

<b>Zeitschrift:</b>	Schweizerische Bauzeitung
<b>Herausgeber:</b>	Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
<b>Band:</b>	84 (1966)
<b>Heft:</b>	10
<b>Artikel:</b>	Die Gasturbine mit geschlossenem Kreislauf als Mehrzweck-Anlage
<b>Autor:</b>	Taygun, Fikret
<b>DOI:</b>	<a href="https://doi.org/10.5169/seals-68853">https://doi.org/10.5169/seals-68853</a>

### Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

### Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

### Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

**Download PDF:** 28.01.2026

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

## Bienvenue à l'American Society of Mechanical Engineers

La Société suisse des Ingénieurs et des Architectes (S.I.A.) a l'honneur et le plaisir de souhaiter une très collégiale bienvenue à sa grande soeur et amie, la Société américaine des Ingénieurs mécaniciens (ASME) à l'occasion de sa conférence sur les turbines à gaz. La S.I.A. avec ses quelques six mille membres apprécie tout particulièrement le fait que l'ASME qui en groupe, elle, dix fois plus, ait choisi la Suisse pour le congrès de sa division des turbines à gaz. La S.I.A. n'oublie pas en effet que la turbine à gaz industrielle est née en Suisse et que cette dernière a eu de ce fait l'insigne privilège de

contribuer à une évolution considérable dans ce domaine de la technique. Elle est ainsi très heureuse que les ingénieurs spécialistes des Etats-Unis fassent le voyage à travers l'Atlantique pour rendre visite, sur les bords d'un lac presque déjà alpin, à l'ancêtre de la turbine à gaz. Je souhaite que nos collègues américains trouvent ici un climat favorable à leurs travaux et de l'intérêt aux visites d'industries organisées pour eux. Je suis certain qu'ils rencontreront partout un bon accueil, car c'est en amis qu'ils seront reçus.

André Rivoire, Président central de la S.I.A.

## Zur 11. Jahrestagung der Gasturbinen-Fachgruppe der ASME in Zürich

Begrüßungsadresse von Dr. sc. techn. Curt Keller, Präsident des Schweizer Komitees

Vom 13. bis 17. März 1966 hält die Fachgruppe Gasturbinen der American Society of Mechanical Engineers (ASME) im Kongresshaus in Zürich in Zusammenarbeit mit dem Schweizerischen Ingenieur- und Architektenverein (S.I.A.) ihre 11. Jahrestagung ab. Gleichzeitig findet eine Gasturbinenschau statt<sup>1)</sup>.

In der Schweiz war die erste brauchbare industrielle Verbrennungsturbine kurz vor dem Ausbruch des Zweiten Weltkrieges in Betrieb gesetzt worden, worüber ihr Schöpfer, Adolf Meyer, Brown Boveri, Baden, in den USA berichtet hat<sup>2)</sup>. Die Entwicklungsarbeiten für industrielle Gasturbinen gingen während des Krieges trotz vielseitiger Schwierigkeiten stetig weiter. Im Gegensatz zu anderen Ländern, wo staatliche und militärische Stellen die Gasturbinenentwicklung im Hinblick auf die Verwendung als Strahltriebwerke förderten und finanzierten, planten einige führende Firmen der schweizerischen Privatindustrie mit grossem Weitblick den Gasturbinenbau ohne jede äussere Hilfe. Diese Tatsache wird von allen Schweizer Ingenieuren, die auf diesem Felde arbeiten, dankbar anerkannt.

<sup>1)</sup> Ankündigung SBZ 1965, H. 27, S. 480

<sup>2)</sup> Siehe auch SBZ Bd. 115 (1940) H. 2, S. 13, 17

Die Gasturbine hatte mit den bereits weit verbreiteten Dampfturbinen zu konkurrieren. Sie wird diese nicht verdrängen; aber sie kann auf vielen Anwendungsbereichen die gestellten Aufgaben besser erfüllen. Es hat sich in den letzten zwanzig Jahren gezeigt, dass sich neben der Flugzeug-Gasturbine ein rasch wachsendes Feld anderer Anwendungsmöglichkeiten in der Industrie öffnet. Die Zürcher Veranstaltung wird viele dieser Anwendungen zeigen. Über 1 Mio kw in 13 000 Anlagen sind in der ganzen Welt schon in Form von Gasturbinen installiert (Flugzeug-Gasturbinen nicht eingeschlossen).

Die grosse Ausstellung mit über 70 Ausstellern wird den meisten Europäern zum erstenmal zeigen, was Gasturbinen leisten können. Die schweizerischen Turbinenbauer freuen sich mit ihren amerikanischen Kollegen anlässlich ihrer ersten Jahrestagung ausserhalb Amerikas zusammenzukommen. Ihr Vorschlag, Zürich als Tagungsort zu wählen, stand schon einige Jahre zur Diskussion und zwar im Hinblick auf die Pionierarbeiten der Schweiz auf diesem Gebiet. Der S.I.A. und das kleine Schweizer Komitee fühlen sich geehrt, der weltbekannten amerikanischen Ingenieur-Vereinigung in der Organisation dieser Tagung helfen zu dürfen. Diese Tagung und die Ausstellung werden im übrigen in amerikanischer Weise wie in den USA durchgeführt.

## Die Gasturbine mit geschlossenem Kreislauf als Mehrzweck-Anlage

Von Dr. sc. techn. Fikret Taygun, dipl. Ing. ETH, Zürich

DK 621.438.081.21

### 1. Einleitung

Im Mai 1939, also schon vor mehr als einem Vierteljahrhundert, wurde an dieser Stelle zum Anlass des 80. Geburtstages von Prof. Dr. A. Stodola der erste Aufsatz über «die aerodynamische Wärmeleistung» veröffentlicht [1]. In der Zwischenzeit ist verschiedentlich über die Gasturbine mit geschlossenem Kreislauf berichtet worden, so insbesondere auch anlässlich des Internationalen Kongresses für Verbrennungsmaschinen 1957 in Zürich [4]. Es dürfte angezeigt sein, bei Anlass der Gasturbinen-Tagung der American Society of Mechanical Engineers (ASME) in Zusammenarbeit mit dem Schweizerischen Ingenieur- und Architekten-Verein (S.I.A.) über den heutigen Stand auf diesem Gebiet zu berichten.

Heute stehen Anlagen dieser Bauweise mit Leistungen von 2 bis 14 MW in Deutschland, Japan und Russland in Betrieb. Sie arbeiten mit verschiedenen Brennstoffen, wie Öl, Natur-, Gruben- und Gichtgas, Stein- und Braunkohlenstaub und beweisen damit, dass diese thermisch hochwertigen Anlagen jeden Brennstoff verwenden können. In naher Zukunft wird auch die nukleare Energie als neue Wärmequelle hinzukommen.

Die bisherige totale Betriebsdauer der obengenannten Anlagen beträgt rund 250 000 h, ohne Berücksichtigung einiger Pionieranlagen, welche lediglich Versuchszwecken dienten. Dabei werden Temperaturen der Kreislaufluft bei Turbineneintritt von 660 bis 710 °C angewendet. Es ist sicher interessant zu erwähnen, dass verschiedene Anlagen in industriellem oder kommunalem Betrieb stehen und schon 35 000 und mehr Betriebsstunden hinter sich gebracht haben. Die erste

Gasturbinenanlage der Welt, die mit festem Brennstoff industriell betrieben wurde, die Anlage Ravensburg, hat sogar die 55 000 Stunden-Grenze in Dauerbetrieb erfolgreich überschritten.

Ausser der Unabhängigkeit in der Wahl des Brennstoffes weist die Gasturbine mit geschlossenem Kreislauf folgende vorteilhafte Eigenschaften auf:

1. Hoher Wirkungsgrad bei einen weiten Lastbereich infolge Druckpegelregelung bei konstant bleibenden Temperaturen.
2. Mässige Drücke, leicht zu bewältigende Abdichtungsprobleme und geringe Wandstärken.
3. Kleine Maschinen- und Apparateabmessungen, einfache Baulemente und übersichtlicher Aufbau.
4. Stets reine Gase im Kreislauf, welche nie mit den Rauchgasen in Berührung kommen; daher keine Gefahr der Verschmutzung von Maschinen und Apparaten und kein Wirkungsgradabfall im Laufe der Betriebszeit.
5. Keine Regelorgane im Bereich hoher Temperaturen, daher höchste Betriebssicherheit.
6. Wenig Hilfsmaschinen.
7. Niedriger Kühlwasserbedarf; die Verwendung von Meerwasser oder reiner Luftkühlung ist möglich.
8. Unabhängigkeit der Nutzleistung von Umgebungstemperatur und Höhenlage.
9. Sehr einfacher Betrieb mit geringer Wartung und wenig Personal.
10. Geringer Bedarf an umbautem Raum, Freiluftaufstellung des Luftheritzers ist möglich.

## 2. Die Gasturbine mit geschlossenem Kreislauf als reiner Stromerzeuger

Die Hauptaufgabe einer thermischen Kraftanlage besteht in der Umwandlung der im Brennstoff enthaltenen Energie in mechanische Arbeit, die ihrerseits in einem Stromerzeuger in elektrische Energie umgesetzt werden kann; bekanntlich muss dabei mehr als die Hälfte der zugeführten Wärmeenergie durch Kühlwasser und Abgase abgeführt werden. Der bekannte Carnot-Kreislauf, welcher aus zwei Isothermen (Zu- und Abfuhr der Wärme) und zwei Adiabaten (Verdichtung und Entspannung) besteht, zeigt den Weg, wie sich aus einer vorhandenen Wärmequelle hoher Temperatur bei einer gegebenen tieferen Umgebungstemperatur die höchstmögliche mechanische Arbeit gewinnen lässt.

Der Dampfturbinenkreislauf hat in langer Entwicklung versucht, sich dem Carnot-Kreislauf zu nähern und dies durch Zuführung der Wärme an das Arbeitsmedium bei isothermer Verdampfung und Abfuhr bei isothermer Kondensation. Hinzu kommt eine weitgehende Kompensierung der nicht adiabaten Erwärmung des Wassers im Kessel mittels Anzapfdampf aus der Turbine. Es braucht aber nicht besonders erwähnt zu werden, dass der Wasserdampf vom thermodynamischen Standpunkt aus nicht in jeder Beziehung ein idealer Energieträger ist. Dies zeigt sich schon daraus, dass die Annäherung an den Carnot-Prozess oder an einen gleichwertigen Kreisprozess mit Dampf schwieriger zu verwirklichen ist als mit einem gasförmigen Arbeitsmittel. Ferner ist beim Dampfkreislauf eine gute Wärmeausbeute durch Verwendung hoher Temperaturen ohne gleichzeitiges Inkaufnehmen hoher Drücke nicht möglich. Die hohen Beanspruchungen, die sich daraus ergeben, erfordern nicht nur die Anwendung von Sonderkonstruktionen mit entsprechenden Materialien, sondern bringen auch schwierige Probleme der Dichtheit und der Sicherheit mit sich.

Bei Gasen, insbesondere bei Luft, können hohe Temperaturen erreicht werden, ohne dass damit ohne Drücke angewendet werden müssen. Bei gegebenen höchsten Temperaturen ist der thermische Wirkungsgrad des idealen Prozesses nur vom Druckverhältnis, nicht aber von der absoluten Größe des Druckes abhängig.

In einem reinen Kondensations-Dampfkraftwerk wird, da die Abwärme bei dem praktisch wertlosen Temperaturniveau der Umgebung verloren geht, die elektrische Energie je nach Größe der Anlage mit einem thermischen Gesamtwirkungsgrad von 25 bis 40% erzeugt, wobei die höheren Werte nur bei sehr grossen Anlagen mit Einheitsleistungen von 150 MW und mehr und bei kaltem Kühlwasser erreicht werden.

Die Gasturbine könnte sich gegenüber der Dampfturbine und dem Dieselmotor erfolgreich behaupten, wenn ihr Wirkungsgrad den der klassischen Kraftmaschinen erreichen oder überschreiten würde. Die Gasturbine mit offenem Kreislauf erfüllt diese Forderung wegen ihrem ungenügenden Wirkungsgrad nicht ganz. Deshalb wird sie vorzugsweise dort angewendet, wo die Brennstoffkosten nicht ins Gewicht fallen, wo wenig Wasser vorhanden ist und wo sofortige Betriebsbereitschaft verlangt wird, wie dies zur Deckung kurzzeitiger Tages spitzen der Fall ist oder wo sie als Notstrom- sowie als Reserveanlage zu arbeiten hat.

Bei Gasturbinen mit geschlossenem Kreislauf kann man mit den heute zur Verfügung stehenden Materialien ohne zu grossen Aufwand mit einer Temperatur bei Turbineneintritt von etwa 700 bis 750 °C rechnen. Das Druckverhältnis wird zur Vermeidung von zu hohen Temperaturen am Turbinenaustritt mit etwa 4 bis 5, also etwas grösser als dem besten Wirkungsgrad entspricht, gewählt. Dabei liegen die Temperaturen des Wärmeaustauschers in leicht beherrschbaren Grenzen. Unter diesen Bedingungen ergeben sich für Anlagegrössen von 2 bis 30 MW thermische Wirkungsgrade von 25 bis 35%. Diese Werte liegen über jenen von Dampfanlagen gleicher Einheitsgrössen. Es sei hier noch hervorgehoben, dass bei Gasturbinen mit geschlossenem Kreislauf der Wirkungsgrad während der Betriebszeit konstant bleibt, während er bei Dampfanlagen um etwa 1% nach einem Jahr und um ein weiteres halbes Prozent nach dem zweiten Betriebsjahr abnimmt.

## 3. Die Gasturbine mit geschlossenem Kreislauf in der Heizkraftwirtschaft

Die rationellste und wirtschaftlichste Ausnutzung der Brennstoffwärme ergibt sich ohne Zweifel durch die Koppelung von Kraft- und Wärmeerzeugung in einem Heizkraftwerk. Dabei kann bei Verwendung von Dampfturbinen eine optimale Rentabilität nur mit grossen Einheiten von 100 MW und mehr erreicht werden. Normalerweise handelt es sich bei den Heizkraftwerken jedoch um kleinere oder mittlere thermische Anlagen mit Nennleistungen bis zu etwa 50 MW, da bei grösseren Heizkraftwerken die vollständige Ausnutzung der Abwärme eine viel zu grosse Ausdehnung des Heiznetzes mit sich bringen würde. Es sei hier lediglich erwähnt, dass die oben genannten Grenzen selten überschritten werden, und zwar nur bei besonderen örtlichen Gegebenheiten, wie es zum Beispiel beim Heizkraftwerk Hamburg-Hafen von 85 MW der Fall ist.

Man darf nicht ausser acht lassen, dass in den thermischen Kraftzentralen ohne Abwärmeverwertung, welche Gesamtwirkungsgrade bis zu 40% erreichen, 60% und mehr der teuren Brennstoffenergie im Kühlwasser und in den Rauchgasen verloren gehen. Diese grossen Verluste legen es nahe, die Abwärme wo möglich zu Heizzwecken zu verwerten. Dabei sind aber die wärmetechnischen Prozesse nicht nur anhand von Energiebilanzen, sondern auch aufgrund exergetischer Betrachtungen zu beurteilen, denn die erzeugten Energien stellen nicht nur eine Quantität, sondern auch eine Qualität dar. Deshalb muss bei der kritischen Betrachtung der Wirtschaftlichkeit der Heizkraftwerke die Betonung beim «Kraftwerk» liegen, weil ja die Brennstoffwärme in erster Linie zur Erzeugung der hochwertigen elektrischen Energie bestimmt ist und die Heizwärme nur eine Verwertung der sonst verlorenen Abwärme darstellt.

