

TURBOAUFLADUNG DER DIESELMOTOREN MIT INTENSIVER RÜCKKÜHLUNG

Z. FÜLÖP

Lehrstuhl für Wärmekraftmaschinen
Technische Universität, H-1521 Budapest

Eingegangen: am 20 Dezember, 1991.

Abstract

The study examines how the parameters of charged engine could be improved with reachable higher cooling grade of regenerative intercooler.

With the investigation of real engine process, the peak pressure, the maximal temperature of cycle, the average heat load, the specific fuel consumption can be calculated at given main indicated pressure versus the cooling grade and the excess air factor, So it can be laid down as a fact that increasing the cooling grade is one of the important possibilities to improve the engine parameters.

The presented scheme studies the possible layout.

Keywords: regenerative intercooler, peak pressure, maximal temperature of cycle, heat load, cooling grade.

Bei der Turboaufladung der Dieselmotoren hat man die allgemeine Bestrebung, die Erhöhung der Ladung des Zylinderraumes neben der minimalen Druckerhöhung zu erreichen. Dazu ist eine intensive Rückkühlung der komprimierten Luft erforderlich.

Unter den gegenwärtigen Umständen muß man auch die Anforderung „die sauberen Auspuffgase“ der Dieselmotoren erfüllen. Neben der Leistungserhöhung muß man also gleichzeitig die Schadstoffanteile der Auspuffgase reduzieren. Zu der NO_x -Reduzierung muß man das Temperaturniveau des Arbeitsprozesses herabsetzen. Die Möglichkeit der wirkungsvollen Verringerung der mittleren Arbeitstemperatur ist die Erhöhung des Luftverhältnisses neben der niedrigen Anfangstemperatur der Ladung vor der Verdichtung. Bei dem großen Luftverhältnis $m > 2$ ist die Rauchemission der Dieselmotoren bei den meisten Verbrennungssystemen vernachlässigbar.

Diese Anforderungen kann man nur mit der Turboaufladung und mit der Rückkühlung bei dem hohen Wirkungsgrad des Kühlers verwirklichen.

Man kann den Wirkungsgrad der Rückkühlung durch den Wärmetauschgrad definieren. In *Abb. 1* wurden die allgemeinen Vorgänge der

Verdichtung des Laders und der Rückkühlung im T-S Diagramm dargestellt (Abb. 1). Mit Hilfe der Abbildung kann man den Wärmetauschgrad in dieser Form angeben:

$$\eta_R = \frac{(T_{2k} - T_{2R})}{(T_{2k} - T_0)} \quad (1)$$

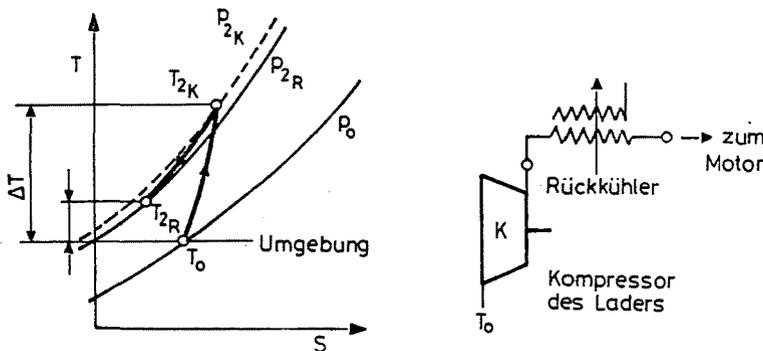


Abb. 1. Die Vorgänge der Verdichtung und der Rückkühlung bei der Turboaufladung

Bei der Turboaufladung verwendet man Wasser-Luft oder Luft-Luft Rückkühler. In Abb. 2 kann man den erreichten Wärmetauschgrad bei der maximalen Motorbelastung mit dem Wasser-Luft Rückkühler des D 11 UTL Dieselmotors betrachten.

Aus dem Bild kann man feststellen, daß der Wärmetauschgrad auch im Bereich der hohen Motordrehzahl einen mäßigen Wert zeigt. Im Bereich der niedrigen Drehzahlen ist der Rückkühler wirkungslos, ja sogar in diesem Bereich wird die Luft durch das Motorkühlwasser erwärmt.

In Abb. 3 wurde der Wärmetauschgrad des Luft-Luft Rückkühlers von Mack 676 Dieselmotor angegeben. Die Kurven der Abb. 3 stellen den Wärmetauschgrad des Rückkühlers bei der maximalen Belastung (1) und auch bei den Teilbelastungen (2 ... 7) dar. Der Wärmetauschgrad wird nur bei Verminderung der Motordrehzahl zunehmen.

Aus diesen Beispielen folgt, daß man die Größe des Wärmetauschgrades bei den gebräuchlichen Rückkühler-Konstruktionen ungefähr zwischen den Werten 0.4 ... 0.65 in Rechnung nehmen kann.

