uni-car

Der Forschungs-Personenwagen der Hochschularbeitsgemeinschaft

Schlußbericht

BMFT gefördert vom Bundesminister für Forschung und Technologie

HOCHSCHULARBEITSGEMEINSCHAFT

IKA	IFT	FKFS	FZD
Aachen	Berlin	Stuttgart	Darmstadt

uni-car

Der Forschungs-Personenwagen der Hochschularbeitsgemeinschaft

Schlußbericht

Förderungskennzeichen: TV 7985

Berichtszeitraum: 1.10.1979 – 31.12.1982

HOCHSCHULARBEITSGEMEINSCHAFT

IKA	IFT	FKFS	FZD
Aachen	Berlin	Stuttgart	Darmstadt

Juli 1983

Druck: Munkelt Druck GmbH, Darmstadt

DIE HOCHSCHULARBEITSGEMEINSCHAFT (H.A.G.)

TH Aachen: IKA - Institut für Kraftfahrwesen
(Prof.Dr.-Ing. J. Helling)

Dipl.-Ing. J. Bartsch
Dipl.-Ing. J. Furlkröger
Dipl.-Ing. U. Hackenberg
Dr.-Ing. B. Heißing
Dipl.-Ing. H. Junker
Dipl.-Ing. H. Kickert
Dipl.-Ing. W. Lensing
Dipl.-Ing. H. Miksch
Dr.-Ing. U. Rohs
Dr.-Ing. K. Schedrat
Dipl.-Ing. E. Stall

TU Berlin: IFT - Institut für Fahrzeugtechnik
(Prof.Dr.-Ing. H. Appel + Prof.Dr.-Ing. H. P. Willumeit)

Dipl.-Ing. J. Blödorn
Dr.-Ing. A. Kühnel
Dipl.-Ing. R. Pasch
Dipl.-Ing. H. Rattaj
Dipl.-Ing. R. R. Remus
Dipl.-Ing. G. Schockenhoff
Dipl.-Ing. W. Wollert

TH Darmstadt: FZD - Fachgebiet Fahrzeugtechnik
(Prof.Dr.-Ing. B. Breuer = Projektleiter)

Ing. B. Ewert
Dipl.-Ing. W. Post
Dipl.-Ing.Dipl.-Wirtsch.-Ing. B. Rehm
Dipl.-Ing. K. Sauerbier
Dipl.-Ing. (FH) U. Steininger
Dipl.-Ing. J. Tacker
R. Volkmer
Dipl.-Designer J. Wahl

FKFS - Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart (Prof.Dr.-Ing. U. Essers)

Dipl.-Ing. H. Bär
Dipl.-Ing. R. Becker
Dipl.-Ing. B. Djatikusumo
Dipl.-Ing. R. U. Frank
Dipl.-Ing. M. Gerold
Dr.-Ing. R. Greiner
Prof.Dr.-Ing. E. Hörz
Dipl.-Ing. R. Hommel
Dipl.-Ing. E.-J. Horch
Dipl.-Ing. H. Kraus
Dr.-Ing. W. Liedl
Dipl.-Ing. J. Potthoff
Dipl.-Ing. A. Reichel
Dr.-Ing. H. G. Rosenkranz
Gew.-Lehrer W. Sadée
Dipl.-Ing. H. Safarovic
Dipl.-Ing. H. Sauter
Dipl.-Ing. R. Schwarz
Dipl.-Ing. H. Stegmaier
Ing. (grad.) A. Weiler

I N H A L T S V E R Z E I C H N I S

	VORWORT	1
1.	ZIELE UND HOCHSCHULKONZEPT	3
2.	ANTRIEBSAGGREGAT UND KRAFTÜBERTRAGUNG	7
2.1	DIESELMOTOR	7
2.1.1	VERBRENNUNGSVERFAHREN	9
2.1.2	MOTORKONSTRUKTION	13
2.1.2.1	ZYLINDERKOPF	16
2.1.2.2	KOLBEN	19
2.1.2.3	PLEUEL	20
2.1.2.4	KURBELWELLE	20
2.1.2.5	SCHWUNGRAD	20
2.1.2.6	ZYLINDERBLOCK	20
2.1.2.7	ÖLWANNE	20
2.1.2.8	ÖLFILTERKOPF	22
2.1.2.9	DRALLKANALENTWICKLUNG	22
2.1.3	NEBENAGGREGATE	23
2.1.3.1	NEBENAGGREGATEANTRIEB	23
2.1.3.2	UNTERSUCHUNGEN ZUM EINSATZ EINES GEREGELTEN NEBENAGGREGATEANTRIEBS	26
2.1.3.3	STIRNDECKEL	30
2.1.3.4	EINSPRITZPUMPE	30
2.1.3.5	ABGASTURBOLADER	30
2.1.3.6	SERVOPUMPE	32
2.1.3.7	LICHTMASCHINE	34
2.1.3.8	ANLASSER	35
2.1.4	MONTAGEGESICHTSPUNKTE	36
2.1.5	ERPROBUNG DES MOTORS	41
2.1.5.1	FUNKTIONSERPROBUNG AUF DEM PRÜFSTAND	44
2.1.5.2	MOTORENTWICKLUNG	47
2.1.5.3	FUNKTIONSERPROBUNG IM FAHRZEUG	56
2.1.5.4	UNTERSUCHUNGEN ZUR FREMDBESCHLEUNIGUNG DES ABGASTURBOLADERS	58
2.1.5.5	WARTUNG, ZUVERLÄSSIGKEIT UND LEBENSDAUER	61

2.2	GETRIEBE UND KUPPLUNG	63
2.2.1	ZIELSETZUNG	63
2.2.2	AUSWAHL DES GETRIEBEKONZEPTES	66
2.2.3	ZUSAMMENWIRKEN VON MOTOR- UND GETRIEBEKENNFELD	71
2.2.4	KONSTRUKTIVE BESCHREIBUNG VON GETRIEBE UND KUPPLUNG	72
2.2.4.1	EINBAUUNTERSUCHUNGEN	72
2.2.4.2	KONSTRUKTION UND BERECHNUNG	75
2.2.4.3	REGELUNGSSYSTEM DER TRANSMATIC	79
2.2.5	ACHSANTRIEB	83
2.2.6	ERPROBUNG DER KRAFTÜBERTRAGUNG	87
2.2.6.1	UNTERSUCHUNGEN AUF DEM KOMPONENTENPRÜFSTAND	87
2.2.6.2	UNTERSUCHUNGEN AUF DEM SCHWUNGMASSENPRÜFSTAND	88
2.2.6.3	WIRKUNGSGRADMESSUNGEN	94
2.2.6.4	FAHRVERSUCHE	95
2.3	ELEKTRONISCHE MOTOR-GETRIEBE-REGELUNG	97
2.3.1	REGELUNGSKONZEPT	97
2.3.2	REGELSTRUKTUR	99
2.3.3	PRAKTISCHE REALISIERUNG	102
2.3.4	VERSUCHSERGEBNISSE	105
2.3.5	ENTWICKLUNGSPERSPEKTIVEN	106
2.4	KRAFTSTOFFVERBRAUCH	108
2.4.1	VERSUCHE AUF DEM MOTORENPRÜFSTAND	108
2.4.2	MESSUNGEN IM VERSUCHSTRÄGERFAHRZEUG	115
2.4.3	MESSUNGEN IM UNI-CAR-PROTOTYP	117
2.4.4	REICHWEITE	127
2.5	SCHADSTOFFEMISSION	128
2.6	FAHRLEISTUNGEN	140
2.6.1	PRÜFSTANDSMESSUNGEN ZUM BESCHLEUNIGUNGS-VERHALTEN DES UNI-CAR	140
2.6.2	BESCHLEUNIGUNGSVERSUCHE AUF DEM ROLLENPRÜFSTAND	147
2.6.3	STRASSENVERSUCHE	148

3.	FAHRWERK	156
3.1	RADAUFHÄNGUNG	156
3.1.1	KONZEPTFINDUNG	158
3.1.2	ENTWICKLUNG DER RADAUFHÄNGUNG	164
3.1.2.1	KINEMATIK DER RADAUFHÄNGUNG	164
3.1.2.2	FEDERUNG UND DÄMPFUNG DER VORDERRÄDER	169
3.1.2.2.1	KONZEPTFINDUNG	169
3.1.2.2.2	AUSLEGUNG UND KONSTRUKTION	170
3.1.2.3	KONSTRUKTION DER VORDERRADFÜHRUNGSELEMENTE	174
3.1.2.4	KONSTRUKTION DER HINTERRADFÜHRUNGSELEMENTE	181
3.1.3	FESTIGKEITSPRÜFUNG	184
3.1.3.1	GEWALTFESTIGKEITSUNTERSUCHUNGEN	184
3.1.3.2	BETRIEBSFESTIGKEITSUNTERSUCHUNGEN	188
3.1.3.2.1	BETRIEBSFESTIGKEIT DER ACHSAGGREGATE	188
3.1.3.2.2	BETRIEBSFESTIGKEIT DER LENKUNG	194
3.1.4	ENDGÜLTIGER STAND DER RADAUFHÄNGUNG	195
3.2	FEDERUNG UND DÄMPFUNG DER HINTERRÄDER	199
3.2.1	GAS-FEDER-DÄMPFEREINHEIT	199
3.2.2	NIVEAUREGULIERUNG	208
3.3	LENKUNG	210
3.3.1	KONZEPTFINDUNG	211
3.3.2	KONZEPTREALISIERUNG	214
3.3.2.1	LENKGETRIEBE	215
3.3.2.2	SERVOUNTERSTÜTZUNG MIT ELEKTRONISCH GEFÜHRTEM BETÄTIGUNGSMOMENT	216
3.3.3	BEURTEILUNG UND OPTIMIERUNG DER LENKANLAGE	221
3.3.4	ERKENNTNISSE UND EVENTUELLE MODIFIKATIONEN	223
3.4	BREMSANLAGE	225
3.4.1	ENTWICKLUNG AUF DER BASIS DES LASTENHEFTES	225
3.4.2	AUSGEFÜHRTE BREMSANLAGE	226
3.4.2.1	HYDRAULISCHE BREMSANLAGE	226
3.4.2.1.1	FUNKTIONSBESCHREIBUNG DER SERVOHYDRAULIK	228
3.4.2.1.2	RADIALKOLBENPUMPE	228
3.4.2.1.3	GASSPEICHER-LADEVENTIL	229
3.4.2.1.4	HYDRAULISCHER VERSTÄRKER	229

3.4.2.1.5	HAUPTBREMSZYLINDER	232
3.4.2.1.6	BREMSSÄTTEL DER VORDERACHSE UND DER HINTERACHSE MIT FESTSTELLBREMSE	232
3.4.2.2	ANTI-BLOCKIER-SYSTEM (ABS)	233
3.4.2.3	BREMSSCHEIBEN	233
3.4.3	ERPROBUNG DER BREMSANLAGE	234
3.4.4	ERKENNTNISSE	236
3.5	REIFEN UND RÄDER	238
3.5.1	KONZEPTVORGABEN	238
3.5.2	BEREIFUNG	239
3.5.3	RÄDER	247
3.5.4	REIFENDRUCKÜBERWACHUNG	249
3.6	ERPROBUNG DES FAHRWERKS	251
3.6.1	VERSUCHSTRÄGER	251
3.6.2	SICHERHEITSERPROBUNG	251
3.6.3	FAHRDYNAMISCHE ERPROBUNG	252
3.6.3.1	STATIONÄRE KREISFAHRT	255
3.6.3.2	VERREISSTEST	256
3.6.3.3	SINUSTEST	257
3.6.3.4	SUBJEKTIVE BEURTEILUNG	259
3.6.4	VERTIKALDYNAMISCHE ABSTIMMUNG	260
3.6.4.1	PRÜFSTANDSVERSUCHE	260
3.6.4.2	FAHRVERSUCHE UND SUBJEKTIVE BEURTEILUNG	262
4.	KAROSSERIE	265
4.1	AERODYNAMIK UND DESIGN	265
4.1.1	AUSGANGSSITUATION	265
4.1.2	ENTWICKLUNGSARBEITEN UND AERODYNAMISCHE UNTERSUCHUNGEN AM 1:1 - AUSSENHAUTMODELL	267
4.1.3	AUSLEGUNG DER SCHEIBENREINIGUNGSANLAGEN	277
4.1.3.1	FRONTSCHEIBENREINIGUNGSANLAGE	277
4.1.3.2	HECKSCHEIBENREINIGUNGSANLAGE	280
4.1.3.3	SEITENSCHEIBENREINIGUNGSANLAGE	281
4.1.4	FARBGEBUNG UND BESCHRIFTUNG DER PROTOTYPEN	282
4.1.5	ERGEBNISSE DER WINDKANALUNTERSUCHUNGEN AN DEN PROTOTYPEN NR. 1, 2 UND 4	285

4.1.5.1	LUFTKRAFTMESSUNGEN BEI SYMMETRISCHER ANSTRÖMUNG	285
4.1.5.2	STRÖMUNGSBEOBACHTUNGEN UND BEURTEILUNG DES STRÖMUNGSGERÄUSCHES BEI SYMMETRISCHER ANSTRÖMUNG	290
4.1.5.3	DRUCKVERTEILUNGSMESSUNGEN BEI SYMMETRISCHER ANSTRÖMUNG	293
4.1.5.4	UNTERSUCHUNGEN ZUR FAHRZEUGVERSCHMUTZUNG BEI SYMETRISCHER ANSTRÖMUNG	294
4.1.5.5	ERPROBUNG DER SCHEIBENWISCHERANLAGEN BEI SYMMETRISCHER UND UNSYMMETRISCHER ANSTRÖMUNG	300
4.1.5.6	LUFTKRAFTMESSUNGEN BEI UNSYMMETRISCHER ANSTRÖMUNG	300
4.1.6	DISKUSSION DER ERGEBNISSE, VERBESSERUNGSMÖGLICHKEITEN UND AUSBLICK	304
4.2	STRUKTUR UND AUFBAU DER KAROSSERIE	309
4.3	MASSNAHMEN ZUR VERMINDERUNG DER GERÄUSCHEMISSION	313
4.3.1	ZIELVORSTELLUNGEN UND KONZEPT	313
4.3.1.1	AUSFÜHRUNG DER KAPSEL	316
4.3.1.2	MOTORGERÄUSCH	321
4.3.1.3	INNENGERÄUSCH	321
4.3.1.4	REIFENGERÄUSCH	322
4.3.2	AKUSTISCHE UNTERSUCHUNGEN AM FAHRZEUG	322
4.3.2.1	MESSUNG DER FAHRGERÄUSCHE BEI BESCHLEUNIGTER VORBEIFAHRT NACH ISO R 362 UND BEI VORBEIFAHRT MIT KONSTANTER GESCHWINDIGKEIT	322
4.3.2.2	MESSUNG DES RUNDUMGERÄUSCHES	326
4.3.2.3	MESSUNG DES STANDGERÄUSCHES IM NAHFELD	330
4.3.2.4	MESSUNG DES INNENGERÄUSCHES	330
4.3.2.5	WERTUNG DER ERGEBNISSE DER AKUSTISCHEN UNTERSUCHUNGEN AM FAHRZEUG	331
4.3.3	SPEZIELLE AKUSTISCHE UNTERSUCHUNGEN AM MOTOR	332
4.4	KÜHLUNG VON MOTOR, GETRIEBE UND AUSPUFFANLAGE	337
4.4.1	GEOMETRISCHE UND THERMISCHE RANDBEDINGUNGEN	337
4.4.2	FESTLEGUNG DER KÜHLLUFTGEBLÄSE UND UNTERSUCHUNGEN AN EINER MOTORRAUMATTRAPPE	338
4.4.3	THERMISCHE UNTERSUCHUNGEN AM FAHRZEUG	340
4.4.4	WERTUNG DER ERGEBNISSE	344

4.5	SCHUTZ VON FUSSGÄNGERN UND ZWEIRADFAHRERN	345
4.5.1	FORMGEBUNG	345
4.5.2	MATERIALAUSWAHL	346
4.5.3	KONSTRUKTIVE AUSFÜHRUNG	348
4.5.3.1	FRONTTEIL	348
4.5.3.2	MOTORHAUBE	351
4.5.3.3	AUSSENSPIEGEL	353
4.5.3.4	SCHEIBENRAHMEN UND DACHKANTEN	354
4.5.4	VERSUCHSERGEBNISSE	358
4.5.4.1	FUSSGÄNGERVERSUCHE	358
4.5.4.2	ZWEIRADVERSUCHE	366
4.5.5	PROBLEME UND ERFAHRUNGEN MIT DEM MATERIAL	381
4.5.6	AUSBLICK	382
4.6	INNENRAUM	384
4.6.1	INNENRAUMGESTALTUNG UND ERGONOMIE	384
4.6.2	INSASSENSCHUTZ	390
4.6.2.1	SICHERHEIT BEIM FRONTALAUFPRALL	390
4.6.2.1.1	STRUKTURMASSNAHMEN	390
4.6.2.1.2	INNENRAUMMASSNAHMEN	392
4.6.2.2	CRASHVERSUCHE MIT LENKSÄULE, SITZ UND RÜCKHALTESYSTEM	
4.6.2.3	SICHERHEIT BEIM SEITENAUFPRALL	399
4.6.2.3.1	STRUKTURMASSNAHMEN UND RANDBEDINGUNGEN	400
4.6.2.3.2	INNENRAUMMASSNAHMEN	401
4.6.2.4	CRASHVERSUCHE ZUM SEITENAUFPRALL	402
4.6.3	BEDIENELEMENTE	409
4.6.4	FAHRERINFORMATIONSSYSTEM	411
4.6.4.1	INSTRUMENTIERUNG	411
4.6.4.2	ZENTRALES ÜBERWACHUNGSSYSTEM	415
4.6.4.3	ERFAHRUNGEN MIT DEM FAHRERINFORMATIONSSYSTEM	419
4.6.5	KLIMATISIERUNG DES INNENRAUMES	420
4.6.5.1	HEIZKÖRPER	422
4.6.5.2	BEDIENEINHEIT	423
4.6.5.3	TEMPERATURREGELUNG	423
4.6.5.4	RADIALGEBLÄSE	424
4.6.5.5	MAGNETVENTIL	425
4.6.5.6	BEURTEILUNG DER HEIZUNGSANLAGE	426

4.6.6	BEURTEILUNG DES INNENRAUMES IM FELD- UND LABOREXPERIMENT	427
4.6.6.1	FELDEXPERIMENT	427
4.6.6.2	ERGEBNISSE DES FELDEXPERIMENTS	429
4.6.6.3	LABOREXPERIMENT	433
4.6.6.4	ERGEBNISSE DES LABOREXPERIMENTS	435
4.7	GESAMTER SICHERHEITSGEWINN DURCH KAROSSERIE-SEITIGE MASSNAHMEN	440
5.	ELEKTRISCHE ANLAGE	442
5.1	STROMVERSORGUNG UND VERKABELUNG	443
5.1.1	BATTERIE	443
5.1.2	HAUPTSTROMLEITUNGEN	444
5.1.3	KONVENTIONELLER KABELBAUM	445
5.1.4	ELEKTRONISCHES VERDRAHTUNGSSYSTEM	446
5.1.5	AUSGEWÄHLTE ELEKTRISCHE SYSTEME	448
5.2	BELEUCHTUNG UND SIGNALGEBUNG	450
5.3	ERPROBUNG DER ELEKTRISCHEN ANLAGE	455
6.	NUTZWERTKONTROLLE	457
6.1	BEWERTUNG FAHRZEUG - KONZEPT	457
6.2	BEWERTUNG TRANSPORTFUNKTION	459
7.	KONSTRUKTION, ENTWICKLUNG UND BAU DER PROTOTYPEN	464
8.	TECHNISCHE DATEN IM ÜBERBLICK	473
9.	ZUSAMMENFASSUNG	478

Anhang

Phantombild	
Verschiedene Schnittzeichnungen	
Die Industriepartner der Hochschularbeitsgemeinschaft	I 1 - 4
Schrifttum	S 1 - 4

V O R W O R T

Eine Arbeitsgemeinschaft von 4 wissenschaftlichen Instituten der Fahrzeugtechnik erhielt im Herbst 1979 vom Bundesminister für Forschung und Technologie die Chance, den in ihrem Lastenheft vom Juni 1979 vorgestellten Forschungs-Personenwagen UNI-CAR im Zeitraum vom 1.10.1979 bis 14.9.1981 zu konstruieren und zu bauen und ihn anschließend bis Ende 1982 zu erproben.

In diesem Abschlußbericht legen wir alle Erkenntnisse und Ergebnisse vor, die wir in den Phasen 2 "Fahrzeugentwicklung" und 3 "Demonstration, Erprobung und Bewertung des Entwicklungsergebnisses" der BMFT-Ausschreibung vom Januar 1978 gewonnen haben.

Von UNI-CAR gibt es 1 kompletten und 3 teilausgestattete fahrfähige Prototypen.
Sie sind als besondere und seltene Aufgabe unter einem für Hochschulinstitute ungewöhnlichen Zeit- und Erfolgsdruck konstruiert, gebaut und erprobt worden.

Negative Auswirkungen eines durch Mittelkürzungen erzwungenen Abbaus des Hochschulpersonals um rund ein Fünftel im Gipfel der Aktivitäten unter Beibehaltung des Arbeitsumfanges und der Termine wurden durch außergewöhnliche Anstrengungen der verbleibenden Hochschulmannschaft weitgehend vermieden. Hinzu kamen besondere Umstände - räumliche Distanz der Institute, fehlende Eigenfertigung, kein natürlicher Motivationsanstieg durch Übergang der Ergebnisse in eine weitere Prototypengeneration, Vorserie und Serie, sondern festgelegtes Projektende - , die bei Industrieentwicklungen nicht existieren.

Die mit den Fahrzeugen und Baugruppen durchgeführten Untersuchungen erfüllen im Ergebnis alle wichtigen Ziele unseres Lastenheftes.

Ganz besonderen Dank schulden wir rund 50 Industrieunternehmen, die teilweise schon in der Lastenheftphase vertrauensvoll und eng mit uns zusammengearbeitet und die termingerechte Erstellung von Prototypfahrzeugen, an denen außer einigen nicht zielrelevanten Serienbauteilen alles neu ist, ermöglicht haben.

Ebenso möchten wir den für dieses Projekt zuständigen Herren des BMFT und der Projektbegleitung im TÜV Rheinland danken, die uns mit großem Verständnis für die besondere Situation der Hochschularbeitsgemeinschaft in den vergangenen Jahren mit Rat und Tat zur Seite gestanden haben.

Wir wissen, daß die Erprobungsphase zum Forschen zu kurz war und deshalb manche Fragen leider unbeantwortet bleiben müssen.

Wir hoffen und wünschen, daß UNI-CAR gemäß der Zielvorstellung der BMFT-Ausschreibung ein zweifacher "Beitrag zur Sicherung eines längerfristig wirksamen Technologievorsprungs der deutschen Automobilindustrie" ist: als fahrendes Automobil, welches "neuartige Kraftfahrzeugtechnologien integriert demonstriert" und als Forschungsprojekt, mit dem in der Hochschulausbildung stehende Fahrzeugingenieure über einige Jahre hinweg im engsten Kontakt gewesen sind.

Für die beteiligten Hochschulen

(Prof. B. Breuer, Projektleiter)

1. ZIELE UND HOCHSCHULKONZEPT

Die Ausschreibung des BMFT verlangte die Definition, die Konstruktion, den Bau und die Erprobung von serienfähigen Prototypen eines zukünftigen deutschen Personenwagens bei Einhaltung folgender Eckdaten: mindestens 400 kg Nutzlast bei mindestens 4 Sitzplätzen, Reichweite mindestens 400 km, Beschleunigung von 0 auf 100 km/h in höchstens 13 s, Höchstgeschwindigkeit mindestens 140 km/h, Einhaltung der UBA-Abgasgrenzwerte für 1982, Lärmemission geringer als 73 dB(A) nach ISO R 362, Kraftstoffverbrauch unter 9,5 dm^3/100 km (Mischwert aus 50 % Stadt und je 25 % 90 und 120 km/h) für die mittlere von 3 Massenklassen und Verbesserung der deutschen Unfallbilanz um 30 %.

Der Zeitplan, Bild 1, forderte die Fertigstellung eines Szenarios, des Lastenheftes und eines Modells 1:5 nach 13 Monaten zum 15.6.1979, gewährte für die Konstruktion und den Bau eines fahrfähigen Prototyps bis zur IAA 1981 nur knapp 24 Monate und führte mit dem Abschluß der Erprobung Ende 1982 zum Projektende.

Das Vorgehen der Hochschularbeitsgemeinschaft war von folgenden Gesichtspunkten bestimmt

- Nutzung vorliegender Erfahrungen und Forschungserkenntnisse der beteiligten Institute

- attraktives Kontrastkonzept im Vergleich zu den anfangs 5, später 3 Industriewettbewerbern

- Zusammenarbeit mit namhaften zuliefernden Industrieunternehmen im Bau von Prototypteilen

- Konzentration auf wenige Schwerpunkte, um kein fahrendes Wunderwerk, sondern einen funktionssicheren und überzeugenden Prototyp zur Demonstration der Hochschulanliegen in diesem Projekt.

Die Aufgaben wurden entsprechend den Erfahrungen und Arbeitsmöglichkeiten der 4 Institute verteilt, Bild 2.

Für die Arbeit des zentralen FZD-Konstruktionsbüros in Darmstadt wurden folgende übergeordnete Zielpunkte gesetzt, in denen die Hochschularbeitsgemeinschaft Besonderes leisten wollte

- Sicherheit: Fußgänger- und Zweiradfahrerschutz
  Insassenschutz bei Seitenaufprall
- Umwelt: Geräuschemission
- Energie: Kraftstoffverbrauch

Nach theoretischen und experimentellen Voruntersuchungen auf den Gebieten der inneren und äußeren Sicherheit, der Aerodynamik, der Akustik, des Antriebes, der Kraftübertragung und last not least des Fahrzeugnutzwertes wurden mehrere Konzeptvorschläge in einem Hochschul-Bewertungsmodell bewertet.

Die Hochschularbeitsgemeinschaft einigte sich einstimmig auf eine 5-türige, strömungsgünstige, sparsame, leise und fußgängerschützende Limousine mit K-Heck und Vorderradantrieb, vgl. H.A.G.-Lastenheft Phase 1. Der erste Prototyp dieses Fahrzeuges wurde am 14.9.1981 vom Herrn Minister für Forschung und Technologie gemeinsam mit seinen Wettbewerbern aus den Häusern AUDI, DAIMLER-BENZ und VOLKSWAGEN der Öffentlichkeit vorgestellt.

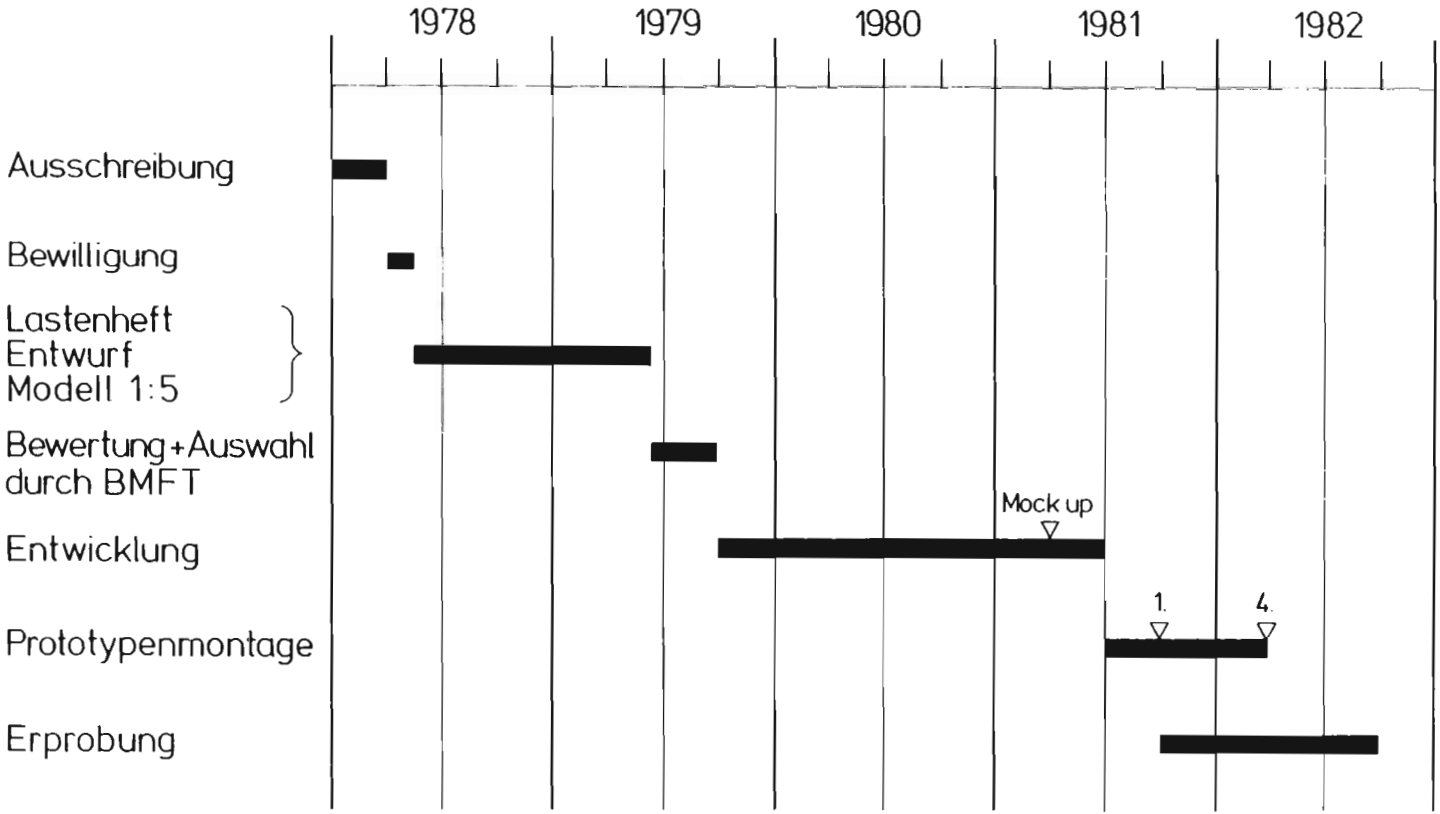


Bild 1: Projekt-Zeitplan

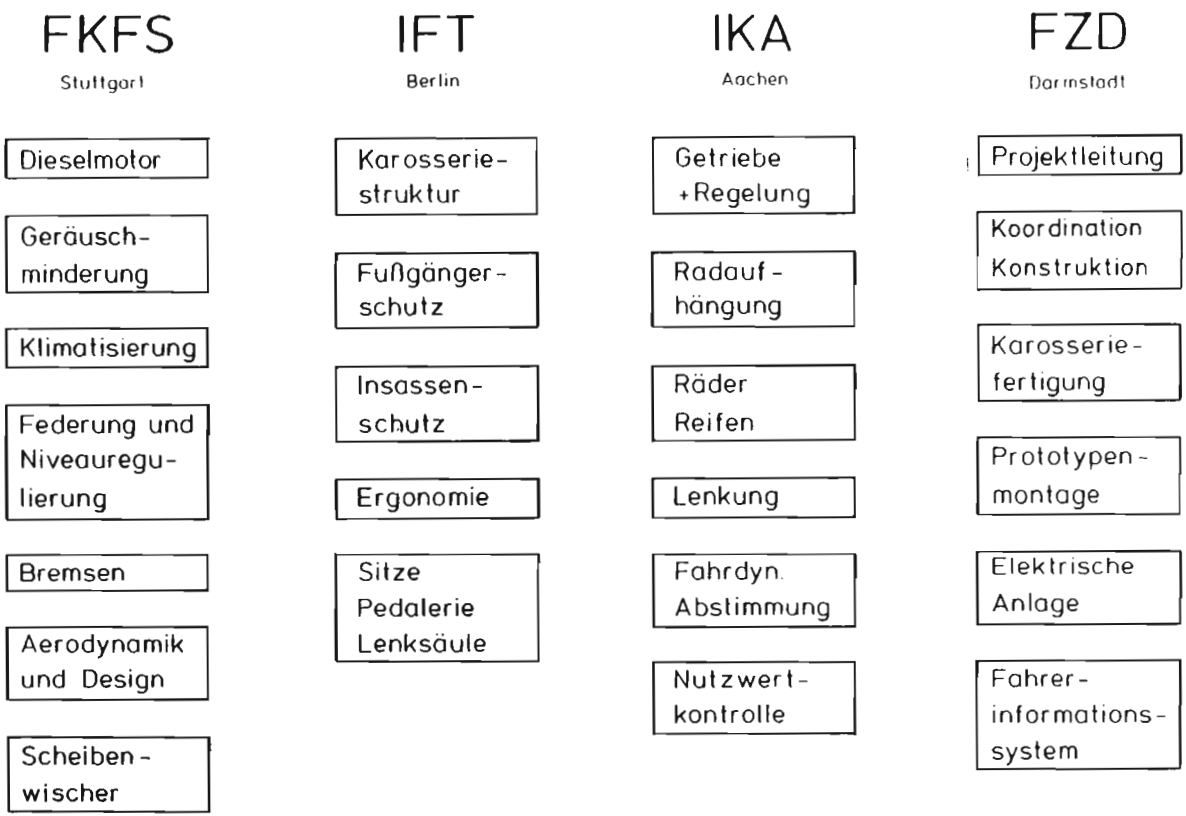


Bild 2: Aufgabenverteilung innerhalb der Hochschularbeitsgemeinschaft

2. ANTRIEBSAGGREGAT UND KRAFTÜBERTRAGUNG

2.1 DIESELMOTOR

Zunächst hatte die Hochschularbeitsgemeinschaft zwei Motorvarianten: Einen Axialkolbenmotor mit innerer kontinuierlicher Verbrennung, der hinsichtlich Geräusch und Abgasemission besondere Umweltfreundlichkeit versprach, aber aus finanziellen Gründen nicht weiterverfolgt werden konnte, und einen konventionellen Hubkolbenmotor. Ein serienmäßiges Antriebsaggregat kam allerdings nicht infrage, weil eine deutliche Verbesserung gegenüber dem Stand der Technik erzielt werden sollte. Zur Auswahl für einen "konventionellen Verbrennungsmotor" standen auf dem Sektor der Ottomotoren Schichtlade- oder Magermotoren, auf dem Sektor der Dieselmotoren vor allem die Direkteinspritzung zur Diskussion. Bei den Ottomotoren waren entweder die Möglichkeiten der Verbrauchssenkung zu unsicher, oder war die Einhaltung der Abgasgrenzwerte zu problematisch. Beste Aussichten, günstige Verbrauchs- und Abgaswerte zu kombinieren, boten die Dieselverfahren mit Direkteinspritzung.

Die Schwerpunktsetzung der Hochschularbeitsgemeinschaft sieht eine Priorität des Kraftstoffverbrauchs vor, während auf dem Abgassektor die Einhaltung der Ausschreibungswerte ausreicht.

Es hätte also nahegelegen, das Direkteinspritzverfahren zu wählen, das günstigste Verbrauchswerte bietet. Zu vergleichen waren hierbei die drei Möglichkeiten:

1) Luftverteilendes Verbrennungsverfahren mit zentraler Mehrlochdüse (Verfahren bei Lkw-Motoren überwiegend angewendet)

2) Weiterentwicklung des MAN-M-Verfahrens für die Pkw-Anwendung, d.h. Umstellung auf gesteuerte Einspritzung zur betriebsbereichabhängigen Erzielung einer Luftverteilung bzw. Wandanlagerung des Kraftstoffs.

3) Einspritzung in einen angenähert kugelförmigen Kolbenbrennraum nach dem Elsbett-Verfahren (Wandanlagerung soll weitgehend vermieden werden).

Die Einhaltung der Ausschreibungswerte hinsichtlich der Abgasemission war bei 1) und 3) unsicherer, zumal über das Elsbett-Verfahren zum Zeitpunkt der Verfahrensentscheidung keine umfassenden Abgasmeßwerte vorlagen.

Das UNI-CAR-Fahrzeug sollte besonders lärmarm sein, weshalb von vorneherein eine karosserieseitige Motorkapselung vorgesehen war, jedoch sollte der Motor auch ohne Kapselmaßnahmen ein annehmbares Geräusch aufweisen, denn die Vorbehalte gegenüber direkteinspritzenden Dieselmotoren im Pkw - Lkw-Dieselmotoren sind heute ohnehin überwiegend Direkteinspritzer - gründen neben Bedenken bezüglich der Abgasemissionen auch wesentlich auf dem angeblich nicht akzeptablen Geräuschverhalten. Die guten Allroundeigenschaften des Verfahrens mit gesteuerter Einspritzung gaben schließlich den Ausschlag für dieses Verfahren. Es waren zwar geringfügig höhere Verbrauchswerte zu erwarten als mit den beiden anderen Verfahren, aber insgesamt versprach auch das gewählte Verfahren noch einen deutlichen Verbrauchsfortschritt gegenüber dem Stand der Technik. Begünstigt wurde diese Entscheidung durch den Umstand, daß sich die Firma M.A.N. von Anfang an kooperationsbereit zeigte. Die Hochschularbeitsgemeinschaft legte in diesem Teilbereich des Projekts großen Wert auf die Zusammenarbeit mit einem Industriepartner, der über ausreichende Kapazitäten für die fristgerechte Herstellung der Motoren für die UNI-CAR-Prototypen und einer Zahl von Versuchsmotoren verfügt.

2.1.1 VERBRENNUNGSVERFAHREN

Das MAN-CDI-Verbrennungsverfahren (CDI = Controlled Direkt Injection), das in /1/, /2/ und /3/ ausführlich beschrieben ist, soll hier nur knapp dargestellt werden. Das Verfahren wurde bisher nur an Saugmotoren erprobt, es waren aber auch für den aufgeladenen Motor günstige Ergebnisse, die am UNI-CAR-Motor erstmals nachgewiesen werden sollten, zu erwarten. Diese Erwartungen sind in der großen Anpassungsfähigkeit des Gemischbildungsverfahrens an erweiterte Motorbetriebsbereiche begründet, wie nachfolgend erläutert wird.

Das Verfahren weist folgende Merkmale auf:

- Rotationssymmetrischer Brennraum
- Luftdrall hoher Intensität
- Einstrahleinspritzung tangential zum Luftwirbel
- Steuerung der Einspritzung mittels einer querschnittsgesteuerten Düse und eines Düsenhalters mit Zentralkolben.

Dieses aus dem bekannten M-Verfahren entwickelte Verfahren trägt den Motornotwendigkeiten der gegenüber Lkw-Dieselmotoren weiteren Drehzahlspanne des Pkw-Motors Rechnung. Beim klassischen M-Verfahren wäre entweder im Bereich niedriger Drehzahlen die Gemischbildungsenergie zur Aufbereitung des Wandfilms nicht ausreichend, oder es würde eine entsprechende Drallanhebung im oberen Drehzahlbereich des Pkw-Motors zu einem unerwünscht hohen Drall und damit zu einer schlechten Füllung und einem verschlechterten Wirkungsgrad führen. Mit der Verwendung einer querschnittgesteuerten Düse können die Gemischbildungsanforderungen so erfüllt

---

/1/ Neitz, A.; d'Alfonso, N.: Direkteinspritzung für Personenwagen-Dieselmotoren nach einem neuen M.A.N.Verfahren, ATZ 81 (1979), S. 265-267

/2/ Neitz, A,; d'Alfonso, N.: Das M.A.N.-Verfahren mit gesteuerter Direkteinspritzung (GDE) für Personenwagen-Dieselmotoren, MTZ 42 (1981), S. 265-270

/3/ Neitz, A.; d'Alfonso, N.: The M.A.N. Combustion System with Controlled Direct Injection for Passenger Car Diesel Engines, SAE-Paper 81 04 79

werden, daß gegenüber dem bekannten M-Verfahren im unteren Last- und Drehzahlbereich günstigere Abgas- und Verbrauchswerte und im oberen Drehzahl- und Lastbereich ein sogar noch etwas günstigeres Geräusch erreicht werden. Ein wesentlicher Vorteil des Verfahrens ist die Tatsache, daß es mit verhältnismäßig niedrigeren Einspritzdrücken auskommt und damit auch die Verwendung von normalen Verteilereinspritzpumpen ermöglicht. Dieser Vorteil verleiht dem Verfahren eine überschaubare Seriennähe.

In Bild 3 ist das Motorkennfeld in zwei Bereiche A und B aufgeteilt. Im Bereich A (hohe Drehzahlen und Drehmomente) ist das konventionelle M-Verfahren mit seiner Wandanlagerung und dem weichen Verbrennungsablauf erwünscht und durch Einspritzquerschnitte von 45...100% des maximalen Querschnitts verwirklicht. Mit einer Drosselzapfendüse werden im unteren Last- und Drehzahlbereich die Einspritzquerschnitte so gesteuert, daß sie einen genügend hohen Einspritzdruck und eine ausreichende Strahlauflösung ermöglichen und somit eine überwiegende Luftverteilung erreicht wird. In Bild 4 ist die Drosselzapfendüse mit der im UNI-CAR-Motor verwendeten Version eines Zentralkolben-Düsenhalters dargestellt. Der Zentralkolben bewirkt die beschriebene Steuerfunktion, indem er den Nadelhub abhängig vom Leitungsdruck begrenzt.

Direkteinspritzende Dieselmotoren haben zwar gegenüber Kammermotoren ein besseres Kaltstartverhalten, doch reicht dies nicht aus, um auch noch bei sehr tiefen Außentemperaturen den Start sicherzustellen. Ferner ist das Abgasverhalten für einen Pkw von großer Bedeutung, wobei insbesondere an das Rauchverhalten, aber auch an die Geruchsbelästigung zu denken ist. Eine Starthilfemöglichkeit ist deshalb sehr erwünscht.

Die Kaltstartsituation ist aber nicht nur durch die Startfreudigkeit des Grundmotors gekennzeichnet, sondern auch durch die sehr unterschiedlichen Möglichkeiten der Realisierung von Kaltstarthilfen. Hier ist der Direkteinspritzer dem Kammermotor gegenüber benachteiligt. Von Lkw-Direkteinspritzer-Motoren bekannte Lösungen wie Flammstartanlagen scheiden für einen schadstoffarmen Pkw-Start aus.

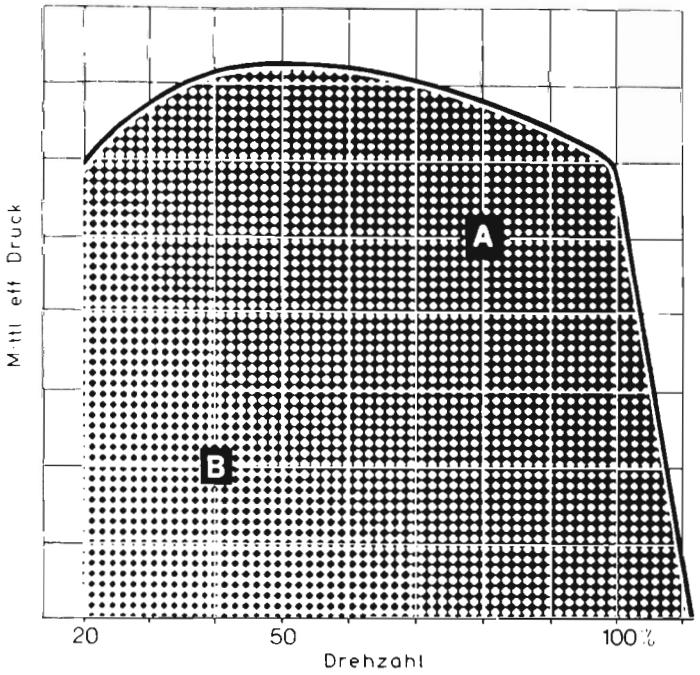


Bild 3 : Aufteilung des Motorkennfelds in Bereich A (überwiegend wandauftragende Gemischbildung) und Bereich B (überwiegend luftverteilende Gemischbildung)

Bisherige Erfahrungen mit dem CDI-Verfahren zeigten hier eine Lösung auf, die Glühstiftkerzen verwendet, ohne hiermit große Einbußen an Verbrauch und Schadstoffgehalt im Normalbetrieb hinnehmen zu müssen. Für einen befriedigenden Warmlauf ist ein Nachglühen, das bis zum Erreichen einer Kühlwassertemperatur von 35°C anhält, günstig. Als Starthilfe werden wegen der gesicherten Standfestigkeit konventionelle Glühstifte verwendet. Schnellstart-Glühstifte könnten nach einer entsprechenden Erprobung ebenfalls zur Anwendung kommen.

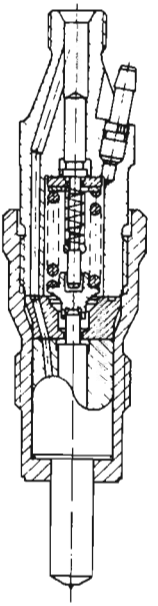


Bild 4 : Düsenhalter mit Zentralkolben und Drosselzapfendüse

2.1.2 MOTORKONSTRUKTION

Die Randbedingungen für die Motorkonstruktion resultieren aus den Leistungsdaten, die sich wiederum aus den Fahrleistungsberechnungen ergeben und der Bauraumsituation aufgrund des im Lastenheft fixierten ersten Konzepts.

Bei der gewählten Fahrzeuggewichtsklasse und dem angestrebten niedrigen Luftwiderstand bestätigten erste Fahrleistungsabschätzungen, daß die in der Ausschreibung geforderte Beschleunigung von 0 auf 100 km/h in 13 s leistungsbestimmend sein wird. Ferner war bei den Überlegungen zu berücksichtigen, daß ein stufenloses mechanisches Getriebe, das es in großen Geschwindigkeitsbereichen ermöglicht, den Motor mit Nenndrehzahl und damit mit maximaler Leistung zu betreiben, vorgesehen war.

Um die für die geforderte Beschleunigung erforderliche Leistung von 75 kW zu erreichen, wurde statt eines großvolumigen Saugmotors ein um ca. 30% hubraumkleinerer Motor mit Aufladung vorgesehen.
Angesichts der kurzen Entwicklungsdauer war es zweckmäßig, auf den Block und die Kurbelwelle eines Serienmotors zurückzugreifen, wobei das Angebot der Vier- und Fünfzylindermotoren im Hubraumbereich von 2 bis 2,5 dm^3 zu sichten war. Für eine optimale Versuchsteilebeschaffung war eine Zusammenarbeit mit dem Hersteller dieser Serienteile erwünscht. Unter Berücksichtigung der genannten Randbedingungen und der zunächst noch offenen Entscheidung für Längs-und Quereinbau fiel die Wahl auf Block und Kurbelwelle des 2,5 l-Vierzylinder-Dieselmotors von Citroen,nachdem die entsprechenden Serienteile eines ins Auge gefaßten 2,0 l-Fünfzylinder-Dieselmotors eines deutschen Herstellers der Hochschularbeitsgemeinschaft verweigert wurden.

Der Zylinderblock sollte mit höchstens geringen Veränderungen übernommen werden, um trotz aller Anpassungsnotwendigkeiten eine feste Ausgangsbasis zu haben.

Mit dem Zylinderblock wurden auch die Hauptabmessungen übernommen: Bohrung 93 mm, Hub 92 mm. Der Durchmesser der Hauptlager wurde auf 67 mm vergrößert. Aufgrund von Berechnungen wurden Spitzendrücke von 120 bar als obere Grenze angesetzt, die auch beim Grad der Aufladung zu berücksichtigen waren.

Bei der Konstruktion waren die Kriterien

- Verbrennungsverfahren
- Verträglichkeit mit den Entwicklungszielen der Hochschularbeitsgemeinschaft
- Einbaufragen

maßgebend. Die Einbaufragen hatten große Bedeutung, weil im Gegensatz zu üblichen Entwicklungen die Fahrzeugaußenform zu Beginn der Motorkonstruktion schon definiert war. Aerodynamische Gesichtspunkte bei der Motorhaubengestaltung, die Berücksichtigung von Schaumdicken zum Schutz der Fußgänger und Schallabsorption (Energieabsorption) sowie ein aus Gründen des Fußgängerschutzes angestrebter Freiraum zwischen Motorhaube und Motoroberkante begrenzten die Einbauhöhe. Auch der seitliche Einbauraum war aufgrund verschiedener anderer Entwicklungsziele und der hieraus resultierenden Karosseriestruktur sehr begrenzt. Eine Querneigung von 45° des längs eingebauten Motors bei 6° Längsneigung der Kurbelwelle ergab schließlich die beste Anpassung an das Karosseriekonzept.

Bild 5 soll einen Überblick über die wichtigsten Anforderungen an die Konstruktion und ihre Auswirkungen geben. Neben zahlreichen Änderungen und Verlagerungen von Bauteilen und Aggregaten resultieren hieraus größere Neukonstruktionen folgender Baugruppen:

- Zylinderkopf mit Ventiltrieb (Anpassung an das Verbrennungsverfahren)

Anforderungen	Maßnahme	Konsequenz bezogen auf Grundmotor	Zielkonflikt mit	unbedingt notwendig	erwünscht	Positive Auswirkung auf
Verbrennungsverfahren hoher Wirtschaftlichkeit	Kolbenbrennraum	Pleuelverkürzung, Laufflächenlänge	Reibleistungsabsenkung	X		
	Düsenlage	Obenliegende Nockenwelle			X	
Kaltstarteinrichtung	Glühstift	Obenliegende Nockenwelle			X	
Leistung bei gegebenem Hubvolumen	Aufladung	Unterbringung von ATL	Einbaulage (Ölrückfluß, Ausgleichsgetriebe)	X		Geräusch
Aerodynamische Buggestaltung	Bauhöhenverringerung	Verstärkte Querneigung, Längsneigung	Anlasser- und Laderunterbringung, Optimale Einspritzpumpenposition hinsichtlich Leitungslänge, Kühlmittel- und Schmierölführung	X		Fußgängerschutz
				X		Fußgängerschutz
Fußgängerschutz	Deformationsräume im Bugbereich	Unterbringung von Nebenaggregaten am hinteren Motorende	Bauraum für Getriebe und Scheibenwischer	X		
	Vermeidung von in kritischen Zonen überstehenden "harten" Teilen	Zweistufiger Nockenwellenantrieb	Reibleistungsabsenkung	X		Bauraumsituation im Bereich des Getriebes
Anpassung an Frontantriebskonzept	Ölwannengestaltung	Freiraum für Achswelle	Ölvolumen	X		
Geräuschminderung	Zahnriemenantrieb				X	

Bild 5 : Zusammenstellung der Einflüsse auf das Konzept der Motorkonstruktion des UNI-CAR

- Ölwanne (Anpassung an die Einbaulage und an das Getriebe)
- Stirndeckel als Ersatz für den Räderkasten des für die Geräuschentwicklung ungünstigen Zahnradantriebs verschiedener Nebenaggregate.

