

bei Großgasmaschinen in Hüttenwerken, die das anfallende Gas von Hochöfen und Kokereien verarbeiten.

Es wäre an und für sich erwünscht, im Rahmen dieses Abschnittes konkrete Angaben über die tatsächlichen Kosten der Eigenerzeugung bei Dampfmaschinen, Turbinen, Gasmaschinen, Dieselmotoren und Wasserkraftmaschinen zu machen. Die hierzu notwendigen, umfangreichen Berechnungen würden jedoch schon nach kurzer Zeit überholt sein, da die Grundlagen z. Z. noch stark im Fluß sind. So zeigen z. B. die Baukosten gegenwärtig eine rückläufige Bewegung; die Ermittlung der Anlagekosten ist somit unsicher geworden. Auch dürften die Brennstoffkosten und die Frachten in absehbarer Zeit eine Veränderung erfahren, so daß auch hierdurch eine weitere Unsicherheit in die Rechnung kommt. Endlich ist der Kapitaldienst z. Z. schwer zu übersehen, da einerseits die hohen, gegenwärtig üblichen Zinssätze auf die Dauer wohl nicht zu halten sind, andererseits die Abschreibungszeit bei der sprunghaften Entwicklung der Technik im letzten Jahrzehnt stark verkürzt werden mußte; bei ruhigerer Entwicklung wird auch die Amortisationsquote wieder fallen können.

Der Vergleich mit dem Fremdstrombezug wird noch dadurch erschwert, daß die Stromtarife heute nur noch selten einfach auf einem festen kWh-Preis aufgebaut sind. Neben verschiedenartigen Rabatten, steigend nach der Stromentnahme und nach der Benutzungsdauer, werden die Strompreise oft nach Leistungs- und Arbeitsgebühr unterteilt. Die Leistungsgebühr soll die festen Kosten (Kapitaldienst, Instandhaltung, Verwaltung), die Arbeitsgebühr den unmittelbaren Aufwand für die abgegebene kWh, also die Kosten für Brennstoff, Schmiermittel, Kühlwasser, Löhne, decken. Außerdem wird meist noch ein Zuschlag für die Lieferung von Blindstrom (bei Entnahme der Leistung mit einem schlechteren Leistungsfaktor — $\cos \varphi$ — als z. B. 0,8) berechnet.

Unter Berücksichtigung der vorstehenden Ausführungen muß daher von der Angabe allgemein gültiger Vergleichszahlen Abstand genommen werden. Von Fall zu Fall ist eine sorgfältige Wirtschaftlichkeitsrechnung aufzustellen. Diese Aufgabe wird zweckmäßig einem Spezialfachmann übertragen, der weder nach der einen noch nach der anderen Seite interessiert ist.

22. Energieerzeugung.

Kesselanlagen. — Dampfkraftmaschinen. — Verbrennungsmotoren. — Generatorgasanlagen. — Rohrleitungen. — Schornsteine.

Während im vorstehenden die verschiedenen für den Fabrikbetrieb in Frage kommenden Energieformen gemeinschaftlich betrachtet worden sind, soll die technische Ausgestaltung der Anlagen für die Eigenerzeugung oder für die Übergabe und für die Verteilung getrennt nach den einzelnen Energieformen behandelt werden.

Zur Projektierung der Kesselanlagen muß der Dampfbedarf bekannt sein. Hiernach ergibt sich die gesamte für den Betrieb erforderliche Heizfläche unter Benutzung der Zahlentafel 70. Hierzu ist ein Zuschlag für Betriebsreserve zu machen, der sich nach der Wahl des Kesselsystems, nach der Zahl der gewählten Kessel, nach der Betriebsart und nach den Speisewasserhältnissen richtet. Das Kesselsystem ist insofern von Einfluß, als z. B. Flammrohrkessel eine sehr hohe Betriebssicherheit besitzen, zumal bei Verwendung einfacher Feuerungen. Je hochwertiger Kessel- und Feuerungssystem sind, um so mehr Störungsmöglichkeiten sind gegeben. Auch dauert die Reparatur von großen Feuerräumen neuzeitlicher Hochleistungskessel entsprechend länger. Im allgemeinen ist damit zu rechnen, daß jeder Kessel einmal im Jahr 1 bis höchstens 2 Monate außer Betrieb ist. Bei reiner Heizdampfherzeugung (für Raumheizung) steht im Sommer genügend Zeit zur Verfügung, um Reinigung und Reparatur ausführen zu können. Bei einfachen, betriebssicheren Feuerungen und nicht zu hohen Kesselbelastungen ist hier kein Reservezuschlag zu machen. Liefert die Kesselanlage außer Heizdampf auch Betriebsdampf, so ist zu prüfen, ob die Reparatur- und Reinigungsarbeiten nicht ebenfalls im Sommer ausgeführt werden können. Eine Reserve ist dann überflüssig, unter der Voraussetzung, daß die Gesamtheizfläche auf wenigstens 2 Kesseleinheiten verteilt wird, von denen auch die kleinere für die Betriebsdampfherzeugung ausreicht. Liefert die Kesselanlage nur Betriebsdampf, sei es für gewerbliche Zwecke oder für Krafterzeugung, so muß für Bereithaltung genügender Reserve gesorgt werden. Die Reserve kann durch Aufstellung einer besonderen Einheit (zweckmäßig auf 2 bis 4 Betriebskessel 1 Reservekessel) oder durch vorübergehende Leistungssteigerung der anderen Betriebskessel gebildet werden. Im letzten Fall ist im allgemeinen Voraussetzung, daß

Zahlentafel 70. Kennwerte von Kesselsystemen.

| Gruppe | Kesselsystem | Betriebsdruck atü | Heizfläche m ² | Dampfleistung eines Kessels kg/h | Grundflächenbedarf ² je m ² Heizfläche m ² | Verhalten gegen schlechtes Speisewasser |
|------------------|---|----------------------|------------------------------|--|---|---|
| Kleinkessel | Stehender Quersiederkessel | 5—12 | 1,25—25 | 30—750 | 0,06—0,3 | unempfindlich |
| | Stehender Rauchröhrenkessel | 5—12 | 3—25 | 35—650 | 0,06—0,3 | empfindlich |
| Flammrohrkessel | Liegender Einflammrohrkessel | 5—16 | 15—50 | 240—1250 | 0,5—0,7 | unempfindlich |
| | Liegender Zweiflammrohrkessel | 5—16 | 50—150 | 1000—4500 | 0,3—0,55 | |
| | Liegender Dreiflammrohrkessel | 5—16 | 150—180 | 3200—5400 | 0,3—0,55 | |
| Heizrohrkessel | Liegender Lokomobilkessel | 5—16 | 15—100 | 400—3200 | 0,2—0,3 | empfindlich |
| Wasserrohrkessel | Sicherheits-Wasserrohrkessel zur Aufstellung unter bewohnten Räumen | 5—16 ¹ | 10—200 | 120—3000 | 0,07—0,15 | sehr empfindlich |
| | Wasserrohr-Sektionalkessel | 8—40 ¹ | 50—1200 ¹ | 1200—60000 ¹ | 0,1—0,15 | empfindlich |
| | Wasserrohr-Steilrohrkessel | 8—40 ¹ | 100—1200 ¹ | 2400—60000 ¹ | 0,1—0,15 | sehr empfindlich |

Bemerkungen: ¹ evtl. auch mehr. ² Ohne Ekonomiser, Lufterhitzer, Schornstein, ohne Gänge und ohne Speisepumpen und Wasserreiniger.

wenigstens 3, besser 4 Betriebskessel vorhanden sind, so daß bei Ausfall eines Kessels die Leistung der anderen nur um 50 bzw. 33% gesteigert werden muß. Selbstverständlich darf bei normaler Leistung die spezifische Heizflächenbelastung dann nicht zu hoch gewählt werden.

Zur Wahl des Kesselsystems ist zu sagen, daß Großwasserraumkessel (z. B. Flammrohrkessel) unempfindlicher gegen Belastungsschwankungen sind als Kessel mit geringem Wasserinhalt. Andererseits können solche Kessel starken Belastungsschwankungen und plötzlichen Beanspruchungen durch Steigerung der Feuerungsleistung (bei mechanischen Feuerungen) besser nachkommen. Auch ist ihr Platzbedarf relativ geringer als der von Flammrohrkesseln (siehe Zahlentafel 70). Schließlich ist die Explosionsgefahr bei Wasserrohrkesseln geringer als bei Flammrohrkesseln; dies gilt vor allem für die Auswirkung von Explosionen. Bei Flammrohrkesseln ist ein Zerknall meistens mit verheerenden Folgen verknüpft, während das Platzen eines Siederohres im Wasserrohrkessel kaum als Explosion angesprochen wird. Im allgemeinen kann man annehmen, daß Flammrohrkessel bis zu einer Heizfläche von 100 bis 150 m² je Einheit, Wasserrohrkessel von dieser Grenze ab zweckmäßig sind. In besonderen Fällen werden aber auch kleinere Wasserrohrkessel (etwa von 50 m² ab) ausgeführt. Vor allem werden Wasserrohrkessel ohne Trommeln, also nur aus einem Rohrsystem mit Rohren von weniger als 100 mm \varnothing bestehend, ausgeführt, wenn die Aufstellung der Kessel unter „bewohnten“ Räumen, also auch unter dauernd benutzten Fabrikräumen erfolgen muß.

Wasserrohrkessel werden heute als Steilrohrkessel mit gekrümmten Rohren oder als Sektionalkessel mit geraden Rohren gebaut. Sonderbauarten, wie sie vereinzelt für höchste Drücke, mitunter auch für normale Drücke ausgeführt werden, können hier vernachlässigt werden. Die Wahl zwischen Steilrohrkessel und Sektionalkessel (Teilkammer-) Kessel ist nicht leicht. Beide Systeme haben ihre Vor- und Nachteile, die noch dazu umstritten sind. Sektionalkessel lassen sich leichter reinigen, auch ist die Haltung von Reserverohren und die Auswechslung der Rohre einfacher als beim Steilrohrkessel. Als Hauptvorteil des Steilrohrkessels wird die größere Elastizität des Kesselsystems und die Verringerung der Widerstände im Wasser-Dampf-Kreislauf ins Feld geführt, beides Eigenschaften, die vor allem bei Hochleistungskesseln eine Rolle spielen. Im übrigen sprechen bei der Wahl auch persönliche Einstellungen und Erfahrungen mit; man kann aber sagen, daß beide Kesselsysteme etwa gleichwertig sind.

Zur Erzeugung von überhitztem Dampf werden die Kessel je nach dem Grade der Überhitzung mit mehr oder weniger großen Überhitzern ausgerüstet. Früher wurden die Über-

hitzer so eingebaut, daß sie nach Belieben durch Klappen aus dem Rauchgasstrom ganz oder teilweise ausgeschaltet werden konnten. Man hat diese Bauart aber verlassen, weil die Klappen bei höher beanspruchten Kesseln auf die Dauer nicht dicht halten und dann die Gefahr besteht, daß die auch dampfseitig ausgeschalteten, also ungekühlten, Überhitzer verbrennen. Die

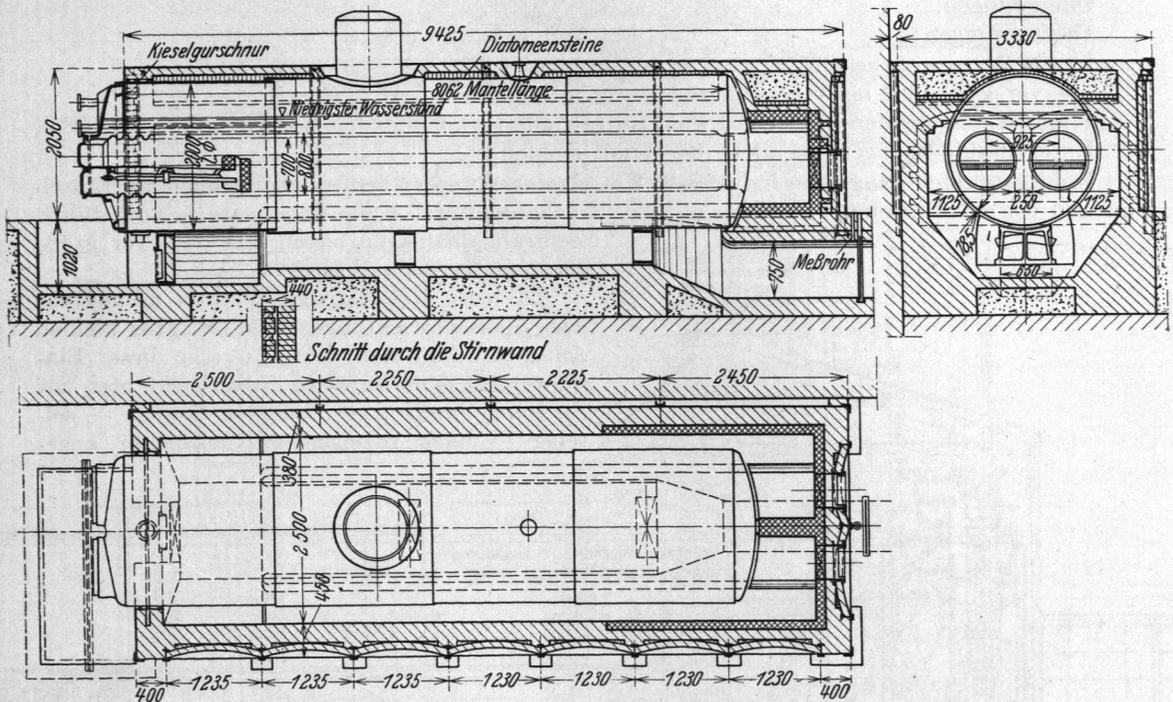


Abb. 379. Zweiflammrohrkessel von 70 m² Heizfläche, 13 atü Betriebsdruck, mit Planrostfeuerung.

Überhitzungstemperatur wird heute — wenn überhaupt — durch Einspritzen von Wasser oder durch Oberflächenkühlung des Heißdampfes geregelt.

Je höher die Beanspruchung der Kessel ist, um so höher ist die Temperatur, mit der die Abgase den Kessel verlassen. Bei hochbeanspruchten Kesseln werden daher die Abgase in Rauchgasvorwärmern (Ekonomisern) zur Erwärmung des Speisewassers (evtl. zur Erwärmung von Gebrauchswasser) ausgenutzt. An deren Stelle treten vielfach auch Luftherhitzer zur Vorwärmung der Verbrennungsluft oder zum Betrieb von Luftheizungen (s. auch den Abschnitt „Heizung und Lüftung“). Bei niedriger beanspruchten Kesseln lohnt sich der Einbau derartiger Einrichtungen nur, wenn die Benutzungsdauer der Kesselanlage groß ist. Bei Heizkesseln mit reinem Winterbetrieb trifft dies meistens nicht zu. Die Wirtschaftlichkeit der Rauchgasausnutzung muß daher von Fall zu Fall rechnerisch geprüft werden; sie ist vor allem auch vom Wärmepreis des Brennstoffes abhängig.



Abb. 380. Flammrohrkessel-Anlage; links ein Kessel mit Wurfffeuerung.

Als Feuerungen kommen für Dampfkessel in industriellen Betrieben in Frage:

a) Für Flammrohrkessel

Planroste mit Handbeschickung für Steinkohle und für Braunkohlenbriketts (Abb. 379),

Planroste mit Wurfffeuerung für Steinkohle und für Braunkohlenbriketts (Abb. 380),

Spezialroste mit Unterwind zur Verfeuerung feinkörnigen Brennstoffs,

Kohlenstaubfeuerungen für alle Kohlenarten (bis auf Koks, Anthrazit und Magerkohlen) (Abb. 381)¹,

Vorfeuerungen, Treppenroste, Schrägroste für Rohbraunkohle,
Schachtfeuerungen für Abfallbrennstoffe, z. B. Sägespäne, Reisstroh u. dgl.,
Ölfeuerungen,
Gasfeuerungen;

b) für Wasserrohrkessel
wie vor (Abb. 382 bis 384), außerdem
Wanderroste ohne und mit Unterwind für fast alle vorkommenden Kohlenarten (Abb. 385),
Unterschubfeuerungen für nicht backende Kohlen.

Kohlenstaubfeuerungen für industrielle Kesselanlagen werden heute ausschließlich mit Einzelmöhlen vor den Kesseln — meistens mit Mahltrocknung durch heiße Rauchgase — ausgeführt.

Zentralmahlanlagen haben nur noch für große Kraftwerke Bedeutung.