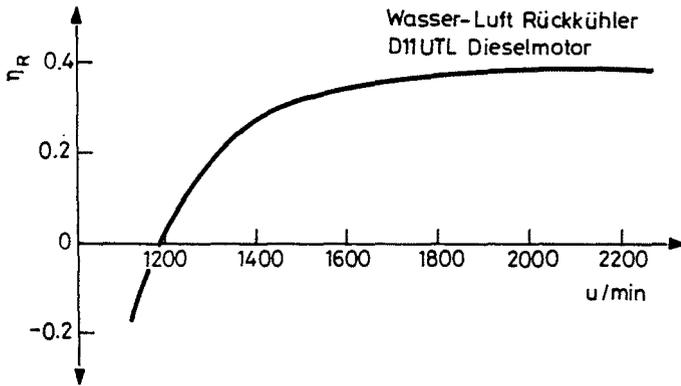


Abb. 2. Der Wärmetauschgrad eines Wasser-Luft Rückkühlers bei maximaler Belastung (D 11 UTL)

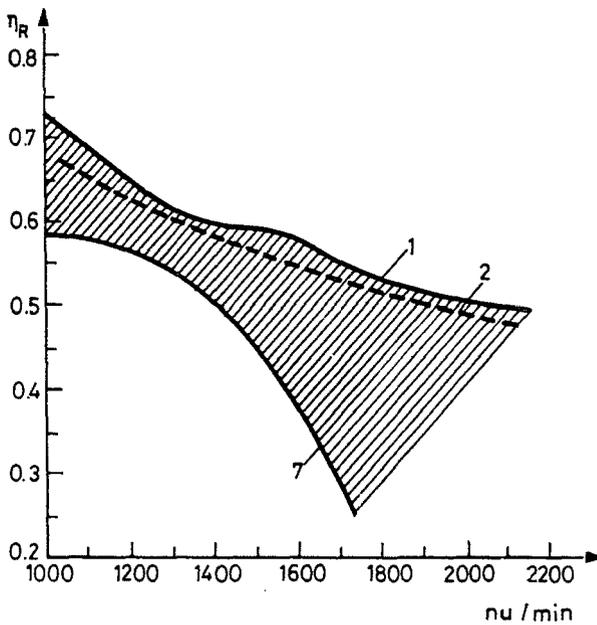


Abb. 3. Der Wärmetauschgrad eines Luft-Luft Rückkühlers (Mack 676 Dieselmotor).
Kurve 1 = Wärmetauschgrad bei der maximalen Leistung. Kurve 2 ... 7 =
Wärmetauschgrad bei den Teilbelastungen

Die Wirkung des Rückkühlers — Wärmetauschgrades auf die wichtigsten Motorkenngrößen

Wenn es eine Möglichkeit gibt, die Anfangstemperatur der in den Zylinder-
raum mit einströmenden Luft der intensiven Rückkühlung zu beeinflussen,
so können wir die sämtlichen Motorkenngrößen durch die Anfangspara-
meter des Motorarbeitsprozesses verändern.

Durch Anwendung regenerativer Rückkühler kann man einen höheren
Wärmetauschwirkungsgrad bei der Rückkühlung erreichen.

Mann kann die optimalen Motorkenngrößen mit Hilfe eines Rechn-
erprogrammes in Funktion des Wärmetauschgrades bestimmen. Die wicht-
tigste Zielsetzung ist zur Auswahl der optimalen Motorkenngrößen die Ver-
wirklichung der minimalen mittleren Arbeitsprozeßtemperatur.

Die Motorkenngrößen wurden durch das Rechnerprogramm des wirk-
lichen Motorarbeitsprozesses festgelegt. Zur Berechnung des wirklichen
Arbeitsprozesses haben wir die bisherigen Versuchsergebnisse angewendet.

Zur Untersuchung haben wir die folgenden Eingangsgrößen vorausge-
setzt:

Kompressionsverhältnis	$\varepsilon = 17$
Umgebungstemperatur	$t_0 = 30 \text{ (}^\circ\text{C)}$
Umgebungsdruck	$p_0 = 1 \text{ (bar)}$
Bohrung	$D_1 = 121 \text{ mm}$
Hub	$s = 150 \text{ mm}$
Wärmetauschgrad	$\eta_R = 0 \dots 0.8$
Indizierter Mitteldruck	$p_i = 16 \text{ bzw. } 14 \text{ (bar)}$
Izentropischer Wirkungsgrad des Kompressors	$\eta_{isK} = 0,75$
Scheinbarer izentropischer Wirkungsgrad der Turbine	$\eta_{isT} = 0,75$
Zündpunkt	$z = 10^\circ \text{v O.T.}$
Verbrennungsdauer	$\Delta\varphi_{VD} = 60^\circ$
Verhältnis des „kinetischen“ Verbrennungsan- teiles zu dem „Diffusions“-Anteil	30%
Druckverhältnis des Kompressors	$\pi = 1,8 \dots 2,4$
Luftverhältnis	$m = 1,8 \dots 2,4$

