auftretenden Fehler des Systems widerspiegeln, zu vergleichen (Residuengenerierung). Bei diesen Verfahren sind Hardware- und Messaufwand im Gegensatz zum Softwareaufwand gering, die Leistungsfähigkeit hinsichtlich der Eignung für dynamische Prozesse oder zur Fehlerfrüherkennung ist als hoch zu bezeichnen /94.Fr/.

Die Referenzwerte des fehlerfreien Systems werden bei wissensbasierten Fehlerdiagnoseverfahren durch qualitative Modelle ("Wissensbeobachter") oder künstliche neuronale Netze bestimmt. Die Nachteile liegen in der verhältnismäßig geringen Fehlerempfindlichkeit bei der Anwendung von Wissensbeobachtern und der vollständig fehlenden Transparenz bei der Anwendung von neuronalen Netzen.

Bei modellbasierten Fehlerdiagnoseverfahren hingegen werden die Referenzwerte des fehlerfreien Systems durch quantitative Modelle im Verbund mit Parameterschätzverfahren /93.Is/ oder diagnostischen Beobachtern bzw. Kalman-Filtern bestimmt /89.Pa-Fr-Cl/. Die Robustheit derartiger Verfahren ist vom Aufwand der Modellbildung und der Anzahl der berücksichtigten Einflussgrößen abhängig. Insbesondere für Parameterschätzverfahren gilt zudem die Einschränkung, dass die Anwendung bei Systemen höherer Ordnung oder bei Systemen, die sich hauptsächlich im stationären Betrieb befinden, mit Schwierigkeiten verbunden ist.

Oftmals ist eine Kombination der genannten Verfahren sinnvoll, z.B. die Ergänzung eines modellbasierten Verfahrens für die Teile des Systems, die eine Modellbildung mit vertretbarem Aufwand erlauben, durch eine wissensbasierte Komponente zur Berücksichtigung von Erfahrungswissen für die übrigen Teile des Systems. In Anbetracht der Tatsache, dass auch die Kenntnis der Systemzustandsgrößen (Monitoring) weiter an Bedeutung gewinnen wird, bieten Zustandsbeobachter reinen Ausgangsbeobachtern (diagnostischen Beobachtern) gegenüber den Vorteil, beide Anforderungen erfüllen zu können.

1.5 Zielsetzung und Konzept der Forschungsarbeit

In dieser Arbeit wird die thermische Fehlerdiagnose der wassergekühlten Statorwicklung von Grenzleistungs-Turbogeneratoren betrachtet.

Zunächst wurden in diesem Kapitel die historische Entwicklung und der Stand der Technik von Turbogeneratoren, deren Kühlsystemen und den realisierten Diagnosesystemen zur Fehlerdiagnose der wassergekühlten Statorwicklung dargestellt. Außerdem wurde eine Zusammenstellung moderner Fehlerdiagnoseverfahren in der Automatisierungstechnik angegeben. Es wurde auf die Notwendigkeit einer Verbesserung der Empfindlichkeit und des zeitkontinuierlichen Einsatzes von Diagnosesystemen zur Fehlerdiagnose der wassergekühlten Statorwicklung sowie auf die zunehmende Bedeutung von Monitoring-Systemen hingewiesen.

Die Fehlerursachen für die Verstopfung von Hohlteilleitern der wassergekühlten Statorwicklung sind Ablagerungen in den Hohlteilleitern durch Korrosionsprodukte bis hin zur völligen Teilleiterverstopfung (mittel- bis langfristig auftretende Fehler) sowie die teilweise Verstopfung von Wasserkammern durch im Kühlrohrsystem befindliches Dichtungsmaterial (kurzfristig auftretende Fehler). Die Messwerte der Warmwassertemperaturen aller Statorstäbe werden zur Fehlerdiagnose mit den entsprechenden, vom Diagnosesystem errechneten Referenzwerten verglichen. Bei bestehenden Diagnosesystemen werden die Referenzwerte der Warmwassertemperaturen aus algebraischen Gleichungen der Einflussgrößen (Temperaturen von Kaltwasser und Kaltgas, Strangströme, Kühlwasser-Differenzdruck) mit empirisch ermittelten Koeffizienten bestimmt. Daher ist die Anwendung derartiger Verfahren nur in quasi-stationären Betriebspunkten und mit eingeschränkter Empfindlichkeit (Toleranz ± 2 K) möglich.

In **Kapitel 2** wird die thermische Modellierung von Grenzleistungs-Turbogeneratoren angegeben, unterteilt in Teilmodelle für

- Statorwicklung: Wasserkühlung und Stromwärmeverluste,
- Rotorwicklung: Kühlung und Stromwärmeverluste,
- Statorblechkörper: Wasserstoffkühlung, Eisenverluste und Wärmequellennetz.

Es besteht ein Wärmeenergieaustausch zwischen den Statorstäben und dem Statorblechkörper durch Wärmeleitung sowie zwischen den Statorstäben und dem Kühlgas in den Kühlschlitzten, im Luftspalt und im Wickelkopfbereich durch Konvektion. Die Erwärmung des Kühlwassers und damit verbunden der zu bestimmende Referenzwert für die Warmwassertemperatur im

fehlerfreien Zustand hängen somit von den im jeweiligen Statorstab entstehenden Stromwärmeverlusten **und** diesem zu berücksichtigenden Wärmeenergieaustausch ab.

Die Verluste der Rotorwicklung werden bei direkter Wasserkühlung vollständig an das Rotor-kühlwasser abgegeben, eine Kopplung mit den anderen Kühlsystemen liegt nicht vor. Bei direkter Wasserstoffkühlung der Rotorwicklung hingegen tritt das erwärmte Kühlgas in den Luftspalt ein und bewirkt eine Kopplung mit den anderen Kühlsystemen.

Für die Kühlsysteme, die Verluste und den Statorblechkörper werden daher entsprechende Teilmodelle benötigt. Damit werden die Ziele verfolgt, die Empfindlichkeit des Diagnosesystems durch Einbeziehung zusätzlicher Einflussgrößen zu verbessern und den zeitkontinuierlichen Einsatz des Diagnosesystems durch die Berücksichtigung von Erwärmungs- und Abkühlungsvorgängen, repräsentiert durch das Differentialgleichungssystem des Wärmequellen-netzes für den Statorblechkörper, zu ermöglichen. **Bild 1.8** verdeutlicht die Kopplung der in **Kapitel 2** beschriebenen Teilmodelle.

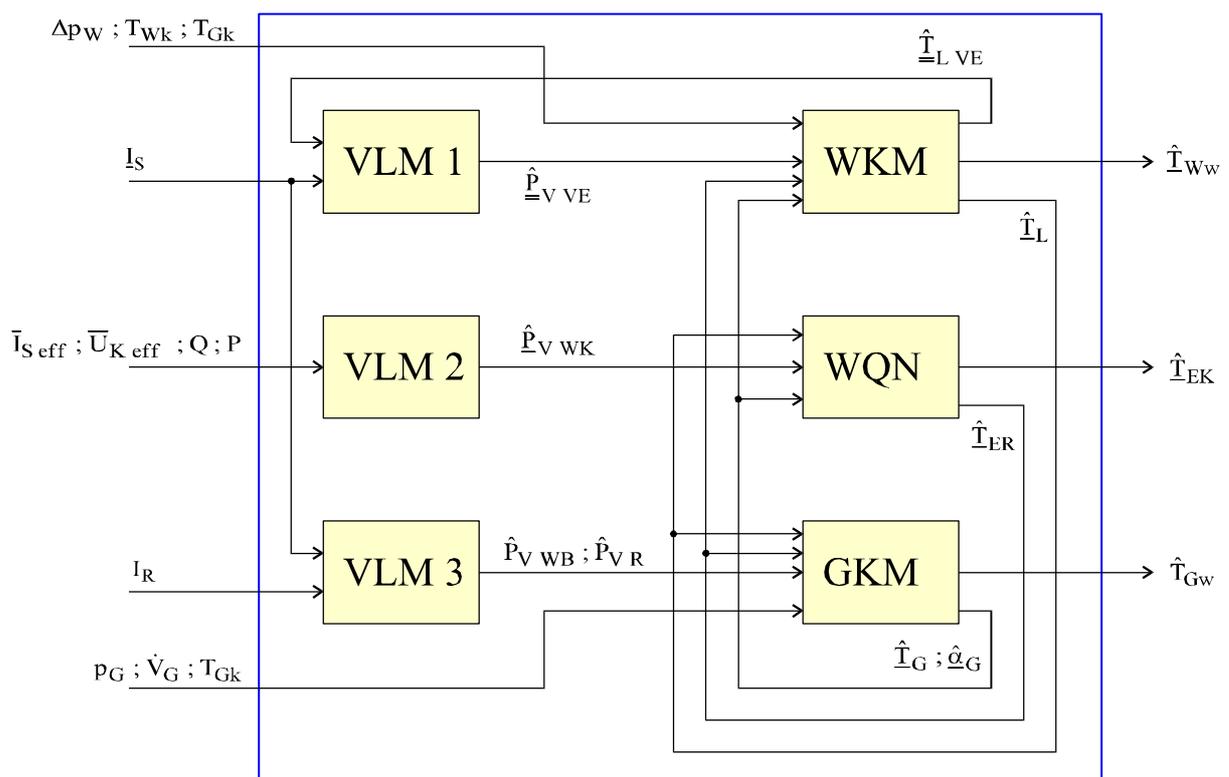


Bild 1.8: Kopplung der Teilmodelle

Bezeichnungen: WKM Wasserkühlungsmodell; GKM Gaskühlungsmodell, WQN Wärmequellenetz des Statorblechkörpers, VLM 1..3 Verlustleistungsmodelle (Stromwärmeverluste, Eisenverluste, Rotorverluste).

Die für den Wärmeenergieaustausch relevanten Temperaturen (Kühlgastemperaturen und Eisenrandtemperaturen im Nutbereich) werden, wie in **Kapitel 3** beschrieben, durch einen Zustandsbeobachter für die Eisenkerntemperaturen rekonstruiert. Als Rückführungsgröße wird die Warmgastemperatur verwendet, da diese Größe die Erwärmungs- und Abkühlungsvorgänge des Statorblechkörpers wiedergibt. Die Bestimmung der Beobachter-Rückführungskoeffizienten erfolgt nach der Methode der Polfestlegung.

Einige wenige Modellparameter, wie die Koeffizienten für die Zusatzverluste in den Statorwicklungen, werden durch eine auf Messdaten basierende Parameteroptimierung bestimmt. Die hydraulischen Durchmesser der Kühlkanäle der einzelnen Statorstäbe als für die thermische Fehlerdiagnose der wassergekühlten Statorwicklung zentralen Modellparameter werden in der Inbetriebnahmephase des Diagnosesystems als „Fingerprint“, der den fehlerfreien Zustand repräsentiert, ebenfalls durch Parameteroptimierung bestimmt. Die Inbetriebnahme des Diagnosesystems kann durch die automatische Auswertung von Datensätzen, die dynamische Vorgänge wie Änderungen des Betriebspunktes enthalten, an Stelle des ansonsten erforderlichen, zeit- und kostenintensiven Anfahrens einer Reihe charakteristischer Betriebspunkte deutlich vereinfacht werden.

Für die Bewertung der Beobachterfehler (Residuen) wird eine mit Fuzzy-Logik operierende Diagnosekomponente vorgeschlagen. Auf diese Weise kann auch zusätzliches Expertenwissen berücksichtigt werden.

Die modellbasierte, beobachtergestützte Residuengenerierung wird an Messdaten, die im Kernkraftwerk Unterweser aufgenommen wurden, verifiziert. Es zeigt sich, dass das im Rahmen dieser Forschungsarbeit entwickelte Diagnosesystem kontinuierlich und mit verbesserter Empfindlichkeit (Toleranz $\pm 0,5$ K) eingesetzt werden kann. Darüber hinaus werden interne, nicht oder nur mit großem messtechnischen Aufwand zugängliche Zustandsvariablen für ein Monitoring-System zur Verfügung gestellt.

In **Kapitel 4** wird eine Zusammenfassung und ein Ausblick angegeben.

Anhang und Literaturverzeichnis sowie die Liste der verwendeten Abkürzungen und Formelzeichen vervollständigen die vorliegende Arbeit.

2 Thermische Modellierung von Grenzleistungs-Turbogeneratoren

2.1 Wasserkühlung und Stromwärmeverluste der Statorwicklung

2.1.1 Systembeschreibung

Bei der direkten Wasserkühlung der Statorwicklung sind die parallelen Teilleiter der Statorstäbe teilweise als Hohlleiter mit einer rechteckigen Kühlkanalquerschnittsfläche zwischen 6 und 12 mm² ausgeführt, wie in **Bild 2.1** dargestellt. Die Teilleiter sind gegeneinander isoliert (lackgetränkte Glasfaserisolation) und zur Vermeidung von „Schlingströmen“ in einem Roebel-Stab gemäß **Bild 2.2** angeordnet.

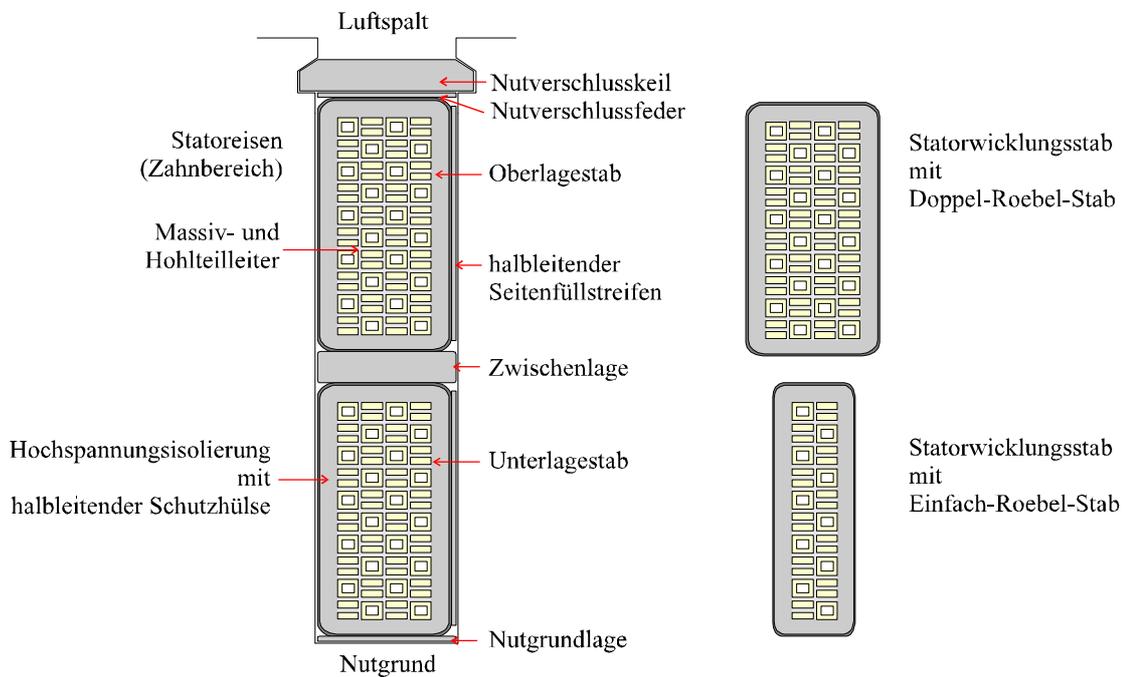


Bild 2.1: Nutfüllung; Schnitt wassergekühlter Statorstäbe

Die Hauptisolation des Roebel-Stabes besteht aus einer kontinuierlich über die ganze Länge des Stabes gewickelten Bandisolation (Trägermaterial: Glasgewebe, eigentliches Isoliermaterial: Glimmervlies), die mit einem Kunstharz unter Vakuum imprägniert und ausgehärtet wird (Vaccuum Pressurized Impregnation, VPI-Verfahren).

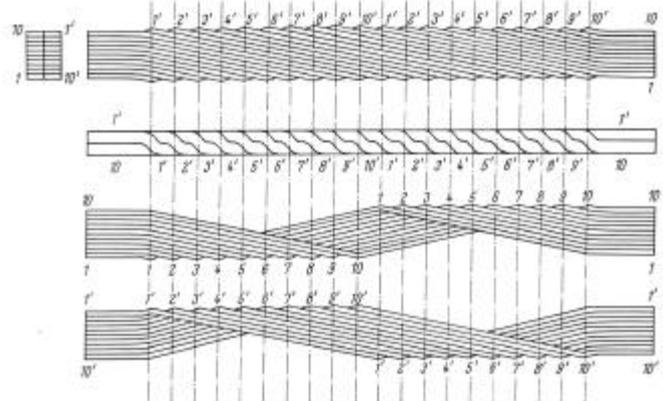


Bild 2.2: Roebel-Stab (aus /67.Wi-Ke/)

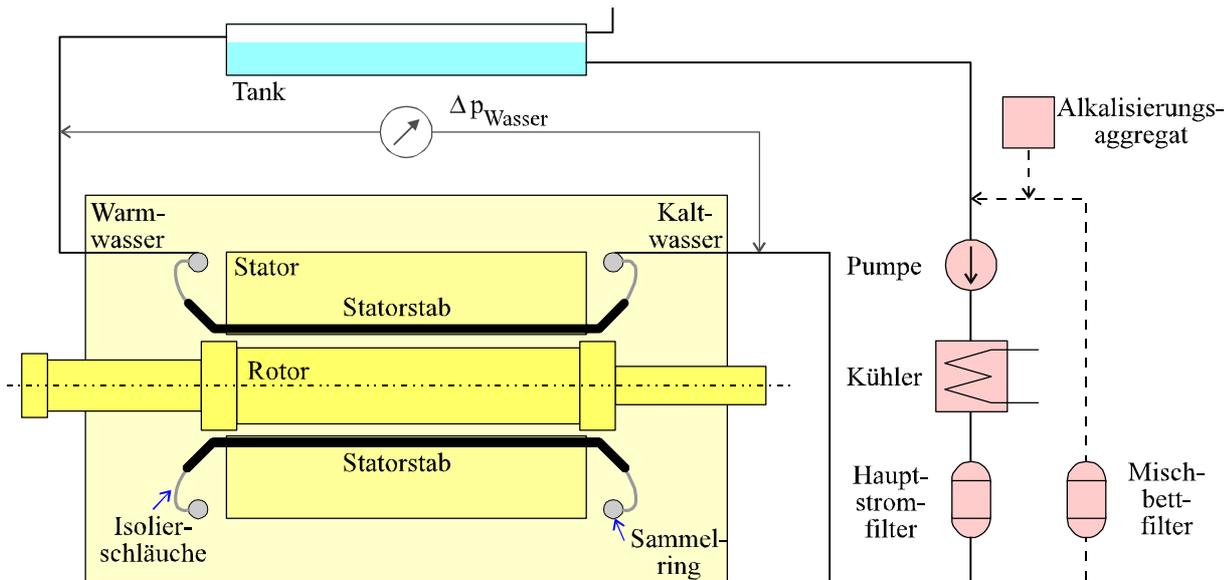


Bild 2.3: Schema des Wasserkühlungssystems (nach /90.Sc-Em/)

Bild 2.3 zeigt das Wasserkühlungssystem eines Generators mit wassergekühlter Statowicklung und wasserstoffgekühlter Rotorwicklung⁷. Das Kühlwasser tritt durch ein Rohr in das Generatorgehäuse ein und wird über den kaltwasserseitigen Sammelring und Polytetrafluoräthylen- (PTFE-) Isolierschläuche den Wasserkammern der Statorstäbe zugeführt. Im **Bild 2.4** ist eine derartige Wasserkammer dargestellt. Das Kühlwasser fließt mit einer maximalen Strömungsgeschwindigkeit von 1 – 2 m/s durch die Hohlleiter der Stäbe und über Isolierschläuche in den warmwasserseitigen Sammelring, von dort über ein Rohr aus dem Generatorgehäuse hinaus in den Primärwasserbehälter (Tank), der u.a. Volumenschwankungen bei unterschiedlicher Erwärmung ausgleicht.

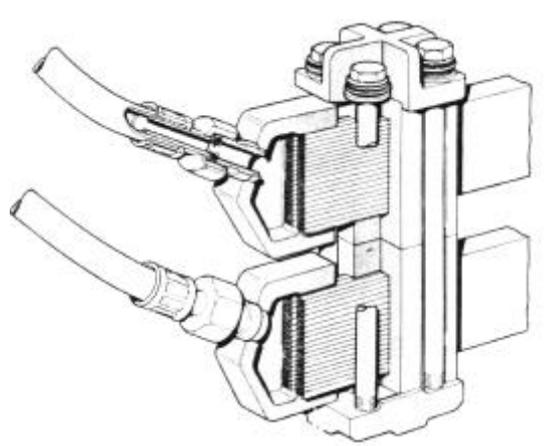


Bild 2.4: Wasserkammer (aus /73.Jä/)

⁷ Auf das Wasserkühlungssystem eines Generators mit wassergekühlter Stator- und Rotorwicklung wird in Abschnitt 2.2.1 eingegangen.

Über eine elektrisch betriebene Pumpe, eine Kühlergruppe zum Austausch der Verlustwärmeenergie (durchschnittliche Wassererwärmung 30 K) und einen Hauptfilter schließt sich der Kreislauf. Das gesamte Rohrleitungsnetz sowie Pumpen, Kühler, Filter und Messeinrichtungen werden aus austenitischen nichtrostenden Stählen aufgebaut, die Hohlleiter bestehen im Allgemeinen aus Kupfer, in Ausnahmefällen aus Stahl. Der gesamte Wasserinhalt beträgt z.B. 4 m³ bei Statorwasserkühlung /79.Se/ und 16 m³ bei Stator- und Rotorwasserkühlung /82.Dö-Pa/.

Die Konditionierung des Kühlwassers erfolgt mit dem Ziel, den Anteil leitfähigkeitserhöhender Ionen und ablagerungsfähiger Feststoffe zu minimieren. Die elektrische Leitfähigkeit wird auf Werte < 2 µS/cm (üblicherweise ca. 0,1 µS/cm) durch Teilstromaufbereitung (0,5 bis 3% der Hauptkühlwassermenge /83.Se/, /90.Sc-Em/) in einem Mischbettfilter (Ionenaustauscher) eingestellt. Die Korrosionsrate des Kupfers wird häufig durch niedrigen Sauerstoffgehalt (< 30 µg/l) und leichte Alkalisierung durch die Dosierung von verdünnter Natronlauge (resultierender pH-Wert zwischen 8,5 und 9) auf sehr kleine Werte begrenzt. Die auf die Kupferoberfläche bezogene Abtragungsrate liegt bei 0,001 mm/Jahr /79.Se/.

Bei der „klassischen“, neutralen und sauerstoffarmen Fahrweise, wie sie seit der Einführung der Statorwasserkühlung angewendet wird, besteht eine erhöhte Empfindlichkeit bei Lufteinbrüchen, da das entstehende Korrosionsprodukt Cu₂O auf Grund der geringen Löslichkeit stets bleibende Ablagerungen bildet. Das Kühlwasser bei manchen Generatoren in amerikanischen, russischen und französischen Kernkraftwerken ist leicht sauer (pH-Wert zwischen 5,5 und 6,5) und sauerstoffgesättigt (ca. 1000 µg/l)⁸. Die Kupferkorrosionsrate ist gegenüber der sauerstoffarmen Fahrweise deutlich erhöht, die hohe Löslichkeit des Korrosionsproduktes CuO verhindert jedoch die Bildung von Ablagerungen /86.Pl-Em-Sc/. Zur Vermeidung von Erosionskorrosion sind jedoch niedrige Strömungsgeschwindigkeiten erforderlich /90.Sc-Em/.

Für die in dieser Forschungsarbeit betrachtete thermische Fehlerdiagnose der wassergekühlten Statorwicklung ist eine spezielle Messinstrumentierung erforderlich. Die Messung aller Warmwassertemperaturen \underline{T}_{Ww} durch an den Isolierschläuchen angebrachte, thermisch gegen das Kühlgas isolierte Temperaturfühler (z.B. NiCr-CuNi Thermoelemente) ist notwendig, da die betriebsübliche Messung der Warmwasser-Mischtemperatur \overline{T}_{Ww} keine ausreichende Empfindlichkeit aufweist /86.Em-Kr/.

⁸ Entsprechende Versuche wurden auch im Kernkraftwerk Biblis durchgeführt /80.Os/, /82.Dö-Pa/.

2.1.2 Modellierung

Die im Folgenden betrachtete thermische Modellierung der wassergekühlten Statorwicklung und der Stromwärmeverluste erfolgt im Hinblick auf das Ziel, berechnete Werte der Warmwassertemperaturen \hat{T}_{Ww} als Referenzwerte, die das Verhalten der fehlerfreien Maschine beschreiben, für die Fehlerdiagnose zur Verfügung zu stellen.

Der durch die Pumpe des Wasserkühlungssystems aufgebaute hydraulische Druck teilt sich auf in den Druckabfall in den Kühlkanälen im Statorstab und den zusätzlicher Druckabfall durch Umlenkungen (Wasserkammer, Verroebelung der Teilleiter im Stab). Aus dem Messwert der Druckdifferenz wird die Strömungsgeschwindigkeit des Kühlwassers berechnet. Entsprechende allgemeine Gleichungen finden sich in der umfangreichen Literatur über technische Thermodynamik, z.B. in /93.El-Fi-Hu/, den Elektromaschinenbau betreffende Spezialfälle werden vor allem in den „klassischen“ Büchern wie /67.Wi-Ke/ diskutiert⁹.

Der Statorstab wird zur Berechnung des Wärmeenergieaustausches mit der Umgebung (Kühlgas im Wickelkopfbereich, Kühlgas im Nutbereich der Kühlschlitze oder Statorblechkörper im Nutbereich) in Volumenelemente unterteilt. Die in den Volumenelementen entstehenden Wärmeverluste sowie die Summe der aus der Umgebung eintretenden Wärmeströme werden durch das Kühlwasser konvektiv abgeführt. Die Wärmeübergangskoeffizienten werden in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit sowie der Kühlwasser- und Wandtemperatur (Leitertemperatur) im jeweiligen Volumenelement bestimmt. Die iterative Lösung für alle Volumenelemente des Stabes ergibt den Verlauf der Leitertemperatur, der Kühlwassertemperatur und hier insbesondere die als Referenzgröße interessierende Warmwassertemperatur. Zur Bestimmung der Leiter- und Kühlwassertemperatur in Abhängigkeit vom Ort wäre es denkbar, die Poisson'sche Differentialgleichung zu lösen, wie z.B. in /57-1.Ha/ für einen Leiter mit innerer Kühlung bei äußerer Isolierung durchgeführt. Die Komplexität der Randbedingungen erlaubt diese Vorgehensweise hier nicht bzw. wird zu Gunsten eines auch numerisch günstigeren, im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Weges nicht angestrebt /94.Fi-No-Ne-La/, /98.Fi/. Aus den Effektivwerten der Strangströme $I_{S\text{eff}}$ werden die Stromwärmeverluste einschließlich der Zusatzverluste, die nach /67.Ri/ von der Geometrie des Leiters und dessen Lage in der Nut sowie dem Nutquerschnitt abhängen, berechnet. Die Koeffizienten für die Zusatzverluste werden empirisch bestimmt (s. Absatz 3.2).

Im nachfolgenden Text mit „[^]“ gekennzeichnete Größen sind berechnete, zeitveränderliche Größen zur deutlichen Abgrenzung von den gemessenen Größen.

⁹ In neueren Publikationen wie /96.Vo/ wird oftmals nicht auf die Kühlungsproblematik eingegangen.

2.1.2.1 Berechnung der Strömungsgeschwindigkeit

Für lange gerade Rohre resultiert der Druckabfall nach /67.Wi-Ke/ zu:

$$\Delta p_W = k_R \cdot \frac{\rho \cdot L_h}{2 \cdot D_h} \cdot \hat{v}_W^2 \quad (2.1)$$

mit dem Reibungskoeffizienten k_R , der hydraulischen Länge L_h , dem hydraulischen Durchmesser D_h , der Strömungsgeschwindigkeit \hat{v}_W und der Dichte ρ des Kühlwassers. Die hydraulische Länge L_h ist die Gesamtlänge des Kühlkanals bzw. des Stabes. Mit der Länge des Stabes im Wickelkopfbereich $L_{S\text{WB}}$ bzw. im Nutbereich $L_{S\text{NB}}$ (**Bild 2.5**) gilt

$$L_h = L_S = 2 \cdot L_{S\text{WB}} + L_{S\text{NB}} \quad (2.2)$$

Der hydraulische Durchmesser D_h des zu einem wie im **Bild 2.11** dargestellten Kühlkanal mit rechteckigem Querschnitt und den Seitenlängen $B_{\text{KK}}, H_{\text{KK}}$ äquivalenten Kühlkanals mit kreisförmigem Querschnitt ist:

$$D_h = \frac{4 \cdot A_{\text{KK}}}{U_{\text{KK}}} = \frac{2 \cdot B_{\text{KK}} \cdot H_{\text{KK}}}{B_{\text{KK}} + H_{\text{KK}}} \quad (2.3)$$

Der Reibungskoeffizient k_R für eine turbulente Strömung in einem glatten Rohr errechnet sich nach der Formel von Blasius für den durch Reynolds-Zahlen zwischen 2300 und 10000 gekennzeichneten Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Strömung, der für technische Systeme üblicherweise als turbulent betrachtet wird /67.Ri/:

$$k_R = 0,316 \cdot \hat{Re}^{-0,25} \quad (2.4)$$

Die Reynolds-Zahl \hat{Re} ist definiert als:

$$\hat{Re} = \frac{\rho \cdot D_h}{\eta} \cdot \hat{v}_W \quad (2.5)$$

mit der dynamischen Viskosität des Kühlwassers η . Somit folgt:

$$\Delta p_W = 0,158 \cdot \rho^{0,75} \cdot \eta^{0,25} \cdot L_h \cdot D_h^{-1,25} \cdot \hat{v}_W^{1,75} \quad (2.6)$$

Die Dichte ρ und die dynamische Viskosität η sind temperaturabhängige Stoffgrößen.

Im Temperaturbereich zwischen 20°C und 80°C kann die nicht lineare Funktion $f(T) = \rho(T)^{0,75} \cdot \eta(T)^{0,25}$ unter Verwendung in /88.VDI/ tabellierter Werte durch ein Polynom 2. Ordnung angenähert werden (s. Anhang A1):

$$f(T) = \rho(T)^{0,75} \cdot \eta(T)^{0,25} \approx a_0 + a_1 \cdot \frac{T}{\text{°C}} + a_2 \cdot \left(\frac{T}{\text{°C}}\right)^2 \quad \frac{\text{kg}}{\text{m}^{2,5} \text{s}^{0,25}} \quad (2.7)$$

Bei dem im **Bild 2.5** dargestellten abschnittsweise linearen Temperaturverlauf gilt:

$$\begin{aligned} \Delta p_W \sim \int_0^{L_h} f(T(x)) dx &= 2 \cdot L_{S\text{WB}} \cdot \left(a_0 + a_1 \cdot \bar{T}_W + \frac{a_2}{4} \cdot (T_{Wk}^2 + T_{Ww}^2) \right) \\ &+ L_{S\text{NB}} \cdot \left(a_0 + a_1 \cdot \bar{T}_W + \frac{a_2}{3} \cdot (T_{Wk}^2 + T_{Ww}^2 + T_{Wk} \cdot T_{Ww}) \right) \end{aligned} \quad (2.8)$$

mit dem Mittelwert der Kühlwassertemperatur $\bar{T}_W = \frac{T_{Wk} + T_{Ww}}{2}$.

Bei der literaturüblichen Verwendung von \bar{T}_W geht der nicht lineare Anteil anders in das Ergebnis ein, es gilt dann

$$\begin{aligned} \int_0^{L_h} f(T(x)) dx &\approx (2 \cdot L_{S\text{WB}} + L_{S\text{NB}}) \cdot \left(a_0 + \frac{a_1}{2} \cdot (T_{Wk} + T_{Ww}) + \frac{a_2}{4} \cdot (T_{Wk} + T_{Ww})^2 \right) \\ &= L_h \cdot (a_0 + a_1 \cdot \bar{T}_W + a_2 \cdot \bar{T}_W^2) = L_h \cdot f(\bar{T}_W) \end{aligned} \quad (2.9)$$

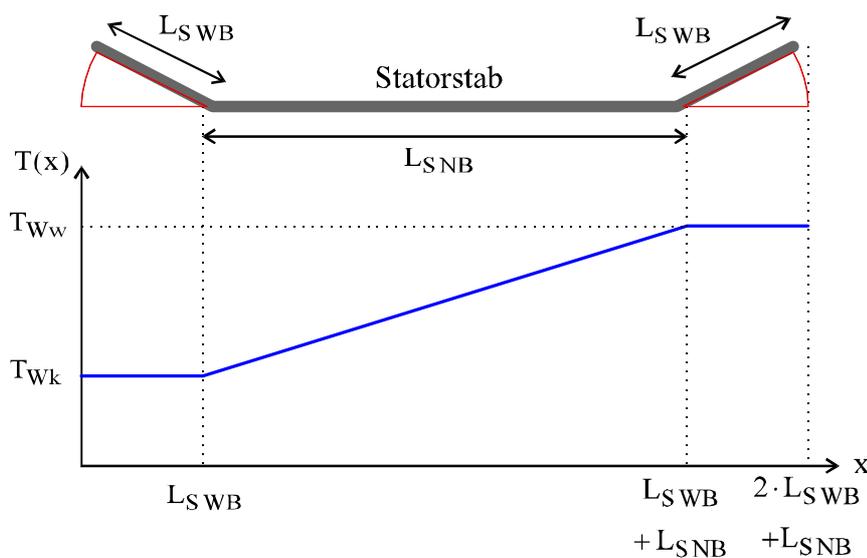


Bild 2.5: Annahme eines linearen Temperaturverlaufes im Statorstab

Für reale Parameterwerte (z.B. $L_{S\text{WB}} = 1,5 \text{ m}$, $L_{S\text{NB}} = 7,5 \text{ m}$, $T_{\text{Wk}} = 40^\circ\text{C}$, $T_{\text{Ww}} = 60^\circ\text{C}$) bedeutet dies eine kleine positive Abweichung in der Größenordnung von 1 %, die auf Grund des ohnehin empirischen Charakters z.B. der Formel (2.4) akzeptabel ist.

Resultierend lässt sich Δp_{W} angeben als

$$\Delta p_{\text{W}} = 0,158 \cdot f(\bar{T}_{\text{W}}) \cdot L_{\text{h}} \cdot D_{\text{h}}^{-1,25} \cdot \hat{v}_{\text{W}}^{1,75} \equiv k_{\text{D1}}(\bar{T}_{\text{W}}) \cdot \hat{v}_{\text{W}}^{1,75} \quad (2.10)$$

Der hydraulische Weg zwischen Drucksensor und Statorstab (jeweils auf der identisch konstruierten Kalt- und Warmwasserseite) ergibt auf Grund der relativ großen Querschnitte keinen nennenswerten zusätzlichen Druckabfall, hingegen bewirken die auf der Verroebelung der Statorstäbe beruhenden Umlenkungen /67.Wi-Ke/ einen Druckabfall gemäß:

$$\Delta p_{\text{W}} \sim \rho \cdot \hat{v}_{\text{W}}^2 \Rightarrow \Delta p_{\text{W}} \equiv k_{\text{D2}}(\bar{T}_{\text{W}}) \cdot \hat{v}_{\text{W}}^2 \quad (2.11)$$

Als Erfahrungswert wird in /67.Wi-Ke/ $k_{\text{D2}} \approx 6 \cdot \rho(\bar{T}_{\text{W}})$ angegeben. Die Optimierung dieses Parameters wird in Absatz 3.2 beschrieben. Der gemessene Druck Δp_{W} setzt sich aus beiden Komponenten zusammen:

$$\Delta p_{\text{W}} = \left(k_{\text{D1}}(\bar{T}_{\text{W}}) + k_{\text{D2}}(\bar{T}_{\text{W}}) \cdot \hat{v}_{\text{W}}^{0,25} \right) \cdot \hat{v}_{\text{W}}^{1,75} \quad (2.12)$$

Die Strömungsgeschwindigkeit \hat{v}_{W} kann aus folgender Fixpunktgleichung bestimmt werden:

$$\hat{v}_{\text{W}} = \left(\frac{\Delta p_{\text{W}}}{k_{\text{D1}}(\bar{T}_{\text{W}}) + k_{\text{D2}}(\bar{T}_{\text{W}}) \cdot \hat{v}_{\text{W}}^{0,25}} \right)^{0,571} \quad (2.13)$$

Da sich Δp_{W} , \bar{T}_{W} und \hat{v}_{W} im Vergleich zu der Integrationszeitkonstanten nur langsam ändern, kann \hat{v}_{W} zum Zeitpunkt t_{k+1} mit dem vorhergehenden Wert \hat{v}_{W} zum Zeitpunkt t_k ohne gesonderte Iteration berechnet werden.

Die so ermittelte Strömungsgeschwindigkeit gilt für die Kühlkanalmitte und stellt den Maximalwert $\hat{v}_{\text{W max}}$ über den Kühlkanalquerschnitt dar. An den Wänden des Kühlkanals gilt $\hat{v}_{\text{W}} = 0$. Das Geschwindigkeitsprofil ist in **Bild 2.6** unter der Annahme des Verlaufs gemäß

$$\hat{v}_{\text{W}}(x, y) \approx \hat{v}_{\text{W max}} \cdot \left(1 - \left(\frac{2 \cdot x}{B_{\text{KK}}} \right)^4 \right) \cdot \left(1 - \left(\frac{2 \cdot y}{H_{\text{KK}}} \right)^4 \right) \quad (2.14)$$

dargestellt.

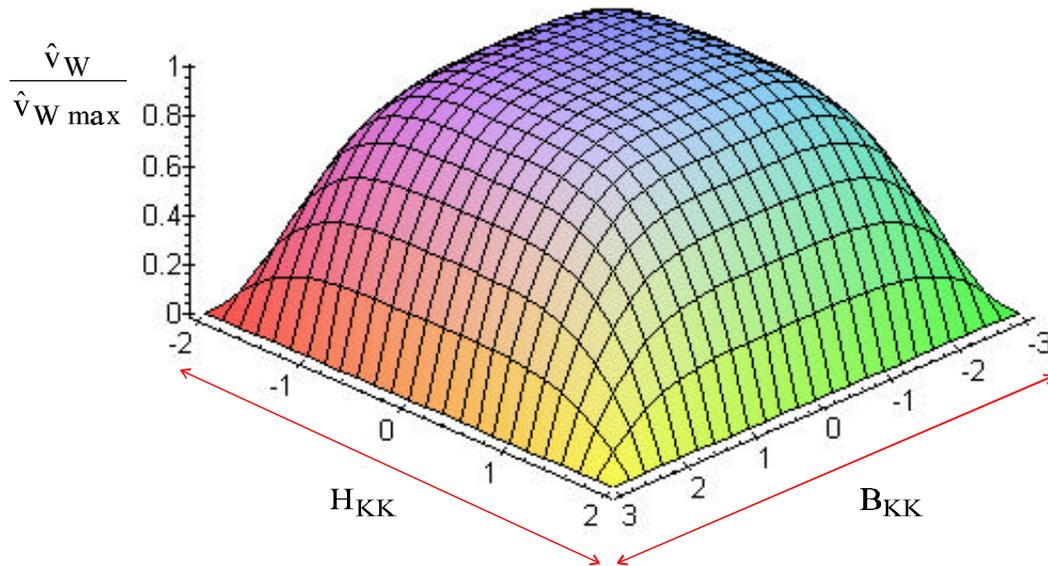


Bild 2.6: Profil der Strömungsgeschwindigkeit des Kühlwassers im Kühlkanal

Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit beträgt in diesem Fall

$$\hat{v}_w = 0,64 \cdot \hat{v}_{w \max} \quad (2.15)$$

Das Strukturbild zur Berechnung der Strömungsgeschwindigkeit des Kühlwassers \hat{v}_w (bzw. \hat{v}_w für alle Stäbe) ist in **Bild 2.7** angegeben.

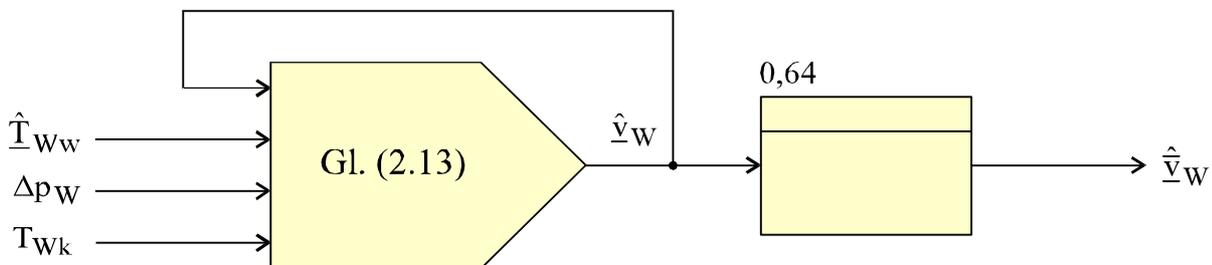


Bild 2.7: Strukturbild zur Berechnung von \hat{v}_w

2.1.2.2 Berechnung der Warmwassertemperatur

Die einzelnen Statorstäbe werden zur Berechnung des Wärmeenergieaustausches mit der Umgebung (Kühlgas im Wickelkopfbereich, Kühlgas im Nutbereich der Kühlschlitze oder Statorblechkörper im Nutbereich) in Volumenelemente unterteilt. Die Abmessungen der Volumenelemente senkrecht zur Richtung des Kühlwasserstromes entsprechen, wie in **Bild 2.8** dargestellt, den Abmessungen des Roebel-Stabes, d.h. des Stabes ohne Hochspannungsisolierung. Die Länge des i-ten Volumenelementes ist in Abhängigkeit vom Bereich gemäß **Bild 2.9** geeignet zu wählen.

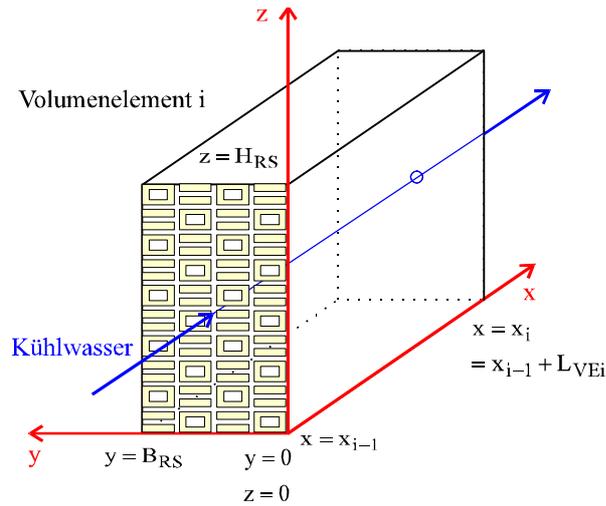


Bild 2.8: Aufteilung des Stabes in Volumenelemente – Abmessungen

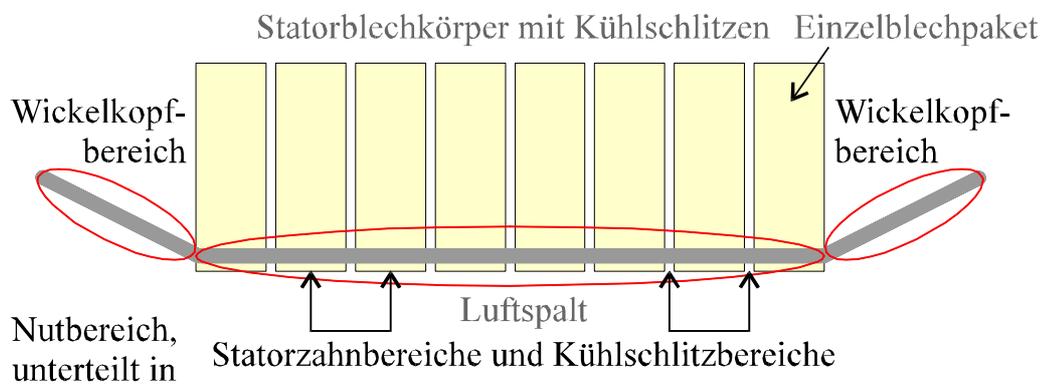


Bild 2.9: Aufteilung des Stabes in Volumenelemente – Bereiche

Die Kühlwassertemperaturen werden an den Grenzen der Volumenelemente bestimmt, z.B. ist, wie aus **Bild 2.10** ersichtlich, $\hat{T}_{W,VE1}$ die Ausgangstemperatur des ersten bzw. Eingangstemperatur des zweiten Volumenelementes eines Stabes. Die Leitertemperaturen $\hat{T}_{L,VEi}$ sind die mittleren Temperaturen der jeweiligen Volumenelemente eines Stabes.

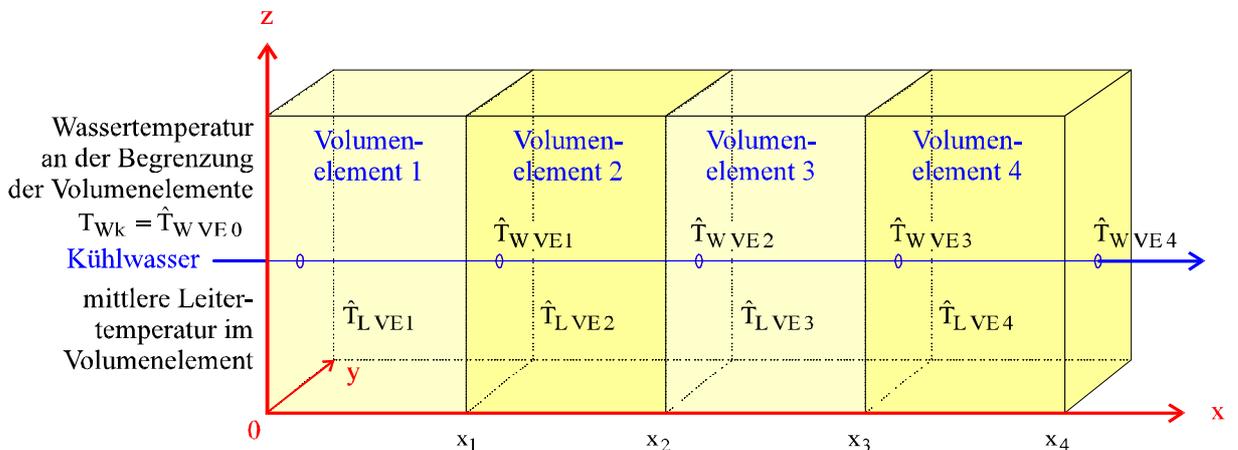


Bild 2.10: Aufteilung des Stabes in Volumenelemente – Temperaturen

Bild 2.11 verdeutlicht die im Folgenden verwendeten Geometriedaten des Stabes.

