

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 95/96 (1930)
Heft: 13

Artikel: Der neue Saurer Fahrzeug-Dieselmotor
Autor: Brüderlin, Ad.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-43973>

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: 22.02.2026

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

mentalgebäude. Das Einzige, worauf es ankommt, ist allemal, ob der Typus rein ausgereift ist, und das kann man hier doch wohl mit Ueberzeugung bejahen.¹⁾

Für kleinere Veranstaltungen wird sich der jetzige Saal auch in Zukunft eignen, und ein idealer Saal für grössere Konzerte wird sich auch durch alle Umbauten nie daraus gewinnen lassen. Dagegen kann in einem Neubau, wie er ja ohnehin geplant wird, das Bedürfnis von vornherein aufs Vollkommenste befriedigt werden; aber verzichte man doch lieber auf Notlösungen, die das Bestehende schädigen ohne eine wirkliche Lösung zu bringen.

Es steht bei den Winterthurern, diesen Saal nicht zum blossen „monument historique“ ohne Gebrauchszweck werden zu lassen. Man kann vielleicht die Aussenwände der Seitenschiffe und Emporen mit Stoff bespannen, wenn das die Akustik verbessert; man kann vielleicht die gerahmten Wandfelder der Stirnseiten und die Kasettenfelder mit bespannten Rahmen ausfüllen; man kann den Raum durch vorsichtige Bemalung freundlicher machen. Und was heisst schliesslich „monument historique“? Dass eine bestimmte Zeit von einem besonders feinfühligem Menschen als Organismus, fast als Persönlichkeit empfunden worden, und in ihrer ganzen Kompliziertheit in irgend einem Stoff dargestellt worden ist, sodass wir nun an diesem Denkmal sowohl unsere Verwandtschaft wie unsere Distanz zu jener Zeit ablesen können. Solche Bauten sind Fixpunkte, trigonometrische Signale für die Tiefendimension der Zeit, und der Besucher, ja schon der gleichgültig Vorübergehende setzt sich mit ihnen auseinander und orientiert sich daran, selbst wenn ihm das nie deutlich ins Bewusstsein aufsteigt.

Peter Meyer.

Der neue Saurer Fahrzeug-Dieselmotor.

Von AD. BRÜDERLIN, konsult. Ing. und Automobilexperte, Zürich.
(Schluss von Seite 156.)

Das einwandfreie Funktionieren des Motors in Hinsicht auf die Verbrennungsvorgänge im Arbeitszylinder, sowohl bei Vollast als auch bei verschiedenen Drehzahlen und Belastungsgraden, ist aufs Engste und grundlegend verbunden mit der sicheren und genauen Arbeitsweise der *Brennstoffpumpe*; sie ist das Herz des Motors, das der Lunge, dem Luftspeicher, das jeweiligen angemessene Brennstoffquantum zu liefern hat.

Als Brennstoffpumpe verwendet die Firma Saurer ein Erzeugnis der Firma Robert Bosch, Stuttgart. Es ist eine Kolbenpumpe, bei der entsprechend der Anzahl der Motorzylinder vier oder sechs Pumpenelemente als einzeln wirkende Kolbenpumpen in einem gemeinsamen Gehäuse zu einem Aggregat vereinigt sind. Abb. 18 zeigt die Ansicht eines solchen Pumpenaggregates, wie es beim Sechszylindermotor verwendet wird. Aeusserlich sind nur die sechs Brennstoffleitungsanschlüsse erkennbar, sowie das Ende des Reguliergestänges. Die der Blockform des Motors ähnliche Blockform des Pumpenaggregates ist namentlich auch aus Abb. 10 erkennbar. Abb. 19 stellt einen teilweisen Schnitt durch diese Pumpe dar mit Einsicht in zwei Pumpenelemente und deren innern Aufbau und Antrieb. Eine gemeinsame Nockenwelle mit sechs symmetrischen, um 60° gegeneinander versetzten Nocken treibt sechs mit Rollen versehene Stössel an. Ueber jedem Stössel ist im Gehäuse ein Pumpenelement eingesetzt, das aus einem Kolben, einem Zylinder mit Arbeitsraum und einem den Zylinder abschliessenden federbelasteten Druckventil besteht. Der Pumpenkolben wird durch eine Feder auf den Stössel niedergedrückt. Der Arbeitsraum (Druckraum) ist von einem Saugraum umgeben, der mittels kleiner Bohrungen mit dem Druckraum in Verbindung steht, wie dies aus Abb. 20 im Einzelnen zu sehen. Dem Saugraum wird der Brennstoff (Gasöl) aus dem Haupttank mittels einer elektrischen Förderpumpe „Autopulse“ durch einen Filter zugeleitet. Der Hub des Kolbens ist für alle Einspritzmengen unveränderlich.

¹⁾ Wir verweisen auch auf die Notiz unter „Mitteilungen“ auf Seite 177 dieser Nummer.

Red.

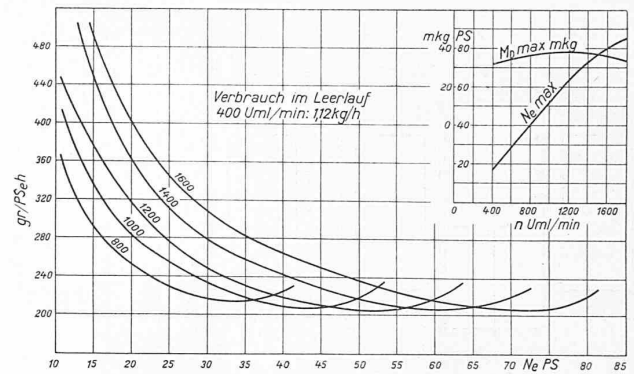


Abb. 22. Leistungs- und Brennstoffverbrauch-Kurven in Funktion von Belastung und Drehzahl bei einem Saurer-Sechszylinder-Fahrzeug-Dieselmotor Typ BLD.

