Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 82 (1964)
Heft: 14

Artikel: Neuere Entwicklungen im Dampfturbinenbau: Vortrag
Autor: Flatt, F.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-67469

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: 10.01.2026

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

ORGAN DES SCHWEIZERISCHEN INGENIEUR- UND ARCHITEKTEN-VEREINS S.I.A. UND DER GESELLSCHAFT EHEMALIGER STUDIERENDER DER EIDGENÖSSISCHEN TECHNISCHEN HOCHSCHULE G.E.P.

Neuere Entwicklungen im Dampfturbinenbau

DK 621.165

Ueberarbeitete Fassung eines Vortrages, gehalten im Zürcher Ingenieur- und Architektenverein am 20. März 1963 von **F. Flatt**, Vizedirektor bei Escher Wyss AG., Zürich

1. Ueber die thermische Energieerzeugung in der Schweiz

In der Schweiz wächst der Jahresbedarf an elektrischer Energie um etwa 7 %; der Leistungsbedarf um etwa 10 %. Bei einer installierten Leistung von rd. 6 Mio kW (Ende 1962) ist deshalb mit einem jährlichen Zuwachs von rd. 600 MW zu rechnen. Bekanntlich sind die reichen Wasserkräfte unseres Landes schon weitgehend ausgebaut. Die Nutzung der noch verbleibenden Möglichkeiten wird immer schwieriger und kostspieliger. In absehbarer Zeit muss die hydraulische Erzeugung durch thermische ergänzt werden, und zwar in einem Ausmass, wie es dem oben angegebenen Zuwachs entspricht. Diese unerbittliche Notwendigkeit wird an den massgebenden Stellen durchaus eingesehen. Man ist sich auch bewusst, dass die zum Betrieb nötigen Brennstoffe, seien es Kohle, Oel, Gas oder Uran, für teures Geld eingeführt werden müssen, und dass überdies eine unerwünschte Abhängigkeit von ausländischen Märkten nicht zu vermeiden sein wird.

Da bei der thermischen Energieerzeugung die Brennstoffkosten einen beträchtlichen Anteil der gesamten Gestehungskosten ausmachen, ist ein möglichst hoher thermischer Wirkungsgrad von ausschlaggebender Bedeutung. Die wirtschaftlichste Energieerzeugung ergibt sich bei deren Verbindung mit Industrie- oder Städteheizung, weil die im Turbinenabdampf enthaltene Abwärme für Heizzwecke voll ausgenützt werden kann. Für die Kosten der Elektrizitätserzeugung ist deshalb nur der Mehraufwand an Brennstoff gegenüber reinem Heizbetrieb mit Niederdruckkesseln zu rechnen. Die Umwandlung dieses Mehraufwandes in elektrische Energie ist mit einem Wirkungsgrad von etwa 85 % möglich, d. h. vom Mehraufwand an Brennstoffwärme können etwa 85 % in elektrische Energie umgewandelt werden. Wo immer Heizaufgaben zu lösen sind, sollte im Hinblick auf diese hohe Ausbeute aus volkswirtschaftlichen Gründen die Möglichkeit einer gleichzeitigen Energieerzeugung sorgfältig geprüft werden.

Leider sind diese Möglichkeiten in unserem Lande ziemlich beschränkt. Selbst bei weitgehendem Ausbau der Städteheizungen ergäbe sich keine ausreichende Deckung der jährlichen Bedarfssteigerung an elektrischer Energie. Daher wird man auch bei uns einen grossen Teil des zukünftigen Mehrbedarfs durch grosse thermische Kraftwerke decken müssen, trotzdem bei ihnen thermische Wirkungsgrade von nur etwa 40 % zu erwarten sind.

Ueber die Frage der Gesamtwirtschaftlichkeit von Dampfturbinenanlagen sowie der Wirkungsgradsteigerung durch Anwendung hoher Drücke, hoher Temperaturen, vielstufiger Speisewasser-Vorwärmung und Zwischenüberhitzung wurde in einem früheren Aufsatz ausführlich berichtet [1]). Hier sollen einige konstruktive Probleme berührt und auf weitere Neuerungen hingewiesen werden, wie sie sich namentlich beim Bau grosser Einheiten ergeben haben.

2. Auswirkungen höherer Dampfdrücke auf Bauweise und Kosten

Eine erste Frage betrifft die Erhöhung der Herstellungskosten infolge Steigerung des Druckes. Sie sei zunächst für die Rohrleitungen untersucht. Bei gleicher Dampftemperatur nimmt das spezifische Volumen mit steigendem Druck ab, weshalb man mit entsprechend kleinerem Rohrquerschnitt auskommt. Demzufolge wächst die Wandstärke nur um etwa das 1,4fache des Druckverhältnisses. Da aber die Durchmesser fast im gleichen Verhältnis kleiner werden, verändern sich Gewicht und Preis nur unbedeutend.

Bild 1 zeigt die Ergebnisse einer genaueren Untersuchung für Frischdampfrohre aus ferritischem Stahl für 540 °C (ausgezogene Linien) und solchen aus austenitischem Stahl für 600 °C (gestrichelte Linien). Der untersuchte Druckbereich reicht von 127 bis 300 at. Wie ersichtlich, bewirkt die Anwendung höherer Drücke keine ins Gewicht fallende Preiserhöhung der Frischdampfleitung zwischen Kessel und Turbine. Das gleiche trifft auch für Zwangsdurchlaufkessel, z. B. für die Sulzer-Einrohr-Kessel zu, die fast ausschliesslich aus Röhren aufgebaut sind. Demgegenüber ergeben sich bei Dampferzeugern, die Trommeln aufweisen, infolge Zunahme der Trommelwandstärken für höhere Drücke auch fühlbar höhere Preise.

Die Beeinflussung der Gestehungskosten von Turbinen durch höhere Frischdampfdrücke soll an Hand des Schaltbildes 2 untersucht werden. Es handelt sich um die Turbinenanlage für 160 MW mit einmaliger Zwischenüberhitzung in der Zentrale Aschaffenburg. Bild 3 zeigt die Turbine bei der Montage mit abgedeckten Gehäuse-Oberteilen. Der Frischdampf tritt vom Kessel 1 (Bild 2) mit 186 at, 535 °C in die Hochdruckturbine HD ein und verlässt diese mit einem Druck von etwa 35 at, um im Zwischenüberhitzer 1b, der im Kessel eingebaut ist, wiederum auf 535 °C erwärmt zu werden. Anschliessend expandiert er in der Mitteldruckturbine MD und in der dreiflutigen Niederdruckturbine ND_1, ND_2, ND_3, worauf er im Kondensator 2 unter hohem Vakuum nie-

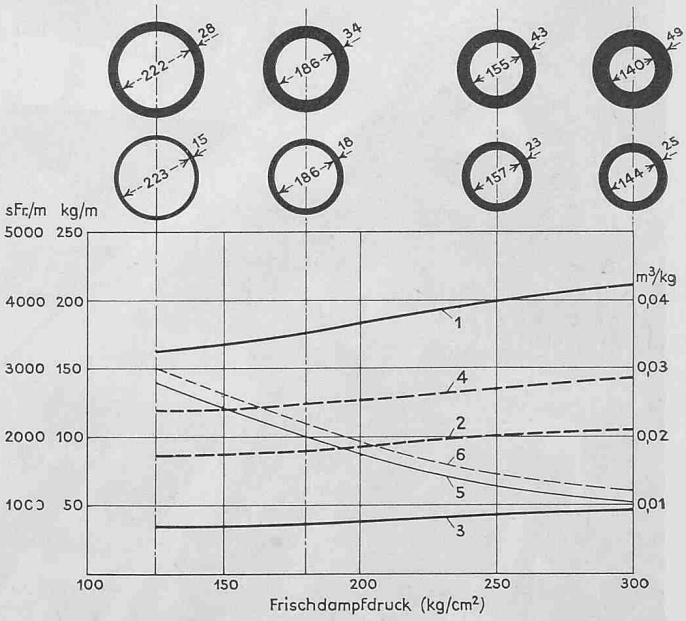


Bild 1. Gewichte und Preise je lfm von Frischdampf-Rohrleitungen für 540°C in ferritischem Stahl (ausgezogene Linien) und für 600°C in austenitischem Stahl (gestrichelte Linien) in Abhängigkeit vom Frischdampfdruck; Leistungsklasse bei 540°C mit zwei parallelen Rohren 150 MW, mit vier parallelen Rohren 300 MW, bei 600°C mit zwei parallelen Rohren 125 MW, mit vier parallelen Rohren 250 MW