Im Rahmen der Rechnungen haben wir die folgenden Kenngrößenfunk-
tionen gebildet:

Der Spitzendruck des Arbeitsprozesses	$p_{\max} = f(\eta_R; m)$
Die maximale Temperatur des Arbeitsprozesses	$T_{\max} = f(\eta_R; m)$
Der indizierte spezifische Kraftstoffverbrauch	$b_i = f(\eta_R; m)$

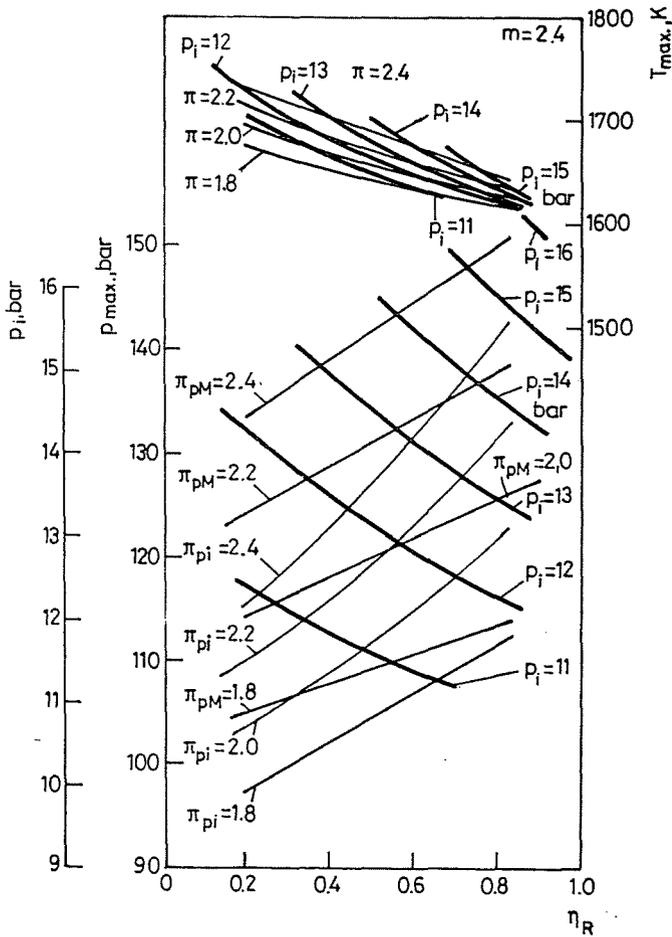


Abb. 4. Der indizierte Mitteldruck, der Spitzendruck, die maximale Temperatur des Arbeitsprozesses in Funktion des Wärmetauschgrades. (Bei der Funktion des Spitzendruckes sind auch die konstanten Kurven des indizierten Mitteldruckes angegeben).

- p_i — indizierter Mitteldruck (bar)
- η_R — Wärmetauschgrad
- T_{max} — maximale Temperatur des Arbeitsprozesses (K)
- π — Druckverhältnis des Kompressors
- π_{pi} — $p_i = f(\eta_R)$ Funktion bei den gegebenen Druckverhältnissen
- P_{max} — Spitzendruck
- π_{PM} — $P_{max} f(\eta_R)$ Funktion bei den gegebenen Druckverhältnissen
- m — Luftverhältnis

Mit Hilfe dieser Funktionen kann man die ersten Kenndaten des turboaufgeladenen-Motors mit dem schadstoffarmen Auspuffgas schätzen. Bei

