Wärmeabgabe isolierter, ölimprägnierter Transformatoren-Wicklungen in laminarer Ölströmung

Autor(en): **Brechna, H. / Tschudi, H.**

Objekttyp: **Article**

Zeitschrift: **Bulletin des Schweizerischen Elektrotechnischen Vereins : gemeinsames Publikationsorgan des Schweizerischen Elektrotechnischen Vereins (SEV) und des Verbandes Schweizerischer Elektrizitätswerke (VSE)**

Band (Jahr): **53 (1962)**

Heft 22

PDF erstellt am: **29.05.2024**

Persistenter Link: https://doi.org/10.5169/seals-916989

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.
Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.
Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Ein Dienst der *ETH-Bibliothek*
ETH Zürich, Rämistrasse 101, 8092 Zürich, Schweiz, www.library.ethz.ch

http://www.e-periodica.ch

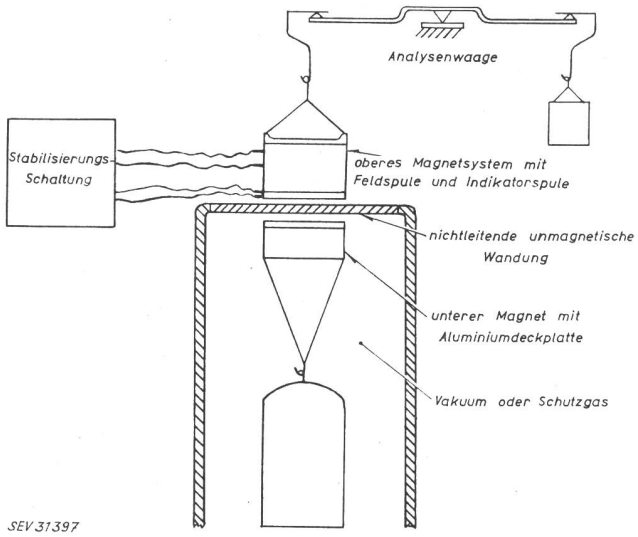


Fig. 13
Wägung in abgeschlossenen Räumen mit Hilfe magnetischer Kraftübertragung

Steuerleistung von der Grössenordnung 1 W aus. Dies erlaubt es, die magnetische Schwebeeinrichtung als Ganzes an einer üblichen Balkenwaage aufzuhängen und den unteren Magneten mitsamt der Waagschale völlig in einen Hohlraum einzuschliessen, der evakuiert sein oder als Reaktionsgefäss dienen kann. Es ist leicht möglich, Magnet und Waagschale durch Überzüge gegen alle denkbaren aggressiven Medien zu schützen.

Die Luftspaltweite wird durch einen induktiven Fühler ermittelt und konstant geregelt. Hiebei tritt aber ein neues Problem, nämlich das Einfangen des unteren Magneten in die stabile Feldzone auf. Diese Aufgabe wird dadurch gelöst, dass man durch einen Eingriff in den Regelkreis die stabile Zone von unten nach oben über dem zunächst auf einer Unterlage ruhenden Magneten verschiebt und dann diesen damit anhebt. Fig. 13 zeigt die prinzipielle Anordnung.

Um die Magnete gegen Einwirkung äusserer magnetischer Felder zu schützen ist magnetische Abschirmung unerlässlich. Diese darf bei Verschieben des Magnetsystems in der Vertikalen keine Hysterese zeigen, da sonst beim Einspielen der Waage Fehler entstehen würden. Zweckmässig bildet man die Magnete konzentrisch nach Art von Haftmagneten aus. Hiedurch wird die Streuung des Systems verringert. Jedoch ergibt sich dabei ein steilerer Anstieg der Kraft bei Annäherung, der bei der Auslegung des Regelteils berücksichtigt werden muss.

Literatur

[1] *Macurdy, L. R.* und *H. A. Bowman:* Automatic Reader for Precision Balances. Instrum. & Automation 31(1958)12, S. 1972...1975.

[2] *Gast, Th.:* Neue Anwendungen der selbsttätigen Kompensation. AEÜ 1(1947)3/4, S. 114...121.

[3] *Gast, Th.:* Ein trägerfrequenter Verstärker mit Transistoren für die elektrische Mikrowaage und andere Messanordnungen. Z. Instrum.-Kde. 68(1960)2, S. 30...34.

[4] *Schwartz, J.:* Applications des tubes électroniques aux mesures de température. Microtecnic 5(1951)1, S. 18...23.

[5] *Schlenz, H.* und *Th. Gast:* Weiterentwicklung des selbstkompensierenden Blättchenelektrometers. Z. Instrum.-Kde. 65(1957)9, S. 167...174.

[6] *Pflier, P. M.:* Elektrische Messgeräte und Messverfahren. Berlin u. a.: Springer 1957.

[7] *Frede, W. E.:* Bauelemente der Regelungstechnik. München: Hanser 1961.

[8] *Schmitt, K. H.:* Untersuchungen an Schwebstoffteilchen im Temperaturfeld. Z. Naturforsch.-A 14a(1959)10, S. 870...881.

[9] *Clark, J. W.:* An Electronic Analytical Balance. Rev. sci. Instrum. 18(1947)12, S. 915...918.

[10] *Gast, Th.:* Registrierendes Wägen im Milligrammbereich und seine Anwendung auf die Staubmessung, Dechema Monogr. 38(1960), S. 1...19.

Adresse des Autors:

Prof. Dr.-Ing. *Th. Gast,* Sartorius-Werke AG., Göttingen (Deutschland).

Wärmeabgabe isolierter, ölimprägnierter Transformatoren-Wicklungen in laminarer Ölströmung

Von *H. Brechna,* Cambridge und *H. Tschudi,* Rapperswil

621.314.21.045.017.21 : 621.315.615.2

Gegenstand dieser Arbeit ist die Abgabe der durch die Verlustleistung in Wicklungen von Transformatoren erzeugten Wärme an das sie umfliessende Öl. Infolge der Komplexheit der verschiedenen Wicklungsanordnungen von Hochleistungs-Hochspannungstransformatoren wurde ein Modell entwickelt, welches das Erwärmungsproblem der Wicklungen samt ihren Schikanen übersichtlich gestaltet. Der Wärmeübergang und die Wärmeleitung von Papier und Pressspan sind behandelt, und für die Wärmeübergangszahl von ölimprägnierten Isolationen sind Korrelationsformeln abgeleitet. Die Erwärmung der einzelnen Leiter in einer Reihe und Doppelreihe wird untersucht, und es wird gezeigt, durch welche konstruktiven Massnahmen die Kühlung elektrisch hochbeanspruchter Wicklungen wirkungsvoll verbessert werden kann.

Les auteurs traitent de la cession de la chaleur engendrée par la puissance de pertes des enroulements de transformateurs, à l'huile qui circule autour de ces enroulements. Etant donné la complexité des diverses dispositions d'enroulements de transformateurs à haute tension de grande puissance, ils ont construit un modèle qui représente clairement le problème de l'échauffement des enroulements, y compris leurs chicanes. La transmission et la conduction de la chaleur du papier et du preßspahn sont étudiées et des formules de corrélation sont établies pour l'indice de transmission de chaleur d'isolations imprégnées d'huile. Les auteurs examinent également l'échauffement des conducteurs en série simple et double, puis montrent par quelles dispositions de la construction le refroidissement d'enroulements soumis à de fortes sollicitations électriques peut être efficacement amélioré.

1. Wärmeleitung und Wärmeübergang

Zur Ermittlung der Wärmeleitung und der Wärmeübergangszahl der verwendeten Isolationen wurde die Messeinrichtung nach Fig. 1 verwendet. Auf ein Messingrohr vom Aussendurchmesser $2x_1 = 2{,}74$ cm wurden, je nach Versuch, Lagen von Kabelpapier (Dicke = 0,005 cm) oder Weichpresspan (Dicke = 0,05 cm, Dichte 0,90 g/cm³) aufgewickelt. Direkt an der Rohroberfläche und zwischen verschiedenen Lagen wurden Thermoelemente aufgeklebt. Transformatorenöl umströmte das Rohr senkrecht zur Rohrachse mit der Geschwindigkeit von 0,0282 cm/s. Die Ölmenge konnte so weit kontrolliert werden, dass die Schwankungen im Maximum etwa $\pm$ 3% betrugen. Die Rohrenden waren isoliert, so dass kein Temperaturabfall an beiden Rohrenden stattfinden konnte.

Fig. 2 zeigt die Dichte, die Viskosität, die spezifische Wärme und die Wärmeleitfähigkeit des verwen-

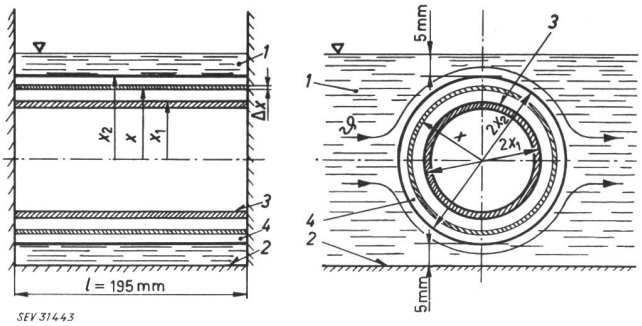


Fig. 1
Versuchsanordnung zur Messung der thermischen Leitfähigkeit von ölimprägnierten Isoliermaterialien
Ölströmung senkrecht zur Zylinderachse
1 Ölströmung; *2* Bodenisolation; *3* Messingrohr; *4* Isolierzylinder aus Papierlagen oder Preßspanschichten; $2x_1$ Aussendurchmesser des Messingrohres; $2x_2$ Aussendurchmesser des Isolierzylinders; x Koordinate

deten Transformatorenöles in Funktion der Temperatur. Das Messingrohr wurde mit Papier bzw. Presspan umwickelt und in die Versuchswanne eingelegt. Hierauf erfolgte im Vakuum eine Trocknung von 24 h bei 110 °C. Dann liess man das vorgewärmte Öl einströmen und in die Isolation unter Vakuum während 72 h bei 110 °C eindringen.

Die Wärmeleitfähigkeit von ölimprägniertem Presspan in Abhängigkeit der Erwärmung ist in Fig. 3 dargestellt. Zwischen Kabelpapier und Presspan konnte praktisch kein Unterschied festgestellt werden. Zur Berechnung der mittleren Wärmeleitfähigkeit λ_m wurde Fig. 1 und Gl. (1) verwendet:

$$\lambda_m = \frac{P \ln (x_2/x_1)}{2 \pi l \Delta \vartheta} \quad \left[\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{cm\,°C}}\right] \qquad (1)$$

wobei P die Leistungsabgabe pro Zeiteinheit, l die

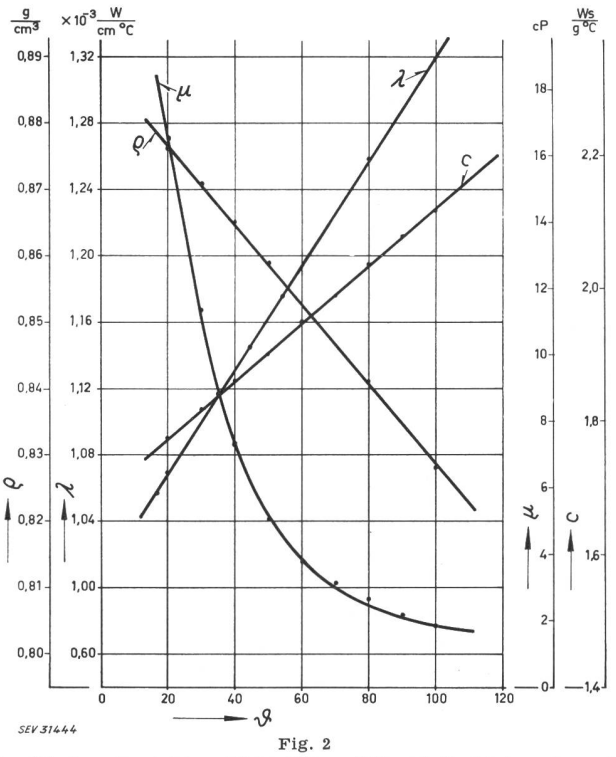


Fig. 2
Spezifisches Gewicht ϱ, Viskosität μ, Wärmeleitzahl λ und spezifische Wärme c des verwendeten Transformatorenöles in Funktion der Temperatur ϑ

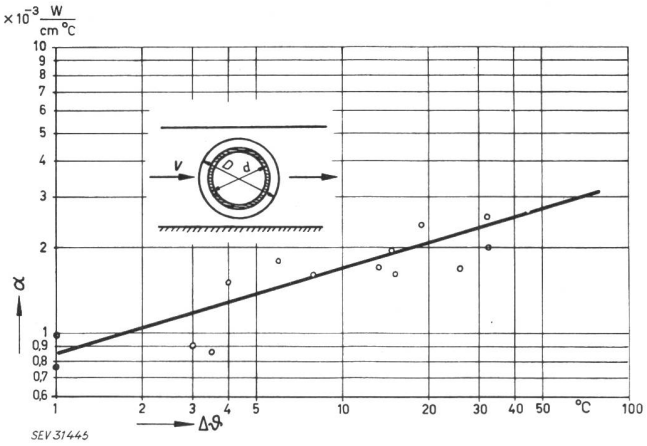


Fig. 3
Wärmeleitfähigkeit λ_m von ölimprägniertem Weichpreßspan bzw. Papier in Funktion der Erwärmung $\Delta\vartheta$
v Richtung des Ölstromes; *D* Aussendurchmesser der Isolation; *d* Innendurchmesser der Isolation

Zylinderlänge und $\Delta\vartheta$ die Erwärmung des Isolierzylinders bedeuten.

