

Zeitschrift: Bulletin de l'Association suisse des électriciens
Herausgeber: Association suisse des électriciens
Band: 21 (1930)
Heft: 11

Artikel: Mechanischer Sicherheitsgrad grosser Turbo-Generatoren
Autor: Rikli, H.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-1058262>

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: 21.02.2026

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

SCHWEIZ. ELEKTROTECHNISCHER VEREIN

BULLETIN

ASSOCIATION SUISSE DES ÉLECTRICIENS

Generalsekretariat des
Schweiz. Elektrotechnischen Vereins und des
Verbandes Schweizerischer Elektrizitätswerke

REDAKTION {
Zürich 8, Seefeldstr. 301

Secrétariat général de
l'Association Suisse des Electriciens et de
l'Union de Centrales Suisses d'électricité

Verlag und Administration {

Fachschriften-Verlag & Buchdruckerei A.-G.
Zürich 4, Stauffacherquai 36/38

Editeur et Administration

Nachdruck von Text oder Figuren ist nur mit Zustimmung der
Redaktion und nur mit Quellenangabe gestattet

Reproduction interdite sans l'assentiment de la rédaction et
sans indication des sources

XXI. Jahrgang
XXI^e Année

Bulletin No. 11

Juni I 1930
Juin I

Mechanischer Sicherheitsgrad grosser Turbo-Generatoren.¹⁾

Von Oberingenieur H. Rikli, Zürich.

In neuerer Zeit kamen an normal konstruierten und mit üblichen Werten beanspruchten Rotoren von Turbogeneratoren häufiger Explosionen vor, deren Ursachen nicht mit Bestimmtheit ermittelt werden konnten. Versuche, welche u. a. die Maschinenfabrik Oerlikon anstellte, scheinen darauf hinzuweisen, dass diese Explosionen auf die von den Stahlwerken seit einigen Jahren angewendete «hohe Vergütung» der rohen Rotoren zwecks Steigerung der Streckgrenze zurückzuführen sind; denn durch diese Vergütung werden die Rotorkörper wohl meistens mit inneren Spannungen behaftet, welche jede theoretische Sicherheit illusorisch machen. Der Autor empfiehlt deshalb, auf eine Vergütung überhaupt zu verzichten und eine genügend hohe, aber allerdings niedrigere Streckgrenze als bisher angestrebt nur durch entsprechende Legierung bei gut ausgeglühtem und deshalb spannungsfreiem Material zu erzielen. Durch Verwendung von Aluminium für die Rotorwicklung können aber die mechanischen Beanspruchungen bedeutend herabgesetzt werden, wodurch der Sicherheitsgrad doch den üblichen Wert erreicht, und zwar nicht nur theoretisch.

621.313.322—75
On a enregistré récemment des explosions fréquentes de rotors de turbo-alternateurs normalement construits et soumis à des sollicitations courantes, sans avoir pu en déterminer les causes avec certitude. Des essais entrepris par les Ateliers de Construction Oerlikon semblent conduire à la conclusion que ces explosions sont dues au procédé d'«amélioration» des rotors bruts, introduit par les aciéries depuis quelques années pour élever la limite d'étirage du matériel, procédé qui a comme contre-partie de provoquer le plus souvent des tensions internes rendant illusoire toute sécurité théorique. L'auteur recommande pour cette raison de renoncer à une «amélioration» de ce genre et à tendre vers une limite d'étirage suffisamment élevée, mais toutefois plus basse que jusqu'ici, par un alliage approprié et un recuit convenable pour neutraliser les tensions internes. La limite d'étirage sera inférieure, il est vrai, mais on peut compenser cet inconvénient en utilisant l'aluminium au lieu du cuivre pour l'enroulement du rotor; ainsi on réduit la sollicitation mécanique, de sorte que la sécurité usuelle est obtenue réellement et non seulement en théorie.

Die Entwicklung grosser Dampfturbinen-Einheiten hat seit dem Weltkriege ganz bedeutende Fortschritte zu verzeichnen. Besonders der Fortschritt im Bau von 2-poligen Turbo-Generatoren für 50 Per/s, also 3000 U/m ist bemerkenswert. Wenn kurz nach dem Krieg etwa 15000 kVA für diese Kategorie als oberste Grenzleistung galt, so ist man heute bereits bei 40000 kVA und selbst darüber angelangt.

Was hat diesen rapiden Anstieg veranlasst? Da ist vor allem zu sagen, dass die eigentliche Triebfeder für diese Entwicklung die Tendenz ist, die Grosskraftwerke mit wenigen, aber sehr grossen Einheiten auszurüsten, und dass es mit Rücksicht auf eine billige Herstellung der Dampfturbinen wünschenswert ist, die grossen Einheiten möglichst weit hinauf als 3000-tourige Maschinen zu bauen. Ermöglicht wurde der Bau solcher Generatoren durch die Stahlwerke, die den Elektrofirmen Rotoren mit stets höheren Festigkeitswerten lieferten.

¹⁾ Wiedergabe eines Berichtes für die Teil-Weltkraftkonferenz in Tokio 1929.

Bekanntlich ist es ja der Rotor, der zufolge seiner hohen mechanischen Beanspruchungen der weiteren Leistungssteigerung bei gegebener Baulänge eine Grenze setzt. Die Baulänge hängt von der zulässigen Höhe der kritischen Tourenzahl und von der Erwärmungsgrenze namentlich der Rotorwicklung ab.

Es besteht also das Bestreben, mit den Durchmessern für grosse 3000-tourige Einheiten möglichst hoch hinauf zu gehen und die vorzüglichen Materialeigenschaften, welche die Stahlwerke in den letzten Jahren zu offerieren imstande waren, voll auszunützen.