Zu jeder Kesselanlage gehören mindestens zwei Speisevorrichtungen. Nur bei ganz kleinen Anlagen wählt man heute für eine dieser Einrichtungen einen Injektor; sonst sieht man zur Speisung Pumpen vor. Daneben werden — seltener — auch sogenannte Rückspeiser ange-

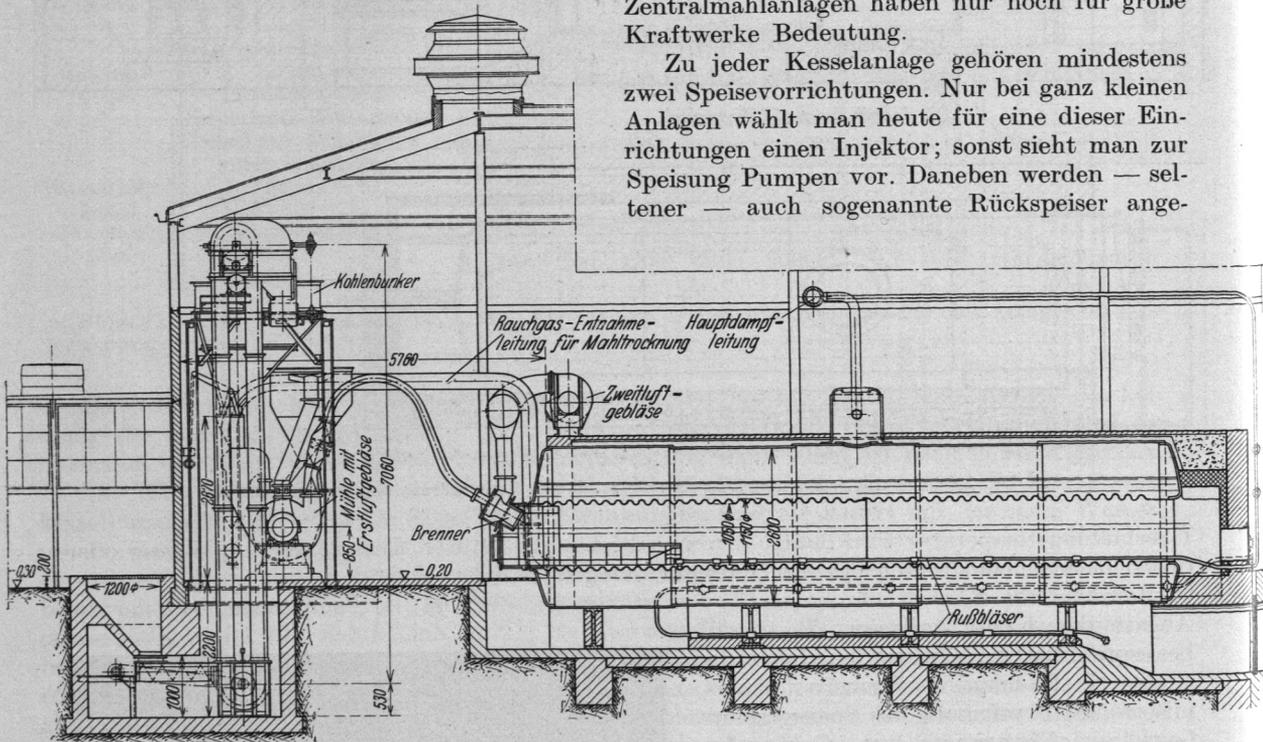


Abb. 381. Flammrohrkessel mit Kohlenstaubinnenfeuerung, 125 m² Heizfläche, 6 atü Betriebsdruck.

wandt. Als Speisepumpen kommen kurbellose Dampfkolbenpumpen, vielfach als Duplexpumpen gebaut, ferner elektrisch angetriebene Kreiselpumpen und Kreiselpumpen mit Dampfturbinenantrieb in Frage. Für kleinere Leistungen sind Kolbenpumpen vorzuziehen, zumal sie sich sehr gut regeln lassen. Ihr Nachteil ist, daß das Kesselspeisewasser nicht restlos frei von Öl bleibt. Öl ist bei hoch beanspruchten Kesseln aber als gefährlich für den Kessel anzusprechen. Daher verwendet man bei größeren, höher beanspruchten Kesselanlagen besser Kreiselpumpen. Eine große Betriebssicherheit wird erzielt, wenn eine Pumpe mit Dampf, die andere elektrisch angetrieben wird. Nach den gesetzlichen Vorschriften muß die Leistung der beiden unabhängig voneinander arbeitenden Speisevorrichtungen je doppelt so hoch sein wie die maximale Kesselleistung. Daraus ergibt sich, daß insgesamt an Pumpenleistung die vierfache Kesselleistung einzubauen ist. Zweckmäßig wird daher die Pumpenleistung bei größeren Anlagen auf 3 Pumpen verteilt, von denen eine die vorgeschriebene doppelte Kesselleistung besitzt. Sie erhält meistens Dampftrieb und dient als Reserve; die beiden anderen Pumpen erhalten je eine Kesselleistung bei elektrischem Antrieb. Auf diese Art wird ein wirtschaftlicher Pumpenbetrieb gewährleistet.

¹ Näheres siehe O. Leppin: Kohlenstaubfeuerung beim Flammrohrkessel. Arch. Wärmewirtsch., Heft 10. Berlin: VDI-Verlag 1932.

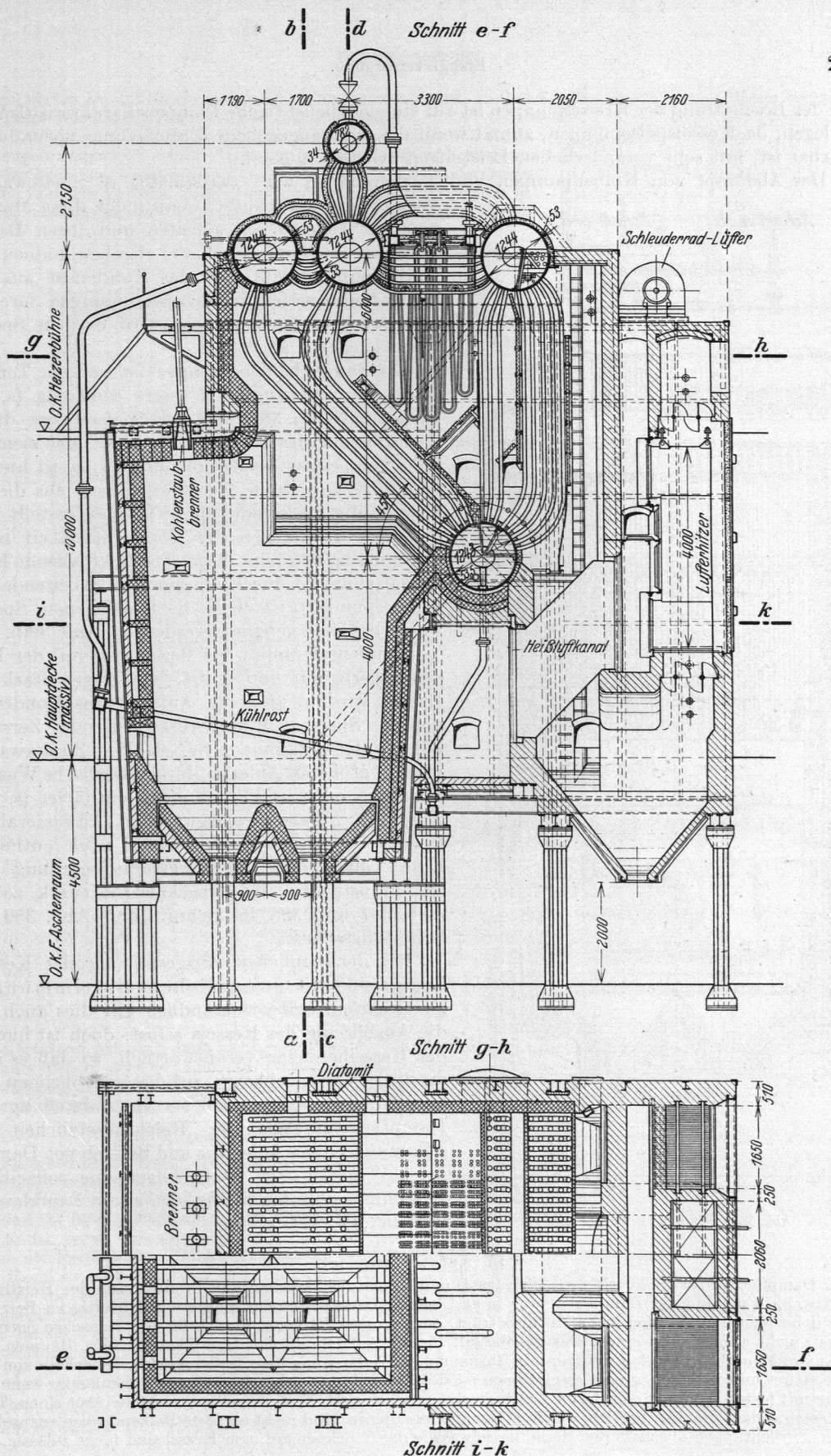


Abb. 382 und 383. Wasserrohr-(Steilrohr-)Kessel von 41 atü Betriebsdruck mit Kohlenstaubfeuerung; der Luftherhitzer dient zur Vorwärmung der Verbrennungsluft.
 Heizflächen: a Kessel 550 m², b Überhitzer 213 m², c Luftherhitzer 440 m².

Bei der Beschaffung der Kreiselpumpen ist auf eine möglichst flache Pumpencharakteristik Wert zu legen, da Kesselspeisepumpen, zumal wenn die oben angegebene Unterteilung nicht durchführbar ist, mit sehr veränderlichen Leistungen arbeiten müssen.

Der Abdampf von Kolbenpumpen und Turbopumpen wird zweckmäßig in Speisewasservorwärmern ausgenutzt, wenn nicht diese Maschinen auf Gegendruck arbeiten und ihren Dampf direkt in ein Niederdrucknetz abgeben können. Bei Kolbenpumpen läßt man das Kondensat aus den Vorwärmern wegen der Verunreinigungen durch Öl ablaufen, bei Turbopumpen wird es dem Speisewasserkreislauf zugeführt.

Die Saughöhe der Pumpen ist von der Temperatur des angesaugten Wassers abhängig (s. das Diagramm Abb. 386). Da das Speisewasser durch Rückführung des Kondensates meist eine ziemlich hohe Temperatur besitzt (60 bis 90°), so ist hierauf besonders zu achten. Meistens müssen aus diesem Grunde die Speisepumpen vertieft aufgestellt werden. Wo dies wegen der Übersichtlichkeit nicht zweckmäßig erscheint, kann das rückfließende Kondensat zunächst durch automatisch arbeitende Zubringerpumpen in einen hoch gelegenen Speisewasserbehälter gehoben werden (s. Abb. 390).

Kondensat nimmt bei Berührung mit der Luft diese gierig auf und greift dann Eisen stark an. Darum wird in größeren Anlagen das Kondensat vor der Speisung durch Aufkochen oder Zerstäubung unter Vakuum entlüftet. Das Zusatzwasser wird in größeren Anlagen durch chemische Wasserreinigung oder in Verdampfern enthärtet (s. den Abschnitt „Wasserversorgung und Abwasserableitung“) und gegebenenfalls auch noch entlüftet. Eine vollständige Speisewasseraufbereitung für ein industrielles Hochdruckheizkraftwerk zeigen Abb. 387 und 388 im Schnitt und Abb. 389 im Schaltungsschema.

Bei der baulichen Ausgestaltung des Kesselhauses sind die gesetzlichen Bestimmungen zu beachten. Selbstverständlich gilt dies auch für die Ausbildung des Kessels selbst, doch ist hierfür der Kesselhersteller verantwortlich, so daß es sich an dieser Stelle erübrigt, auf die einschlägigen Bestimmungen einzugehen. Über die Aufstellung von Dampfkesseln sagen die „Reichsgesetzlichen Bestimmungen über Anlegung und Betrieb von Dampfkesseln“ unter dem Titel „Allgemeine polizeiliche Bestimmungen über die Anlegung von Landdampfkesseln“, V. Aufstellung:

§ 15. Aufstellungsort.

1. Dampfkessel für mehr als 6 at Überdruck und solche, bei welchen das Produkt aus der Heizfläche (§ 3 Abs. 3) in m² und der Dampfspannung in at Überdruck für einen oder mehrere gleichzeitig im Betriebe befindliche Kessel zusammen mehr als 30 beträgt, dürfen unter Räumen, die häufig von Menschen betreten werden, nicht aufgestellt werden. Das gleiche gilt für die Aufstellung von Dampfkesseln über Räumen, die häufig von Menschen betreten werden, mit Ausnahme der Aufstellung über Kellerräumen. Innerhalb von Betriebsstätten und in besonderen Kesselräumen ist die Aufstellung solcher Dampfkessel unzulässig, wenn die Räume mit fester Wölbung oder fester Balkendecke versehen sind. Feste Konstruktionsteile über einem Teile des Kesselraumes, die den Zwecken der Rostbeschickung dienen, sind nicht als feste Balkendecken anzusehen. Trockeneinrichtungen oberhalb des Dampfkessels sowie das Trocknen auf dem Kessel sind nicht zulässig. Bei

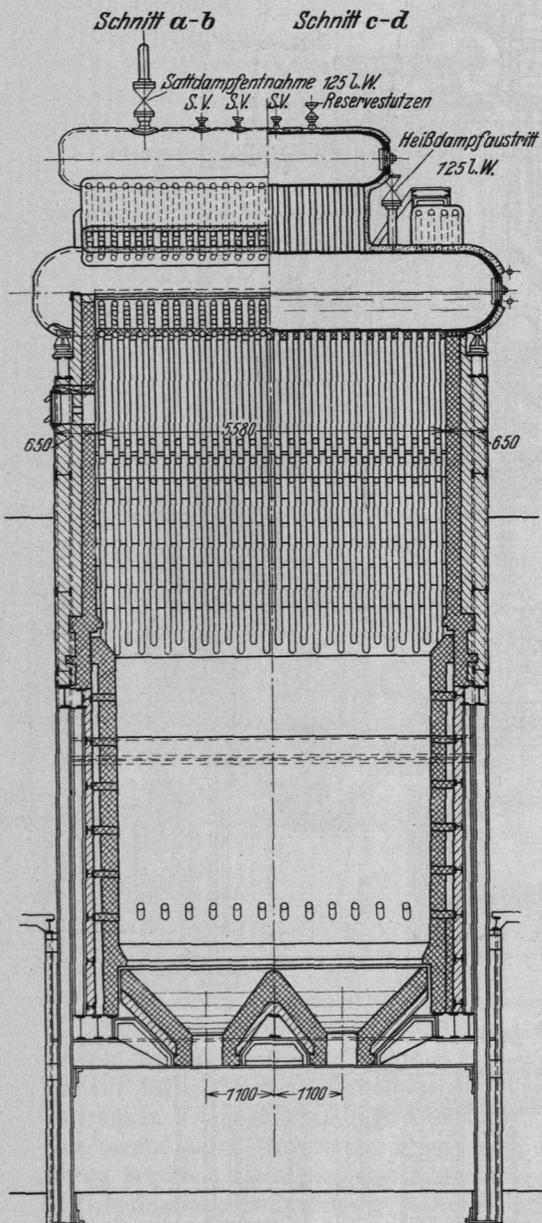


Abb. 384. Schnitte zu Abb. 382.

eingemauerten Dampfkesseln, deren Plattform betreten wird, muß oberhalb derselben eine mittlere verkehrsfreie Höhe von mindestens 1800 mm vorhanden sein.

2. Dampfkessel, die in Bergwerken unterirdisch oder auf Kraftfahrzeugen aufgestellt werden, und solche, welche ausschließlich aus Wasserrohren von weniger als 100 mm Lichtweite oder aus derartigen Rohren und den zu ihrer Verbindung angewendeten Rohrstücken bestehen, unterliegen den vorstehenden Bestimmungen nicht, Dampf-

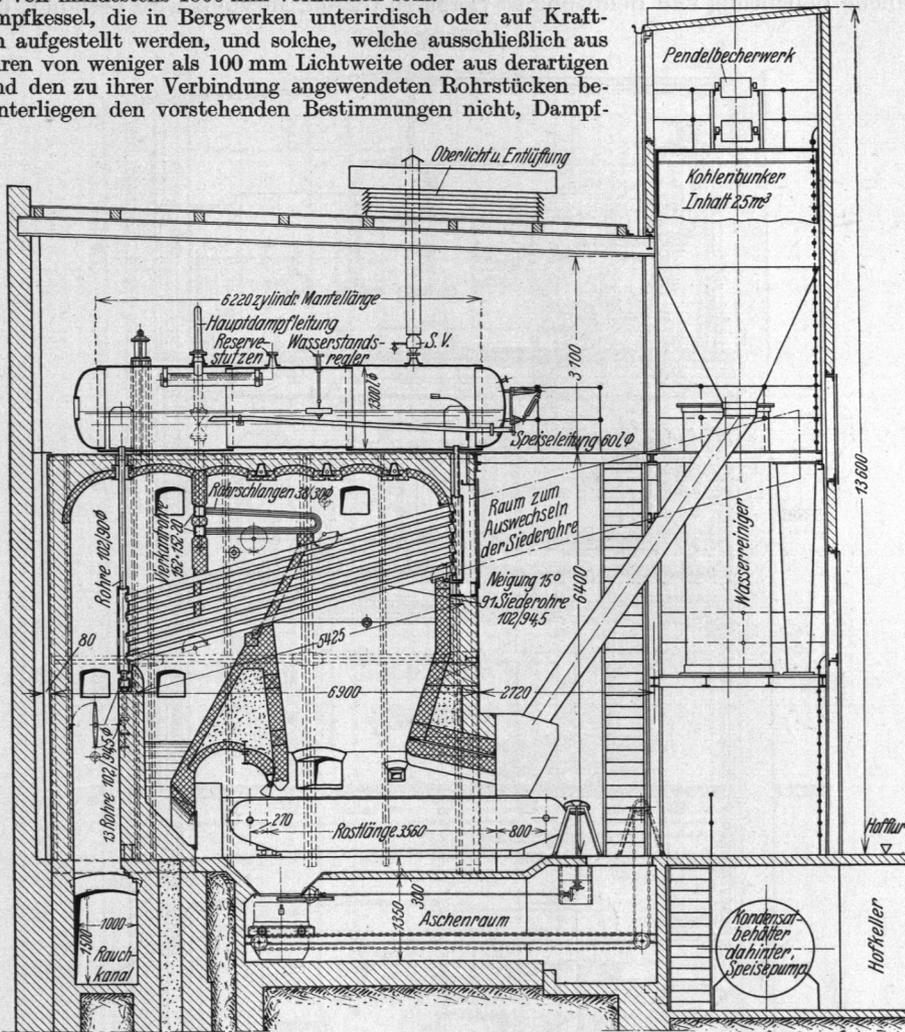


Abb. 385. Wasserrohr-(Sektional-)Kessel für 12 atü Betriebsdruck mit Wanderrostfeuerung.
Heizflächen: a Kessel 175 m², b Überhitzer 31 m².

kessel letzterer Art auch dann nicht, wenn sie mit Schlamm-sammlern und mit Oberkesseln, die nur als Dampfsammler dienen, versehen sind. Auf Wasserkammerrohrkessel mit Rohren unter 100 mm Lichtweite finden die Bestimmungen des Abs. 1 dann keine Anwendung, wenn ihre Rohre nahtlos hergestellt sind, die Wandungen ihrer Oberkessel von den Heizgasen nicht berührt werden und ihr Dampfdruck 6 at nicht übersteigt.