Der Temperaturabfall im Isolierzylinder ist in Fig. 4 dargestellt. Auch hier ist der Unterschied zwischen Papierisolation und Weichpresspan kaum merklich. Die Kurven *1*, *2* und *3* gelten für Kabelpapierisolation in den Dicken 6, 3 und 1,5 mm; die Kurven *1'*, *1''*, *2'''* und *3''* für Presspanisolation der gleichen Dicken.

Wird die Übergangstemperatur im Isolierzylinder in Funktion der Stromdichte aufgezeichnet (wobei zu bemerken ist, dass die gesamte Verlustleistung nur durch Konvektion vom Ölstrom abgeführt wird), so ergeben sich die in Fig. 5 dargestellten Verhältnisse. In diesen Fällen wurde mit konstanter Ölmenge von 15 cm³/s ± 3% gearbeitet.

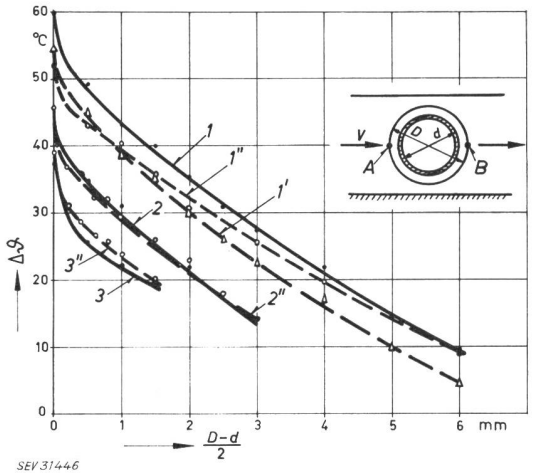


Fig. 4
Temperaturabfall im Isolierzylinder
1 Erwärmung des Isolierzylinders gemessen an Punkt *B*; Isolation: 6 mm Preßspanschichten;
1' Temperatursprung gemessen am Punkt *A*; Isolation: 6 mm Preßspanschicht;
1'' Temperatursprung gemessen am Punkt *B*; Isolation: 6 mm Papierlagen;
2, *2''* Temperatursprung am Preßspan, 3 mm, bzw. an der Papierschicht;
3, *3''* Temperatursprung am Preßspan, 1,5 mm, bzw. an der Papierschicht

——— Papier — — — Preßspan

[1]) Siehe Literatur am Schluss des Aufsatzes.

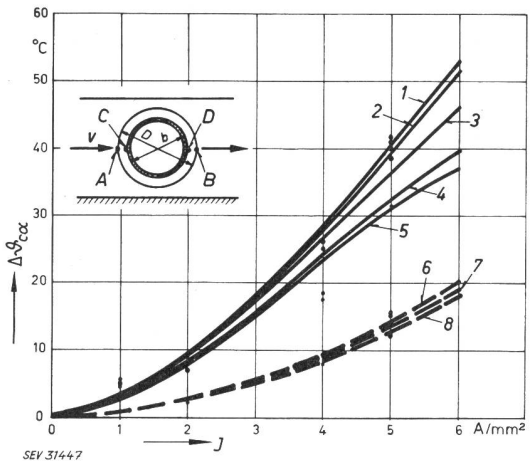


Fig. 5
Übertemperaturen des Öles $\Delta\vartheta_{c\alpha}$ im Isolierzylinder in Abhängigkeit von der Stromdichte J des Leiters
1 Messpunkt *D*, 6 mm Preßspanzylinder; *2* Messpunkt *D*, 6 mm Papierzylinder; *3* Messpunkt *D*, 3 mm Preßspanzylinder; *4* Messpunkt *D*, 1,5 mm Preßspanzylinder; *5* Messpunkt *C*, 1,5 mm Preßspanzylinder; *6* Übertemperatur gegenüber der Eintrittstemperatur des Öles, gemessen am Punkt *B*, 6 mm Preßspanzylinder; *7* Übertemperatur des Öles, gemessen am Punkt *B*, 3 mm Isolierzylinder; *8* Übertemperatur des Öles, gemessen am Punkt *B*, 1,5 mm Preßspanschicht

Die Wärmeübergangszahl α von isolierten Rohren mit Ölströmung senkrecht zur Rohrachse ist in [1][1]) behandelt. In der von *Merkel* empirisch gefundenen Korrelationsgleichung tritt der Einfluss der Ölviskosität nicht auf. Da die in Gl. (2) nach *Merkel* auftretenden Grössen sich nur wenig mit der Temperatur ändern, ist das Resultat für die Wärmeübergangszahl nur schwach von der Erwärmung abhängig. Der ermittelte Wert ist anderseits viel zu niedrig (Kurve *1* in Fig. 6):

$$\alpha \frac{D}{\lambda_f} = 0{,}092\,(v\,D\,c\,\varrho_f/\lambda_f)^{0{,}75} \qquad (2)$$

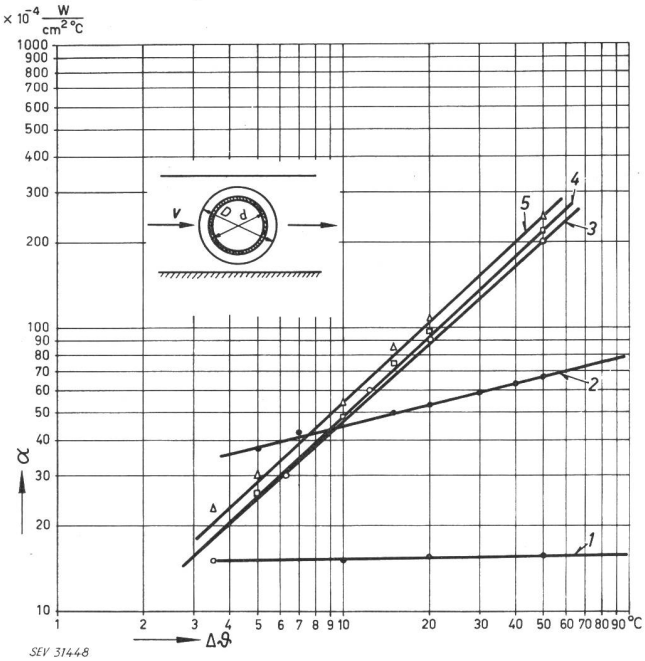


Fig. 6
Wärmeübergangszahl α bei forcierter Ölzirkulation
1 Wärmeübergangszahl nach *Merkel* [1]; *2* Wärmeübergangszahl nach *Küchler* [3]; *3...5* Wärmeübergangszahl gemessen an 1,5, 3 und 6 mm Isolationsdicken um den Messingzylinder
$\Delta\vartheta$ Temperaturabfall im Isolierzylinder

worin D Aussendurchmesser des isolierten Rohres, c die spezifische Wärme, ϱ_f spezifische Dichte, λ_f spezifische Wärmeleitfähigkeit des Öles bedeuten. Bessere Resultate erhält man mit Hilfe von Gl. (3) nach *Küchler* [2; 3] (Kurve *2* in Fig. 6):

$$\alpha = 38 \sqrt[4]{\Delta\vartheta}\,\sqrt{\vartheta_m/50} \qquad (3)$$

worin ϑ_m mittlere Öltemperatur bedeutet. Die Korrelationsgleichung für die Wärmeübergangszahl lautet in allgemeiner Form [4]:

$$\alpha \frac{D}{\lambda_f} = k\left(\frac{D\,v\,\varrho_f}{\mu_f}\right)^n \cdot \left(\frac{c_f\,\mu_f}{\lambda_f}\right)^m \qquad (4)$$

Die Konstanten k, n und m konnten aus den Versuchen für laminare Ölströmung ermittelt werden, so dass Gl. (4) wie folgt geschrieben werden kann:

$$\alpha \frac{D}{\lambda} = 0{,}43\left(\frac{D\,v\,\varrho_f}{\mu_f}\right)^{1{,}8} \cdot \left(\frac{c_f\,\mu_f}{\lambda_f}\right)^{0{,}8} \qquad (5)$$

Die Kurven *3*, *4* und *5* in Fig. 6 sind gemessene und berechnete Kurven für Isolationsdicken von 1,5, 3 und 6 mm.

Die Wärmeübergangszahl für Ölströmungen parallel zur Rohrachse folgt einer ähnlichen Korrelationsgleichung wie Gl. (4). Fig. 6 zeigt, dass die Wärmeübergangszahl viel stärker von der Übertemperatur der Isolation abhängig ist, als dies in der Literatur angegeben wird.

2. Das thermische Modell

Die Abmessungen grosser Transformatoren sind wegen der Einhaltung bestimmter Profile beim Bahn- und Strassentransport begrenzt. Man versucht deshalb, ihre Einheitsleistung auf andere Weise zu steigern. Bei der Auslegung von Wicklungen treten thermische Probleme auf, deren Lösungen infolge der Kompliziertheit der Wicklungsgebilde systematische Versuche erfordern. Grundsätzliche Verbesserungen in der Ausnützung der aktiven stromführenden Materialien können in folgenden Richtungen erfolgen:

a) Konstruktiver Aufbau der Spulen. In Hochspannungswicklungen müssen die innere Isolation (Leiterisolation), die Isolierung der einzelnen Abteilungen (Hauptisolation), die Barrieren und die Ölströmung zu einer Einheit ausgebildet werden, so dass bei genügender Durchschlagsicherheit die besten Kühlverhältnisse entstehen.

b) Entwicklung verbesserter Isolationen. Die Anwendung von Isoliermaterialien, welche die Beanspruchung der Wärmeklasse B zulassen, führt bei Beibehaltung von Mineralölen als Kühlflüssigkeit zur raschen Alterung dieser Öle.

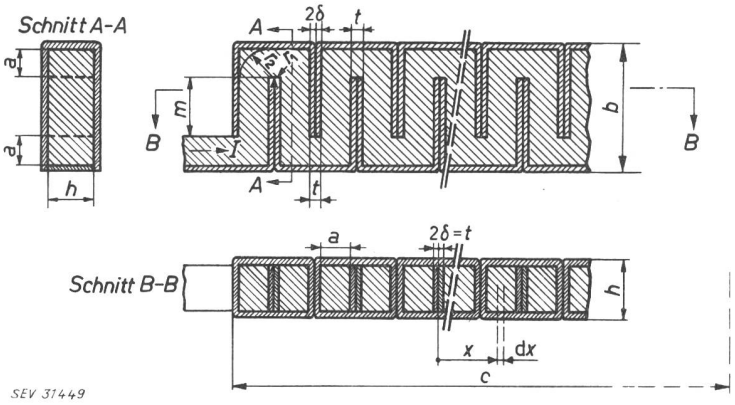
c) Vorbereitung und Aufbereitung der festen und flüssigen Isoliermaterialien. Neben der Trocknung und Imprägnierung unter Hochvakuum erhalten die laufende Kontrolle und Regeneration während des Betriebes immer grössere Bedeutung.

d) Ausbildung der Hauptisolation. Zur heute häufig angewendeten festen Isolation aus Papier treten verfeinerte Barrierensysteme oder Kombinationen beider Lösungen.

e) Übergang von der natürlichen Auftriebkühlung zur forcierten Ölzirkulation unter Berücksichtigung der nötigen Sicherheitsmassnahmen.