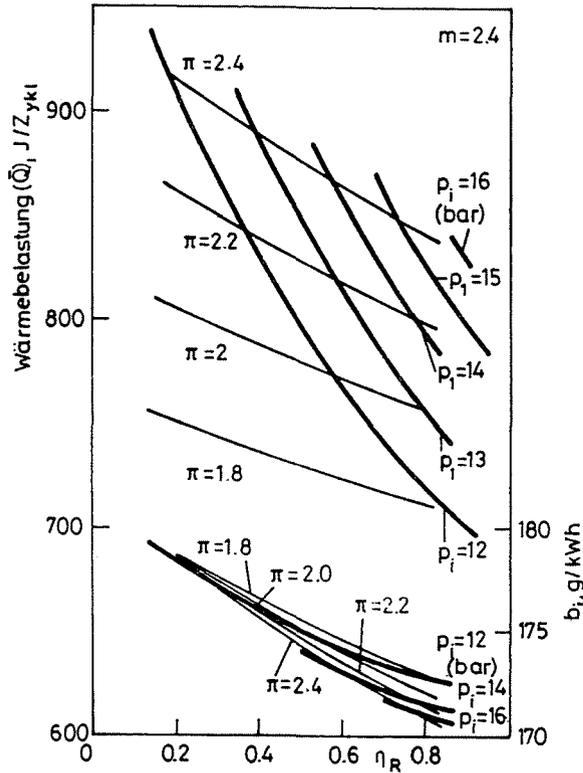


Abb. 5. Die durchschnittliche Wärmebelastung des Arbeitsprozesses pro Zyklus und der indizierte spezifische Kraftstoffverbrauch in Funktion des Wärmetauschgrades (bei den Funktionen sind auch die konstanten Kurven des indizierten Mitteldruckes angegeben).

\bar{Q} — durchschnittliche Wärmebelastung des Arbeitsprozesses pro Zyklus (J/Zyklus)

π — Druckverhältnis des Kompressors

p_i — indizierter Mitteldruck (bar)

b_i — indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch (g/kWh)

m — Luftverhältnis

η_R — Wärmetauschwirkungsgrad

der Auswahl der Kenndaten muß man auch die mechanischen und thermischen Belastungen des aufgeladenen Motors in Betracht ziehen.

Der Spitzendruck des Arbeitsprozesses ist für die mechanische Belastung des Motors kennzeichnend.

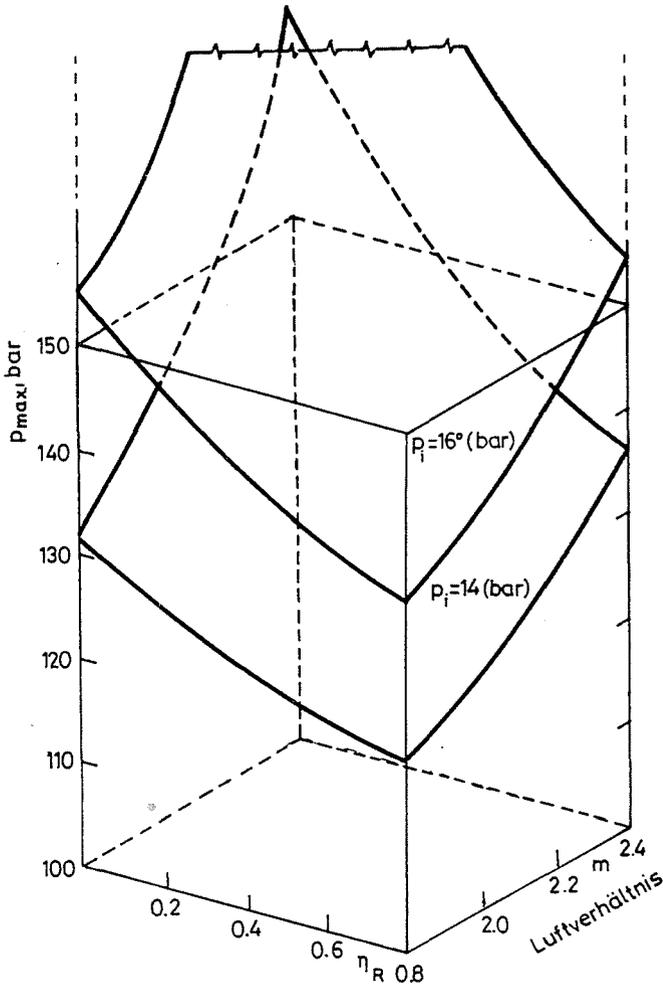


Abb. 6. Der Spitzendruck des Arbeitsprozesses in Funktion des Wärmetausgrades und des Luftverhältnisses bei dem Mitteldruck $p_i = 16$ bzw. $p_i = 14$ (bar)

Die durchschnittliche Wärmebelastung (\bar{Q}) wurde mit dem Wärmestrom durch die Zylinderraumwände bestimmt, so kann man sich über die Konstruktionsmöglichkeit informieren.

Aus der maximalen Temperatur des Arbeitsprozesses kann man auf die Flammentemperatur schließen. In erster Näherung kann man voraussetzen, daß das Verhältnis der Flammentemperatur zu der momentanen Temperatur des Arbeitsprozesses konstant sei. Aus dieser Näherung folgt, daß

