

Internationale Fachmesse  
für die kerntechnische  
Industrie

nuclex 72  
CH-4021 Basel/Schweiz  
Telephon 061-32 38 50  
Telex 62 685 fairs basel

Foire internationale  
des industries  
nucléaires

International  
Nuclear  
Industries Fair

16-21 October 1972  
Basel/Switzerland



Copyright by Nucl

**Fachtagung Nr.**  
**Séance Technique No.**  
**Technical Meeting No.**

**6**

**Internationale Fachmesse  
für die kerntechnische  
Industrie**

nuclex 72  
CH-4021 Basel/Schweiz  
Telephon 061-32 38 50  
Telex 62 685 fairs basel

**Foire internationale  
des industries  
nucléaires**

**International  
Nuclear  
Industries Fair**

16-21 October 1972  
Basel/Switzerland



Copyright by Nuclex

**Fachtagung Nr. 6/1**

**Bau Grosser Sattdampfturbinen**

**H. Mühlhäuser**

**Brown, Boveri & Cie. AG**

## Bau grosser Sattdampfturbinen

H. Mühlhäuser

### Zusammenfassung

Der heutige Stand der Turbinen für Leichtwasserreaktoren wird umrissen und gleichzeitig auf besondere Aufgaben hingewiesen, die sich beim Bau dieser Grossmaschinen ergeben. Die immer wieder auftauchenden Probleme wie Erosion, Korrosion, Materialwahl und richtige Drehzahl werden eingehend behandelt.

### Summary

The current state of turbines for light water reactors is discussed with reference to the special features which these large machines possess.

The recurring problems of erosion, corrosion, choice of material and correct speed are dealt with in detail.

### Résumé

Le niveau de développement actuel des turbines pour réacteurs à eau légère y est décrit.

L'auteur met en évidence les tâches particulières découlant de la réalisation de ces grosses machines.

Les problèmes qui ne cessent de se présenter, soit l'érosion, la corrosion, la technologie et le choix du nombre de tours sont traités de façon approfondie.

## Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung
2. Standardisierung der Reaktordaten
3. Schaltung des Sekundärkreislaufes
4. Entwicklung und Konstruktion
  - Hochdruckgehäuse
  - Niederdruckgehäuse
  - Rotoren
5. Fabrikation, Transport und Montage
6. Erosion
  - Schaufel- oder Stosserosion
  - Oberflächenerosion
  - Spalt- oder Leckageerosion
7. Korrosion
8. Wahl der Drehzahl
  - Gewichtsverhältnisse
  - Wärmeverbrauch
  - Maschinenhaus
  - Differenzdehnung
  - Erosion
  - Wirtschaftlicher Vergleich
9. Ausblick

ADJ 88/08

## 1. EINLEITUNG

Im Jahre 1971 wurden auf der ganzen Welt (ohne Ostblock) mit 45 Einheiten von zusammen 43 000 MWe fast doppelt so viele Kernkraftwerke wie im vorangegangenen Jahr bestellt. Das sind im Schnitt Anlagen von fast 1000 MW. Dabei überstieg in USA zum ersten Mal das Bestellvolumen von Nuklearanlagen das der Kraftwerke mit fossilem Brennstoff. Zwar fand mit der Bestellung von fünf Hochtemperaturreaktoren ein erster Einbruch in die Vorherrschaft der Leichtwasseranlagen statt, aber diese werden noch auf viele Jahre hinaus im Mittelpunkt stehen. Deshalb soll hier, gewissermassen bei Halbzeit, eine Zusammenfassung der wichtigsten Erkenntnisse beim Bau von Sattedampfturbinen gebracht werden.

Die Firma des Autors ist dazu sicher berechtigt, denn sie hat bei der Zusammenarbeit mit zehn verschiedenen Reaktorfirmerfahrung mit allen wichtigen Reaktorsystemen gesammelt. Vom Magnox Typ bis zum schnellen Brüter gibt es Besonderheiten, die den gesamten Sekundärteil eines Kraftwerkes tiefgehend beeinflussen. Freilich sind von den 28 bestellten Anlagen noch nicht alle in Betrieb. Aber mehr als ein Dutzend Turbogruppen mit bis zu 40 000 Stunden Betriebserfahrung haben zu einem abgerundeten Erfahrungsbild geführt (Tab. 1).

