

# TRAKTIONSEINHEIT FÜR FAHRZEUGE MIT KONSTANTLEISTUNGS-DIESELMOTOR

Von

E. KOVÁCSHÁZY

Lehrstuhl für Kraftfahrzeuge, Technische Universität Budapest

Eingegangen am 5. März 1974

Vorgelegt von Professor Dr. Z. LÉVAI

## 1. Einleitung

Sein bisher unübertroffen hoher Wirkungsgrad prädestinierte den Dieselmotor, eine weitbenützte Antriebsmaschine von Fahrzeugen zu werden. Mit Verbreitung der Abgas-Turboaufladung bietet der Dieselmotor eine Kraftquelle kompakter Bauart, welche dem Transportwesen noch lange gute Dienste leisten kann. Zugunsten des Dieselmotors spricht noch, daß seine Abgase weniger umweltschädlich sind als die des allgemeinverbreiteten Ottomotors.

Die wohlbekannte Traktionseigenschaft des Dieselmotors ist, daß seine Arbeitsfähigkeit auf den oberen Teil des Drehzahlfeldes beschränkt ist. So ist der Motor unfähig das Fahrzeug anzufahren und zu beschleunigen. Da sein Drehmoment im ganzen Drehzahlfeld quasi-konstant verläuft, ist seine Höchstleistung nur bei der Nennzahl vorhanden, und mit fallender Drehzahl fällt auch die Leistung. Demzufolge ist ein Dieselmotor nur durch eine Anfahr-Hauptkupplung und ein drehmoment-übersetzendes Getriebe ergänzt, zur Traktion von Fahrzeugen tauglich.

## 2. Heutiger technischer Stand von Traktions-Einheiten

Der Dieselmotor und das dazu passende Getriebe entwickelten sich bisher sozusagen voneinander unabhängig. Ihre charakteristischen Eigenschaften müssen beim Zusammenbau gegenseitig berücksichtigt werden. Ein zeitgemäßes Getriebe ist automatisch gesteuert, besitzt einen hydrodynamischen Drehmomentwandler und ein zwei-, seltener einstufiges mechanisches Getriebe. Der Dieselmotor (Saug-, oder Ladermotor) ist im ganzen Drehzahlbereich drehmomenthaltend (quasi-konstantes Moment).

Eine solche Traktions-Maschine besitzt in der hydraulischen Antriebsphase einen verhältnismäßig hohen Leistungsverlust, in der mechanischen Phase eine mit der Drehzahl fallende Leistung. So ist die Nennleistung des Motors nicht vollständig ausnützlich.

Die grundlegenden konstruktiven und funktionellen Mängel dieser Traktionsmaschine zusammenfassend:

a) Motor: Drehmomenthaltende Charakteristik, daher nur partielle Leistungs-Ausbeutung des Motors.

b) Getriebe:

- Ungünstiger Wirkungsgrad in der hydraulischen Betriebsphase.
- Mit der Zahl der mechanischen Schaltstufen gesteigert komplizierte Schaltautomatik.
- Charakteristik des Abtriebsmomentes (Zugkraft) verläuft als unregelmäßige (gestufte) Kurve.

Obige Mängel sind durch einen Dieselmotor quasi-konstanter Leistung (weniger mechanische Schaltstufen) zu beheben. Der Wirkungsgrad der Hydraulik ist durch leistungsverzweigenden Antrieb zu verbessern.

### 3. Zielsetzungen für die Entwicklungsarbeiten

Gleichartige Entwicklungstendenzen sind vielseitig zu beobachten, obwohl im allgemeinen nicht in komplexem Aufbau. Für eine erhöhte Setzbarkeit des Dieselmotors z. B. das Abgas-Aufladesystem Bauart Complex, und nicht zuletzt das Kombinations-Ladesystem, ausgearbeitet vom Automobiltechnischen Forschungs-Institut (AUTÓKUT) in Budapest. Eine Verbesserung der Wandlerverluste ist durch einen leistungsverzweigenden Antrieb (z. B. Voith-DIWA Getriebe) zu erzielen.

Die Entwicklungsarbeiten einer automatischen Traktions-Einheit — ausgeführt in den Ganz-MÁVAG Werken (Budapest) — hatten ihren Anfang im Jahre 1970. Die neue Einheit soll, verglichen mit herkömmlichen Lösungen, eine weit einfachere Konstruktion, einen kompakteren Aufbau haben, durch

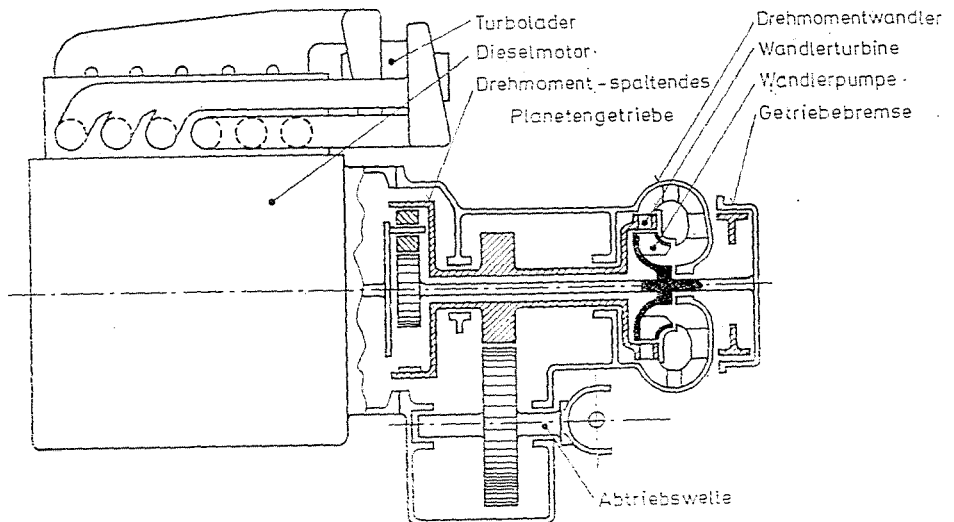


Abb. 1. Aufbau-Skizze der Traktionseinheit mit quasi-konstanter Leistung

das typisierte Getriebe soll die Nennleistung (Höchstleistung) im ganzen Geschwindigkeitsbereich des Fahrzeuges voll ausgenützt werden.

Das Aufbauschema der neuen Traktionseinheit erläutert Abb. 1. Das Getriebe besitzt eine Fahrtrichtungs-Umschaltung für Eisenbahn-Fahrzeuge, einen Rückwärtsgang und nötigenfalls auch eine Berggang-Übersetzung für Straßen- und Geländefahrzeuge. Baugruppen der Einheit sind: ein Dieselmotor quasi-konstanter Leistung, vereint mit der neuartigen Kraftübertragung. Teile des letzteren sind: drehmomentspaltendes Planetengetriebe, hydrodynamischer Drehmomentwandler, Getriebeklemme und Zahnräder-Übersetzung samt Wendeschalter. Die Versuchs- und Entwicklungsarbeiten wurden — den zwei Baugruppen gemäß — parallel getrieben, mit ständiger Rücksicht auf deren gegenseitige Aufeinanderwirkungen.

