

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 79/80 (1922)  
**Heft:** 18

**Artikel:** Neuere Entwicklung im Bau von Turbo-Generatoren  
**Autor:** Rikli, H.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-38168>

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

### **Conditions d'utilisation**

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

### **Terms of use**

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

**Download PDF:** 04.07.2025

**ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>**

INHALT: Neuere Entwicklung im Bau von Turbo-Generatoren. — Ueber Drehung und Biegung von [Eisen. — Wettbewerb für ein neues Kantonschulgebäude in Winterthur. — † Louis Kürsteiner. — Miscellanea: Die Notwendigkeit des engen Zusammenschlusses zwischen Architekt und Bauingenieur. Ein Kraftwerk mit reiner

Kohlenstaub-Feuerung. Ausfuhr elektrischer Energie. British Association. Ausstellung von Kugel- und Rollagern in Winterthur. — Nekrologie: Jacques Gros. — Literatur. — Vereinsnachrichten: Gesellschaft ehemaliger Studierender der G. e. P. Stellenvermittlung.

Band 80.

Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet.

Nr. 18.

## Neuere Entwicklung im Bau von Turbo-Generatoren.

Von Ober-Ingenieur H. Rikli, Zürich.

Seit dem Beginn des erfolgreichen Baues von Dampf-Turbinen zu Ende des letzten Jahrhunderts hat auch die Konstruktion von Dynamo-Maschinen, insbesondere von Drehstrom-Generatoren, einen mächtigen Impuls erhalten, indem es galt, Generatoren grosser Leistung für damals noch völlig ungewohnte Drehzahlen zu bauen. Neben dem vollständig neuen Prinzip, das, durch die Schnellläufigkeit dieser Maschinengattung bedingt, in den Rotoraufbau gebracht wurde, war es hauptsächlich die Ausbildung der Ventilation, die sich von der damaligen Praxis der Selbstventilierung ohne besondere Ventilatoren unterschied.

Für grössere Einheiten baute man in Europa zuerst Drehstrom-Generatoren für 1000 und 1500 Uml/min, und bis etwa 1909 wagte man sich nur für verhältnismässig kleine Leistungen, bis zu etwa 1500 kVA, an die höchstmögliche Umlaufzahl für 50 Perioden, an 3000 Uml/min heran, obschon der Dampfturbinenbau auch damals schon für grössere Leistungen 3000 Uml/min anstrebte. Speziell in Amerika wurde dann der zweipolige Typ bei 1500 Uml/min für den dort häufig verwendeten Drehstrom von 25 Perioden in der Sekunde sehr weit entwickelt, während bei der dort ebenfalls häufig gebräuchlichen Periodenzahl von 60 für grosse Leistungen erst ziemlich spät auf den vierpoligen Typ übergegangen wurde.

Die weitere Entwicklung der Turbo-Generatoren hing im wesentlichen von zwei Faktoren ab. In erster Linie waren es die Materialfestigkeiten, die zeitweise eine ganz bestimmte Grenze nicht zu überschreiten lassen schienen; dann war es das Erwärmungsproblem, das besonders die Rotorkonstruktion in der Richtung zu beeinflussen trachtete, die durch die Materialbeanspruchungen schon eine Grenze gefunden hatte.

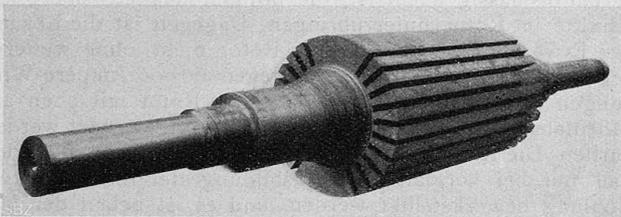


Abb. 1. Zweipoliger Rotorkörper mit radialen Wicklungsnuten.

In der Zeit kurz vor dem Kriege war im Wettlauf nach Erreichung grösster Leistungen bei höchster Drehzahl eine gewisse Ruhe eingetreten, indem es schien, dass bei 3000 Uml/min Leistungen von 6000 bis 7500 kVA als das Maximum anzusehen waren, bei dem noch bezüglich Festigkeit und Erwärmung genügende Sicherheit vorhanden war. Dass heute bei gleicher Umlaufzahl die Leistungen bis 25000 kVA gesteigert werden, ist auf eine ungewöhnlich rasche Entwicklung zurückzuführen, von der hier einiges mitgeteilt werden soll.

Als Standard-Typ für die Rotor-Konstruktion hat sich allgemein der als ein massives Schmiedestück aus Stahl hergestellte Rotor mit radialgestellten, gefrästen oder gehobelten Wicklungsnuten herausgebildet (Abbildung 1). Diese Form ergab sich als logische Entwicklung der früheren, bei andern elektrischen Maschinen heute noch üblichen Bauart, bei der der eigentliche Rotorkörper aus

Blechscheiben oder Stahlplatten mit radialen Nuten aufgebaut war, die auf eine durchgehende Welle aufgereiht wurden. Die Konstruktion versagte aber bei grösseren Leistungen wegen der mit steigendem Durchmesser bald zu hoch werdenden Beanspruchung der Blechringe. In Amerika hat sich lange, insbesondere für die 25-periodigen Generatoren, eine Konstruktion gehalten, von der Abbildung 2 einen schematischen Schnitt gibt. Ihr Vorteil war die Möglichkeit des maschinellen Hineinwickelns der Rotorwicklung in die parallelen Nuten. Dafür konnte aber der Rotor nicht in einem Stück hergestellt werden, da die Wicklung über die Stirnseiten des Rotorballens diametral ebenfalls in Nuten hindurchgeführt wurde; es mussten deshalb die beiden Wellenenden unter Zwischenlage einer unmagnetischen Unterlage an

