

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 74 (1956)
Heft: 27

Artikel: Die Entwicklung auf dem Gebiet der Dampfkraftanlagen
Autor: Gastpar, Jacques
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-62668>

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: 15.01.2026

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

Die Entwicklung auf dem Gebiet der Dampfkraftanlagen

DK 621.181

Von Dipl. Ing. Jacques Gastpar †, Direktor bei Gebrüder Sulzer AG., Winterthur *)

A. Einleitung

Die ausschlaggebende Bedeutung der thermischen Zentralen für die Deckung des ständig zunehmenden Bedarfes an elektrischer und mechanischer Energie für stationäre Betriebe sowie der bedeutende Bedarf an Wärme für industrielle Zwecke aller Art brachten es mit sich, dass schon seit Jahrzehnten besondere Anstrengungen gemacht wurden, um den Wirkungsgrad und die Wirtschaftlichkeit der Gesamtanlagen bedeutend zu verbessern. Wie aus Bild 1 ersichtlich, wurden hiezu hauptsächlich in den letzten Jahren der Betriebsdruck und die Frischdampftemperatur bedeutend gesteigert, während gleichzeitig auch die Einheitsleistung der Dampferzeuger rasch zugenommen hat. Bild 2 zeigt die hieraus resultierende Zunahme des Gesamtwirkungsgrades der reinen Kraftanlage. Dieser erreicht bei der im Bau befindlichen Anlage Eddystone bereits 43,2 %. Dort ist auch die Abnahme des Verhältnisses der in der Kondensationsanlage abgeführt Verlust-Wärmemenge «Q-Kondensation» zur gesamten im Kessel zugeführten Wärmemenge «Q-Kessel» von rd. 78 auf rd. 50 % ersichtlich.

Auf Bild 3 sind die Gesamt-Anlagewirkungsgrade in Abhängigkeit des Betriebsdruckes aufgezeichnet. Die Kurven A, B und C beziehen sich auf Anlagen ohne Zwischenüberhitzung, während aus den Kurven D, E und F die relative Verbesserung durch eine Zwischenüberhitzung ersichtlich ist. Im Gebiet des überkritischen Druckes kommt auch die dop-

*) Wenig gekürzte Wiedergabe des Vortrages, den Direktor J. Gastpar am 29. Februar 1956 im Zürcher Ingenieur- und Architektenverein gehalten hatte.

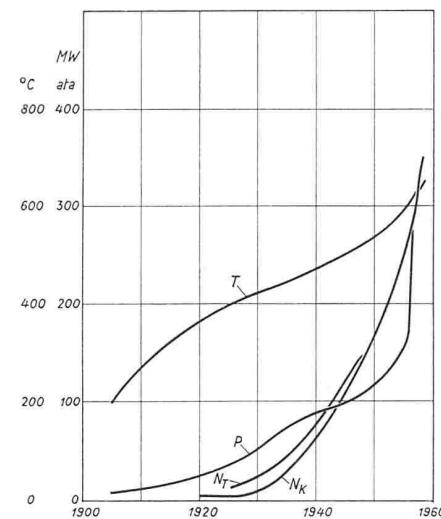


Bild 1. Steigerung des Dampfdruckes und der Einheitsleistungen im Laufe der Zeit. T Frischdampftemperatur, p Frischdampfdruck, N_T Einheitsleistung des Turbinensatzes, N_K Einheitsleistung des Dampferzeugers. Die Kurven stellen die Entwicklung der mittleren Werte dar.

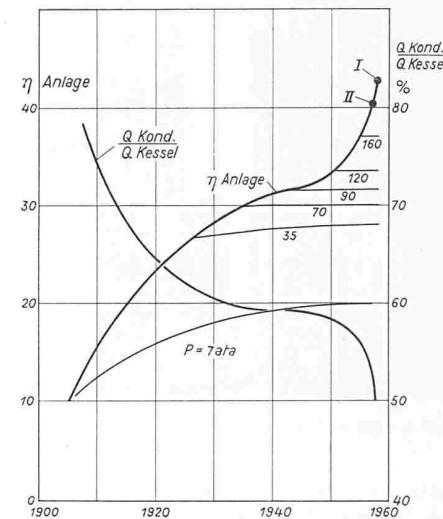


Bild 2. Zunahme des Anlagewirkungsgrades und Abnahme des Verhältnisses der Kondensationswärme zur Brennstoffwärme im Laufe der Zeit. Die dicken Linien zeigen die Gesamtwirkungsgrade für bestimmte Kesseldrücke

I Anlage Eddystone 351 ata; 621°C
II Anlage Philo 317 ata; 620°C

Tabelle 1. Kennwerte wichtiger Brennstoffe für Dampferzeugungsanlagen

Brennstoff	Unt. Heizwert kcal/kg	Flüchtiges %	Asche %	Wasser %	Aschen- erweichungspunkt °C
Torf	1400 ... 3500	24 ... 55	1 ... 10	65 ... 20	—
Rohbraunkohle	1800	21	4	60	970
Lignit	2700	25	24	30	980
Steinkohlenschlamm	3500	16	41	20	1100
Flammkohle	6800	35	7	5	1050
Magerkohle	6000	12	23	4	1200
Anthrazit	4700 ... 7900	4 ... 8	33 ... 4	20 ... 4	1000
Nusskohle	7600	14	7	5	1080
Heizöl	9700	—	0,5	2	—
Naturgas	8600 ¹⁾	—	—	—	—
Gichtgas	1000 ¹⁾	—	—	—	—

1) kcal/m³

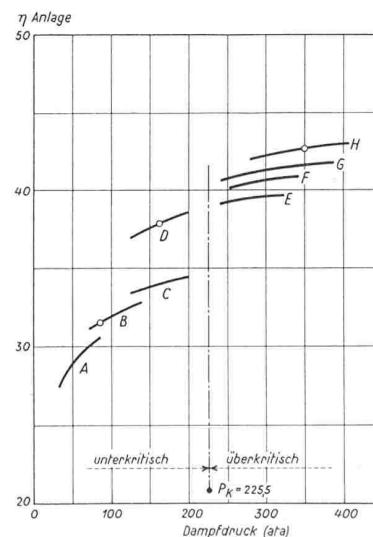


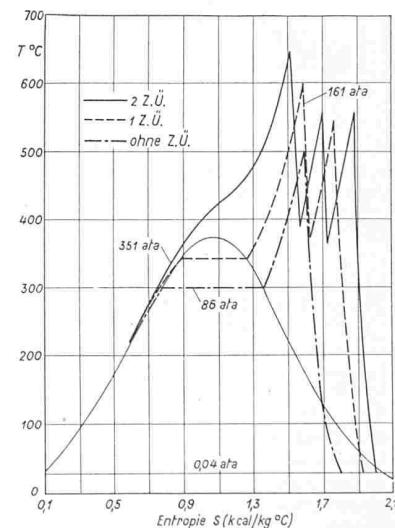
Bild 3 (rechts). Gesamtanlage-Wirkungsgrade in Abhängigkeit des Betriebsdruckes A, B, C Anlagen ohne Zwischenüberhitzung bei einer Dampftemperatur von 450 (A), 500 (B) und 600°C (C)

