

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 75 (1957)
Heft: 10

Artikel: Sulzer-Zweitakt-Dieselmotoren mit Abgas-Turboaufladung
Autor: Gebrüder Sulzer AG
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-63318>

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: 03.07.2025

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

Sulzer-Zweitakt-Dieselmotoren mit Abgas-Turboaufladung

DK 621.436.13

Nach Mitteilungen von Gebrüder Sulzer AG., Winterthur

A. Aufladeverfahren

Die Aufladung ist beim Viertakt-Dieselmotor schon sehr frühzeitig aufgegriffen und mit gutem Erfolg verwirklicht worden. Man kann sich fragen, weshalb sich die Aufladung des Zweitaktmotors erst so viel später durchgesetzt hat. Der Hauptgrund dafür besteht darin, dass der Zweitaktmotor wegen der doppelten Arbeitshubzahl einen wesentlich verstärkten Wärmefluss zu den Zylinderwänden und zum Kolben hat und dementsprechend auch höhere Wandtemperaturen auf der Gasseite aufweist. Darum wird beim normalen Zweitaktmotor die Höchstleistung neben der Rauchgrenze auch durch die zulässigen Zylinderwand- und Kolbentemperaturen beschränkt. Die Turboaufladung des Zweitaktmotors konnte deshalb erst erfolgreich verwirklicht werden, nachdem Aufladeverfahren entwickelt waren, die eine lohnende Erhöhung des effektiven Mitteldruckes gestatten, ohne die Grenzen der thermischen und mechanischen Belastungen des Motors zu überschreiten.

Die gemeinsamen Kennzeichen dieser Verfahren sind:

a) Die Kühlung der Spülluft nach ihrer Verdichtung zur Erhöhung der Luftdichte und zur Senkung der Anfangstemperatur des Arbeitsprozesses.

b) Hohes Luftgewicht im Zylinder, um den Verbrennungsluftüberschuss gegenüber dem unaufgeladenen Motor noch zu steigern.

c) Gute Auslegung von Aufladung und Gaswechsellvorgang, um die eventuell noch benötigte, vom Motor aufzubringende Zusatzleistung zur Verdichtung der Spülluft möglichst zu senken. Damit wird gleichzeitig der mechanische Wirkungsgrad des Motors und der Brennstoffverbrauch verbessert.

Ist die Aufladegruppe so leistungsfähig, dass die Turbinennutzleistung ausreicht, um die gesamte vom Motor benötigte Spülluft zu verdichten, so spricht man von einer freifahrenden Aufladegruppe. Diese zu verwirklichen ist deshalb schwierig, weil der Zweitaktmotor ein Spüldruckgefälle für den Gaswechsel benötigt, das die Turbinenleistung reduziert, und weil er zudem mit Rücksicht auf die begrenzte thermische Belastung mehr Luft braucht als der Viertaktmotor und deshalb tiefere Abgastemperaturen aufweist.

Der freifahrende Turbolader kann grundsätzlich als Gasturbine mit offenem Kreislauf angesehen werden, wobei die Brennkammer durch den Dieselmotor ersetzt ist. Bild 1 zeigt die Bedingungen für das Leistungsgleichgewicht zwischen Turbine und Gebläse des Turboladers für drei verschiedene Gruppenwirkungsgrade und mit dem Verhältnis: Spüldruckgefälle / Aufladendruck als Parameter. Aus dem Diagramm geht hervor, dass ein optimaler Aufladendruck existiert, bei dem die für frei fahrenden Betrieb nötige Auspufftemperatur nach dem Motor ein Minimum erreicht. Bemerkenswert ist auch der grosse Einfluss des Gruppenwirkungsgrades η_T und des Spüldruckgefälles Δp_s auf die absolute Höhe dieser Auspufftemperatur.

Eine weitere Schwierigkeit ergibt sich daraus, dass der Zweitaktmotor normalerweise nicht selbsttätig ist und deshalb den Ladungswechsel nicht selbst tätigt. Daher sind sowohl das Anfahren des Motors wie der Betrieb bei kleinen Belastungen problematisch.