1 Gewicht pro m bei 540°C
2 Gewicht pro m bei 600°C
3 Preis pro m bei 540°C
4 Preis pro m bei 600°C
5 spez. Volumen bei 540°C
6 spez. Volumen bei 600°C

[1]) SBZ 1961, H. 26 S. 463.

dergeschlagen wird. Die Kondensatpumpe P_1 fördert das Kondensat durch den Wasserstoff-Kühler V_0 des Generators sowie durch die Niederdruck-Vorwärmer V_1 bis V_5, wo es durch Entnahmedampf aus den ND- und MD-Turbinen stufenweise auf höhere Temperatur gebracht wird. Es sammelt sich dann im Speisewasserbehälter 3, aus dem die Speisepumpe P_3 absaugt und das Speisewasser durch die Hochdruck-Vorwärmer V_6 bis V_9 in den Kessel 1 fördert.

Die Hochdruck-Turbinen derartiger Anlagen verarbeiten ein Wärmegefälle von etwa 150 kcal/kg in 17 bis 19 Stufen. Es ergeben sich auf diese Weise verhältnismässig kleine Stufengefälle, und man kommt mit niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten aus. Diese liegen zwischen etwa 80 und 140 m/s. Vorteilhaft ist dabei, dass die Zentrifugalkräfte der einzelnen Laufschaufeln und daher auch die mechanischen Beanspruchungen der Schaufelbefestigungen gering sind, was bei den hohen Temperaturen wichtig ist. Weiter ergeben die kleinen Umfangsgeschwindigkeiten auch kleine Laufraddurchmesser; die Gehäusedurchmesser bleiben deshalb gering, so dass man trotz hohem Innendruck mit mässigen Wandstärken auskommt [2]).

Die Mitteldruck-Turbinen, die mit etwa 15 Druckstufen versehen und mit etwas grösseren Durchmessern der Laufräder und der Gehäuse ausgeführt werden, geben im Hinblick auf die Steigerung des Frischdampfdruckes zu keinen Bemerkungen Anlass.

Bei den kurzen Hochdruckschaufeln und den kleinen Durchtrittsflächen beeinflussen die Undichtheitsverluste zwischen Leiträdern und Welle den Wirkungsgrad nicht unbedeutend. Es ist ein besonderer Vorteil der von Escher Wyss angewendeten Bauweise, dass die Abdichtung zwischen den Stufen beim kleinen Durchmesser der Welle erfolgt und durch ein Labyrinth mit kleinem Spiel vorgenommen werden kann, wie z. B. aus Bild 16 ersichtlich ist. Dieser Durchmesser kann dank der Verwendung einer biegsamen Welle kleingehalten werden. Beim Durchlaufen der kritischen Drehzahl beim Anfahren und Abstellen treten nur geringe Schwingungsamplituden auf, so dass das radiale Spiel bei den zur Abdichtung verwendeten Labyrinth-Stopfbüchsen sehr gering gehalten werden kann.

[2]) Hierzu sei auf die Schnittzeichnungen des in Fussnote 1 erwähnten Aufsatzes, Tafeln 43 und 44, hingewiesen.

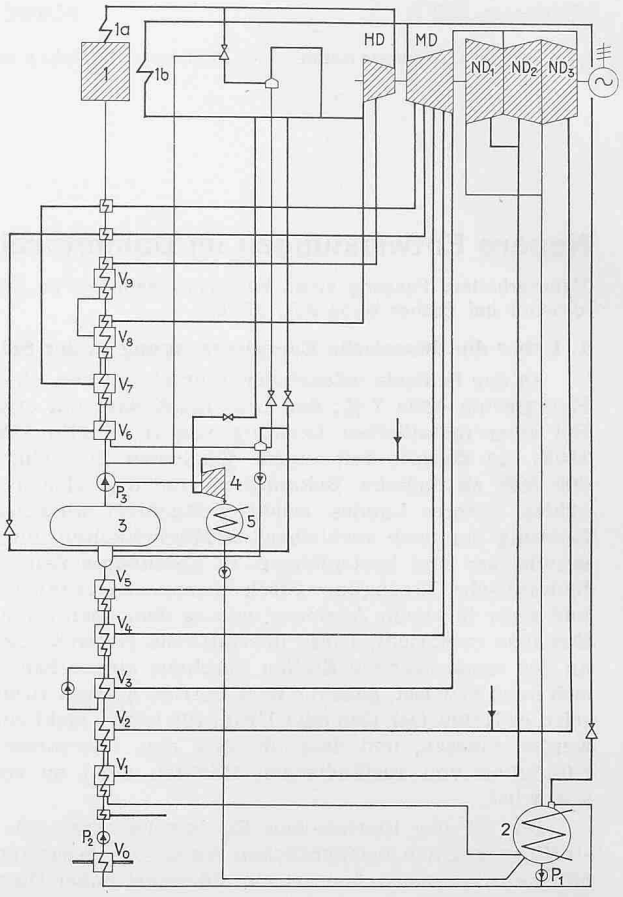
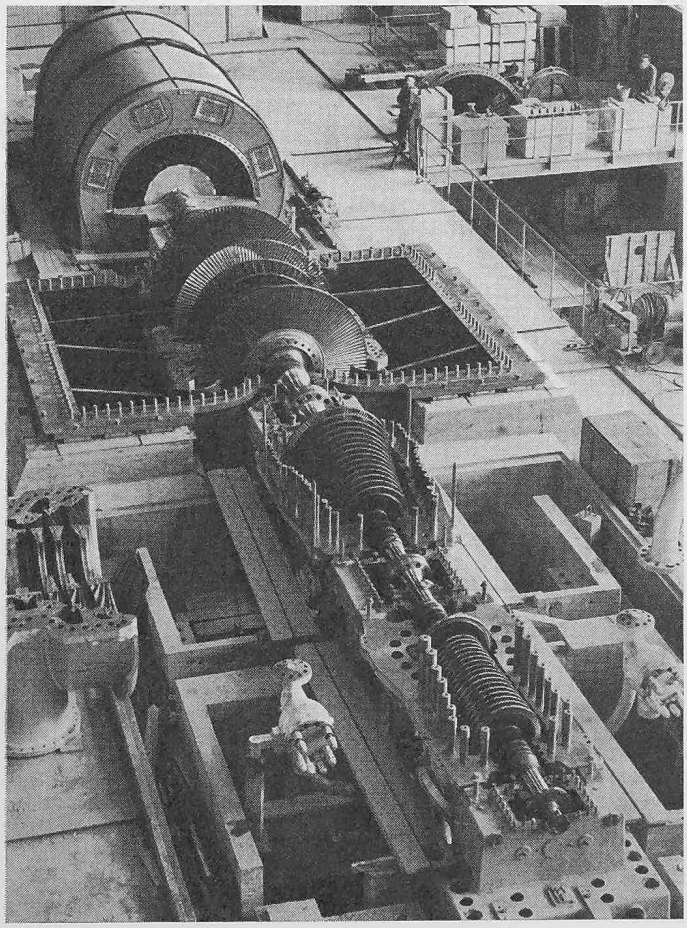