## 2. STANDARDISIERUNG DER REAKTORDATEN

Nach Jahren der dauernden Aenderung der für die Turbinen massgebenden Dampfdaten ist heute eine weitgehende Beruhigung eingetreten. So haben alle Sattedampfreaktoren der westlichen Welt eine Dampfefeuchte am Reaktorausstritt von 0,25 %, was für den Turbineneintritt ca. 0,4 % bedeutet. Als einzige Ausnahme bietet ein Reaktor um ca. 30°C überhitzten Dampf an.

Der Frischdampfdruck der PWR-Reaktoren ist 67 - 72 bar. Nur eine Ausnahme liegt noch tiefer. Die zugehörigen

Speisewasserendtemperaturen liegen zwischen 220 und 235°C mit Schwerpunkt auf 230°C. Dagegen haben alle drei BWR-Reaktoren die genau gleichen Daten: 68 bar Frischdampfdruck und 215°C Speisewasserendtemperatur.

Demgegenüber sind die Leistungen der Reaktoren einem dauernden Wachstum unterworfen. Immerhin lassen sich zur Zeit doch wenigstens drei Bereiche erkennen:

500 - 700 MWe, 800 - 1000 MWe und 1100 - 1300 MWe. Reaktoren mit weniger als 500 MW werden praktisch nicht mehr ausgeführt, da die Wirtschaftlichkeit dabei nicht eindeutig hervortritt.

Reaktoren mit Leistungen bis 1700 MWe könnten bei Bedarf ab 1980 in Betrieb gehen.

### 3. SCHALTUNG DES SEKUNDAERKREISLAUFES

Gewisse Elemente des Dampf-Kondensatzzyklus haben allgemein Anwendung gefunden. Währenddem der externe Wasserabscheider nach Hochdruckturbine von Anfang an verwendet wurde, hat die anschliessende Ueberhitzung mittels Frischdampf inzwischen auch beim letzten Turbinenlieferanten Eingang gefunden. Denn sie bringt für die Niederdruckturbine nicht nur bezüglich des Erosionsverhaltens eine Verbesserung, sondern erhöht gleichzeitig den Anlagewirkungsgrad um 1,5 - 2 %. Darüber hinaus wird bei vielen Anlagen grösster Leistung gar eine zweite Stufe der Ueberhitzung mit Dampfenahme aus der Hochdruckturbine angewandt, was eine zusätzliche Wirkungsgradverbesserung der Anlage um 0,3 - 0,5 % bedeutet. Das Druckniveau für diese Apparate ist entsprechend dem gestiegenen Frischdampfdruck höher als früher. Das wirtschaftliche Optimum dieses Druckes nach Hochdruckturbine ist sehr flach und liegt bei 12 - 18 % vom Frischdampfdruck, also 8 - 12 bar.

Dank der für alle Sattedampfanlagen weitgehend gleichen Vorwärmendtemperaturen haben sich 6 Vorwärmerstufen

für Speisewasseraufwärmung eingebürgert, in Europa meistens 3 Niederdruckvorwärmer, 1 Mischvorwärmer und 2 Hochdruckvorwärmer (Bild 1), in USA nur Oberflächenvorwärmer. Währenddem diese Schaltung für den PWR seither schon angewendet wurde, bedeutet sie für den BWR eine Abkehr vom sogenannten Kaskadieren aller Kondensatteilströme. Damit wird nicht mehr der gesamte Kondensatstrom durch die Kondensatreinigungsanlage geschickt, die ja wegen ihrer temperaturempfindlichen Harze dort im Kreislauf eingefügt werden muss, wo das Kondensat noch kalt ist.

Alle Reaktoranlagen erhalten als Speisepumpen Halblastaggregate, um bei Ausfall einer Pumpe nicht den Reaktor abschalten zu müssen. Die Tendenz der Antriebsart geht in USA eindeutig in Richtung der Hilfsturbine; nur in Einzelfällen kommt heute noch der Motorantrieb zum Zug. Dagegen gibt man in Europa eher dem Motor den Vorzug, selbst bei grössten Leistungen.

