

VERFAHREN ZUR KÜNSTLICHEN KÜHLUNG DER KÜHLLUFT VON ELEKTRISCHEN GENERATOREN

Von

Á. BAKAY und L. SZÜCS

Lehrstuhl für Energiewirtschaft der Technischen Universität Budapest

(Eingegangen am 22. Oktober 1957.)

Einleitung

Bekanntlich wird die Belastungsfähigkeit von elektrischen Generatoren durch deren Erwärmung begrenzt. Die Verlustwärme muß abgeführt werden, und deshalb werden die elektrischen Generatoren mit sogenannten Kreislaufkühlern ausgestattet. Diese ist im Grunde genommen eine Kühlfläche für Luft, mittels welcher die durch den Generator kreisende Luft abgekühlt wird. Die Kühlung der Luft erfolgt im allgemeinen mittels des in den Kondensatoren des Kraftwerkes verwendeten Kühlwassers.

Diese Lösung hat bis zu gewissen Generatorengößen (etwa 30—50 MW) vollkommen entsprochen. Mit der weiteren Erhöhung der Einheitsleistungen erhöhte sich jedoch auch die abzuführende Wärmemenge und es mußte daher für ein besseres Kühlmittel als die Luft gesorgt werden. Man fand dieses Mittel im Wasserstoff. Nach der kinetischen Gastheorie steht nämlich der Wärmeleitungskoeffizient der Gase im umgekehrten Verhältnis zu ihrem Molekulargewicht. Deshalb beträgt die Wärmeleitungszahl von Wasserstoff rund das Siebenfache der Luft und ein Körper kühlt in einer Wasserstoffatmosphäre bei sonst gleichen Wärmeübergabeverhältnissen rascher ab als in einer Luftatmosphäre. Damit kann erreicht werden, daß bei gleichem Temperaturunterschied zwischen dem Kühlmittel und der Oberflächentemperatur des Generators der Wasserstoff dem Generator eine größere Wärmemenge entzieht. Durch diese Lösung wurde der Bau von Generatoren mit Leistungen von 250—275 MW ermöglicht.

Eine von der obenbeschriebenen abweichende Lösung der Kühlungsprobleme von Generatoren wurde von URBANEK vorgeschlagen.*

Das Wesen seines Vorschlages besteht darin, daß er die im Kreislaufkühler zirkulierende Luft künstlich auf eine tiefere Temperatur als die des zur Verfügung stehenden Kühlwassers abkühlt. Auf diese Weise werden die Temperaturunterschiede im Generator größer, was zur Folge hat, daß auch die übertragenen Wärmemengen sich im Verhältnis zur Steigerung der Temperatur-

* MÁNDY—URBANEK—HELLER: »Essais d'amélioration du refroidissement des turboalternateurs«. CIGRÉ 1956.

unterschiede erhöhen. Der Vorschlag ist seinerzeit für mit Rückkühlung (sonach mit wärmerem Kühlwasser) arbeitende Kraftwerke entstanden, um auf diese Weise die Belastungsfähigkeit der Generatoren zu steigern.

Im Jahre 1951 wurde eine, diesem Vorschlag entsprechende, Versuchsanlage erstellt, in der auch die Auswirkung der Kühlung auf die Belastungsfähigkeit nachgewiesen wurde. In der Folge hat sich die Aufgabe lediglich auf die Wahl einer geeigneten Kühleinrichtung beschränkt. Bei der Versuchsanlage wurde eine Ammoniakkompressor-Kühlmaschine verwendet, die sich jedoch infolge der hohen Anschaffungskosten sowie ihrer empfindlichen Betriebsverhältnisse für einen Dauerbetrieb (also keinen Versuchsbetrieb) nicht eignete.

I.

Nach diesen Vorgängen haben wir begonnen, uns mit der Ausarbeitung einer für den Generator eines einheimischen Kraftwerkes geeigneten Kühleinrichtung zu beschäftigen. Wir haben uns bemüht, eine Kühleinrichtung zu finden, die preiswert ist und sich zum Einfügen in die kalorischen und maschinellen Einrichtungen der Wärmekraftwerke gut eignet. Als Ergebnis unserer Forschungsarbeiten wurde ein, obige Gesichtspunkte befriedigendes Kühlsystem ausgearbeitet, welches sich derzeit in Ausführung befindet.