Bild 2. Schaltschema einer Dampfturbinenanlage von 160 MW mit einfacher Zwischenüberhitzung und dreiflutigem Niederdruckteil (Zentrale Aschaffenburg). Frischdampfzustand vor Turbine 185 at, 535°C, Zwischenüberhitzung auf 535°C

HD	Hochdruckturbine	MD	Mitteldruckturbine
ND_1 ND_2 ND_3	Niederdruckturbine (dreiflutig)		
1	Kessel	3	Speisewasserbehälter
1a	Ueberhitzer	4	Zweigturbine
1b	Zwischenüberhitzer	5	Hilfskondensator
2	Kondensator	P_2	Kondensatpumpe (2. Stufe)
P_1	Kondensatpumpe (1. Stufe)	P_3	Kesselspeisepumpe
V_0	Wasserstoffkühler des Generators		
V_1 bis V_5	Niederdruck-Vorwärmer		
V_6 bis V_9	Hochdruck-Vorwärmer		



Bei den langen Schaufeln der letzten Mitteldruck- und der Niederdruckstufen spielen die Undichtheitsverluste eine untergeordnete Rolle. Es kann deshalb dort mit einer leichten Reaktionswirkung in der Schaufelung gearbeitet und dadurch der Stufenwirkungsgrad etwas verbessert werden. Im Niederdruckteil lässt sich die Reaktionswirkung verstärken. Dabei muss allerdings der Einfluss der Dampfnässe auf den Wirkungsgrad berücksichtigt werden.

Die konstruktive Aufgabe, die Innenteile durch Anordnen horizontaler Teilflanschen an den Gehäusen zugänglich zu machen, stellt bei Hochdruckturbinen interessante Probleme. Insbesondere dürfen beim Anfahren aus kaltem Zustand die Wärmespannungen an keiner Stelle die Streckgrenze überschreiten. Wenn die schweren Flanschen der Hochdruckgehäuse beim Anfahren und beim Belasten durch den die Turbine durchströmenden Dampf, also nur von der Innenseite her, erwärmt werden, bleiben die Temperaturen der äusseren Flanschteile zurück, wodurch gefährliche Wärmespannungen und bleibende Flanschdeformationen auf-

Bild 3 (links). Dreigehäusige Dampfturbine von 160 MW in der Zentrale Aschaffenburg des Bayernkraftwerkes. Frischdampf 185 at, 535°C, Zwischenüberhitzung 535°C

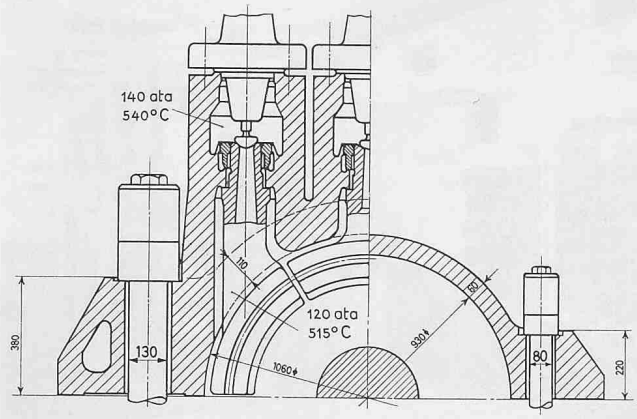


Bild 4. Querschnitt durch das Hochdruckgehäuse einer Dampfturbine für Frischdampf von 140 at 540°C; links Eintrittsseite, Trennflansch mit Heizkanal, rechts Austrittsseite; 1:25

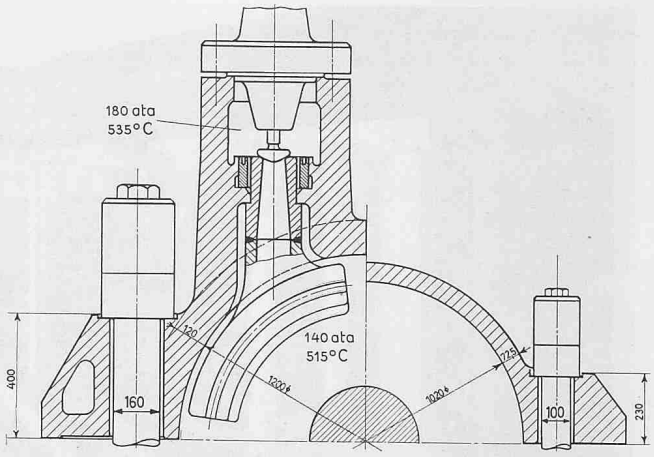


Bild 5. Querschnitt durch das Hochdruckgehäuse einer Dampfturbine für Frischdampf von 180 at, 535°C; links Eintrittsseite, rechts Austrittsseite; 1:25

treten können, die zu Undichtheit führen. Escher Wyss versieht deshalb den äusseren Flanschteil mit einem Heizkanal, der während dem Anfahren aus kaltem Zustand und dem Belasten von Dampf durchströmt wird. Ein solcher Kanal ist auf den Bildern 4 und 5, die Querschnitte durch die Turbinen zeigen, links sichtbar. Bei dem auf Bild 6 dargestellten Gehäuseoberteil sieht man ausserhalb der runden Bolzenlöcher rechteckige Oeffnungen H für den Heizdampfdurchtritt.

Beim Kaltanfahren und Belasten werden die schweren Teilflanschen zusammen mit den Turbinengehäusen von innen und aussen gleichmässig angewärmt. Die Teilflanschbolzen werden mit Vorteil in der unteren Gehäusehälfte eingeschraubt, so dass sie sich infolge der guten Wärmeleitung im Gewinde der unteren Flanschhälfte rasch erwärmen. Ausserdem lässt sich die Wärmeübertragung von der oberen Gehäusehälfte auf den Bolzen durch Ausfüllen des Spaltraumes zwischen Loch und Schaft mit Graphit verbessern, Bild 7.

In die Flanschen eingebaute Thermoelemente ermöglichen, den Temperaturverlauf während des Anfahrens zu verfolgen und die Dampfzufuhr zu den Heizkanälen so einzustellen, dass die Temperaturunterschiede zwischen Innen- und Aussenseite der Flanschen den als zulässig erachteten Wert nicht überschreiten. Dabei lässt sich das Heizdampfventil von Hand oder automatisch einstellen.

Um auch bei hohen Drücken eine sichere Abdichtung der Teilflanschen bei mässigen Bolzendurchmessern zu erzielen, erstrecken sich die Dichtungsflächen nicht über die ganze Breite der Teilfugen, sondern sind auf zwei schmale Leisten beschränkt, wie ebenfalls aus den Bildern 4 und 5 ersichtlich ist. Von diesen befindet sich die innere Leiste zwischen der Gehäusebohrung und den nach innen gerückten Schrauben, die äussere verläuft längs des Aussenrandes, also in beträchtlichem Abstand von den Schrauben. Dank dem grossen Hebelarm der äusseren Stützleiste ergeben sich geringere Bolzenbeanspruchungen als bei Konstruktionen mit glatten Dichtungsflächen oder solchen, bei denen die Schrauben in der Mitte zwischen beiden Leisten angeordnet sind.