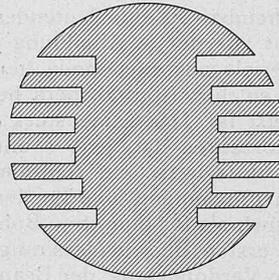


Abb. 2. Schnitt durch einen Rotorkörper mit parallelen Wicklungsnuten.

den Rotorballen angeflanscht werden; dann bot diese Konstruktion auch wenig Möglichkeit, die Rotorwicklung im Innern der Nuten zu kühlen, sodass man nur auf die Kühlung der Rotor-Oberfläche angewiesen war. In Europa führt ferner eine Firma eine Rotorkonstruktion mit eingesetzten Zacken aus, der sie grössere mechanische Sicherheit und sorgfältigere Fabrikationsmöglichkeit nachrühmt, als der Konstruktion mit Massiv-Rotoren. Die nicht nur in den ersten Jahren der Entwicklung angestrebten Versuche, auch als Turbo-Typ eine Rotorkonstruktion mit ausgeprägten Polen nach Art der gewöhnlichen Wechselstrom-Generatoren einzuführen, haben jeweilen keinen bleibenden Erfolg gehabt und sind nach verschiedenen Fehlschlägen wieder verschwunden, weil eben diese Konstruktionen nicht im Entferntesten mit der Sicherheit der zylindrischen Feldmagnete ohne ausgeprägte Pole gebaut werden konnten.

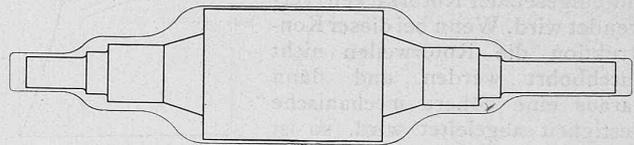


Abb. 3. Rohe geschmiedete und vorgedrehte Form eines Rotorkörpers.

Die Möglichkeit der oben angedeuteten bedeutenden Leistungssteigerung beruhte zunächst auf dem Fortschritt der Stahlwerke, die in der Lage waren, Schmiedestücke von derartiger Grösse bei hohen Festigkeitswerten mit genügender Sicherheit herzustellen. Die rohe Form eines solchen Turbo-Rotors ist in Abbildung 3 dargestellt. Es hat sehr lange gedauert, bis einsichtige Stahlwerke die Bedürfnisse des fortschrittlichen Turbo-Konstrukteurs verstanden und sich diese zu eigen machten. Allerdings ist nicht zu leugnen, dass ein solches Stück in der Tat für die Schmiede eines Stahlwerkes einen schwierigen Fall bietet. Bei nicht sachgemässer Behandlung können an der Stelle, wo die Wellenenden am Rotorballen ansetzen, leicht innere Risse entstehen, die das Stück absolut unbrauchbar machen. In Abbildung 4 ist solch ein typischer Fall dargestellt. Das Zerreißen des Materials im Innern entsteht an dieser Stelle besonders leicht, wenn beim Schmieden die beiden Wellenansätze zu scharf abgesetzt werden. Ein

vorsichtiges Werk wird daher einen solchen Rotorkörper nach der in Abbildung 3 dünn ausgezogenen Linie schmieden und lieber mit einer grösseren Verspannung beim Vordrehen rechnen. Es können aber auch vom Giessen des Ingot her in dem betreffenden Stahlstück Lunkerstellen und Seigerungen vorhanden sein, namentlich dann, wenn ein Stahlwerk aus Sparsamkeitsgründen den sogenannten Kopf des Ingot nicht gross genug abschneidet. Die Reste solcher Lunkerstellen können sich natürlich auf der ganzen Länge des Rotorkörpers bezw. vorzugsweise auf einer Seite zeigen, befinden sich aber immer in der Gegend des Mittelpunktes des Wellenquerschnittes. Ferner können infolge von unrichtiger Wärmebehandlung beim Vergüten des Stahles sogenannte Wärmerisse auftreten, die ebenfalls in der Mitte der Welle ihren Sitz haben.

Wie gefährlich alle diese scheinbar oft unbedeutenden Fehlerstellen werden können, geht aus der in Abbildung 5 dargestellten Verteilung der Materialbeanspruchungen hervor, denen das Ballenstück eines solchen Rotorkörpers bei seiner hohen Umlaufzahl ausgesetzt ist. Das Linienstück *a* stellt die Beanspruchung der Rotorzacken dar, jene *b* und *c* im Innern des Rotors, wenn er ohne bezw. mit zentraler Bohrung ausgeführt ist. Die Beanspruchungen sind für den Fall mit Bohrung gut doppelt so hoch als für den ohne Bohrung, und es erscheint auf den ersten Blick widersinnig, die Welle zu durchbohren. Diese Verdoppelung der Beanspruchungen tritt aber nur ein bei glatter Bohrung; sobald im Innern Lunker oder kleine Risse vorhanden sind, treten an den oft messerscharfen Begrenzungen dieser Fehlerstellen, besonders bei niedriger Kerbzähigkeit des Materials, ganz erheblich höhere Spannungen auf. Diese Fehlerstellen können aber ohne Durchbohrung der Welle nicht festgestellt werden. Es ist deshalb besser, a priori mit einer Verdoppelung der Beanspruchungen zu rechnen und das Innere des Rotorkörpers durch geeignete Apparate auf seine vollständige Fehlerfreiheit untersuchen zu können, als sich in eine falsche Sicherheit niedriger Beanspruchungen zu wiegen und dabei doch riskieren zu müssen, dass im Innern solche gefährliche Fehlerstellen vorhanden sind, die unter Umständen zur Katastrophe führen können. Derartige Fehlerstellen können bei unsachgemässer Behandlung durch das Stahlwerk auch ebensogut bei einer weniger stark abgesetzten Welle auftreten, wie sie z. B. bei der Konstruktion mit eingesetzten Rotorzacken verwendet wird. Wenn bei dieser Konstruktion die Rotorwellen nicht durchbohrt werden und dann daraus eine höhere mechanische Festigkeit abgeleitet wird, so ist das eben nur bedingt richtig. Die Durchbohrung der Rotorwelle zwecks Kontrolle der Materialbeschaffenheit im Innern ist denn heute auch fast allgemein üblich. Dabei ist es ratsam, wenigstens bei den hochbeanspruchten grösseren Rotorkörpern, bei der Durchbohrung einen zentralen Bohrkern herauszuschneiden, an dem ebenfalls Festigkeits- und Dehnungsproben vorgenommen werden sollten. Um ganz sicher zu gehen, müssen die Rotorkörper dann noch einer Schleuderprobe unterworfen werden. Diese findet zweckmässig schon vor der Bewicklung statt und soll mit erheblicher Ueberumlafzahl vorgenommen werden, wobei der Einfluss allfällig noch fehlender Ventilationsnuten und der Wicklung samt Verschlusskeilen zu berücksichtigen ist. Genaue Messungen des Rotordurchmessers vor und nach dem Schleudern mit modernen Präzisions-Messgeräten lassen aus der Beobachtung einer