§ 16. Kesselmauerung.

Zwischen dem Mauerwerk, das den Feuerraum und die Feuerzüge feststehender Dampfkessel einschließt, und den dieses umgebenden Wänden muß ein Zwischenraum von mindestens 80 mm verbleiben, der oben abgedeckt und an den Enden verschlossen werden darf. Die Feuerzüge müssen durch genügend weite Einfahröffnungen zugänglich und in der Regel so groß bemessen sein, daß sie befahrbar sind. Werden die Feuerzüge benachbarter Kessel durch eine gemeinsame Mauer getrennt, so ist diese mindestens 340 mm dick herzustellen. Das Kesselmauerwerk darf nicht zur Unterstützung von Gebäudeteilen benutzt werden.

Hierzu ist noch zu bemerken, daß Kesselhäuser in der Regel zwei ins Freie führende Ausgänge haben müssen. Für Reparaturen und Montagen ist

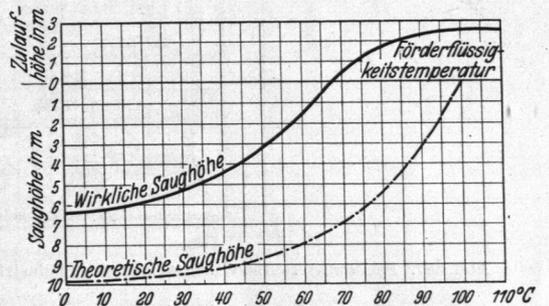


Abb. 386. Die Saughöhe von Pumpen ist von der Temperatur der Förderflüssigkeit abhängig; bei Temperaturen über 70° C muß die Flüssigkeit den Pumpen mit dem im Diagramm angegebenen Höhen zulaufen.

es zweckmäßig, ein großes Tor (wenigstens 3000×3500 bzw. 3000×4000 mm) vorzusehen. Für reichliche Belichtung und Belüftung ist Sorge zu tragen. Meistens wird verlangt, daß $\frac{1}{3}$ der

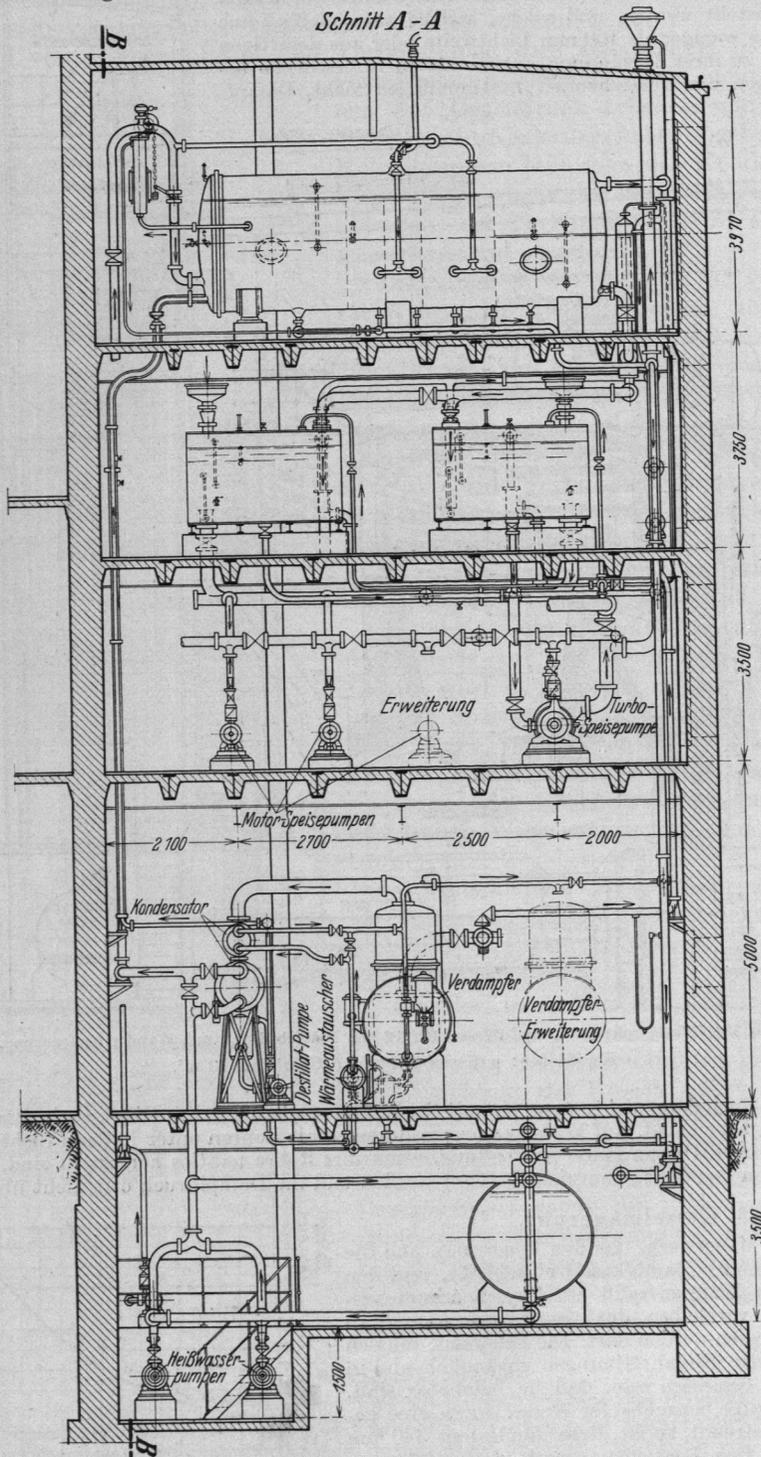


Abb. 387. Speisewasseraufbereitungsanlage eines industriellen Heizkraftwerkes. (Siehe auch das Schaltungsschema Abb. 389.)

gesamten Fensterfläche offenbar ausgeführt wird. — Als Dachdecken von Kesselhäusern können auch Leichtsteindachdecken ausgeführt werden, was in bezug auf die etwas unklare Formulierung des § 15 der oben angegebenen Bestimmungen bemerkenswert ist.

Im übrigen sei auf die vorstehend und in den Abb. 390 bis 393 wiedergegebenen Ausführungsbeispiele hingewiesen. Alle hier dargestellten Kesselhäuser sind in Mauerwerk, z. T. mit

Schnitt B-B

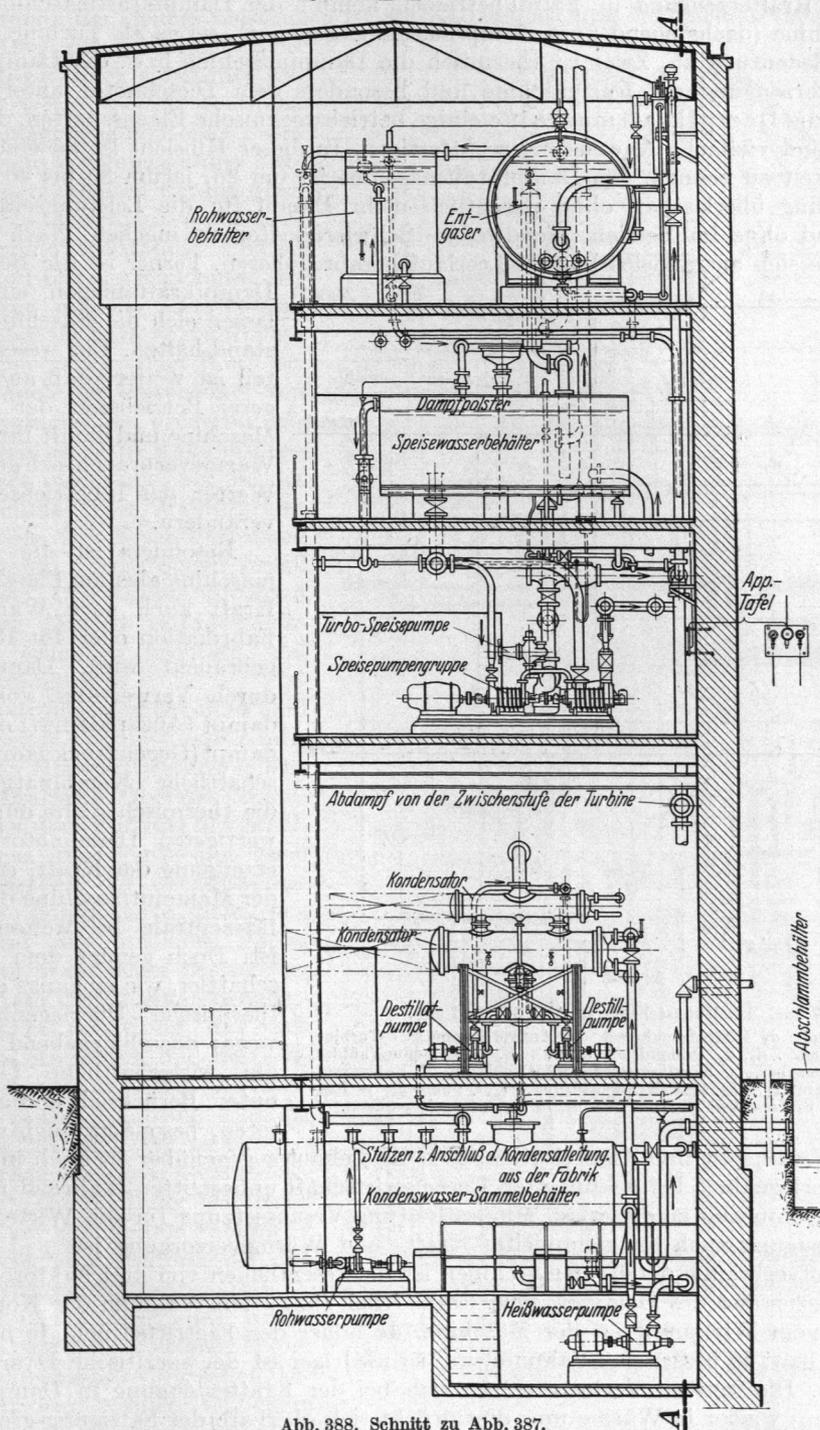


Abb. 388. Schnitt zu Abb. 387.

Eisenkonstruktion für Stützen und Dachverband, z. T. in Holzkonstruktion für das Dach ausgeführt. Mitunter trifft man für Kesselhäuser auch die Eisenbetonbauweise an, doch ist diese der Ausführung in Mauerwerk hier unterlegen, weil einmal die Gesamtbauzeit infolge der

Behinderung der Kesselmontage durch stehenbleibende Schalung verlängert wird und andererseits nachträgliche und spätere Änderungen und Ergänzungen an Rohrleitungen, Transportanlagen usw. erschwert werden.

Für die **Krafterzeugung** in Fabrikbetrieben kommt der Dampfkraftmaschine, sei es als Kolbenmaschine (nachstehend kurz Dampfmaschine genannt), sei es als Turbine, noch immer die größte Bedeutung zu. Zwar ist thermisch die Dampfmaschine bzw. die Dampfturbine bei reiner Krafterzeugung der Gasmaschine und besonders dem Dieselmotor unterlegen. Dafür besitzt aber die Dampfkraftmaschine einige betriebstechnische Eigenschaften, die ihre große Beliebtheit und vielfache Anwendung rechtfertigen. In dieser Hinsicht ist an erster Stelle die Überlastbarkeit zu nennen. Die Dampfkraftmaschine ist um 25, ja um 30 bis 40% ihrer normalen Leistung überlastbar, ohne wesentlich mehr Dampf für die Leistungseinheit zu verbrauchen und ohne im Betrieb irgendwelche Schwierigkeiten zu machen. Nach der anderen Seite läßt sie sich anstandslos bis auf Leerlauf herabregulieren. Ferner ist die Bedienung von

Dampfkraftanlagen einfach; auch lassen sich die Maschinen leicht instand halten. Ein wesentlicher Vorteil ist weiter, daß auch nach längerer Betriebszeit der Zustand der Maschine und damit ihr spezifischer Wärmeverbrauch sich gegenüber den Werten der Inbetriebsetzung kaum verändern.

Besonders ist die Dampfkraftmaschine aber am Platz, wenn außer Kraft auch noch Wärme für die Fabrikation oder für Raumheizung gebraucht wird. Dann läßt sich durch Verwertung von Zwischendampf (Anzapfdampf) oder von Abdampf (Gegendruckdampf) eine wirtschaftliche Kombination erzielen, die thermisch nicht nur dem hochwertigsten Dieselmotor für Eigenerzeugung der Kraft, sondern auch der Mammutfabrikation der Elektrizitätszentrale bei weitem überlegen ist. Doch genügt dem Wärmewirtschaftler, wie eingangs erwähnt, die thermische Überlegenheit keineswegs; ausschlaggebend ist für ihn die wirtschaftliche Überlegenheit unter Berücksichtigung aller Faktoren, besonders auch des Kapital-

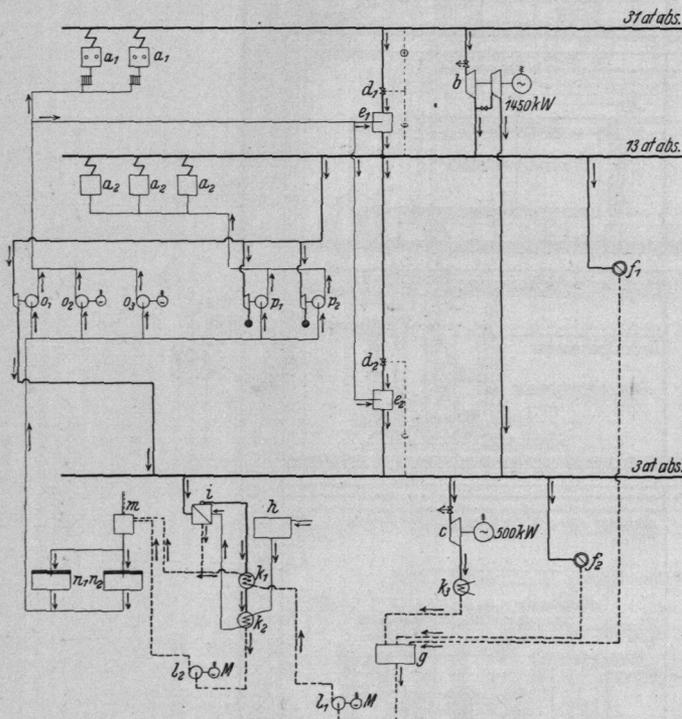


Abb. 389. Schaltungsschema zu Abb. 387 und 388.

a_1 Hochdruckkessel, a_2 Mitteldruckkessel, b Anzapf-Gegendruck-Turbine, c Abdampf-Turbine, d_1, d_2 Dampfdruckregler, e_1, e_2 Heißdampf Kühler, f_1, f_2 Dampfverbraucher, g Kondenswassersammelbehälter, h Rohwasserbehälter, i Verdampfer, k_1, k_2, k_3 Kondensatoren, l_1, l_2 Pumpen, m Entgaser, n_1, n_2 Speisewasserbehälter, o_1, o_2, o_3, p_1, p_2 Speisepumpen.

dienstes für Verzinsung und Amortisation. Dem Dieselmotor gegenüber ist auch in dieser Hinsicht die Überlegenheit bei gekuppelter Energiewirtschaft unbestritten, während im Vergleich zum Fremdstrombezug eine gewisse Mindestleistung Voraussetzung für die Wirtschaftlichkeit der Eigenerzeugung auch bei gekuppelter Kraft- und Wärmeversorgung ist.

Der Dampfverbrauch der Kraftmaschinen ist im wesentlichen von drei Faktoren abhängig: Vom Eintrittszustand des Dampfes, vom Gegendruck (bzw. vom Vakuum der Kondensationsanlage) und vom Wirkungsgrad der Maschine. Je höher der Eintrittsdruck, je niedriger der Gegendruck, bzw. je besser das Vakuum, um so niedriger ist der spezifische Dampfverbrauch der Maschine. Die inneren Verluste setzen sich bei der Krafterzeugung in Dampfmaschinen (oder Turbinen) wieder in Wärme um; dies drückt sich oberhalb der Sättigungsgrenze in einer Überhitzung, unterhalb derselben in einer Trocknung des aus der Maschine ausströmenden Dampfes aus. Eine Verschlechterung des Wirkungsgrades bedeutet nach vorstehendem einen höheren Wärmeinhalt des ausströmenden Dampfes. Dieser höhere Wärmeinhalt ist bei Kondensationsmaschinen für den Arbeitsprozeß verloren. Bei Gegendruckmaschinen ist er natürlich

für die Kräfteerzeugung ebenfalls wertlos, für die Verwertung des Abdampfes zu Heizzwecken aber voll ausnutzbar. Aus diesem Grunde braucht man bei Gegendruckmaschinen einem guten Wirkungsgrad nicht die Bedeutung beizumessen, die ihm bei Kondensationsmaschinen mit Recht zukommt. Bei kleinen Leistungen ist die Kolbenmaschine der Turbine thermodynamisch überlegen. Dies gilt auch für Gegendruckmaschinen, doch spielt hier wie gesagt der Wirkungsgrad meistens keine ausschlaggebende Rolle. Trotz des schlechten Wirkungsgrades kleinerer Turbineneinheiten werden diese oft der Kolbenmaschine vorgezogen, da die Turbine vollständig ölfreien Abdampf und ölfreies Kondensat liefert, was für manche Fabrikation, besonders aber für hoch beanspruchte Kesselanlagen von großem Wert ist. Weiter ist auch der Platzbedarf von Turbinen geringer. Bei größeren Leistungen spielt auch die Fundierungsfrage insofern eine Rolle, als bei der Kolbenmaschine freie Massenkräfte auftreten, die zu Erschütterungen bzw. zu teuren Fundierungen Anlaß geben können. Die Turbine mit ihren umlaufenden Massen erfordert dagegen nur erheblich leichtere und billigere Fundamente.