Das Studium dieser Probleme kann zunächst getrennt und dann, nach Ermittlung der besten Resultate der Grundlagenforschung, zusammen durchgeführt werden. Da diese Arbeit hauptsächlich die Probleme des Teiles a) mit Möglichkeiten der konstruktiven Verbesserung behandelt, werden die anderen Probleme nur in der Zusammenfassung am Ende der Ar-

Fig. 7
Schnitt durch das thermische Modell zur Ermittlung der Temperaturverteilung über die einzelnen Elemente
a Breite des Elementes; *b* totale Höhe; *c* totale Breite; *m* innere Höhe; $t = 2\,\delta$; δ Dicke der Isolation



beit, unter Angabe der einschlägigen Literatur, gestreift.

Die Grundidee besteht darin, die Zylinderform der Transformatorenwicklung in ein ebenes Gebilde umzuformen, ohne das thermische Bild zu verzerren. Das Ausgangselement zum Studium der Temperaturverhältnisse in der Transformatorenwicklung bildet eine Scheibenspule oder eine Abteilung. Es ist von grundlegender Wichtigkeit, die Wärmeübergangszahl und die Hot-Spot-Temperatur in einer Spule bei verschiedenen Auslegungen der Schikanen und Abteilung zu studieren, um die ermittelten Resultate auf die weiteren Elemente auszudehnen. Sie können auch mit Transformatorenmodellen verglichen werden.

Dieser Idee zufolge wurde ein Modell entwickelt, das in Fig. 7 in Vergleich zu einer Scheibenspule dargestellt ist. Es besteht aus U-förmigen Elementen, wobei der Verbindungssteg von Element zu Element den jeweiligen Rückschluss durch die Transformatorenspule nachbildet. Sie sind allseitig mit Weichpresspan satt überzogen, wobei in jedem Element direkt an das Kupfer Thermoelemente angebracht sind, die über einen Mehrfachschalter das rasche Ablesen der Temperaturen im Ölbad gestatten. Die Kühlflüssigkeit, in diesem Fall Mineralöl, umströmt das Modell und erwärmt sich dabei. Um das Kühlen der Übergangsflächen oben und unten zu unterbinden, ruht dasselbe zunächst auf 1,2 mm Weichzellulose, dann auf 5 mm Holz. Die obere Fläche parallel zur Ölströmung ist ebenfalls mit 1,2 mm Weichzellulose und einer 5 mm dicken Holzplatte bedeckt. Dadurch wird die direkte Berührung des Ölstromes mit diesen beiden Flächen unterbunden. Das Modell ist vollständig in ein Ölbad eingebettet, und die Kühlung geschieht mittels Konvektion. Ein Wärmeübergang von Element zu Element über die Isolation findet nur über die Wärmeleitfähigkeit des ölimprägnierten Isoliermaterials statt.

In Fig. 8 sind die Dimensionen und die Anordnung der verwendeten Versuchsmodelle gezeigt. Das Modell nach Fig. 8a weist keine Lücke auf, dasjenige in Fig. 8b eine solche in der Mitte und jenes in Fig. 8c zwei Lücken. Bei unsymmetrischen Kühlverhältnissen sind sie entsprechend versetzt angeordnet. Die Ölspalten im Innern der Abteilungen (Fig. 8b und c) sind 14 mm breit, um die Länge des Modelles bei allen Versuchen konstant zu halten. Auch der Verbindungssteg zwischen den beiden Hälften ist genau gleich ausgebildet wie die Stege zwischen den einzelnen Elementen. Fig. 9 zeigt ein Versuchselement mit Stromzuführungen, wobei als Isolation Kappen und U-Stücke aus Presspan verwendet wurden, die auf das Kupfer aufgepresst werden.

Fig. 10 zeigt eine Photographie des Modelles im Ölbad mit Presspan-Barrieren. Durch derartige Schikanen können die Strömungsverhältnisse weitgehend verändert werden. Das kühle Mineralöl strömt durch die perforierte Blechwand, umströmt das Modell und fliesst über eine weitere Blechwand (unten in Fig. 10), die als Überlauf dient, ab. Dadurch wird der Ölpegel konstant gehalten. Die Öltemperatur wird an beiden Längsseiten des Modelles an 6 Orten gemessen.

Fig. 11 veranschaulicht die gesamte Versuchsanlage. Rechts sieht man das Versuchsbassin, das Ölreservoir, die Messthermometer und den Ölablauf. In der Bildmitte ist der Umschalter für die 14 Thermoelemente und das Millivoltmeter zur Ablesung der Temperatur an verschiedenen Elementen ersichtlich. Die Flächenbelastung p des Modelles in W/cm² ist der Gl. (6) und Fig. 7 zu entnehmen:

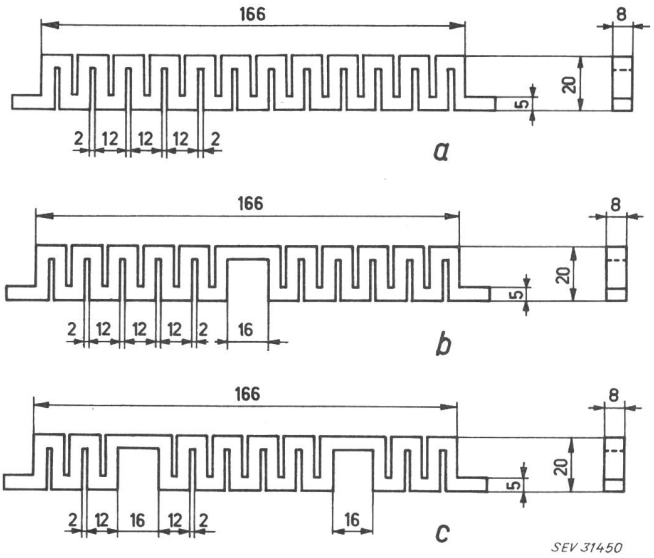


Fig. 8
Schema eines thermischen Modells
zur Untersuchung der Wärmeverteilung in Transformatorenabteilungen ohne Lücke (*a*), mit einer Lücke (*b*) und mit 2 Lücken (*c*)

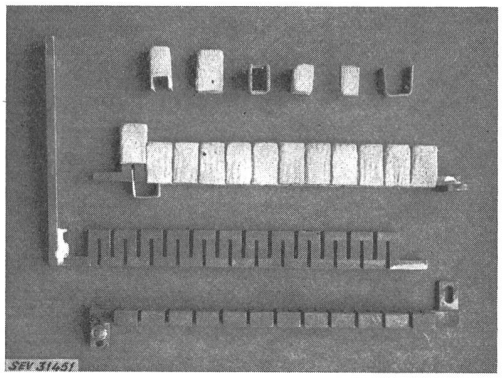


Fig. 9
Thermisches Modell mit Isolierkappen aus geformtem Weichpreßspan

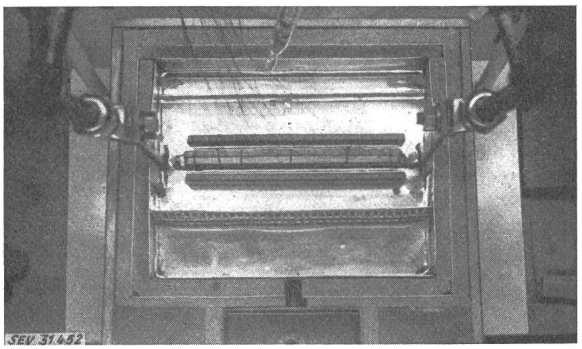


Fig. 10
Thermisches Modell im Ölbassin mit Preßspanschikanen
Die Ölströmung erfolgt von oben nach unten. Ersichtlich sind die dünnen Zuführungen zu den Thermoelementen in jedem Teilleiter, der Ölüberlauf und die Ölzuführung im Bassin

$$p = \frac{I^2 n \varrho_1}{bh(ck_f + h)} \left\{ \frac{m+t}{a} + \frac{\pi \varrho_2}{\varrho_1} \cdot \frac{1}{\ln(r_2/r_1)} \right\} \qquad (6)$$

Darin sind I der Leiterstrom (das Modell durchfliessender Strom), n die Zahl der Elemente, k_f Füllfaktor, ϱ_1 und ϱ_2 die spezifischen Widerstände in den Elementen bzw. Verbindungsstegen. Mit den Dimensionen des Modelles und Gl. (6) ergibt sich die spezifische Flächenbelastung zu:

$$p = 4{,}68 \cdot 10^{-6}\, I^2 \quad [\mathrm{W/cm^2}]$$

Die spezifische Volumenbelastung q des Modelles ist analog

$$q = 5{,}78 \cdot 10^{-6}\, I^2 \quad [\mathrm{W/cm^3}]$$

Die Zahl der Elemente im Modell beträgt 12. Die mittleren Erwärmungszahlen von 75 °C im Element und 85 °C im Verbindungssteg wurden zur Ermittlung der spezifischen Widerstände zu Grunde gelegt. Die meisten Versuche wurden bei $I = 300$ A durchgeführt. Mit diesem Wert ergeben sich:

$$p = 0{,}42\ \mathrm{W/cm^2}$$
$$q = 0{,}52\ \mathrm{W/cm^3}$$
$$J = 7{,}5\ \mathrm{A/mm^2}$$

Die gemessene Verteilung des Temperaturgradienten im Element bei natürlicher und forcierter Ölzirkulation veranschaulicht Fig. 12. Dabei schwankte die maximale Öltemperatur ausserhalb des Elementes von

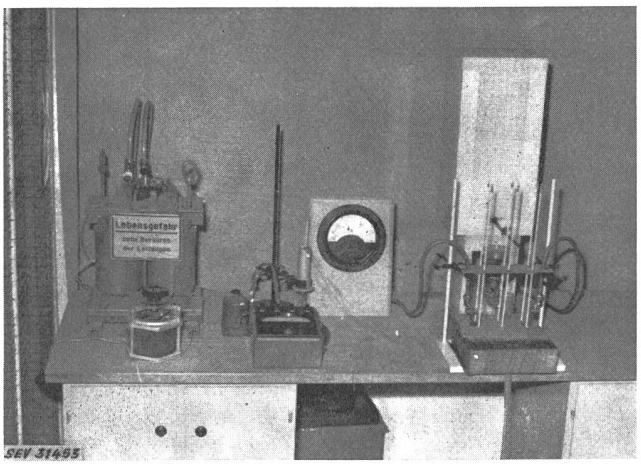


Fig. 11
Versuchsanlage

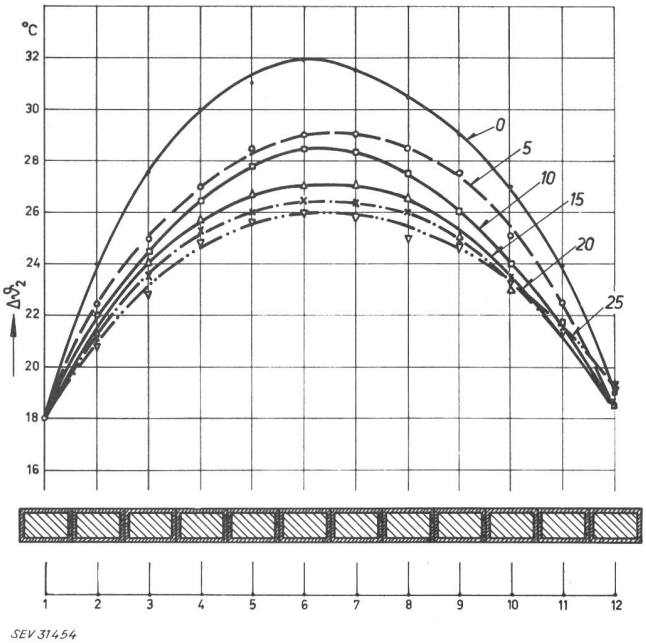


Fig. 12
Verteilung der Erwärmung über das thermische Modell
Kurve *0* keine Ölströmung; Kurven *5...25* Ölströmung mit 5...25 cm³/min im Bassin; $\Delta\vartheta_2 = \vartheta_i - \vartheta_{\ddot{o}l\,max}$ d. h. die Erwärmung des Elementes *i* gegenüber dem heissesten Punkt im Ölbad; *unten:* 1...12 Messpunkte im Kupfer

47,1...76 °C. Die Erwärmungsverteilung des Modelles in Funktion der Stromdichte bei forcierter Ölströmung zeigt Fig. 13. Der Gleichgewichtszustand nach jeder Messung trat nach etwa 24 h ein. Nach einiger Erfahrung konnte die Zahl der Messungen auf 2 pro 24 h erhöht werden. Bei den Messungen betrug die Öleintrittstemperatur 23...24 °C. Die maximale Öltemperatur an der Zuströmungsseite des Modelles betrug 58,6 °C, an der Abströmungsseite 61,3 °C. Der Leiterstrom bei Messing der Kurve a_1 betrug 300 A, bei a_2 200 A und bei a_3 100 A.