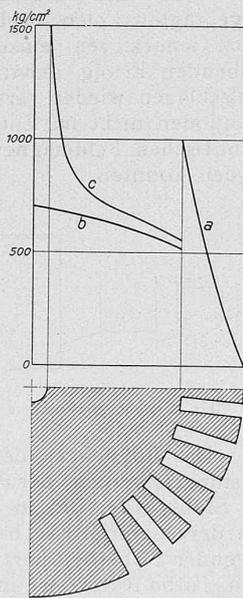


Abb. 5. Mechanische Beanspruchungen in einem Rotorkörper.

allfällig bleibenden Dehnung (es kommen natürlich hier sehr kleine Grössen in Betracht von vielleicht max. 0,20 mm) mit grosser Sicherheit auf die Güte und Verwendbarkeit des Stückes schliessen.

Es ist nun den Stahlwerken gelungen, fabrikmässig solche Rotorkörper in den verlangten Abmessungen mit den nötigen Festigkeitswerten herzustellen. Für die oben angegebene Leistung von 25 000 kVA, die bei 3000 Uml/min noch zulässig ist, kommt ein Rotorkörper von

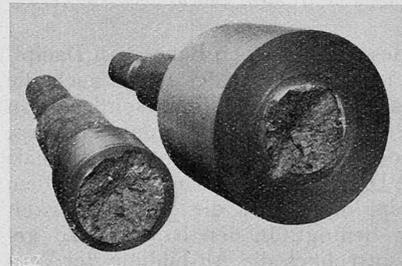


Abb. 4. Infolge Schmiedefehler unbrauchbar gewordener Rotorkörper.

rund 900 mm Durchmesser bei etwa 2500 mm Ballenlänge in Frage. Bei rationeller Bemessung der Wicklungs- und Ventilationsnuten werden die maximalen Beanspruchungen in den Rotorzacken unter 1000 kg/cm<sup>2</sup> liegen, im Rotorinnern werden sie bei Durchbohrung jedoch auf

rund 1500 kg/cm<sup>2</sup> steigen. Um genügende Sicherheit zu haben, darf aber bei normaler Drehzahl nur rund  $\frac{1}{3}$  des Wertes der Streckgrenze erreicht werden. Es werden nun tatsächlich von einigen Stahlwerken Schmiedestücke obiger Abmessungen hergestellt, die mit 4500 bis 5000 kg Streckgrenze den gestellten Bedingungen genügen. Es kommt hier nur Chrom-Nickel-Stahl in Frage mit rund 7000 bis 7500 kg/cm<sup>2</sup> Bruchfestigkeit, der erwähnten Streckgrenze und etwa 15 % Dehnung. Trotz dieser relativ niedrigen Dehnung hat er doch eine Kerbzähigkeit von 10 bis 12 kg/cm<sup>2</sup>, was äusserst wertvoll ist wegen der damit zusammenhängenden Eigenschaft, örtliche hohe Belastungen auf benachbarte Querschnitte zu übertragen.

Nach zufriedenstellender Lösung der Festigkeitsfrage für den Rotorkörper kommt nun noch die Bedingung nach genügendem magnetischem Querschnitt und die Erwärmungsfrage der Erregerwicklung. Wenn auch alle drei Fragen eng miteinander zusammenhängen, so wird der Berechnungsingenieur fast immer finden, dass es bei richtiger Wahl der Ampèrestab-Belastung pro 1 cm Umfang und unter Anstrengung selbst sehr niedriger Grössenkonstanten verhältnismässig leicht ist, die nötigen magnetischen Querschnitte im Rotor unterzubringen. Dagegen ist die Lösung der Erwärmungsfrage für den Rotor nicht ohne weiteres gegeben, gilt es doch pro Pol gegen 60 000 Ampère-Windungen aufzubringen, wozu bei einem Rotor mit oben angedeuteten Abmessungen etwa 90 kW aufgewendet werden dürften. Die Abführung dieser Wärmemenge kann auf jeden Fall nur bei sorgfältigster Ausbildung der innern Rotor-Kühlung bewerkstelligt werden, und es ist neben der Materialfrage hauptsächlich dieser Punkt, der in den letzten Jahren eine Entwicklung erreicht hat, die man anfänglich für unmöglich gehalten. Möglichst gute Aufteilung der Wicklung in den beidseitigen Wicklungsköpfen und Schaffung grosser Kühlflächen in tunlichster Nähe der Wicklungsnuten mit kurzen Wegen für die Ableitung der Wärme und reichlichem Querschnitt für die erforderliche Kühlluft sind die Hauptmomente zur Erreichung dieses Zieles. Damit kann aber auch eine sehr ausgiebige Kühlung erreicht werden, die sogar erlaubt, einen Schritt weiter zu gehen und zu Gunsten niedriger mechanischer Beanspruchungen im Rotorkörper für die Wicklung Aluminium zu verwenden, trotzdem dieses nur rd. 60 % der Leitfähigkeit des Kupfers besitzt. Bei obigem Beispiel eines Rotors für 25 000 kVA, 3000 Uml/min, von rd. 900 mm Durchmesser ist es dadurch möglich, die Zackenbeanspruchung auf rd. 700 kg/cm<sup>2</sup> und die Beanspruchung im Rotorzentrum immerhin unter 1400 kg/cm<sup>2</sup> herabzusetzen. Aber das Wichtigste dabei ist die grosse Entlastung, die dadurch die Rotorkappen erfahren, welche die Wicklungsköpfe zu halten haben. Diese können