2.1.2.1 ZYLINDERKOPF

Der Zylinderkopf wurde für eine obenliegende Nockenwelle ausgelegt, die die parallel zur Zylinderachse angeordneten Ventile über Tassenstößel betätigt. Der grundsätzliche Aufbau kann dem Motorlängs- und querschnitt in den Bildern 6 und 7 entnommen werden.

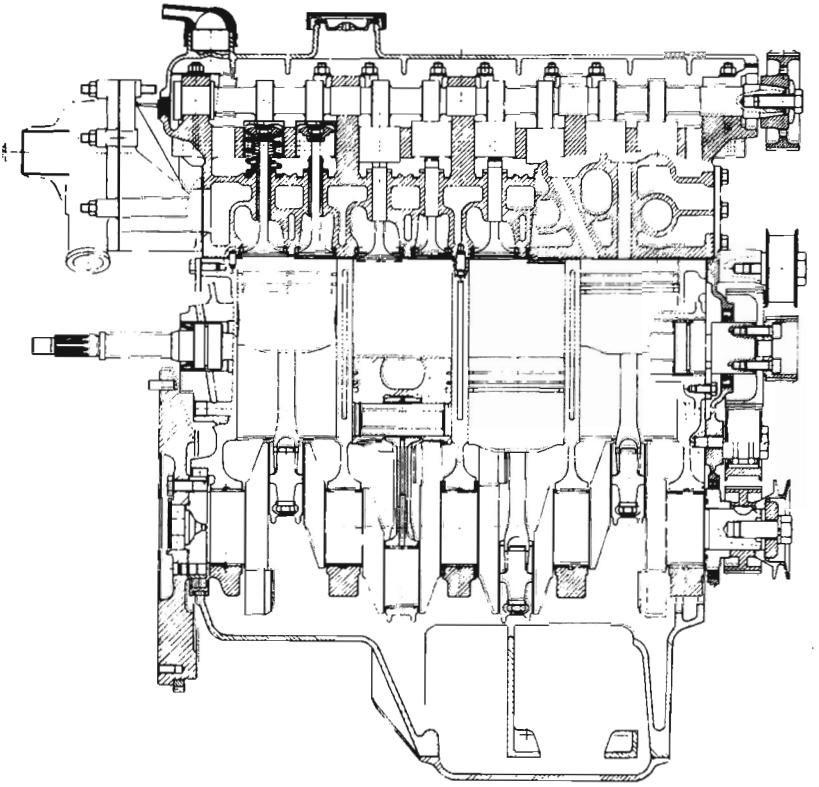


Bild 6 : Motorlängsschnitt

Die Bilder 8 und 6 zeigen die 5-fache Lagerung der Nockenwelle. Ursprünglich sollten die Tassenstößel mit einem hydraulischen Ventilspielausgleich, der in den ersten Konstruktionsstudien des Zylinderkopfes ausgeführt war, ausgerüstet werden. Auf diese Lösung konnte jedoch im Interesse der Kostensenkung und der Reduzierung der Motorbauhöhe verzichtet werden, nachdem M.A.N. auf Erfahrungen, die bei der verwendeten Konfiguration eine Nachstellfreiheit des Ventilspiels über 100.000 km sicherstellen, zurückgreifen kann.

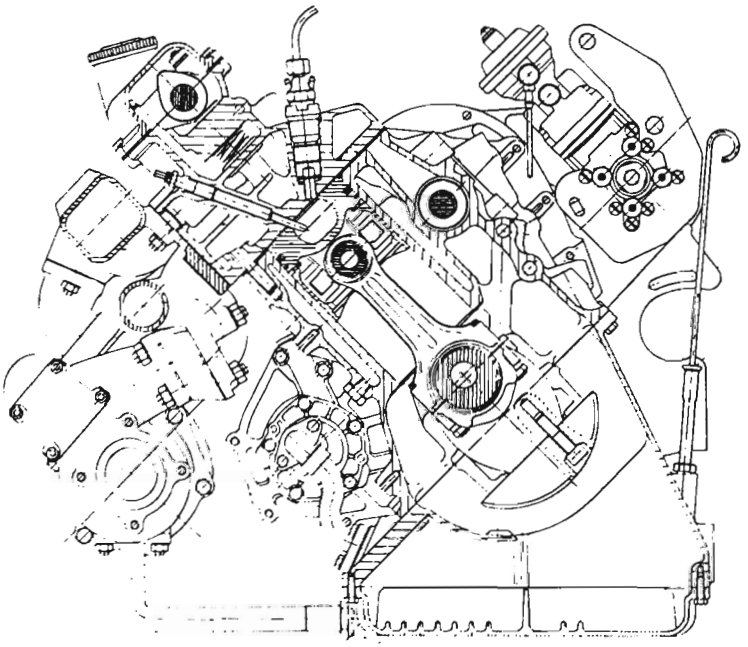


Bild 7 : Motorquerschnitt

Der aufgrund der obenliegenden Nockenwelle mögliche Wegfall von Kipphebeln ermöglicht bezüglich der Positionen von Einspritzdüse und Glühstiften eine größere Freiheit. In Bild 9 ist die Anordnung dieser Elemente schematisch dargestellt, wobei eine düsenferne Glühstiftposition mit ausgezogener Linie eingezeichnet ist, während eine düsennahe Glühstiftposition durch eine strichpunktierte Mittellinie angedeutet ist. In Bild 10 ist der auf seine Unterseite völlig plane Zylinderkopf dargestellt. Bei der Außen-

gestaltung des Zylinderkopfs wurde den Forderungen der Fußgängerfreundlichkeit durch Vermeiden scharfer Kanten und überstehender Teile im Aufschlagbereich von Fußgängern besondere Aufmerksamkeit gewidmet.

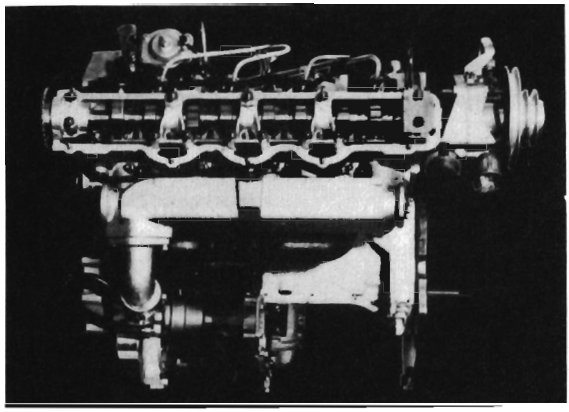
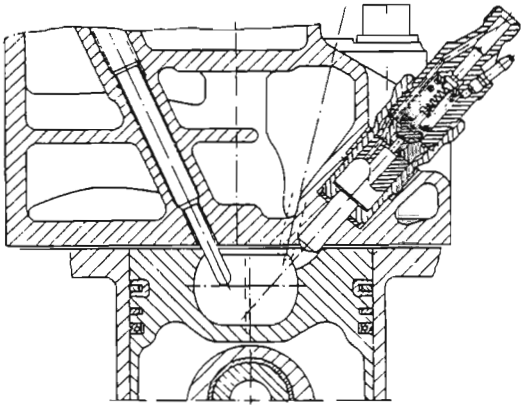


Bild 8 : Ansicht des Zylinderkopfs bei geöffnetem Deckel



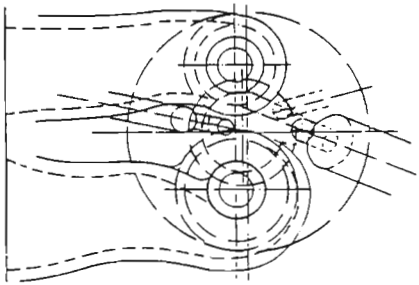


Bild 9 :
Düsen- und Glühstiftposition im Brennraum. Glühstift in zwei alternativen Positionen (düsennah und düsenfern)

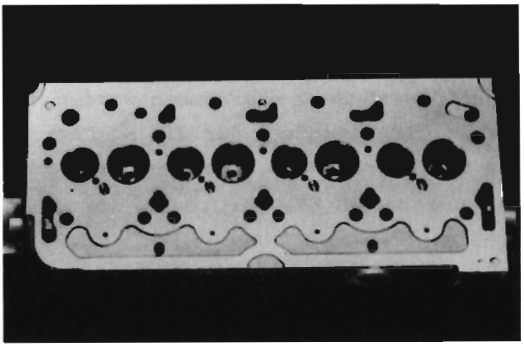


Bild 10 :
Ansicht des Zylinderkopfs von unten

2.1.2.2 KOLBEN

Wie beim M-Verfahren ist auch beim CDI-Verfahren der annähernd kugelförmige und mit einer Schnaupe versehene Brennraum im Kolben untergebracht (Bild 11). Der Kolben ist als geregelter Leichtmetallkolben mit Ringträger für den oberen Verdichtungsring ohne Muldenrandarmierung ausgeführt. Im Gegensatz zu aufgeladenen Kammermotoren kann der Kolben des aufgeladenen CDI-Motors ohne Kühlkanal auskommen, was eine Vereinfachung und Kostensenkung bedeutet. Für die Kolbenkühlung reicht eine Spritzkühlung gegen den Muldenboden aus, wie sie schon in den Pleueln des Basismotors realisiert ist. Die Ringbestückung besteht aus einem molybdänbeschichteten Rechteckring, einem Minutenring und einem schlauchfedergestützten Dachphasenring.

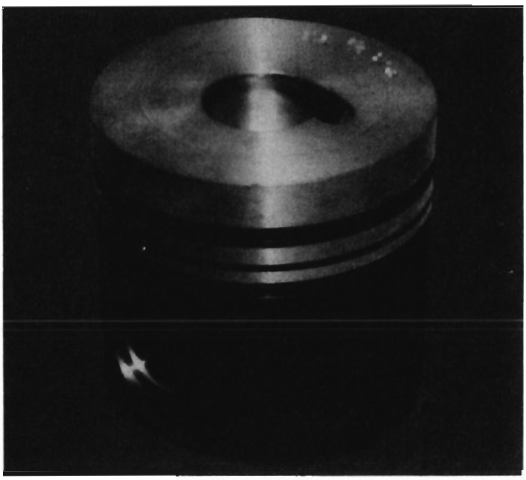


Bild 11 :
Leichtmetallkolben mit Brennraummulde

2.1.2.3 PLEUEL

Um im Kolben Platz für die Brennraummulde zu schaffen und dennoch die Blockhöhe nicht zu verändern, mußten die Pleuel um 6 mm gekürzt werden, konnten aber sonst unverändert übernommen werden, zumal sie, wie erwähnt, schon mit Ölspritzdüsen für die Kolbenkühlung ausgerüstet waren. Die Veränderung des Kurbelverhältnisses von 0,299 auf 0,311 kann noch hingenommen werden.

2.1.2.4 KURBELWELLE

Als wesentliche Änderung an der Kurbelwelle ist die Durchmesservergrößerung der Hauptlager von 64 auf 67 mm zu nennen. Hinzu kommen Anpassungen des Wellenendes an den geänderten Nebenaggregateantrieb.

2.1.2.5 SCHWUNGRAD

Insbesondere aus Montagegründen wurden die Serienschwungräder stirnseitig abgedreht und mit den für die Montage der hydrodynamischen Anfahrkupplung notwendigen Bearbeitungen versehen, auf deren genaue Auflistung verzichtet wird.

2.1.2.6 ZYLINDERBLOCK

Es war schon ausgeführt worden, daß bei diesem Bauteil Änderungen nur auf die unbedingt notwendigen Maßnahmen beschränkt bleiben sollten. Insbesondere war darauf zu achten, daß bei den unumgänglichen Änderungen die Bearbeitungsmöglichkeit auf den Fertigungseinrichtungen der Firma Citroën erhalten blieb. Die Änderungen wurden am Anlasserflansch und Kupplungs- bzw. Getriebeflansch sowie an der gegenüberliegenden Motorstirnseite nötig. Entsprechend der größeren Kolbenhöhe, die zur Unterbringung der Kolbenmulde nötig war, wurden die Zylinderlaufflächen um 3 mm verlängert.

2.1.2.7 ÖLWANNE

Die von 30° auf 45° vergrößerte Querneigung des Motors machte eine Neukonstruktion der Ölwanne und ihres unteren Deckels nötig. Es mußte insbesondere die Lage des Achsantriebs berücksichtigt und hierbei der verfügbare Raum bestmöglich ausgenutzt werden, um ein ausreichendes Ölvolumen zu erreichen. Erschwerend kam der aus Gründen der Aerodynamik und Schallkapselung geschlossene Unterbo-

den des Motorraumes hinzu, zu dessen mit Dämmaterialien belegten Blechen ein Freiraum einzuhalten war. Die Ölwannenkonstruktion mußte den üblichen Ölstandsstudien bei verschiedenen Fahr- und Füllungszuständen unterzogen werden. Bild 12 zeigt die Ölwanne von oben gesehen, während in Bild 13 die Gestaltung der Unterseite mit der Flanschfläche für den Ölwannendeckel zu erkennen ist.

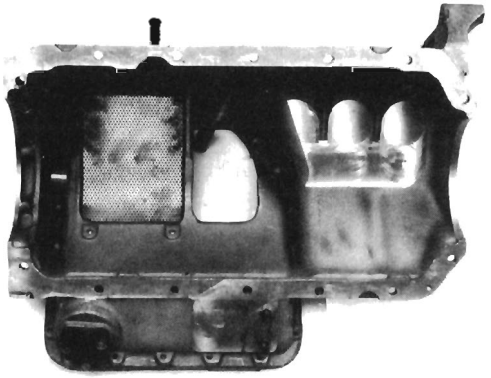


Bild 12 :
Ansicht der Ölwanne von oben

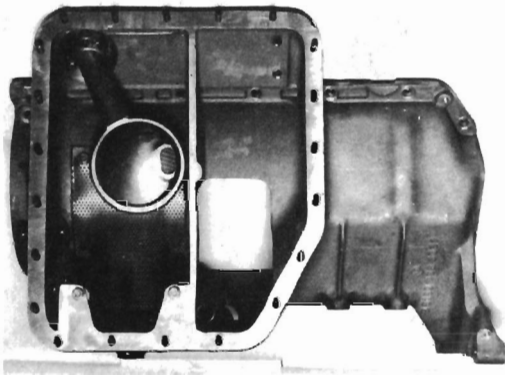


Bild 13 :
Ansicht der Ölwanne von unten

2.1.2.8 ÖLFILTERKOPF

Diese in der zeitlichen Folge sehr spät fixierte Konstruktion (die Versuchsmotoren konnten auf dem Prüfstand mit Provisorien betrieben werden) gestaltete sich wegen der Einbaulage und Enge im Motorraum besonders schwierig, zumal im Interesse langer Ölwechselintervalle ein großes Filter untergebracht werden mußte. Zu berücksichtigen war ferner ein kleiner zwischen Ölfilterkopf und Ölfilter geschalteter Wasser-Öl-Wärmetauscher.

2.1.2.9 DRALLKANALENTWICKLUNG

Bei der Entwicklung direkteinspritzender Dieselmotoren gehören umfangreiche Drallkanaloptimierungen zu den unentbehrlichen konstruktionsbegleitenden Studien. Die Kerne der UNI-CAR-Kanäle, die aus diesen Untersuchungen resultieren, sind in Bild 14 wiedergegeben.

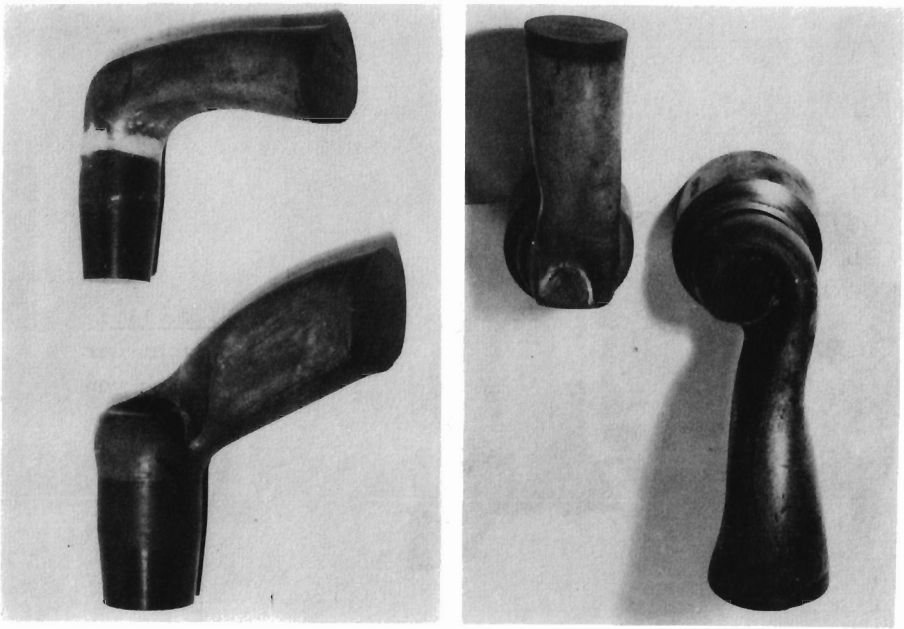


Bild 14 : Kernformen von Ein- und Auslaßkanal

2.1.3 NEBENAGGREGATE

Die konstruktiven Gegebenheiten des gewählten Motorblocks und der als Schallkapsel ausgebildete Motorraum setzten der Unterbringung der Nebenaggregate enge Grenzen. Von der Kurbelwelle aus mußten

- Motorölpumpe
- Einspritzpumpe
- Wasserpumpe
- Servopumpe für Lenk- und Bremshydraulik
- Lichtmaschine

angetrieben werden. Darüberhinaus beanspruchten noch

- Abgasturbolader
- Anlasser

ihren Platz.

2.1.3.1 NEBENAGGREGATEANTRIEB

Der im UNI-CAR verwendete Serien-Motorblock ist für eine untenliegende Nockenwelle und eine unübliche Aufteilung der Nebenaggregate auf Schwungrad- und Stirnseite ausgelegt. Der UNI-CAR-Motor besitzt jedoch eine obenliegende Nockenwelle, die aus Geräuschgründen über Zahnriemen angetrieben wird. Die ursprünglichen Nockenwellenlager im Block nehmen im UNI-CAR eine Zwischenwelle (Hilfswelle) auf. Der Nockenwellenantrieb an der Motorstirnseite ist zweistufig ausgeführt, wobei der Primärzahnriemen Ölpumpe und Zwischenwelle, der Sekundärzahnriemen wiederum von der Zwischenwelle aus Nockenwelle und Einspritzpumpe antreibt. Da die Positionen der einzelnen Aggregate nicht nach Gesichtspunkten der Riemenführung verändert werden konnten, wurden zusätzlich Spannrollen und Dämpfungsschienen nötig, wie Bild 15 zeigt.

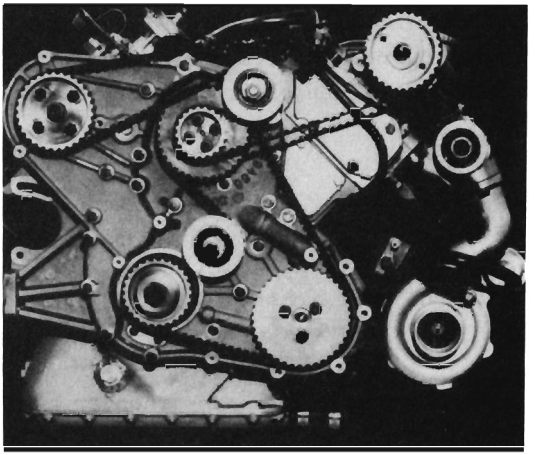


Bild 15 : Aggregateantrieb mit zwei Zahnriemen und Spannelementen

Wasserpumpe und Lichtmaschine sind an der Schwungradseite des Motors angeordnet. Die Wasserpumpe ist dabei direkt am Zylinderkopf angeflanscht, während die Lichtmaschine mittels eines Schwenklagers an der Kupplungsglocke befestigt ist. Beide Aggregate werden von der Zwischenwelle angetrieben.

Die Drehzahl der Zwischenwelle wurde auf 75 % der Kurbelwellendrehzahl festgelegt. Dadurch erreicht die Wasserpumpe trotz der wegen des geringen Freiraums begrenzten Riemenscheiben-Durchmesser genügend hohe Drehzahlen. Außerdem kann auf diese Weise bei Einhaltung des erforderlichen Mindestdurchmessers des antreibenden Zahnriemenrades das angetriebene Zahnriemenrad auf der Nockenwelle im Durchmesser so klein gehalten werden, daß es nicht über die Zylinderkopfkontur hinausragt. Dies war eine Forderung zugunsten des Fußgängerschutzes.

Die Servopumpe wurde am vorderen Motorende angebracht, wobei ihre Befestigung in den Stirndeckel integriert wurde. Sie wird direkt von der Kurbelwelle aus mittels eines konventionellen Riementriebs angetrieben. Zum Einsatz kommt ein flankenoffener Schmalkeilriemen Conti FO 9,5 x 643 La AV11Z. Die Übersetzung beträgt i = 1. Die Riemenspannung wird durch Schwenken der gesamten Servopumpe erreicht.

Für den Antrieb von Lichtmaschine und Wasserpumpe an der Schwungradseite des Motors standen prinzipiell zwei Lösungsmöglichkeiten zur Auswahl:

- Ausführung als zweirilliger Keilriementrieb (d.h. ein eigener Keilriemen für jedes der beiden Aggregate) mit separater Spannmöglichkeit für beide Riemen

- Ausführung als Dreieckstrieb mit einem gemeinsamen Poly-V-Riemen und Spannung des Riemens über die Lichtmaschine.

Ein Dreieckstrieb mit konventionellem Keilriemen schied von vornherein aus, weil der Umschlingungswinkel an der Riemenscheibe der Zwischenwelle unzulässig klein gewesen wäre.

Aus Bauraumgründen, wegen des geringeren Aufwandes zum Spannen des Riemens und wegen der verringerten Riemenzahl wurde die zweite Lösung realisiert. Zum Einsatz kommt ein 6-rilliger Conti-V-Riemen, Profil K, LW 1040 [1]. Die Übersetzung zwischen Zwischenwelle und Wasserpumpe beträgt i = 1,45, zwischen Zwischenwelle und Lichtmaschine i = 2,88. Unter Berücksichtigung der Übersetzung der Zwischenwelle von i = 0,75 ergeben sich die Gesamtübersetzungen bezogen auf Kurbelwellendrehzahl für die Wasserpumpe zu i = 1,09 und für die Lichtmaschine zu i = 2,16.

---

[1] Hersteller der Riemenscheiben: Herzing + Schroth GmbH & Co., 6053 Obertshausen

Zusätzliche Konstruktionsstudien beschäftigten sich mit einem mechanischen Antrieb der Kühlluftventilatoren. Dieser kam jedoch nicht zur Ausführung, denn aus verschiedenen Gründen wurde der elektromotorische Antrieb vorgezogen.

Die Erprobung des Riementriebes zeigte, daß der Umschlingungswinkel von rund 70° an der Zwischenwelle bei der hier vorliegenden Belastung auch für einen Poly-V-Riemen wohl die unterste Grenze darstellt. Schon bei geringfügigem Nachlassen der korrekten Riemenspannung trat an der Zwischenwelle starker Riemenschlupf auf, der sich hauptsächlich durch Quietschgeräusche bemerkbar machte.

Weiterhin zeigte der Riementrieb eine gewisse Anfälligkeit für nicht einwandfrei fluchtende Riemenscheiben. Ein relativ frühzeitig eingetretener Riemenschaden beim 1. Prototyp dürfte auf diese beiden Effekte zurückzuführen sein.

2.1.3.2 UNTERSUCHUNGEN ZUM EINSATZ EINES GEREGELTEN NEBENAGGREGATEANTRIEBS

Um die bei einer starren Auslegung eines Nebenaggregateantriebes unvermeidbaren energiewirtschaftlichen Nachteile (Auslegung für Funktion bei Leerlauf - Überdimensionierung bei hohen Drehzahlen) zu vermeiden, wurde in der Konstruktionsphase die Einsatzmöglichkeit eines geregelten Nebenaggregateantriebes der Firma Valeo (System E.R.E.V.) überprüft. Dieser geregelte Antrieb wäre für die 3 Aggregate Wasserpumpe, Lichtmaschine und Servopumpe interessant gewesen.

Der Antrieb besteht aus einem System von zwei Verstellscheiben, die durch einen Keilriemen gekoppelt sind. Durch eine entsprechende Mechanik in den Scheiben (Fliehgewichte, Federn) wird eine im Lauf veränderliche Übersetzung zwischen antreibender Scheibe (S1) und angetriebener Scheibe (S2) realisiert.

Die Regelungscharakteristik des E.R.E.V. ist aus Bild 16 zu ersehen.

Das maximal übertragbare Drehmoment des Antriebs beträgt 20 Nm. Das Gewicht des Systems wird mit ca. 12 kg angegeben.

Eine kritische Überprüfung des geregelten Nebenaggregateantriebs E.R.E.V. erbrachte, daß dieses System im UNI-CAR aus den nachfolgend dargelegten Gründen nicht sinnvoll eingesetzt werden kann.

Die Wasserpumpe darf mit Rücksicht auf den thermischen Haushalt des Motors nicht geregelt angetrieben werden. Bei der Servopumpe, die aus einer Flügelzellen- und einer Radialkolbenpumpe zusammengesetzt ist, erreicht alleine die Flügelzellenpumpe mit einem Drehmoment von 18 Nm bei Nenndruck (110 bar) schon fast die Auslegungsgrenze der zur Verfügung stehenden Antriebseinheit. Somit scheidet auch die Servopumpe für die Regelung aus, und es bliebe nur die Lichtmaschine für den Antrieb durch E.R.E.V. übrig.

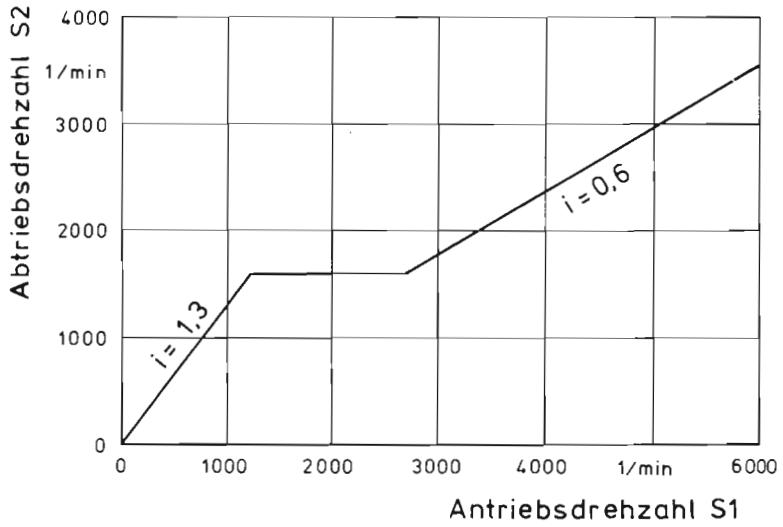


Bild 16 : Regelungscharakteristik des Nebenaggregateantriebs E.R.E.V.

Für den Lichtmaschinenantrieb wurde mittels eines realen Kennfeldes einer 14 V / 80 A-Lichtmaschine einmal rechnerisch die Auswirkung eines geregelten Antriebes gegenüber einem starren Antrieb simuliert.

Als Ergebnis sind in Bild 17 der Ladestrom und die aufgenommene mechanische Leistung der Lichtmaschine für beide Antriebsarten bei gleicher Grundübersetzung gegenübergestellt.

Es ist hier deutlich zu sehen, daß bis ca. 1600 1/min der E.R.E.V. von der aufgenommenen Leistung her ungünstiger ist als der starre Antrieb. Infolge der Motor-Getriebe-Regelung bei UNI-CAR werden aber beispielsweise die Fahrphasen des ECE R-15 Tests bei rund 1500 1/min, die Standphasen bei ca. 800 1/min (Motorleerlauf) absolviert, so daß sich der E.R.E.V. hier eher nachteilig auf den Verbrauch auswirken würde.

Insgesamt gesehen erscheint der Aufwand für den geregelten Antrieb nur eines Nebenaggregates bei gleichzeitigen Verbrauchsnachteilen im Stadtzyklus nicht gerechtfertigt.

Der endgültige Nebenaggregateantrieb wurde daher in konventioneller Bauart ausgeführt.

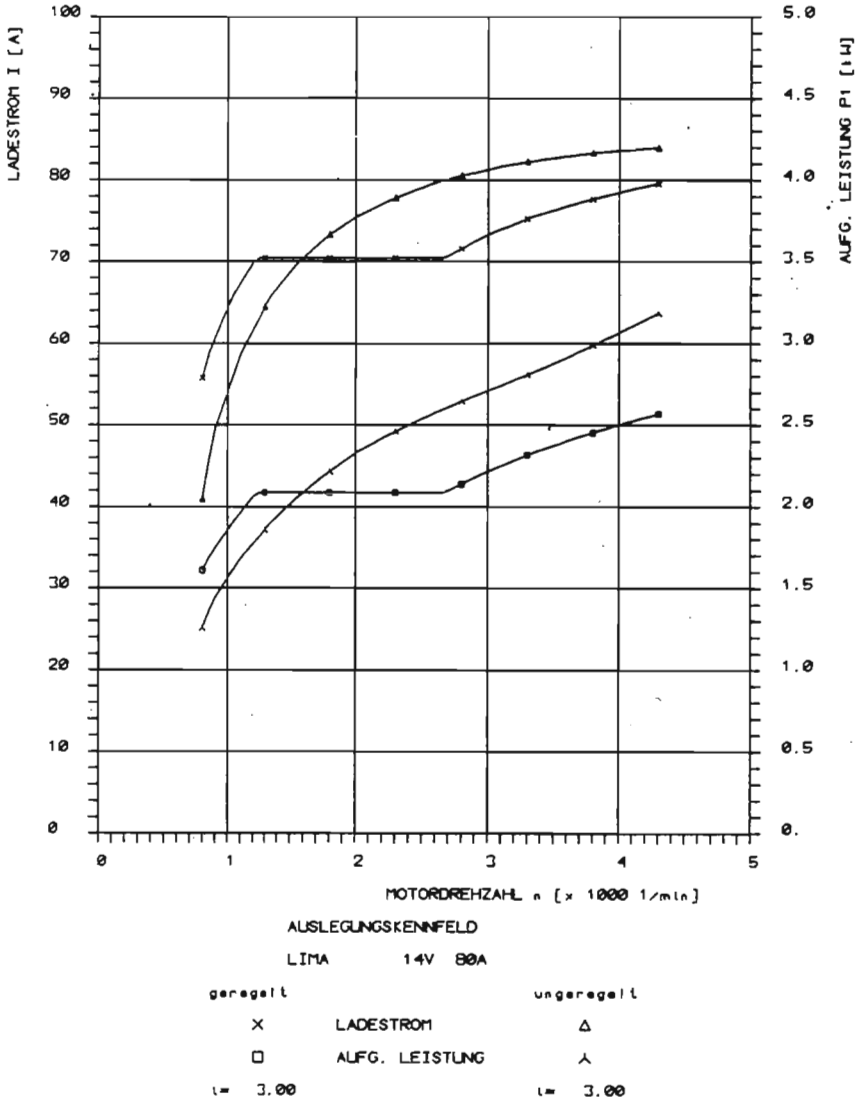


Bild 17 : Gegenüberstellung von geregeltem und ungeregeltem Antrieb

2.1.3.3 STIRNDECKEL

Der Stirndeckel erfüllt Ölführungsfunktionen und dient als Aggregateträger für Einspritzpumpe, Schmierölpumpe des Motors und Servopumpe. Ferner trägt er die Zahnriemenspannrollen und ist mit den Befestigungspunkten für die vorderen Motorträger, die die Verbindung zu den am Längsträger angeordneten Motorlagern herstellen, ausgestattet. Der Stirndeckel ist als steifes, teilweise verripptes Leichtmetallgußstück ausgeführt, dessen Gestaltung in Bild 15 erkennbar ist. Bei der Gestaltung der Flanschfläche für die Einspritzpumpe wurden die verschiedenen möglichen Flanschformen und Lagerungsarten der Verteilereinspritzpumpe von Bosch berücksichtigt.

2.1.3.4 EINSPRITZPUMPE

Das CDI-Verbrennungsverfahren ermöglicht, wie schon erwähnt, die Verwendung der besonders kostengünstigen Verteiler-Einspritzpumpe. Es wurde die Pumpe der Firma Bosch mit Spritzbeginnverstellung abhängig von Drehzahl, Last und z.B. Kühlwassertemperatur im Hinblick auf möglichst große Variationsmöglichkeiten im Versuch gewählt. Die Abgasturboaufladung macht eine ladedruckabhängige Vollastmengenbegrenzung (LDA) nötig.

2.1.3.5 ABGASTURBOLADER

Die Aufladung sollte schwerpunktmäßig durch den Abgasturbolader erfolgen. Daneben war bei der Konstruktion lange noch die Unterbringungsmöglichkeit eines Comprex-Druckwellenladers im Auge behalten worden, bis die Beschränkung auf eine Motorvariante nötig wurde. Eine Abschätzung ergibt, daß die Unterbringung eines Comprex-Laders mit erträglichem Änderungsaufwand möglich sein dürfte, zumal inzwischen kleinere Varianten des Druckwellenladers verfügbar sind.

Als Abgasturbolader wurden Garrett-Lader des Typs T 3 eingeplant. Verschiedene Einbaustudien führten zu der in den Bildern 18 und 19 erkennbaren Lösung, bei der ebenfalls aufgrund der Enge des Motorraums in der Abgasführung zur Turbine ungünstige Strömungsverhältnisse in Kauf genommen werden mußten.

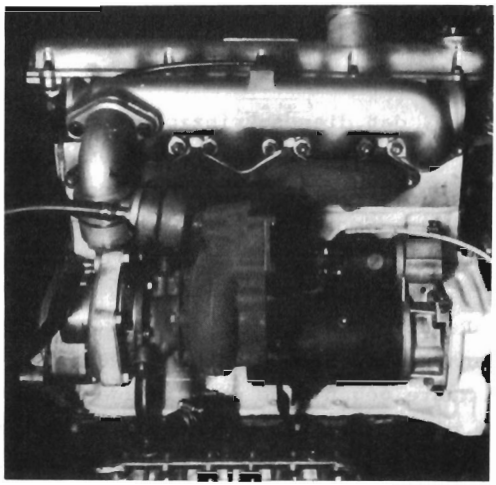


Bild 18 :
Anbau des Abgasturboladers (gezeigt am Motor für den Versuchsträger, der allerdings in diesem Bereich mit dem UNI-CAR-Motor weitgehend übereinstimmt)

Der maximale Ladedruck wurde, um nicht grundsätzlich auf Ladeluftkühlung zurückgreifen zu müssen, auf ca. 0,7 bar Überdruck begrenzt. Bei der Unterbringung des Laders ergab sich aus Raumgründen eine sehr niedrige Position, die den Öldrucklauf in die Ölwanne problematisch erscheinen ließ. Der Turboladerhersteller konnte aufgrund seiner Erfahrungen zusichern, daß diese Lage gerade noch vertretbar ist.

Die Ladedruckbegrenzung erfolgt, um einen für den Pkw-Bereich tauglichen Lader zu erhalten, durch eine abgasseitige Bypassteuerung mittels ladedruckgesteuertem "Waste-Gate" /1/.

/1/ K. Zinner, Aufladung von Verbrennungsmotoren, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York.

2.1.3.6 SERVOPUMPE

Die Spezifikationen der Lenk- und Bremsanlage mit jeweiliger hydraulischer Unterstützung erfordern eine Druckölversorgung, der über einen motorgetriebenen Pumpensatz Rechnung zu tragen ist. Um den Energiebedarf der Druckölpumpen zu minimieren, wurde im Lastenheft für die Lenkanlage der Einsatz einer sauggeregelten Radialkolbenpumpe in Verbindung mit einer Ventilbauart mit geschlossener Mitte angestrebt.

Im Laufe des Projekts zeigte sich, daß dieses Prinzip nicht mit akzeptabler Regelcharakteristik zu realisieren war. Probleme traten insbesondere an den Steuerventilen auf, deren Eigenschaften sich verschleißbedingt verschlechterten (Schiebeventile) bzw. die gewünschten Übergangsspezifikationen nicht erfüllten (Sitzventile).

Ein alternatives Konzept zur Reduzierung des Energiebedarfs, eine sogenannte Verbundhydraulik für Lenkung und Bremse unter Verwendung einer 2-Kreis-Radialkolbenpumpe, mußte gegen Ende der Package-Phase ebenfalls verworfen werden, da dieses Prinzip bisher nur in Verbindung mit einer Zahnstangen-Lenkung realisierbar ist. Die im Lastenheft vorgesehene Zahnstangen-Lenkung mußte allerdings aus Packagegründen einer Kugelmutterlenkung weichen, so daß zur Druckölversorgung schließlich auf eine konventionelle Tandempumpe zurückgegriffen wurde. Die Tandempumpe besteht aus einer Flügelzellenpumpe für die Lenkung und einer Radialkolbenpumpe für die Bremsanlage. Beide Systeme werden von einer Welle angetrieben, erzeugen jedoch zwei voneinander unabhängige Volumenströme. Die kompakte Bauweise ermöglicht einen raumsparenden Einbau. Zur Gewichtsreduzierung ist der Gehäuseteil der Flügeleinheit in Aluminium ausgeführt. Flügelzellen- und Radialkolbengehäuse sind miteinander verschraubt. Für beide Pumpen ist ein gemeinsamer Sauganschluß vorgesehen, so daß für Lenk- und Bremsanlage auch nur ein gemeinsamer Ölbehälter erforderlich ist.
Bild 19 stellt den Hydraulikschaltplan der Lenkanlage mit den Bauteilen Lenkgetriebe, Pumpeneinheit und Ölbehälter dar.

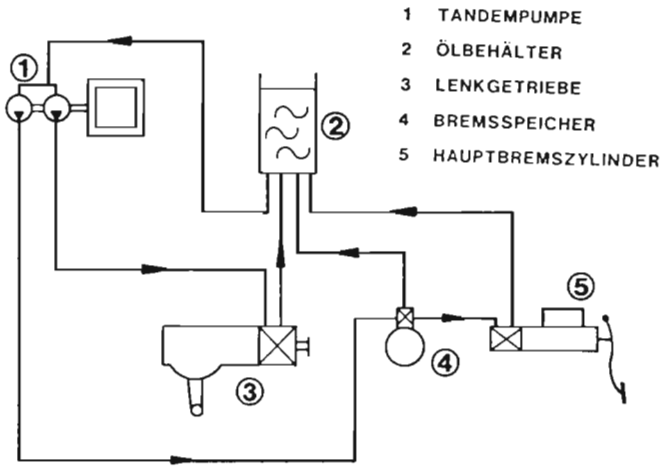


Bild 19 : Hydraulischer Schaltplan der Lenk-/Brems-Servohydraulik

Technische Daten der Servopumpe:

Hersteller	: ZF AG, Schwäbisch Gmünd
Typ	: Tandempumpe 8691 988 110

Radialkolbenpumpe:

Ölvolumen	: 1,2 cm^3/U
Abregelcharakteristik	: 1 l/min
Regelung	: Saugprinzip
max. zul. Druck	: 180 bar
Druckbegrenzung	: entfällt

Flügelzellenpumpe:

Ölvolumen	: 8,5 cm^3/U
Druckbegrenzung	: 120 bar

Ölbehälter:

Hersteller	: Basistank ZF AG, Schwäbisch Gmünd Umbau für gemeinsame Lenk-/Bremsversorgung durch ika
Behälterinhalt	: ≈ 0,96 dm^3
max. Durchflußmenge	: 10 dm^3/min

2.1.3.7 LICHTMASCHINE

Bei der im UNI-CAR verwendeten Lichtmaschine handelt es sich um einen konventionellen Klauenpol-Drehstromgenerator [1]. Bei der Nennspannung von 14 V beträgt der Nennstrom 80 A. Ein elektronischer Feldregler ist direkt an die Lichtmaschine angebaut. Dieser elektronische Feldregler weist allerdings eine Besonderheit auf:

Da die Batterie im Heck des Fahrzeuges untergebracht ist, differieren die Umgebungstemperaturen von Batterie und Lichtmaschinenregler, insbesondere durch die Motorkapselung, nicht unerheblich. Es wurde deshalb ein externer Temperaturfühler installiert, der über zwei Signalleitungen mit dem Regler verbunden ist. Die Anpassung der Ladespannung an die Umgebungstemperatur der Batterie kann somit auf die real herrschenden Verhältnisse abgestimmt werden und nicht, wie bei einem herkömmlichen Regler üblich, auf die Umgebungstemperatur des Reglers selbst.

---

[1] Paris-Rhône, Lyon

2.1.3.8 ANLASSER

Anstelle eines konventionellen Anlassers wurde im UNI-CAR ein Vorgelegeanlasser [1] installiert. Während bei einem herkömmlichen Anlasser das Anlasserritzel direkt von der Welle des Elektromotors angetrieben wird, ist bei dem verwendeten Vorgelegeanlasser zwischen Ritzelwelle und Elektromotorwelle eine Hohlradstufe mit einer Untersetzung von rund 1:6 zwischengeschaltet. Bei gleicher Nennleistung kann bei dem Vorgelegeanlasser durch die höhere Drehzahl des Elektromotors ein Motor mit entsprechend geringerem Drehmoment verwendet werden, der erheblich kleiner baut. Diese Bauart bietet gegenüber dem Standardanlasser zwei Vorteile:

Der in UNI-CAR verwendete Vorgelegeanlasser mit einer Nennleistung von 2,8 kW wiegt nur 6,1 kg. Ein Standardanlasser gleicher Nennleistung wiegt dagegen 11,4 kg, d.h. es konnte hier eine Gewichtseinsparung von rund 46 % realisiert werden. Weiterhin ist bei einem Vorgelegeanlasser der Bauraumbedarf erheblich kleiner, wie der Vergleich in Bild 20 zeigt.

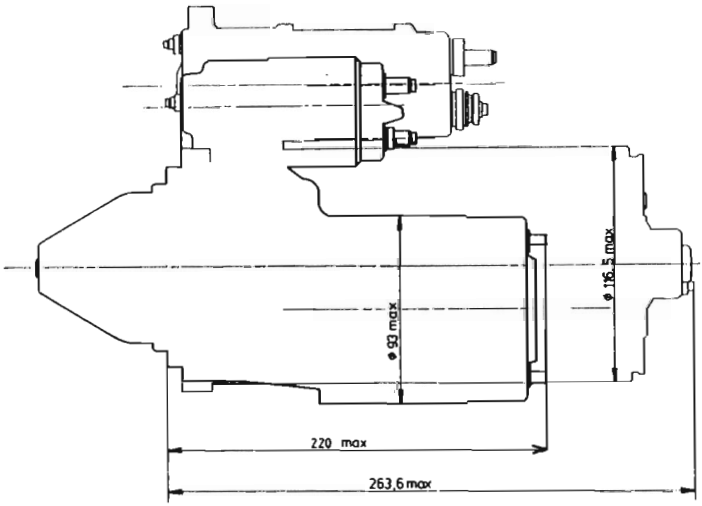


Bild 20: Vergleich des Bauraumbedarfs zwischen konventionellem Anlasser und Vorgelegeanlasser (Seitenansicht)

[1] Paris-Rhône, Lyon

2.1.4 MONTAGEGESICHTSPUNKTE

Die Möglichkeiten der Montage waren schon bei der Konstruktion zu berücksichtigen. Bei der Festlegung des Antriebskonzepts stand sehr früh fest, daß Motor und Getriebe nur als Einheit ins Fahrzeug ein- bzw. ausgebaut werden können. Das hat weiterhin zur Folge, daß diese Einheit nur von der Fahrzeugunterseite her eingebaut werden kann. Damit stand als maximale Motorbreite die lichte Weite der vorderen Längsträger zur Verfügung. Bauteile, die über diese Begrenzung hinausragen, müssen im Motorraum demontierbar sein. Die zeichnerische Darstellung in den Bildern 21 und 22 vermittelt einen Eindruck von den Einbauvoraussetzungen des Fahrzeugkonzepts.

Für die Untersuchung der Einbausituation im Motorraum wurde eine einfach aufgebaute Einbauattrappe erstellt, die als Ergänzung der zeichnerischen Konstruktionsarbeiten diente. In dieser Attrappe konnten Modelle der Einzelbauteile nach und nach durch die echten Bauteile ersetzt werden.

Eine für Kühlungs- und Luftführungsuntersuchungen gebaute Attrappe konnte diese Aufgaben nicht erfüllen, da sich bei dieser Ausführung Motorraumänderungen, wie sie zur Anpassung an Karosserieänderungen nötig waren, nur mit großem Aufwand darstellen ließen.

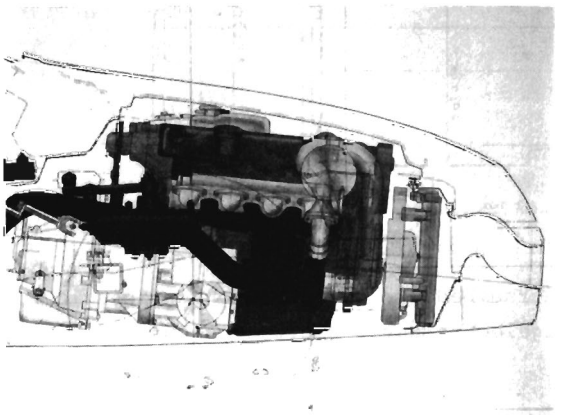


Bild 21 :

Einbausituation der Frontantriebseinheit (Seitenansicht)

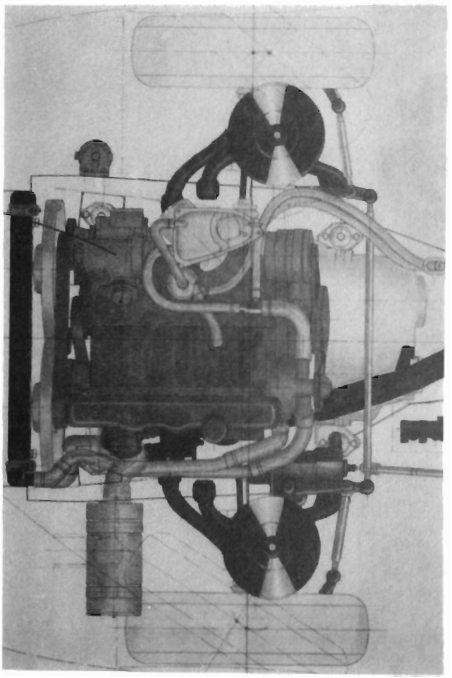


Bild 22 :

Einbausituation der Frontantriebseinheit (Draufsicht)

In der Einbauattrappe waren hingegen die lichten Einbauquerschnitte durch Querspanten dargestellt. Bild 23 verdeutlicht den Aufbau. Auf dem Kurbelgehäuse aufbauend sind die wichtigsten Motorpartien durch Modelle bzw. Originalteile dargestellt. Die einfache Möglichkeit, Querspante auszuwechseln oder abzuändern, erleichterte die Anpassung an Karosserieänderungen in diesem Bereich. Abschließend konnte noch der erste an die Hochschularbeitsgemeinschaft gelieferte Motor zur Überprüfung in die Attrappe eingebaut werden, bevor eine Rohkarosserie zur Verfügung stand. Bild 24 zeigt den wirklichen Motor in der Attrappe.

Leicht zugänglich sind die Komponenten der Einspritzanlage (Pumpe, Leitungen, Düsenhalter), die Glühstifte und der Ölmeßstab. Erschwert ist der Zugang zum Ölfilter. Die anfangs nicht gegebene Austauschbarkeit der Wasserpumpe ohne Motorausbau konnte im Laufe der Erprobung durch Änderungsmaßnahmen behoben werden. Kritisch

Bild 23 :

Motorraumattrappe, Darstellung des Motors unter teilweiser Verwendung von Originalteilen

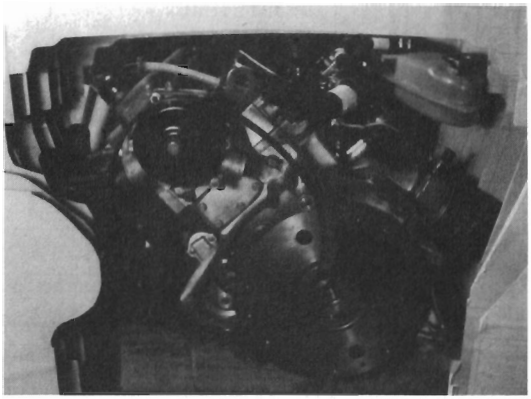


Bild 24 :

Motorraumattrappe mit Prototypmotor

ist die Zugänglichkeit zu den Zahnriemenscheiben auf der Motorstirnseite, zu den Einlaß- und Auslaßkrümmern sowie zur Turboladerbefestigung. Arbeiten in diesen Bereichen sind jedoch nur in Ausnahmefällen nötig. Den Einbauzustand des Motors und seiner Nebenaggregate bei der Erstmontage ins Fahrzeug zeigt Bild 25.

Ein wichtiger Gesichtspunkt war die Montage des Fahrzeugkühlers und der Elektrolüfter, wobei durch Gestaltung der Motorstirnseite und der Elektrolüfter sichergestellt sein mußte, daß die Lüfter nach Montage des Kühlers bei eingebautem Motor in ihre Position gebracht werden konnten.

