

UNTERSUCHUNG DER ÄNDERUNG DES MECHANISCHEN WIRKUNGSGRADES DER GLEITLAGER-TURBOVERDICHTER

Von

E. PÁSZTOR und I. KISS

Lehrstuhl für Aero- und Thermotechnik, Technische Universität, Budapest
(Eingegangen am 28. 5. 1973)

1. Das Problem und dessen Bedeutung

Bei Fahrzeuggasturbinen niedriger Leistung und bei Turboverdichtern der Verbrennungskolbenmotoren darf der in Ankerlager auftretende mechanische Reibungsverlust bei der Untersuchung der Kennwerte des Gesamt- aggregats nicht vernachlässigt werden. Die Läufer der Gasturbinen mit besonderer Arbeitsturbine und der Turbodichter laufen in Momenten- bzw. in Leistungsgleichgewichtszustand. Die Nutzleistung bzw. das Drehmoment der Turbine sind notwendigerweise gleich der angenommenen, effektiven Leistung des Verdichters. Der Reibungsverlust der Turbinenlagerung verringert die Drehmomenten- bzw. Leistungsabgabe, vergrößert dagegen bei Verdichtern die zur Rotation erforderliche angenommene Leistung bzw. das Drehmoment. Bei zunehmenden Wellenlagerverlusten löst sich der Gleichgewichtszustand des Läufers auf; der neue Gleichgewichtszustand tritt im Falle von gleichbleibenden thermischen Parametern bei niedrigerer Drehzahl ein bzw. kann ein der ursprünglichen Drehzahl zugeordneter Gleichgewichtszustand nur durch die Erhöhung der thermischen Parameter (in erster Linie durch die Erhöhung der Temperatur vor der Turbine) wiederhergestellt werden. Demzufolge verschlechtern sich in jedem Falle wegen der Zunahme der Lagerverluste die effektiven Kennwerte der Gasturbine bzw. des Turboverdichters.

Die Erhöhung des Lagerverlustes ist in erster Linie bei niedrigeren Drehzahlen als im üblichen Betrieb von Bedeutung, da sich infolge der abnehmenden Umfangsgeschwindigkeit der Wellenlager immer ungünstigere schmier- technische Bedingungen entwickeln.

Bei einer gegebenen Konstruktion wird der mechanische Verlust im Wellenlager außer der Umfangsgeschwindigkeit des Wellenlagers auch durch die Viskosität des in das Lager eintretenden Schmieröls bzw. bei gegebener Ölgüte auch durch die Schmieröltemperatur stark beeinflusst. Die Untersuchung der Wirkung der Schmieröltemperaturen bzw. die Ermittlung der optimalen Schmieröltemperatur ist bei den Turboverdichtern von Dieselmotoren von besonderer Wichtigkeit, bei denen Motor und Turboverdichter eine gemeinsame Schmiervorrichtung haben. In diesem Falle hängt die Temperatur des in den Turboverdichter eintretenden Öls auch davon ab, von welchem Punkt

des Motors das Schmieröl entnommen wird; dadurch bietet sich Möglichkeit, die als optimal geltende Schmieröltemperatur anzunähern.

Die Ermittlung der Wellenlagerverluste der betriebsmäßig arbeitenden Turboverdichter bzw. Turbinen ist eine außerordentlich schwierige, praktisch unlösbare Aufgabe. Bei Turboverdichtern mit kleineren Abmessungen für Fahrzeugmotoren ist die Ermittlung der vor oder nach den Wellenlagern übertragenen Drehmomente infolge der ungünstigen Raumverhältnisse unmöglich. Die meßtechnische Ermittlung der Erwärmung des durch das Wellenlager durchströmenden Öls ist auch kein begehbarer Weg, da die von der Turbine und vom Verdichter durch die Welle in das Wellenlager hineinströmende erhebliche Wärmemenge derartige Meßverfahren unbrauchbar macht.

Von den Verfassern der vorliegenden Abhandlung wurde unter Mitwirkung des Kraftwagenwerkes Csepel ein Verfahren entwickelt, nach dem die Änderungen der Wellenlagerverluste mit Hilfe der thermisch-strömungstechnischen Kennwerte des Turboverdichters bzw. der Turbine untersucht werden können. Nach diesem Verfahren wird in erster Linie nicht der Absolutwert des Lagerverlustes, sondern dessen Änderung ermittelt. Jedoch kann auch nach diesem Verfahren der Absolutwert des Wellenlagerverlustes bestimmt werden, die Messung erfordert aber äußerste Genauigkeit, die nur unter speziellen Laborverhältnissen gesichert werden kann. Für die Praxis ist jedoch vor allem die Kenntnis der Änderung der mechanischen Reibungsverluste wichtig (z. B. die Ermittlung der optimalen Öltemperatur); daher wurde von den Verfassern das Verfahren dieser Anforderung entsprechend entwickelt. Dem Kraftwagenwerk Csepel, das freundlicherweise in der Entwicklung des Verfahrens behilflich war, sei an dieser Stelle für sein Entgegenkommen gedankt.