bei kleinerer Gesamtbeanspruchung wesentlich schwächer in der Wandstärke gehalten werden, was wiederum für deren gleichmässige Struktur von Vorteil ist; zudem werden dadurch die maximalen Beanspruchungen am innern Umfang der Kappe weniger hoch ausfallen gegenüber der mittleren Beanspruchung. Eine solche Kappe wird also in vielen Beziehungen wesentlich sicherer sein. Als Material dafür wird allgemein bester ausgewalzter und vergüteter Chrom-Nickel-Stahl verwendet, der in der Form und Dimension, wie sie diese Kappen aufweisen, leicht mit  $7500 \text{ kg/cm}^2$  Streckgrenze bei rd.  $10\,000 \text{ kg/cm}^2$  Bruchfestigkeit und 12 bis 15 % Dehnung hergestellt werden kann.

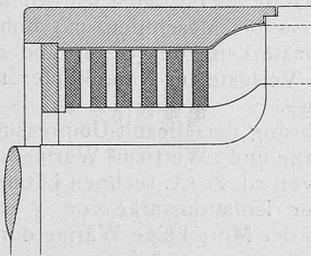


Abb. 6. Wicklungskopf eines Rotors mit Kupferwicklung.

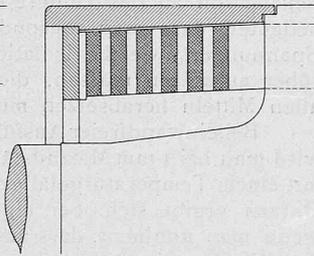


Abb. 7. Wicklungskopf eines Rotors mit Aluminiumwicklung.

In den Abbildungen 6 und 7 sind zwei Fälle mit Kupfer- und mit Aluminiumwicklung einander gegenüber gestellt, woraus der oben hervorgehobene Vorteil der letztgenannten noch verdeutlicht wird. Beide Fälle sind berechnet für die gleichen Erwärmungen der Rotorwicklung und für gleiche mittlere Beanspruchungen der Rotorkappen von rd.  $2500 \text{ kg/cm}^2$  bei  $3000 \text{ Uml/min}$ . Mit dieser Geschwindigkeit laufende Rotoren mit Aluminiumwicklung sind für Leistungen von  $6000$  bis  $15000 \text{ kVA}$  schon seit einigen Jahren im Betrieb, ohne dass sich bis dahin irgend welche Uebelstände gegenüber Wicklungen aus Kupfer gezeigt hätten.

Für die Ausbildung der inneren Rotorkühlung sind für Massiv-Rotoren im allgemeinen zwei Konstruktionen in Anwendung. Die eine verwendet Ventilationsnuten am Grunde der Wicklungsnuten, die andere verlegt diese Ventilationsnuten in die Rotorzacken selbst, hauptsächlich in deren obern, stärkern Querschnitt. Die Ausbildung der Ventilationsnuten am Grunde der Wicklungsnuten bedingt eine rein axiale Führung der Kühlluft durch den Rotor, sodass diese also nur von einer Seite in den Rotor eintreten kann. Ferner können Querschnitt und Kühlflächen dieser Ventilationsnuten nicht sehr reichlich bemessen werden. Bei der zweiten Konstruktion dagegen kann die Kühlluft beidseitig in den Rotor eingeführt werden, da es konstruktiv leicht möglich ist, sie in der Rotormitte radial abzuführen; dabei erhält man infolge der relativ grossen radialen Tiefe, mit der diese Ventilationsnuten in den Rotorzacken ausgeführt werden können, grosse Kühlflächen, ebenso fallen deren Querschnitte dadurch reichlich aus. Ferner ist noch als weiterer Vorteil dieser Konstruktionsart zu erwähnen, dass durch den Fortfall von inaktivem, durch die magnetische Sättigung nicht voll ausgenütztem Material die mechanischen Beanspruchungen von Zacken und Rotorkern wiederum eine Reduktion erfahren.

Von englischen Konstrukteuren ist auch schon vorgeschlagen worden, den Rotor überhaupt ohne innere Ventilation auszuführen und dafür die magnetischen und elektrischen Querschnitte zu vergrössern, wodurch eine solidere Konstruktion und ein höherer Wirkungsgrad erreicht werde. Dem kann nicht beigeplichtet werden; einestils können die magnetischen Querschnitte auch bei einem Rotor mit reichlich durchgebildeter innerer Ventilation leicht so gross gemacht werden, dass ihre Grenze in der Höhe der Induktion der Statorzacken gegeben ist, um dort nicht zu grosse Eisenverluste zu erhalten; andererseits wird diese Methode in Bezug auf die Erwärmung erst recht nicht zum

Ziele führen, auch wenn die Rotor-Ampèrewindungen wegen veränderter magnetischer Verhältnisse kleiner gewählt werden könnten, da das Verhältnis zwischen der äusseren zylindrischen Oberfläche des Rotors, die in diesem Falle allein als Abkühlungsfläche in Frage kommt, und der innern Kühlfläche, bei guter Durchbildung der Ventilation, bei gleicher Wertigkeit der beidseitigen Kühlwirkung etwa 1 : 3 bis 1 : 4 betragen kann.