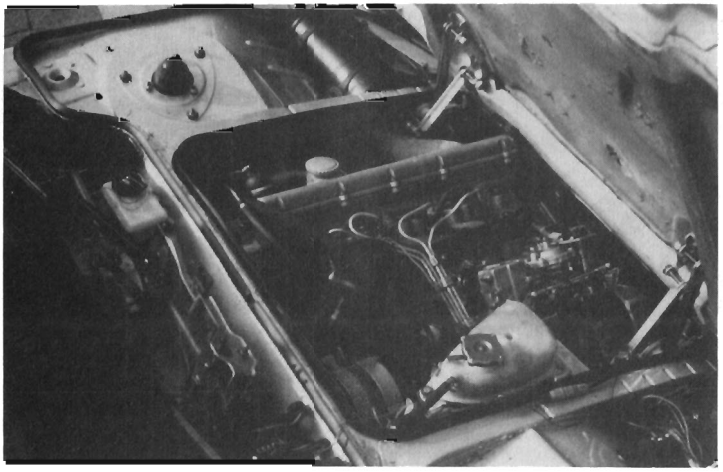


Bild 25 : Motorraum des komplett montierten UNI-CAR Prototyps

Zusammenfassend ist festzustellen, daß die Motorkonstruktion weitgehend den Lastenheftvorgaben gefolgt ist. Änderungen resultierten vor allem aus den sich entwickelnden Anforderungen des Gesamtkonzepts. Die Bilder 26 und 27 zeigen den Motor von der Einspritzpumpenseite, bzw. der Turboladerseite gesehen, während die Bilder 28 und 29 einen Eindruck von dem Zusammenbau mit Getriebe und Achsantrieb geben.

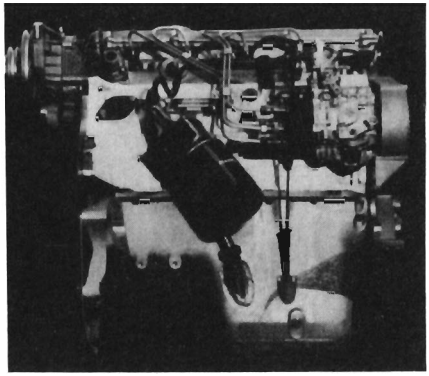


Bild 26 : Ansicht des Motors (Einspritzpumpenseite)

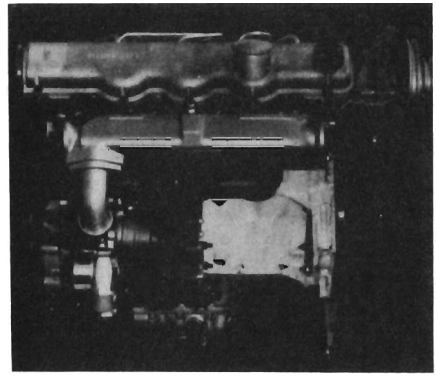


Bild 27 : Ansicht des Motors (Turboladerseite)

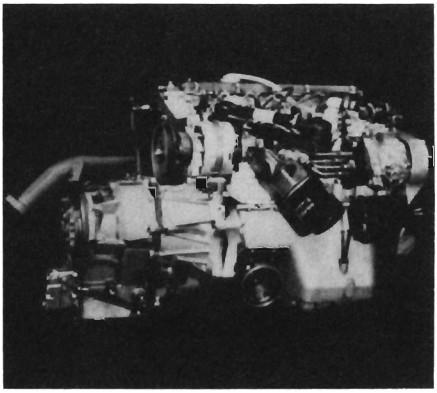


Bild 28 : Ansicht des Frontantriebsaggregats (Einspritzpumpenseite)

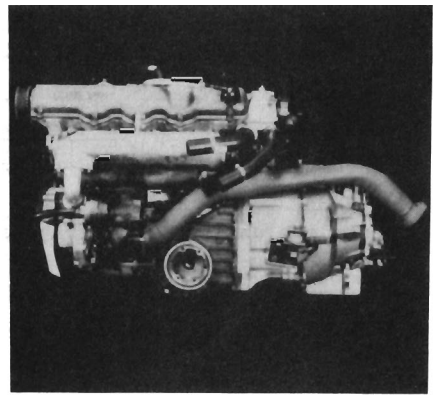


Bild 29 : Ansicht des Frontantriebsaggregats (Turboladerseite)

2.1.5 ERPROBUNG DES MOTORS

Während in 2.1.2 die Konstruktion des UNI-CAR-Motors beschrieben wurde, ist bei der Erprobung auch ein für ein Versuchsträgerfahrzeug tauglicher Motor zu berücksichtigen. Unter Erprobung ist hier auch die Entwicklungsarbeit zu verstehen, die bei Motoren allgemein viel Zeit und Versuchsarbeit beansprucht.

Der erste fertiggestellte Prototyp konnte, da er für das erste Prototypfahrzeug bald benötigt wurde, nur einer kurzen Erprobung unterzogen werden. Unbefriedigend war zunächst noch die Ölabscheidung aus der Kurbelgehäuseentlüftung. Demzufolge waren zunächst mit diesem Motor hohe Motordrehzahlen zu meiden. Wesentliche Änderungen an der ersten Ersatzlösung für die beim Basismotor über den Räderkasten erfolgende Entlüftung waren nötig, um eine in allen Betriebszuständen funktionsfähige Lösung zu entwickeln.

Nach der Fertigung des ersten Prototypmotors wurden folgende Aktivitäten parallel verfolgt:

1) Fertigstellung weiterer Motoren für die folgenden Prototypen einschließlich Kurzerprobung dieser Motoren und notwendiger Einstellarbeiten.
2) Fertigung und Erprobung von Versuchsmotoren zur Motoroptimierung.
3) Fertigung und Erprobung eines für ein Versuchsträger-Fahrzeug tauglichen Motors.

Bei der Ausrüstung der weiteren Motoren für die Fahrzeugprototypen wurde auf denkbare Variationen von Motorparametern weitgehend verzichtet, da abzusehen war, daß mit diesen Motoren jeweils nur ein kurzer Prüfstands-Versuchsbetrieb vor der Ablieferung möglich war. Bild 30 gibt einen Überblick über die Prüfstandsbelegung sowie die Versuchsdauer und Ablieferungstermine der einzelnen Motoren.

Hingegen wurden an den zunächst bei MAN verbleibenden Motoren,

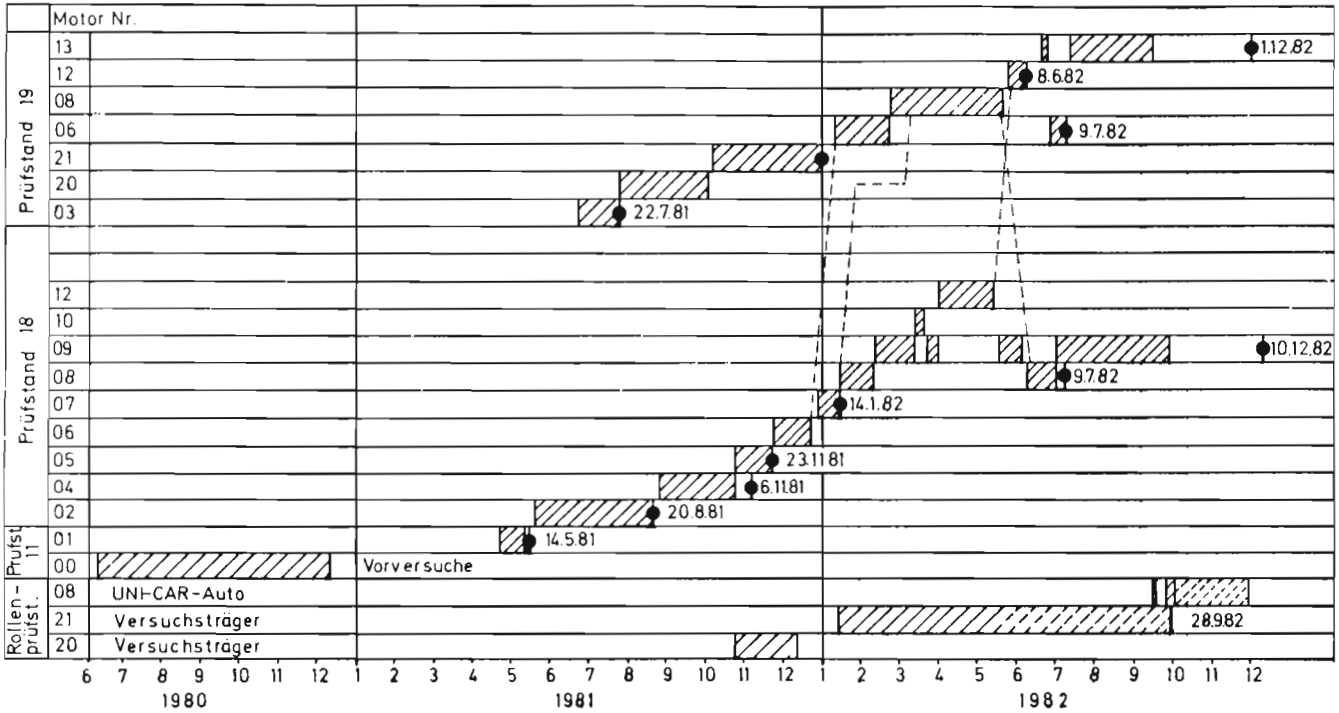


Bild 30: Prüfstandsbelegung während der UNI-CAR-Entwicklungszeit, Erprobungsdauer und Ablieferungstermine der einzelnen Motoren bzw. des Versuchsträger-Fahrzeugs

die als Versuchsmotoren für die Institute bestimmt waren, gezielt die für die Erreichung der angestrebten Entwicklungsziele wichtigen Parameter variiert. Optimierte Motorkonfigurationen sollten dann später noch auf die Motoren der Prototypfahrzeuge übertragen werden.

Es war erwünscht, ein Versuchsträger-Fahrzeug mit einem UNI-CAR-Motor auszurüsten, um vor der Verfügbarkeit von UNI-CAR-Prototypen erste Erfahrungen im Fahrzeugbetrieb (Ansprech-, Übergangs- und Startverhalten) zu gewinnen. Es lag nahe, das Fahrzeug als Versuchsträger zu wählen, dem der Basismotor entnommen ist, nämlich den Citroën CX. Da der UNI-CAR-Motor insbesondere durch seinen Querneigungswinkel von 45° nicht für den Einbau in dieses Fahrzeug geeignet ist, mußte für die Fahrzeugvorerprobung ein Motor aufgebaut werden, dessen wichtigste Merkmale sind:

Zylinderblock	- Zwischenlösung zwischen UNI-CAR und Citroën CX
Zylinderkopf	- wie UNI-CAR
Aufladung	- wie UNI-CAR
Ölwanne	- wie Citroën CX
Aggregateantrieb	- Sonderlösung

Dieser Motor war gleichzeitig in die Prüfstandserprobung der allgemeinen Motorentwicklung einbezogen. Die Bilder 31 und 32 kennzeichnen diesen Motor in seinem grundsätzlichen Aufbau.

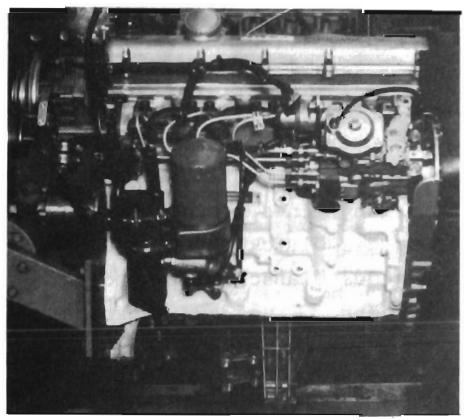


Bild 31:

Ansicht des Motors für den Versuchsträger (Einspritzpumpenseite)

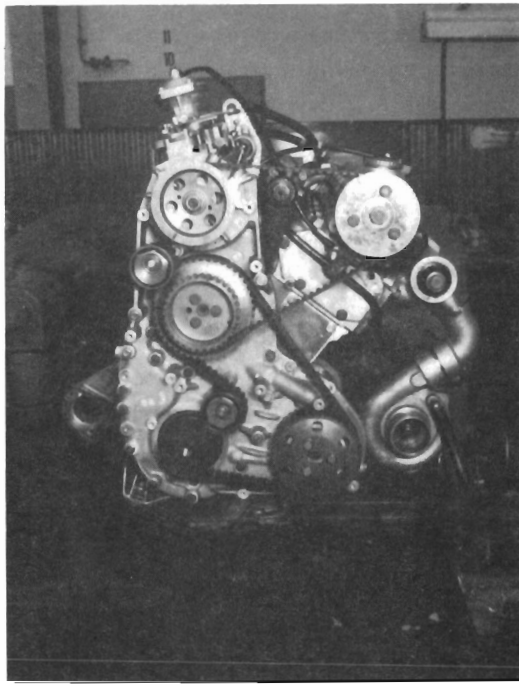


Bild 32 :

Ansicht des Motors für den Versuchsträger in Einbaulage

2.1.5.1 FUNKTIONSERPROBUNG AUF DEM PRÜFSTAND

Die Funktionserprobung verlief ohne nennenswerte Probleme. Der Zahnriemenantrieb war der Bereich, der den größten Zeitaufwand für das Erreichen eines befriedigenden Stands erfordert hat. Einseitiges Anlaufen der Riemen und hoher Verschleiß der Leichtmetall-Spannrollen waren die Probleme, die sich durch Ermittlung und Einhaltung einer optimalen Riemenvorspannung lösen ließen.

Die erwähnten Probleme der Ölabscheidung aus der Kurbelgehäuseentlüftung konnten durch die Entwicklung eines geeigneten Ölabscheiders und die externe Einführung des Ölrücklaufes in die Ölwanne behoben werden. Die Ausbildung des Ölabscheiders und das Schema der Entlüftung können den Bildern 33 und 34 entnommen werden.

Von den untersuchten Nockenwellenvarianten führte eine zu erhöhtem Verschleiß der Tassenstößel und Nocken. Diese Variante wurde

dann nicht weiterbenutzt.

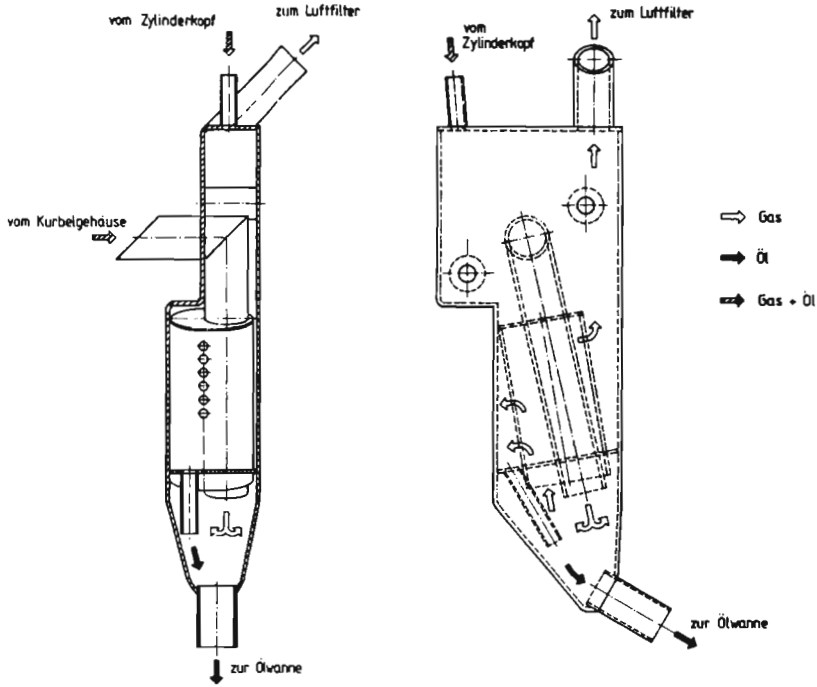


Bild 33 : Endgültige Ausführung des Ölabscheiders

Zusätzlich zu den Nockenwellenvarianten wurde die Winkelzuordnung der Nockenwelle zur Kurbelwelle variiert. Aufgrund der Versuchsergebnisse wurden folgende Steuerzeiten ausgewählt:

Eö	11° v.o.T.	Aö	60° v.u.T.
Es	45° n.u.T.	As	10° n.o.T.

Das sehr knappe Spaltmaß zwischen Kolben und Ventilen erwies sich vereinzelt als kritisch, weil es durch Steuerzeitverschiebungen infolge Zahnriemenschwingungen zu leichten Berührungen zwischen Kolben und Ventilen kam. Der augenblickliche Entwicklungsstand verlangt, daß das Spaltmaß während der Montage bei jedem Zylinder überprüft wird.

Die Abstimmung des Öl-Wasser-Wärmetauschers erforderte eine Variation des Wasserteilstroms und dessen Entnahme aus dem Kühlkreis-

lauf und erreichte das Ziel einer Öltemperaturbegrenzung auf 130 °C.

Bei der Triebwerkserprobung erwies sich eine Verstärkung des Kolbenbolzenauges als wünschenswert. Sie wurde durchgeführt. Das Schliffbild wurde nach der Beurteilung des Laufbilds optimiert.

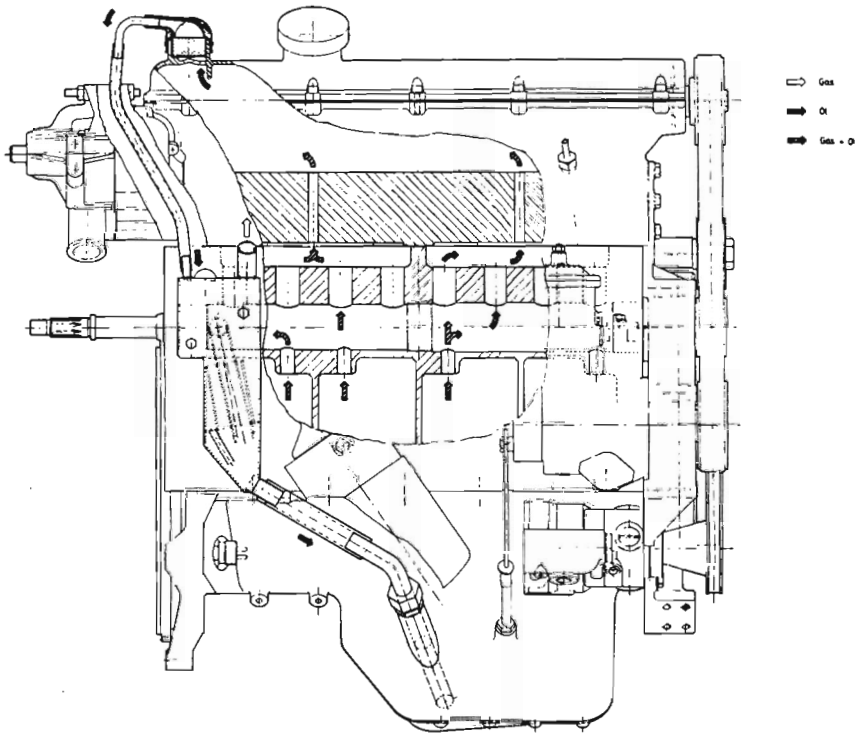


Bild 34: Prinzip der Kurbelgehäuseentlüftung beim UNI-CAR

Die Prüfstandserprobung beinhaltet eine Laufzeit von insgesamt ca. 2800 h, die, abgesehen von den angesprochenen Problemen, ohne wesentliche Schwierigkeiten verlief. Ein Motortotalschaden war nachweislich auf einen Materialfehler des angelieferten Pleuels zurückzuführen.

2.1.5.2 MOTORENTWICKLUNG

Neben der schon vor der Konstruktion notwendigen Drallkanalentwicklung stellt die Einspritzungsanpassung einen unumgänglichen, umfangreichen Anteil der Versuchsarbeit dar. Bild 35 zeigt in tabellarischer Zusammenfassung den Gesamtumfang der Entwicklungsarbeiten.

Im Rahmen der Festlegung der Einspritzausrüstung waren folgende Parameter zu optimieren:

- Pumpenstempeldurchmesser
- Absteuerquerschnitte
- Entlastungsventile
- Rückströmdrossel
- Spritzverstellung (drehzahlabhängig)
- Spritzverstellung (lastabhängig)

Als Beispiel für diese Arbeiten soll Bild 36 stehen, das für die Motordrehzahl n = 2500 min^{-1} den Einfluß eines veränderten Spritzbeginns auf Spritzende, spezifischen Kraftstoffverbrauch und Brennraumspitzendruck wiedergibt. Bei der Optimierung müssen noch weitere Kenngrößen und der gesamte Drehzahlbereich berücksichtigt werden.

Beim CDI-Verfahren kommen noch die Abstimmungsarbeiten an der Düse und dem Düsenhalter hinzu, die eine Optimierung von

- Spitzenform der Nadel
- Ausflußquerschnitt bei maximalem Hub
- Abspritzdruck
- Kolbendurchmesser des Zentralkolbens
- Hauptfeder
- Vorhubeinstellung

verlangen.

In Bild 37 ist die Auswirkung dieser Anpassungsmaßnahmen für drei typische Betriebszustände (Leerlauf, Schwachlast bei niedriger Drehzahl, Punkte nahe der Nennleistung) dargestellt. Bei Leerlauf führt der durch den Zentralkolben begrenzte Nadelhub zu einer

	Untersuchungsobjekt bzw-Thema	Änderungsmaßnahme	Motor Nr. 00 *	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11 +	12	13	20	21
ZYLINDERKOPF	Drallkanal	Drallfrequenz						x							x			
	Strahllage	Düsenposition und Neigung	x				o	x	o	o	x		o			o	o	
	Glühstifte	Position, Eintauchtiefe						x					o				x	x
MOTORSTEUERUNG	Nockenwelle	Steuerzeiten, Überschneidung			x			x	x						x	x		x
	Spannrolle	Werkstoff, Position		x	x													
	Riemeneinfluß auf Steuerzeit und Förderbeginn	Riemenspannung		x	x													
EINSPRITZUNG	Einspritzpumpe	FB, Q_E, LDA, Entlastung, Rückströmdrossel, Regler, Startmenge	x		x	x	x	x	x		x	x	x		x	x	x	x
	Düse	verschiedene Ausführungen, Wärmeschutz	x		x	x	x	x	x		x	x			x	x	x	x
	Düsenhalter	Öffnungsdruck, Feder, Nadelhub, Durchmesser des Zentralkolbens	x		x		x	x	x		x	x	x		x	x	x	x
	E-Leitung	Durchmesser, Länge					x	x	x		x							x
	Entlüftung	Ölabscheider		x	x		x	x										
	Kolben	Brennraumform und -Position, Schliffbild	x						o	o	x	x					x	
	Turbolader	Trim, A/R, Waste Gate	x		x		x	x	x	x	x	x	x		x	x	x	x
	Ladelufttemperatur	Ladeluftkühlung										x						

x Untersuchungen an einem Motor
o Untersuchungen von Motor zu Motor
* Vorversuchsmotor
+ Crash-Motor Berlin

Bild 35: Zusammenstellung der Entwicklungsarbeiten am UNI-CAR-Motor

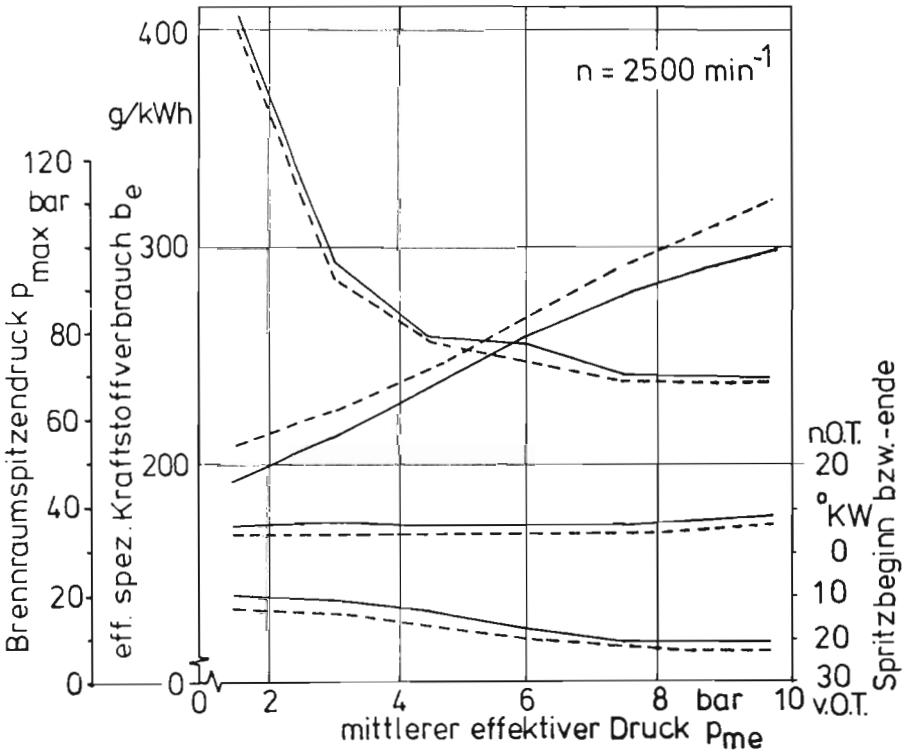


Bild 36 : Spritzbeginn, Spritzende, spezifischer Kraftstoffverbrauch und Brennraumspitzendruck bei zwei verschiedenen Spritzbeginnverläufen als Funktion des mittleren effektiven Druckes bei n = 2500 min^{-1}

Einspritzdauer von 10°KW. Die zugrundeliegende Einspritzmenge von 5 mm^3/Hub führt zu einer Einspritzrate von 0,5 mm^3/°Kurbelwinkel und damit zu guten Voraussetzungen für eine weiche Verbrennung. Auch bei Schwachlast und einer Drehzahl von 1600 min^{-1} ist die Wirkung der Nadelhubbegrenzung noch zu sehen. In der Nähe des Nennleistungspunktes ist der Nadelhub voll freigegeben. In der

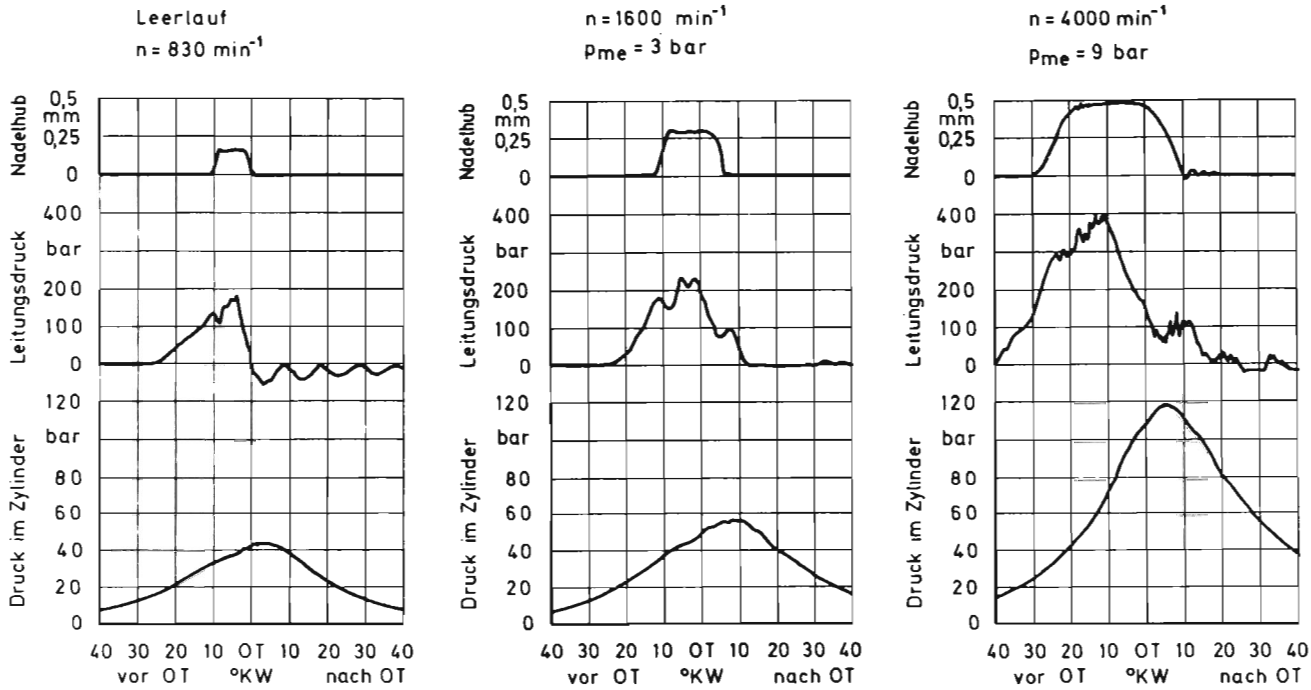


Bild 37: Verlauf von Nadelhub, Leitungsdruck und Druck im Zylinder, abhängig vom Kurbelwinkel

Anstiegsphase führt die zunächst noch begrenzte Einspritzrate, danach der Effekt der Wandverteilung dazu, daß kein zu steiler Brennraumdruckanstieg erfolgt, wie aus dem Druckverlauf im Brennraum zu entnehmen ist ($(dp/d\alpha)_{max}$ = 5 bar/°KW). Die Anpassung der Spritzbeginnverstellung, die mit zunehmender Last und Drehzahl in Richtung früh erfolgt, kann aus Bild 38 entnommen werden. Die Optimierung des Spritzbeginns erfolgt unter Berücksichtigung von Verbrauch, Abgas und Geräusch, wobei sich Zielkonflikte z.B. zwischen Verbrauch und Stickoxidemission ergeben.

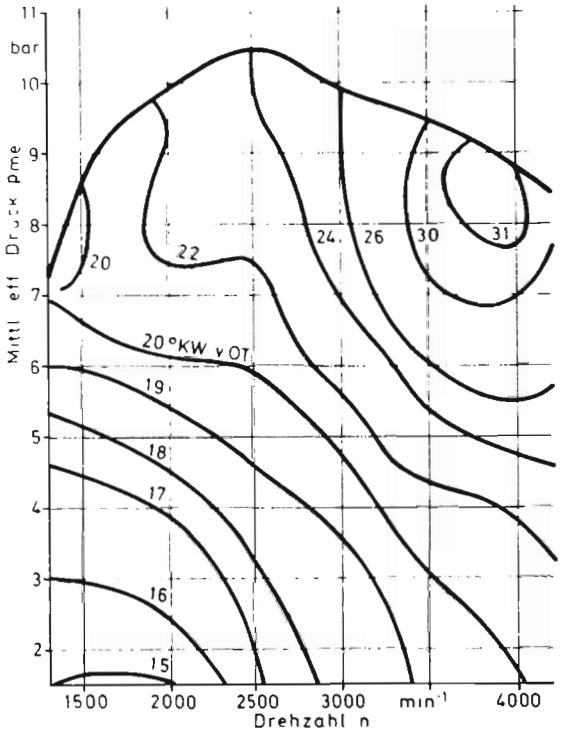


Bild 38 :

Einspritzbeginn abhängig von Drehzahl und Last

Viel Aufmerksamkeit wurde auch der Zuordnung des Strahls zum Brennraum gewidmet. Bild 40 erläutert die verwendeten Definitionen. Bild 39 gibt einen Überblick über die untersuchten Varianten der Strahllage und über weitere wichtige Merkmale der einzelnen UNI-CAR-Motoren. Bewährt haben sich vor allem die Strahllagen mit r/R = 0,61, einer Strahllänge von 34,5 mm und einem Auftreffpunktabstand von 21,5 mm, jedoch waren die Unterschiede, die sich mit den untersuchten Strahllagenparametern ergeben, bezüglich des Verbrauchs geringer als zunächst erwartet.

Mot. Nr.	Zylinderkopf Nr.	Zchg.-Nr.	Kolben	r/R	Strahl-länge	Tiefe Auftreff-punkt	Einspritz-pumpe	Turbolader Nr.	Verd. Trim	Turbine Trim	A/R	Nocken-welle	Düsen	Einsatz	Ort	Liefer-termin
		51.99486					VE4/10FRTV									
1	4	0542	804	0,58	34	23	05200276	1	40	50	.36	0456/01	A	-	-	14.05.81
2	4	0542	804	0,58	34	23	05200278	5	50	57	.48	0456/11	B	-	-	20.08.81
3	3	0542	804	0,58	34	23	05200277	6	50	57	.48	0456/05	B	Fahrzeug 1	Berlin	22.07.81
4	6	0546	804	0,68	33,5	21	05200275	8	50	57	.48	0456/06	C	Prüfstand	Aachen	06.11.81
5	9	0542	804	0,58	34	23	150293	2	50	57	.48	0456/09	C	Fahrzeug 3	Darmstadt	23.11.81
6	10	0546	805	0,613	34,5	21,5	150294	15	50	57	.48	0580/02	D	Prüfstand	Stuttgart	09.07.82
7	13	0547	809	0,54	38,5	24	05200281	4	40	50	.36	0456/02	E	Fahrzeug 2	Aachen	14.01.82
8	15	0547	813	0,496	41	26	05200282	12	50	57	.63	0456/05	D	Fahrzeug 4	Stuttgart	09.07.82
9	16	0568	813	0,613	34,5	21,5	244198	13	50	57	.63	0580/01	F	Fahrzeug 3	Darmstadt	10.12.82
10	17	0590	813	0,613	34,5	21,5	05200283	13	50	57	.48	0456/03	E	-	-	-
11	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-		-	Berlin	03.03.82
12	17	0590	813	0,613	34,5	21,5	243113	10	50	57	.48	0456/03	G	Prüfstand	Stuttgart	07.06.82
13	19	0607	813	0,496	41	26	05200278	9	50	57	.63	0592/2	H	Prüfstand	Stuttgart	01.12.82
20	8	0547	806	0,54	38,5	24	05200284	7	50	57	.48	0456/8	I	Fahrzeug CX	-	-
21	12	0568	807	0,61	34,5	21,5	150295	3	40	50	.36	0456/07	J	Fahrzeug CX	Stuttgart	04.03.82

Bild 39 : Zusammenstellung der wichtigsten Merkmale der einzelnen UNI-CAR-Motoren

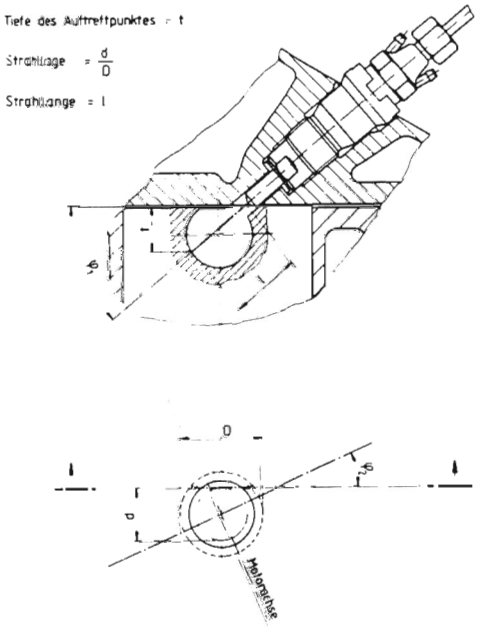


Bild 40 :
Definitionen zur Beschreibung der Strahllage

Ergänzt werden die Verbrennungsuntersuchungen durch Variationen im Drall im Sinne einer Feinanpassung durch die schon erwähnten Steuerzeitvariationen.

Ähnlich sind Variationen des Verdichtungsverhältnisses zu sehen, das nach Versuchen mit Werten von 17,5 und 18 wieder auf 17 zurückgenommen wurde. Eine entsprechende Variation bedeutet jeweils eine Kolbenänderung, d.h. auch eine komplette Motordemontage.

Als Beispiel für die Vielzahl gewonnener Meßwerte sollen zunächst Vollastkurven des Motors 12 anhand von Bild 41 diskutiert werden. Bei n = 1500 min^{-1} zeigt die Kurve der Einspritzmenge je Arbeitsspiel Q , daß hier die ladedruckabhängige Vollastbegrenzung schon Mehrmenge freigibt; der Ladedruck beträgt ca. 0,18 bar Überdruck. Bei n = 2250 min^{-1} und einem Ladedruck von p = 0,48 bar ist praktisch die volle Mehrmenge freigegeben. Bei Drehzahlen über 2500 min^{-1} wird die Einspritzmenge aus Gründen der Motorbelastung zurückgenommen. Entsprechend dem Einspritzmengenverlauf über der Drehzahl ergibt sich der Drehmomentverlauf mit einem Maxi-

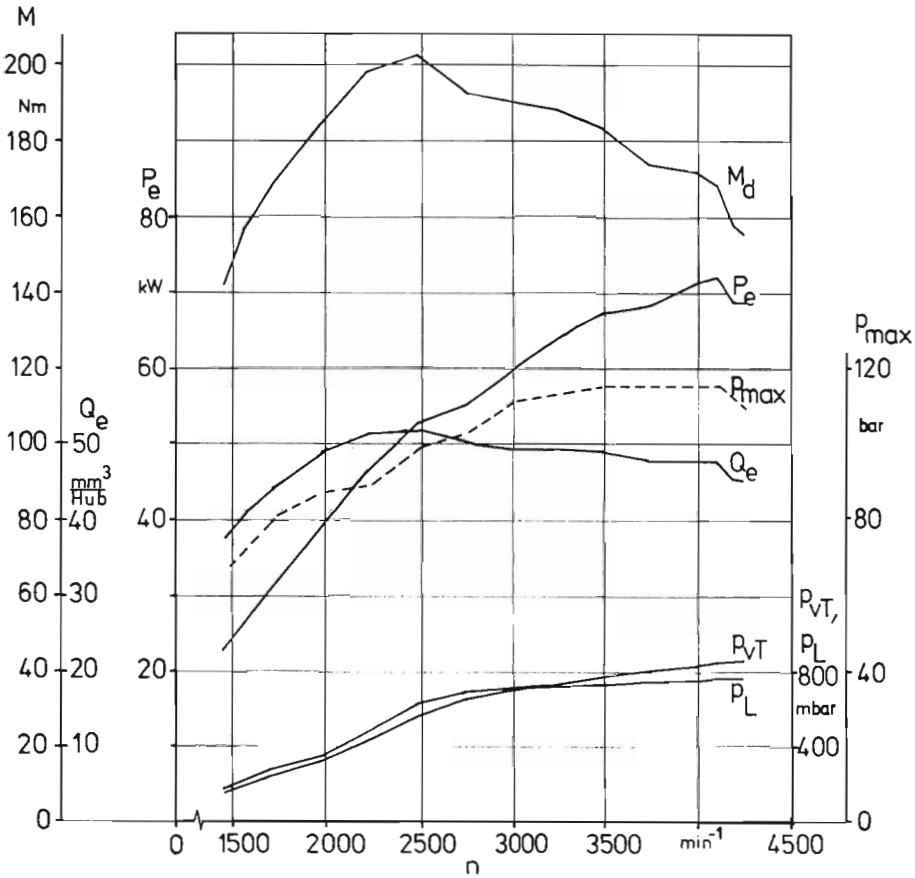


Bild 41 : Verlauf von Motordrehmoment M, Leistung p_e, Einspritzmenge je Hub Q_E, Brennraumspitzendruck p_{max}, Druck vor der Turbine pvT und Ladedruck p_L bei Vollast abhängig von der Motordrehzahl n

malwert von 202 Nm bei 2500 min^{-1}. Der korrespondierende Leistungsverlauf weist am Abregelbeginn bei n = 4100 min^{-1} eine Nennleistung von p_e = 72 kW auf. Der Spitzendruck im Brennraum liegt von 3500 min^{-1} bis zum Abregeln bei p_{max} = 116 bar. Der Ladedruck von 0,7 bar, bei dem der ladedruckgesteuerte Abgasbypass (Waste-Gate) öffnet, wird bei ca. 2700 min^{-1} erzielt. Das Spülgefälle, d.h. die Differenz zwischen Ladedruck und Abgasdruck vor der Turbine ist im Vollastbetrieb bei Drehzahlen n = 3150

min^{-1} positiv, bei höheren Drehzahlen aufgrund der Abblaseregelung negativ.

Bild 42 zeigt den Einfluß der Turbinenauslegung auf dieses Spülgefälle. Die Turbine mit dem großen A/R-Verhältnis (A = größte Fläche des Gas-Eintrittskanals, R = Radius des Flächenschwerpunkts bis Mitte Welle) /1/ führt zu geringen Abgasgegendrücken und damit zu einem über den gesamten Vollastdrehzahlbereich positiven Spülgefälle, das für das Verbrauchsverhalten eine günstige Voraussetzung darstellt, während jedoch mit dem kleineren Turbinengehäuse ein schnellerer Ladedruckaufbau beim Beschleunigen zu erwarten ist.

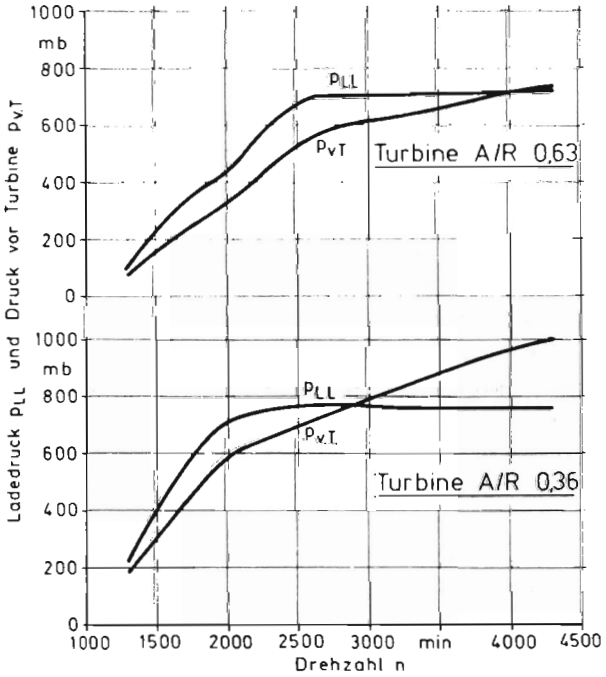


Bild 42 : Ladedruck p_L und Abgasgegendruck pvT bei Vollast abhängig von der Motordrehzahl bei zwei verschiedenen Turbinenauslegungen

---

/1/ J.L. Gantz, Garrett Turbolader für schnellaufende Verbrennungsmotoren, MTZ 40 (1979) 2

2.1.5.3 FUNKTIONSERPROBUNG IM FAHRZEUG

Für Anpassungsarbeiten am Motor, die zunächst möglichst von den speziellen Fahrzeugeigenschaften des UNI-CAR unabhängig sein sollten, war ein gesonderter Versuchsträger für den Motor erwünscht, zumal der erste Prototyp, dessen Fertigstellung im gleichen Zeitraum wie die des Versuchsträgers lag, für eine ausgedehnte Motorenentwicklung nicht verfügbar war.

Nachdem sich die Fertigstellung des ersten UNI-CAR-Getriebes dann auch noch sehr lange verzögert hat, war es sehr günstig, über den Versuchsträger verfügen zu können.

Durch Unterstützung der Firma Citroën stand ein Versuchsfahrzeug mit verbreiterten Innenabmessungen im Wagenvorderbau, die einen Einbau des Motors erst möglich machten, zur Verfügung und konnte das Fahrzeug mit einem Versuchsgetriebe ausgerüstet werden, das mit veränderten Übersetzungen in den oberen Gängen und im Achsantrieb eine leistungsadäquate Drehzahl-Geschwindigkeits-Zuordnung (d.h. lange Übersetzung: 1000 $min^{-1} \hat{=}$ 40,35 km/h im 5. Gang; $n_{nenn} \hat{=}$ 172 km/h) hat. Damit war, was bei Ausrüstung von Versuchsfahrzeugen mit geänderten Motoren nicht immer leicht zu erreichen ist, ein Kraftübertragungskonzept, das eine realistische Beurteilung der Fahrleistungen, aber auch von Verbrauchs- und Abgaswerten ermöglicht, verfügbar. Es ist allerdings zu berücksichtigen, daß Vergleiche zum UNI-CAR mit seinem extrem niedrigen Luftwiderstandsbeiwert und seinem stufenlosen Getriebe dennoch nur bedingt möglich sind.

Die erreichten Leistungswerte des Motors dokumentieren sich im Versuchsträger in einer Höchstgeschwindigkeit von ca. 174 km/h und einer Beschleunigungszeit 0...100 km/h in ca. 15 s. Subjektive Eindrücke sind insbesondere ein überraschend leiser Motorlauf (der Kaltstart erfolgt ohne Nageln) und ein weitgehend sauberer Sofortstart nach temperaturabhängigen Vorglühzeiten. Durch die Bestückung des Abgasturboladers mit kleinstmöglicher Turbinen- und Verdichterauslegung konnte ein nachteiliges Ansprechverhalten praktisch vermieden werden.

Meßwerte mit diesem Fahrzeug bezüglich Verbrauch und Abgasemission werden in den entsprechenden Teilkapiteln mitgeteilt. Der in diesem Versuchsträger verwendete Motor ist inzwischen 19.000 km gelaufen, ohne daß - abgesehen von einem Glühstiftausfall - Störungen aufgetreten sind. Dieser Glühstiftausfall war der einzige bei der gesamten Motorenerprobung.

Die Motorenerprobung im UNI-CAR-Fahrzeug bestand aus den Teilaufgaben

1) Allgemeine Funktionserprobung
2) Erprobung der Motorkühlung
3) Fahrleistungserprobung
4) Verbrauchs- und Schadstoffemissionsmessung, Geräuschmessungen

Die Punkte 2) und 4) sind in 4.4 bzw. 2.4, 2.5 und 4.3 behandelt.

Die allgemeine Erprobung ergab eine weitgehend störungsfreie Funktion des Motors. Störend war anfangs Korrosion in den Schweißzonen des durch Trennen und Zusammenschweißen verkürzten Wasserpumpenflansches. Diese zunächst aus Gründen der Kosteneinsparung gewählte Lösung mußte dann doch zugunsten eines speziellen Gußteils aufgegeben werden, da die Schweißbarkeit des vorliegenden Leichmetall-Gußwerkstoffes sehr eingeschränkt ist.

Die Kraftstoff- und Schmierölversorgung funktionierte in allen Betriebszuständen einwandfrei. Es konnte dies mit dem Fahrzeug von Anfang an und bei hohen Längs- und Querbeschleunigungen nachgewiesen werden.

Die an die Hochschularbeitsgemeinschaft für die Prototypen gelieferten Motoren wurden bei MAN zumindest hinsichtlich ihrer Leistung vermessen. Die Nennleistung lag bei ca. 72 kW, nachdem zugunsten eines niedrigeren Verbrauchs bei der Nennleistung geringfügige Abstriche gemacht werden konnten.

Das Beschleunigungsverhalten des UNI-CAR ist stark beeinflußt durch das Instationärverhalten des aufgeladenen Motors, durch die Charakteristik der hydrodynamischen Kupplung und durch das Regelverhalten des stufenlosen Getriebes. Bei der theoretischen Ausle-

gung war davon ausgegangen worden, daß die überwiegenden Zeitabschnitte eines Vollast-Beschleunigungsvorgangs mit konstanter Motordrehzahl (Nenndrehzahl) absolviert werden. Es wurde für das UNI-CAR-Fahrzeug im Gegensatz zu der Auslegung für den Versuchsträger aus Gründen eines günstigen Kraftstoffverbrauchs vorzugsweise eine Turbine mit größerem Gehäuse vorgesehen.

2.1.5.4 UNTERSUCHUNGEN ZUR FREMDBESCHLEUNIGUNG DES TURBOLADERS

Für die Anfangsphase der Beschleunigung und im Hinblick auf den Einsatz abgasturboaufgeladener Motoren in Verbindung mit Stufengetrieben wurde an Beschleunigungshilfen, sogenannten "Boostern" gearbeitet.

Diese Arbeiten konnten nicht zu Ende geführt werden, da notwendige Kosteneinsparungen die Beschränkung auf eine einzige Motorvariante nötig machten. Es kann deshalb nur über einen erreichten Zwischenstand berichtet werden.

Untersucht wurden zwei Verfahren der Turboladerfremdbeschleunigung, nämlich die Lufteinblasung in das Verdichterrad und die Laderbeschleunigung durch ein kuppelbares Schwungrad. Die Lufteinblasung wurde an einem Peugeot 604-Turbodiesel-Fahrzeug realisiert. Die Speicherung der Laderfremdbeschleunigungsenergie erfolgte in drei Druckluftbehältern mit je 5 l Speichervolumen bei 5...7 bar Speicherdruck. Diese Speicher werden durch einen kleinen elektrisch betriebenen Kolbenkompressor aufgefüllt. Bild 43 zeigt das Schaltschema der Lufteinblasevorrichtung, während in Bild 44 die Lage der Einblasedüsen im Verdichtergehäuse erkennbar ist. Bild 45 gibt Meßergebnisse, die auf dem Trommelprüfstand gewonnen wurden, wieder. Es konnte durch die Lufteinblasung ein deutlich schnellerer Ladedruckanstieg erreicht werden.

Bei der Laderfremdbeschleunigung durch die in einer hochtourigen Schwungmasse gespeicherte Energie wurde etappenweise vorgegangen.