D Anlagen mit einfacher Zwischenüberhitzung auf 550°C bei 600°C Frischdampftemperatur und unterkritischem Druck

E, F Anlagen mit einfacher Zwischenüberhitzung auf 550 bzw. 565°C bei 600 bzw. 650°C Frischdampftemperatur und überkritischem Druck

G, H Anlagen mit zweifacher Zwischenüberhitzung; Dampftemperaturen: 600/550/550°C bzw. 650/565/565°C; überkritische Drücke

Bild 4 (rechts aussen). Zustandsänderungen im Ts-Diagramm für die Arbeitsverfahren B, D und H



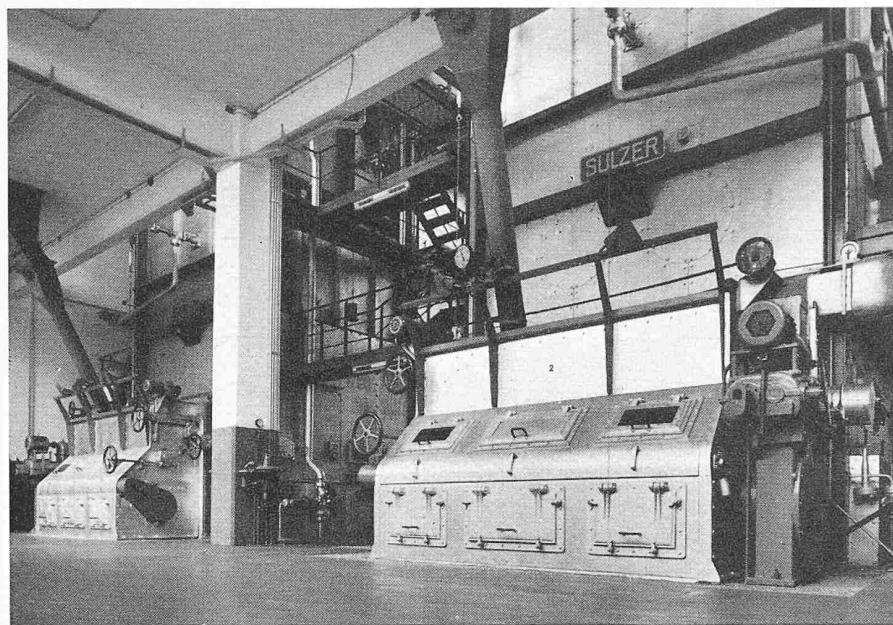


Bild 5. Heizerstand einer Strahlungs-Kesselanlage in einer Cellulosefabrik

pelte Zwischenüberhitzung zur Anwendung. Die entsprechenden Kurven *G* und *H* zeigen die Wirkungsgradverbesserung, welche bei verschiedenen Frischdampftemperaturen und Zwischenüberhitzungen erreicht werden kann.

Selbstverständlich sind die Gesamtwirkungsgrade auch von Grösse und Konstruktion der verschiedenen Bestandteile der Anlage abhängig. Die eingetragenen Werte gelten für feste Brennstoffe durchschnittlicher Qualität und können für Öl oder gasförmige, das heisst hochwertige Brennstoffe, noch Änderungen erfahren.

Aus Bild 4 sind die Zustandsänderungen im TS-Diagramm für 86 ata ohne Zwischenüberhitzung, 161 ata mit einfacher und 351 ata mit zweifacher Zwischenüberhitzung ersichtlich.

Die immer deutlicher in Erscheinung tretende Notwendigkeit, die vorhandenen Brennstoffvorräte zu schonen, das heisst vor allem auch Brennstoffe mit niederm Heizwert und ungünstigen Brenneigenschaften möglichst weitgehend und rationell auszunützen, hat beigetragen, eine umwälzende und vielseitige Entwicklung auszulösen; sie hat sich auch auf

die Konstruktion der Dampferzeuger und die Konzeption der Gesamtanlage stark ausgewirkt. Nach den Erfahrungen in den Kriegs- und Nachkriegsjahren ist vor allem in Europa bei der Planung von thermischen Anlagen das Brennstoffproblem immer mehr zum primären Faktor geworden. Tabelle 1 gibt eine approximative Uebersicht der verschiedenen Brennstoffe, mit welchen der Kesselkonstrukteur zum mindesten in Europa heute rechnen muss. In den USA, die bei uns oft als Vorbild zitiert werden, kennt man diese Sorgen und damit auch die sich hieraus ergebenden Probleme und die entsprechenden Lösungen noch nicht in diesem Umfang.

Beim Entwurf neuer Kesselanlagen sind eine Reihe von Faktoren zu beachten. Davon seien genannt: die Art des Energiebedarfes, die örtlichen sowie die betrieblichen Verhältnisse, die Beschaffung und der Antransport der Brennstoffe, die von Land zu Land sehr verschieden und zum Teil auch zeitlich grossen Schwankungen unterworfen sind; dann die Kühlwasserbeschaffung, die Entfernung der oft beträchtlichen

Aschenmengen, die Staubbelaetzung usw. Es ist klar, dass die Wirtschaftlichkeit der verschiedenen Lösungen auch im Rahmen der finanziellen Möglichkeiten sowie der praktischen Ausführbarkeit beurteilt werden muss. Die Vorteile einer technischen Neuerung und ihre Auswirkungen auf die Wirtschaftlichkeit können ebenfalls je nach den Umständen sehr verschieden bewertet werden.