Auch die Kühlung des Rotors durch flüssige Kühlmittel ist schon versucht worden; die Abdichtung der Flüssigkeit, die bei der hohen Umfangsgeschwindigkeit unter sehr hohem Drucke steht (bei  $900 \text{ mm}$  Durchmesser schon rd.  $100 \text{ at}$ ) bietet aber derartige Schwierigkeiten, dass diese Kühlmethode wohl nur für wicklungsfreie Induktor-Rotoren von Hochfrequenzmaschinen in Frage kommt; dort ist sie auch bereits mit Erfolg angewendet worden, da solche Maschinen zur Vermeidung hoher Ventilationsverluste im Vakuum laufen.

Waren für die Bestimmung des grösstmöglichen Rotordurchmessers Festigkeitsgründe massgebend, so wird die Länge eines Turbo-Generators hauptsächlich durch Erwärmungsfragen bestimmt. Abmessungen der Lagerstellen und kritische Drehzahl spielen eine mehr untergeordnete Rolle.

Die Erwärmungsgrenze wird bestimmt durch die Art der Isolation. Moderne Turbo-Generatoren erhalten fast ausschliesslich Micanit-Isolation, für die Temperaturen bis  $125^\circ \text{C}$  zulässig sind; für die Wicklungsköpfe der Statorwicklung, die intensiv gekühlt werden, genügt meist eine sogenannte „compoundierte“ Papierisolation, für die  $95^\circ \text{C}$  als oberste Erwärmungsgrenze gilt.

Wenn auch die Entwicklung der mit  $3000 \text{ Uml/min}$  laufenden Turbo-Generatoren in letzter Zeit hauptsächlich durch die Möglichkeit grösserer Rotordurchmesser bedingt war, so hat der Aufbau der Statoren doch auch Wandlungen durchmachen müssen, um sich dieser Entwicklung anzupassen. Das wichtigste Erfordernis war die gute Wärmeabführung aus der Mitte der sehr breiten Maschinen. Eine rein axiale Kühlung, die bei Maschinen mittlerer Leistung häufig angetroffen wird, musste hier wiederum versagen wegen des graduellen Temperaturanstieges nach einer Maschinenseite hin bei einseitiger Belüftung, oder nach der Mitte hin bei beidseitiger Belüftung. Umgekehrt waren für eine Maschine mit rein radialer Belüftung des Stators, also von der Bohrung aus durch Ventilationschlitze zwischen relativ schmalen Blechpaketen, bald die Eintrittsquerschnitte für die erforderliche Kühlluft zu klein. Eine Verbesserung in dieser Richtung bot immerhin die Rotor-Konstruktion mit Austritt der Rotor-Kühlluft in den Luftraum in der Maschinenmitte, indem es hierdurch ermöglicht wurde, der Mitte der Maschine vermehrte Kühlluft zuzuführen. In Abbildung 8 ist beispielsweise die beobachtete Wirkung dieser Kühlmethode bei einem Generator von  $14000 \text{ kVA}$ ,  $3000 \text{ Uml/min}$  dargestellt, dessen Eisenbreite rund  $1600 \text{ mm}$  betrug, mit einer mittlern Zone von  $600 \text{ mm}$ , in der die Kühlluft aus dem Rotor austrat. Die

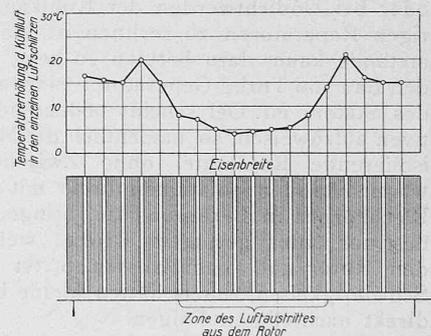


Abb. 8. Verteilung der Kühlluft-Temperaturen im Stator bei Verwendung eines Rotors mit zentralem Lufteintritt.

Wirkung dieser Zusatzluft in der Statormitte ist in der bedeutend erniedrigten Temperaturerhöhung der Luft in den mittleren Schlitzen sehr gut erkennbar. Dies genügt bis zu einer gewissen Grösse, darüber hinaus wird es aber nötig sein, radiale und axiale Ventilation miteinander zu kombinieren. Dadurch wird bei minimalem Luftwiderstand eine grösstmögliche Luftmenge erreicht.

Die Luftmenge, die ein Generator von 25 000 kVA bei  $\cos \varphi = 0,8$ , 3000 Uml/min erfordert, beträgt ungefähr  $25 \text{ m}^3/\text{sek}$ , wobei sich die Luft im Mittel um etwa  $30^\circ \text{C}$  erwärmt. Solch gewaltige Luftmengen müssen natürlich vor ihrem Eintritt in die zu kühlende Maschine durch Filter gründlich gereinigt werden. Aber auch nach dem besten Filter wird die Reineluft noch einen Staubgehalt von  $0,5 \text{ mg/m}^3$  aufweisen, was für obigen Fall im Jahr immerhin noch rd. 150 kg Staub bedeutet, die in die Maschine hineingeschleppt werden. Ein grosser Teil tritt natürlich aus dieser wieder hinaus, aber der Rest genügt doch, um sie mit den Jahren zu verschmutzen und dadurch die Kühlwirkung wesentlich herabzusetzen. Bei grossen Einheiten geht man daher in neuerer Zeit zu dem Umluft-Kühlverfahren über, bei dem immer die gleiche Luftmenge verwendet wird. Nach Austritt aus dem Generator wird sie durch einen Röhren-Kühler geführt, um sodann, ohne dass ein Filter verwendet werden muss, von den Ventilatoren des Generators wieder direkt angesaugt zu werden. Als Kühlmittel wird in der Regel ein Teil des Kondensator-Kühlwassers vor Eintritt in denselben verwendet. Dieses Verfahren, das zuerst in Amerika aufkam, bürgert sich auch in Europa immer mehr ein.