2. Anordnung der Versuchsanlage, Grundprinzip und Genauigkeitsprobleme des Verfahrens

Das Verfahren wurde mit Hilfe eines kleineren Gleitlager-Turboverdichters für Fahrzeuge entwickelt. Der Turboverdichter wurde mit Hilfe des im Abb. 1 dargestellten Versuchsapparats als leerlaufende Gasturbine angetrieben. Zum Anlassen des Turboverdichters diente ein mit dem Motor (6) gedrehter Hilfsverdichter (5), der mit dem Verdichter (1) in Reihe geschaltet war. Das Öl für die Druckschmierung der Gleitlager wurde durch die Ölpumpe (4) zugeführt. In den Ölbehälter wurde ein Kühler eingebaut, um unabhängig vom Betrieb des Turboverdichters beliebige Temperaturen des einfließenden Öls herzustellen. Die Gastemperatur vor der Turbine (2) wurde mit Hilfe der Hauptbetriebsstoffpumpe (7) mit dem der Brennkammer (11) zugeführten Brennstoff geregelt.

Bei der Entwicklung des Verfahrens wurde das Ziel verfolgt, die Änderung des mechanischen Wirkungsgrades des Turboverdichters in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Viskosität bzw. der Temperatur des in das Wellen-

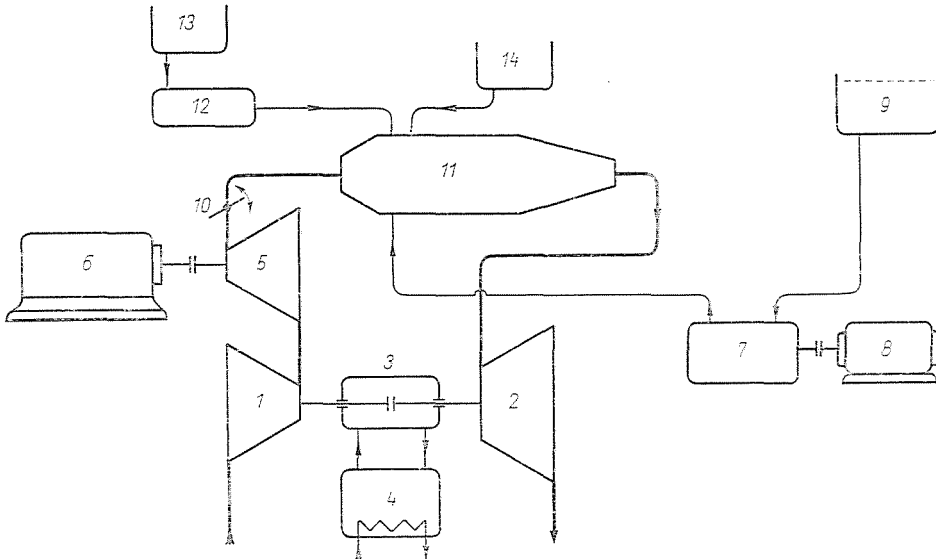


Abb. 1. Bezeichnungen: 1. Verdichter des Turboladers; 2. Turbine des Turboladers; 3. Lagergehäuse des Turboladers; 4. Ölpumpe und Kühler zusammengebaut mit dem Ölbehälter; 5. Hilfsverdichter zum Anlassen; 6. Antriebsmotor des Hilfsverdichters; 7. Hauptbetriebsstoffpumpe; 8. Antriebsmotor; 9. Betriebsstoffbehälter; 10. Drosselklappe; 11. Brennkammer; 12. Anlaßbetriebspumpe; 13. Anlaßbetriebsstoffbehälter; 14. Zündapparat

lager eintretenden Schmieröls zu ermitteln.

Der mechanische Wirkungsgrad des Turboverdichters wurde wie folgt definiert:

$$\bar{\eta}_m = \frac{\eta_m}{\eta_m^*}$$

wo η_m : mechanischer Wirkungsgrad des Turboverdichters bei gegebener Drehzahl des Rotors, bei beliebiger Schmieröltemperatur;

η_m^* : mechanischer Wirkungsgrad bei derselben Drehzahl, jedoch bei der annähernd den höchsten mechanischen Wirkungsgrad gewährleistenden Schmieröltemperatur von 100°C (im weiteren: der optimale mechanische Wirkungsgrad).

Auch bei den anderen Parametern wird die bei η_m benutzte Bezeichnung angewandt, d. h. für beliebige Schmieröltemperaturen wird kein Index ver-

wendet, während die dem optimalen Wirkungsgrad zugeordneten Parameter mit einem Stern bezeichnet werden.