#### 4. ENTWICKLUNG UND KONSTRUKTION

Früher ging das Wachstum der Turbinen in eher kleinen Schritten vor sich und entsprechend war für den Turbinenbauer eine Extrapolation, ausgehend von bestehenden Maschinen, der übliche Weg. Das sprunghafte Ansteigen der Grösse der Nuklearanlagen einerseits und die im Vergleich zu konventionellen Turbinen gleicher Leistung grösseren Volumenströme andererseits (am Turbinenausstritt z.B. 170 %) führten zu Turbinengrössen, die ein Ueberdenken der ganzen Technik erforderlich machten. Da ein Bau von Prototypen vor allem aus Kostengründen nicht in Frage kam, stand Forschung und Entwicklung im Vordergrund. So wurden anspruchsvolle und aufwendige Berechnungen vorgenommen, die zu Konstruktionen führten, deren Tauglichkeit in zahlreichen bis ins einzelne gehenden Versuchen an Modellen und Komponenten überprüft wurde.

Würde sich das Versagen eines Produktes bei der um Jahre späteren Inbetriebnahme herausstellen, dann hätte das für Erbauer und Betreiber verheerende Folgen.

Als typisches Beispiel für die Entwicklung eines Elementes und seine weitere Verbesserung soll zunächst die Konstruktion des Hochdruckgehäuses für eine 1200 MW-Sattdampfturbine stehen.

### Hochdruckgehäuse

Als die erste langsamlaufende Turbine bestellt wurde [1], hatte man ein Gehäuse nach der klassischen Gusskonstruktion entwickelt (Bild 2a). Die Berechnungen für die recht komplexen Formen wurden durch spannungsoptische Versuche am Araldit-Modell ergänzt (Bild 3). Aber schon bei den Verhandlungen mit den Gussfirmen zeigte sich, dass die beiden 100 Tonnen schweren Gehäusehälften an der Grenze der Giesskapazität angelangt sind. Schlussendlich wurde jede Hälfte in sechs Teilen gegossen (Bild 4) und warm zusammenschweisst. Die mit einem solchen Verfahren verbundenen Ausschuss- und Terminrisiken brachten die Konstrukteure auf den Gedanken, zu einer reinen Schweisskonstruktion für das Aussengehäuse überzugehen (Bild 2b), wie sie inzwischen für mehrere Anlagen in Bau ist.

Dank der guten Idee eines Konstrukteurs wurde schliesslich mit einem Kesselboden die Stirnseite für ein noch besseres Gehäuse gefunden (Bild 2c). Die inzwischen entwickelte Rechenmethode mit „finite elements“ erlaubt eine numerische Erfassung selbst komplizierter Formen, so dass nach deren Anwendung eine gute Kenntnis über die im Gehäuse auftretenden Spannungen vorliegt.

Somit wurde eine Gehäuseform gefunden, die hinsichtlich Festigkeit, Strömung, Fabrikation und Kosten befriedigen kann.

### Niederdruckgehäuse

Bei den für Satttdampfturbinen erforderlichen Niederdruckteilen, insbesondere bei Langsamläufern, gelangt man zu Dimensionen, die das übliche Mass weit übertreffen. Aus Fabrikations- und Transportgründen ist man von der herkömmlichen Ausführung des Niederdruckgehäuses in zwei Hälften abgegangen und hat es aus einem Dutzend Blechelementen aufgebaut (Bild 5), die erst auf der Kraftwerksbaustelle zusammenschweisst werden (Bild 6). Man musste dabei den klassischen Maschinenbau verlassen und Elemente wie Rahmen, Träger, Schalen aus dem Stahlhochbau entleihen. Zur Unterstützung der theoretischen Untersuchungen und zur Sicherstellung der Betriebssicherheit wurde ein Modellversuch durchgeführt. Aber auch dieses Modell im Massstab 1:5 hat eine ansprechende Grösse und wiegt 12 t (Bild 7).

### Rotoren

Bei Satttdampfturbinen erhält man für die Niederdruckwellen Gewichte bis zu 200 Tonnen. Da für diese Grösse zur Zeit auf der ganzen Welt kein Schmiedestück zu erhalten ist, kommt man zwangsläufig zur Lösung des zusammengesetzten Rotors. Das bedeutet für viele Turbinenhersteller eine Abkehr von der seitherigen Praxis des Vollrotors, nicht dagegen bei der Anwendung der Schweisskonstruktion. Hier heisst es, eine jahrzehntealte, elegante und leicht extrapolierbare Technik auf grössere Dimensionen anzuwenden (Bild 8), wenn nötig auf beliebig grosse Dimensionen, da das Beschaffen der grössten Schmiedescheiben ohne weiteres möglich ist.