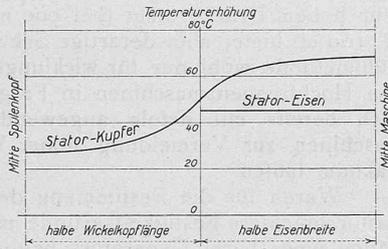


Abb. 9. Verlauf der Temperaturen in einem Turbo-Generator.

Im Gegensatz zum Rotor ist die Anwendung flüssiger Kühlmittel für den Stator nicht mit ausserordentlichen Schwierigkeiten verbunden. Es mag daher verlockend erscheinen, die durch die Förderung der nötigen Kühlluft bedingte, bei grossen Einheiten nicht unbeträchtliche Leerlaufarbeit zu reduzieren, indem man die für den Stator benötigte Kühlluft durch flüssige Kühlmittel ersetzt, die infolge ihrer viel grösseren Wärmekapazität für ihre Beförderung nur unbedeutende Leerlaufarbeit erfordern. Dahingehende Vorschläge sind in den letzten Jahren öfters gemacht worden. Die Kühlung des Stators mit Wasser durch Einbau besonderer, den Wicklungsköpfen und dem Blechkörper angepasster, metallener Kühlkanäle ist auch schon ausgeführt worden. Wenn man aber bedenkt, dass die Kühlkanäle und -Kammern namentlich von der Wicklung sorgfältig isoliert werden müssen, dass also nach wie vor das beträchtliche Temperaturgefälle durch die Isolation bestehen bleibt, und dass bei eintretenden Isolationsdefekten oder bei Undichtwerden der Kühlkanäle mit sehr schwierigen Reparaturen zu rechnen ist, so scheint diese Kühlmethode kaum dazu berufen zu sein, ausschlaggebend auf den Bau von Turbo-Generatoren einzuwirken. Eine Kühlung des Stators mit Oel scheint bedeutend günstigere Perspektiven aufzuweisen, so namentlich die Möglichkeit, das selbst isolierende Kühlmittel ohne Zwischenbau von schlecht wärmeleitenden Isolationen direkt mit dem Kupfer und dem Blechkörper in Berührung zu bringen. Eine Abdichtung des nur unter geringem Drucke stehenden Oeles gegen den Rotor und nach aussen bietet auch keine grossen Schwierigkeiten, zudem hätten kleine Undichtigkeiten keine direkt nachteiligen Folgen.

Neben dem Kühlproblem als Ganzem, waren beim Ausbau der Grossgeneratoren noch einige Einzelfragen besonders zu beachten, so namentlich die tunlichste Reduktion der Zusatzverluste im Nutenkupfer, und damit verbunden die gute Wärmeableitung aus diesem, das im allgemeinen die höchsten Temperaturen in einem Generator grosser Breite aufweisen wird. Die Reduktion der Zusatzverluste geschah nach bekannten Grundsätzen der möglichst feinen Unterteilung der radialen Leiterdimension und durch zyklische Vertauschung der einzelnen Teilleiter; bei den sehr tiefen Nuten, die solche Grossgeneratoren erfordern

(oft 100 und noch mehr), war aber oft eine genügend feine Unterteilung praktisch gar nicht möglich, und es musste für die obere Leiter einer Nut zum Mittel der Litzenleiter ge-griffen werden.

Unter Annahme einer konstanten Eisenerwärmung über die ganze Maschinenbreite wird die Erwärmung des Statorkupfers bei breiten Maschinen ungefähr nach Abbildung 9 verlaufen. Bei sehr breiten Maschinen, wie es die grossen Turbo-Generatoren immer sind, wird aus der Mitte der Maschine nur sehr wenig Wärme nach den beidseitigen Spulenköpfen fliessen, sodass man zur Bestimmung der maximalen Kupfertemperaturen so rechnen kann, wie wenn alle im Nutenkupfer erzeugte Wärme durch die Nutenisolation an das kühlere Eisen überströmen würde; das bedeutet, dass man, besonders bei Maschinen mit hohen Spannungen, welche Isolationstärken von 5 mm und darüber aufweisen müssen, die Verluste im Nutenkupfer mit allen Mitteln herabsetzen muss.

Bei einwandfreier Ausführung der Micanit-Umpressung wird man bei 1 mm Micanitstärke und  $1 \text{ Watt/cm}^2$  Wärmefluss mit einem Temperaturgefälle von rd.  $80^\circ \text{C}$  rechnen können. Daraus ergibt sich bei einer Isolationstärke von 5 mm, wenn man annimmt, dass aus der Mitte keine Wärme durch das Wicklungskupfer nach beiden Seiten abfliesse, bei normalen Nutendimensionen eine zulässige Belastung des Kupfers von nicht viel über  $2,5 \text{ Amp/mm}^2$ , unter Einrechnung der Zusatzverluste. Es wird selten gelingen, den Koeffizienten für Zusatzverluste im Nutenkupfer unter 1,2 zu bringen; die eigentliche Strombelastung sinkt dadurch gegen  $2 \text{ Amp/mm}^2$ , eine Zahl die man häufig in englischen Pflichtenheften für grosse Turbo-Einheiten direkt vorgeschrieben findet, die aber natürlich nur unter ganz bestimmten Voraussetzungen einen realen Wert hat und dem Besteller in keiner Weise eine Garantie für eine „gute“ Maschine zu geben vermag. Bei grossen Eisenbreiten ist auch der Einfluss der verschiedenen Ausdehnung von Eisenkörper und Wicklung zu berücksichtigen, und es sind Vorkehrungen zu treffen, um die daraus resultierenden relativen Verschiebungen ohne Schaden für die Wicklung und ohne Beeinträchtigung der Sicherheit der Wicklungsabstützungen, sich auswirken zu lassen.

