

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 84 (1966)
Heft: 10

Artikel: Entwicklungsprobleme an einer Gasturbine für Leistungen von 10 bis 30 PS
Autor: Oprecht, Ulrich
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-68856>

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: 14.04.2026

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

Abschliessend darf darauf hingewiesen werden, dass die Firma Brown Boveri in bewusster Erkenntnis der geschilderten Umstände und der sich daraus ergebenden Überlegungen den Bau und die Weiterentwicklung beider Typen von Gasturbinen verfolgt und deshalb in der Lage ist, in jedem einzelnen Anwendungsfall diejenige Maschinentype vorzuschlagen zu können, welche auf Grund von Wirtschaftlichkeits-Überlegungen, wie sie vorstehend dargelegt wurden, als am vorteilhaftesten erscheint.

Literaturverzeichnis:

- [1] H. Pfenninger: Operating results with gasturbines of large output. ASME Paper 62-WA-188.
- [2] W. P. Auer: Operating experience of installed gasturbines presented at «Symposium on Operating experience of high-duty prime movers» – Paper 7. Institution of mechanical engineers, London.
- [3] M. Derclaye: 25 Jahre Betriebserfahrung mit Gasturbinen. «Brown Boveri-Mitteilungen», Bd. 52, Nr. 3, 1965.
- [4] H. R. Bolliger: 15 Years of Gasturbine Operation in Venezuela's Industry and Utilities. ASME Paper presented at 1966, ASME Gasturbine Conference, Zürich.
- [5] O. H. Pfersdorff: Considerations for Gasturbines and their Initial operating experiences at El Convento. ASME Paper No. 60 – GTP-4.
- [6] O. H. Pfersdorff: Operating Experiences and Data of two 20 000-kW Gasturbines at El Convento. ASME Paper No. 63 – AHGT-8.
- [7] J. Hognestad: Operational Experience with an automatically controlled Gasturbine plant in Venezuela. «Brown Boveri-Review», Vol. 46, No. 7, July 1959.
- [8] H. R. Bolliger: Die Verwendung von Flugzeug-Düsenantrieben zur Energieerzeugung. «Brown Boveri-Mitteilungen», Bd. 52, Nr. 3, 1965.
- [9] H. Pfenninger: Wirtschaftliche Betrachtungen zur Erzeugung von Energiespitzen durch Gasturbinen und Betriebserfahrungen mit dem Spitzenkraftwerk Beznau der NOK. Sonderdruck Nr. 1a/2022.
- [10] H. Pfenninger: Automatisch arbeitende Gasturbinenanlagen. «Brown Boveri-Mitteilungen», Bd. 51, Nr. 3/1964, S. 131–144.

Entwicklungsprobleme an einer Gasturbine für Leistungen von 10 bis 30 PS

Von Dr. Ulrich Oprecht, dipl. Ing. ETH, Aktiengesellschaft Adolph Saurer, Arbon

DK 621.438.081.12

Zusammenfassung

Nach einer Darlegung der grundsätzlichen Schwierigkeiten beim Entwurf von Gasturbinen für Wellenleistungen zwischen 10 und 30 PS werden die Konstruktionsprinzipien für eine 15-PS-Maschine erläutert. Von den verschiedenen Schwierigkeiten, welche bei der Entwicklung dieser Maschine zu überwinden waren, erwies sich die Behebung der Rotorschwingungen am langwierigsten. Gleichzeitige Untersuchungen auf einer Gross-Rechenanlage und an einer Reihe von schrittweise abgeänderten Wellen-Lagersystemen führte auf die einfache und betriebssichere Lösung der hydrodynamisch gedämpften Lagerabstützung des Turbinenrotors. Praktische Erfahrungen mit der Maschine konnten bis heute gewonnen werden als Kaltstart-Ausrüstung schwerer Militärfahrzeuge und als Hilfsgerät für Reise-Strahlflugzeuge.

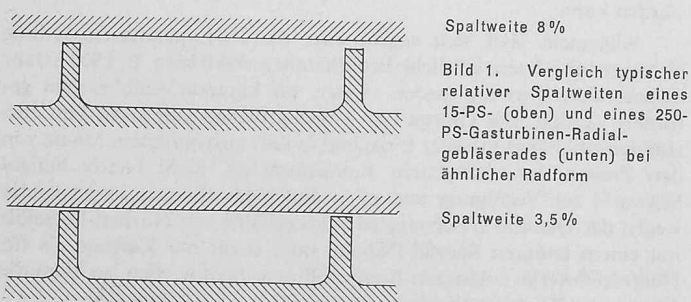
1. Einleitung

Die Entwicklung von Gasturbinen im Leistungsbereich unter 50 PS wurde verschiedentlich versucht. Beispielsweise hatte die Austin Motor Company vor einiger Zeit eine 30-PS-Maschine im Versuch, welche auf Grund einer englischen Regierungs-Spezifikation gebaut worden war [1]. Die Curtiss Wright Corp. stellte am Pariser Luftfahrt-Salon 1959 eine Kleinturbine zum Antrieb eines 7,5-kVA-Generators aus, die auf einem amerikanischen Patent der zwei Schweizer Ritz und Dreher beruhte [2]. Soweit dem Autor jedoch bekannt ist, kam diese Maschine nie über das Versuchsstadium hinaus. Seit einigen Jahren wurden verschiedene Gasturbinen zum Anlassen grosser Strahltriebwerke entwickelt; erwähnt seien die Fabrikate von Microturbo, Solar, AEI, Rotax und Airesearch. Diese Turbinenanlasser sind für die kurzzeitige Abgabe von etwa 100 PS bestimmt. Im Dauerbetrieb ist eine Belastung mit etwa 50 PS möglich; da sie jedoch als Anlasser zur Erzeugung eines grossen Momentes bei relativ kleiner Drehzahl vorgesehen sind, ist ihr Leistungsgewicht bei dieser verringerten Leistung verhältnismässig schlecht.

Mit Beginn der sechziger Jahre entstand nun ein wachsendes Interesse für Leichtgewicht-Gasturbinen als Hilfsantriebe in Reise-flugzeuge und grosse Militärfahrzeuge. Die folgenden Ausführungen beschreiben Entwicklung und Konstruktion einer Kleingasturbine im Leistungsbereich von 10 bis 30 PS, welche unterdessen in die Vorserien-Fabrikation genommen werden konnte.