Allgemein wird für Einblock-Rotoren grosser Leistungen ein vergüteter Chrom-Nickelstahl gewählt. Die Stahlwerke sind imstande, heute dieses Material mit sehr hohen Festigkeitsziffern zu liefern. Es werden für dieses Material folgende Werte garantiert und im allgemeinen auch erreicht:

Zugfestigkeit 7500–8000 kg/cm²,

Streckgrenze 5000–5500, ja sogar bis 6000 kg/cm²,

Dehnung bei 5 D 15–18 %,

Kerbzähigkeit 8–10 kgm/cm² bezogen auf Normalstab 10×10×60 mm und 2,5 mm Kerbe.

Bei der Frage der Sicherheit rechnen vorsichtige Konstrukteure mit dem Wert der *Streckgrenze* und gehen mit den Beanspruchungen nur so hoch, dass bei den zu erwartenden oder vorgeschriebenen Uebertouren noch ein namhafter Spielraum bis zur Erreichung der Streckgrenze vorhanden ist. Es sollten unter allen Umständen 60 % der Streckgrenze für solche Fälle nicht überschritten werden. Die Veröffentlichungen der letzten Jahre über Gross-Turbogeneratoren für 3000 U/m lassen erkennen, dass im allgemeinen diese Grundsätze eingehalten werden und die Betriebsleiter über die Zuverlässigkeit ihrer grossen Einheiten dieser Kategorie in mechanischer Beziehung beruhigt sein könnten.

Leider sind nun aber gerade in neuerer Zeit, d. h. in den letzten zwei Jahren, wieder verschiedene folgenschwere Explosionen von grossen 3000-tourigen Turbo-Rotoren bekannt geworden, teils schon bei Schleuderproben in den betreffenden Werken, teils erst im Betriebe, sogar nach längeren Betriebszeiten. Ich will von solchen Fällen absehen, wo vielleicht doch eine mangelhafte veraltete Konstruktion mit am Unglück schuld war, und annehmen, der Grossteil, wenn nicht alle der schnellaufenden Gross-Generatoren seien nach oben skizzierten gesunden Grundsätzen hergestellt worden. Wieso kann es vorkommen, dass dann doch noch Explosionen solcher Rotoren vorkommen, und zwar nicht nur ganz vereinzelt, sondern immerhin in solcher Häufigkeit, dass die Sache zum Aufsehen mahnt. Materialfehler? Ja, das könnte in einzelnen Fällen die Ursache sein. Nachdem aber heute der Materialprüfung und der Untersuchung des Arbeitsstückes während der Fabrikation eine so weitgehende Aufmerksamkeit geschenkt wird, wie uns durch Veröffentlichungen in den Fachschriften bekannt ist, scheint eine solche Ursache für die Mehrzahl der Fälle doch ausgeschlossen. Und doch scheinen gewisse Materialeigenschaften die eigentliche Ursache dieser Störungen zu sein. Die Herstellung eines grossen Einblock-Rotors ist für die Stahlwerke immer eine schwierige Arbeit, die viel Sorgfalt und weitgehende Beherrschung der Giess- und Schmiedetechnik erfordert. Die Stahlwerke haben schon manchen grossen Rotor mehrfach ausführen müssen bis das betreffende Stück abgeliefert werden konnte. Schon das Giessen der nötigen Ingots, die aus schmiedetechnischen Gründen etwa das doppelte Gewicht der fertigen Roh-Rotoren aufweisen müssen, bietet wegen der auftretenden Seigerungen und Lunkerbildungen im Innern der Schwierigkeiten genug. Um die normalerweise hauptsächlich im Zentrum eines Ingots und somit auch des Rotors auftretenden Seigerungen und Lunker- und Blasenbildungen aus dem fertigen Rotor zu entfernen, werden neben ausreichenden Köpfen des Ingots die Rotoren achsial durchbohrt. Dadurch gewinnt man zugleich die wertvolle Möglichkeit, den Rotor im Innern mit Spiegelapparat genau auf Riss-, Blasen- und Lunkerfreiheit zu untersuchen. Freilich werden durch diese Ausbohrungen die Beanspruchungen im zentralen Teil theoretisch etwa verdoppelt. Aber man zieht mit Recht diese Erhöhungen

der Beanspruchungen der Unsicherheit über die Materialbeschaffenheit im zentralen Teil des Rotors vor, weil bei einem ungebohrten Rotor mit eventuellen Riss- und Lunkerbildungen im Innern lokal noch viel höhere Beanspruchungen auftreten könnten.

Der Beanspruchungsverlauf in einem Rotorkörper mit radialen Wicklungsnuten, wie er heute wohl allein noch ernstlich für grosse Leistungen in Frage kommt, hat etwa die in Fig. 1 skizzierte Gestalt.

Im allgemeinen wird die Randspannung im zentralen Bohrloch den grössten Wert haben, es gibt jedoch auch Rotorkonstruktionen, bei denen die Spannungen an den Zahnwurzeln ebenso hohe Werte erreichen.