B. Schaltungsarten von Turbolader und Spülpumpe

Als Ergebnis einer langjährigen Entwicklung haben sich aus einer grossen Zahl von Vorschlägen die Schaltungsarten herausgebildet, die auf Bild 2 schematisch dargestellt sind und heute angewendet werden.

a) *Curtis-Schaltung, Bild 2a*

Die normale oder etwas verkleinerte Spülpumpe des unaufgeladenen Motors wird beibehalten und der Motor mit einem in Serie geschalteten Turbolader aufgeladen. Die Verdichtung der Ladeluft erfolgt in zwei Stufen mit Zwischenkühlung und der Turbolader fördert die volle Spülluftmenge, jedoch nur auf einen Teilbetrag des vollen Ladedruckes. Diese Schaltung, die von Curtis vorgeschlagen und patentiert worden ist, hat den Vorteil, dass das Betriebsverhalten des Motors beim Anfahren, Manövrieren und Belasten ganz ähnlich ist wie beim unaufgeladenen Motor. Nachteilig ist dabei, dass der Brennstoffverbrauch des Motors, verglichen mit anderen Schaltungen, nicht so günstig ausfällt, weil die Spülpumpe gegenüber dem unaufgeladenen Betrieb nur wenig entlastet wird, besonders bei Teillast. Dies trifft namentlich bei Kolbenspülpumpen zu, bei denen die Strömungsverluste durch die Ansaug- und Druckventile erheblich sind.

b) *Parallelschaltung von Turbolader und Spülpumpe, Bild 2b*

Der Leistungsfehlbetrag des Turboladers kann durch eine vom Motor angetriebene kleine Spülpumpe gedeckt werden, die nur eine kleine Zusatzluftmenge fördert. In diesem Falle sind Turbolader und Teilspülpumpe parallel geschaltet und verdichten je einen Teil der Spülluftmenge auf den vollen Spüldruck, wobei die Luft nach dem Turbolader gekühlt wird.

Die Parallelschaltung ergibt einen etwas besseren Brennstoffverbrauch des Motors als die Serie-Schaltung, weil die Zusatz-Spülpumpe bei Vollast mit hohem Druckverhältnis arbeitet und die Zusatzleistung mit gutem Wirkungsgrad aufbringt, während sie bei Teillast stark entlastet wird. Sowohl der Turbolader wie die Spülpumpe sind kleiner als bei Serie-Schaltung. Nachteilig ist, dass das Anfahr- und Manövrierverhalten des Motors ohne besondere Anfahrhilfe schlechter ist als bei Serieschaltung, und dass der Lader bei kleinen Lasten zum Pumpen neigt.

c) *Parallelschaltung von Turbolader und Zusatzgebläse*

In Bild 2c ist eine Schaltung dargestellt, bei der die kleine Spülpumpe durch ein fremd angetriebenes Turbogebläse ersetzt ist. Hier wird auch die von diesem Zusatzgebläse geförderte Luft durch den Luftkühler geleitet.

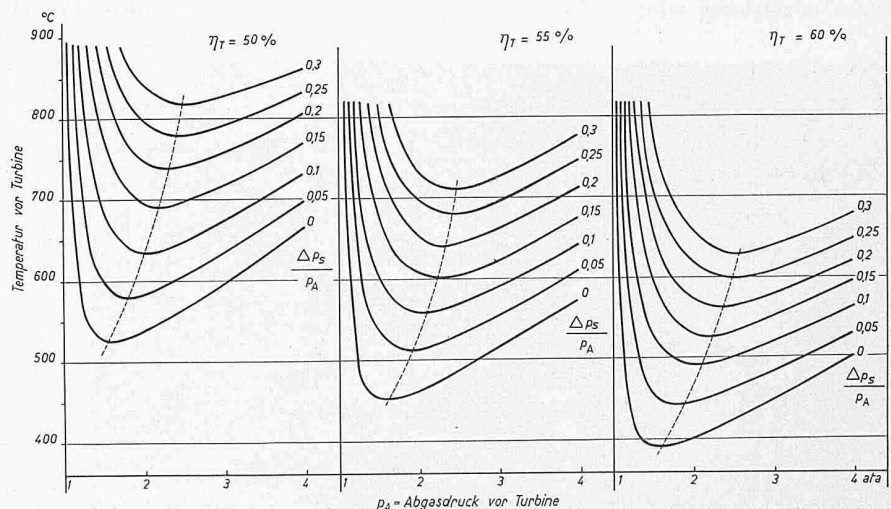
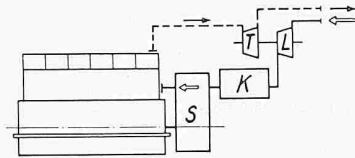
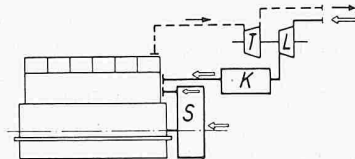