Oben wurde die Frage nach der Zunahme des Baustoff- und Kostenaufwandes aufgeworfen, die sich infolge Erhöhung des Dampfdruckes ergeben. Sie lässt sich am besten durch Vergleichen der Bilder 4 und 5 beantworten, von denen Bild 4 eine Ausführung für einen Frischdampfdruck von 140 at und Bild 5 eine solche für 180 at wiedergibt. Wie ersichtlich nimmt das Stahlgussgewicht mit höher werdendem Druck wegen grösseren Wandstärken zu. Dementsprechend steigt der Rohmaterialpreis. Aehnliches ist von den Teilflansch-Schrauben zu sagen. Demgegenüber ändern die Abmessungen der Innenteile nur wenig, weshalb die Löhne für die Bearbeitung fast unverändert bleiben. Im ganzen nehmen die Herstellungskosten bei einer Steigerung des Frischdampf-

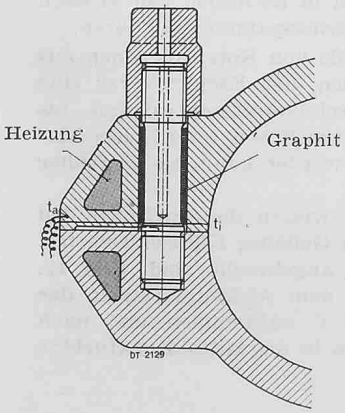


Bild 7 (links). Teilflansch eines Hochdruck - Turbinengehäuses mit eingegossenen Heizkanälen, Graphitfüllung zwischen Bolzen und Gehäuseoberteil und mit eingebauten Thermoelementen

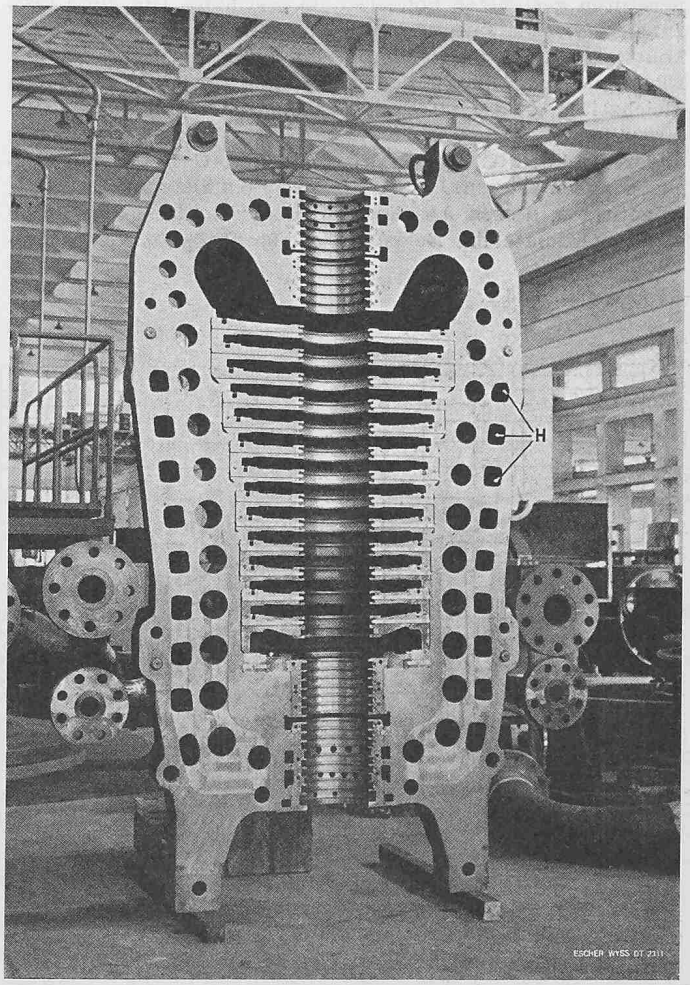


Bild 6 (rechts). Gehäuseoberteil einer Turbine von 115 MW für 170 at, 600°C. Man beachte die Oeffnungen H der Flansch-Heizkanäle für den Durchtritt des Heizdampfes

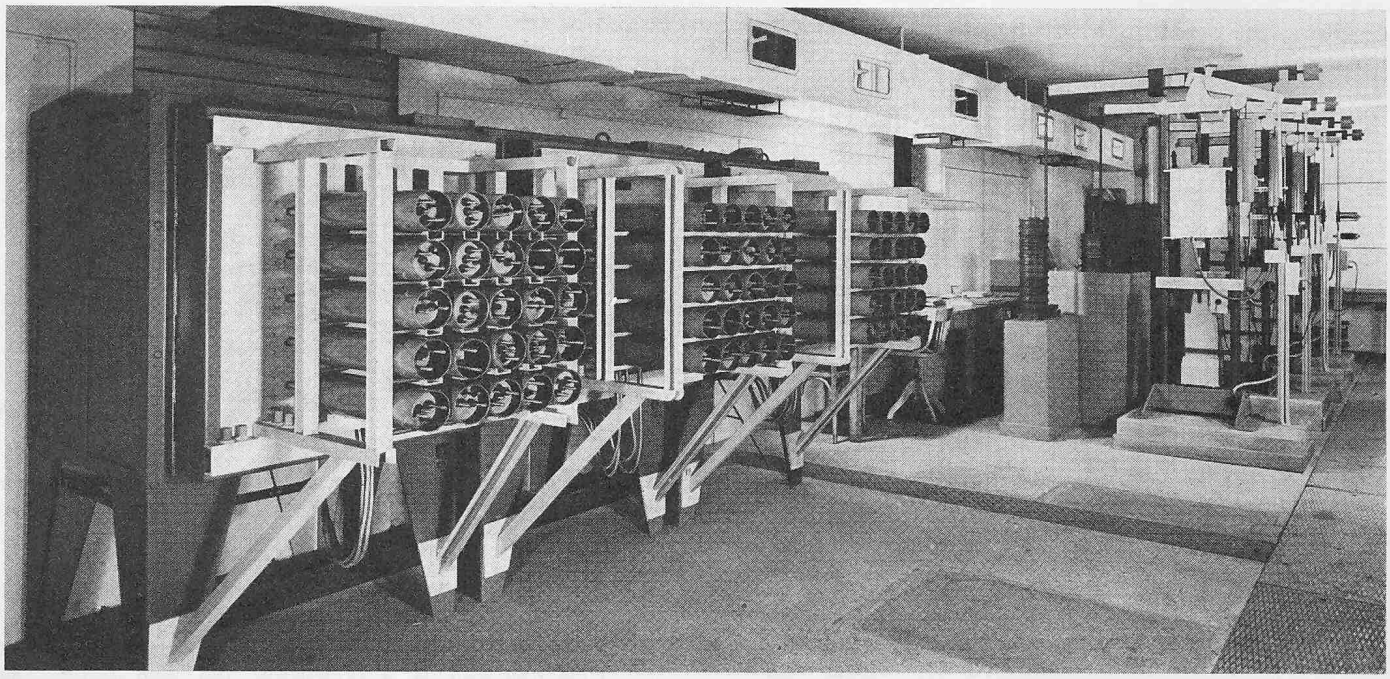


Bild 8. Versuchsstand für Zeitstandbestimmungen an hochwarmfesten Probestäben

druckes von 140 at auf 180 at nur unbedeutend zu. Vorausgesetzt ist dabei allerdings, dass in beiden Fällen einschalige Hochdruckgehäuse analoger Bauart verwendet werden.