#### 4. Entwicklung des Dieselmotors von quasi-konstanter Leistung

Als Basis der Entwicklung diente ein Eisenbahn-Dieselmotor, eine werkeigene Neukonstruktion und Neubau von Ganz-MÁVAG (Abb. 2). Der horizontale 6-Zylinder Reihenmotor besitzt Direkt-Einspritzung und Turbo-Aufladung. Zylinderleistung 100 bis 125 PS (nach UIC). Bohrung 185 mm, Hub 190 mm, Nenndrehzahl 1500 pro Minute.

Entwicklungsziel war die Verwirklichung quasi-konstanter Leistung, das ganze Drehzahlfeld entlang. Dies erweckte das Bedenken, daß die Belastung einiger Motorteile sich erhöhe, als Folge des mit der Drehzahl verkehrt proportionalen Drehmomente (hyperbolische Drehmomentkurve). Das heißt, mit Setzen des Motors wächst sein Drehmoment. So war ein erhöhter Spitzendruck zu befürchten, welcher einige Teile, vortrefflich die Kolben überlasten könnte.

Im Betrieb sind die wichtigsten Teile der Brennraumpartie mechanisch und auch thermisch belastet. Über die erstere Belastung sei uns erlaubt später zurückzugreifen. Wie bekannt, gefährdet die letztere teils die Festigkeitseigenschaften des Materials, und auch die Güte der Ölschmierung, teils — durch zerstörtes Wärmegleichgewicht — werden ungewollte Wärmeverformungen hervorgerufen, und dadurch die ohnedies hohe mechanische Belastung weiter erhöht.

Diesbezüglich bestand auch die Besinnung, daß die in Zeiteinheit eingespritzte und im Zylinder verbrennende Kraftstoffmenge — das ganze Drehzahlfeld entlang — bei quasi-konstanter Leistung beinahe gleich bleibt, so auch die Wärmebelastung, obwohl der Mitteldruck mit sinkender Drehzahl wächst [2], [3].

Im Laufe der am Prüfstand vollbrachten Versuche wurde die vorausbedingte Unveränderlichkeit der Wärmebelastung auch praktisch bewiesen. Nachher bestand die Möglichkeit, das Gewicht der motorischen Versuche auf die mechanischen Belastungen zu legen.

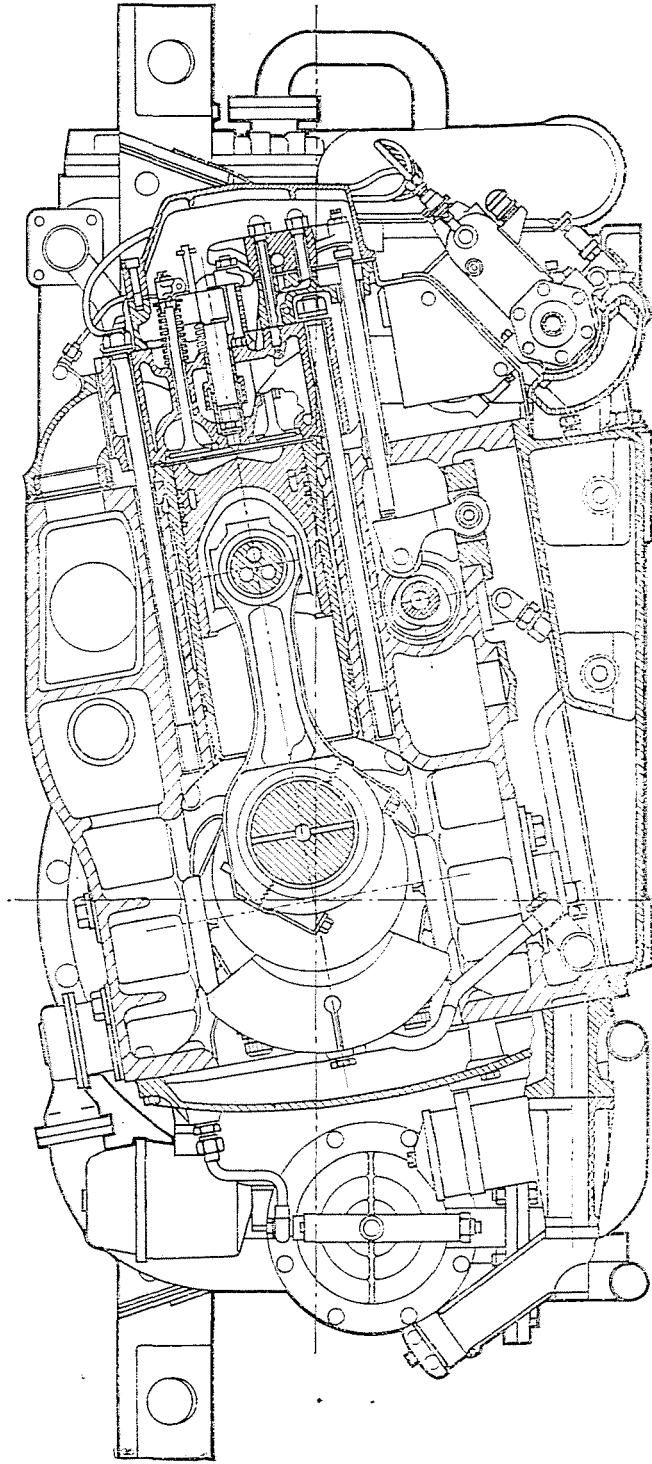


Abb. 2. Eisenbahn-Dieselmotor mit direkter Einspritzung der Ganz-MAVAG Werken, Type 6HF 18,5/19 (Querschnitt)

#### 4.1. Versuche zur Verwirklichung der quasi-konstanten Motorleistung

Diese Forschungs- und Versuchsreihe erstreckte sich auf folgende drei Richtungen: eine neuartige Abstimmung des Turboladers zum Motor — zwecks konstanter Leistung —; in Verbindung zu Vorigem festzustellen, wieweit die Mitteldrücke und Spitzendrücke durch diese unkonventionelle Betriebsart beeinflußt werden; und zuletzt die Ausarbeitung einer, der konstanten Leistung entsprechenden Kraftstoffeinspritzung.

*Abstimmen des Turboladers zum Motor.* Nach der Regel sollte man den Turbolader auf die Nennzahl und Nennleistung des Motors abstimmen. Mit fallender Drehzahl sinkt auch der Luftbedarf des Motors (fallende Leistung), welcher schließlich durch die Pumpgrenze des Laders beschränkt wird. Im Falle des Motors mit quasi-konstanter Leistung fiel die Wahl auf eine andere Abstimmungsmethode [4], [5].

Eine Vorbedingung war, daß die Abstimmung des Laders im Aufbau einfach zu lösen sei. So wurde jegliche Automatik zur Regelung des Ladeluftstromes vermieden.