Die Schaltungsmöglichkeiten sind bei gekuppelter Wärme- und Kräfteerzeugung in Heizkraftwerken außerordentlich zahlreich. Oberster Grundsatz muß bei dem Entwurf des Schaltungsschemas die Forderung nach Betriebssicherheit der Gesamtanlage sein. Eine komplizierte Schaltung bringt meist nur auf dem Papier Vorteile. Im praktischen Betrieb bewährt sich am besten eine übersichtliche, einfache Schaltung, die auch eine spätere Änderung der Betriebsverhältnisse erlaubt, ohne daß hierdurch die ganze Schaltung hinfällig wird. Abb. 394 und 389 zeigen typische Schaltungen neuzeitlicher Heizkraftwerke¹. Die Wahl der Schaltung kann nur ein geschulter Fachmann nach gründlichem Studium der Betriebsverhältnisse treffen.

Für die Aufstellung der Kraftmaschinen werden meistens besondere Maschinenhäuser vorgesehen. Die Maschinenhäuser wurden früher in der Regel zur Unterbringung der Kondensationsanlagen unterkellert. Heute zieht man es, wenigstens bei Dampfturbinen vor, den Bedienungsflur des Maschinenhauses einige Meter

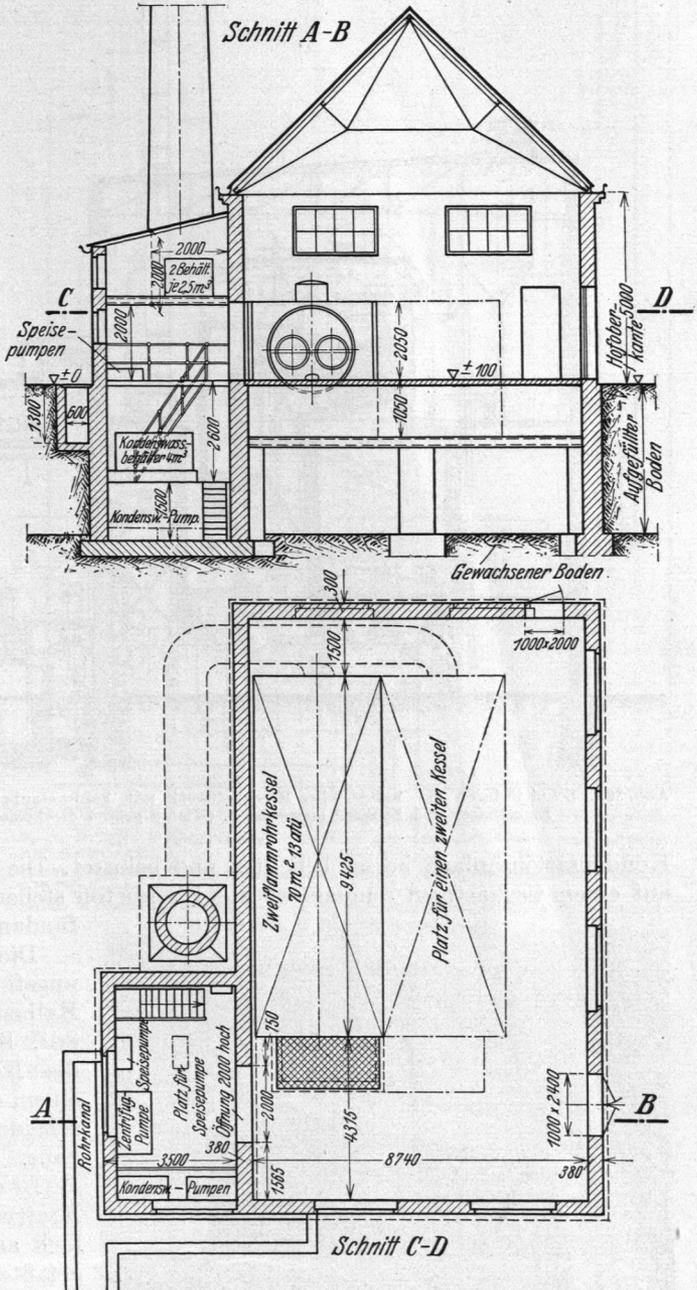


Abb. 390 und 391. Kesselhaus für 2 Zweiflammrohrkessel mit Anbau für Speisepumpen. (Kesselzeichnung hierzu siehe Abb. 379.)

¹ Die hierbei benutzten Sinnbilder entsprechen den von Dr.-Ing. Stender angegebenen; siehe Stender: Schaltbilder im Wärmekraftbetrieb. Berlin: VDI-Verlag 1928.

über Terrain anzuordnen, so daß der Raum für die Kondensationsanlagen zu ebener Erde liegt. Hierdurch werden Grundwasserabsenkungen, Abdichtungen usw. erspart; auch ist die

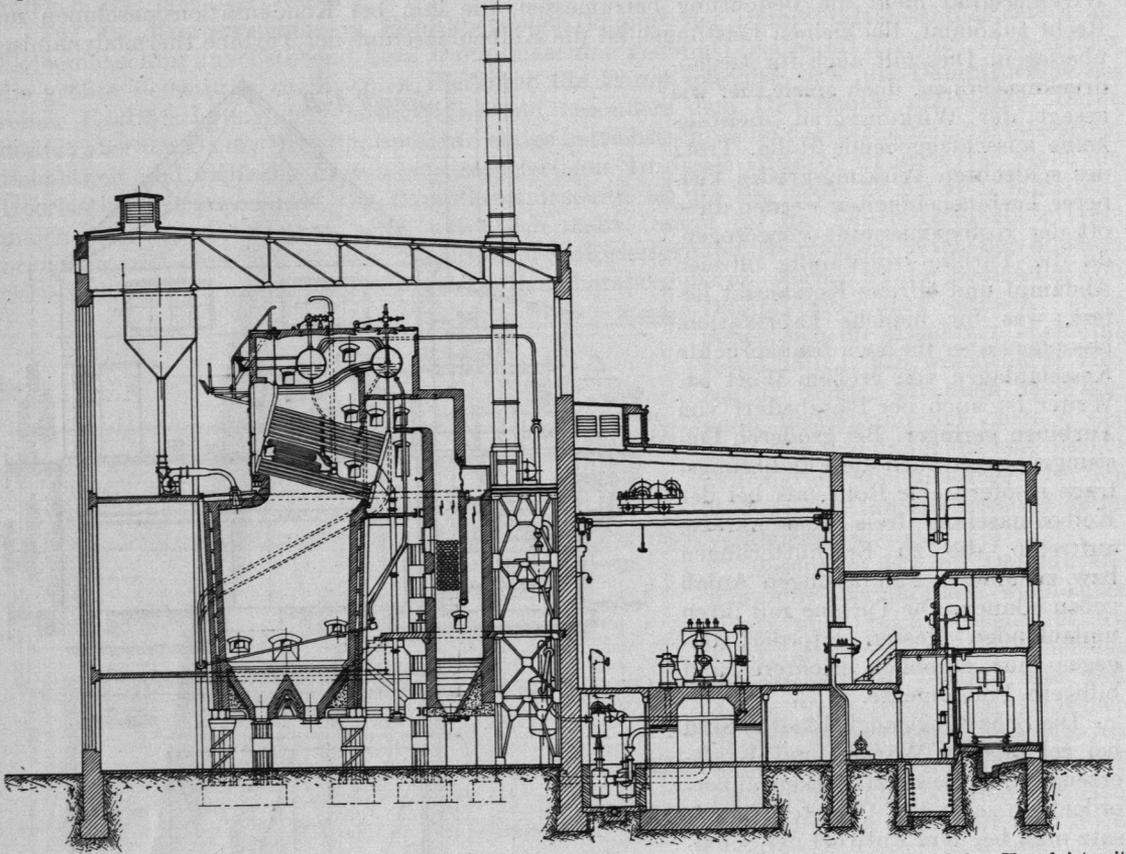


Abb. 392. Schnitt durch ein industrielles Heizkraftwerk mit kohlenstaubgefeuerten Hochdruckkesseln; jeder Kessel ist mit Ekonomiser und Saugzug ausgerüstet. (Hierzu gehört die Speisewasseraufbereitung Abb. 387 bis 389.)

Kondensationsanlage besser belichtet und belüftet. Die Hauptmaschine muß dann allerdings auf einem tischartigen Fundament aus Eisenbeton stehen (s. auch den Abschnitt „Maschinenfundamente“).

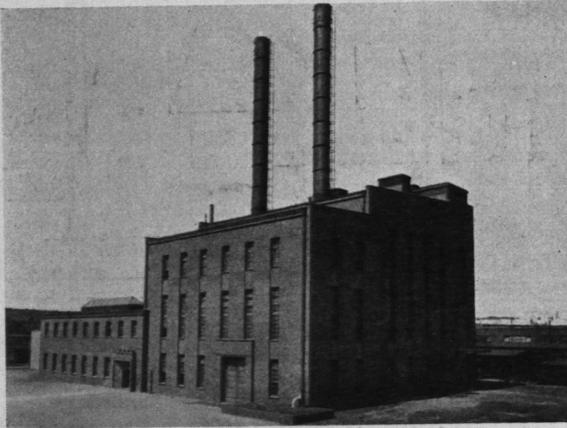


Abb. 393. Kesselhaus¹ mit Vorbau für Speisewasseraufbereitungs- und Dampfverteilungs-Anlagen. Das Kesselhaus enthält zwei Hochdruckkessel nach Abb. 382. Die Schaltung der Anlage ist in Abb. 394 wiedergegeben.

Die Zahlentafeln 71 und 72 geben die ungefähre Größe von Maschinenhäusern für Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen an². Bei der Aufstellung von Lokomobilen, die Kesselanlage und Dampfmaschine in einem Aggregat vereinigen, entfällt die Unterscheidung von Kesselhaus und Maschinenhaus.

In den Maschinenhäusern der Heiz- und Kraftwerke von Fabrikbetrieben werden vielfach auch noch andere zentral zusammengefaßte Maschinenanlagen untergebracht, z. B. Kompressoren, Gebläse, Pumpen, Umformer usw.

Die Kondensationsanlagen werden entweder für Einspritz- (Misch-) oder für Oberflächenkondensation ausgeführt. Ein-

¹ Entwurf: Architekt BDA Dr. W. Klingenberg, Berlin.

² Der Einheitlichkeit halber sind hier alle Leistungsangaben in kW ausgedrückt: 1 PS = 0,736 kW.

spritzkondensation ist in der Anlage billiger, braucht weniger Kühlwasser, ergibt aber auch ein schlechteres Vakuum. Daher werden Kolbenmaschinen, die ohnehin kein hohes Vakuum ausnützen können, meistens mit Einspritzkondensation ausgerüstet; Dampfturbinen erhalten dagegen Oberflächenkondensation, weil für sie ein hohes Vakuum sehr wichtig ist. Man kann überschläglich annehmen, daß 1% Vakuumverbesserung eine Leistungssteigerung von 1,5% mit sich bringt. Zur Erreichung eines guten Vakuums ist die Verwendung möglichst kalten Kühlwassers in reichlichen Mengen anzustreben. In Abb. 401 ist das erreichbare Vakuum in Abhängigkeit von der Kühlwassermenge und der Kühlwasser-Eintrittstemperatur aufgetragen. Das Kühlwasser wird nach Möglichkeit einem Wasserlauf entnommen und diesem auch wieder zugeleitet, nachdem es den Kondensator durchströmt hat (s. auch den Abschnitt „Wasserversorgung und Abwasserableitung“). Im Sommer steigt die Kühlwasser-Eintrittstemperatur in solchem Fall allerdings bis etwa 20° an. Grundwasser hat dagegen auch im Sommer eine niedrigere Temperatur, und zwar etwa 12° ; die Beschaffung von Grundwasser für Kühlzwecke ist aber bei großem Kühlwasserbedarf zu teuer. Wo kein Wasserlauf in der Nähe der Kondensationsanlage vorhanden ist, wird das Kühlwasser in Kühlteichen oder in Kühltürmen bzw. in Rieselkühlern zurückgekühlt. Kühlteiche haben nach der „Hütte“ nur eine geringe Kühlwirkung und erfordern 4 bis 5 m^2 Fläche je kW Maschinenleistung. Der Grundflächenbedarf von offenen und geschlossenen Gradierwerken ist dagegen sehr klein; er beträgt nur $0,25 \text{ m}^2$ für 100 kg im Kondensator niederzuschlagenden Abdampf. Bei Kaminkühlern wird für 100 kg Abdampf 0,8 bis $1,4 \text{ m}^2$ Grundfläche benötigt.

Die Dampfkraftmaschinen geben ihre Energie an elektrische Generatoren, an Kompressoren, Gebläse, Pumpen, an Transmissionen mittels Seil- oder Riementrieb, auf Bergwerken auch an Förderanlagen (Schachtförderung) ab. Turbinen werden mit den angetriebenen Maschinen direkt oder über Zahnradgetriebe gekuppelt, Kolbenmaschinen werden mit langsam laufenden Maschinen eben-

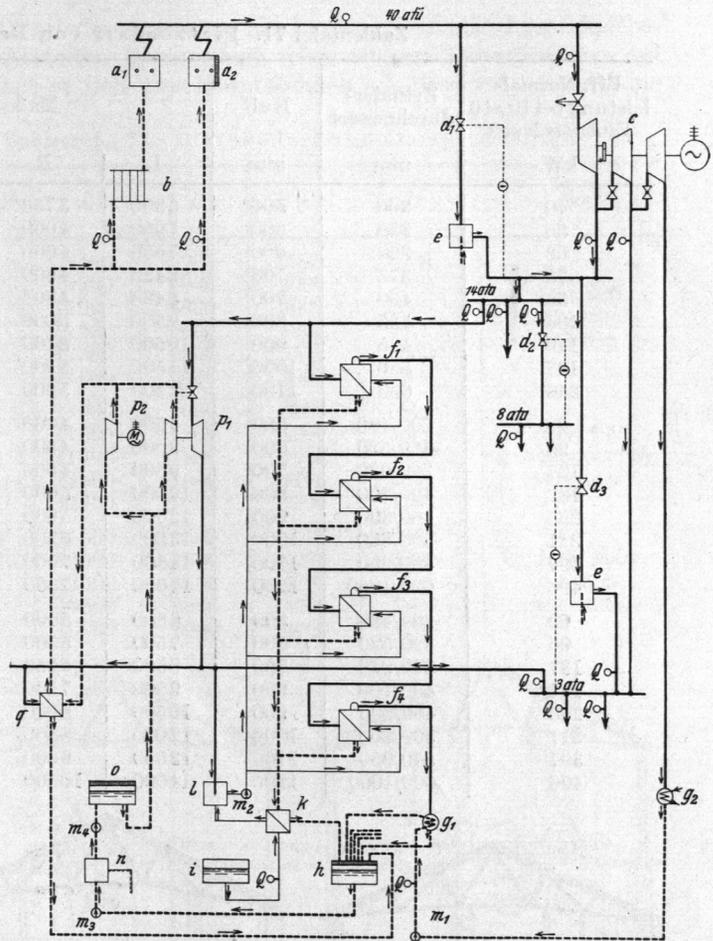


Abb. 394. Schaltungsschema eines industriellen Hochdruck-Heizkraftwerkes. a_1, a_2 Kessel, b Ekonomiser, c Turbine mit zwei gesteuerten Anzapfungen und Kondensation, d_1, d_2, d_3 Dampfdruckregler, e_1, e_2 Heißdampf Kühler, f_1 bis f_4 Verdampfer, g_1, g_2 Kondensatoren, h Kondenswassersammelbehälter, i Rohwasserbehälter, k Vorwärmer, l Vorkocher, m_1 bis m_4 Pumpen, n Entgaser, o Speisewasserbehälter, p_1, p_2 Speisewasserbehälter, q Speisewasservorwärmer, Q Dampfmenge messer.

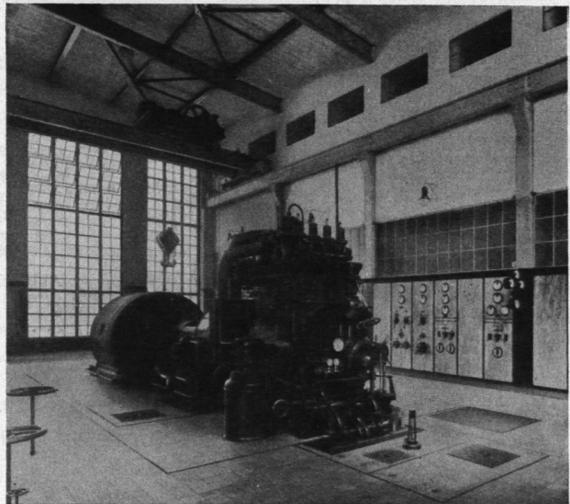


Abb. 395. Innenansicht eines Turbinenhauses. (Siehe auch Abb. 392.)