3. Der Einfluss hoher Dampftemperaturen

Ausser dem Frischdampfdruck sind, wie schon früher gezeigt wurde [3]), auch die Temperaturen am Eintritt in die Hochdruck- und die Mitteldruckturbinen möglichst hoch zu wählen, um hohe thermische Wirkungsgrade zu erzielen. Die obere Grenze ist durch die Eigenschaften der für hohe Temperaturen geeigneten Sonderstähle bestimmt. Um diese festzulegen, werden mit Probestäben Zeitstandversuche bei auf konstante Höhe genau regulierten Temperaturen durchgeführt. In den Zeitstandöfen von Escher Wyss befinden sich gleichzeitig etwa 2000 Probestäbe unter verschiedenen Belastungen im Dauereinsatz, davon ein Teil bei 600 °C, ein anderer bei 550 °C und ein dritter bei 500 °C, Bild 8. Die Versuchsdauern bis zum Bruch werden in ein Diagramm, Bild 9, eingetragen, dessen Abszisse den Logarithmus der Zeit und dessen Ordinate die Belastung — ebenfalls in logarithmischem Masstab — darstellen. Das von einer grossen Zahl von Probestäben erhaltene Streuband ermöglicht, diejenige Beanspruchung durch Extrapolation zu ermitteln, die nach 10^5 Stunden zum Bruch führt. Von dieser wird der Konstrukteur nur etwa ⅔ ausnützen, um eine genügende Sicherheit garantieren zu können. Wie aus Bild 10 ersichtlich, würde eine solche Beanspruchung erst nach $6 \cdot 10^5$ h zum Bruch führen, d. h. diese Teile müssten erst nach 75 Jahren ersetzt werden.

[3]) a. a. O. Bild 1.

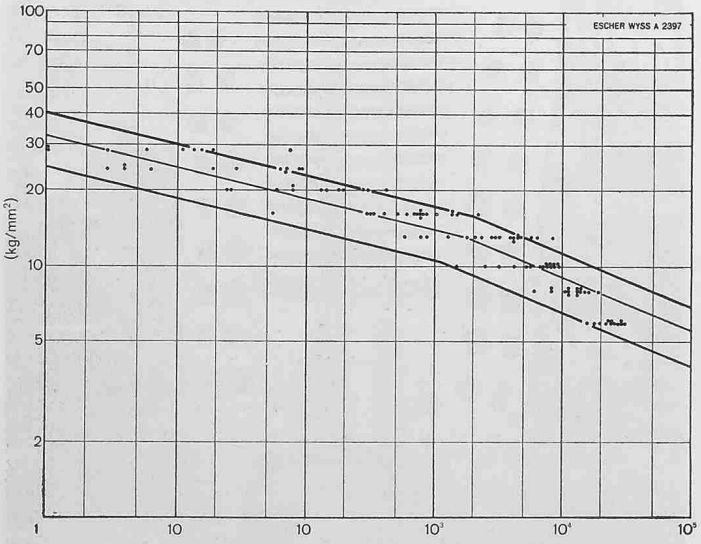


Bild 9. Streubereich der Zeitstandfestigkeit (Ordinate) von Cr Mo-Stahl bei 550°C in Abhängigkeit vom Logarithmus der Belastungsdauer in Stunden

Für hoch beanspruchte Maschinenteile werden verschiedene hitzebeständige Stahlarten verwendet. Bild 11 zeigt das Verhalten von drei typischen Qualitäten, die sich, wie aus den Anschriften ersichtlich ist, durch den Chromgehalt sowie durch verschiedene Zusätze (Nickel, Molybdän, Vanadium, Niobium) voneinander unterscheiden. Die unteren beiden Kurven beziehen sich auf ferritisches Material, die obere auf austenitischen Stahl. Dieser weist, wie ersichtlich, bei 600 °C eine ebenso hohe Zeitstandfestigkeit auf wie der ferritische Stahl nach der mittleren Kurve bei 550 °C oder der niedrig legierte Stahl nach der unteren Kurve bei 500 °C. Danach steht für Frischdampftemperaturen von 600 °C ein Baustoff nach der oberen Kurve mit den erforderlichen Festigkeitseigenschaften zur Verfügung, so dass von dieser Seite gegen die Anwendung so hoher Temperaturen nichts einzuwenden wäre.

Nun weisen aber austenitische Stähle einige Besonderheiten auf, die den Konstrukteur zur Durchführung besonderer Massnahmen zwingen. Zunächst verhindert der hohe Preis von etwa 30 Fr./kg die Ausführung grosser Stücke, z. B. ganzer Gehäuse von grossen Turbinen. Besondere Aufmerksamkeit ist weiter der geringen Wärmeleitfähigkeit und der grossen Wärmedehnung zu schenken. Beide Eigenschaften können bei raschem Anfahren in Bauteilen von grossen Abmessungen zu gefährlichen Wärmespannungen führen.

Um diese und andere Nachteile von Konstruktionen aus austenitischem Stahl zu vermeiden, hat Escher Wyss eine Bauart für Turbinen mit Frischdampftemperaturen bis 600 °C entwickelt, bei der im wesentlichen ferritisches Material mit 12 % Chrom verwendet werden kann; sie ist früher schon beschrieben worden [4]).

Hier sei lediglich darauf hingewiesen, dass zwischen den sehr heissen Innenteilen und dem Gehäuse Kühlschirme mit aufgeschweissten Rohrschlangen angebracht sind, Bild 12. Durch diese strömt Dampf, der dem Abdampfstutzen der Hochdruckturbine mit etwa 400 °C entnommen und nach seiner Erwärmung im Kühlsystem in die Mitteldruckturbine

[4]) a. a. O. Tafeln 43 und 44.

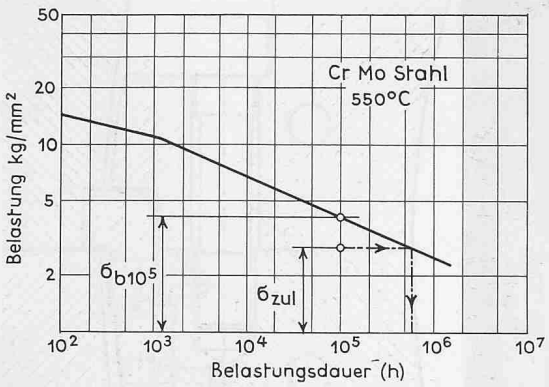


Bild 10. Zur Ermittlung der Zeitstandfestigkeit von Cr Mo-Stahl bei 550°C bei 10^5 Stunden

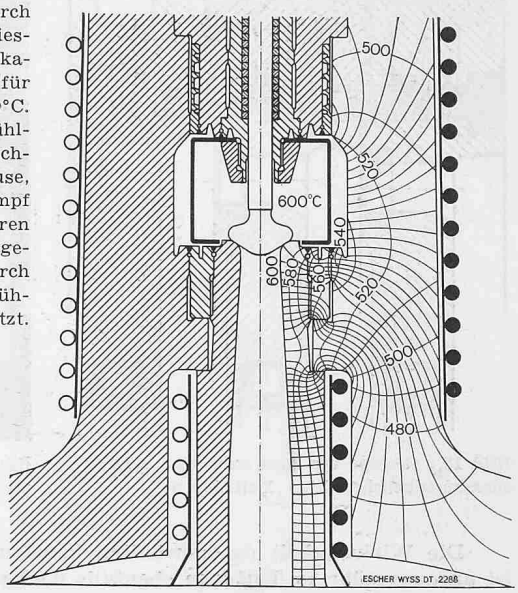


Bild 12. (rechts). Schnitt durch das Regulierventil mit anschliessendem Stutzen zum Düsenkasten einer Hochdruckturbine für Frischdampf von 170 at, 600°C. Man beachte den innern Kühlschirm zwischen dem Frischdampfstutzen und dem Gehäuse, wo sich stagnierender Dampf befindet, sowie den äusseren Kühlschirm um das Ventilgehäuse. Dieses ist inwendig durch eine Büchse vor direkter Berührung mit Frischdampf geschützt.

geleitet wird. Das Kühlsystem wirkt somit ähnlich wie der Zwischenüberhitzer, zu dem es dampfseitig parallelgeschaltet ist. Wärmeverluste nach aussen sind bei dieser Kühlung vermieden; die Einbusse an thermischem Wirkungsgrad bleibt unmessbar klein. Die Kühlwirkung wird dadurch erhöht, dass der Raum zwischen den Innenteilen — wie Leitradträger und Düsenkästen — und dem druckfesten Gehäuse von stagnierendem Dampf erfüllt ist, der nur eine geringe Wärmeleitfähigkeit aufweist. Durch die Abschirmung gegen die heissen Innenteile bleiben die Temperaturen am druckfesten Aussengehäuse mit den grossen Teilflanschbolzen auf 480 bis 540 °C beschränkt, so dass diese Teile verhältnismässig hoch beansprucht und aus ferritischem Material (12 % Chromstahl mit Zusätzen von Molybdän und Vanadium) hergestellt werden dürfen.