Nach der Dimensionierung der Schwungmasse wurde die Lagerung konzipiert und erprobt. Bild 46 zeigt die verwendete Anordnung. Die Beschleunigung der Schwungmasse erfolgte durch eine druckluftbeaufschlagte Abgasturbine bis zu einer Drehzahl von 125.000 min^{-1}. Eine provisorische Kupplung, die für das Trennen der Schwungmasse von der Turbine zur Ermittlung der Reibungsverluste nötig war,

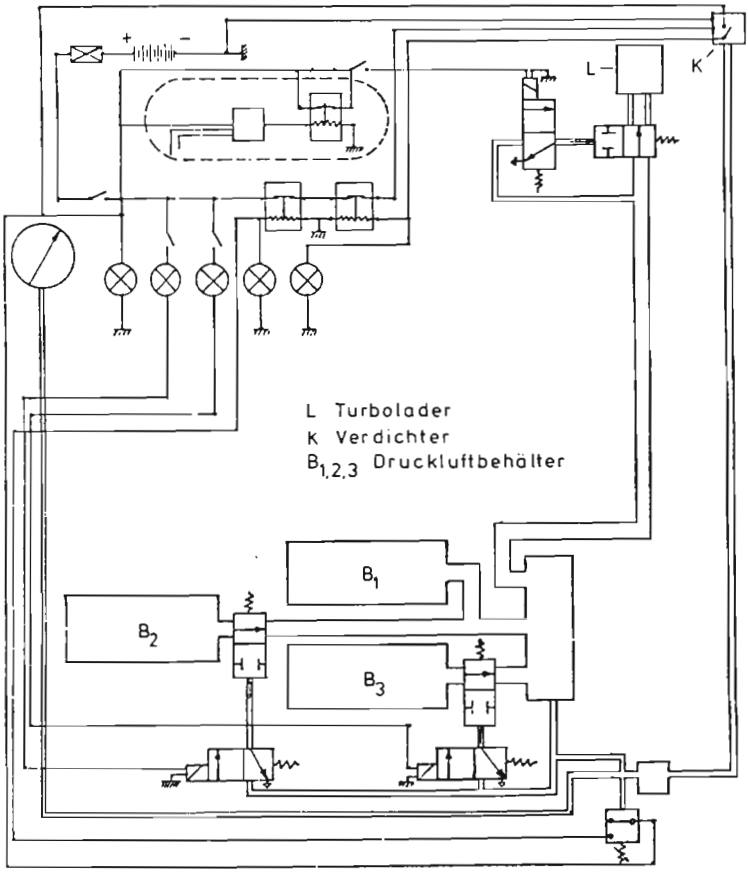


Bild 43 : Schaltschema der Lufteinblasevorrichtung

funktionierte nicht zufriedenstellend, so daß es zu einer Beschädigung der Versuchsschwungmasse kam. Zu diesem Zeitpunkt wurden die Kosteneinschränkungen wirksam, weshalb die Schwungmasse nicht mehr repariert werden konnte.

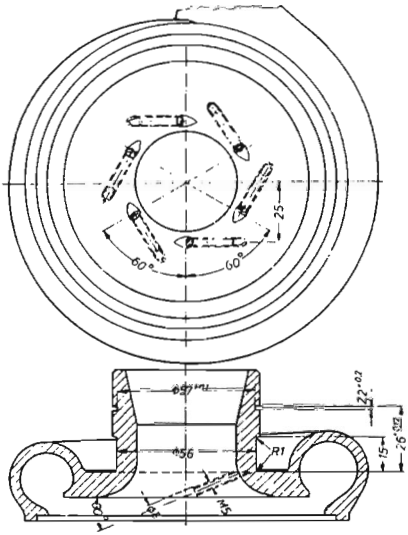


Bild 44 :

Lage der Einblasebohrungen im Verdichtergehäuse

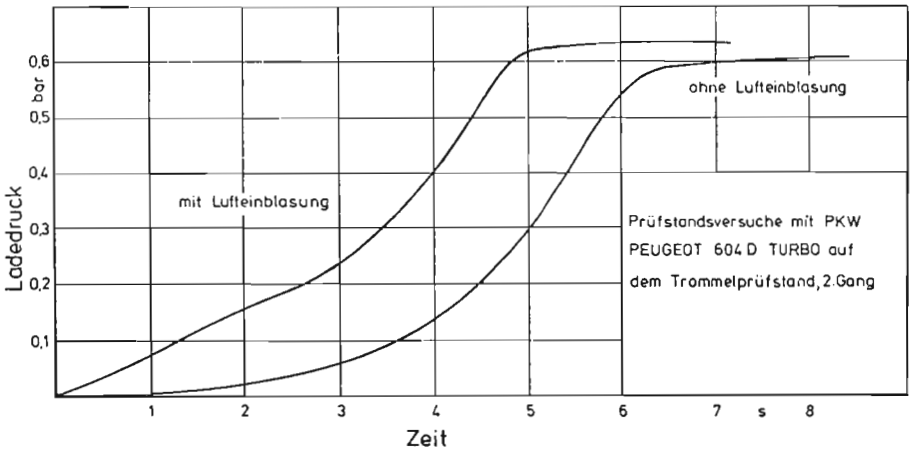


Bild 45 : Ladeüberdruck abhängig von der Zeit bei einem Beschleunigungsvorgang auf dem Trommelprüfstand mit und ohne Lufteinblasung

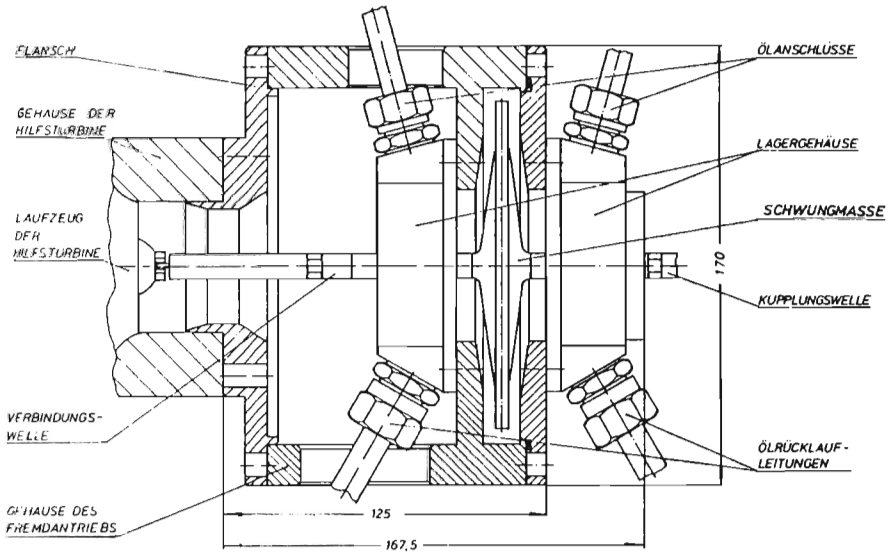


Bild 46: Versuchsaufbau zur Erprobung der Lagerung der Versuchsschwungmasse

2.1.5.5 WARTUNG, ZUVERLÄSSIGKEIT UND LEBENSDAUER

Die in der Ausschreibung unter 2.2.4 genannten Kriterien für Wirtschaftlichkeit und Nutzwert können, soweit das Langzeitverhalten angesprochen ist, angesichts der kurzen Entwicklungszeit nur abgeschätzt werden, da Dauerversuche aus Zeitgründen nicht möglich waren. Aufgrund von Überlastversuchen und der hohen Zahl von Versuchsstunden auf dem Motorenprüfstand und im Fahrzeug ist eine Motorlebensdauer in dem für Pkw-Motoren üblichen Bereich zu erwarten. Auch die Zuverlässigkeit gab zu keinen nennenswerten Beanstandungen Anlaß. Bei der Entwicklung war zur Vermeidung von Risiken von Auslegungsdaten, die auf der "sicheren Seite" liegen, ausgegangen worden, wie das Beispiel der Durchmesservergrößerung der Hauptlager zeigt.

Laufende Überprüfungen der Betriebswerte des im Versuchsträger-Fahrzeug eingebauten Motors ergaben über ca. 20.000 km Laufstrecke keine Veränderungen. Soweit bisher abzusehen ist, wird auch das Zeitstandverhalten der Einstellwerte befriedigen.

Die Reparatur- und Wartungsfreundlichkeit wurde bei der Konstruktion berücksichtigt, wie beispielsweise bei der Ventilsteuerung, die so ausgelegt ist, daß sie über 100.000 km ohne Nachstellung die Ventilspieltoleranzen einhält. Die Entscheidung für das Dieselverfahren bedeutet eine grundsätzliche Verminderung des Wartungsaufwands. Trotz der Enge des Motorraums sind die wichtigen Aggregate weitgehend gut zugänglich.

Auch hinsichtlich der Großserienfähigkeit des Motors sind keine Einschränkungen zu vermerken. Im zentralen Bereich kann das CDI-Konzept gegenüber konkurrierenden Direkteinspritzverfahren sogar den bedeutenden Vorteil aufzeigen, daß es mit heute serienmäßig verfügbaren Komponenten der Einspritzung auskommt.

2.2 GETRIEBE UND KUPPLUNG

2.2.1 ZIELSETZUNG

Durch das Getriebe wird eine Vielzahl entscheidender Fahrzeugkriterien beeinflußt; hierzu gehören z.B.:

- Fahrleistung
- Fahrkomfort
- Herstellungskosten
- Gewicht
- Zuverlässigkeit.

Besonders der Antriebswirkungsgrad von Kraftfahrzeugen wird im realen Fahrbetrieb nicht nur durch die Güte des Verbrennungsmotors, sondern ganz entscheidend durch die Eigenschaften des Getriebes bestimmt.

Während heutige Pkw-Ottomotoren im besten Kennfeldbereich Wirkungsgrade von 30 bis 35 % erreichen, beträgt der Antriebswirkungsgrad im Mittel der gesamten Laufzeit eines Mittelklasse-Pkw nur etwa 15 %.

Die Ursache für diese starke Wirkungsgraddifferenz veranschaulicht Bild 47 am Beispiel eines Mittelklasse-Pkw.

In diesem Bereich sind für den ECE-Zyklus die prozentualen Anteile des Kraftstoffverbrauches als Säulen in ein Motorkennfeld eingetragen. Die Säulen für Schubbetrieb und Leerlauf sind im gleichen Maßstab neben dem Kennfeld dargestellt. Zu erkennen ist, daß sich die überwiegenden Verbrauchsanteile in den ungünstigsten Kennfeldbereichen sowie im Schubbetrieb und Leerlauf ergeben.
Eine Verbesserungsmöglichkeit besteht darin, den Verbrennungsmotor weitgehend von Regelaufgaben zu entlasten, die dann von dem Getriebe übernommen werden müssen. Vorzugsweise eignen sich hierfür stufenlose Getriebe mit großem Wandlungsbereich und elektronischer Steuerung.

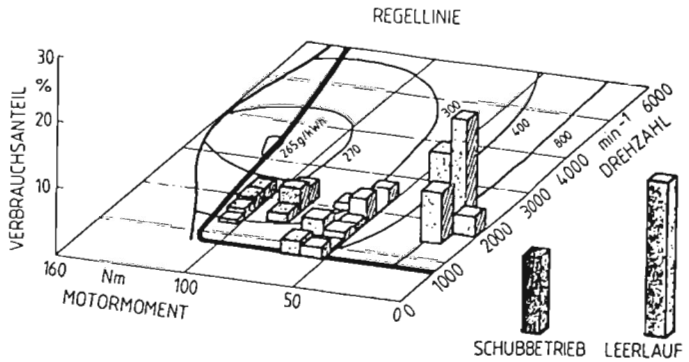


Bild 47: Verbrauchsanteile in unterschiedlichen Kennfeldbereichen (Mittelklasse-Pkw im ECE-Zyklus)

Mit einem idealen, d.h. verlustfrei arbeitenden stufenlosen Getriebe könnte bei gleicher Fahrleistung der Kraftstoffverbrauch um ca. 30 % gesenkt werden, wenn der Verbrennungsmotor entlang einer Regelkennlinie für minimalen Kraftstoffverbrauch im Motorkennfeld betrieben wird.

Angesteuert wird bei dieser Art der Leistungsregelung das Getriebe gemeinsam mit dem Verbrennungsmotor durch einen Mikrocomputer, in welchem das Motorkennfeld abgespeichert ist. Beide Antriebskomponenten werden hierbei durch elektrische Stellmotoren betätigt. Auf diese Weise kann jede vom Fahrer gewünschte Leistung mit dem jeweils besten spezifischen Verbrauch des Motors bereitgestellt werden.

Ein weiterer Problemkreis, der das Getriebe betrifft, resultiert aus dem bei modernen Fahrzeugen veränderten Verhältnis von statischen und dynamischen Fahrwiderständen. Durch die deutliche Reduzierung von Roll- und Luftwiderstand wird die geforderte Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs bereits mit einer relativ kleinen, für das geforderte Beschleunigungsverhalten nicht ausreichenden Motorleistung erreicht. Wird die installierte Leistung dagegen nach dem Beschleunigungsverhalten ausgelegt, ergibt sich eine unerwünschte große Höchstgeschwindigkeit.

Zur Verringerung dieses Zielkonfliktes zwischen Höchstgeschwindigkeit und Beschleunigung bieten sich im wesentlichen die drei folgenden Möglichkeiten an:

- Verwendung eines stufenlosen Getriebes:
  Bei voll getretenem Gaspedal wird der Motor einmal auf die Drehzahl für maximale Leistung hochbeschleunigt und anschließend bei konstanter Drehzahl betrieben; die erforderliche Anpassung der Abtriebsdrehzahl erfolgt ausschließlich durch die stufenlose Änderung der Übersetzung im Getriebe. Im Vergleich hierzu wird bei einem konventionellen Handschaltgetriebe der Motor in jedem Gang hochbeschleunigt, wobei die kinetische Energie des Motors bei jedem Schaltvorgang weitgehend vernichtet wird. Der Motor wird jeweils nur kurzzeitig mit seiner Nennleistung betrieben; zusätzlich wird der Beschleunigungsvorgang durch die Schaltpausen verzögert.
  Eine Vergleichsrechnung am Beispiel des UNI-CAR ergab, daß mit dem stufenlosen Getriebe die gleiche Beschleunigung gegenüber dem konventionellen Handschaltgetriebe mit einer um 10 % kleineren Motorleistung erreicht wird.

- Verwendung eines Boosters:
  Der Verbrennungsmotor kann für kurzzeitige Spitzenleistungen mit einem Booster, z.B. einem Abgasturbolader mit Beschleunigungshilfe, ausgerüstet werden, so daß kurzzeitig eine Leistungssteigerung über die Nennleistung hinaus ermöglicht wird.

- Verwendung eines regenerativen Kurzzeitenergiespeichers:
  Bei diesem Verfahren wird der Verbrennungsmotor auf die für die gewünschte Höchstgeschwindigkeit erforderliche Leistung ausgelegt; der für die Beschleunigung benötigte Leistungsmehrbedarf wird einem mechanischen Kurzzeitenergiespeicher, z.B. einem Gyro, entnommen, wobei die beiden Leistungsanteile im Getriebe summiert werden. Dieses Konzept ermöglicht zugleich eine Rückgewinnung der Bremsenergie durch Nutzbremsung.

Im Rahmen dieses Forschungsprojektes wurden alle drei genannten Verfahren untersucht; aus Zeitgründen konnte jedoch nur das erste, das stufenlose Getriebe realisiert werden.

2.2.2 AUSWAHL DES GETRIEBEKONZEPTES

Für die Untersuchung der unterschiedlichen stufenlosen Getriebekonzepte wurde ein digitales Rechenprogramm erstellt, das auf der mathematischen Abbildung der Bewegungsgleichungen des gesamten Fahrzeugs und des Antriebs basiert.
Die Lösung dieser systembeschreibenden Differentialgleichungen erfolgt über eine schrittweise Integration über der Zeit.
Als Ausgabedaten werden vom Rechenprogramm nach jedem Zeitintervall die zur Beurteilung des stufenlosen Getriebes wichtigsten Parameter geliefert, zu denen neben den Drehzahlen und Drehmomenten auch Wirkungsgrade und Verbräuche gehören.
Zusätzlich werden für das Fahrzeug Geschwindigkeit und Beschleunigung angegeben.
Da die Rechenergebnisse schrittweise aufgelistet werden, läßt sich das dynamische Verhalten des Fahrzeugs und des stufenlosen Getriebes mit allen Komponenten in Abhängigkeit vom Belastungszustand ermitteln und auswerten. Es können Wirkungsgrad- oder Verbrauchs-Kennfelder aufgestellt und Regelstrategien optimiert werden.
Soweit die erforderlichen Eingabedaten nicht aus der Literatur zu entnehmen waren, wurden sie in Prüfstandsversuchen ermittelt.

Um einen wirtschaftlich und technisch sinnvollen Einsatz im Kfz zu ermöglichen, muß ein stufenlos verstellbares Getriebe die folgenden Anforderungen erfüllen:

- Ein dem Stufengetriebe vergleichbarer Wirkungsgrad über den ganzen Verstellbereich
- Ein Verstellbereich (n_{max}/n_{min}) von etwa 7:1, um Overdrive-Effekte zu ermöglichen
- Hohe Stellgeschwindigkeit bei der Änderung des Übersetzungsverhältnisses (Verstellzeit für den gesamten Stellbereich sollte kleiner als 1 sec sein)
- Ein dem Stufengetriebe entsprechender Gewicht- und Raumbedarf
- Niedrige Herstellungskosten

Neben diesen Hauptforderungen sollte das Getriebe sowohl zuverlässig, wartungs- und verschleißarm sein als auch seine Drehzahl- und Leistungscharakteristik in Abhängigkeit von Zeit und Temperatur nicht verändern. Weiterhin sollte das Fahrverhalten beim Beschleunigen, Ausrollen und Verzögern dem eines konventionellen Getriebes entsprechen.

Zur Realisierung der stufenlosen Drehzahländerung bieten sich die folgenden technischen Möglichkeiten an, die jeweils allein, in Leistungsverzweigung oder in Kombination mit zusätzlichen Lastschaltstufen angewendet werden können:

- Hydrodynamische Getriebe
- Hydrostatische Getriebe
- Elektrische Getriebe
- Mechanische stufenlose Getriebe

Hydrodynamische Getriebe werden im Kfz überwiegend als Trilok-Wandler in Kombination mit Lastschaltstufen eingesetzt. Ihre drehzahlabhängige Drehmomentaufnahme und ihre lastabhängige Übersetzung erfordern bei Belastungsänderung und konstanter Fahrgeschwindigkeit zwangsweise eine Änderung der Motordrehzahl, die damit nicht frei gewählt, d. h. in den verbrauchsgünstigsten Bereich des Motorkennfeldes gelegt werden kann.

Hydrostatische Getriebe verwenden als Energieträger inkompressible Fluide, die durch verstellbare Förder- bzw. Schluckvolumina von Motor und Pumpe auf ein anderes Druckpotential gebracht werden.
Die Veränderung der Volumina eines oder beider Bauteile bewirkt eine Übersetzungsveränderung, die lastunabhängig ist. Der Verbrennungsmotor kann deshalb unbeeinflußt von der Belastung bei konstanter Drehzahl betrieben werden oder aber mit der Änderung der Getriebeübersetzung entlang einer frei wählbaren Betriebskennlinie.
Hydrostatische Getriebe benötigen weder eine Anfahrkupplung noch nachgeschaltete Stufen und Wendegetriebe.

Zur Verbesserung des Wirkungsgrades ist die Übertragung der gesamten Antriebsleistung über das stufenlose hydrostatische Getriebe zu vermeiden und eine Leistungsverzweigung vorzusehen. Bei dieser wird der größere Teil der Leistung rein mechanisch und ein kleiner Anteil rein hydrostatisch zu Regelungszwecken übertragen.

Die Leistungsverzweigung über ein Umlaufrädergetriebe führt zum hydrostatischen Koppelgetriebe.

Elektrische Getriebe ermöglichen durch Kombination zweier Gleichstrom-Elektromaschinen eine stufenlose Drehzahlregelung von Höchstdrehzahl über Stillstand bis zu negativen Drehzahlen.
Bei etwa gleichen Daten für Stellbereich und Stellgeschwindigkeit weisen die elektrischen stufenlosen Getriebe gegenüber den hydrostatischen geringfügig bessere Wirkungsgrade auf. Diesem Vorteil stehen jedoch eine erheblich niedrigere spezifische Leistung und weitaus höhere Kosten gegenüber.
Die Kombination eines stufenlosen elektrischen Getriebes mit einem dreiwelligen Umlaufrädergetriebe zu einem elektrischen Koppelgetriebe bietet neben der Wirkungsgradsteigerung vor allem eine höhere spezifische Leistung, aber auch niedrigere Herstellungskosten.

Die mechanisch stufenlos verstellbaren Getriebe arbeiten mit kraftschlüssiger Leistungsübertragung; es wird zwischen Wälz- bzw. Reibradgetrieben und Umschlingungsgetrieben unterschieden. Aufgrund der geringen übertragbaren Leistung, der Empfindlichkeit gegen Lastspitzen und der ungünstigen Leistungsdichte kommen Wälzgetriebe im heutigen Entwicklungsstand für den Einsatz in Kraftfahrzeugen nicht in Betracht und werden in dieser Analyse nicht weiter untersucht.

Bei den Umschlingungsgetrieben wird die Leistung durch eine Kette oder durch einen Riemen zwischen zwei Kegelradpaaren übertragen. Durch Axialverschieben der Kegelscheiben lassen sich die Laufdurchmesser in den treibenden und getriebenen Scheiben und damit das Übersetzungsverhältnis stufenlos variieren.

In B i l d 48 wird der Versuch gemacht, die verschiedenen untersuchten stufenlosen Getriebe hinsichtlich Wirkungsgrad, Verstellbereich, Stellgeschwindigkeit, spez. Leistung und auf Kosten bezogene Leistung zu vergleichen. Als Vergleichsbasis dient das mechanische Stufengetriebe.

Die Kennung des hydrodynamischen Getriebes in der Bauform des Trilok-Wandlers ermöglicht eine gute Anpassung an die ideale Drehmomenthyperbel; eine alleinige Anwendung als Fahrzeuggetriebe scheidet jedoch wegen eines zu geringen Übersetzungsbereiches und des ungün-

stigen Wirkungsgradverlaufs aus. Deshalb wird dieser Wandler in der Regel mit unter Last schaltbaren Stufengetrieben (Planetenradstufen) kombiniert. Das Getriebe ist kostengünstig und hat eine hohe spez. Leistung. Nachteilig ist das prinzipiell bedingte Drehzahl-Last-Verhalten, so daß mit diesem Wandler eine auf den Verbrennungsmotor bezogene verbrauchsoptimierte Regelung nicht realisiert werden kann.

NR.	BAUART	MITTLERER ÜBERTRAGUNGS-WIRKUNGSGRAD	VERSTELLBEREICH	STELL-GESCHWINDIGKEIT sec	SPEZ. LEISTUNG kW/kg	AUF KOSTEN BEZ. LEISTUNG 10^{-3}kW/DM
1	MECH. STUFENGETR. (VERGLEICHSBASIS)	0,92	5	ca. 2,0 *	3,2	55
2	HYDRODYNAMISCH	0,72	3		5,0	80
3	HYDRODYNAMISCH + PLANETENRADSTUFEN	0,80	5		3,5	50
4	HYDROSTATISCH	0,70	10	< 0,5	1,0	15
5	HYDROSTATISCHES KOPPELGETRIEBE	0,75	5	< 0,5	1,6	23
6	ELEKTRISCH	0,72	5	0,5	0,2	5
7	ELEKTRISCHES KOPPELGETRIEBE	0,75	5	< 0,5	0,3	8
8	MECHANISCH STUFENLOS	0,85	7	1,0	2,4	30

* SCHALTEN ÜBER ALLE GÄNGE

Bild 48 : Vergleich verschiedener Getriebe

Die hydrostatischen Getriebe haben aufgrund einer zweifachen Energieumwandlung einen niedrigen Wirkungsgrad und eine geringe spezifische Leistung. Diese Nachteile können durch Leistungsverzweigung in Form eines Koppelgetriebes deutlich vermindert werden. Ihr Einsatz empfiehlt sich besonders bei großen Leistungen, bei welchen nach heutigem Entwicklungsstand keine mechanischen stufenlosen Getriebe zur Verfügung stehen.
Elektrische Koppelgetriebe weisen bei etwa gleichen Wirkungsgraden erheblich ungünstigere Werte bezüglich Gewicht, Bauraum und Kosten als die Hydrostaten auf.

Von den mechanisch stufenlos verstellbaren Getrieben stellen die Umschlingungsgetriebe mit Schubgliederband einen relativ günstigen Kompromiß bezüglich aller genannten Kriterien dar. Sie ermöglichen eine freie Anpassung von Abtriebsdrehzahl und -momente an die optimale Regelkennlinie des Motorkennfeldes und erreichen Wirkungsgrade von mehr als 90 %. Stellbereich, Stellgeschwindigkeit, spezifische Leistung und Kosten entsprechen den Anforderungen von Kraftfahrzeuggetrieben.
Aufgrund dieser Vorteile wurde das Umschlingungsgetriebe mit Schubgliederband, die Transmatic von van Doorne's Transmissie B.V. für den Forschungs-Pkw der Hochschularbeitsgemeinschaft ausgewählt.

Das Anfahren sollte grundsätzlich über eine automatische Kupplung erfolgen. Die ursprünglich geplante hydraulisch betätigte Trockenkupplung wurde zur Erhöhung des Anfahrkomforts durch eine von Borg-Warner für den Einsatz mit der Transmatic abgestimmte hydrodynamische Kupplung mit hydraulisch betätigter Überbrückung ersetzt.

Die Verstellung des Getriebes erfolgt über elektrische Stellmotoren, die Wahl der Fahrbereiche über einen Wählhebel auf dem Mitteltunnel neben dem Fahrersitz.

Die Steuerung der Antriebskomponenten Dieselmotor, Föttingerkupplung mit Lock-up und mechanisch stufenlos verstellbares Getriebe erfolgt gemeinsam durch einen Mikrocomputer.

2.2.3 ZUSAMMENWIRKEN VON MOTOR- UND GETRIEBEKENNFELD

Die Regelkennlinie muß so ausgelegt werden, daß für jede Leistung das Produkt aus Motor- und Getriebewirkungsgrad das Maximum erreicht. Zu beachten ist hierbei, daß das Getriebe ein räumliches Kennfeld besitzt mit den vier Einflußgrößen

- Drehzahl
- Drehmoment
- Übersetzungsverhältnis und
- Wirkungsgrad.

In Bild 49 wird das räumliche Kennfeld eines stufenlosen Getriebes veranschaulicht.

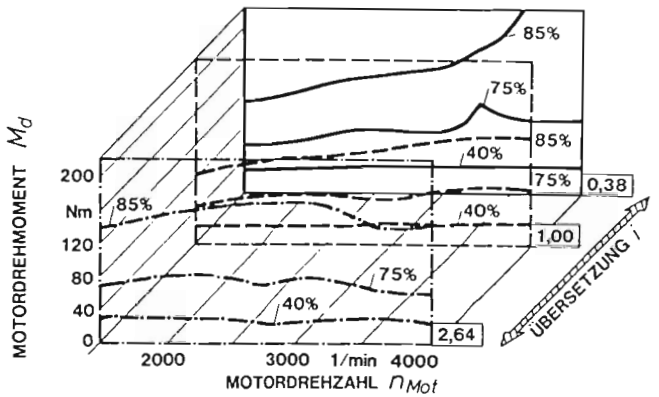


Bild 49: Räumliches Getriebekennfeld CVT-Getriebe

Dargestellt sind in drei Ebenen die an einer Transmatic gemessenen Wirkungsgrade, und zwar für das niedrigste Übersetzungsverhältnis (i = 0,38), das mittlere (i = 1) und das größte (i = 2,6). Die Spreizung dieses Getriebes beträgt somit R = 7. Zur Festlegung der optimalen Regelkennlinie werden die Wirkungsgrade aus jeder Übersetzungsebene des räumlichen Getriebekennfeldes mit dem Motorkennfeld multipliziert; durch Herausgreifen des für jede Leistung höchsten Gesamtwirkungsgrades wird die Regelkennlinie bestimmt.

2.2.4 KONSTRUKTIVE BESCHREIBUNG VON GETRIEBE UND KUPPLUNG

2.2.4.1 EINBAUUNTERSUCHUNGEN

Anhand von maßstäblichen Zeichnungen des Vorderwagens erfolgte die Festlegung der Einbausituation des Antriebsblocks sowohl mit Hubkolbenmotor als auch mit Axialkolbenmotor. Besondere Probleme ergaben sich dabei durch den äußerst knapp bemessenen voll gekapselten Motorraum. Als alternative Motorvariante war zunächst noch ein 3-l-Axialkolbenmotor mit innerer kontinuierlicher Verbrennung vorgesehen. Dieser Motor, der sich besonders durch niedrige Schadstoff- und Geräuschemissionen auszeichnet, ermöglicht eine regenerative Boosterlösung mit einem Druckluftspeicher als Beschleunigungshilfe. Aus finanziellen Gründen konnte diese Motorvariante im UNI-CAR nicht realisiert werden.

Zu Beginn der Konstruktionsphase stand ein Getriebe vom Typ Transmatic mit Schubgliederband mit einem Stellbereich von R = 5 zur Verfügung. Der Übersetzungsbereich liegt dabei zwischen $i_{min} = \frac{1}{\sqrt{R}} = 0{,}447$ und $i_{max} = \sqrt{R} = 2.236$.

Zum Erreichen des erforderlichen Anfahrdrehmomentes wird damit entweder ein Achsgetriebe mit einer Untersetzung von $i_A \approx 6$ erforderlich oder bei Verwendung eines serienmäßigen Achsgetriebes eine zusätzliche Untersetzungsstufe erforderlich. Diese Stufe war geplant als Stellbereichserweiterung mit zwei unterschiedlichen Übersetzungen für optimale Beschleunigung und günstigen Kraftstoffverbrauch. Die Fahrbereiche konnten vom Fahrer vorgewählt werden, die Schaltung jedoch sollte automatisch erfolgen.

Als Bauelemente für die Schaltstufe waren serienmäßige Bauteile aus einem konventionellen Lastschaltgetriebe vorgesehen.

Eine Korrektur der Einbausituation ergab sich dadurch, daß der ursprünglich geplante 5-Zylinder-Hubkolbenmotor nicht zum Einsatz kommen konnte und durch ein 4-Zylinder-Triebwerk ersetzt werden mußte.

In der Diskussion um das Fo-PKW-Getriebe bot van Doorne an, den Gesamtstellbereich des Getriebes, der mit der stufenlos verstell-

baren Transmatic mit einem Stellbereich von R = 5 und einer nachgeschalteten Stufe erreicht werden soll, durch eine Transmatic mit einem Stellbereich von R = 7 zu realisieren.

Diese Neuentwicklung bot für den äußerst knappen Einbauraum ein kompaktes, leichteres Gesamtgetriebe, mit bedeutenden Vereinfachungen für die Regelung und einer Verbesserung des Fahrkomforts.

Dadurch wurde allerdings eine weitere Korrektur der Einbausituation erforderlich, die eine Neukonstruktion der übrigen Getriebekomponenten wie Gehäuse, Zwischenstufe und Differential bedingte. In Bild 51 wird die Einbaulage der Antriebskomponenten Motor-Getriebe-Achsantrieb dargestellt. Der Motor muß wegen der flachen Integralschaumhaube um 45° nach links und um 6° nach vorn geneigt eingebaut werden.

Wegen der Softnose muß er soweit nach hinten gesetzt werden, daß der vierte Zylinder etwa über dem Achsantrieb angeordnet wird. Damit ergibt sich die in Bild 50 prinzipiell dargestellte Anordnung der Antriebskomponenten.

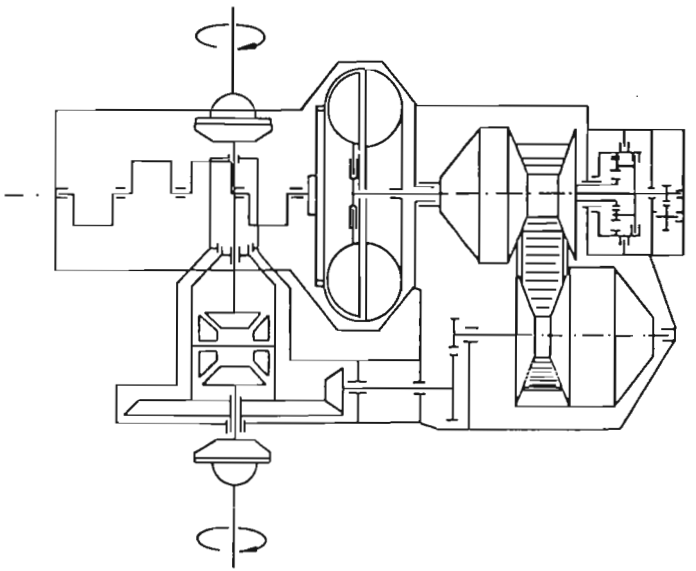


Bild 50 : Prinzipdarstellung des Antriebsblocks

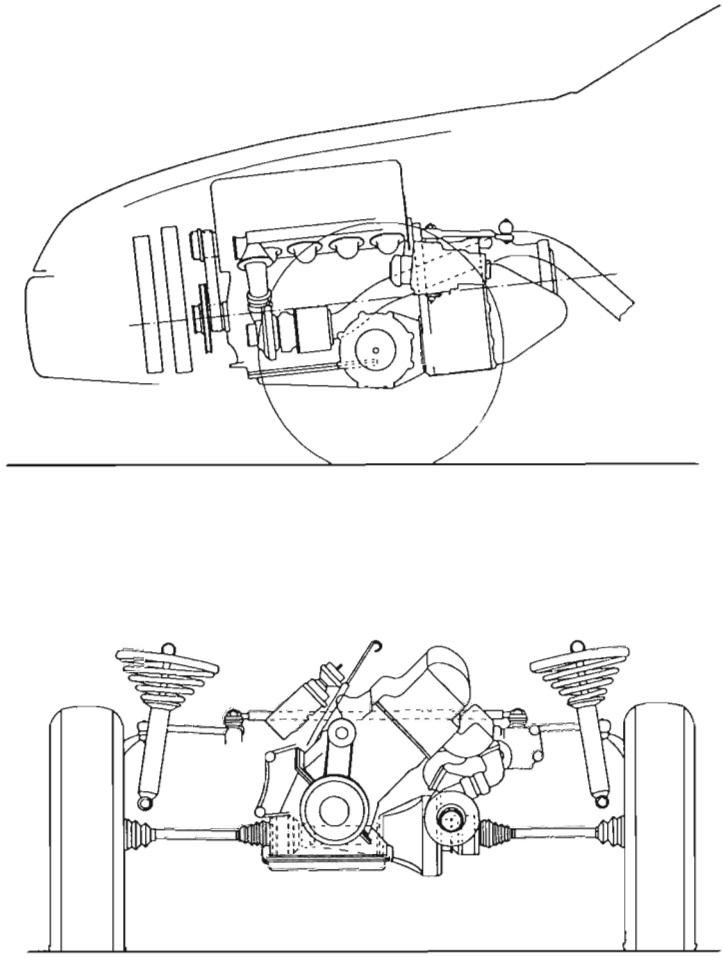


Bild 51 : Einbauanlage des Antriebsblocks in Front- und Seitenansicht

2.2.4.2 KONSTRUKTION UND BERECHNUNG

Mit den Anforderungen des Lastenheftes und den Einbaudaten erfolgten Berechnung und Konstruktion der zu erstellenden Getriebekomponenten, wobei besonders auf Leichtbau geachtet wurde.

Gehäuse

Die Gehäusekonstruktion erfolgte in ständiger enger Abstimmung mit van Doorne, da die Komponenten der Transmatic mit Stellbereich R = 7 einschließlich interne Regelung, Reversierstufe, Ölpumpe und Strömungskupplung in die durch den Bauraum vorgegebene vom ika erstellte Grobkonstruktion hineinkonstruiert werden mußte.

Das Gesamtgetriebegehäuse baut sich auf aus

Kupplungsgehäuse,
Getriebegehäuse mit Aufnahme für Transmatic,
Reversierstufe und Ölpumpe und mit hydraulischem Steuergehäuse,
Ölwanne
und zweiteiligem Achsgetriebegehäuse mit Achsrohr.

Die Gußmodelle wurden bei der Fa. Rautenbach/Honsel erstellt, wo auch die Abgüsse aus G-Al Si 10 Mg Wa hergestellt wurden.

Kupplung

Als Anfahrkupplung dient eine Strömungskupplung mit Lock-up der Fa. Borg-Warner mit besonders geringen axialen Abmessungen. Sie besitzt einen Außendurchmesser von D_a = 270 mm und wird durch eine hydraulisch betätigte Lamellen-Naßkupplung überbrückt. Die Steuerung des Lock-up erfolgt lastabhängig durch die interne Getriebe-Regelung im Geschwindigkeitsbereich zwischen 12 km/h und 30 km/h. Die Kupplung wurde von Borg-Warner speziell für den Einsatz mit Dieselmotor abgestimmt und ist ausgelegt für eine Festbremsdrehzahl (stall-speed) von 2300 min^{-1} bei einem Drehmoment von 190 Nm.

Die Verbindung der hydrodynamischen Kupplung mit dem Motorschwungrad erfolgt über eine Blechscheibe, die sogenannte flexplate. Bild 52 zeigt den Aufbau der Strömungskupplung mit angeschraub-

ter flexplate.

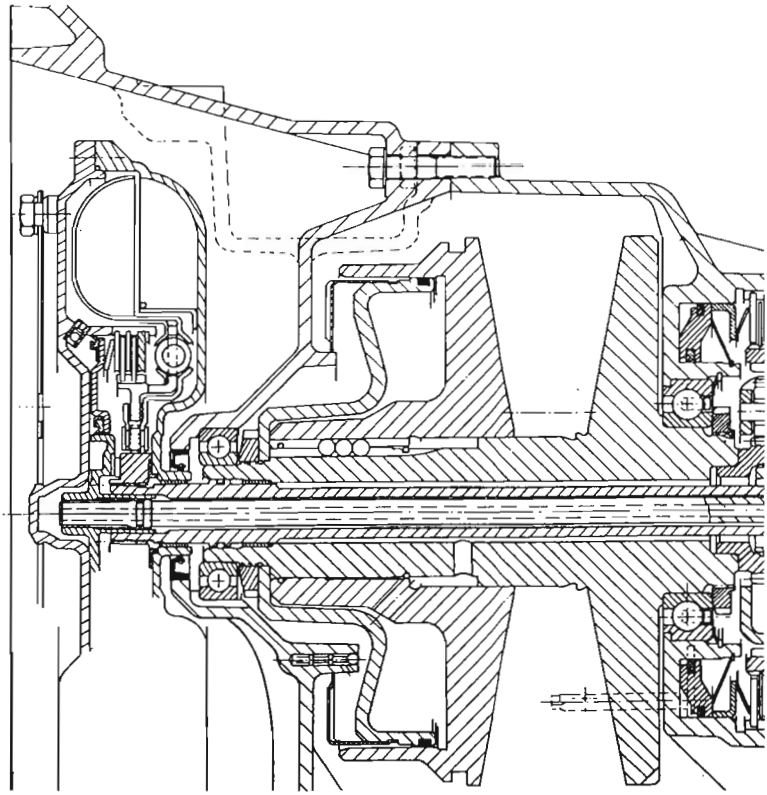


Bild 52 : Kupplung und Primärscheibenpaar

Da das Motorschwungrad für den Betrieb mit einer Einscheiben-Trokkenkupplung ausgelegt war, mußte seine Masse entsprechend durch Abdrehen reduziert werden, bis der Zusammenbau Schwungrad/Strömungskupplung dasselbe Trägheitsmoment aufwies.

Transmatic mit Reversierstufe

Die Transmatic besteht im wesentlichen aus den zwei axial verschiebbaren Kegelräderpaaren (D_a = 199 mm), die durch das Schubgliederband gekoppelt sind. Der Achsabstand der Kegelscheibenpaare

beträgt 200 mm, der Neigungswinkel der Verbindungslinie der Achsen zur Fahrzeughochachse 75°.

Das Gliederband besteht aus zwei Führungsbändern die in seitliche Nuten der 2 - 3 mm starken Schubglieder eingeführt werden, wie Bild 53 zeigt.

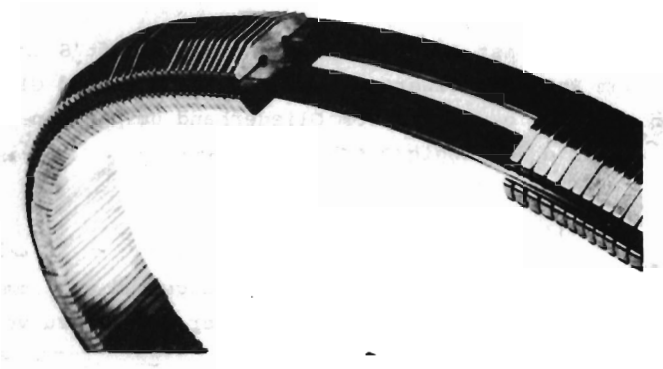


Bild 53 : Schubgliederband

Die Führungsbänder sind aus einem Satz äußerst dünner Endlos-Stahlbänder zusammengepaßt, die aus martensitisch gealtertem hochfesten Stahl gefertigt, einen flexiblen und dabei sehr starken Ring bilden.

Die Seitenflächen der Schubglieder bilden ein mit dem Scheibenwinkel der Kegelscheiben übereinstimmendes V-Profil. Durch die Keilform der Glieder und die von den Scheiben auf die Glieder wirkende Anpreßkraft werden die Führungsbänder gespannt. Die erzeugte Spannkraft ermöglicht die Übertragung der aus dem Antriebsmoment resultierenden Umfangskraft über die Kontaktflächen der Glieder als Schubkraft von einem Glied auf das nächste.

Im getriebenen Scheibenpaar wird wiederum durch Reibung zwischen Gliedern und Kegelscheiben die Schubkraft der Glieder in ein Drehmoment zurückgewandelt. Hierbei müssen folgende Bedingungen erfüllt sein:

- Das zu übertragende maximale Antriebsmoment M_{pmax} ist vom Lauf-

radius R_p und der Schubkraft D abhängig:

$$M_{pmax} = f\ (R_p \cdot D)$$

- Die Schubkraft ist von der Anpreßkraft K_s und dem Reibungswert μ_1 zwischen Scheibe und Glied abhängig:

$$D = f\ (K_s \cdot \mu_1)$$

- Die Schubkraft ist aber auch von der Spannkraft S im Führungsband, dem Reibungsbeiwert μ_1 zwischen Scheibe und Glied, dem Scheibenwinkel α und dem vom Gliederband umspannten Umschlingungswinkel α_p abhängig:

$$D = f\ (S, \mu_1, \alpha, \alpha_p)$$

Die Spannkraft ist für die Schubkraft maßgebend und immer größer als die Schubkraft, um ein Ausknicken der Glieder zu vermeiden.

Der kleinste realisierbare Laufradius des Gliederbandes liegt bei r_{min} = 30 mm, für dieses Getriebe liegt er aus Gründen der Wellensteifigkeit zwischen den Kegelscheiben bei r_{min} = 36 mm.

Durch die kleine Teilung und die damit verbundene große Anzahl der Schubglieder, die zwischen dem Scheibenpaar eingespannt werden, verteilt sich die Anpreßkraft über eine große Anzahl von Einzelkontaktflächen. Da die Schubkraft an der Abwälzkante über die volle Gliederbreite übertragen wird, herrscht eine hohe Kraftdichte bei niedrigen Flächendrücken. Dadurch ergibt sich ein geringer Verschleiß und eine hohe Lebensdauer. Die hohe Kraftdichte ermöglicht hohe zulässige Antriebsmomente, die bei dem UNI-CAR-Getriebe bei 230 Nm liegen. Der Geräuschpegel des Getriebes ist sehr niedrig, da die Seitenflächen durch die kleine Teilung der Glieder eine nahezu ununterbrochene Lauffläche bilden. Daher ist auch eine sehr gleichmäßige Winkelgeschwindigkeit gewährleistet.

Auf Grund des geringen Gewichtes des Gliederbandes je Längeneinheit ist eine hohe Drehzahl zulässig. Die maximal zulässige Umfangsgeschwindigkeit beträgt 40 m/s.

Der Rückwärtsgang wird durch eine vor das stufenlos verstellbare Getriebe geschaltete Reversierstufe realisiert, die als Planetenräder-Plusgetriebe mit zwei Lamellen-Naßkupplungen ausgeführt ist.

Die Kupplungen werden hydraulisch so betätigt, daß im Vorwärtsgang das Planetengetriebe als Block umläuft. Durch die gewählten Zähnezahlen für die Zahnräder des Umlaufgetriebes ergibt sich im Rückwärtsgang ein Übersetzungsverhältnis von 1 : 1. Räumlich wird diese Stufe hinter der Primärscheibe der Transmatic angeordnet. Bild 54 zeigt diesen Aufbau.

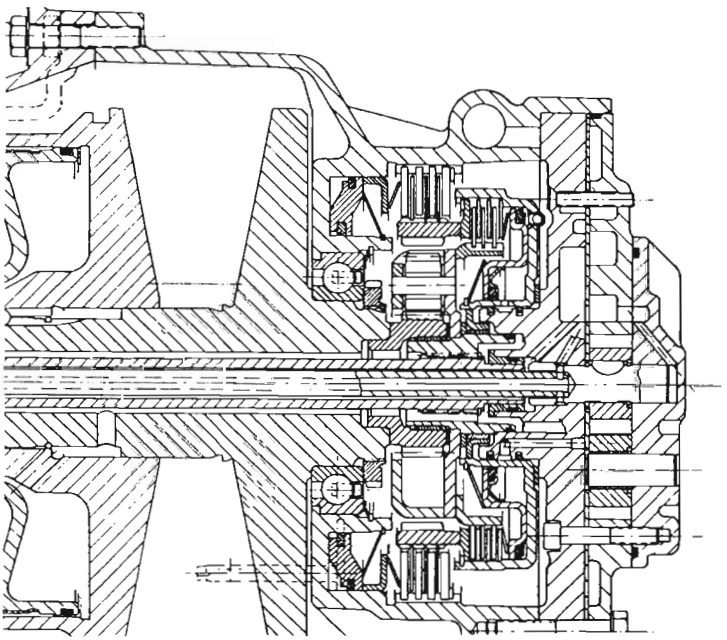


Bild 54 : Reversierstufe und Ölpumpe

2.2.4.3 REGELUNGSSYSTEM DER TRANSMATIC

Für die Erzeugung des Anpreßdrucks der Scheiben,
die Regelung des gewünschten Übersetzungsverhältnisses,
die Betätigung der lock-up-Kupplung,
die Schmierung von Gliederband, Lagern etc. und
die Wärmeabfuhr

wird ATF-Öl verwendet.

Die Größe der Anpreßkraft der Scheiben wird unter Berücksichtigung des Reibungsbeiwertes zwischen Glied und Scheibe sowie der Sollübersetzung und eines Sicherheitszuschlages so gewählt, daß ein bestimmtes Eingangs-Nennmoment schlupffrei übertragen wird. Diese Anforderungen werden durch ein Öldruck-Steuersystem ermöglicht. Eine vom Verbrennungsmotor direkt angetriebene Ölpumpe sorgt zusammen mit der Regeleinheit dafür, daß das Öl zu den verschiebbaren Kegelscheiben geführt wird. Die treibenden und getriebenen verschiebbaren Kegelscheiben bilden zusammen mit einem auf der Primär- und Sekundärwelle fixierten Teil je eine Kolben/Zylinder-Einheit. Wird nun Öl unter einem bestimmten Druck in die Kammer zwischen Kolben und Zylinder geführt, so übt dieser Öldruck über die festen und verschiebbaren Scheiben eine Anpreßkraft auf das eingespannte Gliederband aus. Für die Regelung des Übersetzungsverhältnisses gilt ein hydraulisches Schema, das sehr vereinfacht in Bild 55 dargestellt ist.

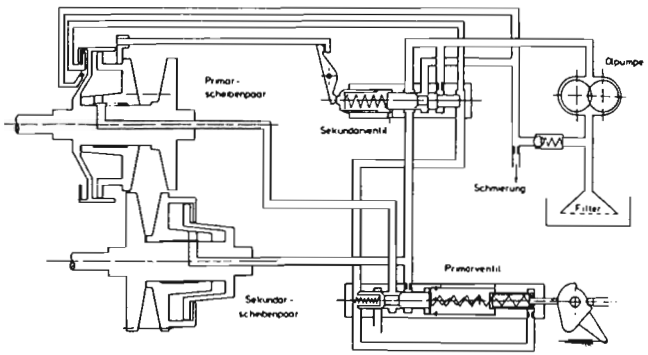


Bild 55 : Vereinfachtes Regelschema

Die Regelung der Anpreßkraft, die gleichzeitig die Regelung für die Einstellung des Übersetzungsverhältnisses ist, wird über nur zwei Ventile realisiert.

Die Ölpumpe saugt das Öl durch das Saugfilter aus der Ölwanne an. Mit dem Primärdruckventil wird aus dem Ölstrom, der direkt von der Ölpumpe kommt, in Abhängigkeit von der elektronischen Getrieberegelung und der Eingangsdrehzahl der Anpreß- und Steuerdruck für das Primärscheibenpaar geregelt. Zum einen bestimmt eine Kurvenscheibe, die ihre Stellung mit dem Getriebestellmotor ändert, über die Vorspannung eines Federpaketes die Stellung des Steuerkolbens, zum anderen wird der Einfluß der Drehzahl auf die Regelung durch einen an der Primärseite erzeugten Staudruck realisiert. Hierzu wird einerseits der Steuerkolben direkt mit diesem sich ändernden Druck beaufschlagt, andererseits wird der Staudruck gedrosselt auf den Zwischenkolben gegeben und leistet somit einen Beitrag zur Vorspannung.

Das Sekundärdruckventil gibt dem Öl je nach Position des Kolbens den Weg in den Schmierkreislauf bzw. Tank frei. Auch dieses Ventil ist einerseits feder-, andererseits öldruckbelastet. Der Einfluß des Staudrucks berücksichtigt hierbei das bei steigender Drehzahl anwachsende Moment. Für die Übertragung dieses höheren Moments muß, um ein Durchrutschen des Gliederbandes zu vermeiden, ein größerer Anpreßdruck eingestellt werden. Dies bedeutet, daß die Druckverluste auf ein Minimum reduziert sind und deshalb der Wirkungsgrad höher ist, als bei einer momentunabhängigen Steuerung. Der Haupteinfluß geht allerdings von der Federvorspannung aus. Sie ist dem vorhandenen Übersetzungsverhältnis umgekehrt proportional. Das Signal wird durch einen Hebelmechanismus übertragen.

Eine Kopplung zwischen den beiden Ventilen im Regelkreis ist durch das Gliederband gegeben - wenn es primärseitig auf kleinem Radius läuft, muß an der Sekundärseite ein großer Radius auftreten, und umgekehrt.