Zahlentafel 71. Platzbedarf von Dampfmaschinen¹.

| Eff. Normalleistung bei 10 atü Eintrittsdruck kW | Zylinderdurchmesser mm | Hub mm | Maße in mm | | | | Bauart |
|---|---------------------------|-----------|------------|-------|------|------|---|
| | | | L | B | H | h | |
| 40 | 300 | 500 | 6300 | 3750 | 3000 | 2370 | Abb. 396 Einzylinder- Dampfmaschine |
| 55 | 325 | 600 | 7050 | 4000 | 3000 | 2400 | |
| 62 | 350 | 600 | 7050 | 4000 | 3000 | 2450 | |
| 78 | 375 | 700 | 8425 | 4800 | 3500 | 2500 | |
| 86 | 400 | 700 | 8425 | 4800 | 3500 | 2600 | |
| 106 | 425 | 800 | 9500 | 5000 | 4000 | 2700 | |
| 140 | 475 | 900 | 10500 | 5100 | 4000 | 2890 | |
| 197 | 550 | 1000 | 11500 | 5500 | 4500 | 3000 | |
| 246 | 600 | 1100 | 12300 | 5800 | 4500 | 3200 | |
| 69 | 290/480 | 500 | 7500 | 4000 | 3000 | 2370 | Abb. 397 Tandem- Verbundmaschine |
| 96 | 320/520 | 600 | 9000 | 4500 | 3000 | 2450 | |
| 137 | 360/620 | 700 | 9800 | 4800 | 3500 | 2500 | |
| 182 | 400/700 | 800 | 10500 | 5000 | 3500 | 2700 | |
| 255 | 460/800 | 900 | 12000 | 5600 | 3500 | 2850 | |
| 311 | 500/860 | 1000 | 13500 | 6300 | 3500 | 3100 | |
| 397 | 550/950 | 1100 | 14800 | 7000 | 4500 | 3400 | |
| 496 | 600/1050 | 1200 | 16000 | 7900 | 4500 | 3500 | |
| 69 | 290/480 | 500 | 6800 | 5000 | 3000 | 2300 | |
| 96 | 320/520 | 600 | 7500 | 5500 | 3000 | 2400 | |
| 137 | 360/620 | 700 | 8500 | 6250 | 4000 | 2500 | |
| 182 | 400/700 | 800 | 9500 | 7500 | 4300 | 2700 | |
| 255 | 460/800 | 900 | 10500 | 8000 | 4500 | 2750 | |
| 311 | 500/860 | 1000 | 12000 | 8500 | 5000 | 3100 | |
| 397 | 550/950 | 1100 | 13000 | 9000 | 5000 | 3400 | |
| 496 | 600/1050 | 1200 | 14000 | 10500 | 5000 | 3500 | |

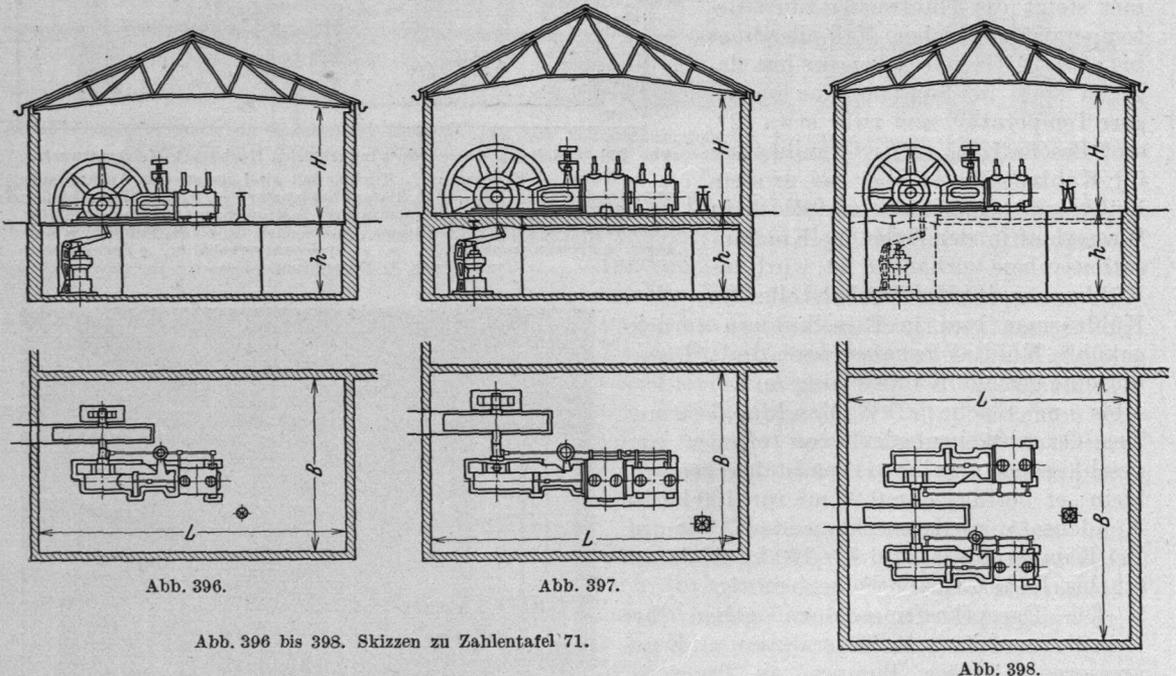


Abb. 396 bis 398. Skizzen zu Zahlentafel 71.

falls direkt gekuppelt, mit schnell laufenden durch Riemen- oder Seiltriebe verbunden. Auch hierauf muß gegebenenfalls bei der Ausgestaltung des Maschinenhauses Rücksicht genommen werden.

¹ Nach C. Kahle: Die Dampfmaschine in Frage und Antwort. Berlin: Ernst Siegfried Mittler u. Sohn 1913.

In Fällen, wo auf geringen Platzbedarf der gesamten Kraftanlage, auf ständige Betriebsbereitschaft und schnelles An- und Abstellen Wert gelegt wird, ist der Dieselmotor am Platze. In industriellen Betrieben eignet er sich also hauptsächlich als Reservekraftmaschine bei vorwiegendem Fremdstrombezug, ferner zum Ausgleich der Stromspitzen bei Fremdstrombezug oder da, wo beschränkte Platzverhältnisse bestehen, und unter Umständen da, wo der Wärmebedarf im Verhältnis zum Kraftbedarf nur gering ist.

Dieselmotoren werden in allen Leistungen von 10 kW und weniger bis herauf zu 12000 kW gebaut. Der thermische Wirkungsgrad des Dieselmotors ist sehr gut, doch ist sein Brennstoff im Wärmepreis meist teurer als Kohle. Die im abfließenden Kühlwasser und in den Auspuffgasen enthaltene fühlbare Wärme läßt sich teilweise zur Bereitung von Warmwasser oder zur Dampferzeugung ausnutzen. Der Platzbedarf von Dieselmotoren mit direkt gekuppelten Stromerzeugern ist aus Zahlentafel 73 zu entnehmen.

Bei der Aufstellung von Dieselmotoren ist auf sorgfältige Ausbildung der Fundamente und auf zweckentsprechende Anordnung von Schalldämpfern besonderer Wert zu legen, damit Störungen des eigenen Betriebes und der Nachbarschaft durch Erschütterungen und Lärm vermieden werden. Kleinere Maschinen erhalten zur Verminderung des Auspuffgeräusches gußeiserne Töpfe, größereschmiedeeiserne Kessel oder gemauerte bzw. betonierte Auspuffgruben.

In Wettbewerb mit dem Dieselmotor steht der Gasmotor, besonders, wenn die Möglichkeit besteht, billige Brennstoffe zu vergasen. Der Gasmotor ist vor allem für eine einigermaßen gleichbleibende Krafterzeugung (Grundlast) geeignet, während der Dieselmotor eine ausgesprochene Spitzenlastmaschine ist. Der Betrieb mit Leuchtgas kommt heute nur noch selten in Frage, da er im Vergleich zu anderen Kraftquellen zu teuer ist. Die Kraftgasanlagen werden meistens als Sauggasanlagen mit Leistungen von 10 bis 800 kW gebaut. Zahlentafel 74 gibt den Platzbedarf von Gasmotoren mit den zugehörigen Gaserzeugern an. Die vorstehenden Ausführungen über Fundierung und Schalldämpfung haben auch hier Geltung. Auf Hüttenwerken werden in bedeutendem Umfang Großgasmaschinen zur Krafterzeugung verwendet. Diese Maschinen verarbeiten das in den Fabrikationsprozessen der Hütten anfallende Gichtgas aus Hochöfen oder das Gas aus Koksöfen.

Zahlentafel 72. Platzbedarf von Dampfturbinen.

| Leistung in kW | L | B | h | H | Bauart |
|----------------|-------|------|------|------|------------------------------------|
| 500 | 8500 | 5000 | 2000 | 2500 | Abb. 399 Gegendruckturbinen |
| 1000 | 9300 | 5000 | 2000 | 2500 | |
| 1600 | 10000 | 6000 | 3000 | 3000 | |
| 2250 | 11500 | 6000 | 3500 | 3800 | |
| 3300 | 12500 | 6000 | 3500 | 3800 | |
| 5000 | 14000 | 6500 | 3500 | 4200 | Abb. 400 Kondensations-turbinen |
| 650 | 11000 | 7000 | 4000 | 3800 | |
| 1000 | 11600 | 7200 | 4000 | 3800 | |
| 1600 | 11700 | 7500 | 4000 | 3800 | |
| 3300 | 13800 | 7600 | 4700 | 3800 | |
| 5000 | 14750 | 8000 | 6000 | 4200 | Abb. 400 Anzapf-turbinen |
| 650 | 11600 | 7200 | 4000 | 3800 | |
| 1000 | 12000 | 7600 | 4200 | 3800 | |
| 1600 | 12000 | 8000 | 4200 | 3800 | |
| 3300 | 13500 | 8000 | 4500 | 3800 | |
| 5000 | 15000 | 8000 | 5000 | 4200 | |

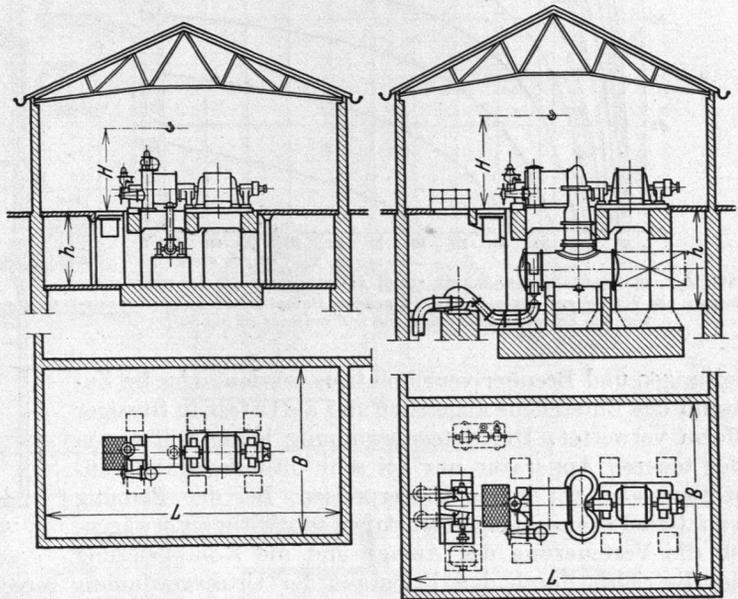


Abb. 399.

Abb. 400.

Abb. 399 und 400. Skizzen zu Zahlentafel 72.

Gaserzeuger dienen im Fabrikbetrieb nicht nur zur Lieferung von Kraftgas, vielmehr in noch stärkerem Maße zur Erzeugung von Gas für die Beheizung von industriellen Öfen. Zur Vergasung sind zahlreiche Brennstoffe geeignet. Zahlentafel 75 nennt die wichtigsten, ihre Heizwerte und den Heizwert des erzeugten Gases. Die Wahl des Brennstoffes richtet sich nach dem Standort der Fabrik, nach den Brennstoffpreisen und nach etwaigen besonderen Anforderungen, die an das Gas gestellt werden. Am einfachsten ist die Vergasung von möglichst asche-freien Brennstoffen mit hohem Kohlenstoffgehalt, z. B. Koks, Anthrazit, Holzkohle. Die übrigen festen Brennstoffe (Steinkohlen, Braunkohlen, Torf und Holz) haben einen mehr oder weniger großen Gehalt an flüchtigen Bestandteilen und werden daher bei der Erhitzung vor der eigentlichen Vergasung entgast; die hierbei anfallenden Schwelprodukte werden entweder im Generator in permanente Gase überführt, da sie andernfalls Maschinen, Rohr-

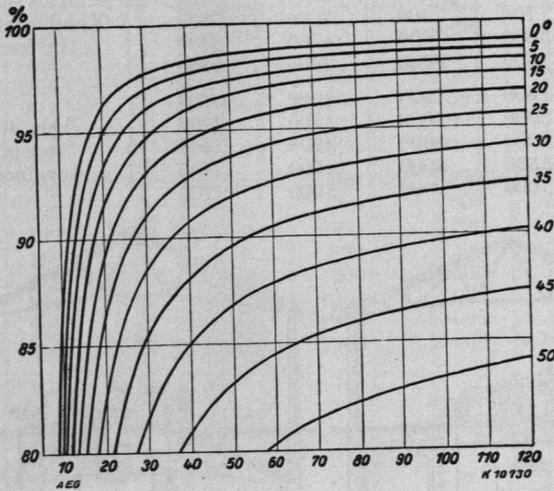


Abb. 401. Erreichbares Vakuum (in %) in Abhängigkeit von der Kühlwassermenge als Vielfachem der niederzuschlagenden Dampfmenge (0 bis 120) und von der Eintrittstemperatur des Kühlwassers (0 bis 50°).

leitungen und Brenner verschmutzen würden, oder im Zustand des Entstehens abgeleitet und als Urteer in flüssiger Form verwertet. Die Urteergewinnung lohnt sich wegen der teuren Apparatur nur bei sehr bituminösen Brennstoffen oder bei hohen Urteerpreisen. Bei der Planung von Generatorgasanlagen ist daher sorgfältig zu erwägen, ob die Verteuerung der Anlage und die Komplizierung des Betriebes durch den Erlös aus der Urteergewinnung gerechtfertigt werden. Bei der Berechnung sind auch Schwankungen der Teerkonjunktur in Betracht zu ziehen.

Generatorgas kann als heißes Rohgas den Verbrauchern unmittelbar durch gemauerte Kanäle oder mit Schamotte ausgefütterte Blechleitungen zugeführt werden, wenn die Verunreinigungen für die Gasbrenner und für die Ofencharge ohne Bedeutung sind; der letztgenannte Umstand trifft zum Beispiel für solche Ofenkonstruktionen zu, bei denen die Flamme mit der Charge nicht in Berührung kommt (vor allem also bei Muffelöfen). Für feinere Brenner und für solche Öfen, bei denen die Flamme die Charge berührt, werden an die Gasqualität besondere Anforderungen gestellt, die je nach dem Brennstoff eine mehr oder weniger umfangreiche Reinigungsanlage erfordern. Das Gas wird hierbei gekühlt und von Teer, Staub und gegebenenfalls auch von Schwefel gereinigt. Die Reinigung kann auf mechanischem, chemischem und elektrischem Wege erfolgen.

Die Gaserzeuger werden für kleinere Leistungen als Festrostgeneratoren, für größere Leistungen als Drehrostgeneratoren gebaut. Für die Hilfgasversorgung von Hochofengasmaschinen werden Abstichgeneratoren verwendet, die ein Gas mit sehr hohem Kohlenoxydgehalt liefern,

Zahlentafel 73. Platzbedarf von Dieselmotoren (siehe Abb. 402).

| Leistung in kW | L | B | h_{min} | H |
|----------------|-------|------|-----------|------|
| 50 | 8000 | 5000 | 2000 | 3300 |
| 80 | 8000 | 5000 | 2000 | 3300 |
| 120 | 9000 | 5000 | 2000 | 3300 |
| 160 | 9000 | 5000 | 2000 | 3800 |
| 220 | 9000 | 5000 | 2000 | 3800 |
| 300 | 12000 | 6000 | 2500 | 5000 |
| 450 | 13000 | 6000 | 2500 | 5000 |
| 600 | 15000 | 7000 | 2500 | 5000 |
| 800 | 15000 | 7000 | 2500 | 5000 |
| 1000 | 15000 | 7000 | 2500 | 5000 |

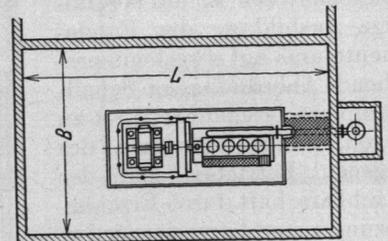
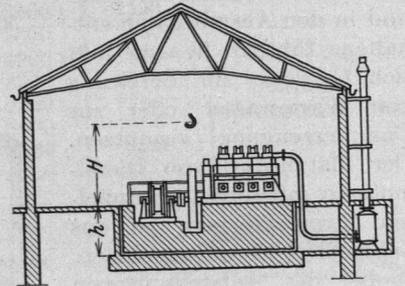


Abb. 402. Skizze zu Zahlentafel 73.

wie es auch für gewisse chemische Prozesse benötigt wird. Weiter werden für besonders feinkörnige Brennstoffe Treppenrostgeneratoren gebaut.