Die Berechnung der Temperaturverteilung in Richtung x (Fig. 7) erfolgt aus der Poissonschen Differentialgleichung (7) für ebene Gebilde:

$$\lambda_x \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} + \lambda_y \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial y^2} + q = 0 \qquad (7)$$

Das Öl kühlt das Modell in x- und y-Richtung. Die Verhältnisse sind um das Element im besonderen in der y-Richtung nicht ganz symmetrisch. Da jedoch die Temperaturüberhöhung in beiden Flächen senkrecht

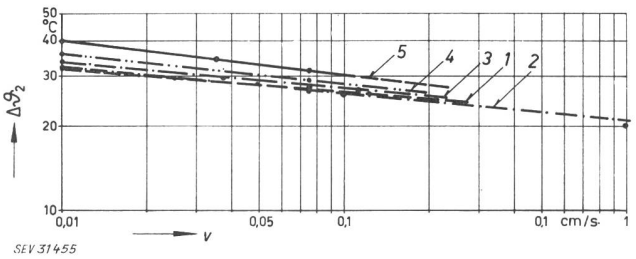


Fig. 13
Abteilungserwärmung in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit des strömenden Öles v
1 Modell ohne Schikane, gemessene Kurve; *2* Modell ohne Schikane, berechnete Kurve; *3* Ölspalt zwischen Schikane und Modell 10 mm, gemessene Kurve; *4* Ölspalt 5 mm, gemessene Kurve; *5* Ölspalt, 3 mm, gemessene Kurve

zur y-Achse nur um wenige Prozente der Ölerwärmung beträgt, ist einfachheitshalber die Wärmeübergangszahl in y-Richtung vom Element zum Öl konstant angenommen worden. Die Lösung der Differentialgleichung (7) lautet:

$$\vartheta = \vartheta_{m,\,öl} + q\,\frac{c}{2\,\alpha_x} + \frac{q}{2\,\lambda_x}$$

$$\left\{\left(\frac{c}{2}\right)^2 - x^2 - c^2 \sum_{n=1}^{2n+1} \frac{P_n}{Q_n} \cos(nx) \cosh\left[\sqrt{\frac{\lambda_x}{\lambda_y}}\,ny\right]\right\} \qquad (8)$$

Dabei sind

$$n\,\frac{c}{2} = \left(\frac{\alpha_x}{\lambda_x}\,\frac{c}{2}\right) \operatorname{cotg}\left(n\,\frac{c}{2}\right) \qquad (9a)$$

$$P_n = \frac{8 \sin(n \cdot c/2)}{(nc)^3} \cdot \frac{1}{1 + \dfrac{\sin nc}{nc}} \qquad (9b)$$

$$Q_n = \left\{1 + \left(\sqrt{\frac{\lambda_x\,\lambda_y}{\alpha_x}}\right) \operatorname{tgh}\left[\sqrt{\frac{\lambda_x}{\lambda_y}}\,n\,\frac{h}{2}\right]\right\} \cosh\left(\sqrt{\frac{\lambda_x}{\lambda_y}}\,n\,\frac{h}{2}\right) \qquad (9c)$$

α_x ist die Wärmeübergangszahl in x-Richtung und ist von Mitte des Modelles zu den Endflächen verschieden und muss in Gl. (8) berücksichtigt werden.

Die Reihen für P_n und Q_n sind rasch konvergierend. Q_n berücksichtigt die Kühlung des Elementes in der y-Richtung in Schnitt B-B senkrecht zur x-Achse

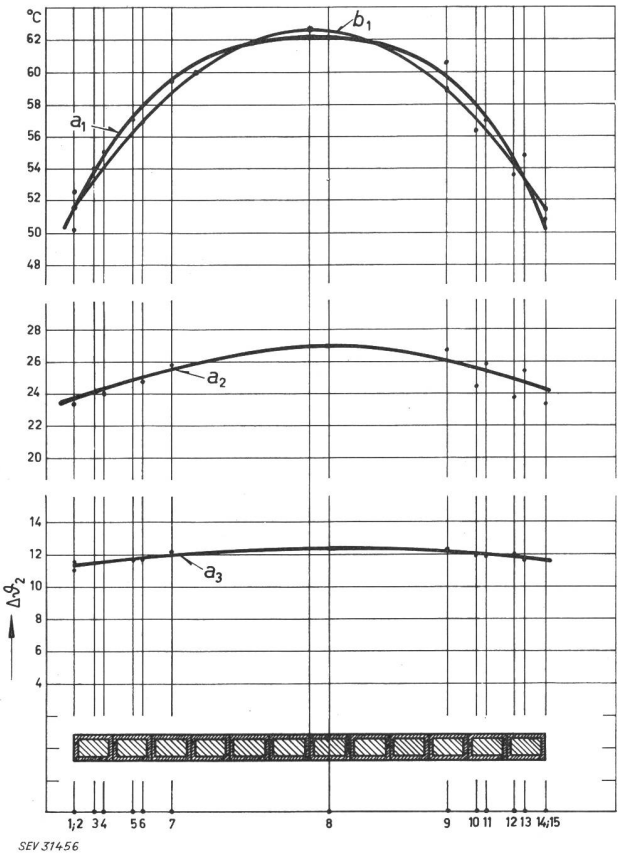


Fig. 14
Verteilung der Erwärmung $\Delta\vartheta_2$ bei variabler Stromdichte im Modell

a_1 gemessene Kurve für $J = 7{,}5$ A/mm²; b_1 berechnete Kurve für $J = 7{,}5$ A/mm²; a_2 gemessene Kurve für $J = 5$ A/mm²; a_3 gemessene Kurve für $J = 2{,}5$ A/mm²; *unten:* 1...15 Messpunkte im Kupfer

(vgl. Fig. 7). In der Regel genügt es, die drei ersten Glieder der Reihen von P_n und Q_n mit Hilfe des Fourierkoeffizienten n zu berechnen. λ_x und λ_y sind die Wärmeleitfähigkeiten in x- bzw. y-Richtung. Man ermittelt sie aus Gl. (10a) und (10b):

$$\lambda_{v,x} = \frac{\sum\limits_m d\,m_x \cdot \prod\limits_m \lambda_m|_x}{\sum\limits_{m,k} (d\,m \cdot \prod\limits_{m \neq k} \lambda_k)|_x} \qquad (10a)$$

$$\lambda_{v,y} = \frac{\sum\limits_m d\,m_y \cdot \prod\limits_m \lambda_m|_y}{\sum\limits_{m,k} (d\,m_y \cdot \prod\limits_{m \neq k} \lambda_k)|_y} \qquad (10b)$$

$$m = 1, 2 \ldots \ldots m$$
$$k = 1, 2 \ldots \ldots k$$

dm_x bzw. dm_y sind die Isolationsdicken in x- bzw. y-Richtung.

Da λ und α Funktionen der Koordinaten x bzw. y sind, würde sich für den allgemeinen Fall die Lösung der Differentialgleichung ausserordentlich kompliziert gestalten. Da die Wärmeleitzahl des Kupfers (385...378 W/m °C) im Temperaturbereich der Versuche etwa 1200mal grösser als diejenige der Isolation war, werden sich die Schwankungen von λ_{isol} weniger stark in Gl. (7) bemerkbar machen. Hingegen müssen die Schwankungen von α_x entsprechend Fig. 6 berücksichtigt werden.

Der Berechnung der Erwärmungsverteilung ist $\lambda_{y,x} = 0{,}83$ W/m °C, $\lambda_{y,y} = 1{,}10$ W/m °C und die Wärmeübergangszahlen $\alpha_x \mid_{x=0} = 120$ W/m² °C und $\alpha_x|_x = c/2 = 90$ W/m² °C zu Grunde gelegt. Die berechnete Kurve ist in Fig. 14 eingezeichnet (Kurve b_1).

Aus den Randbedingungen des Modelles Fig. 7 und 8 lässt sich der Temperaturgradient im Modell $\Delta\vartheta_i$ nach Gl. (11) berechnen:

$$\Delta\vartheta_i = \frac{q\,c^2}{8\,\lambda_x} \left\{1 - 4 \sum_n \frac{P_n}{Q_n} \left[1 - \cos\left(n\,\frac{c}{2}\right)\right]\right\} \qquad (11)$$

Der Temperatursprung an der Modelloberfläche (Berührungsfläche Isolation und Kühlflüssigkeit) beträgt entsprechend:

$$\Delta\vartheta_0 = \frac{q\,c}{2\,\alpha_x} \left[1 - \frac{\alpha_x\,c}{\lambda_x} \sum \frac{P_n}{Q_n} \cos\left(n\,\frac{c}{2}\right)\right] \qquad (12)$$

Wird das Modell in der x-Richtung nur an einer Fläche bespült (Fig. 17, Kurven b_1 und c_1), so muss in den Gl. (11) und (12) der Wert von $c/2$ zu c' korrigiert werden. c' ist aus der Temperaturverteilung im Modell neu zu ermitteln. Das Maximum liegt nicht entsprechend der besseren Leitfähigkeit der äusseren Elemente an die Schikanen am äusseren, die Hauptisolation berührenden Rand des Modelles.

Wird der maximale Temperatursprung in Funktion der Strömungsgeschwindigkeit aufgezeichnet, so ergibt sich Fig. 16. Für den Fall der umströmten Abteilung ist die allgemeine Korrelationsformel:

$$\alpha_{max} = A\,e^{m\,(v)^n} \qquad (13a)$$

und für den vorliegenden Fall des Modelles:

$$\alpha_{max} = 3 \cdot 10^{-2}\,p\,e^{0{,}5\,(v_{öl,ex})^{0{,}6}} \qquad (13b)$$

wobei p die Flächenbelastung und $v_{öl,ex}$ die Geschwindigkeit des Öles an den Stirnseiten des Modelles (y-Richtung) ausserhalb desselben bedeuten.