Neben dem eigentlichen Dampferzeuger müssen die erforderlichen Hilfseinrichtungen (Vorwärmereinrichtung, Wasseraufbereitung, Speisepumpen, Regulierungen, Dampfspeicher, Dampfumformer, Dampf- und Speisewasserverteiler usw.) den jeweiligen Verhältnissen angepasst werden. Bei der zunehmenden Steigerung der Betriebsdrücke und Temperaturen, bei der Anwendung der Speisewasservorwärmung und der Zwischenüberhitzung kam der Planung der gesamten Installation und der zweckmässigen Kombination aller Elemente immer mehr Bedeutung zu. Insbesondere beim Bau von Grossanlagen ist die Ausführung der baulichen Teile im Rahmen der Gesamtplanung individuell zu studieren, da diese nicht nur die Gesamt-

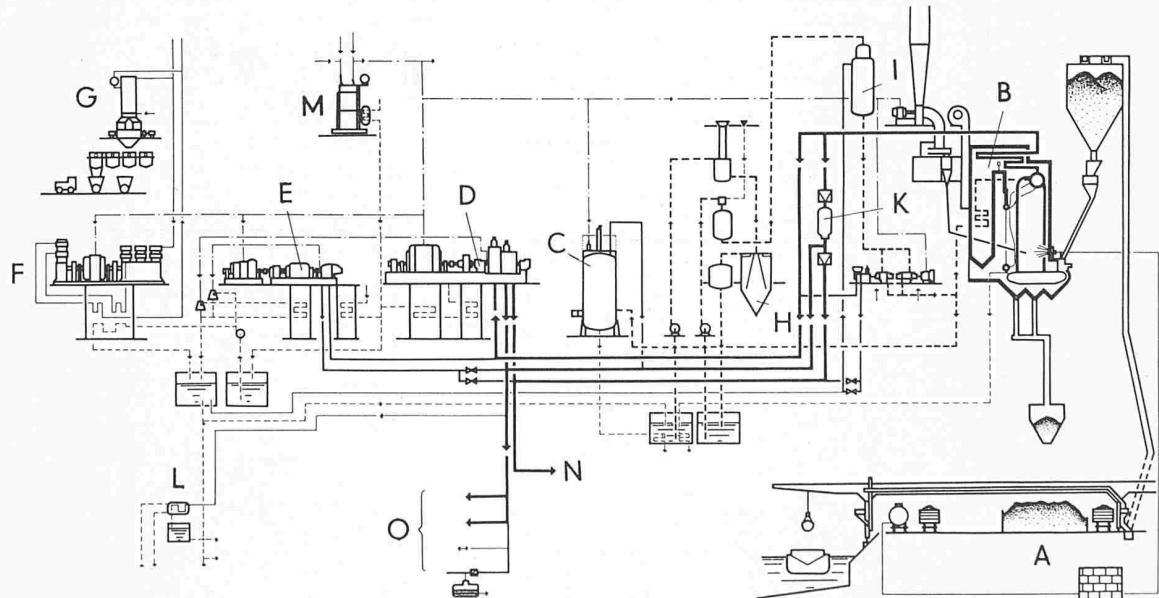


Bild 6. Schaltbild der zentralen Energieversorgungsbetriebe einer chemischen Fabrik

A Brennstoffumschlag
B Dampfkessel
C Elektrokessel
D Gegendruck-Turbo-generator-Gruppe

E Turbogebläse
F Kältekompresoren mit Wärmepumpen
G Eiserzeuger

H Wasseraufbereitungsanlage
I Speisewasserbehälter
K Dampf-Druck- und Temperatur-Reduzierstation

L Zentrale Heisswasserversorgung
M Transformatoren für 45 000/6000 Volt

N Leitungen zu den 5 atü-Dampfverbrauchern
O Leitungen zu den 12 atü-Dampf-Verbrauchern, einschliesslich Gaswerk

kosten der Anlage wesentlich beeinflussen, sondern auch zusätzliche Vereinfachungen und Einsparungen durch besondere Konstruktionen, so zum Beispiel durch Kombination der Stahlkonstruktion der Gebäude und derjenigen des Dampferzeugers ermöglichen können.

Was nun die Wahl der Betriebsverhältnisse anbelangt, so ist festzuhalten, dass die Anwendung niederer und mittlerer Dampfdrücke nach wie vor noch für beträchtliche Anwendungsbereiche eindeutig am Platz ist. Für Grenzfälle, vor allem dort, wo gleichzeitig elektrische Energie und Wärme benötigt werden, sollte jedoch gründlich geprüft werden, ob und unter welchen Voraussetzungen hohe Frischdampfdrücke wirtschaftliche Einsparungen bringen können.

B. Mitteldruck-Kesselanlagen

Mitteldruck-Kesselanlagen kommen entweder für reine Wärmeleitung oder für kombinierte Wärme- und Kraftlieferung in Frage. Bild 5 zeigt den Heizerstand einer Mitteldruck-Strahlung-Kesselanlage in einer Cellulosefabrik für 45 at, deren Dampferzeuger mit Wanderrosten ausgerüstet sind und durch Elektrokessel sowie durch einen besonderen Kessel für die Verbrennung von Abfällen ergänzt wurden. Der Frischdampf expandiert in einer Gegendruck-Turbine auf den benötigten Heizdampfdruck. Die auf diese Weise gewonnene elektrische Energie kann in solchen Fällen mit einem Wirkungsgrad von 82 bis 85 % erzeugt werden.

Die Wärme- und Kraftwirtschaft in einem chemischen Grossbetrieb stellt oft schwierige aber dankbare Aufgaben und ermöglicht in vielen Fällen eine zweckmässige Kombination der verschiedenen Anlageteile, die der Wärme-, Kraft-, Kälte- und Druckluft-Versorgung usw. dienen. Bild 6 zeigt das Schaltbild einer solchen Ausführung. Der Frischdampf von 50 at gelangt vom Kessel B einerseits zur Gegendruckturbine D von 5000 kW, deren Abdampf zur Speisung von zwei Heizdampf-Systemen N und O dient. Andererseits wird vom 50 at-System auch die Gegendruckturbine des Turbogebäuses E gespeist. Zur Ausnutzung der zu gewissen Zeiten verfügbaren Abfall-Energie sind noch zwei Elektrokessel C an das Heizdampf-System angeschlossen. Die kombinierte Kälte- und Wärmepumpenanlage F wurde ebenfalls in das Schema der zentralen Energie-Betriebe eingefügt. Bild 7 gibt einen Teil des Maschinenraumes wieder, in dem die Gegendruckturbine, die zwei Elektrokessel von je 10 000 kW und im Hintergrund die Dampfdruck- und Temperatur-Reduzier- und Verteilstation untergebracht sind.

Charakteristisch für solche Betriebe sind die häufigen und plötzlichen Belastungs-Schwankungen. Diese sind aus Bild 8 oben ersichtlich, das sich auf eine mit Methangas gefeuerte Anlage bezieht. Eine gute Regulierfähigkeit der Kessel ist in diesen Fällen besonders wichtig. Die Reguliereinrichtung, welche normalerweise automatische Speise- und Temperatur-Regelung umfasst, wurde daher auch mit automatischer Feuerungsregelung ausgerüstet. Ihre Wirksamkeit geht aus dem Diagramm Bild 8, unten, hervor: Trotz der grossen Belastungs-Schwankungen werden Druck- und Temperatur praktisch konstant gehalten.