2. Konstruktionsprobleme

Die Erzeugung von 10 bis 30 PS in einer Gasturbine für Abgabe von Wellenleistung verlangt bei Verwendung bester, bewährter, hoch-



warmfester Materialien und bei Beschränkung auf Druckverhältnisse unter etwa 6:1 einen Luftdurchsatz von 0,1 bis 0,35 kg/s. Unter Voraussetzung gut aufeinander abgestimmter Werte für Betriebsdrehzahl, Schaufelhöhe, Schaufel- und Scheibenbeanspruchung und Durchtrittsgeschwindigkeiten durch die Schaufelung ergeben sich Reynoldszahlen, welche immer noch mindestens eine Grössenordnung unter den gebräuchlichen Werten liegen. Die Zunahme der Reibungsverluste mit sinkender Reynoldszahl [3] bis [6] scheint daher die Verwendung axialer Schaufelungen auszuschliessen, zum mindesten für den Kompressor.

Radial durchströmte Schaufelräder reagieren bekanntlich schwächer auf eine Senkung der Reynoldszahl, da die benetzten Schaufellängen in Strömungsrichtung immer verhältnismässig lang sind und damit eine Entwicklung turbulenter Reibungsschichten begünstigt wird. Die Strömung durch eine radiale Schaufelung ist aber verhältnismässig stark gekrümmt und mit Sekundärströmungen durchsetzt. Zudem sind die Schaufeln speziell am Radumfang sehr kurz gegenüber der Schaufelteilung, womit Spaltverluste an Einfluss gewinnen. Besonders bei sehr kleinen Rädern sind diese Spaltverluste ausgeprägt, da die absolute Weite des Spaltes, bedingt durch Lager- und Fabrikationstoleranzen, nicht beliebig verkleinert werden kann. Bild 1 veranschaulicht typische bezogene Spaltweiten eines Gasturbinen-Radialgebläserades von 15 PS bzw. von 250 PS. Der Einfluss der Spaltweite auf den Stufen-Wirkungsgrad ist noch nicht eindeutig abgeklärt [7], [8], [9], eine Vergrösserung der Spaltweite von 2 auf 10% scheint aber den Stufenwirkungsgrad in gleichem Masse zu senken wie eine 100fache Verringerung der Reynoldszahl [7], [8], [10]. Es werden daher im besten Fall für Radialgebläse und Radialturbinen isentrope Stufenwirkungsgrade, bezogen auf Gesamtdruck- und Temperaturänderung vom Eintritt zum Austritt, von 75 bis 80% erwartet für Stufendruckverhältnisse von etwa 3:1 bei den oben erwähnten Durchsätzen.

Da die Umfangsgeschwindigkeit zur Verarbeitung eines gewählten Druckverhältnisses und zugehöriger Enthalpieänderung in erster Näherung eine Konstante ist, verändert sich die Drehzahl des Rotors umgekehrt proportional zu seinen Abmessungen. Je kleiner ein Rad ist, um so schneller muss es drehen. Unwuchtkräfte gehen mit dem Quadrat der Drehzahl für eine gegebene Rest-Exzentrizität der Rotormasse. Ein kleiner Rotor muss daher auf eine viel engere Rest-Exzentrizität gewuchtet werden als beispielsweise ein 300-PS-Rotor. Bild 2 zeigt das Verhältnis der Unwuchtkraft zum Rotorgewicht in Abhängigkeit von Drehzahl und Rest-Exzentrizität. Auswuchtmaschinen, welche auf Schwerpunkts-Verschiebungen von 10^{-4} mm ansprechen, sind unerlässlich. Solch extrem kleine Werte lassen sich mit Sicherheit nur bei einer Wuchtung des montierten, in seinen Lagern laufenden Rotors erzielen. Ein weiteres Problem, das sich aus der hohen Drehzahl einer Kleinst-Gasturbine ergibt, ist die Beschaffung betriebssicherer Lager. Glücklicherweise weist der Bau von Kreiseln ähnliche Probleme auf, und hierfür brauchbare Wälzlager werden industriell gefertigt.

Drehzahlbereiche von Flugzeuggeneratoren, welche einzig einigermaßen interessante, einer Kleingasturbine vergleichbare Gewichte aufweisen, liegen zwischen 4000 und 12000 U/min. Wechselstromgeneratoren für 400 Hz, 24000 U/min weisen vielversprechende Lei-

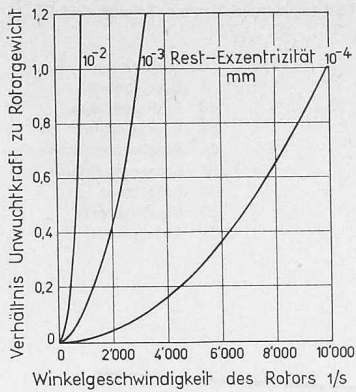


Bild 2. Unwuchtkraft, bezogen auf Rotorgewicht in Funktion der Rotor-Winkelgeschwindigkeit für verschiedene Rest-Exzentrizitäten (Ableitung des Zusammenhanges im Anhang)

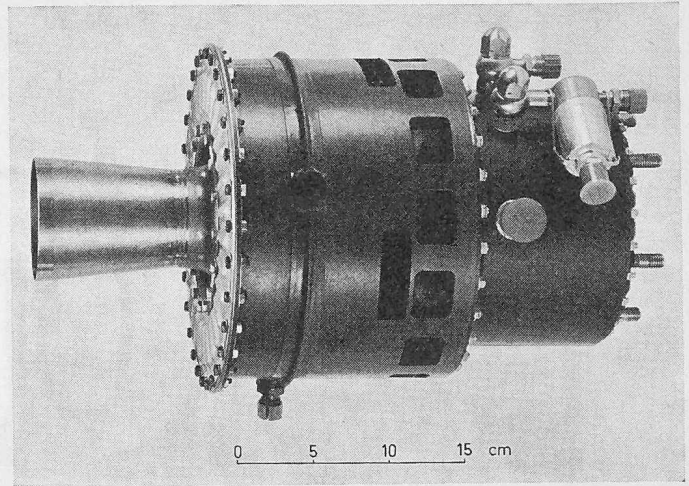


Bild 3. Gasturbine Type GT 15. Turbinenteil links, Getriebeteil rechts. Trockengewicht der voll ausgerüsteten Maschine 10 kg. Nennleistung in Meereshöhe bis 25° C Ansaugtemperatur 15 PS

stungsgewichte auf, sind zur Zeit aber erst in Entwicklung. Getriebe mit Untersetzungsverhältnissen über 10:1 sind daher unerlässlich, um die hohe Drehzahl des angestrebten Gasturbinenrotors verwerten zu können.