Weitere Vorzüge sind:

- Welle besteht aus Scheiben gleicher Beanspruchung .
- Ganze Ersatzrotoren erübrigen sich, da einzelne Scheiben mit Materialfehlern leicht ersetzbar sind
- Gutes Durchvergüten- dank kleiner Querschnitte der Scheiben- ermöglicht auch im Scheibenzentrum erstklassige

#### Materialqualität

- Gute Prüfbarkeit ist auch ohne Zentralbohrung gegeben
- Warmrundlaufkontrolle erübrigt sich, da thermische Instabilitäten durch die zufällige Lage der Scheiben zueinander nicht vorkommen
- Keine örtliche, plastische Verformung möglich, da aufgeschrumpfte Scheiben oder Zentralbohrung nicht angewendet werden
- Laufunruhe durch losen Schrumpfsitz kann nicht auftreten

#### 5. FABRIKATION, TRANSPORT UND MONTAGE

Wenn bereits bestehende Werkshallen im Hinblick auf eine mögliche Entwicklung zu Grösstturbinen weiträumig konzipiert worden waren, dann genügte ein Umgestalten dieser Hallen, um modernen Produktionsmitteln Platz zu bieten (Bild 9). Kostspielige Neubauten erübrigten sich damit.

So waren es vor allem grosse Bearbeitungsmaschinen und Schweisseinrichtungen, die neu beschafft werden mussten. Aber auch moderne Prüfeinrichtungen waren erforderlich, wovon vor allem ein Schleuderbunker mit Balanciereinrichtung (Bild 10) erwähnenswert ist.

Selbst kleine Teile, wie Bolzen, Lager, Endschaufeln usw., die früher bequem von Hand gehoben werden konnten, müssen heute wegen ihrer Grösse mit Haken, Oesen, Nocken oder Verschraubmöglichkeiten versehen werden, um das Heben, Transportieren und Montieren zu ermöglichen. Wo eine konstruktive Veränderung nicht möglich war, mussten spezielle Greifwerkzeuge geschaffen werden (Bild 11).

Stellvertretend für die Probleme beim Transport grösster Turbinenteile sei der Niederdruckrotor erwähnt. Da weder Bahn- noch Strassenprofile den Dimensionen eines beschauften Rotors mit 1500 oder 1800 Touren entsprechen, müssen die letzten beiden Schaufelreihen ausgebaut werden. Sie kön-

nen dank der Tannenbaumfussbefestigung am Montageort wieder in den Rotor eingesetzt werden. Der Transport der Welle selbst mit den restlichen eingebauten Schaufeln erfolgt in einem speziellen Transportbehälter (Bild 12), der von einem Schnabelwagen aufgenommen wird (Bild 13) und bei Ueberseetransport direkt per Kran auf das Schiff verladen wird.

Da aus verschiedenen Gründen eine Werksmontage nur noch für gewisse Elemente in Frage kommt, gewinnt die Montage in der Anlage an Bedeutung. Das dabei erforderliche Heben, Verschieben und Drehen ist früher durch manuelle Kraft unter Mithilfe des Krans erledigt worden. Heute werden ölhydraulische Heber verwendet, um Gehäuse, Schaufelträger und Wellen in die endgültige Lage zu bringen. Selbst zum Drehen der Wellen ist eine Hilfseinrichtung erforderlich, deren Antrieb beispielsweise durch einen Luftmotor erfolgt.

Aber auch die im Maschinensaal fest installierten Hebezeuge gewinnen an Bedeutung. Wo vor ein paar Jahren noch ein einziger Kran genügte, sind heute zwei oder gar drei für eine reibungslose Montage erforderlich. Bei späteren Revisionen sind sie dann ebenso wichtig.

Nicht vergessen seien die vielen Podeste und Montagebühnen, die Voraussetzung für ein zügiges Arbeiten an Turbogruppen von solchen Dimensionen sind.

Besonderer Erwähnung bedürfen die Sauberkeitsvorschriften für Herstellung, Transport und Lagerung insbesondere aller dampf- bzw. kondensatführenden Teile für die Siedewasseranlage. Je nach Wichtigkeit des Teils werden die entsprechenden Massnahmen gewählt:

- Besonders sorgfältiges Entfernen von Zunder, Schweissperlen, Stahlspänen, Schleifrückständen, Rost, Fett, Oel
- Reinigen durch Kugelstrahlen, Wassersprühen, Dampfstrahlen
- Konservieren durch Anstrich mit besonderen chemischen Mitteln oder Füllen mit Stickstoff
- Verpacken in Plastikfolie
- Verschliessen aller Oeffnungen durch Deckel
- Montage unter Plastikzelt

Diese Vorkehrungen sollen verhindern, dass das einwandfreie Funktionieren des Reaktorkerns durch Fremtteile und -stoffe gestört wird.

