

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Band:** 101/102 (1933)  
**Heft:** 13

**Artikel:** Der Velox-Dampferzeuger von Brown Boveri & Cie., Baden  
**Autor:** [s.n.]  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-82972>

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. 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. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

### **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. [Voir Informations légales.](#)

### **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. [See Legal notice.](#)

**Download PDF:** 22.11.2024

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

INHALT: Der Velox-Dampferzeuger von Brown, Boveri & Cie., Baden. — Wohnhaus „Zum Höfli“ am Zürichberg (mit Tafeln 5 und 6). — Geologische Gesichtspunkte bei Stauanlagen. — Hölzerne Antennentürme in Deutschland. — Mitteilungen: Messung von Schallisierungen. Schwimmkran von 150 t in Triest. Neue Drittklasswagen Serie C 4 ii der S. B. B. Der Besuch der Basler Mustermesse. Dachrinnenheizung gegen Vereisung. 25 at-Lokomotive der Deutschen Reichsbahn. Fensterlose

Abort-Badezimmer bei Hotelbauten. Die Fernverkehrs-Strassenprojekte. — Nekrologe: Walter Siegfried. — Wettbewerbe: Verwaltungsgebäude der Aarg. Brandversicherungsanstalt. Alpwirtschaftliche Schule Zweisimmen. VI. Wettbewerb der Geiserstiftung: Hölzerne Notbrücken für Strassenübergänge. — Krankenasyl Pfäffikon. — Literatur. — Mitteilungen der Vereine. — Vortrags-Kalender.

Band 101

Der S. I. A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich. Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet.

Nr. 13

## Der Velox-Dampferzeuger von Brown Boveri & Cie., Baden.

Im Laufe der letzten Jahre hat die A. G. Brown Boveri & Cie. einen Dampferzeuger mit aufgeladener Verbrennungskammer entwickelt, dessen Entstehungsgeschichte ebenso bemerkenswert ist, wie seine Bauart und die damit erzielten Ergebnisse. Wir entnehmen darüber den Ausführungen der Oberingenieure P. Faber und W. Noack in den „Brown Boveri Mitteilungen“ vom Januar 1932 und Januar-Februar 1933 die folgenden Einzelheiten.

Bei Dampfkesseln galt es bisher als selbstverständlich, dass die Brennkammer bei Atmosphärendruck beschickt und die Aufnahme und Bewegung der Brennluft und Heizgase durch den natürlichen oder durch einen mittels Ventilator nur wenig erhöhten Kaminzug besorgt werde, genau wie man sich auch für die Aufladung der Brennkraft-Kolbenmaschinen bis vor einigen Jahren mit der Hub- und Saugwirkung des Kolbens begnügte. Bei Brennkraftmaschinen ist es wie bekannt gelungen, durch die „Aufladung“ mit Hilfe eines durch Abgasturbine angetriebenen Verdichters nach dem System von Ingenieur A. Büchi<sup>1)</sup> Leistung und Wirtschaftlichkeit der Maschinen auf einfachste Weise zu erhöhen. Es stellte sich nun die Frage, ob eine ähnliche „Aufladung“ nicht auch bei Dampfkesseln mit Erfolg möglich sei.

Grundlegend aber waren für die Entstehung des Velox-Dampfkessels vor allem die gemachten Beobachtungen über die Strömung und den Wärmeübergang bei hohen Geschwindigkeiten, Drücken und Temperaturen. Die bisher tätigen Forscher haben die Gesetze über den Wärmeübergang auf Grund von Versuchen bei niedriger Temperatur und mit nur kleinen Gasgeschwindigkeiten (in der Gegend von etwa 20 m/sec) aufgestellt, wo vor allem die Elastizität der Gase noch keine Rolle spielt, während Brown Boveri die Versuche bis Ueberschallgeschwindigkeit und ausserdem mit hoch erhitzten Gasen durchführten. Dabei ergab sich, dass die Wärmeübergangszahlen bei grossen Geschwindigkeiten wesentlich höher sind als durch eine weitgehende Extrapolation der bekannten Formeln geschätzt wurde. Im weitern zeigte sich, dass der Druckabfall viel geringer ist, als er nach üblichen Formeln gerechnet wird, weil durch die Abkühlung eine starke Volumen- und Geschwindigkeitsverminderung entsteht, die eine Diffusorwirkung, d. h. einen relativen Druckanstieg im Gas erzeugt. Diese grossen Wärmeübergänge wurden auch bei Versuchen über den Ausfluss von Gasen aus der Brennkammer durch die Düsen einer Gasturbine beobachtet, wo die Temperatur der austretenden Gase weit unter der nach bisherigen Formeln errechneten lag, und wo unerwartet grosse Wassermengen von den heissen Gasen an die gekühlten Wände und das Kühlwasser übergingen. Diese eingehende Erforschung von Strömung und Wärmeübergang bei sehr hohen Geschwindigkeiten und Temperaturen führte zur Bestätigung, dass sich auch für den Bau von Dampferzeugern ganz wesentliche Vorteile erzielen liessen, wenn statt der bisher gebräuchlichen, 15 m/sec kaum überschreitenden Heizgasgeschwindigkeiten solche von 200 m/sec und darüber verwendet würden.

Die Mittel zur wirtschaftlichen Erzeugung derart hoher Geschwindigkeiten bietet nun die Gasturbine. Dabei sind zwei verschiedene Betriebsverfahren möglich: entweder Gleichdruck mit stetig brennenden Flammen, vornehmlich für schwer brennende Brennstoffe wie Rohöl oder Kohlenstaub, oder Verpuffung, für ver-

puffungsfähige Brennstoffe wie Hochofen- und Leuchtgas, Diesel-Oel oder Braunkohlenstaub.

Beim *Gleichdruck-Verfahren* wird die Brennkammer mit verdichtetem Brennstoff-Luftgemisch geladen, das ein Verdichter auf gleichbleibendem Druck erhält. Die den Verdichter antreibende Gasturbine bezieht ihre Antriebsenergie aus den Heizgasen, die aus der Brennkammer durch die Heizrohre fliessen. Da zur Erzeugung der hohen Heizgas-Geschwindigkeiten ein gewisses Druckgefälle erforderlich ist, verbleibt für die Arbeitsleistung in der Gasturbine nur ein Teil des Druckgefälles, das der Verdichter liefert. Um trotzdem in der Gasturbine die für den Verdichter benötigte Arbeitsleistung aufzubringen, müssen die Treibgase noch heiss sein. Daraus ergibt sich, dass die Gasturbine etwa in der Mitte des Heizgasstromes eingeschaltet und die Heizflächen für die Dampferzeugung und Wasservorwärmung sowohl vor wie hinter der Gasturbine angeordnet werden müssen. Wenn nötig werden die Gasturbinenschaufeln mit Kühlung versehen. Die Gasturbine verarbeitet einen Teil der Heizgaswärme, der damit der Dampferzeugung zunächst entzogen ist, ein äquivalenter Arbeitsbetrag gelangt aber durch die Verdichterarbeit in Form von Verdichtungs- und Verlustwärme wieder mit dem verdichteten Brennstoff-Luftgemisch in die Brennkammer zurück. Ausser den kleinen Beträgen für Lager-, Undichtigkeits- und Strahlungsverluste geht also trotz verhältnismässig hohen Arbeitsaufwandes für die Verdichtung keine Wärme verloren. Die sorgfältige Ausbildung der Heizrohre, die am Eintritt mit Düsen und am Austritt mit Diffusoren versehen sind, und die bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten und gleichzeitigem, intensivem Wärmeentzug eintretende Rückverdichtung der Heizgase bewirken, dass die tatsächlich erforderlichen Druckgefälle kleiner sind als man für die erreichbaren hohen Strömungsgeschwindigkeiten erwarten sollte.