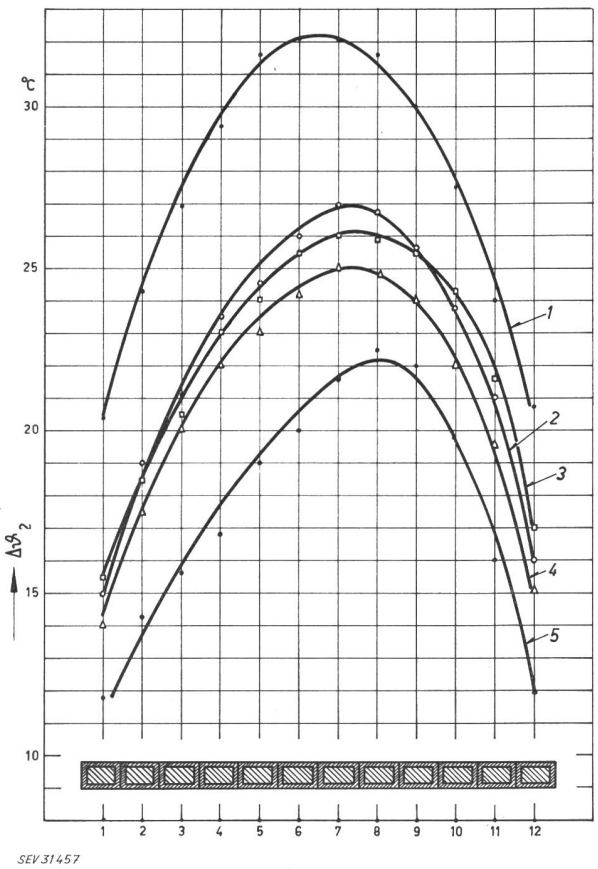


Fig. 15
Verteilung der Erwärmung $\Delta\vartheta_2$ bei variabler Spaltbreite
1 3-mm-Spalt zwischen Schikanen und Modell; *2* 5-mm-Spalt zwischen Schikanen und Modell; *3* 8-mm-Spalt zwischen Schikanen und Modell; *4* 10-mm-Spalt zwischen Schikanen und Modell; *5* Modell ohne Schikanen; $\Delta\vartheta_2 = \vartheta_i - \vartheta_{\ddot{o}l\,max}$

3. Die Temperaturverteilung über einzelne Abteilungen

Bei allen folgenden Messungen sind nachstehende Parameter konstant gehalten:

Erregerstrom I = 300 ± 2,5 A
Ölmenge Q = 15 ± 0,5 cm³/min

Die Temperaturverhältnisse in einer Abteilung in Zusammenhang mit Presspanschikanen wurden zuerst untersucht: Der Einfluss der Ölspaltbreite δ bei konstant gehaltener Abteilungsbreite zeigt Fig. 15. Kurve 5 zeigt den Temperaturverlauf über eine Abteilung ohne Schikane. Die Verhältnisse sind übersichtlich, und die Berechnung der Übertemperatur in Funktion von x kann entsprechend Gl. (8) erfolgen. Das Öl umspült die Flächen des Elementes, und die Verhältnisse sind an zwei sich gegenüberliegenden Flächen symmetrisch.

Gegenüber den beiden Längsseiten des Modelles befinden sich Presspan-Schikanen (Fig. 10), die nach Belieben verstellt werden können. Damit wird die Ölspaltbreite variiert. Die Messresultate mit Ölspaltbreiten von 3...10 mm sind in Fig. 15 und 16 zusammengestellt. Dabei wurden die Ölgeschwindigkeit $v = 7{,}37 \cdot 10^{-2}$ cm/s und die spezifische Flächenbelastung $p = 0{,}42$ W/cm² konstant gehalten.

Die Einflusstemperatur des Öles schwankte zwischen 20,1 °C und 24,6 °C, die maximale Öltemperatur auf der Rückseite des Elementes zwischen 59,7 °C und 59,5 °C. Die Kurven 1...4 der Fig. 15 zeigen die Temperaturverteilung bei Ölspaltbreiten von 10...3 mm. Ölspalten über 10 mm kommen praktisch nicht vor, sind auch vom kühlungstechnischen Standpunkt wenig wirksam. Die Verhältnisse sind im Bereich von δ = 5...10 mm sehr ähnlich, so dass der Kühlungseffekt über 5 mm Ölspaltbreite einen geringen Vorteil bringt. Der grösste Erwärmungsunterschied liegt zwischen 3 und 5 mm Ölspaltbreite. Um den Hot-Spot zu erniedrigen, muss die Ölströmung intensiviert oder die Kanallänge verkleinert werden. Bei einer bestimmten Flächenbelastung ist die Wärmeübergangszahl eine Funktion der Strömungsgeschwindigkeit und des Verhältnisses δ/c.

Aus den Messungen der Erwärmung (Fig. 15 und 16) wurde die maximale Wärmeübergangszahl α_{max} in Funktion des Verhältnisses δ/a abgeleitet:

$$\alpha_{max} = 2{,}5 \cdot 10^{-2}\, p\, e^{3{,}41\,(\delta/a)^{0{,}16}} \tag{14}$$

Dabei sind δ die Ölspaltbreite und a die radiale Spaltlänge zwischen Abteilung und Schikane. Mit Hilfe der Gl. (13b) und (14) sowie den Fig. 2, 3, 13 und 16 erhält man die allgemeine Korrelationsgleichung für die Wärmeübergangszahl α_{max} im Ölspalt zwischen den Abteilungen oder zwischen einer Abteilung und der Schikane:

$$\alpha_{max}\frac{\delta}{\lambda_f} = 30\left(\frac{v_{fl}\,\varrho_{fl}\,\delta}{\mu_{fl}}\right)^{0{,}6}\left(\frac{c_f\,\mu_{fl}}{\lambda_{fl}}\right)^{0{,}25}\left(\frac{\delta}{a}\right)^{0{,}55} \tag{15}$$

Der Index f bezieht sich auf die Kühlflüssigkeit. In Gl. (15) ist die Entstehung von Vortexspiralen im Ölspalt nicht besonders berücksichtigt. Der Wärmetransport in den Ölspalten eines Transformators vollzieht sich nicht durch linearen Momententransport, sondern durch spiralförmige Vortexbahnen. Die Vortexspiralen [6] haben Torusform, weisen also keinen Anfang und kein Ende auf und rotieren um ihre kreisförmige Achse. Den Vortexspiralen, die bereits bei sehr niedrigen Reynoldschen Zahlen auftreten, ist die Intensivierung der Kühlung zu verdanken. Die Kühlflüssigkeit, die ausserhalb der Abteilung fliesst, dringt nicht in den Ölspalt ein.

Die Wärmeübergangszahl an beiden Stirnseiten der Abteilung wird aus Gl. (16) ermittelt:

$$\alpha\,\frac{d_m}{\lambda_{mfl}} = 0{,}023\left(\frac{d_m\,v\,\varrho}{\mu_{mfl}}\right)^{0{,}8}\left(\frac{c_{fl}\,\mu_{fl}}{\lambda_{mfl}}\right)^{0{,}4} \tag{16}$$

Darin ist d_m der hydraulische Durchmesser des Kühlkanals um die Wicklung.

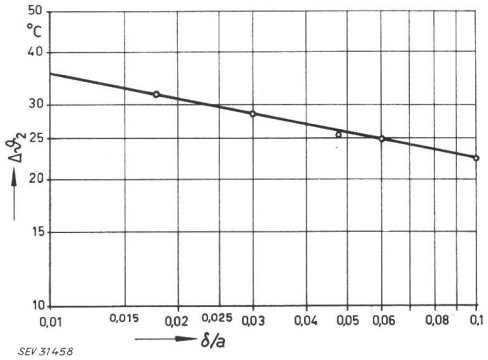


Fig. 16
Maximale Erwärmung $\Delta\vartheta_2$ der Abteilung in Funktion der radialen Spaltbreite zur Spaltlänge δ/a
Die Strömungsgeschwindigkeit ausserhalb der Abteilung ist konstant

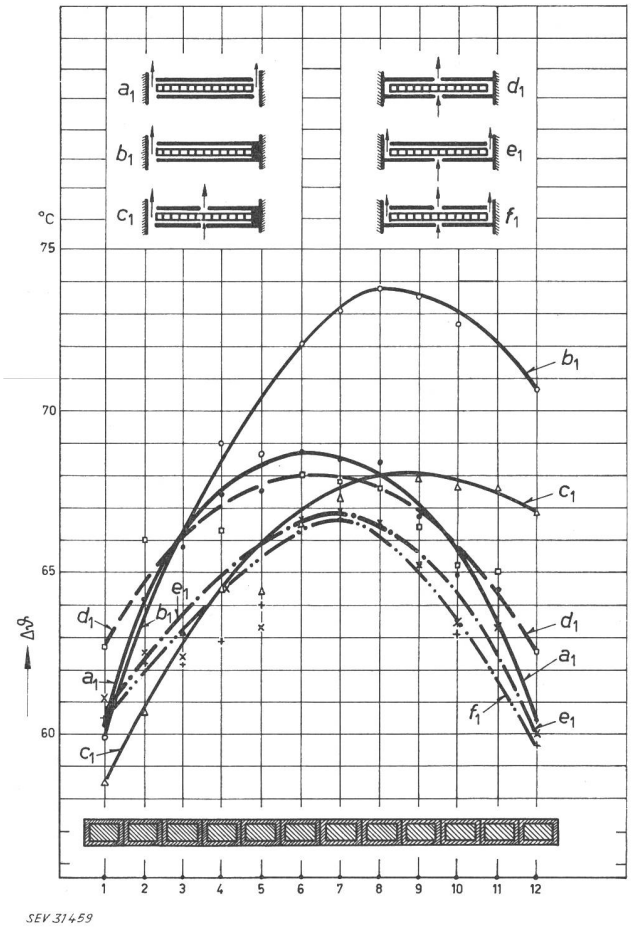


Fig. 17
Verteilung der Erwärmung des Kupfers $\Delta\vartheta$ über eine Abteilung bei verschiedenen Ölströmungsanordnungen $a_1 \ldots f_1$

In Fig. 17 sind verschiedene Anordnungen der Schikanen im Zusammenhang mit einer Abteilung gezeigt. Bei einseitiger Kühlung entsprechend b_1 verschiebt sich der Hot-Spot in Richtung der Hauptisolation. Die Erwärmung nimmt bei verschiedenen Verhältnissen δ/a bei gewählten Oberflächenbelastungen rasch zu. Der Hot-Spot liegt nicht an der festen Isolation, da hier die Wärmeübergangszahl an die Hauptisolation grösser ist als zwischen dem Kühlöl und der Elementisolation im Ölspalt. Diese Erscheinung führt im Ölspalt zur raschen Alterung des Öles, sie schafft auch unkontrollierbare Verhältnisse im Transformator.

Eine Unterbrechung der Schikane entsprechend c_1 führt zu besseren Verhältnissen, ohne dass die elektrisch hochbeanspruchten Teile ihrer Isolation zu Gunsten besserer Kühlung beraubt werden müssen. Die Kurven $d_1 \ldots f_1$ zeigen weitere Kombinationen. Der Ölspalt zwischen der Abteilung und der Schikane wurde mit 5 mm konstant gehalten. Die Unterbrechungen zwischen Schikane betrugen jeweils ebenfalls 5 mm.

In Fig. 18 sind die Erwärmungsverhältnisse an unterteilten Abteilungen in Kombination mit Schikanen gezeigt. Die Kurve a_1 zeigt die Verteilung der Erwärmung über eine von zwei Seiten umspülte Abteilung. Die maximale Erwärmung des Kupfers erreichte etwa 68,5 °C. Der Ölspalt an beiden Längsseiten des Elementes zwischen Schikanen und Element betrug 5 mm. Bei sonst gleichen Verhältnissen, aber Unterteilung des Elementes durch einen Ölspalt in der Mitte, entsprechend Fig. 8b, sank die maximale Erwärmung um 14,5% (Kurve a_2). Die Verbesserung der Kühlung ist nur zum geringen Teil der Vergrösserung der Kühlfläche zuzuschreiben. Eine weitere Unterteilung der Abteilung entsprechend Fig. 8c und Kurve a_3 führt zu einer weiteren Reduktion von 9%. Die asymmetrische Unterteilung der Abteilung gemäss b_2 ergibt einen Maximalwert von 51,5 °C, der etwa 3,5% tiefer liegt als der Fall b_1. Bei den Messungen wurde $\Delta\vartheta_1 = \vartheta_i - \vartheta_{ein}$ in Funktion der Lage des Elementes im Modell aufgezeichnet. Die Eingangstemperatur ϑ_{ein} des Öles schwankte bei allen Messungen der Fig. 18 zwischen 23,5 und 27,2 °C. Die Maximaltemperatur des Öles betrug an der Zuflusseite des Elementes 46,5...57,3 °C und an der Abflussrichtung des Modelles 52,5...62,7 °C.

Die gleichzeitige Unterteilung der Abteilung und der Schikane zwecks Verbesserung der Strömungsverhältnisse führt zu einer erheblichen Reduktion des Temperatursprunges von der Maximaltemperatur des Öles zum Hot-Spot der Abteilung gegenüber dem Fall a_1. Diese Reduktion, die aus Kurve a_2 zu entnehmen ist, beträgt gegenüber Fall a_1 etwa 20%. Die günstigeren Kühlverhältnisse ermöglichen eine bessere Ausnützung des aktiven Leitermaterials ohne starke thermische Überbeanspruchung der Leiter- bzw. der Paketisolation. Der wichtigste Vorteil liegt in der Ausschaltung einer Anzahl von stagnierenden Ölnestern.