Die Gehäuse der Regulierventile sind an ihren Aussenflächen mit einem Kühlschirm versehen. Um dessen Wirksamkeit zu gewährleisten, wird die Innenwandung des Ventilgehäuses vor direkter Berührung durch den Frischdampf mittels einer Büchse geschützt. Zwischen dieser und der Innenwand entsteht ein Ringraum, in dem sich stagnierender Dampf befindet. Dieser drosselt den Wärmeabfluss nach aussen.

Die aus austenitischem Material hergestellten Rohrbogen der Frischdampfleitungen schliessen an die Eintrittsstutzen der Regulierventile an, die aus ferritischem Stahlguss bestehen. Hiefür werden die ebenfalls schon früher beschriebenen Mannesmannverbinder verwendet [5]), bei denen ein mit stagnierendem Dampf gefüllter Zwischenraum geschaffen wurde, um die Wirksamkeit der aussen angeordneten Kühlschirme zu gewährleisten. Dank dieser Massnahme steigt die Temperatur des Mannesmann-Verbinders und des Eintrittsstutzens bei einer Frischdampftemperatur von 600 °C an keiner Stelle über 540 °C.

Die Schnellschluss-Absperrventile für den Frischdampf bestehen bei der Turbine in der Zentrale Baudour von 115 MW wegen der hohen Temperatur von 600 °C aus austenitischem Stahlguss. Die Schweissverbindungen mit den Frischdampfleitungen wurden nach 7 Monaten Betrieb und ein zweites Mal nach 18 000 Betriebsstunden geprüft und in einwandfreiem Zustand vorgefunden. Weiter haben die Betriebserfahrungen an dieser Turbine gezeigt, dass die angewandten Kühlvorrichtungen voll befriedigen. Die Erbauerin der Zentrale, die Electrobel in Brüssel, hat deshalb für den dritten Ausbau ihrer Zentrale in Monceau eine Turbine in identischer Ausführung bestellt.

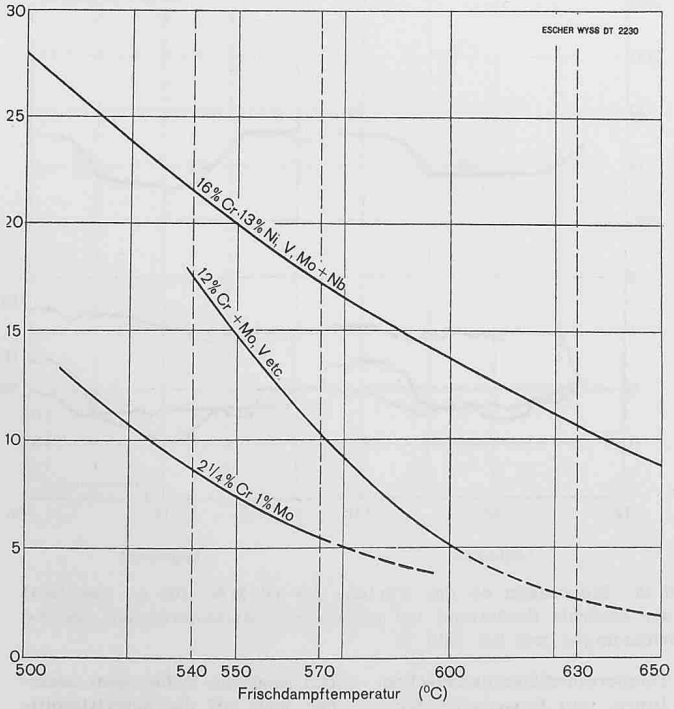


Bild 11. Zeitstandfestigkeit (10^5 Stunden) von drei verschiedenen Stählen in Abhängigkeit von der Temperatur

4. Berücksichtigung von Wärmedehnungen beim Anfahren

Beim Vorwärmen und Anfahren von Dampfturbinen aus kaltem Zustand erwärmen sich die Rotoren schneller als die Gehäuse, weshalb sich unterschiedliche Wärmedehnungen zwischen diesen Teilen ergeben. Diese dürfen einen zulässigen Betrag nicht überschreiten, weil sonst die Gefahr besteht, dass Teile des Rotors feststehende Teile berühren und so Schäden auftreten. Gefährdet sind dabei namentlich die Dichtungen zwischen den Stufen und in den Stopfbüchsen.

Um die Dehnungsunterschiede beim Anfahren klein zu halten, ist für einen angemessenen Wärmefluss von den von Dampf durchströmten Leiträdern nach dem Gehäuse zu sorgen. Bei den Hochdruckturbinen von Escher Wyss kommt dieser Wärmefluss wie folgt zustande: Je drei Leiträder sind zu einem Block axial und vertikal verschraubt und in entsprechenden Vorsprüngen des Gehäuses festgehalten, Bilder 13, 14 und 15. An den Auflagestellen findet beim Anfahren infolge metallischer Berührung ein intensiver Wärmeübergang von den dampfumspülten Leiträdern an das kältere Gehäuse statt, wie auf Bild 16 durch Pfeile angedeutet ist. Daher bleibt die Erwärmung des Gehäuses gegenüber der des Rotors nur wenig zurück, weshalb auch die Unterschiede der Wärmedehnungen dieser Teile klein sind. Es ist so möglich, die Labyrinthdichtungen in den Stopfbüchsen mit verhältnismässig geringem axialem Spiel auszuführen, ohne ein Anstreifen befürchten zu müssen, das Vibrationen, Beschädigungen und andere unangenehme Folgen haben würde. In den Stopfbüchsen der Hochdruckturbine, wo die grössten Dehnungsunterschiede auftreten, beträgt das axiale Spiel 5 bis 7 mm.

5) a. a. O. Tafel 43, Bild 8.

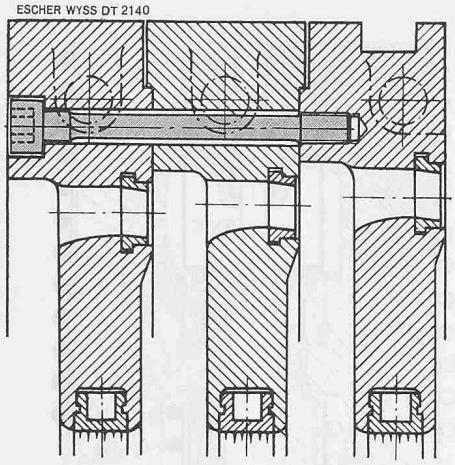


Bild 13. Gruppe von drei axial und vertikal zusammengeschraubten Leiträdern

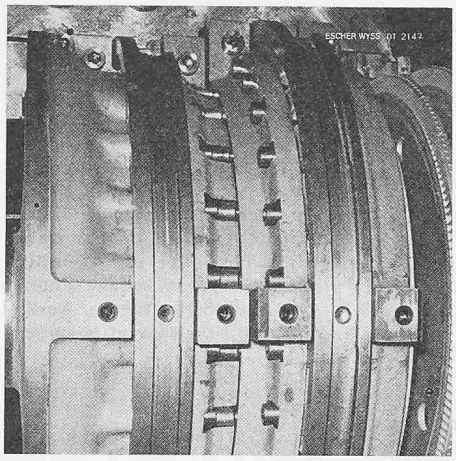


Bild 14. Ansicht einer Leitradgruppe von oben

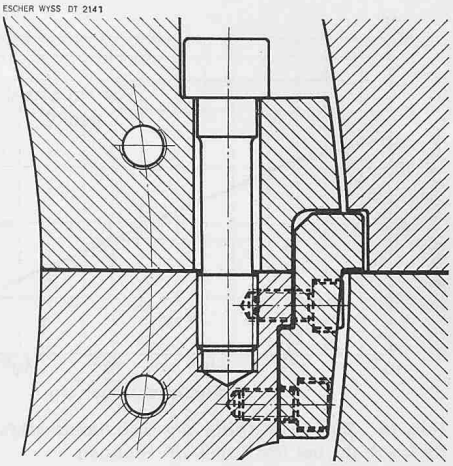


Bild 15. Abstützung der Leiträder am Gehäuse auf der Höhe der Wellenmitte durch Zwischenstücke