Beim *Verpuffungsverfahren* wird die Brennkammer periodisch mit verpuffungsfähigem Brennstoff-Luftgemisch geladen, das ein Verdichter liefert. Nach Beendigung der Ladung und Abschluss sämtlicher Ventile wird das Gemisch entzündet, es verpufft und erhöht durch die Verpuffung seinen Druck auf das etwa 4- bis 5,5-fache des Ladedruckes. Nach kurzer, der vollständigen Verbrennung gelassener Zeit öffnet ein Entladeventil, das sich am Ende der an die Brennkammer anschliessenden Heizrohre befindet. Die Kammer kann sich nun entleeren, die heissen Gase entspannen sich und strömen mit sehr hoher Geschwindigkeit durch die Heizrohre. Auf der Aussenseite der Heizrohre wird Wasser vorbeigeführt, das den Heizgasen fast sämtliche Wärme entzieht und dadurch verdampft. Nach dem Durchströmen der Heizrohre gehen die abgekühlten Gase nicht direkt ins Freie, sondern man staut sie vor den Düsen einer Gasturbine, sodass sie noch einen Teil ihres Druckgefälles behalten. Ist die Entleerung der Kammer bis auf etwa Ladedruck beendet, so schliesst das zur Gasturbine führende Entladeventil und es öffnet ein zweites, die Turbine umgehendes Entladeventil und das Einlassventil, durch das Spülluft und die frische Ladung nachströmen. Durch die Spülluft und die frische Ladung wird der in der Kammer befindliche Abgasrest durch die Heizrohre und das zweite Entladeventil ins Freie geschoben, worauf ein neues Spiel beginnt. Die Entladeventile und die Gasturbine befinden sich also am kalten Ende der Heizrohre. Die Betätigung der Einlass- und Auslassventile sowie

<sup>1)</sup> Bd. 89, S. 321 (11. Juni 1927) und Bd. 93, S. 153 (23. März 1929).

der Zündung erfolgt durch Drucköl. Die Zahl der Arbeitsspiele beträgt je nach Grösse der Brennkammer zwischen 40 und 60 in der Minute.

Das Verpuffungsverfahren weist einige recht interessante Eigentümlichkeiten auf. Durch die Verpuffung der vorverdichteten Ladung lässt sich ohne zusätzliche äussere mechanische Arbeit ein Druckgefälle erzeugen, das hinreicht, um den Gasen sowohl hohe Geschwindigkeit in den Heizrohren, als auch noch Arbeitsfähigkeit in der Gasturbine zu erteilen. In den Heizrohren wird den Gasen fast sämtliche fühlbare Wärme zur Dampferzeugung entzogen, sie sind also abgekühlt, sobald sie zur Gasturbine gelangen. Werden die Gase nun in der Gasturbine noch weiter entspannt, so kühlen sie sich noch tiefer ab, indem sie Arbeit leisten. Mit der geleisteten Arbeit wird der Verdichter betrieben, es gelangt somit die gesamte Arbeit in Form von Verdichtungs- und Verlustwärme mit der verdichteten Luft und dem Brennstoff in die Brennkammer zurück. Gelingt es bei reichen Brennstoffgemischen hohe Verpuffungsdrücke und durch Anwendung von kaltem Speisewasser tief abgekühlte Heizgase zu erhalten, sodass der Gasturbine kaltes, aber genügend hoch gespanntes Treibmittel zur Verfügung steht, so ist es nicht ausgeschlossen, dass die Auspuffgase durch die Expansion in der Turbine mit einer tieferen Temperatur als jene der Umgebung ins Freie entweichen. In diesem Falle steht also für die Dampferzeugung mehr Wärme zur Verfügung, als durch den Brennstoff eingeführt wurde, was bedeutet, dass der Feuerungswirkungsgrad grösser als 100 % ist. Hierbei handelt es sich wohlverstanden nur um den idealen Fall einer „Wärmepumpe“ und nicht etwa um einen Verstoss gegen den zweiten Hauptsatz der Thermodynamik.

Es ist aber noch ein weiterer Wärmegewinn bei diesem Verfahren erreichbar. Bei Heizgasen aus Brennstoffgemischen mit hohem Kohlenwasserstoffgehalt kann infolge der grossen Wärmeübergänge ein Teil des Brennwasserdampfes kondensiert werden, sobald die Temperatur der Rohrwand, z. B. im Speisewasser-Vorwärmerteil, niedriger ist, als der Taupunkt des Brennwasserdampfes bei dem vorliegenden Teildruck, und zwar auch dann, wenn die Heizungstemperatur noch wesentlich höher liegt als der Taupunkt. Infolge der grossen Strömungsgeschwindigkeit werden nämlich die an der kalten Rohrwand anschlagenden Dampfteilchen wohl kondensiert, es haben die gebildeten kleinen Tröpfchen aber keine Zeit mehr, im wärmeren Gasstrom zurückzuverdampfen.

Ein erster nach dem Verdampfungsverfahren durchgeführter Kesselversuch mit einer kleinen gasgeheizten Verbrennungskammer und einem angeschlossenen wassergekühlten Rohr als Dampferzeuger bestätigte die bisher gemachten Beobachtungen und gab die ersten Anhaltspunkte für die Berechnung der Brennkammer, des Wärmeüberganges und des Temperatur- und Druckgefälles in den Heizrohren eines Dampferzeugers. Auf Grund dieses Vorversuches wurde ein ölgeheizter, ebenfalls nach dem Verpuffungsverfahren arbeitender Dampferzeuger für etwa 10 000 kg Dampf in der Stunde (Abb. 1) für das Kesselhaus des Dampfturbinen-Versuchlokals in Baden gebaut. Dieser Dampferzeuger arbeitete befriedigend, doch waren regelmässige Zündungen und gute Verbrennung des Oeles noch nicht mit Sicherheit zu erreichen. Weitere Versuche mit diesem ölgeheizten Verpuffungs-Dampferzeuger wurden zurückgestellt, weil bei den ebenfalls in Baden im Gange befindlichen Versuchen an der Holzwarth-Verpuffungsgasturbine<sup>2)</sup> die gleichen Verbrennungsprobleme auftreten und vorerst hier geklärt werden sollen. Ungefähr zu gleicher Zeit wurde ein kleiner Versuchsverdampfer für Hochofengas hergestellt und in den von Roll'schen Eisenwerken in Choindex ausprobiert; auch dieser Dampferzeuger arbeitete nach dem Verpuffungsverfahren, zeitigte gute Ergebnisse und lieferte die nötigen Berechnungs-Unterlagen.