Um genügend Betriebserfahrungen zu gewinnen, wurden die Abstimmversuche an einem 6-Zylindermotor mit dem Ladertyp Napier C 045, an einem 4-Zylindermotor mit dem Lader B. B. C. RR 150 vollbracht. Um die bestmögliche Abstimmung zu erreichen, wurden eine Zahl Turbinen-Düsenringe und Lader-Diffusorringe so ausgewählt bzw. gepaart, daß eine Mindest-Ladeluftmenge von 5 bis 5,2 kp/PSh bei mindester Drehzahl bzw. Höchst-Drehmoment des Motors vorhanden sei. Die Ladecharakteristik des zum 6-Zylindermotor konstanter Leistung abgestimmten Turboladers ist im Diagramm von Abb. 3 zu sehen. Die gestrichelten Linien stellen jene Charakteristik dar, welche dem Basismotor mit quasi-konstantem Drehmoment eigen sind. Die zwei Stabilitäts-Grenzkurven entsprechen der unterschiedlichen Abstimmung der Lader. Bemerkenswert ist, daß der Lader für quasi-konstante Leistung bei praktisch gleichbleibendem Druckverhältnis rund das anderthalbfache der mindestnötigen Luftmenge liefert. Dies ist nicht als unvorteilhaft zu schätzen, in Hinsicht auf die gute Brennraumdurchspülung und bessere Kühlung der Abgase. Bei den Versuchen konnten wir feststellen, daß — obwohl der Laderwirkungsgrad leicht unter dem des Motors mit quasi-konstantem Drehmoment verläuft — der Kraftstoffverbrauch und die anderen Charakteristiken des Motors recht günstig verlaufen.

*Gestaltung der Gasdrücke.* Der zur Weiterentwicklung dienende Grundmotor war grundsätzlich für 125 kp/cm<sup>2</sup> Spitzendruck konstruiert. Demzufolge besaß er reichliche Reserven zur Weiterentwicklung. Zur Gestaltung des Konstantleistungs-Motors behielten wir obigen Druck als Grenzwert.

Um die Gasdrücke zu klären, wurde das Mindest-Kompressionsverhältnis am Prüfstand festgestellt, wo der Motor auch in kaltem Zustande genügend

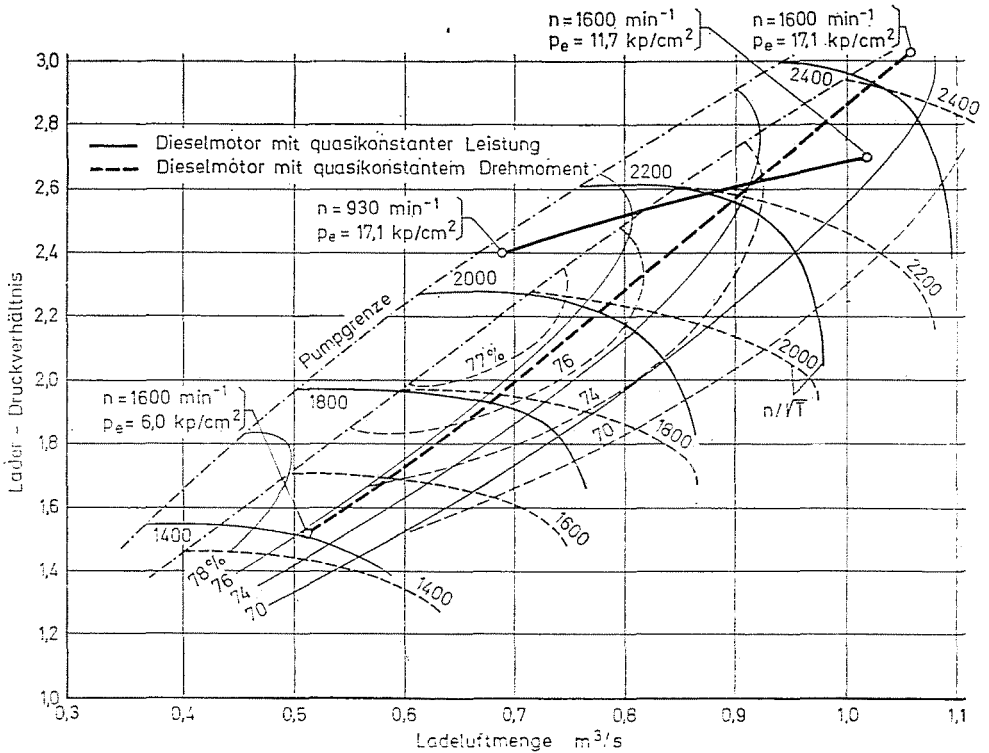


Abb. 3. Charakteristiken des zum Dieselmotor Type Ganz-MÁVAG 6HF 18,5/19 abgepaßten Turboladers Type Napier C 045

sicher zu starten war ( $\varepsilon = 12$ ). Die Verbrennungsdruck-Änderung wurde im breitem Mitteldruckfelde ( $p_e = 12$  bis  $19,5 \text{ kp/cm}^2$ ), bei gleichbleibender Drehzahl von 1500 Umdrehungen pro Minute bemessen (Abb. 4, gestrichelte Linie). Bemessen wurden auch die Spitzendrücke bei veränderlichem Verdichtungsverhältnis ( $\varepsilon = 12,5$  bis 14) des Konstantleistungs-Motors von dem Mitteldruck abhängig. Die Drehzahl der quasi-konstanten Leistung von 100 PS pro Zylinder wurde zwischen 900 bis 1500 Umdrehungen pro Minute geändert.

Obige Versuche ergaben, daß im Gegensatz zu der steil ansteigenden Spitzendruck-Kurve des Motors mit konstantem Drehmoment, die des Motors mit quasi-konstanter Leistung durchs ganze Mitteldruck-Feld beinahe gleichbleibend verläuft. Ein Grund dafür war der nahezu gleichbleibende Ladeluftdruck, bei mit fallender Drehzahl steigendem Mitteldruck (siehe Lader-Charakteristik). Überdies war es mit Recht zu behaupten, daß bei gesetzter Drehzahl, auch nebst wachsendem Mitteldruck, die Verbrennung günstiger abläuft wie bei höheren Drehzahlen.

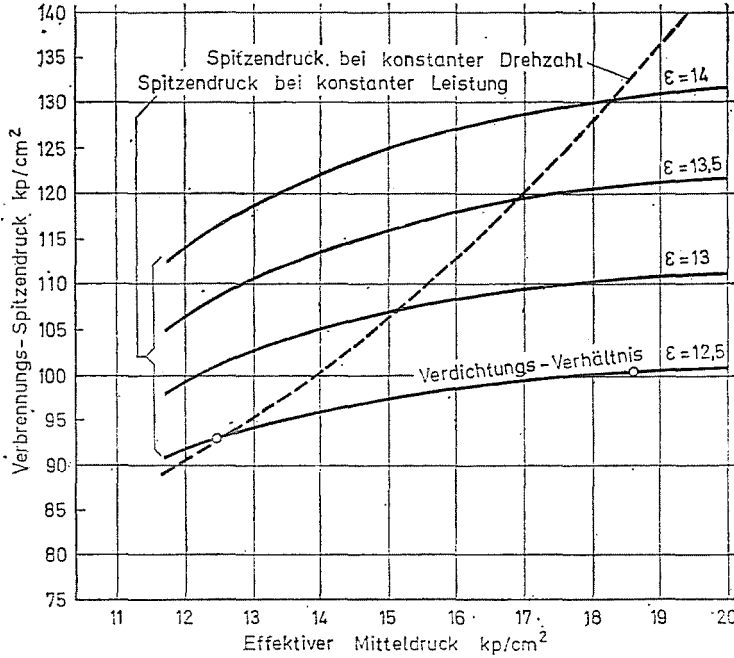


Abb. 4. Änderung des Verbrennungs-Spitzendruckes als Funktion des Mitteldruckes, bei veränderlichem Verdichtungs-Verhältnis (gestrichelte Linien: bei konstanter Drehzahl; volle Linien: mit  $p_e$  verkehrt proportionale Drehzahlen, der konstanten Leistung entsprechend)

Die Traktionseinheit quasi-konstanter Leistung verlangt — aus später zu erläuternden Gründen — nebst gesetzter Drehzahl eine sich leicht vermin- dernde Leistung. Die Leistungs-Charakteristik des Motors wurde demzufolge so festgelegt, daß die Leistung sich von 90,3 bis 106 PS gleichmäßig verändere, wobei die Drehzahl von 925 bis 1600 Umdrehungen pro Minute steigt.