Das Wesentliche der Kühleinrichtung ist in großen Zügen das Folgende.* Ein Teil der jetzigen Kreislaufkühlerfläche wird aus der Zirkulation des zur Verfügung stehenden Kühlwassers ausgeschaltet und im so abgeschiedenen Teil künstlich gekühltes Wasser in Umlauf gebracht (Abb. 1). Das Verhältnis der Flächenunterteilung hängt in erster Reihe von der Temperatur des zur Verfügung stehenden Kühlwassers und von der angestrebten Lufttemperatur ab. Das künstlich gekühlte Wasser wird durch eine Dampfstrahlkältemaschine hergestellt. Der Dampfbedarf der Kühlmaschine wird einer Turbinenanzapfung entnommen, und als deren Kondensator dient der der Turbine selbst.

Die Schaltung der Einrichtung zeigt Abb. 2. Der Kreislaufkühler des Generators wird in zwei Teile (*n*) und (*o*) unterteilt, von welchen Teil (*n*) in den Kreis des gewöhnlichen Kühlwassers, während Teil (*o*) in den künstlich gekühlten Wasserkreis eingeschaltet ist. Die Rückkühlung vom auf der Fläche (*o*) erwärmten Wasser erfolgt im Ausdampfgefäß (*e*). Der Dampfstrahlkompressor (*d*), welcher aus der Anzapfung (*c*) der Turbine gespeist wird, saugt aus dem Ausdampfgefäß. Dieser Arbeitsdampf sowie die aus dem Ausdampfgefäß abgesaugten Brüden gelangen über die Leitung (*g*) in den Kondensator (*u*) der Turbine und werden dort niedergeschlagen. Die Entlüftung des Kondensators bewirkt in üblicher Weise der Ejektor (*j*). Der Ersatz des Wassers vom Ausdampfer erfolgt aus dem Kondensator über Leitung (*k*). In diese Leitung ist

* Patentanmeldung von HELLER—BAKAY—JÁSZAY—SZÜCS: »Verfahren und Einrichtung zur künstlichen Kühlung der Kreislaufkühler von elektrischen Generatoren«.

ein Ventil (*l*) eingefügt. Das Wasser fließt unter der Wirkung des Druckunterschiedes selbsttätig aus dem Kondensator in den Ausdampfer, in dem ein geringerer Druck als der Kondensatordruck herrscht. Das Wasser im Kühlsystem wird durch die Pumpe (*m*) in Umlauf gehalten und das zirkulierende Wasser ist ebenso chemisch rein wie im Kondensator. Der Widerstand des Kühlwasserkreises und die Pumpe selbst werden so bemessen, daß innerhalb

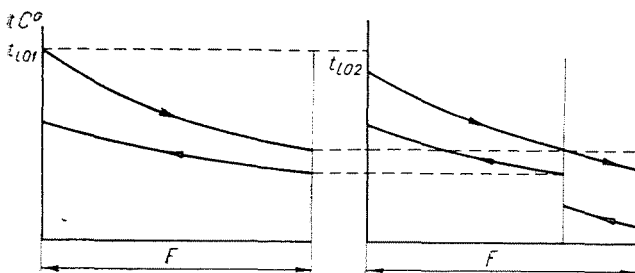


Abb. 1. Temperatur-Oberflächendiagramm von lediglich mit natürlichem Kühlwasser (linke Seite der Abbildung) bzw. mit künstlich rückgekühltem Wasser (rechte Seite der Abbildung) gekühlten Kreislaufkühlern

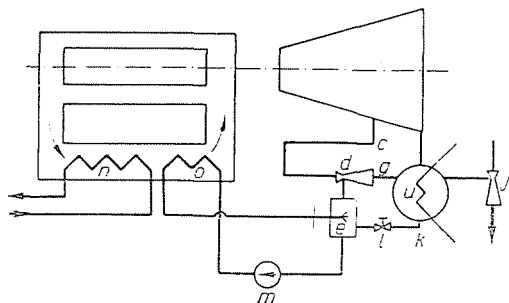


Abb. 2. Schaltung der Ejektoreinrichtung zur künstlichen Kühlung des Generatoren-Kreislaufkühlers

der Kühlfläche ein etwas über dem Atmosphärendruck liegender Druck herrschen soll, wodurch der Gefahr von Lufteinbrüchen vorgebeugt wird.