Die Wirksamkeit der gewählten konstruktiven Lösung ist an ausgeführten Turbinen ebenfalls nachgeprüft worden. Bild 17 zeigt die Ergebnisse entsprechender Messungen, die beim Anfahren einer Turbine von 150 MW in der Zentrale Frimmersdorf der Rheinisch-Westfälischen Elektrizitätswerke durchgeführt worden waren. Nach einem Stillstand von 29 Stunden wurde die Turbine in 7½ Minuten auf volle Drehzahl und in weiteren 14 Minuten auf eine Belastung von 100 MW gebracht. Der Verlauf der Dampftemperaturen beim Eintritt in die Hochdruck- und die Mitteldruckturbine sowie die Materialtemperatur auf der Innenseite der Hochdruck-Flansche ist aus den Kurven t_1, t_2 und t_F ersichtlich. Die Temperaturdifferenzen zwischen Innen- und Aussenseite der horizontalen Teilflansche sind, wie die Kurve Δt zeigt, mit höchstens 40 °C als gering zu bezeichnen. Dasselbe ist von den relativen Axialverschiebungen zwischen den Rotoren und den Stopfbüchsen der drei Turbinengehäuse zu sagen, wie aus den untersten Linienzügen zu ersehen ist: Sie blieben bei der Hochdruckturbine unter 1,2 mm.

Aehnliche Messungen sind an einer Turbine von 60 MW in der Zentrale Gelderland durchgeführt worden, wobei an-

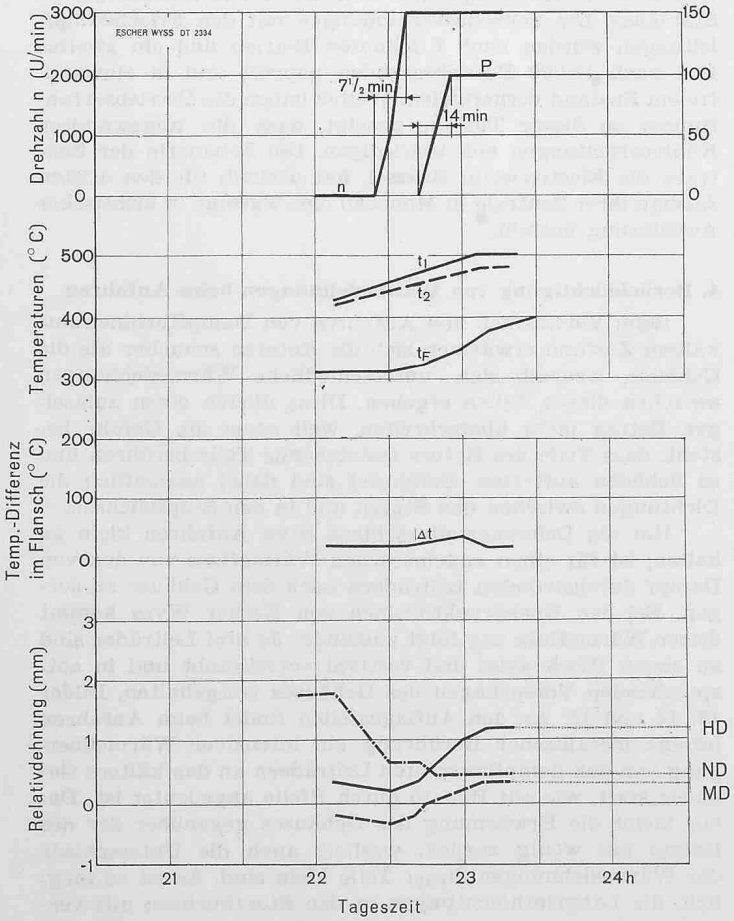


Bild 17. Messungen beim Anfahren der Turbine für 150 MW, 141 at, 525/525°C in der Zentrale Frimmersdorf am 24. Okt. 1960 nach 29 Stunden Stillstand.

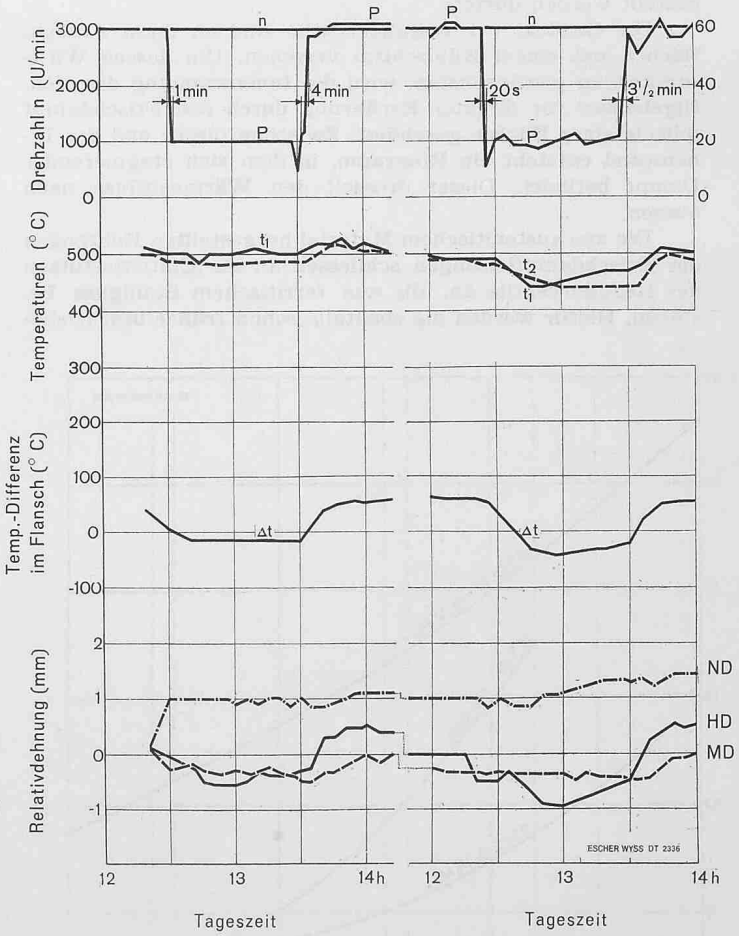


Bild 18. Messungen an der Turbine für 60 MW, 106 at, 530/515°C in der Zentrale Gelderland bei plötzlichen Laständerungen. Gleiche Bezeichnungen wie bei Bild 17

n Drehzahl
P Leistung in MW
t_1 Temperatur des Frischdampfes
t_2 Temperatur des Dampfes vor der MD-Turbine
t_F Temperatur an der Flansch-Innenseite der HD-Turbine
Δt Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Aussenseite der HD-Gehäuseflansche in °C

Die relativen Dehnungen beziehen sich auf die austrittsseitigen Stopfbüchsen der drei Gehäuse und sind in mm angegeben