## 6. EROSION

Ausser den bereits behandelten speziellen Aufgaben, herrührend von den Dimensionen der Satttdampfturbinen, soll jetzt die Rede von dem Problem sein, das sich durch die Feuchte des Dampfes ergibt. Dabei gilt es zu unterscheiden zwischen Schaufelerosion und den verschiedenen Erscheinungsformen der Oberflächen- und Spalterosion.

### Schaufel- oder Stosserosion

Bei der von konventionellen Turbinen her längst bekannten Stosserosion handelt es sich um ein Auftreffen von Tropfen auf die letzte Niederdrucklaufschaufel (Bild 14). Die Tropfen werden bereits vor Eintritt in der letzten Leitreihe erzeugt und wandern an deren Oberfläche entlang, bis sie an der Austrittskante abgerissen werden und dann auf die Laufschaufel treffen. Würden diese Tropfen jetzt vom Dampf unbeschleunigt, also mit Absolutgeschwindigkeit Null, auf die Laufschaufeln treffen, dann wäre es richtig, die Erosionswirkung proportional der dritten Potenz der Umfangsgeschwindigkeit zu setzen. Dies wird zwar vielerorts immer noch so gemacht, aber in Wirklichkeit beschleunigt der Dampf die abgerissenen Wassertropfen auf einen Wert  $c_w$ , der mit der Umfangsgeschwindigkeit  $u$  zusammen die wirkliche Auftreffgeschwindigkeit des Wassers  $w_w$  auf die Laufschaufel ergibt (Bild 15). Durch Vergrössern der Beschleunigungsstrecke, also des axialen Abstandes zwischen Leit- und Laufreihe kann die Erosionswirkung stark vermindert werden. Es sollen hier wiedereinander in Kurzform die Zusammenhänge um die Stosserosion durch die Formel über die Erosionsrate  $\dot{e}$  gegeben werden:

$$\dot{e} = K_K \cdot K_G \cdot K_{px} \cdot c_D^3 \cdot w_W^2$$

Dabei bedeuten:

$K_K$  = Konstante, die das Kriterium der kritischen Tropfen-  
grösse berücksichtigt

$K_G$  = Geometriekoeffizient, der von der Gitteranordnung der  
betrachteten Turbinenstufe abhängig ist und angibt, ob  
sich die Erosionswirkung auf eine kleine oder grosse  
Erosionszone verteilt und gleichzeitig aussagt, wieviel  
Tropfen ungehindert durch das Gitter strömen

$K_{px}$  = Zustandskoeffizient des Sattedampfes, der Feuchte und  
Dichte berücksichtigt

$c_D$  = Absolute Dampfgeschwindigkeit nach der Leitschaufel

$w_W$  = Relative Tropfengeschwindigkeit beim Auftreffen auf  
die Laufschaufel

Dieser an sich theoretische Ansatz über die Erosionsrate hat  
sich an vielen Turbinen in Betrieb bestätigt. Ihre Ergebnisse  
werden gesammelt und als normierte Erosionsraten  $\xi = \dot{e}/\dot{e}_N$  auf  
eine Vergleichsturbine bezogen [2].

Zusammenfassend seien hier die Massnahmen aufgezählt, die vor  
allem die Erosionsrate tief halten:

- Gute Entwässerung oder Anzapfung vor der letzten Stufe
- Grosser Abstand zwischen Leit- und Laufreihe
- Härten oder Stelliteisieren der Laufschaufeleintrittskante.

In der Hochdruckturbine ist wegen der kleineren Tropfen-  
grösse bei hohen Drücken die Beschauflung nicht durch Stoss-  
erosion gefährdet. Vielmehr sind es dort die feststehenden  
Teile, die, je nach der Härte der sich unter Anwesenheit von  
Sattedampf bildenden Oxydschicht, durch vorbeiströmenden Satt-  
dampf oder abgeschiedenes Wasser erodiert werden können.