Bild 1. Zusammenhang von Auspufftemperatur und Druck vor Turbine für Leistungsgleichgewicht zwischen Turbine und Gebläse bei Konstantdruckaufladung, berechnet für drei Gesamtwirkungsgrade η_T der Aufladegruppe und mit verschiedenen Spüldruckgefällen Δp_s durch den Motor als Parameter. Annahmen: Aeusserer Luftdruck 734 mm QS; Lufttemperatur 32 °C; Summe der Druckverluste durch Spülluft- und Auspuffleitungen 0,07 kg/cm²

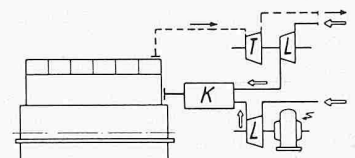
a) Curtis-Schaltung der Spülpumpe



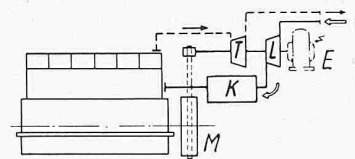
b) Parallelschaltung von Turbolader und verkleinerter Spülpumpe



c) Parallelschaltung von Turbolader und kleinem Zusatzgebläse mit Fremd-antrieb (Elektromotor)



d) Turbolader mit Zusatzantrieb ohne Spülpumpe; Antrieb entweder von der Kurbelwelle aus (M) oder durch Elektromotor (E)



e) Freifahrender Turbolader, keine Spülpumpe

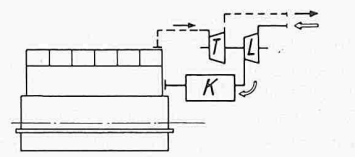


Bild 2. Schematische Darstellung der heute angewendeten Schaltungen von Turbo-Ladegruppen und Spülpumpen für die Aufladung von Zweitaktmotoren

gestrichelt = Abgasleitungen

ausgezogen = Luftleitungen

T Abgasturbine

M Zusatzantrieb von der Kurbel-

K Kühler

welle aus

L Ladegebläse

E Zusatzantrieb durch Elektro-

S Spülpumpe

motor

d) Turbolader mit Zusatzantrieb, keine Spülpumpe, Bild 2d

Eine weitere Möglichkeit, den Leistungsfehlbetrag des Turboladers aufzubringen, besteht darin, dass dem Turbolader mechanische Energie zugeführt wird, indem er direkt vom Motor über ein Übersetzungsgetriebe oder von einem Elektromotor angetrieben wird.

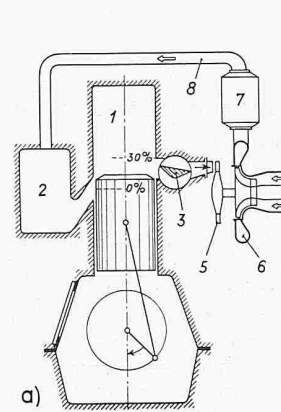


Bild 3a. Prinzipschema der Stossaufladung beim Zweitaktmotor

- 1 Motorzylinder
- 2 Spülluft-Receiver
- 3 Auspuff-Klappe
- 4 Auspuff-Receiver

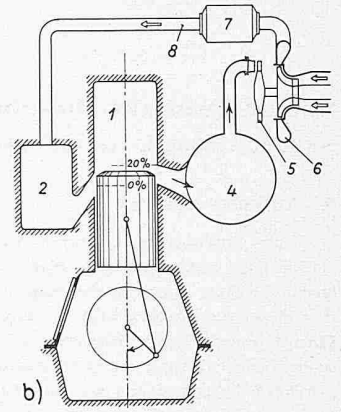


Bild 3b. Prinzipschema der Konstantdruck-Aufladung beim Zweitaktmotor

- 5 Abgasturbine
- 6 Ladegebläse
- 7 Luftkühler
- 8 Ladeluftleitung

e) Freifahrender Turbolader, Motor ohne Spülpumpe, Bild 2e

Alle zuvor beschriebenen Schaltungen komplizieren den Motor, weil sie zusätzliche Installationen benötigen, und erhöhen den Brennstoffverbrauch, weil sie Antriebsleistung verlangen. Das angestrebte Ziel wird stets sein, die auf Bild 2e dargestellte Schaltung zu verwirklichen, d. h. den Zweitaktmotor mit einer freifahrenden Aufladegruppe allein, ohne Hilfe von Spülpumpen aufzuladen. Um das zu erreichen, ist es notwendig, alle nur möglichen Massnahmen anzuwenden. Motorseitig muss ein kleiner Druckabfall vom Spülreceiver bis zur Turbine durch strömungsgerechte Ausbildung der Luft- und Gaskanäle angestrebt werden, und der Motor muss über eine wirksame Spülung verfügen, die gestattet, die Zylinder schon mit kleinem Luftaufwand reinzuspülen und mit Frischluft zu laden. Die Aufladung soll mit optimalem Ladedruck arbeiten, und der Turbolader muss einen hohen Gruppenwirkungsgrad aufweisen. Erst durch eine konsequente Ausnützung der Stossenergie auf Turbinenseite wird es jedoch möglich, dass der Turbolader die vom Motor benötigte Spülluft bei jeder Belastung, namentlich auch bei Teillast, allein liefern kann.