Neben dem eigentlichen Generatorprozeß findet auch der etwas kompliziertere Wassergasprozeß Anwendung, der ein hochwertigeres Gas liefert. Wassergas wird besonders für Schweißzwecke sehr viel in Hüttenbetrieben, Stahl- und Walzwerken verwendet. Schließlich sei noch das sogenannte Mondgasverfahren erwähnt.

Eine große Drehrostgaserzeugungsanlage mit elektrischer Gasreinigung (Entteerung und Entölung) ist in Abb. 404 wiedergegeben. Die Schaltung der Anlage zeigt Abb. 405¹.

Bei der baulichen Gestaltung von Gaserzeugeranlagen ist auf reichliche Belüftung besonderer Wert zu legen.

Zahlentafel 74. Platzbedarf von Kraftgasanlagen.

| Leistung in kW | Gasmaschine | | | | Generatoranlage | | |
|-------------------|-------------|----------|---------------|----------|-----------------|-----------|-----------|
| | <i>L</i> | <i>B</i> | <i>h</i> min. | <i>H</i> | <i>L'</i> | <i>B'</i> | <i>H'</i> |
| 40 | 7000 | 4500 | 2000 | 3000 | 5000 | 4000 | 5300 |
| 60 | 8000 | 5000 | 2000 | 3000 | 5000 | 4000 | 5300 |
| 90 | 8500 | 6000 | 2000 | 3500 | 5500 | 4000 | 5500 |
| 120 | 8500 | 6000 | 2000 | 3500 | 6200 | 4500 | 5600 |
| 175 | 8500 | 7000 | 2000 | 3500 | 6200 | 4500 | 5600 |
| 250 | 8500 | 8500 | 2000 | 3500 | 7000 | 5000 | 6200 |
| 350 | 9000 | 8500 | 2500 | 3500 | 7000 | 8500 | 6200 |
| 450 | 9000 | 9000 | 2500 | 4000 | 7000 | 9500 | 6200 |

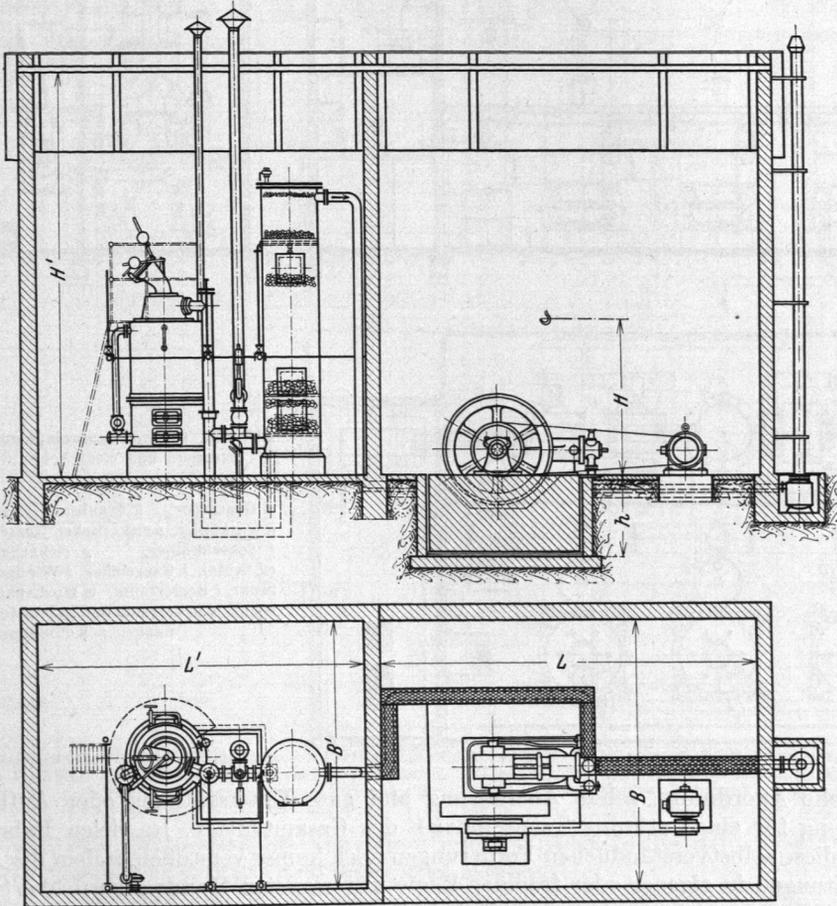


Abb. 403. Skizze zu Zahlentafel 74.

Der eigentliche Gaserzeugungsraum bleibt an einer Längsseite meistens offen; die Gichtbühne erhält große, mindestens zur Hälfte öffnbare Fenster, wenn sie nicht auch offen ausgeführt wird (s. Abb. 406²). Als Fußbodenbelag eignen sich für die Betriebsräume am besten Klinker-

¹ Eine eingehende Beschreibung dieser Anlage mit Erläuterung der Abnahmeversuche ist in dem Aufsatz Leppin: Generatorenanlage für Braunkohlenbriketts mit elektrischer Gasreinigung und automatischer Regelung enthalten. Wärme 1928 Nr. 34.

² Entwurf: Architekt BDA. E. Ziesel, Berlin.

platten von 4 cm Stärke. Feinere Regelapparate und Meßinstrumente, die nicht unmittelbar für das Stocherpersonal bestimmt sind, werden zweckmäßig in einem besonderen Raum untergebracht.

Besondere Beachtung bei der Aufstellung von Generatorgasanlagen verdienen die Abwasserfrage und die Frage der Geruchsbelästigung. Dies gilt vor allem für Anlagen, in denen bituminöse Brennstoffe vergast werden und in denen Reinigungsanlagen eingebaut werden. Die Abwässer der Reinigungsanlage geben mitunter durch Öl-, Teer- und Phenolgehalt zu Schwierigkeiten bei der Einleitung in öffentliche Vorfluter Anlaß.

Dampf- und Gasanlagen erfordern zur Verbindung der Erzeuger mit den Kraftmaschinen, Hilfsanlagen, Heizeinrichtungen bzw. Öfen mehr oder weniger komplizierte Rohrleitungen.

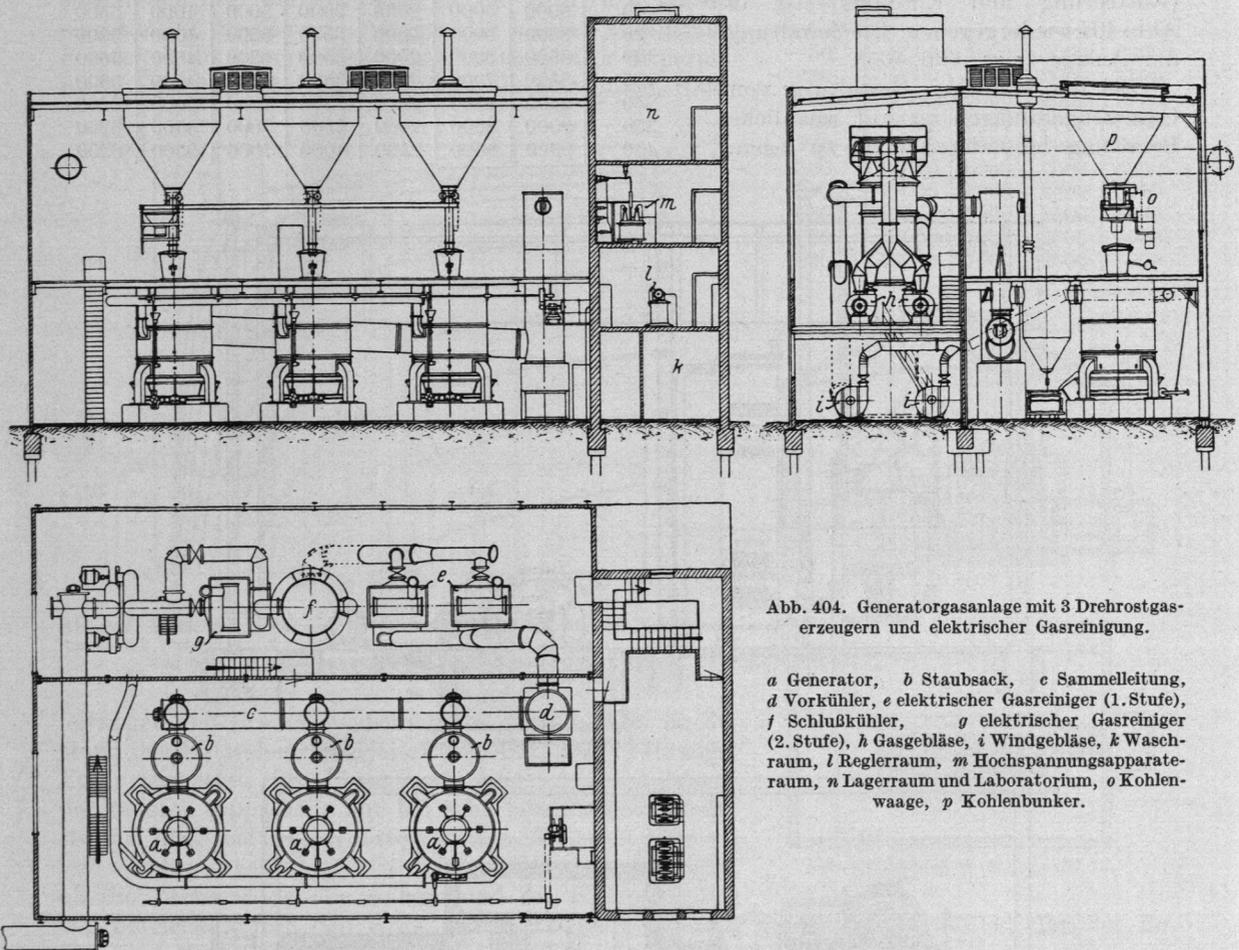


Abb. 404. Generatorgasanlage mit 3 Drehrostgas-erzeugern und elektrischer Gasreinigung.

a Generator, *b* Staubsack, *c* Sammelleitung, *d* Vorkühler, *e* elektrischer Gasreiniger (1. Stufe), *f* Schlußkühler, *g* elektrischer Gasreiniger (2. Stufe), *h* Gasgebläse, *i* Windgebläse, *k* Waschraum, *l* Regleraum, *m* Hochspannungsapparateraum, *n* Lagerraum und Laboratorium, *o* Kohlenwaage, *p* Kohlenbunker.

Übersichtliche Anordnung, solide Ausführung und gute Unterstützung oder Aufhängung ist Voraussetzung für einen störungsfreien Betrieb der Gesamtanlage. In vielen Fabrikbetrieben wird gegen diese selbstverständlichen Forderungen noch immer verstoßen, indem die Ausführung der Rohrleitungen in eigener oder fremder Regie ungeeigneten Handwerkern übertragen wird. Man sollte sich daran gewöhnen, auch Rohrleitungen als Teile einer maschinellen Anlage zu betrachten¹ und daher ihrer Ausführung entsprechende Aufmerksamkeit zu widmen.

Für die Bemessung der Rohrquerschnitte sind die Menge des fortzuleitenden Gases oder Dampfes, sein spezifisches Volumen, der zulässige Druckabfall und die Anlagekosten maßgebend. Der zulässige Druckabfall steht in enger Beziehung zu den Betriebskosten der Rohrleitung. Durch Berücksichtigung des Kapitaldienstes für die Anlagekosten ergibt sich dann ein bestimmter Rohrdurchmesser als „wirtschaftlicher“ Durchmesser. Bei Dampfleitungen kommt

¹ Siehe auch: O. Leppin: Überwachung und Instandhaltung von Rohrleitungen im Fabrikbetrieb, Z. Maschinenbau — Der Betrieb, Heft 1. Berlin: VDI-Verlag 1933.

hierzu noch die Erfassung der Wärmeverluste in der Rohrleitung. Der weite Bereich, in dem die vielen Variablen der Rohrleitungsberechnung schwanken können, bringt es mit sich, daß eine tabellarische oder graphische Angabe der wirtschaftlichsten Durchmesser den im Rahmen des vorliegenden Buches für dieses Sondergebiet zur Verfügung stehenden Platz weit übersteigen müßte. Auf wenige Sonderfälle beschränkte Angaben hätten aber nur akademischen Wert, so daß hier auf die Wiedergabe derartiger Werte besser ganz verzichtet wird¹.

Für die Ausführung der Rohrleitungen sind bei neuen Anlagen möglichst die DI-Normen zugrunde zu legen. Insbesondere sei auf das Normblatt DIN 2401 verwiesen, welches für verschiedene Betriebsdrücke von Gas, Wasser und Dampf (s. Zahlentafel 76) die zugehörigen „Nenndrücke“ festlegt. Nach diesen Nenndrücken sind die Leitungsteile, Armaturen usw. genormt. Bei Umbauten und Erweiterungen älterer Anlagen muß man zur Wahrung der Ein-

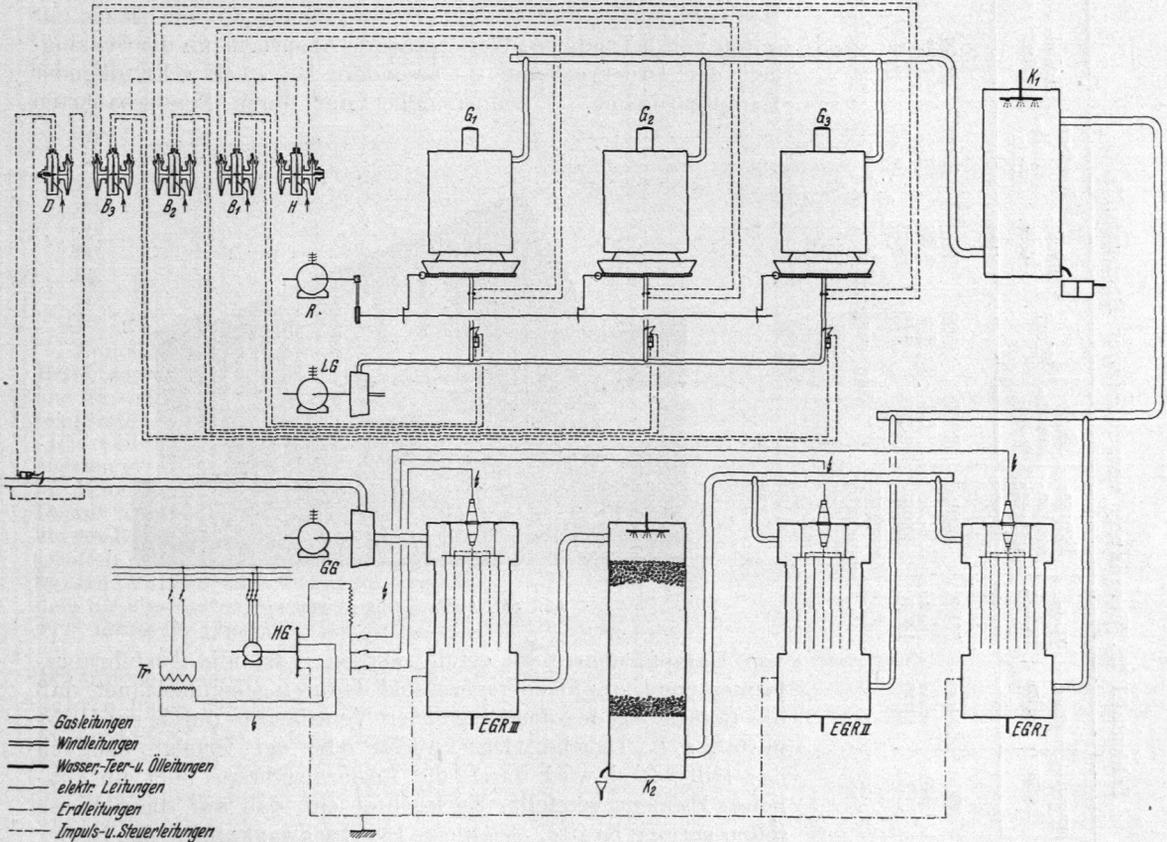


Abb. 405. Schaltungsschema zu Abb. 404.

D Reingasdrucksteuerwerk, *B*₁, *B*₂, *B*₃ Belastungssteuerwerke, *H* Hauptsteuerwerk, *R* Rostantrieb, *LG* Windgebläse, *G*₁, *G*₂, *G*₃ Gasgeneratoren, *K*₁ Vorkühler, *EGR I*, *EGR II* elektrische Gasreiniger (1. Stufe.), *K*₂ Schlußkühler, *EGR III* elektrischer Gasreiniger (2. Stufe), *GG* Gasgebläse, *HG* Hochspannungsgleichrichter, *Tr* Transformator.

heitlichkeit von den DI-Normen oft abweichen und der Ausführung der alten Anlagen entsprechend die Normen von 1882, 1900 oder 1912 wählen.

Bis zu Betriebsdrücken von 12 atü werden die Rohrleitungen zweckmäßig durch autogene oder elektrische Schweißung verbunden. Leitungen für höhere Drücke und solche Leitungen, die öfter verändert werden, erhalten Flanschverbindungen; in Sonderfällen werden auch Hochdruckleitungen geschweißt.

Besondere Aufmerksamkeit ist bei allen Rohrleitungen den Absperrorganen zu widmen; als solche kommen bei Dampfleitungen Schieber und Ventile, bei Gasleitungen hauptsächlich Schieber, für kleinere Leitungen auch Hähne in Frage. Für weitergehende Ansprüche sind — besonders bei höheren Drücken — keilförmige Schieber unzureichend; statt dessen sind Schieber

¹ Näheres siehe: Schwedler: Handbuch der Rohrleitungen. Berlin: Julius Springer 1932.