Die Regulierung der vorbeschriebenen Einrichtung erfolgt durch Mengenregulierung oder Drosselung vom Arbeitsdampf des Ejektors. Die einzelnen Düsen des Ejektors können ausgeschaltet oder der Druck des einströmenden Dampfes verringert werden. Im übrigen ist die beschriebene Einrichtung zum Teil auch selbstregulierend; mit geringerer Last vermindert sich auch der Anzapfdruck der Turbine und damit auch die abgesaugte Dampfmenge, was wiederum eine Abnahme der Kühlleistung zur Folge hat.

Selbstverständlich ist das vorstehend beschriebene Verfahren nicht das einzig mögliche für die künstliche Kühlung von elektrischen Generatoren, da grundsätzlich jeder andere Kühlkreislauf in Betracht kommen kann. Wir beschäftigen uns zur Zeit ebenfalls mit dem Ausfindigmachen von weiteren

wirtschaftlichen und für gewisse Spezialfälle bzw. Bedingungen geeigneten Verfahren.

II.

Der Gedanke der künstlichen Generatorkühlung hat aber auch aus anderen Gesichtspunkten sehr interessante Früchte getragen. Die künstliche Kühlung von Generatoren ermöglicht nämlich die wirtschaftlichste Bemessung der ganzen, mit künstlicher Kühlung versehenen Generatoreinheit. Wir beschreiben kurz ein Verfahren für Durchführung dieser Bemessung.

Offensichtlich dienen als Ausgangspunkt für diese Bemessung die zufolge der Auswirkung der Kühlung eintretende Verlängerung der Lebensdauer vom Rotor und Stator sowie die in deren Interesse aufzuwendenden Kosten der Kühlung.

Es kann vorausgesetzt werden, daß in Hinblick auf die Bemessung nur solche Maschinen miteinander verglichen werden, welche nach ähnlichen Konstruktionsgrundsätzen mit gleichartigen Isolationsmaterialien gebaut werden.

Bekanntlich unterliegt die Alterung von elektrischen Maschinen (Wicklungen) nicht nur der Temperatur der Isolationsmaterialien, sondern sie ist auch Funktion von anderen Einflüssen (z. B. Vibrationen, mechanische Kraftwirkungen, usw.). Dies bedeutet, daß falls irgendeine Wicklung einer elektrischen Maschine, z. B. der Rotor, während $k_0 \cdot 25$ Jahre auf einer gegebenen Temperatur t_r gehalten (k_0 Jahr/Jahr Ausnutzungsfaktor) wird, die Zahl der während dieser Zeit erforderlichen Neuwicklungen — n_i^0 — nicht nur von der Temperatur t_r , sondern auch von anderen Faktoren abhängig ist. Es kann jedoch vorausgesetzt werden, daß bei Maschinen — von wesentlich gleicher Bauart — und es handelt sich lediglich um den Vergleich zwischen solchen — die Auswirkung dieser Faktoren unabhängig von der Temperatur stets die gleiche sein wird. Wenn also die Funktion $n_i^0 = n_i^0(t)$ aus Versuchen an einer Maschine von ähnlichem Type ermittelt wurde, können Auswirkungen anderer Faktoren außer acht gelassen werden und die Formel wird, abgesehen von einer kleineren Streuung, richtige Werte ergeben.

Im Besitz der $n_i^0 = n_i^0(t_r)$ bzw. $I_i^0 = I_i^0(t_r)$ Funktionen (I_i^0 gibt in Jahren die Lebensdauer der Wicklung der auf der Temperatur t_r betriebenen Maschine) kann jene Aufwendung berechnet werden, die der Generator während 25 Jahren beansprucht, wobei der Preis des Generators sowie die Kosten der erforderlichen Neuwicklungen in Betracht gezogen werden müssen.

Jedenfalls besteht folgender Zusammenhang :

$$n_i^0 = \frac{k_0 25}{I_i^0} .$$

Wir führen die Kennziffer $N\%$ für die Belastung der Maschine ein, die angibt, welchen Prozentsatz der Generator seiner Bemessungs- und Nennleistung

im gegebenen Augenblick liefert. Der Index i besagt, daß es sich stets um die entsprechenden Daten der mit i bezeichneten Maschine handelt.