C. Ausnützungsarten der Auspuffenergie

Die beiden bekannten Arbeitsverfahren zur Ausnützung der Auspuffenergie in der Abgasturbine, das Konstantdruckverfahren und das Stossverfahren, sind in Bild 3 dargestellt. Beim Stossverfahren wird angestrebt, die noch beträchtliche potentielle Energie der Zylindergase beim Öffnen des Aus-

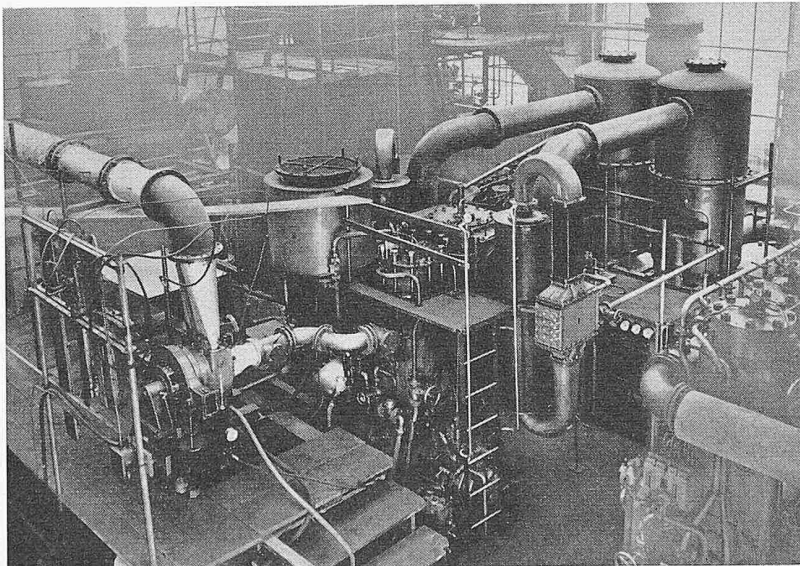
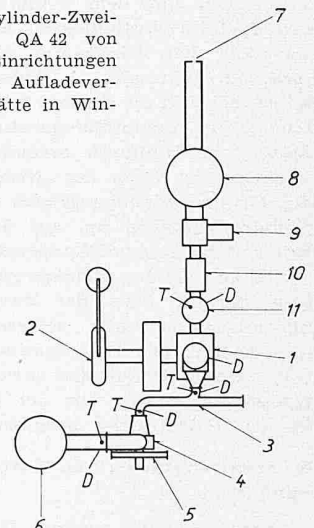


Bild 4 (links). Einzylinder-Zweitakt-Versuchsmotor 1 QA 42 von 420 mm Bohrung mit Einrichtungen zur Durchführung von Aufladeversuchen in der Werkstätte in Winterthur

Bild 5 (rechts). Einrichtungen zur Untersuchung des Stossverfahrens am aufgeladenen Zweitakt-Dieselmotor 1 QA 42

- 1 Motorzylinder
- 2 Wasserbremse
- 3 Auspuffleitung von veränderlicher Form und Länge
- 4 Abgasturbine
- 5 Luftbremse
- 6 Auspuffrohr
- 7 Luft-Messdüse
- 8 Ausgangsreceiver
- 9 Spülluftgebläse
- 10 Luftkühler
- 11 Spülreceiver
- T Temperatur-Messstellen
- D Druckmessstellen



D Druckmessstellen

lasses mit Hilfe von engen Auspuffleitungen auf kürzestem Wege zur Turbine zu leiten. Dadurch wird die vor der Turbine verfügbare Energie dank der Stossenergie grösser als beim Konstantdruckverfahren, wo ein Teil dieser Energie im Auspuff-Sammelrohr verwirbelt wird, dafür aber die vor der Turbine noch übrig bleibende Energie infolge des konstanten Druckes im Sammelrohr mit höherem Turbinenwirkungsgrad verarbeitet werden kann. Welches der beiden Verfahren für den Gesamtwirkungsgrad eines Motors vorteilhafter ist, kann nur von Fall zu Fall entschieden werden.