Der Zehn-Tonnen-Dampferzeuger des Turbinenversuchlokals wurde hierauf für das Gleichdruckverfahren

<sup>2)</sup> Erste Holzwarth-Gasturbine siehe Bd. 59, S. 177\* u. 205 (1912).

umgebaut. Er ist in dieser Form seit etwa einem Jahr in Betrieb und liefert seinen Dampf ins Versuchslokal, in die Heizanlage oder in die Dampfturbinen-Zentrale. Abb. 2 gibt eine Ansicht dieser Versuchsanlage, die selbstverständlich noch nicht endgültige Form hat und bei der verschiedene Teile, namentlich die Hilfsmaschinen, behelfsmässig gebaut sind. In der Mitte des Bildes sieht man die Verbrennungskammer, d. h. den eigentlichen Kessel, rechts davon den Dampfabscheider, die Umwälzpumpe und die Instrumententafel, links im Vordergrund die Aufladegruppe.

Bauart und Betriebsweise des Kessels gehen aus dem schematischen Schnitt Abb. 3 hervor. In eine druckfeste Verbrennungskammer 2 wird durch ein Turbogebälde 7 die Verbrennungsluft und durch eine Pumpe 11 Brennöle eingeblasen und im Brenner 1, in kontinuierlich brennender Flamme, unter einem Druck von 2 bis 3 kg/cm<sup>2</sup> abs. verbrannt. Die Verbrennungsgase strömen mit sehr hoher Geschwindigkeit (von ungefähr 200 m/sec) durch wassergekühlte Heizrohre 3 ab. Infolge der hohen Geschwindigkeit und Dichte der Heizgase entsteht ein zehnbis zwanzigmal grösserer Wärmeübergang als in einem bisherigen Dampfkessel, sodass für die Verdampfung des Wassers nur sehr kleine Heizflächen notwendig sind, die in der Verbrennungskammer selbst untergebracht werden können. Die Verbrennungsgase durchströmen den Dampfüberhitzer 4 und gelangen mit etwa 500° C oder darunter in eine Gasturbine 5 und durch den Speisewasservorwärmer 6 zum Kamin. Auch im Ueberhitzer und Vorwärmer herrschen hohe Gasgeschwindigkeiten, wodurch sich auch hier grosse Wärmeübergänge und kleine Heizflächen ergeben. Von grösster Bedeutung ist hierbei, dass infolge der hohen Gasgeschwindigkeiten und Gasdrücke nicht nur die Heizflächen, sondern auch alle Gasquerschnitte und damit die Abmessungen von Brennkammer, Ueberhitzer und Vorwärmer ausserordentlich klein werden, sodass die ganze Anlage nur noch einen kleinen Bruchteil der Grundfläche und des Raumes einer gewöhnlichen Kesselanlage beansprucht. Die Gasturbine 5 treibt das Aufladeturbogebälde 7 an, das die Verbrennungsluft aus dem Freien ansaugt und durch den Brenner 1 in die Verbrennungskammer befördert. Die Heizrohre 3 bilden die eigentlichen Verdampferheizflächen des Kessels und liegen zu dritt oder mehreren in den grösseren vom Kesselwasser durchflossenen Verdampferrohren (Schnitt A-A der Abb. 3 und Abb. 4 auf Seite 154). Diese Verdampferrohre können nach Oeffnen

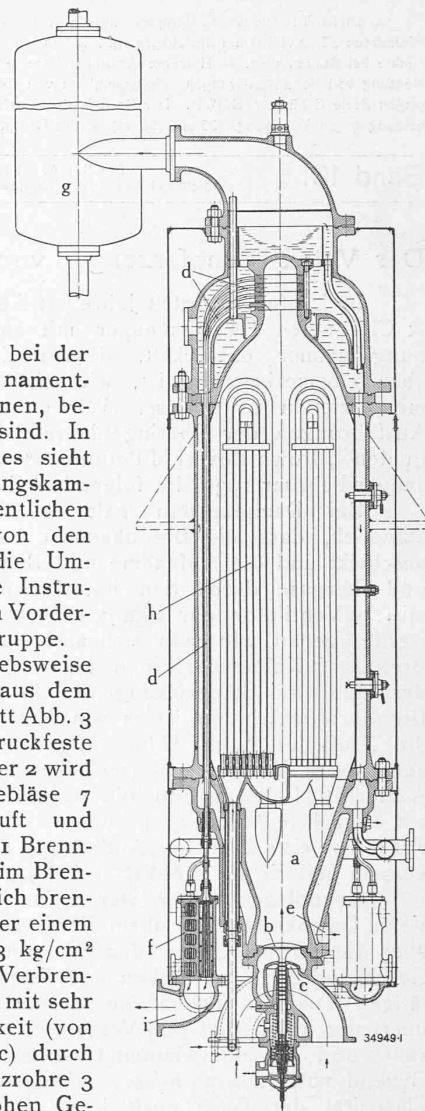


Abb. 1. Schnitt durch einen kleinen Velox-Verpuffungs-Dampferzeuger für Gas: a Brennkammer, b Mischventil, c Gasventil, d Heizrohre, e Umlaufwasser-Eintritt, f Speisewasser-Vorwärmer, g Dampfabscheider, h Ueberhitzer, i Abgas-Sammelrohr zur Gasturbine.