Unter der Annahme eines Rohmaterials von 5500 kg/cm^2 Streckgrenze sollte nach obigen Ausführungen die maximale Belastung bei z. B. 25 % Uebertouren 3300 kg/cm^2 nicht übersteigen oder bei normaler Tourenzahl maximal 2100 erreichen. Solche Beanspruchungen sind heute bei grossen 3000-tourigen Rotoren durchaus an der Tagesordnung, ja man kann aus gewissen Literaturangaben schliessen, dass noch höhere Beanspruchungen zugelassen werden. Einzelne Firmen belasten bei 25 % Uebertouren das Rotormaterial bis zu $\frac{2}{3}$ des Streckgrenzenwertes, was bei 6000 kg/cm^2 eine Belastung bei normaler Tourenzahl von über 2500 kg/cm^2 ergeben würde. Wenn keine anderen zusätzlichen Belastungen auftreten, wäre gegen eine

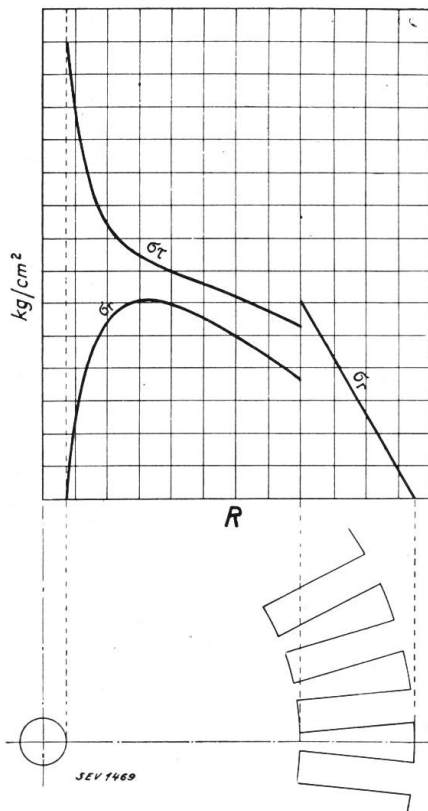


Fig. 1.

Verlauf der Beanspruchung in einem gebohrten Rotorkörper in Funktion des Radius.

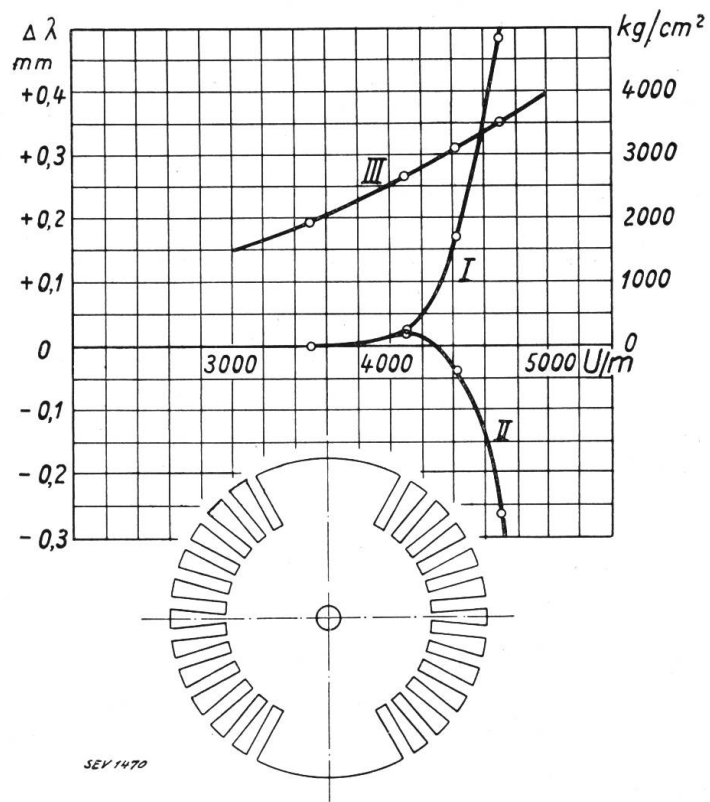


Fig. 2.

Scheibe von 920 mm Durchmesser. Dehnungen und Spannungen in Funktion der Umdrehungszahl pro Minute.

- I Bleibende Dehnungen im Durchmesser über Polhorn.
- II Bleibende Dehnungen im Durchmesser über Neutrale.
- III Randspannung im Bohrloch.

so hohe Belastung nichts einzuwenden, da sie selbst bei einer Tourenzahlsteigerung von 25 % noch einen erheblichen Sicherheitsgrad gewährt. Mit höheren Uebertouren, wie z. B. im Wasserturbinenbau, wird im Dampfturbinenbau nicht gerechnet werden müssen, da sicher wirkende Schnellschlussventile eingebaut werden können. Zusatzbelastungen, herrührend von Biegungsspannungen im Rotor, welche als Spannung mit wechselnder Richtung auftreten und eventuell Ermüdungserscheinungen hervorrufen können, sind so klein (im allgemeinen von der Grössenordnung $< 50 \text{ kg/cm}^2$), dass sie nicht in Betracht fallen.

Versuche, die wir an Scheiben, die zum Teil aus Rotorkörpern herausgeschnitten waren, gemacht haben, zeigten auch, dass die oben errechneten Belastungen tatsächlich noch keine Gefahr für einen Rotorkörper in sich schliessen. Als erster Versuch unterwarfen wir eine Scheibe von 920 mm Durchmesser mit eingefrästen Nuten, wie sie für die Wicklung eines normalen Rotors dieser Grösse in Frage kommen, sukzessive gesteigerten Schleuderproben und liessen die bleibenden Dehnungen nach jeder Schleuderung messen. Die Scheibe bestand aus SM-Flusseisen

von 3570 bis max. 3620 kg/cm² Zugfestigkeit,
1980 bis max. 2075 kg/cm² Streckgrenze,
und 25,7 bis max. 31,8 % Dehnung.

Die Werte wurden nach beendeten Versuchen an acht Ausschnitten aus der Scheibe bestimmt. Wir wählten absichtlich ein Material mit niedriger Streckgrenze, um bei den Versuchen diese mit Sicherheit wenigstens für die innere Randspannung zu überschreiten und gut messbare Werte für die bleibende Dehnung zu erhalten. Aus Fig. 2 sind die Form der Scheibe und die Resultate der Versuche zu ersehen.