Der Kolben ist an seinem oberen Ende zugleich als Steuerorgan ausgebildet, wobei die obere Kolbenkante a-a (Abb. 20) den Förderbeginn, die untere, schräg verlaufende Kante b-b das Förderende steuert. Das Förderende und damit auch die Fördermenge wird durch Verdrehen des Pumpenkolbens verändert. Dieser ist mit einer Regulierhülse verbunden, die vermittelst einer Zahnstange, die ihrerseits in ein auf der Regelhülse festgeklammertes Zahnsegment eingreift, verdreht werden kann (Abb. 19). In die für alle Pumpenelemente gemeinsame Zahnstange greifen sämtliche Regulierhülse-Zahnsegmente ein, sodass eine Verschiebung der Zahnstange gleichzeitig alle sechs Pumpenkolben verdreht und damit für alle Zylinder gleichmässig die Fördermenge verändert.

Die Wirkungsweise der Pumpe ist die folgende: Wenn der Pumpenkolben vom Nocken angehoben wird, steht zunächst durch die Bohrungen der Druckraum noch mit dem Saugraum in Verbindung (Bild I in Abb. 20). Bewegt sich der Kolben weiter, so kommt ein Moment, in dem er die beiden Verbindungslöcher abdeckt. Saugraum und Druckraum sind nun getrennt (Bild II in Abb. 20). Bei weiterem Heben des Kolbens wird der im Druckraum von ihm verdrängte Brennstoff durch die Druckleitung zu der Düse gepresst und in den Zylinder eingespritzt. Die Einspritzung dauert so lange an, bis die schräge Steuerkante wieder das rechte Verbindungsloch freizulegen beginnt (Bild III auf Abb. 20). Das linke Verbindungsloch ist vom Stempel nach dem Spritzbeginn beständig abgedeckt. Durch die Längsnut strömt nun der weiterhin beim Hochgehen des Kolbens im Druckraum verdrängte Brennstoff in den Saugraum zurück. Der Spritzbeginn ist also bei jeder Fördermenge der selbe, das Ende, je nach der Stellung des Stempels, früher oder später, je nach der eingestellten Fördermenge.

An Hand des folgenden Zahlenbeispiels kann man sich ein Bild machen von den hohen Anforderungen auf Präzision, die man an eine solche Einspritzpumpe stellen muss: Der Sechszylinder-Motor läuft normalerweise mit 1600 Uml./min. Die Normalleistung beträgt dann 80 PS. Bei einem spezifischen Verbrauch von 220 gr/PS.h müssen also in einer Stunde $80 \cdot 220 = 17\,600$ gr eingespritzt werden, in einer Sekunde 4,9 gr. Beim Sechszylinder finden während einer Kurbelwellenumdrehung drei Einspritzungen statt, das macht bei der obigen Umdrehungszahl $26,7 \cdot 3 = 80$ Einspritzungen in einer Sekunde. Auf eine Einspritzung fallen also $4,9/80 = 0,0613$ gr. Bei $1/4$ Last und 1600 Uml./min beträgt die Einspritzmenge sogar nur 0,028 gr. Die Zeit, die zur Verfügung steht, diese kleinen Mengen einzuspritzen, beträgt bei 1600 Uml./min und Vollast $1/320$ sec, bei $1/4$ Last und der selben Drehzahl sogar nur $1/700$ sec.

Die Regulierung des Motors auf die jeweils während der Fahrt erforderliche Leistung wird erreicht durch Veränderung der Einspritzmenge, also durch Verstellung der Fördermenge an der Brennstoffpumpe. Eine Drosselung der Luft in der Ansaugleitung, wie dies beim Vergaser-

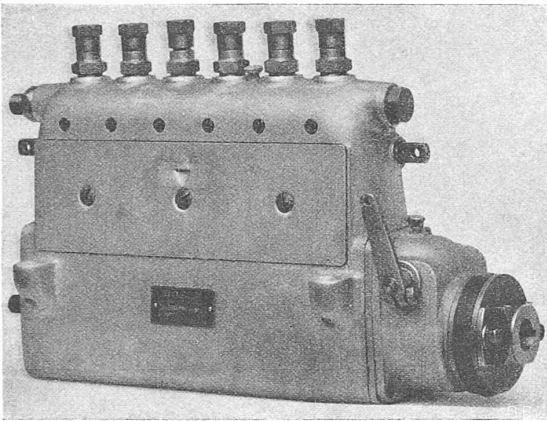


Abb. 18. Ansicht der Bosch-Brennstoffpumpe

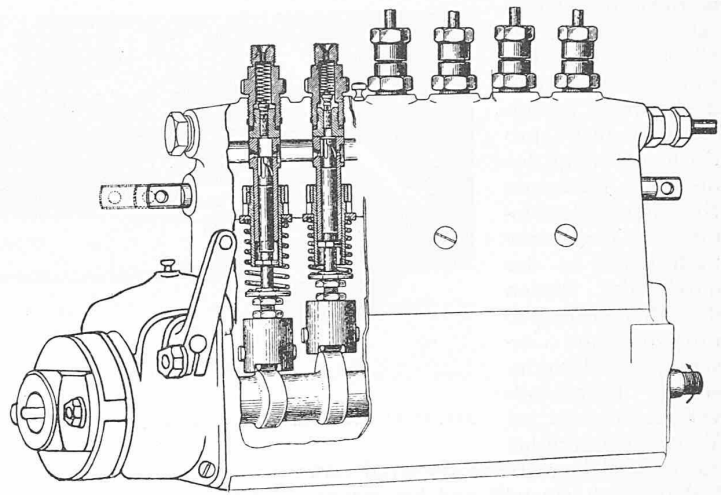
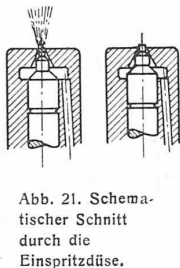
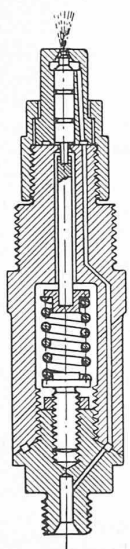


Abb. 19. (rechts) Ansicht und Teilschnitt.