Die Verbrennungskammer selbst untergebracht werden können. Die Verbrennungsgase durchströmen den Dampfüberhitzer 4 und gelangen mit etwa 500° C oder darunter in eine Gasturbine 5 und durch den Speisewasservorwärmer 6 zum Kamin. Auch im Ueberhitzer und Vorwärmer herrschen hohe Gasgeschwindigkeiten, wodurch sich auch hier grosse Wärmeübergänge und kleine Heizflächen ergeben. Von grösster Bedeutung ist hierbei, dass infolge der hohen Gasgeschwindigkeiten und Gasdrücke nicht nur die Heizflächen, sondern auch alle Gasquerschnitte und damit die Abmessungen von Brennkammer, Ueberhitzer und Vorwärmer ausserordentlich klein werden, sodass die ganze Anlage nur noch einen kleinen Bruchteil der Grundfläche und des Raumes einer gewöhnlichen Kesselanlage beansprucht. Die Gasturbine 5 treibt das Aufladeturbogebälde 7 an, das die Verbrennungsluft aus dem Freien ansaugt und durch den Brenner 1 in die Verbrennungskammer befördert. Die Heizrohre 3 bilden die eigentlichen Verdampferheizflächen des Kessels und liegen zu dritt oder mehreren in den grösseren vom Kesselwasser durchflossenen Verdampferrohren (Schnitt A-A der Abb. 3 und Abb. 4 auf Seite 154). Diese Verdampferrohre können nach Oeffnen

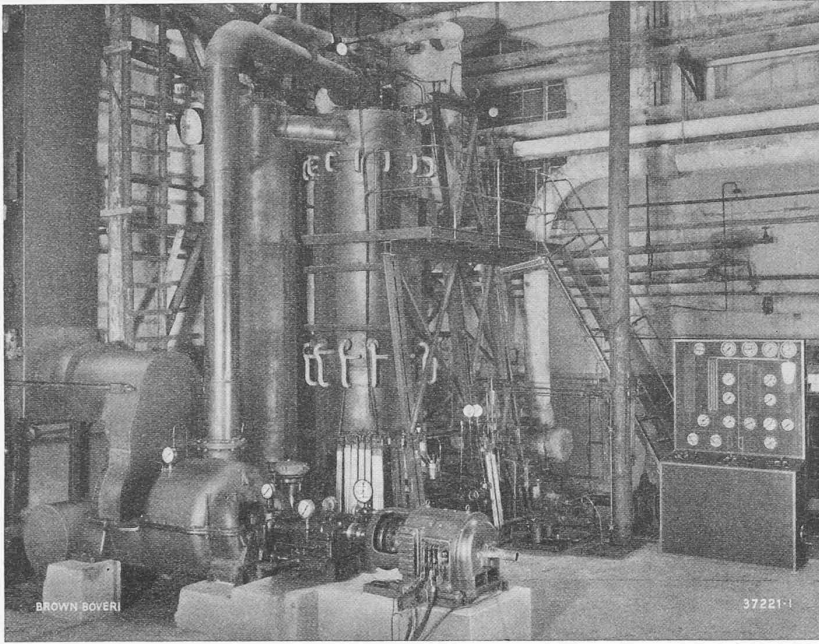


Abb. 2. BBC-Velox-Dampferzeuger, Versuchsanlage für 11 000 kg/h Dampf von 35 kg/cm<sup>2</sup> und 400° C. Im Hintergrund der Dampferzeuger mit Ueberhitzer und Dampfausscheider, rechts davon die Instrumenten-Tafel mit Regulierapparaten. Im Vordergrund die Ladegruppe, links davon an der Wand der Speisewasservorwärmer.

Dampfausscheiders befindet sich ein Beruhigungsgefäß 13, aus dem etwa ausgeschiedener Schlamm und durch Salze angereichertes Kesselwasser abgelassen werden können. Der Dampf strömt durch die Leitung 20 zum Ueberhitzer 4 und durch die Leitung 21 zur Dampfturbine. Die Speisepumpe 14 drückt das Speisewasser durch den Vorwärmer 6 und die Leitung 22 in die Saugleitung 19 der Umwälzpumpe 10. Alle Gas- und Luftwege, in denen hohe Geschwindigkeiten herrschen, sind zur Vermeidung grosser Widerstände und zur Verringerung der Leistung der Ladepumpe und der Gasturbine sehr sorgfältig gebaut. So sind z. B. die Einströmungen zu den Gaskanälen düsenförmig und die Ausströmungen diffusorartig ausgebildet. Die Gasturbine leistet bei gegebenem Druckgefälle eine Arbeit, die proportional zur absoluten Temperatur der Triebgase ist. Sie wird deshalb an einer Stelle im Temperaturgefälle der ganzen Anlage eingebaut, wo die erzeugte Leistung zum Antrieb der Ladegruppe genügt. Mit dem Ladegebläse ist noch ein Hilfsmotor 9 gekuppelt, der die Gasturbine beim Anlassen ersetzt oder bei raschen Belastungsteigerungen unterstützt.

des Deckels der Verbrennungskammer leicht ausgehoben werden. Eine Umwälzpumpe 10 drückt das im Kessel befindliche Wasser in einem Kreislauf, der ein Vielfaches der erzeugten Dampfmenge führt, durch die untere Wasserkammer und die zu jedem Verdampferrohr führenden Verbindungsrohre 16 längs der Heizrohre 3. Der hier entstehende Dampf strömt mit dem überschüssigen Wasser in die obere Wasserkammer 17 und dann durch einen tangential liegenden Stutzen 18 zum Dampfausscheider 12. Hier scheidet sich der Dampf durch Zentrifugalwirkung vom Umlaufwasser, das nach unten und durch das Rohr 19 zur Umwälzpumpe 10 zurückfliesst. Am tiefsten Ende des

Die Versuche an dem nach diesem System gebauten Dampferzeuger des Turbinen-Versuchslokals haben für den Kessel allein ohne Ladegruppe einen Wirkungsgrad von 92 %, bezogen auf den obern Heizwert des Brennstoffes ergeben. Der Ladegruppe musste eine Zusatzenergie von 3 bis 4 % von aussen zugeführt werden, die aber bei einer endgültig durchgearbeiteten Anlage fast ganz wegfällt, sodass ein Wirkungsgrad der ganzen Anlage von etwa 92 % erwartet werden darf. Bemerkenswert ist die Tatsache, dass der Wirkungsgrad des Dampferzeugers, wie aus Abb. 5 ersichtlich ist, bis zu ganz kleinen Belastungen auf dieser Höhe bleibt, was die Wirtschaftlichkeit einer

- 1 Brenner,
- 2 Verbrennungskammer,
- 3 Heizrohre,
- 4 Ueberhitzer,
- 5 Gasturbine,
- 6 Vorwärmer,
- 7 Turbogebläse,
- 8 Getriebe,
- 9 Anlass- u. Reg.-Motor,
- 10 Umwälzpumpe,
- 11 Brennstoffpumpe,
- 12 Dampfausscheider,
- 13 Beruhigungsgefäss,
- 14 Speisepumpe,
- 15 Eintrittsstutzen für das Umlaufwasser,
- 16 Verbindungsrohre zwischen unterer Wasserkammer und Verdampferrohren,
- 17 Obere Wasserkammer mit Wasser- und Dampfaustritt,
- 18 Tangentialer Eintrittsstutzen zum Wasserabscheider,
- 19 Austrittsstutzen für das Umlaufwasser aus dem Ausdampfgefäss,
- 20 Dampfleitung vom Ausdampfgefäss zum Ueberhitzer,
- 21 Dampfleitung zur Kraftmaschine,
- 22 Speisewasserleitung vom Vorwärmer zur Umwälzpumpe.