C. Hochdruck-Kesselanlagen

1. Das Einrohr-Prinzip

Bild 9 zeigt drei grundsätzlich verschiedene Wirkungsweisen von Dampferzeugern mit Naturumlauf, Zwangsumlauf und Zwangsdurchlauf.

- 1 Kesseltrommel
- 2 Wasserabscheider
- 3 Speisepumpen
- 4 Umwälzpumpe
- 5 Vorwärmer
- 6 Verdampferteil
- 7 Ueberhitzer

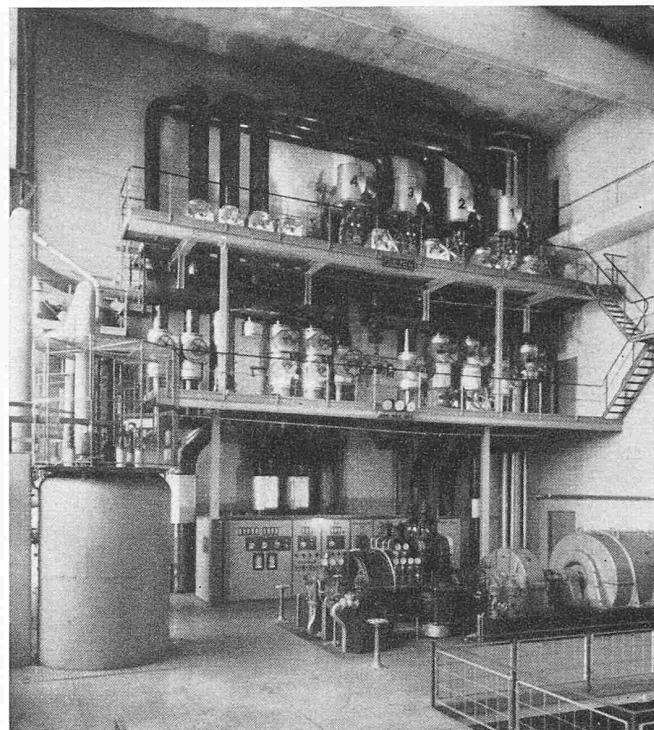


Bild 7. Maschinenraum der Anlage nach Bild 6. Links Elektrokessel, rechts Gegendruck-Turbine, hinten Dampf-Verteilstation mit Einrichtungen zur Regelung von Druck und Temperatur in den verschiedenen Dampfnetzen

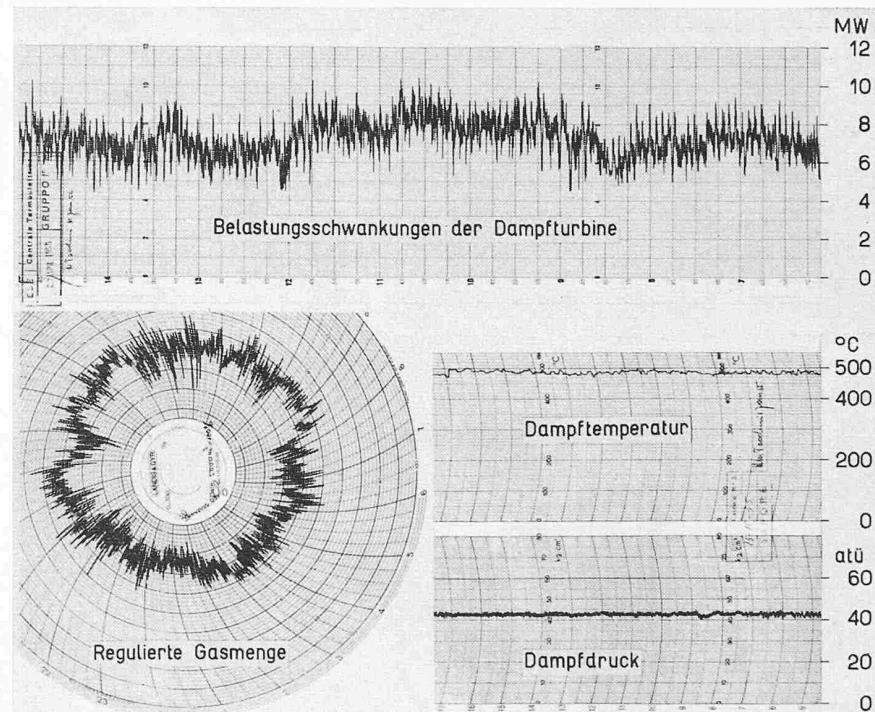
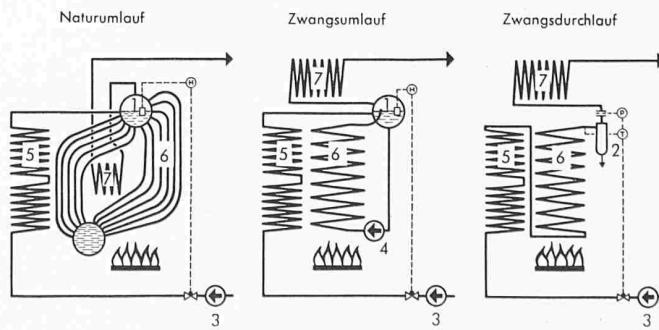


Bild 8. Verhalten der Regelung von Druck und Temperatur einer gasgefeuerten Dampfzeugungsanlage bei starken Lastschwankungen