Das *Konstantdruckverfahren* wird gewöhnlich bevorzugt für hohe Aufladedrücke, weil dann die zusätzliche Energie der Auspuffstösse gegenüber der Konstantdruckenergie verhältnismässig klein wird, so dass der höhere Turbinenwirkungsgrad bei Konstantdruckbetrieb den Ausschlag gibt. Dieses Verfahren lässt sich auch leichter an bestehende Motoren anpassen, und es eignet sich grundsätzlich für alle bekannten Spülsysteme. Gewöhnlich muss der Auspuffreceiver des aufgeladenen Motors etwas grösser gewählt werden, um die Druckschwankungen nach den Zylindern soweit zu verringern, dass die Spülung der einzelnen Zylinder nicht gestört wird. Die Turbolader können an jeder geeigneten Stelle des Motors angeordnet werden, wobei man die Ausführung mit nur einer Aufladegruppe bevorzugt.

Beim *Stossverfahren* baut man dagegen für jede Gruppe von zwei bis vier Zylindern einen Turbolader an, den man durch Auspuffleitungen von minimaler Länge und kleinem Volumen mit den Auspuffstutzen der Zylinder verbindet. Eine störende Interferenz der Auspuffstösse von den einzelnen Zylindern wird vollständig ausgeschaltet, indem nur solche Zylinder durch gemeinsame Leitungen mit einem Düsensegment der Turbine verbunden werden, deren Zündabstand mindestens 120° Kurbelwinkel beträgt. In der Regel ergibt das Stossverfahren eine kompliziertere Installation der Turbolader. Ueberdies ist seine Anpassung schwieriger, und es verlangt auch grössere Änderungen am Motor. So müssen die Steuerzeiten der Spülung unsymmetrisch sein, um den Zylinder richtig aufladen zu können. Dies wird bei quergespülten Motoren mittels Auspuffschiebern erreicht. Die Auslassschlitze müssen früher geöffnet werden, weil sich im Auspuffrohr nach dem Zylinder eine Stossstufe aufbaut, die die Entspannung der Zylindergase durch den Auslass verlangsamt.

Durch das Höhersetzen der Auspuffschlitze wird der Expansionshub im Zylinder verkürzt und die an den Kolben übertragene Arbeit etwas verkleinert, dafür kann der Turbine noch mehr Auspuffenergie zugeführt werden. Das ist sehr wichtig, denn aus diesem Grunde lässt sich bei Stossaufladung eine erheblich grössere Turbinenleistung erzielen als bei Konstantdruckaufladung.

D. Erste Versuche mit dem Stossverfahren

Um Erfahrungen über das Stossverfahren und die dabei auftretenden Energieumsetzungen zu sammeln sowie auch um die Vorteile dieses Verfahrens gegenüber demjenigen mit konstantem Druck genauer kennen zu lernen, wurden bei Gebrüder Sulzer eingehende Untersuchungen an verschiedenen Motoren durchgeführt. Eine solche Versuchsgruppe ist auf Bild 4 dargestellt. Es handelt sich um einen Einzylinder-Zweitaktmotor von 420 mm Bohrung und 500 mm Hub, der mit einer Abgasturbine versehen ist. Die Turbinenenergie wird in einer Luftbremse vernichtet. Der Motor ist mit einer Querspülung ohne Auspuffschieber ausgerüstet; die Auspuffschlitze werden nur durch den Kolben geöffnet bzw. geschlossen. Daher sind die Steuerzeiten zum unteren Totpunkt symmetrisch. Bild 5 zeigt die Anordnung der verschiedenen Messgeräte. Der zeitliche Druckverlauf im Spülreceiver, im Zylinder, in den Auspuffschlitzen des Motors sowie unmittelbar vor und nach der Turbine wurde gleichzeitig mit Piezoquarz-Indikatoren gemessen. Diese standen in Verbindung mit einem Mehrkanal-Kathodenstrahl-Oszillographen. Zur Kontrolle der oben erwähnten Messungen hat man an den selben Stellen die verschiedenen Druckverläufe auch noch mit einem elektrisch gesteuerten Cox-Ventil ermittelt. Die durch das System strömende Gasmenge ist mittels einer kalibrierten Düse bestimmt worden, die am Eintritt in den Ansaugreceiver vor der Spülpumpe angebracht war. Für einen Messpunkt sind die typischen Druckkurven in Funktion des Kurbelwinkels — also der Zeit — in Bild 6 wiedergegeben.