Die relative Änderung des mechanischen Wirkungsgrades kann mit Hilfe der für den im thermischen bzw. mechanischen Gleichgewichtszustand arbeitenden Turboverdichter aufgestellten Gleichgewichtsbedingung ermittelt werden. Die Gleichgewichtsbedingung drückt die zwangsläufige Gleichheit der tatsächlichen (verlustbehafteten) Arbeiten der Turbine und des Verdichters aus.

$$m_l c_{pl} T \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_l - 1}{\kappa_l}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{lisk}} = m_g C_{pg} T_3 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}} \right] \eta_{lisk} \eta_m. \quad (1)$$

Hierin bedeuten:

m_l ; m_g : die durch den Verdichter bzw. durch die Turbine in der Zeiteinheit durchströmenden Betriebsstoffmengen (Luft bzw. Brenngas);

T_1 ; T_3 : die Temperaturen des Betriebsstoffs vor dem Verdichter bzw. der Turbine;

$\frac{p_2}{p_1}$; $\frac{p_3}{p_1}$: Druckverhältnisse des Verdichters bzw. der Turbine;

η_{lisk} ; η_{lisk} : isentropische Wirkungsgrade des Verdichters bzw. der Turbine;

η_m : den mechanischen Wirkungsgrad der Rotorlagerung;

c_{pl} ; c_{pg} ; κ_l ; κ_g : spezifische Wärme- bzw. Adiabatenexponenten der Luft bzw. des Brenngases bei konstantem Druck.

Gleichung (1) kann sowohl die für den Betriebszustand mit dem größten mechanischen Wirkungsgrad gewährleistende Schmieröltemperatur als auch für eine beliebige Schmieröltemperatur aufgeschrieben werden.

Der Gleichgewichtszustand des Turboverdichters löst sich bei veränderlichen Schmieröltemperaturen infolge der veränderlichen Wellenlagerungsverluste auf bzw. geht er eine Reihe der quasistationären Gleichgewichtszustände durch. Bei Temperaturrückgang des Schmieröls vermindert sich die effektive Wellenleistung der Turbine infolge der zunehmenden Wellenlagerungsverluste; die Leistungsaufnahme des Verdichters nimmt zu, demzufolge tritt der Gleichgewichtszustand bei einer niedrigeren Drehzahl als die (einer höheren Öltemperatur zugeordnete) ursprüngliche Drehzahl ein. Die ursprüngliche Drehzahl kann durch die Erhöhung der Temperatur T_3 vor der Turbine aufrechterhalten werden, demzufolge wird die Temperatur T_3 vor der Turbine im Falle einer bei konstanter Drehzahl leerlaufenden Turbine dem mechanischen Reibungsverlust der Wellenlagerung umgekehrt proportional sein.

Bezeichnet man — ähnlich dem relativen mechanischen Wirkungsgrad — das Verhältnis der thermisch-strömungstechnischen Kennwerte eines bei konstanter Drehzahl arbeitenden Turboverdichters mit Schmieröl veränderter und ursprünglicher Temperatur durch einen übergesetzten Strich, so kann die Gleichgewichtsgleichung bzw. der Wert von η_m folgenderweise aufgeschrieben werden:

$$\bar{\eta}_m = \frac{\bar{m}_l \bar{c}_{pl} \bar{T}_1}{\bar{m}_g \bar{c}_{pg} \bar{T}_3 \bar{\eta}'_{\delta}} \cdot \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa_l-1}{\kappa_l}} - 1}{\left(\frac{p_2^*}{p_1^*}\right)^{\frac{\kappa_l^*-1}{\kappa_l^*}} - 1} \cdot \frac{1 - \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa_g-1}{\kappa_g}}}{1 - \left(\frac{p_4^*}{p_3^*}\right)^{\frac{\kappa_g^*-1}{\kappa_g^*}}} \quad (2)$$

worin

$\bar{\eta}'_{\delta} = \bar{\eta}_{ist} \cdot \eta_{isk}$, der Gesamtwirkungsgrad des Turboverdichters ist.

In Verbindung mit Gleichung (2) können die folgenden grundsätzlichen Feststellungen gemacht werden.

Die durch die Turbine und den Verdichter durchströmenden Betriebsstoffmengen (\bar{m}_g , bzw. \bar{m}_l) sind mit sehr guter Näherung einander gleich, da durch den Zuwachs der durch die Turbine durchfließenden Betriebsstoffmenge aus dem in die Brennkammer eingeführten Brennstoff die etwaigen Undichtigkeitsverluste ausgeglichen werden.

Die spezifische Wärme c_{pl} der in den Verdichter eintretenden Luft bleibt unverändert, demzufolge ist $\bar{c}_{pl} = 1$. Die spezifische Wärme des durch die Turbine durchströmenden Brenngases kann infolge der Änderung der Vorturbinentemperatur T_3 nicht als konstant betrachtet werden, woraus $\bar{c}_{pg} \neq 1$, die Vernachlässigung der Änderung darf jedoch in erster Näherung zugelassen werden. Ähnlich den Erwägungen in bezug auf die spezifische Wärme bleibt der Wert des Adiabatenexponenten κ_l der Luft unverändert, während die von dem Werte T_3 abhängige Änderung des Adiabatenexponente κ_g der Brenngase bei genaueren Untersuchungen in Betracht genommen werden muß.