Brennstoff-Pumpe der
Robert Bosch A.G.,
Stuttgart,
zum Saurer-Sechszylinder-
Fahrzeug-Dieselmotor
Typ BLD.

motor der Fall ist, erfolgt beim Dieselmotor nicht. Es wird immer das selbe Luftgewicht angesaugt.

Der Einspritzbeginn muss beim Sechszylinder-Motor mit Rücksicht auf den grossen Drehzahlbereich (400 bis 1800 Uml/min) etwa gemäss Abb. 15 verstellbar werden. Um dies zu ermöglichen, wird die Pumpe über eine Verschiebehülse mit einerseits linksgängigem, anderseits rechtsgängigem Steilgewinde angetrieben. Durch Verschieben der Hülse mittels des auf Abb. 18 rechts an der Pumpe ersichtlichen Hebels, der seinerseits von einem Handhebel auf dem Lenkrad betätigt werden kann (3 in Abb. 28 auf S. 173), wird ein Vor- oder Nacheilen der Pumpennockenwelle gegenüber der Kurbelwelle erzielt. Beim Vierzylinder-Motor, der nur mit 1200 Uml/min läuft, erwies sich diese Verstellung des Spritzmomentes nicht als erforderlich; man kann bei diesem Motor mit einer Mittelstellung auskommen.

Die Zündung des eingespritzten Brennstoffes erfolgt durch die Kompressionswärme. Bei kaltem Motor ist der Wärmeverlust an die noch kalten Wandungen grösser als im Betriebe; die Lufttemperatur am Ende der Verdichtung erreicht dann nicht die nötige Höhe, um eine sofortige Zündung des Brennstoffes zu erreichen. Um trotzdem ein rasches Anlassen der Maschine zu ermöglichen, sind im Zylinderkopf, wie aus Abb. 8 ersichtlich, sogen. elektrische Anlassglühstöpfe eingebaut. Sie bestehen in der Hauptsache aus einer Drahtspirale, die vom Strom einer Batterie von 2 V Spannung glühend gemacht wird. Diese glühende Drahtspirale befindet sich neben dem Brennstoffstrahl. Einige Tröpfchen Brennstoff kommen mit ihr in Berührung und werden entzündet, wodurch die Verbrennung eingeleitet ist. Diese Spirale wird bei kaltem Motor am Morgen etwa 30 sec lang geheizt, dann wird der Motor mit dem Anlasser durchgedreht und kommt auf diese Weise in Gang. Beim Anlassen des warmen Motors ist dieses Vorwärmen nicht nötig.

Die Einspritzdüse (Abb. 21) besteht im wesentlichen aus dem Düsenhalter und der eigentlichen Düse. Der Düsenhalter, an dem die Düse mittels Ueberwurfmutter

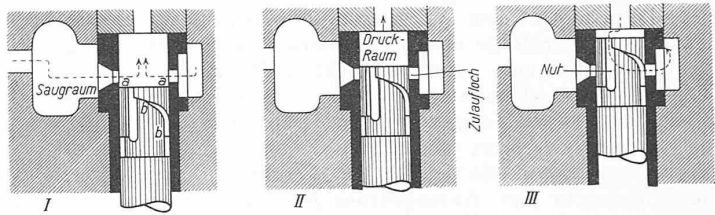


Abb. 20. Schnitte durch den Arbeitsraum eines Elementes der Bosch-Pumpen bei verschiedenen Stellungen des Pumpenkolbens.

befestigt ist, dient zur Aufnahme der Druckfeder. Ein Druckbolzen, der in dieser Bohrung geführt ist, überträgt die Federspannung auf die in der Düse eingeschliffene Düsennadel und presst sie auf ihren Sitz; die Federspannung, die den Einspritzdruck bestimmt, ist mittels einer Regulierschraube einstellbar. Der Brennstoff fliesst dem Düsenhalter zentral zu, gelangt durch eine schräge Bohrung in der Abschlusschraube des Federgehäuses in einen Ringkanal, von dem aus er durch eine Längsbohrung durch den Mantel des Düsenhalters der Düse zugeleitet wird. Er gelangt unter die Differentialfläche der Düsennadel, die bei einem die Federspannung überwiegenden Druck von ihrem konischen Sitz abgehoben wird. Unterhalb des Sitzes endigt die Nadel in einem zylindrischen Zapfen, der in eine schwach konische Bohrung der Düse eindringt. Beim Anheben der Düsennadel tritt der Zapfen aus dem konischen Loch zurück und bildet mit diesem einen der Einspritzmenge und der Einspritzzeit (Motordrehzahl) entsprechenden Ringspalt. Bei kleiner Menge und kleiner Drehzahl ist der Nadelhub und damit der Ausflussquerschnitt kleiner, als bei grosser Menge und grosser Motordrehzahl. Auf diese Weise wird bei allen Belastungen und allen Drehzahlen ein nahezu gleicher Einspritzdruck erzielt, was bei Düsen mit gebohrten kalibrierten Löchern nicht der Fall ist; bei den letztgenannten erfährt bei grossen Drehzahlen der Einspritzdruck ganz beträchtliche Werte. Neben dem Vorteil sichern, konstanten Einspritzdruckes zeigt die Zapfendüse auch die günstige Eigenschaft, dass sie sich infolge der Bewegung des Zapfens im Loch selbsttätig reinigt.