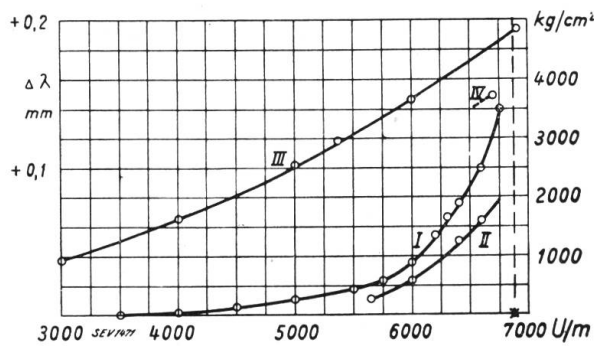


Fig. 3.

Scheibe von 708 mm Durchmesser. Dehnungen und Spannungen in Funktion der Umdrehungszahl pro Minute.
I Bleibende Dehnungen im Durchmesser über Polhorn.
II Bleibende Drehungen im Durchmesser über Neutrale.
III Randspannung im Bohrloch.
IV Wert der 2. Scheibe.
X Bei 6900 U/m explodierte die Scheibe.

Trotzdem die innere Randspannung bei 4700 U/m schon die Zerreissfestigkeit theoretisch erreicht hat, ist die Scheibe auch dann noch nicht explodiert, als die Bohrung mit einer scharfen Kerbe in der Ebene der max. Beanspruchung versehen und die Schleuderung bis auf 4800 U/m getrieben wurde. Dies erklärt sich wohl daraus, dass durch die *beginnende Dehnung* eine Verfestigung des Materials eintritt und gleichzeitig die innersten Fasern etwas entlastet werden. Da aber gerade in der Bohrung der Spannungsanstieg ein sehr starker ist, so wird die Spannungsverminderung bei beginnender Dehnung ebenfalls beträchtlich sein und die weiter aussen liegenden Fasern die Spannungszunahme aufnehmen. Hingegen wurde die Scheibe leicht oval, und zwar im gleichen

Ausmass auch in der Bohrung. Eine weitere Steigerung der Tourenzahl bis zur Explosion war mit dem zur Verfügung stehenden Antriebsmotor nicht möglich.

Ein zweiter Versuch erstreckte sich auf zwei Scheiben, die aus einem im Innern mit Lunkerstellen behafteten und deshalb verworfenen Rotor herausgeschnitten wurden. Das Material war SM-Stahl von nominell 6000 kg/cm² Zugfestigkeit und 3500 kg/cm² Streckgrenze bei 15 % Dehnung.

Die nach beendeten Versuchen an aus den Scheiben herausgeschnittenen Probestäben gemessenen Werte waren im Mittel:

	Zugfestigkeit kg/cm ²	Streckgrenze kg/cm ²	Dehnung %
Tangential, aussen	5310	2520	20,7
Radial	5330	2810	10,9
Tangential, innen	3870	3310	0,83.

Trotz dieses sehr schlechten Materials, dessen Unbrauchbarkeit noch durch die beigelegte Mikrophotographie Fig. 4 mit ausgesprochenen Widmannstättenschen Figuren verdeutlicht wird, ist die eine Scheibe erst bei 6900 U/m explodiert, während die zweite Scheibe, welche in der Bohrung eine etwas kleinere Lunkerstelle aufwies, bei dieser Umdrehungszahl noch Stand hielt. Fig. 5 zeigt die explodierte Scheibe nach der Explosion wieder zusammengestellt. Der primäre Diametral-Riss geht gerade durch die Lunkerstelle und liegt zugleich im Durchmesser der grössten Beanspruchung. Fig. 6 zeigt eine Photo der Lunkerstelle der zersprungenen Scheibe

von der Bruchfläche aus gesehen. Obschon also bei diesen Scheiben die Bruchfestigkeit des Materials in der Bohrung bei weitem überschritten war, ist nur die eine mit grösserer Lunkerstelle zersprungen. Abgesehen von dem schädlichen Einfluss der Lunkerstelle konnte diese Scheibe zerspringen, weil die theoretische Randspannung schon beträchtlich über der Zugfestigkeit des Materials lag und die Dehnungszahl im Innern praktisch null war. Es ist nur zu verwundern, dass die Scheibe nicht schon früher explodierte.

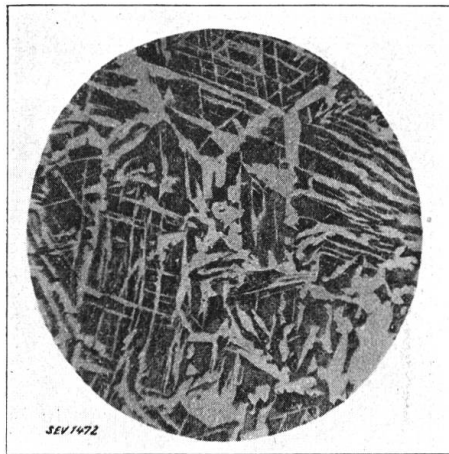


Fig. 4.
Mikrophotographie von Rotormaterial mit
ausgesprochener Widmannstättenscher Figur.

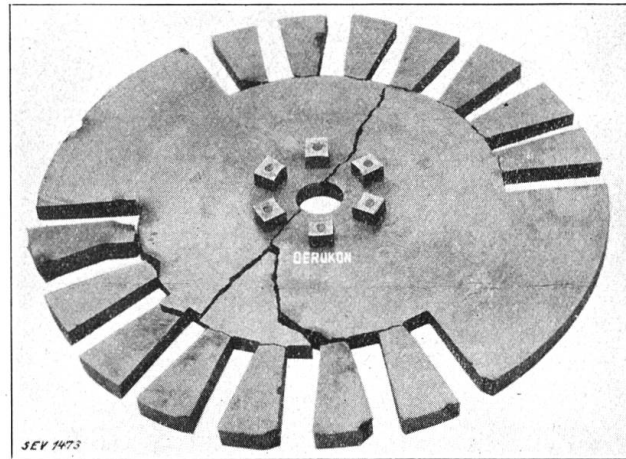


Fig. 5.
Zersprungene Versuchsscheibe aus einem defekten
Rotorkörper.