Erläuterung der verwendeten Formelzeichen:

- B: Breite
- H: Höhe
- n: Anzahl

Indices:

- FS: Füllstreifen
- HTL: Hohlteilleiter
- I: Hochspannungsisolation
- KK: Kühlkanal
- MTL: Massivteilleiter
- NG: Nutgrundlage
- NV: Nutverschlusskeil
- RS: Roebel-Stab
- S: Stab
- TL: Teilleiter
- ZL: Zwischenlage

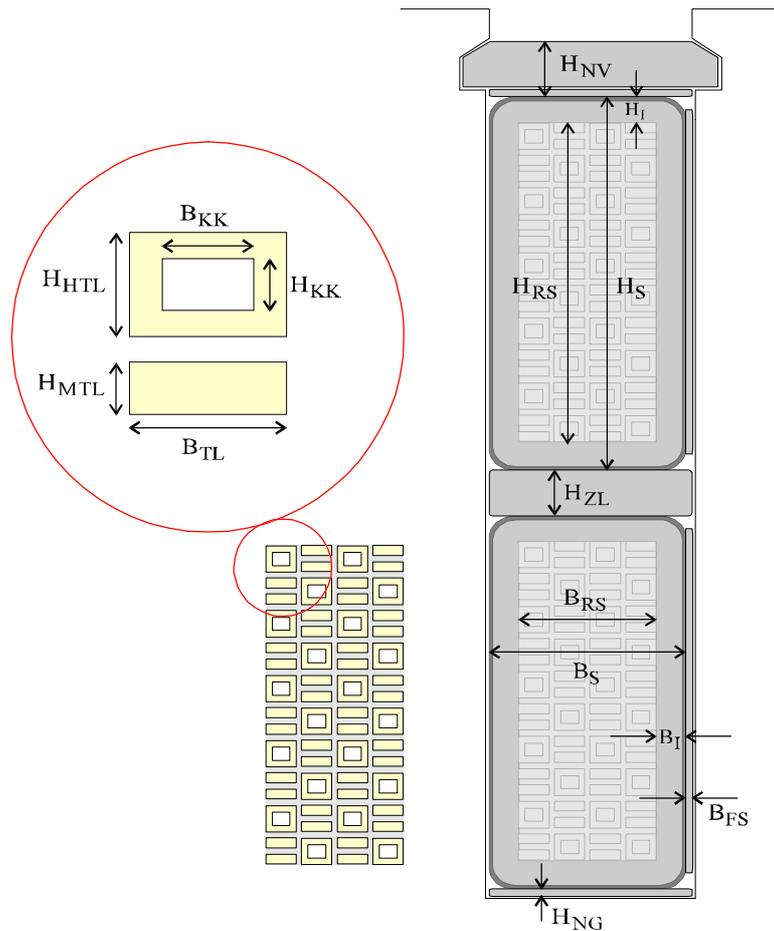


Bild 2.11: Geometriedaten des Stabes und der Nutfüllung

Die an den Kühlwasserstrom im betrachteten i-ten Volumenelement abgegebene Leistung setzt sich aus der Summe des Wärmeenergieaustausches mit der Umgebung und der in dem Volumenelement erzeugten Verlustleistung (Stromwärmeverluste) zusammen:

$$\hat{Q}_{WVEi} = - \int_{A_{VEi}} \vec{\hat{q}} \cdot d\vec{A} + \hat{P}_{VVEi} \tag{2.16}$$

Die Wärmespeicherkapazitäten des Stabes sind (im Vergleich zu denen des Statorblechkörpers) vernachlässigbar klein. Für die in das Volumenelement eintretende Wärmestromdichte gilt das Fourier'sche Erfahrungsgesetz der Wärmeleitung (Wärmeleitfähigkeit λ):

$$\vec{\hat{q}} = -\lambda \cdot \text{grad } T \tag{2.17}$$

Das Integral $-\int_{A_{VEi}} \vec{\hat{q}} \cdot d\vec{A}$ wird in den drei Koordinatenrichtungen getrennt betrachtet.

Berechnung von $-\int_{A_{VEi,x}} \vec{\hat{q}} \cdot d\vec{A}$:

In x-Richtung fließt ein Wärmestrom auf Grund der Wärmeleitfähigkeit des Leitermaterials λ_L . Der Beitrag der Hochspannungsisolierung ist vernachlässigbar klein.

$$-\int_{A_{VEi,x}} \vec{\hat{q}} \cdot d\vec{A} = \lambda_L \cdot A_{\Sigma L} \cdot \left(\frac{\hat{T}_{LVE(i-1)} - \hat{T}_{LVEi}}{0,5 \cdot (L_{VE(i-1)} + L_{VEi})} + \frac{\hat{T}_{LVE(i+1)} - \hat{T}_{LVEi}}{0,5 \cdot (L_{VE(i+1)} + L_{VEi})} \right) \quad (2.18)$$

Die gesamte Leiterquerschnittsfläche des Stabes ist

$$A_{\Sigma L} = n_{HTL} \cdot (H_{HTL} \cdot B_{TL} - H_{KK} \cdot B_{KK}) + n_{MTL} \cdot (H_{MTL} \cdot B_{TL}) \quad (2.19)$$

Berechnung von $-\int_{A_{VEi,y}} \vec{\hat{q}} \cdot d\vec{A}$:

Die Berandung des Roebel-Stabes ist im Bereich des i-ten Volumenelementes näherungsweise eine Fläche konstanter Temperatur, die in **Bild 2.12** angegebene Leitertemperatur \hat{T}_{LVEi} . Eine von der Symmetrie abweichende Temperaturverteilung durch das nicht symmetrische Nutstreufeld wird wie die Ausgleichsvorgänge innerhalb des Roebel-Stabes (Wärmeleitung durch Leitermaterial und Isolierung in y- und z-Richtung) vernachlässigt. Im Statorzahnbereich ist die Eisenrandtemperatur $\hat{T}_{ER} = \hat{T}_{ERUL}$ für Unterlagestäbe und $\hat{T}_{ER} = \hat{T}_{EROL}$ für Oberlagestäbe. Im Kühlschlitzbereich gilt entsprechend für die Kühlgastemperatur und den Wärmeübergangskoeffizienten: $\hat{T}_G = \hat{T}_{GUL}$ bzw. $\hat{T}_G = \hat{T}_{GOL}$ und $\hat{\alpha}_G = \hat{\alpha}_{GUL}$ bzw. $\hat{\alpha}_G = \hat{\alpha}_{GOL}$. Im Wickelkopfbereich ist $\hat{T}_G = T_{Gk}$ und $\hat{\alpha}_G = \hat{\alpha}_{GWB}$.

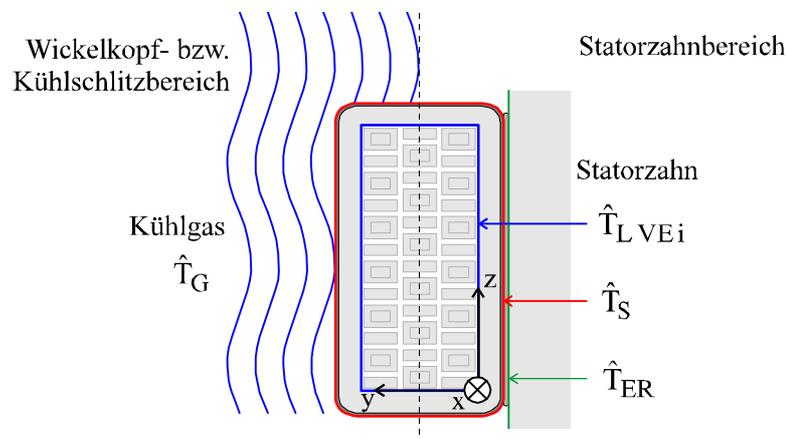


Bild 2.12: Randtemperaturen des Stabes

In y-Richtung fließt ein Wärmestrom von der Berandung des Roebel-Stabes durch die Hochspannungsisolierung und die halbleitende Schutzhülse mit der resultierenden Wärmeleitfähigkeit λ_I (a) im Wickelkopfbereich und (b) im Kühlschlitzbereich vom/zum Kühlgas sowie (c) im Statorzahnbereich vom/zum Statorblechpaket. Für den Wärmeübergang zwischen der Berandung des Stabes (Temperatur \hat{T}_S) und dem Kühlgas (Temperatur \hat{T}_G) durch Konvektion mit dem Wärmeübergangskoeffizienten $\hat{\alpha}_G$ gilt:

$$\hat{q} = \hat{\alpha}_G \cdot (\hat{T}_G - \hat{T}_S) \quad (2.20)$$

Für die Wärmeleitung durch die Hochspannungsisolierung gilt:

$$\hat{q} = \lambda_I \cdot \frac{\hat{T}_S - \hat{T}_{L\ VEi}}{B_I} \quad (2.21)$$

Elimination der Zwischengröße (Temperatur \hat{T}_S an der Berandung des Stabes) ergibt:

$$\hat{q} = \frac{\lambda_I \cdot \hat{\alpha}_G}{B_I \cdot \hat{\alpha}_G + \lambda_I} \cdot (\hat{T}_G - \hat{T}_{L\ VEi}) \quad (2.22)$$

Somit gilt im Wickelkopfbereich bzw. im Kühlschlitzbereich:

$$- \int_{A_{VEi,y}} \hat{q} \cdot d\bar{A} = \frac{\lambda_I \cdot \hat{\alpha}_G}{B_I \cdot \hat{\alpha}_G + \lambda_I} \cdot 2 \cdot L_{VEi} \cdot H_{RS} \cdot (\hat{T}_G - \hat{T}_{L\ VEi}) \quad (2.23)$$

Im Statorzahnbereich erfolgt ein Wärmeaustausch durch Wärmeleitung zwischen dem Statorzahn und der Berandung des Stabes durch eine sehr dünne Schicht Wasserstoffgas und auf einer Seite zusätzlich durch einen halbleitenden Füllstreifen (resultierende Wärmeleitfähigkeit λ_{FS}), d.h. zusätzlich zu Gleichung (2.21) gilt mit der Eisenrandtemperatur \hat{T}_{ER} :

$$\hat{q} = \lambda_{FS} \cdot \frac{\hat{T}_{ER} - \hat{T}_S}{B_{FS}} \quad (2.24)$$

Elimination der Zwischengröße (Temperatur \hat{T}_S an der Berandung des Stabes) ergibt:

$$\hat{q} = \frac{\lambda_I \cdot \lambda_{FS}}{\lambda_{FS} \cdot B_I + \lambda_I \cdot B_{FS}} \cdot (\hat{T}_{ER} - \hat{T}_{L\ VEi}) \quad (2.25)$$

Somit gilt im Statorzahnbereich:

$$- \int_{A_{VEi,y}} \hat{q} \cdot d\bar{A} = \frac{\lambda_I \cdot \lambda_{FS}}{\lambda_{FS} \cdot B_I + \lambda_I \cdot B_{FS}} \cdot 2 \cdot L_{VEi} \cdot H_{RS} \cdot (\hat{T}_{ER} - \hat{T}_{L\ VEi}) \quad (2.26)$$

Berechnung von $-\int_{A_{VEi,z}} \hat{q} \cdot d\bar{A}$:

In z-Richtung fließt bei einem Unterlagestab ein Wärmestrom über die Hochspannungsisolierung und die halbleitende Schutzhülse (a1) im Statorzahnbereich über die Nutgrundlage vom/zum Statorblechpaket bzw. (a2) im Kühlschlitzbereich über die Nutgrundlage vom/zum Kühlgas bzw. (a3) im Wickelkopfbereich vom/zum Kühlgas sowie (b) im Statorzahnbereich und im Kühlschlitzbereich über die Zwischenlage vom/zum Oberlagestab. Es gilt:

(a1) Wärmeleitung über die Nutgrundlage zum Statorblechpaket (Statorzahnbereich):

$$\hat{q} = \frac{\lambda_I \cdot \lambda_{NG}}{\lambda_{NG} \cdot H_I + \lambda_I \cdot H_{NG}} \cdot (\hat{T}_{ER NG} - \hat{T}_{L VEi}) \quad (2.27)$$

(a2) Wärmeleitung über die Nutgrundlage; Konvektion zum Kühlgas (Kühlschlitzbereich):

$$\hat{q} = \frac{\lambda^* \cdot \hat{\alpha}_{G NG}}{H^* \cdot \hat{\alpha}_{G NG} + \lambda^*} \cdot (\hat{T}_{G NG} - \hat{T}_{L VEi}) \quad (2.28)$$

$$\text{mit } \lambda^* = \sqrt{\lambda_I \cdot \lambda_{NG}} \text{ und } H^* = \sqrt{\frac{\lambda_{NG}}{\lambda_I}} \cdot H_I + \sqrt{\frac{\lambda_I}{\lambda_{NG}}} \cdot H_{NG}.$$

(a3) Konvektion zum Kühlgas (Wickelkopfbereich):

$$\hat{q} = \frac{\lambda_I \cdot \hat{\alpha}_{G WB}}{H_I \cdot \hat{\alpha}_{G WB} + \lambda_I} \cdot (\hat{T}_{Gk} - \hat{T}_{L VEi}) \quad (2.29)$$

(b) Wärmeleitung zum Oberlagestab mit der Leitertemperatur $\hat{T}_{L VEi}^*$:

$$\hat{q} = \frac{\lambda_I \cdot \lambda_{ZL}}{\lambda_{ZL} \cdot 2 \cdot H_I + \lambda_I \cdot H_{ZL}} \cdot (\hat{T}_{L VEi}^* - \hat{T}_{L VEi}) \quad (2.30)$$

Somit folgt für einen Unterlagestab im Statorzahnbereich:

$$-\int_{A_{VEi,z}} \hat{q} \cdot d\bar{A} = \frac{\lambda_I \cdot \lambda_{ZL} \cdot L_{VEi} \cdot B_{RS}}{\lambda_{ZL} \cdot 2 \cdot H_I + \lambda_I \cdot H_{ZL}} \cdot (\hat{T}_{L VEi}^* - \hat{T}_{L VEi}) + \frac{\lambda_I \cdot \lambda_{NG} \cdot L_{VEi} \cdot B_{RS}}{\lambda_{NG} \cdot H_I + \lambda_I \cdot H_{NG}} \cdot (\hat{T}_{ER NG} - \hat{T}_{L VEi}) \quad (2.31)$$

bzw. im Kühlschlitzbereich:

$$\begin{aligned}
 - \int_{A_{\text{VEi},z}} \hat{q} \cdot d\bar{A} &= \frac{\lambda_I \cdot \lambda_{\text{ZL}} \cdot L_{\text{VEi}} \cdot B_{\text{RS}}}{\lambda_{\text{ZL}} \cdot 2 \cdot H_I + \lambda_I \cdot H_{\text{ZL}}} \cdot (\hat{T}_{\text{LVEi}}^* - \hat{T}_{\text{LVEi}}) \\
 &+ \frac{\lambda_I \cdot \lambda_{\text{NG}} \cdot \hat{\alpha}_{\text{GNG}} \cdot L_{\text{VEi}} \cdot B_{\text{RS}}}{(\lambda_{\text{NG}} \cdot H_I + \lambda_I \cdot H_{\text{NG}}) \cdot \hat{\alpha}_{\text{GNG}} + \lambda_I \cdot \lambda_{\text{NG}}} \cdot (\hat{T}_{\text{GNG}} - \hat{T}_{\text{LVEi}})
 \end{aligned} \tag{2.32}$$

bzw. im Wickelkopfbereich:

$$- \int_{A_{\text{VEi},z}} \hat{q} \cdot d\bar{A} = \frac{\lambda_I \cdot \hat{\alpha}_{\text{GWB}} \cdot L_{\text{VEi}} \cdot B_{\text{RS}}}{H_I \cdot \hat{\alpha}_{\text{GWB}} + \lambda_I} \cdot (T_{\text{Gk}} - \hat{T}_{\text{LVEi}}) \tag{2.33}$$

Bei einem Oberlagestab fließt ein Wärmestrom über die Hochspannungsisolierung und die halbleitende Schutzhülse (a1) im Statorzahnbereich und im Kühlschlitzbereich über die Nutverschlußfeder und den Nutverschlußkeil vom/zum Kühlgas im Luftspalt bzw. (a2) im Wickelkopfbereich vom/zum Kühlgas sowie (b) im Statorzahnbereich und im Kühlschlitzbereich über die Zwischenlage vom/zum Unterlagestab. Es gilt entsprechend:

(a1) Wärmeleitung über die Nutverschlußfeder und den Nutverschlußkeil; Konvektion zum Kühlgas im Luftspalt (Statorzahnbereich und Kühlschlitzbereich):

$$\hat{q} = \frac{\lambda^* \cdot \hat{\alpha}_{\text{GLS}}}{H^* \cdot \hat{\alpha}_{\text{GLS}} + \lambda^*} \cdot (\hat{T}_{\text{GLS}} - \hat{T}_{\text{LVEi}}) \tag{2.34}$$

$$\text{mit } \lambda^* = \sqrt{\lambda_I \cdot \lambda_{\text{NV}}} \text{ und } H^* = \sqrt{\frac{\lambda_{\text{NV}}}{\lambda_I}} \cdot H_I + \sqrt{\frac{\lambda_I}{\lambda_{\text{NV}}}} \cdot H_{\text{NV}}.$$

(a2) Konvektion zum Kühlgas (Wickelkopfbereich):

$$\hat{q} = \frac{\lambda_I \cdot \hat{\alpha}_{\text{GWB}}}{H_I \cdot \hat{\alpha}_{\text{GWB}} + \lambda_I} \cdot (T_{\text{Gk}} - \hat{T}_{\text{LVEi}}) \tag{2.35}$$

(b) Wärmeleitung zum Unterlagestab mit der Leitertemperatur \hat{T}_{LVEi}^* :

$$\hat{q} = \frac{\lambda_I \cdot \lambda_{\text{ZL}}}{\lambda_{\text{ZL}} \cdot 2 \cdot H_I + \lambda_I \cdot H_{\text{ZL}}} \cdot (\hat{T}_{\text{LVEi}}^* - \hat{T}_{\text{LVEi}}) \tag{2.36}$$

Somit folgt für einen Oberlagestab im Statorzahnbereich sowie im Kühlschlitzbereich:

$$\begin{aligned}
 - \int_{A_{VEi,z}} \hat{q} \cdot d\bar{A} = & \frac{\lambda_I \cdot \lambda_{ZL} \cdot L_{VEi} \cdot B_{RS}}{\lambda_{ZL} \cdot 2 \cdot H_I + \lambda_I \cdot H_{ZL}} \cdot (\hat{T}_{LVEi}^* - \hat{T}_{LVEi}) \\
 & + \frac{\lambda_I \cdot \lambda_{NV} \cdot \hat{\alpha}_{GLS} \cdot L_{VEi} \cdot B_{RS}}{(\lambda_{NV} \cdot H_I + \lambda_I \cdot H_{NV}) \cdot \hat{\alpha}_{GLS} + \lambda_I \cdot \lambda_{NV}} \cdot (\hat{T}_{GLS} - \hat{T}_{LVEi})
 \end{aligned} \tag{2.37}$$

bzw. im Wickelkopfbereich:

$$- \int_{A_{VEi,z}} \hat{q} \cdot d\bar{A} = \frac{\lambda_I \cdot \hat{\alpha}_{GWB} \cdot L_{VEi} \cdot B_{RS}}{H_I \cdot \hat{\alpha}_{GWB} + \lambda_I} \cdot (T_{Gk} - \hat{T}_{LVEi}) \tag{2.38}$$

Ausgehend von den Leitertemperaturen \hat{T}_{LVEi} aller Volumenelemente eines Stabes und den Randbedingungen (Leitertemperaturen des korrespondierenden Ober- bzw. Unterlagestabes, Eisenrandtemperaturen im Statorzahnbereich, Kühlgastemperaturen im Wickelkopf-, Kühlschlitz- und Luftspaltbereich) sowie den in den Volumenelementen des Stabes erzeugten Verlustleistungen $\hat{P}_{VVEi} = f(\hat{T}_{LVEi})$ kann die zeitliche Änderung der Energie \dot{Q}_{WVEi} in den Volumenelementen des Stabes berechnet werden, d.h. die Leistung, die unter Vernachlässigung der (kleinen) Wärmespeicherkapazität des Stabes direkt an den Kühlwasserstrom abgegeben wird. Das Strukturbild zur Berechnung von \hat{Q}_{WVEi} (bzw. \hat{Q}_{WVE} für alle Volumenelemente aller Stäbe) ist in **Bild 2.13** angegeben.

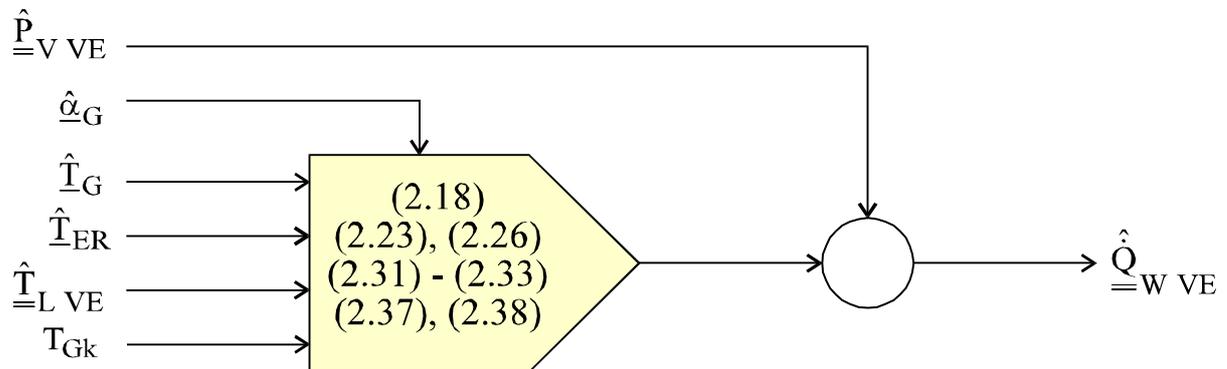


Bild 2.13: Strukturbild zur Berechnung von \hat{Q}_{WVE}

Die Kühlwassertemperatur am Ausgang des i-ten Volumenelementes berechnet sich zu

$$\hat{T}_{W\ VEi} = \frac{1}{c_p|_{\hat{T}_{W\ VEi}}} \cdot \left(c_p|_{\hat{T}_{W\ VE(i-1)}} \cdot \hat{T}_{W\ VE(i-1)} + \frac{\hat{Q}_{W\ VEi}}{\rho|_{\hat{T}_{W\ VEi}} \cdot \hat{V}_W} \right) \tag{2.39}$$

$$\approx \hat{T}_{W\ VE(i-1)} + \frac{\hat{Q}_{W\ VEi}}{c_p \cdot \rho|_{\hat{T}_{W\ VEi}} \cdot \hat{V}_W}$$

mit der spezifischen Wärmekapazität c_p und der Dichte ρ des Kühlwassers, dem Mittelwert der Kühlwassertemperatur im i-ten Volumenelement $\hat{T}_{W\ VEi} = 0,5 \cdot (\hat{T}_{W\ VE(i-1)} + \hat{T}_{W\ VEi})$ und dem Kühlwasser-Volumenstrom

$$\hat{V}_W = A_{\Sigma KK} \cdot \hat{v}_W \tag{2.40}$$

Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit des Kühlwassers \hat{v}_W ergibt sich aus Gleichung (2.15).

Die gesamte Kühlkanal-Querschnittsfläche eines Stabes ist

$$A_{\Sigma KK} = n_{HTL} \cdot A_{KK} \tag{2.41}$$

Das Strukturbild zur Berechnung von $\hat{T}_{W\ VEi}$ und insbesondere von \hat{T}_{Ww} (bzw. $\hat{T}_{W\ VE}$ und \hat{T}_{Ww} für alle Volumenelemente und alle Stäbe) ist in **Bild 2.14** angegeben.

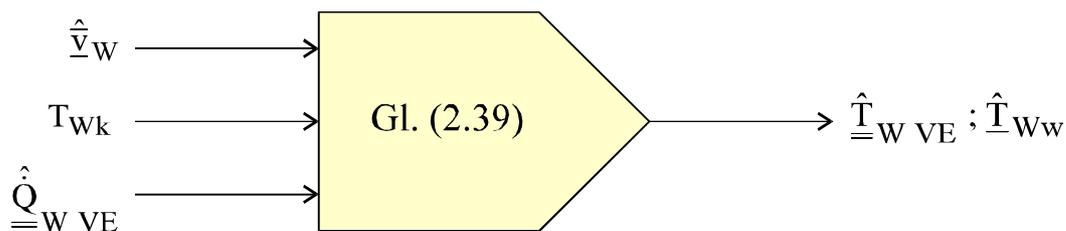


Bild 2.14: Strukturbild zur Berechnung von $\hat{T}_{W\ VE}$ und \hat{T}_{Ww}

2.1.2.3 Berechnung der Leitertemperatur

Für die Berechnung des Wärmeübergangs bei turbulenter Strömung wird die von Gnielinski verbesserte Hausen-Gleichung /93.El-Fi-Hu/

$$Nu = 0,012 \cdot (Re^{0,87} - 280) \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(1 + \left(\frac{D_h}{L_h} \right)^{0,67} \right) \cdot \left(\frac{\eta(\hat{T}_W)}{\eta(\hat{T}_L)} \right)^{0,25} \quad (2.42)$$

mit der Nusselt-Zahl Nu und der Prandtl-Zahl Pr verwendet.

Der Wärmeübergangskoeffizient α bestimmt sich allgemein aus

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_h} \quad (2.43)$$

Somit gilt für das i-te Volumenelement mit (2.5):

$$\begin{aligned} \hat{\alpha}_{WVEi} &= \eta^{-0,25} \Big|_{\hat{T}_{LVEi}} \cdot \left[\frac{0,012}{D_h^{0,13}} \cdot \left(1 + \left(\frac{D_h}{L_h} \right)^{0,67} \right) \cdot \hat{v}_{Wmax}^{0,87} \right] \cdot \frac{\lambda \cdot \rho^{0,87} \cdot Pr^{0,4}}{\eta^{0,62}} \Big|_{\hat{T}_{WVEi}} \\ &+ \eta^{-0,25} \Big|_{\hat{T}_{LVEi}} \cdot \left[\frac{3,36}{D_h} \cdot \left(1 + \left(\frac{D_h}{L_h} \right)^{0,67} \right) \right] \cdot \lambda \cdot \eta^{0,25} \cdot Pr^{0,4} \Big|_{\hat{T}_{WVEi}} \\ &\equiv f_1(\hat{T}_{LVEi}) \cdot \left[k_1(\hat{v}_{Wmax}) \cdot f_2(\hat{T}_{WVEi}) + k_2 \cdot f_3(\hat{T}_{WVEi}) \right] \end{aligned} \quad (2.44)$$

Die Terme k_1 und k_2 hängen von der Geometrie des Kühlkanals, k_1 zusätzlich von der maximalen Strömungsgeschwindigkeit ab; $f_1(T) \dots f_3(T)$ werden als Polynome zweiter Ordnung in Abhängigkeit von der mittleren Wasser- bzw. Leitertemperatur im Volumenelement dargestellt (s. Anhang A1). Das Strukturbild zur Berechnung von $\hat{\alpha}_{WVEi}$ (bzw. $\hat{\alpha}_{WVE}$ für alle Volumenelemente aller Stäbe) ist in **Bild 2.15** angegeben.

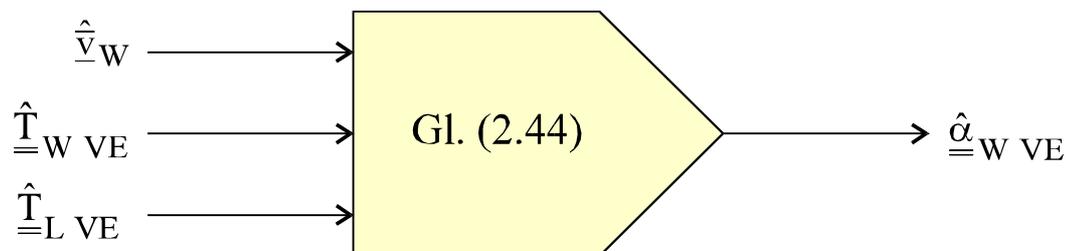


Bild 2.15: Strukturbild zur Berechnung von $\hat{\alpha}_{WVE}$

Die Leitertemperatur im i-ten Volumenelement berechnet sich schließlich zu

$$\hat{T}_{L\ VEi} = \hat{T}_{W\ VEi} + \frac{\hat{Q}_{W\ VEi}}{\hat{\alpha}_{W\ VEi} \cdot A_{W\ VEi}} \quad (2.45)$$

mit der Fläche des Wärmeübergangs

$$A_{W\ VEi} = n_{HTL} \cdot U_{KK} \cdot L_{VEi} \quad (2.46)$$

und der Anzahl der Hohlteileiter n_{HTL} , dem Umfang des Kühlkanals U_{KK} und der Länge des Volumenelementes L_{VE} , d.h. als Übertemperatur zu der mittleren Kühlwassertemperatur im betrachteten Volumenelement. Daraus lässt sich die mittlere Leitertemperatur des betrachteten Stabes bestimmen. Das Strukturbild zur Berechnung von $\hat{T}_{L\ VEi}$ (bzw. $\hat{T}_{L\ VE}$ für alle Volumenelemente aller Stäbe) sowie $\hat{T}_{L\ OL}$ und $\hat{T}_{L\ UL}$ als mittlere Leitertemperaturen der Oberlagestäbe bzw. der Unterlagestäbe ist in **Bild 2.16** angegeben.

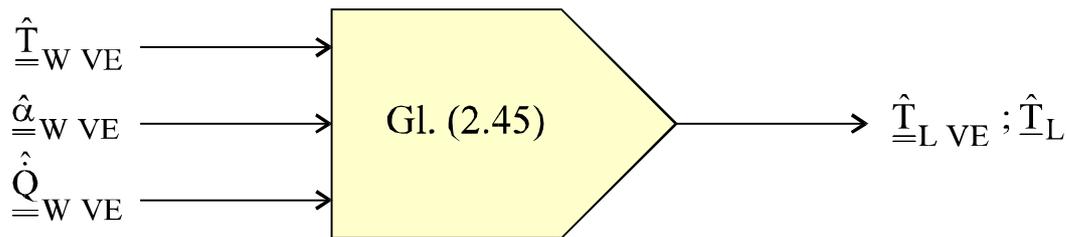


Bild 2.16: Strukturbild zur Berechnung von $\hat{T}_{L\ VE}$ und $\hat{T}_{L} = \left(\hat{T}_{L\ UL} \ \hat{T}_{L\ OL} \right)^T$

2.1.2.4 Strukturbild des Wasserkühlungsmodells

Bild 2.17 gibt das Strukturbild des Wasserkühlungsmodells an. Die Eingangsgrößen sind die Druckdifferenz Δp_W , die Kaltwassertemperatur T_{Wk} , die Kaltgastemperatur T_{Gk} , die Kühlgastemperaturen \hat{T}_G^{WKM} , die Eisenrandtemperaturen \hat{T}_{ER}^{WKM} im Nutbereich (siehe Anhang A3 und A4) und die Stromwärmeverluste aller Volumenelemente aller Stäbe $\hat{P}_{V\ VE}$. Die Ausgangsgrößen sind die Warmwassertemperaturen aller Stäbe \hat{T}_{Ww} , die mittlere Leitertemperaturen der Unterlage- und Oberlagestäbe $\hat{T}_{L} = \left(\hat{T}_{L\ UL} \ \hat{T}_{L\ OL} \right)^T$ und die Leitertemperaturen aller Volumenelemente aller Stäbe $\hat{T}_{L\ VE}$.

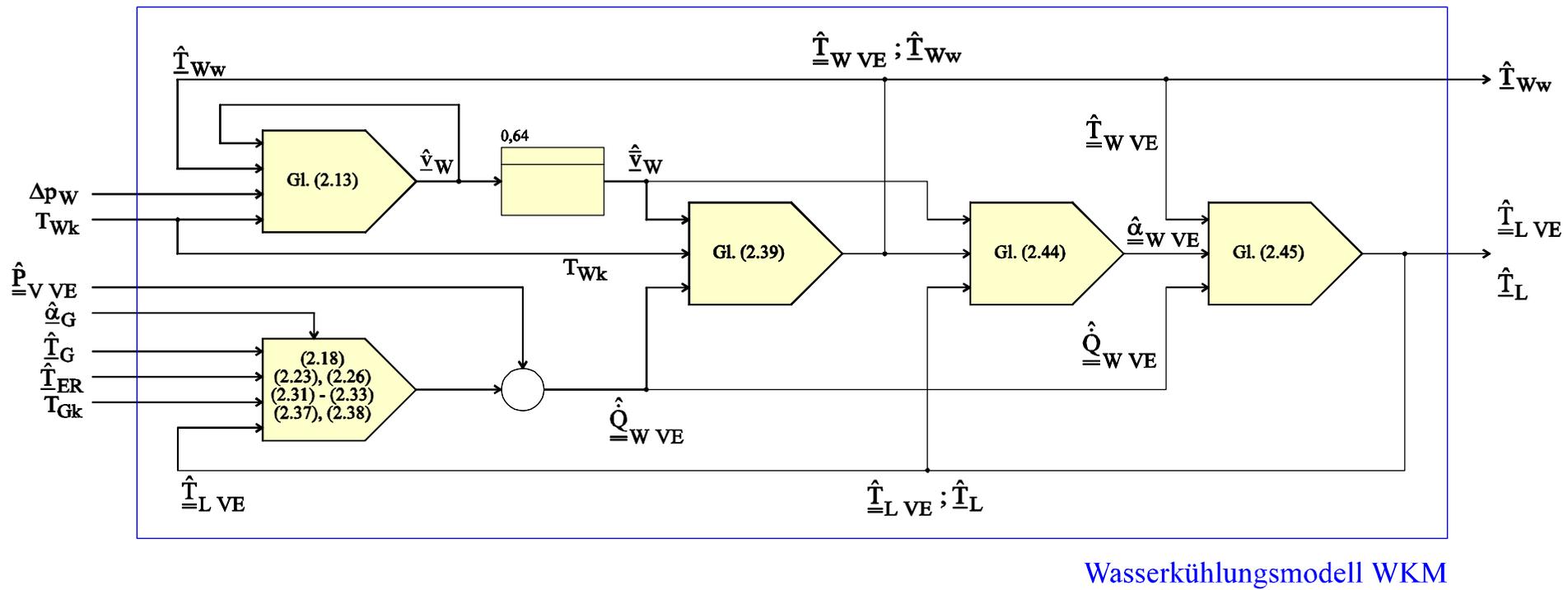


Bild 2.17: Strukturbild des Wasserkühlungsmodells (WKM)

2.1.2.5 Berechnung der Stromwärmeverluste

Der Gleichstromwiderstand eines Leiters

$$R_L = \rho_L \cdot \frac{L}{A} \quad (2.47)$$

mit dem spezifischen Widerstand des Leitermaterials ρ_L , der Länge L und der Querschnittsfläche A bestimmt die von einem Gleichstrom I erzeugten Ohm'schen Verluste:

$$P_V = R_L \cdot I^2 \quad (2.48)$$

Dabei gilt für die Temperaturabhängigkeit des spezifischen Widerstands von Kupfer

$$\begin{aligned} \rho_L(T_L) &= \rho_L|_{20^\circ\text{C}} \cdot (1 + k_{\rho_L} \cdot (T_L - 20^\circ\text{C})) \\ &= 0,01724 \cdot \left(1 + 0,00393 \cdot \frac{T_L - 20^\circ\text{C}}{^\circ\text{C}} \right) \frac{\Omega \cdot \text{mm}^2}{\text{m}} \end{aligned} \quad (2.49)$$

mit dem Proportionalitätsfaktor k_{ρ_L} und der Leitertemperatur T_L /67.Wi-Ke/. In der von Wechselstrom durchflossenen Statorwicklung verteilt sich der Strom nicht gleichmäßig über den Leiterquerschnitt (Stromverdrängungseffekt), dadurch erhöhen sich die Stromwärmeverluste um den Faktor ξ :

$$\hat{P}_V = \xi \cdot R_L \cdot I_{\text{eff}}^2 \quad (2.50)$$

mit dem Effektivwert des Stromes I_{eff} . Nach /67.Ri/ ist ξ von der Geometrie des Leiters und dessen Lage in der Nut sowie dem Nutquerfeld abhängig. Daher werden die Statorstäbe in drei Gruppen unterteilt, die jeweils durch einen gemeinsamen Faktor ξ_i gekennzeichnet sind:

- Unterlagestäbe (ξ_1),
- Oberlagestäbe mit gleicher Phasenlage wie die Unterlagestäbe (ξ_2),
- Oberlagestäbe mit verschiedener Phasenlage wie die Unterlagestäbe (ξ_3).

Aus der mittleren gemessenen Warmwassertemperatur jeder Gruppe von Statorstäben kann die durch das Kühlwasser dieser Stäbe aufgenommene Verlustleistung bestimmt werden. Das Verhältnis zur mit $\xi = 1$ berechneten Verlustleistung nach Gleichung (2.50) ergibt die Faktoren ξ_i (siehe Absatz 3.2.2).

Das Strukturbild zur Berechnung der Stromwärmeverluste $\hat{P}_{\underline{V VE}}$ in den einzelnen Volumenelementen des Statorstabes ist in **Bild 2.18** angegeben. Die Eingangsgrößen sind die Effektivwerte der Strangströme $\underline{I}_{S eff}$ und die Leitertemperaturen $\hat{T}_{\underline{L VE}}$.

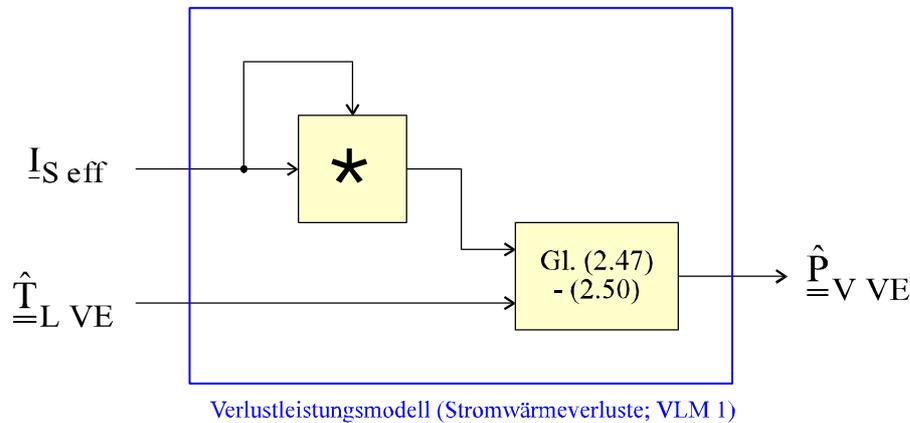
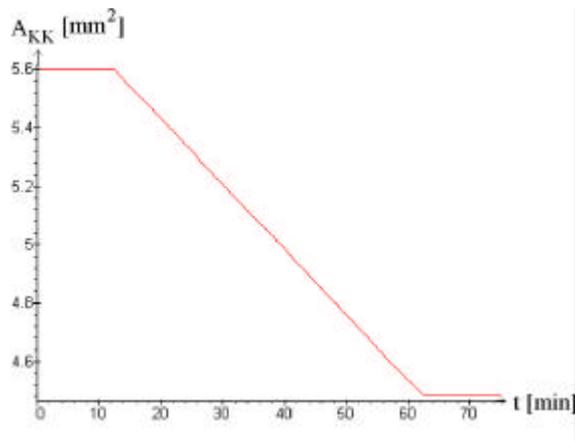


Bild 2.18: Strukturbild des Verlustleistungsmodells (Stromwärmeverluste, VLM 1)

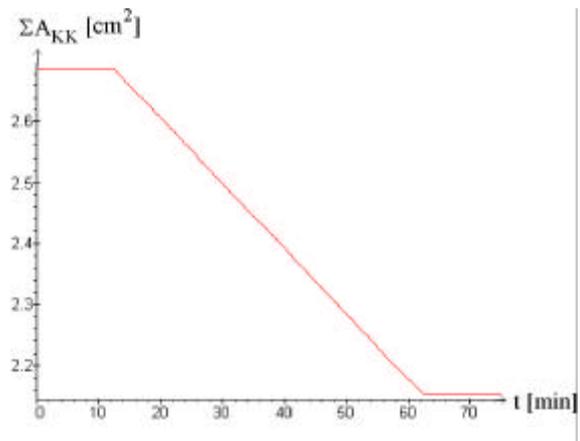
2.1.3 Simulationsergebnisse

Die nachfolgenden **Bilder 2.19 bis 2.23** geben die Simulationsergebnisse des Wasserkühlungsmodells und des Verlustleistungsmodells ohne Einwirkung weiterer äußerer Größen (Wärmeenergieaustausch mit dem Kühlgas oder dem Statorblechkörper) wieder. Da es sich um ein rein algebraisches Gleichungssystem handelt, haben die Systemantworten die gleiche Charakteristik (Sprung bzw. Rampe) wie die Eingangsgrößen bzw. Störgrößen. Die Systemreaktionen bei Änderung der Eingangsgrößen (Kaltwassertemperatur, Kühlwasserdruck, Wirkleistung) sind selbsterklärend.

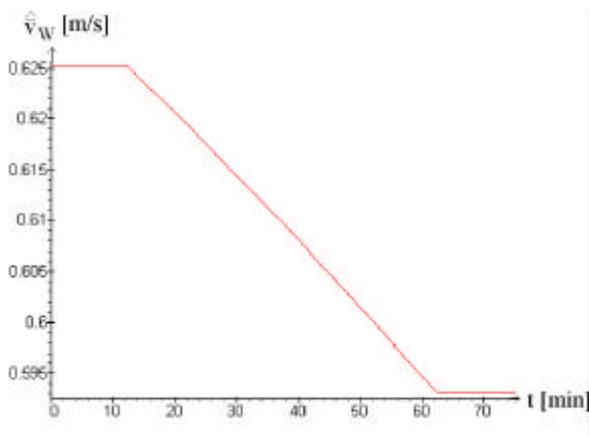
Hinsichtlich der Simulation von Störungen ist Folgendes anzumerken: Die rampenförmige Verringerung der Kühlkanal-Querschnittsfläche um 20% (bzw. die damit einhergehende Verringerung des hydraulischen Durchmessers um 10,56%) entspricht der Ausbildung von Ablagerungen in den Hohlteilleitern (**Bild 2.19**). Eine plötzlich eintretende Verstopfung der Wasserkammer entspricht jedoch der Charakteristik prinzipiell einer sprungförmigen Wirkleistungsänderung, da der verbleibende, nicht verstopfte Anteil der Hohlteilleiter nunmehr die Verlustwärme des gesamten Stabes abführen muss (**Bild 2.20**).