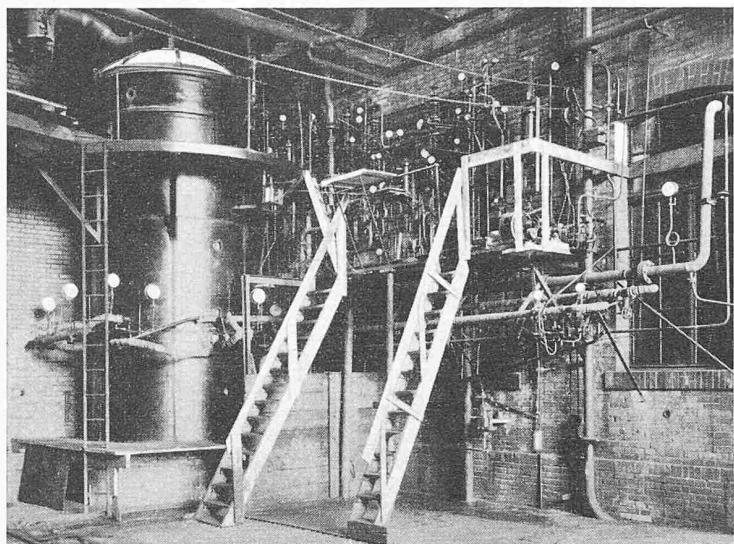


Bild 11. Erste Versuchsanlage für Einrohr-Dampferzeuger aus dem Jahre 1929

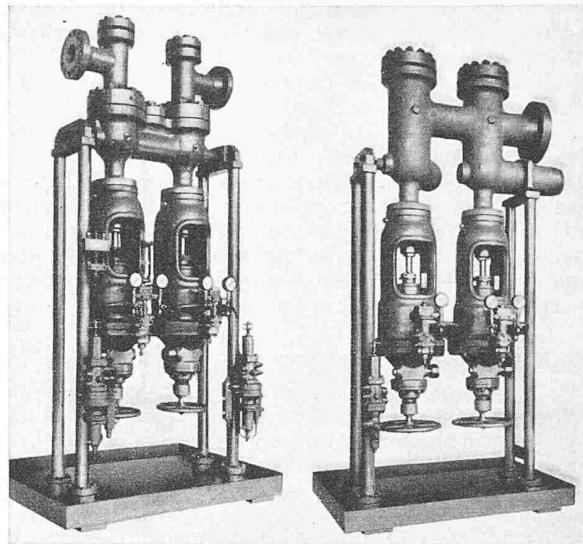


Bild 14a. Links: Speise- und Druckdifferenzregelventil. Rechts: Dampfgabe- und Bypassventil

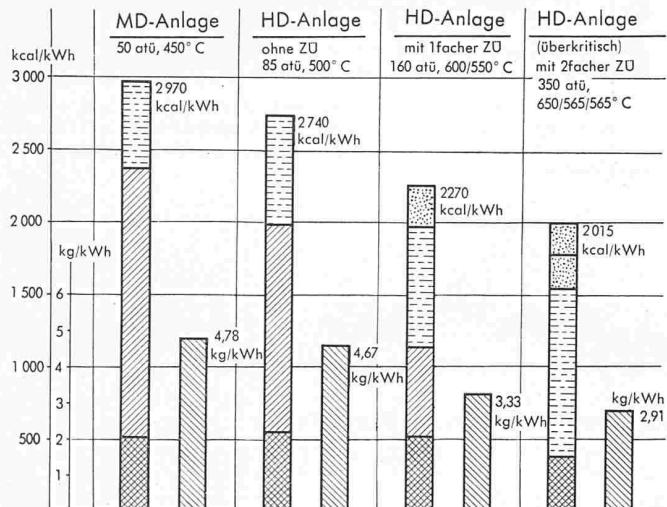


Bild 10. Wärmeaufwand für die einzelnen Teilprozesse bei verschiedenen Arbeitsverfahren und zugehöriger Dampfverbrauch, beides bezogen auf die an den Generatorklemmen abgegebene Energie

werden, während die Fallrohre ausserhalb des Kessels liegen und nicht beheizt sind. Beim Zwangsumlaufsystem, Bild 9, Mitte, das zunächst als «La Mont-Prinzip» bekannt wurde, wird die Zirkulation im Verdampferteil durch eine Umlözpumpe 4 aufrecht erhalten und damit eine gewisse Unabhängigkeit in bezug auf die Anordnung des Verdampferrohrsystems und der Kesseltrommel erreicht. Im Gegensatz zu diesem Zwangsumlaufkessel wird im Zwangsdurchlauf-Dampferzeuger

Legende zu Bild 13

- | | | |
|------------------------------|----------------------|-------------------------|
| 1 Economiser | Einrohrdampferzeuger | 17 Isothermregler |
| 2 Verdampfer | | 18 Einspritzventil |
| 3 Ueberhitzer-Bündel | | 19 Dampfdruckempfänger |
| 4 Ueberhitzer in Brennkammer | | 20 Dampfabgabeventil |
| 5 Kesselspeisepumpe | | 21 Bypassventil |
| 6 Druckdifferenzempfänger | | 22 Dampfturbine |
| 7 Druckdifferenzventil | | 23 Kondensator |
| 8 Speiseregelventil | | 24 Kondensatpumpe |
| 9 Mehrfachthermostaten | | 25 Anzapfdampfvorwärmer |
| 10 Druckdifferenzempfänger | 26 Anfahrgefäß | |
| 11 Isothermregler | 27 Druckempfänger | |
| 12 Einspritzventil | 28 Druckhalteventil | |
| 13 Dampfdruckempfänger | | |
| 14 Dampfabgabeventil | | |
| 15 Thermostat | | |