Für die Fälle a_2, a_4 und b_3 kann die Gl. (15) zur Berechnung der Erwärmung verwendet werden. Jede

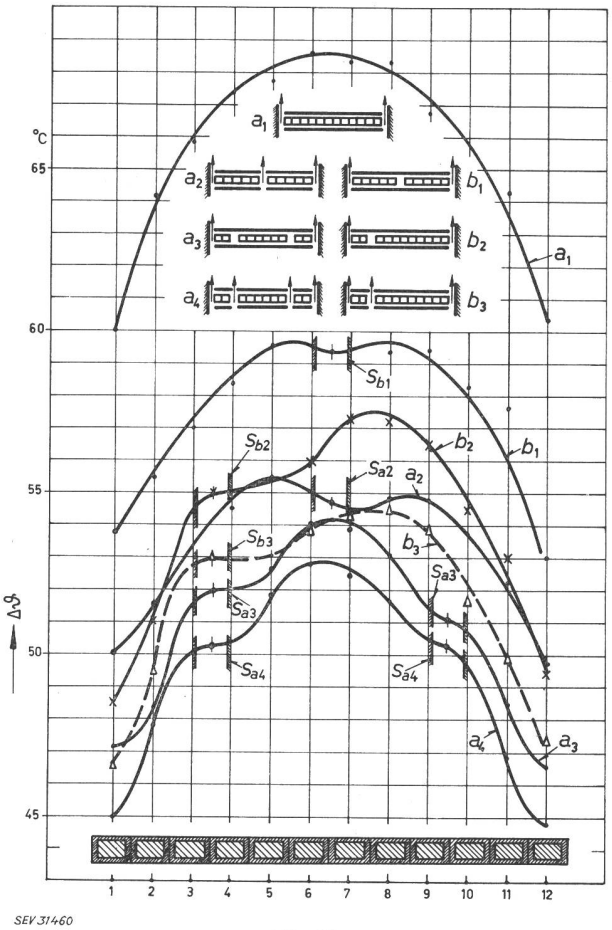


Fig. 18
Verteilung der Erwärmung des Kupfers $\Delta\vartheta$ über eine Abteilung
Die Abteilungen sind mit einer oder mehreren Strömungslücken ausgestattet $a_1 \ldots a_4$ und $b_1 \ldots b_3$
S Lage der Schikanen

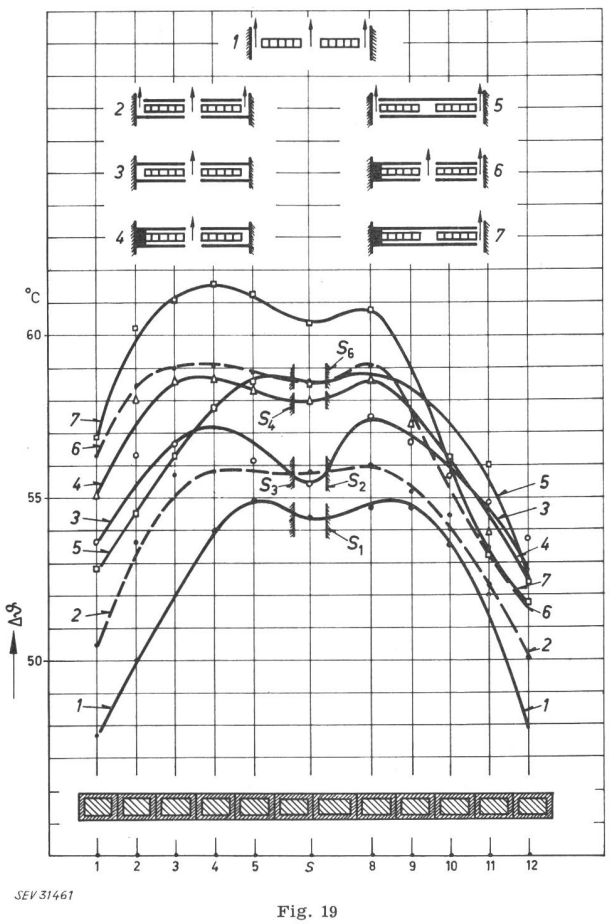


Fig. 19
Verteilung der Erwärmung des Kupfers $\Delta\vartheta$ über eine Abteilung
Die Abteilungen 1...7 weisen eine Ölströmungslücke in der Mitte auf
S Lage der Schikanen

Teilspule wiedergibt die Verhältnisse der Abteilung a_1.

Der Ölspalt zwischen Leitern einer Abteilung (Lücke) hat im Transformator meistens die Breite des Ölspaltes zwischen Schikane und Abteilung oder zwischen zwei Abteilungen. Er kann mit 5 mm angenommen werden. Eine weitere Ausdehnung der Lücke ergib tradial breite Abteilungen und führt zu unnützer Platzverschwendung.

Die Messungen in Fig. 18 können weiter mit denjenigen der Fig. 19 verglichen werden. Fig. 19 veranschaulicht $\Delta\vartheta_1 = \vartheta_i - \vartheta_{ein}$ für verschiedene Kühlverhältnisse, wobei die Abteilungen mit nur einer Lücke in der Abteilungsmitte betrachtet werden. Die unsymmetrischen Verhältnisse der Kurven *1*, *3* und *5* in diesen Messungen ist auf Schwankungen in der Ölströmung im Modell zurückzuführen. Kurve *5* der Fig. 19 kann direkt mit der Kurve b_1 verglichen werden. Damit kann die Parallele zwischen den Kurven der Fig. 18 und 19 gezogen werden.

Die Eingangstemperatur des Öls schwankte bei den verschiedenen Messungen zwischen 22,2 und 25,2 °C, die maximale Öltemperatur an der Zuflusseite des Modells bei den Kurven *2*...*7* zwischen 43,6 und 48,7 °C, an der Abflusseite zwischen 52,9 und 56,1 °C. Die Verteilung der Öltemperatur an beiden Modellseiten war im Fall *1* gleichmässig und betrug an der angeströmten Seite 51,2 °C und an der wegfliessenden Seite 55,7 °C.

Die Verbesserung der Kühlung von Fall *7* auf *6* war 4% und kann als eher bescheiden betrachtet werden.

Interessant ist die Betrachtung, dass die maximale Erwärmung $\Delta\vartheta_1$ für Kurve *4* um etwa 1% tiefer liegt als Kurve *6*. Der Temperatursprung gegenüber der maximalen Öltemperatur beträgt für Kurve *4* 28,5 °C und für Kurve *6* 26,1 °C.

Lässt man die Schikanen um die Abteilung gänzlich weg (Kurve *1*), so lässt sich aus Gl. (17) die Verteilung der Erwärmung $\Delta\vartheta_2$ berechnen:

$$\Delta\vartheta = K q \frac{a}{2\alpha_x} + \frac{q}{2\lambda_x} \cdot$$

$$\cdot \left\{ \left(\frac{a}{2}\right)^2 - x^2 - a^2 \sum_n \frac{P_n}{Q_n} \cos(n x) \cos \mathrm{h}\left[\sqrt{\frac{\lambda_x}{\lambda_y}}\, n y\right] \right\} \quad (17)$$

a ist die Teilspulenbreite zwischen zwei Kühllücken parallel zur y-Achse. Der Maximalwert der Erwärmung $\Delta\vartheta_{2max}$ für Kurve *1* betrug 22,0 °C gemäss der Messung und $\Delta\vartheta_{2b} = 20{,}5$ °C der Berechnung aus Gl. (17). Der Unterschied beträgt etwa 3%, wobei $\Delta\vartheta_2 = \vartheta_i - \vartheta_{öl/max}$.

In Fig. 20 sind die Verhältnisse an Abteilungen mit verschieden angeordneten Lücken in Schikanen und Abteilungen untersucht. Die Messreihe der Kurven *1* und *2* sind Wiederholungen, um den Vergleich der Messungen der Fig. 20 mit denjenigen der Fig. 18 und 19 zu ermöglichen.

Die Messpunkte der Kurve *7* liegen, verglichen mit den Werten der Kurve *1*, um etwa 0,6 °C tiefer. Wenn auch der kleine Unterschied im Streubereich der Messung liegen sollte, ist das Resultat insofern wichtig, als der Fall *7* sich aus isoliertechnischen Gründen für Hochspannungstransformatoren ausgezeichnet eignet.

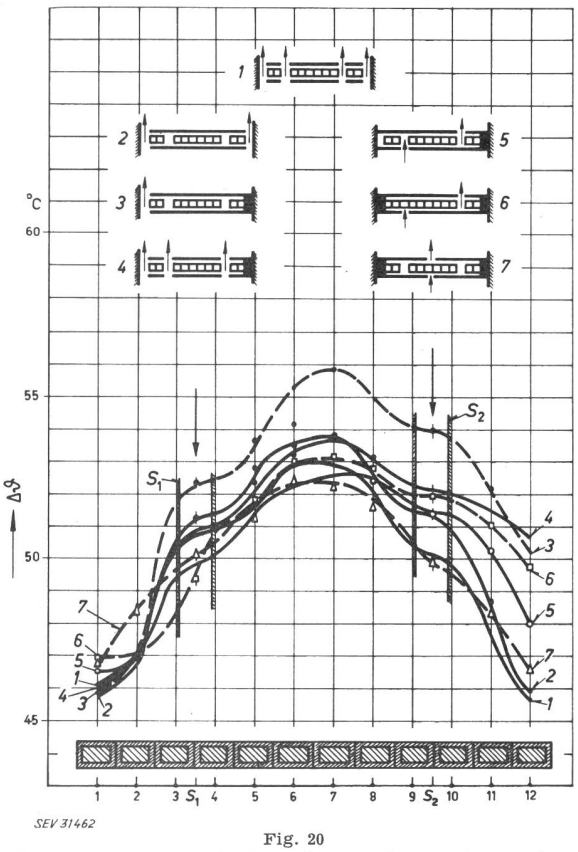


Fig. 20
Erwärmung des Kupfers $\Delta\vartheta$ über eine Abteilung bei verschiedenen Ölströmungsbildern 1...7
Bezeichnungen siehe Fig. 19

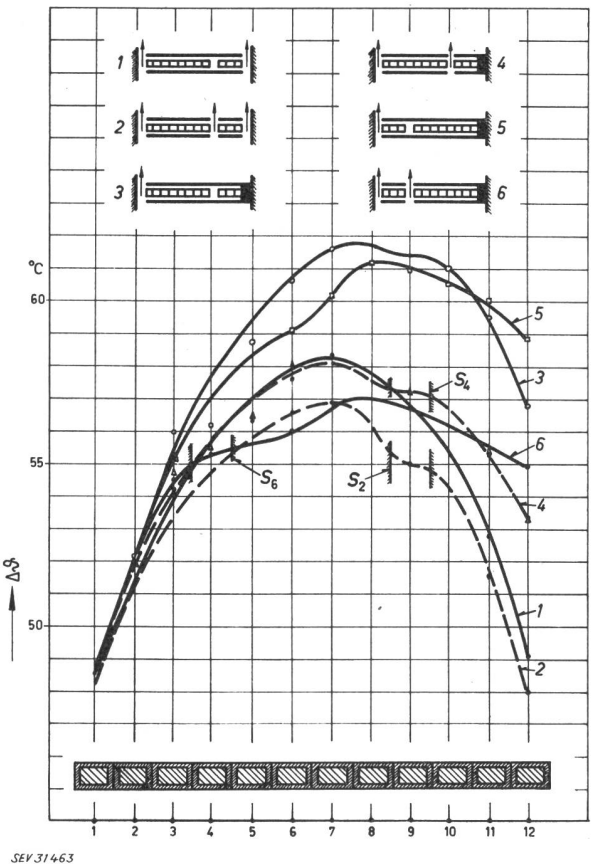


Fig. 21
Erwärmung des Kupfers $\Delta\vartheta$ über eine Abteilung bei unsymmetrischen Kühlbedingungen 1...16
Bezeichnungen siehe Fig. 19

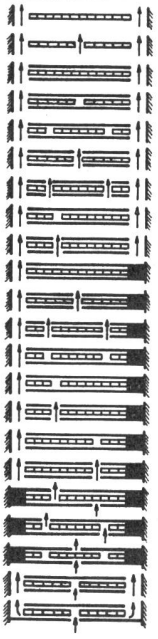
Die Temperaturzunahme $\Delta\vartheta_2$ betrug 26 °C bei einer Maximaltemperatur des Öles von 53 °C. Die Lücken in der Abteilung waren, wie in allen besprochenen Fällen, 14 mm breit und ergaben zu günstige Kühlverhältnisse. Im Transformator, wo die Breite der Lücke in der Abteilung normalerweise der Lückenbreite in der Schikane entspricht, dürfen die Verhältnisse ungünstiger liegen.