Auf Grund der ausgewerteten Versuchsergebnisse konnte die potentielle Energie der Auspuffgase für das Stossverfahren berechnet werden. Diese Energie setzt sich aus zwei Teilen zusammen, nämlich dem Stau- oder Konstantdruckanteil — bestimmt durch den während der Spülperiode vor der Turbine herrschenden Druck — und dem Stossanteil, der als dem Stauanteil überlagert betrachtet werden kann. Zum Vergleich wurde auch die potentielle Energie beim Verfahren mit konstantem Druck unter sonst gleichen Verhältnissen berechnet.

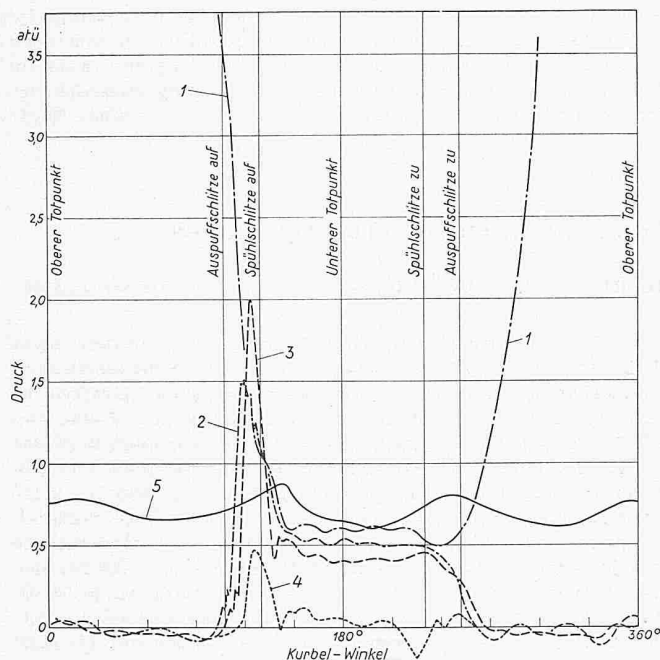


Bild 6. Luft- und gaseitige Druckverläufe des nach dem Stossverfahren aufgeladenen Zweitakt-Dieselmotors 1 QA 42, 1 im Zylinder, 2 nach Auspuffschlitzen, 3 vor Turbine, 4 nach Turbine, 5 im Spülluftbehälter

Motordrehzahl	300 U/min	Leistung der Abgasturbine	36,8 PS
Mittlerer eff. Druck	5,65 kg/cm ²	Volumen der Auspuffleitung	58%
Drehzahl Abgasturbine	11 400 U/min	des Hubvolumens des Motors	

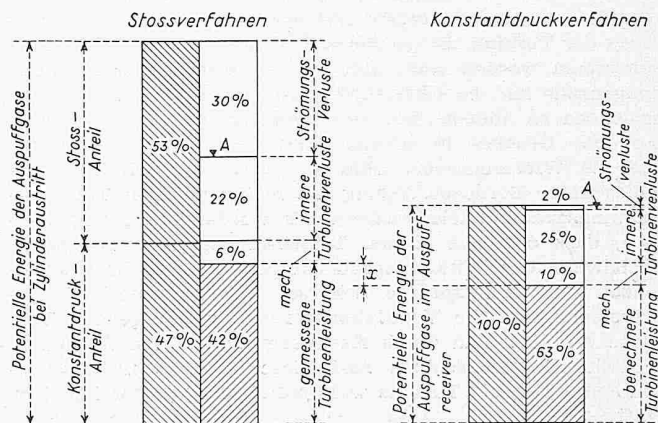


Bild 7. Bilanzen der Auspuffenergien beim Stossverfahren (links) und beim Konstantdruck-Verfahren (rechts), aufgestellt für den Einzylinder-Zweitakt-Dieselmotor 1 QA 42 mit symmetrischen Steuerzeiten

Druck vor Turbine 1,42 ata
Mittlere Auspufftemperatur nach Turbine 265 °C
Spezifischer Brennstoffverbrauch 160 gr/PSch
Mittlerer Kolbendruck $p_{me} = 6,93 \text{ kg/cm}^2$

Die Turbinenleistung ist beim Stossverfahren um $x = 15\%$ grösser als beim Konstantdruckverfahren