Zahlentafel 75. Vergasung verschiedener Brennstoffe.

| Brennstoff | Anthra- zit | Hütten- koks | Gas- koks | Holz- kohle | Braun- kohlen- briketts | Roh- braun- kohle | Torf | Stück- holz | Kiefern- scheit- holz | Hobel- späne | Säge- abfälle | Hütten- koks | Braun- kohlen- briketts ¹ | Gas- Flamm- kohle |
|---|------------------|-----------------|--------------|----------------|-------------------------------|-------------------------|--------------------------------------|----------------|-----------------------------|-----------------|-------------------|-----------------|--|-------------------------|
| Unterer Heizwert des Brennstoffes kcal/kg | 7900 | 6900 | 6400 | 6500 | 4800 | 2300 | 3500 | 2900 | 3300 | 2640 | 2300 | 7000 | 4900 | 7300 |
| Gasausbeute. Nm ³ /kg | 5,0 | 4,6 | 4,3 | 4,4 | 2,8 | 1,3 | 1,8 | 1,35 | 1,5 | 1,35 | 1,3 | 4,5 | 2,2 | 3,9 |
| Heizwert des Gases . . . kcal/Nm ³ | 1170 | 1135 | 1100 | 1100 | 1300 | 1210 | 1340 | 1490 | 1510 | 1270 | 1125 | 1200 | 1610 | 1480 |
| Geeignet zur Vergasung im | Sauggasgenerator | | | | Zweifeuer- generator | | Sauggasgenerator und Teerausscheider | | | | Drehrostgenerator | | | |

Bemerkung: ¹ Anlage mit Teergewinnung.

mit parallelen Dichtungsflächen zu verwenden. Der erforderliche Anpreßdruck zur Herbeiführung eines dichten Abschlusses wird hierbei durch verschiedenartige Konstruktionselemente von der Spindel auf die Schieberplatten übertragen. An Einfachheit der Ausführung übertrifft daher das gewöhnliche Absperrventil noch immer jede Parallelschieberkonstruktion bei weitem. Ein großer Nachteil der normalen Ventile besteht in ihrem hohen Durchgangswiderstand; zur Verminderung des Widerstandes sind zahlreiche Sonderausführungen auf den Markt gekommen, die z. T. einfache, betriebssichere Ausführungen mit sehr geringem Durchgangswiderstand vereinigen.

Ein besonderes Schmerzenskind jedes Dampfbetriebes sind die Reduzierventile, die in normaler Ausführung auf die Dauer nur selten voll befriedigen. Weitergehende Ansprüche an die Genauigkeit der Druckregelung — besonders bei stark schwankender Dampfentnahme — können daher nur durch Sonderbauarten

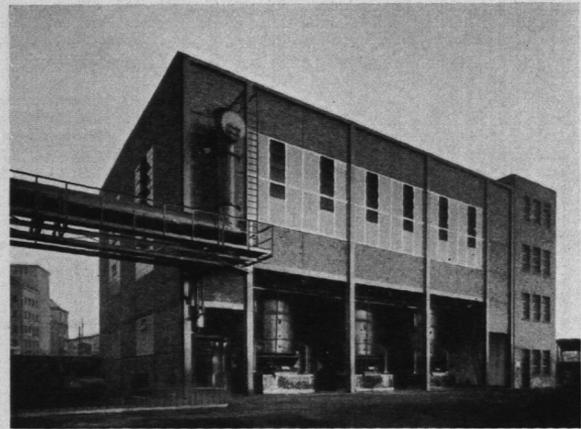


Abb. 406. Außenansicht zu Abb. 404.

von Dampfdruckreglern erfüllt werden. Fast alle Ausführungsformen von Dampfdruckreglern sind dadurch gekennzeichnet, daß die Betätigung des druckregelnden Ventilkegels durch ein Hilfsmittel, z. B. Drucköl, Druckwasser oder dgl., erfolgt; lediglich das Hilfsmittel wird durch die Reglermembrane oder ein ähnliches Element gestellt. Es leuchtet ein, daß auf diese Weise schon geringe Kräfte, also kleine Druckschwankungen, den Regler zum Ansprechen bringen, und daß diese Druckregler im Betrieb unempfindlicher sind als die gewöhnlichen Reduzierventile. Leider steht der Anwendung der Dampfdruckregler sehr oft ihr verhältnismäßig hoher Preis im Wege.

Ein anderer wunder Punkt des Dampfbetriebes ist der Kondensstopf. Seine Aufgabe besteht in der selbsttätigen Abführung des im Heizbetrieb anfallenden Kondensates. Das Abschlußorgan des Kondensstopfes soll zur Verminderung von Dampfverlusten abschließen, wenn das Kondenswasser abgeleitet ist und Dampf in die Kondensleitung einzuströmen beginnt. Dies wird durch Ausdehnungskörper oder durch Schwimmer bewirkt. Am meisten Bedeutung haben die Schwimmer-Kondensstopfe erlangt; nach der Ausbildung des Abschlußorgans sind hierbei Ventil- und Schieberstopfe zu unterscheiden (s. Abb. 407 und 408). Die letztgenannten gewinnen dank ihrer Betriebssicherheit immer mehr an Boden. Als weitere Bauart sind Kondensstopfe ohne beweglichen Ab-

schluß zu erwähnen, bei denen Labyrinthkanäle wohl dem Wasser, nicht aber dem Dampf den Durchtritt gestatten. Diese Töpfe arbeiten naturgemäß nur bei gleichbleibenden Betriebsverhältnissen und sehr reinem Kondensat zufriedenstellend.

Zahlentafel 76.

Druckstufen (Nenndruck, Betriebsdruck, Probedruck)¹.

| Nenn- druck <i>ND</i> | Größter zulässiger Betriebsdruck für | | | | Probe- druck |
|-----------------------------|--------------------------------------|---------------------------------------|---------------------------|-----------------------|-----------------|
| | Wasser bis 100° | Gas und Dampf unterhalb 300° | Heißdampf 300 bis 400° | | |
| | | | <i>H</i> | | |
| | | | Flansche und Rohre | Flansche und Rohre | |
| <i>W</i> | <i>G</i> | | | | |
| 1 | 1 | 1 | — | — | 2 |
| 2,5 | 2,5 | 2 | — | — | 4 |
| 6 | 6 | 5 | — | — | 10 |
| 10 | 10 | 8 | — | — | 16 |
| 16 | 16 | 13 | 13 | 10 | 25 |
| 20 | 20 | 16 | — | 13 | 32 |
| 25 | 25 | 20 | 20 | 16 | 40 |
| 32 | 32 | 25 | — | 20 | 50 |
| 40 | 40 | 32 | 32 | 25 | 60 |
| 50 | 50 | 40 | — | 32 | 70 |
| 64 | 64 | 50 | 40 | 40 | 80 |
| 80 | 80 | 64 | — | 50 | 100 |
| 100 | 100 | 80 | 64 | 64 | 125 |

Bemerkungen: Sämtliche Drücke sind Überdrücke. *W*: Die Betriebsdrücke für „Wasser“ gelten für Wasser unterhalb 100° und für andere ungefährliche Flüssigkeiten unterhalb ihrer Siedetemperatur bei Atmosphärendruck. *G*: Die Betriebsdrücke für „Gas und Dampf“ gelten für Gase unterhalb 300° sowie für anderen expansionsfähigen Leitungsinhalt wie Luft und Dämpfe, im besonderen auch für gesättigten oder mäßig überhitzten Dampf unterhalb dieser Temperatur, ferner für Flüssigkeiten, die mit Rücksicht auf ihre physikalischen oder chemischen Eigenschaften oder aus anderen Gründen eine erhöhte Sicherheit erfordern. *H*: Die Betriebsdrücke für „Heißdampf“ gelten insbesondere für überhitzten Wasserdampf bei Temperaturen von 300 bis 400°, ferner für Gase und Flüssigkeiten bei diesen Temperaturen.

Bei unterbrochenem Betrieb dürfen die Anheizverluste nicht vernachlässigt werden. Seit einigen Jahren fügen die Isolierfirmen ihren Angeboten vielfach Berechnungen der wirtschaftlichsten Isolierstärken bei. Diese Berechnungen sind jedoch teilweise vorsichtig zu bewerten, insofern, als für die Berechnung mitunter Annahmen getroffen werden, die erheblich ungünstiger als die tatsächlich zu erwartenden Betriebsverhältnisse sind. So kann ein falsches Bild über die tatsächlich wirtschaftliche Isolierung entstehen, ohne daß die Berechnung objektiv falsch ist. Es werden z. B. Kurven für die Betriebskosten einer Isolierung in Abhängigkeit von Isolierstärken aufgestellt, wobei das Minimum der Betriebskosten angeblich die wirtschaftlichste Isolierstärke anzeigt. Wenn hierbei jedoch die von den Lieferanten für die Gewährleistung der Wärmeleitzahlen verlangten Toleranzen vernachlässigt werden, so ergibt sich ein schiefes Bild, da die Kurve der Betriebskosten, zumal in der Gegend des Minimums, außerordentlich flach verläuft, so daß bei Änderungen der Wärmeleitzahl innerhalb der Toleranzen sich die wirtschaftlichste Isolierstärke weit nach unten verschiebt (s. Abb. 409). Selbstverständlich soll mit vorstehenden Ausführungen nichts gegen die

Besondere Beachtung ist der Isolierung aller Rohrleitungen zu

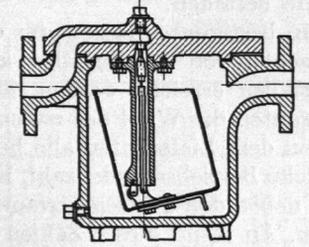


Abb. 407. Ventil-Kondenstopf.

schicken. Einerseits sind die Anlagekosten einer guten Isolierung nicht unbeträchtlich, andererseits fallen aber auch die betriebsmäßigen, laufen-

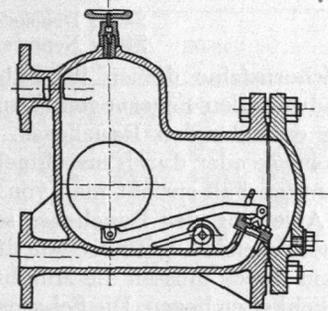


Abb. 408. Schieber-Kondenstopf.

den Wärmeverluste infolge ungenügender Isolierung stark ins Gewicht. Seit einigen Jahren fügen die Isolierfirmen ihren Angeboten vielfach Berechnungen der wirtschaftlichsten

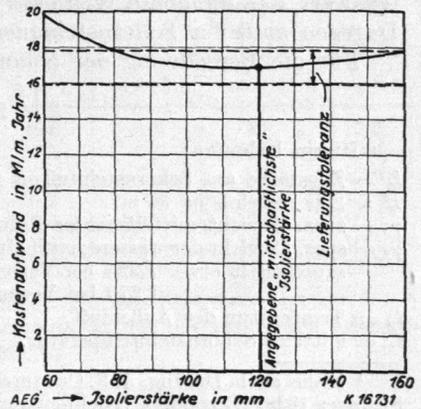


Abb. 409. „Wirtschaftliche Isolierstärke“; tatsächlich liegt die wirtschaftliche Stärke nicht bei 120 mm, sondern bei 80 mm.

¹ Wiedergabe erfolgt mit Genehmigung des Deutschen Normenausschusses. Verbindlich ist die jeweils neueste Ausgabe des Normblattes im DIN-Format A4, das durch den Beuth-Verlag, Berlin S 14, zu beziehen ist.

Wirtschaftlichkeitsberechnungen von Isolierungen gesagt sein; es soll vielmehr lediglich die Aufmerksamkeit des Bestellers auf die Notwendigkeit einer kritischen Betrachtung dieser Berechnungen gelenkt werden, was auch durchaus im Sinne derjenigen Isolierfirmen liegen dürfte, die ihre Berechnungen ohnehin nach rein sachlichen Gesichtspunkten aufstellen.

Bei der Ermittlung der wirtschaftlichsten Isolierstärke ist zu berücksichtigen, daß in dieser Hinsicht durch die Betriebsweise (fortlaufender oder unterbrochener Betrieb) bedingte Unterschiede bestehen.

Ein bestimmtes Rezept für die Auswahl der Isoliermaterialien kann nicht gegeben werden. Abgesehen von Sonderfällen kann die gewünschte Isolierwirkung mit den verschiedensten Materialien erreicht werden. Man überlasse bei der Ausschreibung der Isolierarbeiten dem Lieferanten die Wahl des zweckmäßigsten Materials und der günstigsten Isolierstärke. Hierfür müssen dem Lieferanten alle betriebstechnischen Daten (Dampftemperatur, Rohrdurchmesser, jährliche Betriebsstundenzahl, Kapitaldienstquote usw.) angegeben werden. Die Angebote sollen dann neben den Preisen Garantiewerte für Wärmeverluste einiger typischen Rohrstrecken enthalten. An Hand dieser Zahlen kann man ermitteln, welches Angebot unter Berücksichtigung des Kapitaldienstes und der jährlichen Wärmeverluste den geringsten jährlichen Kostenaufwand verspricht. Selbstverständlich müssen die gewählten Materialien in erster Linie in betriebs-technischer Hinsicht allen Anforderungen an Druckfestigkeit, Feuchtigkeitsbeständigkeit, Reparaturfähigkeit usw. genügen¹.

Über Rohrleitungen, besonders über Rohrverbindungen und Rohre sind zahlreiche DIN-Blätter erschienen. Den Fabrikbauer interessieren in erster Linie die DIN-Blätter:

2401: Druckstufen,
2402: Nennweiten,

2403: Kennfarben,
2429 u. 2430: Sinnbilder.

Schornsteine dienen im Fabrikbetrieb zur Erzeugung von Unterdruck („Zug“ genannt) in industriellen Feuerungen (Dampfkesseln oder Öfen) und zur Abführung der bei der Verbrennung entstehenden Rauchgase. Der Zug kann durch Ausnutzung des Auftriebes der heißen Rauchgase oder durch maschinell angetriebene Lüfter (Ventilatoren) erzeugt werden. Im erstgenannten Fall spricht man von „natürlichem Zug“, im anderen Falle von „künstlichem Zug“. Die Ableitung der Rauchgase setzt eine gewisse Schornsteinhöhe voraus, damit die Gase in der umgebenden Luft verteilt und über benachbarte Baulichkeiten hinweggeführt werden. Zu diesem Zweck müssen die Mündungen der Schornsteine in genügender Höhe über benachbarten Baulichkeiten liegen. Die Schornsteinhöhe ist aber bei natürlichem Zug nicht nur durch die vorgenannte hygienische Forderung bedingt; vor allem ist hierfür der am Schornsteinfuß verlangte Zug (gemessen in mm WS) maßgebend, allerdings in Verbindung mit der Temperatur der in den Schornstein eintretenden Abgase. Hieraus geht hervor, daß man einem Schornstein einer bestimmten Höhe nicht eine bestimmte Zugleistung zuordnen kann, sondern daß man zur Kennzeichnung der Betriebsverhältnisse auch die Rauchgastemperatur² mit anführen muß. Weiter ist beachtenswert, daß die lichte Weite des Schornsteines auf die statische Zugwirkung ohne Einfluß ist. Dagegen muß der Schornsteinquerschnitt im richtigen Verhältnis zur Rauchgasmenge stehen.

Für die Berechnung der Schornsteinhöhe bei natürlichem Zug gilt die Formel:

$$Z = 273 \cdot H \left(\frac{\gamma_0}{273 + t_a} - \frac{\gamma_1}{273 + t_m} \right) *.$$

Hierin bedeuten:

Z = Zugstärke am Schornsteinfuß in mm WS,

H = Schornsteinhöhe in m,

γ_0 = spez. Gewicht mittelfeuchter Luft (unter Normalbedingungen ca. 1,288),

γ_1 = spez. Gewicht der wasserdampfhaltigen Rauchgase (unter Normalbedingungen und bei 9 bis 12% Kohlen-säuregehalt etwa 1,325 bei Verbrennung von Steinkohle
1,270 bei Verbrennung von Braunkohle),

t_a = Temperatur der Außenluft,

t_m = mittlere Schornsteintemperatur.

¹ Siehe auch Dr.-Ing. J. S. Cammerer: Der Wärme- und Kälteschutz in der Industrie. Berlin: Julius Springer 1928. (Besonders beachtenswert sind die hierin angegebenen Zahlentafeln für die Berechnung der Wärmeverluste isolierter Leitungen.) Ferner: Richtlinien zur Bemessung von Wärme- und Kälteschutzanlagen (Regelangebote), Berlin: VDI-Verlag 1931.

² Streng müßte es heißen: das spezifische Gewicht; doch ist dieses bei Gasen der Temperatur umgekehrt proportional.

* Strenger müßte dieser Wert noch multipliziert werden mit $\frac{B}{760}$, worin B der Barometerstand in mm QS ist; im allgemeinen kann für den vorliegenden Zweck die Korrektur vernachlässigt werden.

Die hiernach erreichbare Zugstärke Z ist die „statische Zugstärke“, die sich nur unmittelbar nach Schließen des Rauchschiebers einstellt. Die tatsächlich im Betrieb auftretende („dynamische“) Zugstärke ist praktisch um etwa 4 mm WS niedriger; nach Abzug dieses Wertes sind die Verluste durch Reibung und Ausströmung aus der Mündung berücksichtigt.