Wenn vorausgesetzt wird, daß das wirtschaftliche Optimum sich in der Gegend der 100%igen Belastung befindet, mit anderen Worten, daß die Nennleistung der Maschine von der wirtschaftlichsten Belastung nicht allzu sehr abweicht sowie daß der Fahrplan der Maschine nicht allzu stark von der Nennleistung verschieden ist, so kann mit guter Annäherung geschrieben werden:

$$Q_i = q_i N_i.$$

Mit anderen Worten, die aus der Maschine i mittels Kühlung abgeführte Wärmemenge (Q_i kcal/h) ist verhältnismäßig mit dem Belastungs-Prozentsatz (N_i). Der Verhältnisfaktor (q_i) hängt lediglich von der Konstruktion der Maschine ab. Andererseits kann die abgeführte Wärmemenge, als die von der Oberfläche der Rotoren- bzw. Statorwicklung in die Kühlluft abströmende Wärme, in der üblichen Weise geschrieben werden:

$$Q_i = a_i F_i \Delta (t_{ri}, t_{li}),$$

wo t_{ri} die Temperatur des betreffenden Maschinenteiles und t_{li} die Temperatur der in die Maschine eintretenden Kühlluft in °C bedeutet. $\Delta (t_{ri}, t_{li})$ gibt die Abhängigkeit des Wertes von Q_i von t_{ri} und t_{li} an, in diesem Fall also unterscheidet er sich vom logarithmischen Mittelwert der Temperatur nur insoweit, als er auch die Abhängigkeit der Wärmeübertragungszahl von der Temperatur mit beinhaltet. Die durchschnittliche Wärmeübertragungszahl a_i ist eine, nur von der Konstruktion abhängige Konstante.

Die Gleichung kann weiterhin wie folgt umgestaltet werden:

$$N_i = \psi_i \Delta (t_{ri}, t_{li}),$$

wo $\psi_i = a_i F_i / q_i$ eine, nur von der Konstruktion der Maschine abhängige Konstante bedeutet.

Als nächste Aufgabe wäre eine solche Zahl zu finden, die für die Ausnutzung von in verschiedenem Grade ausgenützten Maschinen (verhältnismäßig kalt bzw. warm betrieben) charakteristisch ist. Diese im weiteren mit x bezeichnete Zahl soll Temperaturnutzungsfaktor benannt werden.

Nachdem $t_r = t_r(N_i, t_{li})$ ist, d. h. die Temperatur der entsprechenden Wicklung der Maschine i (Rotor bzw. Stator) eine durch die Temperatur der eintretenden Kühlluft und dem Prozentsatz der Belastung eindeutig definierte Funktion ist, wird

$$n_i^0 = n_i^0(N_i, t_{li}),$$

d. h. die Anzahl der im Laufe von 25 Jahren erforderlichen Neuwicklungen hängt ebenfalls nur von diesen beiden Faktoren ab.

Andererseits kann der Wert von x auch definiert werden als

$$N_i = x \cdot N_s, \text{ wenn } n_i^0 = n_s^0, \text{ vorausgesetzt, daß} \\ t_{li} = t_{ls} = t_l.$$

Wir führen eine mit s bezeichnete Standardmaschine ein und setzen dann den *Temperaturausnutzungsfaktor* einer Maschine gleich der Einheit, wenn die Anzahl der während 25 Jahren erforderlichen Neuwicklungen — gleiche eintretende Temperatur der Kühlluft und gleichen Belastungsprozentsatz vorausgesetzt — mit der Anzahl der Neuwicklungen der Standardmaschine übereinstimmt.

Mit diesem Faktor kann folgende Funktion aufgeschrieben werden :

$$n^0 = f(N, t_l, x),$$

wo f eine für alle in Frage kommenden Maschinen gleiche Funktion bedeutet, und N sowie t_l für die Belastung bzw. die Kühlung, andererseits x für die Bemessung der Maschine charakteristische Werte sind.

Es ist leicht einzusehen, daß x tatsächlich nur Funktion der Bemessung der Maschine und von N bzw. von t_l unabhängig ist. Aus den Definitionsgleichungen kann nämlich ohne weiteres abgeleitet werden, daß

$$x = \frac{\psi_i \Delta(t_l, t_{li})}{\psi_s \Delta(t_{rs}, t_{ls})}.$$

Definitionsgemäß soll $t_{li} = t_{ls} = t_l$ sein.