Aus der schematischen Darstellung geht hervor, daß der Ölüberschuß vom Sekundärventil zur Schmierung verwendet wird. Das Schmierkreis-Sicherheitsventil begrenzt den Schmieröldruck. Das Schmieröl versorgt das Gliederband, die Lager und die sonstigen beweglichen Tei-

le, wie z. B. die Naben der verschiebbaren Scheiben und den Achsantrieb. Die Hydraulik der Transmatic hat neben der beschriebenen Regelung auch noch Elemente, die reine Steuerungsfunktion haben. Zu diesen Elementen gehört das Lock-up-Ventil. Es hat die Aufgabe, die in der Flüssigkeitskupplung integrierte nasse Lamellenkupplung nach Beendigung des Anfahrvorganges beim Beginn der Getriebeverstellung zu schalten. So wird erreicht, daß über große Zeitanteile im Fahrbetrieb die schlupfbehaftete Flüssigkeitskupplung kurzgeschlossen und durch die verlustfreie Reibungskupplung ersetzt wird.

2.2.5 ACHSANTRIEB

Die Einbauuntersuchungen zeigten, daß der Längseinbau des Antriebsblockes unumgänglich war und deshalb ein Winkeltrieb für die Achsübersetzung notwendig wurde. Die Verbindung zur Transmatic wird durch eine Stecklösung ausgeführt, die es ermöglicht, den Achsantrieb zu Wartungszwecken auf einfache Weise vom Getriebe zu trennen. In Bild 56 ist die konstruktive Ausführung dargestellt. Die Ermittlung der Übersetzungsrate erfolgte nach zwei Gesichtspunkten. Ausgehend von den Lastenheftdaten des Fahrzeuggewichtes und der Zuladung und dem daraus ermittelten notwendigen Anfahrmoment erfolgte die Berechnung der maximalen Übersetzung des Antriebes. Der zweite Grenzwert, die minimale Übersetzung, ergab sich aus der Forderung, den Motor entlang der Linie des minimalen Verbrauches zu betreiben. Aus diesen Eckwerten resultiert der Stellbereich der Transmatic von R = 7, der symmetrisch zu 1 liegt und damit für den Achsantrieb eine Übersetzung von $i_A = 5$ notwendig macht, die in zwei Stufen realisiert werden mußte. Entscheidungsgründe dazu waren die Drehrichtung des Motors, Lage und Größe des Tellerrades aus Bauraumgründen und der notwendige Achsabstand, um die Anordnung des Tellerrades neben dem Motor zu ermöglichen.

Die Auslegung der Kegelradverzahnung erfolgte mit Hilfe eines Rechenprogrammes und ergab mit einem geringen Achsversatz von 10 mm eine für Serienfahrzeuge ausreichende Sicherheit.

Bei der Berechnung der Zahnradstufe sind der Schrägungswinkel und die Breite der Verzahnung so gewählt, daß eine Teilkompensation des Axialschubes vom Kegelrad bei gleichzeitiger Geräuscharmut der Verzahnung erreicht werden konnte. Durch ein weiteres Rechenprogramm sind die Belastungen der Ritzelwelle und der im Achsantrieb verwendeten Kegelrollenlager sowie die daraus resultierenden Einflüsse auf die erwähnten Bauteile hinsichtlich der Lebensdauer überprüft worden.

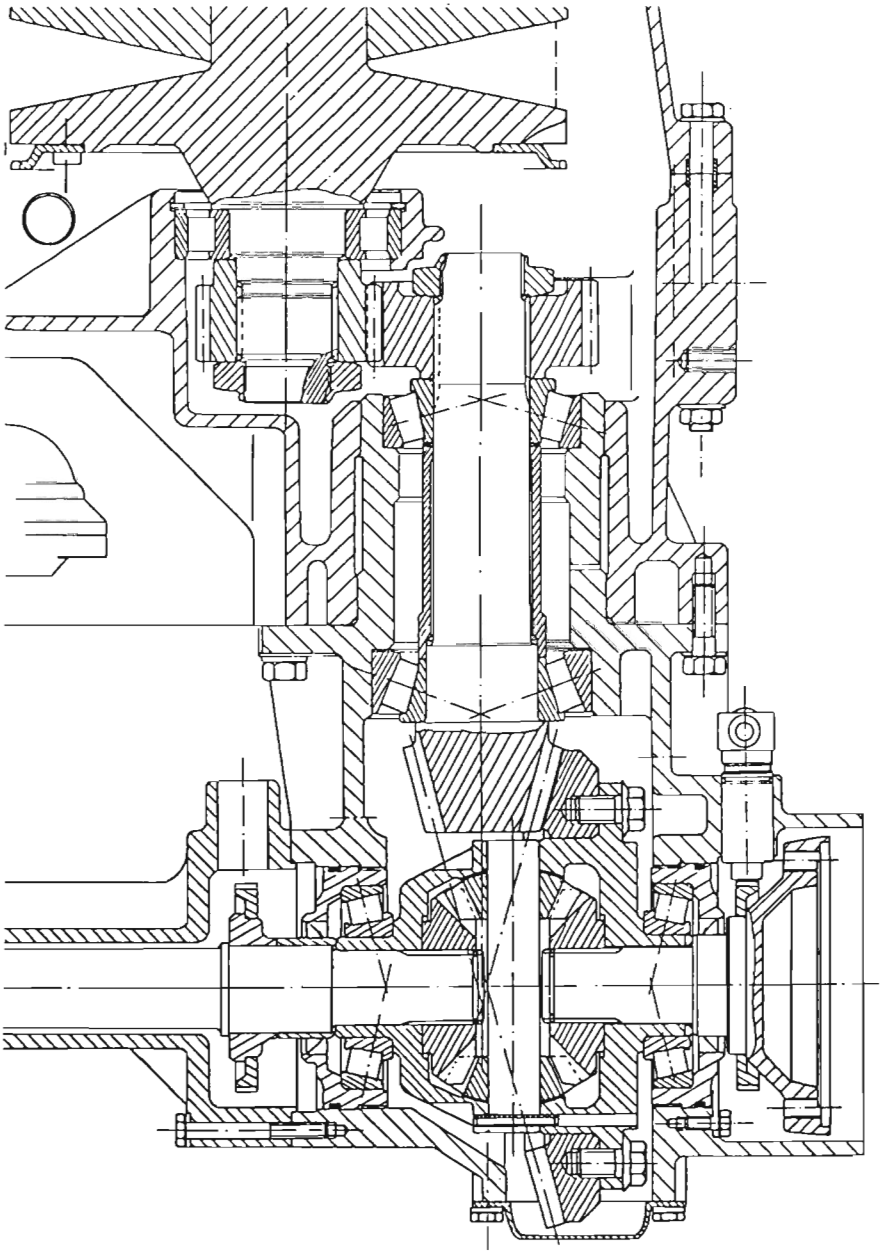


Bild 56 : Achsantrieb und Zahnradstufe

Ein nur geringer Achsversatz ermöglicht eine gemeinsame Ölversorgung. Das für die hydraulische Steuerung der Transmatic notwendige, bei den vorkommenden Betriebstemperaturen stets dünnflüssige ATF-Öl kann ebenfalls zur Kühlung und Schmierung des Achsantriebes und des Differentials verwendet werden.

Die nach vorn geneigte Einbaulage des Antriebsblockes hatte zur Folge, daß der Ölsumpf des Achsantriebes unterhalb des Getriebeölsumpfes liegt und eine Rückförderung des durch die Ölpumpe der Transmatic zur Versorgung der Kegelradverzahnung eingespritzten Öls erforderlich ist.

Die Realisierung geschieht durch Ausnutzung der Förderwirkung des in geringem Abstand zum Gehäuse laufenden Tellerrades.

Die Einbaulage des Differentials zum Motor erforderte eine in geringem Abstand unter der Motorölwanne durchgeführte Zwischenwelle für die Kraftübertragung zu den Gelenkwellen, die dadurch identisch für beide Seiten ausgeführt werden konnten.
Bild 57 zeigt die Gesamtdarstellung der Antriebseinheit Transmatic und Achsantrieb.

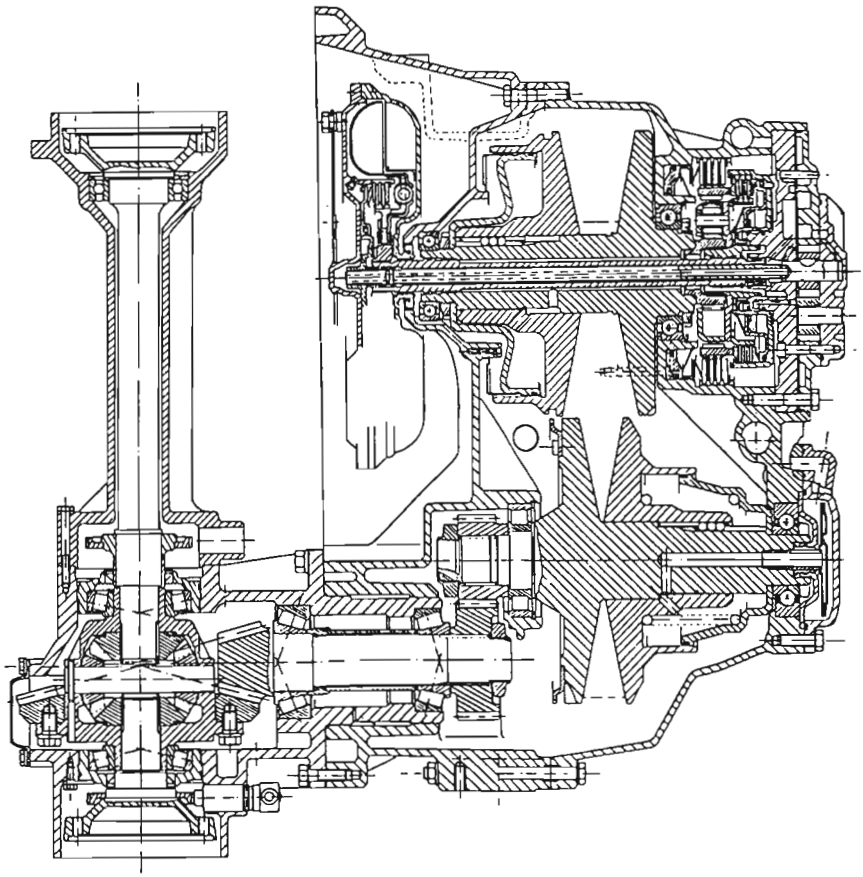


Bild 57 : Transmatic und Achsantrieb des UNI-CAR-Getriebes

2.2.6 ERPROBUNG DER KRAFTÜBERTRAGUNG

Die Erprobung der Kraftübertragung umfaßt die Untersuchung der Aggregate auf einem Komponentenprüfstand wie auch des gesamten Antriebsstranges auf einem Schwungmassenprüfstand und in anschließenden Fahrversuchen.

2.2.6.1 UNTERSUCHUNGEN AUF DEM KOMPONENTENPRÜFSTAND

Da der endgültige Verbrennungsmotor und das stufenlos verstellbare Getriebe mit Stellbereich 7 erst gegen Ende des Forschungszeitraumes zur Verfügung standen, mußten die erforderlichen Untersuchungen zur Anpassung und Regelungsabstimmung zwischen Motor und Getriebe zunächst mit Vorab-Komponenten durchgeführt werden.

Dafür wurden ein Peugeot-Dieselmotor XD2S mit Abgasturbolader und eine für den Einsatz im Fiat-Ritmo entwickelte Transmatic mit Stellbereich R = 4 eingesetzt.

Auf einem Komponentenprüfstand (Bild 58) wurde zunächst das Motorkennfeld des Peugeot-Motors mit Turbolader-Kennwerten und die Abhängigkeit der Stellung des Einspritzpumpenstellhebels von Last und Drehzahl ermittelt. Diese Kenndaten dienten als Eingabewerte für die elektronische Motor/Getrieberegelung.

Nach Umrüstarbeiten wurde anschließend auf diesem Prüfstand die Ölversorgung des mechanisch stufenlosen Vorab-Getriebes und seiner internen hydraulischen Regelung unter erhöhter thermischer Belastung, wie sie z. B. unter ungünstigen Bedingungen im vollgekapselten UNI-CAR-Motorraum auftreten könnten, untersucht. Die gewonnenen Erkenntnisse wurden bei der Konstruktion und Auslegung des endgültigen Getriebes berücksichtigt.

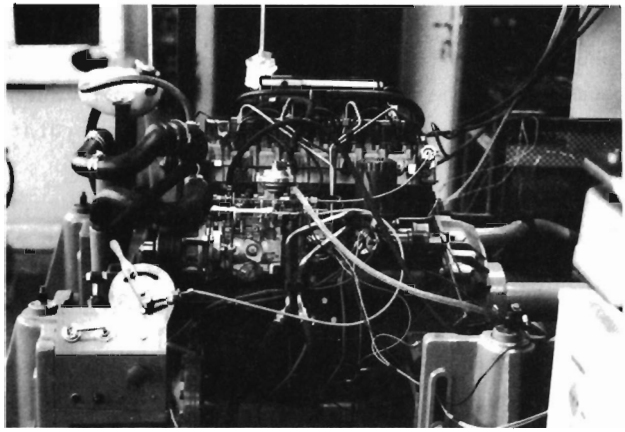


Bild 58 : Peugeot-Motor auf dem Komponentenprüfstand

2.2.6.2 UNTERSUCHUNGEN AUF DEM SCHWUNGMASSENPRÜFSTAND

Zur dynamischen Erprobung wurde der Antriebsblock bestehend aus Motor, Getriebe und Achsantrieb an einen als Fahrleistungsprüfstand konzipierten Schwungmassenprüfstand angeschlossen. Bild 59 zeigt den Prüfstandsaufbau, der aus zwei Hauptteilen, dem Antriebssystem, hier noch mit Peugeot-Motor und Ritmo-Getriebe, und den Simulationswiderständen Schwungmasseneinheit und Pendelmaschine, besteht.

Dieser Prüfstand diente einerseits der Funktionskontrolle des gesamten Antriebes sowie der fahrdynamischen Abstimmung der Regelung und andererseits nach einem Umbau der Bestimmung der Getriebewirkungsgrade.

Durch elektronische Steuerung der Pendelmaschine lassen sich in Verbindung mit der Schwungmasseneinheit die auftretenden Fahrwiderstände wie Roll-, Luft-, Steigungs- und Beschleunigungswiderstände simulieren.

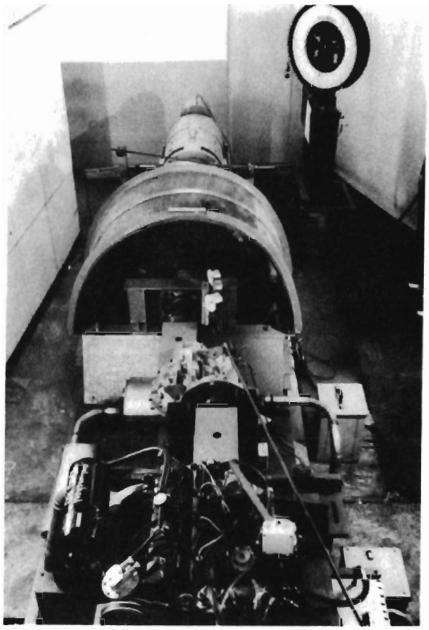


Bild 59 : Gesamtansicht des Fahrleistungsprüfstandes

Die Kombination einzelner Scheiben der Schwungmasseneinheit bietet die Möglichkeit, unterschiedliche Fahrzeugmassen nachzubilden.

Zur Bestimmung der Drehmomente dient für das Eingangsmoment des Getriebes eine Drehmoment-Drehzahlmeßwelle T30FN der Fa. Hottinger-Baldwin zwischen Motorschwungrad und hydrodynamischer Kupplung, für das Ausgangsmoment eine weitere Drehmoment-Meßwelle zwischen Differentialausgang und Sicherheitskupplung der Schwungmasse.

Bis zur Verfügbarkeit der endgültigen Aggregate wurden die dynamischen Untersuchungen mit Vorab-Komponenten durchgeführt. Der Einbau des endgültigen Antriebsblocks erforderte wegen des Winkeltriebs im Achsantrieb einen Umbau des Prüfstandes, wie Bild 60 zeigt.

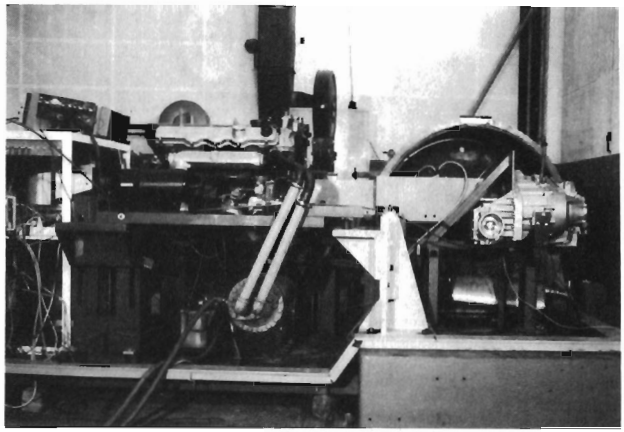


Bild 60 : UNI-CAR-Antrieb auf dem Fahrleistungsprüfstand

Die ersten Messungen dienten der Funktionskontrolle und der Aufnahme von Kennwerten der Original-Aggregate.

Zur Erfassung des Drehmomentverhaltens des UNI-CAR-Motors wurden die Signale Motordrehzahl, Primärdrehzahl, Motordrehmoment, Getriebeausgangsmoment und Fahrgeschwindigkeit mit einem 6-Kanal-Schreiber aufgezeichnet. Insbesondere wurden die Vollastkennlinien des statisch und des dynamisch verfügbaren Drehmomentes aufgenommen.

Die statischen Motormomentenkennwerte ergaben eine gute Übereinstimmung mit den Sollwerten (Bild 61). Bei der Untersuchung der dynamischen Momentenabgabe des Motors sind Messungen in zwei Fahrbereichen des Getriebes durchgeführt worden. In der Wählhebelstellung "Neutral" sind mit dem Motorschwungrad die Getriebeölpumpe und das Pumpenrad der hydrodynamischen Kupplung verbunden, von dem Turbinenrad sind lediglich die Eingangswelle und Teile des Planetengetriebes der Reversierstufe anzutreiben. In der Fahrstufe "Drive" wird der Kraftfluß zu den Antriebsrädern nur in der hydro-

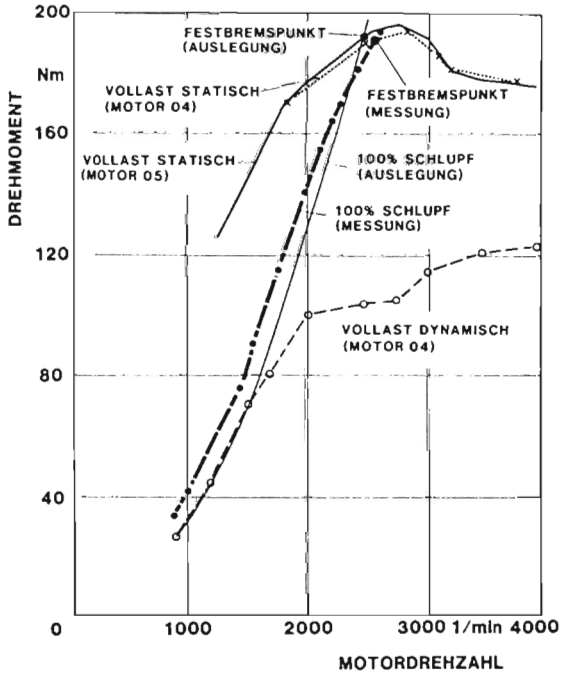


Bild 61 : Drehmoment- und Schlupfverhalten von Motor und Kupplung

dynamischen Kupplung durch Schlupf übertragen, nach dem Schließen der Lock-up-Kupplung durchgehend kraft- und formschlüssig. In beiden Fahrbereichen sind Beschleunigungsmessungen derart vorgenommen worden, daß der Einspritzpumpenhebel schlagartig aus der Leerlaufstellung bis zum Vollastanschlag verstellt worden ist. Es sind hierbei folgende Werte gemessen worden.

In der Fahrstufe "Neutral" benötigt der Motor 1,8 Sekunden bis zum Erreichen der Nenndrehzahl und wurde dabei konstant mit einem Drehmoment von 20 Nm belastet, das für das Beschleunigen der angekoppelten Bauteile notwendig ist. In der Fahrstufe "Drive" wurde das maximale Drehmoment nach einer Zeit von 4,5 Sekunden erreicht.

Diese hohe Verzögerungszeit deutet darauf hin, das der Turbolader in Verbindung mit einer Hydrokupplung eine zu lange Zeit benötigt, um den Ladedruck für die höhere Last zur Verfügung zu stellen. Eine weitere Abstimmung des Zusammenwirkens von Turboladermotor und hydrodynamischer Kupplung konnte aus Kosten- und Zeitgründen nicht durchgeführt werden.

Für die hydrodynamische Kupplung wurde die Festbremsdrehzahl ermittelt, die je nach Öltemperatur bei ca. 2400 U/min liegt und die 100 %-Schlupfkurve aufgenommen. Wie Bild 61 zeigt, weist die Kupplung im unteren Drehmoment-Bereich eine geringfügig höhere Charakteristik auf, stimmt aber im Bereich kurz unterhalb des Festbremspunktes sehr gut mit den Auslegungs-Sollwerten überein. Der Festbremspunkt stimmt mit dem maximalen Drehmoment überein.

Eine weichere Kupplungscharakteristik führte zu längeren Phasen größeren Schlupfes und damit zu schlechteren Wirkungsgraden, eine härtere Charakteristik zu niedrigeren Anfahrmomenten und damit einer geringeren Steigfähigkeit.

Anschließend folgten Untersuchungen der Ölversorgung der Komponenten des endgültigen Getriebes, insbesondere der Rückförderung des Öls aus dem Achsantrieb und der internen hydraulischen Regelung. Dabei traten Störungen durch ein "hängendes" Bronze-Ventil infolge Verschmutzung des Öls durch Gießsandreste und Wärmedehnung auf. Abhilfe wurde durch Verwendung eines Stahlventils und eine geringfügige Erhöhung des Ventilspiels geschaffen.

Gleichzeitig wurde bei Dauerversuchen Tragbild-Kontrollen (Bild 62) der Palloid-Kegelverzahnung und der Evolventen-Schrägverzahnung der Zwischenstufe durchgeführt und die eingestellte Vorspannung der Lager hinsichtlich Setzerscheinung überprüft. Es ergaben sich nur geringfügige Änderungen der Einstellwerte, die beibehalten werden können, wie eine weitere Überprüfung nach etwa 5000 km Fahrstrecke im Fahrversuch nachwies.

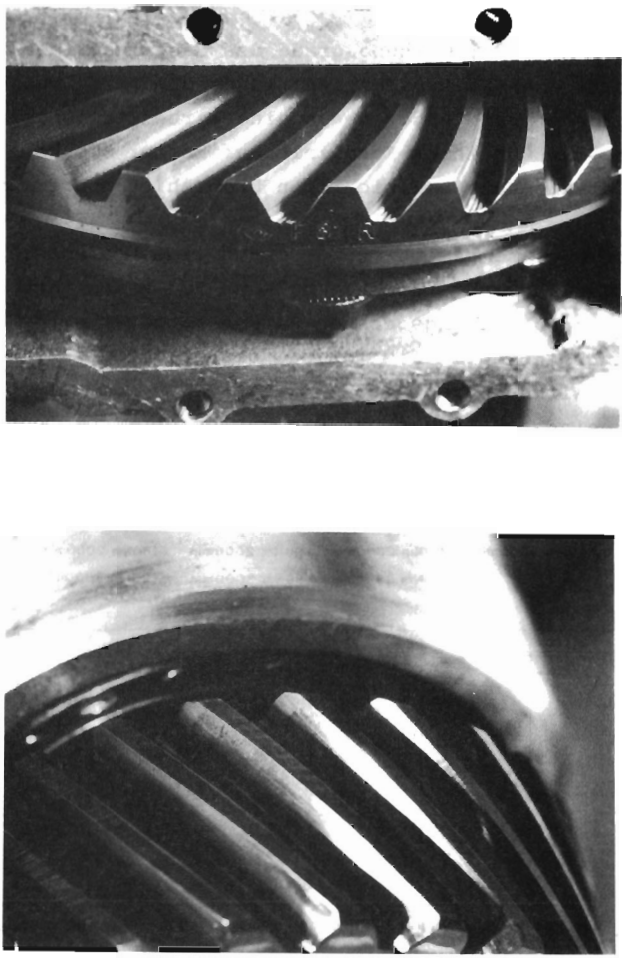


Bild 62 : Tragbilder der Palloid-Kegelverzahnung und der Zahnradstufe des Achsantriebes

2.2.6.3 WIRKUNGSGRADMESSUNGEN

Zur Bestimmung der Wirkungsgrade des Gesamtgetriebes (stufenloses Getriebe mit Achsantrieb) wurde die Pendelmaschine des Schwungmassenprüfstandes gegen eine Wirbelstrombremse ausgetauscht, die von ihrer Kennlinie her besser die hohen auftretenden Drehmomente bei niedrigen Drehzahlen abbremsen kann.

Die Getriebeöltemperatur wurde durch eine Gebläseschaltung während der Messung zwischen 80° und 90° C konstant gehalten. Die im Lastenheft angegebenen Wirkungsgradwerte für die Nennbelastung sind durch die Messung bestätigt worden. Der Verlauf der Wirkungsgrade ist im Bild 63 für verschiedene Getriebeeingangsmomente und Drehzahlen über dem Übersetzungsverhältnis aufgetragen.

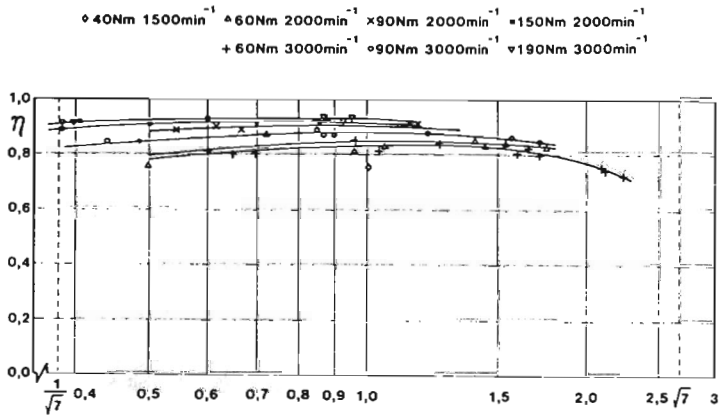


Bild 63 : Getriebewirkungsgrade bei verschiedenen Belastungen über dem Stellbereich

Im Bereich der größten Übersetzung waren Messungen wegen der sich öffnenden Lock-up-Kupplung nicht durchführbar. Ebenfalls mußte auf Meßwerte bei hohen Momenten und hohen Übersetzungen verzichtet werden, da die Wirbelstrombremse die auftretenden

hohen Momente nicht aufnehmen konnte. Bild 64 zeigt Wirkungsgrade bei verschiedenen Übersetzungen und Drehzahlen in Abhängigkeit vom Getriebeeingangsmoment. Im Vergleich zu Stufengetrieben ist das Wirkungsgradverhalten im überwiegenden Teil des Lastbereiches gleichwertig. Lediglich im unteren Lastdrittel ist ein stärkerer Abfall durch die Leistungsaufnahme der Hydraulikpumpe zu verzeichnen.

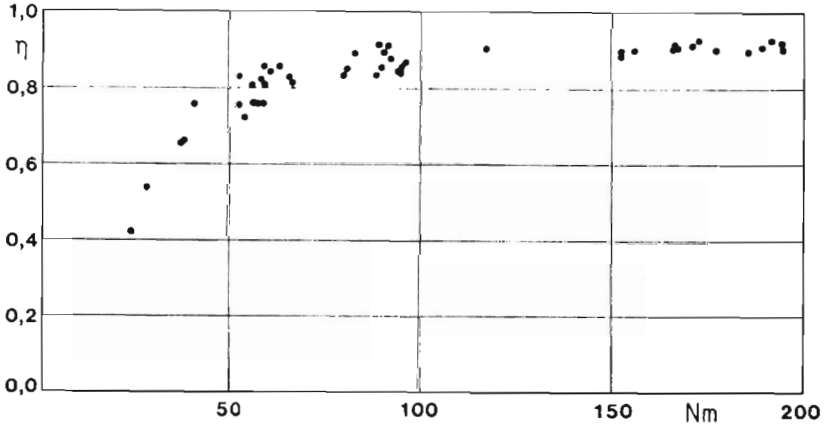


Bild 64: Getriebewirkungsgrade für verschiedene Übersetzungen in Abhängigkeit vom Getriebeeingangsmoment

2.2.6.4 FAHRVERSUCHE

Bei Fahrversuchen wurden die Antriebskomponenten im UNI-CAR zunächst einer allgemeinen Funktionskontrolle unterworfen, die auf an Prüfständen nicht simulierbare Einflüsse wie Vertikaldynamik, Querbeschleunigung, Steigung, Seitenneigung und Verschmutzung ausgedehnt wurde. Das Getriebe wurde dazu neben den vorhandenen Drehzahlsensoren noch mit Kontrollinstrumenten für Öldruck und Temperatur ausgerüstet.

Die Festbremsdrehzahl entsprach mit 2420 U/min bei 30° C Öltemperatur und 2580 U/min bei 85° C den Auslegungsdaten. In schnell gefahrenen engen Kurven (Kreisbahn) traten Störungen in der internen hydraulischen Regelung durch Luftansaugen

auf, die durch geringfügige Erhöhung des Ölstandes und Einbau eines Schlingerblechs in die Ölwanne behoben wurden.

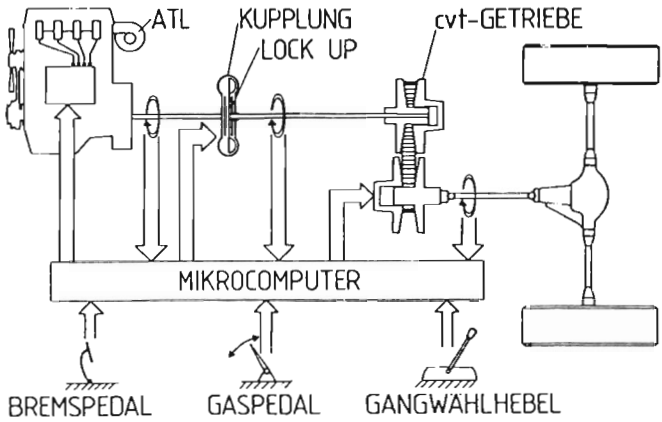
Ein verzögertes Ansprechen des Antriebs auf die Regelungsinformation wird dadurch hervorgerufen, daß die Trägheitsmomente der rotierenden Massen im Getriebe wie Kegelscheiben der Transmatic und Kupplungen einer Drehzahländerung des Motors entgegenwirken. Abstimmungsarbeiten seitens van Doorne an der Steuerhydraulik haben dieses Verhalten abgeschwächt. Optimierungsarbeiten bezüglich Leichtbau der Kegelscheiben für die Transmatic mit Stellbereich 7 brächten weitere Verbesserungen, können aber nicht mehr durchgeführt werden wie auch Untersuchungen mit dem Ziel, die Schlupfphasen der Kupplung zu verkleinern,um den Antriebswirkungsgrad im unteren Fahrbereich zu verbessern.

Für eine nächste Getriebegeneration sollte untersucht werden, mit welchen Maßnahmen die interne Vorwärts/Rückwärtskupplung als Anfahrkupplung genutzt werden kann.

2.3 ELEKTRONISCHE MOTOR-GETRIEBE-REGELUNG

2.3.1 REGELUNGSKONZEPT

Die manuelle Bedienung eines Antriebes mit stufenlosem Getriebe ohne regelungstechnische Hilfsmittel ist relativ schwierig, da eine gewünschte Fahrleistung mit beliebig vielen Konstellationen von Getriebeübersetzung, Motordrehmoment und Drehzahl erzeugt werden kann. Bei dem hier vorgestellten Konzept wird zur Bedienung des Antriebssystems zwischen Fahrer und Antrieb ein Mikrocomputer als intelligente elektronische Regelung eingeschaltet (Bild 65), so daß der Fahrer keinen direkten mechanischen Zugriff zum Antriebssystem mehr hat. Dadurch ist es möglich, kraftstoffverbrauchsungünstige und fahrtechnische Fehlbedienungen des Antriebes ganz oder teilweise mit der elektronischen Regelung zu korrigieren. Zum Beispiel kann dadurch beim schnellen Anfahren ein Durchdrehen der Räder verhindert werden, indem die Antriebsleistung in Abhängigkeit von der jeweiligen Fahrgeschwindigkeit begrenzt wird. Zur kraftstoffverbrauchsgünstigen Einstellung der Motorarbeitspunkte muß die Regelung die Antriebskomponenten in Abhängigkeit von Gas- und Bremspedal unter Berücksichtigung von Motor- bzw. Getriebedrehzahl und Fahrgeschwindigkeit optimal steuern. Dabei soll für den Fahrer die Bedienung des Antriebes möglichst einfach sein und der Bedienung eines Fahrzeugs mit konventionellem Automatikgetriebe entsprechen.

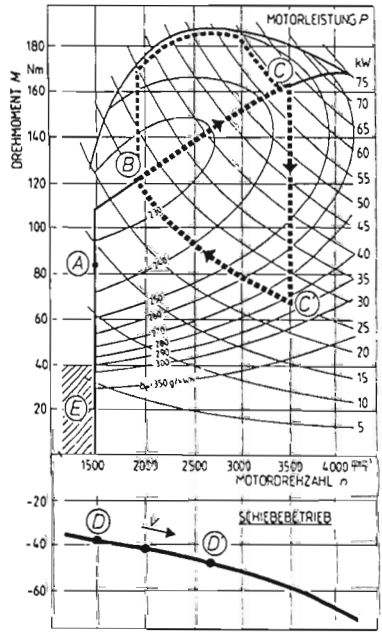


B i l d 65 : Antriebs-Regelungskonzept

Für die wirkungsgradgünstige Regelung der Antriebskomponenten wurde eine Regelstrategie entwickelt, die je nach Zustandsform des Antriebes einen geeigneten d.h. wirkungsgradgünstigen Regelalgorithmus zur Verfügung stellt. Am schematischen Verbrauchskennfeld des Motors (Bild 66) soll dies erläutert werden:

Bei geringen Fahrleistungen wird der Arbeitspunkt A auf dem senkrechten Anfang der Regellinie so gesteuert, daß die Drehzahl konstant bleibt und nur das Drehmoment variiert wird. Für große Abtriebsleistungen auf dem oberen Teil der Regellinie (Punkt B) wird eine Folgeregelung verwendet; d.h. mit der Getriebeübersetzung wird die Motordrehzahl geregelt und in Abhängigkeit von der Istdrehzahl das Motordrehmoment eingestellt.

Bei Leistungserhöhung muß der Arbeitspunkt B mit der Stellgeschwindigkeit des stufenlosen Getriebes zur Position C gesteuert werden. Bei der hier ausgeführten Regelung zur Erzielung möglichst geringen Kraftstoffverbrauchs wird der Arbeitspunkt auf der Regellinie verschoben. Für möglichst gutes Ansprechverhalten wird der Arbeitspunkt vorteilhafter längs der etwas wirkungsgradungünstigeren Vollastkurve hochgefahren.



B i l d 66 : Arbeitspunkte im Motorkennfeld

Besonders bei sprunghafter Leistungserhöhung ergeben sich durch das stufenlose Getriebe in Verbindung mit einem ATL-Motor Vorteile hinsichtlich des dynamischen Ansprechverhaltens des Antriebs.

Durch die Motordrehzahlverstellung wird, noch bevor der Aufladeeffekt das Motordrehmoment steigert, relativ schnell eine höhere Motorleistung eingestellt; zusätzlich ist das Ansprechverhalten des Abgasturboladers bei höheren Motordrehzahlen günstiger, so daß ins-

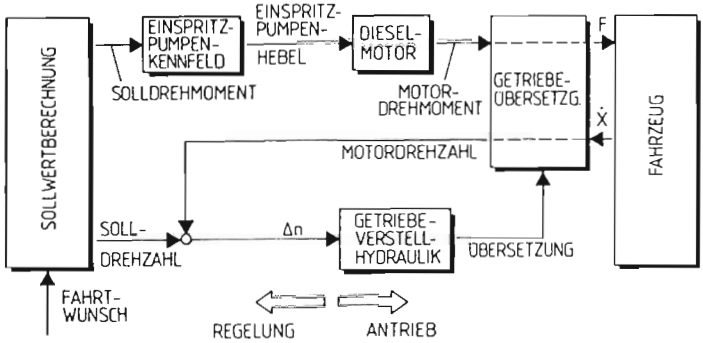
gesamt schneller höhere Motorleistungen erreicht werden. Bei Leistungsverminderung wird der Arbeitspunkt von C nach B unterhalb der Regellinie so geführt, daß zuerst die Leistung auf den neuen Sollwert eingestellt wird (Punkt C') und danach mit der relativ langsamen Stellgeschwindigkeit des Getriebes der Arbeitspunkt B eingefahren wird. Dieser Ablauf ist deshalb vorteilhaft, weil der geringere Leistungswunsch sofort erfüllt wird, ohne daß während der Stellzeit des Getriebes mehr Leistung erzeugt wird als überhaupt gewünscht wird. Dadurch werden zwar Kennfeldbereiche mit ungünstigem Wirkungsgrad durchfahren, jedoch ist der absolute Kraftstoffverbrauch geringer.

Im Motorbremsbetrieb wird die Einspritzpumpe in Nullage gesteuert und eine niedrige Motordrehzahl eingeregelt (Punkt D). Dadurch ist die Motorbremswirkung gering, so daß vor frühzeitig sichtbaren Haltestellen (z.B. Signalanlagen) das Fahrzeug mit möglichst geringem Kraftstoffverbrauch weit ausrollen kann. Erst bei zusätzlicher Bedienung der Bremse wird in Abhängigkeit von der jeweiligen Fahrgeschwindigkeit die Bremswirkung des Motors verstärkt (Punkt D'). Bei Bergabfahrten wird die nicht ausreichende Motorbremswirkung erkannt und die Motordrehzahl soweit heraufgesetzt, bis die Bremsleistung ausreichend ist. Eine spezielle Wählhebelposition für Bergabfahrten ist deshalb nicht notwendig.

2.3.2 REGELSTRUKTUR

Für die Steuerung von Drehmoment und Drehzahl des Motors werden als Stellglieder die Einspritzpumpe und das stufenlose Getriebe eingesetzt. Das Drehmoment läßt sich sowohl mit der Getriebeübersetzung als auch mit der Einspritzpumpe stellen, jedoch besteht zwischen der Einspritzmenge und dem Drehmoment ein ursächlicher Zusammenhang, während mit der Verstellung der Getriebeübersetzung nur über die Wirkung auf die Antriebskinematik eine Momentenänderung zu erreichen ist. Die Motordrehzahl wird aus analogen Gründen mit der Getriebeübersetzung eingestellt.

Aus dieser Betrachtung ergibt sich eine sinnvolle Aufgabenstellung in der Weise, daß mit der Einspritzpumpe das Motordrehmoment und mit der Getriebeübersetzung die Motordrehzahl gestellt wird.



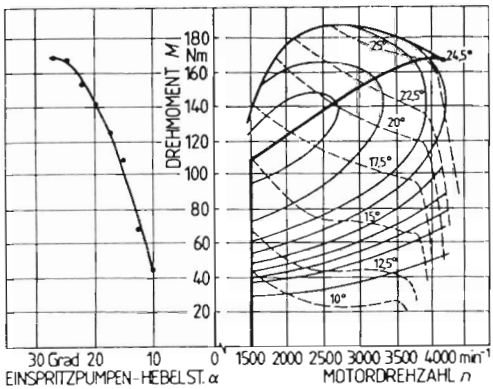
B i l d 67 : Regelstruktur

Die entsprechende Struktur der Regelung (Bild 67) zeigt, daß aus dem Fahrtwunsch mit dem Sollwertrechner die Sollwerte für das Motordrehmoment und die Motordrehzahl berechnet werden. Die Motordrehzahl wird mit der Motoristdrehzahl verglichen und bei entsprechender Abweichung mit Verstellung der Getriebeübersetzung korrigiert. Die Steuerung des Drehmomentes erfolgt mit dem Einspritzpumpenhebel. Der Steuerung des Motordrehmomentes muß aus diesem Grund über das Einspritzpumpenkennfeld in einen Sollwert der Einspritzpumpenhebelstellung umgerechnet werden. Das so eingestellte Motordrehmoment erzeugt eine Zugkraft F, die über die längsdynamischen Eigenschaften des Fahrzeuges die Fahrgeschwindigkeit $\dot{x}$ und direkt über die Getriebeübersetzung die Motordrehzahl beeinflußt.

Für die Einstellung des Motordrehmomentes ist prinzipiell eine Drehmomentenmessung notwendig. Da eine Messung des Drehmomentes aber zu aufwendig und wenig praktikabel ist, wurde abgestimmt mit der Motorentwicklung eine geeignete Einspritzpumpe ausgewählt, deren Einspritzcharakteristik eine möglichst genaue Drehmomenteinstellung ermöglicht.

Bild 68 zeigt die Linien konstanter Bedienungshebelstellung im Motorkennfeld. Wenn man davon ausgeht, daß die Arbeitspunkte des Motors nur auf der Regellinie liegen, ergibt sich zwischen Drehmoment und Bedienungshebelwinkel der im B i l d l i n k s aufgetragene Zusammenhang. Dies zeigt, daß bei der gewählten Einspritzpumpencharakteristik ein fast linearer Zusammenhang zwischen Hebelstellung und Drehmoment besteht. Dadurch ist eine gleichmäßige Stellgenauig-

keit über den gesamten Stellbereich gewährleistet.

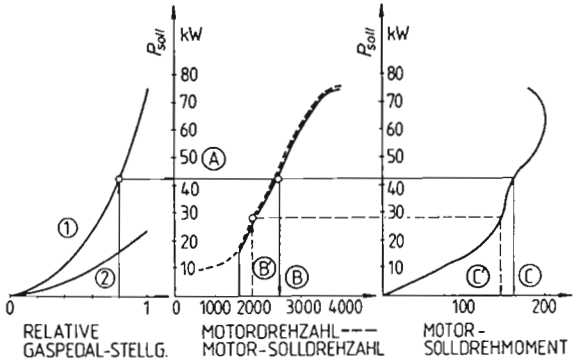


B i l d 68 : Einspritzpumpen-Hebelstellung im Motorkennfeld

Abgesehen vom Bremsbetrieb äußert der Fahrer seinen Fahrtwunsch nur mit dem Gaspedal. Grundsätzlich stellt sich deshalb die Frage, wie aus der Bedienung des Gaspedals geeignete Werte für Solldrehmoment und -drehzahl berechnet werden können.

Versuche mit einem Analogrechenmodell des Fahrzeuges mit Antrieb und Regelung zeigten, daß ein nichtlinearer Zusammenhang zwischen gewünschter Fahrleistung und der relativen Gaspedalstellung es dem Fahrer erleichtern, die gewünschte Fahrleistung mit dem Fuß gut zu dosieren. Kurve 1 (Bild 69) zeigt, daß sich für geringe Antriebsleistungen eine höhere Einstellgenauigkeit als für größere Leistungen ergibt. Für Fahrten auf eisglatter Fahrbahn läßt sich ein anderer Zusammenhang, Kurve 2, einstellen; dadurch wird einerseits die maximale Antriebsleistung begrenzt und andererseits eine genauere Dosierung bzw. Bedienung des Antriebes ermöglicht. Aus der gewünschten Fahrleistung, im Diagramm Punkt A, werden über Kennlinien, die vom Wirkungsgradkennfeld des Antriebes abgeleitet werden, die statischen Sollwerte für Motordrehzahl (Punkt B) und Motordrehmoment (Punkt C) berechnet.

Bedingt durch die begrenzte Stellgeschwindigkeit des stufenlosen Getriebes können im fahrdynamischen Fahrbetrieb erhebliche Differenzen zwischen Soll- und Istdrehzahl entstehen. Damit auch in diesen Fällen der Arbeitspunkt auf der Regellinie bleibt, wird aus der Motoristdrehzahl (Punkt B') das Motordrehmoment berechnet, (Punkt C').

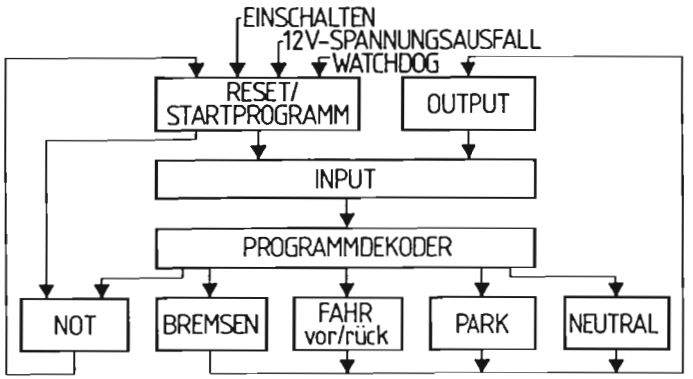


B i l d 69: Sollwertberechnung

2.3.3 PRAKTISCHE REALISIERUNG

Für die Umsetzung der vielfältigen Regel- und Steuerungsaufgaben in eine kompakte, funktionssichere Regelung wurde ein Mikrocomputersystem realisiert. Die Anforderungen an die Hardware-Struktur ergeben sich nach softwaremäßiger Formulierung der Regelungsstrategie.

- Regelungssoftware



B i l d 70: Software-Schema der Regelung

Die Programmstruktur der Regelung zeigt Bild 70 . Nach Einschalten der Regelung wird im "Reset/Startprogramm" der Mikrocomputer initialisiert und auf einwandfreie Funktion geprüft. Im Störfall wird nach kurzzeitigem Ausfall der 12 V-Bordspannung im Fahrbetrieb ebenfalls ein Funktionstest durchgeführt und falls notwendig mit dem "Not-Programm" der Antrieb abgeregelt.

Bei einwandfreier Funktion der Regelung werden die physikalischen Zustandsgrößen des Antriebes mit dem "Input-Programm" erfasst und nach Analyse der Meßwerte im "Programmdecoder" das geeignete Unterprogramm angewählt. Entsprechend den möglichen Betriebszuständen des Antriebes sind spezielle Programme für Park- und Neutralposition des Wählhebels notwendig. Im Fahrzustand wird entsprechend dem Leistungswunsch zwischen "Fahr-Programm" und "Brems-Programm" umgeschaltet.

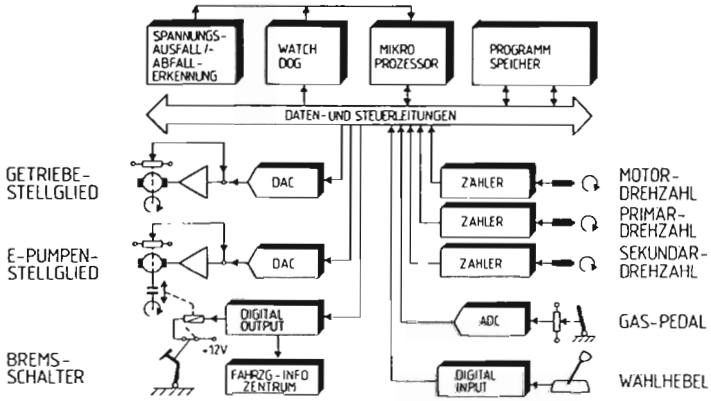
Die in diesen Unterprogrammen berechneten Sollwerte und Ausgabeinformationen werden im "Output-Programm" ausgegeben. Mit dem darauffolgenden "Input-Programm" ist der Programmablauf geschlossen und wiederholt sich fortlaufend.

Eine fehlerhafte Funktion des Antriebes wird im "Programmdecoder" mit einer Plausiblilitätskontrolle der Meßwerte erkannt und falls notwendig mit dem "Not-Programm" der Antrieb abgeregelt. Danach wird mit dem "Reset/Startprogramm" erneut ein Selbsttest durchgeführt, dessen Ergebnis dem Fahrer über die Zentralinformation mitgeteilt wird.

- Regelungshardware

Bei der Realisierung der elektronischen Regelungshardware waren verschiedene Randbedingungen zu berücksichtigen:

- zuverlässiger Betrieb bei den Umweltbedingungen im Kfz
- geringe elektrische Verlustleistung, damit Selbstaufheizung gering
- ausreichende Rechengeschwindigkeit, damit Reaktionszeit der Regelung genügend kurz.



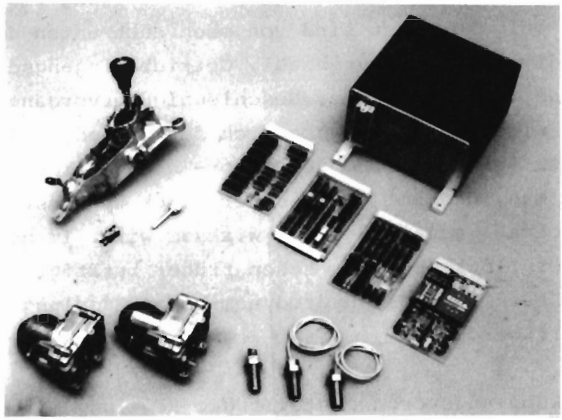
B i l d 71: Elektronikschema

Für den vorliegenden Anwendungsfall wurde ein 12-Bit-Mikrocomputersystem ausschließlich mit CMOS-Bauelementen realisiert. Bild 71 zeigt den Mikroprozessor mit dem Programmspeicher und entsprechender Peripherie, welche die Drehzahlmessung (Zähler) und die Analog-Digitalwandlung selbständig durchführt, so daß der Rechner selbst nicht mit der Datenerfassung blockiert ist. Dadurch wird die Zykluszeit für einen Berechnungslauf so kurz, daß die Ausgabe der aktuellen Stellgrößen mit einer Folgefrequenz von 25 Hz erfolgen kann.