Ein weiterer Punkt, der sehr Beachtung verdient, ist die kurzschlussichere Abstützung der Statorwicklung. Sie bedingte zwar schon bei den „kleineren“ Einheiten älterer Ausführung wohlgedachte Konstruktionen, um die Wicklungsköpfe auch beim Auftreten der riesigen Kräfte eines plötzlichen Kurzschlusses, die das 400 bis 1000-fache derjenigen bei Normalbetrieb ausmachen können, absolut unverrückbar und durchbiegungssicher zu machen, ohne die gute Ventilation zu beeinträchtigen. Bei den modernen Grossgeneratoren ist das Problem natürlich noch erschwert durch das Steigen der linearen Dimensionen und durch das gewaltige Anwachsen des Kurzschlussstromes, wobei zu berücksichtigen ist, dass wegen der notwendigen Aufteilung der Leiter zwecks Reduktion der Zusatzverluste, das mechanische Widerstandsmoment der Leiterquerschnitte nicht im selben Masse verstärkt werden kann, mit dem die Kraftwirkung des Kurzschlusses grösser wird.

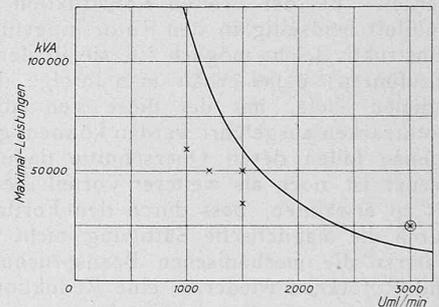


Abb. 10. Maximal-Leistung eines Turbo-Generators in Abhängigkeit der Drehzahl.

Bei kleineren Umlaufzahlen als 3000 in der Minute bzw. bei Polzahlen über 2, sind die erreichbaren Leistungen entsprechend höher als die oben fixierten 25 000 kVA

\*

Bei kleineren Umlaufzahlen als 3000 in der Minute bzw. bei Polzahlen über 2, sind die erreichbaren Leistungen entsprechend höher als die oben fixierten 25 000 kVA

anzusetzen, und zwar wird bei gleichen Eisenbreiten die Leistung umgekehrt proportional der Umlaufzahl höher sein können, wobei dann allerdings die mit grösserem Durchmesser sich günstiger gestaltenden Ventilationsverhältnisse noch nicht berücksichtigt sind. Newbury gibt in seinem Aufsatz „Present limits of speed and output of single-shaft turbogenerators“ in den Proc. of A. I. E. E. vom November 1919, die Abhängigkeit der möglichen Maximalleistung von der Umlaufzahl in einer Kurve wieder, die hier in Abbildung 10 dargestellt ist. Sie wird, wenigstens in ihrem Verlauf unterhalb 2000 Uml/min, auch noch den heutigen Verhältnissen entsprechen. Die Kurve ist aufgezeichnet unter der Annahme eines konstanten Verhältnisses zwischen Bohrung und Eisenbreite.

Als tatsächlich erreichte Leistungen für 1500 Uml/min und darunter können folgende Ausführungen gelten:

- 50 000 kVA, 1500 Uml/min, 50 Perioden, 6000 Volt; Generatoren der Grosstation Gennevilliers bei Paris, ausgeführt durch die Société alsacienne de Constructions mécaniques in Belfort und durch C. Schneider & Cie. im Creusot.
- 35 000 kVA, 1500 Uml/min, zweipoliger Typ für 25 Per., 11 000 Volt; Generatoren in der Hellgate Station in New York, ausgeführt durch die General Electric Co.
- 50 000 kVA, 1200 Uml/min, sechspoliger Typ für 60 Per., 13 500 Volt, ebenfalls in der Hellgate Station, ausgeführt durch die Westinghouse Co.
- 60 000 kVA, 1000 Uml/min, sechspoliger Typ für 50 Per., 7000 Volt, im Goldenberg-Werk bei Köln, ausgeführt durch die A. E. G. und die Siemens-Schuckert-Werke.

Bei diesen grossen Leistungen bei 1500 Uml/min und darunter kommen in der Regel nicht mehr massive Rotoren aus einem Stahlschmiedestück in Frage, da so grosse Stücke von den Stahlwerken kaum mit genügender Sicherheit hergestellt werden könnten; die Rotoren werden vielmehr aus Stahlscheiben aufgebaut, die auf eine eigentliche durchgehende Welle aufgeschraubt werden. Die tatsächliche mechanische Sicherheit ist trotz höherer Beanspruchungen am innern Scheibenumfang auch bei grössten Leistungen eine höhere, als bei Verwendung massiver Rotoren zu erwarten wäre, wegen der Verwendungsmöglichkeit besten Stahles von vorzüglicher Homogenität für die Konstruktion dieser Scheiben.