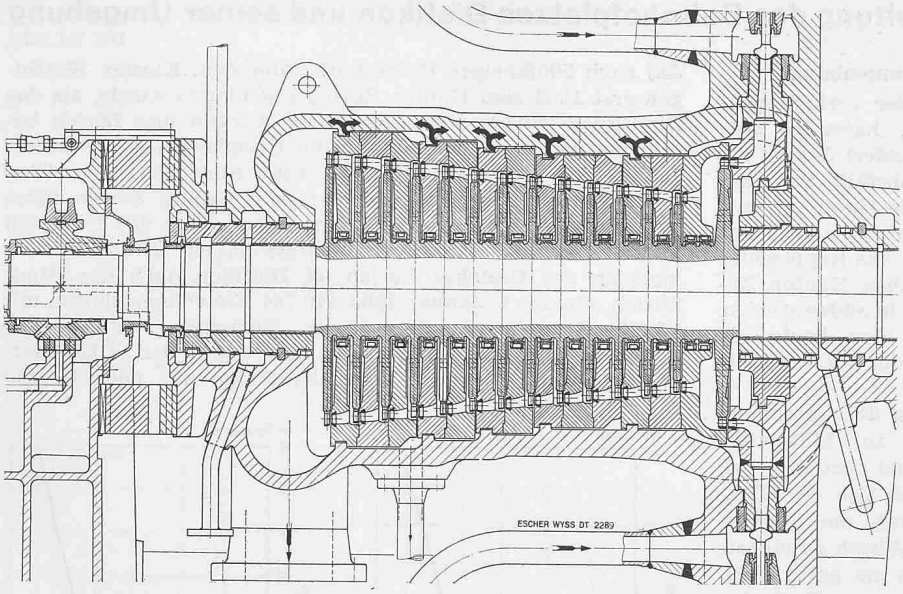


Bild 16. Längsschnitt durch eine Hochdruckturbine, Bauart Escher Wyss. Die Pfeile deuten den intensiven Wärmefluss von den Leitradgruppen nach dem Gehäuse beim Anfahren an

schliessend an rasches Anfahren auch plötzliche Laständerungen vorgenommen wurden. Beim Versuch, auf den sich Bild 18 bezieht, ist die Last plötzlich von 60 auf rd. 20 MW gesenkt und nach rd. einer Stunde in nur etwa 4 Minuten wieder auf 60 MW erhöht worden. Um die Anpassungsfähigkeit auch unter ungünstigen Bedingungen festzustellen, ist in einem zweiten Versuch gleichzeitig mit der Entlastung auch die Ueberhitzung beim Eintritt in die Hochdruck- und die Mitteldruckturbine um 50 °C gesenkt und nachher wieder auf die frühere Höhe gebracht worden. Trotz diesen extrem ungünstigen Aenderungen des Betriebszustandes blieben sowohl die Temperaturdifferenzen Δt in den Trennflanschen als auch die relativen Axialverschiebungen in den Stopfbüchsen in sehr mässigen Grenzen.

5. Fernsteuerungen

Um in grossen Zentralen die Bedienung zu erleichtern, Personal einsparen zu können und zugleich die Betriebssicherheit zu erhöhen, werden die wichtigen Betriebsdaten durch Fernmeldeanlagen auf den Kommandoraum übertragen und können dort an übersichtlich angeordneten Instrumenten verfolgt werden. Von diesen ist ein grosser Teil registrierend. Gegenwärtig befinden sich auch automatische Steuerungen in Entwicklung, die nicht nur die Ueberwachung der Turbinen- und Kesselanlage übernehmen, sondern auch das Abstellen und Wiederanfahren besorgen. Dabei werden teilweise elektronische Apparate verwendet. Diese Automatik ist besonders dann wertvoll, wenn grosse Anlagen wegen niedriger Netzbelastung während der Nacht stillstehen und jeden Morgen angefahren werden müssen. *Schluss folgt*

Wissenschaftliche Grundlagen des Schutzbaues

DK 061.3:699.85

Am 3. Nov. 1960 (H. 44, S. 717) hat Ing. *Werner Heierli* hier berichtet über eine Tagung, an welcher diese Probleme behandelt wurden. Die Ergebnisse seiner eigenen Untersuchungen hat er in seiner ETH-Dissertation (Promotions-Nr. 3177, 1961) unter dem Titel «Die Dynamik eindimensionaler Bodenkörper im nichtlinearen, nichtelastischen Bereich» veröffentlicht. Sie seien nachstehend kurz zusammengefasst.

Bei Problemen des baulichen Luftschutzes gegen nukleare Waffen und bei Verdichtungsaufgaben wird es in zunehmendem Masse wichtig, die Fortpflanzung von starken Druckwellen im Boden zu berechnen. Dabei muss der Nichtelastizität des Mediums Boden Rechnung getragen werden. Die hier besprochene Arbeit behandelt das Problem der dynamischen Druck- und Deformationsfortpflanzung in eindimensionalen Bodenkörpern, d. h. unter Vernachlässigung der seitlichen Ausbreitung. Gegeben sei z. B. die Druck-Zeit-Funktion an der Oberfläche, gesucht seien Druck und Verschiebung sowie alle davon abgeleiteten Grössen in Funktion der Zeit t und der einzigen Lagekoordinate x (Tiefe). Ueber das dynamische Druck-Deformations-Diagramm des Bodens werden keine einschränkenden Annahmen gemacht, so dass die entwickelte Methode auf eine grosse Gruppe von Materialien, welche sich nichtlinear und/oder nichtelastisch verhalten, angewendet werden kann.

In einem ersten Teil werden die messtechnischen Grundlagen zusammengestellt. Es wird rechnerisch und experimentell nachgewiesen, bei welchen Stössen Geber mit Dehnungsmesstreifen den aufgebrachten Belastungen noch mit genügender Genauigkeit zu folgen vermögen. In einem zweiten Teil wird die experimentelle Behandlung des vollständigen dynamischen Druck-Deformations-Diagrammes dargestellt und für zwei Bodenarten (Kies mit Sand und Silt und Sand mit Silt) praktisch durchgeführt. Im dritten Teil wird eine Methode entwickelt, welche unter Berücksichtigung eines beliebigen Druck-Deformations-Diagrammes die theoretische Ermittlung der Drücke und Teilchengeschwindigkeiten im Boden gestattet. Ueber den belasteten Bodenkörper wird mit Ausnahme der Einschränkung, dass er eindimensional sein muss, keine Voraussetzung getroffen; er darf also insbesondere beliebig inhomogen sein (geschichteter Aufbau) und starre oder in ganz allgemeiner Weise nachgiebige Reflexionsebenen enthalten. Im vierten Teil wird die Theorie anhand einiger im Feld und Laboratorium durchgeführter dynamischer Versuche nachgeprüft. Die Uebereinstimmung Messung/Rechnung ist im Hinblick auf die ohnehin vorhandenen Materialstreuungen recht gut.

Zur raschen Berechnung von einfachen Fällen hat Dr. W. Heierli nun in einer Weiterentwicklung Diagramme ausgearbeitet, die unter dem Titel «Inelastic Wave Propagation in Soil Columns» veröffentlicht wurden in «ASCE Transactions», Paper 3498, Vol. 128, 1963, Part. I.

In dieser Arbeit wurde im Sinne einer starken Vereinfachung angenommen, der belastende und der entlastende Ast des Druck-Deformations-Diagrammes seien linear. Die Nichtelastizität lässt sich dann mit *einer Zahl,* also etwa dem Verhältnis r aus elastischer zu totaler Formänderung, ausdrücken. Für die Abschwächung eines Dreieckstosses kann dann die einfache Faustregel angegeben werden, dass in einer Tiefe von 2 Wellenlängen der abgeschwächte Maximaldruck gleich dem einfallendem Druck $\times$ r ist. Diese Regel gilt von $r = 0$ bis $r = 0{,}30$.