A gibt den Ausnutzungsfaktor an

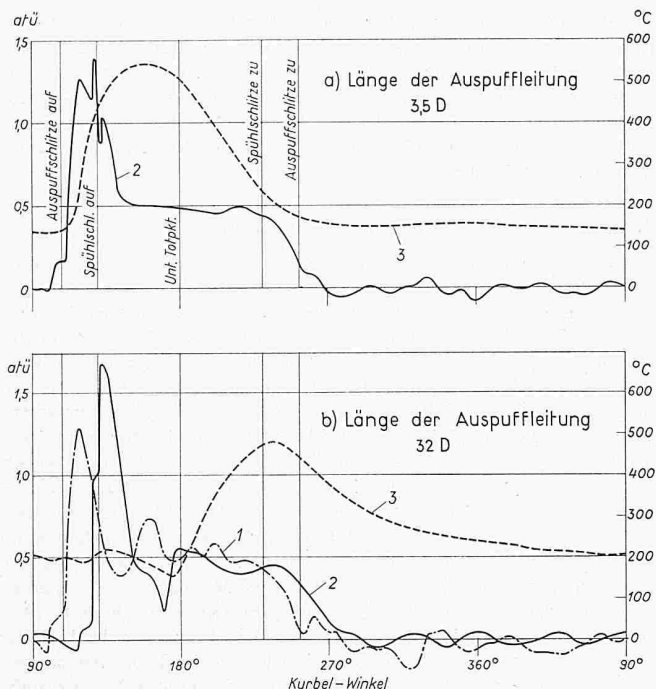


Bild 8. Gemessener Verlauf von Druck und Temperatur der Auspuffgase vor Turbine bei verschiedenen langen Auspuffleitungen am Einzylinder-Zweitakt-Dieselmotor 1 QA 42 mit Aufladung nach dem Stossverfahren. Drehzahl 300 U/min, mittlerer effektiver Kolbendruck $p_{me} = 5,65 \text{ kg/cm}^2$. D Rohrdurchmesser der Auspuffleitung. 1 Druck nach Auspuffschlitzen, 2 Druck vor Turbine, 3 Temperatur vor Turbine

Das Ergebnis dieser Berechnungen zeigt Bild 7 für einen Messpunkt. Es stellt die Energiebilanz für die beiden Systeme dar. Wie man sofort erkennt, geht beim Stossverfahren ein beträchtlicher Teil der potentiellen Energie der Auspuffgase infolge Drosselung und Turbulenz in den Leitungen zwischen Motor und Turbine verloren. Es ist zweckmässig, hier den Begriff des Ausnützungsfaktors einzuführen. Dieser ist definiert als das Verhältnis der der Turbine effektiv zur Verfügung stehenden Energie A zur potentiellen Energie der Auspuffgase im Zylinder bei Beginn des Auspuffs. Die Differenz der genannten Grössen ist somit gleich der Summe der Strömungsverluste zwischen Motor und Turbine. Weitere Verluste treten in der Turbine selber auf. Diese sind beim Stossverfahren wesentlich grösser als beim Konstantdruckverfahren. Für die Versuchsturbine sind die Turbinenverluste sorgfältig bestimmt worden, und zwar aus der Wirkungsgradkurve der Turbine, die bei Betrieb mit konstantem Druck aufgenommen worden war. Um die gemessenen Turbinenwirkungsgrade auf die Untersuchungen mit dem Stossverfahren anwenden zu können, war es notwendig, den zeitlichen Verlauf des Druckes in schmale Zeitintervalle zu unterteilen und die Wirkungsweise während jedes einzelnen Zeitintervalles unter Berücksichtigung des hierfür gültigen Turbinenwirkungsgrades nachzurechnen. Es wurde darauf angenommen, dass der aus diesen Teilwirkungsgraden bestimmte Mittelwert dem Wirkungsgrad der im Stossverfahren arbeitenden Turbine entspreche. Schliesslich hat man noch die Lagerreibung und die Ventilationsverluste durch genaue Versuche ermittelt und durch Rechnung kontrolliert. Besonders bei Einzylindermaschinen sind diese Verluste nicht unbedeutend, da ja die Turbine während etwa 60 % der Zeit leer läuft.

Wie aus Bild 7 ersichtlich ist, werden beim untersuchten Stossverfahren mit niedrigem Aufladedruck nur 42 % der totalen potentiellen Energie der Auspuffgase in nützliche Turbinenleistung umgesetzt. Zusammen mit dem Turbinenwirkungsgrad von 60 % ergibt sich ein Ausnützungsfaktor von 70 %. Die entsprechenden Zahlen für das Verfahren mit konstantem Druck ergeben eine verfügbare Turbinenleistung von 63 %, und bei einem Turbinenwirkungsgrad von 64,5 % somit einen Ausnützungsfaktor von 98 %.