Die Änderung der Temperatur vor dem Verdichter kann bei den Messungen vernachlässigt werden, daher wird mit sehr guter Näherung $\bar{T}_1 = 1$.

Die Temperatur T_3 vor der Turbine bestimmt grundsätzlich den Zusammenhang zwischen den Schmieröltemperaturen und Wellenlagerungsverlusten, daher sollte die Änderung des Wertes T_3 auch in erster Näherung berücksichtigt werden.

Die etwaigen nicht vernachlässigbaren Änderungen des Gesamtwirkungsgrades und der Druckverhältnisse von Verdichter und Turbine können in Kenntnis der Charakteristik der Zusammenarbeit des Turbinen-Verdichter-Aggregats ermittelt werden.

In der Charakteristik der Zusammenarbeit kann die Arbeitspunktwanderung infolge der Temperaturänderung des in die Wellenlagerungen eintretenden Schmieröls verfolgt werden: wegen des Temperaturrückgangs nimmt

der mechanische Reibungsverlust in der Lagerung bei konstanter Rotordrehzahl — von einigen seltenen Ausnahmefällen abgesehen — zu. Bei zunehmenden mechanischen Reibungsverlusten kann das thermisch-mechanische Gleichgewicht des Verdichter-Turbinen-Aggregats nur mit einer Vorturbinentemperatur T_3 aufrechterhalten werden, da der in den Wellenlagern auftretende Verlust nur durch die Erhöhung der Turbinenarbeit ausgeglichen werden kann. Infolge der Erhöhung der Temperatur T_3 nimmt das Volumen des durch die Turbine durchströmenden Betriebsstoffs zu. Durch den unveränderten Durchflußquerschnitt der Turbine kann eine größere Betriebsstoffmenge nur durchströmen, wenn sich ihr Druck vor der Turbine erhöht. Dies führt eine Druckerhöhung des Betriebsstoffes vor dem Verdichter herbei, jedoch wird dadurch mit Rücksicht auf die Charakteristik des strömungstechnischen Verdichters, die gelieferte Betriebsstoffmenge vermindert. Dieser Effekt kompensiert gewissermaßen die Volumenzunahme der infolge der Temperaturerhöhung durch die Turbine durchströmenden Betriebsstoffmenge; in welchem Maße das eintritt, hängt vom Kennlinienverlauf des Verdichters und der Turbine bzw. von der aus diesen herstellbaren Kennlinien der Zusammenarbeit ab. Die Änderung des Gesamtwirkungsgrades η'_0 infolge der Arbeitspunktwanderung kann auch nur mit Hilfe der Kennlinien ermittelt werden, daher läßt sich die Methode nur in Kenntnis der Kennlinien verfeinern.

Läßt man den Kennlinienneneffekt und die von der Temperatur T_3 abhängige Änderung der Betriebsstoffkennwerte außer acht, so wird die Änderung des relativen mechanischen Wirkungsgrades in erster Näherung allein die Funktion der Änderung der Temperatur T_3 vor der Turbine, d. h.:

$$\bar{\eta}_m = \frac{T_3^*}{T_3} = \frac{1}{T_3}. \quad (3)$$

In zweiter Reihe sollte die von der Vorturbinentemperatur T_3 abhängige Änderung der Betriebsstoffkennwerte berücksichtigt werden. Von einem etwaigen Charakteristikeneffekt in Zusammenhang mit den Arbeitspunktwanderungen der Turbine und des Verdichters abgesehen, lautet in diesem Falle der den Wert von $\bar{\eta}_m$ bestimmende funktionelle Zusammenhang wie folgt:

$$\bar{\eta}_m = \frac{1}{\bar{c}_{pg} \bar{T}_3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{P_4^*}{P_3^*}\right)^{\frac{\kappa'_g - 1}{\kappa'_g}}}{1 - \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\kappa_g - 1}{\kappa_g}}}. \quad (4)$$

In der Abhängigkeit (4) wurden die Werte von c_{pg} , κ'_g und κ_g als lineare Funktionen der Durchschnittstemperatur der in der Turbine expandierenden Gase aufgeschrieben. Innerhalb der gegenwärtigen Temperaturgrenzen des

durch die Turbinen der Gasturbinen und Turboverdichter durchströmenden Betriebsstoffes ergibt diese Näherung eine durchaus hinreichende Genauigkeit:

$$\bar{c}_{pg} = \frac{0,228 + 0,53 \cdot 10^{-4} T'_3}{0,228 + 0,53 \cdot 10^{-4} T'^*_3} \quad (5a)$$

$$\kappa_g = \frac{0,228 + 0,53 \cdot 10^{-4} T'_3}{0,158 + 0,53 \cdot 10^{-4} T'_3}$$

bzw.