Da die Lebensdauer beider Maschinen im betrachteten Fall gleich lang ist, ist $I_i^0 = I_s^0$. Ferner kann aufgeschrieben werden, daß die Lebensdauer der Wicklung von der Temperatur gemäß einer Funktion von der Form

$$I_i^0 = e^{a_i - b_i t_{li}}$$

abhängt, wo a_i und b nur durch das Material der Isolation und der Wicklungsart bedingt, demnach voraussetzungsgemäß für die verschiedenen in Betracht kommenden Maschinen im großen und ganzen gleich sind. Nachdem andererseits laut der Definition $I_i^0 = I_s^0$ ist, muß auch $t_{li} = t_{rs}$ sein.

Alle diese Werte in die für x maßgebende Gleichung eingesetzt, erhalten wir, daß $x = \psi_i/\psi_s$ und somit der *Temperaturausnutzungskoeffizient* tatsächlich nur von den Maschinenabmessungen (Kühlflächen, Größe usw.) abhängt.

Auf diese Weise erhalten wir jene Funktion, welche die Anzahl der während 25 Jahren erforderlichen Neuwicklungen einer, durch einen beliebigen *Temperaturausnutzungskoeffizienten* charakterisierten Maschine ergibt, wenn diese während der ganzen Zeit Kühlluft von der Temperatur t_l erhält und ihr *Ausnutzungsfaktor* k_0 Jahr/Jahr gegeben ist.

Mit Hilfe dieser Funktion kann durch einfaches Integrieren die Anzahl der während 25 Jahren tatsächlich erfolgten Neuwicklungen bestimmt werden :

$$n = \int_0^{25 \text{ Jahre}} n^0 d\tau = \int_0^{25 \text{ Jahre}} f(N, t_l, x) d\tau$$

Voraussetzung für das Integrieren ist, daß $N = N(\tau)$, d. h. der *Belastungsfahrplan* des Generators $t_l = t_l(\tau)$ wird, demnach die Temperatur der Kühlluft in Funktion der Zeit und selbstredend bei $x = \text{konstant}$ gegeben ist.

Wir müssen auch berücksichtigen, daß der Faktor k selbst von der Zahl der Neuwicklungen abhängt. Die Berücksichtigung kann mit entsprechender

Genauigkeit in der Weise erfolgen, daß der Wert von k_0 vorläufig geschätzt, sodann die Integrierung ausgeführt und hierauf die Richtigkeit der Schätzung nachgeprüft wird.

Der Charakter des Integrals läßt erkennen, daß wenn der sog. »Fahrplan« gegeben (der zeitliche Veränderungen des Belastungsprozentsatzes anzeigt) und der der Bemessung zugrundegelegte Temperaturnutzungskoeffizient x bekannt ist, n — die Anzahl der bei den gegebenen Verhältnissen erforderlichen Neuwicklungen — ausschließlich vom Verlauf der die Änderung der Kühllufttemperatur darstellenden Funktion $t_l = t_l(\tau)$ abhängen wird:

$$n = n [x, t_l(\tau)].$$

Wenn also diese Funktion bestimmt wird, kann in Kenntnis des Zinsfußes und der Kosten einer Neuwicklung die die Gesamtkosten für den Generator liefernde Funktion

$$R = R [x, t_l(\tau)]$$

berechnet werden.

Es empfiehlt sich die Berechnung, dem vorstehenden Schema gemäß, getrennt für den Rotor und den Stator auszuführen und die Summe der sich ergebenden Werte mit R zu bezeichnen.

Der nächste Schritt der Berechnung besteht in der Feststellung vom Verlauf der Funktion $t_l = t_l(\tau)$, was in Kenntnis der Temperatur und Menge des Kühlwassers, sowie der gegebenenfalls angewandten Art der künstlichen Kühlung bzw. deren »Fahrplanes« keinerlei Schwierigkeiten bereitet.