Ueber das Leistungsvermögen und den Brennstoffverbrauch eines Saurer Sechszylinder-Fahrzeug-Dieselmotors Typ BLD orientiert Abb. 22, in der rechts oben die Leistungskurve mit Drehmomentkurve als Funktion der Drehzahl dargestellt ist und links unten der Brennstoffverbrauch an Gasöl pro PS_eh in Funktion der Belastung und Drehzahl. Es ist daraus ersichtlich, dass die Leistungskurve ähnlich wie bei einem Vergasermotor verläuft, d. h., dass die Leistung im praktischen Drehzahlbereich annähernd proportional mit der Drehzahl zunimmt. Erkennbar ist auch die für einen Dieselmotor hohe, noch

betriebsichere Drehzahl von 1600 bis 1800 Uml./min. Die Kurven zeigen den niedrigen Brennstoffverbrauch pro PS_e h an, zufolge des hohen effektiven Nutzeffektes des Motors. Charakteristisch dabei ist der durch das Wesen der Mengenregulierung bedingte Umstand, dass der günstigste Brennstoffverbrauch nicht bei Vollast, sondern bei

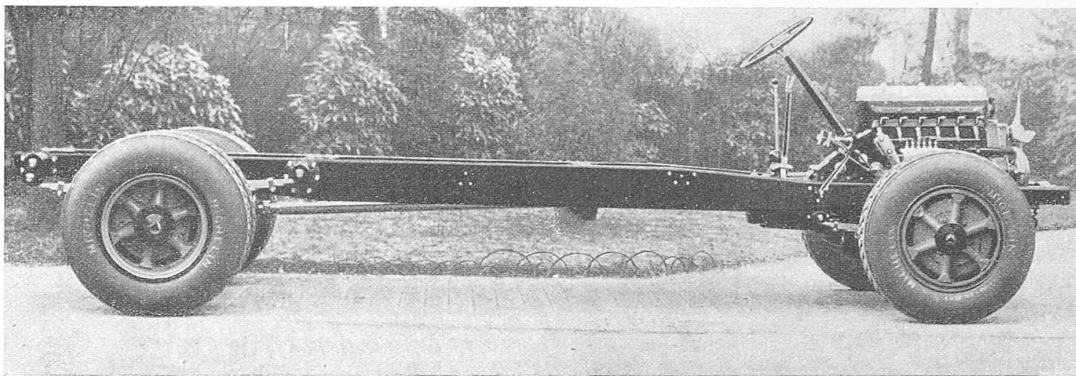


Abb. 27. 5 t-Saurer-Fahrgestell mit Sechszylinder-Dieselmotor Typ BLD.

einem niedrigeren Belastungsgrad (etwa 10 bis 15 % unter Vollast) sich einstellt und bei weiterer Verminderung der Belastung nur sehr langsam zunimmt. Darin ist der Fahrzeug-Dieselmotor dem Vergasermotor überlegen. Dieser letztere arbeitet zufolge seiner Regulierart durch Drosselung der Ansaugluft mit einem schlechteren Wirkungsgrad bei Teillast, während beim Dieselmotor der theoretische Nutzeffekt bei Teilbelastung zunimmt. Dies rührt davon her, dass, wie dies Abb. 23 schematisch darstellt, beim Gemisch-Verpuffungsmotor, als welcher der Vergasermotor arbeitet, beim Drosseln der Anfangsdruck p_1 unter den äusseren Atmosphärendruck fällt, wodurch das rechteckige Arbeitsflächenstück F als Ansaugarbeit vom Motor aufzuwenden ist. Dieser Arbeitsverlust nimmt zu, je mehr der Motor auf geringe Teillast abgedrosselt wird.

Beim Dieselmotor sind, wie aus der schematischen Abb. 24 ersichtlich, zufolge der Mengenregulierung die Verhältnisse bedeutend besser. Bei Vollast ist das Volldruckvolumen V_z gegenüber dem durch die Teillast bestimmten kleineren Volldruckverhältnis grösser als das Volldruckvolumen V_z' bei Teillast, wodurch ein günstigeres Expansionsverhältnis bei Teillast entsteht, gemäss der Proportion:

$$\frac{V_c + V_h}{V_z'} > \frac{V_c + V_h}{V_z}$$

Da keine Drosselung der Ansaugluft stattfindet, fällt ein Arbeitsverlust, wie er in Abb. 23 mit F gekennzeichnet ist, dahin. Neben dem Wegfall der Ansaugverluste ergibt der Dieselmotor, da er mit höhern Drücken arbeitet, noch eine Einsparung an Brennstoff, dank seines höhern thermischen Nutzeffektes. Wie stark sich dies im Vergleich zum Vergasermotor auswirkt, geht aus der graphischen Aufstellung in Abb. 25 hervor, wo die vergleichenden Brennstoffkurven zwischen einem Saurer Sechszylinder-Benzinmotor Typ BL und einem Saurer Sechszylinder-Fahrzeugdieselmotor Typ BLD in Funktion der Belastung dargestellt sind. Daraus ist ersichtlich, dass beim steten Senken der Teillast die Brennstoffersparnis prozentual zunimmt und zwar sehr stark, schon von den höhern und mittlern Teillasten an, sodass Ersparnisse an Brennstoff bis zu 33 % zu gunsten des Dieselmotors auftreten. Dies ist natürlich für den Betrieb eines Automobiles von ausschlaggebender Bedeutung, da die Belastung des Motors im täglichen Strassenverkehr selten auf Vollast kommt; die durchschnittliche Belastung beträgt wohl nur etwa die Hälfte der Vollast. Auf ebener Fahrbahn und im Stadtverkehr kann dieser durchschnittliche Belastungsgrad sogar noch unter den genannten Wert sinken.