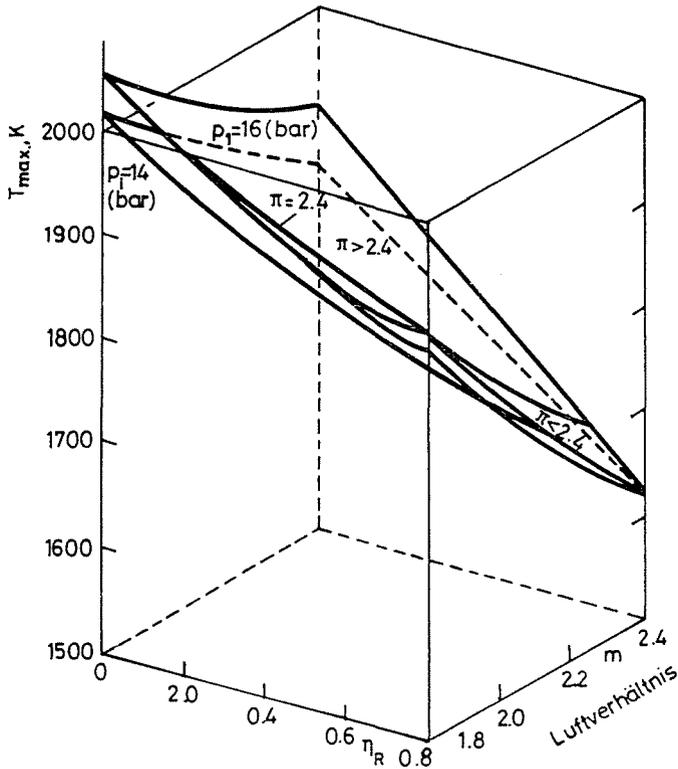


Abb. 7. Die maximale Temperatur des Arbeitsprozesses in Funktion des Wärmetauschengrades und des Luftverhältnisses bei dem Mitteldruck $p_i = 16$ bzw. 14 (bar). (Man kann auf gegebener Oberfläche bei dem konstanten Mitteldruck $p_i = 16$ (bar) die Kurve des Druckverhältnisses vom Krompressor $\pi = 2,4$ und den Bereich $\pi < 2,4$ bzw. $\pi < 2,4$ finden)

je größer während der Verbrennung die Temperatur des Arbeitsprozesses ist, desto größer ist die Flammentemperatur bzw. die NO_x -Bildung. Aus dem indizierten spezifischen Kraftstoffverbrauch kann man auf den indizierten Wirkungsgrad schließen.

In den Abb. 5... 6 wurden die gebildeten Motorkenngrößen bei dem Luftverhältnis $m = 2,4$ angegeben.

Bei den indizierten Mitteldrücken $p_i = 14$ bzw. 16 (bar) werden die Funktionen in den Abb. 7... 10 dargestellt.

Aus den gegebenen Funktionen kann man feststellen, daß man die günstige minimale Temperatur des Arbeitsprozesses, die minimale Wärmebelastung und den minimalen indizierten spezifischen Kraftstoffverbrauch

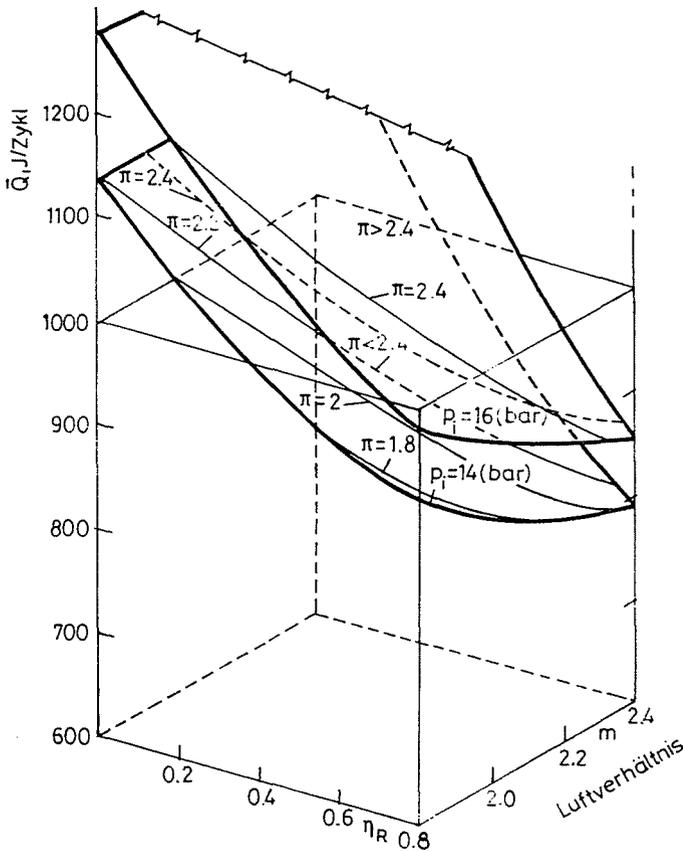


Abb. 8. Die durchschnittliche Wärmebelastung pro Zyklus in Funktion des Wärmeaustauschgrades und des Luftverhältnisses bei dem Mitteldruck $p_i = 16$ bzw. 14 (bar). (Man kann auf gegebenen Oberflächen bei dem konstanten Mitteldruck die Kurve des Druckverhältnisses vom Kompressor $\pi = 2,4$ und den Bereich $\pi < 2,4$ bzw. $\pi > 2,4$ finden)