Die Gasturbine mit geschlossenem Kreislauf eignet sich besonders gut für die Koppelung von Wärmeerzeugung mit elektrischer Stromerzeugung, da sie bereits bei kleinen und mittleren Einheiten von 5 bis 30 MW eine gute Wirtschaftlichkeit ergibt. Hinzu kommt ein grosses kommunalwirtschaftliches Interesse, viele Wärmeverbraucher von einer einzigen Zentrale aus zu bedienen und gleichzeitig möglichst viel elektrische Energie zu erzeugen. Normalerweise genügt eine 10 MW-Gasturbinenanlage mit geschlossenem Kreislauf, um einen Stadtteil

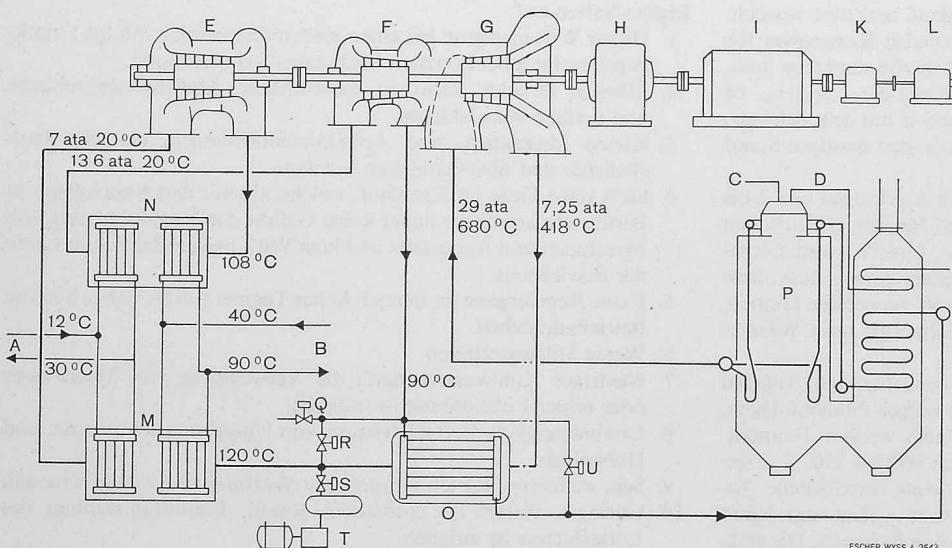
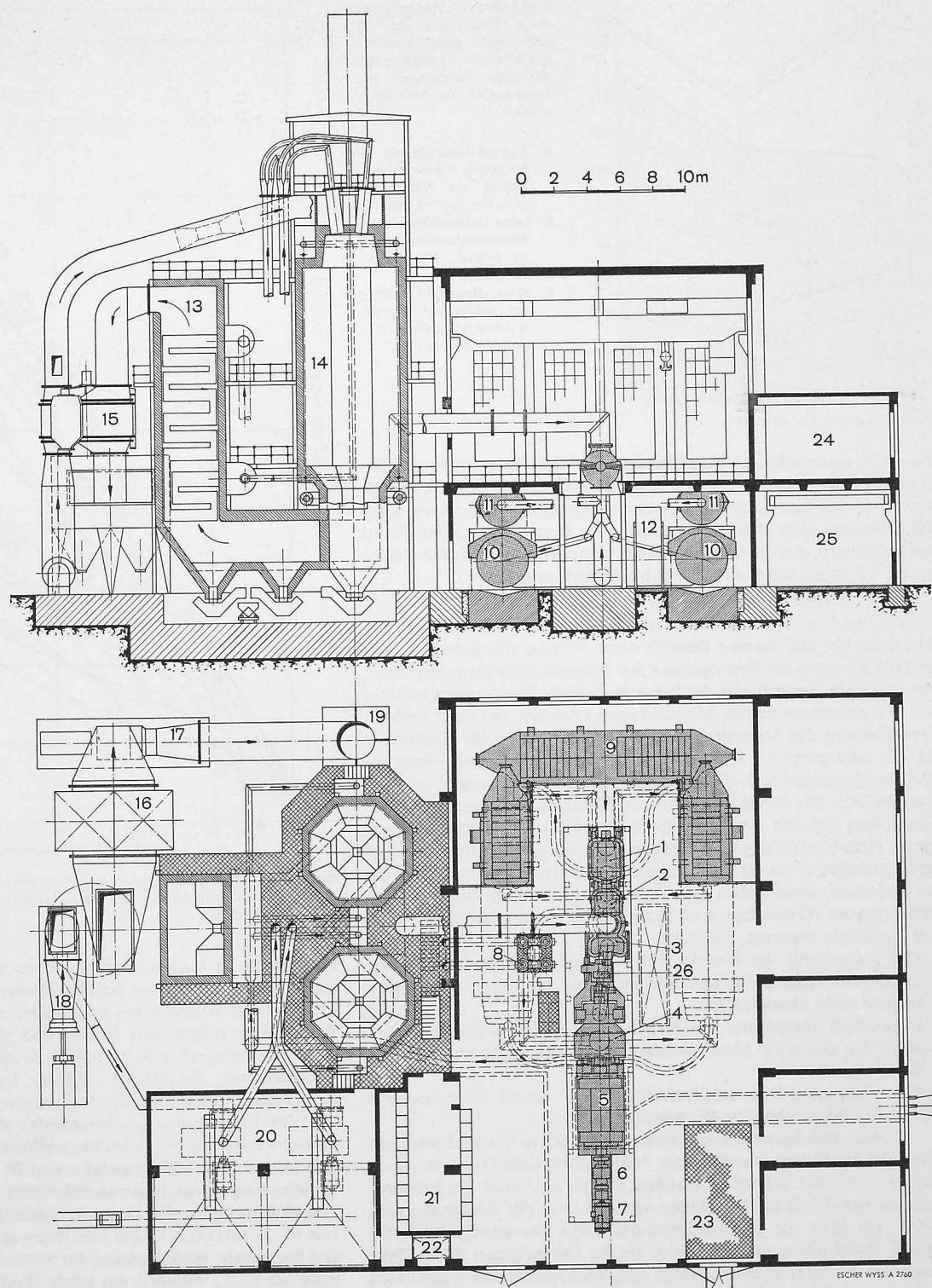


Bild 1. Schema einer Gasturbinen-Anlage mit geschlossenem Kreislauf als Heizkraftwerk

- A Frischwasser
- B Heizwasser
- C Brennstoff
- D Brennluft
- E Niederdruck-Kompressor
- F Hochdruck-Kompressor
- G Turbine
- H Getriebe
- I Generator
- K Erreger
- L Anfahrmotor
- M Vorkühler
- N Zwischenkühler
- O Wärmeaustauscher
- P Lufterhitzer
- Q Auslassventil
- R Bypass-Ventil
- S Einlassventil
- T Aufladekompressor
- U Wärmeaustauscher-Bypass

Bild 2. Gasturbinen-Anlage  
für eine Heizkraftanlage mit  
einer elektrischen Leistung  
von 30 MW.

- 1 Niederdruck-Kompressor
- 2 Hochdruck-Kompressor
- 3 Hochdruck-Turbine
- 4 Niederdruck-Turbine
- 5 Generator
- 6 Erreger
- 7 Anwurfmotor
- 8 Bypass-Auslassventile
- 9 Vorkühler
- 10 Wärmeaustauscher
- 11 Zwischenkühler
- 12 Schmieröltank
- 13 Luftherzitter,  
Konvektionsteil
- 14 Luftherzitter,  
Strahlungsteil
- 15 Brennluft-Vorwärmmer
- 16 Entstauber
- 17 Saugzuggebläse
- 18 Frischluftgebläse
- 19 Kamin
- 20 Zuteilerraum
- 21 Schaltwarte
- 22 Aufzug
- 23 Montageöffnung
- 24 Werkstatt- und  
Aufenthaltsräume
- 25 Pumpenraum



von rd. 10 000 Einwohnern mit Elektrizität und Heizwärme zu versorgen.

Bild 1 zeigt das Schema eines Heizkraftwerkes mit einer Heissluftturbinenanlage mit geschlossenem Kreislauf. Die Kreislaufluft durchströmt den Vorkühler M, den Zwischenkühler N (je ein Heiz- und ein Kühlbündel, welche von Heizungs- bzw. Kühlwasser im Gegenstrom umspült werden). Dabei wird die Abwärme, welche normalerweise zwischen etwa 120 °C und 20 °C anfällt, für die Erwärmung von Heizwasser auf einem für Heizzwecke geeigneten Temperaturniveau ausgenützt.

Bisherige Erfahrungen mit Heissluftturbinenanlagen mit geschlossenem Kreislauf haben gezeigt, dass diese ohne weiteres in der Lage sind, ohne Beeinträchtigung des Wirkungsgrades der Stromerzeugung pro MW elektrischer Leistung etwa 1 Gcal/h an Wärme (bzw. 1000 kcal/kWh) abzugeben.

Es sei hier ausdrücklich bemerkt, dass die Ausnutzung dieser Abwärme den thermischen Wirkungsgrad der Stromerzeugung in

keiner Weise beeinflusst, dass es sich hier also um die Lieferung von Gratisswärme handelt. Diese Eigenschaft der Gasturbine mit geschlossenem Kreislauf ist von grosser wirtschaftlicher Bedeutung, weil durch die Heizwärmeentnahme keine zusätzlichen Brennstoffkosten entstehen, währenddem bei Dampfturbinen-Heizkraftwerken jede Heizwärmeentnahme, mag sie noch so klein sein, naturgemäß mit einem Mehrverbrauch von Brennstoff verbunden ist. Bei dieser Betriebsweise kann die Brennstoffwärme bis zu 65 % ausgenutzt werden.

Eine Steigerung der Wärmeabgabe zur Deckung jährlicher kurzer Kältespitzen lässt sich auf folgenden einfachen Wegen erzielen:

*a) Durch Drosselung des Frischwassers im Kühlteil*

Durch diese Massnahme erhöht sich die Temperatur der Kreislaufluft am Kompressorein- und -austritt, so dass die Abwärme bei höherer Temperatur anfällt und somit ein grösserer Anteil für Heizzwecke zur Verfügung steht. Mit der Hebung des Temperaturniveaus verringert sich das Verdichtungsverhältnis in den Kompressorstufen und somit auch das für die Turbine zur Verfügung stehende Gefälle.

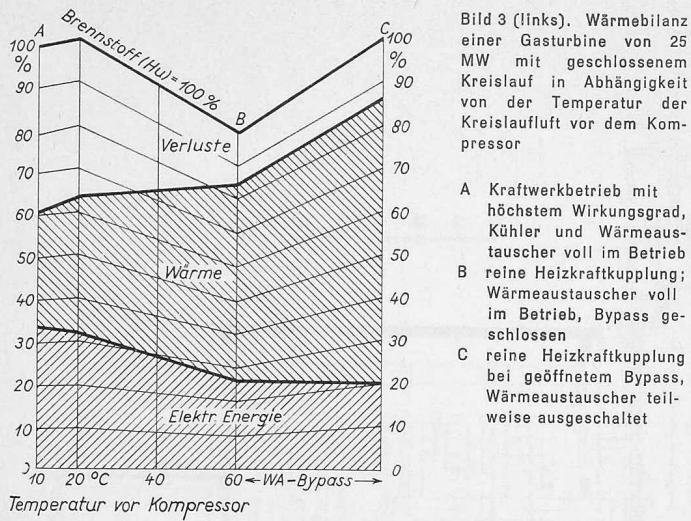


Bild 3 (links). Wärmebilanz einer Gasturbine von 25 MW mit geschlossenem Kreislauf in Abhängigkeit der Temperatur der Kreislauffluft vor dem Kompressor

- A Kraftwerkbetrieb mit höchstem Wirkungsgrad, Kühler und Wärmetauscher voll im Betrieb
- B reine Heizkraftkupplung; Wärmetauscher voll im Betrieb, Bypass geschlossen
- C reine Heizkraftkupplung bei geöffnetem Bypass, Wärmetauscher teilweise ausgeschaltet

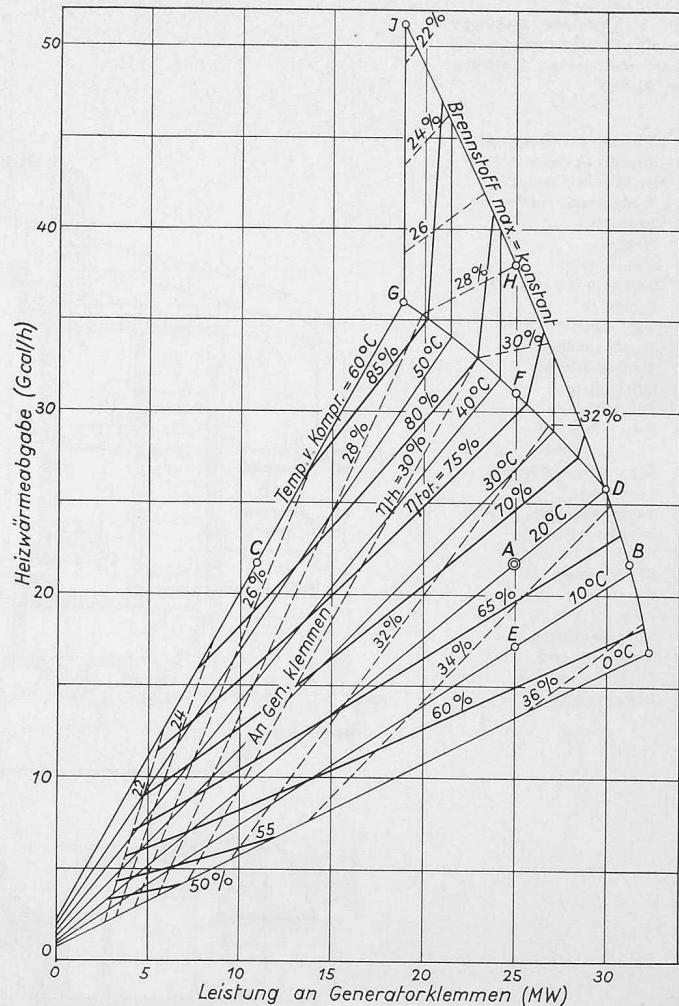


Bild 4. Kennfeld eines Gasturbinen-Heizkraftwerkes von 25 MW-Nennleistung bei Öl- oder Gasfeuerung und den Heizwasser-Temperaturen 90 °C im Vorlauf und 50 °C im Rücklauf

Hier ist die zu Heizzwecken nutzbare Abwärme der Kreislaufkühler als Ordinale in Funktion der elektrischen Leistung an den Generatorklemmen als Abszisse bei verschiedenen Lufttemperaturen vor dem Kompressor aufgetragen. Weiter sind als Parameter angegeben: der Totalwirkungsgrad, der thermische Wirkungsgrad bezogen auf Generatorklemmen, der höchst zulässige Luftdruck am Eintritt in den Kompressor und die maximale Brennstoffmenge.

Zur Erläuterung des Kennfeldes sind verschiedene Punkte des Betriebsverhaltens mit A bis I bezeichnet. Die Anlage ist so bemessen, dass sie bei einer Lufttemperatur von 20 °C vor dem Kompressor eine Nennleistung an den Generatorklemmen von 25 MW erzielt (Punkt A), und gleichzeitig in der Lage ist, zusätzlich eine nutzbare Heizwärme von rd. 22 Gcal/h in Form von Heizwasser von 50/90 °C abzugeben. Der thermische Wirkungsgrad der Stromerzeugung beträgt dabei etwas mehr als 33 %, während die totale Brennstoffausnutzung einen Wert von 67 % erreicht.

Bei gleichbleibender Wärmeabgabe an das Heizwasser von 22 Gcal/h kann die elektrische Leistung ohne weiteres stufenlos verändert werden. Durch Absenkung der Temperatur am Kompressor-Eintritt mittels genügend kaltem Frischwasser bei gleichzeitiger Steigerung des Kreislaufdruckes auf den höchst zulässigen Wert vor den Kompressoren kann die elektrische Leistung auf 31,3 MW erhöht werden (Punkt B), wobei sich gleichzeitig der thermische Wirkungsgrad bis auf 35 % verbessert und der Totalwirkungsgrad der Anlage auf 63 % leicht absinkt.

Wenn dagegen weniger Strom benötigt wird, während die Heizwärmeproduktion gleich bleiben soll, kann durch Drosselung des Kühlwassers die Lufttemperatur vor den Kompressoren bei gleichzeitiger Absenkung des Kreislaufdruckes auf rd. 60 °C erhöht und so der Punkt C kontinuierlich erreicht werden. Dabei werden bei einer Heizwärmeproduktion von 22 Gcal/h nur noch 11 MW an elektrischer Energie erzeugt, und dies bei einem thermischen Wirkungsgrad von rd. 25 %. Dieser leichte Abfall des thermischen Wirkungsgrades kann ohne weiteres in Kauf genommen werden, da sich dabei der Total-

Die dabei verursachte geringe Einbusse an Wirkungsgrad der elektrischen Energieerzeugung kann in Kauf genommen werden, da es sich ja nur um eine kurzzeitige gesteigerte Erzeugung von Heizwärme handelt. Dagegen lässt sich die Abnahme der Generatorleistung bis zu einem gewissen, aus Festigkeitsgründen begrenzten Grad durch gleichzeitige Erhöhung des Kreislauffluftdruckpegels ausgleichen.

#### b) Durch teilweise Umströmung des Wärmetauschers

Hierbei tritt die Niederdruckluft mit höherer Temperatur in den Vorkühler ein und vermag deshalb mehr Wärme abzugeben. Selbstverständlich muss die Verringerung des Wärmetausches durch eine entsprechende Vermehrung der Brennstoffzufuhr kompensiert werden.

Die genannten beiden Möglichkeiten erlauben, bei einer leichten Verminderung des Stromerzeugungs-Wirkungsgrades die Heizwärme auf 1½ oder sogar bis 2 Gcal/MWh zu erhöhen, und zwar ohne zusätzliche Apparate und Einrichtungen. Diese wären wegen geringer Betriebsdauer nur wenig wirtschaftlich. Durch die beschriebenen Verfahren lässt sich die Abgabe von Heizwärme kontinuierlich bis zur reinen Heiz-Kraft-Kupplung steigern und so eine Ausnutzung der Brennstoffwärme bis zu 87 % erzielen. Es verbleiben nur noch die mechanischen, elektrischen und Kaminverluste. Eine noch weitere Steigerung der Wärmeabgabe für eine gegebene Anlage ist jedoch durch drei Umstände begrenzt, nämlich:

1. Die Temperatur der Kreislauffluft vor den Kühler, die von der Heizwasser-Rücklauftemperatur abhängig ist, darf eine obere Grenze nicht überschreiten.
2. Druck und Temperatur der Kreislauffluft in den Kühler müssen unter den durch die Materialeigenschaften gegebenen Grenzwerten bleiben.
3. Die Überlastbarkeit des Luftheritzers ist durch material- und konstruktionstechnische Rücksichten begrenzt.

Es wäre durchaus möglich, durch konstruktive Massnahmen und durch die Wahl von warmfesten Materialien diese Grenzen zu erweitern. Um mehr Wärme zu erzielen, könnte man auch ein größeres Luftvolumen durch die Maschinen und Apparate der Anlage strömen lassen. Da aber die Konzessionswerte nicht überschritten werden dürfen, bleibt nichts anderes übrig, als die Dimensionen dieser Teile wesentlich zu vergrößern. Es fragt sich, ob unter diesen Umständen die Wirtschaftlichkeit der Anlage weiter aufrecht erhalten werden kann, insbesondere wegen des Luftheritzers, dessen Berohrung zum grössten Teil aus teuren, hitzebeständigen Materialien hergestellt und deshalb jede Dimensionserhöhung mit beträchtlichen Kostensteigerungen verbunden ist. Es hat deshalb keinen Sinn zu versuchen, von einer bestehenden Anlage mehr Heizwärme herauszuholen als sie normalerweise als Abfallwärme bzw. während der kältesten Tage mit den oben beschriebenen Möglichkeiten in erhöhtem Masse abzugeben vermag.