Es tritt nun aber zu dieser, an sich schon hohen Ersparnis an Brennstoffgewicht noch der Umstand, dass im Dieselmotor Brennstoffe verwendet werden können, die wesentlich billiger sind, als die Betriebsstoffe (Benzin und Benzol), auf die der Vergasermotor angewiesen ist. Der zur Zeit im Fahrzeug-Dieselmotor zur Verwendung gelangende Brennstoff, der einen einwandfreien Betrieb gestattet, soll vorzugsweise gutes, handelsübliches, mineralisches

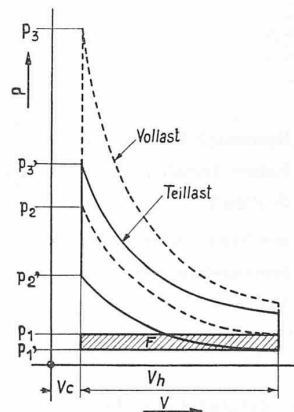


Abb. 23. Drosseldiagramm eines Gemischverpuffungsmotors.

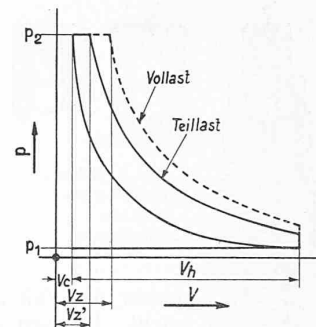


Abb. 24. Regulierdiagramm eines Dieselmotors.

Gasöl sein, dessen charakteristische Eigenschaften durch folgende Grenzwerte gekennzeichnet sind:

1. Aussehen, Farbe: Braun.
2. Viskosität: Nicht über 2 Englergrade bei 20°.
3. Flammpunkt: Etwa 60 bis 70° C (Pensky-Martens).
4. Zündtemperatur: Nicht über 350° C (im Sauerstoff bei 1 at.). Im Winter vorteilhaft nicht über 320° C.
5. Gefrierpunkt: Bei 5° C soll das Öl noch dünnflüssig sein. Es sollen keine Ausscheidungen auftreten.
6. Heizwert: Oberer Heizwert mindestens 10 600 kcal. Unterer Heizwert mindestens 9 900 kcal.
7. Verunreinigungen: Keine.
8. Spezifisches Gewicht: 0,84 bis 0,9.
9. Löslichkeit: Im Normalbenzin vollständig löslich.
10. Gehalt an Asphalt: 0.
11. Gehalt an Asche: 0.
12. Gehalt an Wasser: Höchstens 1 %.
13. Destillationsgrenze: Beginn bei 200° C. — Bei 350° C sollen mindestens 75 % überdestilliert sein.

Ein solches Gasöl ist im Handel zu etwa 15 Cts./kg erhältlich, gegenüber dem Engros-Preis des Benzins von z. Zt. 54 Cts./kg. Der im Fahrzeug-Dieselmotor verwendete Brennstoff ist somit mehr als dreimal billiger als das im Vergasermotor verwendete Benzin. Zu der Einsparung an Brennstoffgewicht tritt beim Dieselmotor also noch der Preis-Unterschied des verwendbaren Brennstoffes, sodass bei einem Betrieb mit Dieselmotoren, unter Zugrundelegung der Verbrauchskurven auf dem Bremsstand, ein Oekonomie-Faktor resultiert von:

$$\frac{\text{Brennstoffverbrauchskosten Benzinmotor}}{\text{Brennstoffverbrauchskosten Dieselmotor}} = 3,9 \div 4,7.$$

Im praktischen Fahrbetrieb bestätigen sich diese Verhältnisse. Es hat sich gezeigt, dass ein Saurer Lastwagen für 5 t Nutzlast, mit Sechszylinder-Dieselmotor ausgerüstet, auf 100 km durchschnittlich 24 kg Gasöl verbraucht, während der gleiche Wagen mit dem Benzinmotor gleichen Zylinderinhalts

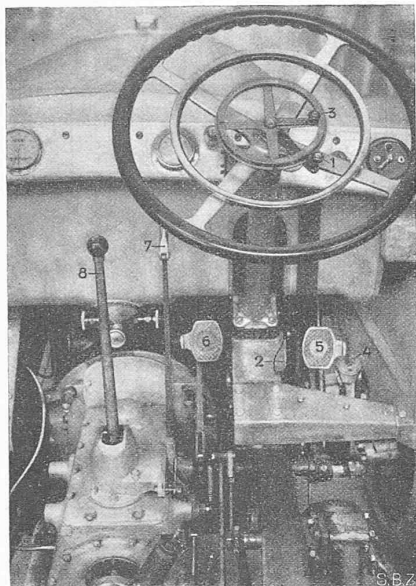


Abb. 28. Bediensysteme im Führersitz.

Legende: 1. Füllungshebel für Handbetätigung, 2. Füllungshebel für Fussbetätigung (Accelerator-Pedal), 3. Spritzmomentverstellhebel, 4. Fusschalter für die Anlassglühstöpfe, 5. Bremspedal, 6. Kupplungspedal, 7. Handbremshebel, 8. Geschwindigkeitswechsel-Hebel.