Der demgemäß geregelte Motor besitzt im ganzen Drehzahlfelde einen praktisch gleichbleibenden Spitzendruck. Die mit dem Motor durchgeführte Versuchsreihe brachte das Ergebnis, daß etliche Konstruktionsteile des Kon- stantleistungs-Motors durch den Spitzendruck nicht höher belastet sind, als beim Ausgangsmotor konstanten Drehmomentes.

**Kraftstoff-Versorgung des Konstantleistungs-Motors.** Vorbedingung der konstanten Leistung ist eine, mit fallender Drehzahl wachsende, pro Arbeits- zyklus eingespritzte Kraftstoffmenge; abweichend vom Motor mit konstantem Drehmoment, wo mit veränderter Drehzahl die eingespritzte Kraftstoffdosis praktisch unverändert bleibt.

Als erste Variante kam eine Einspritzpumpe mit Drosselregelung in Betracht, ausgearbeitet an der Technischen Hochschule von Brünn, unter der Leitung von Professor Dr. Jaromir Indra. Diese Pumpe entsprach zwar der

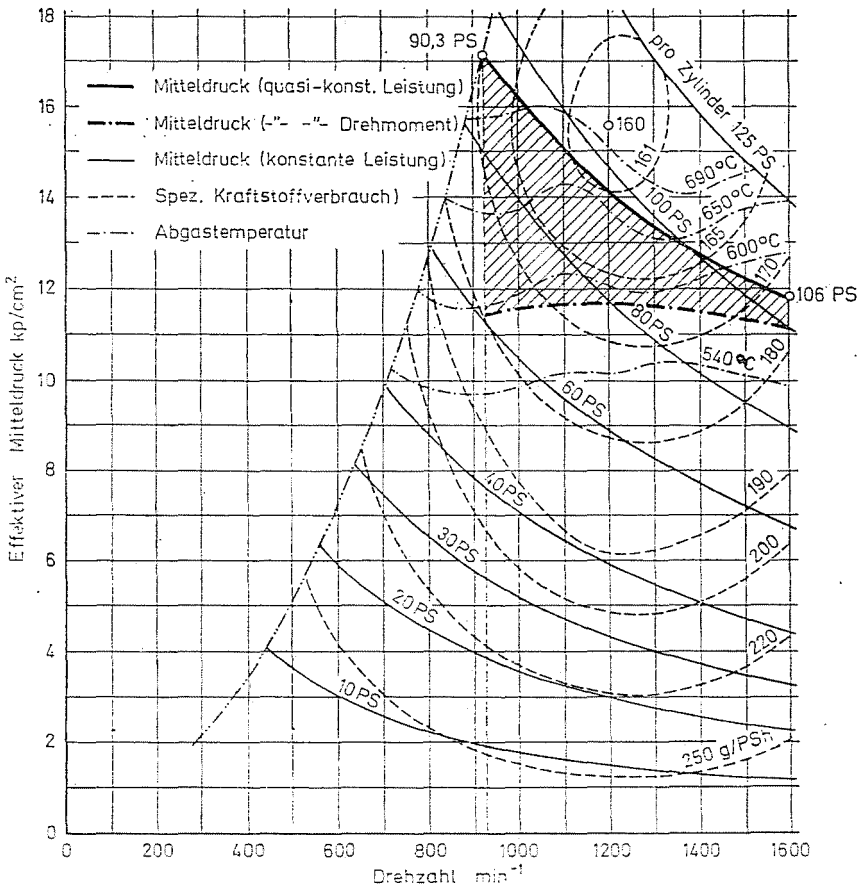


Abb. 5. Charakteristiken des Motors Ganz-MÁVAG 18.5/19: für quasi-konstante Leistung weiterentwickelte Version

Vorbedingung der Einspritzmengen-Regelung für quasi-konstanter Leistung, die Versuche am Motorprüfstand machten es aber klar, daß die Pumpe noch eine beachtliche motortechnische Weiterentwicklung benötigt. Demzufolge, vom ersten Weg abweichend, sorgten wir für eine exaktere Lösung, wo die wohlbekannte Pumpe »System Bosch« behaltbar blieb. Die durch die Nenn-drehzahl bedingte Einspritzmenge wurde der Drehzahländerung entsprechend, durch einen Korrektormechanismus automatisch verstellt.

#### 4.2. Betriebseigenschaften des Konstantleistungs-Motors

Das Diagramm von Abb. 5 demonstriert die am Prüfstand gemessenen Kennwerte des Motors quasi-konstanter Leistung. Im ganzen Betriebsfelde sind spezifischer Kraftstoffverbrauch und Abgastemperatur als günstig zu



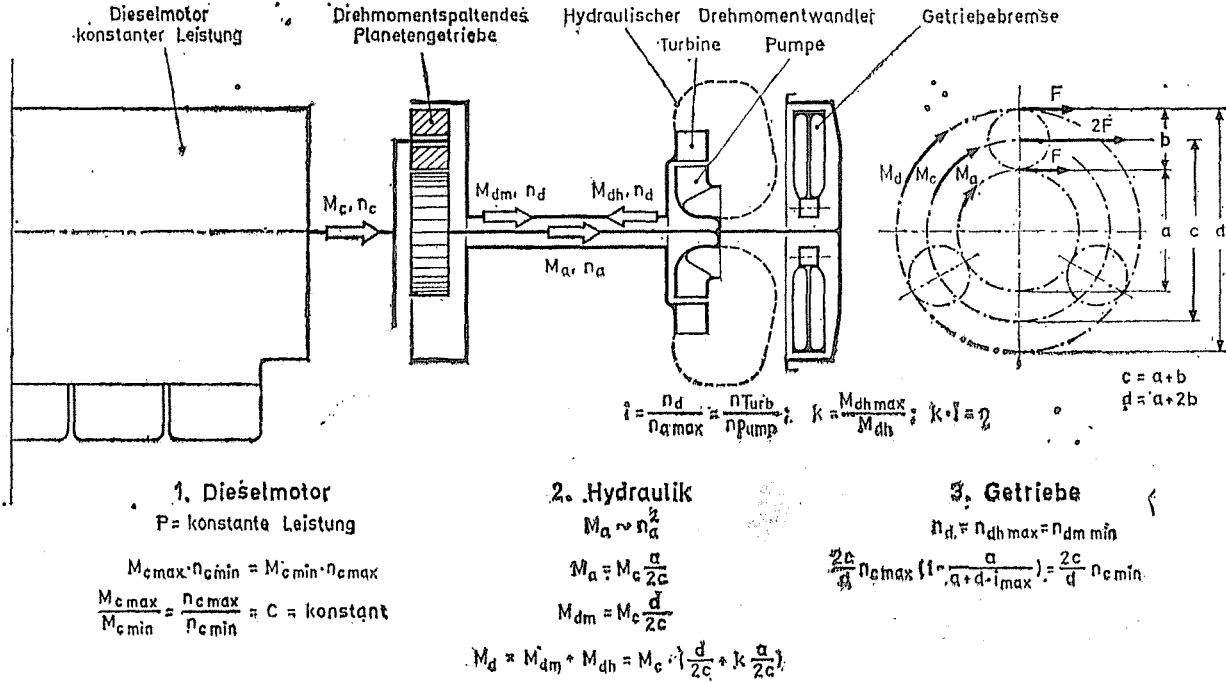


Abb. 6. Skizze der Konstruktions-, Drehzahl- und Kräfte-Zusammenhänge der Traktions-Einheit mit quasi-konstanter Leistung

betrachten. Bemerkenswert ist, daß die Mitte des Verbrauchs-Muscheldiagrammes sich am Oberteil des Betriebsfeldes ergab, was auf reichliche Weiterentwicklungs-Reserven des Motors deutet.