Dieser sich dauernd wiederholende chemisch-mechanische Vor-  
gang der Oxydbildung und ihrer Abtragung wird gelegentlich  
Korrosions-Erosion genannt.

Im einzelnen gilt es zu unterscheiden:

#### Oberflächenerosion

Da wo Sattdampf von sehr hoher Geschwindigkeit und hoher Dichte an weichem und oxydbildendem Material vorbeiströmt, geschieht schichtweise Erosion mit glatter Abtragungsfläche. Diese findet vornehmlich in Düsen, Blenden und Rohren, wo Schallgeschwindigkeit herrscht statt. Dagegen hilft nur hochlegierter Stahl mit mindestens 12 % Chrom.

Viel häufiger hat man es bei Nassdampfturbinen jedoch mit Wirbeln des Sattdampfes hoher Dichte zu tun. Da genügt eine Kante oder ein Spalt (Bild 16), um Strömungsablösung zu bewirken. Auch dagegen hilft nur legierter Stahl. Besser ist es, diese auslösenden Elemente zu vermeiden, denn so kann man mit gewöhnlichem Kohlenstoffstahl auskommen.

Nicht weniger gefährlich, aber leichter beherrschbar sind Wasserstrahlen. Abgeschiedenes oder weggeschleudertes Wasser kann an Gehäusewänden, in Ueberströmleitungen oder in Entwässerungsleitungen stark erodieren (Bild 17). Wirksame Entwässerungseinrichtungen (Bild 18) und reichlich dimensionierte Leitungen zur Abfuhr des Wassers sind gute Gegenmittel. In unsicheren Fällen sollte man jedoch legierten Werkstoff anwenden.

#### Spalt- oder Leckageerosion

Ein besonders heimtückisches Verhalten zeigt Sattdampf hoher Dichte dort, wo er die Möglichkeit hat, durch Spalte zu strömen. Teilfugen (Bild 19), Wellendichtungen, Dampfdurchführungen (Bild 20) und dergleichen sind am stärksten gefährdet. Als Gegenmittel ist hochlegiertes Material mit mindestens 12 % Chrom zu empfehlen. Es genügt, die betroffenen Partien zu plattieren, sei es durch Auftragsschweißen, Aufspritzen oder dergleichen. Verschraubung der betreffenden Partie (Bild 21) ist ebenfalls eine gute, vorbeugende Mass-

nahme. Bei Wellendichtungen ist es am sichersten, Sattedampf und seine möglichen Folgen durch Sperren mit überhitztem Dampf oder gedrosseltem Frischdampf fernzuhalten.

Zusammenfassend wurden alle Erosionsarten in Tabelle 2 dargestellt.

## 7. KORROSION

Der früher gefürchtete hohe Sauerstoffgehalt des BWR-Dampfes, dessen Ursache in der Radiolyse des Wassers liegt, hat sich als weniger gefährlich als vermutet herausgestellt. Wie Versuche zeigten, hat lediglich das Kondensat des Heizdampfes am Austritt des Zwischenüberhitzers eine so hohe Sauerstoffkonzentration, dass dort durch rostfreie Rohre der Korrosion entgegengetreten werden muss. Somit unterscheidet sich die Turbine für den BWR materialmässig praktisch nicht von der des PWR.

## 8. WAHL DER DREHZAHL

Aus den verschiedensten Gründen wurden in den vergangenen Jahren die langsamlaufenden Turbinen für Nuklearanlagen oft zu Unrecht in den Vordergrund gestellt. Währenddem in Ländern mit 60 Hertz-Netzen die Schnellläufer naturgemäss nur für relativ kleine Leistungen baubar sind und somit für mittlere und grosse Leistungen keine andere Wahl als die der Langsamläufer bleibt, so sind doch für die anderen Länder bis zu den höchsten Leistungen 3000-tourige Turbinen anwendbar. Es war oft zu hören und zu lesen, dass der Langsamläufer bis zu 3 % im Wärmeverbrauch besser sei oder dass er ja gar nicht teurer sei als der Schnellläufer! Deshalb soll hier ein sauberer Vergleich der Turbogruppen von 3000 und 1500 Touren gemacht werden. Dabei muss selbstredend von gleichen Voraussetzungen ausgegangen werden:

Gleiche Austrittsflächen der Niederdruckturbinen  
Gleiche Vakua  
Gleiche Austrittsverluste der Niederdruckturbinen  
Gleiche Trenndrücke zwischen Hoch- und Niederdruckturbine  
Gleiche Gefällsziffern der Beschauflung  
Gleiche Materialien der Beschauflung  
Gleiche Schlankheit der Rotoren