Die Steuerung der Einspritzpumpe und des Getriebes erfolgt mittels elektronischer Stellglieder. Aus Sicherheitsgründen wirkt das Einspritzpumpenstellglied über eine elektromagnetische Kupplung auf den Einspritzpumpenhebel. Bei Spannungsausfall oder Bremspedalbetätigung wird die elektromagnetische Kupplung im Stellglied geöffnet und der Einspritzpumpenhebel unabhängig von der Elektronik durch eine Rückholfeder in Nullage gebracht. Mit zusätzlichen Maßnahmen wie dem sog. 'watch dog' und einer Spannungsabfall- bzw. Spannungsausfallerkennung wird auch bei kurzzeitig ausfallender Bordspannung ein sicheres Betriebsverhalten gewährleistet.

Die praktisch ausgeführte elektronische Regelung in Bild 72 besteht aus vier Platinen im Format 100 - 160 mm². Der Raumbedarf ist gering, so daß die Unterbringung im Fahrzeug keine Schwierigkeit darstellt. Für das vollständige Regelungssystem werden zusätzlich induktive Drehzahlgeber, elektrische Stellmotoren, Gaspedal-

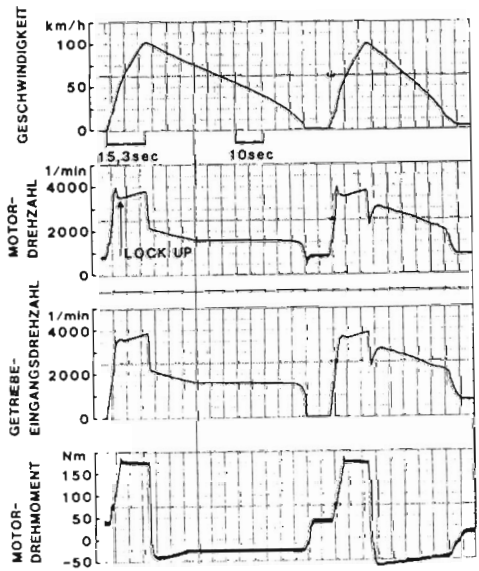
potentiometer, Bremsschalter und Wählhebel mit elektronischem Positionsmelder benötigt.



B i l d 72 : Regelungskomponenten

2.3.4 VERSUCHSERGEBNISSE

Für die Programmierung der Regelung sind sowohl statische als auch dynamische Eigenschaften des Motors und des stufenlosen Getriebe zu berücksichtigen. Wichtige Kenndaten liefern das Verbrauchs- und Einspritzpumpenkennfeld des Motors und das Steuerkennfeld der Getriebehydraulik. Für die Ermittlung der Kennwerte und für die regelungstechnische Feinabstimmung des Antriebes mit der elektronischen Regelung wurde ein vollständiges Antriebssystem auf einem Schwungmassenprüfstand zur Simulation der Fahrwiderstände installiert.



B i l d 73 : Dynamisches Fahrverhalten (Antriebssystem auf Prüfstand)

Die Prüfstandsfahrversuche bewiesen eine zufriedenstellende Funktion der Regelung. Das Bild 73 zeigt das dynamische Antriebsverhalten für zwei Fahrzyklen mit Vollgasbeschleunigung bis 100 km/h. Übereinander aufgezeichnet sind von oben nach unten die Meßwerte für Geschwindigkeit, Motordrehzahl, Getriebeeingangsdrehzahl und Motordrehmoment. Zu Beginn des Beschleunigungsvorgangs im Fahrzyklus links wird im Kupplungsbereich der hydrodynamischen Kupplung gefahren. Bei Vergleich der Motor- und Getriebeeingangsdrehzahl erkennt man, daß bei Vollgas der "lock up" erst nach Erreichen der Höchstdrehzahl von 4000 min^{-1} wirksam wird. Im normalen Fahrbetrieb wird der "lock up" zwar schon früher betätigt, jedoch muß die realisierte Abstimmung der hydrodynamischen Kupplung mit "lock up" noch optimiert werden.

Nach dem Einkupplungsvorgang stellt die Regelung mit der Getriebeübersetzung einen stabilen Motorarbeitspunkt ein. Drehzahl und Drehmoment und damit auch die mechanische Leistung des Motors bleiben während des Beschleunigungsvorgangs fast konstant. Die Gesamtbeschleunigungszeit von 0 auf 100 km/h beträgt etwa 15,3 Sekunden.

Wird nach Erreichen der Höchstgeschwindigkeit das Gaspedal in Nullage gestellt, rollt das Fahrzeug weit aus, weil eine niedrige Motordrehzahl (1600 min^{-1}) und damit geringe Motorbremsleistung eingestellt wird. Nur bei zusätzlicher Betätigung des Bremspedals wie im Fahrzyklus rechts wird die Motordrehzahl in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit erhöht, damit die verstärkte Motorbremswirkung die hydraulische Bremsen unterstützt.
Insgesamt zeigt der Antrieb ein recht komfortables Fahrverhalten, das auch am wenig unruhigen Verlauf des Motordrehmomentes zu erkennen ist.

2.3.5 ENTWICKLUNGSPERSPEKTIVEN

Aus Kosten- und Zeitgründen mußten bezüglich der elektronischen Regelung des Getriebes erhebliche Kompromisse gemacht werden. Die vorhandene interne hydraulische Regelung des stufenlosen Getriebes konnte nicht vollständig durch eine elektronische Regelung ersetzt werden, da die Änderungen an der Hydraulik zu aufwendig und das Entwicklungsri-

siko im Rahmen dieses Projektes zu groß gewesen wäre. Aus diesem Grunde mußte die interne Regelhydraulik in das elektrische Regelkonzept integriert werden.

Aufgrund der Vorteile von stufenlosen Getrieben zur Verbesserung von Komfort und Kraftstoffverbrauch werden diese Automatikgetriebe in den nächsten Jahren erheblich an Bedeutung gewinnen. Die zukünftigen Forschungsaktivitäten sollten deshalb zu einer weiteren Verbesserung des Getriebes und der elektronischen Regelung führen.
Wichtige Verbesserungsziele sind:

- Verwendung einer elektronischen Einspritzpumpe; dadurch Wegfall der Stellmotoren an der mechanischen Einspritzpumpe.
- Vereinfachung der Getriebestellhydraulik durch analoge oder digitale elektrisch ansteuerbare Hydraulikventile; dadurch weniger teure Hydraulikelemente.
- Lastabhängige Steuerung des Anpreßdruckes; dadurch günstigere Getriebe-Teillastwirkungsgrade.
- Schubabschaltung; dadurch geringerer Kraftstoffverbrauch
- Straßenzustandabhängige Antriebsregelung; dadurch kein Durchdrehen der Räder bei eisglatter Fahrbahn.

Die Weiterentwicklung für diese Aufgaben geeigneter elektronischer und hydraulischer Komponenten wird in den nächsten Jahren in enger Zusammenarbeit zwischen Kfz-Entwicklung und Elektronik notwendig sein.

2.4 KRAFTSTOFFVERBRAUCH

Die Erzielung eines niedrigen Kraftstoffverbrauchs hatte bei der Lastenheftausarbeitung einen hohen Stellenwert. Günstige Werte sollten einerseits durch geringe Fahrwiderstände des Fahrzeugs, d.h.

- sehr niedrigen Luftwiderstand und
- rollwiderstandsarme Reifen

erreicht werden. Andererseits sollten, wie schon erwähnt, auf der Seite des Antriebs die Komponenten

- verbrauchsgünstiger, direkteinspritzender Dieselmotor,
- Regelung des stufenlosen Getriebes auf minimalen Kraftstoffverbrauch

dazu beitragen, das gesetzte Ziel zu erreichen. Hinsichtlich des Fahrzeuggewichts, das von großem Einfluß auf den Verbrauch ist, war sich die Hochschularbeitsgemeinschaft bewußt, daß hier keine extreme Optimierung möglich war, wie sie beispielsweise in einer Industriefirma oder bei längerer Entwicklungszeit realisiert werden kann.
Die nichtmotorischen Einflußgrößen auf den Kraftstoffverbrauch sind in den Teilkapiteln 2.2.3, 3.5 und 4.1 behandelt. Die Diskussion der motorischen Verbrauchswerte soll daher entsprechend der Reihenfolge in der Entwicklungsarbeit dargestellt werden:

- Prüfstandsversuche
- Versuche im Versuchsträgerfahrzeug
- Versuche im UNI-CAR.

2.4.1 VERSUCHE AUF DEM MOTORENPRÜFSTAND

Der erste Motor, der für ausgiebige Verbrauchsmessungen im gesamten Kennfeldbereich zur Verfügung stand, war der Motor 3, der den Ausgangspunkt der Motoroptimierung markiert. Sein Verbrauchskennfeld ist in Bild 74 wiedergegeben. Die erreichten Werte liegen deutlich über den Lastenheftvorgaben.

Es war im Lauf der Entwicklung bald abzusehen, daß die Lastenheftvorgaben im Schwachlastbereich voraussichtlich trotz aller Bemühungen nicht einzuhalten waren. Daraufhin wurde als Entwicklungsschwerpunkt vereinbart, den Motor vorzugsweise in dem Kennfeldbe-

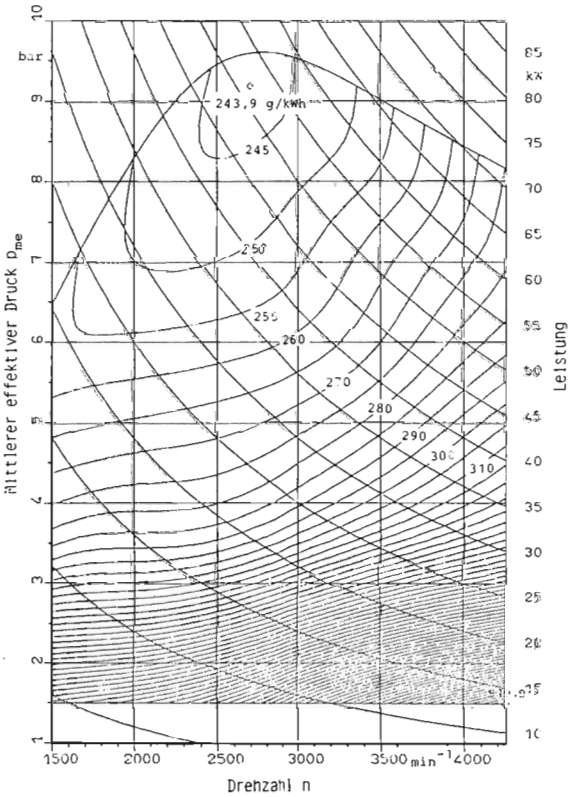


Bild 74 :

Verbrauchskennfeld eines der ersten Versuchsmotoren (Motor 3)

reich, der im UNI-CAR überwiegend benutzt wird, zu optimieren. Weite Kennfeldbereiche werden aufgrund der UNI-CAR-Getrieberegelung allenfalls kurzzeitig benutzt. Deshalb sollte sich die Verbrauchsoptimierung auf Kennfeldpunkte bei niedriger Last und Drehzahl, wie sie bei Stadtfahrt und den vom Gesetzgeber vorgeschriebenen Fahrzyklen charakteristisch sind, konzentrieren. Als Entwicklungsziel wurde für einen Schwachlastpunkt von p_{me} = 4 bar im Drehzahlbereich von 1500 bis 1800 min^{-1} ein spezifischer Kraftstoffverbrauch von b_e = 255 g/kWh, der unbedingt zu erreichen war, vereinbart. Nach Abstimmung mit den Verantwortlichen für die Getrieberegelung wurde von einer Konstantdrehzahl der Getrieberegelung im unteren Leistungsbereich von 1500 min^{-1} ausgegangen.

Abgasturboaufgeladene Motoren weisen gegenüber Saugmotoren bei kleinen Mitteldrücken ungünstigere spezifische Kraftstoffverbräu-

che auf, da in diesem unteren Lastbereich das negative Spülgefälle durch Vergrößerung der Gaswechselarbeit den Wirkungsgrad vermindert (vgl. /1/). Bei der Turboladerauslegung war diese Tatsache besonders zu berücksichtigen.

Der angesprochene Verbrauchsnachteil liegt bei allen abgasturboaufgeladenen Dieselmotoren unabhängig vom Verbrennungsverfahren vor. Beim Vergleich mit Saugmotoren ist jedoch die gesamte Antriebsauslegung des Fahrzeugs einschließlich der Übersetzungen von Getriebe und Achsantrieb zu berücksichtigen. Es muß auch beachtet werden, daß bei gleicher geforderter Nennleistung und Nenndrehzahl der aufgeladene Motor ein kleineres Hubvolumen und damit bei jeder geforderten Teilleistung ein höheres Niveau der Mitteldrücke hat /1/.

Bei der weiteren Motorentwicklung erwies sich zunächst der für den Einbau in einen Versuchsträger vorgesehene Motor als der mit dem besten Verbrauchsverhalten. Das Verbrauchskennfeld des für den Versuchsträger vorgesehenen Motors zeigt Bild 75 . Trotz der erwähnten Bemühungen, insbesondere im Schwachlastbereich bei niedriger Drehzahl günstige Verbräuche zu erzielen, sind auch die Vollastwerte bei Nenndrehzahl (b_e = 265 g/kWh) als außerordentlich günstig zu bezeichnen. Diese Tatsache ermöglicht es, auch im Hochgeschwindigkeitsbereich des Fahrzeuges deutlich geringere Kraftstoffverbräuche zu erreichen, als dies mit Otto- oder Kammerdieselmotoren möglich wäre.

Nachdem der Einbau des Motors 21 in das UNI-CAR-Fahrzeug nicht möglich ist, mußten die offensichtlich günstigen Parameter auf Motoren, die für den Einbau im UNI-CAR-Fahrzeug geeignet waren, übertragen werden. Die mit dem Motor 21 erreichten Werte konnten dort jedoch erst nach weiteren Entwicklungsarbeiten erreicht werden. Das Verbrennungsverfahren erwies sich insgesamt als überraschend unempfindlich gegen Variationen der Gemischbildungsparameter. Schließlich konnten mit den Motoren 8 und 9, deren Kenn-

---

/1/ Tholen, P.; Zernig, N.: Entwicklungstendenzen bei Nutzfahrzeugdieselmotoren, Fortschritt-Bericht der VDI-Zeitschriften Reihe 6, Nr. 85, Düsseldorf, 1981

felder in den Bildern 76 und 77 wiedergegeben sind, die angestrebten Verbrauchswerte erreicht werden. Gegenüber dem Verbrauchsbestwert des Motors 21 von 231 g/kWh weisen diese beiden Motoren Bestwerte von 240 g/kWh bzw. 237 g/kWh auf. Der Motor 8 wurde in den Prototyp Nr. 4, der Motor 9 in den Prototyp Nr. 3 als Austausch für einen der frühen Versuchsmotoren eingebaut. Für die Fahrzeug-Verbrauchsmessungen und den Nachweis des Abgasverhaltens wurde der Prototyp Nr. 3 benutzt.

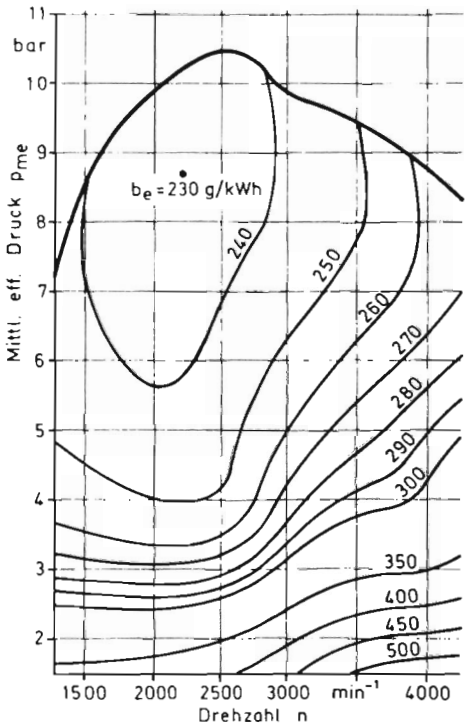


Bild 75 :

Verbrauchskennfeld des Motors für den Versuchsträger

Zusammenfassend läßt sich für die Ergebnisse der Motorentwicklung hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs feststellen, daß die im Lastenheft angestrebten Werte des Verbrauchskennfeldes nicht in allen Bereichen zu erreichen waren. Im Kennfeldpunkt mit p_{me} = 4 bar, n = 1500 min^{-1} liegt beim heutigen Entwicklungsstand der erreichte

Wert ca. 7,6 % über dem Lastenheftwert. Der Verbrauchsbestwert des Motors 21 erreicht ungefähr den angestrebten Bestwert. Im Nennleistungspunkt werden die angestrebten Verbrauchswerte von b_e = 265 g/kWh von mehreren Motoren erreicht.

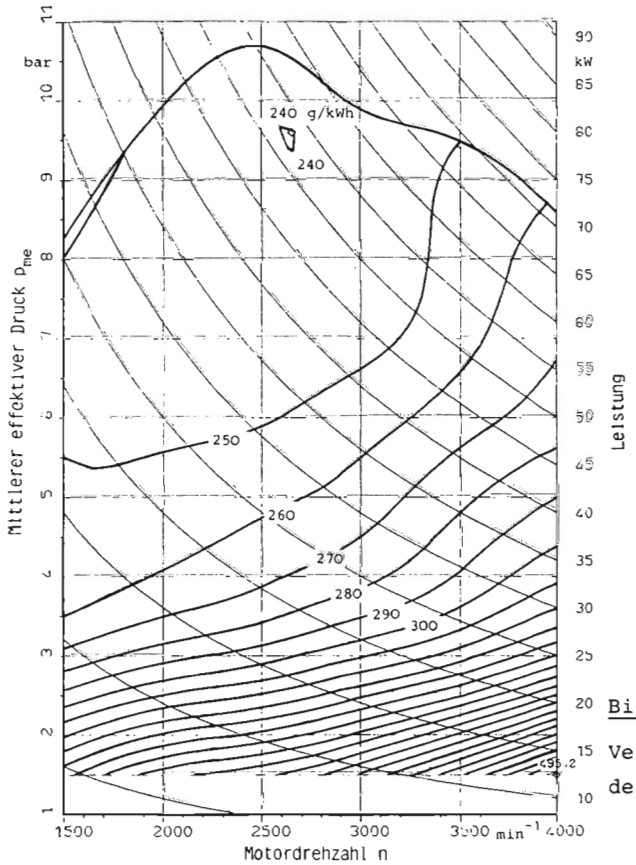


Bild 76 : Verbrauchskennfeld des Motors 8

Die Kennfelder der Motoren 8 und 9 zeigen die günstigen Voraussetzungen der Motoren für eine Getrieberegelung, die dem Motor im unteren Leistungsbereich eine Konstantdrehzahl von 1500 min^{-1} abverlangt. Vergleicht man beispielsweise beim Motor 9 für eine geforderte Leistung von 10 kW zwei mögliche Betriebspunkte, so kann diese bei 1500 min^{-1} mit einem spezifischen Verbrauch von b_e = 255 g/kWh gegenüber b_e = 265 g/kWh bei 2000 min^{-1} erzielt werden.

Die Abweichungen der Verbrauchswerte von den Lastenheftzielen haben zwei Ursachen. Zum ersten wurden die Möglichkeiten, die unvermeidliche Nachteile des abgasturboaufgeladenen Motors gegenüber dem Saugmotor im unteren Lastbereich zu minimieren, überschätzt. Zum anderen beinhaltet der UNI-CAR-Motor von seinem mechanischen Konzept her Reibleistungsnachteile, die sich ebenfalls

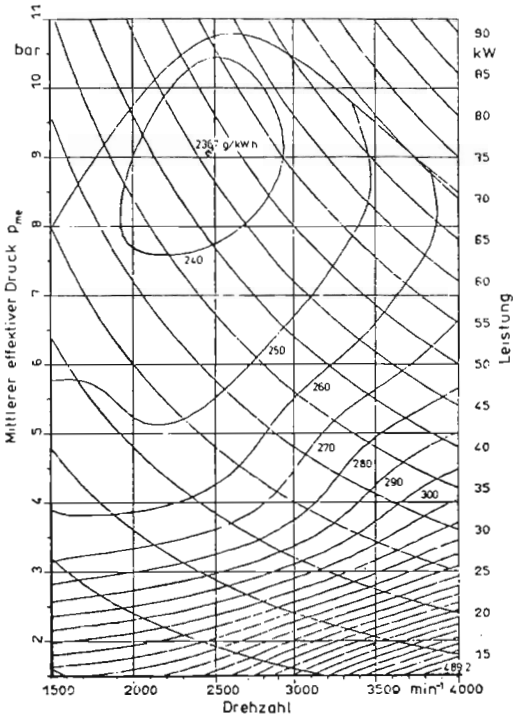


Bild 77 :

Verbrauchskennfeld des Motors 9

im unteren Lastbereich verstärkt auswirken. Hierzu tragen die aus Sicherheitsgründen vergrößerten Hauptlagerdurchmesser der Kurbelwelle, die gegenüber der ursprünglichen Nockenwellendrehzahl erhöhte Drehzahl der Zwischenwelle, die zusätzlichen Lager der obenliegenden Nockenwelle und nicht zuletzt auch der doppelte Zahnriementrieb mit seiner erzwungenermaßen ungünstigen Riemenführung bei. Der Motor in der Version für den Versuchsträger hat kleine Vorteile in der Riemenführung und in der Zwischenwellendrehzahl zu bieten. Deshalb war es in dieser Version zunächst leichter,

günstige Verbrauchswerte zu erzielen. Die Annahmen werden durch eine Analyse des Reibleistungsverhaltens aller Motoren aus der UNI-CAR-Entwicklung durch Auswertung der sogenannten Willans-Linien /1/, gestützt. Bild 78 zeigt als Ergebnis dieser Auswertungen den Reibmitteldruck der UNI-CAR-Motoren als Streuband und die Linie eines für Vorversuche als Zwischenlösung gewählten Motors mit Zahnrädertrieb, der sich vom endgültigen UNI-CAR-Motor insbesondere dadurch unterscheidet, daß er mit einer untenliegenden Nockenwelle ausgerüstet ist, die zugleich die Funktion der UNI-CAR-Zwischenwelle übernimmt. Dieser Motor war aber nur für Prüfstandsversuche geeignet. Aus räumlichen Gründen bestand keine Möglichkeit, ihn in den UNI-CAR einzubauen. Die Motoren in UNI-CAR-Version weisen deutlich höhere Reibmitteldrücke auf, was sich insbesondere im Schwachlastbereich ungünstig auf den Kraftstoffverbrauch auswirkt.

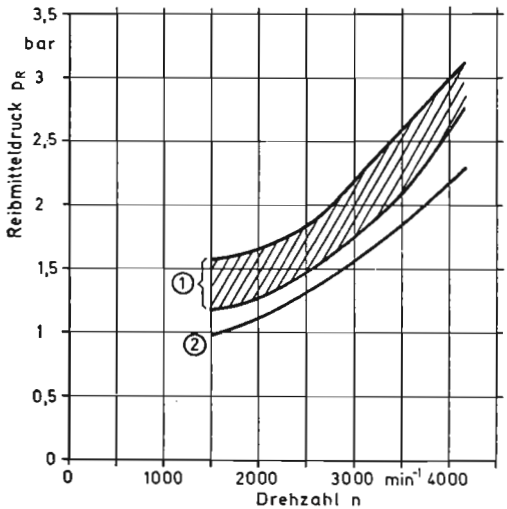


Bild 78 :

Reibmitteldruck abhängig von der Motordrehzahl

1 Streuband der UNI-CAR-Motoren

2 Motor mit Zahnrädertrieb

/1/ H.R. Ricardo: Der schnellaufende Verbrennungsmotor, Springer-Verlag, Berlin, Göttingen, Heidelberg, 1954, S. 125

2.4.2 MESSUNGEN IM VERSUCHSTRÄGERFAHRZEUG

Erste Fahrzeugversuche mit der beschriebenen speziellen Version des UNI-CAR-Motors waren mit dem Versuchsträgerfahrzeug Citroën CX möglich. Dieses Fahrzeug wurde sowohl für Versuche auf dem Rollenprüfstand als auch für Fahrversuche auf der Straße verwendet. Mit der angestrebten Testmasse des UNI-CAR konnte auf der Rolle im ECE-Zyklus ein Streckenkraftstoffverbrauch von 7,90 l/100 km bei Benutzung des 1., 2. und 3. Gangs erreicht werden. Dieser Wert ist besser als die frühere Lastenheftaussage von 7,8 l/100 km zuzüglich dem im Lastenheft genannten Verbrauchszuschlag zur Berücksichtigung der Nebenaggregate von 5 %. Es waren dabei folgende Einflußgrößen ungünstiger, als sie im UNI-CAR zu erwarten waren:

- Drehzahlniveau größtenteils höher
- Luft- und Rollwiderstand höher, nämlich den Werten des Citroën CX entsprechend.

Der Vergleich mit dem Lastenheftwert zuzüglich Nebenaggregatezuschlag ist zulässig, da der Motor für den Versuchsträger Citroën CX ebenfalls mit entsprechenden (wenn auch nicht identischen) Nebenaggregaten wie beim UNI-CAR ausgerüstet ist. Ein Versuch, bei dem - ohne Rücksicht auf die Realisierbarkeit im heutigen UNI-CAR-Getriebe - zur Simulation eines extrem niedrigen Drehzahlniveaus der ECE-Zyklus mit dem Versuchsträger in den Gängen 2, 3 und 4 (d.h. ohne Verwendung des 1. Ganges) gefahren wurde, ergab einen Streckenkraftstoffverbrauch von 6,80 l/100 km.

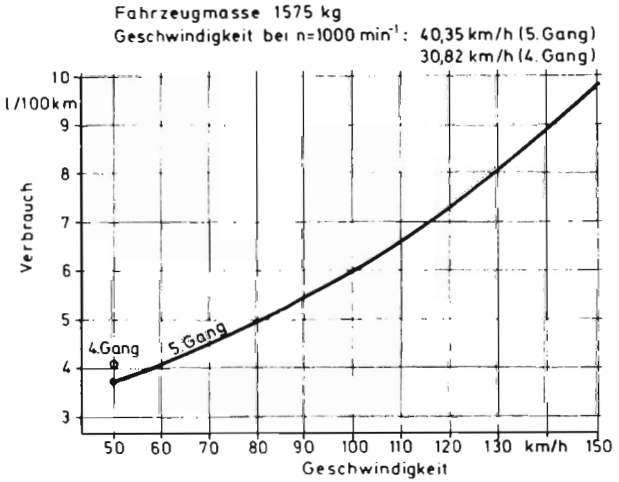


Bild 79 :
Streckenkraftstoffverbrauch des Versuchsträgerfahrzeugs abhängig von der Fahrgeschwindigkeit (Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit in der Ebene)

Straßenversuche mit dem Versuchsträgerfahrzeug, das mit dem Motor 21 ausgerüstet war, ergaben bei Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit den in Bild 79 dargestellten Kurvenverlauf. Diese Verbrauchswerte liegen zwar höher als die Lastenheftwerte für den UNI-CAR, jedoch müssen hier der deutlich höhere Luft- und Rollwiderstand des Versuchsträgers Citroën CX berücksichtigt werden. Abschätzungen für die UNI-CAR-Situation ließen die Einhaltung der Lastenheftwerte für 90 und 120 km/h erwarten.

Aus dem umfangreichen Erprobungsprogramm mit dem Versuchsträger-Fahrzeug sollen auch Beispiele von Verbrauchswerten, die im realen Straßenverkehr realisiert wurden, mitgeteilt werden (Fahrzeug mit vier Personen besetzt, Messung mit Pierburg-Gerät):

Autobahn einschließlich Zubringer, Fahrtstrecke 91 km, Durchschnittsgeschwindigkeit 97,5 km/h b_s = 7,62 l/100 km

Autobahn einschließlich Zubringer, Fahrtstrecke 91 km, Durchschnittsgeschwindigkeit 91 km/h b_s = 7,12 l/100 km

Bundes- und Kreisstraßen, durchschnittliche Verkehrsdichte, Gesamtstrecke 131 km, Durchschnittsgeschwindigkeit 74,2 km/h b_s = 6,96 l/100 km

Einzelabschnitte aus dieser Fahrt:

1)	Sehr enge, kurvenreiche Straße	55,7 km/h	Durchschnitt b_s = 10,5 l/100 km
2)	Kreisstraße	83,5 km/h	Durchschnitt b_s = 7,8 l/100 km
3)	"Paßfahrt" (Mittelgebirge)	80 km/h	Durchschnitt b_s = 6,0 l/100 km
4)	Bundesstraße	78,6 km/h	Durchschnitt b_s = 5,7 l/100 km
5)	Bundesstraße	70,5 km/h	Durchschnitt b_s = 6,5 l/100 km

Diese Werte sollen zur Ergänzung der Verbrauchsaussagen dienen. Zum Fahrtabschnitt 3) ("Paßfahrt") ist zu vermerken, daß die größere Höhendifferenz in dem abfallenden Teil der Strecke liegt, wo es sich deutlich auswirkt, daß bei der Einspritzpumpenauslegung im Schubbetrieb weitgehende Nullförderung erreicht werden konnte.

2.4.3 MESSUNGEN IM UNI-CAR-PROTOTYP

Die endgültigen UNI-CAR-Verbrauchswerte wurden auf dem Rollenprüfstand der Firma M.A.N. in Nürnberg ermittelt. Von großer Bedeutung für die in den Instationärtests ermittelten Werte ist die eingestellte Masse. Für die mit dem UNI-CAR auf dem augenblicklichen Entwicklungsstand erreichbaren Werte ist die 3500 lbs-Klasse maßgebend. Für den Vergleich mit einzelnen Lastenheftwerten wird hingegen die den damaligen Rechnungen zugrundegelegte Prüfmasse (3000 lbs) herangezogen. Es werden aus diesem Grund Werte für beide Gewichtsklassen mitgeteilt.

Die FTP- und ECE-Zyklen ließen sich in den Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen stets gut nachfahren. Bei den endgültigen Verbrauchs- und Abgasmessungen waren jedoch die Übergänge zwischen den einzelnen Phasen sowie die Abschnitte mit konstanter Geschwindigkeit deutlich schwieriger zu fahren, als dies von vorangegange-

nen Probemessungen bekannt war. Diese Erschwerung der Versuchsdurchführung könnte dadurch erklärt werden, daß sich ein später auftretender Schaden am Stellmotor der Einspritzpumpe schon zeitweilig auswirkte. Der Einfluß auf die erzielten Meßwerte dürfte allenfalls verschlechternd wirken. Die Verbrauchs- und Abgasmessungen wurden am Prototyp Nr. 3 durchgeführt, der mit Reifen Goodyear NCT 195/65 HR15 (Luftdruck auf der Trommel 3,2 bar) ausgerüstet war. Zur Ermittlung der Fahrwiderstandseinstellung auf dem Rollenprüfstand wurden in Straßenversuchen Verbrauchsmessungen bei 50 und 80 km/h durchgeführt.

Die ersten Verbrauchswerte unterschieden sich deutlich von den mit dem Versuchsträger-Citroën CX erreichten Verbrauchswerten. Gesonderte Verbrauchsmessungen bei den Konstantgeschwindigkeiten des ECE-Zyklus wiesen darauf hin, daß insbesondere bei niedrigen Geschwindigkeiten zu hohe Verbrauchswerte gemessen wurden. Da schon vor diesen Messungen beobachtet worden war, daß die Bremsbeläge nicht immer zuverlässig lüften, wurden, um diesen Unsicherheitseinfluß auszuscheiden, die Bremsbeläge ausgebaut. In den Verzögerungsphasen mußte dann die Neutralstellung des Wählhebels eingelegt werden, die Abbremsung der Rollen erfolgte deshalb etwas langsamer als bei Betätigung der Radbremse. Der Einfluß dieser geänderten Fahrweise auf den ECE-Verbrauch konnte durch eine einfache Korrektur berücksichtigt werden. Dieselbe Korrektur konnte auch beim FTP-Highway-Test durchgeführt werden. Die Terminsituation machte eine Überarbeitung der Radbremsen vor den Verbrauchsmessungen leider unmöglich.

Da wegen der angesprochenen Bremsenprobleme die Fahrwiderstandseinstellung des Rollenprüfstandes durch Reproduzieren von Verbrauchswerten, die auf der Straße gemessen wurden, ebenfalls mit Unsicherheiten behaftet war, wurde vorsichtshalber die beim Citroën CX benutzte Einstellung (7,58 kW bei 80 km/h) übernommen. Angesichts der niedrigen Werte von Luft- und Rollwiderstand des UNI-CAR kann davon ausgegangen werden, daß die ermittelten Verbrauchswerte deshalb zu ungünstig liegen.

Mit der Prüfmasse 3000 lbs wurde als Verbrauch im ECE-Zyklus der Wert 7,83 l/100 km ermittelt. Mit einer Prüfmasse von 3500 lbs

stieg der Verbrauch auf 8,14 l/100 km.

Im Lastenheft war für den ECE-Verbrauch ein Wert von 7,8 l zuzüglich eines Zuschlags von 5% für die Nebenaggregate, Lichtmaschine und Hydraulikpumpe für Lenkung und Bremse, somit also 8,2 l /100 km angegeben worden, der zu einem Mischverbrauch von 6,7 l/ 100 km führt.

Die Verbrauchswerte bei den Konstantgeschwindigkeiten wurden ebenfalls auf der Rolle ermittelt, da Straßenmessungen aufgrund der Wetterbedingungen nicht möglich waren. Die Werte lagen bei 4,39 l /100 km für 90 km/h bzw. 5,86 l/100 km für 120 km/h. Eine Zusammenfassung der Verbräuche ist in Bild 80 enthalten.

	Streckenkraftstoffverbrauch			Mischverbrauch
	90 km/h konstant	120 km/h konstant	ECE	(25/25/50 %)
Lastenheft	4,60 l/100 km	6,0 l/100 km	8,19 l/100 km	6,745≈6,7 l/100 km
UNI-CAR mit 3000 lbs	4,39 l/100 km	5,86 l/100 km	7,83 l/100 km	6,47 l/100 km
UNI-CAR mit 3500 lbs	4,39 l/100 km	5,86 l/100 km	8,14 l/100 km	6,63 l/100 km

Bild 80 : Zusammenstellung der Verbrauchsmeßwerte des UNI-CAR

Trotz Überschreitung des angestrebten Gewichtslimits erfüllt UNI-CAR also die Verbrauchsforderung des Lastenheftes.

Während der Voruntersuchung wurde in einem Test auch der Einfluß von Lichtmaschine und Hydraulikpumpe dadurch ermittelt, daß der Antriebskeilriemen der Servopumpe abgenommen wurde und die Lichtmaschine unbelastet betrieben wurde. Die Verbrauchsdifferenz von 0,022 l/Test entspricht einem Zuschlag von 7,3 %.

Das Verweilen in der Neutralstellung des Wählhebels während der Stillstandsphasen des Tests ist auch im praktischen Fahrbetrieb zu empfehlen. Dies soll Bestandteil der Bedienungsanweisung für den UNI-CAR werden. Leerlaufverbrauchsmessungen ergeben folgende Werte:

a) Motor allein $n = 800\ min^{-1}$ $B_h = 0{,}60$ l/h
b) Motor in UNI-CAR; Wählhebel in Neutralstellung $n = 800\ min^{-1}$ $B_h = 0{,}73$ l/h
c) Motor in UNI-CAR; Wählhebel in Fahrstellung $n = 740\ min^{-1}$ $B_h = 1{,}032$ l/h

Bei einem Leerlaufanteil des Tests von 4 min entsteht zwischen den beiden Wählhebelstellungen ein Verbrauchsunterschied von 0,02 l/Test, der einer Streckenverbrauchsdifferenz von 0,495 l/100 km entspricht.

Der Verbrauchsunterschied b) - a) ist im wesentlichen durch den Leistungsbedarf der Getriebeölpumpe bedingt, während bei c) noch die für die Überwindung des bei der Leerlaufdrehzahl entstehenden Pumpenmoments der hydrodynamischen Kupplung erforderliche Leistung aufgebracht werden muß.

Im Lastenheft war von einer hydraulisch schaltbaren Anfahrkupplung ausgegangen worden und es war beispielsweise in der Konstruktionsphase auch noch eine Fliehkraft-Anfahrkupplung in der Diskussion.

Auf die Wiedergabe gemessener FTP-Werte wird verzichtet, da sie offensichtlich durch die geschilderten Bremsenprobleme beeinträchtigt waren. Der bei Stillegung der Bremsen ermittelte Verbrauch im Highway-Zyklus (50,2 mpg) lag immerhin ca. 9 % günstiger als bei der gestörten Bremsanlage. Der Verbrauchseinfluß von Lichtmaschinenbelastung und Servopumpe lag im FTP-City-Test bei 7,8 %.

Obwohl zwischen Versuchsträger Citroën CX und UNI-CAR große Unterschiede im Getriebe bestehen, sind in den ECE-Verbräuchen bei gleicher Testmasse nur geringe Unterschiede zu verzeichnen. Den positiven Auswirkungen einer Drehzahlreduzierung beim UNI-CAR und der damit verbundenen Mitteldrucksteigerung stehen negative Auswirkungen des Grundleistungsbedarf der Getriebeölpumpe und in Teilbereichen eine erhöhte Motordrehzahl und damit Mitteldruckabsenkung entgegen. Eine Bewertung des Drehzahleinflusses ist anhand von Bild 81 möglich, in dem die Drehzahlverläufe von UNI-

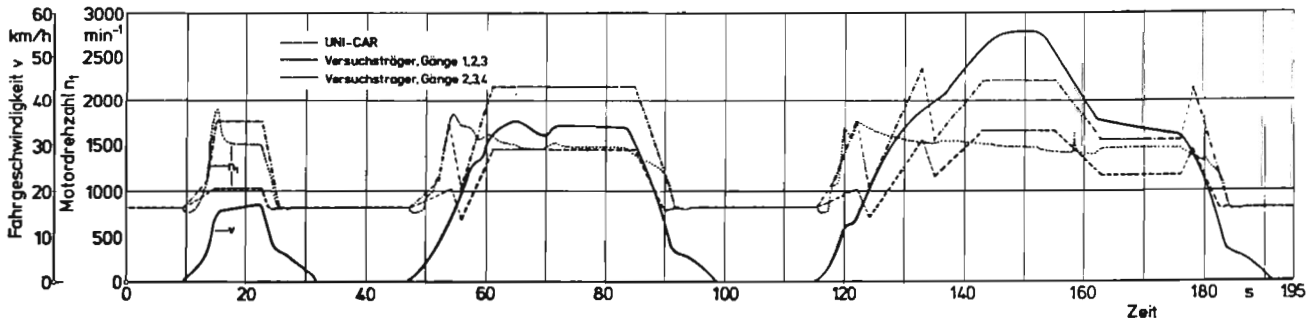


Bild 81 : Drehzahlverlauf des Motors in UNI-CAR im Vergleich zum Motor im Versuchsträger für den ECE-Fahrzyklus

CAR und die des Versuchsträgers Citroën CX einander gegenübergestellt sind. Ergänzend ist noch für den Versuchsträger Citroën CX die schon angesprochene zweite Testprozedur eingezeichnet, die die Gänge 2, 3 und 4 benutzt.

In Bild 82 sind Meßergebnisse der Rollenprüfstandsmessungen für einen ECE-Test-Abschnitt im Hinblick auf die Regelvorgänge des Getriebes ausgewertet. Aufgezeichnet sind die Drehzahlen von Motor, Getriebeeingang und Getriebeausgang. In der unteren Bildhälfte sind die hieraus resultierenden Übersetzungsverhältnisse und in interessierenden Zeitabschnitten der Kupplungsschlupf aufgetragen.

Die Getrieberegelfunktion ist an den langen Zeitabschnitten mit weitgehend konstanter Motordrehzahl erkennbar. Angefahren wird jeweils in der kürzesten Übersetzung. Bei der Geschwindigkeit 50 km/h stellt sich die relativ "lange" Übersetzung mit $i \approx 0{,}66$ ein. Die Kupplung wird im Test mit größtenteils relativ geringem Schlupf betrieben. Schon während der niedrigsten Konstantgeschwindigkeit kuppelt der "Lock Up" durch. Die Gesamtfahrzeit mit offenem "Lock Up" je Zyklus beträgt 18 s, entsprechend 9 %.

Es ist zu betonen, daß die vorliegende Auswirkung des Getriebekonzepts nicht verallgemeinert werden darf, da die Ausbildung des Motorkennfelds mit seinen Verbrauchsgradienten von großem Einfluß auf die Möglichkeiten einer Verbrauchssenkung ist. In Bild 83 ist für den Motor 21 das Motorkennfeld in einer Darstellung aufgetragen, die Linien gleichen prozentualen Mehrverbrauchs, bezogen auf das Verbrauchsminimum, enthält. Es zeigt sich, daß die Bemühungen, möglichst große Kennfeldbereiche mit günstigen Verbrauchswerten zu erhalten, die Möglichkeiten der Verbrauchsverbesserung durch das Getriebe einschränken.

Ferner ist festzustellen, daß eine Getrieberegelung auf optimalen Verbrauch die Wirkungsgrade von Motor und Getriebe berücksichtigen müßte. Aus Zeitgründen war diese Optimierung nicht möglich. Vielmehr mußte von einer festen motororientierten Regellinie ausgegangen werden. Wenn man jedoch die Drehzahlverläufe im ECE-Test betrachtet, erkennt man, daß dieser Einfluß nicht sehr groß sein

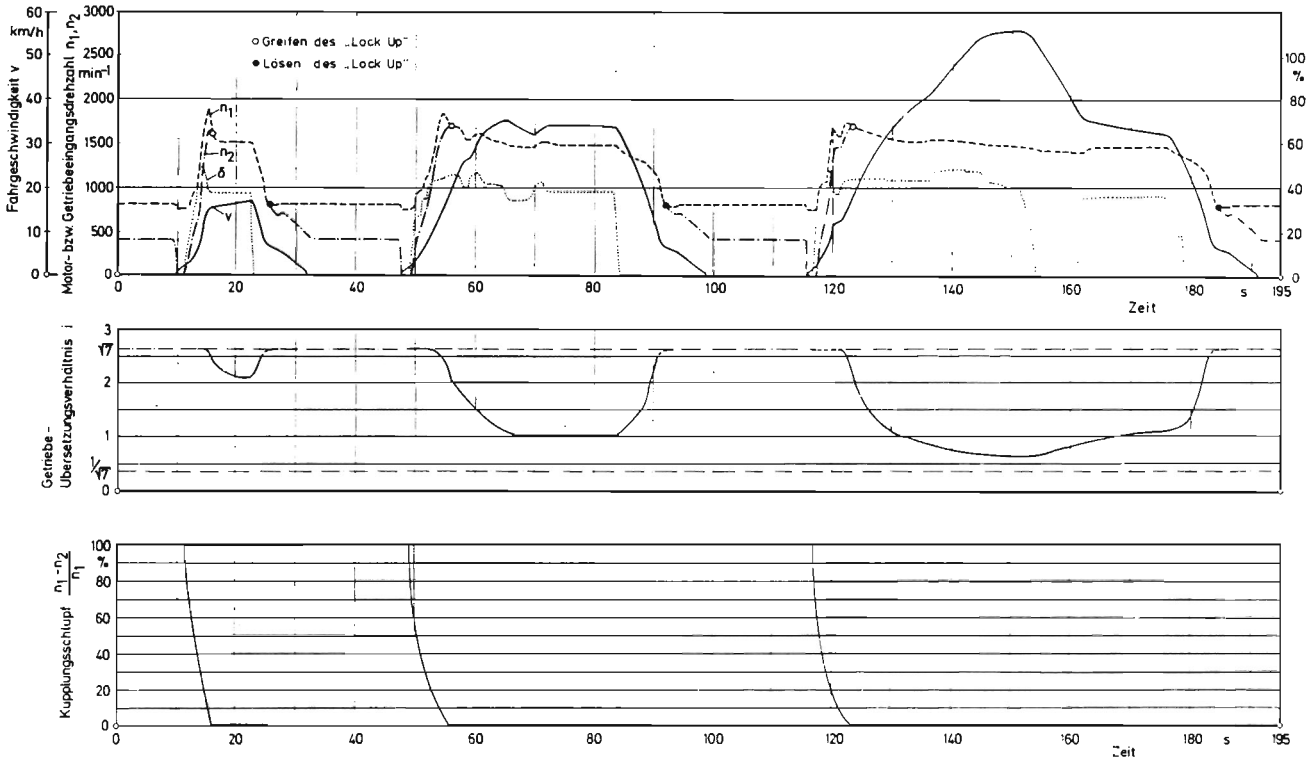


Bild 82 : Verlauf von Motor- und Getriebeeingangsdrehzahl sowie Fahrgeschwindigkeit und relativer Drehwinkel des Einspritzpumpen-Stellmotors (obere Bildhälfte) und des aus den Meßwerten errechneten Übersetzungsverhälnisses, abhängig von der Zeit für den Geschwindigkeitsverlauf des ECE-Zyklus. Außerdem ist für bestimmte Zeitabschnitte der Kupplungsschlupf dargestellt.

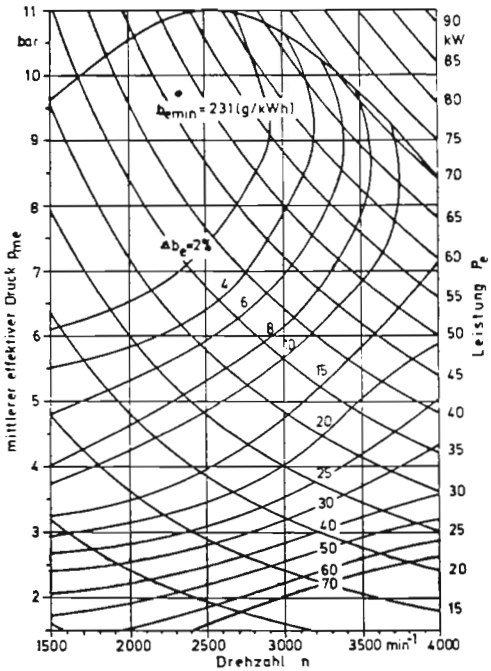


Bild 83 :

Motorkennfeld des Motors 21 mit Linien gleichen prozentualen Mehrverbrauchs gegenüber dem Verbrauchsminimum

kann. Einschränkend soll auch darauf hingewiesen werden, daß nicht nur Verbrauchs-, d.h. Wirkungsgradgesichtspunkte bei der Festlegung einer Regelkennlinie beachtet werden sollen, sondern auch Abgasgesichtspunkte.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, daß trotz einiger Verschlechterungen gegenüber den Lastenheftvorgaben die ECE- und Mischverbrauchswerte erreicht werden konnten. Nach Meinung der Verfasser bedeutet dies, daß in den speziellen verbrauchsrelevanten Bereichen, in denen bisher die Lastenheftwerte nicht erreicht werden konnten, ein Verbesserungspotential liegt. Hier sind insbesondere das Fahrzeuggewicht und die Reduzierung der Reibungsverluste des Motors und seiner Nebenaggregate zu nennen. Ein geändertes Kupplungskonzept könnte ebenfalls Verbesserungen bringen. Eine Absenkung der Konstantregeldrehzahl des Motors auf ca. 1300 min^{-1} wäre heute schon vom Motor her möglich. Da bisher die Getriebeölpumpe die Mindestdrehzahl bestimmte, wären hier Änderungen nötig. Für Verbrauchsverbesserungsmöglichkeiten in dem nicht so stark genutzten Kennfeldbereich hoher Last wurde am Motorenprüfstand die Ladeluftkühlung untersucht, die eine deutliche Ver-

brauchsverbesserung bei gleichzeitiger Steigerung des Mitteldruk-kes an der Vollastlinie und eine Verringerung der Schwärzungszahl ergab, wie Bild 84 zeigt.

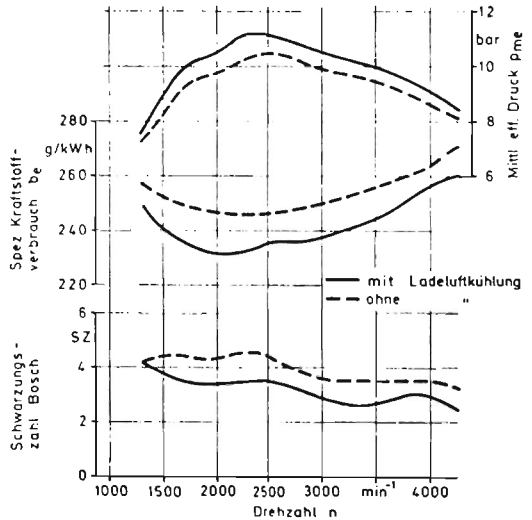


Bild 84 :

Einfluß der Ladeluft-kühlung auf Mittel-druck, spezifischen Kraftstoffverbrauch und Schwärzungszahl, abhängig von der Dreh-zahl an der Vollast-grenze

Bei der Auswahl der Vergleichsfahrzeuge für die Beurteilung des Verbrauchsfortschrittes gegenüber dem Stand der Technik ist anzumerken, daß zum Zeitpunkt der Konzeptentscheidung keines dieser Diesel-Fahrzeuge mit Abgasturbolader auf dem Markt war. Es könnte auch schon die Anwendung der Turboaufladung als Fortschritt gegenüber dem Stand der Technik aufgeführt werden. Besonderes Interesse kommt jedoch der Anwendung der Direkteinspritzung zu. In den Vergleich sind die Typen Mercedes T Turbodiesel (Automatik), Mitsubishi Turbodiesel, Peugeot 604 TD in Schaltgetriebe- und Automatik-Ausführung sowie der Renault 30 Turbodiesel einbezogen, deren Werte /1/ entnommen sind.

Im Vergleich mit Schaltgetriebe-Versionen hat der UNI-CAR auf dem

/1/ Automobil-Revue, Katalognummer 1982, Bern

Stand seines jetzigen Gewichts einen durchschnittlichen Verbrauchsvorteil von ca. 11% im ECE-Zyklus, 28% bei 90 km/h konstant und 31,5 % bei 120 km/h konstant. Bei der Realisierung der angestrebten Zielmasse würde sich der Verbrauchsvorteil im ECE-Zyklus auf ca. 14 % erhöhen. Für den mit (50/25/25 %) gemittelten Mischverbrauch ergibt sich ein Vorteil von 19,5 % in der realisierten Massenklasse und von 21,5 % in der angestrebten Massenklasse.