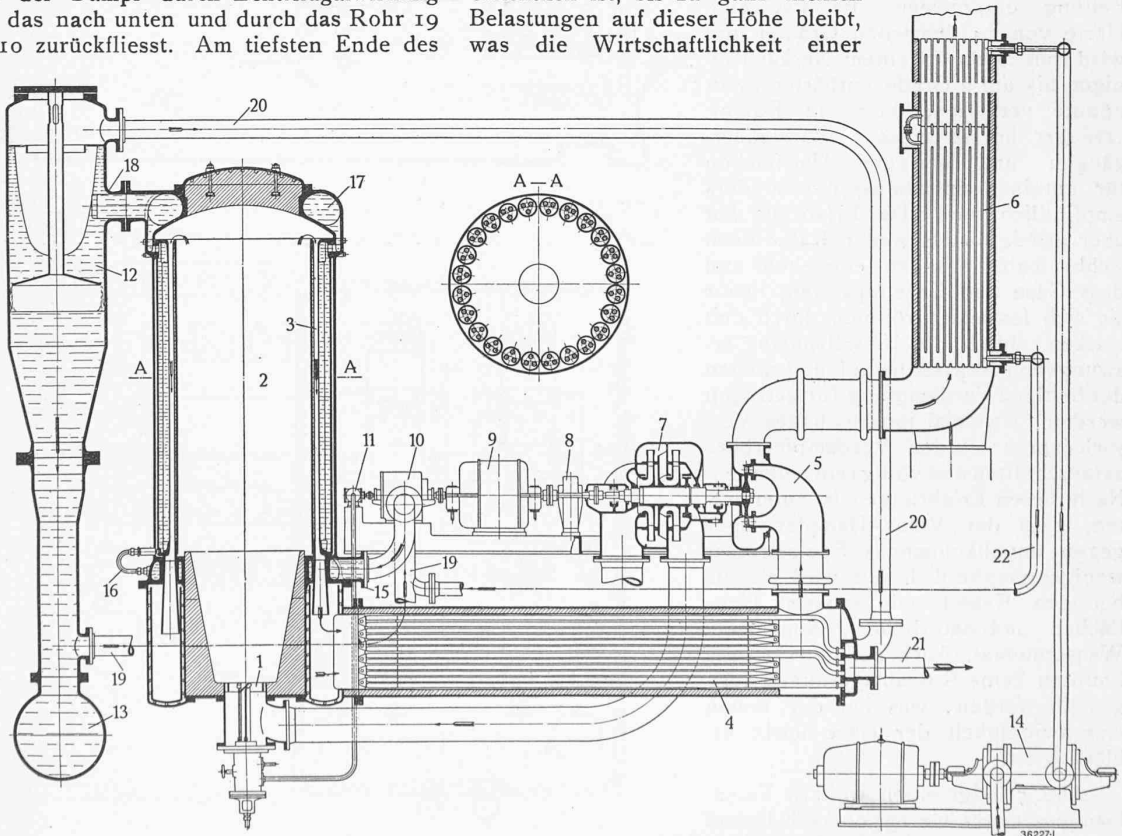


Abb. 3. Schema des Velox-Dampferzeugers von BBC, nach dem Gleichdruck-Verfahren (mit kontinuierlich brennender Flamme).

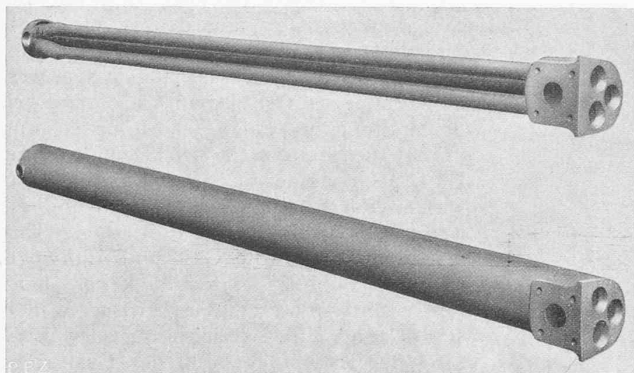


Abb. 4. Heizrohre (oben) und Verdampfungsrohr (darunter).

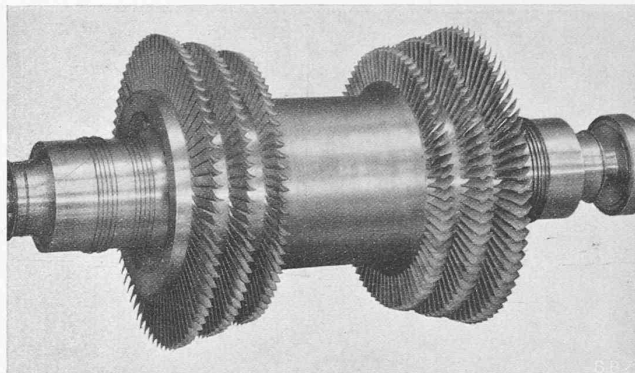


Abb. 8. Rotor einer Gasturbine mit Reaktionsbeschauelung.

derartigen Anlage im Betriebe sehr günstig beeinflussen wird. Der Velox-Dampferzeuger kann wegen seiner geringen Metall- und Wassermassen und wegen des Fehlens von Steinen in der sehr kurzen Zeit von etwa sieben Minuten vom vollständig kaltem Zustand bis auf  $25 \text{ kg/cm}^2$  und Vollast mit  $10\,000 \text{ kg/h}$  Dampf gebracht werden. Abb. 6 zeigt das Ansteigen des Dampfdruckes, der Temperatur und der gelieferten Dampfmenge während des Anlassens. Da die Brown-Boveri-Turbinen bei Benutzung eines besondern Heisshaltungsverfahrens auch in grössten Einheiten in mindestens ebensokurzer Zeit angelassen werden können, bildet eine Dampfkraftanlage mit Velox-Dampferzeuger und BBC-Dampf-turbinen eine Momentanreserve, die wie ein Diesel-Motor nach wenigen Minuten belastet werden kann.

Das Speisewasser für diesen Dampferzeuger wird der städtischen Leitung entnommen. Es hat eine Härte von 14 deutschen Graden und wird mit Soda in einem Neckar-Reiniger bis auf 2 Grade enthärtet. Man könnte vermuten, dass ein Dampferzeuger mit so grossen Wärmeübergängen und geringen Heizflächen für unreines Speisewasser besonders empfindlich wäre. Die Erfahrung hat aber gezeigt, dass weder Kalk- noch Schlammablagerungen entstehen und dass Gase und Unreinigkeiten, bevor sie sich festsetzen können, durch den starken, durch die Umwälzpumpe erzwungenen Wasserumlauf und wegen der heftigen Verdampfung fortgetragen werden. Zweimal innerhalb des Versuchsjahres wurden Verdampferrohre aufgeschnitten und völlig rein befunden. Nach diesen Erfahrungen ist zu erwarten, dass der Velox-Dampferzeuger gegen unvollkommenes Speisewasser weniger empfindlich sein wird als die heutigen Kessel mit grossen Heizflächen und natürlichem, langsamem Wasserumlauf. Auch auf der Gasseite konnten keine Russablagerungen festgestellt werden, was bei der hohen Geschwindigkeit der Gase leicht erklärlich ist.