Bild 2 zeigt die Anordnung einer Gasturbinenanlage für 25/30 MW mit geschlossenem Kreislauf als Heizkraftwerk, Bild 3 die zugehörige Wärmebilanz. Dort sind die erzeugte elektrische Energie und die erzielbare Abwärme aus den Kühler (Vor- und Zwischenkühler) in Funktion der Temperatur der Kreislauffluft am Kompressoreintritt in Prozenten der Brennstoffwärme angegeben, ebenso die nicht ausnutzbaren Verluste durch Wasserkühlung, die mechanischen und elektrischen Verluste der Maschinen sowie der Eigenverbrauch der Hilfsmaschinen und Einrichtungen.

Die vollständigen Zusammenhänge einer Koppelung von Kraft- und Wärmeerzeugung für alle Belastungen sind in Bild 4 dargestellt.

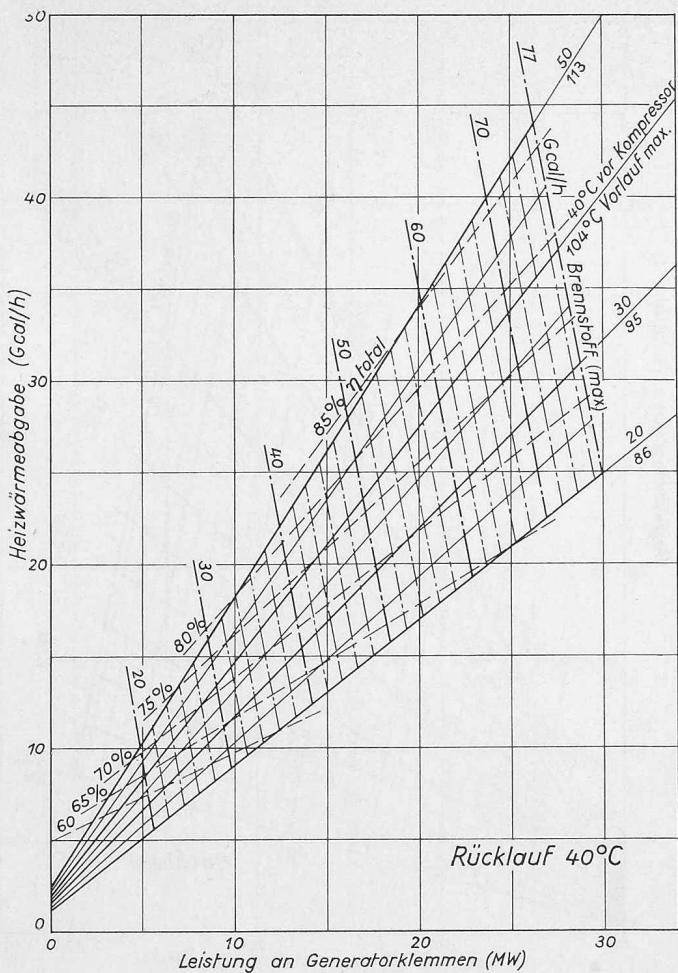


Bild 5a. Kennfelder eines Gasturbinen-Heizkraftwerkes von 25 MW; Hezwasserrücklauftemperaturen 40 bzw. 50 °C

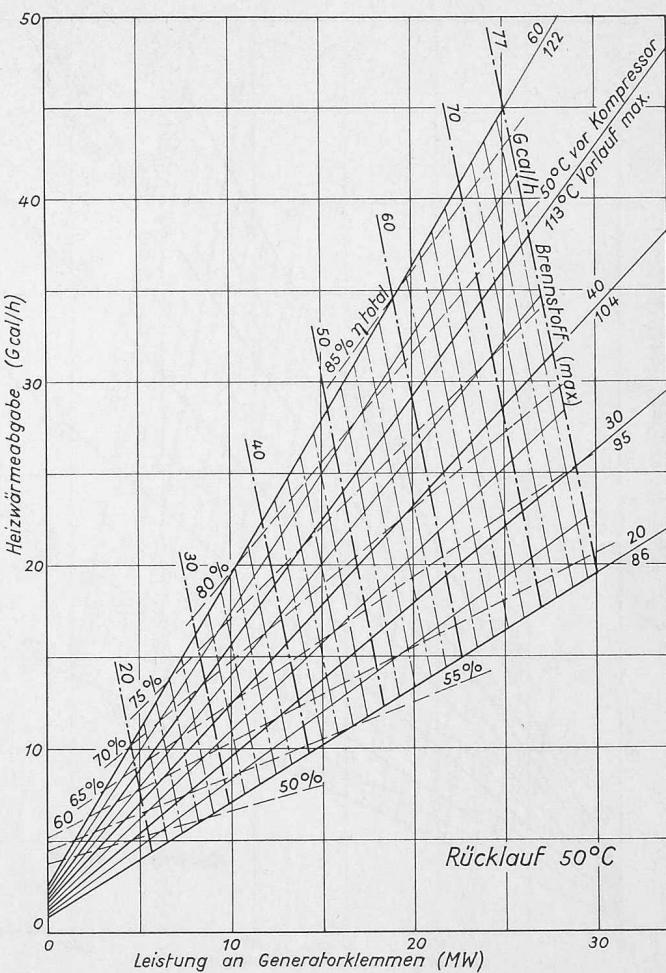
wirkungsgrad der Anlage bis auf 83 % erhöht. In diesem Punkt C wird die reine Heizkraftkopplung verwirklicht, weil hier das Frischwasser gänzlich abgestellt ist. Von der verfügbaren Brennstoffenergie gehen nur 17 % verloren; es sind dies nur die Feuerungs-, Lager- und die elektrischen Verluste.

Hält man die Temperatur der Kreislauffluft vor dem Kompressor konstant auf 20 °C, so kann man ausgehend vom Punkt A durch Steigerung des Kreislaufdruckes auf den maximal zulässigen Wert den Punkt D erreichen. Bei einem thermischen Wirkungsgrad von 33,7 % beträgt die Generatorleistung rd. 30 MW, die Wärmeabgabe rd. 26 Gcal/h und der totale Wirkungsgrad 68 %. Wird hingegen bei gleichbleibender Nennleistung der Anlage mehr oder weniger Heizwärme verlangt, so kann dies wieder durch Erhöhen bzw. Absenken der Temperatur und des Druckes vor dem Kompressor geschehen, wobei der thermische Wirkungsgrad ab- bzw. zunimmt.

Im Punkt E beträgt die Wärmeabgabe rd. 17 Gcal/h, bei einem totalen Wirkungsgrad von 62,5 %. Der Forderung nach noch weniger Heizwärmeabgabe bei gleichbleibender elektrischer Stromerzeugung könnte durch vermehrte Wärmeabfuhr mittels Frischwasser entsprochen werden, dies jedoch ohne weitere Zunahme des thermischen Wirkungsgrades. – Im Punkt F kann die Anlage neben 25 MW elektrischer Leistung 31 Gcal/h Heizwärme bei einem totalen Wirkungsgrad von 76 % abgeben.

Die höchste, bei maximal zulässigem Kreislaufdruck und bei vollständig abgeschaltetem Frischwasser durch Temperaturerhöhung erzielbare Heizwärme beträgt 36 Gcal/h (Punkt G). Obwohl hier die elektrische Stromproduktion bei einem thermischen Wirkungsgrad von rd. 27 % auf etwa 19 MW abgefallen ist, steigt doch der Totalwirkungsgrad der Anlage bis zu seinem Höchstwert von 87 %.

Indem man in Betracht zieht, dass bei konstantem Druck vor dem Kompressor mit der Erhöhung der dort herrschenden Lufttemperatur der Druck am Luftherzereintritt zunimmt und damit die im Kreislauf zirkulierende Luftmenge abnimmt, ist in allen Punkten, welche zwischen D und G liegen, der Luftherzter nicht ganz vollbelastet. Deshalb könnte, wie bereits oben erwähnt, die Lufttemperatur vor dem Vorkühler und damit die Heizleistung durch teilweise



Umströmung des Wärmeaustauschers noch weiter erhöht werden. Selbstverständlich wird diese forcierte Heizleistung durch Verfeuerung von mehr Brennstoff aufgebracht werden müssen, soweit dies die Feuerungsbelastung zulässt. Bei konstanter Nennlast von 25 MW kann auf diese Weise die Heizwärmeabgabe von 38 Gcal/h bei einem Totalwirkungsgrad von 78 % erzielt werden (Punkt H). Steigert man die Lufttemperatur vor den Kompressoren weiter auf 60 °C, so erreicht man eine Heizwärmeabgabe von rd. 51 Gcal/h bei 19 MW elektrischer Leistung (Punkt I). Die totale Brennstoffausnutzung beträgt dabei rd. 87 %.

Unter Berücksichtigung der in Mitteleuropa herrschenden klimatischen Verhältnisse wird die maximale Heizleistung in den meisten Fällen nur während einer kurzen Periode (Kältespitze) benötigt. Deshalb ist es in solchen Fällen zweckmäßig, das Heizkraftwerk auf der Grundlage von Gasturbinen mit geschlossenem Kreislauf so zu bemessen, dass durch die reine Abwärme ein grösserer Prozentsatz der Heizleistung gerade gedeckt werden kann. Der während der Kältespitzen erforderliche maximale Wärmebedarf kann ohne weiteres durch Drosselung des Kühlwassers und durch teilweise Umströmung des Wärmeaustauschers auf einfache Weise erzielt werden. Somit kann man von der Aufstellung eines oder mehrerer zusätzlicher Kessel für Spitzenbetrieb abssehen.

Bild 4 bezieht sich auf konstante Rücklauftemperatur des Hezwassers, wobei die Vorlauftemperatur ebenfalls konstant bleibt oder mit zunehmender Heizwärmeabgabe ansteigt. Die Anpassung der Betriebsweise an den Wärmebedarf des Heiznetzes geschieht hauptsächlich durch Regulierung der umlaufenden Heizwassermenge. Die bis jetzt in Betrieb stehenden Gasturbinenanlagen mit geschlossenem Kreislauf arbeiten durchwegs nach diesen Gesichtspunkten.

Nun besteht aber auch die Möglichkeit, die Heizwassermenge konstant zu halten und die Heizleistung durch Verändern der Vor- und Rücklauftemperaturen (gleitende Temperaturen) dem Bedarf anzupassen. Es sei hier lediglich erwähnt, dass für höhere Rücklauftemperaturen die Heizwärmemenge geringer ist, und dies, weil eben bei den Gasturbinen mit geschlossenem Kreislauf in erster Linie reine

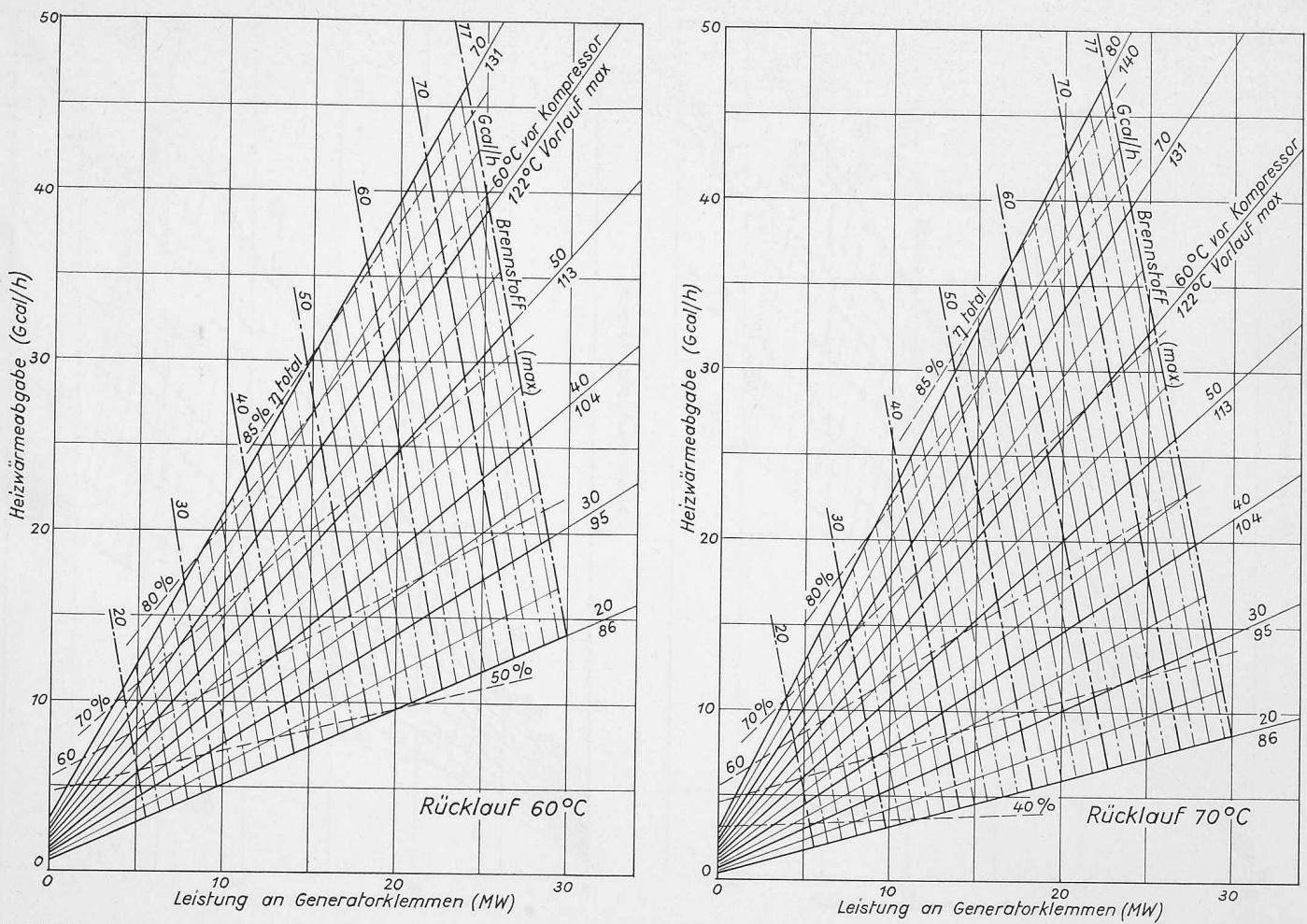


Bild 5b. Kennfelder eines Gasturbinen-Heizkraftwerkes von 25 MW; Heizwasserrücklauftemperaturen 60 bzw. 70 °C

Abwärme und nicht die teuere, noch arbeitsfähige Wärme eines höheren Temperaturpegels zu Heizzwecken verwendet wird.

Das Kennfeld gemäss Bild 5 bezieht sich auf eine 25/30 MW-Anlage für feste und gleitende Heizwassertemperaturen, welche bei einer Lufttemperatur vor den Kompressoren von 20 °C ein erhöhtes Druckverhältnis aufweist. In Funktion der an den Generatorklemmen erzeugten Leistung als Abszisse und der nutzbaren Heizwärme als Ordinate sind Linien konstanter Lufteintrittstemperatur in die Kompressorstufen, Brennstoffverbrauch und Totalwirkungsgrad als Parameter eingetragen. Die Diagramme sind für Heizwasserrücklauf-

temperaturen von 40, 50, 60 und 70 °C gezeichnet. Bei Gasturbinen mit geschlossenem Kreislauf charakterisiert nämlich die Rücklauftemperatur die Heizkraftkupplung. Die entsprechenden höchsten Heizwasser-Vorlauftemperaturen betragen 113, 122, 131 und 140 °C.

#### Beispiele:

1. Bei 50 °C Rücklauf (zweites Diagramm) und einer Lufttemperatur vor Kompressor von 20 °C wird bei 25 MW an Generatorklemmen eine Heizleistung von 16,4 Gcal/h abgegeben. Der Brennstoffverbrauch beträgt 65,5 Gcal/h, so dass ein thermischer Wirkungsgrad der Stromerzeugung von 32,8 % ermittelt werden kann. Der Totalwirkungsgrad wird mit 58 % abgelesen. Die höchstmögliche Vorlauftemperatur beträgt 86 °C.

2. Durch Drosselung des Frischwassers kann wieder die Temperatur vor den Kompressoren angehoben werden, was eine beträchtliche Zunahme der Heizwärme bewirkt. Wird das Frischwasser ganz abgestellt, so kann die Luft nur noch durch den Heizwasserrücklauf von 50 °C abgekühlt werden, so dass sie vor dem Kompressor etwa 60 °C aufweist. Bei 25 MW an den Generatorklemmen gewinnt man dann 45 Gcal/h Heizwärme. Es werden 77 Gcal/h Brennstoff verbraucht, was gerade der Grenzleistung des Luftheritzers entspricht. Der thermische Wirkungsgrad der Stromerzeugung berechnet sich zu 27,9 % und der Totalwirkungsgrad kann zu rd. 86,5 % abgelesen werden. Da bei Betrieb ohne Kühlwasser reine Heiz-Kraft-Kupplung vorliegt, kann die Stromkennzahl definiert werden. Sie beträgt  $k = 25000/45 = 555 \text{ kWh/Gcal}$ . Die höchstmögliche Heizwasser-Vorlauftemperatur ergibt sich aus dem Diagramm zu 122 °C.

Zwischen den vier Diagrammen darf linear interpoliert werden, so dass das Bild 5 das ganze Betriebsverhalten der 25/30-MW-Gasturbine von günstigster Stromerzeugung mit Abwärmeverwertung bis zur reinen Heiz-Kraft-Kupplung in jedem Lastbereich für alle praktisch vorkommenden Heizwassertemperaturen darstellt.