Noch deutlicher fallen die Fortschritte gegenüber den beiden Automatik-Fahrzeugen aus, wobei auch bei UNI-CAR die Verbrauchswerte mit der bei Automatik-Getrieben üblichen Fahrweise im ECE-Test zugrundegelegt sind. Die Verbrauchsvorteile des UNI-CAR betragen mit der realisierten Masse im ECE-Zyklus 21,7 % (Mercedes) bzw. 20,2 % (Peugeot), bei 90 km/h konstant 45,1 bzw. 39,9 %, bei 120 km/h konstant 46,2 bzw. 42 %. Im Mischverbrauch resultiert eine Verbesserung von 33 bzw. 29,8 %.

Zu vermerken ist, daß alle Vergleichsmotoren außer dem Mercedes-Motor in ihrer Leistung niedriger liegen und somit in den betrachteten Fahrzuständen eine günstigere Ausgangsbasis für niedrigere Verbrauchswerte aufweisen.

Dieser Überblick läßt klar erkennen, daß, wie sich auch bei den Prüfstandsmessungen z.B. durch Variation der Einstellparameter nachweisen ließ, im ECE-Zyklus im wesentlichen die motorbedingten Verbrauchsvorteile zur Wirkung kommen, während sich bei den Konstantgeschwindigkeiten zusätzlich die Auswirkungen der Getriebesteuerung und mit zunehmender Geschwindigkeit vermehrt diejenigen der Aerodynamik bemerkbar machen.

Erwähnenswert ist auch der ermittelte Verbrauch im Hochgeschwindigkeitsbereich, der zwar bei den Verbrauchsbemühungen nicht im Vordergrund stand. Bei 185 km/h wurde ein Verbrauch von 11,8 dm^3/100 km ermittelt, der sich durch Ladeluftkühlung noch um ca. 4 % senken ließe, wie auch in anderen Betriebsbereichen noch ein Verbesserungspotential ausgewiesen wurde.

2.4.4 REICHWEITE

Der im UNI-CAR eingebaute Kraftstofftank faßt 47 l. Auf der Basis des mit der Prüfmasse 3500 lbs erreichten Mischverbrauchs (25/25/50 %) von 6,63 l/100 km errechnet sich damit eine Reichweite von 700 km, womit die Vorgabe der Ausschreibung von ≥ 400 km weit überschritten wird.

2.5 SCHADSTOFFEMISSION

Bei der Verfahrensauswahl wurden Abgasgesichtspunkte als wesentlicher Teilaspekt mitberücksichtigt. Die Anwendung des CDI-Verfahrens ließ gegenüber dem konventionellen M-Verfahren eine verminderte Kohlenwasserstoffemission erwarten. Aber auch die Fahrzeugparameter, die die Fahrwiderstände beeinflussen, sowie die Drehzahl-Geschwindigkeits-Zuordnung des Getriebes sind von wesentlichem Einfluß. Im Lastenheft waren Vorgaben hinsichtlich Kohlenmonoxid, Kohlenwasserstoffen, Stickoxiden und Partikelemission festgelegt worden.

Stellvertretend für eine größere Zahl von Motoren aus der UNI-CAR-Entwicklung ist das Kohlenwasserstoffkennfeld für den bisher schon betrachteten Motor 21 in Bild 85 dargestellt. Der Bezug auf den bei den Verbrauchsmessungen als günstig betrachteten Motor und der

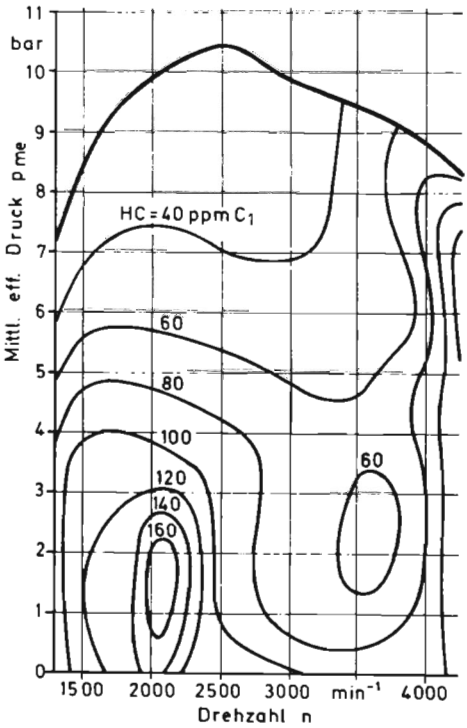


Bild 85 :

Motorkennfeld mit Linien gleichen Kohlenwasserstoffgehalts (Motor 21, der im Versuchsträger eingesetzt ist)

Bezug auf Meßergebnisse in der gleichen Konfiguration sind die Voraussetzung für eine Gesamtbewertung des Motors. Das Kennfeld wurde mit Rücksicht auf das Transmatic-Getriebe in der vorliegenden Form akzeptiert, obwohl ein HC-Maximum bei 2000 min^{-1} und p_{me} = 1,5 bar auf eine nicht vollständig optimierte Düsenabstimmung hinweist. Da aber dieser Bereich mit der vorgesehenen Getriebereglekennlinie nicht erreicht wird, wurde auf Änderungen an der Düse verzichtet.

Das in Bild 86 dargestellte Kohlenwasserstoffkennfeld des Motors 8 zeigt, daß in dem genannten niedrigen Last- und Drehzahlbereich kein so ausgeprägtes HC-Maximum auftritt. Das Kennfeld dieses Motors zeigt jedoch im Vergleich zu dem des Motors 21 deutliche Unterschiede, die erkennen lassen, daß die Abgaswerte stärker auf unterschiedliche Gemischbildungsparameter reagieren als der spezifische Kraftstoffverbrauch. Beim Motor 8 steigen die Kohlenwasser-

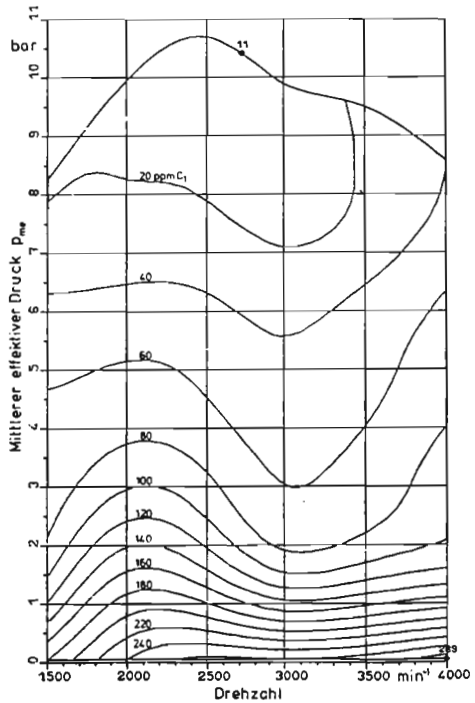


Bild 86 :

Motorkennfeld mit Linien gleichen Kohlenwasserstoffgehalts (Motor 8)

stoffe im Bereich sehr kleiner Last gegen die Nullast hin an. Im oberen Lastbereich liegen die Kohlenwasserstoff-Werte hingegen deutlich günstiger als beim Motor 21.

Das Kohlenwasserstoff-Kennfeld für den Motor 9, der im UNI-CAR-Fahrzeug Nr. 3 bei den Verbrauchs- und Abgasmessungen eingesetzt wurde, wurde auf dem Motorenprüfstand nur in dem interessierenden Teilbereich $n \leq 2500\ min^{-1}$, $p_{me} \leq 5$ bar gemessen und aufgetragen. Es ist in Bild 87 wiedergegeben und zeigt bei der für den ECE-Zyklus wichtigen Drehzahl $n = 1500\ min^{-1}$ ein Niveau der Kohlenwasserstoff-Emissionswerte, das im Bereich bis $p_{me} = 2$ bar zwischen dem der beiden bisher besprochenen Motoren liegt, während es zwischen 2,5 und 5 bar von den drei besprochenen Motoren die schlechtesten Werte aufweist.

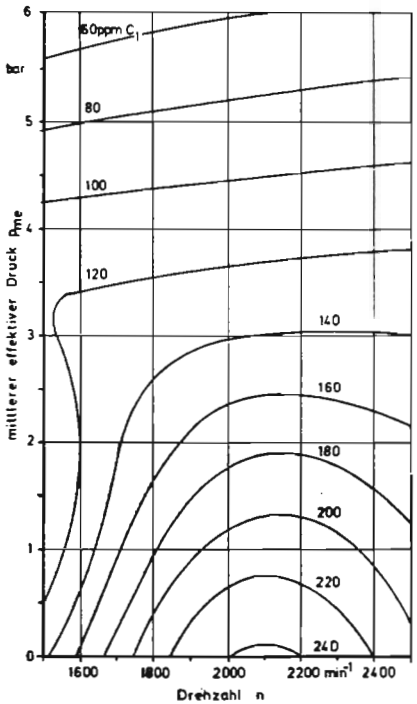


Bild 87 :

Linien gleichen Kohlenwasserstoff-gehalts in dem meist-genutzten Kennfeld-bereich des Motors 9

Die Stickoxidkonzentrationen des Motors 21 weisen ihr Maximum im Bereich der Nennleistung auf, das auf dem Niveau der Werte üblicher Direkteinspritzer-Motoren liegt, wie Bild 88 zeigt. Im Teillastbereich wird hingegen die schon in Kapitel 2.1.5 angesprochene lastabhängige Einspritzbeginnverstellung um ca. 5° zwischen Vollast und p_{me} = 1,5 bar wirksam und hat eine deutliche Stickoxidabsenkung in wichtigen Last- und Drehzahlbereichen zur Folge.

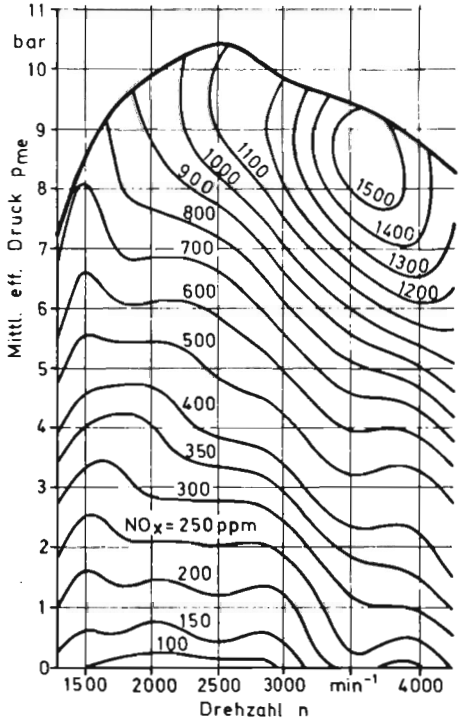


Bild 88 :

Motorkennfeld mit Linien gleichen Stickoxidgehalts (Motor 21, der im Versuchsträger eingesetzt ist)

Der UNI-CAR-Motor Nr. 8 zeigt in der Kennfeldgliederung bei den Stickoxiden keine so großen Unterschiede gegenüber dem Motor 21, wie sie bei den Kohlenwasserstoffen festgestellt wurden. Nur das Stickoxid-Maximum weist beim Motor 8 um 20% niedrigere Werte auf. Entlang der für den UNI-CAR wichtigen Linie n = 1500 min^{-1} treten jedoch nur geringe Unterschiede auf (Bild 89).

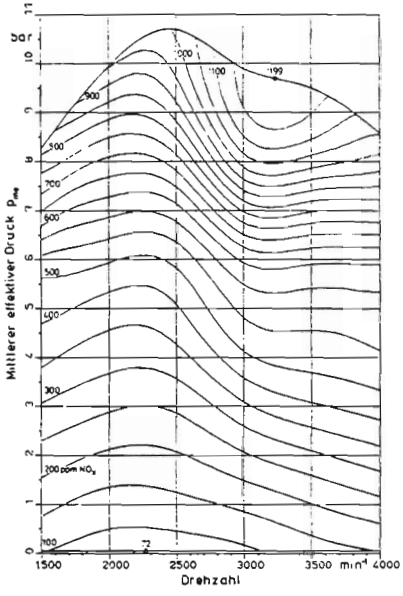


Bild 89 :

Motorkennfeld mit Linien gleichen Stickoxydgehalts (Motor 9)

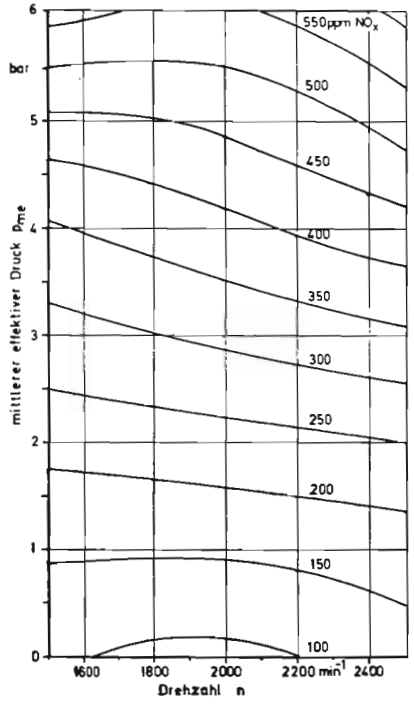


Bild 90 :

Motorkennfeld (Ausschnitt des meistgenutzten Bereichs) mit Linien gleichen Stickoxydgehalts (Motor 9)

Auch der Motor 9, von dem die Abgaswerte nur in dem oben angegebenen Kennfeldbereich vorliegen, liegt in dem Rahmen der beiden anderen Motoren, wie in Bild 90 zu erkennen ist.

Das Kennfeld der Schwärzungszahl des Motors 21 in Bild 91 zeigt, daß die angestrebten Leistungswerte mit akzeptablen Schwärzungszahlen erreicht werden. Im Bereich niedriger Vollastdrehzahlen wurde bei der Festlegung der Vollastlinie davon ausgegangen, daß diese Bereiche aufgrund der Motor-Getriebe-Regelung im Fahrbetrieb des UNI-CAR höchstens kurzzeitig genutzt werden. Der Motor 9 weist insbesondere in den für den UNI-CAR wichtigen Betriebsbereichen niedrigere Schwärzungszahlen auf, siehe Bild 92 .

Wie schon vereinzelt angedeutet wurde, gestatten die Motorkennfelder nur eine qualitative Bewertung des Abgasverhaltens. Opti-

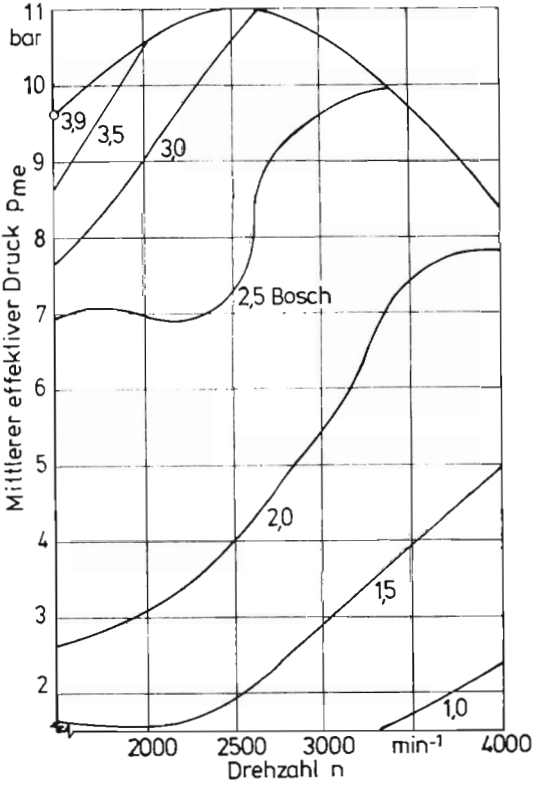


Bild 91 :

Motorkennfeld mit Linien gleicher Schwärzungszahl (Motor 21, der im Versuchsträger eingesetzt ist)

mierungsmaßnahmen, d.h. Maßnahmen, die den besten Kompromiß zwischen Stickoxidemission einerseits und Verbrauch und Kohlenwasserstoffemission andererseits suchen, können wegen der integrierenden Aussage besser im Fahrzeug-Abgastest durchgeführt und beurteilt werden.

Es soll auch hier wieder wie bei der Verbrauchsdiskussion zunächst der Motor in einem Fahrzeug mit konventionellem Getriebe besprochen werden, um den Einfluß der Besonderheiten des UNI-CAR-Getriebes zunächst nicht in die Betrachtungen einzubeziehen. Zu berücksichtigen ist, daß die Motorauslegung jedoch nach den Erfordernissen der Motor-Getriebe-Regelung von UNI-CAR erfolgt ist. Dies macht sich insbesondere in den Kohlenwasserstoffwerten bemerkbar, wo der Motor 21, wie schon erwähnt, in Teilbereichen des Kennfeldes nicht optimiert wurde.

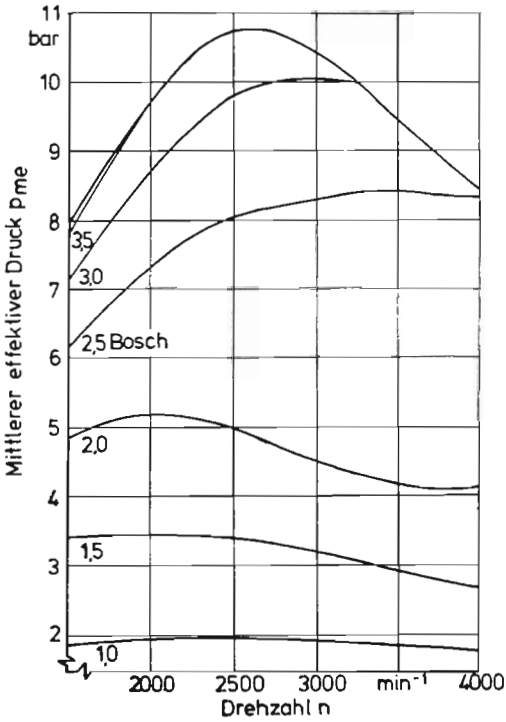


Bild 92 :

Motorkennfeld mit Linien gleicher Schwärzungszahl (Motor 9)

In Bild 93 sind die Ergebnisse der Abgasmessungen nach den ECE-Richtlinien, in Bild 94 diejenigen im US-Abgastest zusammengestellt, wobei der Masseneinfluß im US-Abgastest durch die Angaben für zwei Bezugsmassen ebenfalls miterfaßt ist.

Trotz der genannten Einschränkung bei den Kohlenwasserstoffen wird der vorgeschlagene Summengrenzwert für NO_x + HC von 10g/Test knapp unterschritten, während die CO-Emissionen erwartungsgemäß völlig unkritisch sind.

In dem für die USA gültigen Abgastest werden die derzeitigen Grenzwerte hinsichtlich der Kohlenwasserstoffe gerade erfüllt. Der Stickoxidwert überschreitet den Grenzwert von 1,5g/Meile; es wäre also hier zunächst eine Verschiebung des Einspritzbeginns in Richtung "spät" erforderlich. Die Partikelemission liegt unter dem

Fahrzeug-masse in lbs	Abgasschadstoffe			
	HC	CO	NO_x	HC + NO_x
3000	3,35	10,86	4,84	8,19

Versuchsträgerfahrzeug: Citroen CX
Reifen: 185 SR 14 XZX
Getriebe: 5-Gang-Schaltgetriebe

Bild 93 :

Abgasschadstoffe (g/Test) des Versuchsträgers mit UNI-CAR-Motor 21 im ECE-Test

Fahrzeug-masse in lbs	Abgasschadstoffe			
	HC	CO	NO_x	Particulates
3000	0,40	1,80	1,85	0,33
4000	0,41	1,83	1,96	0,43

Versuchsträgerfahrzeug: Citroen CX
Reifen: 185 SR 14 XZX
Getriebe: 5-Gang-Schaltgetriebe

Bild 94 :

Abgasschadstoffe (g/Meile) des Versuchsträgers mit UNI-CAR-Motor 21 im FTP-CVS-Test

derzeit gültigen Grenzwert. Sie ist zwar für die zugrundegelegte Gewichtsklasse als günstig zu bezeichnen, ist aber zu weit von den zukünftigen Grenzwerten entfernt, um diese ohne Zusatzmaßnahmen wie z.B. Rußfilterung erfüllen zu können.

Die erreichten Abgaswerte werden deutlich durch die Getriebecharakteristik beeinflußt. Die verbrauchsgünstige Getrieberegelung des UNI-CAR fordert dem Motor die gewünschte Leistung bei niedrigerer Drehzahl und dafür entsprechend höherem Drehmoment ab, als dies mit starren Getriebeübersetzungen der Fall wäre. Einflußgrößen sind Last und Drehzahl, aber auch die von der Drehzahl stark, von der Last weniger stark abhängige Abgasmenge. Die Drehzahlverminderung

wirkt sich auf die Abgasmenge in jedem Fall günstig aus, während der Lasteinfluß, wie den einzelnen Stationärkennfeldern zu entnehmen ist, je nach betrachteter Komponente unterschiedliche Tendenz hat.

Die im Teilkapitel 2.4 geschilderten Bremsenprobleme haben zur Folge, daß die Abgaswerte, sofern sie mit gestörter Bremse gefahren sind, bei zu hoher Last gefahren wurden.

Im ECE-Test wurden mit Fahrzeug 3 und Motor 9 bei 3000 lbs Prüfmasse bei stillgelegter Bremsanlage folgende Abgaswerte ermittelt:

HC : 1,96 g/Test
CO : 8,28 g/Test
NO_x : 6,61 g/Test
HC+NO : 8,58 g/Test

Die Ermittlung der Abgasemissionswerte erfolgt im Kalttest, wodurch die Zahl möglicher Messungen eingeschränkt ist. Hinzu kamen die Probleme mit der Freigängigkeit der Bremsen, weshalb nur wenige aussagekräftige Messungen vorliegen. Es soll hier aber wenigstens mit Vergleichsbetrachtungen der Einfluß einzelner Veränderungen aufgezeigt werden.

Aufgrund der vergleichbaren Messungen im Heißtest wird bei 3500 lbs Prüfmasse ein 2,7 % niedrigerer HC-Wert und ein 4,4 % höherer NO_x-Wert erwartet, während der CO-Wert mit 8,39 g/Test fast unverändert bleibt. Der errechnete Summenwert HC+NO_x liegt mit 8,8 g/Test noch deutlich unter dem Grenzwert von 10 g/Test. Dabei sind jedoch keine Optimierungsschritte durchgeführt, wie sie sich in anderen noch zu erwähnenden Messungen als sehr erfolgreich erwiesen haben.

Um eine Vorstellung von den möglichen Emissionswerten nach den amerikanischen Vorschriften zu bieten, werden auch einige mit gestörter Bremse ermittelte Werte mitgeteilt.

Als Ausgangswerte waren bei 3500 lbs Prüfmasse für die Kohlenwasserstoffe 0,186 g/Meile, für die Stickoxide 2,01 g/Meile und für CO 1,54 g/Meile und für die Partikelemission 0,37 g/Meile ermittelt worden. Eine Verlegung des Einspritzbeginns um 4°KW in Richtung "spät" wirkte sich in einer Senkung der Stickoxidemission auf

1,31 g/Meile aus, während die Kohlenwasserstoffe auf 0,286 g/Meile, das CO auf 1,92 g/Meile und die Partikelemission auf 0,43 g/Meile anstiegen. Der Verbrauch blieb dabei nahezu unverändert. Der Masseneinfluß bei beibehaltenem späterem Einspritzbeginn wirkte sich beim Übergang auf 3000 lbs Prüfmasse bei den Stickoxyden in einer Absenkung auf 1,30 g/Meile aus, während die Kohlenwasserstoffe entgegen der allgemeinen Erwartung auf 0,26 g/Meile absanken; die CO- und die Partikelemission verminderten sich ebenfalls auf 1,71 bzw. 0,33 g/Meile. Es ist anzunehmen, daß hier das für das Beschleunigen der größeren Schwungmasse nötige höhere Drehzahlniveau bei 3500 lbs zur Verschlechterung der HC-Emission beiträgt. Das Ausschalten des Leistungsbedarfs von Hydraulikpumpe und Lichtmaschinenbelastung, d.h. eine Messung bei kleinerer Last gibt den Hinweis, daß durch eine geringere Belastung, wie sie bei freigängiger Bremse zu erwarten ist, die Emissionswerte einschließlich Kohlenwasserstoffen noch niedriger liegen können (HC: 0,22 g/Meile, NO_x = 1,23 g/Meile und Partikel = 0,3 g/Meile bei 3000 lbs Prüfmasse). Hinsichtlich der Bewertung der Partikelemission gelten die beim Versuchsträger ausgeführten Feststellungen.

Es fällt auf, daß für den ECE-Zyklus Werte mitgeteilt werden, die zwar die Ausschreibung mit klarem Abstand erfüllen, jedoch deutlich über den Lastenheftvoraussagen liegen. Andererseits werden für den FTP-CVS-Test die Lastenheftvoraussagen zumindest bei 3000 lbs Prüfmasse teilweise unterboten. Dieser scheinbare Widerspruch liegt zum Teil in der Tatsache begründet, daß bei den ECE-Messungen aus Zeitgründen auf eine Spätverstellung des Einspritzbeginns, die sich bei den FTP-Messungen auf die Stickoxide so günstig ausgewirkt hat, verzichtet werden mußte.

Die Meßwerte im FTP-CVS-Test wurden allerdings auch mit einem anderen Motor (Motor 5) ermittelt. Wie bei der Diskussion der Kohlenwasserstoffkennfelder schon erwähnt war, unterscheiden sich die Motoren gerade im Bereich kleiner Last deutlich. Dieser Bereich wirkt sich aber im Test wesentlich aus. Durch gezielte Feinarbeit sind hier Verbesserungen an der HC-Emission denkbar, ohne daß hierdurch die Stickoxid-Emissionswerte ansteigen müssen.

Der zusammenfassende Vergleich zwischen Versuchsträger und UNI-CAR bei jeweils 3000 lbs Prüfmasse in Bild 95 ergibt im ECE-Zyklus im Summenwert HC + NO_x einen leichten Nachteil des UNI-CAR,

		Abgasemission bei 3000 lbs Prüfmasse					
		HC	NO_x	CO	HC+NO_x	Part.	
ECE	UNI-CAR	1,96	6,61	8,28	8,58		g/Test
	Versuchstr. Citroen CX	3,35	4,84	10,86	8,19		g/Test
CVS	UNI-CAR	0,26	1,30	1,71		0,33	g/Meile
	Versuchstr. Citroen CX	0,40	1,85	1,80		0,33	g/Meile

Bild 95 : Vergleichstabelle der Abgasmeßwerte für den UNI-CAR und den Versuchsträger mit UNI-CAR-Motor. Rollenprüfstandsmessungen mit 3000 lbs Prüfmasse

der auf den deutlich höheren NO_x-Wert zurückzuführen ist. Bei den CVS-Werten liegt der UNI-CAR sowohl bei den Kohlenwasserstoffen als auch bei den Stickoxiden wesentlich niedriger, wenn die Werte mit nach "spät" verlegtem Spritzbeginn betrachtet werden. Zwar besitzen beide Fahrzeuge, wie schon besprochen, noch ein Verbesserungspotential, doch ist dieses beim UNI-CAR höher einzuschätzen. Der Getriebeeinfluß macht sich bei den Abgaswerten offensichtlich deutlicher und auch größtenteils günstiger bemerkbar, als bei dem Kraftstoffverbrauch festzustellen war. Nur bei der Partikelemission heben sich offensichtlich Drehzahl- und Lasteinfluß gerade auf. Die CO-Werte brauchen angesichts ihres grundsätzlich niedrigen Niveaus nicht diskutiert zu werden.

Für die Feststellung des Fortschrittes der erreichten Abgaswerte gegenüber dem Stand der Technik liegen nur sehr wenige Vergleichswerte vor. Die bestehenden Vorbehalte gegenüber dem Abgasverhalten des Direkteinspritzers wurden schon erwähnt. Es kann daher schon als Fortschritt gelten, wenn UNI-CAR die in der Ausschreibung genannten Abgasvorschriften erfüllt. Für eine detaillierte Abgasoptimierung am Fahrzeug blieb wegen der verfügbaren Prüfstandszeit keine Möglichkeit. Die erreichten Werte sind deshalb nur als erstes Zwischenergebnis zu werten.

In /1/ sind für den Peugeot 604 TD (Wirbelkammermotor) Abgaswerte für 3500 lbs Prüfmasse im CVS-Test mitgeteilt, die der UNI-CAR mit gleicher Prüfmasse bei den Kohlenwasserstoffen um ca. 3 %, bei den Stickoxiden um ca. 13 % unterschreitet, während er bei CO um ca. 7 %, bei den Partikeln um ca. 23 % höher liegt. Gegenüber dem Fahrzeug Mercedes 300 SD Turbodiesel mit Vorkammermotor /2/, das allerdings in die 4000 lbs-Klasse fällt, weist der UNI-CAR ca. 61% höhere Kohlenwasserstoffe auf, jedoch liegen die Stickoxidemission um ca. 27 % sowie die Partikelemission um ca. 4,5 % niedriger.

Der erreichte Zwischenstand kann als gute Ausgangsbasis für eine endgültige Abgasoptimierung betrachtet werden.

/1/ Moulin, M.; u.a.: The Supercharged Diesel Engine of the Peugeot 604, SAE-Paper 790 762, 1979

/2/ Obländer, K; u.a.: The Turbocharged Five-Cylinder Diesel Engine for the Mercedes-Benz 300 SD, SAE-Paper 780 633, 1978

2.6 FAHRLEISTUNGEN

Die Fahrleistungen des UNI-CAR wurden in Beschleunigungs- und Steigungsanfahrversuchen auf dem Prüfstand und auf der Straße gemessen. Im Straßenversuch wurden zusätzlich noch Ausrollversuche durchgeführt sowie die Höchstgeschwindigkeit in der Ebene ermittelt.

Bei den Prüfstandsversuchen wurden im Straßenversuch gemessene Drehzahlverläufe nachgefahren und mit der umfangreichen Prüfstandsmeßtechnik genauer analysiert, als dies im Fahrzeug möglich war.

In den Ergebnissen weichen die Prototypfahrzeuge voneinander ab, da sie unterschiedliche technische Zustände haben und eine Nachrüstung auf den jeweils letzten Stand der Erkenntnis finanziell und zeitlich nicht möglich war.

2.6.1 PRÜFSTANDSUNTERSUCHUNGEN ZUM BESCHLEUNIGUNGSVERHALTEN DES UNI-CAR

Der hochdynamische Motorprüfstand des FKFS, dessen Kernstück eine drehfelderregte Stromrichtermaschine ist, erlaubt es, gegebene Drehzahlverläufe nachzufahren. Weiterhin können z.B. Kupplungskennlinien oder Fahrwiderstandskurven durch extern vorgegebene Bremsmomente simuliert werden. Auch die Simulation verschiedener Massenträgheitsmomente - und damit Fahrzeugmassen - ist unter Verwendung des Drehmomentrechners möglich. Das Kalibrierverfahren für diese Maschine und ihres Drehmomentrechners ist gegenüber konventionellen Maschinen sehr aufwendig. Aus Prioritätsgründen wurden bei dieser neu in Betrieb genommenen Maschine noch nicht alle Verfeinerungen der stationären Kalibrierung durchgeführt. Es sollte deshalb für die Absolutwerte der in diesem Abschnitt genannten Drehmomente zur Sicherheit davon ausgegangen werden, daß diese Werte nur auf $\pm$ 5% genau sind. Die Reproduzierbarkeit und Vergleichbarkeit der Messungen ist jedoch gesichert.

Ein Drehzahlverlauf, wie er sich bei der Vollastbeschleunigung des UNI-CAR ergibt, wurde auf dem Motorprüfstand nachgefahren. Während dieser Versuche wurden das Motordrehmoment und der Ladedruckverlauf aufgezeichnet. Bild 96 zeigt den Verlauf des Motordrehmoments über der Zeit. Die schwarze, durchgezogene Linie stellt das stationäre Drehmoment bei der jeweiligen Drehzahl dar.

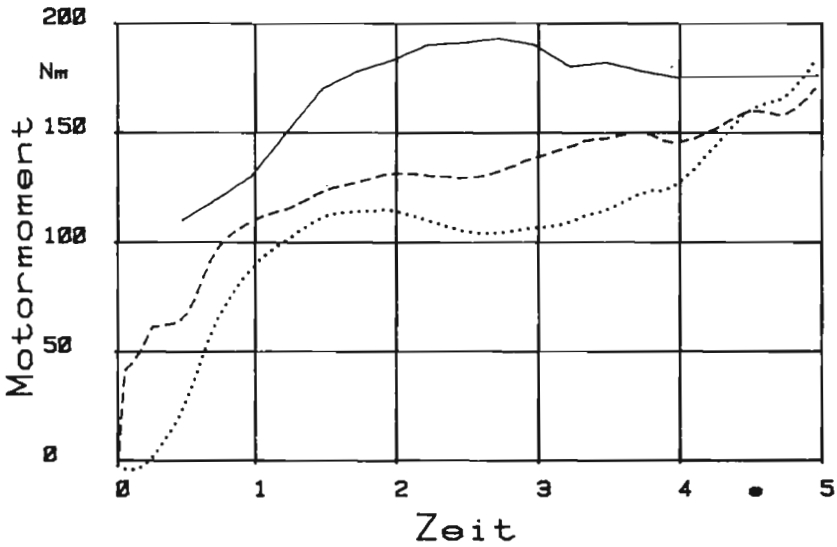


Bild 96: Motordrehmomentverlauf über der Zeit für einen Anfahrvorgang, gemessen auf dem Motorprüfstand, Anfangsdrehzahl = 830 min^{-1}, nach 5 s beträgt die Drehzahl 3600 min^{-1}
..... Motormoment an der Kupplung (Nettomoment)
------ Summe von Motormomenten an der Kupplung und Eigenbeschleunigungsmoment des Motors (Bruttomoment)
——— stationäres Motormoment, das dem Motordrehzahlverlauf entsprechen würde

Die rot gepunktete Linie stellt den Verlauf des an der Motorschwungscheibe gemessenen Motormoments dar.

In der blau gestrichelten Linie ist das Moment, das der Motor zur Beschleunigung seines Trägheitsmoments benötigt, dem abgegebenen Moment hinzugerechnet. Dieses Motordrehmoment ist zwar nicht an der Motorkupplung wirksam, läßt sich aber sinnvoller mit dem stationären Vollastmoment vergleichen. (Es sei angemerkt, daß auch

bei jedem anderen Antriebskonzept beim Beschleunigen ein Teil der Motorleistung aufgewendet werden muß, um den Motor selbst zu beschleunigen). Bis etwa 0,5 s nach dem Start unterscheiden sich die stationär ermittelte Kurve und die Kurve des Bruttomoments des instationären Vorgangs nur unwesentlich. Dann aber steigt das stationäre Motordrehmoment stark an, instationär bleibt das Moment zurück. Erst nach 5 s erreicht das instationäre Motordrehmoment wieder das stationäre. Zur Erklärung dieses instationären Drehmomentverlaufs hilft Bild 97 . Dargestellt ist der Verlauf des Ladedrucks über der Zeit.

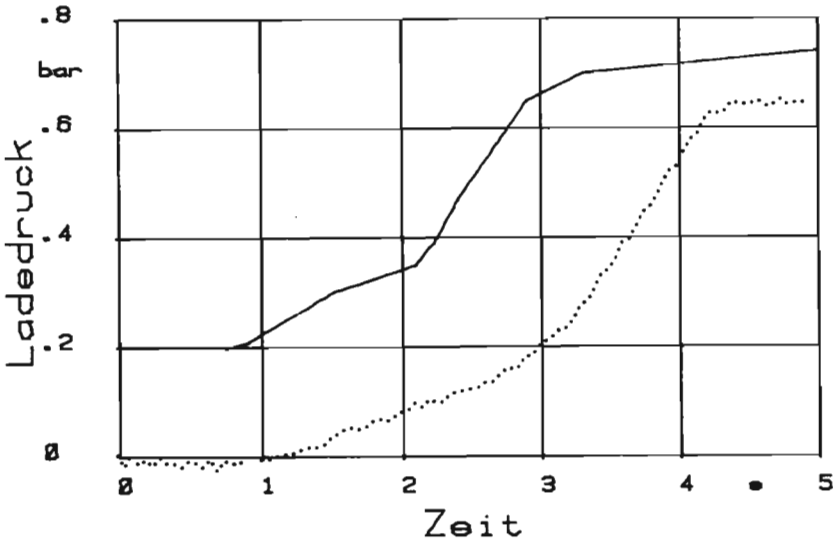


Bild 97 : Ladedruckverlauf über der Zeit für einen Anfahrvorgang, gemessen auf dem Motorprüfstand
..... instationär gemessener Ladedruckverlauf
——— stationär erreichbarer Ladedruck bei den entsprechenden Motordrehzahlen

Die rote, gepunktete Linie zeigt den gemessenen Verlauf des Ladedrucks über der Zeit. Zum Vergleich dient die schwarze, durchgezogene Linie. Hier wurde den im Vergleich erreichten Motordrehzahlen der jeweilige stationär erreichbare Ladedruck zugeordnet. Instationär erfolgt der Ladedruckaufbau bis zu 2 s verspätet.

Weitere Messungen sollten zeigen, wie sehr der Drehmomentaufbau des Motors von der Festbremsdrehzahl der gewählten hydrodynamischen Kupplung abhängt.

Verschiedene Kupplungskennlinien wurden in den die Leistungsbremse steuernden Rechner eingegeben. Die Kupplungskennlinien wurden als $M = a \cdot n^2$ festgelegt. Der Faktor $a = \frac{M}{n^2}$ konnte variiert werden. Gestartet werden die Versuche bei Leerlaufdrehzahl des Motors. Die Regelstange wird auf Vollgas gezogen und der Motor beschleunigt gegen die Kupplungskennlinie.

Bild 98 zeigt den Verlauf des Motormoments über der Zeit für zwei Versuche mit zwei extrem unterschiedlichen Kupplungskennlinien.

Der zu erwartende Vorteil im abgegebenen Drehmoment bei der Kupplung mit höherer Festbremsdrehzahl zeigt sich erst nach 2 Sekunden.

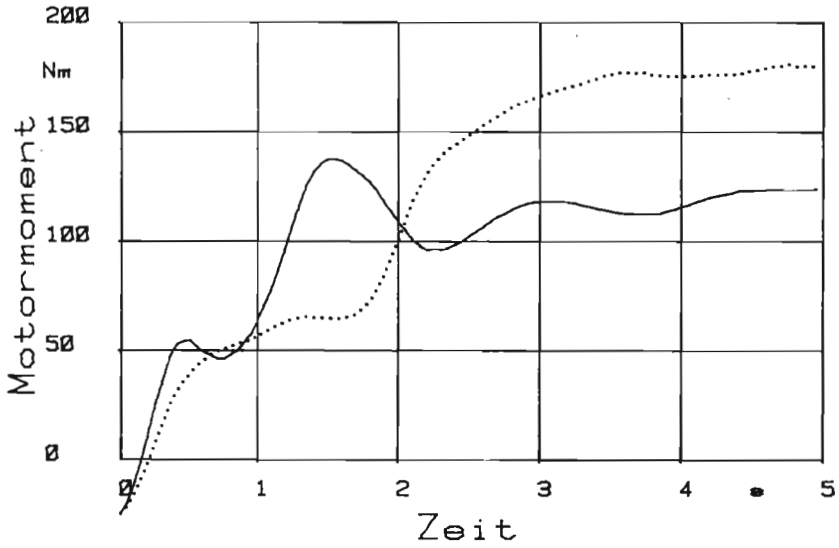


Bild 98 : Motordrehmomentverlauf beim Fahren gegen eine simulierte festgebremste Kupplung über der Zeit für zwei unterschiedliche Kupplungskennlinien hydrodynamischer Kupplungen

——— $a = \frac{M}{n^2} = 3{,}652 \cdot 10^{-5} \frac{Nm}{min^{-2}}$ (niedrige Festbremsdrehzahl)

..... $a = \frac{M}{n^2} = 1{,}758 \cdot 10^{-5} \frac{Nm}{min^{-2}}$ (hohe Festbremsdrehzahl)

In anderen Versuchen wurde der Einfluß des Ladedruckanstiegs untersucht. Die Leistungsbremse wurde wieder drehzahlgeregelt betrieben. Es wurde ein Drehzahlverlauf nachgefahren, der sich bei einer Vollastbeschleunigung des UNI-CAR ergeben hatte.

In Bild 99 ist der Verlauf des Drehoments über der Zeit für zwei Versuche dargestellt. Die rote Linie zeigt den Verlauf des Drehmoments bei unverändertem Motor. Dargestellt ist das effektiv an der Kupplung wirkende Moment (Nettomoment).

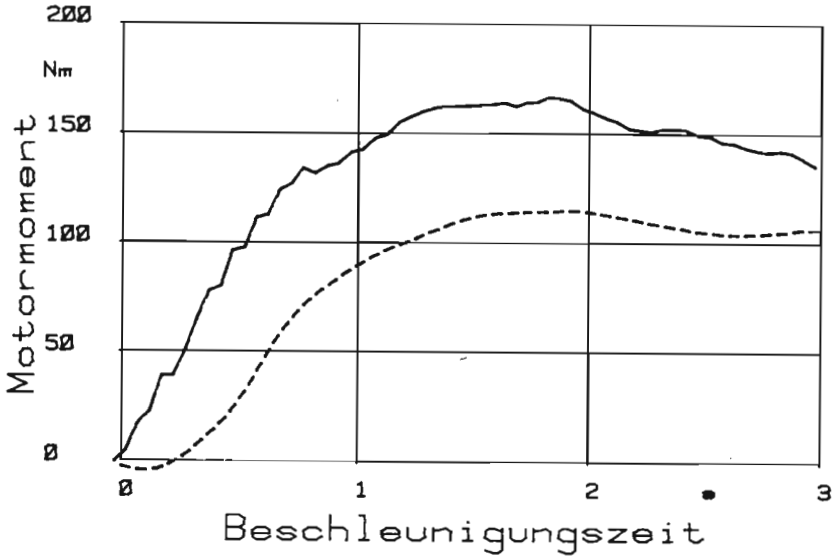


Bild 99 : Motordrehmoment über der Zeit für einen Anfahrvorgang
——— UNI-CAR-Motor mit vorverdichteter Luft versorgt
..... UNI-CAR-Motor im Ausgangszustand

Der Verlauf der schwarzen Linie ergibt sich, wenn der Motor mit vorverdichteter Luft versorgt wird und der Abgasturbolader außer Betrieb gesetzt ist. Die vorverdichtete Luft liefert auf dem Prüfstand ein durch einen Elektromotor angetriebenes Roots-Gebläse. Der erreichte Ladeüberdruck bei diesem Versuch betrug 0,45 bar.

Aus diesem Versuch wird deutlich, daß der langsame Ladedruckaufbau maßgeblich ist für den verzögerten Drehmomentanstieg. Wenn

beim Beginn der Beschleunigung schon genügend Ladeüberdruck - in diesem Fall 0,45 bar - zur Verfügung steht, wird das Motordrehmoment auch schnell aufgebaut.

Die Versuche zeigten ein Problem bei der Anpassung einer hydrodynamischen Kupplung an einen abgasturboaufgeladenen Dieselmotor. Wird die Festbremsdrehzahl der Kupplung zu niedrig gewählt, kommt der Motor beim Beschleunigen des stehenden Fahrzeugs anfangs nur auf die niedrige Festbremsdrehzahl. Wenn der bei dieser Motordrehzahl stationär erreichte Ladedruck noch sehr klein ist, gibt der LDA noch keine Einspritzmehrmenge frei. Der Motor erreicht dann nur sein Saugmotordrehmoment.

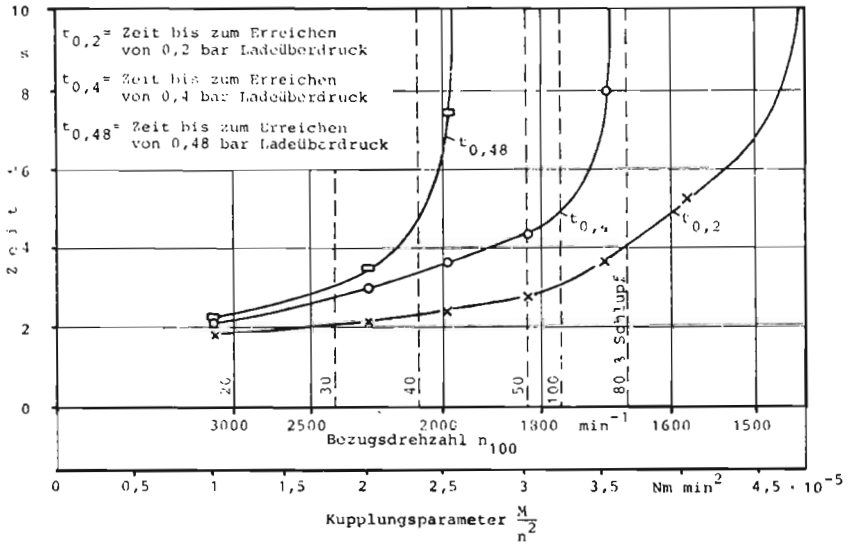


Bild 100 : Zeit t, die bei Beschleunigungsversuchen auf dem Motorprüfstand gegen eine simulierte, mit konstantem Schlupf betriebene hydrodynamische Kupplung vergeht, bis definierte Ladedrücke erreicht sind, abhängig vom Kupplungsparameter M/n^2.

Ergänzend sind als Abszissenmaßstab die Drehzahlen n_{100} angegeben, bei denen aufgrund der jeweiligen Kupplungskennlinien 100 Nm Moment übertragen würden. Für die UNI-CAR-Kupplung sind nach vorliegenden Unterlagen die Linien konstanten Schlupfes gestrichelt eingetragen

In Bild 100 ist zusammenfassend das Zusammenwirken des Motors mit mehreren Kennlinien hydrodynamischer Kupplungen, die mit Hilfe der erwähnten Rechnersteuerung simuliert wurden, dargestellt. Eingetragen sind die Zeiten, die der Motor beim Hochlauf gegen die Kupplungskennlinie benötigt, um Ladedrücke (jeweils Überdruck) von 0,2 bar als Grenzwert für die Sicherstellung des Beginns einer ladedruckabhängigen Mehrmengenfreigabe, 0,4 bar als Vergleichswert für einen mittleren Ladedruck und 0,48 bar als für die volle Mehrmengenfreigabe nötigen Ladedruck zu erreichen. Hier zeigt sich, daß die Schwierigkeiten weniger in einem Nichterreichen der "Ansprechschwelle" für die Mehrmengenfreigabe, sondern in verstärktem Maß in einer Verhinderung der vollen Mehrmengenfreigabe liegen. Wie zu erkennen ist, liegt die UNI-CAR-Kupplung nach den vorliegenden Angaben durchaus in einem kritischen Bereich, d.h. in einem Bereich, in dem bei 100% Kupplungsschlupf die volle Mehrmenge nicht innerhalb von 10 s freigegeben wird.

Im Fahrzeug treten diese Einflüsse meist abgeschwächt auf, da die dem Schlupf 100-50% entsprechenden Kennlinien zwar während der ersten Anfahrperiode bestimmend sind, dann aber zunehmend durch günstigere Momentenverläufe der Kennlinien kleineren Schlupfes ersetzt werden. Beim Anfahren in starken Steigungen oder beim Überfahren von Bordsteinen kann dieser negative Effekt jedoch verstärkt auftreten.

Der große Einfluß auf den Ladedruckaufbau, den in bestimmten, durchaus realistischen Bereichen eine geringfügige Variation der Kupplungskennlinie bewirkt, zeigt, daß hier eine sehr sorgfältige Anpassung auch unter Berücksichtigung von Laderparametern erfolgen muß. Eine solche Abstimmung konnte aus Zeit- und Kostengründen während der UNI-CAR-Entwicklung nicht durchgeführt werden. Hier besteht noch ein deutliches Verbesserungspotential.

Auch zeigen sowohl die Effekte des Ladedrucks als auch die beschriebenen tastenden Grundsatzversuche, daß eine Laderbeschleunigung durch einen "Booster" durchaus sinnvoll gewesen wäre.

2.6.2 BESCHLEUNIGUNGSVERSUCHE AUF DEM ROLLENPRÜFSTAND

Das Beschleunigungsverhalten eines Fahrzeugs wird natürlich in hohem Maße von seiner Masse beeinflußt. Die Simulation dieses Einflusses ist auf dem Rollenprüfstand leicht möglich. Die Meßwerte für verschiedene Massen in Bild 101 zeigen, daß mit der Prüfmasse 3000 lbs, die der UNI-CAR-Zielmasse von 1250 kg entspricht, der Prototyp Nr. 3 die Beschleunigungswerte des Lastenheftes (13...15 s) erreichen kann.

Prüfmasse	Beschleunigungszeit 0...100 km/h	
3000	① 14,2	② 12,8
3500	16,5	15,4
4000	18,5	16,7
lbs	s	s
① Prototyp 3, Motor 5	② Prototyp 4, Motor 8 Einspritzmenge Q_E erhöht	

Bild 101 : Auf dem Rollenprüfstand gemessene Beschleunigungswerte 0 - 100 km/h bei verschiedenen Prüfmassen

2.6.3 STRASSENVERSUCHE

Neben den Untersuchungen auf den Prüfständen wurden auch auf der Straße die Fahrleistungen des UNI-CAR ermittelt. Dazu wurden Beschleunigungsversuche, Ausrollversuche, Anfahrversuche in der Steigung und Höchstgeschwindigkeitsmessungen durchgeführt.

Bei den Versuchen wurden neben anderen Meßgrößen und der Fahrgeschwindigkeit insbesondere die zeitlichen Verläufe der Motordrehzahl und der Getriebedrehzahlen am Getriebeeingang und -ausgang aufgezeichnet.