bei großem Wärmetauschgrad und bei dem großen Luftverhältnis finden kann. Bei dem erhöhten Luftverhältnis wird sich der Spitzendruck des Arbeitsprozesses vergrößern (Abb. 7). Die Zunahme des Spitzendruckes ist bei großem Wärmetauschgrad noch zulässig. Z.B.: der Spitzendruck $p_{\text{max}} = 137$ (bar) ist bei dem Mitteldruck $p_i = 14$ (bar), wenn der Wärmetauschgrad $\eta_R = 0,8$ und das Luftverhältnis $m = 2,4$ ist.

Die maximale Temperatur des Arbeitsprozesses wird sich mit der Erhöhung des Wärmetauschgrades und des Luftverhältnisses vermindern (Abb. 8). Die maximale Temperatur $T_{\text{max}} = 1630$ (K), bei dem Mitteldruck

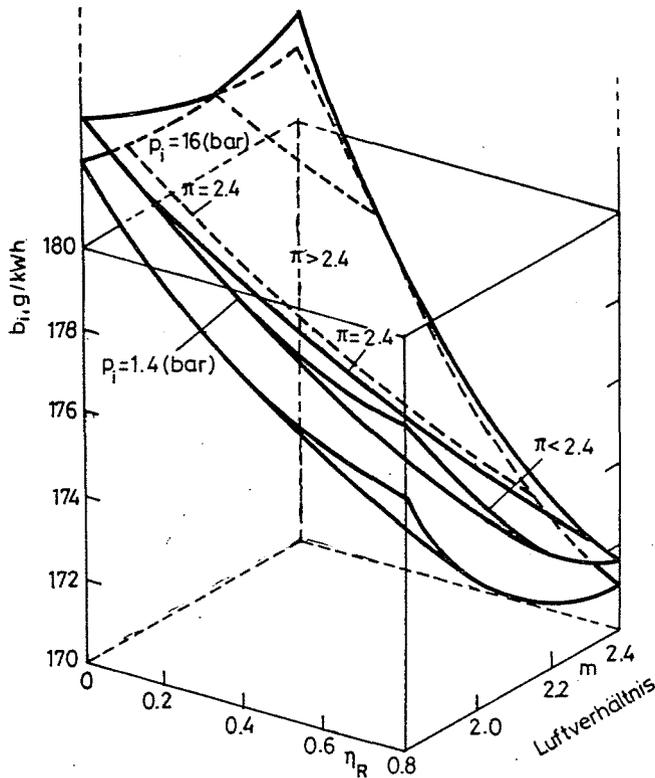


Abb. 9. Der spezifische indizierte Kraftstoffverbrauch in Funktion des Wärmetauschgrades und des Luftverhältnisses bei dem Mitteldruck $p_i = 16$ bzw. $p_i = 1.4$ (bar). (Man kann auf gegebenen Oberflächen bei dem konstanten Mitteldruck die Kurve des Druckverhältnisses vom Kompressor $\pi = 2,4$ und den Bereich $\pi < 2,4$ bzw. $\pi > 2,4$ finden)

$p_i = 14$ bar und bei den vorstehenden Kenngrößen ist diese Temperatur etwa um 400 Grad kleiner als ohne Rückkühlung.

Die durchschnittliche Wärmebelastung ist durch die Erhöhung der Wärmetauschwirkungsgrades und des Luftverhältnisses bedeutend zurückgegangen (Abb. 9). Z.B. die Wärmebelastung pro Zyklus ist $\bar{Q} = 790$ (J/Zykl) bei obßen gegebenen Kenngrößen. Dieser Wert ist etwa um 30 Prozent kleiner als ohne Rückkühlung.

Der spezifische indizierte Kraftstoffverbrauch wurde durch die Erhöhung des Wärmetauschgrades und des Luftverhältnisses im mäßigen Maß verbessert (Abb. 9). Der spezifische indizierte Kraftstoffverbrauch ist bei dem Mitteldruck $p_i = 14$ bar und bei vorstehendem Wärmetauschwirkungs-

grad und Luftverhältnis um 6 Prozent kleiner als im rückkühlungslosen Fall.

Zusammenfassend kann man feststellen, daß die Motorkenngrößen durch die Erhöhung des Wärmetauswirkungsgrades und des Luftverhältnisses in günstiger Richtung geändert werden können.