$$\kappa^*_g = \frac{0,228 + 0,53 \cdot 10^{-4} T'^*_3}{0,158 + 0,53 \cdot 10^{-4} T'^*_3} \quad (5b)$$

worin T'_3 und T'^*_3 die Durchschnittstemperaturen der in der Turbine expandierenden Gase bezeichnen:

$$T'_3 = T_3 - \frac{\Delta T_T}{2}; \quad T'^*_3 = T_3 - \frac{\Delta T^*_T}{2}. \quad (6)$$

Der in der Turbine auftretende tatsächliche Temperaturrückgang ΔT_T kann genau nur in Kenntnis der von der Betriebsstofftemperatur T'_3 abhängigen Kennwerte ermittelt werden. Demzufolge wird der Wert von ΔT_T in erster Näherung mit Hilfe der durch die Durchschnitts- und konstante Temperatur T'_3 während der Messungen bestimmten konstanten Betriebsstoffkennwerte errechnet. Dann können die Werte von \bar{c}_{pg} und κ bzw. κ^* mit Hilfe des ersten Näherungswertes von ΔT_T mit der erforderlichen Genauigkeit durch Iteration ermittelt werden. Nach den bisherigen Erfahrungen ergeben zwei Iterationen schon eine durchaus hinreichende Genauigkeit.

Im weiteren werden die Meßergebnisse, deren Auswertung sowie die daraus gezogenen Folgerungen vorgeführt.

3. Die Versuchsergebnisse und die aus diesen gezogenen Folgerungen

Die Versuche wurden mit Hilfe der in Abb. 1 dargestellten Anlage unter Anwendung der in Straßenfahrzeugen benutzten Gleitlager-Dieselmotor-Turboverdichter durchgeführt. Für die Versuche wurden fünf verschiedene Konstruktionstypen, jedoch jeweils mit Gleitlager ausgerüstete Turboverdichter angewandt. Die Versuchsergebnisse stimmten trotz der unterschiedlichen Typen recht gut überein. Im weiteren werden die Versuchsergebnisse des von dem Ungarischen Forschungsinstitut für Kraftwagen-Industrie (Magyar Autóipari Kutató Intézet) konstruierten Turboverdichters angeführt, die jedoch aufgrund der vorstehenden Feststellungen auch als verallgemeinerte Werte betrachtet werden dürfen.

In Abb. 2 ist die Änderung der Temperatur vor der Turbine des automatischen Turboverdichters in Abhängigkeit von der Drehzahl bei verschiedenen Schmieröltemperaturen beim Eintritt in das Gleitlager zu sehen. Der Tempera-