Zum Vergleich ist auch die Drehmomentkurve des Motors quasi-konstanten Momentes (für die gleiche Nennleistung) im Diagramm dargestellt. Das schraffierte Feld zwischen den zwei Drehmomentkurven (Mitteldruckkurven) ist bezeichnend für die höhere Leistungs-Ausnützung des Motors quasi-konstanter Leistung. Dies beträgt ungefähr 22% Leistungsgewinn auch im Betrieb des Fahrzeuges. Das bedeutet mit anderen Worten, daß für die Fahrzeug-Traktion — im Vergleich zur Nennleistung — ca. um das Fünftel erhöhte »gleichwertige Leistung« zur Verfügung steht.

Resultierend gewinnt das Fahrzeug durch die quasi-konstante Motorleistung eine erhöhte Fahrdynamik, oder ist eine unveränderte Dynamik durch einen Motor mit kleinerer Nennleistung zu erreichen.

### 5. Entwicklung der Kraftübertragung

Im Besitze eines Dieselmotors mit in breitem Drehzahlfelde konstanter Leistung, bestand die Möglichkeit zur Entwicklung einer Kraftübertragung mit hochwertigen Eigenschaften; sowohl in Hinsicht auf einfache Konstruktion als auch auf die Betriebs-Ökonomie. Die konventionelle hydrodynamische Kraftübertragung konnte in zwei Richtungen weiterentwickelt werden; teils im Gebiet des hydrodynamischen (Wandlerbetrieb), teils in dem des mechanischen Antriebes.

Der hydraulische Drehmomentwandler belastet zwar einen Motor konstanten Momentes (bei ständiger Drehzahl) günstig, aber mit hohen hydraulischen Verlusten. Eine Verbesserung ist durchs Spalten des Antriebsmomentes möglich (z. B. Voith-DIWA Getriebe), obwohl dabei eine ungünstige Drehmoment-Aufnahme des Wandlers besteht und dadurch eine minder ausnützbare Zugkraft der Antriebseinheit.

Im Falle unserer Traktions-Einheit quasi-konstanter Leistung ist ein weit höherer Wirkungsgrad des momenten-spaltenden Antriebs mit der im ganzen Betriebsfelde vollständig ausnützbaren Nennleistung gepaart.

Laut Funktions-Skizze von Abb. 6 sind die Bedingungen des Zusammenarbeitens der diversen Sub-Einheiten (Motor, Wandler, mechanischer Antrieb, Getriehebremse) die folgenden:

— Mit Annahme konstanter Motorleistung seien die Grenzwerte von Drehmoment und Drehzahl in unverändertem Verhältnis zueinander. Das heißt:

$$M_{c\max} \cdot n_{c\min} = M_{c\min} \cdot n_{c\max}, \quad \text{oder}$$

$$\frac{M_{c\max}}{n_{c\min}} = \frac{n_{c\max}}{n_{c\min}} = C = \text{konstant.}$$

- Der Drehmomentwandler empfängt den im Planetengetriebe abgeteilten Teil des Motor-Drehmomentes wie bekannt:

$$M_c \sim M_a \sim n_a^2 \text{ (proportional).}$$

- Die Drehzahl des Motors und die der übrigen Teile der Kraftübertragung (gemäß Untersetzung des Planetengetriebes), ist von der momentanen Fahrzeuggeschwindigkeit automatisch gesteuert; das heißt von der Ausgangsdrehzahl der Einheit.
- In der hydraulischen Betriebsphase ergibt sich das Ausgangsdrehmoment aus dem Teilmoment vom mechanischen Zweige des Planetengetriebes ( $M_{dm}$ ), und dem Pumpendrehmoment des Wandlers, vergrößert durch den Momentenfaktor des Wandlers  $k$  ( $M_{dh}$ ), übertragen von der Turbinenwelle:

$$M_d = M_{dm} + k \cdot M_a = M_{dm} + M_{dh}.$$

- Grundlegende Zusammenhänge des hydraulischen Wandlers:

Drehzahlfaktor 
$$i = \frac{n_d}{n_{amax}} = \frac{n_{\text{Turbine}}}{n_{\text{Pumpe}}},$$

Drehmomentfaktor 
$$k = \frac{M_{dhmax}}{M_{dh}} = \frac{M_{\text{Turb. max}}}{M_{\text{Turbine}}},$$

Wirkungsgrad des Wandlers 
$$\eta = k \cdot i.$$

- Das Planetengetriebe teilt das Antriebsmoment im ganzen Drehzahlfelde in ungeändertem Verhältnis, bestimmt durch dessen Zähnezahlen. Die Drehzahlen sind durch die Fahrzeuggeschwindigkeit bedingt, welches im Drehzahlfaktor  $i$  zum Ausdruck kommt.
- Die stufenlose Zugkraftkurve (Ausgangs-Drehmoment) bedingt es, daß gegen die Mitte des Geschwindigkeitsfeldes, wo der Antrieb vom hydraulischem ins mechanische umwächst, so daß die Ausgangsdrehzahl, wie auch das Ausgangsdrehmoment unverändert bleiben; das heißt:

$$n_d = n_{dhmax} = n_{dmmin} \quad \text{und}$$

$$M_d = M_{dhmin} = M_{dmmax}.$$

Alle obengenannten Erfordernisse gehen in Erfüllung laut folgender überraschend einfacher Formel:

$$C^{1.5} - C^{0.5} = 1$$

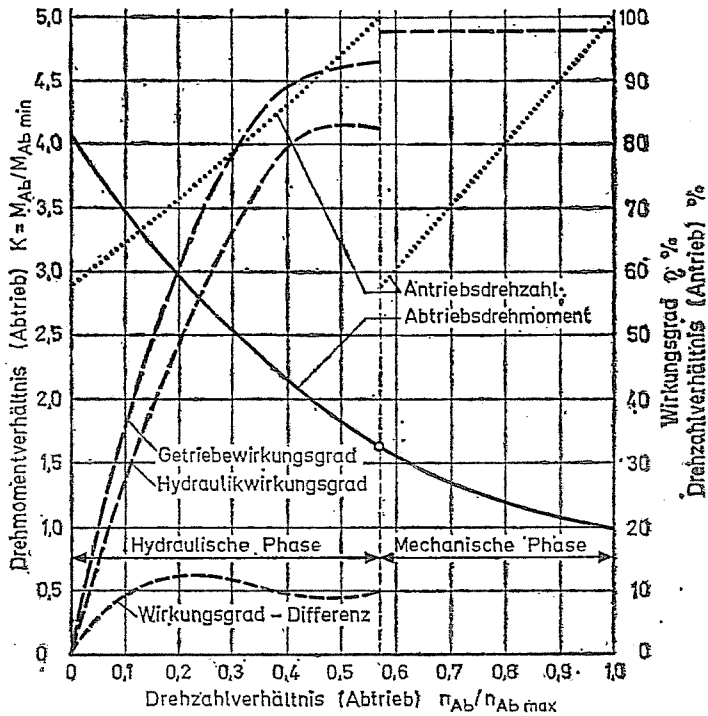


Abb. 7. Charakteristiken der in den Ganz-MÁVAG Werken entwickelten Traktionseinheit; mit quasi-konstanter Leistung

deren eindeutige Lösung

$$C = \frac{M_{c\max}}{M_{c\min}} = \frac{n_{c\max}}{n_{c\min}} = 1,754 \text{ ist.}$$