Das Schaltschema des turboaufgeladenen Motors mit der Verwendung des regenerativen Wärmetauschers

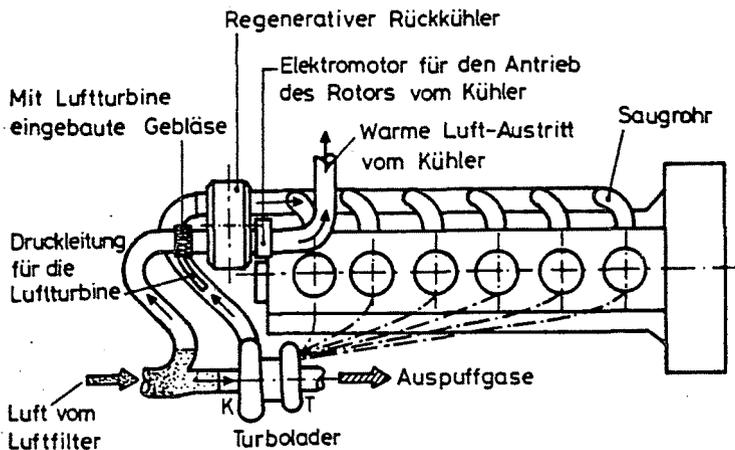


Abb. 10. Schaltschema des turbogeladenen Motors mit regenerativem Rückkühler

Das Schaltschema des turboaufgeladenen Motors wurde in *Abb. 10* angegeben.

Der regenerative Rückkühler wird unmittelbar zwischen dem Turbolader und Motor eingebaut. Die eingesaugte Luft wird in zwei Teile vor dem Kompressor getrennt. Einen Teil des Luftstromes verwendet man zu der Kühlung der Matrixkanäle. Die Kühlluft wird mit einem durch Luftturbine angetriebenen Gebläse gefördert. Der zweite Luftstrom dient zur Luftversorgung des Motors. Die komprimierte Luft wird im regenerativen Rückkühler abgekühlt und über das Saugrohr in die einzelnen Zylinderräume geführt.

Mit dem Abzapfen des Rohres zwischen dem Kompressor und dem Kühler kann man die komprimierte Luft zu den Leitschaufeln der Turbine leiten.