Abb. 7 zeigt einen weitem Velox-Dampferzeuger für  $13\,500 \text{ kg/h}$  Dampf von  $33 \text{ kg/cm}^2$  und  $425^\circ \text{C}$  für Hei-

zung mit Hochofengas, der zurzeit im Versuchslokal mit Oelheizung probiert wird.

Der Velox-Dampferzeuger wird bis zu grössten Leistungen in der Fabrik fertiggebaut und ausprobiert, womit

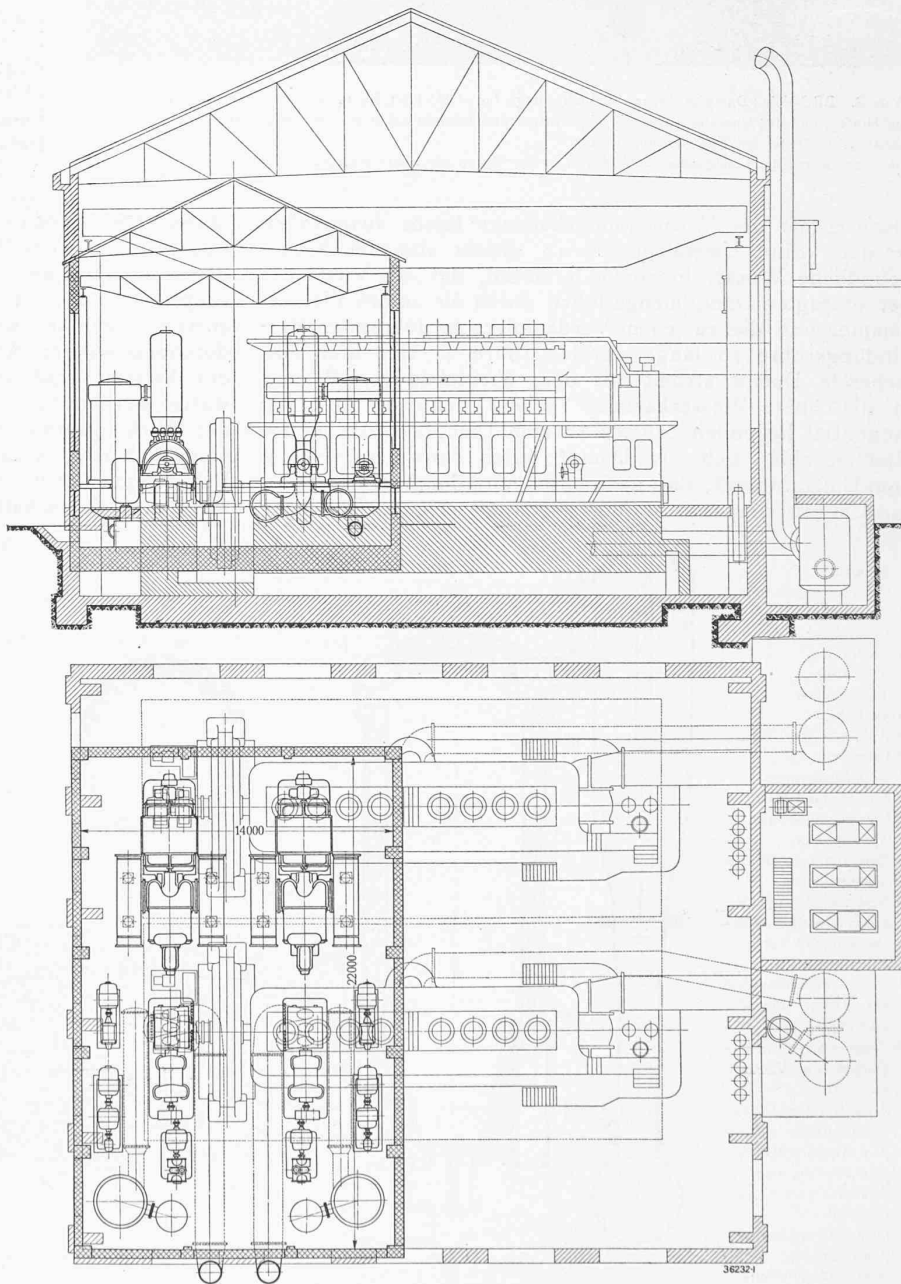


Abb. 10. Raum-Vergleich einer Velox-Dampfanlage von 16000 kW und einer Diesel-Anlage von 15000 kW.

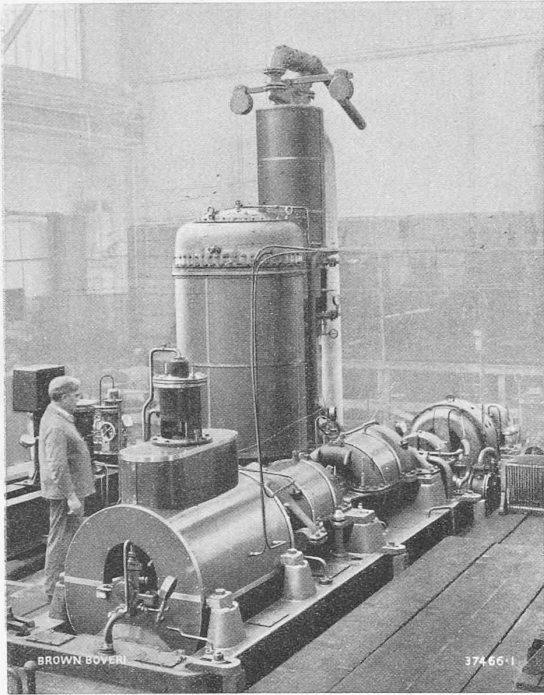


Abb. 7. Velox-Dampferzeuger für 13500 kg/h Dampf von 33 at u. 425 °C.