Für die Praxis schien eine kleine Abweichung von diesem Werte vorteilhaft. In der hydraulischen Arbeitsphase wirkt der Wirkungsgrad-Verlust als geltend, dagegen nach Umschalten in die mechanische Phase arbeitet das Getriebe praktisch verlustlos. So bekommt die Zugkraft im Schaltpunkt eine sprunghafte Erhöhung. Um dies zu vermeiden wurde die Motorleistung im Verhältnis zur Drehzahlsetzung allmählich vermindert. Der leichte Leistungsabfall kam auch dem Motor zugute, wie es schon früher bei der Beschreibung der Motorversuche angedeutet war.

Die Charakteristiken der kompletten Traktionsmaschine, das heißt die des Dieselmotors quasi-konstanter Leistung, in Zusammenhang mit der hydraulischen Kraftübertragung sind im Diagramm von Abb. 7 zu betrachten. Das Fahrzeug wird in der hydraulischen Arbeitsphase (mit Maximal-Drehmoment) bei niedrigster Drehzahl des Motors angefahren. Während das Fahrzeug

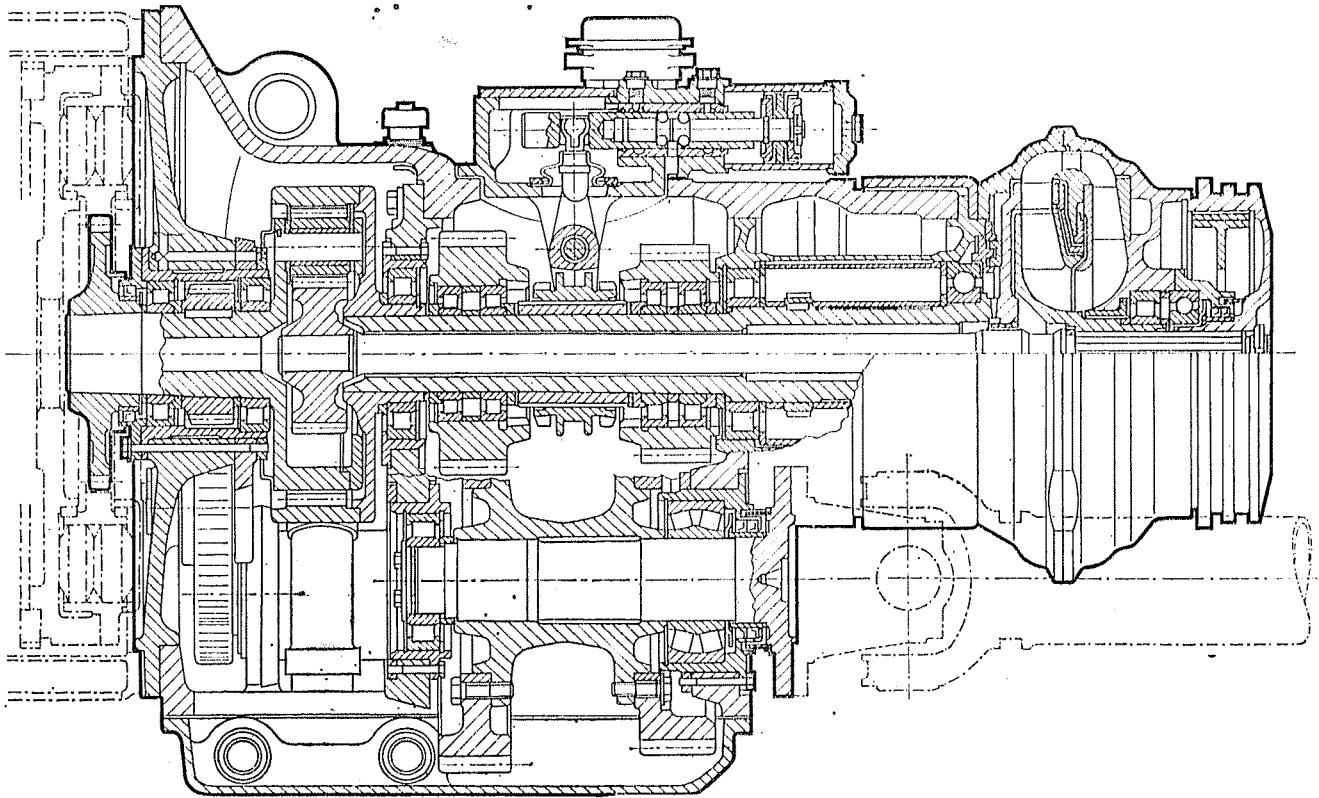


Abb. 8. Schnittzeichnung der Kraftübertragung der Traktionseinheit (mit Fahrtrichtungs-Wendemechanismus für Eisenbahn-Fahrzeuge)

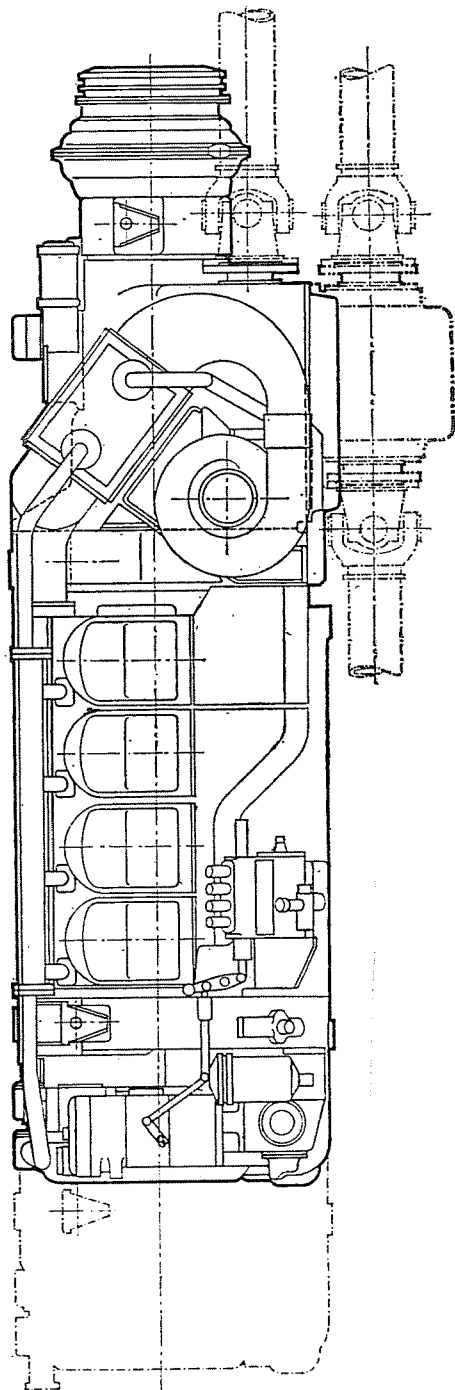


Abb. 9. Einbau-Umrisszeichnung der Traktions-Einheit mit quasi-konstanter Leistung