Der Brennstoffpreis beträgt beim Dieselwagen 3,60 Fr. auf 100 km, beim Benzinwagen 17 Fr. Im praktischen Fahrbetrieb beträgt der obige Ökonomie-Faktor also $17 : 3,5 = 4,72$. Die Brennstoffkosten bei gleicher Tonnenkilometerleistung sind beim Lastwagen mit Benzinmotor rund $4\frac{1}{2}$ mal grösser als die beim Fahrzeug-Dieselmotor, bei Verwendung des gleichen Wagentypes.

Die Ersparnisse, die beim Betrieb der Lastwagen und Omnibusse mit Dieselmotoren sich ergeben, sind eine Funktion der Kilometerleistung; je grösser diese ist, umso höher wird prozentual die Einsparung. Eine Vorstellung hiervon verschaffen die nachstehenden Zahlenwerte: Die festen täglichen Ausgaben, die unabhängig sind von der Kilometerleistung, bestehend aus der Verzinsung des Anschaffungskapitals, den Kosten für Chauffeur, Versicherung und Steuern, stellen sich bei 300 Arbeitstagen auf etwa 29 Fr. beim Benzinwagen und

etwa 29,60 Fr. beim Dieselwagen, wegen seines etwas höhern Anschaffungspreises.

Die Kosten pro Wagenkilometer, bestehend aus Benzin- bzw. Gasölverbrauch, Schmierung, Reparaturen, Gummibereifung und Amortisation des Anschaffungskapitals (ohne Gummibereifung) auf 250 000 km betragen

beim Benzinwagen etwa Fr. 0,52

beim Dieselwagen etwa Fr. 0,39.

Auf Grund dieser Werte errechnen sich die täglichen und jährlichen Ersparnisse mit dem Saurer-Dieselwagen für 5 t, gegenüber dem entsprechenden Benzinwagen, wie folgt:

| Tagesleistung | Jahresleistung bei 300 Betriebstagen | Tägl. Ersparnis mit Dieselwagen für 5 t | Jährl. Ersparnis mit Dieselwagen 5 t (300 Betriebstage) |
|---------------|--------------------------------------|---|---|
| km | km | Fr. | Fr. |
| 50 | 15 000 | 5,87 | 1761 |
| 80 | 24 000 | 9,77 | 2931 |
| 100 | 30 000 | 12,37 | 3711 |
| 150 | 45 000 | 18,87 | 5661 |
| 200 | 60 000 | 25,37 | 7611 |

An Hand dieser Ziffern tritt der hohe wirtschaftliche Wert des Fahrzeug-Dieselmotors im Lastwagen- und Omnibusbetrieb klar zu Tage.

In Abb. 26 sind die zu vergleichenden Brennstoffverbrauchskosten zwischen Saurer Sechszylinder-Benzinmotor

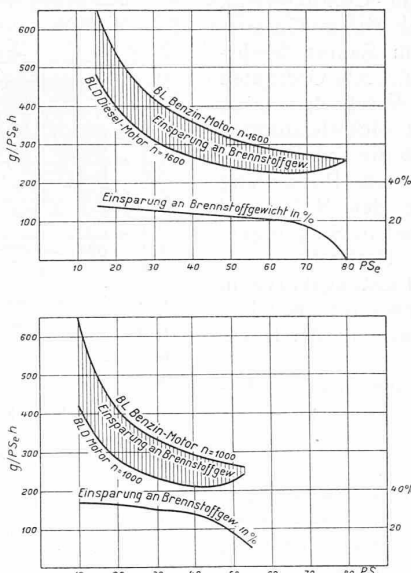
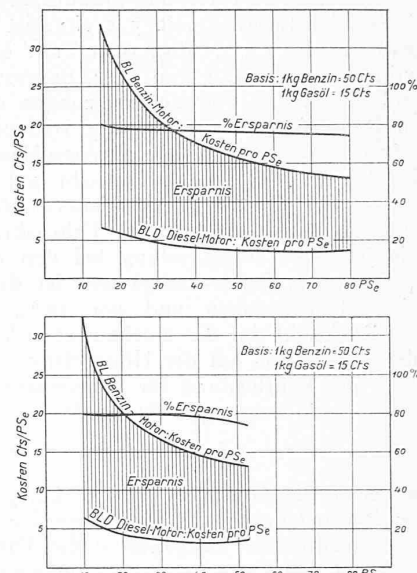


Abb. 25 und 26. Vergleich des Brennstoffverbrauchs und der Brennstoffverbrauchskosten zwischen einem Saurer-Sechszylinder-Benzinmotor Typ BL und einem Saurer-Sechszylinder-Fahrzeug-Dieselmotor Typ BLD.



Typ BL und Fahrzeug-Dieselmotor Typ BLD in Funktion des Belastungsgrades bei $n = 1600$ Uml./min und $n = 1000$ Uml./min graphisch dargestellt. Man erkennt hieraus wiederum die mit abnehmendem Belastungsgrad zunehmende Wirtschaftlichkeit des Dieselmotors gegenüber dem Benzinmotor bei der selben Leistung.

Der Einbau eines Dieselmotors in das Fahrgestell eines Lastwagens oder Autobus, Car alpin oder Personewagens ist gleich wie beim Benzinmotor, da der konstruktive Aufbau des Motor-Getriebe-Aggregates beim Fahrzeug-Dieselmotor, wie aus den Abb. 10 bis 12 hervorgeht, gleich ist wie beim Benzinmotor. Auswechselungen eines Benzinmotoren-Getriebe-Aggregates gegen ein solches mit Fahrzeugdieselmotor ist deshalb in kürzester Zeit möglich.