War bislang das Streben nach möglichst hohen Leistungseinheiten bedingt durch die Bedürfnisse der Praxis, in Grossstationen mit nicht zu grosser Zahl Maschinensätze auszukommen, so scheint man hier mit den 1500 und 1000-tourigen Turbo-Aggregaten an der Grenze dieses Bedürfnisses angekommen zu sein; denn grössere Einheiten, als sich mit diesen Umlaufzahlen beherrschen lassen, d. h. Leistungen von über 100 000 kVA, werden wohl kaum ernstlich in Frage kommen. Aber auch die 3000-tourigen Einheiten finden in ihrer Anwendung über 25 000 kVA hinaus eine Begrenzung, die nicht im Aufbau der Generatoren selbst liegt, sondern bedingt ist durch die Konstruktion der Turbine, die bei 3000 Uml/min für diese Leistungen schon mit doppeltem Niederdruckteil ausgerüstet werden muss und bei einigermaßen gutem Vakuum bei obiger Leistung schon an der Grenze der Ausnützung angelangt ist.

Aus den vorstehenden Ausführungen ist ersichtlich, dass der Bau von Turbo-Generatoren insofern einen Rekord im Maschinenbau darstellt, als er in der kurzen Zeitspanne von etwa zwei Jahrzehnten von bescheidenen Anfängen bis zur Entwicklung von Maschinen so gewaltiger Abmessungen gelangt ist, wie die oben genannten.

## Ueber Drehung und Biegung von [-Eisen.

Von Dr.-Ing. Ad. Eggenschwyler, z. Z. in St. Paul, Minn.

In seinen Ausführungen über „Drehung und Biegung“ vom 20. Mai d. J. hat Herr Ing. R. Maillart sich eingehend über meine in „Bauingenieur“ Nr. 1 und 2 d. J. erschienene Veröffentlichung, soweit sich diese auf [-Eisen bezieht, ausgesprochen und dabei zwei Einwände erhoben, auf die ich nachstehendes erwidern möchte.

Die erste Beanstandung erklärt sich daraus, dass Herr Maillart über die Bedeutung des Wortes Drehung anderer Ansicht ist als ich. Ich bezeichnete als Drehungsbeanspruchungen sämtliche Beanspruchungen, die durch Drehmomente, das sind in der Querschnittebene oder parallel dazu wirkende Kräftepaare, hervorgerufen werden. Wenn ein Querschnitt durch ein beliebiges Lastsystem beansprucht wird, dann kann dieses stets zu einer Resultierenden zusammengefasst werden, die den Querschnitt in einem bestimmten Punkte  $A$  und unter bestimmter Richtung schneidet (Abbildung 1), und dort in eine Normalkraft  $R_n$  und eine Transversalkraft  $R_t$  zerlegt werden kann. Die erstgenannte kann weiter zerlegt werden in eine durch den Schwerpunkt  $S$  gehende Axialkraft und ein senkrecht zur Querschnittebene wirkendes Kräftepaar, genannt Biegemoment  $R_n \cdot \rho$ , die zweite,  $R_t$ , in eine durch den Schubmittelpunkt  $B$  gehende Querkraft  $Q = R_t$  und ein in der Querschnittebene wirkendes Kräftepaar, genannt Torsionsmoment  $Q \cdot e$ . Das sind die vier Grundbeanspruchungsarten eines Querschnittes. Weitere gibt es nicht, sofern man von lokalen Kraftangriffen und den Einflüssen plötzlicher Querschnittänderungen absteht, die in ein anderes Kapitel gehören. Dementsprechend verstehe ich unter Drehungsbeanspruchungen alle jene Spannungen, die weder durch Axialkräfte, noch Biegemomente, noch Querkräfte, sondern durch Drehmomente erzeugt werden, gleichgültig wie diese über die Trägerlänge verteilt sind und gleichgültig, ob es nur Schub- oder nur Normalspannungen und beides zusammen sind. Nicht so Herr Maillart. Er findet zwar in Uebereinstimmung mit mir, dass bei exzentrischer, d. h. nicht durch den Schubmittelpunkt gehender Transversalkraft andere Normalspannungen auftreten, als wenn die Transversalkraft durch den Schubmittelpunkt geht (vergl. seine Abbildung 4 vom 30. April 1921), bezeichnet aber diese Abweichungen nicht als Drehungsbeanspruchungen, sondern spricht von biegeähnlichen Spannungsercheinungen und sagt: „Diese als normale Begleitererscheinung der Drehung zu betrachten, sei ein Irrtum, weil sie lediglich eine Folge der Nichteinhaltung der Voraussetzung seien, dass die Drehmomente auf die Stabenden wirken“, denn „die Theorie setzt voraus, dass auf die beiden Enden eines geraden Stabes von konstantem Querschnitt gleiche und entgegengesetzt wirkende Drehmomente wirken.“

Diese Voraussetzung eines bestimmten Belastungsfalles scheint Herr Maillart als Definition des Begriffes Drehung zu halten und jeder andern Verteilung der Drehmomente die Berechtigung zur Führung der Bezeichnung Drehung absprechen zu wollen. So kommt es, dass er meine Ableitungen missversteht und es als Irrtum bezeichnet, wenn ich unter der Bezeichnung Drehungsbeanspruchung Normalspannungen finde, die allerdings bei dem Belastungsfall, den er im Auge hat, zu Null werden. Letzteres geht auch aus meinen allgemeinen Ergebnissen hervor. Ich habe aber darauf nicht ausdrücklich hingewiesen, weil ich mich in der genannten Veröffentlichung möglicher Kürze bemühte und dem betreffenden Belastungsfall keine erhebliche praktische Bedeutung beimessen kann. In der Praxis tritt Drehung fast immer in Verbindung mit Biegung auf. Der Träger muss also derart unter-

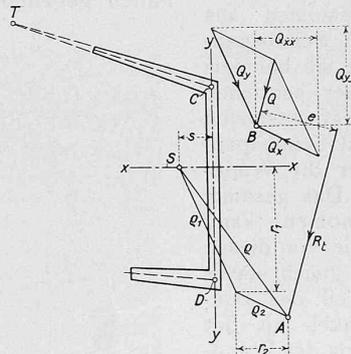


Abb. 1 (zu Drehung und Biegung).