Bild 6 dient zur Bestimmung des Eigenbedarfs bei Öl- oder Gasfeuerung. Dieser ergibt sich als Summe des Eigenbedarfs der Maschinengruppe (oberste Kurve) und des Bedarfs der Kühlwasserpumpen ohne den der Heizwasserumwälzpumpen (mittlere Kurve). Diese Verbrauchsdaten hängen von der Generatorleistung ab. Hinzu kommt

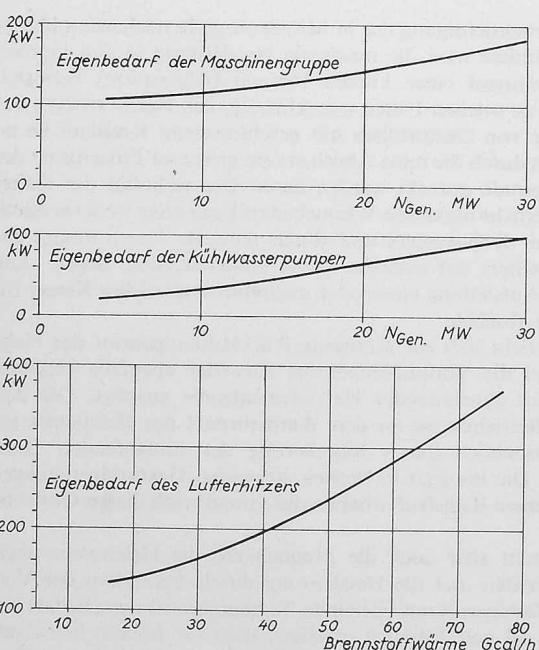


Bild 6. Eigenbedarf einer Gasturbinenanlage von 25 MW mit geschlossenem Kreislauf

Bild 7. Kombinierte Anlage mit Gasturbine von 10 000 kW und Flash-Verdampfer zur Erzeugung von 63 t/h Süßwasser. Die indirekte Heizung im Lufterhitzer gestattet die Verwendung von verschiedenenartigen Brennstoffen

- 1 Turbine
- 2, 3 Kompressoren
- 4 Getriebe
- 5 Generator
- 6 Anfahrmotor
- 7 Erreger
- 8 Schmieröltank
- 9 Wärmeaustauscher
- 10, 11 Kübler
- 12 Bypass und Auspuffventile
- 13 Hilfskompressor
- 14 Pressluftbehälter
- 15 Schalttafel
- 16 Lufterhitzer
- 17 Brennluftvorwärmer
- 18 Frischluftgebläse
- 19 Saugzuggebläse
- 20 Kamin
- 21 Schalttafel zum Verdampfer
- 22 Flashverdampfer
- 23 Süßwasserpumpe
- 24 Rohwasserzuleitung
- 25 Kondensatzuleitung
- 26 Rohwasserabfuhr

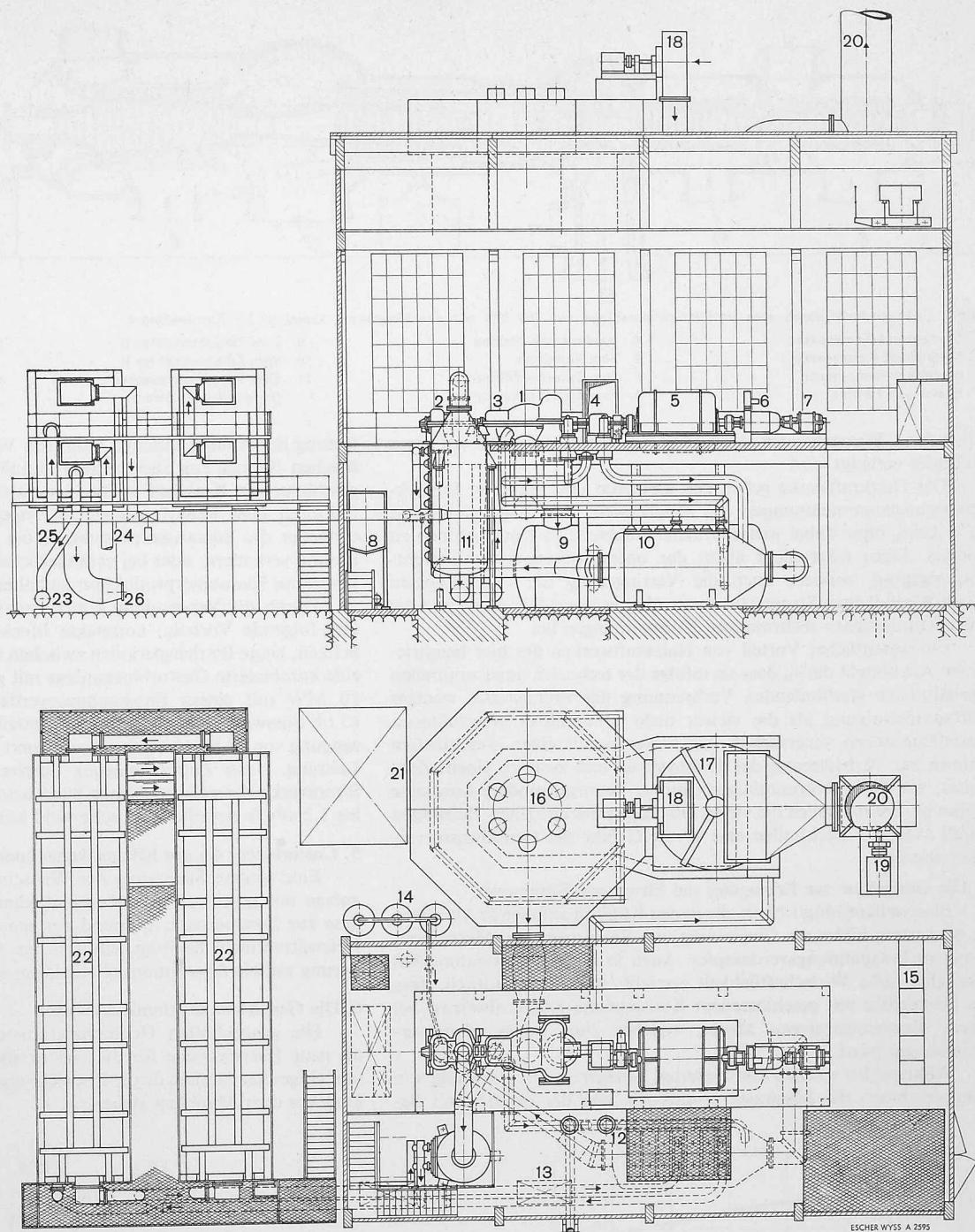


Tabelle 1. Maximale Nettowerte bei Heiz-Kraft-Kupplung

Vorlauf/ Rücklauf °C	Heiz- wärme Gcal/h	elektrische Leistung MW	$\eta_{th}$ %	$\eta_{tot}$ %	Netto- Stromkennzahl kWh/Gcal
110/40	44,0	25,67	28,7	85,8	583
120/50	45,0	24,39	27,2	85,7	542
130/60	46,2	23,10	25,8	85,8	500
140/70	47,2	21,90	24,5	85,8	465

Tabelle 2. Nettowerte bei grösster Stromproduktion

Vorlauf/ Rücklauf °C	Heizwärme Gcal/h	elektrische Leistung MW	$\eta_{th}$ %	$\eta_{tot}$ %
86/40	24,8	29,35	32,8	65,0
86/50	19,6	29,35	32,8	58,2
86/60	14,0	29,25	32,8	51,0
86/70	8,6	29,35	32,8	43,9

der Eigenbedarf des Lufterhitzers (untere Kurve), der von der Brennstoffwärme abhängig ist. Die Summe dieser Bedarfszahlen ist für jeden betrachteten Betriebspunkt von der Klemmenleistung nach Bild 5 abzuziehen, um die Nettolleistung zu erhalten.

Tabelle 1 zeigt für verschiedene Hezwassertemperaturen die Maximalwerte von Strom- und Wärmeerzeugung, sowie die Netto-Stromkennzahlen einer 25/30-MW-Anlage und Tabelle 2 die Heizwärmeerzeugung bei grösstmöglicher Stromproduktion.

Die Erklärungen zu den Bildern 4 und 5 zeigen deutlich, dass Gasturbinenanlagen mit geschlossenem Kreislauf einen überaus elastischen Betrieb in bezug auf Strom- und Wärmeerzeugung aufweisen, der mit keinem anderen thermischen Heiz-Kraft-Prozess erreicht werden kann. Sie ermöglichen eine ähnliche Betriebsweise wie eine Kondensations-, Entnahme- oder Gegendruck-Dampfturbinenanlage. Ferner lassen sich mit ihnen in Heizkraftwerken hohe Stromkennzahlen und deshalb auch eine hohe Wirtschaftlichkeit schon bei Einheiten von nur 5 bis 30 MW erzielen. Dadurch eröffnet sich für die Gasturbine mit geschlossenem Kreislauf ein günstiges Anwendungsfeld für Industriebetriebe und kommunale Kraftwerke, bei denen neben der Erzeugung elektrischer Energie gleichzeitig die Heizung von Werk-

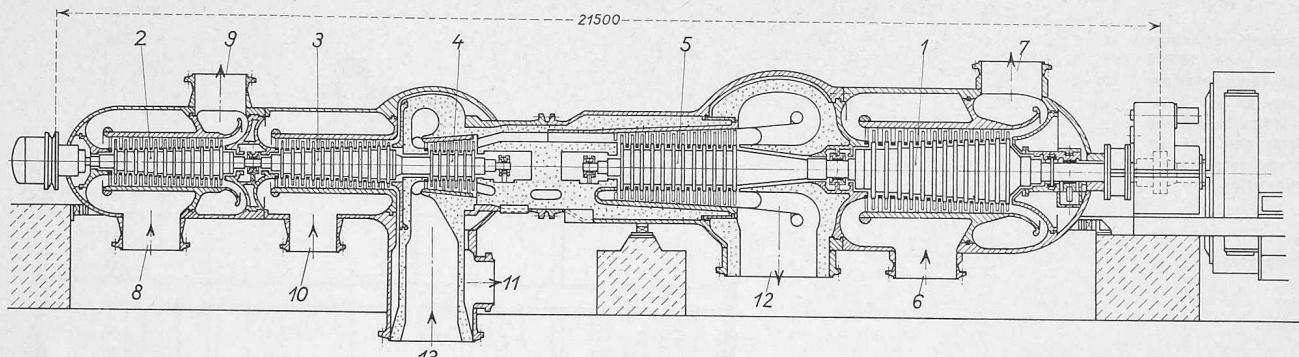


Bild 9. Längsschnitt durch eine Heliumturbinenanlage von 100 MW mit geschlossenem Kreislauf für Kernkraftwerk

- |                          |                        |                          |
|--------------------------|------------------------|--------------------------|
| 1 Niederdruck-Kompressor | 5 Niederdruck-Turbine  | 9 Zum Zwischenkühler II  |
| 2 Mitteldruck-Kompressor | 6 Vom Vorkühler        | 10 Vom Zwischenkühler II |
| 3 Hochdruck-Kompressor   | 7 Zum Zwischenkühler I | 11 Zum Wärmeaustauscher  |
| 4 Hochdruck-Turbine      | 8 Vom Zwischenkühler I | (vorgewärmter Strom)     |

- |                         |
|-------------------------|
| 12 Zum Wärmeaustauscher |
| (heisser Strom)         |
| 13 Vom Reaktor          |

hallen und Bürogebäuden oder grösseren Gebäudekomplexen eines Stadtteils verlangt wird.

Die Heizkraftwerke geben den kleineren und mittleren Energieversorgungsunternehmungen die Möglichkeit, ihre Eigenständigkeit zu wahren, ohne dabei wirtschaftliche Nachteile in Kauf nehmen zu müssen. Dazu trägt nicht allein der obenerwähnte hohe Gesamtwirkungsgrad, sondern auch die Verringerung der Gesamtkosten durch Wegfall eines Stromtransports über grössere Distanzen und die dazu erforderlichen mehrmaligen Umspannungen bei.

Ein wesentlicher Vorteil von Heizkraftwerken der hier beschriebenen Art besteht darin, dass sie infolge der technisch unter optimalen Verhältnissen stattfindenden Verbrennung des Brennstoffes weniger Luftverunreinigung als die vielen, nicht einwandfrei unterhaltenen Einzelfeuerungen verursachen. Sie leisten somit einen wesentlichen Beitrag zur Verbesserung der Lufthygiene, und zwar zu einem Zeitpunkt, wo die Luftverunreinigung immer beunruhigendere Ausmassen annimmt. Ferner stellen die vielen Ölbehälter der einzelnen Heizzentralen durch mögliche Leckstellen eine ernste Gefahr der Grundwasserverseuchung dar.

#### 4. Die Gasturbine zur Erzeugung von Strom und Süßwasser

Eine weitere Möglichkeit, die in den Kühlsystemen anfallende Abwärme zu verwerten, bildet die Gewinnung von Süßwasser aus Meerwasser in einem Entspannungsverdampfer. Auch in diesem Anwendungsfall wird eine hohe Wirtschaftlichkeit erreicht, und zwar dadurch, dass die Gasturbine mit geschlossenem Kreislauf die Kühlerabwärme bei einem Temperaturniveau abgibt, welches zum Entspannungsverdampfer gut passt.

Während bei solchen kombinierten Anlagen bei Verwendung von Dampfturbinen die Süßwasserproduktion von der elektrischen Be-

lastung der Anlage abhängt, kann das Verhältnis der erzeugten elektrischen Energie zur Süßwasserproduktion bei einer Gasturbine mit geschlossenem Kreislauf infolge der elastischen Kupplung der beiden Faktoren dem Bedarf weitgehend angepasst werden. So lässt sich entweder die Süßwasserproduktion bei konstanter elektrischer Belastung verändern, oder bei veränderlicher elektrischer Belastung eine konstante Süßwasserproduktion einhalten.

Durch die Verwendung von Entspannungsverdampfern ergeben sich folgende Vorteile: kompakte Blockbauweise, hohe Wirtschaftlichkeit, lange Betriebsperioden zwischen zwei Revisionen. Bild 7 zeigt eine kombinierte Gasturbinenanlage mit geschlossenem Kreislauf von 10 MW mit einem Entspannungsverdampfer zur Erzeugung von 63 t/h Süßwasser. Je nach Grösse ermöglichen solche Anlagen die Erzeugung von 10 bis 15 t/h Süßwasser und mehr pro 1 MW installierter Leistung. Unter Zugrundelegung durchschnittlicher Brennstoff- und Stromverkaufspreise kann man Süßwasser-Gestehungskosten von 0,8 bis 1,2 sFr./t erreichen, die sehr wohl konkurrenzfähig sind.

#### 5. Gasturbinen, die mit Klimaanlagen kombiniert sind

Eine weitere Steigerung der Wirtschaftlichkeit der Gasturbinenanlage mit geschlossenem Kreislauf kann dadurch erreicht werden, dass zur Sommerszeit, während der man in den meisten Fällen die Heizwärme nicht benötigt, ein Teil der Abwärme zur Raumklimatisierung mittels Absorptionskälteanlagen verwendet wird.

#### 6. Die Gasturbine in Atomkraftwerken

Die gasgekühlten Hochtemperaturreaktoren werden sehr bald als neue Energiequelle für die Gasturbine mit geschlossenem Kreislauf eingesetzt werden, da die Entwicklungsarbeiten solcher Reaktoren kurz vor dem Abschluss stehen.

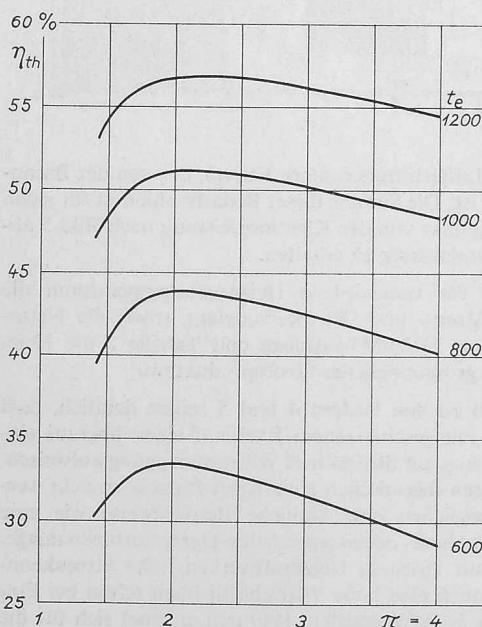


Bild 8. Wirkungsgrade von Gasturbinen-Anlagen mit Heliumkreislauf für verschiedene Expansionsverhältnisse  $\pi$  und Turbinen-Eintrittstemperaturen  $t_e$

- K Gemeinsamer Kompressor für beide Kreisläufe
- WA Wärmeaustauscher
- KA «Kälte»-Austauscher
- VK Vorkühler
- NK Nachkühler
- T Turbine
- ET Entspannungsturbine
- HE Heliumerhitzer
- GV Gasverflüssiger
- GB Flüssiggas-Behälter

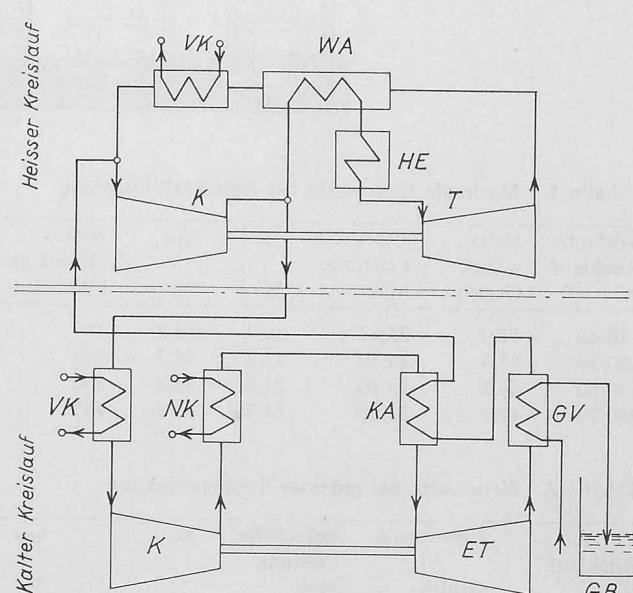
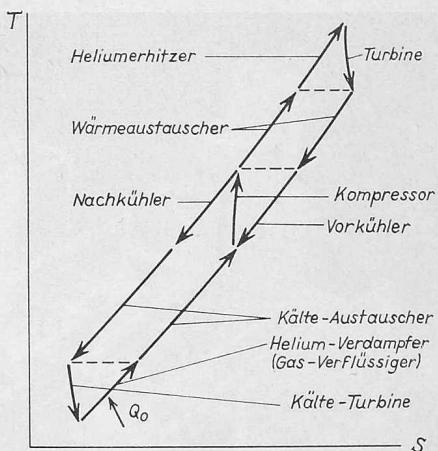


Bild 10. Prinzipschema einer Gasturbinenanlage mit geschlossenem Kreislauf, kombiniert mit Tiefkühlsystem für Gasverflüssigung (La Fleur-Kreislauf). Oben: heisser Kreislauf, unten: kalter Kreislauf

Für den Atomphysiker stellt das Helium das ideale Gas zur Kühlung von Hochtemperaturreaktoren dar. Auch die Konstrukteure von Gasturbinen mit geschlossenem Kreislauf sehen in diesem Gas das geeignete Arbeitsmittel. Helium als inertes Gas bietet nicht nur mehr Vorteile als Luft, sondern wird auch beim Durchströmen des Reaktors nicht radioaktiv. Damit öffnet sich der Weg zum einfachen, direkten Kreislauf sowohl für den Reaktor als auch für die Gasturbine unter Ausschaltung eines umständlichen Wärmeaustauschers.