Abb. 27 zeigt die Längsansicht eines Saurer Fahrgestells für 5 t-Wagen, ausgerüstet mit einem Saurer Sechszylinder Fahrzeug-Dieselmotor Typ BLD. Seine äussere Form und Erscheinung verrät kaum, dass es sich um einen Dieselwagen handelt; nur die auf dem Bild erkennbare Düsen- und Brennstoff-Pumpenanlage zeigen das Anomale gegenüber einem eingebauten Benzinmotor. Der gesamte Aufbau des Fahrgestelles ist bis auf den Motor der selbe wie bei dem bekannten Normalwagen mit Benzinmotor.

Die Bedienung eines Fahrzeug-Dieselmotors durch den Führer vom Führersitz aus bietet gegenüber einem Benzinwagen nicht die geringsten Schwierigkeiten, da die selben Bediensysteme verwendet werden. Ein Blick auf Abb. 28, die eine Ansicht der auf dem Lenkstock und am Boden des Führersitzes befindlichen Bediensysteme zeigt, überzeugt davon, dass nicht der geringste Unterschied gegenüber den entsprechenden Bediensystemen beim Wagen mit Vergasermotor besteht. Es ist daraus nicht ersichtlich, ob ein Benzin- oder ein Dieselmotor eingebaut ist. Der übliche Handgashebel am Lenkstock ist beim Dieselwagen mit Handhebel 1 für Mengenregulierung identisch, desgleichen der Fussgashebel 2 als Brennstoffmengenregler beim Dieselwagen. Der sonst beim Benzinwagen als Vorzündungsregulierung bekannte Handhebel 3 tritt beim Dieselwagen als Einspritzmomentverstellhebel auf. Da diese drei Reguliervorrichtungen die selben Funktionen der Motorregulierung übernehmen und auch gleichartige Wirkungen auslösen, die übrigen Organe wie Kupplung, Fussbremse, Handbremse, Schalthebel usw. genau gleich angeordnet sind wie beim Benzin-Lastwagen, ergibt sich ohne weiteres die Mühelosigkeit, mit der sich ein Chauffeur vom Benzin- auf den Dieselwagenbetrieb umstellen kann.

In Abb. 29 ist die graphische Fahr-Charakteristik eines Dieselwagens mit 5 t Nutzlast bei einem Gesamtgewicht von 9,5 t, ausgerüstet mit einem Saurer Sechszylinder-Dieselmotor Typ BLD, dargestellt. Als Ordinaten sind die in den vier Uebersetzungen des Wechselgetriebes am Radumfang zur Verfügung stehenden Motorleistungen aufgetragen, sowie in dem gleichen Masstab die Fahrleistung des Wagens in PS, in Hinsicht auf die am Radumfang notwendige Leistung zur Ueberwindung des Roll- und Luftwiderstandes auf ebener Fahrbahn und in Steigungen. Die jeweilige Motorleistung bei den Drehzahlen entsprechenden Geschwindigkeiten ist der Leistungskurve in Abb. 28 entnommen und um 10% vermindert worden, mit Rücksicht auf die mechanischen Verluste in der Kraftübertragung bis auf die Hinterräder.

Die Fahrleistung für die verschiedenen Geschwindigkeiten und Steigungen ist bestimmt nach Formel:

$$N = [G(f + s) \cdot v + \xi \cdot F \cdot v^3] \frac{1}{75}$$

wobei G das Gesamtgewicht in kg, f den Rollwiderstand am Radumfang pro kg Gesamtgewicht, s die Steigung als trigonometrische Tangente, v die Fahrgeschwindigkeit in m/sec, ξ den Luftwiderstandskoeffizient pro m^2 senkrechter Luftwiderstandsfläche und F die senkrechte Luftwiderstandsfläche in m^2 bedeutet. Dabei ist für die Luftbereifung und gute trockene Makadamstrasse mit $f = 0,025$ sehr reichlich gerechnet. Für ξ lässt sich für nicht allzu grosse Höhe der Gegend über Meer der Wert 0,0675 einsetzen. Für F sind $3 m^2$ als Stirnwiderstandsfläche angenommen; $G =$ Gesamtgewicht = 9500 kg.

Die Uebersetzungsverhältnisse des Wechselgetriebes sind:

- I. Gang: 1 : 0,158
- II. Gang: 1 : 0,307
- III. Gang: 1 : 0,588
- IV. Gang: 1 : 1

das der Hinterachse: 1 : 7,55.

Aeusserer Reifendurchmesser am Hinterrad = 1 m.

Das graphische Fahrdiagramm in Abb. 29 kennzeichnet die Fahreigenschaften des mit 5 t belasteten Wagens. Es können Steigungen mit Vollast im ersten Gang bis zu 30% und bei 6,3 km/h Geschwindigkeit und 1500 Uml/min überwunden werden. Im direkten Gang (IV. Geschwindigkeit) können noch 2,5% Steigung bewältigt werden bei 38 km/h Geschwindigkeit und 1500 Uml/min des Motors. Die im Diagramm schraffierten Flächen stellen diejenigen Zonen der Fahr-Charakteristik dar, in denen die volle Motorleistung bei $n = 1600$ nicht ausgenutzt werden kann zufolge der endlichen Anzahl Gänge des Wechselgetriebes.