Für den Vergleich muss nun allerdings berücksichtigt werden, dass die Bezugsgrössen für die beiden Verfahren verschieden sind. Da beim Konstantdruck-Verfahren auf eine

Ausnützung der kinetischen Energie der Auspuffgase von vorneherein verzichtet wird, war es angebracht, die Turbinenleistung und die verschiedenen Verluste auf die potentielle Energie der Gase im Auspuffreceiver zu beziehen. Diese Energie beträgt aber nur 57 % der als Bezugsgrösse für den Stossbetrieb dienenden potentiellen Energie der Gase im Zylinder bei Beginn des Auspuffs. Demzufolge fällt die effektive Turbinenleistung beim Konstantdruckverfahren um 15 % kleiner aus als beim Stossverfahren.

Eine andere Methode zur Bestimmung des Ausnützungsfaktors besteht im Messen der Temperatur- und Druckschwankungen vor der Turbine (bzw. vor dem Drosselventil, das die Turbine ersetzt) sowie des Druckes nach ihr. Ist zudem die durchströmende Gasmenge bekannt, so kann zusammen mit den oben erwähnten Daten die der Turbine effektiv zur Verfügung stehende Energie berechnet werden. Mit einem Dynamometer lässt sich die Turbinenleistung bestimmen, was schliesslich die direkte Berechnung des Turbinenwirkungsgrades ermöglicht.

Da keine handelsüblichen Messgeräte vorhanden sind, die erlauben, die Temperaturschwankungen im Auspuffrohr mit der nötigen Genauigkeit aufzunehmen, wurden eigene Thermoelemente mit extrem dünnen Messdrähten entwickelt. Besondere Sorgfalt musste hierbei der Ausführung der Lötstellen gewidmet werden, um eine Veränderung des Drahtdurchmessers an der Verbindungsstelle zu vermeiden. Die Messungen hat man systematisch mit abgestuften Drahtdicken hinunter bis zu 0,05 mm durchgeführt. Somit war es möglich, durch Extrapolation den effektiven Temperaturverlauf, der mit einem vollkommen trägheitsfreien Thermoelement der Drahtstärke 0 mm gemessen worden wäre, zu berechnen. Es ist vorgesehen, diese Extrapolation durch Messungen mit Thermoelementen von 0,03 mm Messdrahtdurchmesser zu kontrollieren. Ebenfalls sollen die Lötstellen gegen den nachteiligen Einfluss der Auspuffgase geschützt werden, ohne dass aber dadurch die Genauigkeit des Instrumentes beeinflusst wird.

Einige Ergebnisse der Temperatur- und Druckmessungen sind in Funktion des Kurbelwinkels aufgezeichnet und in Bild 8 zusammengestellt. Das obere Schaubild a bezieht sich auf eine Anordnung mit einer Auspuffleitung, deren Länge das 3,5-fache des Rohrdurchmessers D beträgt, während beim Schaubild b diese Leitung 32 D lang ist. Wie erwartet, wächst die Phasenverschiebung zwischen Druck- und Temperaturkurve mit der Leitungslänge. Trotz der sehr grossen Länge im Fall b liegt der Bereich der hohen Temperaturen immer noch innerhalb der Spülperiode des betreffenden Zylinders. Auch im Fall a besteht eine gewisse Phasenverschiebung zwischen der Druck- und Temperaturkurve. (Schluss folgt)

Die Einphasen-Generatoren für das Kraftwerk Göschenen

DK 621.313.3.025.1

Die Kraftwerk Göschenen AG. erstellt bekanntlich (siehe SBZ 1957, S. 15) für die Bedürfnisse der Schweizerischen Bundesbahnen und der Centralschweizerischen Kraftwerke eine unterirdische Zentrale, deren Leistung im Vollausbau 206 600 kVA betragen wird. In den Antriebsturbinen wird das Gefälle zwischen dem Stausee auf der Göscheneralp und Göschenen ausgenützt, das zwischen 546 und 650 m netto variiert. Zur Aufstellung gelangen insgesamt vier vertikal-achsige Generatoren, und zwar zwei Einphasen-Generatoren von je 50 000 kVA, 500 U/min, 16 $\frac{1}{3}$ Hz, $\cos \varphi = 0,8$ für den Bahnbetrieb, sowie zwei Dreiphasen-Generatoren zu je 53 300 kVA, 50 Hz, für den Energiebedarf der allgemeinen Versorgung. Alle vier Generatoren werden geschlossen mit Umlaukühlung und in versenkter Anordnung ausgeführt, wobei Tragstern, kombiniertes Trag- und Führungslager, Haupt- und Hilfsrerger, sowie der Pendelgenerator über dem Maschinensaalboden liegen. Die Statoren der Einphasen-Generatoren werden vorläufig starr auf dem Turbinengehäuse aufgebaut; es sind aber Vorkehrungen getroffen, um später, falls es wünschenswert werden sollte, ohne weiteres auf elastische Verbindung übergehen zu können. Die genannten Sta-