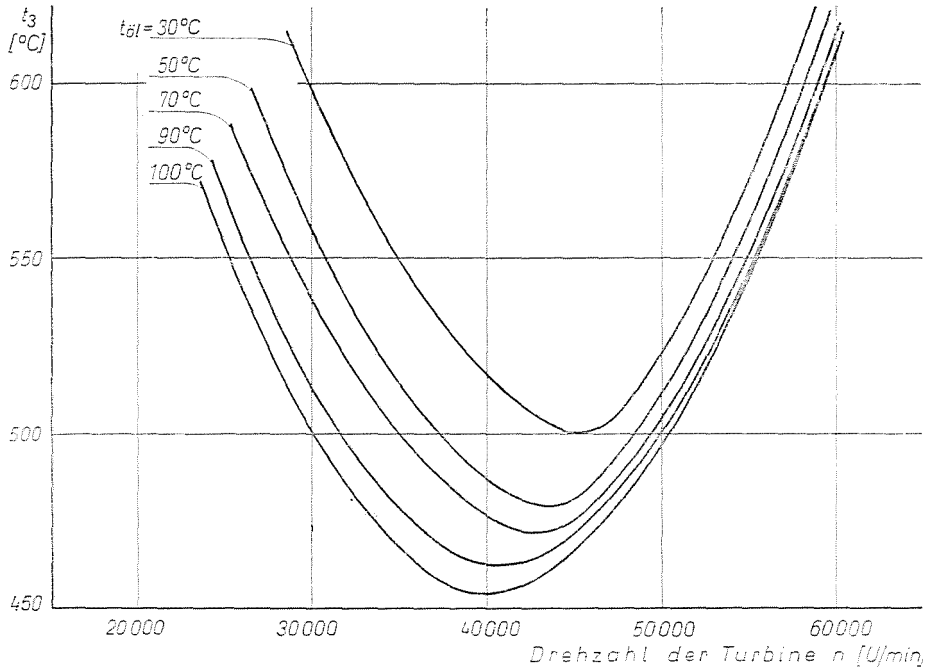


Abb. 2

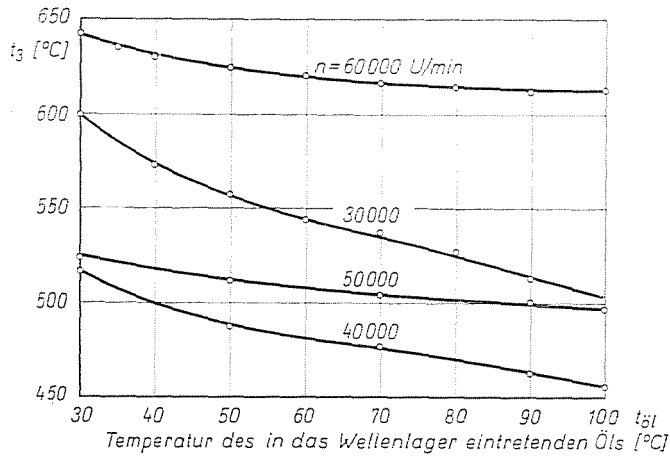


Abb. 3

turrückgang des Schmieröls verursachte bei konstanter Drehzahl eine eindeutige Temperaturerhöhung vor der Turbine, die unmittelbar aus der Zunahme der Wellenlagerungsverluste folgt. Der parabolische Verlauf der Temperatur t_3 folgt aus dem Druckverlust in der Brennkammer, das wird aber hier nicht behandelt. In Abb. 3 ist ebenfalls die Änderung der Temperatur t_3 dargestellt, jedoch in Abhängigkeit von der Öltemperatur. Der Durchschnittswert des

Temperaturgradienten ($\Delta t_3/\Delta n$) nimmt mit abnehmender Drehzahl zu, daher ist zu erwarten, daß bei niedrigeren Drehzahlen mit der Öltemperaturänderung eine erhebliche Wirkungsgradänderung auftritt.

In Abb. 4 ist die Änderung des nach Gleichung (3) errechneten Wirkungsgrades in Abhängigkeit von der Schmieröltemperatur bei verschiedenen Drehzahlen dargestellt.

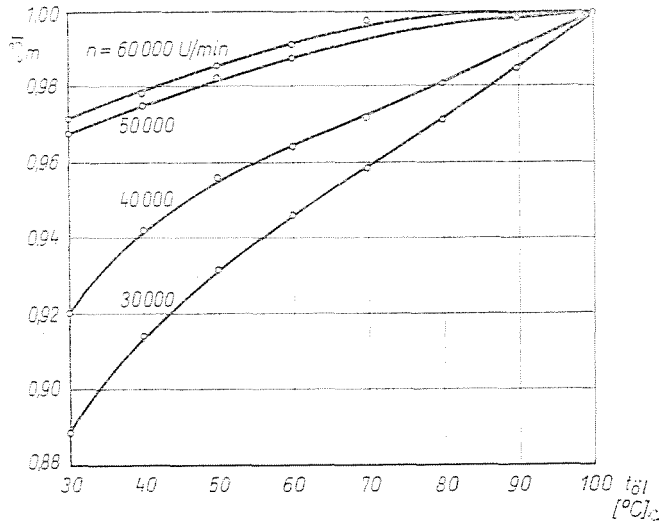


Abb. 4

Die grundsätzliche Bedeutung der Wirkungsgradänderung wurde schon durch die nach Gleichung (3) durchgeführte erste Näherung ausgedrückt. Die Wirkung des kalten Schmieröls macht sich vor allem bei niedrigen Drehzahlen bemerkbar. Der Turboverdichter läuft im allgemeinen beim Leerlauf mit niedrigeren Drehzahlen oder in der Nähe des Leerlaufbetriebszustands des Dieselmotors.

Die Beschleunigungseigenschaften des Dieselmotors mit Turbolader sind hauptsächlich in der Nähe des Leerlaufbetriebszustands ungünstig; dies wird noch durch den durch kaltes Schmieröl erhöhten Wellenlagerungsverlust des ebenfalls mit niedriger Drehzahl arbeitenden Turboverdichters gesteigert. In Abb. 4 ist auch zu erkennen, daß der mechanische Wirkungsgrad des Turboverdichters bei mittlerer Drehzahl auch bei Temperaturen um 100°C durch die Erhöhung der Öltemperatur verbessert wurde. Daraus folgt, daß das Schmieröl den Wellenlagern des Turboverdichters bei einer womöglich hohen Temperatur zugeführt werden sollte. Diese Feststellung hilft den Abzweigpunkt am Dieselmotor zu bestimmen, von wo aus das Schmieröl den Gleitlagern des Turboverdichters zugeführt werden soll.

Die aus der Abhängigkeit (4) — deren Genauigkeit durch Berücksichtigung der Änderung der spezifischen Wärme- bzw. Adiabatenexponenten erhöht wurde — errechneten Änderungen der $\bar{\eta}_m$ -Werte wurden auch untersucht. Den von den Autoren durchgeführten Berechnungen gemäß sind die Wirkungen der Änderungen der spezifischen Wärme- und Adiabatenexponenten gegensätzlich, sie gleichen sich derart aus, daß ihre Berücksichtigung den Wert von $\bar{\eta}_m$ nur um 1 bis 1,5 von Tausend ändert. Diese geringfügige Änderung kann nicht dargestellt werden, daher werden die unter Berücksichtigung der Betriebsstoffkennwerte errechneten $\bar{\eta}_m$ -Werte durch dieselbe Kurvenschar dargestellt.