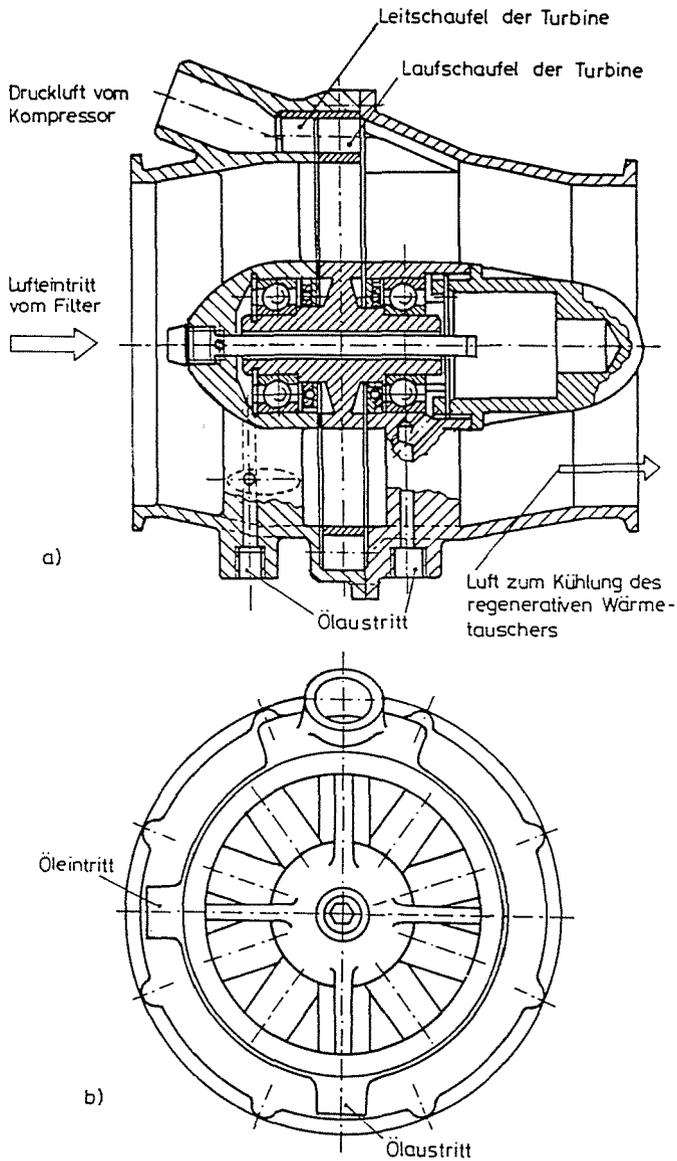
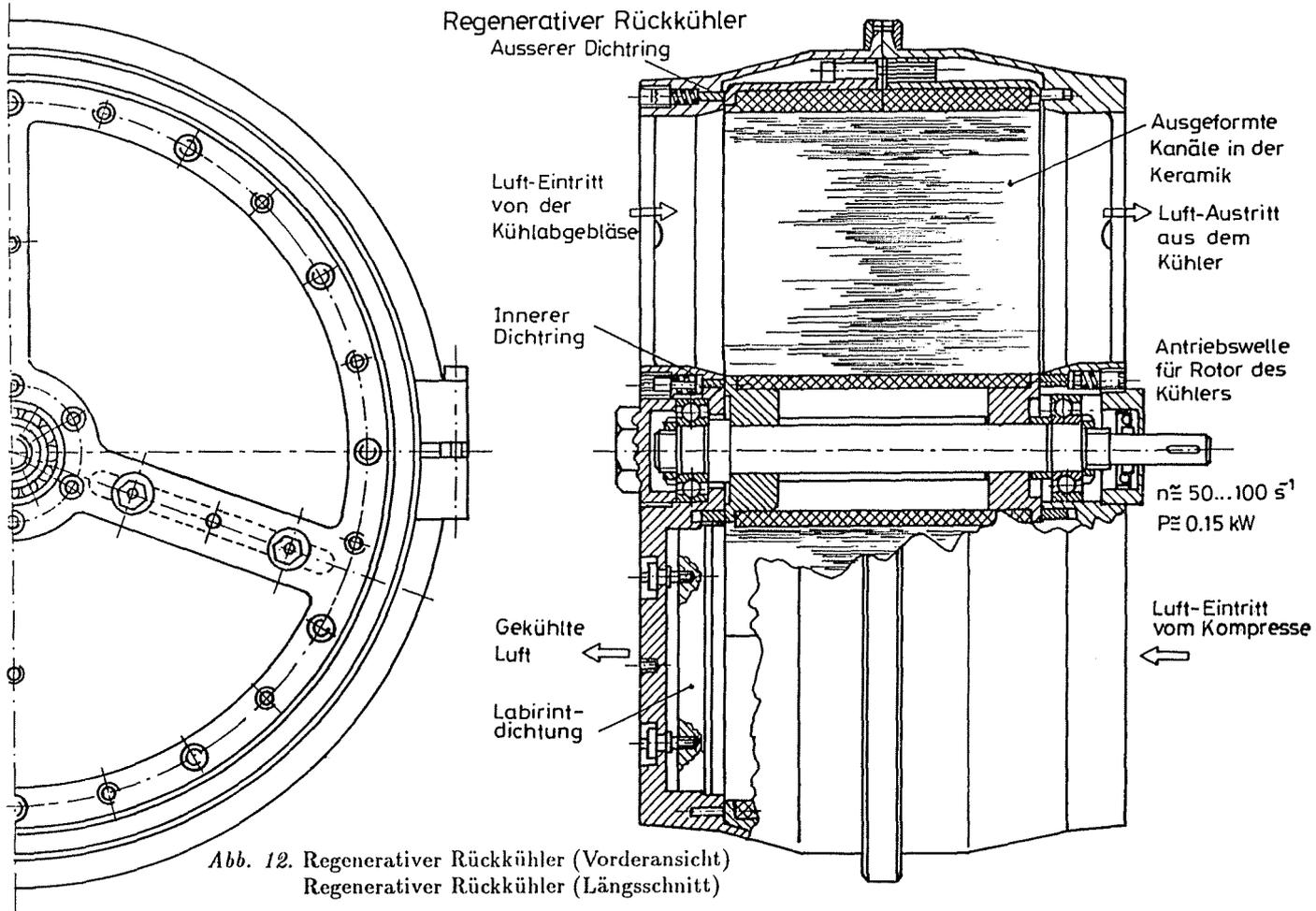


Abb. 11. a. Gebläse mit eingebauter Luftturbine (Längsschnitt)
 b. Gebläse mit eingebauter Luftturbine (Vorderansicht)

Bei den ersten Versuchen konnte man den Antrieb des Rotors vom regenerativen Rückkühler durch einen elektrischen Motor ausführen (Lei-



stung des elektrischen Motors ist etwa $P = 150 \dots 200 \text{ W}$, bei Drehzahl $n = 50 \dots 150 \text{ (U/min)}$.

Der Vorentwurf des Gebläses mit eingebauter Luftturbine wurde in *Abb. 11 a-b* angegeben.

Wir haben als Beispiel den Durchschnitt und den Teillängßchnitt des regenerativen Rückkühlers von Vorentwurf in *Abb. 12* angegeben.

Address:

Dr. Zoltán FÜLÖP
Lehrstuhl für Wärmekraftmaschinen
Technische Universität,
H-1521 Budapest, Ungarn