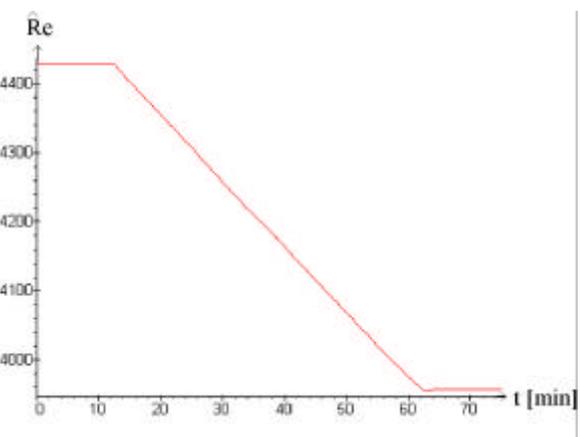
(a) Querschnittsfläche eines Hohlteilleiters (i-ter Stab)



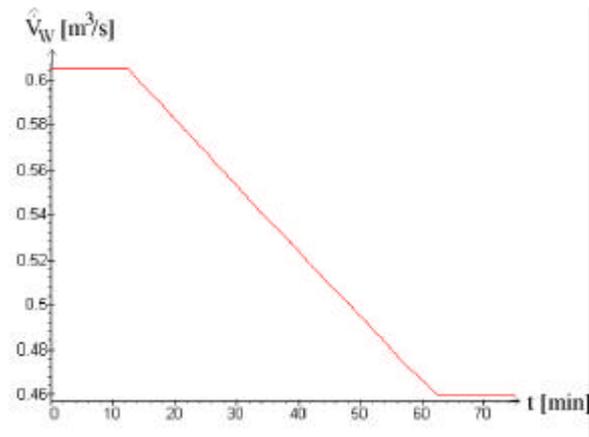
(b) Effektive Querschnittsfläche aller Hohlteilleiter (i-ter Stab)



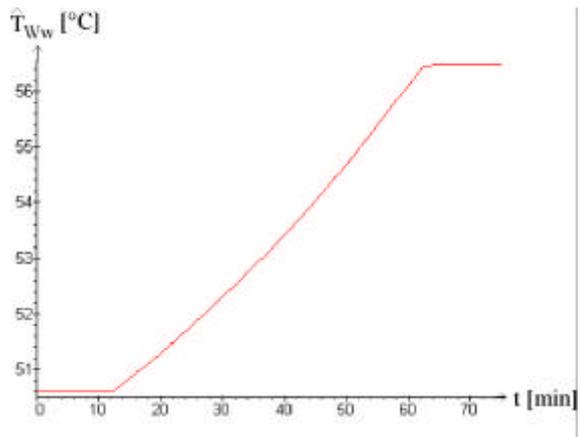
(c) Mittlere Strömungsgeschwindigkeit des Kühlwassers (i-ter Stab)



(d) Reynolds-Zahl (i-ter Stab)

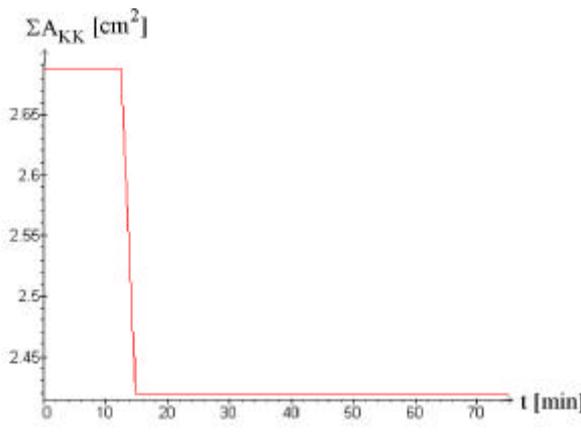


(e) Volumenstrom des Kühlwassers (i-ter Stab)

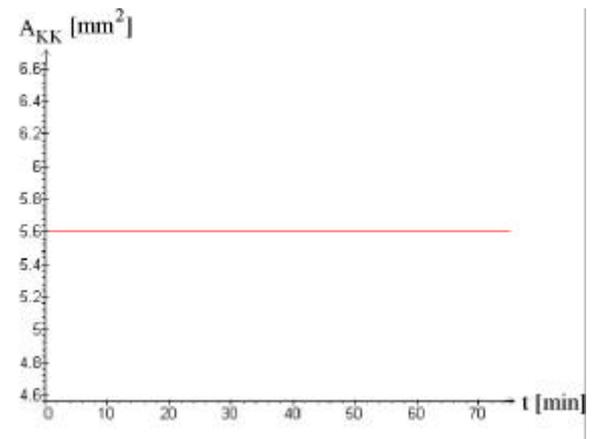


(f) Warmwassertemperatur (i-ter Stab)

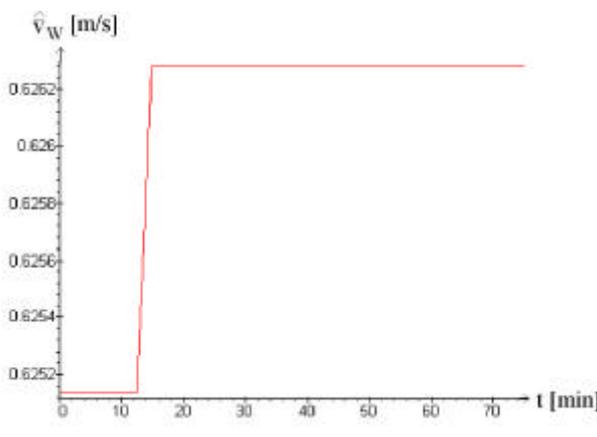
Bild 2.19: Simulation – rampenförmige Verringerung der Hohlteilleiterquerschnittsflächen des i-ten Stabes um 20%



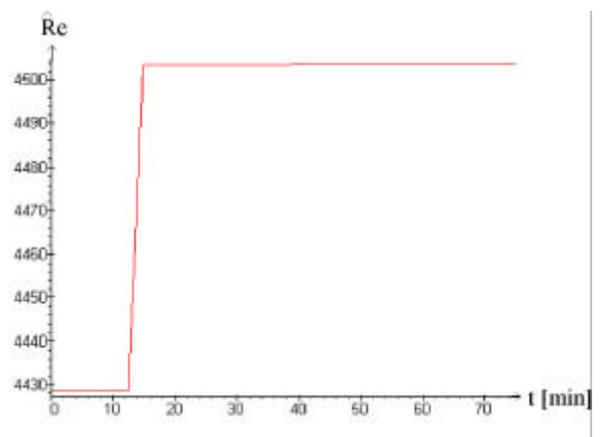
(a) Effektive Querschnittsfläche aller Hohlteilleiter (i-ter Stab)



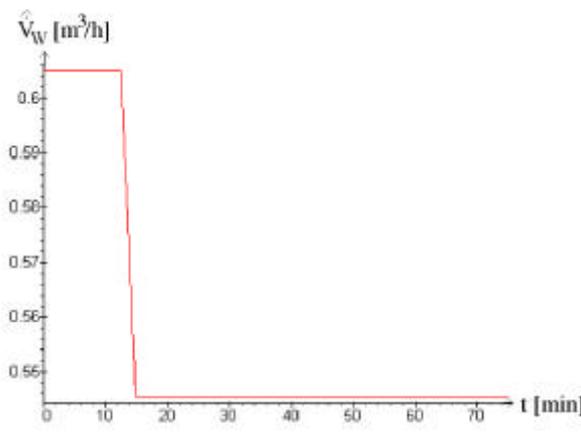
(b) Querschnittsfläche eines Hohlteilleiters (i-ter Stab)



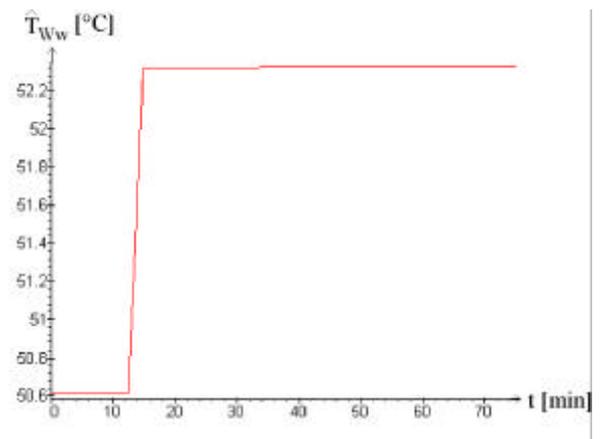
(c) Mittlere Strömungsgeschwindigkeit des Kühlwassers (i-ter Stab)



(d) Reynolds-Zahl (i-ter Stab)

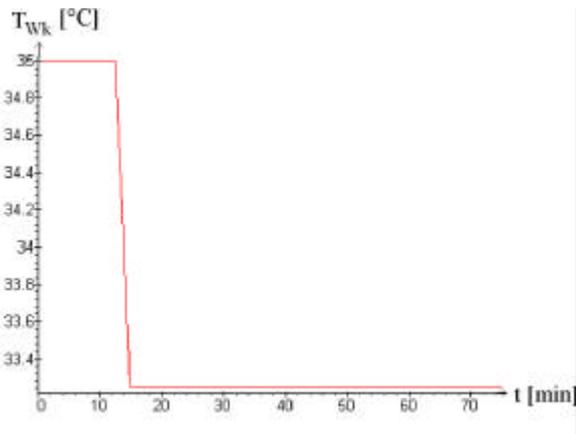


(e) Volumenstrom des Kühlwassers (i-ter Stab)

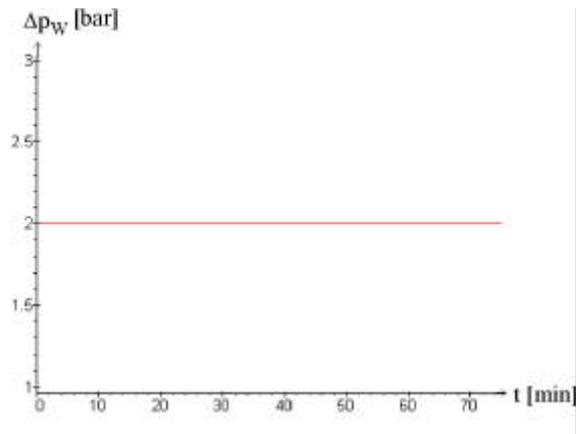


(f) Warmwassertemperatur (i-ter Stab)

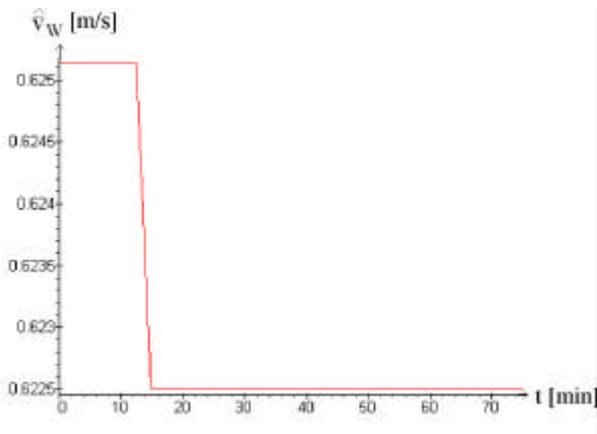
Bild 2.20: Simulation – sprungförmige Blockade der Wasserkammer des i-ten Stabes um 10%



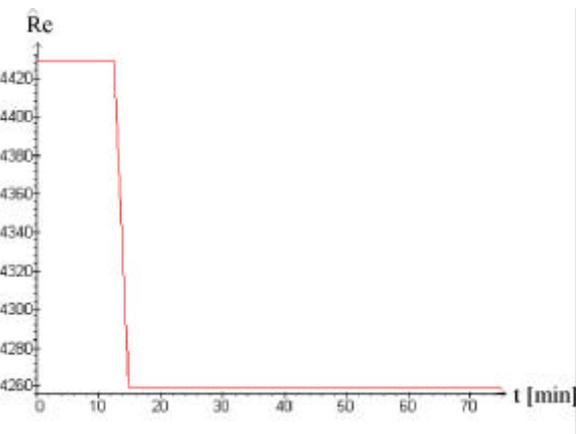
(a) Kaltwassertemperatur



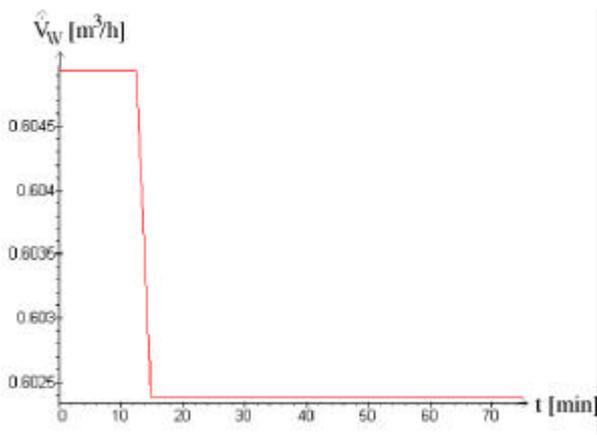
(b) Druckdifferenz des Kühlwassers



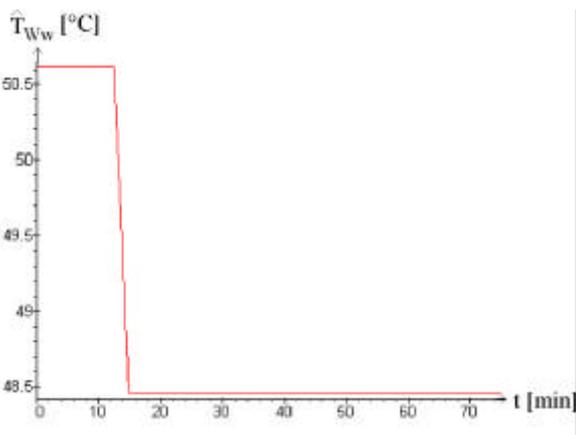
(c) Mittlere Strömungsgeschwindigkeit des Kühlwassers (i-ter Stab)



(d) Reynolds-Zahl (i-ter Stab)

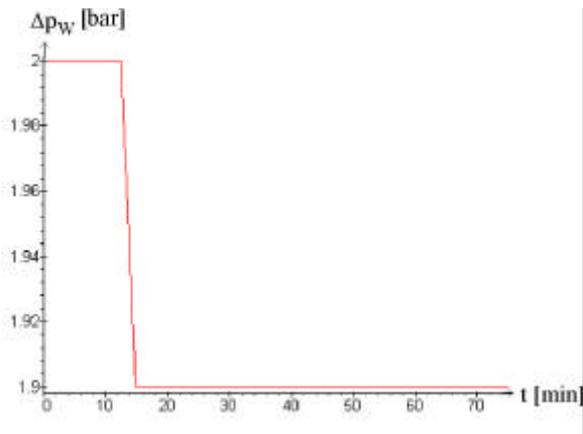


(e) Volumenstrom des Kühlwassers (i-ter Stab)

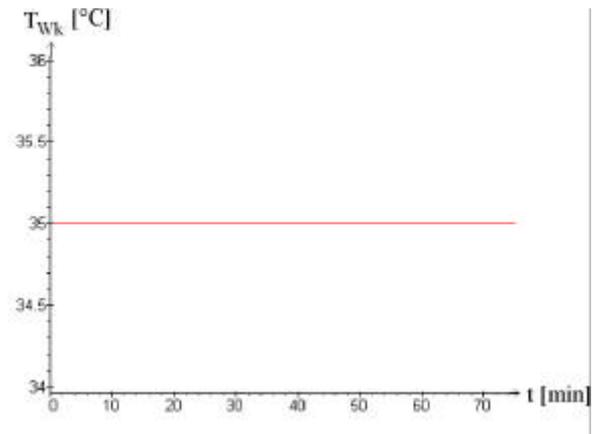


(f) Warmwassertemperatur (i-ter Stab)

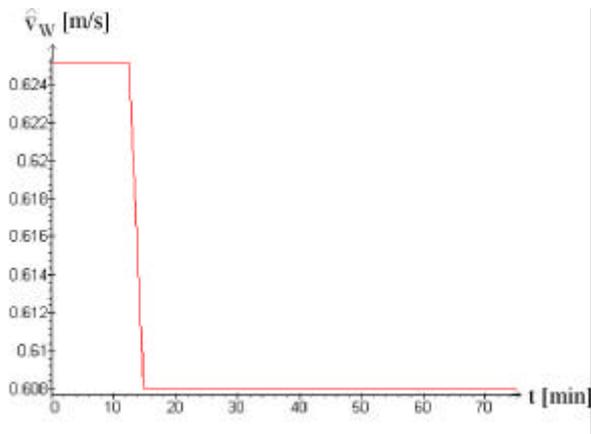
Bild 2.21: Simulation – sprungförmige Veränderung der Kaltwassertemperatur um -5%



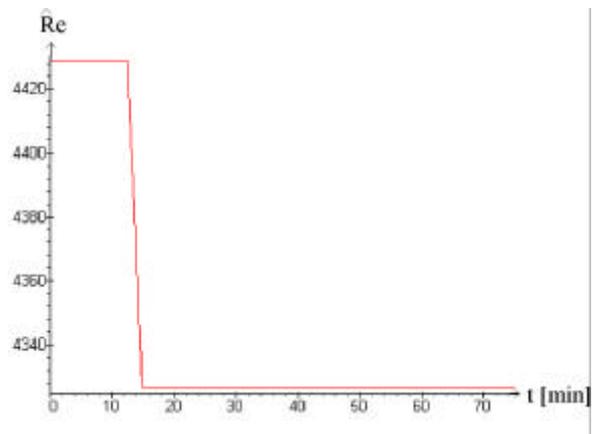
(a) Druckdifferenz des Kühlwassers



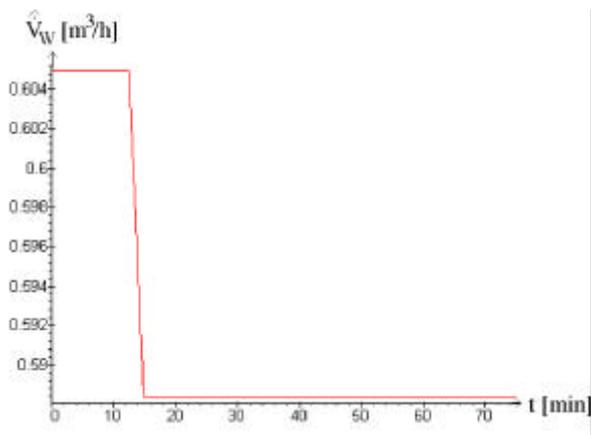
(b) Kaltwassertemperatur



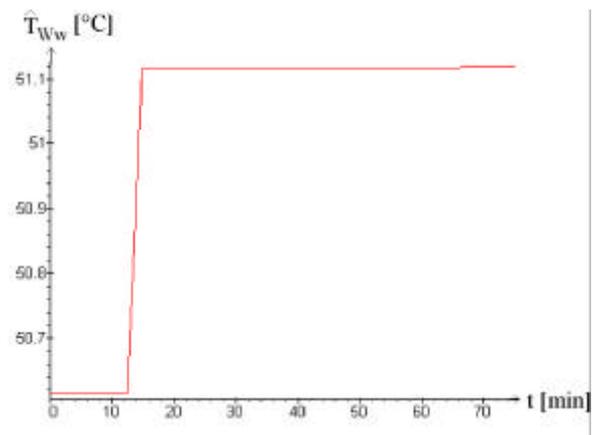
(c) Mittlere Strömungsgeschwindigkeit des Kühlwassers (i-ter Stab)



(d) Reynolds-Zahl (i-ter Stab)

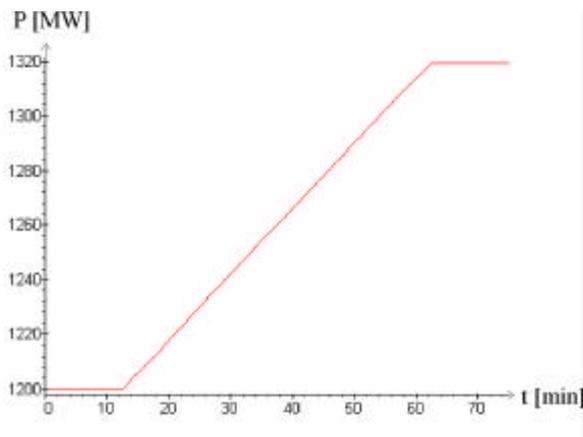


(e) Volumenstrom des Kühlwassers (i-ter Stab)

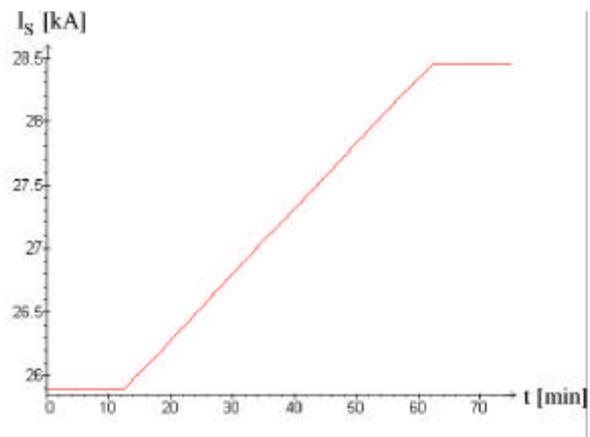


(f) Warmwassertemperatur (i-ter Stab)

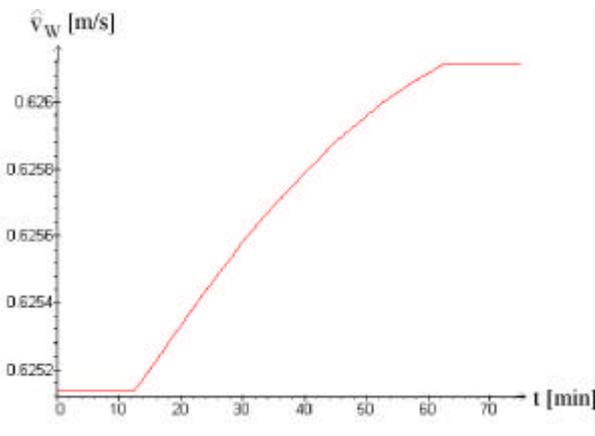
Bild 2.22: Simulation – sprungförmige Veränderung der Druckdifferenz des Kühlwassers um -5%



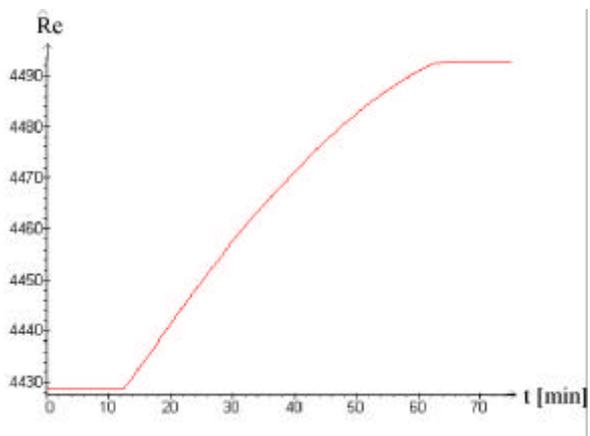
(a) Wirkleistung



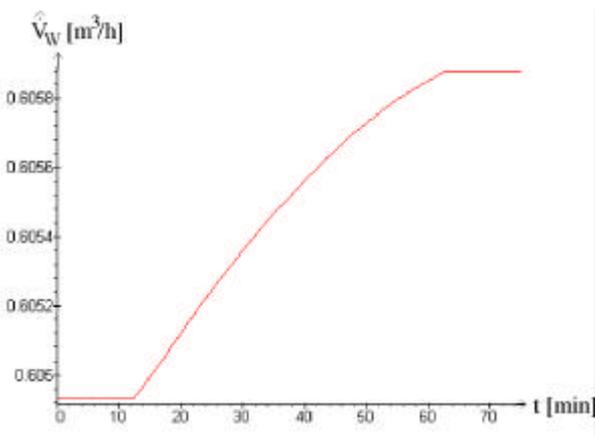
(b) Strangstrom



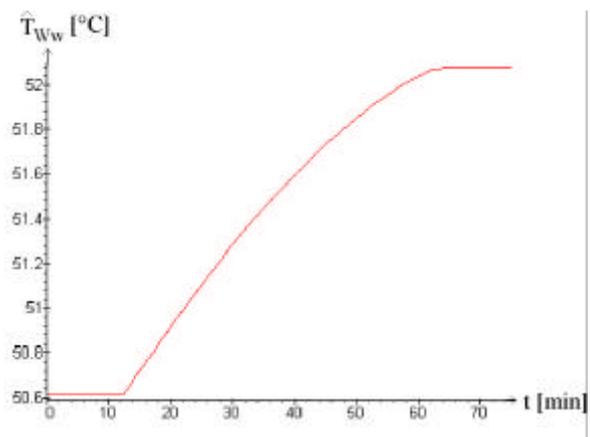
(c) Mittlere Strömungsgeschwindigkeit des Kühlwassers (i-ter Stab)



(d) Reynolds-Zahl (i-ter Stab)



(e) Volumenstrom des Kühlwassers (i-ter Stab)



(f) Warmwassertemperatur (i-ter Stab)

Bild 2.23: Simulation – rampenförmige Veränderung der Wirkleistung um 10%

2.2 Kühlung und Stromwärmeverluste der Rotorwicklung

Der Rotor eines Turbogenerators ist ein wärmebehandeltes, einteiliges Schmiedestück aus einer Stahllegierung hoher Permeabilität mit eingefrästen Nuten zur Aufnahme der Rotorwicklung. Auf der Nichtantriebsseite verfügt der Rotor über eine Zentralbohrung zur Aufnahme der Erregerstrom-Zuleitungsschiene. Die Verluste in der von Gleichstrom durchflossenen Rotorwicklung lassen sich mit den Gleichungen (2.48) und (2.49) bestimmen. Bei Turbogeneratoren großer Leistung (bis 1400 MVA) wird die Rotorwicklung direkt axial mit Wasserstoff gekühlt, bei Turbogeneratoren größter Leistung (bis 1800 MVA) erfolgt die Kühlung direkt axial mit Wasser.

2.2.1 Wasserkühlung der Rotorwicklung

Die massiven Leiter („Kupferstangen“) der Rotorwicklung sind, wie in **Bild 2.24** dargestellt, mit einer axialen Bohrung von 10-12 mm Durchmesser versehen /90.Sc-Em/.

Bild 2.25 zeigt das Wasserkühlungssystem eines Generators mit wassergekühlter Stator- und Rotorwicklung. Das Kühlwasser fließt vom Primärwasserbehälter (Tank) über die Schaftpumpe, die Kühlergruppe (zum Austausch der Verlustwärmeenergie) und den Hauptfilter in zwei Teilströmen zum Stator (wie im Abschnitt 2.1.1 beschrieben) und zum Rotor. Über das Kammersystem im Wasseranschlusskopf wird das Kaltwasser dem Rotor zugeführt.

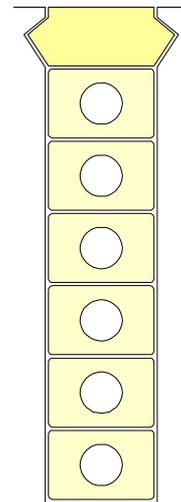


Bild 2.24: Querschnitt eines wassergekühlten Rotorstabes

Die Hohlleiter sind über Anschlussrohre und Polytetrafluorethylen- (PTFE-) Isolierschläuche mit der Kühlwasserzu- bzw. -ableitung verbunden. Das Warmwasser tritt aus dem Kammer-system im Wasseranschlusskopf in den Primärwasserbehälter ein. Der Kühlkreislauf steht an der Schaftpumpe mit der Atmosphäre in Verbindung. Ein kleiner Teilstrom des Kühlwassers („Spaltwasser“, ca. 5 m³/h /90.Sc-Em/) nimmt so Stickstoff, Sauerstoff und Kohlendioxid auf und muss in der Spaltwasseranlage aufbereitet werden, bevor er dem Primärwasserbehälter zugeleitet wird. Insbesondere bewirkt ein Palladium-Katalysator den Entzug des Sauerstoffs. Die elektrische Leitfähigkeit wird durch den Ionenaustauscher auf Werte < 2μS/cm eingestellt, die Alkalisierung des Kreislaufs erfolgt durch verdünnte Natronlauge.

Bei Generatoren mit wassergekühlter Stator- und Rotorwicklung kann es zu Ablagerungen metallischen Kupfers kommen, da der Sauerstoffgehalt durch den Einsatz eines Palladium-Katalysators extrem niedrig ist /90.Sc-Em/. Da sich in diesem Fall leitfähige Beläge in den Isolierschläuchen der Rotorwicklung bilden können¹⁰, wird für derartige Generatoren die Sauerstoffkonzentration auf einen Wert von ca. 10 µg/l eingestellt und kontinuierlich überwacht.

Die in der Rotorwicklung entstehenden Verluste werden vollständig durch die direkte Wasserkühlung abgeführt, eine Wechselwirkung mit der Gaskühlung des Statorblechkörpers oder der Wasserkühlung der Statorwicklung besteht nicht.

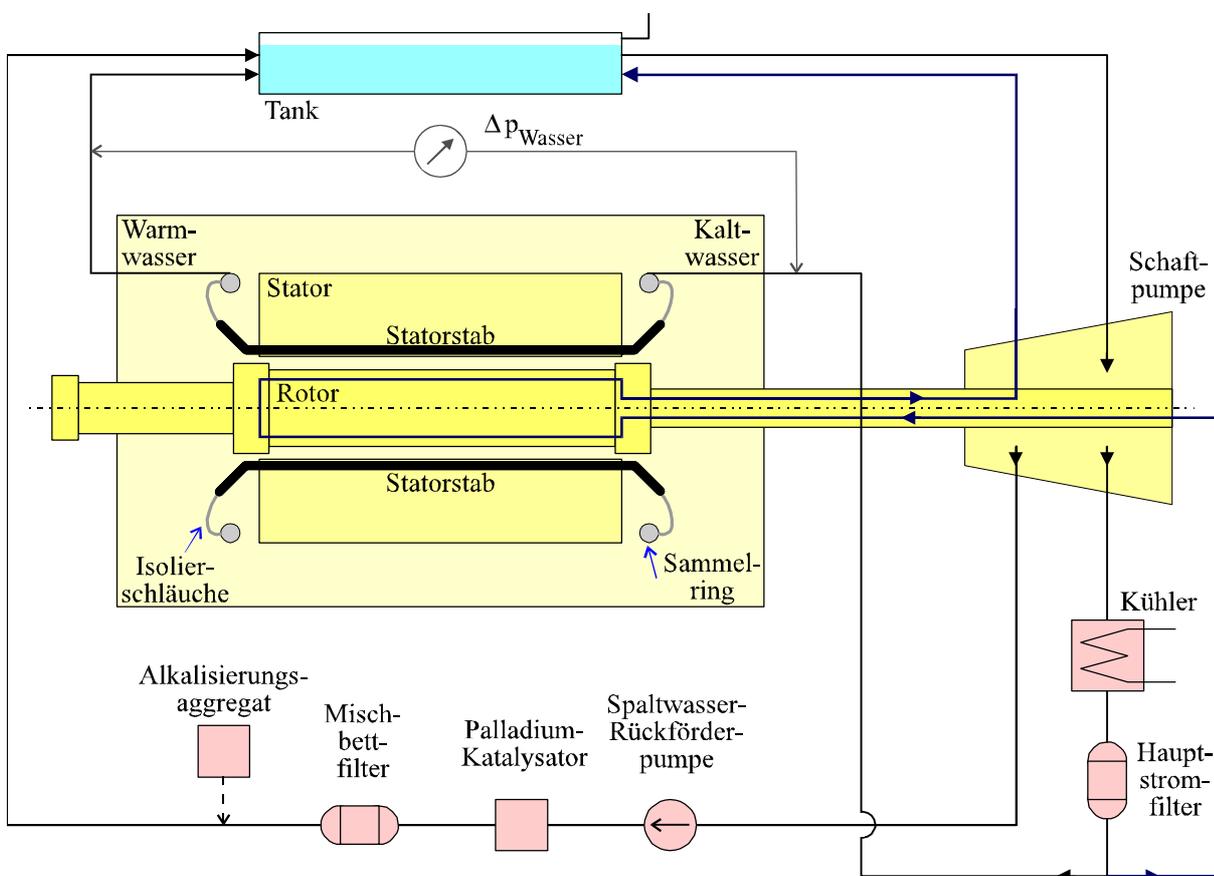


Bild 2.25: Wasserkühlungssystem eines Generators mit wassergekühlter Stator- und Rotorwicklung (nach /90.Sc-Em/ und /82.Dö-Pa/)

¹⁰ Dies führte z.B. zu einer Abschaltung des Kraftwerkes Biblis B /82.Dö-Pa/.

2.2.2 Wasserstoffkühlung der Rotorwicklung

Die Rotorwicklungsstäbe werden, wie in **Bild 2.26** dargestellt, aus miteinander vernieteten E-Profilen aus Hartkupfer aufgebaut. Das Isolationsmaterial (z.B. Nomex) muss sich durch hohe mechanische und dielektrische Festigkeit auszeichnen. Die Kupferhohlleiter des Aktivteils und des Wickelkopfes der Rotorwicklung werden getrennt mit Kaltgas versorgt. Das erwärmte Kühlgas des Wickelkopfes tritt, wie aus **Bild 2.27** ersichtlich, hinter der Rotorkappe durch Gasauslassnuten in den Luftspalt, während das erwärmte Kühlgas des Aktivteils vornehmlich in der Rotormitte in den Luftspalt eintritt und über radiale Schlitze im Statorblechkörper zu den Kühlern gelangt /89.We/.

Es besteht somit eine Wechselwirkung mit der Gaskühlung des Statorblechkörpers und letztlich auch mit der Wasserkühlung der Statorwicklung.

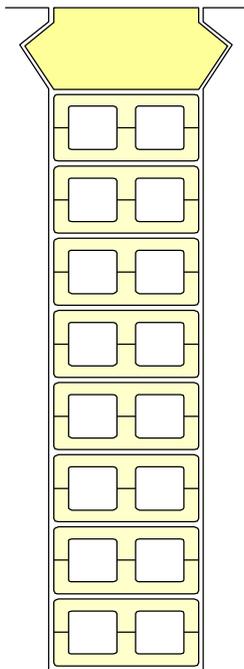


Bild 2.26: Querschnitt eines wasserstoffgekühlten Rotorstabes

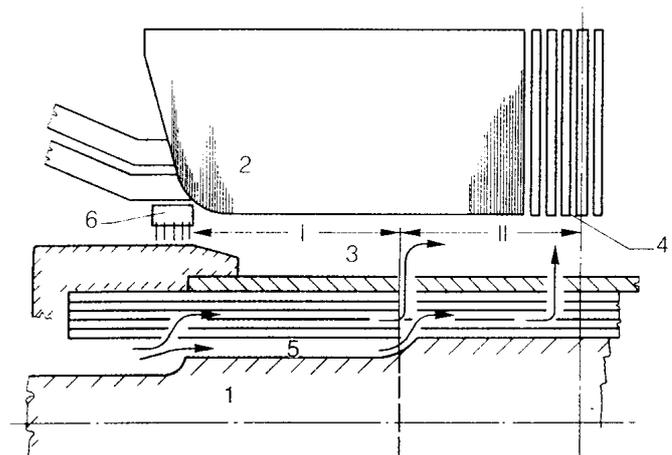


Bild 2.27: Axiale Mehrbereichskühlung eines Turbogenerators (aus /89.We/)

Erläuterung:

1: Rotorkörper, 2: Statorblechkörper, 3: Luftspalt, 4: Gasaustritt zu den Kühlern, 5: Grundnut, 6: Luftspaltblende, I und II: Kühlungsabschnitte

2.3 Wasserstoffkühlung, Eisenverluste und Wärmequellennetz des Statorblechkörpers

2.3.1 Systembeschreibung

Der Statorblechkörper dient der verlustarmen Führung des magnetischen Flusses und besteht zur Reduzierung von Wirbelstromverlusten aus Einzelblechpaketen, die im Allgemeinen durch radiale Kühlschlitze unterteilt sind. Ein Statorblechpaket wird aus gestanzten, entgrateten, mit wärmebeständigem Lack beidseitig beschichteten Segmenten aus siliziumlegierten Elektroblechen aufgebaut. Der gesamte Statorblechkörper wird nach dem Schichten bei Betriebstemperatur und unter Druck induktiv vibriert und gepresst. Pressplatten und durchgehende Zuganker bewirken eine konstante hohe Presskraft. **Bild 2.28** zeigt ein typisches Statorblechsegment.

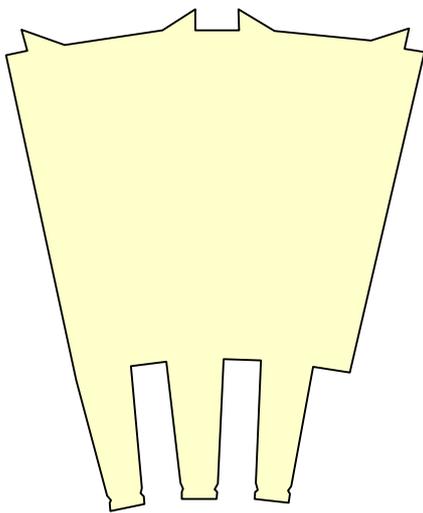


Bild 2.28: Statorblechsegment
(nach /90.Kh-Bu-Be-Br/)

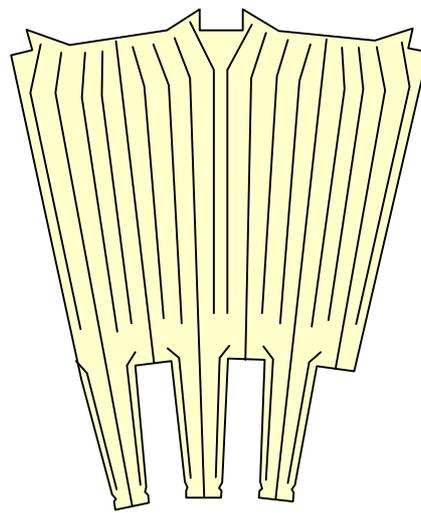


Bild 2.29: Statorblechsegment mit aufgeschweißten Distanzstücken
(nach /90.Kh-Bu-Be-Br/)

Der Statorblechkörper wird von einem zeitlich veränderlichen magnetischen Feld durchsetzt. Die für die periodische Ummagnetisierung des Eisens, sowohl durch die Änderung des magnetischen Zustandes (Hysterese) als auch durch die Ohm'schen Verluste induzierter Wirbelströme, erforderliche Energie wird in Ummagnetisierungswärme umgesetzt. Der Statorblechkörper großer Turbogeneratoren wird durch Wasserstoffgas direkt gekühlt. In Abhängigkeit von der Führung des Kühlgases liegen radiale oder axiale Kühlschlitze vor. Bei radialen Kühlschlitzen werden, wie in **Bild 2.29** dargestellt, zylinderförmige Statorblechpakete einer Breite von 60-70 mm durch Segmente mit aufgeschweißten Distanzstücken einer Höhe von 6-10 mm unterteilt.

Die wichtigsten Kenngrößen von Elektroblechen sind die Blechdicke (i.A. 0,35 mm oder 0,5 mm), die vom Siliziumgehalt abhängende Leitfähigkeit (für hochlegierte Bleche: $\lambda_{BP} \approx 18 \text{ W/Km}$), die spezifischen Ummagnetisierungsverluste (für hochlegierte Bleche: $v_{10} \approx 1,3 \text{ W/kg}$ bei $f = 50 \text{ Hz}$ und $B = 1 \text{ T}$) und der Stapelfaktor $k_{SK} (\approx 0,92)$. Die Quersleitfähigkeit des Blechpaketes ist durch die Isolierschichten deutlich geringer, bei hochlegierten lackbeschichteten Blechen einer Dicke von 0,5 mm und Wasserstoffkühlung gilt z.B. $\lambda_{BPq} \approx 5,3 \text{ W/Km} / 67 \cdot \text{Wi-Ke/}$.

Die Verwendung von Wasserstoffgas als Kühlmittel bewirkt bei einem mittleren Gasdruck von ca. 5 bar absolut um den Faktor 10 bessere Kühlungseigenschaften als bei der Verwendung von Luft bei Atmosphärendruck. Bei volltourigen Turbogeneratoren wird mit Wasserstoffdrücken bis zu 8,5 bar gearbeitet. Üblicherweise liegt das Wasserstoffgas in einer Reinheit von 95-99 % vor, die Wasserstoffabdichtung ist aus Gründen der Explosionssicherheit (kritischer Wasserstoffanteil in Luft 5-70 %) von höchster Bedeutung.

Der Kühlkreislauf des Wasserstoffgases unterscheidet sich in Abhängigkeit von der Art der Rotorkühlung und ist zudem baugrößen- und herstellerspezifisch. Exemplarisch sollen zwei häufig realisierte Konfigurationen betrachtet werden.

a) Rotorwicklung mit direkter Wasserstoffkühlung

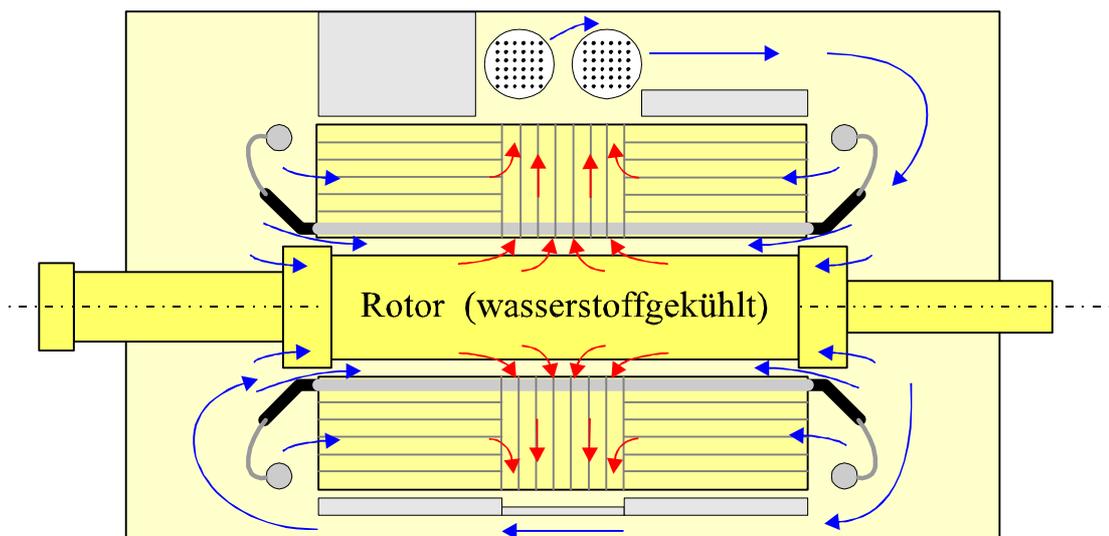


Bild 2.30: Wasserstoffkühlungssystem des Statorblechkörpers (Statorwicklung des Generators mit direkter Wasserkühlung, Rotorwicklung mit direkter Wasserstoffkühlung)

Bild 2.30 zeigt den Kühlkreislauf des Wasserstoffgases am Beispiel eines zweipoligen Turbogenerators für Leistungen bis 1400 MVA (nach /89.We/). Auf der Nichtantriebsseite befindet sich ein einstufiger Radialventilator mit Kaltgasüberleitung zur Antriebsseite. Durch Diffusoren wird ein großer Anteil der kinetischen Strömungsenergie in Druckenergie umgewandelt. Der Statorblechkörper wird axial mit Wasserstoff gekühlt, in der Generatormitte befinden sich radiale Kühlschlitze, durch die das Warmgas den Wasserstoffkühlern zugeleitet wird.

b) Rotorwicklung mit direkter Wasserkühlung

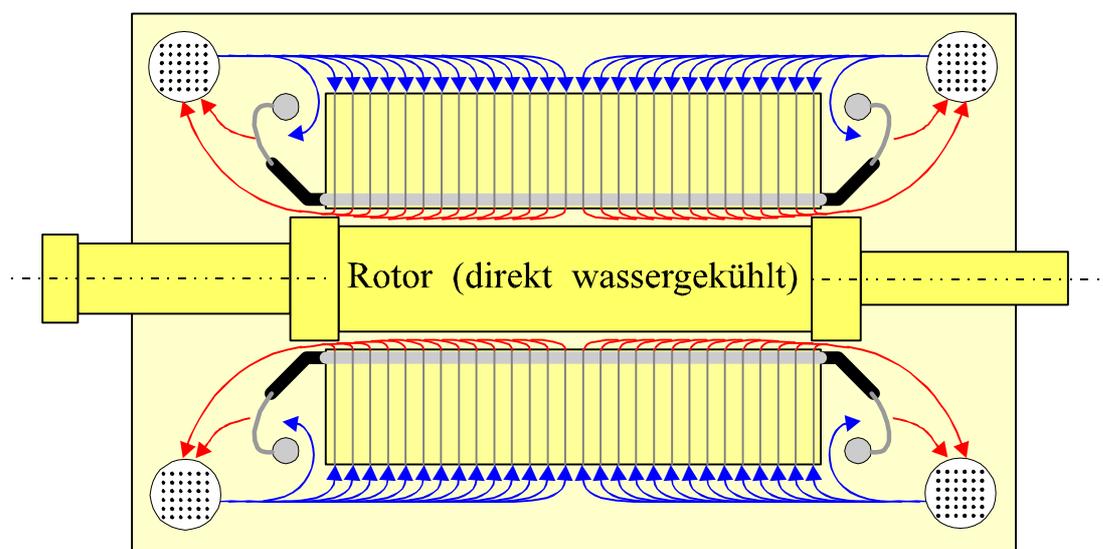


Bild 2.31: Wasserstoffkühlsystem des Statorblechkörpers (Stator- und Rotorwicklung des Generators mit direkter Wasserkühlung)

Bild 2.31 zeigt den Kühlkreislauf des Wasserstoffgases am Beispiel eines vierpoligen Turbogenerators für Leistungen bis 1800 MVA. Auf der Antriebs- und der Nichtantriebsseite befindet sich ein Axialkompressor. Das Kaltgas wird über den Statorrücken den radialen Kühlschlitzen im Statorblechkörper zugeführt, das Warmgas gelangt durch den Luftspalt zu den vier symmetrisch in den Ecken des Gehäuses angeordneten Wasserstoffkühlern.

2.3.2 Modellierung

Die in diesem Abschnitt betrachtete thermische Modellierung der Wasserstoffkühlung und der Eisenverluste des Statorblechkörpers erfolgt im Hinblick auf das Ziel, die Temperaturen des Kühlgases und des Stator Eisens im Nutbereich zur Bestimmung des Wärmeaustausches mit den Statorstäben zu berechnen. Mit der klassischen Methode der Wärmequellennetze können Erwärmungs- und Abkühlungsvorgänge des Statorblechkörpers nachgebildet werden. Von Bedeutung ist hier insbesondere auch die Abschätzung der Warmgastemperatur, welche die Arbeitspunktabhängigkeit der elektromagnetischen Verluste sowie das thermische Zeitverhalten des Statorblechkörpers impliziert und sich daher zur dynamischen Korrektur der Eisenkerntemperaturen eignet (s. Absatz 3.1). Als Messgrößen stehen die Kalt- und die Warmgastemperatur, der Wasserstoffgasdruck und der Volumenstrom zur Verfügung. Die beiden letztgenannten Größen sind im Allgemeinen über längere Zeiträume näherungsweise konstant.

Die geschlossene Modellierung des Wasserstoffkühlsystems wird im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt. Dabei werden Gesetzmäßigkeiten der technischen Thermodynamik, wie z.B. in /93.El-Fi-Hu/ dargelegt, angewendet. Die Methode der Wärmequellennetze wird seit Jahrzehnten zur Berechnung von Erwärmungs- und Abkühlungsvorgängen elektrischer Maschinen verwendet, denn sie erlaubt die Beschreibung thermischer Vorgänge mittels der dem Elektrotechniker vertrauten Netzwerktheorie. Grundlegende Arbeiten zu dieser Thematik wurden von Hak und Kessler verfasst (/57-2.Ha/, /59.Ha/, /60.Ke/, /63.Ke/, /64.Ke/ u.a.). Die Bestimmung der Eisenverluste wird in gängigen Lehrbüchern über elektrische Maschinen wie /86.Fi/ u.a. behandelt, jedoch im Allgemeinen nicht in der in dieser Arbeit angegebenen geschlossenen Form dargestellt.

Im nachfolgenden Text mit „[^]“ gekennzeichnete Größen sind berechnete, zeitveränderliche Größen zur deutlichen Abgrenzung von den gemessenen Größen.

2.3.2.1 Berechnung der Warmgastemperatur

Für einen Turbogenerator mit direkt wassergekühlter Rotorwicklung, wie in **Bild 2.31** dargestellt, sind die im Folgenden benötigten Bezeichnungen in **Bild 2.32** und **Bild 2.33** angegeben. Der Statorblechkörper der Länge L_{SK} ist aus n_{BP} zylinderförmigen Einzelblechpaketen der mittleren Breite B_{BP} (60-70 mm) aufgebaut.

Diese Einzelblechpakete sind durch aufgeschweißte Distanzstücke zur Ausbildung von Kühlschlitzen unterteilt, wie in **Bild 2.35** dargestellt. Die axiale Breite eines Kühlschlitzbereiches B_{KB} beträgt 6-10 mm, die Anzahl aller Kühlschlitzbereiche ist n_{KB} .

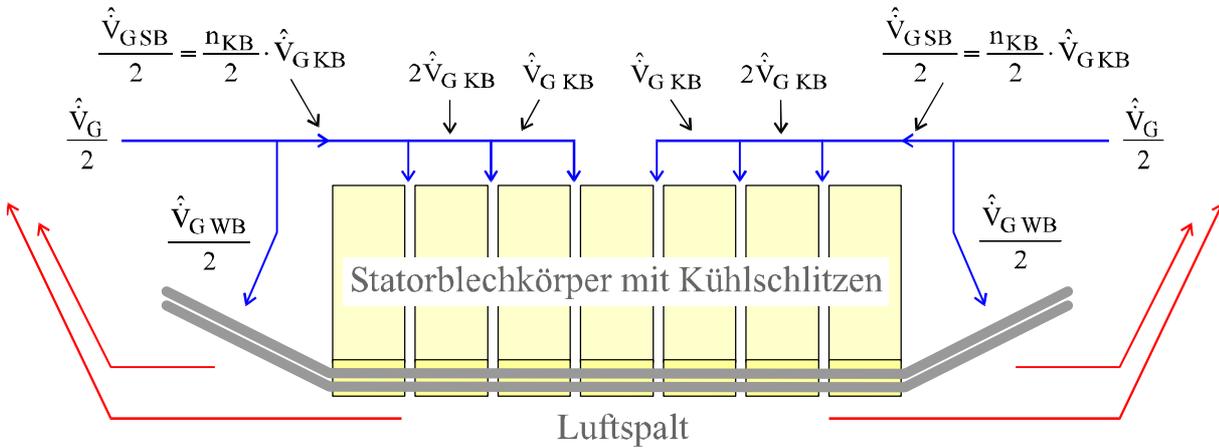


Bild 2.32: Wasserstoffkühlung des Statorblechkörpers – Volumenströme

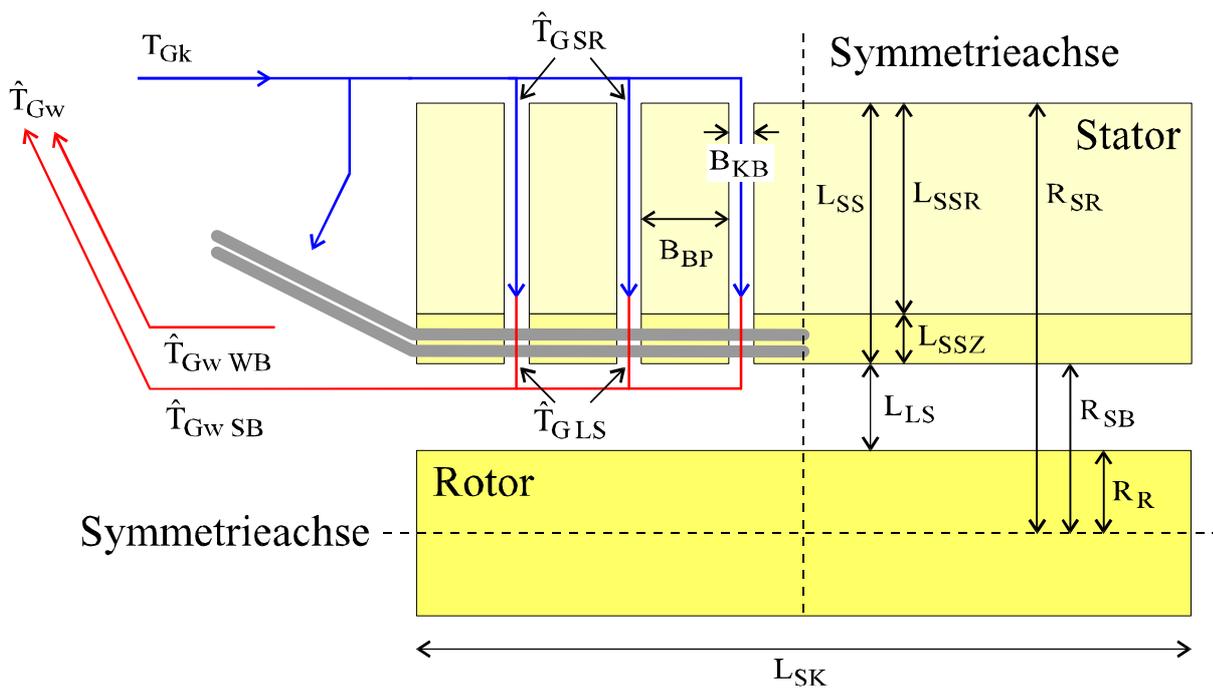


Bild 2.33: Wasserstoffkühlung des Statorblechkörpers – Temperaturen und Abmessungen

Der hauptsächliche Anteil des Kühlgases \hat{V}_{GSK} (ca. 90 %) wird entlang des Statorrückens den radialen Kühlschlitzen des Statorblechkörpers zugeführt. Ausgehend von der Kaltgas-temperatur T_{GK} erwärmt sich das Kühlgas auf die mittlere Temperatur \hat{T}_{GSR} am Eingang der Kühlschlitze, die wie im Folgenden angegeben abgeschätzt werden kann.