In der Formel ist die mittlere Schornsteintemperatur enthalten. Meist ist jedoch nur die Temperatur der Abgase am Schornsteinfuß bekannt. Von diesem Wert ist zur Berechnung der mittleren Schornsteintemperatur je m Schornsteinhöhe ein Betrag von 0,2 bis 0,3° (max. bis 1°) abzuziehen, da der Temperaturabfall im Schornstein etwa 0,4 bis 0,6 (max. 2°) je m Schornsteinhöhe beträgt. Die höheren Werte gelten bei geringeren, die niedrigeren bei größeren Schornsteinweiten.

Unter Annahme mittlerer Verhältnisse (s. die Zahlenwerte in der Buchstabenerläuterung zur Formel) sind in Zahlentafel 77 die erreichbaren statischen Zugstärken für Steinkohle und Braunkohle angegeben.

Für die Berechnung des oberen lichten Schornsteinquerschnittes muß die Rauchgasmenge bekannt sein, da die Geschwindigkeit der Rauchgase im Schornstein weder zu groß noch zu klein werden darf. In dem einen Fall würden die Reibungsverluste und Ausströmungsverluste den oben genannten Wert von ca. 4 mm WS — evtl. beträchtlich — überschreiten, im anderen Fall — d. h. wenn die Geschwindigkeit unter etwa 1 m/sek sinkt — würde die Zugwirkung durch Eintritt kalter Luft in die Mündung und durch Bildung von Gegenströmen beeinträchtigt werden.

Die Abgasgeschwindigkeit kann wie folgt gewählt werden:

| | | |
|-------------------|----------------|------------------|
| bei Schornsteinen | bis 40 m Höhe | $w = 4$ m/sek, |
| „ | „ von 40—50 m | „ $w = 5$ m/sek, |
| „ | „ von 50—60 m | „ $w = 6$ m/sek, |
| „ | „ von 60—70 m | „ $w = 7$ m/sek, |
| „ | „ von 70—100 m | „ $w = 8$ m/sek, |
| „ | „ über 100 m | „ $w = 9$ m/sek. |

Bei weitgehender Rauchgasausnutzung, also niedrigerer Schornsteintemperatur soll w höchstens 7 bis 8 m/sek sein.

Die Rauchgasmenge Q (in Nm^3), die der Schornsteinberechnung zugrunde zu legen ist, kann nach dem von Rosin-Fehling aufgestellten Diagramm in Abhängigkeit vom Heizwert des Brennstoffes und vom Luftüberschuß berechnet werden. Für feste Brennstoffe sind die Ergebnisse der Rechnung in Zahlentafel 78 wiedergegeben¹.

¹ Für flüssige und gasförmige Brennstoffe siehe die Quelle: Das Jt -Diagramm der Verbrennung, Dr.-Ing. P. Rosin und Dipl.-Ing. R. Fehling. Berlin: VDI-Verlag 1929.

Zahlentafel 77. Statische Zugstärke in mm WS. (Die tatsächliche Zugstärke ist etwa 4 mm geringer.)

$$a) \text{ für Steinkohle } Z = 273 \cdot H \left(0,00447 - \frac{1,325}{273 + tm} \right).$$

| Höhe → $tm \downarrow$ | 20 m | 30 m | 40 m | 50 m | 60 m | 70 m | 80 m | 90 m | 100 m |
|---------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------|
| 100° | 5,0 | 7,5 | 10,0 | 12,6 | 15,1 | 17,6 | 20,1 | 22,6 | 25,1 |
| 150° | 7,3 | 11,0 | 14,6 | 18,3 | 21,9 | 25,6 | 29,3 | 32,9 | 36,6 |
| 200° | 9,1 | 13,7 | 18,2 | 22,8 | 27,4 | 31,9 | 36,5 | 41,0 | 45,6 |
| 250° | 10,6 | 15,9 | 21,2 | 26,5 | 31,8 | 37,1 | 42,4 | 47,7 | 53,0 |
| 300° | 11,8 | 17,7 | 23,6 | 29,5 | 35,4 | 41,3 | 47,2 | 53,1 | 59,0 |
| 350° | 12,8 | 19,2 | 25,5 | 31,9 | 38,3 | 44,7 | 51,1 | 57,5 | 63,9 |
| 400° | 13,7 | 20,5 | 27,3 | 34,1 | 41,0 | 47,8 | 54,6 | 61,4 | 68,3 |

$$b) \text{ für Braunkohle } Z = 273 \cdot H \left(0,00447 - \frac{1,270}{273 + tm} \right).$$

| Höhe → $tm \downarrow$ | 20 m | 30 m | 40 m | 50 m | 60 m | 70 m | 80 m | 90 m | 100 m |
|---------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------|
| 100° | 5,8 | 8,8 | 11,7 | 14,6 | 17,5 | 20,4 | 23,4 | 26,3 | 29,2 |
| 150° | 8,0 | 12,0 | 16,1 | 20,1 | 24,1 | 28,1 | 32,1 | 36,1 | 40,1 |
| 200° | 9,8 | 14,7 | 19,5 | 24,4 | 29,3 | 34,2 | 39,1 | 44,0 | 48,9 |
| 250° | 11,1 | 16,7 | 22,3 | 27,8 | 33,4 | 39,0 | 44,6 | 50,1 | 55,7 |
| 300° | 12,3 | 18,4 | 24,6 | 30,7 | 36,9 | 43,0 | 49,1 | 55,3 | 61,4 |
| 350° | 13,3 | 19,9 | 26,5 | 33,2 | 39,8 | 46,4 | 53,1 | 59,7 | 66,3 |
| 400° | 14,1 | 21,1 | 28,2 | 35,2 | 42,3 | 49,3 | 56,3 | 63,4 | 70,4 |

Zahlentafel 78.
Rauchgasmenge für feste Brennstoffe.

| Heizwert H_u (kcal/kg) | Rauchgasvolumen bezogen auf 1 kg Brennstoff (Nm^3/kg) bei einer Luftüberschußzahl | | | |
|--------------------------------|---|-----------|---------|-----------|
| | $n = 1$ | $n = 1,5$ | $n = 2$ | $n = 2,5$ |
| 2000 | 3,4 | 4,6 | 6,0 | 7,2 |
| 3000 | 4,3 | 6,0 | 7,9 | 9,6 |
| 4000 | 5,2 | 7,5 | 9,7 | 12,0 |
| 5000 | 6,2 | 8,8 | 11,6 | 14,4 |
| 6000 | 7,0 | 10,2 | 13,6 | 16,8 |
| 7000 | 7,9 | 11,6 | 15,5 | 19,3 |
| 8000 | 8,8 | 13,0 | 17,4 | 21,6 |

Bemerkung: Bei der Luftüberschußzahl $n = 1$ erfolgt die Verbrennung mit der theoretisch erforderlichen Luftmenge.

Nach der Rauchgasmenge und der Geschwindigkeit ergibt sich der obere Schornsteinquerschnitt zu

$$F = \frac{Q}{w} \cdot \left(\frac{273 + t_0}{273} \right);$$

t_0 ist die Abgastemperatur an der Schornsteinmündung; w ist aus den vorstehenden Angaben zu ermitteln.

Bei künstlichem Zug treten an die Stelle des natürlichen Auftriebs durch Elektromotoren oder Dampfturbinen angetriebene Ventilatoren (Saugzulanlagen). Die Wahl zwischen natürlichem und künstlichem Zug kann nicht durch einen Federstrich entschieden werden. In erster Linie sind hierfür wirtschaftliche Erwägungen maßgebend, wobei die Energiekosten, die Anlagekosten, die Abschreibungsdauer und die Unterhaltungskosten eine Rolle spielen. Daneben sind auch bauliche Gründe, Platzbedarf und hygienische Forderungen zu berücksichtigen. Die letztgenannten erfüllen im allgemeinen Schornsteine mit natürlichem Zug besser, da sie zur Erzielung der bei neuzeitlichen, hochbeanspruchten Anlagen notwendigen großen Zugstärken ohnehin eine beträchtliche Höhe erhalten müssen.

Die Schornsteine können in Ziegelmauerwerk, Eisenbeton oder Stahl ausgeführt werden. Die letztgenannte Ausführung kommt nur für künstlichen Zug in Frage. Gemauerte Schornsteine und solche aus Eisenbeton erhalten bei höheren Abgastemperaturen im unteren Teil ein Futter aus Schamottesteinen (s. Abb. 410). Für die statische Berechnung freistehender Schornsteine aus Mauerwerk oder Eisenbeton ist — unter Aufhebung aller bisher ergangenen Anweisungen — in Preußen durch ministeriellen Erlaß vom 26. 3. 1930 bestimmt worden, daß die Berechnungsgrundlagen nach dem Normblatt DIN 1056 anzufertigen sind, und daß die Ausführung den Vorschriften des DIN-Blattes 1058 entsprechen muß. Nach DIN 1056 ist der Winddruck mit $(120 + 0,6H)$ kg/m² anzunehmen, wobei H die gesamte Schornsteinhöhe in m (ab Gelände) ist.

Stahlblechschornsteine sind bezüglich der Standsicherheit und Biegefestigkeit unter gleichen Belastungsannahmen zu berechnen. Bei Blechschornsteinen ist darauf zu achten, daß bei weitgehender Abgasausnutzung der Taupunkt der Rauchgase nicht unterschritten wird. Diese Gefahr ist allerdings gering, da die Taupunkttemperaturen je nach dem Brennstoff und nach dem Luftüberschuß der Abgase zwischen 20 und 65° C liegen. Wesentlicher ist diese Frage für die Bemessung von Speisewasservorwärmern, die in den Rauchgasstrom zwischen Kessel und Schornstein eingeschaltet werden. Bei Temperaturen über 500° müssen Blechschornsteine Schamotteauskleidung erhalten.

Im vorstehenden sind hauptsächlich freistehende Fabrikschornsteine kreisförmigen Querschnittes behandelt worden. Im wesentlichen gelten die Ausführungen natürlich auch für Schornsteine, die in einem Geschosbau eingebaut sind. Für solche Schornsteine, die meist rechteckigen Querschnitt besitzen, sind auch die Ausführungen unter „Heizung und Lüftung“ zu beachten. In diesem Abschnitt sind ferner die eingebauten Abzugsrohre für Gasheizapparate, für Dunstableitungen und Raumentlüftung behandelt, so daß es sich erübrigt, hierauf näher einzugehen. Erwähnt sei nochmals, daß für eingebaute, gemauerte Schornsteine rechteckigen oder runden Querschnittes die Mindestwandstärke 25 cm beträgt.

Für die Abführung saurer Abgase, wie sie bei hohem Schwefelgehalt des Brennstoffes oder bei manchen metallurgischen Prozessen entstehen, sind von Fall zu Fall besondere Vorkehrungen zu treffen. Abgase, die durch Ruß, Staub oder giftige Bestandteile in derart starkem Maße verunreinigt sind,

daß eine hygienisch unzuträgliche Beeinflussung der Umgebung zu befürchten ist, müssen vor der Ableitung gereinigt werden. Mitunter ist es allerdings auch möglich, das Übel an der Wurzel zu beseitigen. Dies gilt z. B. für Kessel- und Ofenfeuerungen, bei denen durch geeignete Betriebsführung (z. B. Überwachung des Heizpersonals, Wahl eines anderen Brennstoffes,

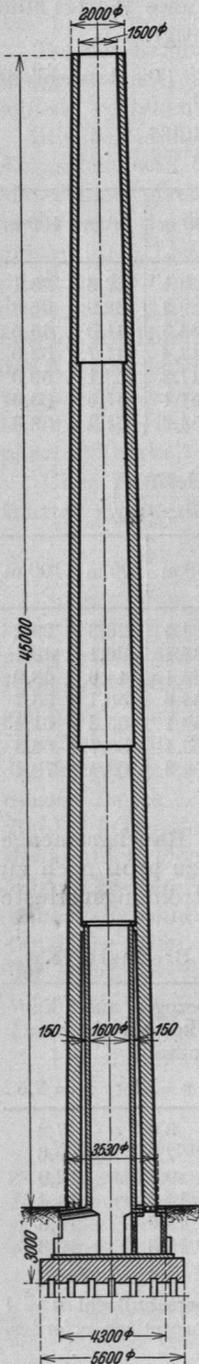


Abb. 410. Gemauerter Schornstein mit Schamottefutter im unteren Teil.

selbsttätige Feuerregelung) oder durch bauliche Maßnahmen (z. B. Vergrößerung des Feuer-raumes, Sekundärluftzuführung, Einbau einer mechanischen Feuerung) leicht Abhilfe zu schaffen ist, womit meistens gleichzeitig noch eine Brennstoffersparnis verbunden ist. Staubhaltige Abgase (verunreinigt durch Flugasche, Kohlenstaub, Metallstaub oder dgl.) können auf mechanische bzw. aerodynamische Weise (mit oder ohne Berieselung) oder auf elektrischem Wege gereinigt werden. Die erstgenannten Verfahren befriedigen im Reinigungsgrad bzw. in der Lebensdauer der Apparatur noch nicht ganz. Die elektrischen Verfahren besitzen wohl einen guten Reinigungswirkungsgrad (etwa bis 98%), doch sind sie in der Anlage verhältnismäßig teuer. Sofern die Staubabscheidung zugleich eine Rückgewinnung wertvoller Abfälle bedeutet (z. B. in Metallhütten, Kohlenmahlanlagen), ist allerdings trotz der hohen Anschaffungskosten der Betrieb elektrischer Reinigungsanlagen wirtschaftlich. Der zur Verfügung stehende Platz verbietet es, auf die Bauarten und Betriebsweisen der verschiedenen Reinigungssysteme einzugehen.

23. Elektrizitätsversorgung.

Stromart, Spannung, Frequenz. — Schaltanlagen. — Transformatorstationen. — Blindstrom, Phasen-kompensation. — Akkumulatorenräume. — Unterverteilungen. — Verbindungsleitungen. — Motoren.

Die elektrische Energie ist heute für jede Fabrikanlage, unabhängig von Art und Umfang derselben, unentbehrlich. Die beim Entwurf in erster Linie zu klärenden Fragen betreffen die Bezugsquelle, die Stromart und die Spannung. Die Entscheidung, ob Selbsterzeugung oder Fremdbezug, kann von mancherlei Faktoren abhängen. Außer dem errechneten reinen Preise der kWh können auch der eigentlichen Wirtschaftlichkeit ferner liegende Faktoren mitsprechen, z. B. beschränkte Raumverhältnisse, störende Einflüsse auf den eigenen Betrieb oder die Nachbarschaft, mangelnde Kühlwassermenge, behördliche Vorschriften u. a. m. Hierüber ist im vorstehenden das Notwendige bereits gesagt. Als Stromart kommen, von seltenen Sonderfällen abgesehen, nur Gleichstrom-Zwei- oder -Dreileiter und Dreiphasenstrom mit oder ohne Nulleiter in Frage. Bei Fremdbezug ist hierfür das Elektrizitätswerk bestimmend; auch bei reiner Eigenerzeugung tut man gut, sich danach zu richten, um bei etwaiger späterer Parallelarbeit nicht auf Schwierigkeiten zu stoßen. Es empfiehlt sich dabei, auf geplante Netzumstellungen der Werke, wie sie ja heute häufig zur Durchführung kommen, Rücksicht zu nehmen. Ebenso kann der Charakter der Fabrikation von Einfluß auf die Entscheidung sein. Motoren mit Feinregelung, Prüfeinrichtungen bestimmter Art, Transportanlagen, Hubmagnete und andere Dinge können auch heute noch für Gleichstrom sprechen, selbst wenn das Netz des öffentlichen Werkes Drehstrom verteilt. Im allgemeinen wird allerdings heutzutage die Wahl auf Drehstrom fallen müssen, der für die Energieverteilung besonders größerer Anlagen in jeder Hinsicht weit anpassungsfähiger ist. Der normale Drehstrommotor ist im Betriebe wesentlich robuster und unempfindlicher, besonders als schleifringloser Kurzschluß- oder Mehrnut- (Stromverdrängungs-) Motor.

Hinsichtlich der Spannung ist die Entscheidung einfacher. Für Neuanlagen sind unbedingt nur VDE-Normspannungen zu nehmen. 110 bis 125 Volt kommt kaum mehr in Frage, es bleiben 220, 440/220 oder 220/380 Volt für den normalen Kraft- und Lichtbetrieb. In großen Betrieben können mit Rücksicht auf wirtschaftliche Querschnitte und Handlichkeit der Steuer- und Schaltorgane daneben auch höhere Spannungen zweckmäßig zur Anwendung kommen, z. B. 500 Volt Gleichstrom für Fabrikbahnen und 500 Volt Drehstrom für schwere Krane, Aufzüge und größere Motoren. Für ganz große Maschineneinheiten ist aus den gleichen Gründen auch Hochspannung etwa bis 6000 Volt bei sachgemäßer Ausbildung der Schaltanlagen verwendbar.

Die Frequenz des Phasenstromes ist in Deutschland heute fast durchweg 50 Hertz. Größere Werke mit abweichenden Zahlen streben die Umstellung auf diesen Normalwert an.

Hirn und Herz des elektrischen Betriebes ist die **Schaltanlage**. Hier laufen die Zuführungen von den Energiequellen zusammen, die Energie wird gesammelt, gemessen, überwacht, gezählt, geschützt, verteilt. Der Art und Größe des Betriebes entspricht der Umfang der Schaltanlagen. Bei Fremdbezug von Niederspannungsstrom kann sich in kleinen Betrieben die ganze Anlage auf eine kleine Schalttafel beschränken, in großen Betrieben können besonders bei gleichzeitiger Selbsterzeugung und Fremdlieferung von Hochspannungsenergie diese Anlagen einen beträchtlichen Umfang annehmen. In jedem Falle sollte man diesen Anlagen stets den rechten Platz nach Lage und Größe einräumen. Beste Zugänglichkeit und Übersichtlichkeit sind Haupt-