Jede Gasturbine benötigt Zubehörgeräte: Brennstoff- und Schmierstoffversorgung, Drehzahlregler mit Leistungssteuerung, Anlasser, Zündgerät. Diese Geräte müssen auf die eigentliche Gasturbine abgestimmt sein, um unzulässiges Übergewicht und Leistungsverluste zu vermeiden. Die häufig veranschaulichte Methode, im Interesse erleichterter Wartungsmöglichkeit jeden Zubehör mit besonderem Antrieb und entsprechenden Verlusten von aussen an die eigentliche Maschine anzubauen, liegt nicht im Interesse eines günstigen Leistungsgewichtes. Zudem sind käufliche Geräte leider so gross und schwer, von den Kosten nicht zu sprechen, dass die Lösung in Bauformen zu suchen ist, bei denen diese Geräte in die Turbine eingebaut sind. Ihre Betriebssicherheit muss selbstverständlich der ganzen Maschine angepasst sein.

3. Entwurf der Kleingasturbine Type GT 15

Nach diesem Überblick über die einer Kleingasturbine eigentümlichen Konstruktionsprobleme und fussend auf umfassenden Kreisprozessberechnungen, welche im besten Fall etwa 12% Gesamtwirkungsgrad verhiessen, wurde das Hauptgewicht auf einen gedrängten, möglichst leichten Aufbau der Maschine gelegt.

Die Wahl des Brennkammersystems beeinflusst den Aufbau einer Gasturbine wahrscheinlich am wirkungsvollsten. Die Ringbrennkammer vermeidet voluminöse Leitungen und Übergangsstutzen und gewährleistet rotationssymmetrische Wärmedehnungen- und Spannungen. Eine Anordnung zwischen Gebläse- und Turbinenrad erlaubt ein verhältnismässig grosses Brennkammervolumen mit entsprechend verringerter Belastung und langer Lebensdauer. Die Verteilung der an und für sich schon sehr kleinen Brennstoffmenge auf mehrere Düsen am Umfang ruft den bekannten Verteilungsschwierigkeiten auf die einzelnen Düsen, besonders bei den kleinen, erforderlichen Düsenbohrungen von weniger als 0,2 mm Durchmesser. Den besten Ausweg aus diesen Schwierigkeiten bietet die Umlaufzerstäubung des Brennstoffes, ein Verfahren, welches schon vor 50 Jahren in Ölf Feuerungen angewendet und durch Turbomeca im Gasturbinenbau eingeführt wurde. Ein weiterer Vorteil der Umlaufzerstäubung des Brennstoffes aus der Turbinenwelle liegt in der Möglichkeit der Niederdruck-Brennstoffförderung in die hohle Turbinenwelle, welche dank ihrer hohen Umfangsgeschwindigkeit selbsttätig für gute Zerstäubung im ganzen Drehzahlbereich sorgt. Damit der Brennstoff aus der Welle in die rotationssymmetrisch angeordnete Brennkammer geschleudert werden kann, muss sie über eine gewisse Länge offen in der Brennkammer drehen. Dies ruft entweder einer Anordnung mit fliegendem Turbinenrad oder der Lagerung des Turbinenrades im Abgasstutzen. In letzterem Falle müsste das äussere Gehäuse die Lagerkräfte über Brennkammer und Turbine aufnehmen, wobei das Lager natürlich zu kühlen wäre. Demgegenüber wurde die fliegende Anordnung des Turbinenrades mit Wälzlagerung beidseitig des Gebläserades vorgezogen. Diese Lager wie auch das ganze Getriebe werden mittels Brennstoff geschmiert, womit eine gute Kühlung bei kleinen Walkverlusten möglich wird.

Je nach dem Verwendungszweck kann die Abtriebsdrehzahl des Getriebes durch passende Rädersatz zwischen 6000 und 24000 U/min variiert werden. Mit einer einzigen Vorgelegewelle und nur zwei Stirnräderpaaren wird das erforderliche Untersetzungsverhältnis verwirklicht. Auf der Vorgelegewelle befindet sich ferner eine doppelte Zahnradpumpe und ein Drehzahlgenerator. Die erste dieser Pumpen

fördert den Brennstoff vom Tank in einen Verteiler, in welchem der Druck dank einem Überdruckventil, unabhängig vom jeweiligen Durchsatz, konstant gehalten wird. Die verschiedenen Schmierstellen werden aus diesem Verteiler gespiesen. Ein weiterer Brennstoffanteil geht nach Durchtritt durch ein elektromagnetisch gesteuertes Ventil in die hohle Turbinenwelle, durch welche er in die Brennkammer geschleudert wird. Die zweite Brennstoffpumpe saugt den Getriebebesumpf von ablaufendem Schmierbrennstoff leer und fördert ihn in den Tank zurück. Als Hilfsantrieb ist die GT 15 immer mit einem grösseren Brennstoffsystem mit entsprechendem Tankraum verknüpft, womit eine eigene Kühlung entfallen kann.

Das elektromagnetisch gesteuerte Brennstoffventil empfängt seinen Regelstrom von einer elektronischen Regulierung ausserhalb der eigentlichen Maschine. Jede Abweichung vom vorgewählten Drehzahlbereich infolge veränderter Last, Leerlauf oder Volldrehzahl wird durch den Drehzahlgenerator auf die Regulierung übertragen und durch eine entsprechende Änderung des Regelstromes korrigiert. Die elektronische Regulierung enthält in einem unabhängigen Teil eine Überdrehzahl- und eine von einem Abgastermostat gesteuerte Über-temperatursicherung, welche beide auf ein zweites elektromagnetisches Ventil in der Brennstoffförderleitung wirken können.

Anlassen der Gasturbine erfolgt wahlweise von Hand mittels übersetztem, mehrfachem Seilzug auf die Antriebswelle, mittels Starterwicklungen im angetriebenen Gleichstromgenerator oder mittels Pulvergasen, welche auf ein kleines, mit der Antriebswelle gekoppeltes Turbinenrad wirken. Die Zündung der Brennkammer geschieht durch ein eigens entwickeltes kleines Hochenergiegerät, welches eine Hochenergiekerze am Brennkammerumfang speist.