Eine Heliumtemperatur bei Reaktoraustritt von über 1000 °C soll nach Ansicht der Atomphysiker erreichbar sein, wenn man keramische und nicht-metallumhüllte Brennstoffelemente verwenden würde. Da bei Gasturbinen mit geschlossenem Kreislauf mit Helium als Kreislaufmedium die Maschinen und Apparate in einer nicht-oxydierenden Atmosphäre arbeiten, besteht weiter die Möglichkeit, hier von hochhitzebeständigen Materialien Gebrauch zu machen, welche nicht gleichzeitig oxydationswiderstandsfähig zu sein brauchen. Man weiss aus der Technik der Strahltriebwerke und der Raketen, dass zum Beispiel Molybdän und seine Legierungen für solche Zwecke angewendet werden können. Deshalb besteht, im Gegensatz zu Dampfturbinen, in Zukunft die Möglichkeit, mit Gasturbinenanlagen mit geschlossenem Kreislauf Anlagenwirkungsgrade von über 50% zu erreichen, wie in Bild 8 dargestellt ist. Mit Helium als Arbeitsmittel werden sogar mit den heute auf dem Markt erhältlichen hochhitzebeständigen Materialien nicht nur kleine und mittlere Einheiten, sondern auch grosse Anlagen bis zu elektrischen Leistungen von 250 MW

Bild 11. T,s-Diagramm des La Fleur-Kreislaufs nach Bild 10



gebaut werden können, wobei mit einem Gesamtwirkungsgrad von 25 bis 40% gerechnet werden kann.

Bild 9 zeigt den Entwurf einer 100-MW-Gruppe für 700 °C/50 ata bei Turbineneintritt. Der grösste Durchmesser über Schaufel spitzen der HD-Turbine beträgt 1000 mm bei einer maximalen Schaufellänge von etwa 160 mm. Die Hochdruckturbine ist sechsstufig; ihre Drehzahl beträgt rd. 6000 U./min. Die Niederdruckturbine, die mit 580 °C,

Bild 12. Längsschnitt durch die Maschinengruppe einer Heliumturbine für einen La Fleur-Kreislauf

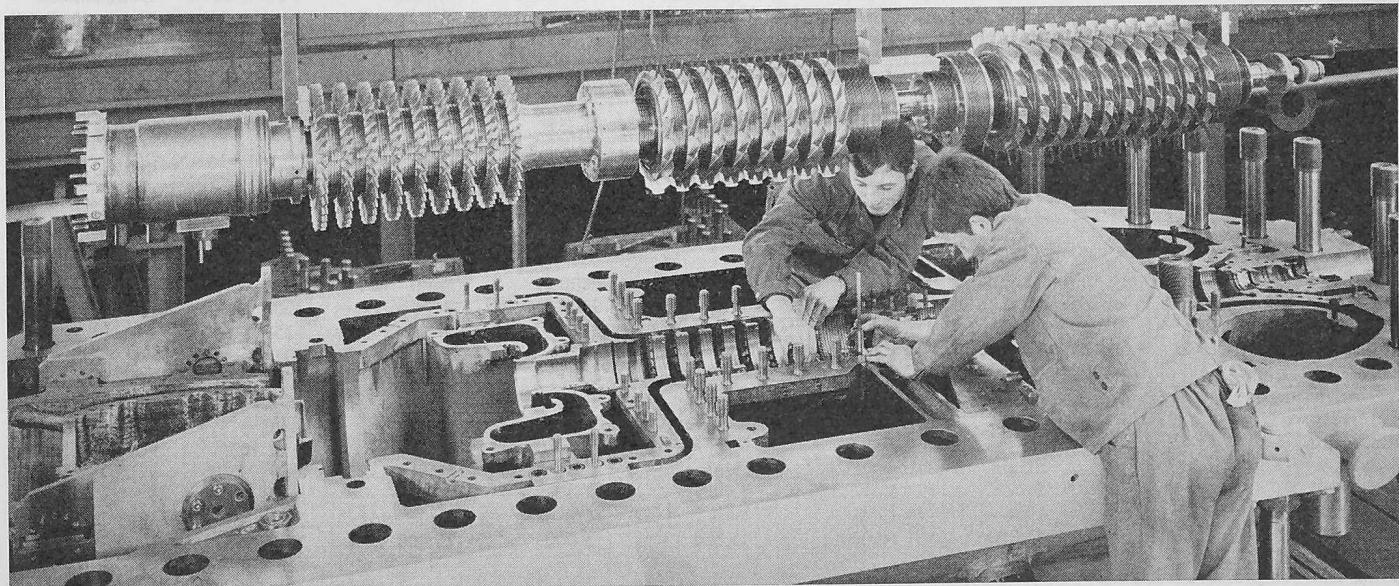
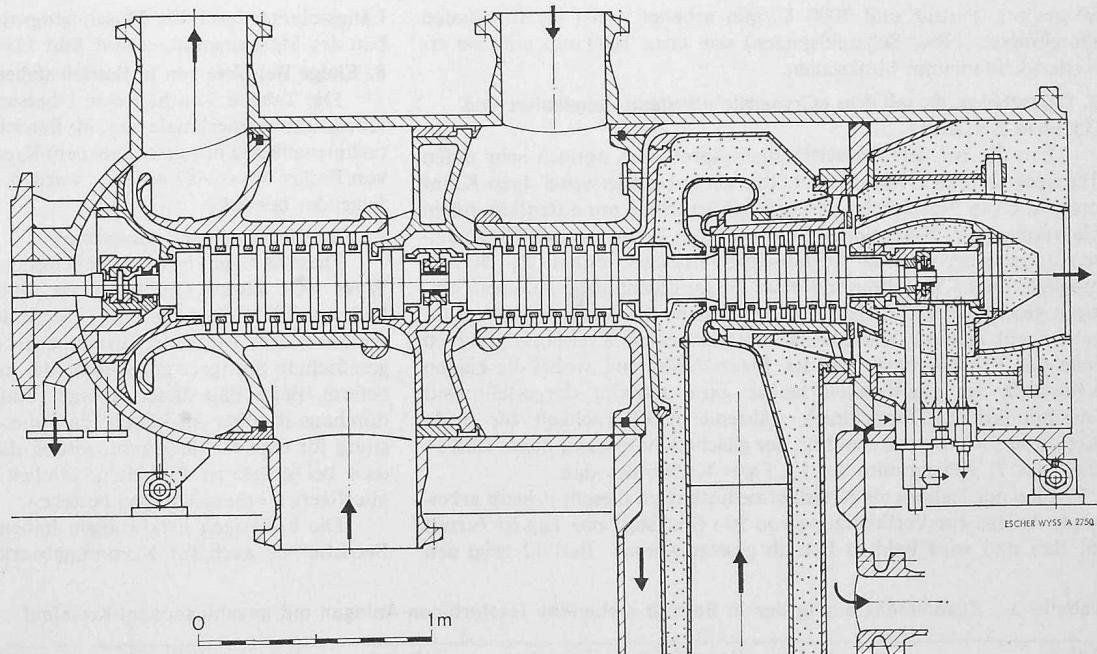


Bild 13a. Zusammenbau einer Maschinengruppe für einen La Fleur-Kreislauf im Werk Zürich der Escher Wyss AG

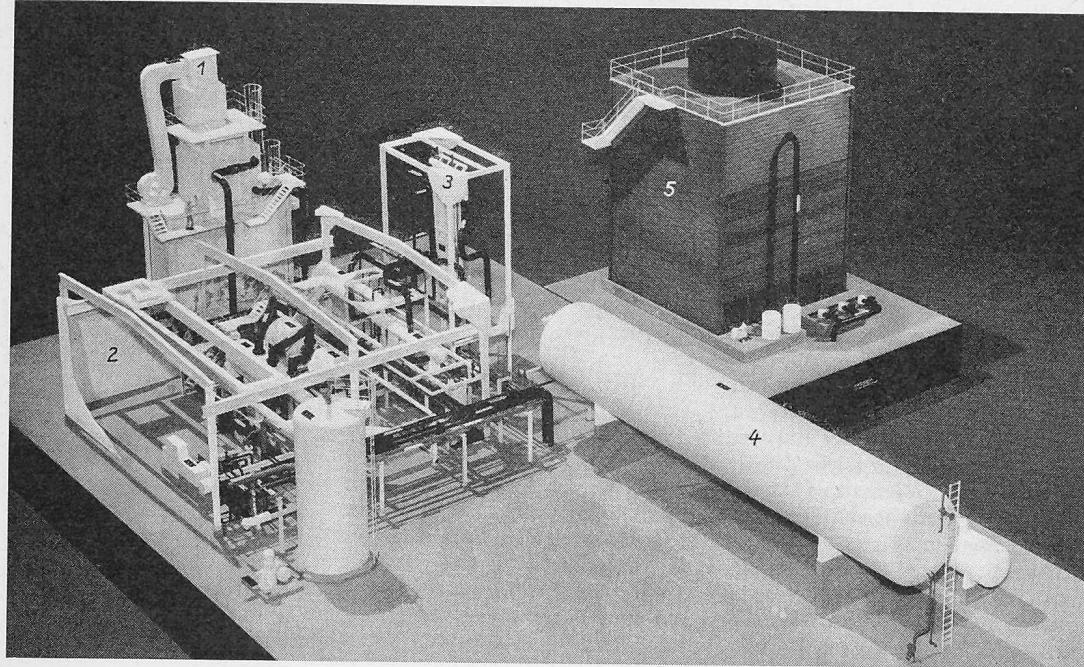


Bild 13b. Modellansicht einer mit Helium als Kreislaufmedium arbeitenden La Fleur-Anlage zur Verflüssigung von 90 t/Tag Stickstoff

1 Heliumerhitzer  
2 Maschinenhalle  
3 Kälteaustauscher  
4 Flüssiggasbehälter  
5 Kühlurm

20 ata am Eintritt und 3000 U./min arbeitet, weist einen grössten Durchmesser (über Schaufel spitzen) von etwa 1600 mm auf; sie erfordert keine teuren Materialien.

#### 7. Gasturbinen, die mit dem «Cryogenic's-System» kombiniert sind (La Fleur-Kreislauf)

Um die bei den Gasverflüssigungsprozessen nötigen sehr tiefen Temperaturen zu erreichen, benötigt man normalerweise einen Kompressor, einen Nachkühler und eine Kälteturbine mit anschliessendem Gasverflüssiger. Noch tiefere Temperaturen können durch Zwischen schaltung eines «Kälte»-Austauschers erreicht werden. Es ist nun möglich, dieses Verfahren mit einer Gasturbinenanlage zu einem einzigen geschlossenen Kreislauf zu verbinden. Bei dieser Kombination genügt ein einziger Kompressor für die beiden Kreisläufe. Bild 10 zeigt das Prinzipschema des La Fleur-Verfahrens, wobei die beiden Kreisläufe der Deutlichkeit halber ganz getrennt dargestellt sind (strichpunktierter Doppellinie), während in Wirklichkeit für beide Kreisläufe, wie bereits erwähnt, der gleiche Kompressor dient. Bild 11 stellt das T, s-Diagramm des La Fleur-Kreislaufes dar.

Eine mit Helium als Kreislaufmedium nach diesem Prinzip arbeitende Anlage zur Verflüssigung von 90 t Stickstoff pro Tag ist zurzeit im Bau und wird bald in Betrieb gesetzt werden. Bild 12 zeigt den

Längsschnitt durch die Maschinengruppe, Bild 13a den Zusammenbau des Maschinensatzes und Bild 13b das Modell dieser Anlage.

#### 8. Einige Beispiele von in Betrieb stehenden Anlagen

Die Tabelle 3 enthält eine Übersicht über die Betriebsdaten und Konstruktionsmerkmale der in Betrieb stehenden stationären Gasturbinenanlagen mit geschlossenem Kreislauf, die in den letzten Jahren von Escher Wyss AG geliefert wurden. Zu den einzelnen Anlagen sei folgendes bemerkt:

##### a) Das Heizkraftwerk Ravensburg

Diese Anlage ist als Gemeinschaftsarbeit der Firmen Escher Wyss AG, Zürich, Escher Wyss GmbH, Ravensburg, und Gutehoffnungshütte Sterkrade AG, Sterkrade, entstanden [4]. Der Luftheritzer wurde zudem in Zusammenarbeit mit der Kohlenscheidungsgesellschaft Stuttgart entworfen, die auch die Feuerungseinrichtung lieferte. Beim Bau dieser Anlage (Bilder 14 und 15) war man sich durchaus darüber im klaren, dass diese verhältnismässig kleine Leistung für eine Kohlenstaubfeuerung die untere Grenze darstellt und dass bei grösseren Einheiten, ähnlich wie bei Dampfkraftanlagen, günstigere Voraussetzungen bestehen.

Die bisherigen Erfahrungen haben gezeigt, dass für industrielle Betriebe wie auch für Kommunalwerke, welche neben dem Bedarf

Tabelle 3. Zusammenstellung der in Betrieb stehenden Gasturbinen-Anlagen mit geschlossenem Kreislauf

Anlage	Ravensburg	Toyotomi	Coburg	Nowokaschirsk	Nippon Kokan	Oberhausen	Haus Aden
Land	Deutschland	Japan	Deutschland	Russland	Japan	Deutschland	Deutschland
Verwendungszweck	Heizkraftwerk	Kraftwerk	Heizkraftwerk	Kraftwerk	Kraftwerk	Heizkraftwerk	Heizkraftwerk <sup>1)</sup>
Brennstoff	Steinkohle	Naturgas	Steinkohle	Braunkohle	Hochofengas	Steinkohle	Grubengas und Steinkohle
Nennleistung	kW	2000	2000	6000	10 000	10 000	13 000
Max. Dauerleistung	kW	2300	2000	6600	12 000	12 000	14 300
Temperatur vor Kompressor	°C	20	20	20	20	25	30
Druck vor Kompressor	ata	7,2	7,2	7,3	7	6,7	8
Temperatur vor Turbine	°C	660	660	680	680	680	710
Druck vor Turbine	ata	27	27	27,5	29	29	32
Therm. Wirkungsgrad bez. a.							
Generatorklemmen	%	25	26	28	28	29	29,5
Turbindrehzahl	U./min	12 750	13 000	8220	6600	6600	8220
Generator-Drehzahl	U./min	3000	3000	3000	3000	3000	1500
Heizwassermenge	m <sup>3</sup> /h	70	—	110	280	—	325
Vorlauftemp.	°C	75	—	100	75	—	90
Rücklauftemp.	°C	45	—	40	45	—	40
Wärmeleistung	Gcal/h	2,1–3,5	—	7–14	8–10	—	16–24
Kompressortyp		radial	radial	axial und radial	axial	axial	axial
Stufenzahl		3	3	6 + 7 + 1	9 + 10	5 + 5 + 10	9 + 10
Turbinentyp		axial	axial	axial	axial	axial	axial
Stufenzahl		5	5	5	6	6	5
In Betrieb seit:		1956	1957	1961	1961	Ende 1961	1960
Bisherige Betriebsstunden		55 000	50 000	33 000	15 000	25 000	36 000

<sup>1)</sup> und Luftkompressorantrieb

<sup>2)</sup> bez. auf Turbinenkupplung

Bild 15 (rechts). Maschinengruppe Ravensburg. Von links nach rechts: Erreger, Generator, Getriebe, Turbine/Kompressor und Vorkühler. Die gebogenen Rohrleitungen führen zu dem im Untergeschoss aufgestellten Zwischenkühler mit zwei Kühlertürmen. Auch der Vorkühler im Hintergrund besitzt je ein Heizwasser- und Frischwasserbündel. Die Regulierung der Leistung erfolgt durch Änderung des Druckniveaus im Kreislauf

an elektrischer Energie stets Wärme für die Heizung der Bürogebäude und Werkhallen benötigen, die Gasturbine mit geschlossenem Kreislauf die wirtschaftlichste Lösung darstellt, weil grössere Stromkennzahlen erreicht werden können als bei anderen leistungs-gleichen thermischen Anlagen.

Seit der Inbetriebnahme im Januar 1956 wurden bis Ende Februar 1966 in 55000 Betriebsstunden insgesamt 80000 MWh erzeugt und 73500 Gcal Heizwärme an den Betrieb geliefert. Die Betriebssicherheit der Anlage ist derart gross, dass seit Jahren keine ungewollte Betriebsunterbrechung auftrat und somit ein idealer Bereitschaftsfaktor von 100% erreicht werden konnte. Die Anlage war nur an Sonn- und Feiertagen sowie während der Revisionen im Mai 1957, September 1958, September 1959 und Mai 1961 ausser Betrieb.