Eine mehrfache Unterteilung der Abteilung entsprechend Kurve *3* zeigt keine Verbesserung der Kühlung. Bessere Resultate erzielt man mit der Anordnung nach Fall *5*. Dieser ist ebenfalls aus isoliertechnischen Gründen bei Hochspannungstransformatoren interessant.

Die Erwärmungsverhältnisse von Abteilungen mit asymmetrisch angeordneten Lücken zeigt Fig. 21. Bei den Messungen betrug die Öleintrittstemperatur 21,9...22,8 °C im Mittel und die maximale Öltemperatur an der Zuströmungsseite des Modells 45,6...47,0 °C, an der Rückseite der Abteilung 50,5...52,1 °C. Der maximale Temperatursprung im Fall *3* betrug gegenüber dem wärmsten Punkt des Ölbades 34,8 °C und im Falle der Kurve *5* nur 33 °C. Unterbricht man die Schikane durch Lücken von je 5 mm (entsprechend der Spaltbreite zwischen Abteilung und Schikane), so ergeben sich die Erwärmungsverhältnisse der Kurven *4* und *6*. In den Figuren ist nicht die Lückenbreite der Schikane, sondern diejenige des Modelles eingezeichnet. Der Erwärmungsunterschied der Kurve *4* gegenüber Kurve *3* betrug etwa 6,5%. Die maximale Erwärmung der Abteilung gegenüber dem heissesten Punkt im Ölbad betrug für Kurve *4* etwa 30 °C und ist somit rund 10% tiefer als im Falle *3*. Der Unterschied der maximalen Erwärmung zwischen Kurven *4* und *6* ist bescheiden. Er beträgt für $\Delta\vartheta_1$ etwa 2%.

Messergebnisse von Einzelabteilungen

Tabelle I

Nr.	Anordnung	Figur	Öltemperaturen			Kupfererwärmung		Vergleichsfaktor
			ϑ_{ein} °C	$\vartheta_{max,\,zu}$ °C	$\vartheta_{max,\,ab}$ °C	$\Delta\vartheta_{1\,max}$ °C	$\Delta\vartheta_{2\,max}$ °C	k
1		14	23,8	59,0	64,8	62,0	21,0	68,5
2		19	24,5	51,2	67,6	55,0	11,9	38,3
3		17	23,0	57,3	62,7	68,7	30,7	100,0
4		18	22,2	47,2	52,9	59,8	28,9	94,0
5		20	23,5	43,4	51,7	54,2	26,1	85,0
6		18	27,2	51,0	56,0	55,5	26,7	87,0
7		18	23,5	43,4	54,5	52,9	21,9	71,4
8		21	21,9	48,5	53,6	58,2	26,5	86,4
9		21	23,4	46,2	57,1	56,9	23,2	75,6
10		17	23,0	53,7	60,9	73,8	35,9	121,2
11		19	23,5	43,8	55,3	59,1	26,3	85,7
12		20	24,8	47,3	54,9	53,7	24,6	80,1
13		20	26,1	48,2	52,1	55,9	29,9	97,4
14		21	23,4	45,6	53,6	61,2	31,0	101,0
15		21	24,2	46,2	52,6	57,0	28,8	93,8
16		21	22,8	47,8	52,3	61,7	32,2	105,0
17		21	22,8	48,7	56,4	58,1	24,5	79,8
18		20	25,6	42,8	51,2	53,2	27,6	90,0
19		20	25,1	44,9	50,9	51,6	25,8	84,0
20		20	27,0	45,5	54,7	52,3	24,6	80,2
21		—	25,2	48,7	53,6	55,2	26,8	87,3
22		—	24,0	51,5	62,5	69,0	30,5	99,3

Die Messungen sind mit der Ölspaltbreite von 5 mm zwischen Schikane und Abteilung durchgeführt.
Die Lücken zwischen Abteilungsabschnitten betragen 14 mm, die Lücken zwischen Teilen der Schikanen 5 mm.
Die Stromdichte bei den Messungen betrug 7,5 A/mm², die Flächenbelastung 0,42 W/cm² und die Ölmenge 15 cm³/min.
Der Vergleichsfaktor $k = \Delta\vartheta_{2\,max,\,t} / \Delta\vartheta_{2\,max,\,3}$

Die Reduktion der Erwärmung $\Delta\vartheta_2$ von Fall *5* zu Fall *6* beträgt (33—27 = 6 °C) etwa 22%. Die Ermittlung von $\Delta\vartheta_2$ für asymmetrische Fälle kann durch Gl. (17) geschehen, wobei in diesem Fall q die spezifische Volumenbelastung und a die Ölspaltlänge jeder Teilspule bedeuten.

Um einen Überblick über die verschiedenen Messungen zu schaffen, wurde die Anordnung *3* in Tabelle I als Einheit angenommen und die anderen Werte des Temperatursprunges gegenüber dem heissesten Punkt des Ölbades auf diesen Wert bezogen. Tabelle I veranschaulicht die Erwärmung $\Delta\vartheta_{1max}$ (maximale Erwärmung des Modelles gegenüber der Öleintrittstemperatur) und $\Delta\vartheta_{2\,max}$ (maximale Erwärmung des Modelles gegenüber dem heissesten Punkt des Öles ausserhalb des Ölspaltes) für verschiedene Anordnungen der Lücken und Schikanen in Kombination mit einer Abteilung. Zudem sind dann die Maximalwerte der Öltemperatur an beiden Modellflächen angegeben. Einzelne Angaben können den Kurvenblättern entnommen werden.

4. Erwärmung von Doppelabteilungen

Das thermische Modell erweist sich zur Untersuchung des thermischen Verhaltens von Doppel- und Mehrfachabteilungen als sehr nützlich. Mit nur wenig Änderungen kann eine Einfachabteilung in eine Mehrfachabteilung umgewandelt und die bisher ermittelten Kenntnisse an Einfachabteilungen hier erweitert werden.

Die Modelle nach Fig. 8 können durch Hartlöten eines Kupfersteges einseitig an zwei Abteilungen in eine Doppelabteilung umgewandelt werden. Die Erwärmungsmessungen sind in den Fig. 22, 23 und 24 zusammengestellt. Da im Abschnitt 3 alle im Transformatorenbau vorkommenden Fälle von Kühlmöglichkeiten untersucht und in Tabelle I zusammengestellt sind, wurden Vergleichsmessungen an Doppelabteilungen nur von einigen der wichtigsten Fälle durchgeführt. Schlussfolgerungen von Einfach- zu Doppelabteilungen sind durch direkte Vergleiche möglich. Die Resultate der Messungen können der Tabelle II entnommen werden.

In den Untersuchungen von Fig. 22 sind die Stirnseiten und die Flächen senkrecht zur Ölströmung frei

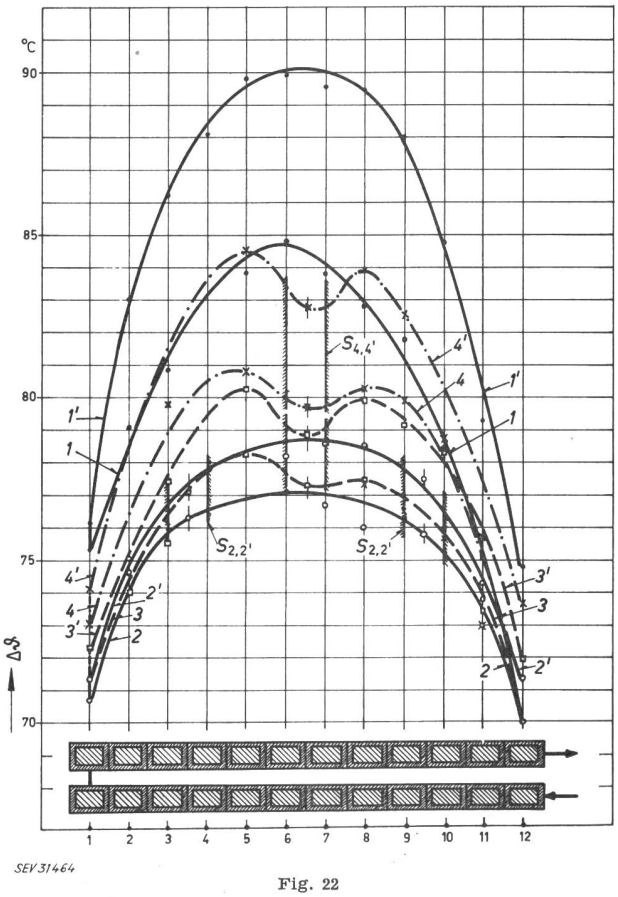


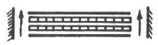
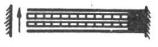
Fig. 22
Erwärmung des Kupfers $\Delta\vartheta$ einer Doppelabteilung bei symmetrischen Kühlbedingungen
1...4 ohne Schikanen; 1'...4' mit Schikanen *S*

vom Öl bespült. Das Öl fliesst von unten nach oben (Bildebene) mit konstanter Menge von 15 cm³/min, wie in den meisten obigen Untersuchungen des Abschnittes 3. Ebenso ist der Leiterstrom von 300 A konstant gehalten.

Kurve *1* bzw. *1'* von Fig. 22 zeigt die Erwärmung der Doppelabteilung. Kurve *1* ist die Erwärmungskurve der zugeströmten Abteilung, *1'* der hinteren Abteilung. Die Öleintrittstemperatur betrug bei der Mes-

Messergebnisse von Doppelabteilungen

Tabelle II

Nr.	Anordnung	Figur	Öltemperaturen			Kupfererwärmung		Vergleichsfaktor
			$\vartheta_{Öl,ein}$ °C	$\vartheta_{Öl,max,zu}$ °C	$\vartheta_{Öl,max,ab}$ °C	$\Delta\vartheta_{1,max}$ °C	$\Delta\vartheta_{2,max}$ [1] °C	k
1		22, 24	25,2	71,2	80,4	90,1 84,8	31,8	100
2		22	26,5	70,7	78,8	84,6 80,9	30,4	95,5
3		22	24,4	67,3	74,8	80,2 78,3	28,9	90,9
4		22	26,2	68,4	75,3	78,8 77,1	26,7	84
5		23, 24	24,2	66,6	78,8	93,2 89,0	36,7	115,4
6		23	23,9	65,1	74,3	87,3 84,0	35,2	110,5
7		23, 24	23,2	64,8	70,7	81,2 79,8	32,0	100,6
8		23	26,7	69,2	77,7	79,1 77,8	27,4	86,1

[1]) $\Delta\vartheta_{2,\,max}$ ist aus der Mittelwertskurve der oberen und unteren Abteilung entnommen.
Weitere Bemerkungen siehe Tabelle I.