Der Mittelwert des Volumenstromes längs des Statorrückens beträgt $\hat{V}_G = \frac{\hat{V}_{GSK}}{4}$. Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit in diesem Bereich ist somit

$$\hat{v}_G = \frac{\hat{V}_G}{\pi \cdot (R_G^2 - R_{SR}^2)} \quad (2.51)$$

mit dem Statorblechkörper-Außenradius R_{SR} und dem mittleren Gehäuseradius R_G . Unter der Annahme einer turbulenten Grenzschicht gilt die Näherungsbeziehung von Shukauskas für eine Strömung längs einer ebenen Wand /93.El-Fi-Hu/:

$$Nu = 0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (2.52)$$

Mit $\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L_c}$, $Re = \frac{\rho}{\eta} \cdot L_c \cdot v$, $Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda}$ und der charakteristischen Länge $L_c = \frac{L_{SK}}{4}$

folgt für den Wärmeübergangskoeffizienten:

$$\hat{\alpha}_{GSR} = \frac{0,049}{L_{SK}^{0,2}} \cdot \frac{\lambda^{0,6} \cdot \rho^{0,8} \cdot c_p^{0,4}}{\eta^{0,4}} \Big|_{\hat{T}_G} \cdot \hat{v}_G^{0,8} \quad (2.53)$$

Die Funktion $\lambda^{0,6} \cdot \rho^{0,8} \cdot c_p^{0,4} \cdot \eta^{-0,4}$ ist in Abhängigkeit von der mittleren Gastemperatur entlang des Statorrückens $\hat{T}_G = \hat{T}_{GSR}$ zu berechnen (siehe Anhang A2).

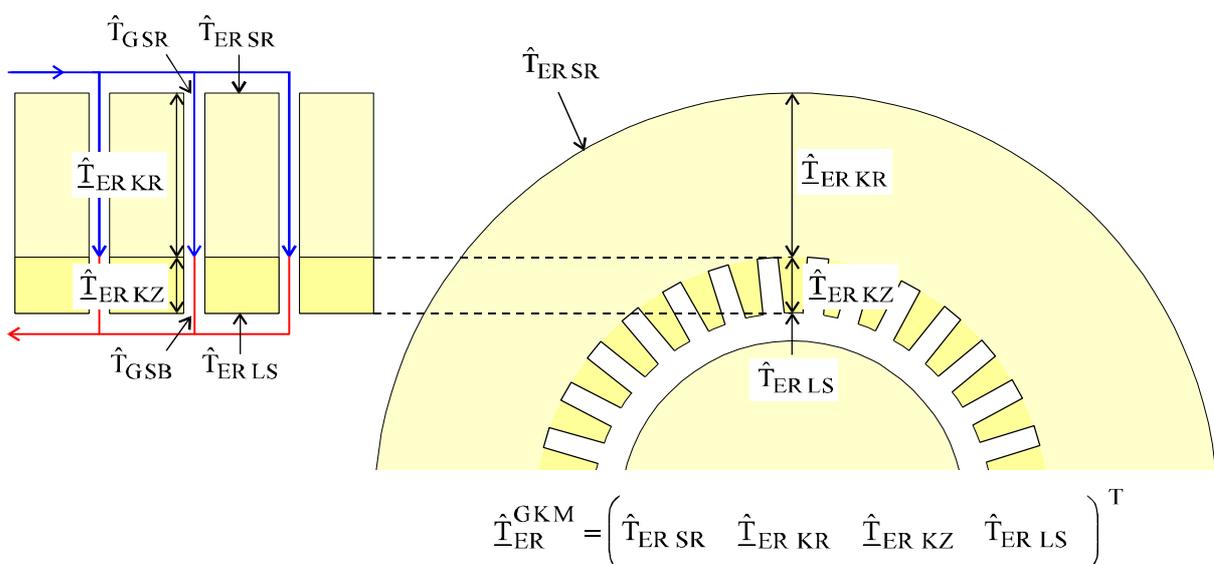


Bild 2.34: Eisenrandtemperaturen des Statorblechpaketes

Die Eisenrandtemperaturen des Statorblechpaketes sind dem **Bild 2.34** zu entnehmen. Für den Wärmeübergang zwischen dem Statorrücken mit der Temperatur \hat{T}_{ERSR} und dem Kühlgas durch Konvektion mit dem Wärmeübergangskoeffizienten $\hat{\alpha}_{GSR}$ gilt:

$$\hat{Q}_G = \hat{\alpha}_{GSR} \cdot 2\pi \cdot R_{SR} \cdot \left(\frac{L_{SK}}{4} - \frac{n_{KB}}{4} \cdot B_{KB} \right) \cdot (\hat{T}_{ERSR} - \hat{T}_{GSR}) \quad (2.54)$$

Die resultierende Kühlgastemperatur beträgt:

$$\hat{T}_{GSR} \approx T_{Gk} + \frac{\hat{Q}_G}{c_p \cdot \rho \Big|_{\hat{T}_G} \cdot \hat{V}_G} \quad (2.55)$$

Die Erwärmung längs des Statorrückens ist im Vergleich zu der Erwärmung in den Kühlschlitzen und im Luftspalt gering und eine derartige Abschätzung ausreichend.

Die Strömung in jedem Kühlschlitzbereich entspricht einer parallelen Strömung in Rohren mit rechteckförmigem, von der radialen Koordinate r abhängigen Querschnitt. Die Anordnung dieser Kühlschlitze ist in dem **Bild 2.35** dargestellt. Somit hängen die Strömungsgeschwindigkeit und der Wärmeübergangskoeffizient von r ab.

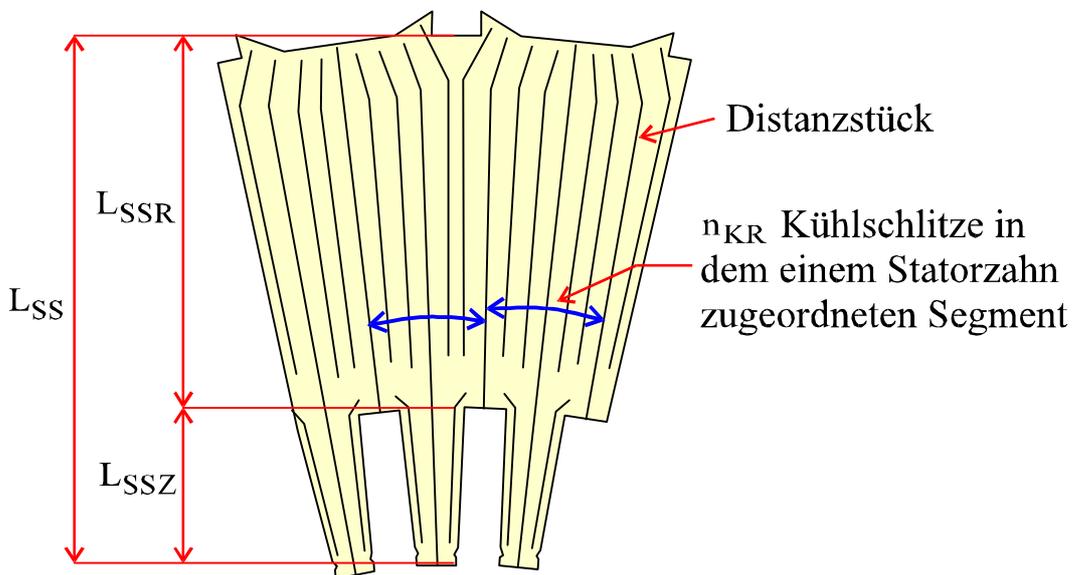


Bild 2.35: Anordnung der Kühlschlitze im Statorblechkörper (nach /90.Kh-Bu-Be-Br/)

Im Statorrückenbereich sind in dem einem Statorzahn zugeordneten Segment n_{KR} Kühlschlitze ähnlicher Geometrie angeordnet.

Unter der Annahme identischer Volumenströme in den n_{KB} Kühlschlitzbereichen

$$\hat{V}_{GKB} = \frac{\hat{V}_{GSK}}{n_{KB}} \quad (2.56)$$

beträgt der Volumenstrom in einem Kühlschlitz im Statorrückenbereich

$$\hat{V}_{GKR} = \frac{\hat{V}_{GKB}}{n_{KR} \cdot n_{SZ}} = \frac{\hat{V}_{GSK}}{n_{KB} \cdot n_{KR} \cdot n_{SZ}} \quad (2.57)$$

mit der Anzahl der Statorzähne n_{SZ} (entspricht der Anzahl der Nuten n_N).

Jeder Kühlschlitz im Statorrückenbereich wird in n_{IKR} Intervalle identischer Länge

$$L_{IKR} = \frac{L_{SSR}}{n_{IKR}} \quad (2.58)$$

unterteilt. Die mittlere Breite des i -ten Intervalls beträgt

$$B_{KRi} = \frac{2\pi \cdot (R_{SR} - (i - 0,5) \cdot L_{IKR})}{n_{KR} \cdot n_{SZ}} - B_{DS} \quad (2.59)$$

mit der Breite eines Distanzstückes B_{DS} und $1 \leq i \leq n_{IKR}$. Die Unterteilung des Kühlschlitzes im Statorrückenbereich in Intervalle wird beispielhaft in **Bild 2.36** angegeben.

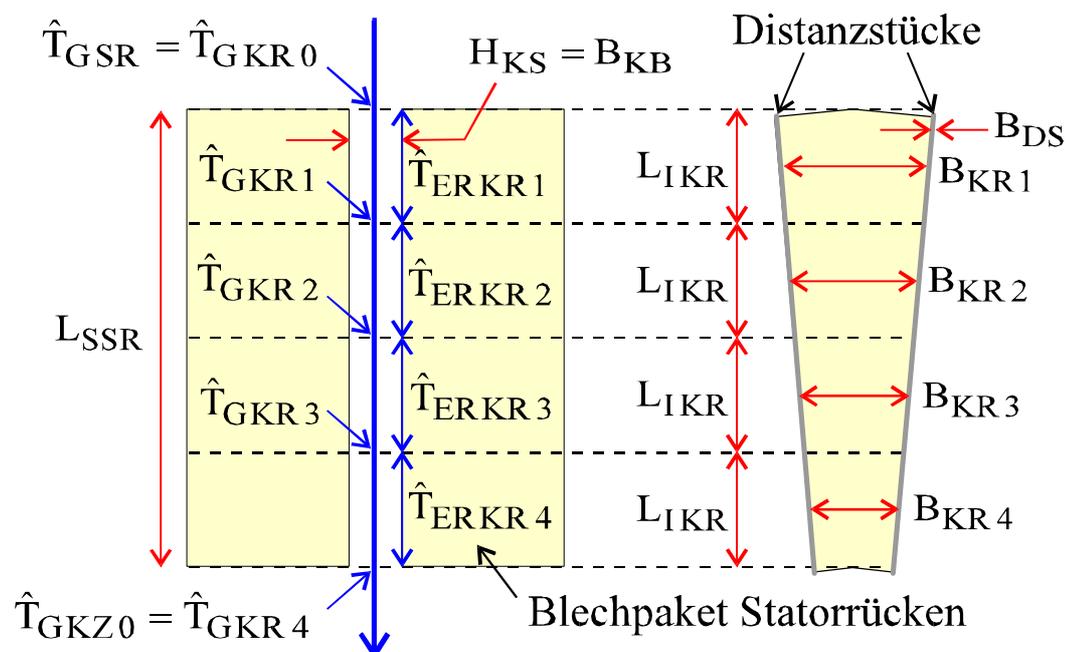


Bild 2.36: Unterteilung des Kühlschlitzes im Statorrückenbereich in Intervalle ($n_{IKR} = 4$)

Im i -ten Intervall resultiert mit der konstanten Höhe des Kühlschlitzes H_{KS} ($= B_{KB}$) ein mittlerer hydraulischer Durchmesser

$$D_{hKRi} = \frac{2 \cdot B_{KRi} \cdot H_{KS}}{B_{KRi} + H_{KS}} \quad (2.60)$$

Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im i -ten Intervall beträgt

$$\hat{v}_{GKRi} = \frac{\hat{V}_{GKR}}{B_{KRi} \cdot H_{KS}} \quad (2.61)$$

Für die Berechnung des Wärmeübergangs bei turbulenter Strömung in Rohren wird die von Gnielinski verbesserte Hausen-Gleichung für Gase /93.El-Fi-Hu/ verwendet:

$$Nu = 0,0214 \cdot (Re^{0,8} - 100) \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(1 + \left(\frac{D_h}{L_h} \right)^{0,667} \right) \quad (2.62)$$

Mit $\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_h}$, $Re = \frac{\rho}{\eta} \cdot D_h \cdot v$, $Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda}$, $D_h = D_{hKRi}$, $L_h = L_{SSR}$ und der Substitu-

tion $K \equiv 0,0214 \cdot \left(1 + \left(\frac{D_{hKRi}}{L_{SSR}} \right)^{0,667} \right)$ folgt:

$$\hat{\alpha}_{GKRi} = K \cdot \left(\frac{\hat{v}_{GKRi}^{0,8} \cdot \lambda^{0,6} \cdot \rho^{0,8} \cdot c_p^{0,4}}{D_{hKRi}^{0,2} \cdot \eta^{0,4}} \bigg|_{\hat{T}_{GKRi}} - \frac{100}{D_{hKRi}} \cdot \eta^{0,4} \cdot c_p^{0,4} \cdot \lambda^{0,6} \bigg|_{\hat{T}_{GKRi}} \right) \quad (2.63)$$

mit der mittleren Gastemperatur $\hat{T}_{GKRi} = 0,5 \cdot (\hat{T}_{GKR(i-1)} + \hat{T}_{GKRi})$.

Die Wärmeübergangsfläche zum Statorblechpaket im i -ten Intervall ist

$$A_{WKRi} \approx 2 \cdot L_{IKR} \cdot (B_{KRi} + B_{DS}) \quad (2.64)$$

Für den Wärmeübergang im i -ten Intervall zwischen dem Statorblechpaket mit der Eisenrandtemperatur \hat{T}_{ERKRi} (siehe **Bild 2.34** und **Bild 2.36**) und dem Kühlgas durch Konvektion mit dem Wärmeübergangskoeffizienten $\hat{\alpha}_{GKRi}$ gilt:

$$\hat{Q}_{GKRi} = \hat{\alpha}_{GKRi} \cdot A_{WKRi} \cdot (\hat{T}_{ERKRi} - \hat{T}_{GKRi}) \quad (2.65)$$

Die Erwärmung des Kühlgases berechnet sich zu

$$\hat{T}_{GKRi} \approx \hat{T}_{GKR(i-1)} + \frac{\hat{Q}_{GKRi}}{c_p \cdot \rho \Big|_{\hat{T}_{GKRi}} \cdot \hat{V}_{GKR}} \quad (2.66)$$

Insbesondere ist die Gastemperatur im Nutgrundbereich $\hat{T}_{GNG} \equiv \hat{T}_{GKR(n_{KR})}$.

Im Statorzahnbereich sind pro Statorzahn i.A. $n_{KZ} = 4$ Kühlschlitze angeordnet, wie dem **Bild 2.35** zu entnehmen ist. Das Breitenverhältnis ist derart ausgelegt, dass zwei schmalere Kühlschlitze im Statorzahnbereich (Index „a“) jeweils etwa den Volumenstrom eines Kühlschlitzes im Statorrückenbereich sowie zwei breitere Kühlschlitze im Statorzahnbereich (Index „b“) jeweils etwa den Volumenstrom der restlichen Hälfte der Kühlschlitze im Statorrückenbereich aufnehmen:

$$\hat{V}_{GKZa} = \hat{V}_{GKR} \quad ; \quad \hat{V}_{GKZb} = \frac{n_{KR} - 2}{2} \cdot \hat{V}_{GKR} \quad (2.67)$$

Jeder Kühlschlitz im Statorzahnbereich wird in n_{IKZ} Intervalle identischer Länge

$$L_{IKZ} = \frac{L_{SSZ}}{n_{IKZ}} \quad (2.68)$$

unterteilt. Die gesamte für die Kühlschlitze in einem Statorzahn zur Verfügung stehende Breite beträgt

$$B_{\Sigma KZ}(r) = B_{SZ}(r) - 3 \cdot B_{DS} \quad (2.69)$$

mit der von der radialen Koordinate r abhängigen Breite eines Statorzahns

$$B_{SZ}(r) = \frac{2\pi \cdot r}{n_{SZ}} - B_N \quad (2.70)$$

mit $R_{SB} \leq r \leq R_{SB} + L_{SSZ}$ und der Breite einer Nut B_N . Daraus folgt für die mittleren Breiten der i -ten Intervalle

$$B_{\Sigma KZi} = \frac{2\pi \cdot (R_{SR} - L_{SSR} - (i - 0,5) \cdot L_{IKZ})}{n_{SZ}} - B_N - 3 \cdot B_{DS} \quad (2.71)$$

$$B_{KZai} = \frac{B_{\Sigma KZi}}{n_{KR}} \quad ; \quad B_{KZbi} = \frac{B_{\Sigma KZi} \cdot (n_{KR} - 2)}{2 \cdot n_{KR}} \quad (2.72)$$

Die hydraulischen Durchmesser lassen sich berechnen gemäß

$$D_{h \text{ KZai}} = \frac{2 \cdot B_{\text{KZai}} \cdot H_{\text{KS}}}{B_{\text{KZai}} + H_{\text{KS}}} \quad ; \quad D_{h \text{ KZbi}} = \frac{2 \cdot B_{\text{KZbi}} \cdot H_{\text{KS}}}{B_{\text{KZbi}} + H_{\text{KS}}} \quad (2.73)$$

Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im i-ten Intervall ist für alle Kühlschlitze im Statorzahnbereich in etwa identisch und beträgt

$$\hat{v}_{\text{G KZi}} = \frac{\hat{V}_{\text{G KB}}}{n_{\text{Z}} \cdot B_{\Sigma \text{KZi}} \cdot H_{\text{KS}}} \quad (2.74)$$

Mit (2.62), $D_{\text{h}} = D_{h \text{ KZai}}$ und $L_{\text{h}} = L_{\text{SSZ}}$ folgt für $\hat{\alpha}_{\text{G KZai}}$:

$$\hat{\alpha}_{\text{G KZai}} = K \cdot \left(\frac{\hat{v}_{\text{G KZi}}^{0,8} \cdot \lambda^{0,6} \cdot \rho^{0,8} \cdot c_p^{0,4}}{D_{h \text{ KZai}}^{0,2} \cdot \eta^{0,4}} \right) \Bigg|_{\hat{T}_{\text{G KZai}}} - \frac{100}{D_{h \text{ KZai}}} \cdot \eta^{0,4} \cdot c_p^{0,4} \cdot \lambda^{0,6} \Bigg|_{\hat{T}_{\text{G KZai}}} \quad (2.75)$$

Entsprechend lässt sich der Wärmeübergangskoeffizient $\hat{\alpha}_{\text{G KZbi}}$ bestimmen. Die schmalere Kühlschlitze werden im i-ten Intervall vom Statorblechpaket mit der Wärmeübergangsfläche

$$A_{\text{W KZai}} \approx 2 \cdot L_{\text{IKZ}} \cdot \left(B_{\text{KZai}} + \frac{B_{\text{DS}}}{2} \right) \quad (2.76)$$

und vom Statorstab mit der Wärmeübergangsfläche

$$A_{\text{W KZai}}^* = L_{\text{IKZ}} \cdot H_{\text{KS}} \quad (2.77)$$

begrenzt. Die Wärmeübergangsfläche der breiteren Kühlschlitze zum Statorblechpaket ist

$$A_{\text{W KZbi}} \approx 2 \cdot L_{\text{IKZ}} \cdot (B_{\text{KZbi}} + B_{\text{DS}}) \quad (2.78)$$

Für den Wärmeübergang im i-ten Intervall zwischen dem Statorblechpaket mit der Eisenrandtemperatur $\hat{T}_{\text{ER KZi}}$ (die Eisenrandtemperaturen des Statorblechpaketes sind dem **Bild 2.34** zu entnehmen) und dem Kühlgas durch Konvektion mit dem Wärmeübergangskoeffizienten $\hat{\alpha}_{\text{G KZai}}$ gilt:

$$\hat{Q}_{\text{G KZai}} = \hat{\alpha}_{\text{G KZai}} \cdot A_{\text{W KZai}} \cdot (\hat{T}_{\text{ER KZi}} - \hat{T}_{\text{G KZai}}) \quad (2.79)$$

Zusätzlich erfolgt ein konvektiver Wärmeübergang zwischen dem Kühlgas und der Berandung des Statorstabes. Im Stab wird Wärmeenergie durch Wärmeleitung zwischen dem Leitermaterial im Roebel-Stab und der Berandung durch die Hochspannungsisolierung übertragen:

$$\hat{Q}_{G\text{KZai}}^* = \frac{\hat{\alpha}_{G\text{KZai}} \cdot \lambda_I}{B_I \cdot \hat{\alpha}_{G\text{KZai}} + \lambda_I} \cdot A_{W\text{KZai}}^* \cdot (\hat{T}_L - \hat{T}_{G\text{KZai}}) \quad (2.80)$$

mit der mittleren Leitertemperatur des Stabes \hat{T}_L ($\hat{T}_{L\text{OL}}$ bei Oberlagestab, $\hat{T}_{L\text{UL}}$ bei Unterlagestab) und (2.22). Entsprechend gilt

$$\hat{Q}_{G\text{KZbi}} = \hat{\alpha}_{G\text{KZbi}} \cdot A_{W\text{KZbi}} \cdot (\hat{T}_{ER\text{KZi}} - \hat{T}_{G\text{KZbi}}) \quad (2.81)$$

Mit der mittleren Gastemperatur $\hat{T}_{G\text{KZai}} = 0,5 \cdot (\hat{T}_{G\text{KZa}(i-1)} + \hat{T}_{G\text{KZai}})$ erhält man die Erwärmung des Kühlgases zu

$$\hat{T}_{G\text{KZai}} \approx \hat{T}_{G\text{KZa}(i-1)} + \frac{\hat{Q}_{G\text{KZai}} + \hat{Q}_{G\text{KZai}}^*}{c_p \cdot \rho \Big|_{\hat{T}_{G\text{KZai}}} \cdot \hat{V}_{G\text{KZa}}} \quad (2.82)$$

bzw. entsprechend

$$\hat{T}_{G\text{KZbi}} \approx \hat{T}_{G\text{KZb}(i-1)} + \frac{\hat{Q}_{G\text{KZbi}}}{c_p \cdot \rho \Big|_{\hat{T}_{G\text{KZbi}}} \cdot \hat{V}_{G\text{KZb}}} \quad (2.83)$$

Somit lassen sich insbesondere die Kühlgastemperaturen im Statorzahnbereich für die Unterlagestäbe $\hat{T}_{G\text{UL}}$ und für die Oberlagestäbe $\hat{T}_{G\text{OL}}$ abschätzen.

Die mittlere Kühlgastemperatur beim Austritt aus den Kühlschlitzen in den Luftspalt beträgt

$$\hat{T}_{G\text{SB}} \approx \frac{2 \cdot \hat{T}_{G\text{KZa}(n_{IKZ})} + (n_{KR} - 2) \cdot \hat{T}_{G\text{KZb}(n_{IKZ})}}{n_{KR}} \quad (2.84)$$

Der Mittelwert des Volumenstromes im Luftspalt beträgt $\hat{V}_G = \hat{V}_{G\text{SK}}/4$, die mittlere Strömungsgeschwindigkeit lässt sich somit mit dem Faktor $k_{G\text{LS}}$ zur Berücksichtigung der Geschwindigkeits-Tangentialkomponente (siehe auch /98.Ma-He-Hi-Wo/) berechnen zu

$$\hat{v}_G = \frac{k_{G\text{LS}} \cdot \hat{V}_G}{\pi \cdot (R_{\text{SB}}^2 - R_{\text{R}}^2)} \quad (2.85)$$

mit dem Statorblechkörper-Innenradius R_{SB} und dem Rotorradius R_R . Für den Wärmeübergangskoeffizienten $\hat{\alpha}_{GLS}$ gilt (2.53). Die Wärmeübergangsfläche der Statorzähne zum Luftspalt beträgt

$$A_W = (2\pi \cdot R_{SB} - n_N \cdot B_N) \cdot \left(\frac{L_{SK}}{4} - \frac{n_{KB}}{4} \cdot B_{KB} \right) \quad (2.86)$$

Die Wärmeübergangsfläche der Nutverschlusskeile zum Luftspalt beträgt

$$A_W^* = n_N \cdot B_N \cdot \frac{L_{SK}}{4} \quad (2.87)$$

Für den Wärmeübergang zwischen den Statorzähnen mit der Eisenrandtemperatur \hat{T}_{ERLS} (siehe Bild 2.34) und dem Kühlgas durch Konvektion mit dem Wärmeübergangskoeffizienten $\hat{\alpha}_{GLS}$ gilt mit der mittleren Gastemperatur $\hat{T}_G = 0,5 \cdot (\hat{T}_{G_{SB}} + \hat{T}_{G_{wSK}}) \equiv \hat{T}_{GLS}$ im Luftspaltbereich:

$$\hat{Q}_G = \hat{\alpha}_{GLS} \cdot A_W \cdot (\hat{T}_{ERLS} - \hat{T}_{GLS}) \quad (2.88)$$

Zusätzlich erfolgt ein konvektiver Wärmeübergang zwischen dem Kühlgas und den Nutverschlusskeilen. Zwischen dem Leitermaterial im Roebel-Stab und den Nutverschlusskeilen wird Wärmeenergie durch die Hochspannungsisolierung übertragen:

$$\hat{Q}_G^* = \frac{\hat{\alpha}_{GLS} \cdot \lambda^*}{H^* \cdot \hat{\alpha}_{GLS} + \lambda^*} \cdot A_W^* \cdot (\hat{T}_{LOL} - \hat{T}_{GLS}) \quad (2.89)$$

mit λ^* und H^* gemäß (2.34) und der mittleren Leitertemperatur der Oberlagestäbe \hat{T}_{LOL} .

Die resultierende Warmgastemperatur (Anteil des Statorblechkörpers) beträgt:

$$\hat{T}_{G_{wSK}} \approx \hat{T}_{G_{SB}} + \frac{\hat{Q}_G + \hat{Q}_G^*}{c_p \cdot \rho \Big|_{\hat{T}_G} \cdot \hat{V}_G} \quad (2.90)$$

Ein geringer Anteil des Kühlgases $\hat{V}_{G\text{WB}}$ (ca. 10 %) dient zur Kühlung des Wickelkopfes, d.h. zur Ableitung der Verlustleistung $\hat{P}_{V\text{WB}}$. Die Warmgastemperatur (Anteil des Wickelkopfes) beträgt mit $\hat{T}_G = 0,5 \cdot (T_{Gk} + \hat{T}_{G\text{WB}})$:

$$\hat{T}_{G\text{WB}} = \frac{1}{c_p|_{\hat{T}_{G\text{WB}}}} \cdot \left(c_p|_{T_{Gk}} \cdot T_{Gk} + \frac{\hat{P}_{V\text{WB}}}{\rho|_{\hat{T}_G} \cdot \hat{V}_{G\text{WB}}} \right) \quad (2.91)$$

Der resultierende Wert für die Warmgastemperatur, der auch als Messwert vorliegt, ist die Mischtemperatur entsprechend der Anteile:

$$\hat{T}_{Gw} = \frac{\hat{V}_{G\text{WB}}}{\hat{V}_G} \cdot \hat{T}_{G\text{WB}} + \frac{\hat{V}_{G\text{SK}}}{\hat{V}_G} \cdot \hat{T}_{G\text{SK}} \quad (2.92)$$

Für Turbogeneratoren mit wasserstoffgekühlter Rotorwicklung lassen sich die Gleichungen entsprechend erweitern. Die Verluste der Rotorwicklung \hat{P}_{VR} addieren sich zu $\hat{Q}_G + \hat{Q}_G^*$ in Gleichung (2.90), darüber hinaus muss Gleichung (2.92) um den Anteil des Kühlgasvolumenstromes der Rotorwicklung \hat{V}_{GR} ergänzt werden. **Bild 2.37** gibt die für das Gaskühlungsmodell eines Turbogenerators mit wassergekühlter Rotorwicklung benötigten Eingangsgrößen (Messgrößen sowie durch andere Teilmodelle berechnete Größen) an.

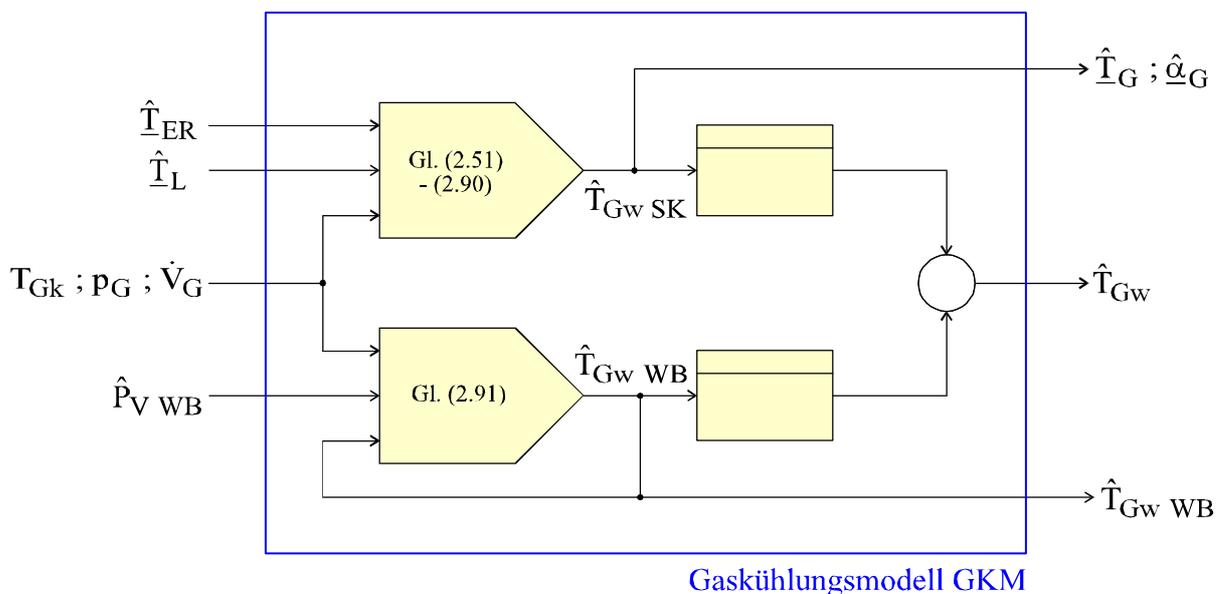


Bild 2.37: Gaskühlungsmodell (GKM) – Turbogenerator mit wassergekühlter Rotorwicklung

Die Eingangsgrößen sind die Kaltgastemperatur T_{Gk} , der Gasdruck p_G , der Volumenstrom \dot{V}_G , die Eisenrandtemperaturen des Statorblechpaketes \hat{T}_{ER}^{GKM} , die Verlustleistung im Wickelkopfbereich \hat{P}_{VWB} und die mittleren Leitertemperaturen der Unter- und der Oberlagestäbe $\hat{T}_L = \left(\hat{T}_{LUL} \quad \hat{T}_{LOL} \right)^T$. Die Ausgangsgrößen sind die Warmgastemperatur \hat{T}_{Gw} , die Kühlgastemperaturen als Umgebungstemperaturen des Statorblechpaketes \hat{T}_G^{WQN} , die Kühlgastemperaturen \hat{T}_G^{WKM} im Nutbereich und die entsprechenden Wärmeübergangskoeffizienten $\hat{\alpha}_G^{WQN}$ und $\hat{\alpha}_G^{WKM}$ (siehe Anhang A3, A4).

2.3.2.2 Berechnung der Eisenverluste

Der Statorblechkörper wird von einem zeitlich veränderlichen magnetischen Feld durchsetzt. Die für die periodische Ummagnetisierung des Eisens erforderliche Energie wird in Ummagnetisierungswärme umgesetzt, einerseits durch die Änderung des magnetischen Zustandes, d.h. dem Verlustanteil durch Hysterese

$$P_{VEH} \sim f \cdot B^x \quad ; \quad 1,6 < x < 2,4 \quad (2.93)$$

und andererseits durch die Ohm'schen Verluste induzierter Wirbelströme

$$P_{VEW} \sim f^2 \cdot B^2 \quad (2.94)$$

mit der Frequenz f und der Amplitude der magnetischen Flussdichte B .

Zur praktischen Berechnung werden beide Anteile zusammengefasst /96.Vo/:

$$\hat{P}_{V\Sigma E} = v_{10} \cdot k_U \cdot m \cdot \left(\frac{\hat{B}}{1 \text{ T}} \right)^2 \quad \text{bzw.} \quad \hat{P}_{V\Sigma E} = v_{15} \cdot k_U \cdot m \cdot \left(\frac{\hat{B}}{1,5 \text{ T}} \right)^2 \quad (2.95)$$

mit den spezifischen Ummagnetisierungsverlusten v_{10} bzw. v_{15} bei sinusförmig wechselnder Magnetisierung der Frequenz $f = 50 \text{ Hz}$ sowie der Amplitude $B = 1,0 \text{ T}$ bzw. $B = 1,5 \text{ T}$; der Masse des betrachteten Körpers m und einem empirischen Zuschlagfaktor k_U (Statorzähne: $k_U \approx 2,0$; Statorrücken: $k_U \approx 1,6$).

Bild 2.38 zeigt ein typisches Feldbild eines zweipoligen Turbogenerators mit den Koordinatenachsen des rotorfesten dq-Zeigerdiagramms sowie des auf die Statorwicklung bezogenen d'q'-Zeigerdiagramms.

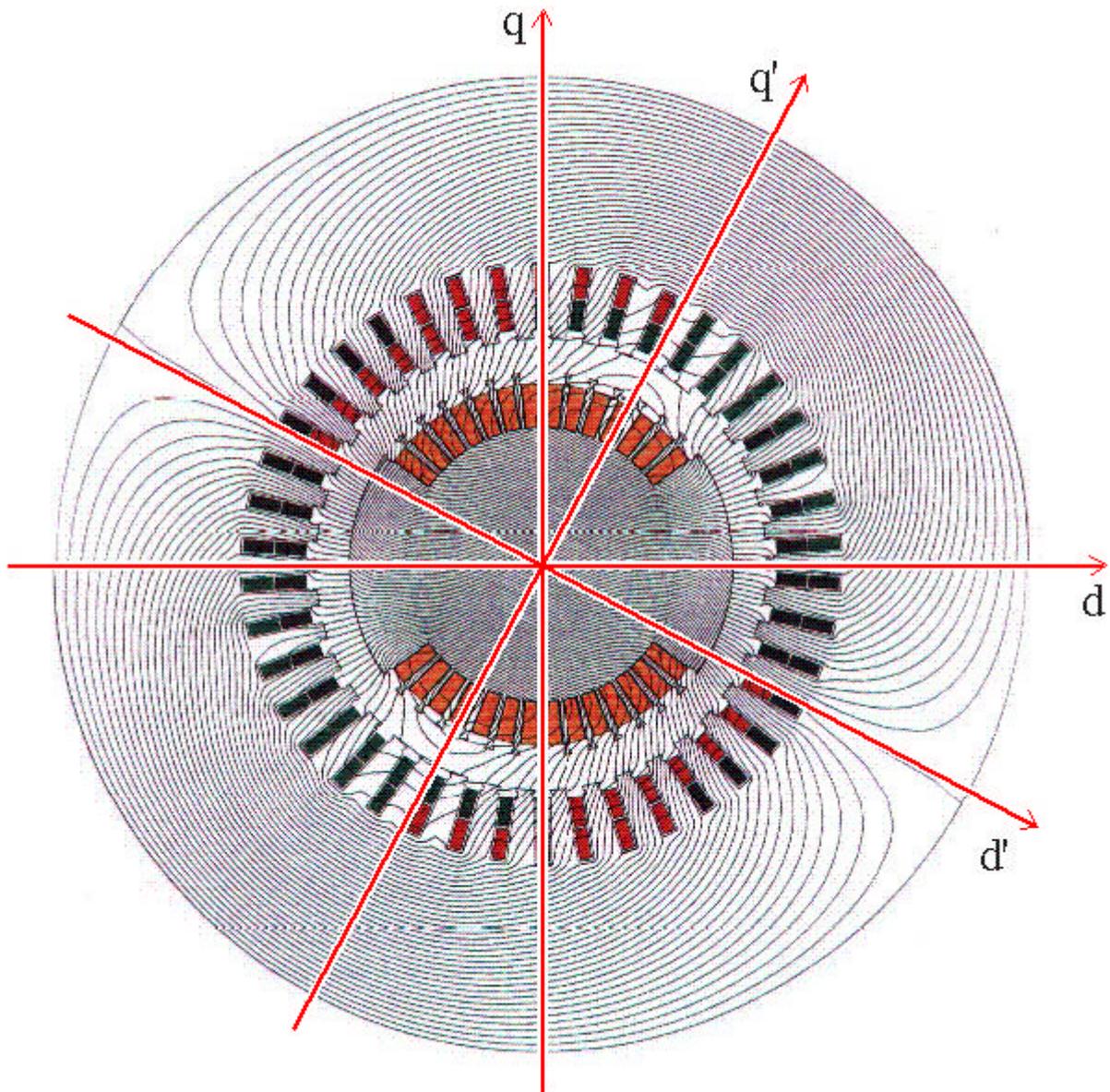


Bild 2.38: Typisches Feldbild eines zweipoligen Turbogenerators
(unter Verwendung einer Zeichnung aus /89.Ri/)

Zwischen dem Drehfeldfluss $\hat{\Phi}_h$ und der Amplitude der magnetischen Flussdichte \hat{B} besteht bei räumlich sinusförmiger Feldverteilung der Zusammenhang /86.Fi/

$$\hat{\Phi}_h = \frac{2}{\pi} \cdot A \cdot \hat{B} \quad (2.96)$$

mit der Querschnittsfläche einer Polteilung A.

Der Effektivwert der induzierten Strangspannung ist nach /86.Fi/

$$U_{S\text{eff}} = 4,44 \cdot f \cdot n \cdot k_Z \cdot \hat{\Phi}_h \tag{2.97}$$

mit der Anzahl der in Reihe geschalteten Windungen eines Stranges n, dem Zonenfaktor k_Z und der Netzfrequenz $f = 50\text{Hz}$.

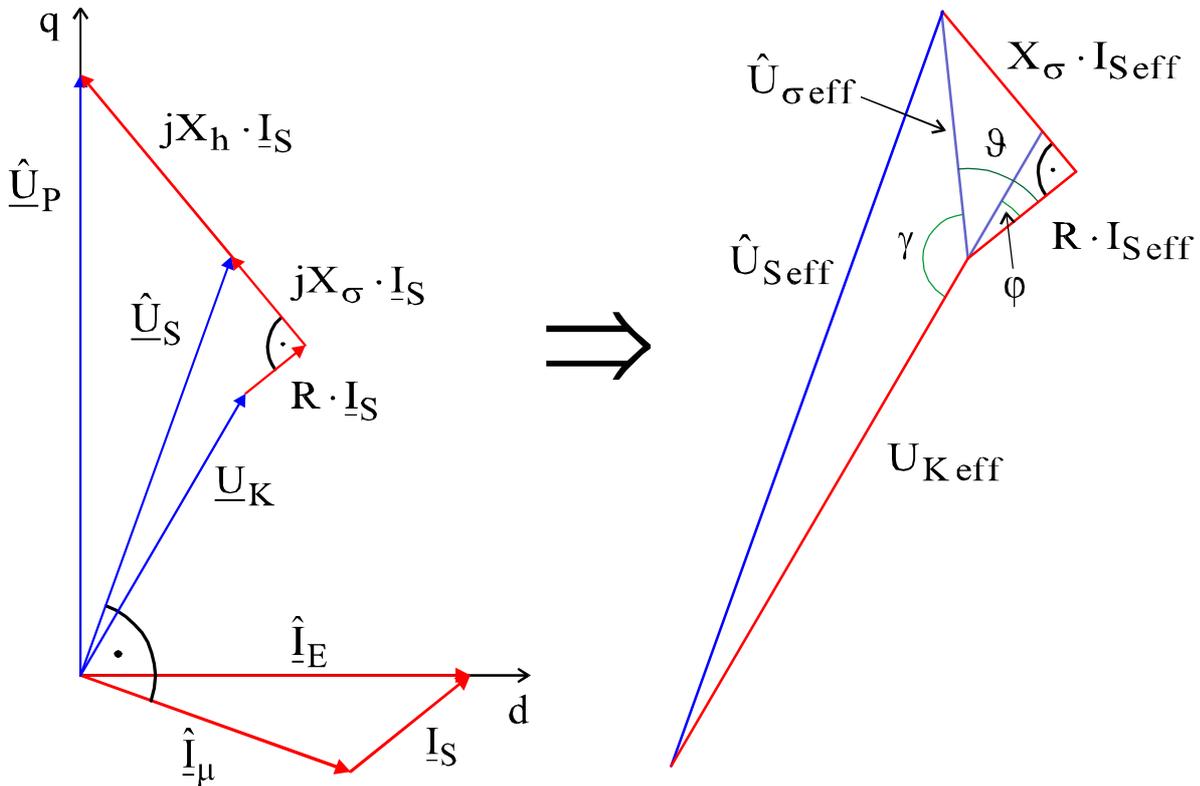


Bild 2.39: Zeigerdiagramm des Synchrongenerators bei Ohm'sch-induktiver Belastung im rotorfesten dq-System

Im **Bild 2.39** ist das Zeigerdiagramm des Synchrongenerators bei Ohm'sch-induktiver Belastung angegeben. Die verwendeten Bezeichnungen sind: Polradspannung \hat{U}_P , Strangspannung \hat{U}_S , Klemmenspannung U_K , Strangstrom I_S , Magnetisierungsstrom \hat{I}_μ , Erregerstrom \hat{I}_E , Hauptreaktanz X_h , Streureaktanz X_σ und Ohm'scher Wicklungswiderstand R .

Nach dem Kosinus-Satz folgt:

$$\hat{U}_{S\text{eff}} = \sqrt{\hat{U}_{\sigma\text{eff}}^2 + U_{K\text{eff}}^2 - 2 \cdot \hat{U}_{\sigma\text{eff}} \cdot U_{K\text{eff}} \cdot \cos \gamma} \tag{2.98}$$

mit

$$\hat{U}_{\sigma\text{eff}} = \sqrt{X_\sigma^2 + R^2} \cdot I_{S\text{eff}} \tag{2.99}$$

Der Winkel γ ist

$$\gamma = 180^\circ + \varphi - \vartheta \quad (2.100)$$

mit dem Phasenwinkel φ zwischen Strangstrom und Klemmenspannung, der sich aus dem Verhältnis von Blindleistung zu Wirkleistung berechnet zu

$$\varphi = \arctan \left(\frac{Q}{P} \right) \quad (2.101)$$

und

$$\vartheta = \arctan \left(\frac{X_\sigma}{R} \right) . \quad (2.102)$$

Daraus folgt der Drehfeldfluss $\hat{\Phi}_h$ als Funktion von U_K , I_S und φ .

Die Amplitude der magnetischen Flussdichte berechnet sich mit Gleichung (2.96) zu

$$\hat{B} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\hat{\Phi}_h}{A} . \quad (2.103)$$

Dabei ist A die Querschnittsfläche innerhalb einer Polteilung, durch die der gesamte Drehfeldfluss hindurchtritt. Im Luftspalt gilt

$$A = \frac{\pi}{n_p} \cdot (R_{SB} - 0,5 \cdot L_{LS}) \cdot L_{SK} \quad (2.104)$$

mit dem Stator-Innenradius R_{SB} , der radialen Länge des Luftspalts L_{LS} , der Länge des Statorblechkörpers L_{SK} und der Anzahl der Polpaare n_p .

Die Länge des Statorblechkörpers L_{SK} abzüglich der Breite aller Kühlschlitze ist

$$L_{SK}^* = L_{SK} - n_{KB} \cdot B_{KB} . \quad (2.105)$$

Im Statorzahn (Kopfbereich) gilt

$$A = \left(\frac{\pi}{n_p} \cdot R_{SB} - \frac{n_N}{2n_p} \cdot B_N \right) \cdot L_{SK}^* \quad (2.106)$$

mit der Breite der Nuten B_N und der Anzahl der Nuten n_N .