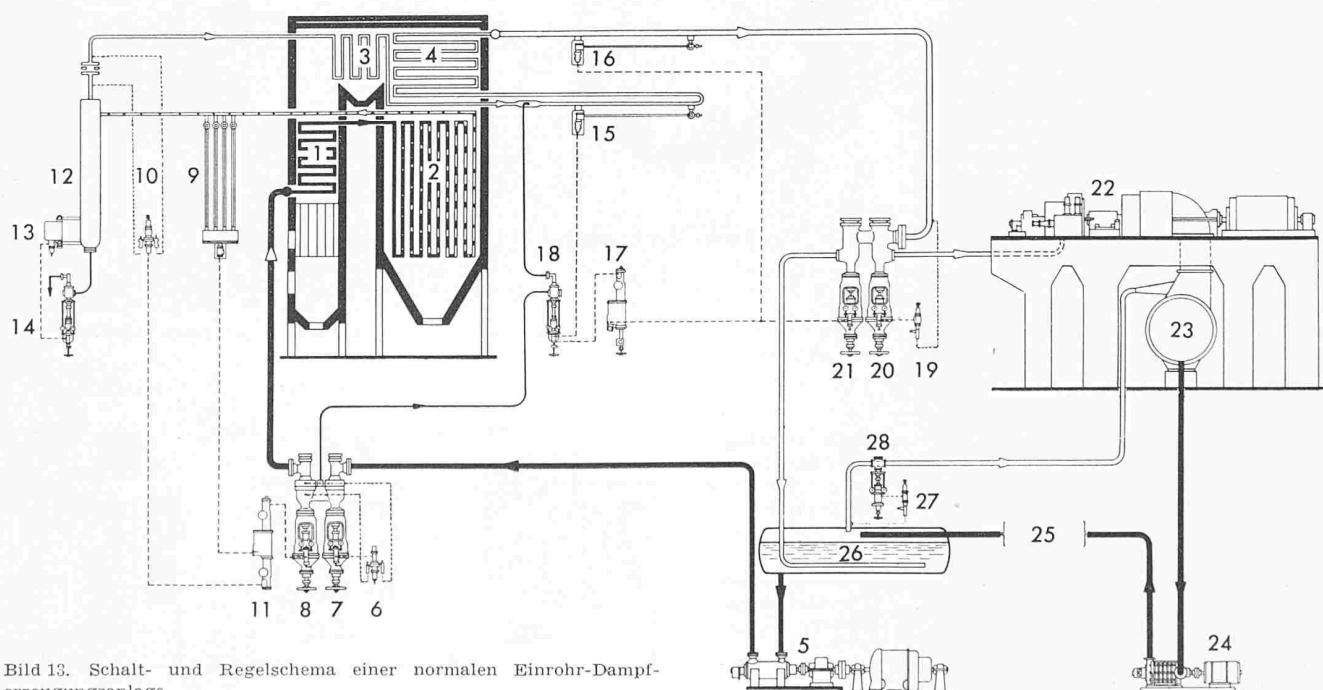


Bild 13. Schalt- und Regelschema einer normalen Einrohr-Dampferzeugungsanlage

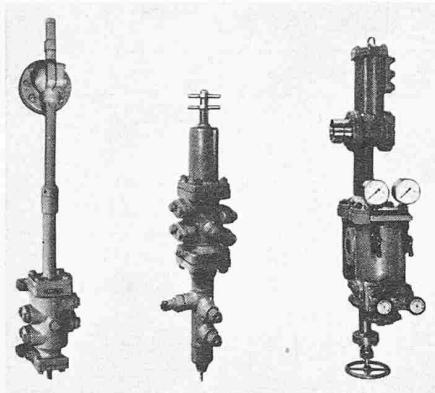


Bild 14b. Links Thermostat, Mitte: Druckempfänger. Rechts: Isothermregler

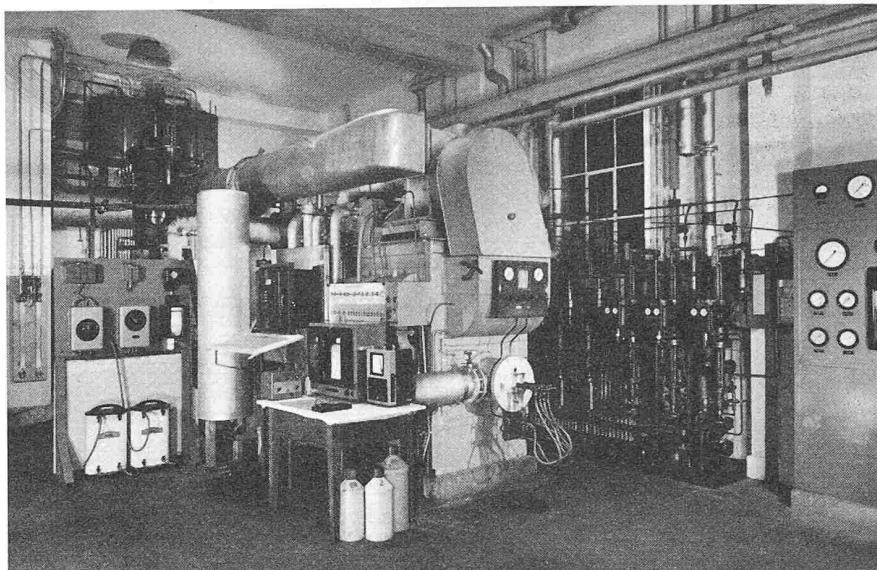


Bild 12. Heutige Versuchsanlage bei Gebrüder Sulzer in Winterthur

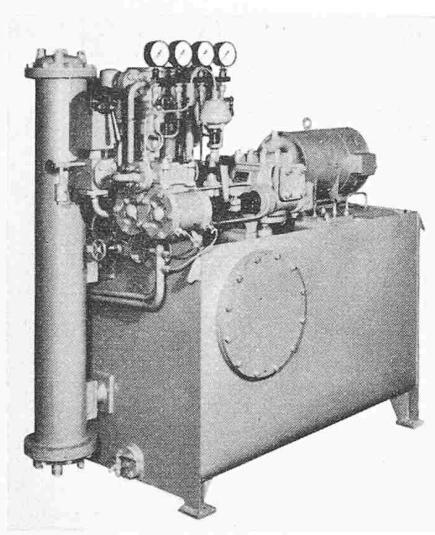


Bild 14c (links).
Regelölvorsorgung

ger, Bild 9 rechts, auf einen Umlauf des Arbeitsmediums grundsätzlich verzichtet. Dieses durchströmt den Vorwärmer 5 und anschliessend den Verdampferteil 6 grundsätzlich nur einmal. Die Speisepumpe 3 deckt auch den zusätzlichen Druckverlust, der gewährleistet, dass sich der Speisewasser durchfluss stabil und gleichmässig auf die parallel geschalteten Rohrstränge verteilt.

Gegen Ende des ersten Weltkrieges wurden von Gebrüder Sulzer eingehende Untersuchungen eingeleitet, um den Möglichkeiten der vorauszusehenden Nachfrage nach Anlagen für hohe und höchste Drücke zu entsprechen. Es wurde schon bald erkannt, dass die konventionelle Bauart über eine gewisse Druckgrenze hinaus keine befriedigende Lösung für Höchstdrücke darstellt. In richtiger Voraussicht der Entwicklung entschied man sich, das Prinzip des Zwangsdurchlaufs zu fördern und eine entsprechende Regulierung zu entwickeln. Bei ihm werden die teuren, unter Hochdruck stehenden Teile praktisch auf das Röhrensystem beschränkt. Gleichzeitig können die unerwünschten, zusätzlichen Hochdruck-Umwälzpumpen und vor allem auch die kostspieligen Hochdruckkesseltrommeln vermieden werden. Da der Wasser- und Dampfzustand in allen Teilen des Rohrsystems — und daher auch in den Partien, welche hohen Gastemperaturen ausgesetzt sind — zuverlässig beherrscht werden, und da vor allem der Konstrukteur relativ frei ist, die einzelnen Partien des Röhrensystems zweckmässig zu verteilen, kann auch die Verwendung von teurem Spezialmaterial auf ein Minimum reduziert werden.