4. Entwicklungsgeschichte der GT 15

Entwurfstudien begannen im Frühjahr 1961 auf Grund von Anfragen für eine Hilfsgasturbine in ein Strahl-Reiseflugzeug. Erste Versuche mit einem vollständigen Prototyp begannen im Mai 1962. Während den nächsten zwei Jahren schritt die Entwicklung der Maschine, wenn auch sehr langsam, aber doch stetig voran. Eine Reihe von Schwierigkeiten, welche weiter unten beschrieben werden, musste überwunden werden. Im Verlaufe des Jahres 1964 waren diese grösstenteils gemeistert, so dass Dauerversuche neben der Erprobung in verschiedenen Anwendungsgebieten möglich wurden.

Der Entwurf der GT 15 stützt sich auf praktischer Erfahrung mit verschiedenen Versuchsmaschinen. Die erste geht noch auf das Jahr 1947 zurück, als bei Saurer eine reine Versuchsmaschine entworfen, gebaut und geprüft wurde, hauptsächlich mit dem Ziel, auf einem technologisch neuen Gebiet praktische Erfahrungen zu sammeln. Eine weitere Maschine in Leichtbauweise, welche bereits mit Brennstoff geschmiert wurde und zuerst mit einer Einzelbrennkammer, dann mit einer Ringbrennkammer mit Einzeldüsen am Umfang ausgerüstet war, führte zum Vorläufer der GT 15. Dieser Vorläufer mit einer Nennleistung von 50 PS hatte eine Ringbrennkammer mit Umlaufzerstäubung des Brennstoffes und ein fliegend angeordnetes Turbinenrad. Die Resultate dieser Maschine waren so ermutigend, dass der Entwurf, die Herstellung und die Entwicklung der GT 15 eingeleitet werden konnten. (Bilder 3 und 4.)

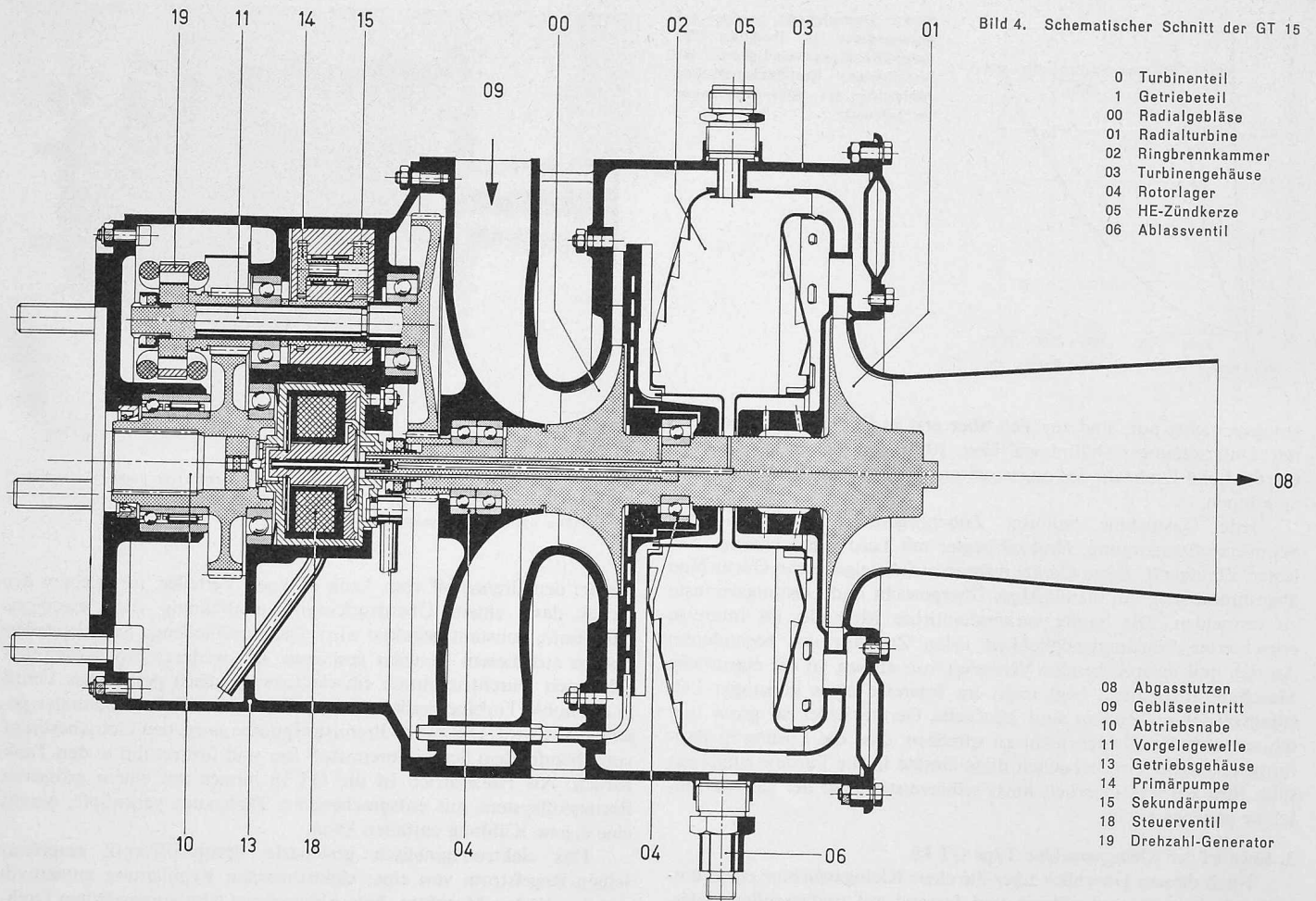


Bild 4. Schematischer Schnitt der GT 15

- 0 Turbinenteil
- 1 Getriebeteil
- 00 Radialgebläse
- 01 Radialturbine
- 02 Ringbrennkammer
- 03 Turbinengehäuse
- 04 Rotorlager
- 05 HE-Zündkerze
- 06 Ablassventil