Wird nämlich keine künstliche Kühleinrichtung angewandt, so wird diese Funktion naturgemäß durch die zeitliche Änderung der Temperatur des Kühlwassers bestimmt. Wenn dagegen die im ersten Teil dieser Arbeit beschriebene Kühlvorrichtung verwandt wird, so kann diese durch zweckdienliche Regelung vom Betrieb der Kühlvorrichtung bestimmt werden. Vom Gang des Kühlvorrichtung-Betriebes können selbstverständlich auch die Kosten bestimmt werden. Auf diese Weise kann durch Einbeziehung der Amortisationskosten der Kühlvorrichtung eine Kostenfunktion aufgestellt werden, welche die Erzeugungskosten der einströmenden Kühllufttemperatur $t_l = t_l(\tau)$ beinhaltet. Mit dieser und mit der Funktion R kann ein solcher Zusammenhang aufgestellt werden, aus dem die während der ganzen Lebensdauer des Generators erforderlichen Aufwendungen berechnet werden können, und zwar als Funktion vom Verlauf von x und der Funktion $t_l = t_l(\tau)$.

Diese Aufwendungen setzen sich in der Hauptsache aus folgenden Teilen zusammen:

- Aus den Anschaffungskosten vom Generator und der Kühleinrichtung;
- den Kosten der Neuwicklung;
- den Energiekosten der Kühleinrichtung und
- ihrer sonstigen Betriebskosten.

Die Feststellung der Funktion $t_l = t_l(\tau)$ und ihre Variierung mit den Maschinenabmessungen ermöglicht demnach durch das erläuterte Verfahren die Bestimmung der wirtschaftlichsten Kühleinrichtung (Kreislaufkühler + Kühlmaschine), des wirtschaftlich günstigsten Kühlmaschinebetriebes [diese liefern gemeinsam die Funktion $t_l = t_l(\tau)$] und der wirtschaftlichsten Maschinenabmessungen (diese kommen im Werte von x zum Ausdruck). Diese Bestimmung kann — sofern die Zusammenhänge auf analytischem Wege untersucht werden — durch analytische Optimumrechnung (Variationsrechnung) oder nach einem graphischen Verfahren erfolgen, gegebenenfalls durch Kombination beider. Wir sind in Verbindung mit einer konkreten Aufgabe durch Kombination beider zum Ergebnis gekommen.

Andererseits hängen die Faktoren der Aufwendungen vom System und von der Betriebsweise des gewählten Kühlsystems sowie von der Ausnutzung und Größe der Maschinen ab. Aus den verschiedenen Lösungen kann demnach jene ausgewählt werden, welche die geringste Aufwendung erfordert und diese wird die wirtschaftlichste Lösung sein. Bei Überprüfung des Berechnungsverfahrens wird klar, daß es Fälle geben wird, bei denen die künstliche Kühlung nicht wirtschaftlich ist; bei diesen liefert das Berechnungsverfahren die wirtschaftliche Abmessung der Maschinen und der Kreislaufkühlerfläche. Da bei der Vergrößerung der Maschinenabmessungen über eine bestimmte Grenze hinaus die technischen Schwierigkeiten unverhältnismäßig wachsen, erhöhen sich auch über diese Grenze hinaus unverhältnismäßig die Investitionskosten für den Generator bzw. dessen Betriebskosten. In derartigen Fällen zeigt das Verfahren ganz eindeutig, daß die künstliche Kühlung die wirtschaftliche Lösung ist. Nachdem auch für wasserstoffgekühlte Maschinen dasselbe Bemessungsschema gilt, ist das Verfahren offenkundig auch geeignet — bei wirtschaftlich richtiger Wertung des mit der Wasserstoffkühlung Hand in Hand gehenden empfindlicheren Betriebes —, die Frage zu entscheiden, auf welchem Gebiet die Anwendung der natürlichen Luftkühlung, sodann der Wasserstoffkühlung, der künstlich gekühlten Luft bzw. Wasserstoffs und endlich von künstlich oder nur in einem Kreislaufkühler gekühlter Luft oder Wasserstoff unter hohem Druck begründet ist.

Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit weist die großen Vorteile der künstlichen Kühlung der Generatoren auf und bietet hierfür eine praktische Lösung.

Die Arbeit zeigt ferner die Grundzüge eines neuen Bemessungsverfahrens für elektrische Generatoren.

Mit Hilfe dieses Verfahrens können sowohl die wirtschaftlichsten Abmessungen des Generators und des Kreislaufkühlers, als auch das Maß der künstlichen Kühlung selbst, festgestellt werden.