Zeitweise wurde sie während vieler Monate sogar abends abgestellt und am nächsten Morgen wieder angefahren. Sogar diese Arbeitsweise hatte weder auf die Maschinen noch auf die Apparate nachteiligen Einfluss. Sämtliche bis heute durchgeföhrten Revisionen haben gezeigt, dass sich alle Anlageteile in einwandfreiem Zustand befanden und keine Nacharbeit geleistet werden musste. Insbesondere ist die Sauberkeit der von der Kreislauffluft durchströmten Anlageteile hervorzuheben.

In der Anlage Ravensburg wurde im Jahre 1960 nach rd. 21000 Betriebsstunden mit Kohlenstaubfeuerung ein 3500stündiger industrieller Betrieb mit schwefel-vanadium-natriumhaltigem Schweröl durchgeführt. Während dieses Betriebes wurde der Verbrennungsluft

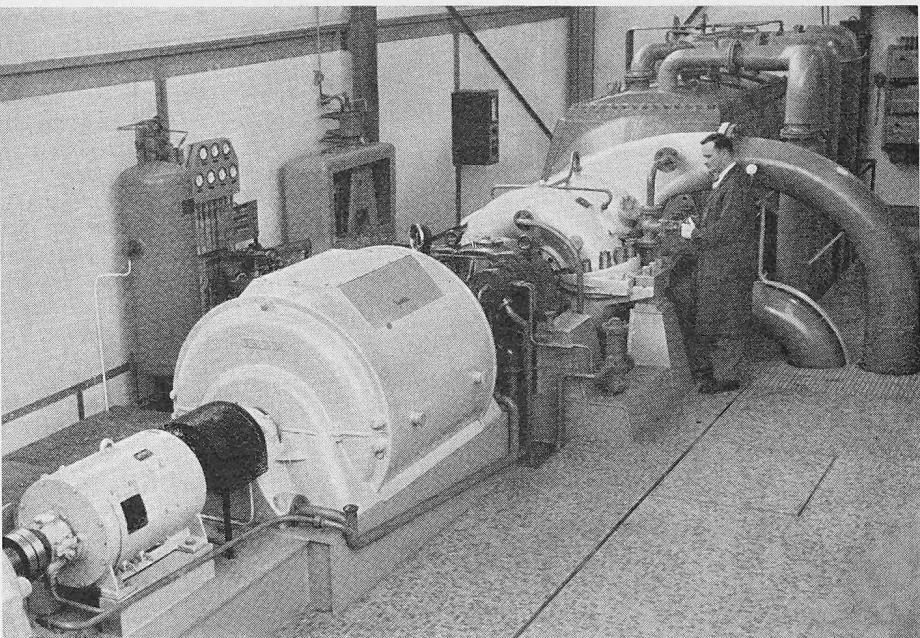


Tabelle 4. Leistungs- und Wärmebilanz der Anlage Ravensburg bei einer Leistung von 2300 kW

#### Leistungsbilanz

Turbine	7120 kW
Kompressor 1. Stufe	-1598 kW
Kompressor 2. Stufe	-2902 kW
Welle (innere Leistung)	2620 kW
(mechanische und elektrische Verluste)	- 270 kW
Klemmenleistung aus Bilanz	2350 kW
Unerfassbares und Fehler	- 50 kW
Klemmenleistung, gemessen	2300 kW
Wärmebilanz, bez. auf die Brennstoffwärme = 100%	
Luftheritzerverluste	15,0%
Vorkühler, Wärmeabfuhr	39,4%
Zwischenkühler, Wärmeabfuhr	17,6%
Nutzleistung an Generatorklemmen	24,8%
Mechanische und elektrische Verluste	2,9%
Erfassbare Wärme	99,7%
Unerfassbares und Fehler	0,3%

Bild 14. Die Gasturbinenanlage von 2/2,3 MW mit geschlossenem Kreislauf Ravensburg. Links das Maschinenhaus, rechts der im Freien aufgestellte Luft-erhitzer, im Hintergrund die Kohlenbunker

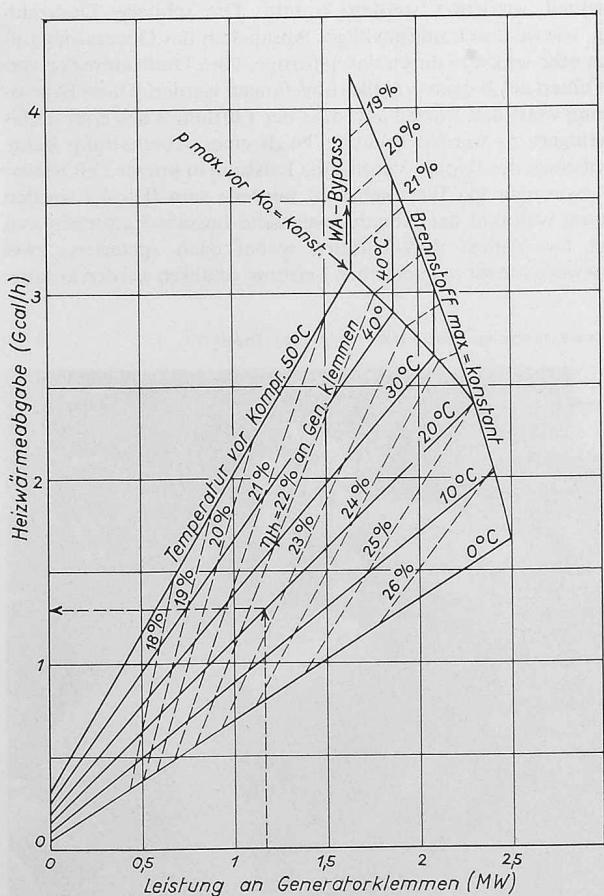
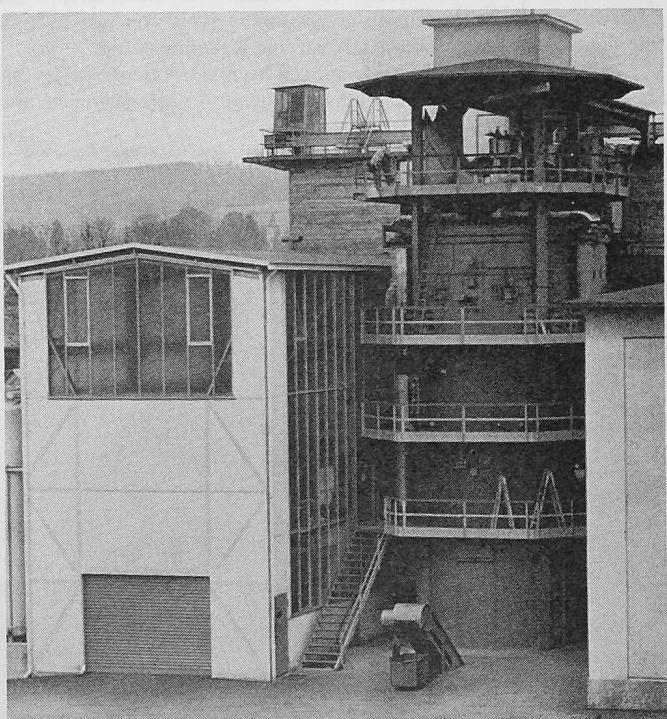


Bild 16. Kennfeld des Heizkraftwerkes Ravensburg mit Kohlenstaubfeuerung

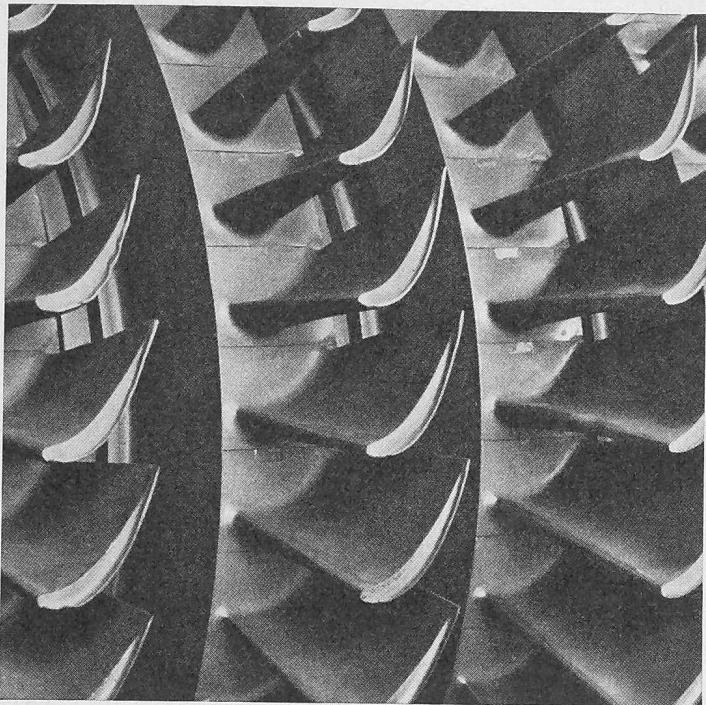


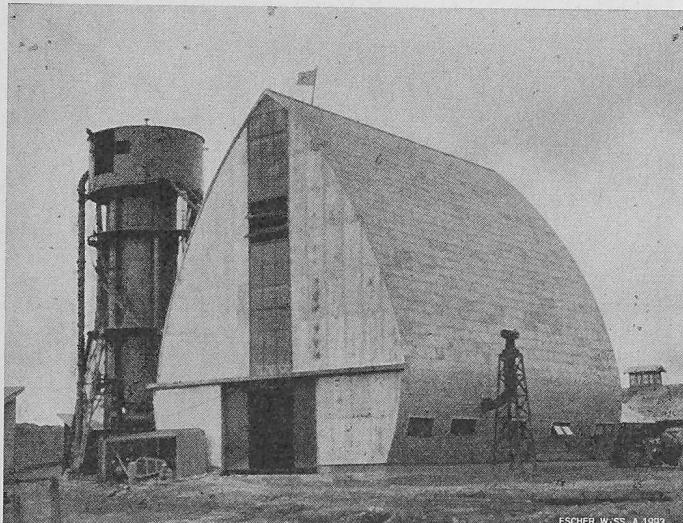
Bild 17. Turbinenbeschaufelung der Heissluftturbinenanlage Ravensburg nach 27 200 Betriebsstunden ohne Beläge und Korrosionserscheinungen

rd. 0,5% der Brennstoffmenge Dolomit (34% CaO und 18,9% MgO) mittels einer Mischvorrichtung beigegeben, um eine Korrosion der Lüfterhitzerrohre zu verhindern. Nach den Versuchen konnten weder im Brennkammerrohrkorb noch an der Heizfläche des Konvektions- teils und dem kalten Ende des Luftvorwärmers Korrosionen festgestellt werden. Dies wurde auch nachträglich durch genaue metallurgische Untersuchungen an verschiedenen, aus der Brennkammer herausgeschnittenen Rohrstücken sowie durch zusätzliche Korrosions- versuche mit aus verschiedenen Stellen des Lüfterhitzers entnommener Asche und Belagproben, deren Zusammensetzung auch chemisch untersucht wurde, eindeutig bestätigt. Somit kann aufgrund der bisherigen Erfahrungen gesagt werden, dass in Gasturbinenanlagen mit geschlossenem Kreislauf vanadiumhaltiges Schweröl unter Beimischung von Additiven nicht nur betriebssicher, sondern auch wirtschaftlich verfeuert werden kann.

Die Anlage Ravensburg wurde im September 1959, nach 16200 Betriebsstunden, und im Mai 1961, nach 27200 Betriebsstunden, ge- nauen Messungen unterzogen, welche gezeigt haben, dass der Wirkungsgrad über eine Betriebszeit von beinahe zwei Jahren unverändert geblieben ist. Dabei bedeutet der gemessene Wert von fast 25% für eine thermische Anlage dieser Grösse eine Rekordleistung.

Aufgrund ausgedehnter Messungen konnte ein zuverlässiges Bild über das thermodynamische Verhalten dieser Anlage gewonnen wer-

Bild 18. Gesamtansicht der Gasturbinenanlage mit geschlossenem Kreislauf Toyotomi (Japan) mit Naturgasfeuerung



186

den. Tabelle 4 gibt die Leistungs- und Wärmebilanz für die Maximal- last von 2300 kW an.

Bild 16 zeigt das Kennfeld der Anlage Ravensburg, Bild 17 die Turbinenbeschaufelung nach 27200 Betriebsstunden. Trotzdem während dieser langen Betriebsperiode gar keine Reinigung erfolgte, zeigt die Beschaufelung weder einen Belag irgendwelcher Art noch Korrosionsschäden.

Die Anlage kann sowohl parallel zum Stadtnetz wie auch im Inselbetrieb auf die Fabrik allein gefahren werden, wobei starke plötzliche Laständerungen ohne Schwierigkeiten überwunden werden. Dank einem hochdruckseitigen Lufteinlass lassen sich augenblickliche Leistungserhöhungen ohne weiteres bewältigen. Der Betrieb ist so einfach, dass von Anfang an nur zwei Mann Bedienung genügen.

#### b) Die Anlage Toyotomi (Japan) mit Naturgasfeuerung

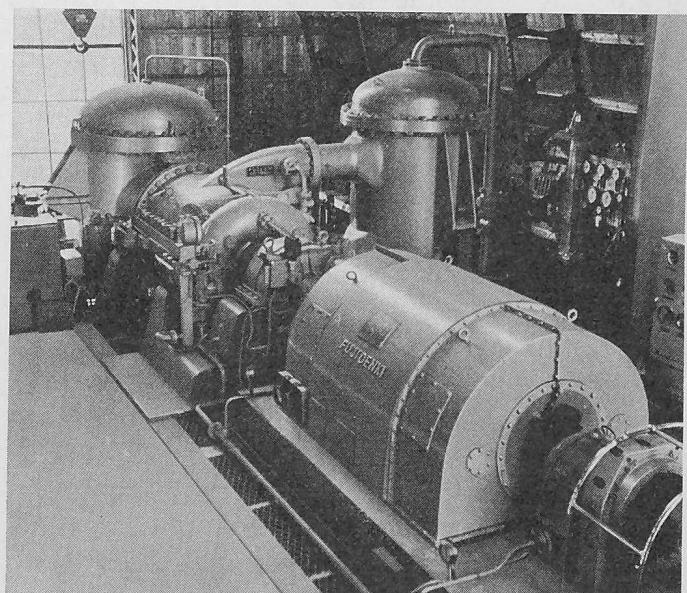
Diese Anlage, welche nicht nur die erste im industriellen Betrieb stehende Gasturbinenanlage mit geschlossenem Kreislauf in Japan, sondern auch die erste der Welt ist, die mit einem gasförmigen Brennstoff (Naturgas) betrieben wird, steht seit Oktober 1957 im Norden der Insel Hokkaido im Dienste der dortigen Elektrizitätsversorgung. Sie ist ähnlich der Anlage Ravensburg für eine Leistung von 2300 kW bemessen, wurde jedoch als reines Kraftwerk gebaut, also ohne Abwärmeverwertung (Bilder 18 und 19) [12].

Die Menge des an Ort und Stelle anfallenden Naturgases ist verhältnismässig gering und sehr grossen Schwankungen unterworfen. Unter diesen Umständen musste nicht nur ein möglichst guter Vollast- wirkungsgrad, sondern auch ein wirtschaftlicher Teillastbetrieb angestrebt werden. Dank dem Prinzip des geschlossenen Kreislaufes werden beide Bedingungen bestens erfüllt. Aus diesen Gründen beschloss der Bauherr Hokkaido Denryoku, eine solche Anlage anzuschaffen. Sie wurde von der Firma Fuji Electric in Tokyo in Zusammenarbeit mit Escher Wyss AG, Zürich, als Lizenzgeber, gebaut.

Die Anlage Toyotomi weist jetzt schon über 50000 Betriebsstunden und eine Gesamterzeugung von 60000 MWh auf. Die Leistungs- versuche haben gezeigt, dass sie bei Halblast mit 89% und bei Viertel- last mit 75% des Vollastwirkungsgrades arbeitet, was ein sehr be- merkenswertes Resultat darstellt, welches bei anderen thermischen Maschinen wohl kaum erreicht werden dürfte.

Da diese Anlage auf ein grosses Stromnetz arbeitet, erfolgen Last- anstiege langsam, so dass auf einen besonderen Lufteinlass in den Hochdruckteil verzichtet werden konnte. Die schnelle Drehzahl- erhöhung, wie sie durch unfreiwilliges Abschalten des Generators auftritt, kann sehr wirksam durch das sofortige, vom Drehzahlregler veranlasste Öffnen des Bypass-Ventiles abgefangen werden. Diese Bypass- Regulierung weist den Vorteil auf, dass der Luftinhalt des Kreislaufes nicht verringert zu werden braucht. Nach einer Abschaltung kann, durch Schliessen des Bypass-Ventils, die Leistung in kurzer Zeit wieder auf den ursprünglichen Wert gebracht werden; zum Beispiel wurden in Toyotomi während der Abnahmeversuche Lastabschaltungen von Viertelast bis Vollast durchgeführt, wobei nach spätestens zwei Minuten jeweils wieder mit derselben Leistung gefahren werden konnte.

Bild 19. Maschinengruppe von 2 MW der Anlage Toyotomi



c) Das Heizkraftwerk Coburg (Deutschland)

Die Stadtwerke Coburg umfassen nicht nur die Versorgungsbetriebe, sondern auch die Verkehrsbetriebe und die Bäder [5]. Die örtlichen Voraussetzungen waren in diesem Falle insofern günstig, als diese Werke außer der Stadt Coburg noch weitere kleine Städte und Gemeinden mit Strom beliefern und als die neue Anlage mitten unter den Wärmeverbrauchern mit ausreichender Wärmedichte aufgestellt werden konnte. Dadurch liessen sich die Gestehungskosten des Heiznetzes sowie seine von der Länge abhängigen Wärmeverluste niedrig halten. Die Nennleistung beträgt 6000 kW; die Anlage ist also von mittlerer Grösse. Sie wird wie jene von Ravensburg mit Kohlenstaub gefeuert und wurde von der Gutehoffnungshütte Sterkrade AG (GHH), dem deutschen Lizenznehmer von Escher Wyss, gebaut.