- 08 Abgasstutzen
- 09 Gebläseeintritt
- 10 Abtriebsnabe
- 11 Vorgelegewelle
- 13 Getriebsgehäuse
- 14 Primärpumpe
- 15 Sekundärpumpe
- 18 Steuerventil
- 19 Drehzahl-Generator

Die ersten Versuche mit der GT 15 zeigten bald die Unmöglichkeit, mit Drehzahlen über einem Leerlauf von etwa 55000 U/min betriebssicher zu fahren. Streifen in den Abdichtungen beidseitig der Rotorlager führten unweigerlich zum Blockieren des Rotors. Die auf Grund der Streifen festgestellten Wellenschwingungen waren vorerst unerklärlich. Nachrechnung der Wälzlagersteifigkeiten (Bild 5) zeigten viel tiefere Werte, als ursprünglich beim Entwurf vorausgesetzt und in einem Vorversuch nachgewiesen worden waren. Das Verhalten des Wellen-Lagersystems musste unter Berücksichtigung aller Feinheiten anschließend auf einem Rechenautomaten untersucht werden. Die verwendete Methode entsprach einer Veröffentlichung von Sevcik [11]. Die Resultate ergaben ein weites Feld möglicher biegekritischer Drehzahlen, besonders für die zweite Biegekritische, in Abhängigkeit von der Steifigkeit der Lager und ihren Aufhängungen (Bild 6). Ferner wiesen die Rechnungen auf mehr als 100fach grösseren Ausschlag in der zweiten Biegekritischen gegenüber der ersten oder dritten Ordnung hin. Wahrscheinlich fehlgeleitet durch die Entwurfsrechnungen, waren die Streifen als Folge des Durchganges durch die erste Ordnung gedeutet worden, während die verbesserte Rechnung auf die zweite Ordnung hinwies. Diese Erklärung wurde noch erschwert durch Aufspaltung der zweiten Ordnung in mehrere Resonanzstellen.

Eine Turbine wurde mit einem Ersatzrotor gleicher statischer und dynamischer Eigenschaften wie der wirkliche Rotor ausgerüstet. Abstands- und Schwingungsgeber gestatteten die Verbiegungen der Welle zwischen den Lagern und am Turbinenende zu kontrollieren und dank des Schwingungsgebers vom Modell auf die wirkliche Turbine zu übertragen. Im Fremdantrieb wurden am Modell verschiedene Änderungen überprüft und schrittweise auf die wirkliche Turbine übertragen. Mittels einer hydrodynamisch gedämpften Abstützung des Lagers zwischen Gebläse- und Turbinenrad bei gleichzeitiger Versteifung der äusseren Lagerung zwischen Gebläserad und Ritzel und Wuchtung des Rotors entsprechend seiner Verformung in der zweiten Biegekritischen ergab sich für alle Drehzahl- und Lastbereiche eine betriebssichere und dauerhafte Lösung dieses Problems.

Zu Beginn der Versuche erfolgte die Zuführung des Schmierstoffes zum inneren Lager durch zwei diametral liegende Bohrungen in der Turbinenwelle. In einigen Stunden Laufzeit verbog sich die Welle langsam mit entsprechend zunehmender Unbalance des Rotors,

welche bis zum Streifen und Blockieren führen konnte. Drei gleichmässig am Umfang verteilte Bohrungen behoben diese Schwierigkeit. Ein ähnliches Problem zeigte sich an der Aufhängung des inneren Lagers, welche vorerst eine einzige, radial nach aussen führende Schmierstoff-Rücklaufbohrung aufwies. Auch hier führte längerer Betrieb zum Verzug des Teiles mit Streifen und Blockieren des Rotors. Die Umkonstruktion auf einen spiralförmig nach aussen führenden Rücklaufkanal führte zu einer Ausführung, die nunmehr unter allen Betriebsbedingungen stabil blieb.

Die Kreisprozessrechnungen für den Entwurf stützten sich auf Messungen an wesentlich grösseren Schaufelungen. Eine Überprüfung dieser Unterlagen an der wirklichen Maschine war daher von grosser Wichtigkeit. Durch Fremdantrieb der Gasturbine bei entfernter Brennkammer und ohne Turbinenrad konnte nach Anbau geeigneter Messstutzen die Gebläsecharakteristik aufgenommen werden. Die gemessenen Druckzahlen lagen etwas tiefer als in der ursprünglichen Annahme, während sich die Leistungszahlen deckten. Gleichermassen wurden die mechanischen Verluste an einer Turbine ohne Gebläse- und Turbinenrad, aber ausgerüstet mit einer glatten Ersatzwelle, festgehalten. Messungen an der vollständigen Maschine umfassten Luftdurchsatz, Zustand vor dem Gebläse, Gebläsedruck, Nutzdrehmoment, Drehzahl der Vorgelegewelle, Brennstoffverbrauch, Abgastemperatur und Abgasgedruck. Durch die Eingabe der Zahlen für die Gebläsecharakteristik und für die mechanischen Verluste in den Rechenautomaten war es unter Verwendung der Messwerte auf iterativem Weg möglich, die Turbinencharakteristik und den Verbrennungswirkungsgrad zu berechnen. Typische Werte der Gebläsedruckzahl, des Verhältnisses zwischen Abgastemperatur und Gebläseansaugtemperatur und Gesamtwirkungsgrad sind in Bild 7 über der reduzierten Nutzleistung aufgetragen. Für die Ableitung der verwendeten Grössen sei auf den Anhang verwiesen. Die so berechnete Turbinencharakteristik fiel gut mit den ursprünglichen Annahmen zusammen, während eine Erhöhung der Gebläsedruckzahl und eine Senkung der mechanischen Verluste wünschenswert erscheint.