Nach diesen Resultaten könnte man versucht sein, den wirklichen Sicherheitsgrad solcher Rotoren als über alle Zweifel erhaben anzusehen, und doch zeigen Vorkommnisse in den letzten Jahren, dass dem nicht so ist.

Einen sehr gefährlichen inneren Rotordefekt zeigt Fig. 7. Der relativ kleine Rotor zeigte beim Durchbohren einen deutlichen Längsriss, der etwa diametral verlief. Ein Zerschneiden des Rotorkörpers an dieser Stelle deckte die äusserste Gefährlichkeit dieses Risses auf. Die Beschädigung verläuft als diametraler Riss und schliesslich als feiner Haarriss, der aber doch die Gefügelockerung kundgibt bis nahe an die Oberfläche des Rotors. Dass dieser Rotor schon frühzeitig in zwei Hälften auseinander gefallen wäre, ist wohl ohne weiteres klar. Wenn auch diese Art der Beschädigung eines Rotors zu den seltenen Fällen gehört und in der Regel schon bei der ersten Bohrlochkontrolle aufgedeckt wird, so sind doch in der Praxis schon solche Fälle von Rotor-spaltungen vorgekommen.

Dieser Fall führt uns näher an die Erklärung der Explosionsmöglichkeit grosser Rotoren, auch wenn die sog. „Sicherheitsgrenze“ noch nicht überschritten ist. Wenn auch ein klaffender Riss im Rotorinnern, wie ihn Fig. 7 zeigt, gewiss sehr selten ist und auch Spuren von Rissen im Innern bei der Abspiegelung des Bohrloches, die doch von allen seriösen Firmen durchgeführt

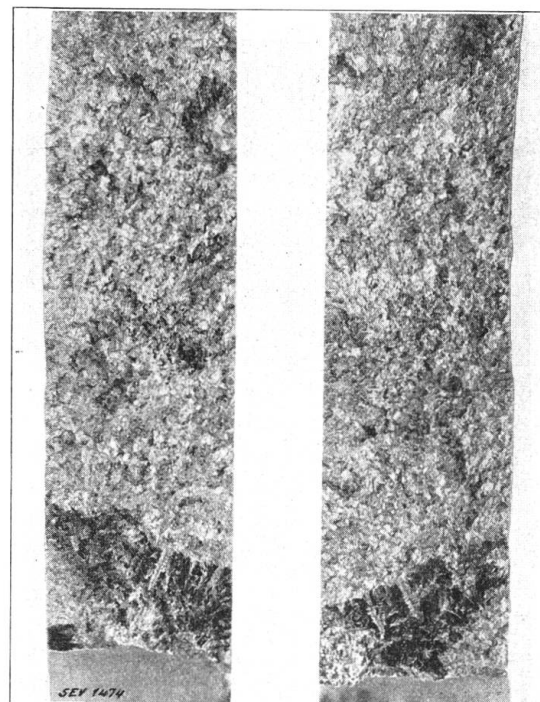
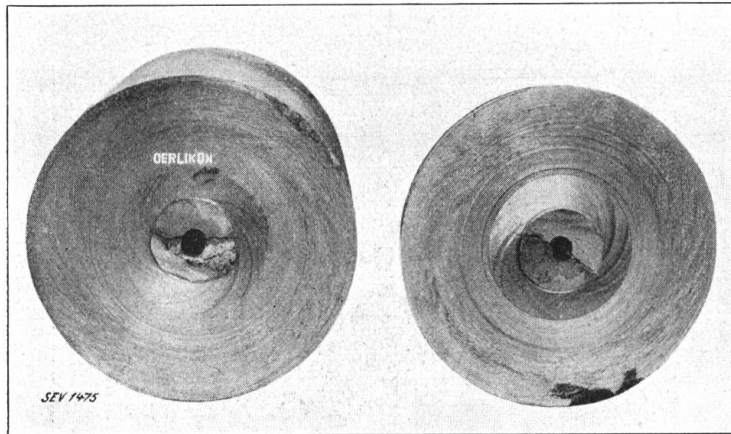


Fig. 6.
Lunkerstellen aus der zersprungenen Versuchsscheibe
eines defekten Rotorkörpers.

wird, leicht entdeckt werden und sofort zur Ausscheidung eines solchen Rotors führen, so ist es sehr wohl denkbar, dass durch die auf die Erreichung der hohen Streckgrenzenwerte abzielende Vergütung *unbekannte innere Spannungen im Rotorkörper hervorrufen kann*, die sich lokal zu den durch den Betrieb hervorgerufenen Materialspannungen addieren.



Rotorkörper mit gefährlichem Diametralriss.
Fig. 7.

Diese Vermutung wird durch die verschiedenen sonst unerklärlichen Explosionskatastrophen der letzten Zeit gestützt und von den Stahlwerken auch bestätigt. Die Stahlwerke waren seit einigen Jahren gezwungen, in der Vergütung solcher Rotorkörper immer weiter zu gehen, um den Anforderungen verschiedener Elektrofirmen gerecht zu werden. Die Heraufsetzung der Streckgrenze konnte nur erreicht werden durch Erhöhung des Chromzusatzes und entsprechende Vergütung der Chrom-Nickel-Stahllegierung.