Im Statorzahn (Wurzelbereich) gilt

$$A = \left(\frac{\pi}{n_P} \cdot (R_{SB} + L_{SSZ}) - \frac{n_N}{2n_P} \cdot B_N \right) \cdot L_{SK}^* \tag{2.107}$$

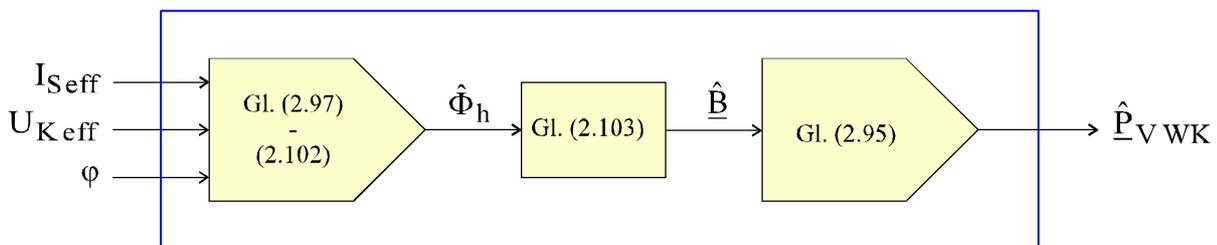
mit der Länge des Statorsegments im Statorzahnbereich L_{SSZ} . Im Statorrücken tritt $\Phi_h/2$ durch die Fläche

$$A = L_{SSR} \cdot L_{SK}^* \tag{2.108}$$

mit der Länge des Statorsegments im Statorrückenbereich L_{SSR} .

Für die magnetischen Flussdichten gelten folgende Richtwerte: $B = 0,6 \text{ T} \dots 1,1 \text{ T}$ im Luftspalt, $B = 1,5 \text{ T} \dots 2,1 \text{ T}$ in den Statorzähnen, $B = 1,2 \text{ T} \dots 1,6 \text{ T}$ im Statorrücken /86.Fi/. Mit Gleichung (2.95) lassen sich die Eisenverluste in den Volumenelementen des Wärmequellennetzes abschätzen. Als Referenzwert sind die spezifischen Ummagnetisierungsverluste v_{15} bei der Amplitude der magnetischen Flussdichte $B = 1,5 \text{ T}$ anzusetzen.

Bild 2.40 gibt das Strukturbild zur Berechnung der Eisenverluste \hat{P}_{VWK} in einzelnen Gebieten des Statorblechkörpers an (diese Gebiete werden durch die im folgenden Abschnitt eingeführten Knotenpunkte des Wärmequellennetzes repräsentiert).



Verlustleistungsmodell (Eisenverluste; VLM 2)

Bild 2.40: Strukturbild des Verlustleistungsmodells (Eisenverluste, VLM 2)

Die Eingangsgrößen sind die Effektivwerte der Klemmenspannung U_{Keff} und des Strangstromes I_{Seff} sowie der Leistungswinkel φ , der sich gemäß (2.101) aus der Wirkleistung P und der Blindleistung Q bestimmt.

2.3.2.3 Berechnung der Eisenkerntemperaturen

Mit der klassischen Methode der Wärmequellennetze können Erwärmungs- und Abkühlungsvorgänge des Statorblechkörpers nachgebildet werden. Bei einem Mehrkörpersystem (z.B. Unterteilung des Statorblechpaketes in „Statorrücken“ und „Statorzahn“) werden folgende Annahmen getroffen: Ein Körper wird durch einen Knotenpunkt dargestellt; die im Körper entstehende, einer Wärmequelle entsprechende Verlustleistung wird im Knotenpunkt konzentriert gedacht; die thermische Kopplung mit anderen Knotenpunkten sowie mit der Umgebung durch Wärmeleitung wird durch Wärmeleitwiderstände R_W beschrieben. Jedem Knotenpunkt i werden folgende Größen zugeordnet: Wärmekapazität C_{WKi} , Verlustleistung \hat{P}_{VWKi} (\cong Quellenstrom) und Temperatur \hat{T}_{WKi} (\cong Spannung) /95.Bo-Mc-Lo/. Zur Bestimmung der Parameter des Wärmequellennetzes für den Statorblechkörper wird ein schmales Segment eines Einzelblechpaketes ($1/n_{SZ}$ des Umfanges) betrachtet. Auf Grund der Symmetrie der Anordnung fließt kein Wärmestrom über die in **Bild 2.41** eingezeichneten Begrenzungslinien.

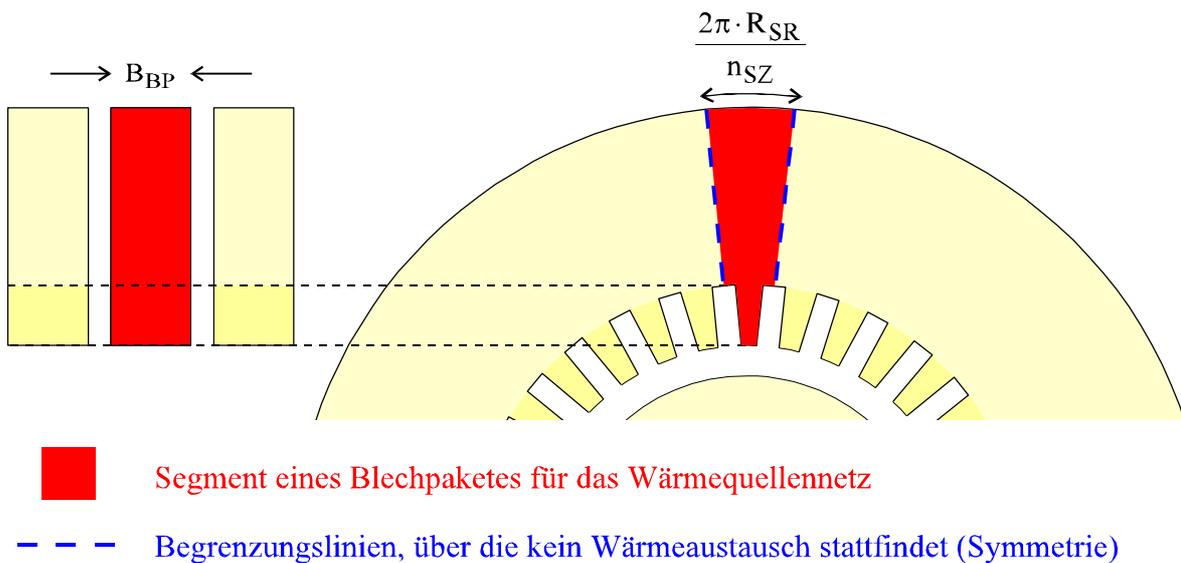


Bild 2.41: Segment eines Statorblechpaketes zur Aufstellung des Wärmequellennetzes für den Statorblechkörper

Das Segment wird in Volumenelemente unterteilt, den Schwerpunkten der Volumenelemente werden n_{WK} Knotenpunkte des Wärmequellennetzes zugeordnet. In **Bild 2.42** ist dazu ein Beispiel mit $n_{WK} = 4$ angegeben. Die Wärmeleitwiderstände zwischen den Knotenpunkten bzw. zwischen Knotenpunkten und der Umgebung ergeben sich aus den geometrischen Daten und durch die Approximation von Zylindersegmenten durch flächengleiche Rechtecke.

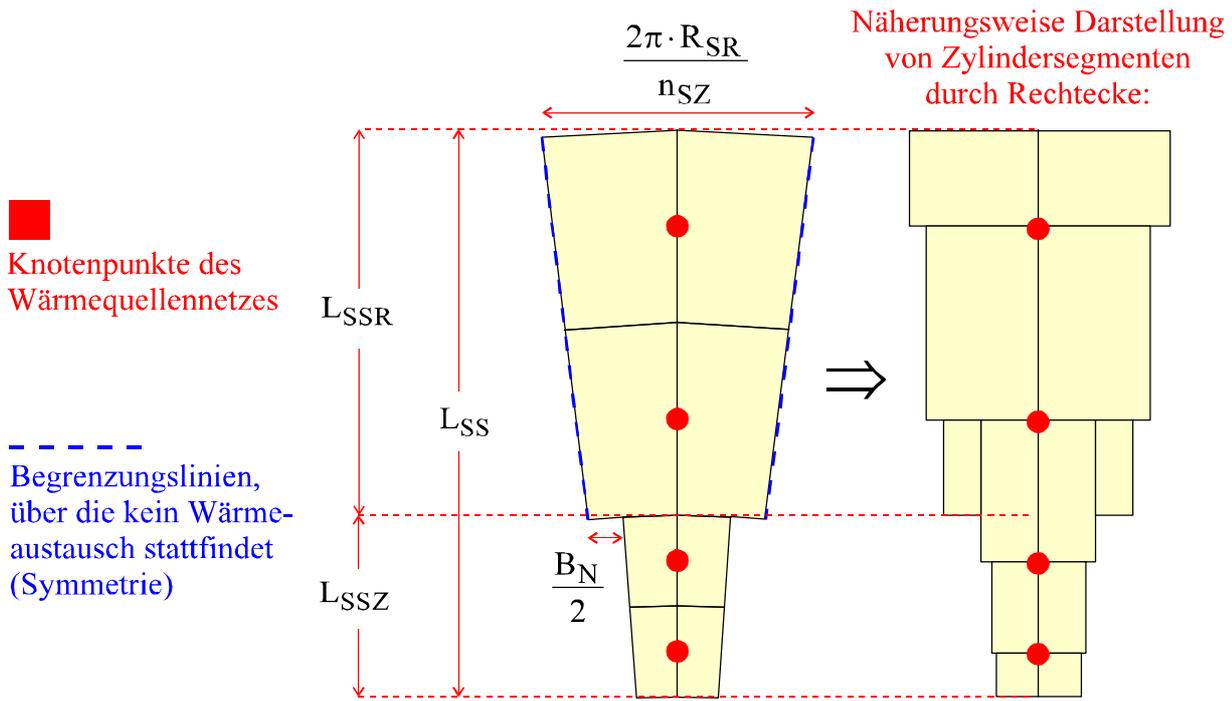


Bild 2.42: Festlegung von Knotenpunkten des Wärmequellennetzes (Beispiel)

Für die Wärmeleitwiderstände in der Blechebene (zwischen den Knotenpunkten, von den Knotenpunkten im Statorzahn zum Stab usw.) gilt:

$$R_{WK} \text{ bzw. } R_{WR} = \frac{L}{\lambda_{BP} \cdot k_{SK} \cdot A} \tag{2.109}$$

mit der Wärmeleitfähigkeit des Elektrobleches in Längsrichtung λ_{BP} , dem Stapelfaktor k_{SK} , der Länge L und der Querschnittsfläche A . Für die Wärmeleitwiderstände senkrecht zur Blechebene (von den Knotenpunkten zu den radialen Kühlschlitzen) gilt:

$$R_{WR} = \frac{L}{\lambda_{BPq} \cdot A} \tag{2.110}$$

mit der Wärmeleitfähigkeit des Elektrobleches in Querrichtung λ_{BPq} . Für die den konvektiven Wärmeübergang zwischen der Berandung des Eisens und dem Kühlgas beschreibenden Wärmeleitwiderstände gilt:

$$R_{WR}^* = \frac{1}{\hat{\alpha}_G \cdot A} \tag{2.111}$$

mit dem jeweiligen Wärmeübergangskoeffizienten $\hat{\alpha}_G$ des Gaskühlungsmodells.

Für die Wärmeleitung zum Roebel-Stab durch die Hochspannungsisolierung gilt:

$$R_{WR}^* = \frac{B_I}{\lambda_I \cdot A} \tag{2.112}$$

Die Wärmekapazität eines Volumenelementes des Wärmequellennetzes bestimmt sich aus

$$C_{WK} = ((c_p \cdot \rho)_E \cdot k_{SK} + (c_p \cdot \rho)_I \cdot (1 - k_{SK})) \cdot V \equiv (c_p \cdot \rho)_E \cdot k_{SK}^* \cdot V \tag{2.113}$$

mit der spezifischen Wärmekapazität c_p ($\approx 480 \text{Ws/kg K}$) und der Dichte ρ ($\approx 7820 \text{kg/m}^3$) für Elektrobleche (Index E) sowie dem Volumen V . Zur Berücksichtigung der Lackisolation (Index I) wird ein erhöhter Wert des Stapelfaktors verwendet ($k_{SK} < k_{SK}^* < 1$).

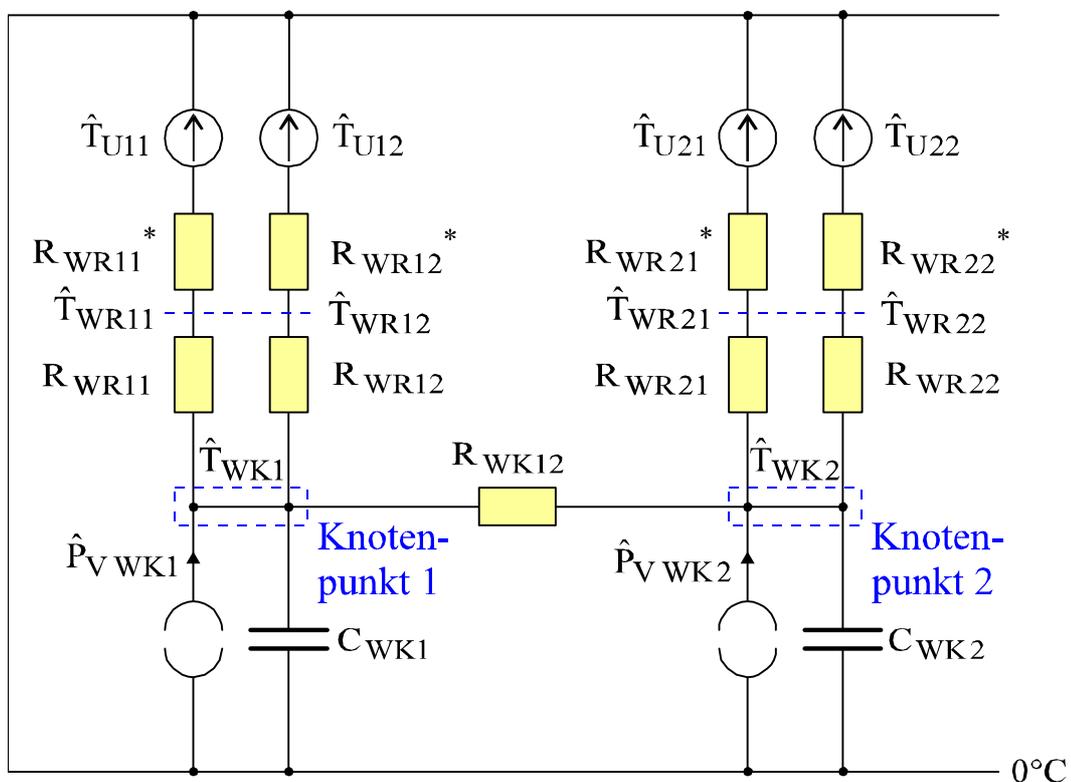


Bild 2.43: Beispiel Zweiknoten-System

Bild 2.43 zeigt als Beispiel ein einfaches Zweiknoten-System. Von jedem Knotenpunkt i aus besteht ein Wärmeaustausch mit n_i Stellen der Umgebung (Umgebungstemperaturen \hat{T}_{Uij}), die Randtemperaturen des Statorblechkörpers werden mit \hat{T}_{WRij} bezeichnet. So ist z.B. ein Knotenpunkt im Statorzahn mit dem Kühlgas in den Kühlschlitzten sowie der Leitertemperatur des angrenzenden Stabes gekoppelt.

Das Wärmequellennetz wird als System von Differentialgleichungen erster Ordnung beschrieben. Aus dem 1. Kirchhoff'schen Gesetz ergibt sich für den i-ten Knotenpunkt in allgemeiner Schreibweise:

$$\frac{\hat{T}_{WK(i-1)} - \hat{T}_{WKi}}{R_{WK(i-1)i}} + \frac{\hat{T}_{WK(i+1)} - \hat{T}_{WKi}}{R_{WKi(i+1)}} + \hat{P}_{VWKi} - \sum_{j=1}^{n_i} \frac{\hat{T}_{WKi} - \hat{T}_{Uij}}{R_{WRij} + R_{WRij}^*} - C_{WKi} \cdot \dot{\hat{T}}_{WKi} = 0 \quad (2.114)$$

Somit folgt:

$$C_{WKi} \cdot \dot{\hat{T}}_{WKi} = - \left(\frac{1}{R_{WK(i-1)i}} + \frac{1}{R_{WKi(i+1)}} + \sum_{j=1}^{n_i} \frac{1}{R_{WRij} + R_{WRij}^*} \right) \cdot \hat{T}_{WKi} + \frac{\hat{T}_{WK(i-1)}}{R_{WK(i-1)i}} + \frac{\hat{T}_{WK(i+1)}}{R_{WKi(i+1)}} + \sum_{j=1}^{n_i} \frac{\hat{T}_{Uij}}{R_{WRij} + R_{WRij}^*} + \hat{P}_{VWKi} \quad (2.115)$$

Mit

$$\frac{1}{R_{WRi}} = \sum_{j=1}^{n_i} \frac{1}{R_{WRij} + R_{WRij}^*} \quad \text{und} \quad (2.116)$$

$$P_{VWKi}^* = \sum_{j=1}^{n_i} \frac{T_{Uij}}{R_{WRij} + R_{WRij}^*} + P_{VWKi} \quad (2.117)$$

erhält man das entsprechend vereinfachte Ersatzschaltbild (**Bild 2.44**).

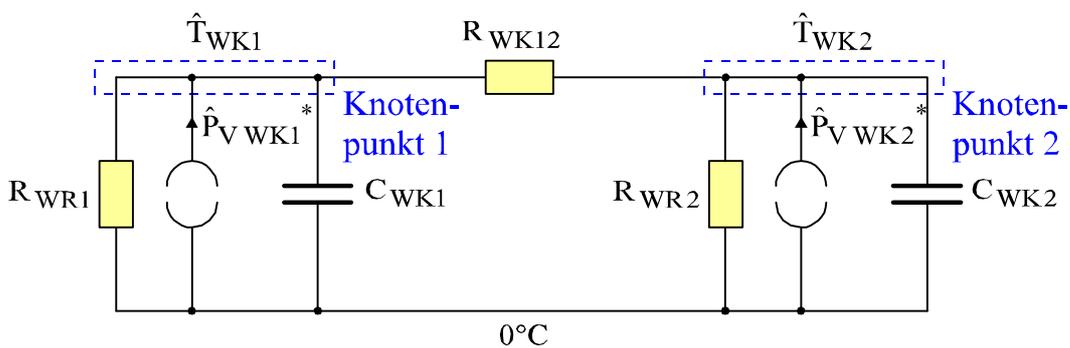


Bild 2.44: Beispiel Zweiknoten-System, vereinfachtes Ersatzschaltbild

In Matrixschreibweise lautet das Differentialgleichungssystem:

$$\underline{C} \cdot \dot{\underline{\hat{T}}}_{WK} = \underline{G} \cdot \underline{\hat{T}}_{WK} + \underline{\hat{P}}_{VWK}^* \quad (2.118)$$

mit der Diagonalmatrix der Wärmekapazitäten

$$\underline{\underline{C}}_{\text{WK}} \equiv \begin{pmatrix} C_{\text{WK1}} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & C_{\text{WK2}} & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & C_{\text{WK}n} \end{pmatrix} \quad (2.119)$$

und der symmetrischen Bandmatrix der Wärmeleitwerte

$$\underline{\underline{G}}_{\text{W}} \equiv \begin{pmatrix} -G_{\text{WK1}} & G_{\text{WK12}} & 0 & \dots & 0 \\ G_{\text{WK12}} & -G_{\text{WK2}} & G_{\text{WK23}} & 0 & \vdots \\ 0 & & & & 0 \\ \vdots & 0 & G_{\text{WK}(n-2)(n-1)} & -G_{\text{WK}(n-1)} & G_{\text{WK}(n-1)n} \\ 0 & \dots & 0 & G_{\text{WK}(n-1)n} & -G_{\text{WK}n} \end{pmatrix} \quad (2.120)$$

Dabei gilt für die Knotenleitwerte:

$$G_{\text{WK}i} \equiv \frac{1}{R_{\text{WK}(i-1)i}} + \frac{1}{R_{\text{WK}i(i+1)}} + \frac{1}{R_{\text{WR}i}} \quad (2.121)$$

und für die Kopplungsleitwerte:

$$G_{\text{WK}ij} \equiv \frac{1}{R_{\text{WK}ij}} \quad (2.122)$$

Daraus resultiert:

$$\begin{aligned} \hat{\underline{\underline{T}}}_{\text{WK}} &= \underline{\underline{C}}_{\text{WK}}^{-1} \cdot \underline{\underline{G}}_{\text{W}} \cdot \hat{\underline{\underline{T}}}_{\text{WK}} + \underline{\underline{C}}_{\text{WK}}^{-1} \cdot \hat{\underline{\underline{P}}}_{\text{V WK}}^* \\ &\equiv \underline{\underline{A}} \cdot \hat{\underline{\underline{T}}}_{\text{WK}} + \underline{\underline{B}} \cdot \hat{\underline{\underline{P}}}_{\text{V WK}}^* \end{aligned} \quad (2.123)$$

Durch die Rücknahme der Substitution aus Gleichung (2.117), die Unterteilung der Umgebungstemperaturen $\hat{\underline{\underline{T}}}_{\text{U}ij}$ in einen Vektor der Gastemperaturen $\hat{\underline{\underline{T}}}_{\text{G}}^{\text{WQN}}$ und einen Vektor der Leitertemperaturen $\hat{\underline{\underline{T}}}_{\text{L}}$ sowie die Einführung der Bezeichnung „Eisenkerntemperaturen“ $\hat{\underline{\underline{T}}}_{\text{EK}}$ für die Knotenpunkttemperaturen $\hat{\underline{\underline{T}}}_{\text{WK}}$ des Wärmequellennetzes folgt:

$$\hat{\underline{\underline{T}}}_{\text{EK}} \equiv \underline{\underline{A}}_{\text{EK}} \cdot \hat{\underline{\underline{T}}}_{\text{EK}} + \underline{\underline{B}}_{\text{G}} \cdot \hat{\underline{\underline{T}}}_{\text{G}}^{\text{WQN}} + \underline{\underline{B}}_{\text{L}} \cdot \hat{\underline{\underline{T}}}_{\text{L}} + \underline{\underline{B}}_{\text{VWK}} \cdot \hat{\underline{\underline{P}}}_{\text{V WK}} \quad (2.124)$$

Mit der Substitution $\hat{T}_{ERij} \equiv \hat{T}_{WRij}$ lassen sich die Eisenrandtemperaturen in **Bild 2.42** mittels der Spannungsteilerregel bestimmen:

$$\hat{T}_{ERij} = \frac{R_{WRij}^*}{R_{WRij} + R_{WRij}^*} \cdot \hat{T}_{EKi} + \frac{R_{WRij}}{R_{WRij} + R_{WRij}^*} \cdot \hat{T}_{Uij} \tag{2.125}$$

Dabei ergeben sich insbesondere die als Eingangsgrößen für das Gaskühlungsmodell benötigten Eisenrandtemperaturen des Statorblechpaketes zu

$$\hat{T}_{ER}^{GKM} = \underline{\underline{M}}_{EK} \cdot \hat{T}_{EK} + \underline{\underline{M}}_G \cdot \hat{T}_G^{WQN} \tag{2.126}$$

Die als Eingangsgrößen für das Wasserkühlungsmodell benötigten Eisenrandtemperaturen des Statorblechpaketes im Nutbereich lassen sich auf gleiche Weise berechnen:

$$\hat{T}_{ER}^{WKM} = \underline{\underline{M}}_{EK}^* \cdot \hat{T}_{EK} + \underline{\underline{M}}_L \cdot \hat{T}_L \tag{2.127}$$

Bild 2.45 gibt das Strukturbild für das Wärmequellennetz (WQN) basierend auf Gleichung (2.124) an. Die Eingangsgrößen sind die Kühlgastemperaturen als Umgebungstemperaturen des Statorblechpaketes \hat{T}_G^{WQN} , die mittleren Leitertemperaturen der Unterlage- und der Oberlagestäbe $\hat{T}_L = (\hat{T}_{LUL} \ \hat{T}_{LOL})^T$ sowie die Eisenverluste \hat{P}_{VK} .

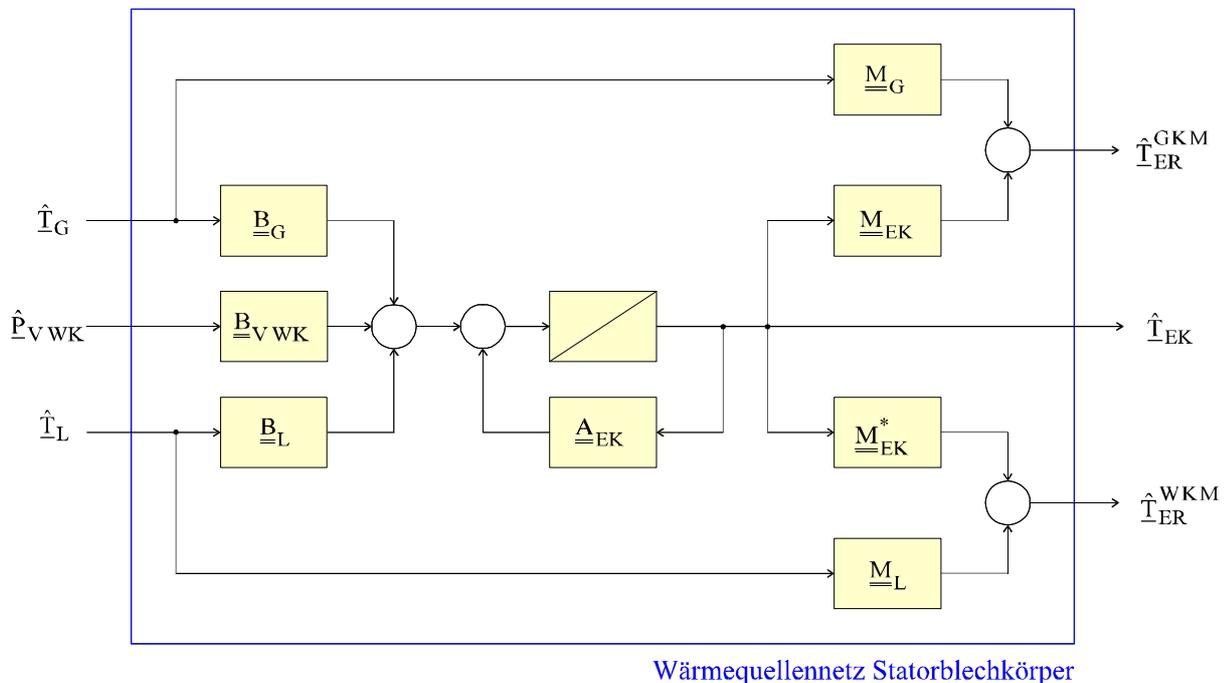


Bild 2.45: Strukturbild: Wärmequellennetz des Statorblechkörpers (WQN)

2.3.3 Simulationsergebnisse

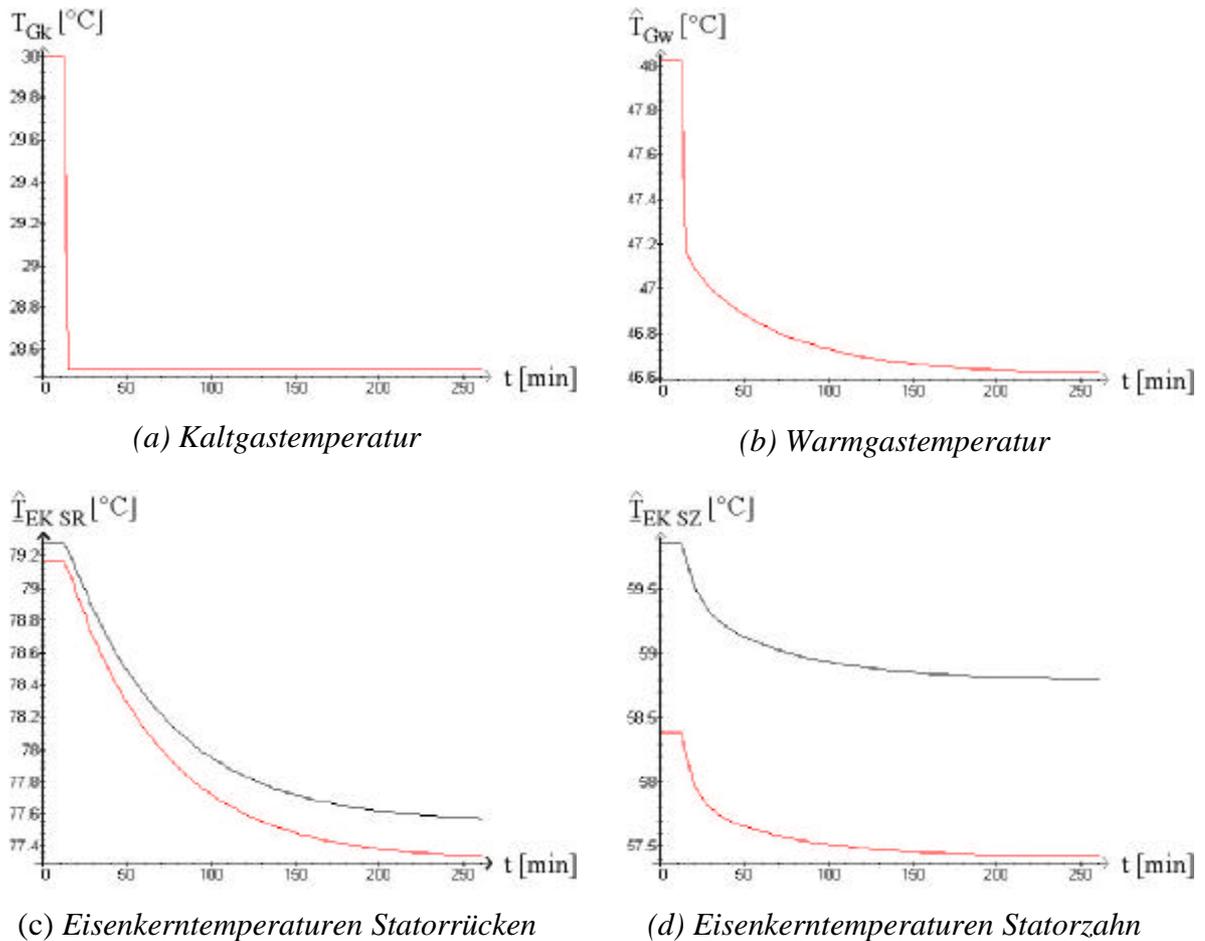
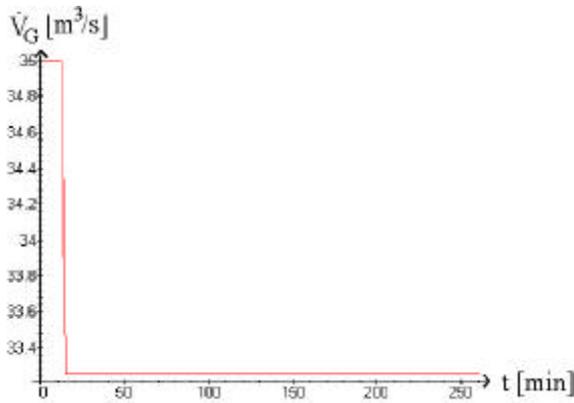


Bild 2.46: Simulation – sprungförmige Veränderung der Kaltgastemperatur um -5%

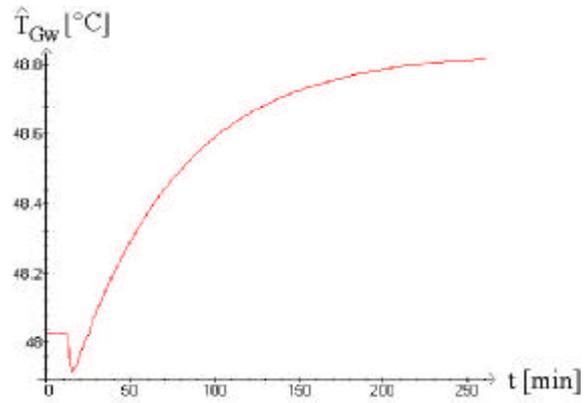
Eine (hypothetische) sprungförmige Absenkung der Kaltgastemperatur (**Bild 2.46**) wirkt sich langfristig in etwa gleicher Höhe auf die Warmgastemperatur aus, da die vom Statorblechkörper abzuführende Wärmeenergiemenge nicht und die daraus resultierende Temperaturerhöhung des Kühlgases nur geringfügig von der Kaltgastemperatur abhängt. Neben einem sprungförmigen Anteil liegt ein exponentiell abklingender Anteil vor, da die Temperatur des Statorblechkörpers der Kühlgastemperatur folgt. Die Zeitkonstante des exponentiell abklingenden Anteils entspricht der größten Zeitkonstanten des Statorblechkörpers, d.h. einer Zeitkonstanten des Statorrückens. Die Eisenkerntemperaturen des Statorrückens klingen exponentiell ab und entsprechen Sprungantworten von Systemen erster Ordnung.

Die Eisenkerntemperaturen des Statorzahns klingen ebenfalls exponentiell ab, sind jedoch zeitlich in zwei Bereiche unterteilt. Die Kühlgastemperatur im Bereich des Statorzahns entspricht in ihrem Verlauf dem der Warmgastemperatur, d.h. einer Überlagerung von sprungförmigem und mit der großen Zeitkonstanten des Statorrückens exponentiell abklingendem Anteil. Daher

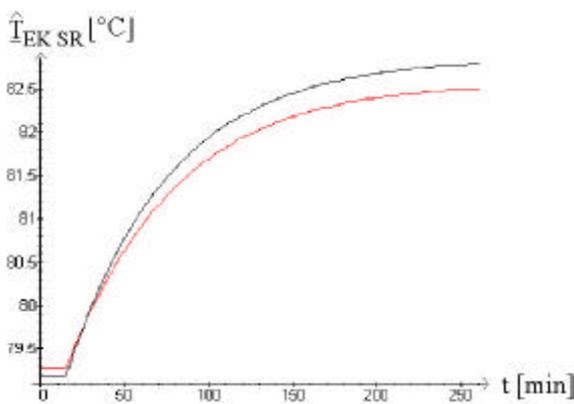
dominiert kurzfristig die kleine Zeitkonstante des Statorzahns (Systemantwort auf den sprungförmigen Anteil der Kühlgastemperatur), danach folgen die Eisenkerntemperaturen des Statorzahns nahezu linear dem mit der großen Zeitkonstanten des Statorrückens exponentiell abklingenden Anteil der Kühlgastemperatur.



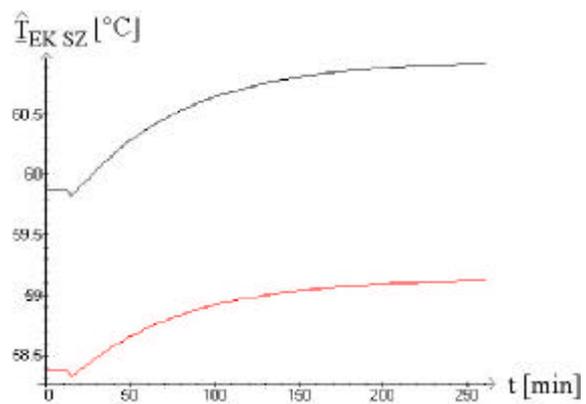
(a) Volumenstrom Kühlgas



(b) Warmgastemperatur



(c) Eisenkerntemperaturen Statorrücken



(d) Eisenkerntemperaturen Statorzahn

Bild 2.47: Simulation – sprungförmige Veränderung des Wasserstoffgas-Volumenstromes um -5%

Eine (hypothetische) sprungförmige Absenkung des Wasserstoffgas-Volumenstromes (**Bild 2.47**) bewirkt eine Erhöhung der Warmgastemperatur, da die vom Statorblechkörper abzuführende Wärmeenergiemenge nicht, die daraus resultierende Temperaturerhöhung des Kühlgases jedoch (über den Kehrwert) direkt vom Wasserstoffgas-Volumenstrom abhängt. Sämtliche Gastemperaturen, insbesondere auch die Warmgastemperatur, steigen exponentiell mit der größten Zeitkonstanten des Statorblechkörpers, d.h. einer Zeitkonstanten des Statorrückens, an. Die Eisenkerntemperaturen des Statorzahns folgen nahezu linear diesem Temperaturanstieg. Die kleineren Zeitkonstanten des Statorzahns treten somit nicht in Erscheinung.

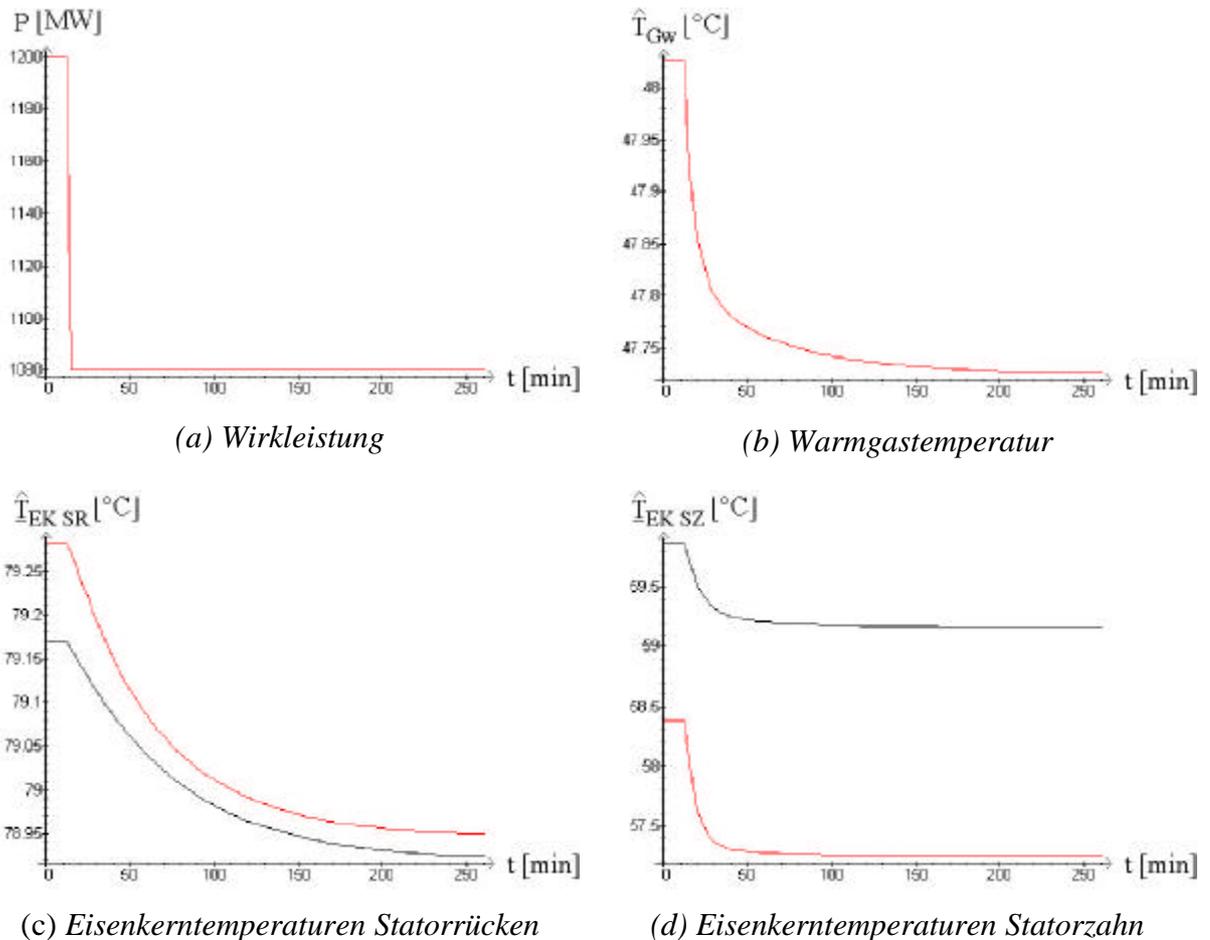


Bild 2.48: Simulation – sprungförmige Veränderung der Wirkleistung um -10%

Eine (hypothetische) sprungförmige Absenkung der Wirkleistung (**Bild 2.48**) führt zu einer Absenkung der Warmgastemperatur, da die vom Statorblechkörper abzuführende Wärmeenergiemenge und somit die daraus resultierende Temperaturerhöhung des Kühlgases von der Wirkleistung abhängt. Die Warmgastemperatur nimmt exponentiell mit der größten Zeitkonstanten des Statorblechkörpers, d.h. der Zeitkonstanten des Statorrückens, ab.

Die Eisenkerntemperaturen des Statorrückens und des Statorzahns nehmen exponentiell mit ihren jeweiligen Zeitkonstanten ab. Die Temperaturabsenkung im Bereich der größten Verluste (Statorzahn) ist deutlich höher als im Statorrücken. Die Verläufe entsprechen Sprungantworten von Systemen erster Ordnung.

3 Modellbasierte thermische Fehlerdiagnose

3.1 Entwurf des Zustandsbeobachters für die Eisenkerntemperaturen

In diesem Abschnitt werden die Gleichungen des thermischen Zustandsbeobachters für einen Turbogenerator mit wassergekühlter Statorwicklung und wasserstoffgekühltem Statorblechkörper, basierend auf der in Kapitel 2 beschriebenen Modellbildung, hergeleitet. Die durch Teilmodelle berechneten Größen werden zur klaren Abgrenzung von den messbaren Größen durch „ $\hat{\cdot}$ “ gekennzeichnet.

Gleichung (2.124) gibt das Differentialgleichungssystem für die Eisenkerntemperaturen $\hat{\underline{T}}_{EK}$ des Statorblechkörpers an:

$$\hat{\underline{T}}_{EK} = \underline{A}_{EK} \cdot \hat{\underline{T}}_{EK} + \underline{B}_G \cdot \hat{\underline{T}}_G^{WQN} + \underline{B}_L \cdot \hat{\underline{T}}_L + \underline{B}_{VWK} \cdot \hat{\underline{P}}_{VWK} \quad (3.1)$$

Als Eingangsgrößen treten die Gastemperaturen $\hat{\underline{T}}_G^{WQN}$, die mittleren Leitertemperaturen der Ober- und Unterlagestäbe $\hat{\underline{T}}_L$ sowie die Eisenverluste in den Knotenpunkten des Wärmequellenetzes $\hat{\underline{P}}_{VWK}$ auf.

Die Kopplung zwischen den Eisenkerntemperaturen und den mittleren Leitertemperaturen ist gering, die Eisenverluste sind unabhängig von den Eisenkerntemperaturen. Die Gastemperaturen hingegen sind über die Eisenrandtemperaturen des Statorblechkörpers direkt mit den Eisenkerntemperaturen gekoppelt (2.126):

$$\hat{\underline{T}}_{ER}^{GKM} = \underline{M}_{EK} \cdot \hat{\underline{T}}_{EK} + \underline{M}_G \cdot \hat{\underline{T}}_G^{WQN} \quad (3.2)$$

Die in Absatz 2.3.2.1 angegebenen Gleichungen des Gaskühlungsmodells lassen sich für jeden Bereich durch eine Gleichung in der Form

$$\hat{\underline{T}}_{Gi} = \hat{\underline{T}}_{G(i-1)} + k_{Ai} \cdot \left(\hat{\underline{T}}_{ERi}^{GKM} - \hat{\underline{T}}_{Gi} \right) + k_{Bi} \cdot \left(\hat{\underline{T}}_{Li} - \hat{\underline{T}}_{Gi} \right) \quad (3.3)$$

mit den näherungsweise konstanten Koeffizienten k_{Ai} und k_{Bi} angeben. Es gilt zudem $\hat{\underline{T}}_{Gi} = 0,5 \cdot \left(\hat{\underline{T}}_{Gi} + \hat{\underline{T}}_{G(i-1)} \right)$ sowie $\hat{\underline{T}}_{G0} = T_{Gk}$.

Nach elementarer Umformung folgt

$$\begin{aligned} \hat{T}_{Gi} = & \frac{1 - 0,5 \cdot k_{Ai} - 0,5 \cdot k_{Bi}}{1 + 0,5 \cdot k_{Ai} + 0,5 \cdot k_{Bi}} \cdot \hat{T}_{G(i-1)} + \frac{k_{Ai}}{1 + 0,5 \cdot k_{Ai} + 0,5 \cdot k_{Bi}} \cdot \hat{T}_{ERi}^{GKM} \\ & + \frac{k_{Bi}}{1 + 0,5 \cdot k_{Ai} + 0,5 \cdot k_{Bi}} \cdot \hat{T}_{Li} \end{aligned} \quad (3.4)$$

bzw. in vektorieller Darstellung

$$\underline{\hat{T}}_G \equiv \underline{K}_G \cdot \underline{\hat{T}}_G + \underline{K}_{ER} \cdot \underline{\hat{T}}_{ER}^{GKM} + \underline{K}_L \cdot \underline{\hat{T}}_L + \underline{k}_{Gk} \cdot T_{Gk} \quad (3.5)$$

Mit der in Anhang A4 gegebenen Transformation des Gastemperaturvektors

$$\underline{\hat{T}}_G^{WQN} = \underline{T}_{GKM}^{WQN} \cdot \underline{\hat{T}}_G \quad (3.6)$$

werden die in Gleichung (3.1) benötigten Randtemperaturen $\underline{\hat{T}}_G^{WQN}$ bestimmt gemäß

$$\underline{\hat{T}}_G^{WQN} = \underline{T}_{GKM}^{WQN} \cdot \left(\underline{E} - \underline{K}_G \right)^{-1} \cdot \left(\underline{K}_{ER} \cdot \underline{\hat{T}}_{ER}^{GKM} + \underline{K}_L \cdot \underline{\hat{T}}_L + \underline{k}_{Gk} \cdot T_{Gk} \right) \quad (3.7)$$

mit der Einheitsmatrix \underline{E} . Daraus folgt

$$\underline{\hat{T}}_G^{WQN} \equiv \underline{K}_{ER}^* \cdot \underline{\hat{T}}_{ER}^{GKM} + \underline{K}_L^* \cdot \underline{\hat{T}}_L + \underline{k}_{Gk}^* \cdot T_{Gk} \quad (3.8)$$

Sowohl Gleichung (3.2) als auch Gleichung (3.8) beschreiben die Kopplung zwischen Eisenrandtemperaturen und Gastemperaturen, allerdings auf Grund unterschiedlicher physikalischer Effekte. In Gleichung (3.2) sind dies die Wärmeleitfähigkeit des Statorblechpaketes und der konvektive Wärmeübergang, in Gleichung (3.8) neben dem konvektiven Wärmeübergang die Energiebilanz der Kühlgasströmung. Wird (3.2) in (3.8) eingesetzt, resultiert

$$\underline{\hat{T}}_G^{WQN} = \underline{K}_{ER}^* \cdot \left(\underline{M}_{EK} \cdot \underline{\hat{T}}_{EK} + \underline{M}_G \cdot \underline{\hat{T}}_G^{WQN} \right) + \underline{K}_L^* \cdot \underline{\hat{T}}_L + \underline{k}_{Gk}^* \cdot T_{Gk} \quad (3.9)$$

Daraus folgt

$$\begin{aligned} \underline{\hat{T}}_G^{WQN} &= \left(\underline{E} - \underline{K}_{ER}^* \cdot \underline{M}_G \right)^{-1} \cdot \left(\underline{K}_{ER}^* \cdot \underline{M}_{EK} \cdot \underline{\hat{T}}_{EK} + \underline{K}_L^* \cdot \underline{\hat{T}}_L + \underline{k}_{Gk}^* \cdot T_{Gk} \right) \\ &\equiv \underline{K}_{EK} \cdot \underline{\hat{T}}_{EK} + \underline{K}_L^{**} \cdot \underline{\hat{T}}_L + \underline{k}_{Gk}^{**} \cdot T_{Gk} \end{aligned} \quad (3.10)$$

Dieser Zusammenhang wird in dem **Strukturbild 3.1** dargestellt.