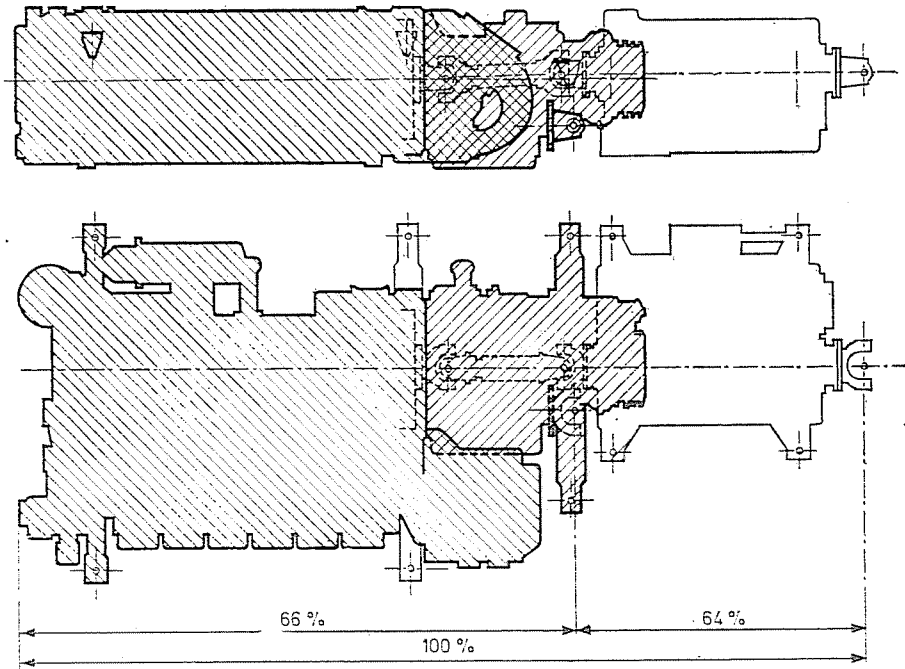


Abb. 10. Vergleichs-Abmessungen der Traktionseinheit quasi-konstanter Leistung und dieselben einer Kraftübertragung mit konventionellem Aufbau

sich beschleunigt, wächst die Motordrehzahl bis zu ihrem Höchstwert. Beim Umschalten in die mechanische Arbeitsphase endet die Funktion der Hydraulik durch Ablassen des hydraulischen Mediums (bei Einheiten höherer Leistung) oder durch eine Freilaufkupplung. Gleichzeitig blockiert die Getriebeklemme das Sonnenrad des Planetengetriebes. Da läuft der Antrieb mit beständiger Untersetzung zur Ausgangswelle. In der oberen Hälfte des Geschwindigkeitsbereiches beschleunigt der Motor wiederholt von seiner Mindestdrehzahl (von der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängig) bis zur Höchstdrehzahl.

In der hydraulischen Phase besorgt das Getriebe auch die Dauerbremsung des Fahrzeuges (Retarder-Bremse). Da verzehrt der in der Gegenrichtung belastete Wandler — bei unabgelassener Wandlerflüssigkeit, und durch gleichzeitig angezogene Getriebeklemme — die Bewegungsenergie des Fahrzeuges. Allerdings ist das Bremsvermögen — außer Abmessungen des Wandlers — durch die Kapazität der Getriebeöl-Kühlanlage begrenzt.

Die zur Ausführung bedingte Konstruktion (für Schienenfahrzeuge) ist in Abb. 8 zu sehen. Bemerkenswert ist, daß der hydraulische Drehmomentwandler — durch das Umlaufgetriebe angetrieben und durch die Abtriebsdrehzahl (Fahrzeuggeschwindigkeit) gesteuert — sich immer automatisch ein-

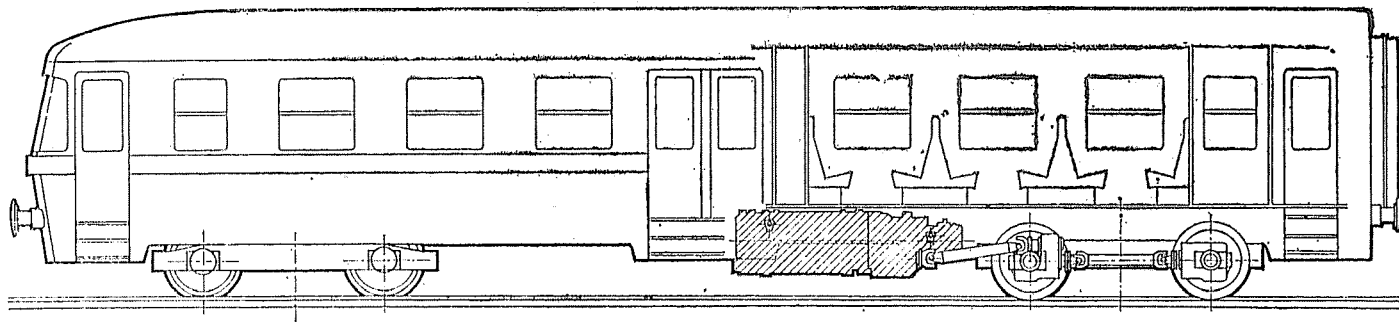


Abb. 11. Die Traktions-Einheit mit quasi-konstanter Leistung, eingebaut in einem Triebwagen (gleichwertige Leistung 450—720 PS)



stellt, den momentanen Drehzahl- und Drehmoment-Anforderungen entsprechend. Diese Ausführung bedingte keinerlei Spezialkonstruktion des Wandlers (z. B. Gegenlaufturbine), sie entsprach völlig einem für Eisenbahnfahrzeuge tipisierten Wandler konventioneller Konstruktion. Wir möchten auch auf den Mangel sämtlicher heiklen maschinellen Teile hinweisen, durch welche herkömmliche Getriebe kompliziert, allzu teuer und betriebsunsicher werden (u. a. Viellamellen-Kupplungen, Bandbremsen, Freilaufkupplungen, usw.).