Um Brennstoffverbrauch und Abgastemperatur bei Vollast möglichst tief zu halten und andererseits den Pumpbereich des Gebläses bei plötzlicher Lastzuschaltung oder Beschleunigen vom Leerlauf in die Vollzahl unter allen Umständen zu vermeiden, wurde in einer

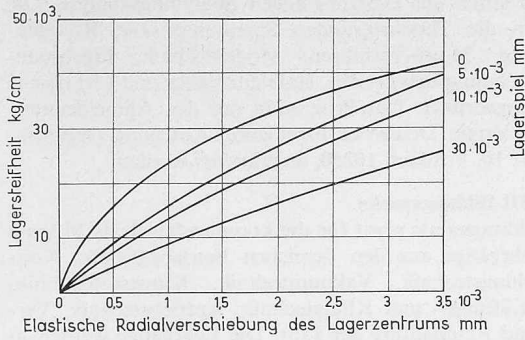


Bild 5. Steifheit des Kugellagers senkrecht zu seiner Achse in Abhängigkeit von der elastischen Radialverschiebung des Lagerzentrums und des Lagerspiels (Lager Fafnir MM 9103 K-MBR, Grösse 17×35×10 mit 9 7/32" Kugeln)

Bild 6 (rechts). 1., 2. und 3. biegekritische Drehzahl in Funktion der Lager und Lagerträgersteifigkeit C_1 und C_2 für den GT-15-Rotor (C_1 Abszisse, C_2 Parameter)

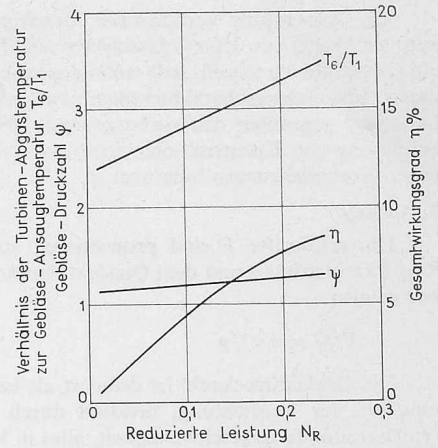
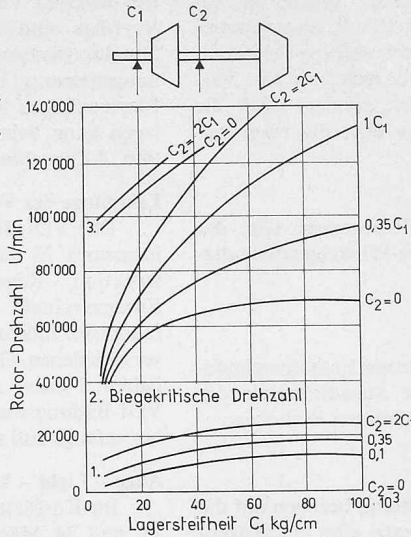


Bild 7. Gebläse-Druckzahl, Verhältnis der Abgas-temperatur zur Gebläseansaugtemperatur T_6/T_1 in Funktion der reduzierten Leistung (Ableitung der Zusammenhänge im Anhang)

Reihe von Versuchen der günstigste Querschnitt der Turbinenleitschaufelung ermittelt. Gleichzeitig erfolgte der Einbau eines Beschleunigungsgliedes in den Turbinenregler, welches nur beim Hochfahren von Leerlauf in die Volldrehzahl wirkt. Die Variation der Gebläsedruckzahl von Leerlast bis Vollast ist in Bild 7 bereits gezeigt worden.

5. Praktische Erprobung

Eine erste Versuchsreihe der praktischen Erprobung erfolgte als Hilfsantrieb für schwere Militärfahrzeuge. Die GT 15 trieb dabei einen Wechselstromgenerator an, und ihr Auspuff wurde in einem Wärmeaustauscher zur Vorwärmung des Kühlsystems des Hauptmotors ausgenutzt, wobei Kaltstartversuche mit verschiedenen Brennstoffen bis -40°C durchgeführt werden konnten. Anlassen der GT 15 von Hand oder mit dem Pulvergasanlasser bot für Flugpetrole (JP 1, JP 4) keine besonderen Schwierigkeiten, während dies mit einem deutschen Winterdieselöl nur noch mittels Pulvergasanlasser gelang. Kontrollversuche mit einer Mischung von Petrol und Schmieröl für gleiche Zähigkeit bei Raumtemperatur wie für das Winterdieselöl bei -40°C gaben gleiches Verhalten. Der Pulvergasanlasser treibt die Turbine innert etwa 3 s praktisch bis zur Leerlaufdrehzahl hoch, während mit dem Handanlasser die Brennkammer schon bei sehr tiefer Drehzahl zünden muss, damit der Operateur die Turbine stufenweise bis zur Selbstlaufdrehzahl beschleunigen kann. Der Kontrollversuch bewies, dass bei der tiefen Handanlasserdrehzahl der relativ zähe Brennstoff zu wenig zerstäubt wurde, um die Verbrennung zu übernehmen. Eine kleine Hilfsdüse, die parallel der Kerze am Brennkammerumfang eingesetzt und über eine Handpumpe gespiesen wurde, erlaubte in der Folge auch mit diesem Brennstoff den Kaltstart von Hand bis zu -40°C .

Während der Entwicklung der GT 15 als Hilfsantrieb für moderne Reiseflugzeuge zeigte sich der Bedarf, nicht nur Gleichstrom für das Bordnetz zu erzeugen, sondern auch die Klimaanlage bei stillstehendem Flugzeug betreiben und trotz der begrenzten Leistung der GT 15 auch den Triebwerkstart durchführen zu können. Getriebe und Gebläse einer GT 15 lieferten die zum Betreiben der Klimaanlage erforderliche Druckluft, selbstverständlich innerhalb des Leistungsbereiches der GT 15 durch Anpassung der Gebläseübersetzung und des Rad-durchmessers. Ein Gleichstromgenerator mit beidseitigen Antriebswellen erlaubte den Aufbau einer sehr kompakten Gruppe mit gleichachsiger Anordnung von Generator, Gebläse und antreibender Gasturbine. Dieses Hilfsaggregat wurde voll verschalt und intern ventiliert gemäss FAA-Vorschriften (Bild 8). Dank geeigneter Parallelschaltung und geregelter Abstimmung der Generatorspannung auf die Bordbatteriespannung wurde es weiter möglich, mit diesem System zwei Strahltriebwerktypen der 1500 kg-Schubklasse erfolgreich anzulassen.

6. Folgerungen

Aus der Entwicklungsgeschichte der GT 15 lassen sich zwei grundsätzliche Folgerungen ziehen:

Bei einer gleichen Anzahl Prototypen und auf die Gewichtseinheit bezogen, liegen die Entwicklungskosten der GT 15 vom Entwurf bis zur Fabrikationsreife in der gleichen Grössenordnung, wie sie für Strahltriebwerke üblich sind [12], [13]. Dies mag zufällig erscheinen, wenn man den einfachen Aufbau der GT 15 mit einem modernen Strahltriebwerk vergleicht. Es muss aber berücksichtigt werden, dass trotz der vorhandenen Erfahrung jede kleinste Einzelheit von Grund auf neu erzeugt, geprüft und die zugehörigen Fabrikationsverfahren entsprechend entwickelt werden mussten.