Damit darf ausgesagt werden, daß die Außerachtlassung der Änderung der Betriebsstoffkennwerte den Wert des relativen mechanischen Wirkungsgrades nicht beeinflußt.

Zur Ermittlung von $\bar{\eta}_m$ mit Hilfe der Gleichung (2), die alle Wirkungen in Betracht nimmt und folglich das genaueste Resultat ergibt, sollte die Charakteristik der Zusammenarbeit von Turbine und Verdichter ermittelt werden (Abb. 5). In der nach den Meßergebnissen ermittelten Charakteristik wurden die $n = \text{konst.}$ -Linien des Verdichters, die Kurven $\eta_{\text{isk}}, \eta_{\text{ist}}, \eta_m = \text{konst.}$, sowie die zur Herstellung des Momentengleichgewichts der Turbine und des Turboverdichters erforderlichen $t_3 = \text{konst.}$ -Linien dargestellt. Der dunkle Streifen in Abb. deckt den Bereich der Betriebszustandsänderungen infolge der Änderung der Schmieröltemperatur. Die untere Grenze des Streifens entspricht der Schmieröltemperatur von 100°C und an der oberen Grenze befindet sich die der Temperatur von 30°C zugeordnete Kurve der Zusammenarbeit. Wie aus der Abb. ersichtlich, ist die Wirkung der Charakteristik derart geringfügig, daß sie meistens innerhalb des Meßfehlers bleibt. Die bei konstanter Drehzahl auftretende Änderung der Druckverhältnisse des Verdichters und der Turbine beträgt durchschnittlich 5 v T. Es nimmt jedoch das Druckverhältnis sowohl des Verdichters als auch der Turbine zu, daher gleichen sich auch diese minimalen Wirkungen aus. Infolgedessen ergibt die Berücksichtigung der Änderungen der Druckverhältnisse keinen im Diagramm darstellbaren Unterschied.

Die Änderung von η_j bei konstanter Drehzahl ist mit guter Näherung der Breite des dunklen Streifens proportional. Ihr Wert beträgt, wie es an der Charakteristik abgemessen werden kann, 0,993 bis 0,995. Das ist auch eine so geringfügige Änderung von η_m , die sich praktisch nicht darstellen läßt.

Aus den bisherigen Untersuchungen erweist sich, daß die Abhängigkeit des relativen mechanischen Wirkungsgrades von der Schmieröltemperatur auch durch den einfachsten funktionellen Zusammenhang nach der Gleichung (3) genau bestimmt wird, sogar im Falle besonderer Genauigkeitsanforderungen. Der Wert von η_m kann aufgrund der erarbeiteten Methode verhältnismäßig einfach ermittelt werden.

Aufgrund der Untersuchungen läßt sich feststellen, daß der mechanische Reibungsverlust der Gleitlagerungen der Turboverdichter und Gasturbinen