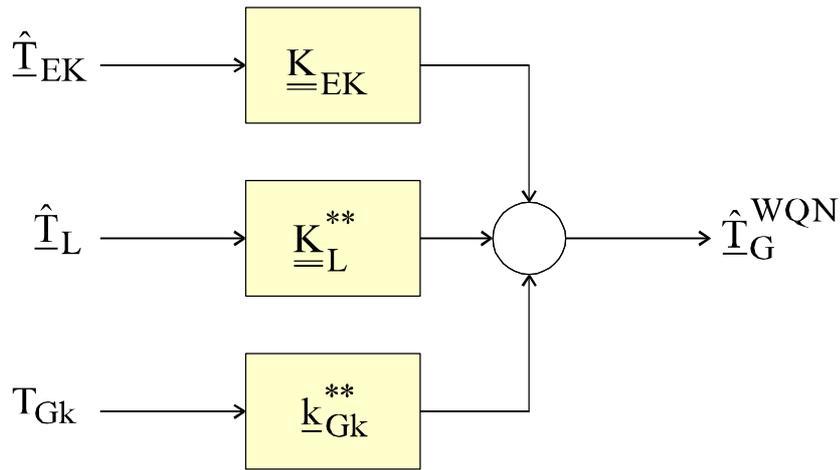


Bild 3.1: Berechnung von \hat{T}_G^{WQN}

Wird Gleichung (3.10) in (3.1) eingesetzt, erhält man das Differentialgleichungssystem ohne den Vektor der Gastemperaturen \hat{T}_G^{WQN} als Eingangsgröße:

$$\begin{aligned} \dot{\hat{T}}_{EK} &= \underline{A}_{EK} \cdot \hat{T}_{EK} + \underline{B}_G \cdot \left(\underline{K}_{EK} \cdot \hat{T}_{EK} + \underline{K}_L^{**} \cdot \hat{T}_L + \underline{k}_{Gk}^{**} \cdot T_{Gk} \right) \\ &\quad + \underline{B}_L \cdot \hat{T}_L + \underline{B}_{VWK} \cdot \hat{P}_{VWK} \\ &\equiv \underline{A}_{EK}^* \cdot \hat{T}_{EK} + \underline{B}_L^* \cdot \hat{T}_L + \underline{B}_{VWK} \cdot \hat{P}_{VWK} + \underline{b}_{Gk} \cdot T_{Gk} \end{aligned} \tag{3.11}$$

Dieser Zusammenhang wird in dem **Strukturbild 3.2** dargestellt.

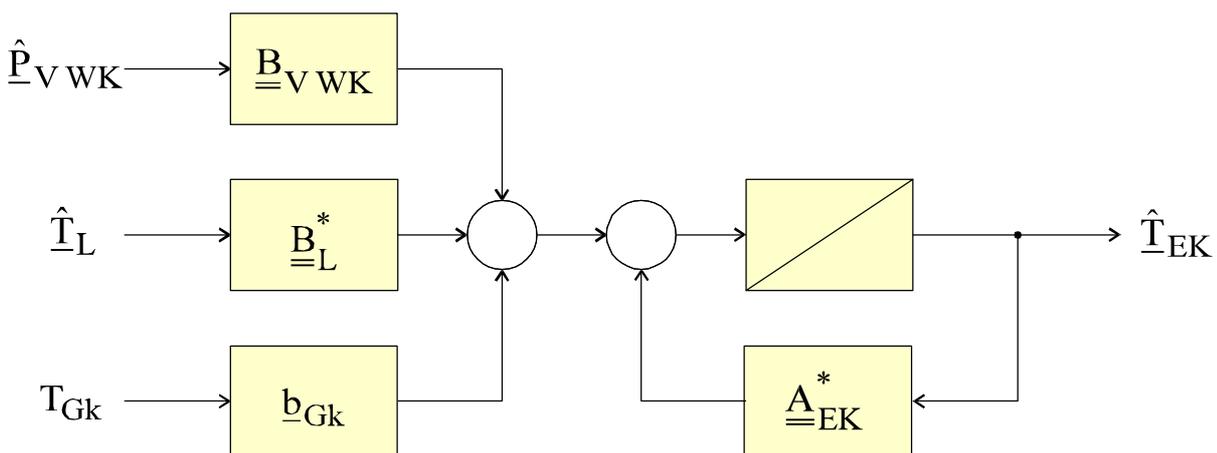


Bild 3.2: Berechnung von \hat{T}_{EK}

Für die Ausgangsgleichung

$$\hat{y} = \underline{c}^T \cdot \hat{\underline{T}}_{EK} \quad (3.12)$$

ist der berechnete Wert der Warmgastemperatur $\hat{T}_{Gw SK}$ als Funktion der Knotenpunkt-Temperaturen $\hat{\underline{T}}_{EK}$ des Wärmequellennetzes zu bestimmen.

Wenn die Anzahl der Knotenpunkte des Wärmequellennetzes mit der Gesamtanzahl der Intervalle des Gaskühlungsmodells identisch ist, kann die Transformationsmatrix $\underline{T}_{GKM}^{WQN}$ invertiert werden (siehe Anhang A4) und es folgt

$$\hat{T}_{Gw SK} = \underline{n}^T \cdot \hat{\underline{T}}_G^{WQN} \quad (3.13)$$

Dabei ist \underline{n}^T die letzte Zeile von $\underline{T}_{GKM}^{WQN^{-1}}$.

Ansonsten lässt sich $\hat{T}_{Gw SK}$ näherungsweise durch die Gastemperaturen im Luftspalt und im Kühlschlitzbereich des Statorzahns berechnen (lineare Interpolation):

$$\begin{aligned} \hat{T}_{Gw SK} &= 2 \cdot \hat{T}_{G LS} - 1,5 \cdot \hat{T}_{G KS n_{WK}} + 0,5 \cdot \hat{T}_{G KS (n_{WK} - 1)} \\ &\equiv \underline{n}^T \cdot \hat{\underline{T}}_G^{WQN} \end{aligned} \quad (3.14)$$

Für den Schätzwert der Warmgastemperatur (Anteil Statorblechkörper) ergibt sich mit Gleichung (3.10)

$$\begin{aligned} \hat{T}_{Gw SK} &= \underline{n}^T \cdot \left(\underline{K}_{EK} \cdot \hat{\underline{T}}_{EK} + \underline{K}_{L}^{**} \cdot \hat{\underline{T}}_L + \underline{k}_{Gk}^{**} \cdot T_{Gk} \right) \\ &\equiv \underline{n}_{EK}^T \cdot \hat{\underline{T}}_{EK} + \underline{n}_L^T \cdot \hat{\underline{T}}_L + n_{Gk} \cdot T_{Gk} \end{aligned} \quad (3.15)$$

Somit erhält man:

$$\hat{y} = \hat{T}_{Gw SK} - \underline{n}_L^T \cdot \hat{\underline{T}}_L - n_{Gk} \cdot T_{Gk} = \underline{n}_{EK}^T \cdot \hat{\underline{T}}_{EK} \equiv \underline{c}^T \cdot \hat{\underline{T}}_{EK} \quad (3.16)$$

Die Warmgastemperatur ist die Mischtemperatur entsprechend der Anteile des Volumenstroms im Wickelkopfbereich und im Statorblechkörper (2.92):

$$T_{Gw} = \frac{\hat{V}_{G WB}}{\hat{V}_G} \cdot \hat{T}_{Gw WB} + \frac{\hat{V}_{G SK}}{\hat{V}_G} \cdot \hat{T}_{Gw SK} \quad (3.17)$$

Die Quotienten der Volumenströme des Kühlgases (Anteile Wickelkopfbereich und Statorblechkörper)

$\frac{\hat{V}_{GWB}}{\hat{V}_G}$ und $\frac{\hat{V}_{GSK}}{\hat{V}_G}$ sind konstant. Da der Faktor $\frac{\hat{V}_{GWB}}{\hat{V}_G}$ größenordnungsmäßig um einen Faktor 10 kleiner als $\frac{\hat{V}_{GSK}}{\hat{V}_G}$ ist, kann mit dem gemessenen Wert von T_{Gw} und dem geschätzten Wert von \hat{T}_{GwWB} der Wert der Warmgastemperatur (Anteil Statorblechkörper) T_{GwSK} näherungsweise als Messwert betrachtet werden:

$$T_{GwSK} = \frac{\hat{V}_G}{\hat{V}_{GSK}} \cdot T_{Gw} - \frac{\hat{V}_{GWB}}{\hat{V}_{GSK}} \cdot \hat{T}_{GwWB} \equiv n_{Gw} \cdot T_{Gw} - n_{GwWB} \cdot \hat{T}_{GwWB} \quad (3.18)$$

Wird der Schätzfehler

$$y - \hat{y} = n_{Gw} \cdot T_{Gw} - n_{GwWB} \cdot \hat{T}_{GwWB} - \underline{n}_L^T \cdot \hat{\underline{T}}_L - n_{Gk} \cdot T_{Gk} - \underline{c}^T \cdot \hat{\underline{T}}_{EK} \quad (3.19)$$

mit dem Messwert der Warmgastemperatur T_{Gw} als Rückführungsgröße in Gleichung (3.11) verwendet, so folgt /96.Fi-Ne-Pa/, /96.Fi-Ne-No/

$$\begin{aligned} \hat{\underline{T}}_{EK} = & \underline{A}_{EK}^* \cdot \hat{\underline{T}}_{EK} + \underline{B}_{L}^* \cdot \hat{\underline{T}}_L + \underline{B}_{VWK} \cdot \hat{P}_{VWK} + \underline{b}_{Gk} \cdot T_{Gk} \\ & + \underline{K} \cdot \left(n_{Gw} \cdot T_{Gw} - n_{GwWB} \cdot \hat{T}_{GwWB} - \underline{n}_L^T \cdot \hat{\underline{T}}_L - n_{Gk} \cdot T_{Gk} - \underline{c}^T \cdot \hat{\underline{T}}_{EK} \right) \end{aligned} \quad (3.20)$$

mit dem Rückführungsvektor \underline{K} , dessen Parameter wie im nachfolgenden Text dargestellt bestimmt werden können.

Mit $\underline{A}_{EK} \equiv \underline{A}_{EK}^* - \underline{K} \cdot \underline{c}^T$ und $\underline{B}_{L} \equiv \underline{B}_{L}^* - \underline{K} \cdot \underline{n}_L^T$ resultiert das Differentialgleichungssystem

$$\begin{aligned} \hat{\underline{T}}_{EK} = & \underline{A}_{EK} \cdot \hat{\underline{T}}_{EK} + \underline{B}_{L} \cdot \hat{\underline{T}}_L + \underline{B}_{VWK} \cdot \hat{P}_{VWK} \\ & + \underline{b}_{Gk} \cdot T_{Gk} + \underline{b}_{GwWB} \cdot \hat{T}_{GwWB} + \underline{b}_{Gw} \cdot T_{Gw} \end{aligned} \quad (3.21)$$

Bild 3.3 gibt das Strukturbild des auf der in Kapitel 2 durchgeführten Modellbildung für den Statorblechkörper basierenden thermischen Zustandsbeobachters zur Fehlerdiagnose der wassergekühlten Statorwicklung an.

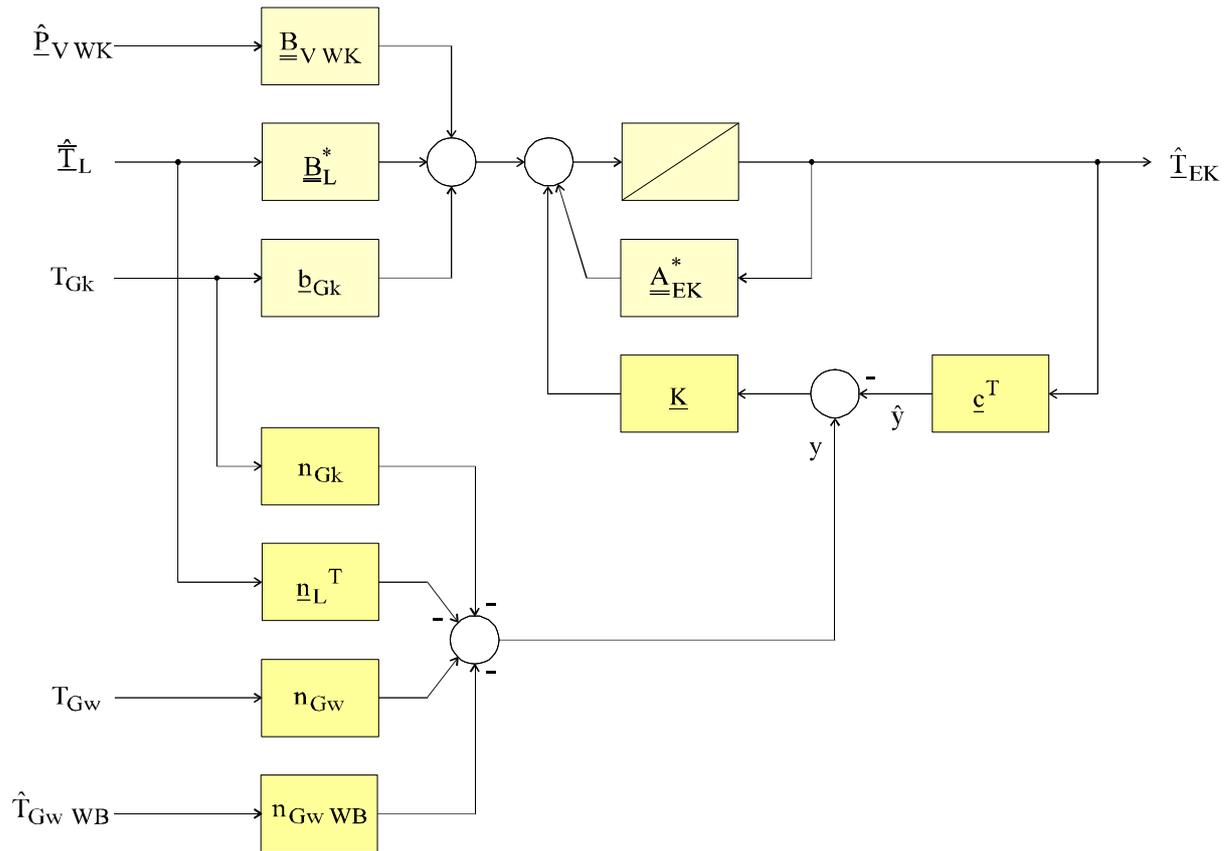


Bild 3.3: Strukturbild des Zustandsbeobachters

Nach Ackermann /72.Ac/ lassen sich die Beobachter-Rückführungskoeffizienten eines Systems mit einer Ausgangsgröße aus den Koeffizienten f_i des Wunschpolynoms

$$f(s) = f_0 + f_1 \cdot s + \dots + f_{n-1} \cdot s^{n-1} + s^n \tag{3.22}$$

und der letzten Spalte \underline{q}_B der invertierten Beobachtbarkeitsmatrix

$$Q_B^{-1} = \begin{pmatrix} \underline{c}^T \\ \underline{c}^T \cdot A \\ \vdots \\ \underline{c}^T \cdot A^{n-1} \end{pmatrix}^{-1} \tag{3.23}$$

bestimmen gemäß

$$\underline{K} = f_0 \cdot \underline{q}_B + f_1 \cdot A \cdot \underline{q}_B + \dots + f_{n-1} \cdot A^{n-1} \cdot \underline{q}_B + A^n \cdot \underline{q}_B \tag{3.24}$$

In den **Bildern 3.4 bis 3.6** werden die Polstellen der Systemmatrix aus Gleichung (3.1) für verschiedene Ordnungen des Differentialgleichungssystems dargestellt. Eine Aufteilung des Statorblechkörpers im Rückenbereich in mehr als zwei Knotenpunkte ist auf Grund der Homogenität der Eisenverluste in diesem Bereich nicht sinnvoll. Der Statorzahnbereich sollte hingegen wenigstens durch zwei Knotenpunkte repräsentiert werden, weil in diesem Bereich die betragsmäßig größten volumenbezogenen Eisenverluste entstehen, die zudem bedeutend von der radialen Koordinate abhängen, und weil in diesem Bereich der Wärmeaustausch mit den Statorstäben erfolgt. Aus den Bildern sind deutlich die große(n) Zeitkonstante(n) des Statorblechkörpers im Rückenbereich (≤ 70 Minuten) und die kleinere(n) Zeitkonstante(n) des Statorblechkörpers im Zahnbereich (≤ 10 Minuten) zu erkennen.

Die Polfestlegung erfolgt in Anlehnung an literaturübliche Empfehlungen derart, dass ein gemeinsamer Pol des Beobachters jeweils für die Pole des Statorblechkörpers im Rückenbereich und die Pole des Statorblechkörpers im Zahnbereich angesetzt wird, dabei jedoch keine Polstelle des Systems deutlich über den Faktor 2 hinaus in die linke Halbebene der komplexen Zahlenebene verschoben wird.

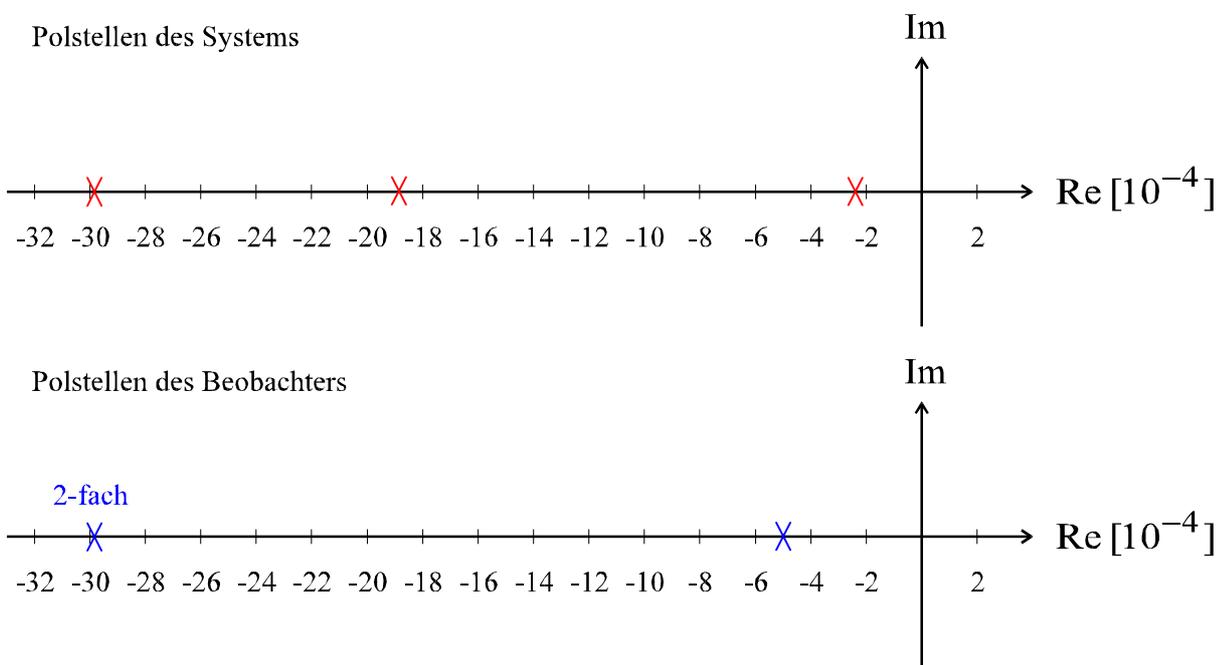


Bild 3.4: Polfestlegung bei einem Wärmequellennetz mit drei Knotenpunkten
(Statorzahn: zwei Knotenpunkte, Statorrücken: ein Knotenpunkt)

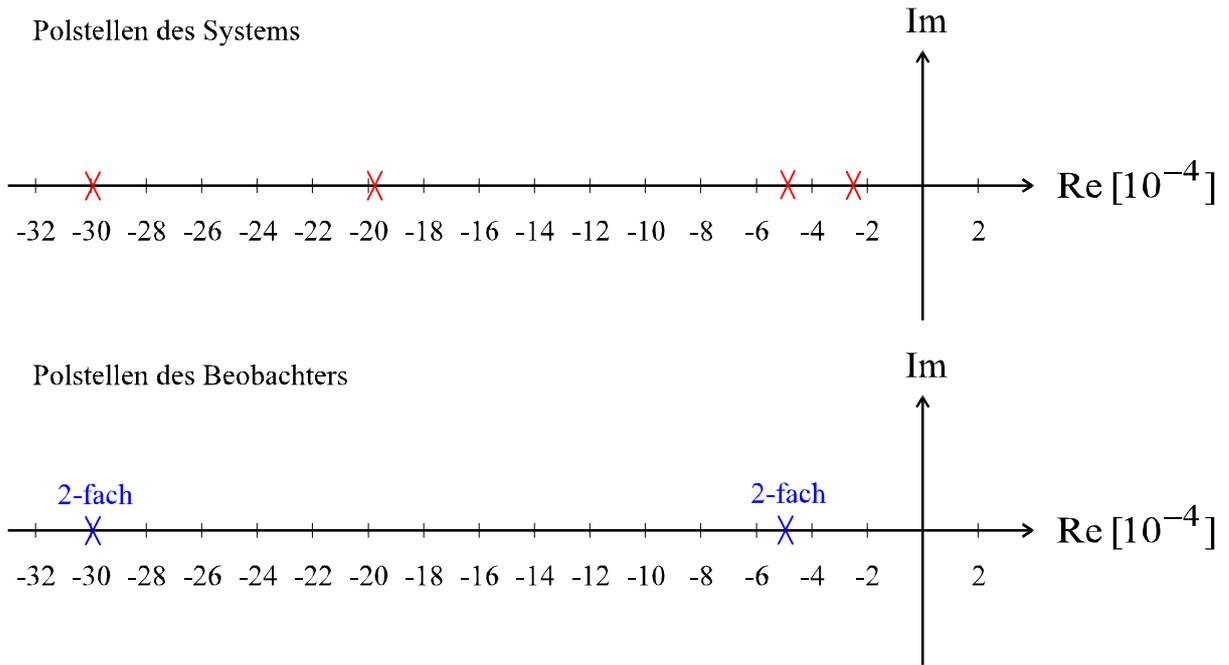


Bild 3.5: Polfestlegung bei einem Wärmequellennetz mit vier Knotenpunkten
(Statorzahn: zwei Knotenpunkte, Statorrücken: zwei Knotenpunkte)

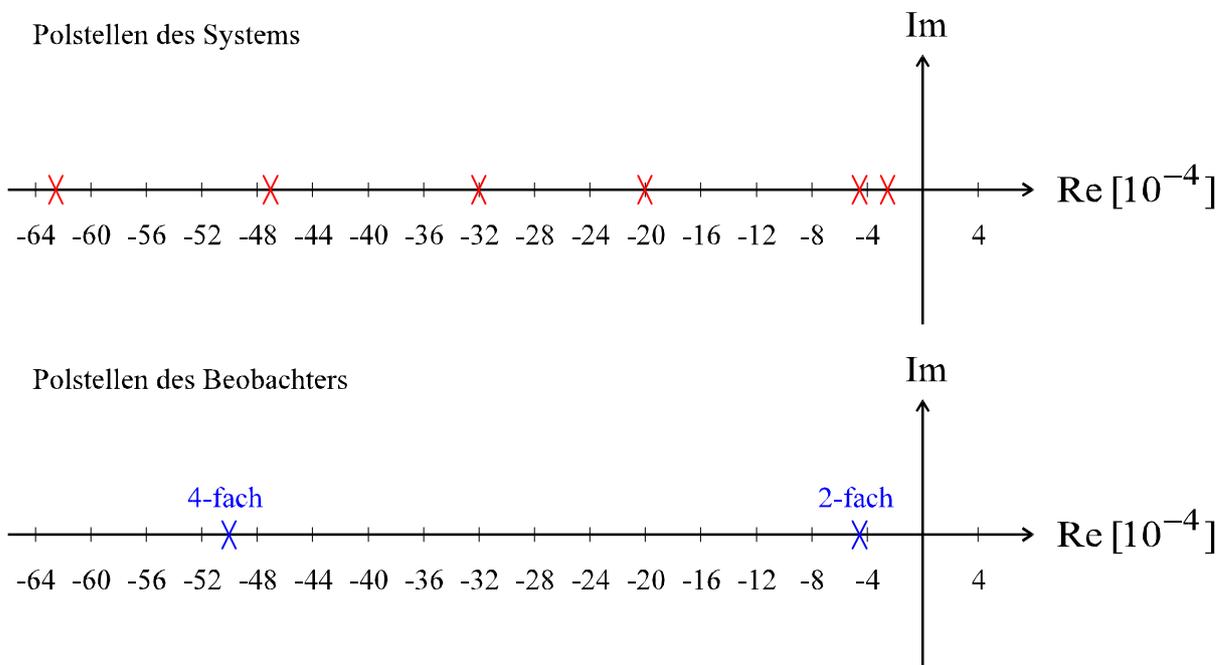


Bild 3.6: Polfestlegung bei einem Wärmequellennetz mit sechs Knotenpunkten
(Statorzahn: vier Knotenpunkte, Statorrücken: zwei Knotenpunkte)

3.2 Parameteroptimierung durch Lerndaten

3.2.1 Optimierungsverfahren

Zur Optimierung von Modellparametern mit dem Ziel, die Abweichungen berechneter Größen von vorgegebenen Sollwertverläufen zu minimieren, existieren eine größere Anzahl mehrdimensionaler Optimierungsverfahren, die sich hauptsächlich in den folgenden Punkten unterscheiden:

- explizite Kenntnis der Gütefunktion erforderlich (oder nicht),
- Berücksichtigung von Restriktionen,
- Bestimmung eines globalen Minimums möglich (oder nur eines lokalen Minimums),
- Konvergenzgeschwindigkeit,
- Implementierungsaufwand.

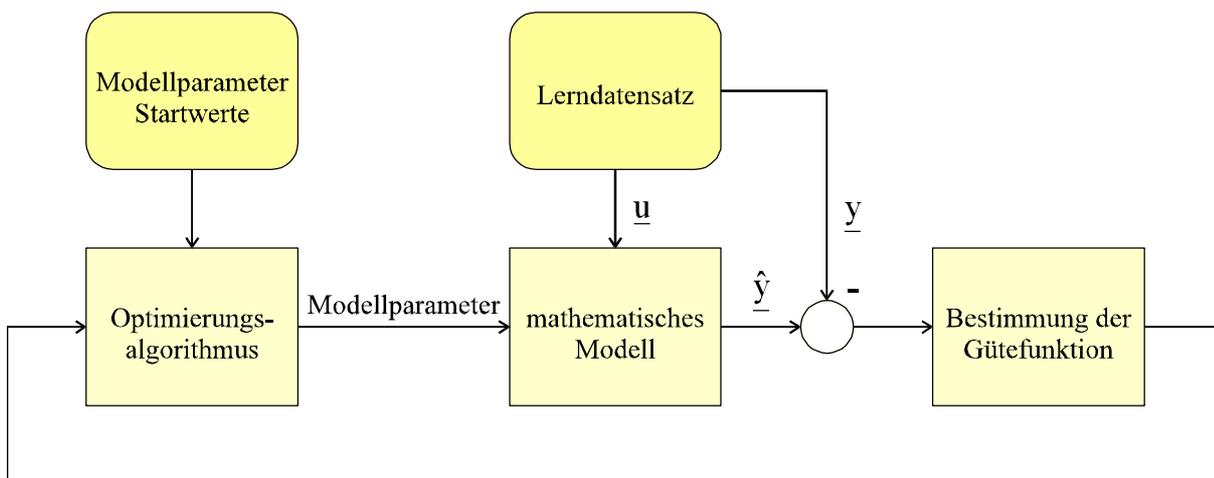


Bild 3.7: Ablauf eines Optimierungsverfahrens

Der prinzipielle Ablauf einer Parameteroptimierung ist in **Bild 3.7** dargestellt. Aus einem Messdatensatz wird zunächst ein Lerndatensatz der Zeitdauer T_{EV} gemäß **Bild 3.8** extrahiert, der die Eingangsgrößen \underline{u} des Systems und die Sollwertverläufe \underline{y} der Ausgangsgrößen des Systems beinhaltet. Die Gütefunktion wird aus

$$GF = \int_0^T \sum_i w_i \cdot (y_i - \hat{y}_i)^2 dt \quad (3.25)$$

mit den Wichtungsfaktoren w_i der Ausgangsgrößen y_i gebildet, liegt also nicht als explizite Funktion vor.

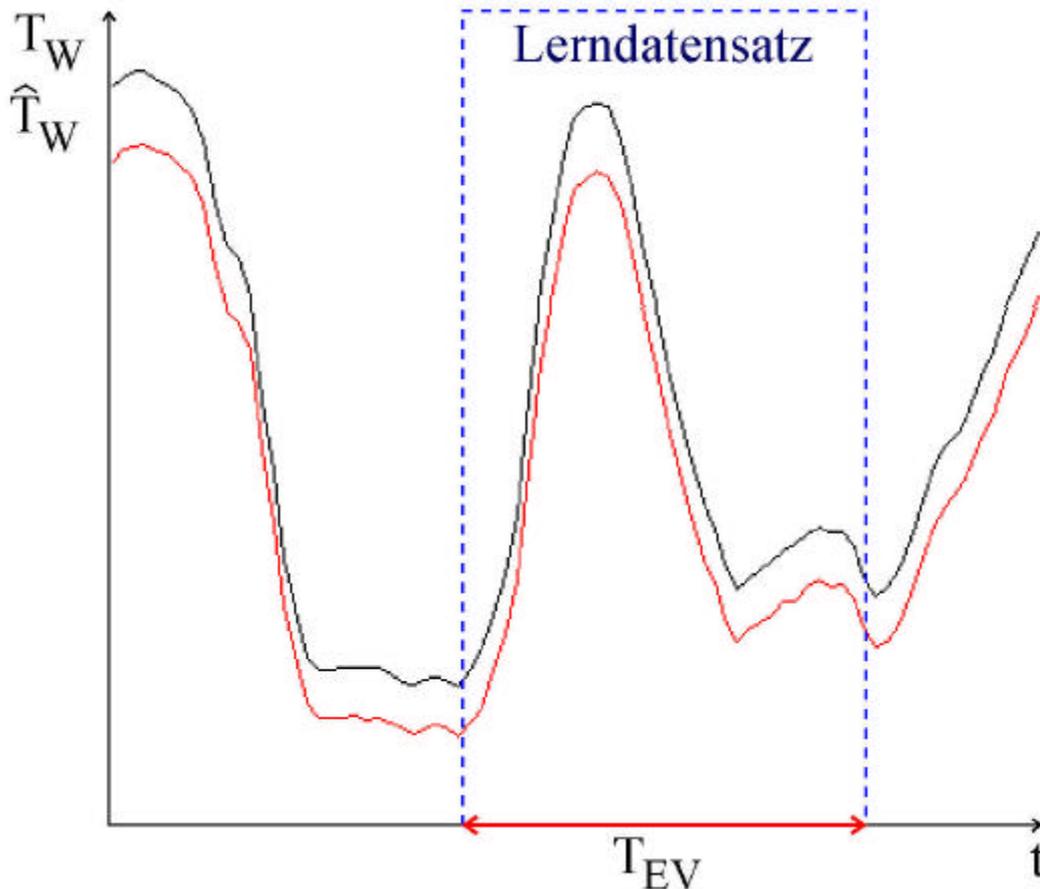


Bild 3.8: Festlegung eines Lerndatensatzes als Ausschnitt aus einem Messdatensatz

Der Optimierungsalgorithmus verändert die Modellparameter mit dem Ziel, die Gütefunktion zu minimieren. In dieser Arbeit wurden zwei klassische Verfahren verwendet: „Pattern-Search“ nach Hooke und Jeeves /61.Ho-Je/ sowie „Extrem“ nach Jacob /82.Ja/. Diese Verfahren erfordern nicht die explizite Kenntnis der Gütefunktion und sind verhältnismäßig einfach zu implementieren. Hinsichtlich der Berücksichtigung von Restriktionen und der Problematik lokaler Minima wurde folgende Vorgehensweise gewählt:

Die zu optimierenden Parameter sind physikalischer Natur und lassen sich bezüglich ihres zugelassenen Wertebereichs jeweils in fünf Intervalle gemäß **Bild 3.9** unterteilen. Nach Bandler /69.Ba/ wird der mögliche Bereich des zu optimierenden Parameters x_i

$$X_{Ui} < x_i < X_{Oi} \quad (3.26)$$

mit der unteren Grenze X_{Ui} und der oberen Grenze X_{Oi} durch eine Tangensfunktion

$$\Psi_i = \tan \left(\pi \cdot \frac{x_i - X_{Ui}}{X_{Oi} - X_{Ui}} - \frac{\pi}{2} \right) \quad (3.27)$$

in den unbeschränkten Bereich

$$-\infty < \Psi_i < \infty \tag{3.28}$$

transformiert. Statt x_i wird die Hilfsvariable Ψ_i vom Optimierungsalgorithmus verändert. Die Rücktransformation in den Originalbereich physikalischer Werte erfolgt mit

$$x_i = X_{Ui} + (X_{Oi} - X_{Ui}) \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{\pi} \cdot \arctan \Psi_i \right) \tag{3.29}$$

Der enger begrenzte „Vertrauensbereich“

$$X_{U\text{VBi}} \leq x_i \leq X_{O\text{VBi}} \tag{3.30}$$

enthält den erwarteten Wert des zu optimierenden Parameters x_i /94.We/.

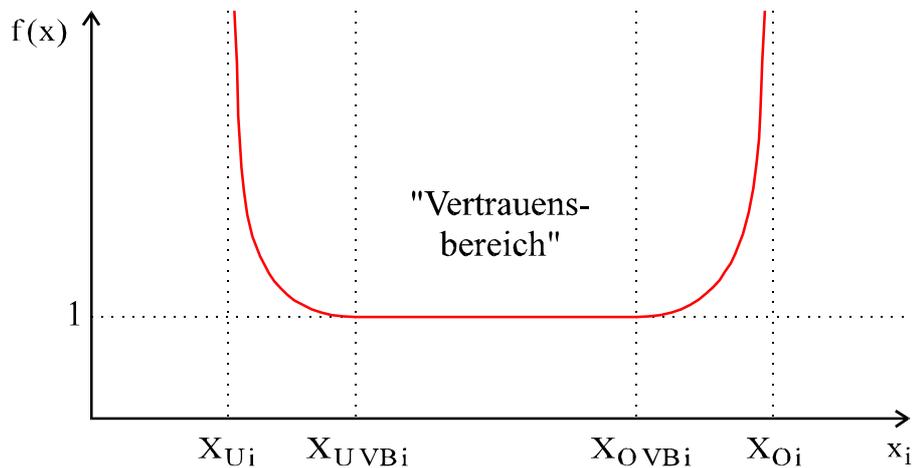


Bild 3.9: Definition eines Vertrauensbereiches des zu optimierenden Parameters

Die außerhalb des Vertrauensbereiches liegenden, aber prinzipiell zulässigen Intervalle $[X_{Ui} \cdots X_{U\text{VBi}}]$ und $[X_{O\text{VBi}} \cdots X_{Oi}]$ werden durch Multiplikation der Gütefunktion z.B. mit

$$f(x) = \begin{cases} e^{\beta \cdot \left(\frac{X_{Ui} - X_{U\text{VBi}}}{X_{Ui} - x_i} - 1 \right)} & X_{Ui} < x_i < X_{U\text{VBi}} \\ 1 & X_{U\text{VBi}} \leq x_i \leq X_{O\text{VBi}} \\ e^{\beta \cdot \left(\frac{X_{Oi} - X_{O\text{VBi}}}{X_{Oi} - x_i} - 1 \right)} & X_{O\text{VBi}} < x_i < X_{Oi} \end{cases} \tag{3.31}$$

gewichtet (der Faktor β beeinflusst die Steilheit der Exponentialfunktion).

Durch die Beschränkung auf die physikalisch sinnvollen Bereich der Modellparameter wird die Problematik lokaler Minima entschärft: Ein so bestimmtes Minimum mag im mathematischen Sinne ein lokales Minimum sein, für den allein interessierenden Bereich physikalisch relevanter Größen ist das Minimum erfahrungsgemäß im Allgemeinen eindeutig. Dies kann durch mehrmalige Durchführung der Optimierung mit veränderten Startwerten überprüft werden (bekanntlich bestätigt aber auch eine Ausnahme die Regel).

Hinsichtlich der Wahl des Lerndatensatzes als Ausschnitt aus einem Messdatensatz gemäß **Bild 3.8** ist anzumerken, dass der Beginn des Lerndatensatzes in einen Bereich quasi-stationären Betriebs des Systems gelegt werden und ansonsten eine möglichst breite Variation von Betriebspunkten enthalten sollte. Es ist auch denkbar, einen Lerndatensatz aus mehreren derartigen Ausschnitten aufzubauen.

3.2.2 Ergebnisse

a) Wasserkühlungsmodell – k_{D2}

Der Koeffizient k_{D2} für den zusätzlichen Druckabfall auf Grund der Verroebelung der Statorstäbe aus Gleichung (2.11) wurde mit der Gütefunktion

$$GF = \int_0^T \left(\dot{V}_W - \hat{\dot{V}}_W \right)^2 dt \quad (3.32)$$

über die Differenz des gemessenen und des modellierten Kühlwasser-Volumenstromes bestimmt zu $k_{D2} = 18380$. Der resultierende zusätzliche Druckabfall beträgt etwa 10 % des Druckabfalles in einem „idealen“ langen geraden Rohr aus Gleichung (2.1).

b) Wasserkühlungsmodell – Einfluss der Gastemperatur auf die Messwerte der Warmwassertemperatur

Die Messung der Warmwassertemperaturen \underline{T}_{Ww} erfolgt durch an den Isolierschläuchen angebrachte Temperaturfühler, die thermisch gegen die Umgebungstemperatur isoliert sind. Da die Isolation nicht ideal ist, hat die Gastemperatur einen Einfluss auf die Messwerte, wie ein Vergleich des aus den individuellen Warmwassertemperaturen gebildeten Mittelwertes mit dem außerhalb des Statorgehäuses gemessenen (Mittel-)Wertes der Warmwassertemperatur zeigt.

Setzt man Wärmewiderstände R_1 und R_2 gemäß **Bild 3.10** an, so folgt für den „wahren“

Wert der jeweiligen Warmwassertemperatur mit $K = \frac{R_1}{R_1 + R_2}$:

$$\hat{T}_{Wwi} = \frac{R_1 + R_2}{R_2} \cdot T_{Wwi} - \frac{R_1}{R_2} \cdot \hat{T}_G = \frac{1}{1 - K} \cdot (T_{Wwi} - K \cdot \hat{T}_G) \quad (3.33)$$

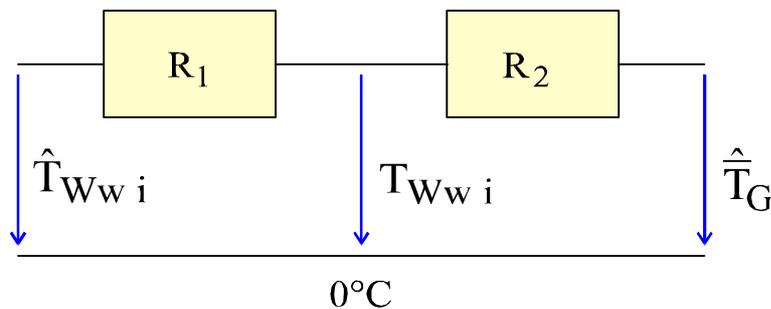


Bild 3.10: Einfluss der Gastemperatur auf den Messwert der Warmwassertemperatur

Mit der Gütefunktion

$$GF = \int_0^T \left(\frac{1}{n_S} \cdot \sum_{i=1}^{n_S} T_{Wwi} - \bar{T}_{Ww} \right)^2 dt \quad (3.34)$$

folgt mit der Anzahl der Stäbe n_S der Wert $K=0,058$.

c) Wasserkühlungsmodell – Hydraulische Durchmesser der Kühlkanäle D_{hi}

Die hydraulischen Durchmesser der Kühlkanäle D_{hi} stellen die zentralen Modellparameter für die thermische Fehlerdiagnose der Statorwicklung dar. Die Optimierung der Werte zur Bestimmung des „Fingerprints“ (s. Absatz 6.1) oder zur Bestimmung des Ausmaßes einer Blockade im Fehlerfall erfolgt als letzter Schritt der Parameteroptimierung mit der Gütefunktion

$$GF = \int_0^T (T_{Wwi} - \hat{T}_{Wwi})^2 dt \quad (3.35)$$

Zuvor werden die Nennwerte der Abmessungen des Kühlkanals verwendet.

d) Verlustleistungsmodell – Faktoren ξ_i

Die Verluste in der von Wechselstrom durchflossenen Statorwicklung bestimmen sich gemäß Gleichung (2.50) zu $P_V = \xi \cdot R_L \cdot I_S^2$. Der Faktor ξ hängt von der Geometrie des Leiters und dem arbeitspunktabhängigen Nutquerfeld ab. Daher werden die Statorstäbe in drei Gruppen unterteilt, die jeweils durch einen gemeinsamen Faktor ξ gekennzeichnet sind:

- (1) Unterlagestäbe (ξ_1); (2) Oberlagestäbe mit gleicher Phasenlage wie die Unterlagestäbe (ξ_2); (3) Oberlagestäbe mit verschiedener Phasenlage wie die Unterlagestäbe (ξ_3).

Mit dem Ansatz

$$\xi_i = \xi_{i0} + \xi_{i1} \cdot I_S + \xi_{i2} \cdot I_S^2 \quad (3.36)$$

und der Gütefunktion

$$GF = \int_0^T \left(\bar{T}_{Wwi} - \hat{T}_{Wwi} \right)^2 dt \quad (3.37)$$

mit dem Mittelwert der Warmwassertemperatur der i-ten Statorstabgruppe \bar{T}_{Wwi} ($i=1\dots3$) erhält man die in **Bild 3.11** dargestellte Abhängigkeit von ξ vom mittleren Strangstrom I_S .

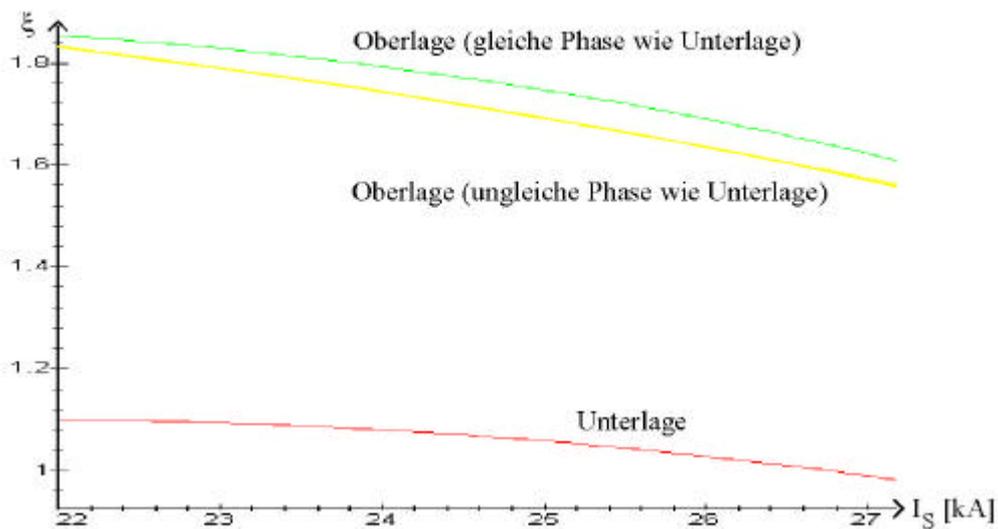


Bild 3.11: Abhängigkeit des Faktors ξ vom mittleren Strangstrom

3.3 Aufnahme der Referenzdaten („Fingerprint“) des fehlerfreien Systems

Das Fehlerdiagnosesystem besteht aus dem Zustandsbeobachter für die thermischen Größen des Turbogenerators (Kapitel 2) sowie dem Diagnosemodul, das eine Bewertung der Differenzen zwischen den gemessenen und den beobachteten Werten (Referenzwerten) der Kühlwasser-Ausgangstemperaturen mittels Fuzzy-Logik vornimmt (Absatz 3.4). Die Bestimmung der Modellparameter des Zustandsbeobachters ist so durchzuführen, dass durch Messdaten, die das Verhalten des fehlerfreien Systems repräsentieren, ein Großteil der betriebsüblichen Arbeitspunkte des Turbogenerators erfasst und durch den Zustandsbeobachter mit der erforderlichen Genauigkeit (z.B. für Temperaturen: $|T - \hat{T}| \leq 0,5 \text{ K}$) nachgebildet werden. Wenn gezielt Arbeitspunktwechsel durchgeführt werden, wie dies zur Aufnahme von „Fingerprints“ bestehender Diagnosesysteme üblich ist, kann die Zeitdauer der Inbetriebnahme T_{IB} auf einige Tage begrenzt werden.

Der Vorteil des hier dargestellten Verfahrens liegt jedoch in der **Selbstlernfähigkeit**. Eine „forcierte“, mit Aufwand und Kosten verbundene Lernphase ist nicht erforderlich, statt dessen wird das betriebsübliche Verhalten ausgewertet. Dazu wird ein **Lerndatensatz**, der dynamische Vorgänge ausgehend von quasi-stationären Betriebszuständen beinhaltet, erstellt. Die Zeitdauer der Inbetriebnahme orientiert sich dann am Erreichen eines Spektrums bestimmter, durch Wirk- und Blindleistung charakterisierter Arbeitspunkte und kann entweder als Erfahrungswert oder als Obergrenze im Bereich einiger Wochen vorgegeben werden. Ausgehend von dem Lerndatensatz werden die Modellparameter k_{D2} und ξ_i durch Parameteroptimierung bestimmt (Absatz 3.2). Die **hydraulischen Durchmesser der Kühlkanäle** D_{hi} stellen als „Fingerprint“ die zentralen Modellparameter für die thermische Fehlerdiagnose der Statorwicklung dar. Die Optimierung dieser Werte erfolgt nach jeder Neuberechnung von k_{D2} und ξ_i .

Die Differenzen zwischen den gemessenen und den beobachteten Werten der mittleren Kühlwasser-Ausgangstemperaturen $\bar{T}_{Wwi} - \hat{T}_{Wwi}$ (Index 1: Unterlagestäbe; Index 2: Oberlagestäbe mit gleicher Phasenlage wie die Unterlagestäbe; Index 3: Oberlagestäbe mit verschiedener Phasenlage wie die Unterlagestäbe) wird gemäß den in Absatz 3.4 angegebenen Kriterien über einen Evaluierungszeitraum T_{EV} (beispielsweise eine Stunde) bewertet. Der Zustandsbeobachter mit dessen aktuellen Modelldaten wird damit bestätigt oder eine **Nachoptimierung**, d.h. eine Wiederholung der Optimierungsprozedur mit einem um den Zeitraum T_{EV} **erweiterten Lerndatensatz**, vorgenommen. **Bild 3.12** illustriert die Vorgehensweise.