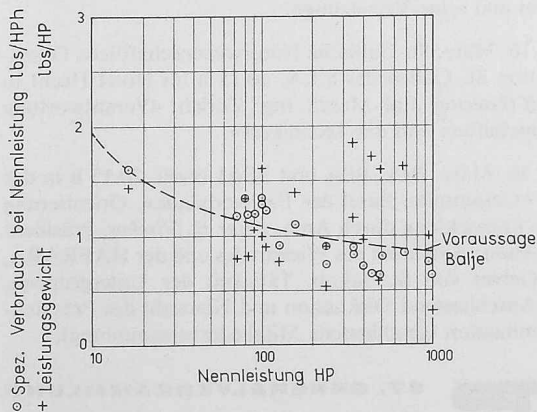
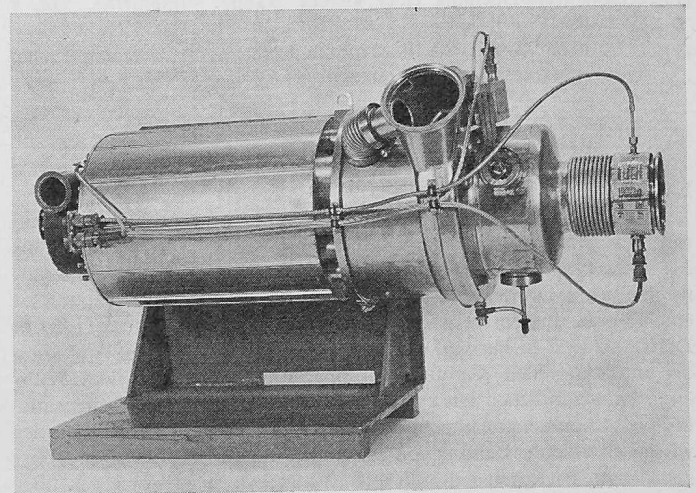


Bild 9. Vollastverbrauch und Leistungsgewicht moderner Einwellen-Gasturbinen ohne Wärmeaustauscher, zusammengestellt aus «Gas-Turbine-Catalog» 1965, verglichen mit Verbrauchsvoraussage nach Balje [14]

Bild 8. Flugzeughilfs-Aggregat. Gasturbine GT 15 ganz rechts, Gleichstrom-generator in Mitte und Gebläse G 15 ganz links, alles vollständig verschalt. Anschlüsse für Brennstoff, Gleichstrom, Steuerung, Feuerwarnung und -löschung zusammengefasst auf dem gebläseseitigen Anschlusspanz. Gesamtlänge 1100 mm, Gesamtgewicht 57 kg mit Generator GE 2 CM 82 F3 von 30 kg Eigengewicht



Die Auswertung vorhandener Maschinendaten, welche ein bekanntes Thema von Übersichtsarbeiten sind [14], Bild 9, tragen immer ein grosses Risiko in sich. Jede technologische Verbesserung (Materialdaten, Schaufelungscharakteristiken usw.) erlaubt nicht nur eine Verbesserung gegenüber den vorausgesagten Werten, sondern auch die Schöpfung von Konstruktionsprinzipien, welche über die ursprünglichen Voraussetzungen hinausgehen.

7. Anhang

Unwuchtkräfte F sind proportional zur Rotormasse G/g , der Rest-Exzentrizität e und dem Quadrat der Rotor-Winkelgeschwindigkeit ω , also

$$F/G = e \omega^2 / g$$

Die Gebläsedruckzahl ist definiert als isentrope Enthalpienänderung bei der Verdichtung, dividiert durch die Stau-Enthalpie der Gebläseradumfangsgeschwindigkeit, alles in kohärenten Einheiten:

$$\psi = \Delta i_s / \frac{1}{2} u^2$$

Die reduzierte Leistung ist definiert als Leistung, bezogen auf die Gebläseeintrittsenthalpie und den Gebläsedurchsatz, alles in kohärenten Einheiten

$$N_R = \frac{N}{\dot{G} c_p T_1}$$

Literaturverzeichnis

- [1] J. H. Weaving: Small Gas Turbines. Automobile Division, «Institution of Mechanical Engineers Proceedings» 1962.
- [2] E. Ritzi: Miniature Gas Turbine. US Patent No. 2945349, November 12th 1957.
- [3] H. Constant: The Application of Research to the Gas Turbine. North East Coast, «Institution of Engineers and Shipbuilders Transactions» 1953. Vol. 69.
- [4] A. D. S. Carter: The Effect of Reynolds Number on the Performance of a Single Stage Compressor. Aeronautical Research Council Reports and Memoranda 1960, No. 3184.
- [5] A. R. Howell: Flow in Cascades. Aerodynamics of Turbines and Compressors. Vol. X High Speed Aerodynamics and Jet Propulsion, Princeton 1964.
- [6] E. Duncombe: Aerodynamic Design of Axial Flow Turbines. Aerodynamics of Turbines and Compressors. Vol. X High Speed Aerodynamics and Jet Propulsion, Princeton 1964.
- [7] W. T. von der Nuell: The Radial Turbine. Aerodynamics of Turbines and Compressors. Vol. X High Speed Aerodynamics and Jet Propulsion, Princeton 1964.
- [8] W. Stiefel: Untersuchungen an radialen Verdichterlaufrädern. AVA Forschungsbericht, 63-01 Triebwerksaerodynamik der Turbomaschinen, Teil II. Göttingen 1963.
- [9] W. Traupel: Die Theorie der Strömung durch Radialmaschinen. Karlsruhe 1962, Verlag G. Braun.
- [10] H. Davis: Equivalent Performance Parameters for Turbo Blowers and Compressors. «ASME Transactions». Vol. 80 (1958) S. 108.
- [11] J. K. Sevcik: System Vibration and Static Analysis. ASME Preprint 63 - AHGT - 57.
- [12] A. C. Lovesey. The Art of Developing Aero Engines. «Journal of the Royal Aeronautical Society». Vol. 63 (1959) S. 429.
- [13] Strahlantrieb-Dilemma einer kleinen Nation. «Interavia». Vol. 8 (1953) S. 258.
- [14] O. E. Balje: A Contribution to the Problem of Designing Radial Turbomachines. «ASME Transactions». Vol. 74 (1952) S. 451.