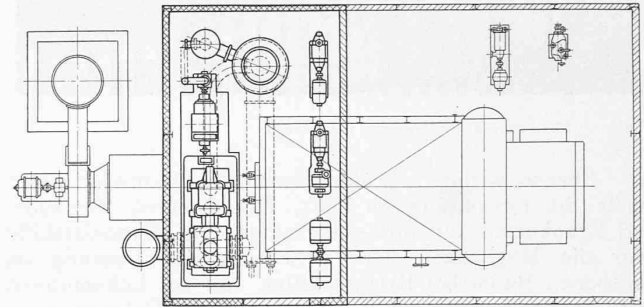
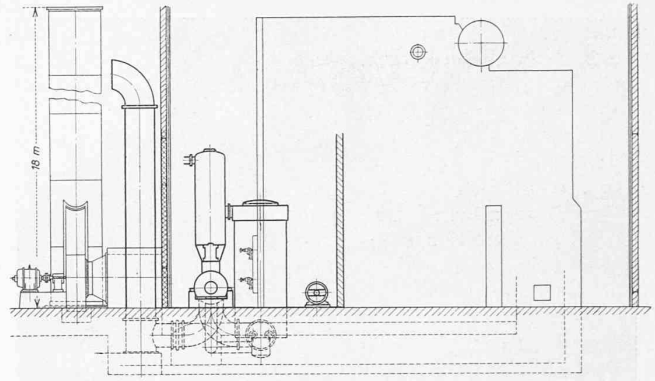


Abb. 9. Vergleich des Raumbedarfs einer normalen Röhrenkesselanlage mit einer normalen Velox-Kesselanlage gleicher Leistung. — 1 : 200.

Dampfdruck 30 bis 40 kg/cm <sup>2</sup>	Gewöhnlicher Dampfkessel	Brown Boveri Velox-Dampferzeuger
Wärmebelastung . . . . . kcal/m <sup>2</sup> /h	25 000 bis 32 000	250 000 bis 300 000
Erzeugte Dampfmenge, bezogen auf Verdampfer-Heizfläche kg/m <sup>2</sup> /h	40 bis 50	500
bezogen auf alle Heizflächen mit Ueberhitzer und Vorwärmer . . kg/m <sup>2</sup> /h	8 bis 15	100
Umgesetzte Wärmemenge pro m <sup>3</sup> Brennkammerinhalt, Oel kcal/m <sup>3</sup> /h	200 000 bis 1 200 000	7 500 000
Gasgeschwindigkeit zwischen Wasserrohren und in Heizrohren . . . m/sec	5 bis 15	200
Gewicht pro Kilogramm Dampf des ganzen Kessels mit Hilfsmaschinen kg	6 bis 10	1,5 bis 2,5

bedeutende Vorteile verbunden sind. Auf der Montagestelle können dann die Teile in wenigen Tagen aufgestellt und in Betrieb genommen werden.

Die Gebläse dieser Anlagen werden als Axialgebläse ausgeführt (Abb. 7), die sich für die Förderung grosser Gasmengen gegen verhältnismässig niedrige Drücke besonders gut eignen und deren Charakteristik besser zum Prozess des druckgefeuerten Dampferzeugers passt, als jene eines gewöhnlichen Zentrifugalgebläses. Die Gasturbine ist eine doppelendige Reaktionsturbine mit der patentierten Brown-Boveri-Beschaufung (Abb. 8) die einen Wirkungsgrad von beinahe 90 % erreicht.

Der Velox-Dampferzeuger ist bis heute für jeden gasförmigen und flüssigen Brennstoff geeignet; Versuche über die Verwendung von Kohlenstaub sind im Gange. Hervorzuheben ist die Möglichkeit, billiges Heizöl und Petroleumrückstände zu verbrennen, die im Dieselmotor nicht gebraucht werden können. Trotzdem der Wirkungsgrad einer modernen Dampfkraftanlage nur etwa 28 %, derjenige einer Diesel-Generatoranlage aber etwa 31 %, bezogen auf die Klemmenleistung der Generatoren, erreicht, werden die Brennstoffkosten einer Velox-Dampfkraftanlage doch wesentlich geringer als bei der Dieselanlage sein, weil Motorenöl in den verschiedenen Verbrauchsländern je nach Frachtverhältnissen um 40 bis 100 % teurer ist als Heizöl.

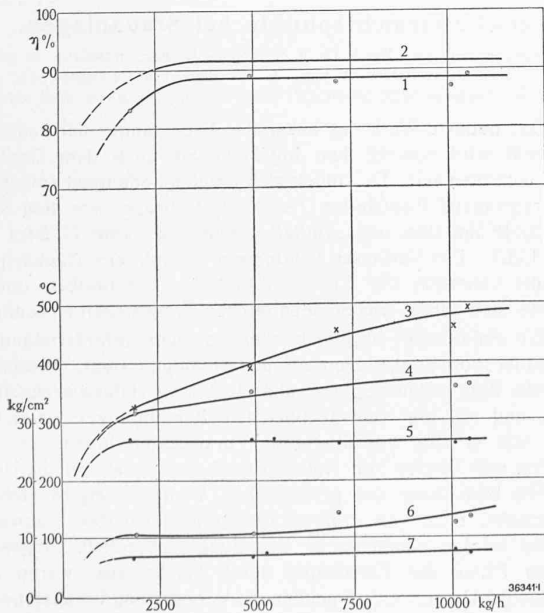


Abb. 5. Versuchsergebnisse des Velox-Dampferzeugers nach Abb. 2. 1 Wirkungsgrad gemessen mit behelfsmässiger Gruppe, 2 mit endgültiger Hilfsgruppe, 3 Temperatur von Gasturbine, 4 Frischdampf Temperatur, 5 Frischdampfdruck, 6 Abgastemperatur, 7 Speisewassertemperatur (Eintritt Vorwärmer).

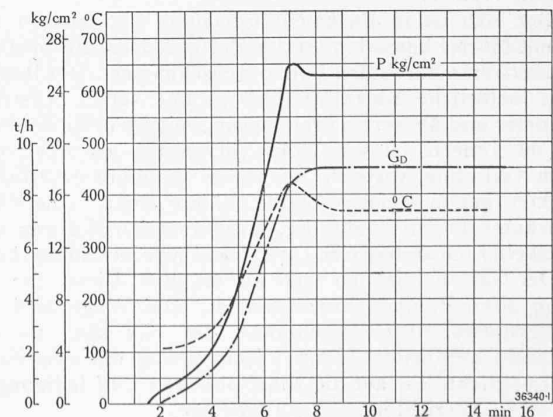


Abb. 6. Inbetriebsetzungskurve des Velox-Dampferzeugers.



Abb. 2. Ansicht von der Bergseite, aus Norden.