Während ein schwacher Chromzusatz von vielleicht $\frac{1}{2}\%$ genügte, um bei einer Zugfestigkeit von etwa 7000–7500 kg/cm² die Streckgrenze des vergüteten Rotors auf 4000–4500 kg/cm² zu bringen, waren zur Erreichung von 5000–6000 kg/cm² Streckgrenze Chromzusätze bis über 1% nötig. Diese Erhöhung des Chromzusatzes sollte auch eine grössere Eindringtiefe der Vergütung gewährleisten; zu dem gleichen Zwecke wurden auch die Rotoren vor der Vergütung mit einigen Vornuten versehen. *Gerade diese Erhöhung des Chromzusatzes in Verbindung mit der starken Steigerung des Streckgrenzenwertes durch Vergütung scheint nun die Explosionsgefahr der betreffenden Rotorkörper heraufbeschworen zu haben*, während man jahrelang, als man sich mit Werten der Streckgrenze von 4000–5000 begnügte, kaum etwas von Explosionen gehört hat. Als die Stahlwerke die gefährliche Situation erkannten, wurden neue Mittel ersonnen, um dieser zu begegnen, ohne die so schönen Paradezahlen von 5500–6000 kg/cm² Streckgrenze opfern zu müssen. Im Ersatz von Chrom durch Molybdän oder im Zusatz von Molybdän wurde das Mittel gefunden. Aber es zeigten sich da wieder neue Schwierigkeiten, indem das Giessverfahren des so legierten Stahles bedeutend heikler wurde, da die Einhaltung einer ganz engbegrenzten Giesstemperatur und eine sehr sorgfältige Abkühlung des Ingots notwendig wurde. Ohne Beobachtung dieser Vorschriften waren auch diese Ingots namentlich im untern Teil häufig mit ganz feinen Haarrissen behaftet.

Neuerdings kommt man wieder auf ein altes Verfahren zurück, das auch diese Nachteile, welche ja die gleichen Gefahren in sich schliessen wie Gefügespannungen, beseitigen soll: das sog. Harmetverfahren oder die Erzeugung von Press-Ingots. Durch dieses Verfahren wird der Stahl in der Coquille schon in flüssigem und breiigem Zustande einer von allen Seiten wirkenden hohen Kompression unterworfen, welche gefährliche Lunker- und Rissbildungen verhindert, ebenso werden die Seigerungen bedeutend reduziert.

Das wichtigste Moment in der Herstellung von grossen Rotorkörpern mit genügendem wirklich vorhandenem Sicherheitsgrad scheint uns aber darin zu liegen, auf eine Vergütung überhaupt zu verzichten und eine genügend hohe Streckgrenze nur durch entsprechende Legierung bei gut ausgeglühtem Material zu erhalten. Es liegen bereits Resultate vor, welche dieses Ziel als sicher erreichbar erscheinen

lassen. Werden solche Rotoren vor dem Ausglühen mit entsprechenden Vornuten versehen, so dürften dieselben nachher praktisch frei von inneren Spannungen sein und einen sehr hohen Sicherheitsgrad bieten. Freilich wird man wohl auf Rekordzahlen von 5000–6000 kg/cm² verzichten und sich vielleicht mit einer Streckgrenze von max. 4500 kg/cm² begnügen müssen. Aber es ist noch lange nicht gesagt, dass dann selbst der theoretische Sicherheitsgrad kleiner ausfallen müsse als der eingangs erwähnte. *Die Lösung liegt in der Verwendung von Aluminium als Rotorwicklungsmaterial, wie sie die Maschinenfabrik Oerlikon schon seit über 13 Jahren mit bestem Erfolg für ihre 3000-tourigen Einheiten über 10000 kVA anwendet.*

Der grösste Rotor dieser Serie mit 920 mm Ballendurchmesser kann bei 3 m Eisenbreite sehr wohl 45000 kVA erzeugen. Die Beanspruchungen eines solchen Rotors sind sehr niedrig. So beträgt die Randspannung in der Bohrung knapp 1400 kg/cm² bei 3000 U/m. Die Spannung steigt also bei 25 % Uebertouren nur auf 2180 kg/cm² oder noch nicht ganz auf 50 % der Streckgrenze, wenn man diese auf 4500 kg/cm² festsetzt. Noch viel niedriger sind die Zugbeanspruchungen in den Zackenfüssen. Hier werden bei normaler Umdrehungszahl maximal 700 kg/cm² erreicht. Auch die Beanspruchungen in den Rotorendkappen liegen bei 25 % Uebertouren noch unter 50 % des Streckgrenzenwertes und dies bei nur 4 cm starker Wandung. Hervorzuheben ist ferner auch die Schonung des Isolationsmaterials, dessen Flächendruck auf etwa $\frac{1}{3}$ des Wertes bei Kupferwicklung zurückgeht und nur etwa 120 kg/cm² erreicht. Trotzdem das Aluminium ja nur etwa 60 % der Leitfähigkeit von Kupfer besitzt und demzufolge die Verluste für die Erregung des Rotors entsprechend in die Höhe gehen, so ist es dank einer vorzüglichen inneren Ventilation des Rotors gelungen, seine Erwärmungsgrenze auch für obige Leistungen innerhalb den Normen zu halten.

Die oben angegebenen Belastungsziffern sind so niedrig, dass es ohne Gefahr möglich ist, bei Verwendung von Aluminium-Wicklung mit dem Rotordurchmesser noch höher zu gehen. Dahingehende Konstruktionen sind von der Maschinenfabrik Oerlikon schon seit langem durchgearbeitet worden und erlauben ohne Ueberschreitung des eingangs erwähnten Sicherheitsfaktors die Leistungen bei etwa gleicher Eisenbreite auf über 60000 kVA bei 3000 U/m zu steigern.