Aus Bild 10 erkennt man, wie sich mit zunehmenden Betriebsdrücken und Temperaturen und mit der Einführung der Zwischenüberhitzung die in den einzelnen Abschnitten des Rohrsystems zu übertragenden Wärmemengen sehr stark verschieben. Einerseits nimmt die für die Verdampfung aufzuwendende Wärme mit steigendem Druck schnell ab, und zwar bis auf Null beim kritischen Druck. Andererseits wächst mit der Ueberhitzungstemperatur auch der entsprechende Wärmeaufwand im Ueberhitzer und im Zwischenüberhitzer. Es er-

Bilder 14a bis c. Regulierorgane für Einrohr-Dampferzeugungsanlagen

geben sich daher hinsichtlich der Unterteilung und Unterbringung der einzelnen Rohrpartien vermehrte Probleme, bei deren Lösung mit zunehmendem Druck der Vorteil des trommellosen Einrohr-Systems in vermehrtem Masse zur Geltung kommt.

Die grössere Freiheit in der Disposition der einzelnen Rohrpartien kommt auch in preislicher Hinsicht zur Auswirkung, da die Möglichkeit gegeben ist, die Verwendung von teurem Spezialmaterial einzuschränken, was in Anbetracht der grossen Preisunterschiede besonders ins Gewicht fällt. Diese schwanken für normale Röhren für 400° C von Fr. 1.40 bis 1.70 oder von Fr. 20 bis 26 pro kg für hochlegiertes austenitisches Material.

Bild 11 zeigt die erste Versuchsanlage aus dem Jahr 1929, in der unter der Leitung von Dr. E. Scheitlin die grundlegenden Versuche für die Entwicklung des Einrohr-Dampferzeugers und der mit diesem System in engstem Zusammenhang stehenden Regulierung durchgeführt wurden. Die heutige Versuchsanlage ist auf Bild 12 dargestellt. Sie erlaubt die Durchführung von Versuchen für Drücke bis zu 400 at und Temperaturen bis zu 650° C. Sie bietet auch Gelegenheit, die Vorgänge in der Verdampfungszone, vor allem das Verhalten des Arbeitsmediums und die Ausscheidung der Salze in der Uebergangszone bei überkritischen Drücken zu untersuchen, das Verhalten verschiedener Materialsorten zu prüfen usw.

Bereits im Jahre 1931 wurde vom Fernheizkraftwerk der ETH in frühzeitiger Erkenntnis der Entwicklung eine Einrohr-Dampferzeuger-Anlage von 18 t/h für einen Betriebsdruck von 100 at in Auftrag gegeben, die über eine Gegendruck-Turbine auf das Mitteldruck-Netz von 35 at arbeitet. Sie war die zweite Einrohreinheit, welche im praktischen Betrieb eingesetzt wurde. Sie bot Gelegenheit zur Durchführung interessanter Versuche, welche wertvolle Beiträge zur Weiterentwicklung dieses Systems geliefert haben.

Die gesamte Schaltung und Regulierung einer normalen Einrohr-Dampferzeugeranlage ist aus Bild 13 ersichtlich. Das Speisewasser wird vom Behälter oder Anfahrgefäß 26 durch die Pumpe 5 über die Regler 7 und 8 und den Vorwärmer 1 dem Verdampferteil 2 zugeführt. Von diesem gelangt der Dampf in den Abscheider 12, dann in die Ueberhitzer 3 und 4 zum Dampfabgabeventil 20 und von diesem zur Turbine 22. Um eine rasche Reaktion des Speisewasserreglers 8 herbeizuführen, erhält dieser seinen Hauptregelimpuls vom Druckdifferenzempfänger 10. Die zusätzliche Korrektur erfolgt durch einen der Thermostate 9, welche an die verschiedenen Stranggruppen angeschlossen sind. Dank dieser Einrichtung kann die Verdampfung so geführt werden, dass sie für alle Betriebsverhältnisse und alle Belastungen an der gleichen Stelle des Verdampfersystems beendet ist. Auf diese Weise wird der gewünschte Dampfzustand, d. h. die relative Feuchtigkeit beim Eintritt in den Wasserabscheider 12 eingehalten, wodurch eine sehr wirkungsvolle Funktion dieses wich-

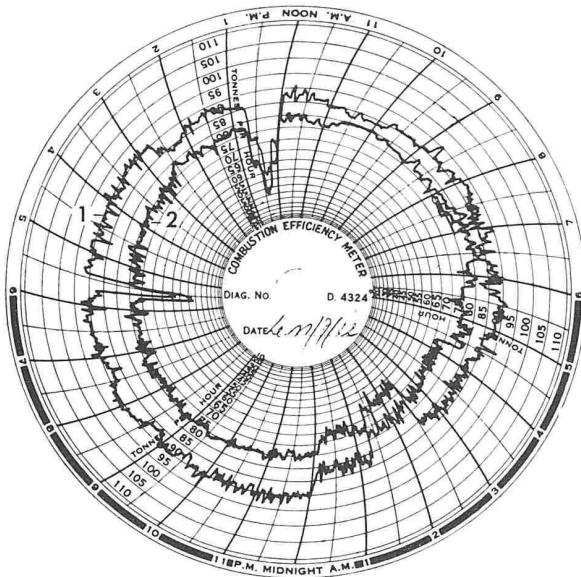
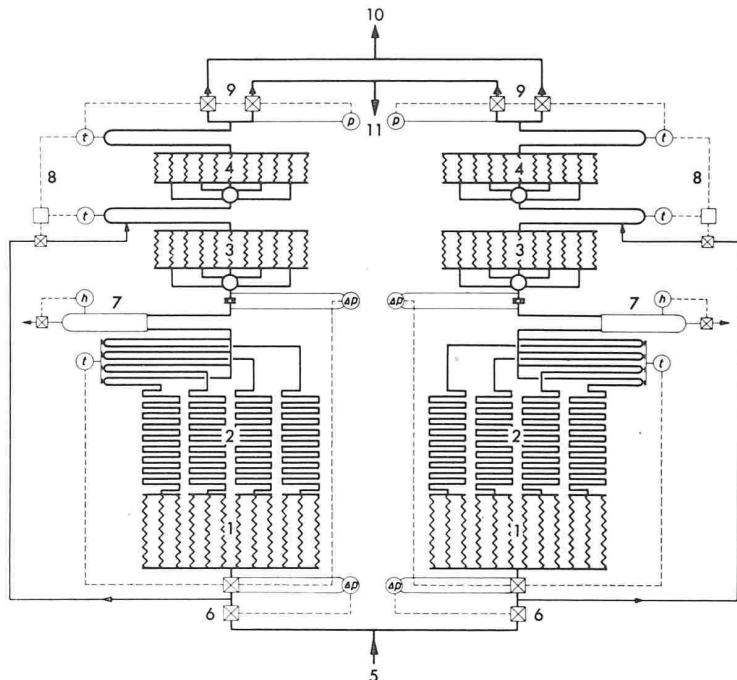