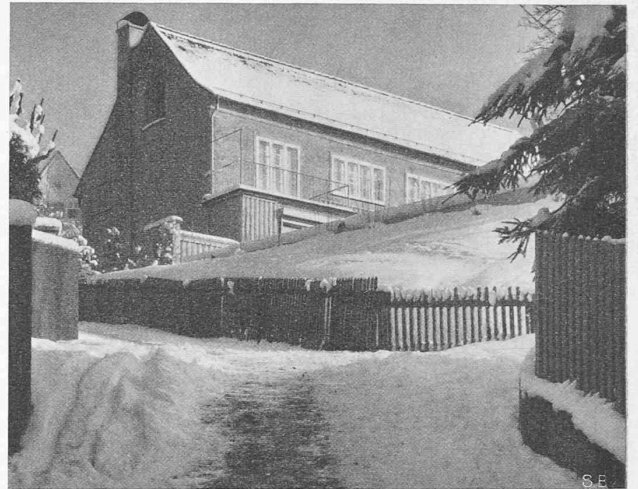


Abb. 3. Ansicht vom Spyristeig aufwärts, aus Südwest

Ebenso wichtig wie der Gewinn an Brennstoffkosten dürfte die Einsparung an Platz, Fundamenten, Gebäude- und Krankkosten für ortsfeste Anlage und Handelsschiffe oder die Möglichkeit der Vermehrung der Leistung im gegebenen Raum bei Kriegsschiffen und auf Lokomotiven sein. In der Tabelle auf S. 155 sind einige Grössen eines Velox-Dampferzeugers den entsprechenden Grössen eines gewöhnlichen Dampfkessels gegenübergestellt, während in Abb. 9 ein moderner, von Brown Boveri aufgestellter ölgefeuerter Kessel mit einem Velox-Dampferzeuger verglichen ist. Aus Abb. 10 ist ferner der Raumgewinn einer Velox-Dampfkraftanlage gegenüber einer Dieselanlage gleicher Leistung ersichtlich. Die Dampfanlage erfordert rund 25% des Raumes der Dieselanlage, leichtere Fundamente und einen schwächeren Kran. Dazu kommen noch die Vorteile durch Verwendung billigen Oels. Die Zahlen der Tabelle geben eine Erklärung für die überraschend kleinen Raumverhältnisse, die sich bei Schiffsanlagen noch viel stärker auswirken.

### Wohnhaus „Zum Höfli“ am Zürichberg.

Architekten MOSER & KOPP, Zürich.

(Hierzu Tafeln 5 und 6.)

Die intime Lage des Bauplatzes in einer kleinen Mulde des Zürichberghanges, mit ebenem, terrassenartig vorspringendem Rasenboden im Vordergrund, legte den Architekten eine möglichst freie, wie natürlich gewachsen erscheinende Baugruppe nahe. Diesem Bestreben kam auch das Verlangen der Bauherrschaft nach Vermeidung jeglicher Repräsentation entgegen. So schmiegt sich nun das Haus in die nach Norden spitz zulaufende obere Grundstück-Hälfte. Es bildet mit Haupt- und Nebenbauten zusammen einen Vorhof und wächst, talwärts ansteigend, gleichsam von hinten nach vorne aus dem Berg heraus (vergl. Westaufriss in Abb. 1).

Der Bau ist in Backstein gemauert und aussen nur leicht mit Mörtel beworfen (verbandelt), sodass die Struktur des Mauerwerks durch den Putz durchschimmert. Der Bewurf hat die natürliche Kalkmörtelfarbe, ohne jeden Anstrich. Die Fenster und äusseren Türeinfassungen sind in Eichenholz. Auch im Innern ist viel Holz verwendet, es blieb zum grossen Teil ohne Anstrich, sodass es in seiner natürlichen Farbigkeit gegen weissgetünchte Wände steht. Alle Wirtschaftsräume liegen ebenerdig, ausgenommen Heizung und Vorratskeller (Grundrisse S. 157). Das Dach ist unausgebaut.

Der Garten blieb so weit als möglich Wiese, die mit schönen alten Bäumen bestanden ist. Die Wege sind auf das allernotwendigste beschränkt, der Hof aber ist mit Bachkieseln gepflastert. Eine Vereinbarung mit den Nachbarn ermöglichte es, auf die sonst üblichen Einfriedigungen teilweise zu verzichten.

Erstellungsjahr 1928, Baukosten 82 Fr./m<sup>2</sup>.

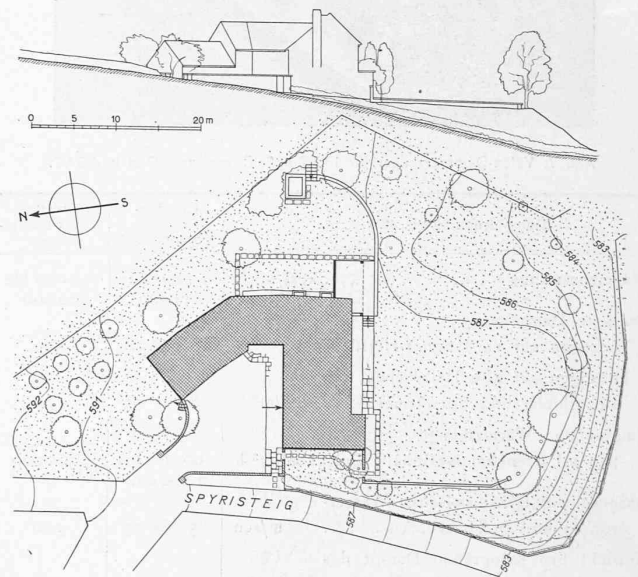


Abb. 1. Lageplan mit Schnitt längs Spyristeig und Westansicht. — 1 : 800.

### Geologische Gesichtspunkte bei Stauanlagen.

*Barrages et géologie.* Par le Dr. h. c. Maurice Lugeon, professeur de géologie à l'Université de Lausanne. Volume de 138 pages avec 41 figures et 63 photographies. Lausanne 1932, Librairie F. Rouge & Cie. Prix 20 frs. relié toile.

Das neueste Werk des bekannten Fachmannes der Lausanner Universität wird sowohl dem Ingenieur als auch dem Geologen sehr willkommen sein. Es handelt sich um den bedeutend erweiterten und hervorragend illustrierten Text eines Vortrages vor dem S. I. A. (vergl. S. 16 lfd. Bds. und „Bulletin technique“ vom 17. Sept. und 1. Okt. 1932). Der Verfasser verzichtete darauf, ein Nachschlagewerk oder Lehrbuch der Kraftwerkgeologie zu schreiben und beschränkte sich darauf, aus eigenen reichen Erfahrungen zu schöpfen.

Ein einleitendes Kapitel handelt von den Anforderungen, die der Erbauer von Stauanlagen an den Geologen stellt. Dieser soll praktische Kenntnisse besitzen, aber doch stets Naturwissenschaftler bleiben und auf alle rein technischen Berechnungen verzichten, ebenso wie er sich vor übereilten Voraussagen hüten soll. Das Anordnen und Deuten von Aufschlussarbeiten spielt oft die Hauptrolle. Die Bedeutung der geologischen Vorarbeit ergibt sich aus der Tatsache, dass von dreißig eingestürzten Stauwerken neunzehn infolge mangelhafter Gründung einbrachen. Abgesehen von den Fällen der Zerstörung durch Hochwasser waren allzu durchlässiger Untergrund, ungenügende Verankerung im anstehenden Gestein oder Felsbewegungen Hauptursachen der Katastrophen.

Die Beurteilung des Staubeckens kann oft nur auf Grund weitgehender regionaler Kenntnisse geschehen; schon vorliegende geologische Karten können die Arbeit ausserordentlich erleichtern.