Die entsprechenden Belastungsziffern sind:

	Bei 3000 U/m	bei 25 % Uebertouren	in % der Streckgrenze von 4500 kg/cm ²
Randspannung im Bohrloch . . .	1580	2470	55
Zugspannung in den Zahnwurzeln .	820	1280	28,5
Endkappen	2400	3750	58

Hiebei haben die Endkappen nur eine Wandstärke von 5 cm.

Als ungefährender Grenzdurchmesser dürfte bei Verwendung von Aluminium als Rotorwicklung etwa 1100 mm gelten, wobei die Randspannung im Bohrloch etwa auf 1800 kg/cm², die Zugspannung in den Zacken auf 1000 kg/cm² und die Tangentialspannung in den Kappen allerdings auf 2700 kg/cm² steigen würde, was für solche unmagnetischen Kappen eine Streckgrenze von ca. 7000 kg/cm² erforderte, wenn man maximal 60 % des Streckgrenzenwertes festhält.

Was hier für 3000-tourige Generatoren gesagt wurde, gilt natürlich erst recht für solche von 3600 U/m. Auch für die 4-poligen Generatoren von 1500 resp. 1800 U/m bietet die Anwendung von Aluminiumwicklung und dadurch die Herabsetzung der Beanspruchungen so grosse Vorteile, dass der kleine Nachteil der Zunahme der Erregungsenergie kaum in Betracht fällt.

Es bleibt nun noch die Frage der Material- und Werkstückprüfung. Als erste unerlässlichste Probe wird immer die peinlichst genaue Durchführung der Bohrlochkontrolle gelten. Die Maschinenfabrik Oerlikon hat hierfür einen besonderen Spiegelapparat gebaut (D.R.P. 409 064 und 476 359), der es erlaubt, ohne umständliches Drehen des Spiegels gleich den ganzen Umfang in einem Male zu beobachten. Man hat also nur nötig, den Apparat langsam durch das Bohrloch zu schieben, um dieses in sehr bequemer und sicherer Art auf seiner ganzen Länge prüfen zu können. Der Apparat ist in Fig. 8 in Verbindung mit einem Schema dargestellt, aus dem seine Funktion ohne weiteres hervorgeht. Zahlreiche Zerreiß- und Kerbschlagproben von den beidseitigen Proberingen und vom Bohrkern sind natürlich unerlässlich zur Kontrolle der verlangten Festigkeitswerte und der Gleichmässigkeit des Materials. Nach erfolgter Nutung ist es sehr wichtig, den Rotor einer ausgedehnten Schleuderprobe mit Uebertouren zu unterwerfen. In der Maschinenfabrik Oerlikon wird die Schleuderprobe so durchgeführt, dass der Rotor nach sukzessive gesteigerter Schleudertourenzahl jeweilen mit einem Präzisionsmikrometer (Fig. 9) auf

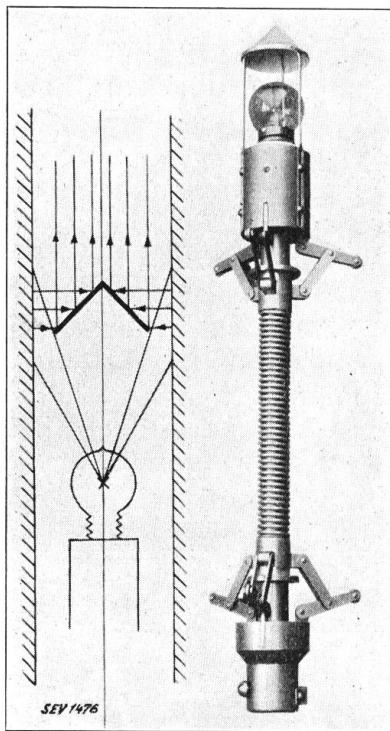


Fig. 8.
Spiegelapparat, System Maschinenfabrik Oerlikon, zur Untersuchung der Rohrlochwandungen von Rotorkörpern.

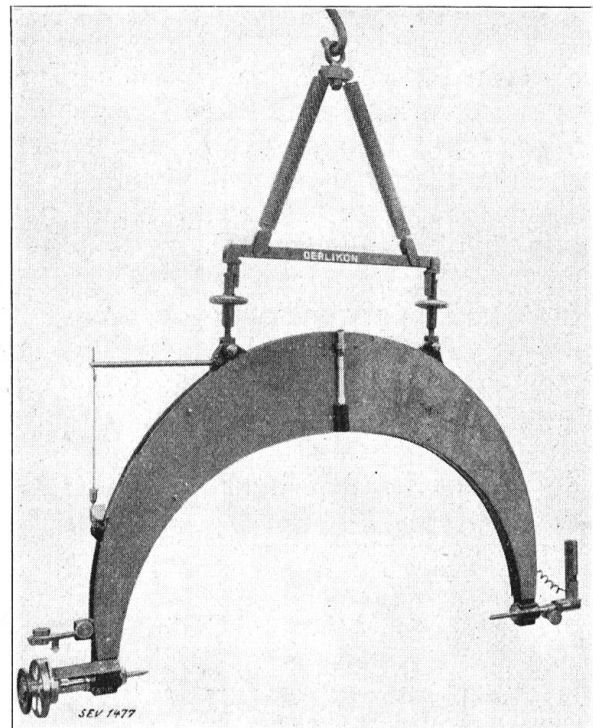


Fig. 9.
Grosses Präzisionsmikrometer, System Maschinenfabrik Oerlikon, zur Bestimmung kleinster bleibender Dehnungen an ausgeschleuderten Rotorkörpern.