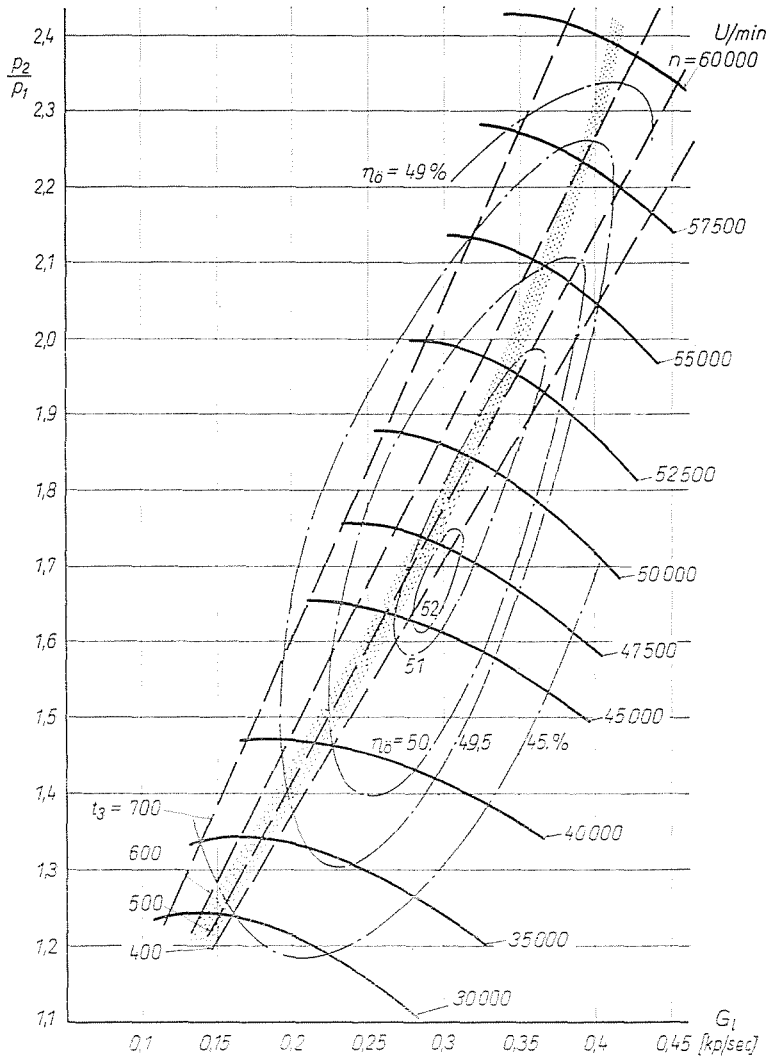


Abb. 5

niedriger Leistung mit der Erhöhung der Schmieröltemperatur eindeutig abnimmt. Dieser Effekt macht sich auch bei der Schmieröltemperatur von 100°C geltend, aus diesem Gesichtspunkt kann keine eindeutig optimale Öltemperatur festgelegt werden. Der Öltemperaturrückgang ergibt vor allem bei niedrigen Drehzahlen eine wesentliche Verringerung des η_m -Wertes. Bei einem mit hoher Drehzahl arbeitenden Turboverdichters sollte also Öl für die Schmierung der Wellenlager des Turboverdichters an einem solchen Punkte des Dieselmotors herausgenommen werden, wo stets eine hohe Schmieröltemperatur gewährleistet werden kann.

Zusammenfassung

Es wird die Ermittlung der Änderung der mechanischen Verluste bei den Gleitlager-Turboverdichtern von Fahrzeugdieselmotoren behandelt. Es wurde ein Verfahren zur Ermittlung der Änderung der relativen mechanischen Wirkungsgrade der Turboverdichter entwickelt. Dazu wird von den Verfassern der Begriff des relativen mechanischen Wirkungsgrades eingeführt und definiert, der bei gegebener Drehzahl das Verhältnis der mechanischen Wirkungsgrade bei einer beliebigen und bei der gegebenen (im allgemeinen maximalen) Schmieröltemperatur ist.

Von den Verfassern wurde ein Meßverfahren entwickelt, mit dessen Hilfe aufgrund der gemessenen thermisch-strömungstechnischen Parameter des in thermischem und mechanischem Gleichgewichtszustand arbeitenden Turboverdichters die Änderung der mechanischen Verluste untersucht werden kann. Die hydrodynamisch-schmiertechnischen Probleme der Gleitlagerungen werden hier nicht behandelt, d. h. die Untersuchungen wurden an nach modernen Konstruktionsprinzipien ausgestalteten Gleitlagerturboverdichtern durchgeführt.

Dem entwickelten Verfahren gemäß ist die Änderung des relativen mechanischen Wirkungsgrades — bei konstanter Rotordrehzahl des Turboverdichters — der Temperaturänderung vor der Turbine umgekehrt proportional. Dieser Zusammenhang befriedigt sogar die strengsten Genauigkeitsanforderungen; andere Wirkungen (Änderung der spezifischen Wärme, Verschiebung des Betriebspunktes in der Charakteristik des Turboverdichters) können mit vollkommener Sicherheit außer acht gelassen werden.

Neben der Entwicklung des Untersuchungsverfahrens besteht das wichtigste Ergebnis der durchgeführten Untersuchungen in der Feststellung, daß — hauptsächlich bei niedrigeren Drehzahlen — der mechanische Verlust des Turboverdichters mit dem Temperaturrückgang des in die Wellenlagerung einströmenden Öls stark zunimmt. Bei den zwischen breiten Drehzahlgrenzen arbeitenden Turboverdichtern von Fahrzeugdieselmotoren ist es deshalb besonders wichtig, für den Turboverdichter immer ein Schmieröl hoher Temperatur (90° bis 100°C) zu sichern. Durch diese Anforderung wird der Ausführungspunkt des Schmieröls für den Turboverdichter am Dieselmotor eindeutig bestimmt. Für die Schmierölentnahme für den Turboverdichter sollte am Dieselmotor eine Stelle gewählt werden, von wo das Öl stets — von der Belastung unabhängig — bei hoher Temperatur abgeführt werden kann.

Literatur

1. BRODSZKY, D.: Feltöltött dieselmotorok (Dieselmotoren mit Turboaufladung). Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1968.
2. PÁSZTOR, E.: Examination of the idling and starting of low capacity gas turbines. Periodica Polytechnica, Budapest, 1959. Band. 3. Nr. 1. S. 43. bis 61.
3. FÜLÖP, Z.: Zusammenarbeit zwischen Turbolader und Motor und die Ermittlung ihrer Charakteristik. Periodica Polytechnica, Budapest, 1963. Band. 7. Nr. 3. S. 201 bis 215.

Prof. Dr. Endre PÁSZTOR }
 Ildikó KISS } H-1521 Budapest