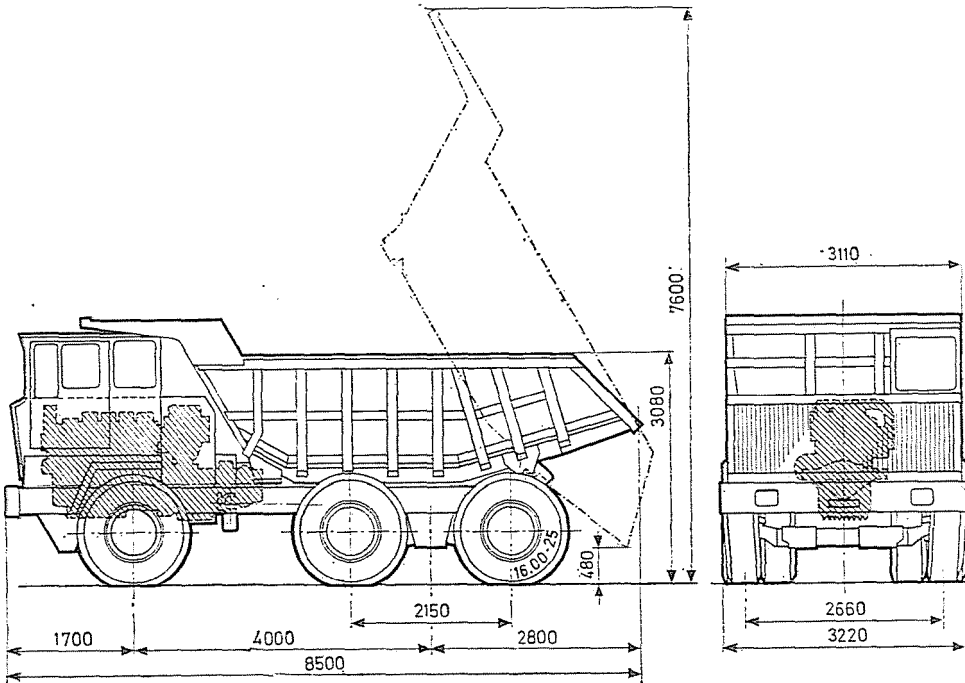


Abb. 12. Die Traktions-Einheit mit quasi-konstanter Leistung, eingebaut in einem schweren Dumper (gleichwertige Leistung 450 PS)

Abb. 9 erläutert die Einbau-Umrißzeichnung der kompletten Traktions-Einheit. Ihr 4-zylindriger Dieselmotor besitzt die Nennleistung von 400 PS, das heißt eine gleichwertige Leistung von cca. 480 PS. Durch Austauschen des am Getriebeende angebrachten Wandlers (mit einem um 35 mm vergrößertem hydraulischen Durchmesser) und angetrieben mit einem 6-zylindrigen Motor besitzt die Einheit (in Abb. 9 gestrichelt gezeichnet) 600 PS Nenn- bzw. 720 PS gleichwertige Leistung.

## 6. Einbau der Traktionseinheit ins Fahrzeug

Die Einheit ist von äußerst kompaktem Aufbau. Zum Vergleich ist in Abb. 10 der herkömmliche Aufbau auch zu sehen (dünn gezeichnet), ein Zusammenbau des 6-zylindrigen Serienmotors und des hydromechanischen 3-Stufen-Getriebes mit Kardanwelle verbunden. Letztere Ausführung dient zum Unterflur-Antrieb eines Triebwagens. Die neue Konstruktion besitzt neben um 20% höhere gleichwertige Leistung, ein um 1/3 vermindertes Einbaumaß und um 30% verringertes spezifisches Einbaugewicht.

In Abb. 11 ist eine Traktionseinheit von 400—450 PS Leistung als Unterflur-Einbau eines Eisenbahn-Triebwagens zu sehen; in Abb. 12 das gleiche Aggregat als Antrieb eines schweren Dumper-Fahrzeuges. Durch letztere Konstruktion besteht die Möglichkeit zur Typen-Ausbreitung des, von dem Lehrstuhl für Motorfahrzeuge der Technischen Universität von Budapest entwickelten, 20-Tonnen Dumpers.

## 7. Zusammenfassung

Das Ziel der Ausarbeitung von diesem komplexen Thema war die Entwicklung einer Antriebseinheit für Fahrzeuge, deren Betriebsökonomie, kompakter und einfacher Aufbau, eine sich auf breites Leistungsfeld ausgedehnte Typisierbarkeit die bisher bekannten Konstruktionen übertreffen soll. Grundlegend war die Schaffung des Konstantleistungs-Dieselmotors. Die Ergebnisse der Entwicklungsarbeit und die charakteristischen Eigenschaften der Neukonstruktion sind wie folgt:

- Die quasi-konstante Leistung des Motors entfällt aufs ganze Betriebsfeld, wodurch die Leistungsausbeute um 20—22% vergrößert wird.
- Das Drehmoment des Konstantleistungs-Motors wächst mit fallender Drehzahl. Dadurch ist eine Getriebestufe zu ersparen.
- Der Konstantleistungs-Motor ist praktisch aus den gleichen Teilen zu bauen wie der ursprüngliche mit konstantem Drehmoment.
- Durch entsprechende Abstimmung von Motor und Turbolader ergibt sich im ganzen Drehzahlfeld ein nahezu gleichbleibendes Ladedruckverhältnis, welches einen praktisch konstanten Verbrennungsdruck mit sich bringt.

Die obengenannten guten Eigenschaften des Konstantleistungs-Motors waren bei der Entwicklung der Traktionseinheit gut zu verwerten. Deren Vorteile sind:

- Die, mit fallender Drehzahl wachsende Momenten-Charakteristik ermöglichte ein äußerst einfaches Getriebe mit nur zwei Betriebsphasen (hydraulisch—mechanisch).
- Im Vergleich zu den konventionellen Konstruktionen enthält die Kraftübertragung keine komplizierten Elemente (z. B. Lamellenkupplungen, Bandbremsen, Freiläufe, usw.).
- Der frei angebrachte Wandler, mit dessen Austausch die Einheit weitgehend, auf weites Leistungsfeld typisierbar war.
- Die Betätigung der Einheit ist automatisch. Da nur zwei Betriebsphasen, eine hydraulische und eine mechanische vorhanden sind, ist die Automatik einfach und betriebs-sicher.
- Mit Hilfe der Getriebebremse ist die Einheit auch zur Dauerbremsung des Fahrzeuges geeignet (Retarder-Bremse).
- Durch die konstante Motorleistung gewinnt das Fahrzeug eine erhöhte Fahrdynamik.
- Durch Spalten des Antriebsmomentes besitzt die Einheit einen erhöhten Wirkungsgrad, demzufolge genügt eine verminderte Hydrauliköl-Kühlanlage.
- Die neue Einheit erspart wegen ihres kompakten und einfachen Aufbaus ein Drittel an spezifischem Gewicht und gleichviel an dem Einbaumaß.

Die in den Ganz-MÁVAG Werken entwickelte Traktions-Einheit war das Resultat von zweiseitiger, komplexer und einander-unterstützender Entwicklungs-Forschung, Versuche und Konstruktion. Ihr Grundpfeiler war die Weiterentwicklung des herkömmlichen Dieselmotors mit konstantem Drehmoment zu einem mit konstanter Leistung.

### Literatur

1. KOVÁCSHÁZY, E.: Járművek, Mezőgazdasági Gépek, **16**, 241 (1969)
2. EGRESSY, G.: Járművek, Mezőgazdasági Gépek, **19**, 33 (1972)
3. KOVÁCSHÁZY, E.: Zweiteiliger Kolben für Hochleistungs-Dieselmotoren. Vortrag gehalten an der Kolben-Tagung der Kammer der Technik, April 1971, Gernrode (DDR). No. G—M, X—6500
4. KOVÁCSHÁZY, E.—INDRA, J.: Development of a quasi-constant power Diesel engined traction unit for railway and heavy road vehicles. Vortrag gehalten am X. CIMAC 73 Washington D. C. Kongress, April 1973, CIMAC—SAE—ASME Kongreßausgabe X, 537 (1973)
5. KOVÁCSHÁZY, E.: Rail Engineering International, **4**, 25 (1974)

Ernő, KOVÁCSHÁZY, H-1450 Budapest, Postfach 93, Ungarn