Auch die klimatischen Verhältnisse im Raum Coburg sind für den Heizkraftbetrieb mit einer Gasturbine mit geschlossenem Kreislauf sehr günstig, da die durchschnittliche Heizperiode 240 Tage umfasst, darunter aber nur 26 Kältespitzentage mit Temperaturen (Tagesmittel) unter dem Gefrierpunkt vorkommen. Wie schon bemerkt wurde, kann somit ein grosser Prozentsatz des jährlichen Wärmebedarfs durch reine Abwärme gedeckt werden. Die Anlage weist jetzt über 33000 Betriebsstunden auf und hat schon 145000 MWh elektrische Energie geliefert. Bild 20 zeigt die Gesamtansicht des Gebäudes, Bild 21 die Turbine im aufgedeckten Zustand.

d) Das Heizkraftwerk Nowokaschirsk (Russland)

Diese Pionier-Gasturbine für Braunkohlenfeuerung, die eine Nennleistung von 10000 kW aufweist, kann dauernd bis zu 12000 kW überlastet werden und ist in der Lage, neben der Stromerzeugung rd. 8 Gcal/h Heizwärme in Form von Heizwasser abzugeben [4].

Wie aus Bild 22 ersichtlich, ist der Aufbau der Maschinengruppe so gewählt worden, dass die Kreislauffluft in zwei hintereinander geschalteten Axial-Kompressoren verdichtet wird. Von diesen weist der ND-Kompressor neun Stufen auf, die in einem besonderen Gehäuse untergebracht sind, während der zehnstufige HD-Kompressor mit der sechsstufigen Turbine in einem gemeinsamen Gehäuse zusammen-

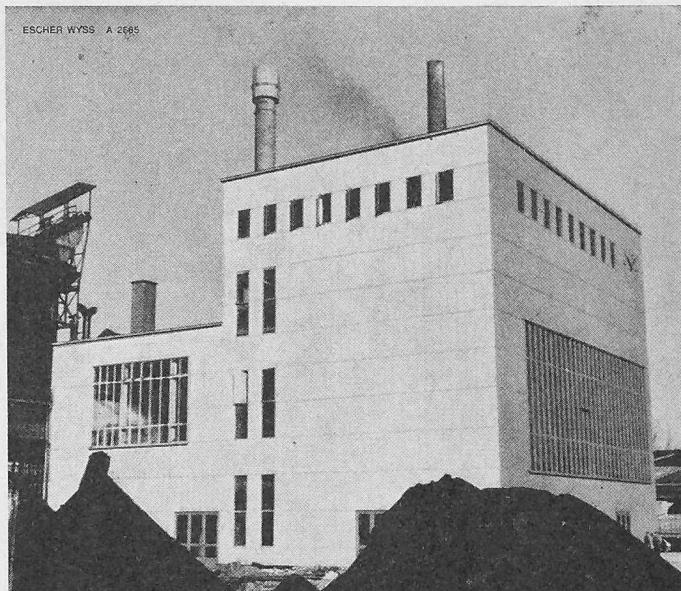


Bild 20. Ansicht des Heizkraftwerkes Coburg

gebaut ist. Die Erfahrungen mit dieser Anlage bestätigten, dass diese Kombination für die Leistungsklasse von 10 MW eine günstige Lösung darstellt.

Sowohl die Wirkungsgrade der einzelnen Maschinen wie auch der des Kreislaufes erfüllen die Erwartungen bestens, ebenso das mechanische und betriebstechnische Verhalten. Der Anlagenwirkungsgrad, bezogen auf die durch die Braunkohle zugeführte Wärme und die Generatorklemmenleistung, wurde durch umfangreiche Messungen ermittelt; er beträgt bei Vollast 28 %. Unter Berücksichtigung

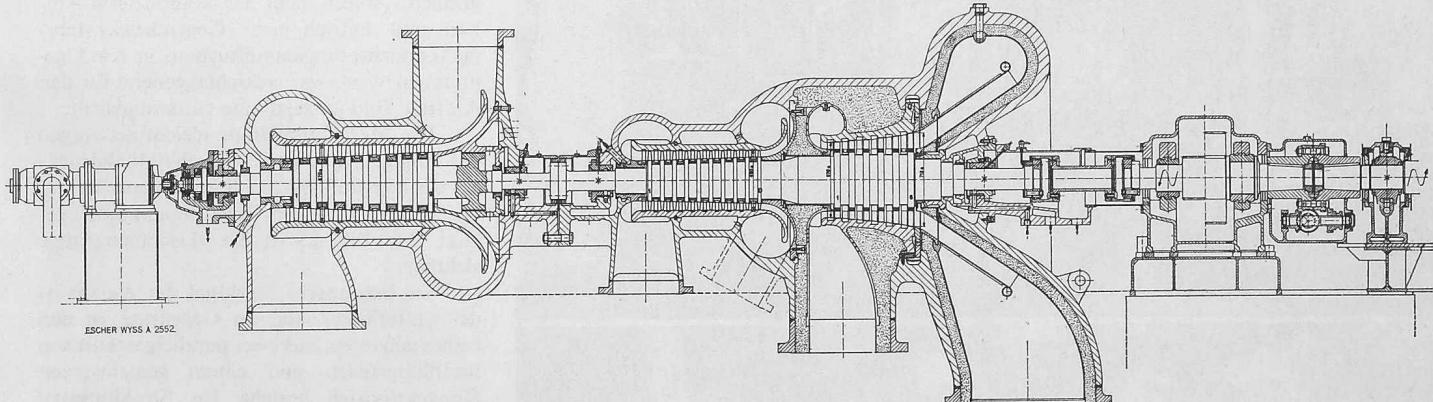


Bild 22. Längsschnitt durch die Gasturbine von 10 MW der Anlage Nowokaschirsk, Masstab etwa 1:60

Bild 21. Die Turbine der Anlage Coburg von 6/6,6 MW in aufgedecktem Zustand

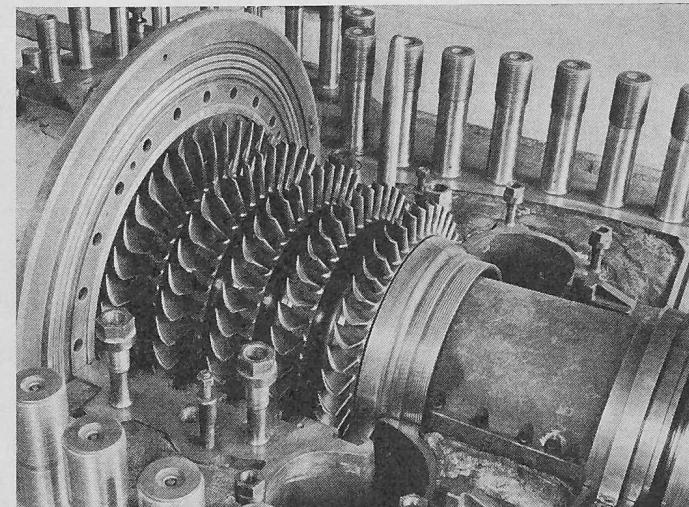
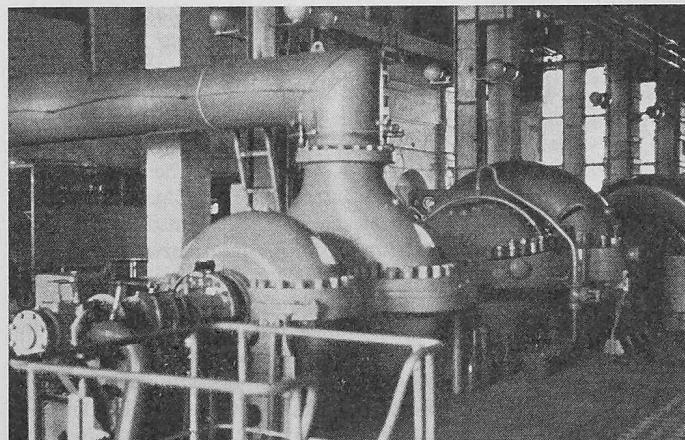


Bild 23. Maschinengruppe der Anlage Nowokaschirsk



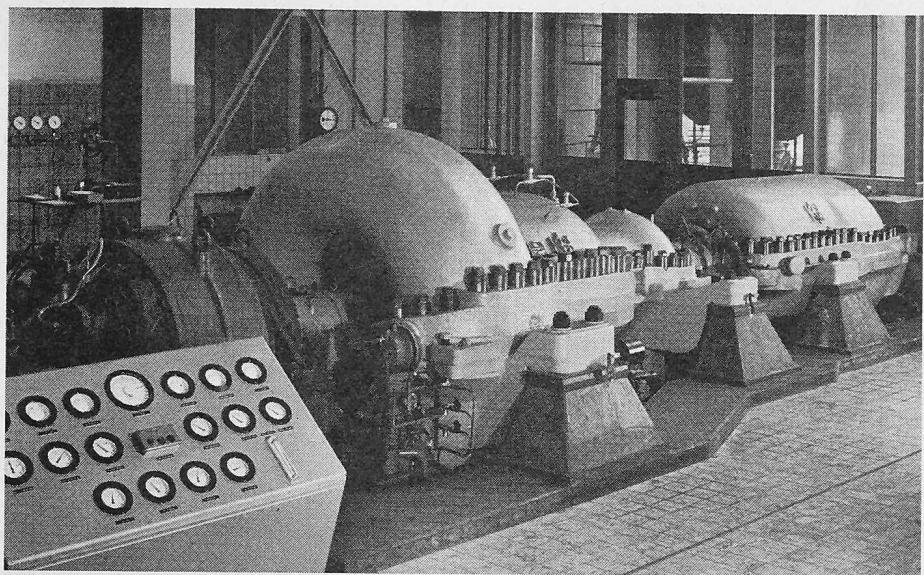


Bild 25 (links). Maschinengruppe Oberhausen. Rechts Niederdruck-Kompressor mit Hochdruck-Kompressor und Turbine, links Planeten-Reduktionsgetriebe, im Vordergrund das Kommandopult

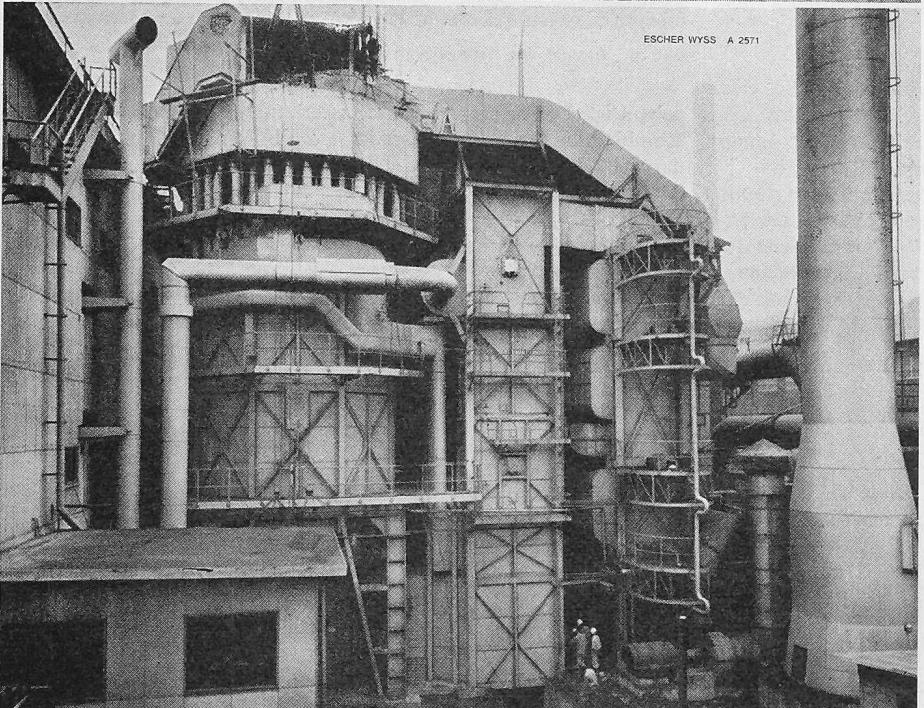
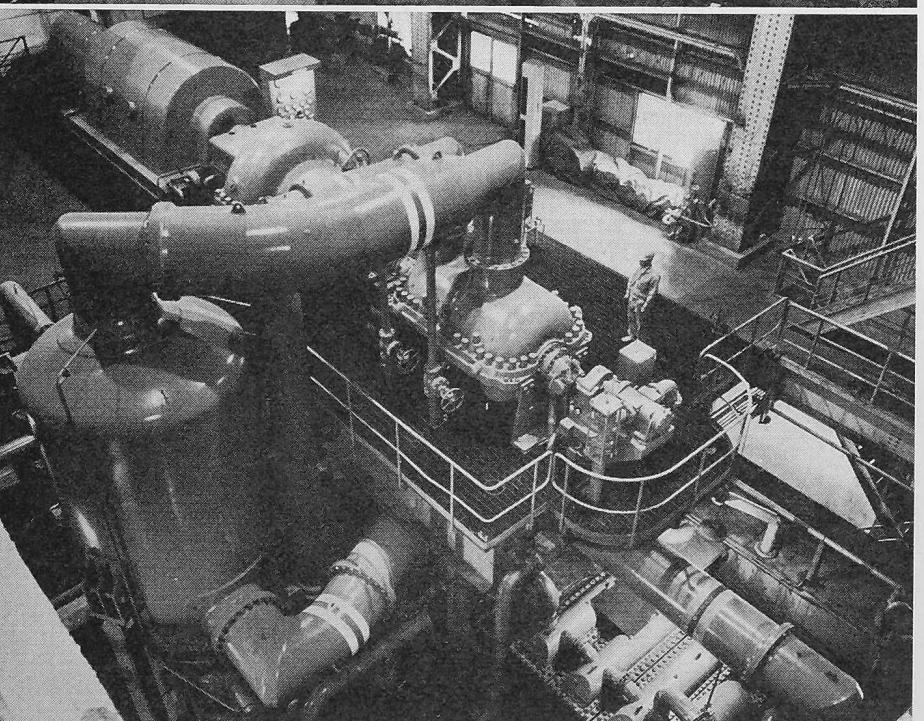


Bild 26 (Mitte). Lufterhitzer der Gasturbine-Nippon Kokan (Japan) mit Hochofengasfeuerung. Links Brennkammer, Mitte Konvektionsteil, rechts Brennluft- und Gichtgasvorwärmer. Ganz rechts Kamin.

Bild 27 (unten). Maschinengruppe der Anlage Nippon Kokan



der Heizwärme erhöht sich der Gesamtwirkungsgrad in den Wintermonaten auf das Doppelte des reinen elektrischen Wirkungsgrades. Die Anlage Nowokaschirsk wies bis Ende Januar 1966 eine Betriebsstundenzahl von über 15000 auf. Bild 23 zeigt die Maschinengruppe. Dieser Maschinentyp diente als Vorbild für die um 30% stärkere Anlage Oberhausen und für die weiterentwickelte Maschine der Anlage Nippon Kokan.

#### e) Das Heizkraftwerk Oberhausen (Deutschland)

Die Anlage Oberhausen, die mit einer Nennleistung von 13000 kW die bisher grösste in Betrieb befindliche Heissluftturbine darstellt, ist ebenfalls für Abgabe von Heizwärme an ein kommunales Fernheiznetz und für Kohlenstaubfeuerung eingerichtet [17], [18]. Die Tatsache, dass die geforderten hohen Wirkungsgrade nur von einer Heissluftturbine mit geschlossenem Kreislauf erreicht werden können – sofern nicht der komplizierte Aufbau und Betrieb einer Gegendruck-Mehrfachkondensationsdampfturbine in Kauf genommen wird, war ausschlaggebend für den Auftrag. Bild 24 zeigt eine Gesamtansicht.

Die Maschinengruppe gleicht derjenigen der Anlage Nowokaschirsk; der Hochdruckteil des zweistufigen Axialkompressors ist mit der Turbine in einem Gehäuse zusammengebaut. Auf Bild 25 ist die Maschinengruppe sichtbar.

Ein besonderes Merkmal der Anlage ist der Lufterhitzer, der, im Gegensatz zu den bisher gebauten, aus zwei parallelgeschalteten Strahlungsteilen und einem gemeinsamen Konvektionsteil besteht. Im Strahlungsteil sind die austenitischen Rohre, der achteckige Brennkammer entsprechend, in acht Register aufgeteilt. Diese sind vorgefertigt und als Ganzes in die Brennkammer eingesetzt, was die Zahl der Montageschweissungen stark verringert und damit die Montagezeit merklich verkürzt hat. Die im Betrieb auftretenden Wärmedehnungen der Rohre werden dadurch aufgefangen, dass die Register nach oben beweglich aufgehängt sind. Gegeneinander sind die Rohre durch gekühlte Schrägröhre gestützt.

Die Eintrittsschleife des Konvektionsteils ist ebenfalls aus austenitischen Rohren hergestellt, während die nachfolgende Partie aus normalen ferritischen Baustoffen besteht. Ein Ljungström-Brennluftvorwärmer ist dem Konvektionsteil nachgeschaltet.

Als Heizkraftwerk sind Kühler und Zwischenkühler für Heisswasserproduktion gebaut. Der Vorkühler liegt im Kreislauf zwischen Wärmetauscher und ND-Kompressor und besitzt  $2 \times 6$  Kühlelemente, von denen die ersten  $2 \times 3$  mit Heizwasser und

die folgenden  $2 \times 3$  mit Kühlwasser beaufschlagt sind. Der Zwischenkühler ist luftseitig zwischen ND- und HD-Kompressor angeordnet und besitzt vier Heiz- und vier Kühlelemente. Die beiden Kühler liefern Hezwasser von  $90^{\circ}\text{C}$ .