Bild 15. Prinzipielle Darstellung und Dampferzeugung für einen Hochdruck-Einrohrdampferzeuger von 210 t/h mit zwei getrennten Regelkreisläufen und automatischer Dampfmenge- und Speisewasser-Regelung

1 Economiser 3 Berührungs-Ueberhitzer 5 Speisewasser-Eintritt
2 Verdampfer 4 Strahlungs-Ueberhitzer 6 Speisewasser-Regler

7 Wasserabscheider 9 Dampf- und Bypassventil 10 Dampf-Austritt
8 Ueberhitzer-Regelsystem 11 Bypass-Austritt



tigen Elementes erreicht wird. Der Dampf, welcher vom Abscheider in den Ueberhitzer gelangt, ist daher bei allen Belastungen praktisch trocken.

Die Regelung der Temperatur am Ende des Ueberhitzers erfolgt in der Regel durch ein Einspritzventil 18; dieses steht unter der Kontrolle der Thermostaten 15 und 16, die vor und nach dem Ueberhitzer 4 angebracht sind. Das ganze Reguliersystem stellt auch eine zuverlässige Schutzeinrichtung für Turbine und Dampferzeuger dar.

Sollte aus irgendeinem Grunde, z. B. infolge Temperaturschwankungen auf der Gasseite, örtlichen Verschlackungen oder unerwarteten Ablagerungen in einem Rohrteil, eine Partie stärker erhitzt werden und daher geschützt werden müssen, so übernimmt der entsprechende Thermostat automatisch die Regelung der Speisewasserzufuhr. Während der Anfahrperiode wird das Wasser oder Wasser-Dampfgemisch automatisch durch das Bypassventil 21 nach dem Anfahrgefäß 26 zurückgeführt. Der Dampferzeuger arbeitet in geschlossenem Kreislauf, so dass der Ueberhitzer automatisch geschützt ist und daher hiefür keine zusätzliche Einrichtung benötigt wird.

Sobald — und nur in diesem Falle — die gewünschte einstellbare Minimal-Dampftemperatur erreicht wird, kann das Dampfabgabevventil 20 öffnen. Dieses Ventil wird durch den Thermostaten 16 automatisch geschlossen, sobald die Dampftemperatur den zulässigen Grenzwert überschreitet. Der Dampf wird in diesem Falle durch das automatisch öffnende Bypassventil 21 wieder dem Anfahrgefäß 26 zugeführt. Alle Regelorgane sind sehr robust gebaut und haben sich als präzis arbeitende Elemente bewährt (Bild 14). Sie werden

im wärmetechnischen Laboratorium unter den im Betrieb herrschenden Bedingungen geprüft.

In besonderen Fällen — vor allem für grosse Einheiten — wird das Rohrsystem in zwei voneinander unabhängige Systeme unterteilt und jede Hälfte mit einer unabhängigen Regulierung versehen. Diese Lösung ist auch am Platze, wenn aus bestimmten Gründen zwei Brennkammern vorgesehen werden. Wie aus dem Diagramm Bild 15 ersichtlich, kann die Dampfleistung der beiden Systeme sehr verschieden sein. Diese Unterschiede können von ungleichmässigem Feuer oder einseitigem Verschlacken herrühren. Da beide Hälften des Rohrsystems getrennt geregelt werden, kann ein solcher unsymmetrischer Zustand automatisch kompensiert werden.

Die Wirkung des Wasserabscheiders hängt vom Wassergehalt des eintretenden Dampfes ab. Wie aus Bild 16 ersichtlich, nimmt die Salz-Konzentration im Wasser mit zunehmender Verdampfung, das heisst abnehmendem Wassergehalt stark zu. Sie steigt jedoch nicht, wie erwartet werden könnte, nach Linie 2 ins Unendliche, sondern fällt entsprechend Kurve 3 nach einem gewissen Höchstwert wieder stark ab, da bei kleinen « x » bereits ein Teil der Salze nicht mehr in der Restflüssigkeit gelöst bleibt, sondern allmählich im Dampf gelöst wird oder in Form von feinem Staub in den Dampf übergeht.

Fortsetzung folgt

Frosttagung an der ETH 1956

DK 061.3:624.131.435

Am 9. April 1956 fand an der Eidg. Techn. Hochschule eine Tagung statt mit Vortragsthemen, die das Verhalten von Eis und Schnee, Eis im Baugrund und Frost zum Gegenstand hatten. Sie wurde organisiert von der letzten Jahr ins Leben gerufenen Schweiz. Gesellschaft für Bodenmechanik und Fundationstechnik, mit Unterstützung der Kommission für Oberbau und Unterbau der Vereinigung Schweiz. Strassenfachmänner (VSS).

Von den fünf Vorträgen werden vier im Laufe des Jahres in schweizerischen Fachzeitschriften erscheinen. Leider kann das Referat von Dr. H. Bader nicht veröffentlicht werden, weshalb aus diesem Grunde hier einiges Zahlenmaterial beigefügt wird.

Ingenieurarbeiten in Schnee und Eis im hohen Norden

Referent: Dr. H. Bader, Chief Scientist der SIPRE (Snow, Ice and Permafrost Research Establishment des Corps of Engineers, United States Army). Er erläuterte auf ein-

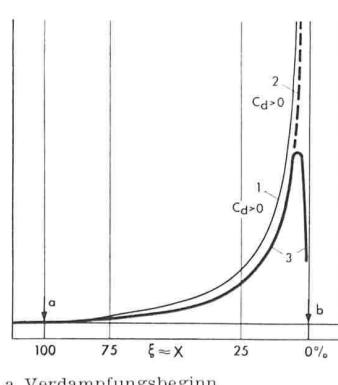


Bild 16. Salzkonzentration im ausgeschiedenen Wasser eines Hochdruck-Dampferzeugers in Abhängigkeit des Wassergehaltes des in den Abscheider eintretenden Dampfes

1 theoretische Maximalwerte bei völlig salzfreiem Dampf, d. h. unter der Annahme, dass alles Salz in der flüssigen Komponente verbleibt
2 theoretische Verhältniswerte unter Annahme eines konstanten Salzgehaltes des Dampfes
3 effektive Verhältniswerte auf Grund von Messungen
a Verdampfungsbeginn
b Sattdampfpunkt