### Gewichtsverhältnisse

Die langsamläufige Niederdruckturbine ist aus dem Schnellläufer durch Verdoppelung aller linearen Dimensionen wie Durchmesser, Schaufelhöhe, axiale Länge usw. entstanden, bei gleichzeitiger Halbierung der Drehzahl. Das bedeutet für das umbaute Volumen und damit auch das Gewicht eine theoretische Vergrößerung um  $2^3 = 8$ . Da jedoch Blechdicken beim Gehäuse nicht genau verdoppelt werden, ergibt sich in Wirklichkeit ein nur 7 mal so grosses Gewicht. Diese Zahl wäre noch kleiner, wenn nicht das grössere Niederdruckgehäuse aus Fertigungs- und Transportgründen hätte zusätzlich aufgeteilt werden müssen.

Da bei der Verdoppelung aller Längenmasse die axiale Austrittsfläche vervierfacht worden ist, muss jetzt die Niederdruckflutenzahl des Schnellläufers vervierfacht werden, um die gleiche Gesamtfläche wie der Langsamläufer zu erhalten (Bild 22). Das bedeutet wiederum eine Vervierfachung des Gewichtes vom Schnellläufer, so dass insgesamt ein  $7:4 = 1,75$  mal so schwerer Niederdruckteil des Langsamläufers resultiert.

Für den Fall einer 1200 MW-Sattdampfturbine mit Vakua 0,08 bar heisst das beispielsweise:

1500 U/min: 4 x 1200 (= Höhe der letzten Schaufel in mm)

3000 U/min: 16 x 600

Da nun eine 16-flutige Turbine aus verschiedenen Gründen nicht in Frage kommt, zieht man für den Vergleich die grösste 3000-tourige Niederdruckturbine in Betrieb heran. Mit einer Endschaufellänge von 950 mm muss sie hier achtflutig ausgeführt werden.

Also:

3000 U/min: 8 x 950

Weil diese Gehäuse aus Dimensionsgründen auch bereits unterteilt werden müssen, wird die Gewichtsrelation nur 1,6. Selbstverständlich könnte man sich auch mit einer etwa 1200 mm langen Endschaufel einen sechsflutigen Niederdruckteil als Schnellläufer vorstellen, was hier jedoch nicht weiter verfolgt werden soll.

Bei der Hochdruckturbine ist das Verfahren der linearen Verdoppelung nicht anwendbar, weil der Schnellläufer 2-flutig bleiben soll. Deshalb begnügt man sich mit einer Vergrößerung aller mittleren Beschauflungsdurchmesser um 1,41 und erhält so, weil die Drehzahl auf 0,5 zurückgeht, eine  $1,41 \cdot 0,5 = 0,7$ -fache Umfangsgeschwindigkeit. Deren Quadrat ist  $0,7^2 = 0,5$ , weshalb der Langsamläufer doppelt so viele Stufen braucht, um das gleiche Gefälle zu verarbeiten (Bild 23). Die Schaufelhöhe wird bei beiden Varianten gleich gross, wenn Winkel, Teilungsverhältnis und damit die Schluckziffer gleich sind.

Daraus ergibt sich für den Hochdruckteil der Sattdampfturbine ein Gewichtsverhältnis von über 2.

Für das Gewichtsverhältnis der gesamten Turbine ergibt sich somit nach Hinzufügen der Regulierungsteile und des Zubehörs ca. 1,35. Selbst wenn man den Generator hinzunimmt, dann ändert sich dieser Faktor nicht wesentlich.

#### Wärmeverbrauch

Mit der oben beschriebenen Auslegung der schnellaufenden Turbine mit 8 x 950-Niederdruck und der langsamlaufenden mit 4 x 1200 erhält man einen Wärmeverbrauchsunterschied von 1,0 % zugunsten des Langsamläufers.

Welches und wie gross die Einzelverluste sind, zeigt Bild 24.

Da aber in der Praxis nur selten die beiden Turbinen genau nach obigen Voraussetzungen ausgelegt werden, ist der gerechnete Fall als Beispiel zu verstehen. Im allgemeinen sollten die Unterschiede im Wärmeverbrauch jedoch innerhalb 0,5 - 1,1 % liegen.