Die einzelnen Gangleistungen sind gemäss Diagramm die folgenden, bei Vollast von 5 t Ladegewicht:

- I. Gang: $V_1 = 6,3$ km/h bei $n = 1600$, Steig. v. 15 bis 30%
- II. Gang: $V_2 = 12,3$ km/h bei $n = 1600$, Steig. v. 7 bis 15%
- III. Gang: $V_3 = 23,8$ km/h bei $n = 1600$, Steig. v. 2,5 bis 7%
- IV. Gang: $V_4 = 40$ km/h bei $n = 1600$, Steig. v. 0 bis 2,5%

Im praktischen Fahrbetrieb hat sich auch gezeigt, dass der mit einem Dieselmotor ausgerüstete Lastwagen in Steigungen, die mit der Grenzleistung des Motors im entsprechenden Gang befahren werden, viel stetiger durchzieht. Auch wenn die Motordrehzahl sinkt, ist man nicht gezwungen, auf den nächsten Gang zurückzuschalten, wie dies beim Vergasermotor der Fall ist. Dies rührt davon her, dass beim Vergasermotor bei sinkender Drehzahl nach einiger Zeit sich Kondensation im Ansaugrohr bemerkbar machen kann, die zu Leistungsabfall führt, während der Dieselmotor seinen Brennstoff direkt in den Arbeitszylinder zugeführt bekommt, von einem Nachlassen der Leistung also bei ihm nicht die Rede sein kann. Ebenso ist es beim Dieselmotor möglich, auch nach längerer, sehr verlangsamer Fahrt, z. B. im Stadtbetrieb, zwecks Beschleunigung sofort volle Einspritzmenge einzustellen — eine Manipulation, auf die der Vergasermotor nicht mehr reagiert. Es kann mit dem Saurer Dieselwagen im Stadtverkehr gefahren werden, ohne in den dritten Gang zurückzuschalten.

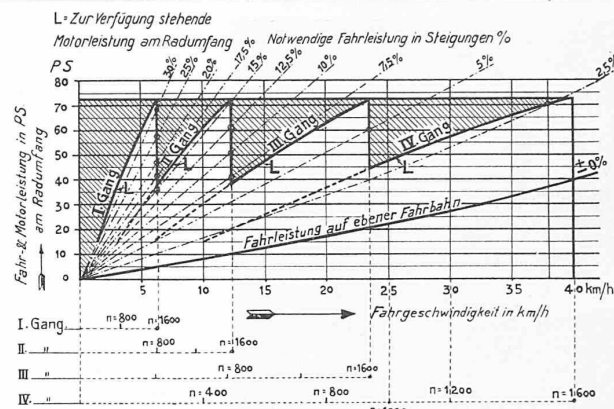


Abb. 20. Vollast-Fahrdiagramm des 5 t-Saurer-Dieselwagens mit Saurer-Sechszylinder-Fahrzeug-Dieselmotor Typ BAD (für trockene Makadam-Strasse).

Diese Eigenschaft des Dieselmotors macht ihn zu einer sehr elastischen, anpassungsfähigen Maschine.

Das Interesse, das in vielen Fachkreisen dem Fahrzeug-Dieselmotor und dem Dieselfahrzeug entgegengebracht wird, hat es gerechtfertigt, obige Abhandlung ausführlicher zu gestalten, wobei allerdings die Materie gerade nur angeschnitten werden konnte. Dass die schweizerische Motorlastwagen-Industrie sich dieser Sache in weitsichtiger Weise und erfolgreich angenommen hat, ist ein gutes Zeichen für ihren Unternehmungsgeist im harten internationalen Konkurrenzkampf.

Ueber das Verfahren von Gibson für die Wassermengenmessung in Druckleitungen veränderlichen Querschnitts.

Zum bezügl. Artikel von Dipl. Ing. B. Pavlov, Moskau, in Nr. 24 letzten Bandes (14. Dez. 1929) sind uns die folgenden Zuschriften zugegangen, deren Veröffentlichung sich in Erwartung einer trotz Mahnung bisher nicht erfolgten Rückäusserung von Ing. Pavlov bis heute verzögert hat.

On peut montrer l'exactitude de la formule de Gibson de la façon suivante: Supposons une conduite composée de deux sections de diamètre différent, un tronçon A-B de longueur l_1 et de section f_1 , un tronçon B-C de longueur l_2 et de section f_2 , le réservoir d'alimentation se trouvant en C. En A on mesure la surpression p résultant de la fermeture de la vanne. Cette fermeture est supposée suffisamment lente pour que le rôle de l'élasticité de la conduite et de l'eau puisse être négligé. Dans ces conditions, la surpression qui se produit en un point quelconque de la conduite pour une manœuvre de fermeture déterminée ne dépend que de la quantité de mouvement du fluide qui se trouve en amont de ce point.

En B par exemple on aura:

$$f_2 p_2 = \frac{d}{dt} (M_v) = \gamma/g \cdot l_2 f_2 \frac{dv_2}{dt}$$

Mais de cette force $f_2 p_2$, seule une fraction f_1/f_2 se transmettra à la partie aval de la conduite, le reste étant supporté par les parois. La force totale en A, $f_1 p$, sera donc la somme de cette fraction et de la force $f_1 p_1$ résultant du ralentissement de la masse d'eau contenue dans le tronçon A-B; ce dernier terme est égal à:

$$f_1 p_1 = \frac{d}{dt} (M_v) = \gamma/g \cdot l_1 f_1 \frac{dv_1}{dt}$$

On aura en définitive pour la pression mesurée en A

$$f_1 p = \frac{\gamma}{g} l_1 f_1 \frac{dv_1}{dt} + \frac{f_1}{f_2} \frac{\gamma}{g} l_2 f_2 \frac{dv_2}{dt}$$

comme $f_1 v_1 = f_2 v_2 = Q$

$$p = \frac{\gamma}{g} \frac{dQ}{dt} \left[\frac{l_1}{f_1} + \frac{l_2}{f_2} \right]$$

et en intégrant: $A = \frac{\gamma}{g} Q \left[\frac{l_1}{f_1} + \frac{l_2}{f_2} \right] \dots \dots \dots (1)$