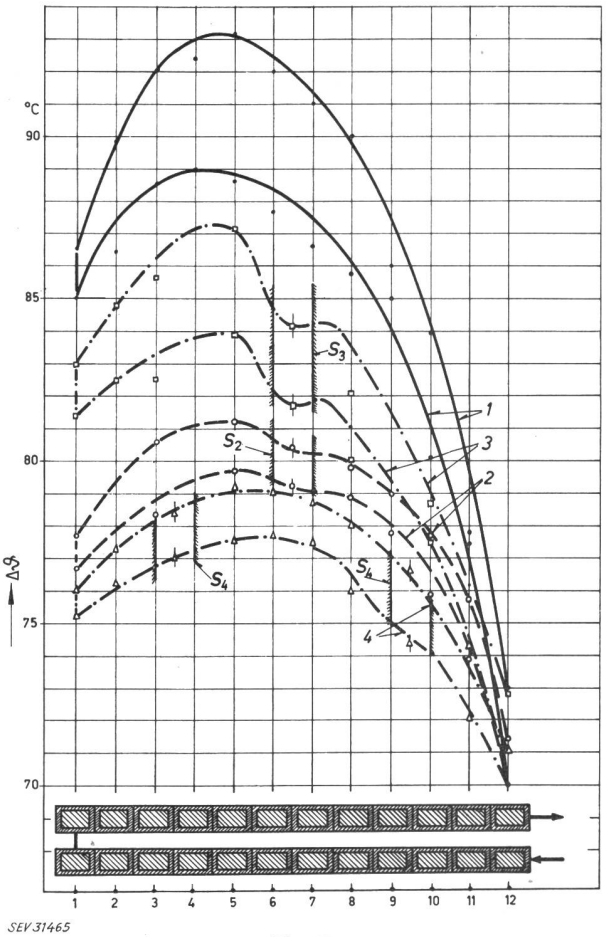


Fig. 23
Erwärmung des Kupfers $\Delta\vartheta$ einer Doppelabteilung bei unsymmetrischen Kühlbedingungen
Bezeichnungen siehe Fig. 22

sung 21,2 °C, die maximale Öltemperatur ausserhalb der Doppelabteilung 80,4 °C. Die Zunahme der Erwärmung von der unteren zur oberen Abteilung betrug etwa 6,6% der Erwärmung der unteren Abteilung.

Die Zunahme der Erwärmung von der unteren zur oberen Abteilung ist durch die Zunahme der Öltemperatur ausserhalb der Doppelabteilung bzw. durch die schlechteren Kühlverhältnisse bedingt. Die Zunahme der Öltemperatur ausserhalb der Doppelabteilung erfolgt entsprechend Gl. (18):

$$\vartheta_{öl} = A + By + cy^m \qquad (18)$$

worin A, B, C und m konstante, aus der Messung der Öltemperatur an verschiedenen Punkten der Ölströmung zu ermittelnde Grössen sind. Die Koordinate y in Richtung der Ölströmung wird so nahe wie möglich an die Doppelabteilung angelegt. Durch Einführung einer Lücke in der Mitte jeder Abteilung bzw. jeder Schikane gemäss Kurven *3* und *3'* war die Reduktion des Temperaturgradienten 11,0% bzw. 7,7%, bezogen auf Kurven *1* und *1'*. Eine weitere Unterteilung der Abteilungen bzw. Schikanen entsprechend der Kurven *2* und *2'* führte zu einer Reduktion der Erwärmung von 12,6% bzw. 9,0%, auf die Kurven *1* und *1'* bezogen, oder 1,8% bzw. 1,5% auf die Kurven *3* und *3'* bezogen. Die Verhältnisse bestätigen die Resultate des Abschnittes 3. Betrachtet man die Fig. 23 oder die Tabelle II, so beträgt die Reduktion der Erwärmung der Doppelabteilung gegenüber der heissesten Öltemperatur ausserhalb der Doppelabteilung bei einer Lücke in der Abteilungsmitte 9,1%. Bei zweimaliger Unterteilung der Doppelabteilung ist die Reduktion 16%, bezogen auf Kurven *1* und *1'*. Kurven *4* und *4'* der Fig. 22 veranschaulichen die Erwärmungswerte der Elemente bei unterteilten Abteilungen mittels zwei dünnen, jedoch ungeteilten Schikanen.

Bei unsymmetrischen Kühlverhältnissen entsprechend der Fig. 23 ergibt die Unterteilung der Abteilungen eine Reduktion der Erwärmung gegenüber Kurven *1* und *1'* 12,9% bzw. 10,3%. Die weitere Unterteilung der Doppelabteilung gemäss Kurven *4* und *4'* ergeben die Reduktionen von 15,1% bzw. 12,6%, auf Kurven *1* und *1'* obere bzw. untere Abteilung bezogen, oder 2,6% bzw. 2,5% auf die Kurven *2* und *2'* bezogen.

Die Kurven der Fig. 24 sind Mittelwerte der Erwärmung bei symmetrischen und unsymmetrischen Kühlverhältnissen. Der unmittelbare Vergleich der Kurven *1* und *2* zeigt, dass der Temperaturgradient bei unsymmetrischer Kühlung, aber sonst gleichbleibenden Bedingungen um 15,5% höher liegt. Die Unterteilung der Abteilungen in der Mitte ergibt in diesem besonderen Fall nahezu den gleichen Erwärmungswert wie Kurve *1*.

5. Schlussfolgerungen

In Hochspannungstransformatoren ist eine starke Leiterisolation aus wärmetechnischen Gründen unzweckmässig. Die Spannung zwischen benachbarten

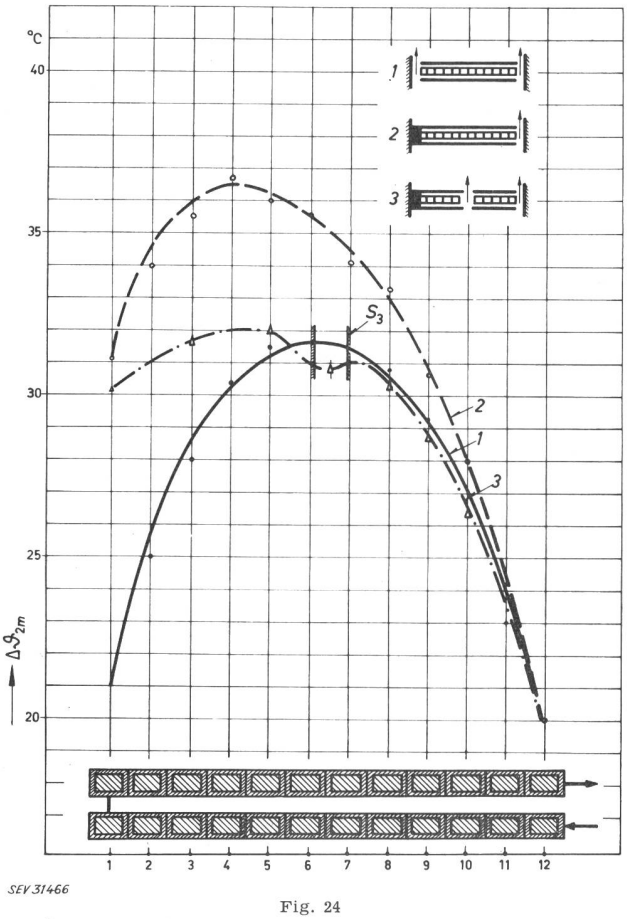


Fig. 24
Verteilung der mittleren Erwärmung des Kupfers $\Delta\vartheta_{2m}$ bei symmetrischer *1* und unsymmetrischer Kühlung *2...3* einer Doppelabteilung
S axialer Ölspalt

Windungen einer Abteilung kann höchstens der Abteilungsspannung entsprechen (verschachtelte Wicklungen). In den meisten anderen Fällen ist sie niedriger. Daher ist die Verstärkung der Isolation einer Doppelabteilung durch zusätzliche Schikanen notwendig. Der axiale Ölstrom durch die Abteilungen und Doppelabteilungen darf durch die Schikanen nicht unterbrochen oder umgeleitet werden. Bei unsymmetrischen Kühlverhältnissen ist die Einführung einer Lücke in jeder Abteilung notwendig. Mehrmaliges Unterteilen der Abteilungen reduziert zwar die maximale Erwärmung und den Temperatursprung vom Öl zur Spulenoberfläche, doch ist der erzielte Gewinn bei zunehmender Unterteilung immer geringer. Die Platzverschwendung ist hingegen gross, da die Breite einer Lücke mindestens gleich der Spaltbreite sein muss. Die minimale Spaltbreite von 3 mm darf nur bei stark forcierter Ölströmung oder schwach belasteten Abteilungen unterschritten werden. Die Ölspaltbreite über 5 mm bringt keinen Gewinn.

Eine Veredelung der Leiterisolation [5] durch chemische Prozesse zwecks Erhöhung der Alterungsbeständigkeit muss mit Verbesserungen der Kühlung parallel gehen. Dabei darf die Wärmeleitfähigkeit des Isoliermaterials keine Verschlechterung erfahren, da sonst der erzielte Gewinn wiederum schwindet.

Die Zunahme der Ölgeschwindigkeit quer zur Abteilung ist mit der Flächenbelastung der Abteilung zu koordinieren. Wird eine gewisse Ölgeschwindigkeit überschritten, so ist der erzielte Gewinn zwecks Reduktion der Erwärmung nur gering.

Das Verhältnis der Abteilungsbreite zur Spaltbreite ist aus wärmetechnischen Gründen eine Funktion der spezifischen Flächenbelastung, der Ölgeschwindigkeit und des Verhältnisses α/λ.

Der Eintritt der Kühlflüssigkeit in den Spalt zwischen den Abteilungen ist zum Verhältnis der Spaltbreite zur Spaltlänge und zu der Reynoldschen Zahl der Strömung korrelativ. Bei sehr niedrigen Reynoldschen Zahlen ausserhalb der Abteilung wird kaum ein Eintreten der Kühlflüssigkeit in den Spalt erfolgen. Die Kühlung erfolgt durch stationären Wärmeaustausch der einzelnen Ölschichten im Spalt. Durch Turbulenzbildung bei hohen Reynoldschen Zahlen dringt die Kühlflüssigkeit im Spalt nur wenige Millimeter ein. Im Spalt wird ebenfalls eine Wirbelbildung entstehen, durch welche ein besserer Wärmeaustausch zwischen der stagnierenden Kühlflüssigkeit und der Aussenströmung stattfindet (Vortexspiralen). Bei einer bestimmten Reynoldschen Zahl kann eine kritische Zahl $k = \delta/a$ ermittelt werden, bei welcher die Wärmeverhältnisse optimal sind. Bei Verhältniszahlen oberhalb $k_{krit.}$ verschlechtern sich die Kühlbedingungen und $\Delta\vartheta_{max}$ steigt. Die Vortexbildung, die zur Intensivierung der Kühlung führt, setzt bereits im laminaren Strömungsbereich ein.

Eine einseitige Verbesserung der Wärmeübergangszahl α ist nicht zu empfehlen. Sehr gute Verhältnisse können erzielt werden wenn das Verhältnis λ_y/α durch Wahl und Anordnung der Leiterisolation verbessert wird. Dies kann vor allem durch Verstärkung der Abteilungs- und Doppelabteilungsisolation geschehen. Es empfiehlt sich, den radialen Ölspalt durch Presspanschikanen zu unterteilen, wobei jeder Teilspalt mindestens 3 mm breit sein sollte. Dabei sind die mit der Kühlflüssigkeit in Berührung stehenden Flächen weniger stark zu isolieren. Durch Mitwickeln eines Isolierstreifens zwischen benachbarten Windungen einer Abteilung wird die Einbusse der Durchschlagsfestigkeit wieder wettgemacht.

Bei einseitigen Kühlverhältnissen ist die asymmetrische Anordnung von axialen Kühlkanälen von grösserem Vorteil als die in der Mitte der Abteilung angeordneten Kanäle. Gute Resultate erhält man, wenn der Kanal in etwa $1/4$ der radialen Breite (von innen nach aussen betrachtet) angeordnet wird. Die Breite des axialen Spaltes darf im minimum der radialen Spaltbreite entsprechen.

Literatur

[1] *Schmidt, E.:* Technische Thermodynamik. Berlin: Springer 1952. S. 368.

[2] *Gotter, G.:* Erwärmung und Kühlung elektrischer Maschinen. Berlin: Springer 1954.

[3] *Küchler, R.:* Die Transformatoren. Berlin u. a.: Springer 1956.

[4] *McAdams, W.:* Heat Transmission. New York: McGraw-Hill: 1954. S. 184 ff.

[5] *Beavers, M. F., E. L. Raab* und *J. C. Leslie:* Permalex, a New Insulation System. Trans. AIEE-III, Power App. & Systems, 79(1960)47, S. 64...73.

[6] *Taylor, J. G.:* The Transport of Vorticity and Heat through Fluids in Turbulent Motion. Proc. Roy. Soc. London-A 135 (1932) A 826, S. 685...701.

Adressen der Autoren:

Dr. *H. Brechna,* MIT National Magnet Laboratory, Cambridge, Mass. (USA), und *H. Tschudi,* H. Weidmann Aktiengesellschaft, Rapperswil (SG).