Ankündigungen

Experimentelle Spannungsanalyse

Die VDE/VDI-Fachgruppe Messtechnik veranstaltet gemeinsam mit der Bundesanstalt für Materialprüfung (BAM) vom 28. bis 31. März 1966 die 3. Internationale Tagung für experimentelle Spannungsanalyse in Berlin in den Räumen der BAM. Diese Tagung ist eine Fortsetzung der ersten beiden Tagungen dieses Themas (1959 in Delft und 1963 in Paris). Die Veranstaltungen erfolgen auf Anregung des internationalen Komitees für Spannungsanalyse, in dem Fachleute im wesentlichen aus europäischen Ländern zum Erfahrungsaustausch zusammengeschlossen sind. Auf der Tagung, die unter der wissenschaftlichen Leitung von Oberregierungsrat Dr.-Ing. Chr. Rohrbach steht, berichten Autoren aus 12 Ländern in 34 Vorträgen über

die neuesten Verfahren der experimentellen Spannungsanalyse. Die Vorträge sind in die Themengruppen Spannungsoptik, Röntgen-Spannungsmessung, Moiré-Verfahren, Modelltechnik, Eigenspannungsmessung, Dehnungsmesstreifen, Halbleiterteiler und Elektrische Messverfahren eingeordnet. Das Programm mit den Anmeldeunterlagen kann beim Verein Deutscher Ingenieure, Abteilung Organisation, 4 Düsseldorf 10, Postfach 10250, angefordert werden.

Lehrgänge des VDI-Bildungswerks

Das VDI-Bildungswerk plant für die kommenden sechs Monate insgesamt 25 Lehrgänge aus den Bereichen Betriebstechnik, Konstruktion, Regelungstechnik, Vakuumtechnik, Kunststofftechnik, Energietechnik, Lüftungs- und Klimatechnik, Antriebstechnik, Verfahrenstechnik und Reinhaltung der Luft. Die Lehrgänge werden in verschiedenen Grosstädten der Bundesrepublik und in Berlin abgehalten. Nähere Auskünfte erteilt der Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Bildungswerk, 4 Düsseldorf 10, Postfach 10250. Eine Liste, die bis anfangs Juli reicht, liegt auf der Redaktion auf.

Auge - Licht - Verkehrsgeschehen

Im Kurfürstlichen Schloss zu Mainz wird unter diesem Titel am 23. und 24. März eine Arbeitstagung durchgeführt, an welcher Mediziner, Licht- und Verkehrstechniker insgesamt 22 Referate halten. Auch Diskussionen und gesellige Anlässe stehen auf dem Programm, das bezogen werden kann bei der Studiengemeinschaft Licht, Sekretariat Dr.-Ing. E. Jacob, 62 Wiesbaden, Burgstrasse 6.

Einführungskurs in die dynamische Programmierung

Die dynamische Programmierung gewinnt im Rahmen der Operations-Research-Methoden immer mehr an Bedeutung. Im Kurs werden die verschiedenen Begriffe der dynamischen Programmierung anhand von typischen Beispielen dargelegt. Gleichzeitig geben diese Beispiele einen Einblick in die Anwendungsmöglichkeiten. Kursleitung: Dr. E. Nievergelt, dipl. Math. ETH, FIDES Treuhand-Vereinigung, Zürich. Referenten: Prof. Dr. H. P. Künzi, Universität, Zürich Dr. O. Müller und Dr. E. Nievergelt. Kurstermin: Montag, 4., bis Mittwoch, 6. April 1966. Kursort: Maschinenlaboratorium der ETH, Zürich, Sonneggstrasse 3, Auditorium VI.

Der Kurs richtet sich an Mitarbeiter aus Unternehmungen aller Branchen, der Industrie, des Handels, des Gewerbes, aus Dienstleistungsbetrieben und öffentlichen Unternehmungen. Das Kursgeld beträgt Fr. 350.—. Anmeldung bis spätestens Montag, 21. März an das Betriebswissenschaftliche Institut der ETH, Postfach, 8028 Zürich. Auskunft ebenda, Zürichbergstrasse 18, Telephon (051) 47 08 00, intern 34.

Vortragskalender

Montag, 14. März. Maschineningenieurgruppe Zürich der G.E.P. 20.00 h im Zunfthaus zur Zimmerleuten, Zürich. Prof. Dr. Louis Krattinger, Zürich: «Schönheiten Siziliens».

Mittwoch, 16. März. Geographisch-Ethnographische Gesellschaft Zürich. 20.15 h im Auditorium II, Hauptgebäude ETH. Dr.-Ing. Karl Georg Siegler, Architekt, Stuttgart: «Kalabsha, der grösste nubische Tempel und seine Versetzung».

Mittwoch, 16. März. St. Gallische Naturwissenschaftliche Gesellschaft und Sektion St. Gallen des S.I.A. 20.15 h im Hotel Hecht in St. Gallen. Adolf Ostertag, dipl. Masch. Ing., Zürich: «Verantwortung des Naturwissenschaftlers und des Technikers».

Mittwoch, 16. März. BIA, BSA und FSAI Basel. 20.15 h in der Schlüsselzunft. «Gesamtplan Basel der Fachverbände», Orientierung über die jüngste Entwicklung durch Arch. Peter H. Vischer, Präsident der Fachkommission: Anschluss des Wiesentales und der HAFRABA, Sanierung im Gebiet von St. Jakob, Tätigkeit der Untergruppen, Verschiedenes. Anschliessend Diskussion und Neuwahl des Präsidenten der Fachkommission (geschlossene Mitgliederversammlung).

GEP

**57. GENERALVERSAMMLUNG
10. - 12. JUNI 1966 IN ST. GALLEN**

Nachdruck von Bild und Text nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet. Der S.I.A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich. Redaktion: W. Jegher, A. Ostertag, G. Risch; Zürich-Giesshübel, Staffelstrasse 12, Telephon (051) 23 45 07 und 23 45 08.

Briefpostadresse: Schweiz. Bauzeitung, Postfach, 8021 Zürich