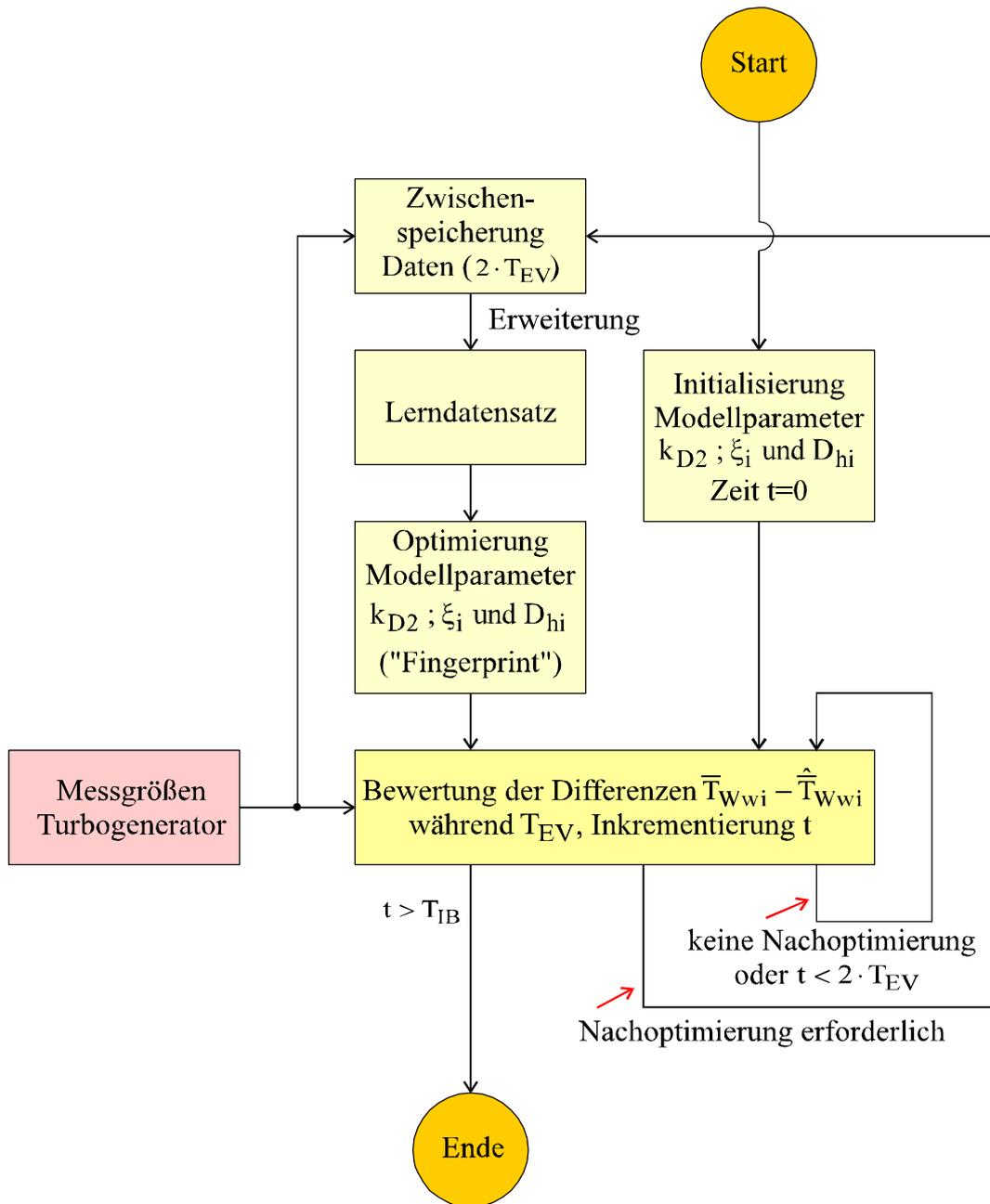


Bild 3.12: Inbetriebnahme des Fehlerdiagnosesystems – Aufnahme des „Fingerprints“

Voraussetzung für den Erfolg dieser Vorgehensweise ist eine korrekte Nachbildung der physikalischen Vorgänge durch die vorgenommene Modellierung, andernfalls müssen die Modellierung erweitert oder die Genauigkeitsvorgaben zurückgenommen werden. Das Fehlerdiagnosesystem kann bereits während der Inbetriebnahmephase, wenn auch zunächst mit eingeschränkter Aussagekraft, eingesetzt werden.

3.4 Bewertung der Beobachterfehler („Residuen“) mit Fuzzy-Logik

Der Residuenvektor besteht aus den Differenzen zwischen den gemessenen und den beobachteten Werten der Kühlwasser-Ausgangstemperaturen. Für die Inbetriebnahme betrachtet man den 3×1 - Vektor

$$e_{IB} = \begin{pmatrix} \bar{T}_{Ww1} - \hat{T}_{Ww1} \\ \bar{T}_{Ww2} - \hat{T}_{Ww2} \\ \bar{T}_{Ww3} - \hat{T}_{Ww3} \end{pmatrix} \tag{3.38}$$

der Differenzen der mittleren Kühlwasser-Ausgangstemperaturen $\bar{T}_{Wwi} - \hat{T}_{Wwi}$ (Index 1: Unterlagestäbe; Index 2: Oberlagestäbe mit gleicher Phasenlage wie die Unterlagestäbe; Index 3: Oberlagestäbe mit verschiedener Phasenlage wie die Unterlagestäbe).

Für die Fehlerdiagnose wird der $n_S \times 1$ - Vektor

$$e_{FD} = \begin{pmatrix} T_{WwUL1} - \hat{T}_{WwUL1} \\ T_{WwOL1} - \hat{T}_{WwOL1} \\ \vdots \\ T_{WwOLn_N} - \hat{T}_{WwOLn_N} \end{pmatrix}, \tag{3.39}$$

bestehend aus den Differenzen zwischen den gemessenen und den beobachteten Werten aller Kühlwasser-Ausgangstemperaturen, verwendet. Die Elemente des Residuenvektors werden jeweils über den Evaluierungszeitraum T_{EV} (z.B. eine Stunde) statistisch ausgewertet und durch die in **Bild 3.13** angegebenen Fuzzy-Sets repräsentiert.

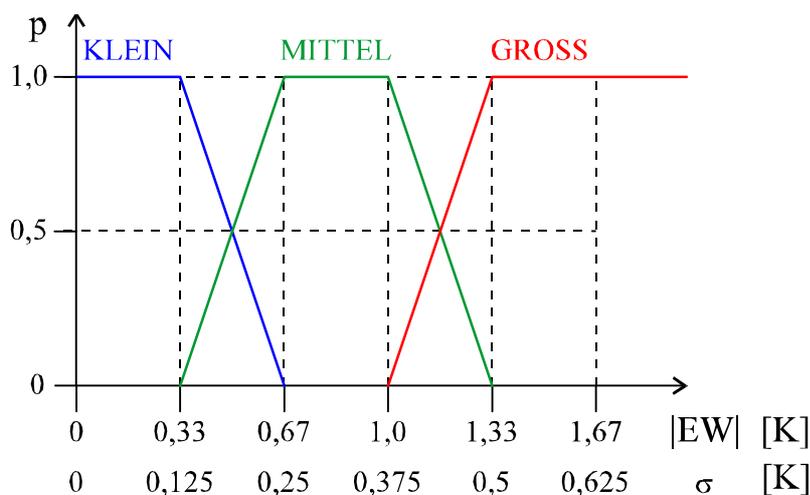


Bild 3.13: Fuzzy-Sets: Betrag des Erwartungswertes $|EW|$ und Standardabweichung σ

Für die **Inbetriebnahme** können folgende, als Fuzzy-Regeln formulierte Aussagen aufgestellt werden:

WENN |ERWARTUNGSWERT / KLEIN UND STANDARDABWEICHUNG KLEIN
DANN KEINE NACHOPTIMIERUNG

WENN ERWARTUNGSWERT / MITTEL UND STANDARDABWEICHUNG MITTEL
DANN NACHOPTIMIERUNG

WENN ERWARTUNGSWERT / GROSS ODER STANDARDABWEICHUNG GROSS
DANN NACHOPTIMIERUNG

Die Erforderlichkeit der Nachoptimierung der Modellparameter ist eine binäre Aussage und wird aus einem Ausgangs-Fuzzy-Set gemäß **Bild 3.14** gewonnen.

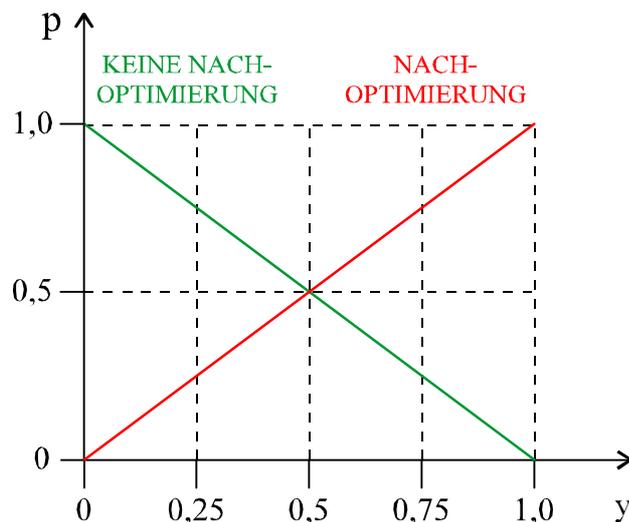


Bild 3.14: Ausgangs-Fuzzy-Set für die Erforderlichkeit der Nachoptimierung der Modellparameter

Die Defuzzifizierung kann mit der Flächenschwerpunktmethode durchgeführt werden. Es können folgende Boole'sche Regeln aufgestellt werden:

WENN $y \leq 0,5$
DANN Nachoptimierung nicht erforderlich

WENN $y > 0,5$
DANN Nachoptimierung erforderlich

Für die **Fehlerdiagnose** wird für jeden Stab neben dem Betrag des Erwartungswertes des Residuums e_{FDi} die als normierte Änderung der Scheinleistung im Zeitraum T_{EV} definierte

$$\text{„Dynamik“} \equiv \frac{S_{\max} - S_{\min}}{S_N} \Big|_{T_{EV}} \quad (3.40)$$

mit einem Fuzzy-Set nach **Bild 3.15** verwendet.

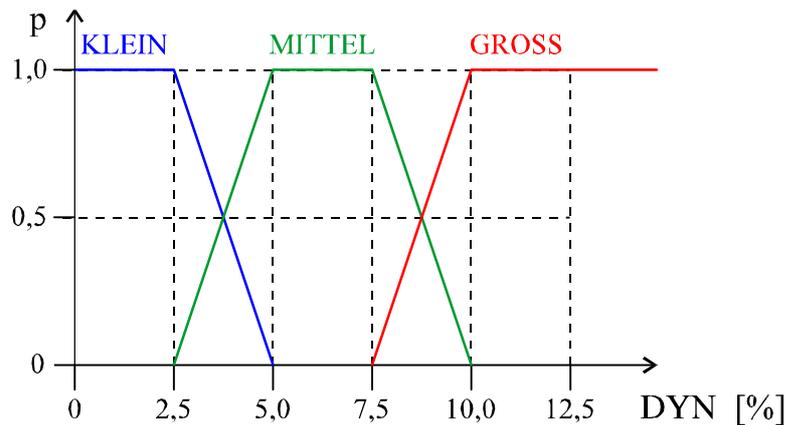


Bild 3.15: Fuzzy-Set: Dynamik

Es können folgende Fuzzy-Regeln aufgestellt werden:

WENN /ERWARTUNGSWERT / KLEIN
DANN KEINE MELDUNG

WENN /ERWARTUNGSWERT / MITTEL UND DYNAMIK GROSS
DANN KEINE MELDUNG

WENN /ERWARTUNGSWERT / MITTEL UND DYNAMIK MITTEL
DANN WARNMELDUNG

WENN /ERWARTUNGSWERT / MITTEL UND DYNAMIK KLEIN
DANN FEHLERMELDUNG

WENN /ERWARTUNGSWERT / GROSS
DANN FEHLERMELDUNG

Voraussetzung für die Anwendung dieser Regeln ist selbstverständlich ein System nach erfolgreicher Inbetriebnahme mit geeignet gewählten Fehlerklassen, um Fehlalarme zu vermeiden. Die Anzeige einer Warn- oder Fehlermeldung ist eine dreiwertige Aussage und kann unter Verwendung eines Ausgangs-Fuzzy-Sets gemäß **Bild 3.16** gewonnen werden.

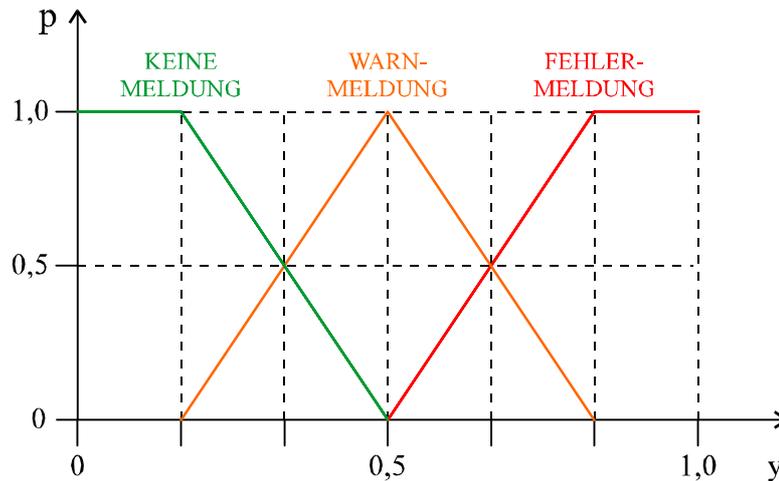


Bild 3.16: Ausgangs-Fuzzy-Set für die Anzeige einer Warn- bzw. Fehlermeldung

Das Ergebnis der Defuzzifizierung, die mit der Flächenschwerpunktmethode durchgeführt werden kann, ist zeitvariant. Es ist sinnvoll, dass eine bestehende Diagnoseaussage höherer Priorität (z.B. Fehlermeldung) nicht von einer Aussage niedrigerer Priorität (z.B. Warnmeldung) abgelöst werden kann. Die neu zu ermittelnde Diagnoseaussage ist somit neben dem Ergebnis der Defuzzifizierung zusätzlich von ihrem vorausgehenden Wert abhängig. Es können folgende Boole'sche Regeln aufgestellt werden:

WENN $y \leq 0,33$

DANN Diagnoseaussage unverändert

WENN $(0,33 < y \leq 0,67)$ UND (Diagnoseaussage war nicht Fehlermeldung)

DANN Diagnoseaussage: Warnmeldung

WENN $y > 0,67$ ODER (Diagnoseaussage war Fehlermeldung)

DANN Diagnoseaussage: Fehlermeldung

Für simulierte Störungen wird diese Vorgehensweise in Absatz 3.6 verifiziert.

3.5 Verifikation der Modellbildung – Messergebnisse

Das Kernkraftwerk Unterweser wird von der PreussenElektra Kernkraft GmbH & Co. KG seit 1978 betrieben. Der Turbogenerator dieses Kraftwerks verfügt über eine Nenn-Scheinleistung von 1530 MVA, Stator- und Rotorwicklung sind direkt wassergekühlt. Mit dem Prozessrechner des vom Kraftwerkshersteller Siemens/KWU bezogenen Diagnosesystems wurden Datensätze zu mehreren Schalthandlungen (Wirkleistungsänderungen) aufgenommen.

Die aufgenommenen Messgrößen beinhalten sämtliche Temperaturen (Kaltgastemperatur, Warmgastemperatur, Kaltwassertemperatur, Warmwassertemperaturen der 216 Stäbe und Mischtemperatur), die elektrischen Einflussgrößen (Strangströme, Wirkleistung, Blindleistung) sowie zusätzliche Größen (Druckdifferenz Kühlwasser, Druck Kühlgas). Für weitere Größen (Volumenstrom, Leitfähigkeit und Sauerstoffgehalt des Kühlwassers) liegen Messschreiberplots über den Zeitraum der Datenerfassung vor. Die Aufnahme der Messwerte erfolgte mit einer Abtastzeit von 15 Sekunden. Dies ist ausreichend vor allem hinsichtlich der deutlich größeren Zeitkonstanten der Erwärmungs- und Abkühlungsvorgänge, aber auch zur Durchführung der notwendigen Berechnungen. Auf der Grundlage derartiger Datensätze kann der On-Line Einsatz des Diagnosesystems zuverlässig erprobt werden.

Die nachfolgenden **Bilder 3.17 bis 3.27** zeigen gemessene und beobachtete Werte einer Wirkleistungsänderung zunächst um + 200 MW, dann um - 300 MW.

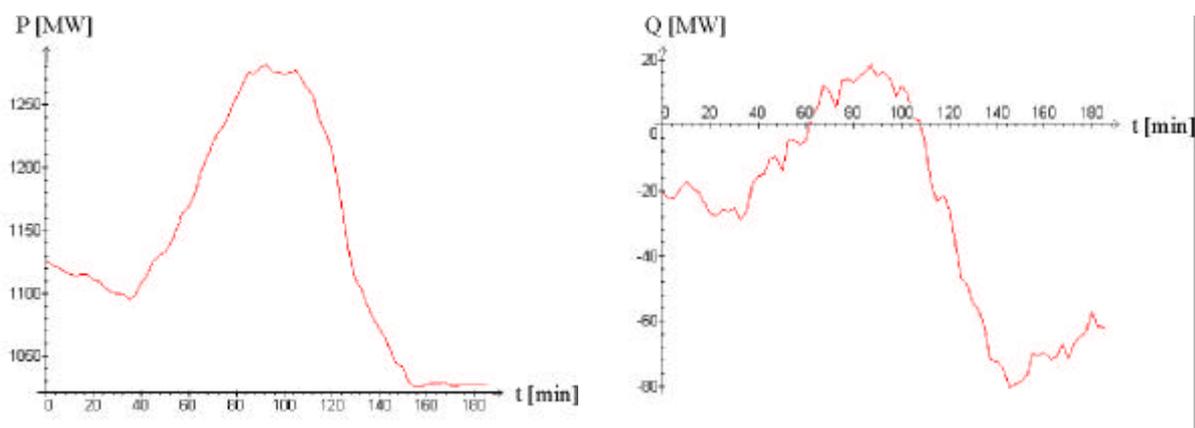


Bild 3.17: Wirkleistung und Blindleistung (Messgrößen)

Aus Wirk- und Blindleistung (s. **Bild 3.17**) wird nach Gleichung (3.40) die in **Bild 3.18** dargestellte Dynamik des Datensatzes berechnet.

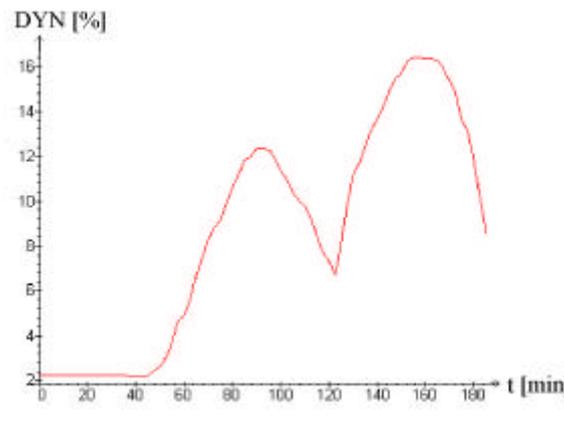


Bild 3.18: Dynamik

Weitere elektrische Messgrößen sind der Strangstrom und die Klemmenspannung (s. **Bild 3.19**).

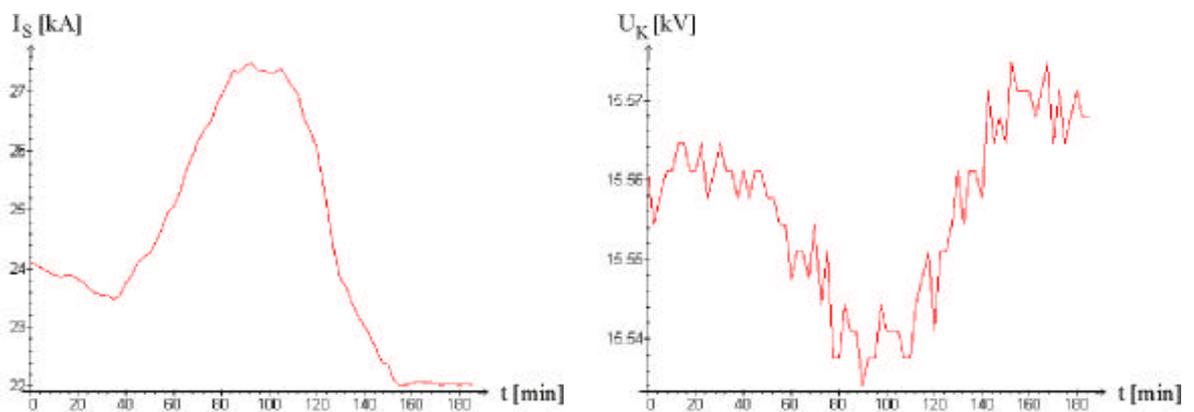


Bild 3.19: Strangstrom und Klemmenspannung (Leiter – Erde) (Messgrößen)

Die Druckdifferenz des Kühlwassers und die Kaltwassertemperatur (s. **Bild 3.20**) werden als Eingangsgrößen für das Wasserkühlungsmodell benötigt.

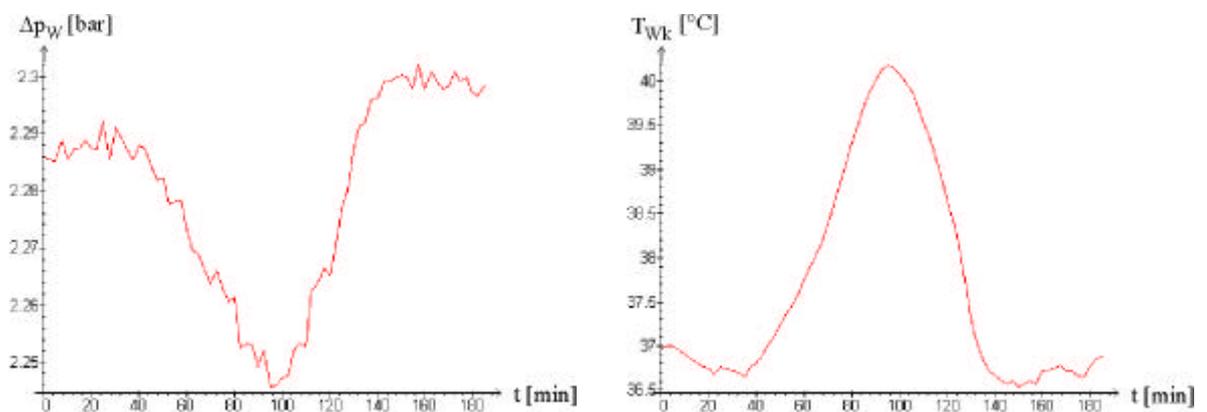


Bild 3.20: Druckdifferenz des Kühlwassers und Kaltwassertemperatur (Messgrößen)

Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit und die Reynoldszahl der Wasserkühlung (s. **Bild 3.21**) werden durch das Wasserkühlungsmodell berechnet.

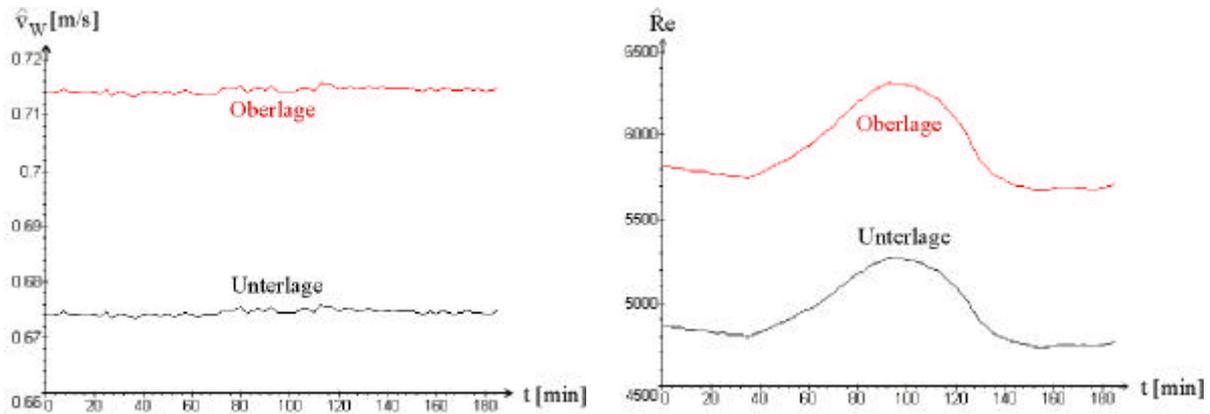


Bild 3.21: Mittlere Strömungsgeschwindigkeit und Reynoldszahl der Wasserkühlung (berechnete Größen)

Die Kaltgastemperatur wird als Eingangsgrößen für das Gaskühlungsmodell benötigt; die Differenz aus gemessener und berechneter Warmgastemperatur wird als Rückführungsgröße des Zustandsbeobachters verwendet (s. **Bild 3.22**).

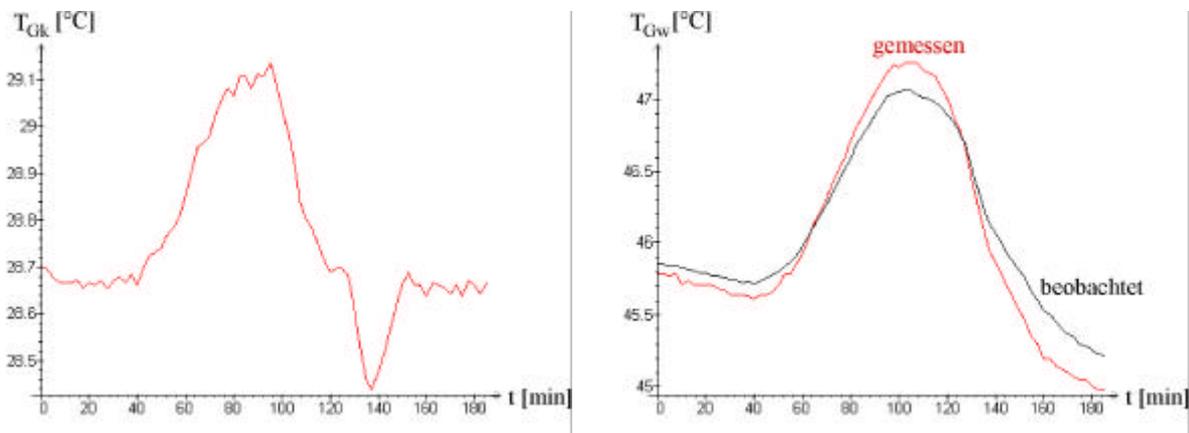


Bild 3.22: Kaltgastemperatur (Messgröße) und Warmgastemperatur (gemessener vs. beobachteter Wert)

Zur Berechnung der Eisenverluste im Statorblechkörper wird die magnetische Flussdichte im Statorzahn und im Statorrücken berechnet (s. **Bild 3.23**).

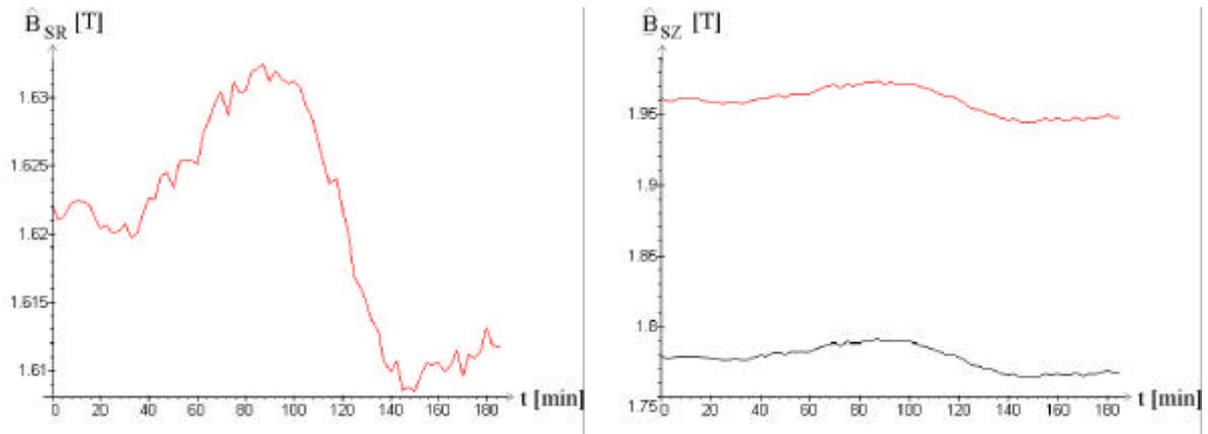


Bild 3.23: Magnetische Flussdichte im Statorrücken (Index SR) und im Statorzahn (Index SZ) (berechnete Größen)

Durch das Wärmequellennetz des Statorblechkörpers werden die Eisentemperaturen im Statorzahn und im Statorrücken berechnet (s. **Bild 3.24**).

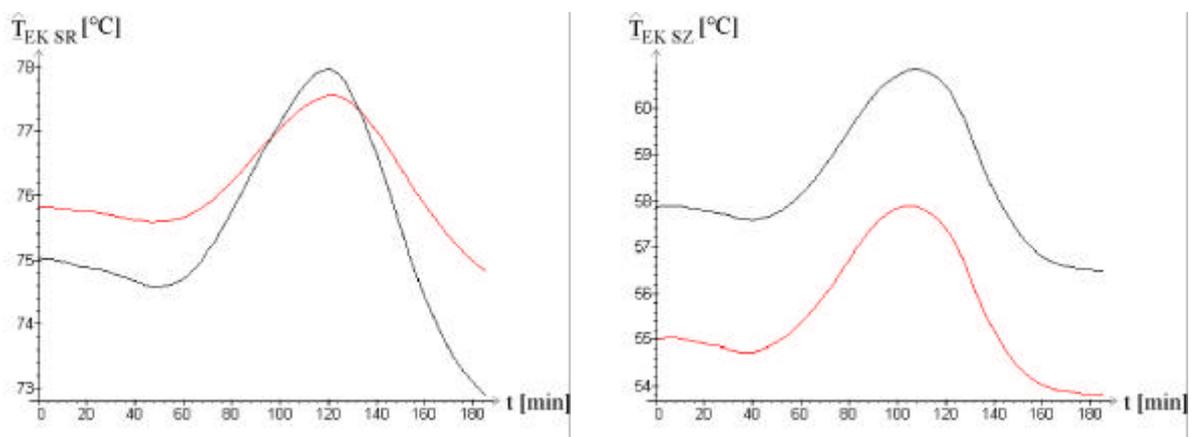


Bild 3.24: Eisentemperaturen im Statorrücken (Index SR) und im Statorzahn (Index SZ) (berechnete Größen)

Durch das Gesamtmodell können die Warmwassertemperaturen mit hoher Genauigkeit nachgebildet werden (s. **Bilder 3.25 und 3.26**). Die maximal festgestellte Abweichung liegt bei 0,25 K, so dass unter Berücksichtigung eines Sicherheitsmaßes (Faktor 2) eine hohe resultierende Empfindlichkeit (Toleranz $\pm 0,5$ K) für das Diagnosesystem angegeben werden kann.

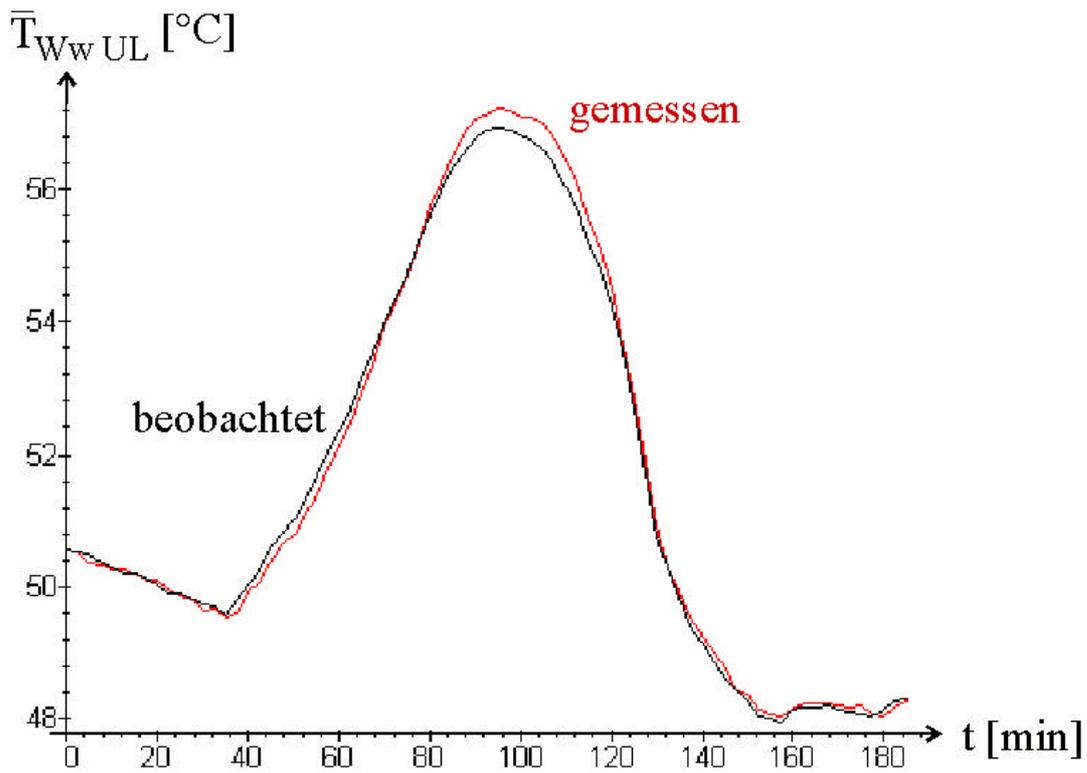


Bild 3.25: Warmwassertemperatur
(Mittelwert Unterlagestäbe, gemessener vs. beobachteter Wert)

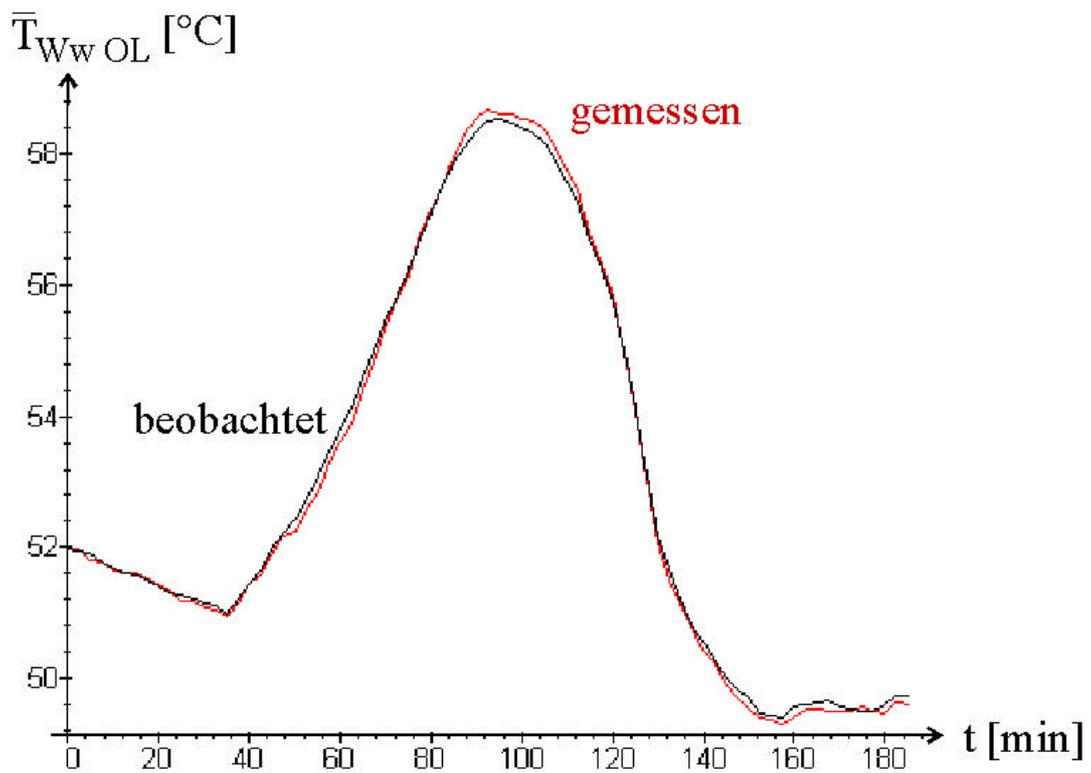


Bild 3.26: Warmwassertemperatur
(Mittelwert Oberlagestäbe, gemessener vs. beobachteter Wert)

Für den Erwartungswert und die Standardabweichung der Beobachterfehler („Residuen“) der Warmwassertemperatur (Mittelwert Unterlagestäbe) ergeben sich die in **Bild 3.27** dargestellten Verläufe.

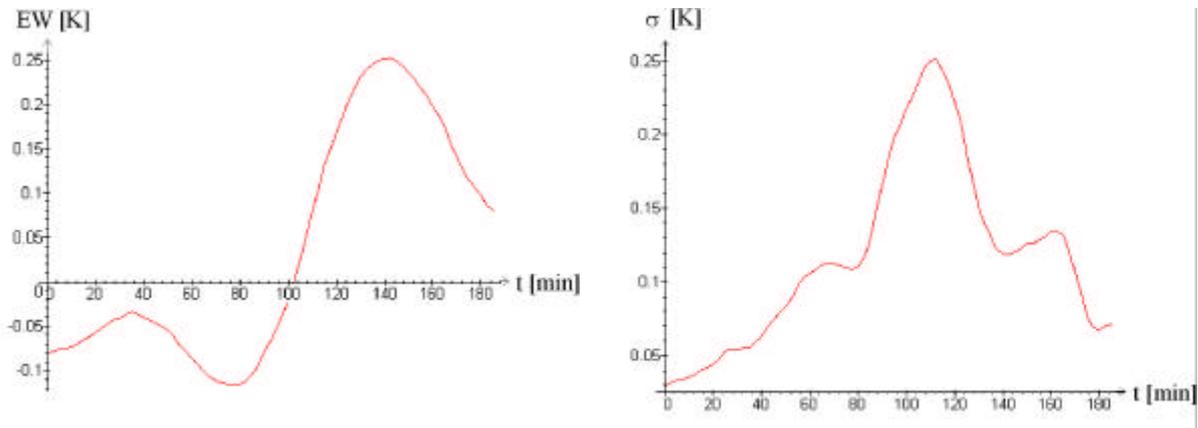


Bild 3.27: Erwartungswert und Standardabweichung der Beobachterfehler („Residuen“) der Warmwassertemperatur (Mittelwert Unterlagestäbe; $T_{EV} = 1 \text{ h}$)

3.6 Verifikation der Fehlerdiagnose – Simulationsergebnisse

Es sind die folgenden Fehlerursachen zu betrachten: (a) Ablagerungen in den Hohlteileitern durch Korrosionsprodukte bis hin zur völligen Teileiterverstopfung; (b) teilweise Verstopfung von Wasserkammern durch im Kühlrohrsystem befindliches Dichtungsmaterial. Während sich Fehlerursache (a) mittelfristig auswirkt und bei Vorhandensein ausreichend genauer Referenzwerte als Trend rechtzeitig zu erkennen ist, stellt insbesondere Fehlerursache (b) auf Grund der kurzfristigen Auswirkung eine ernsthafte Gefährdung der Statorwicklung des Turbogenerators und damit der Kontinuität des Kraftwerksbetriebs dar.

Die Simulation dieser Fehler, basierend auf Messdaten, erfolgte durch multiplikative Gewichtung des Messwertes der betreffenden Warmwassertemperatur(en) durch eine Rampenfunktion für Fehlerursache (a) bzw. eine Sprungfunktion für Fehlerursache (b).

Der gewählte Zeitmaßstab hinsichtlich der Fehlerursache (a) entspricht nicht den realen Gegebenheiten, dies ist jedoch an die hier vorgenommene Betrachtung legitim, da lediglich das vom Zeitmaßstab unabhängige Prinzip der Fehlererkennung dargestellt werden soll.

(a) Simulation: Ablagerungen in den Hohlteilleitern

Die gemessenen und beobachteten Werte aller Warmwassertemperaturen weisen eine im Laufe der Zeit zunehmende Abweichung voneinander aus. Dies wird im **Bild 3.28** exemplarisch für die *i*-te Stabgruppe dargestellt. Daraus resultiert dementsprechend eine (nahezu) kontinuierliche Zunahme der Erwartungswerte der Beobachterfehler, im **Bild 3.29a** am Beispiel des *i*-ten Unterlagestabes angegeben.

Der Datensatz beinhaltet eine relativ große Dynamik (Wirkleistungsänderungen um + 200 MW und – 300 MW), dargestellt im **Bild 3.29b**.

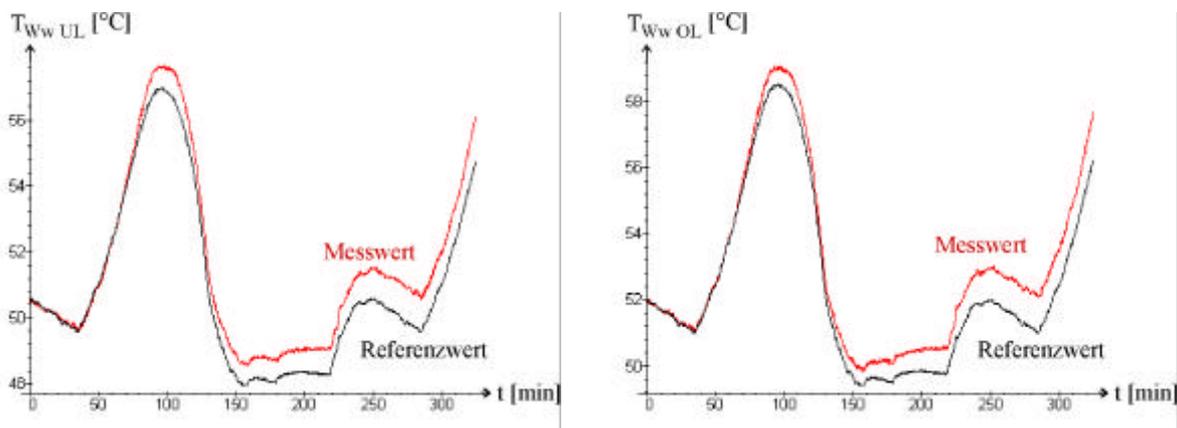


Bild 3.28: Warmwassertemperaturen (*i*-ter Unterlagestab bzw. *i*-ter Oberlagestab, Messwert vs. Referenzwert)

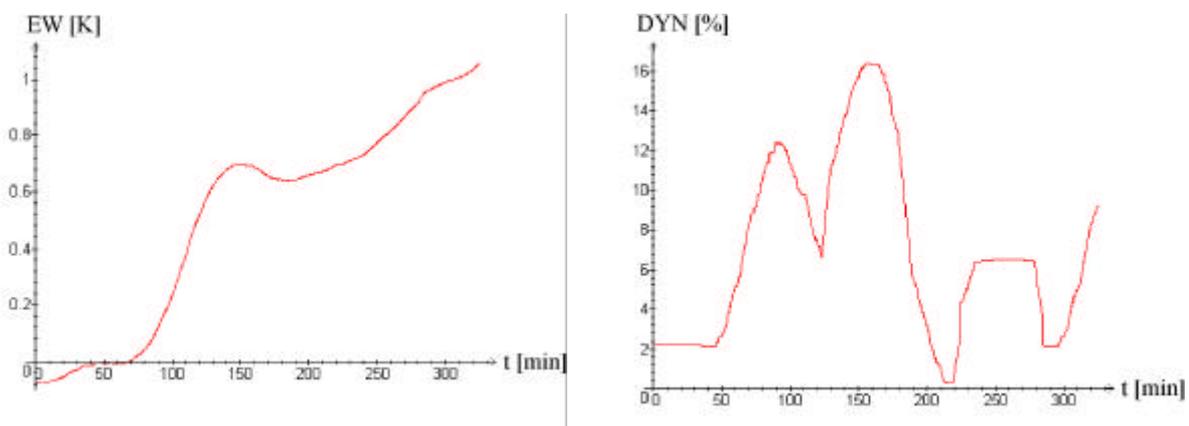


Bild 3.29: Erwartungswert des Beobachterfehlers (*i*-ter Unterlagestab) und Dynamik des Datensatzes ($T_{EV} = 1 h$)

Die Fuzzy-Ausgangsgrößen der Fehlerdiagnose werden im **Bild 3.30a** am Beispiel des *i*-ten Unterlagestabes angegeben. Auf Grund der Dynamik des Datensatzes erfolgt jedoch kein kontinuierlicher Übergang zwischen den Größen *KEINE MELDUNG*, *WARNMELDUNG* und *FEHLERMELDUNG*. Die resultierende Diagnoseaussage gemäß Absatz 3.4 lässt es nicht zu,

dass eine bestehende Diagnoseaussage höherer Priorität (z.B. Fehlermeldung) von einer Aussage niedrigerer Priorität (z.B. Warnmeldung) abgelöst werden kann (**Bild 3.30b**).

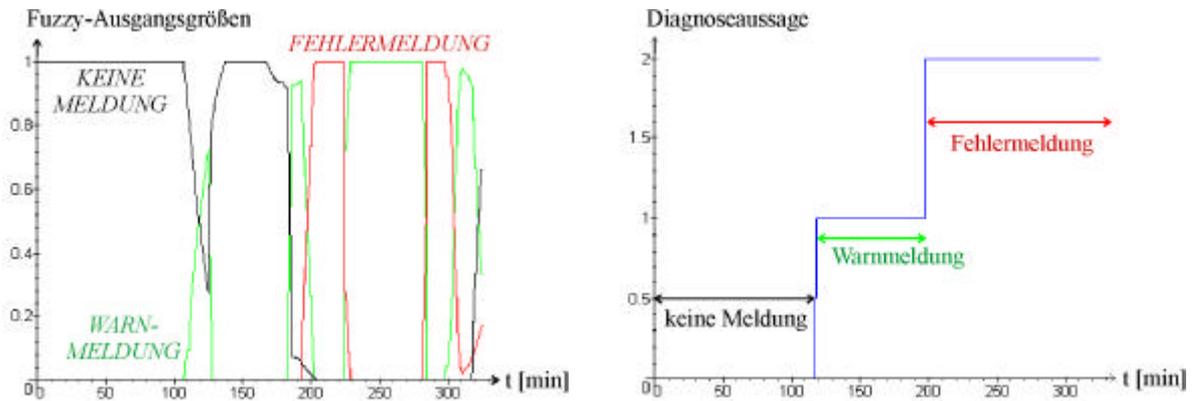


Bild 3.30: Fuzzy-Ausgangsgrößen und resultierende Diagnoseaussage (i-ter Unterlagestab)

(b) Simulation: Teilweise Verstopfung einer Wasserkammer (i-ter Unterlagestab)

Die gemessenen und beobachteten Werte der Warmwassertemperaturen der i-ten Stabgruppe sind bis zum Eintreten der Störung nahezu identisch, die sprungförmige Störung bewirkt eine Abweichung in der Temperaturdifferenz nur des betroffenen Stabes, hier des i-ten Unterlagestabes (**Bild 3.31**). Dies bewirkt dementsprechend zunächst eine durch die Mittelung über das Zeitintervall T_{EV} verursachte (nahezu) lineare Zunahme und einen darauffolgend (nahezu) konstanten Erwartungswert des Beobachterfehlers (**Bild 3.32a**).