bleibende Dehnung kontrolliert wird. Das Instrument hat eine Messgenauigkeit von $\frac{1}{1000}$ mm und lässt lange bevor irgend eine Gefahr eintreten könnte, diese an der rasch zunehmenden bleibenden Dehnung erkennen (siehe auch Fig. 2 und 3). Die Schleuderung wird so weit gesteigert, dass in unbewickeltem Zustand der Rotor die gleichen Beanspruchungen erfährt wie in fertigem Zustand bei 25% Uebertouren. Eine Wiederholung der Bohrlochkontrolle nach der Schleuderung ist sehr zu empfehlen und erst dann sollte zur Bewicklung geschritten werden. Eine rigorose Schleuderprobe des fertigen Rotors ohne vorherige sukzessive Kontrolle auf bleibende Dehnung ist nicht zweckmässig, da sie keine Anhaltspunkte über eventuelle Veränderungen im Rotor gibt. Dagegen kann eine sorgfältige, gleichmässige Erwärmung des Rotors auf 150–200° C von Vorteil sein, um Unsymmetrien der Materialdichte oder exzentrischen Lunkerstellen durch Beobachtung einer Verziehung

auf die Spur zu kommen. Es ist auch schon vorgeschlagen worden, durch Fein-Widerstandsmessung, speziell des am meisten beanspruchten Ballens, in aufeinander folgenden Zonen in der Längsrichtung Aufschluss über Fehler im Innern zu erhalten, aber wie würde sich ein axialer Längsriss bei dieser Methode zeigen? Offenbar gar nicht, und doch sind gerade diese die gefährlichsten Fehler in einem Rotor.

Trotz verschiedener in den letzten Jahren vorgekommener Rotorzerstörungen ist die heutige Lage im Bau von grössten schnellaufenden Generatoren doch so, dass bei richtiger Wahl und Behandlung der Materialien diese Generator-Rotoren einen absolut zuverlässigen Sicherheitsgrad aufweisen können, wie er bei gangbaren kleineren Leistungen bisher üblich war und auch im allgemeinen eingehalten worden ist.

Ein einfaches Verfahren zur experimentellen Analyse von Wechselstromkurven.

Von Th. Laible, dipl. Ing. und E. Bindler, dipl. Ing., Assistenten am Elektrotechnischen Institut der Eidg. Techn. Hochschule, Zürich.

621.317.35

Es wird ein Verfahren angegeben, das gestattet, die Amplitude einer Harmonischen beliebiger Ordnungszahl zu bestimmen, ohne dass es nötig wäre, Strom oder Spannung zu oszillographieren, wobei eine Harmonische von nur 1 % der Grundharmonischen noch sicher feststellbar ist.

Das Verfahren besteht darin, dass der zu untersuchenden Spannung eine andere Spannung überlagert wird, deren Frequenz mit derjenigen der gesuchten Harmonischen übereinstimmt. Durch geringe Aenderung der Ueberlagerungsfrequenz wird mit der Harmonischen ähnlicher Frequenz eine Schwebung erzeugt, welche mittels einem den Effektivwert anzeigenden Voltmeter festgestellt werden kann. Aus den Grenzwerten des Ausschlages und dem Effektivwert der überlagerten Spannung lässt sich dann die gesuchte Amplitude berechnen.

Die Autoren geben die Theorie des Verfahrens, Fehlerrechnung, Beispiele und Vergleiche mit anderen Methoden.

Les auteurs indiquent un procédé permettant de déterminer l'amplitude d'un harmonique d'ordre quelconque, sans qu'il soit nécessaire de relever un oscillogramme du courant ou de la tension. Ce procédé, capable de déceler encore avec certitude un harmonique d'amplitude égale à 1 % seulement de celle de l'harmonique fondamental, consiste à superposer à la tension analysée une autre tension, dont la fréquence coïncide avec celle de l'harmonique cherché. En modifiant légèrement la fréquence de la tension superposée on provoque, avec la fréquence voisine de l'harmonique considéré, des battements pouvant être enregistrés par un voltmètre indiquant la valeur efficace. On peut déduire l'amplitude cherchée des valeurs-limite de la déviation du voltmètre et de la valeur efficace de la tension superposée.

Les auteurs donnent la théorie du procédé, le calcul des erreurs, des exemples et comparent d'autres méthodes à la leur.

Ursprung.

Für die Untersuchung eines neuen Wechselstromvoltmeters (Drehspuleninstrument mit eingebautem Trockenplattengleichrichter, Pat. Gossen-Westinghouse) in bezug auf Abhängigkeit von der Kurvenform wurde eine stark verzerrte Spannungskurve erzeugt durch Ueberlagerung einer 150-periodigen Spannung über die 50-periodige Netzspannung. Dabei zeigte sich nicht nur am untersuchten, sondern auch an den parallel geschalteten Kontrollvoltmetern (ein Hitzdrahtinstrument, ein eisenloses dynamisches Instrument) starkes Schwanken der Ausschläge. Herr Prof. Dr. K. Kuhlmann verwies uns auf die Möglichkeit, dass diese Schwankungen durch eine Schwebungserscheinung der überlagerten 150-periodigen Spannung mit einer dritten Harmonischen der Netzspannung selbst hervorgerufen würden, was sich auch bestätigte. Die nähere Untersuchung der Erscheinung führte uns auf das im folgenden beschriebene Verfahren zur Anzeige und Messung höherer Harmonischen in einer Wechselspannung.

Einleitung.

Bei der üblichen Methode, eine Wechselstromkurve zu analysieren, wird zuerst ein Oszillogramm aufgenommen und dieses nach einem der bekannten rechnerischen, graphischen oder mechanischen Verfahren ausgewertet.