Für das Heiznetz ist ein Wärmespeicher von  $200 \text{ m}^3$  Inhalt vorhanden. Im Bedarfsfall können weitere Speicher aufgestellt werden. Das Heiznetz wird normalerweise mit permutiertem Hezwasser von  $90^{\circ}\text{C}$  im Vorlauf und  $40^{\circ}\text{C}$  im Rücklauf im geschlossenem Kreislauf betrieben. Die Umwälzung erfolgt mit Vor- und Rücklaufpumpen. Im Sommer muss der grösste Teil der durch das Hezwasser dem Kreislauf entzogenen Wärmemenge in einen Hezwasserrückkühler abgeführt werden, um die Rücklauftemperatur tief zu halten.

Die Anlage Oberhausen hat bis jetzt über 36000 Stunden in Betrieb gestanden und lieferte in dieser Zeit über 320000 MWh an elektrischer Energie und 460000 Gcal an Wärme. Der bisherige Betrieb hat gezeigt, dass sich die Heissluftturbinenanlage mit geschlossenem Kreislauf von solcher Grösse auch mit Kohlenstaubfeuerung sehr leicht und sehr zweckmässig regulieren lässt und dass sie dank dieser Eigenschaft jeder Anforderung des Betriebes gewachsen ist. Nach einer Lastabschaltung bei Nennleistung von 10 MW konnte schon nach höchstens  $2\frac{1}{2}$  Minuten wieder die volle Leistung abgegeben werden.

#### f) Die Gasturbinenanlage Nippon Kokan (Japan)

Diese erste, mit Hochofengas gefeuerte Anlage wurde von Fuji Electric, einem der japanischen Lizenznehmer von Escher Wyss, nach übergebenen Konstruktionszeichnungen für ein japanisches Grossstahlwerk gebaut. Seine Nennleistung beträgt 10000 kW.

Die Maschinengruppe entspricht denjenigen von Nowokaschirsk, mit der Ausnahme, dass die Verdichtung des Kreislaufmittels mit zweimaliger Zwischenkühlung erfolgt, weil es sich hier um ein reines Kraftwerk handelt, dessen Maschinengruppe durch mehrfache Zwischenkühlung bessere Wirkungsgrade erreicht. Aufgrund der guten Erfahrungen an der Anlage Ravensburg erhielt auch diese Anlage einen Wärmeaustauscher mit Wellbandrippenrohren.

Der Probetrieb begann am 19. Mai 1961, und bereits nach bemerkenswert kurzer Zeit konnte mit der Nennlast von 10000 kW gefahren werden. Inzwischen lief die Anlage mit 12200 kW, also mit Überlast. Sie weist bis jetzt eine Betriebsstundenzahl von 25000 auf. Bild 26 zeigt den Luftheritzer und Bild 27 die Maschinengruppe.

#### g) Das Heizkraftwerk für kombinierte Feuerung von Grubengas und Kohlenstaub Haus Aden (Deutschland)

Diese Anlage wurde im Steinkohlenbergwerk Haus Aden, in Oberaden im Jahre 1963 in Betrieb genommen und treibt nicht nur einen Luftkompressor mit einer Ansaugmenge von  $40000 \text{ m}^3/\text{h}$  und 6 atü Förderdruck an, sondern gleichzeitig auch einen Generator mit einer Klemmenleistung von 3350 kW. Außerdem versorgt sie die

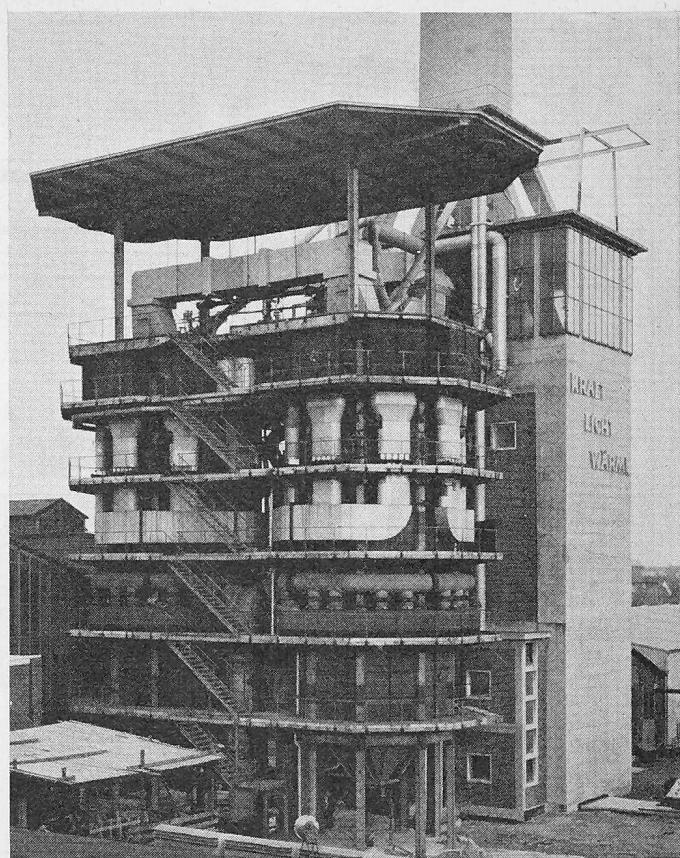


Bild 24. Die Gasturbinenanlage Oberhausen von 13 MW. Vorn der kohlenstaubgefeuerte Luftheritzer, hinten das Maschinenhaus

Zenze und eine benachbarte Wohnsiedlung mit Wärme. Die elektrische Nennleistung beträgt 6300 kW.

Die Maschinengruppe besteht aus einem neunstufigen getrennten Niederdruckkompressor, aus der fünfstufigen Turbine, die in einem Gehäuse mit dem sechsstufigen HD-Kompressor untergebracht ist, dem direkt mit der Turbine gekuppelten Luftverdichter, dem Planetengetriebe, dem Motorgenerator mit Anwurfmotor und Erregermaschine. Die Drehzahl beträgt 8217 U/min. Das Planetengetriebe setzt sie auf 1500 U/min für den Motorgenerator hinunter. Dieser und der Luftkompressor sind so konstruiert, dass sie jeweils die halbe Leistung aufnehmen können.

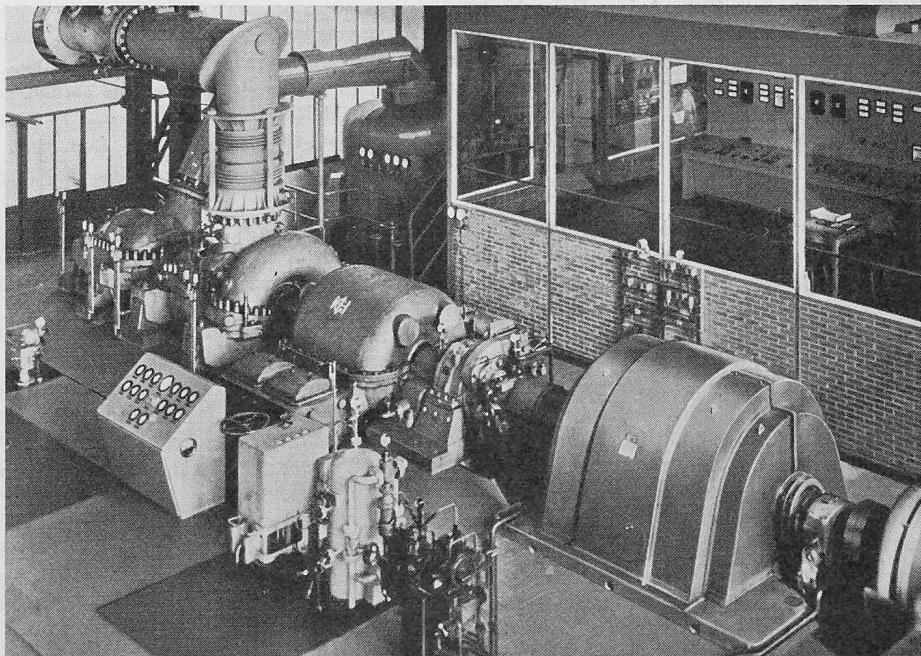


Bild 28. Maschinengruppe der Anlage Haus Aden zum Antrieb eines Luftkompressors und eines Motor-Generators

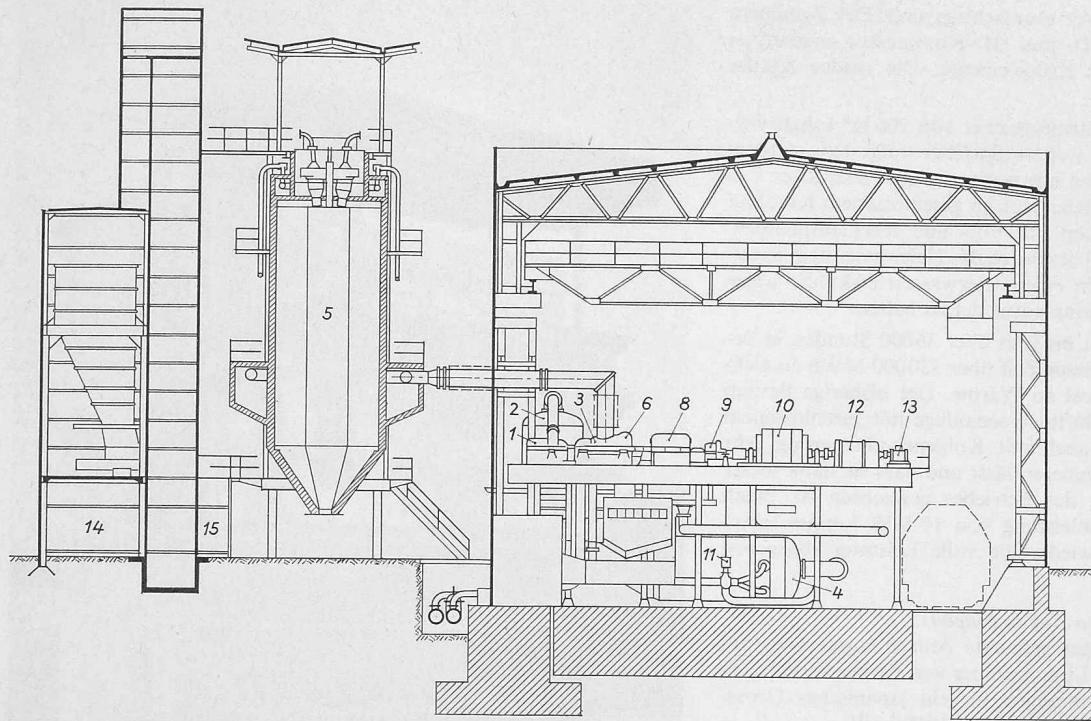


Bild 29. Anordnung der Gasturbinenanlage von 6,3 MW Haus Aden

- 1 Niederdruckkompressor
- 2 Zwischenkühler
- 3 Hochdruckkompressor
- 4 Wärmeaustauscher
- 5 Lufterhitzer
- 6 Turbine
- 7 Vorkühler (hinter 4)
- 8 Kompressor
- 9 Getriebe
- 10 Motorgenerator
- 11 Nebenschlussventil
- 12 Erreger
- 13 Hilfserreger
- 14 Raum für Aufladekompressoren
- 15 Raum für Kohlemühlen

Der Lufterhitzer ist für 90% Grubengasfeuerung und 10% Kohlenstaubfeuerung zur Karburierung, d. h. Erhöhung der Strahlungsintensität der Gasflamme gebaut. Jedoch kann der Kohlenanteil bis zu 60% gesteigert werden, wenn der Gasanfall zurückgeht. Auf Bild 28 sieht man die Maschinengruppe, Bild 29 gibt die Anordnung der Gesamtanlage wieder.

Mit dieser Anlage konnte man von Anfang an zu Dauerbetrieb übergehen. Die Garantiewerte sind bei den Abnahmemessungen, welche von offiziellen deutschen Stellen durchgeführt wurden, alle erreicht worden. Es wurde ein ausgezeichneter Wärmeverbrauch von 2870 kcal/kWh, bezogen auf die Leistung an der Turbinenkupplung, gemessen. Die erste Revision wurde im Juni 1964, nach fast 8000 Betriebsstunden durchgeführt. Der vorgefundene gute Zustand der einzelnen Maschinen und Apparate gibt Hinweise dafür, dass die Revisionsintervalle ohne weiteres vergrößert werden können.

Inzwischen hat diese Anlage bis jetzt über 22000 Betriebsstunden erreicht und lieferte in dieser Zeit neben der Versorgung der Zeche mit Druckluft und Wärme, über 117000 MWh an elektrischer Energie.

#### 9. Die im Bau befindliche Anlage Gelsenkirchen

Eine Anlage für eine Leistung von 17350 kW ist zurzeit bei der Gutehoffnungshütte (GHH) für ein deutsches Stahlwerk in Bau. Diese Anlage, deren Lufterhitzer für Hochofengasfeuerung gebaut wird, soll auch in der Lage sein, 100% Öl zu verbrennen. Da sie als Heizkraftwerk bestimmt ist, wird sie über 17 Gcal/h Wärme abzugeben in der Lage sein.

#### 10. Schlussbetrachtung

Die langjährigen Betriebserfahrungen mit den beschriebenen Gasturbinenanlagen mit geschlossenem Kreislauf von 2 bis 14 MW mit verschiedenartigen Brennstoffen haben den Beweis erbracht, dass sich mit ihnen nicht nur thermische Wirkungsgrade erreichen lassen, welche über jenen der Dampfanlagen gleicher Leistungsgroße liegen, sondern auch, dass der thermische Wirkungsgrad während der Betriebszeit unverändert bleibt. Außerdem ermöglichen sie bei Heizkraftkupplung eine Brennstoffausnützung bis zu 87%, und zwar für Stromkennzahlen von 500 bis 600 kWh/Gcal. In bezug auf Strom- und Wärmeerzeugung weisen sie einen überaus elastischen Betrieb auf, wie er mit keinem andern thermischen Heizkraftprozess erreicht werden kann. Ferner ist ihre Betriebssicherheit so hoch, dass sich auch eine Automatisierung des Betriebes ohne grossen Aufwand durchführen lässt.

Auch die andern Anwendungsfälle, wie die Energieproduktion in Verbindung mit Süßwassererzeugung, mit Klimaanlagen oder mit Gasverflüssigungsprozessen sowie in Atomkraftwerken zeichnen sich als sehr interessante und entwicklungsfähige Möglichkeiten ab.

#### Literaturverzeichnis

- [1] Ackeret, J. und Keller, C.: Eine aerodynamische Wärmekraftanlage. SBZ Bd. 113, (1939), H. 19, S. 229–230.
- [2] Morimoto, T.: The 2000 kW Gas Turbine Plant. «Fuji Denki Review», Vol. 2, 1956, No. 3, p. 57–64.
- [3] Gähler, W.: Die erste industrielle kohlenstaubgefeuerte Heissluftturbinen-Anlage mit geschlossenem Kreislauf. «Escher Wyss-Mitteilungen», 1956, H. 2, S. 49–54.
- [4] Taygun, F.: Heissluftturbinen-Anlagen mit geschlossenem Kreislauf; geschichtliche Entwicklung, heutiger Stand und Zukunftsprobleme, SBZ, 1957, H. 24, S. 374–381; H. 25, S. 394–401.
- [5] Dengler, F.: Das Coburger Heizkraftwerk. «Energie», Jg. 9 (1957), Nr. 11, S. 447–451.
- [6] Frutschi, H. U.: Kombinierte Strom- und Wärmeerzeugung. «Technische Rundschau», 1963, Nr. 29/30, S. 3–7, 25–27.
- [7] Schmidt, D.: Heissluftturbinen-Anlage zur kombinierten Erzeugung von Strom und Süßwasser. «Escher Wyss-Mitteilungen», 1964, H. 1/2, S. 121–125.
- [8] Frutschi, H. U.: Oekonomische Energie- und Wärmeerzeugung. «Technische Rundschau», 1965, Nr. 30, S. 3–7, 13.
- [9] Keller, C.: Die geschlossene Gasturbine für Kernkraft-Anlagen. «Neue Technik», 7, 1965, Heft B 4, S. 153–163.
- [10] La Fleur, J.: Cryogenics via the Gas Turbine. «Mechanical Engineering», Nov. 1965.
- [11] Scheltz, H.-J. und Langner, W.: Gasturbinen mit geschlossenem Kreislauf als Heizkraftwerke. «Kommunalwirtschaft», Heft 11, 1964, Nr. 24 und 25, Juni 1957.
- [12] Taygun, F. und Frutschi, H. U.: Die Heissluftturbinen-Anlage mit Naturgasfeuerung in Toyotomi. SBZ 1958, H. 39, S. 579–582.
- [13] Taygun, F.: Die Heissluftturbine als reiner Stromerzeuger und als Heizkraftwerk. «Escher Wyss-Mitteilungen», 35. Jg., 1962, Heft 2, S. 29–37.
- [14] Hohl, R. und Frutschi, H. U.: Kupplung von elektrischer Energie- und Wärmeerzeugung mit Dampf- und Gasturbinen-Anlagen. Weltkraftkonferenz 1964, Bericht 95.
- [15] Gähler, W. und Schmidt, D.: Die Heissluftturbine im Heizkraftwerk. «Escher Wyss-Mitteilungen» 1961, Heft 2/3, S. 41–46.
- [16] Schmidt, D. und Frutschi, H. U.: Heizkraftkupplung mit Heissluftturbinen. «Energie», Jg. 14, 1962, Heft 11, S. 482–486.
- [17] Dyhr, F. und Holzapfel, H.: Heissluftturbinen für Heizkraftwerke, Heizkraftwerk Oberhausen. «Energie», 13. Jg., 1961, S. 520–527.
- [18] Deuster, G.: Die Heissluftturbine in der Heizkraftwirtschaft und das Heizkraftwerk Oberhausen. SBZ 1962, H. 33, S. 571–578.