Die Dynamik des Datensatzes wird in **Bild 3.32b** dargestellt.

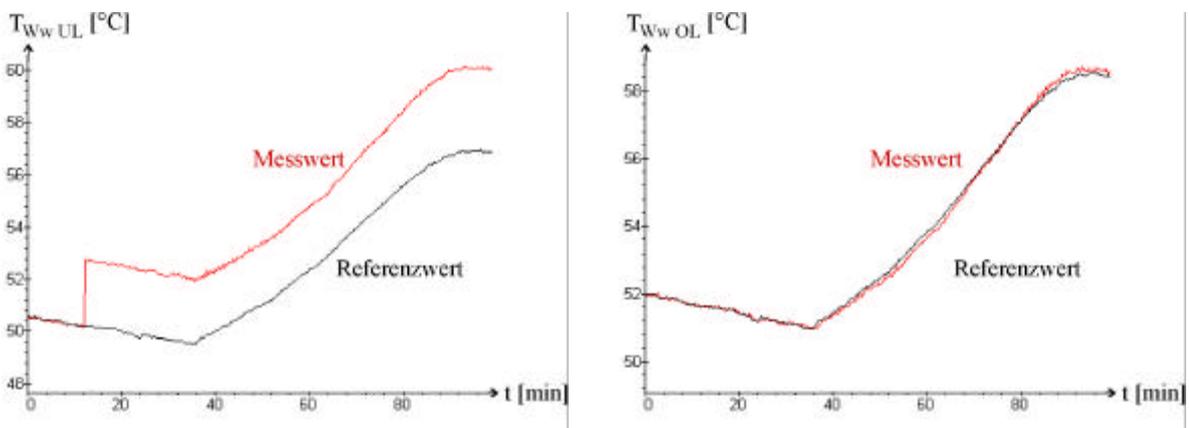


Bild 3.31: Warmwassertemperaturen (i-ter Unterlagestab bzw. i-ter Oberlagestab, Messwert vs. Referenzwert)

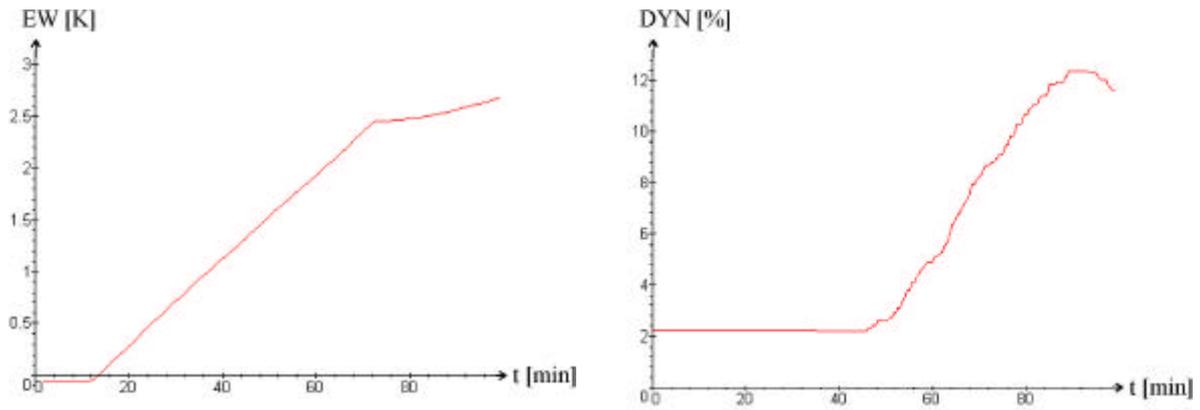


Bild 3.32: Erwartungswert des Beobachterfehlers (*i*-ter Unterlagestab) und Dynamik des Datensatzes ($T_{EV} = 1 h$)

Die Fuzzy-Ausgangsgrößen der Fehlerdiagnose werden in **Bild 3.33a** angegeben. Die resultierende Diagnoseaussage weist einen nur kurzfristigen Übergangsbereich (Warnmeldung) bis zur Fehlermeldung auf (**Bild 3.30b**).

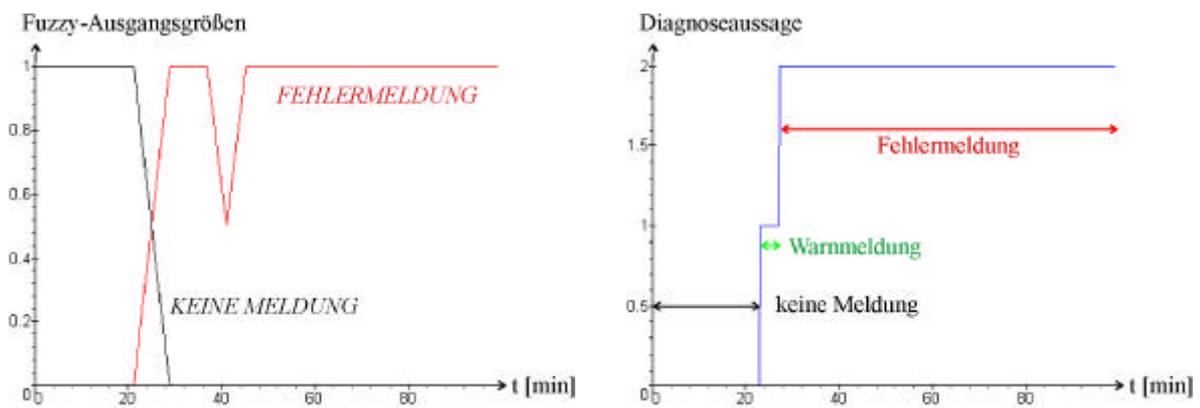


Bild 3.33: Fuzzy-Ausgangsgrößen und resultierende Diagnoseaussage (*i*-ter Unterlagestab)

4 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde die thermische Fehlerdiagnose der wassergekühlten Statorwicklung von Grenzleistungs-Turbogeneratoren betrachtet.

Zunächst wurden in **Kapitel 1** die historische Entwicklung und der Stand der Technik von Turbogeneratoren, deren Kühlsystemen und den realisierten Verfahren zur Fehlerdiagnose der wassergekühlten Statorwicklung dargestellt sowie eine Zusammenstellung moderner Fehlerdiagnoseverfahren in der Automatisierungstechnik angegeben. Es wurde auf die **Notwendigkeit** einer **hohen Empfindlichkeit** und des **zeitkontinuierlichen Einsatzes** von Systemen zur Fehlerdiagnose der wassergekühlten Statorwicklung sowie auf die zunehmende Bedeutung von **Monitoringsystemen** hingewiesen.

Die **Fehlerursachen** für die Verstopfung von Hohlteileitern der wassergekühlten Statorwicklung sind **Ablagerungen in den Hohlteileitern** durch Korrosionsprodukte bis hin zur völligen Teileiterverstopfung (mittel- bis langfristig auftretende Fehler) sowie die teilweise **Verstopfung von Wasserkammern** durch im Kühlrohrsystem befindliches Dichtungsmaterial (kurzfristig auftretende Fehler). Die Messwerte der Warmwassertemperaturen aller Statorstäbe werden zur Fehlerdiagnose mit den entsprechenden, vom Diagnosesystem errechneten Referenzwerten verglichen. Bei bestehenden Diagnosesystemen werden die Referenzwerte der Warmwassertemperaturen aus algebraischen Gleichungen der Einflussgrößen (Temperaturen von Kaltwasser und Kaltgas, Strangströme usw.) mit empirisch ermittelten Koeffizienten bestimmt. Daher ist die Anwendung derartiger Verfahren nur in quasi-stationären Betriebspunkten und mit eingeschränkter Empfindlichkeit (Toleranz ± 2 K) möglich.

In **Kapitel 2** wurde die **thermische Modellierung** von Grenzleistungs-Turbogeneratoren angegeben, unterteilt in Teilmodelle für die Statorwicklung (Wasserkühlung und Stromwärmeverluste), die Rotorwicklung (Kühlung und Stromwärmeverluste) und den Statorblechkörper (Wasserstoffkühlung, Eisenverluste und Wärmequellennetz). Diese Teilmodelle werden benötigt, da ein **Wärmeenergieaustausch** zwischen den Statorstäben und dem Statorblechkörper durch Wärmeleitung sowie zwischen den Statorstäben und dem Kühlgas in den Kühlschlitz, im Luftspalt und im Wickelkopfbereich durch Konvektion besteht. Die Erwärmung des Kühlwassers und damit verbunden der zu bestimmende Referenzwert für die Warmwassertemperatur im fehlerfreien Zustand hängen somit von den im jeweiligen Statorstab entstehenden Stromwärmeverlusten und diesem zu berücksichtigenden Wärmeenergieaustausch ab.

Damit werden die Ziele verfolgt, die Empfindlichkeit des Diagnosesystems durch Einbeziehung zusätzlicher Einflussgrößen zu verbessern und den zeitkontinuierlichen Einsatz des Diagnosesystems durch die **Berücksichtigung von Erwärmungs- und Abkühlungsvorgängen**, repräsentiert durch das Differentialgleichungssystem des Wärmequellennetzes für den Statorblechkörper, zu ermöglichen. Die in Kapitel 2 angegebenen Simulationsergebnisse veranschaulichen dieses.

Die für den Wärmeenergieaustausch relevanten Temperaturen (Kühlgastemperaturen und Eisenrandtemperaturen im Nutbereich) werden, wie in **Kapitel 3** beschrieben, durch einen **Zustandsbeobachter für die Eisenkerntemperaturen** rekonstruiert. Als Rückführungsgröße wird die Warmgastemperatur verwendet, da diese Größe die Erwärmungs- und Abkühlungsvorgänge des Statorblechkörpers wiedergibt. Die Bestimmung der Beobachter-Rückführungskoeffizienten erfolgt nach der Methode der Polfestlegung.

Einige wenige Modellparameter, wie die Koeffizienten für die Zusatzverluste in den Statorwicklungen, werden durch eine auf **Lerndatensätzen** basierende **Parameteroptimierung** bestimmt. Die hydraulischen Durchmesser der Kühlkanäle der einzelnen Statorstäbe als für die thermische Fehlerdiagnose der wassergekühlten Statorwicklung zentralen Modellparameter werden in der Inbetriebnahmephase des Diagnosesystems als „**Fingerprint**“, der den fehlerfreien Zustand repräsentiert, ebenfalls durch Parameteroptimierung bestimmt. Die Inbetriebnahme des Diagnosesystems kann durch die automatische Auswertung von Datensätzen, die dynamische Vorgänge wie Änderungen des Betriebspunktes enthalten, an Stelle des ansonsten erforderlichen, zeit- und kostenintensiven Anfahrens einer Reihe charakteristischer Betriebspunkte deutlich vereinfacht werden.

Für die Bewertung der Beobachterfehler („Residuen“) wird eine mit **Fuzzy-Logik** operierende Diagnosekomponente vorgeschlagen. Auf diese Weise kann auch weiteres, verbal formuliertes Expertenwissen berücksichtigt werden. In Abhängigkeit vom Mittelwert und der Standardabweichung der Residuen sowie der „Dynamik“ der Arbeitspunktänderung innerhalb eines festgelegten Zeitintervalls wird, falls erforderlich, eine **Warn- bzw. Fehlermeldung** ausgegeben.

Die **Verifizierung** der modellbasierten, beobachtergestützten Residuengenerierung wurde durch reale **Messdaten**, die im **Kernkraftwerk Unterweser** aufgenommen wurden, vorgenommen. Es zeigt sich, dass das im Rahmen dieser Forschungsarbeit entwickelte Diagnosesystem **kontinuierlich und mit verbesserter Empfindlichkeit** (Toleranz $\pm 0,5$ K) gegenüber bestehenden Systemen eingesetzt werden kann.

Darüber hinaus werden die in **Tabelle 4.1** zusammengestellten internen, nicht oder nur mit großem messtechnischen Aufwand zugänglichen beobachteten Zustandsgrößen für ein **Monitoringsystem** zur Verfügung gestellt.

	Messgrößen	Beobachtete Größen
Wasserkühlungsmodell	$\Delta p_W, \dot{V}_W, T_{Wk}, \bar{T}_{Ww}, \underline{T}_{Ww}$	$\hat{T}_{Ww}, \hat{\alpha}_W, \hat{v}_W, \hat{Re}, \hat{D}_h, \hat{T}_L$
Gaskühlungsmodell	$p_G, \dot{V}_G, T_{Gk}, T_{Gw}$	$\hat{T}_{Gw}, \hat{T}_G, \hat{\alpha}_G$
Verlustleistungsmodell	$\underline{I}_S, U_K, P, Q$	$\hat{\Phi}_h, \hat{P}_{VS}, \hat{P}_{VE}, \hat{B}$
Wärmequellennetz Statorblechkörper	\underline{T}_{Nut}	$\hat{T}_{EK}, \hat{T}_{ER}$

Tabelle 4.1: Zustandsmonitoring: Messgrößen und beobachtete Größen

Es lassen sich somit resultierende Aussagen hinsichtlich der **Schadensfrüherkennung** und auch der **Erkennung abrupt auftretender Fehler** gewinnen. Störungen des Wasserkühlungsmodells können eine Überhitzung und Schädigung von Isolierteilen und Leitern bewirken, die Folgeschäden und lange Ausfallzeiten nach sich ziehen. Wird eine derartige Störung rechtzeitig erkannt, können die Generatorleistung dem Grad der Kühlsystemstörung angepasst und gezielte Arbeiten bei der Revision geplant und vorbereitet werden, so dass der kontinuierliche sichere Kraftwerksbetrieb gewährleistet bleibt. Dies ist insbesondere für Kernkraftwerke oder große Kohlekraftwerke, in denen die hier betrachteten Grenzleistungs-Turbogeneratoren eingesetzt werden, hinsichtlich der **maximalen Verfügbarkeit** von größter Bedeutung.

Anhang 1: Stoffwerte für Wasser

Aus /88.VDI/ entnommene Werte:

H ₂ O	20°C	30°C	40°C	50°C	60°C	70°C	80°C
ρ [kg/m ³]	998,3	995,7	992,2	988,0	983,1	977,7	971,6
c_p [J/kgK]	4182,0	4179,0	4179,0	4181,0	4185,0	4190,0	4197,0
λ [W/Km]	0,600	0,615	0,629	0,640	0,651	0,659	0,667
η [10 ⁻⁴ kg/ms]	10,027	7,977	6,531	5,471	4,668	4,044	3,550
Pr [1]	6,99	5,42	4,34	3,57	3,00	2,57	2,234

Daraus berechnete Koeffizienten entsprechender Polynome $x = a_0 + a_1 \cdot \frac{T}{^\circ\text{C}} + a_2 \cdot \left(\frac{T}{^\circ\text{C}}\right)^2$ im

Temperaturbereich von 20°C bis 80°C:

H ₂ O	a_0	a_1	a_2
ρ [kg/m ³]	1001,91	-0,10900	-0,003381
c_p [J/kgK]	4191,43	-0,67980	0,009405
λ [W/Km]	0,565500	0,0018845	-0,000007738
η [10 ⁻⁴ kg/ms]	14,3464	-0,25181	0,001477
Pr [1]	10,2777	-0,19301	0,001169

Zusammengesetzte Funktionen:

H ₂ O	a_0	a_1	a_2
$\rho^{0,75} \cdot \eta^{0,25}$	35,5165	-0,21576	0,0008865
$c_p \cdot \rho$	4199130,0	-1117,1	-4,984
$\eta^{-0,25}$	4,91559	0,037266	-0,00009596
$\lambda \cdot \rho^{0,87} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot \eta^{-0,62}$	32963,3	292,74	-0,9507
$\lambda \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot \eta^{0,25}$	0,295052	-0,0035624	0,00001832

Anhang 2: Stoffwerte für Wasserstoffgas

Aus /67.Wi-Ke/ entnommene Werte für reines Wasserstoffgas:

H ₂	0°C; 0,981 bar	50°C; 0,981 bar	Druckabhängigkeit
ρ [kg/m ³]	0,0870	0,0735	$\sim p$
c_p [J/kgK] ¹	14050,0	14330,0	n.v.
λ [W/Km]	0,169	0,183	n.v.
η [kg/ms]	$8,526 \cdot 10^{-6}$	$9,261 \cdot 10^{-6}$	n.v.

Daraus berechnete Koeffizienten von Näherungsfunktionen $x = \left(a_0 + a_1 \cdot \frac{T}{[^\circ\text{C}]} \right) \cdot \left(\frac{p}{[\text{bar}]} \right)^{a_2}$

zusammengesetzter Terme:

H ₂	a ₀	a ₁	a ₂
$\lambda^{0,6} \cdot \rho^{0,8} \cdot c_p^{0,4} \cdot \eta^{-0,4}$	244,596	-0,5198	0,8
$\lambda^{0,6} \cdot c_p^{0,4} \cdot \eta^{0,4}$	0,147265	0,000273	0
$c_p \cdot \rho$	1270,15	-3,514	1

Aus /67.Wi-Ke/ entnommene Werte für „reales“ Wasserstoffgas (96% H₂, 4% Luft):

96% H ₂ , 4% Luft	0°C; 0,981 bar	50°C; 0,981 bar	Druckabhängigkeit
ρ [kg/m ³]	0,1335	0,1129	$\sim p$
c_p [J/kgK] ²	13530,0	13800,0	n.v.
λ [W/Km]	0,156	0,169	n.v.
η [kg/ms]	$9,799 \cdot 10^{-6}$	$10,703 \cdot 10^{-6}$	n.v.

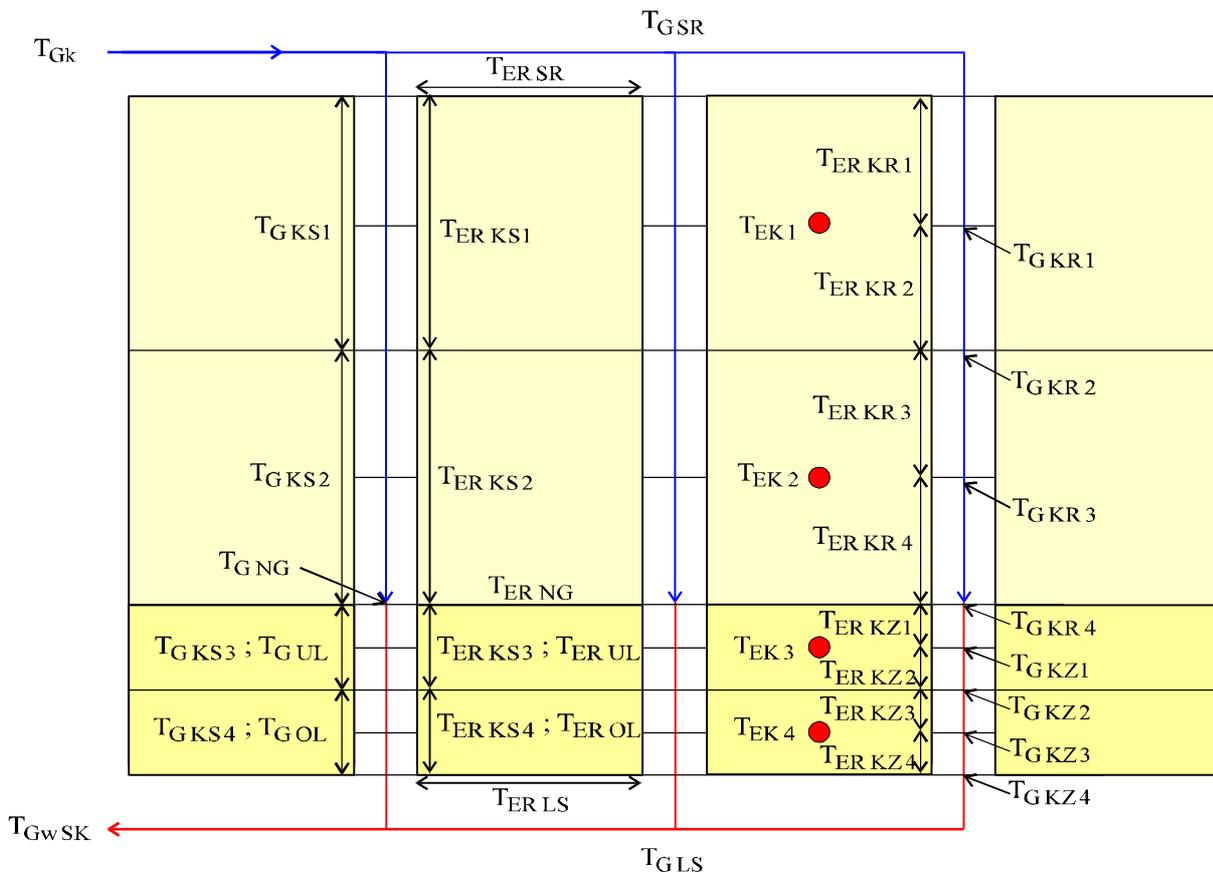
Koeffizienten von Näherungsfunktionen zusammengesetzter Terme:

96% H ₂ , 4% Luft	a ₀	a ₁	a ₂
$\lambda^{0,6} \cdot \rho^{0,8} \cdot c_p^{0,4} \cdot \eta^{-0,4}$	305,939	-0,656	0,8
$\lambda^{0,6} \cdot c_p^{0,4} \cdot \eta^{0,4}$	0,146173	0,000279	0
$c_p \cdot \rho$	1841,24	-5,061	1

¹ aus /67.Ri/

² interpoliert

Anhang 3: Benennung von Eisen- und Gastemperaturen



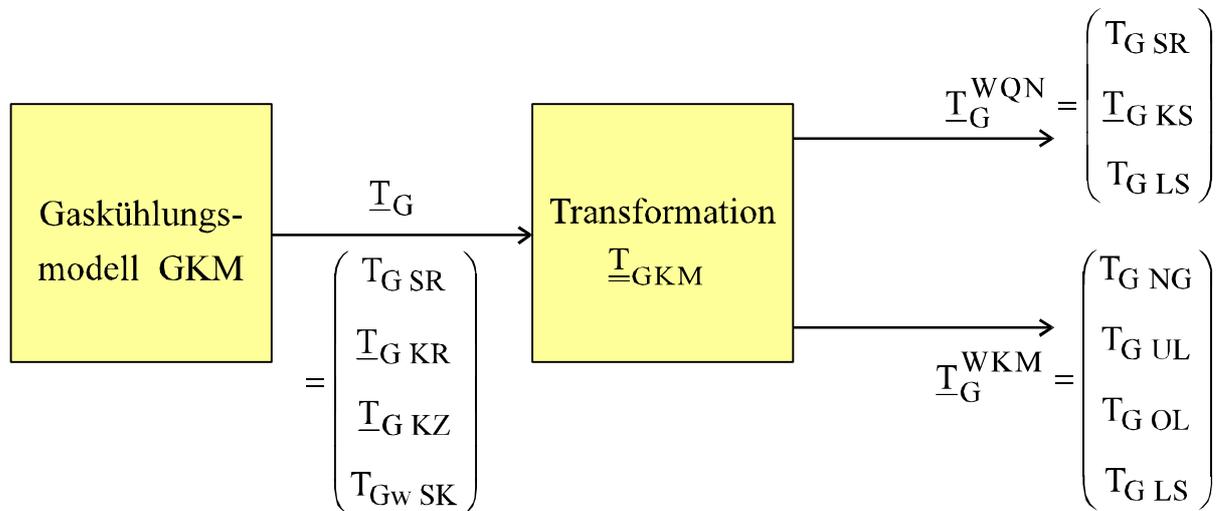
Gastemperaturen: $\underline{T}_G^{WQN} = \begin{pmatrix} T_{GSR} \\ T_{GKS1} \\ T_{GKS2} \\ T_{GKS3} \\ T_{GKS4} \\ T_{GLS} \end{pmatrix} ; \begin{pmatrix} T_{GSR} \\ T_{GKR1} \\ T_{GKR2} \\ T_{GKZ1} \\ T_{GKZ2} \\ T_{GwSK} \end{pmatrix} ; \begin{pmatrix} T_{GNG} \\ T_{GUL} \\ T_{GOL} \\ T_{GLS} \end{pmatrix}$

Eisenrandtemperaturen: $\underline{T}_{ER}^{GKM} = \begin{pmatrix} T_{ERSR} \\ T_{ERKR1} \\ T_{ERKR2} \\ T_{ERKZ1} \\ T_{ERKZ2} \\ T_{ERLS} \end{pmatrix} ; \begin{pmatrix} T_{ERSR} \\ T_{ERKS1} \\ T_{ERKS2} \\ T_{ERKS3} \\ T_{ERKS4} \\ T_{ERLS} \end{pmatrix} ; \begin{pmatrix} T_{ERNG} \\ T_{ERUL} \\ T_{EROL} \\ T_{ERLS} \end{pmatrix}$

Eisenkerntemperaturen: \underline{T}_{EK}

Anhang 4: Transformation von Eisenrand- und Gastemperaturen

Gaskühlungsmodell



$$\text{Dim } \underline{T}_G : n_{IKR} + n_{IKZ} + 2$$

$$\text{Dim } \underline{T}_G^{WKM} : 4$$

$$\text{Dim } \underline{T}_G^{WQN} : n_{WK} + 2$$

Der Vektor der Gastemperaturen \underline{T}_G als unmittelbare Ausgangsgröße des Gaskühlungsmodells wird durch Multiplikation mit der jeweiligen Transformationsmatrix \underline{T}_{GKM} umgeformt zu \underline{T}_G^{WKM} als Eingangsvektor des Wasserkühlungsmodells bzw. zu \underline{T}_G^{WQN} als Eingangsvektor des Wärmequellennetzes. Dabei sind die Anzahl der Intervalle des Gaskühlungsmodells (n_{IKR} im Kühlschlitzbereich des Statorrückens, n_{IKZ} im Kühlschlitzbereich des Statorzahns) und die Anzahl der Knoten des Wärmequellennetzes (n_{WK}) zu berücksichtigen.

Beispielkonfiguration 1: $n_{IKR} = 2$, $n_{IKZ} = 2$, $n_{WK} = 4$

$$\underline{T}_G^{WQN} = \begin{pmatrix} T_{G SR} \\ T_{G KS1} \\ T_{G KS2} \\ T_{G KS3} \\ T_{G KS4} \\ T_{G LS} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0,5 & 0,5 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0,5 & 0,5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,5 & 0,5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0,5 & 0,5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0,5 & 0,5 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} T_{G SR} \\ T_{G KR1} \\ T_{G KR2} \\ T_{G KZ1} \\ T_{G KZ2} \\ T_{Gw SK} \end{pmatrix}$$

Die Transformationsmatrix ist invertierbar.

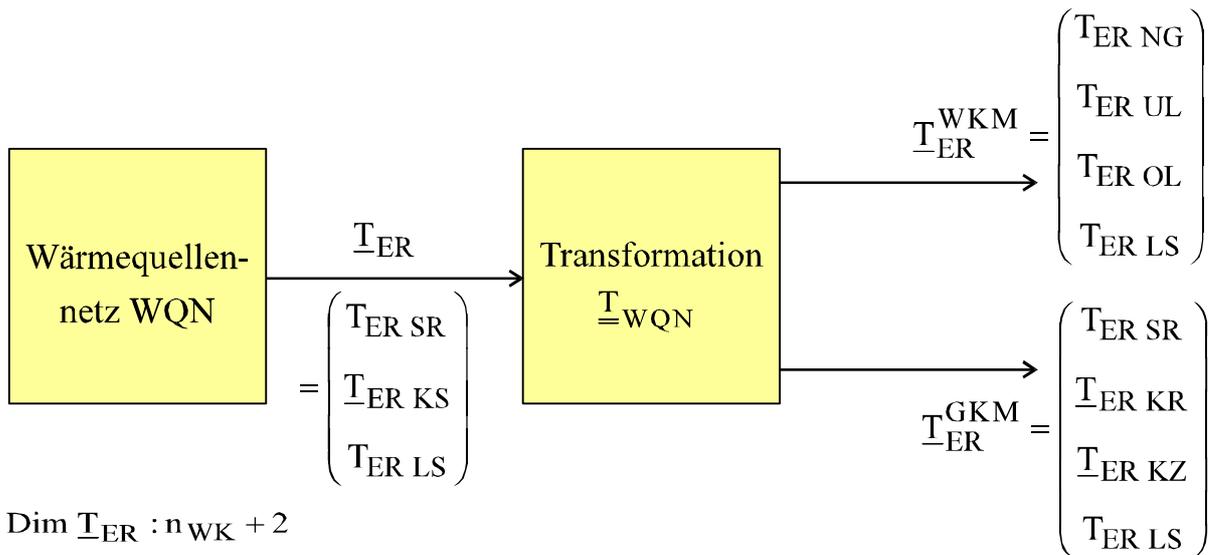
$$\underline{T}_G^{\text{WKM}} = \begin{pmatrix} T_{\text{GNG}} \\ T_{\text{GUL}} \\ T_{\text{GOL}} \\ T_{\text{GLS}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,5 & 0,5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0,5 & 0,5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0,5 & 0,5 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} T_{\text{GSR}} \\ T_{\text{GKR1}} \\ T_{\text{GKR2}} \\ T_{\text{GKZ1}} \\ T_{\text{GKZ2}} \\ T_{\text{GwSK}} \end{pmatrix}$$

Beispielkonfiguration 2: $n_{\text{IKR}} = 4$, $n_{\text{IKZ}} = 4$, $n_{\text{WK}} = 4$

$$\underline{T}_G^{\text{WQN}} = \begin{pmatrix} T_{\text{GSR}} \\ T_{\text{GKS1}} \\ T_{\text{GKS2}} \\ T_{\text{GKS3}} \\ T_{\text{GKS4}} \\ T_{\text{GLS}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0,25 & 0,5 & 0,25 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,25 & 0,5 & 0,25 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0,25 & 0,5 & 0,25 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,25 & 0,5 & 0,25 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,5 & 0,5 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} T_{\text{GSR}} \\ T_{\text{GKR1}} \\ T_{\text{GKR2}} \\ T_{\text{GKR3}} \\ T_{\text{GKR4}} \\ T_{\text{GKZ1}} \\ T_{\text{GKZ2}} \\ T_{\text{GKZ3}} \\ T_{\text{GKZ4}} \\ T_{\text{GwSK}} \end{pmatrix}$$

$$\underline{T}_G^{\text{WKM}} = \begin{pmatrix} T_{\text{GNG}} \\ T_{\text{GUL}} \\ T_{\text{GOL}} \\ T_{\text{GLS}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0,25 & 0,5 & 0,25 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,25 & 0,5 & 0,25 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,5 & 0,5 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} T_{\text{GSR}} \\ T_{\text{GKR1}} \\ T_{\text{GKR2}} \\ T_{\text{GKR3}} \\ T_{\text{GKR4}} \\ T_{\text{GKZ1}} \\ T_{\text{GKZ2}} \\ T_{\text{GKZ3}} \\ T_{\text{GKZ4}} \\ T_{\text{GwSK}} \end{pmatrix}$$

Wärmequellennetz



$$\text{Dim } \underline{T}_{ER} : n_{WK} + 2$$

$$\text{Dim } \underline{T}_{ER}^{WKM} : 4$$

$$\text{Dim } \underline{T}_{ER}^{GKM} : n_{IKR} + n_{IKZ} + 2$$

Der Vektor der Eisenrandtemperaturen \underline{T}_{ER} als Ausgangsgröße des Wärmequellennetzes wird durch Multiplikation mit der jeweiligen Transformationsmatrix \underline{T}_{WQN} umgeformt zu \underline{T}_{ER}^{WKM} als Eingangsvektor des Wasserkühlungsmodells bzw. zu \underline{T}_{ER}^{GKM} als Eingangsvektor des Gaskühlungsmodells. Dabei sind die Anzahl der Intervalle des Gaskühlungsmodells (n_{IKR} im Kühlschlitzbereich des Statorrückens, n_{IKZ} im Kühlschlitzbereich des Statorzahns) und die Anzahl der Knoten des Wärmequellennetzes (n_{WK}) zu berücksichtigen.

Beispielkonfiguration 1: $n_{IKR} = 2$, $n_{IKZ} = 2$, $n_{WK} = 4$

$$\underline{T}_{ER}^{GKM} = \begin{pmatrix} T_{ER SR} \\ T_{ER KR1} \\ T_{ER KR2} \\ T_{ER KZ1} \\ T_{ER KZ2} \\ T_{ER LS} \end{pmatrix} = \underline{\underline{E}} \cdot \begin{pmatrix} T_{ER SR} \\ T_{ER KS1} \\ T_{ER KS2} \\ T_{ER KS3} \\ T_{ER KS4} \\ T_{ER LS} \end{pmatrix}$$

$$\underline{T}_{ER}^{WKM} = \begin{pmatrix} T_{ER NG} \\ T_{ER UL} \\ T_{ER OL} \\ T_{ER LS} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0,5 & 0,5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} T_{ER SR} \\ T_{ER KS1} \\ T_{ER KS2} \\ T_{ER KS3} \\ T_{ER KS4} \\ T_{ER LS} \end{pmatrix}$$

Beispielkonfiguration 2: $n_{IKR} = 4, n_{IKZ} = 4, n_{WK} = 4$

$$\underline{T}_{ER}^{GKM} = \begin{pmatrix} T_{ER SR} \\ T_{ER KR1} \\ T_{ER KR2} \\ T_{ER KR3} \\ T_{ER KR4} \\ T_{ER KZ1} \\ T_{ER KZ2} \\ T_{ER KZ3} \\ T_{ER KZ4} \\ T_{ER LS} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} T_{ER SR} \\ T_{ER KS1} \\ T_{ER KS2} \\ T_{ER KS3} \\ T_{ER KS4} \\ T_{ER LS} \end{pmatrix}$$

$$\underline{T}_{ER}^{WKM} = \begin{pmatrix} T_{ER NG} \\ T_{ER UL} \\ T_{ER OL} \\ T_{ER LS} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0,5 & 0,5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} T_{ER SR} \\ T_{ER KS1} \\ T_{ER KS2} \\ T_{ER KS3} \\ T_{ER KS4} \\ T_{ER LS} \end{pmatrix}$$

Literaturverzeichnis

- /57-1.Ha/ Hak, J.; „*Temperaturverteilung in Leitern mit innerer Kühlung*“, Archiv für Elektrotechnik, Band 43, S. 320-328, 1957
- /57-2.Ha/ Hak, J.; „*Möglichkeiten und Aussichten einer unbeschränkten Lösung des Wärmeproblems von elektrischen Maschinen*“, Elektrotechnik und Maschinenbau, Band 74, S. 305-311, 1957
- /59.Ha/ Hak, J.; „*Wärmequellen-Netze elektrischer Maschinen*“, Elektrotechnik und Maschinenbau, Band 76, S. 236-242, 1959
- /60.Ke/ Kessler, A.; „*Versuch einer genaueren Vorausberechnung des zeitlichen Erwärmungsverlaufes elektrischer Maschinen mittels Wärmequellen-netzen*“, Archiv für Elektrotechnik, Band 45, S. 59-76, 1960
- /61.Ho-Je/ Hooke, R.; Jeeves, T.A.; „*Direct Search – Solution of Numerical and Statistical Problems*“, Journal of the Association of Computing Machinery, Band 8, S. 212-229, 1961
- /63.Ke/ Kessler, A.; „*Approximation des zeitveränderlichen Temperaturverlaufs in elektrischen Maschinen mittels äquivalenter Wärmequellen-Netze*“, Archiv für Elektrotechnik, Band 48, S. 1-6, 1963
- /64.Ke/ Kessler, A.; „*Zur Theorie des Wärmequellen-Netzes*“, Archiv für Elektrotechnik, Band 49, S. 109-123, 1964
- /67.Ri/ Richter, R.; „*Elektrische Maschinen - Band 1*“, Birkhäuser Verlag, 1967
- /67.Wi-Ke/ Wiedemann, E.; Kellenberger, W.; „*Konstruktion elektrischer Maschinen*“, Springer Verlag, 1967
- /69.Ba/ Bandler, J.W.; „*Optimization Methods for Computer-Aided Design*“, IEEE Transactions on Microwave Theory and Techniques, Band MTT-17, Nr. 8, S. 533-552, 1969
- /72.Ac/ Ackermann, J.; „*Der Entwurf linearer Regelungssysteme im Zustandsraum*“, Regelungstechnik und Prozess-Datenverarbeitung, Heft 7, S. 297-300, 1972
- /73.Ca-Ba-Ec/ Carson, C.C.; Barton, S.C.; Echeverria, F.S.; „*Immediate Warning of Local Overheating in Electric Machines by the Detection of Pyrolysis Products*“, IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, S. 533-542, 1973
- /73.Jä/ Jäger, K.; „*Flüssigkeitskühlung bei elektrischen Maschinen*“, etz-B, Band 25, Nr. 18, S. 490-497, 1973
- /74.Ga-Sc-Wa/ Gantner, J.; Schwengeler, A.; Wardo, P.; „*Schutz großer Turbogeneratoren*“, Bericht zur VDE-Fachtagung 'Elektrische Maschinen und Antriebe in thermischen Kraftwerken', S. 295-308, 1974
- /77.St/ Stewart, R.E.; „*Large Generators*“, Electric Utility Engineering Conference, Subject 28, S. 1-28, 1977
- /79.Se/ Seipp, H.-G.; „*Das Korrosionsverhalten von Kupfer in wassergekühlten Generatorwicklungen*“, VGB Kraftwerkstechnik, Band 59, Nr. 3, S. 245-248, 1979

- /80.Os/ Oschmann, W.; „*Probleme in Kühlsystemen wassergekühlter Generatoren*“, VGB Kraftwerkstechnik, Band 60, Nr. 1, S. 65-66, 1980
- /82.Dö-Pa/ Dörr, A.; Paffrath, G.; „*Erfahrungen mit dem Betrieb wassergekühlter Generatoren im Kernkraftwerk Biblis*“, VGB Kraftwerkstechnik, Band 62, Nr. 3, S. 220-223, 1982
- /82.Ja/ Jacob, H.G.; „*Rechnergestützte Optimierung statischer und dynamischer Systeme*“, Springer Verlag, 1982
- /82.Lo/ Lodge, I.; „*Prevention of Catastrophic Failure of Large Generators by Early Detection of Overheating*“, Konferenzband der IEE International Conference on Electrical Machines – Design and Applications, S. 123-130, 13.-15.7.1982
- /83.Se/ Seipp, H.-G.; „*Betriebserfahrungen mit wassergekühlten Generatorwicklungen*“, VGB Kraftwerkstechnik, Band 63, Nr. 5, S. 408-413, 1983
- /86.Em-Kr/ Emshoff, H.-W.; Krug, M.; „*Water-Cooled Stator Windings of Turbogenerators – Computerized Monitoring of Stator Bar Water Temperature Rise for Early Detection of Overheating Due to Flow Restrictions in the Stator Winding*“, CIGRE Conference, Paris, Frankreich, CIGRE Report 11-09, 1986
- /86.Fi/ Fischer, R.; „*Elektrische Maschinen*“, Hanser Verlag, 1986
- /86.Pl-Em-Sc/ Pluschke, M.; Emshoff, H.-W.; Schmatloch, W.; „*Betriebserfahrungen mit wassergekühlten Generatoren*“, ETG Fachbericht 20, S. 5-12, 1986
- /88.VDI/ VDI; „*VDI-Wärmeatlas*“, VDI-Verlag, 1988
- /89.Pa-Fr-Cl/ Patton, R.J.; Frank, P.M.; Clark, R.N.; „*Fault Diagnosis in Dynamic Systems – Theory and Application*“, Prentice Hall, 1989
- /89.Ri/ Ris, H.R.; „*Supraleitender Generator vor der Erprobungsphase*“, Technische Rundschau, Nr. 5, S. 38-43, 1989
- /89.We/ Weigelt, K.; „*Konstruktionsmerkmale großer Turbogeneratoren*“, ABB Technik, Band 1, S. 3-14, 1989
- /90.Br-Br/ Braun, J.M.; Brown, G.; „*Operational Performance of Generator Condition Monitors: Comparison of Heated and Unheated Ion Chambers*“, IEEE Transactions on Energy Conversion, Band 5, S. 344-348, 1990
- /90.Kh-Bu-Be-Br/ Khan, G.K.M.; Buckley, G.W.; Bennett, R.B.; Brooks, N.; „*An Integrated Approach for the Calculation of Losses and Temperatures in the End-Region of Large Turbine Generators*“, IEEE Transactions on Energy Conversion, Band 5, S. 183-193, 1990
- /90.Sc-Em/ Schleithoff, K.; Emshoff, H.-W.; „*Optimierung der Konditionierung von Generatorkühlwasser*“, VGB Kraftwerkstechnik, Band 70, Nr. 9, S. 794-798, 1990
- /91.Li/ Liese, M.; „*Entwicklung von Turbogeneratoren*“, Siemens Zeitschrift, Nr. 6, S. 27-31, 1991
- /92.Er/ Ernst, R.; „*Zustandserfassung von Generatoren bei der Instandhaltung und bei der Erneuerung von Anlagen*“, VGB-Konferenz Instandhaltung von Kraftwerken, Essen, Band TB 121, S. 1-22, 19.-20.2.1992

- /93.El-Fi-Hu/ Elsner, N.; Fischer, S.; Huhn, J.; „*Grundlagen der Technischen Thermodynamik - Band 2: Wärmeübertragung*“, Akademie Verlag, 1993
- /93.Is/ Isermann, R.; „*Fault Diagnosis of Machines via Parameter Estimation and Knowledge Processing*“, Automatica, Band 29, Nr. 4, S. 815-835, 1993
- /94.Fi-No-Ne-La/ Fischer, F.; Nour Eldin, H.A.; Nern, H.-J.; Lahtchev, L.; „*Explicit Modeling of the Stator Winding Bar Water Cooling for Model-Based Fault Diagnosis of Turbogenerators with Experimental Verification*“, Konferenzband der 3rd IEEE Conference on Control Applications, Glasgow, Schottland, S. 1403-1408, 24.-26.8.1994
- /94.Fr/ Frank, P.M.; „*Diagnoseverfahren in der Automatisierungstechnik*“, at – Automatisierungstechnik, Band 42, Nr. 2, S. 47-64
- /94.Po/ Polyakov, V.I.; „*Using Standard Thermal Monitoring Techniques to Determine the State of the Stator Winding in a Powerful Generator*“, Elektrotechnika, Band 65, Nr. 2, S. 17-19, 1994
- /94.Rö/ Röben, M.; „*Monitoring an Turbogeneratoren – Erfahrungen mit Monitoringsystemen an Turbogeneratoren großer Leistung*“, ETG-Fachbericht 53 ‘Turbo- und Hydrogeneratoren im Kraftwerk’, S. 177-190, 1994
- /94.Se-Li/ Senske, K.; Liese, M.; „*Luftgekühlte Turbogeneratoren – Leistungsbereiche und konstruktive Lösungen*“, ETG-Fachbericht 53 ‘Turbo- und Hydrogeneratoren im Kraftwerk’, S. 45-54, 1994
- /94.So/ Soyk, K.-H.; „*Wasser- und wasserstoffgekühlte Turbogeneratoren – Leistungsbereich und konstruktive Lösungen*“, ETG-Fachbericht 53 ‘Turbo- und Hydrogeneratoren im Kraftwerk’, S. 55-64, 1994
- /94.We/ Werner, J.; „*Optimierung von Modellparametern für die Generatorkühlung auf einem Transputernetzwerk*“, Studienarbeit, BUGH Wuppertal, 1994
- /95.Bo-Mc-Lo/ Bousbaine, A.; McCormick, M.; Low, W.F.; „*In-Situ Determination of Thermal Coefficients for Electrical Machines*“, IEEE Transactions for Energy Conversion, Band 10, Nr. 3, S. 385-391, 1995
- /95.St-Li-Sc/ Stephan, C.-E.; Lipták, G.; Schuler, R.; „*Micadur-Plus – Das neue Isolationsystem für Statorwicklungen elektrischer Maschinen*“, ABB Technik, Band 8, S. 28-34, 1995
- /96.Fi-Ne-No/ Fischer, F.; Nern, H.-J.; Nour Eldin, H.A.; „*State-Oriented Feature Extraction for the Stator Winding Bar Water Cooling Fault Diagnosis of Turbogenerators using State Observers with Optimized Analytical Depth in Model Parameters*“, Konferenzband des 2nd World Automation Congress WAC’96, Montpellier, Frankreich, Band 4, S. 223-228, 27.-30.5.1996
- /96.Fi-Ne-Pa/ Fischer, F.; Nern, H.-J.; Pawlova, K.; „*Introduction of State Observers using Physical Model Parameters for the Stator Winding Bar Water Cooling Fault Diagnostics of Turbogenerators*“, Konferenzband der Computational Engineering in Systems Application CESA’96 Multiconference, Symposium on Control, Optimization and Supervision, Lille, Frankreich, S. 924-928, 9.-12.7.1996

- /96.Vo/ Vogt, K.; „*Berechnung elektrischer Maschinen*“, VCH Verlagsgesellschaft Weinheim, 1996
- /97.Kö-We/ König, W.; Weber, W.; „*Propyläen Technik Geschichte 1840-1914*“, Propyläen Verlag, 1997
- /97-1.Ri/ Rioual, M.; „*A Thermohydraulic Modelling for Stator Bars of Large Turbogenerators: Development, Validation by Laboratory and On-Site Tests*“, IEEE Transactions on Energy Conversion, Band 12, S. 1-9, 1997
- /97-2.Ri/ Rioual, M.; „*Presentation of a System for the Improvement of the On-Line Thermal Monitoring on 900 MW Turbogenerators for Predictive Maintenance Purposes*“, IEEE Transactions on Energy Conversion, Band 12, S. 157-163, 1997
- /98.Fi/ Fischer, F.; „*Thermische Fehlerdiagnose der wassergekühlten Statorwicklung von Grenzleistungs-Turbogeneratoren*“, Konferenzband 43. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium IWK'98, Ilmenau, Thüringen, Band 4, S. 219-224, 21.-24.9.1998
- /98.Ma-He-Hi-Wo/ Mayle, R.E.; Hess, S.; Hirsch, C.; von Wolfersdorf, J.; „*Rotor-Stator Gap Flow Analysis and Experiments*“, IEEE Transactions on Energy Conversion, Band 13, S. 101-110, 1998
- /98.Si/ Siemens/KWU „*Stromerzeugung mit Kernenergie: Vergessene Fakten?*“, Argumente, 3.6.98, SG-Nr. 208, <http://www.siemens.de/kwu/d/energie>
- /99.Fi-No/ Fischer, F.; Nour Eldin, H.A.; „*Elektrothermische Turbogeneratordiagnostik*“, Abschlussbericht zu DFG-Projekt No 133/21, 1999
- /99.Si/ Siemens/KWU „*Weltweite Kraftwerksleistung*“, <http://www.siemens.de/kwu/d/energie>