In der folgenden Tabelle sind die Beschleunigungszeiten und die Höchstgeschwindigkeitswerte der UNI-CAR-Prototypen aufgelistet. Zum Vergleich sind die Werte des Versuchsträgers Citroen CX mit UNI-CAR-Motor angegeben:

	P 1	P 2	P 3	P 4	CX	CX
Prüfmasse (kg)	1600	1680	1780	1760	1742	1550
t_0 - 30 km/h			4,5	4,2		
t_0 - 50 km/h			7,1	6,9		
t_0 - 80 km/h			12,7	13,1		
t_0 - 100 km/h	15,3	15,2	18,4	18,0	16,0	14,6
t_0 - 120 km/h			26,0			
t_0 - 160 km/h			55,6			
t_{km} mit steh. Start (s)			38,7			
v_{max} (km/h)	171	175	185	ca.185	175	175

Die großen Unterschiede in den Werten erklären sich hauptsächlich aus den verschiedenen Motor/Getriebezuständen der einzelnen Prototypen und den unterschiedlichen Prüfmassen (verschiedene Anzahl der Insassen und unterschiedliche meßtechnische Ausrüstung der Prototypen zur Zeit der Messung).

Weiterhin wurde bei den Versuchen mit P 1 und P 2 das Fahrzeug festgebremst, also der Motor vor dem Start auf die Festbremsdrehzahl der hydrodynamischen Kupplung gebracht; bei den Versuchen mit P 3 und P 4 war das nicht der Fall.

Zum Vergleich sind die Werte des Citroen CX mit UNI-CAR-Motor und 5-Gang-Getriebe aufgeführt. Das Fahrzeug war dabei einmal annähernd (1742 kg) auf die UNI-CAR-Prüfmasse von P 3 und P 4 ballastiert. Im Vergleich zum nicht ballastierten Fahrzeug mit einer Masse von 1550 kg ergibt sich für die Beschleunigung von 0 - 100 km/h eine Zeitdifferenz von 1,4 s.

In Bild 102 sind die Verläufe von Motordrehzahl, Getriebeeingangsdrehzahl und Getriebeausgangsdrehzahl als Funktion der Zeit für einen Beschleunigungsversuch von UNI-CAR P 3 dargestellt. Aus Bild 103 gehen die zugehörigen Übersetzungsverhältnisse zwischen Motor und Getriebeeingang bzw. Getriebeausgang und die innere Getriebeübersetzung hervor.

Bei einem Abszissenwert von t = 1,8 s wird das Fahrpedal voll durchgetreten, das Fahrzeug setzt sich 0,5 s später in Bewegung. Man erkennt, daß 5,3 s nach dem Betätigen des Fahrpedals der Motor über den Lock-up fest mit dem Getriebe verbunden wird.

Aus dem Motordrehzahlverlauf dieses Beschleunigungsversuchs ist zu ersehen, daß der Motor zu keinem Zeitpunkt seine Nenndrehzahl von $n_{mot} = 4100\ min^{-1}$ erreicht. Durch eine geänderte Getriebeverstellung könnte hier ein Leistungsgewinn von ca. 10 % im Geschwindigkeitsbereich zwischen 0 und 100 km/h, das entspricht einem Abszissenwert von 21 s, erzielt werden.

In Bild 104 ist der Verlauf der Motordrehzahl über der Zeit für einen Anfahrversuch in einer Steigung von 17,6 % dargestellt. Um einen erhöhten Steigungswiderstand zu simulieren, wurde zusätzlich die Handbremse angezogen.

Gefahren wurde dieser Versuch zunächst mit dem Motor im Anlieferungszustand (ladedruckabhängiger Vollastanschlag (LDA) Serie). Dann wurde der LDA wirkungslos gemacht. Dies führt zu einer Erhöhung der Grundeinspritzmenge, was bei UNI-CAR möglich ist, ohne daß zu hohe Schwärzungszahlen erreicht werden. Durch diese Maßnahme läßt sich die Zeit vom Betätigen des Fahrpedals bis zum Losfahren des Fahrzeugs von 8,0 s auf 5,4 s reduzieren. Doch auch der zweite Wert ist noch eine für den Fahrbetrieb unzumutbare lange Zeit. Dieser Versuch bestätigt die Ergebnisse der Prüfstandsmessungen zum Beschleunigungsverhalten aus Leerlaufdrehzahl. Um ein akzeptables fahrdynamisches Verhalten zu erreichen, wäre eine erneute Abstimmung von Getriebeübersetzung und hydrodynamischer Kupplung auf das instationäre Leistungsverhalten des Motors notwendig; denn bei einem abgasturboaufgeladenen Motor ist die Differenz zwischen stationär möglicher Leistung und instationär abgegebener Leistung vor allem beim Beschleunigen aus niedrigen Drehzahlen und Lasten besonders groß.

In Bild 105 ist ein Auslaufversuch des Prototyps Nr. 3 in der Getriebestellung N dargestellt. Wertet man diesen Versuch aus, so ergibt sich:

Geschwindigkeit (km/h)	Fahrwiderstand (N)	Fahrwiderstandsleistung (kW)
0 - 50	350	0 - 4,9
125	700	24,3
150	915	38,1

Dem Fahrwiderstand im Geschwindigkeitsbereich zwischen 0 und 50 km/h entspricht ein sehr hoher "Radwiderstandsbeiwert" von $f_R = 0{,}02$. Die Ursache hierfür könnte in den an anderer Stelle (Kap. 3.4.3) beschriebenen Störungen im Bremssystem oder an einem nicht näher untersuchten erhöhten Schleppwiderstand des Getriebes liegen. Dies mag auch der Grund dafür gewesen sein, daß das Fahrzeug nicht mehr als 185 km/h in der Höchstgeschwindigkeit erreichte.

Zusammenfassung:

Bei den Straßenversuchen zeigte sich, daß das Anfahrverhalten noch verbesserungswürdig ist. Eine bessere Abstimmung bezüglich des Zusammenspiels von Motor, Getriebe und Kupplung würde sich hier positiv auswirken und damit auch die Beschleunigungszeiten verringern. Diese Abstimmungsarbeiten konnten jedoch wegen der Kürze der Erprobungsphase nicht mehr durchgeführt werden.

Weiterhin fällt auf, daß keines der Fahrzeuge die errechnete Höchstgeschwindigkeit von 200 km/h erreicht. Bei den Prototypen P 3 und P 4 könnte eine Ursache darin liegen, daß die Bremsen zum Zeitpunkt der Messung eventuell nicht ganz drucklos waren; dieses Problem wird in Kapitel 3.4.3 behandelt.

Aber auch Mängel an der Kraftstoffversorgung sind nicht auszuschließen. Es ist denkbar, daß die geförderte Kraftstoffmenge zu gering war und deshalb die Vollast-Einspritzmengen nicht erreicht wurden. Dies könnte man allerdings auf einfache Weise durch eine in den Tank eingebaute zusätzliche Förderpumpe beheben. Aus Zeitgründen konnte jedoch das Kraftstoffversorgungssystem in dieser Hinsicht nicht näher untersucht werden.

Beim Fahren entsteht subjektiv der Eindruck einer gewissen Trägheit, da sich bei geringen Beschleunigungen im Geschwindigkeitsbereich bis 120 km/h nur die Motorlast, nicht aber die Drehzahl ändern.Dieser Eindruck erweist sich als objektiv falsch, macht aber das Fahren gewöhnungsbedürftig. Insgesamt kann man sich das Antriebskonzept gut als Serienlösung im zukünftigen Pkw vorstellen.

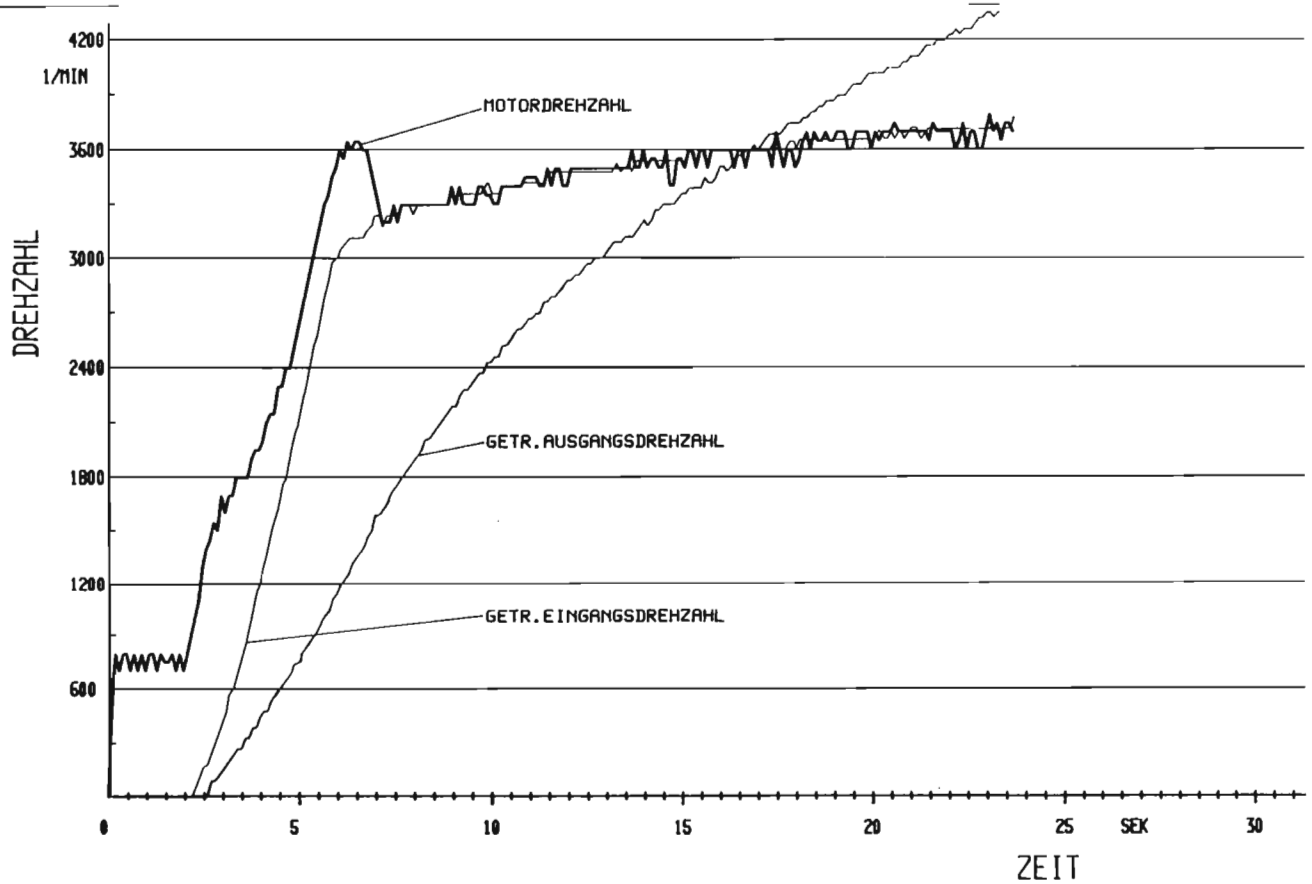


Bild 102: Beschleunigungsversuch U N I - C A R
Drehzahlen über der Zeit

Datum: 8.10.82, Prüfmasse 1760 kg

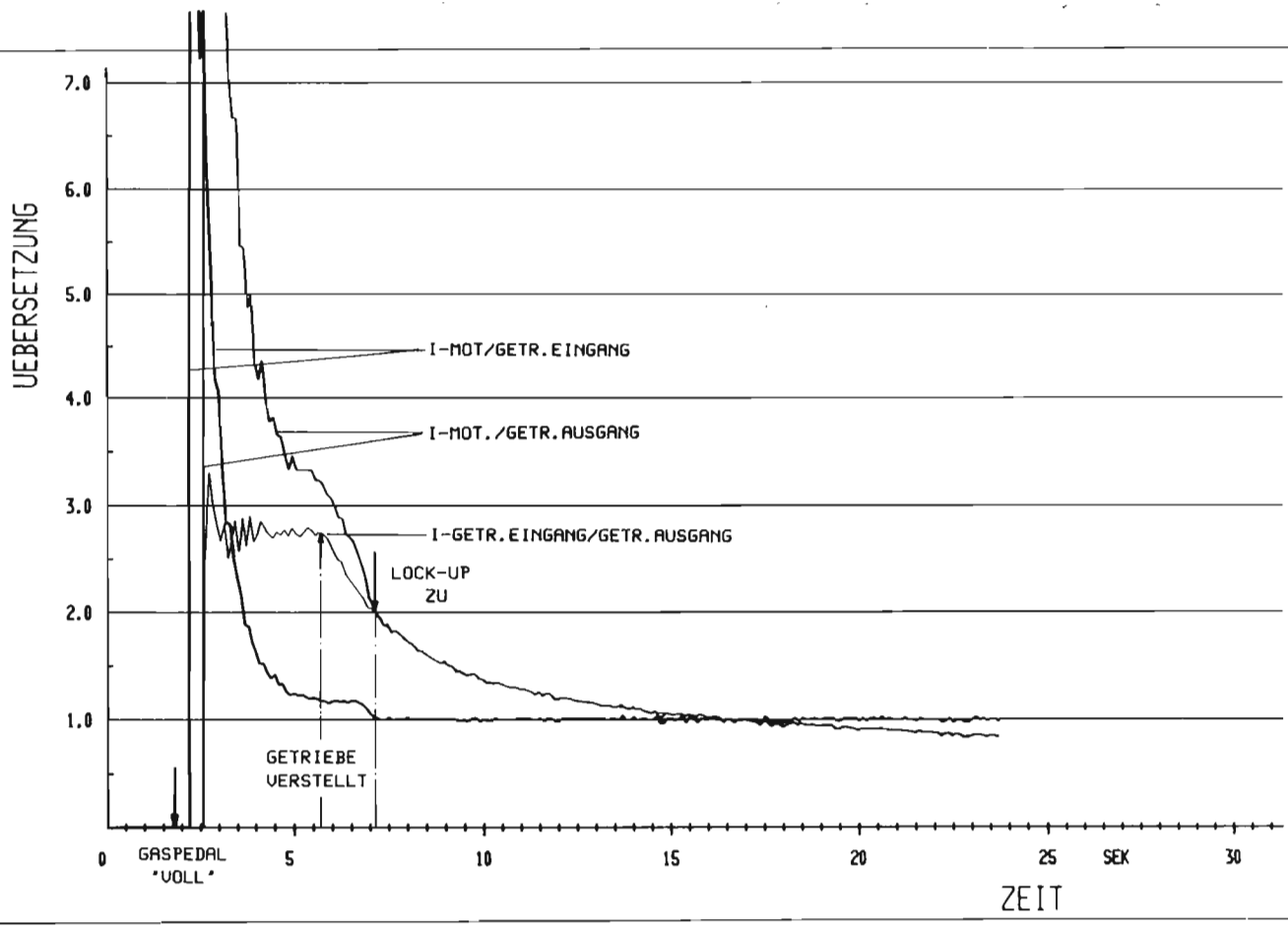


Bild 103: Beschleunigungsversuch U N I - C A R
Übersetzungen über der Zeit

Datum: 8.10.82, Prüfmasse 1760 kg

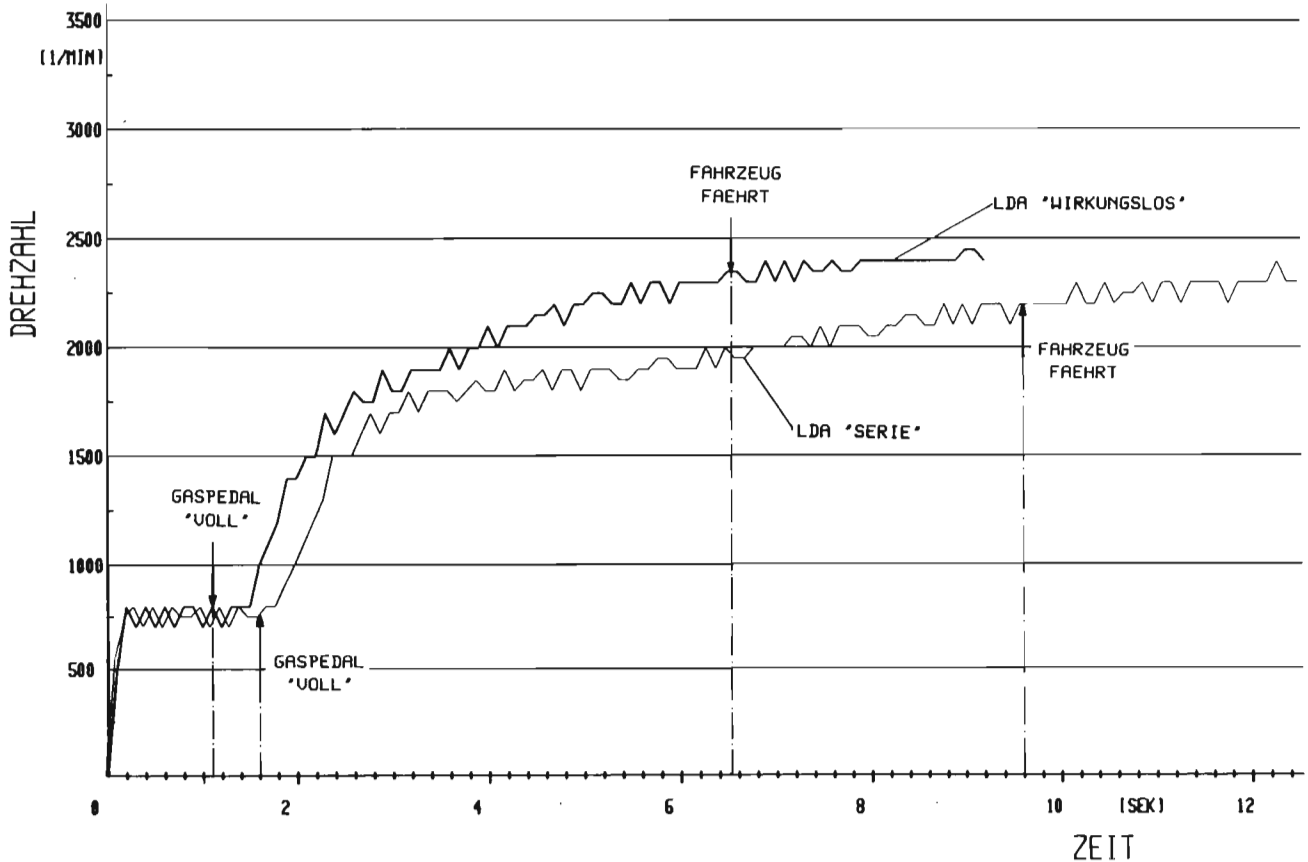


Bild 104: Anfahrversuch in der Steigung
Motordrehzahl über der Zeit

Datum: 8.10.82, Prüfmasse 1760 kg

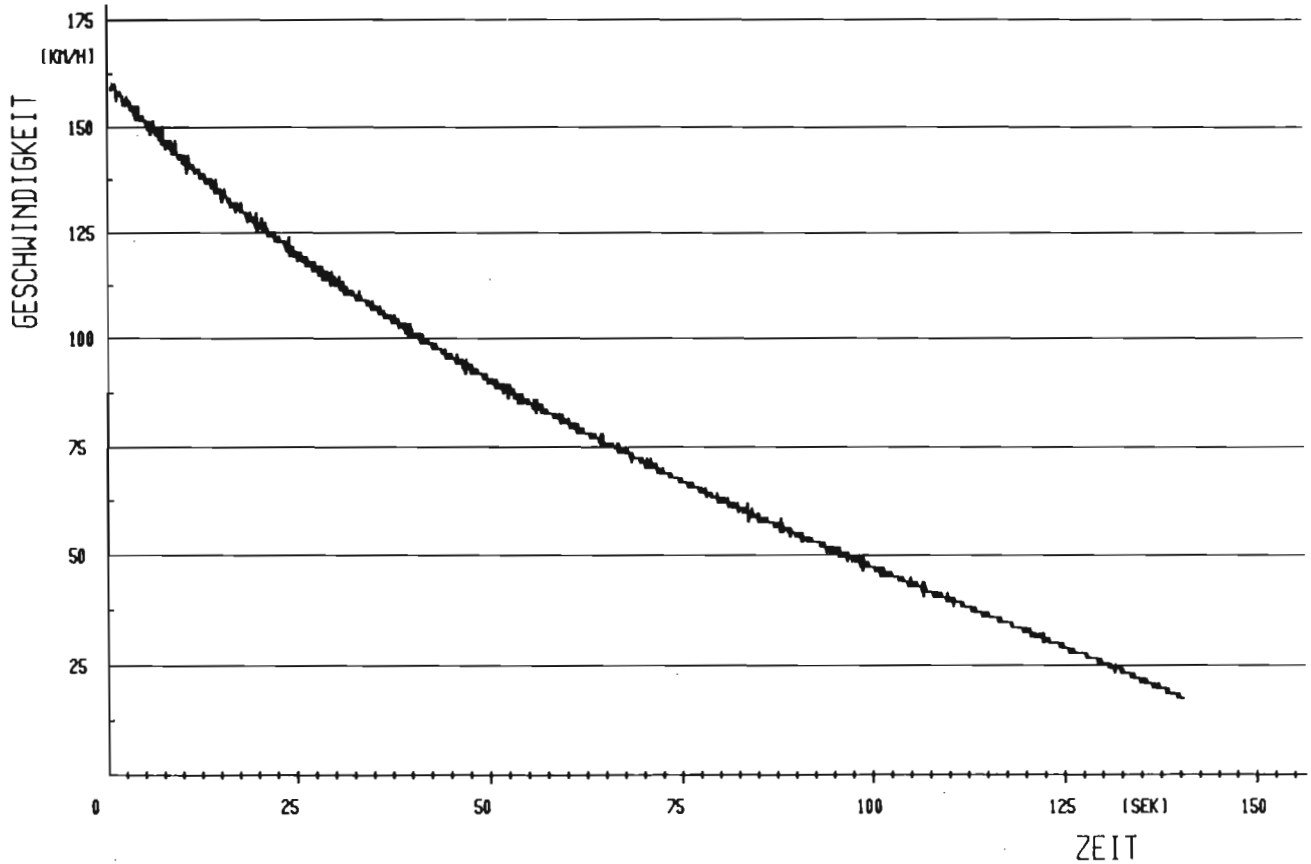


Bild 105: Auslaufversuch U N I - C A R
Geschwindigkeit über der Zeit
Datum: 18.9.82, Prüfmasse 1782 kg

3. FAHRWERK

3.1 RADAUFHÄNGUNG

Neben der Senkung des Energiebedarfs und der Verringerung der Schadstoff- und Geräuschemission war die Verbesserung der Sicherheit um 30 % eine wesentliche Zielvorgabe des BMFT für die Entwicklung des UNI-CAR. Als Schwerpunkt hinsichtlich des Sicherheitsgewinns wurden von der H.A.G. Maßnahmen auf dem Sektor der passiven Sicherheit festgelegt. Für das Fahrwerk als Einflußkomponente auf die aktive Sicherheit resultiert daraus die Forderung, die Nachteile zu kompensieren, die sich aufgrund der Konzeptschwerpunkte ergeben, und von den fahrdynamischen Eigenschaften her zumindest den Standard moderner Pkw zu erreichen.

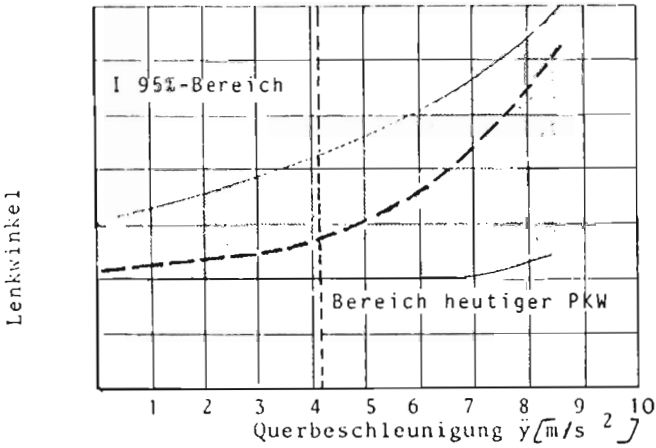
Der Trend in der Fahrwerksauslegung geht dahin, den Fahrzeugen ein bis in den Grenzbereich untersteuerndes Fahrverhalten anzueignen. Auch für den UNI-CAR war das Hauptziel der Fahrwerkskonstruktion, unter Anpassung der Radführungselemente an die vom Konzept vorgegebenen Randbedingungen ein Fahrverhalten zu erzielen, das zu hohen Stabilitätsreserven im Regelkreis Fahrer-Fahrzeug führt.

Wie Untersuchungen am ika[1)] gezeigt haben, liegt der Erfahrungsgrenzbereich, innerhalb dessen sich 95 % aller erfaßten Fahrleistungsanforderungen im normalen Straßenverkehr befinden, weit unterhalb der durch das objektive Leistungsvermögen des Fahrzeugs gegebenen Grenze (Bild 106).

Hohe Stabilitätsreserven sind dementsprechend erreichbar durch ein im Normalfall leicht untersteuerndes Fahrzeugeigenlenkverhalten mit progressiver Kennung zum möglichst hoch anzusiedelnden Grenzbereich hin. Damit der Fahrer in Extremsituationen nicht durch unerwartete Fahrzeugreaktionen überrascht wird, die er nicht in sein Reflexionsschema aufnehmen konnte, da sie außerhalb seines Erfahrungsbereiches liegen, ist eine tendenzwechsel-

---

1) Hackenberg, U: Fahrdynamische Leistungsanforderungen, DFG-Bericht HE 525/10



— — — angestrebte qualitative Auslegung der Lenkcharakteristik des UNI-CAR

Bild 106: Fahrleistungsbereiche im Lenkwinkelcharakteristik-Diagramm

freie Lenkcharakteristik besonders wichtig.

In Stichworten zusammengefaßt lautet der Katalog der wesentlichen Anforderungen an eine Radaufhängung wie folgt:

- Entkopplung einzelner Effekte in Längs-, Quer- und Vertikaldynamik
- hohe objektive Fahrleistungsgrenzen
- tendenzwechselfreies Eigenlenkverhalten
- Entkopplung des fahrdynamischen Verhaltens vom Beladungszustand
- geringe Reaktionen auf äußere Störungen (Unebenheiten, Seitenwind, Aquaplaning)

- Minimierung des Reifenverschleißes

- Maximierung der Konditionssicherheit durch Federungs- und Abrollkomfort

- geringer Fertigungsaufwand (Material, Zeit, Maschinen, Energie)

- Montage- und Reparaturfreundlichkeit

- Betriebssicherheit

- gutes Crashverhalten

3.1.1 KONZEPTFINDUNG

Beim UNI-CAR handelt es sich nicht um die Weiterentwicklung oder Modifikation eines bereits gebauten Fahrzeugs, sondern um ein vollkommen neues Fahrzeug. Aus diesem Grunde konnte bei den meisten Aggregaten nicht auf bereits Bewährtes zurückgegriffen werden, sondern es mußten vielfach komplette Neukonstruktionen entwickelt, berechnet und getestet werden. Neben der Karosseriestruktur trifft dies in besonderem Maße auch für die Radaufhängung zu.

Da im Entwurfsstadium des Fahrzeugs keine Fahrverhaltensoptimierung durch Fahrversuche stattfinden konnte und weiterhin kein Fahrzeug existierte, das von den Randbedingungen, die die Fahrwerksauslegung prägen, dem UNI-CAR nahekommt, wurde eine Fahrwerksoptimierung anhand eines mathematischen Fahrzeugersatzmodells durchgeführt.

Zu diesem Zweck existiert am ika ein komplexes Simulationsprogramm, das in der Lage ist, die querdynamischen Eigenschaften eines Fahrzeuges bis in den Grenzbereich nachzubilden. Das Fahrzeug selbst wird als Fünf-Massen-System behandelt. Insassen und Zuladung werden als jeweils zusätzliche starre Massen in das System eingefügt. Der Aufbau besitzt 6 Freiheitsgrade, durch Einführung von Elastizitäten und Bewegungsmöglichkeiten der Räder gegenüber dem Aufbau ergibt sich insgesamt ein System mit 23 Freiheitsgraden (Bild 107).

Folgende Größen, die das querdynamische Verhalten eines Fahrzeugs prägen,werden in einem Datensatz als Konstante oder mehrdimensionales Feld abgespeichert:

- Massen und Massenträgheitsmomente
- Radstand
- Spurweite
- Schwerpunktlage
- Feder- und Dämpferkennlinien
- Lenkgesetz
- Reifenkennfeld
- Radführungselastizitäten

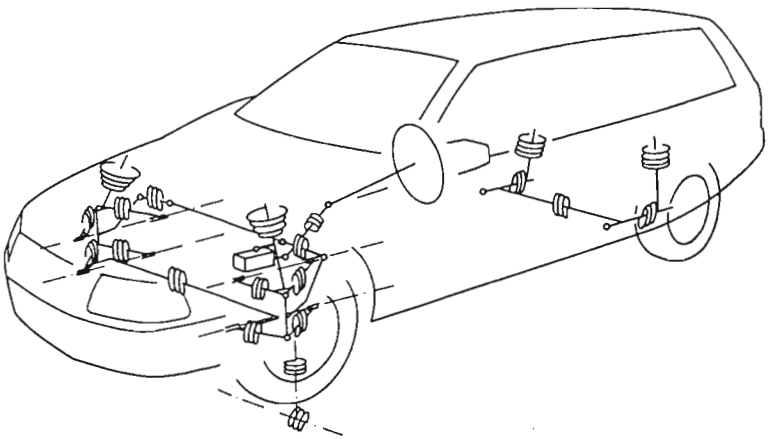


Bild 107: Struktur des Fahrzeug-Ersatzsystems

Die Raderhebungskurve wird unabhängig von der tatsächlichen Realisation am Fahrzeug durch ein kinematisches Ersatzmodell nachgebildet und ebenfalls als Kennfeld im Datensatz vereinbart. Eine Eingabe in dieser Form ermöglicht die Synthese von Radführungskurven ohne Einschränkung auf die Grenzen, die durch bislang aus-

geführte Radaufhängungen vorgegeben sind.
Weiterhin ist es dadurch möglich, eine optimale Anpassung der Raderhebungskurven an die anderen physikalischen Randbedingungen des Fahrzeugs vorzunehmen.

Diese Vorgehensweise ersetzt zwar nicht die spätere Feinabstimmung der Prototypen im Fahrversuch, weil zum einen bei den Teilen, deren Daten geschätzt werden müssen, da sie im Entwurfsstadium noch nicht als hardware vorliegen, Differenzen zwischen Schätzung und tatsächlichen Daten auftreten, und zum anderen auch bei schon sehr komplexen Systemen noch Unzulänglichkeiten in der Detailtreue auftreten. Von Vorteil ist jedoch, daß bereits in einem sehr frühen Stadium eine recht gute Beurteilung des später am realen Fahrzeug auftretenden Fahrverhaltens möglich ist.

In besonderem Maße gilt dies für die Ermittlung tendenzieller Auswirkungen von Parametervariationen auf das Fahrverhalten.
Die Beurteilung der Fahrverhaltensqualität erfolgt dabei anhand der in der Fahrdynamik üblichen Kenngrößen, die sich aus den Reaktionen des Fahrzeugs bei den z. T. bereits standardisierten Fahrmanövern bestimmen lassen. Zur Bewertung des stationären und instationären Verhaltens wurden folgende Fahrmanöver herangezogen:

- stationäre Kreisfahrt

- Verreißtest

- Wedeltest

- Lastwechsel/Bremsen im Kreis

Für die Simulation des UNI-CAR wurden die Eckdaten dem Fahrzeug-Konzept entnommen, wie es zum Abschluß der Phase 1 bestand. Durch Variation der zunächst synthetisch erzeugten Raderhebungskurve wurde eine für das Fahrverhalten in den vom Programm nachvollziehbaren Standardfahrsituation optimale Führungskurve ermittelt.

Für den nächsten Schritt - die Erzeugung der optimalen Raderhebungskurve am Fahrzeug durch eine geeignete Radaufhängung - wurde am ika ein universelles Rechenprogramm entwickelt, das die Berech-

nung der Radführungsbahnen sowie den Verlauf aller radkinematischen Parameter in Abhängigkeit von Feder- und Lenkbewegung für beliebige Radführungen ohne Einschränkungen bei der Anzahl der Lenker, der Gelenke und Gelenkfreiheitsgrade sowie Lage der Lenkerdrehachsen ermöglicht. Lage und Bauweise von Lenkgetriebe und Lenkgestänge sind ebenfalls frei wählbar.

Die Analyse des Verlaufs der radkinematischen Parameter liefert neben der Beurteilung des zu erwartenden Fahrverhaltens weiterhin Aufschluß über Längs- und Querfederung, Lenkgesetz, Lenkungsrückstellverhalten, Reifenverschleiß sowie Anfahr- und Bremsmomentenausgleich.

Die Spur- und Sturzwinkeländerungen des Rades beim Durchfedern sind neben den Spurweitenänderungen maßgeblich verantwortlich für die Ausnutzung der Kraftübertragungseigenschaften des Reifens, die Qualität des Geradeauslaufs sowie die Höhe des Reifenverschleißes und die Art des Verschleißbildes.

Anzustreben sind möglichst geringe Spurweitenänderungen und möglichst keine Spurwinkeländerungen, damit bei gleichseitigem Einfedern keine Schräglaufwinkeländerungen an den Reifen auftreten, die zu einer Erhöhung von Rollwiderstand und Reifenverschleiß führen. Für den Sturzwinkel gilt, daß der relative Sturz zur Straße möglichst unter allen Bedingungen 0 sein sollte.

Konventionelle Einzelradaufhängungen bieten keine Möglichkeit der für optimale Radführung erforderlichen Entkopplung des Sturzwinkelverlaufs bei Hub- und Wankfederung. Für den UNI-CAR wurde daher eine Einzelradaufhängung mit einem "halbstarren" Verbindungselement vorgesehen (Bild 108).

Eine derartige Radführung weist eine Reihe von Vorteilen gegenüber konventionellen Achsen auf. Durch die Auflösung des radseitigen Führungsgelenks am unteren Querlenker in ein räumlich versetztes Doppelgelenk ergibt sich ein ideelles Führungsgelenk, das die Realisierung eines negativen Lenkrollradius trotz vorteilhaft geringer Einpreßtiefe der Felge ermöglicht.

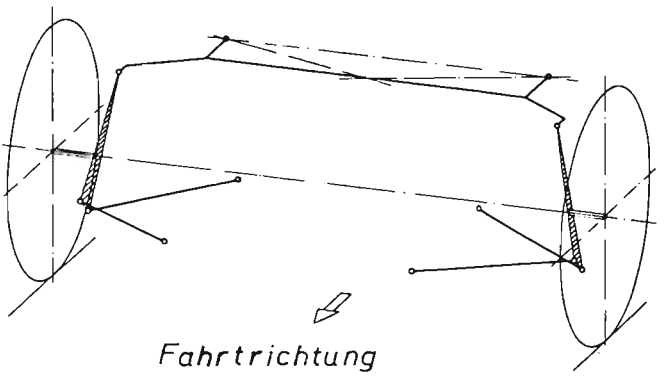


Bild 108: Prinzipzeichnung einer Koppellenker-Doppelgelenkquerlenker-Achse

Weiterhin läßt sich ein guter, durch den oberen Lenker progressiver Anfahr- und Bremsnickausgleich erzielen. Die Stabilisatorwirkung ist durch das halbstarre Verbindungsprofil bereits in die Radführung integriert. Die Drehachsen des oberen Lenkers sind bei Wank- und Hubfederung unterschiedlich, so daß sich durch geeignete Auslegung günstige Sturzwinkelverläufe sowohl für Hubbewegung als auch durch die geänderte Lage der Drehachse für Wankbewegung erzielen lassen (Bild 109).

Wie aus Bild 109 hervorgeht, das für eine noch nicht optimierte Version der o. g. Achse ermittelt wurde, ergeben sich bei gleichseitiger Einfederung nur minimale Sturzänderungen, während bei ungleichseitiger Einfederung die negativen Auswirkungen des Wankwinkels auf den Reifensturz zumindest teilweise kompensiert werden.

Die Realisierung dieser Achse sowie der Einbau in die UNI-CAR-Prototypen konnte allerdings nicht erfolgen, da durch Änderungen an anderen Aggregaten kein akzeptabler Kompromiß zwischen geforderten kinematischen Eigenschaften und dem Gesamtpackage zu erzielen war.

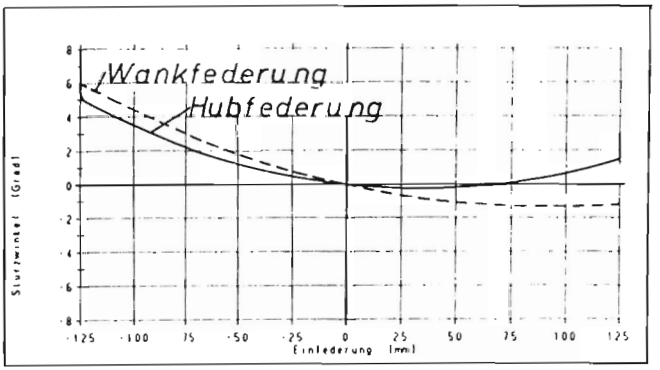


Bild 109: Sturzwinkel bei Hub- und Wankbewegung für eine Koppellenker-Doppelgelenkquerlenker-Achse

Einerseits war eine Lenkanlage im Bereich unterhalb des Motors an der Stelle, an der sie hätte angeordnet werden müssen, um das gewünschte Lenkgesetz zu erreichen, nicht unterzubringen, da dieser Platz bedingt durch den aus aerodynamischen Gründen sehr flachen Bug des Fahrzeugs bereits durch Motorteile beansprucht wurde, andererseits ergaben sich zusätzliche Probleme an der für das Koppelprofil des oberen Lenkers sinnvollen Stelle durch das voluminöse Gehäuse des stufenlos übersetzenden Getriebes sowie die Geräuschkapsel für den Motor. Ein weiterer gravierender Nachteil ergab sich in der Verschlechterung der Kühlluftströmung in den Mitteltunnel.

Als Alternative verblieben die konventionellen Radaufhängungen Mc-Pherson-Federbein und Doppelquerlenker. Die Mc-Pherson-Achse schied als Lösungsmöglichkeit aus, da dafür eine Bauhöhe erforderlich gewesen wäre, die über die durch die äußere aerodynamische Form gesetzten Grenzen hinausging. Aus Packagegründen mußte außerdem die im Lastenheft vorgesehene Zahnstangenlenkung einer schwereren, ungünstig hoch angeordneten Kugelmutterlenkung weichen,

die eine Kombination mit der für eine Mc-Pherson-Radaufhängung aus kinematischen Gründen erforderlichen großen Spurstangenlänge nicht ermöglichte.

Als endgültiges Konzept wurde daher an der Vorderachse eine Doppelquerlenker-Radaufhängung mit flachbauender Kegelstumpffeder verwirklicht. Als Konzept für die Hinterradführung wurde eine halbstarre Koppellenker-Achse vorgesehen (Bild 110), die die Vorteile einer Längslenker-Achse bei Hubbewegung mit den Vorteilen einer Schräglenker-Achse bei Wankbewegung verbindet.

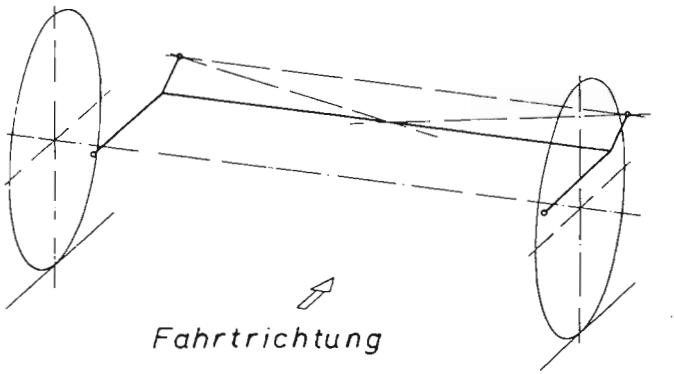


Bild 110: Prinzipskizze einer Koppellenker-Achse

Außerdem zeichnet sich diese Achse durch geringen Platzbedarf, niedrige ungefederte Massen sowie eine breite Abstützbasis für die Übertragung von Kräften im Reifenlatsch auf den Aufbau aus.

3.1.2 ENTWICKLUNG DER RADAUFHÄNGUNG

3.1.2.1 KINEMATIK DER RADAUFHÄNGUNG

Die Nachbildung der in der Simulationsrechnung bestimmten optimalen Führungsbahn durch geeignete Auslegung der Radführungselemente wird im wesentlichen eingeschränkt durch den Bauraum, der vom Package her zur Verfügung gestellt wird. Weitere Einschränkungen ergeben sich durch die Art der Aufbaustruktur, die einer-

seits genügend steife und tragfähige Elemente zur Übertragung der von der Radführung eingeleiteten Kräfte aufweisen muß, andererseits aber auch im Falle eines Unfalls zur Umsetzung von Aufprallenergie eine geeignete Deformationscharakteristik besitzen soll. Die tatsächlich durch die Radaufhängung erzeugte Raderhebungskurve kann somit nur die aufgrund der Randbedingungen bestmögliche Approximation an die optimale Kurve sein. Die Bilder 111 und 114 zeigen den Verlauf der radkinematischen Parameter der im UNI-CAR verwendeten Radführungen als Ergebnisse eines iterativen Optimierungsprozesses zwischen gewünschter Radkinematik und Package. Bei der Festlegung der Spurstangenkoordinaten wurde besonderer Wert auf die Erzielung möglichst geringer Spurwinkeländerungen beim Durchfedern gelegt. Der Sturzwinkelverlauf stellt einen Kompromiß dar zwischen optimaler Ausnutzung der Seitenführungseigenschaften der Reifen bei Kurvenfahrt und Minimierung des Reifenverschleißes bei Geradeausfahrt.

Die Spurweitenänderungen beim Einfedern sind für geringen Reifenverschleiß minimal, beim Ausfedern wirkt sich der höhere Betrag durch die dann geringeren Radlasten nicht so gravierend aus.

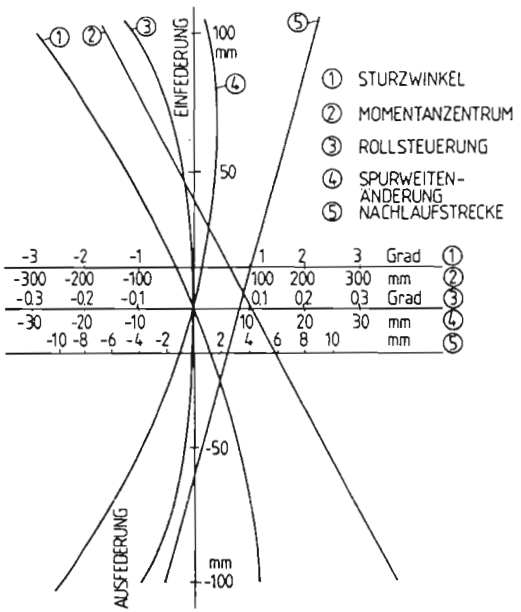


Bild 111: Radkinematische Parameter bei Federung der Vorderachse

Zur Ermittlung des Platzbedarfs im Kotflügel bei Betrieb mit Schneeketten wurden die Hüllkonturen bei 65 mm Einfederung und 100 mm Ausfederung in den Extremstellungen der Lenkung berechnet (Bild 112).

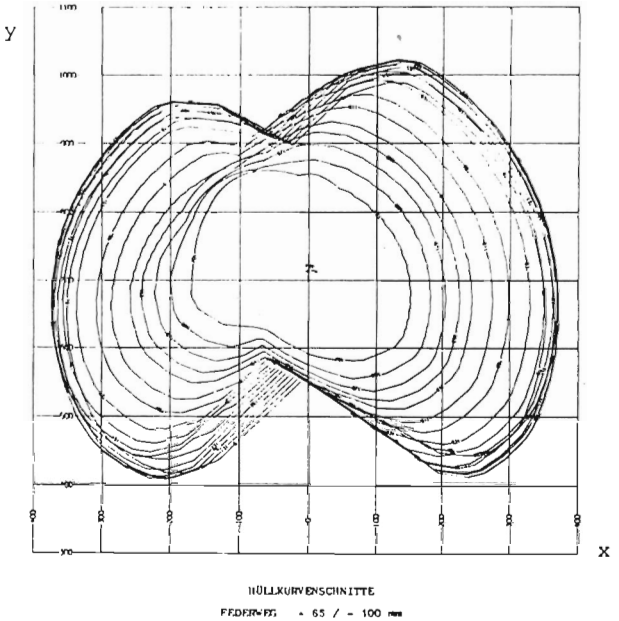


Bild 112 : Reifenkonturschnitte mit Schneekette in Lenkungsextremstellungen (Einfederung + 65/- 100), x-y-Ebene

Das Lenkgestänge wurde optimiert hinsichtlich Lenkgesetz und minimaler Spuränderungen. In Bild 113 sind Ackermann-Winkel und tatsächliche Differenzwinkel gegenübergestellt.

Die Lenkung ist so ausgelegt, daß der maximale Radeinschlagwinkel bei einem Lenkstockhebelwinkel von +/- 45° erreicht wird. Der theoretische Spurkreisdurchmesser beträgt 10,4 m. Eingeschränkt wird der maximale Radeinschlagwinkel im wesentlichen durch den

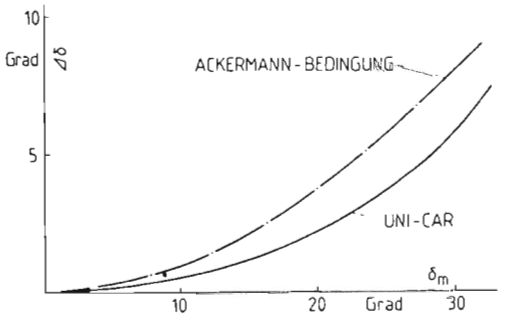


Bild 113: Differenzlenkwinkel und Ackermann-Winkel beim UNI-CAR

Knickwinkel des radseitigen Gelenks der Antriebswelle. Die Kraftübertragungswinkel im Lenkgestänge, die vorgegebene Grenzen nicht überschreiten sollen, um eine einwandfreie Lenkungsbetätigung und Lenkungsrücklauf zu erzielen, stellen eine weitere Eingrenzung dar. In Bild 114 ist der Verlauf der Radkinematik-Parameter über dem Federweg für die Hinterachse dargestellt.

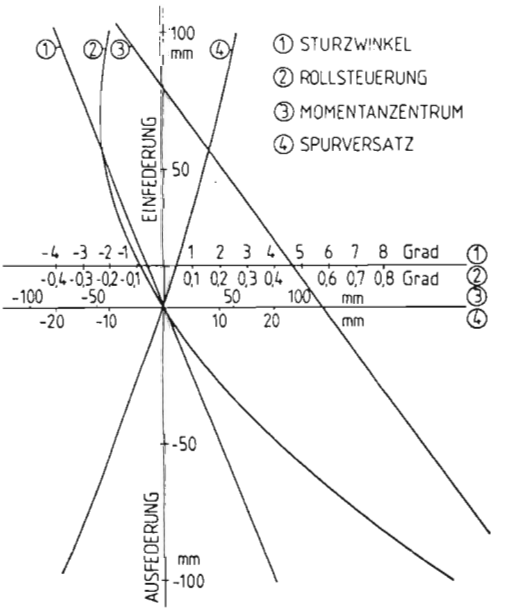


Bild 114 : Radkinematische Parameter bei Federung der Hinterachse

Die Rollsteuerung der Achse ist so ausgelegt, daß insgesamt im normalen Fahrbetrieb ein neutrales Fahrverhalten erreicht wird. Sturz- und Spurwinkel ändern sich bei gleichzeitiger Einfederung beider Räder nicht, so daß sich ein minimaler Reifenverschleiß und gute Geradeauslaufeigenschaften ergeben.

3.1.2.2 FEDERUNG UND DÄMPFUNG DER VORDERRÄDER

3.1.2.2.1 KONZEPTFINDUNG

Bereits in der Konzeptphase des Forschungs-Pkw UNI-CAR wurde als Federungs- und Dämpfungselement für den hinteren Wagenaufbau eine Gas-Feder-Dämpfereinheit festgelegt, und zwar aus Gründen der Niveauregulierbarkeit sowie der lastunabhängigen und der frequenzselektiven Dämpfungseigenschaften. Für den vorderen Wagenaufbau sind, insbesondere bei einem Frontantriebskonzept, die Anforderungen an das Federungs- und Dämpfungssystem geringer, so daß auf die relativ aufwendigen GFD-Einheiten verzichtet werden konnte.

Aufgrund der geringen Zuladung im vorderen Wagenaufbau und der damit verbundenen geringen Lastunterschiede arbeitet das Federungselement auch ohne eine entsprechende Niveauregulierungseinrichtung immer in ausreichender Nähe der Konstruktionslage, so daß wesentliche Unterschiede im Schwingungsverhalten nicht zu erwarten sind.
Daher wurden bei der Auswahl des vorderen Hubfederelementes nur konventionelle Stahlfederbauarten berücksichtigt. Von den bekannten Stahlfederungen hat sich in den letzten Jahrzehnten die Schraubendruckfeder als bestgeeignete Pkw-Vorderachsfeder herausgestellt. Die Blattfeder weist Nachteile hinsichtlich des Reibungsverhaltens auf und ist in vielen Fällen nur schwer kompatibel zum übrigen Vorderwagenpackage. Die lineare Kennlinie einer Drehstabfeder ist nur durch eine aufwendige Anlenkungskinematik beeinflußbar und erfordert außerdem sehr steife aufbauseite Lagerpunkte, die im Hinblick auf eine gezielte stufenprogressive Verformungskennung des Vorderwagens problematisch sein können.
Aufgrund dieser Nachteile der Blattfedern und Drehstabfedern wurde als Federungselement für den vorderen Wagenaufbau des UNI-CAR die Schraubendruckfeder ausgewählt, die zusätzliche Vorteile hinsichtlich eines niedrigen Gewichtes, eines geringen Bauvolumens sowie der Realisierbarkeit nahezu beliebiger Kennlinienformen bietet.
Als parallelgeschaltetes Dämpfungselement wurde ein Einrohr-Gasdruck-Schwingungsdämpfer ausgewählt, der im Vergleich zur Zweirohr-Bauart Vorteile bietet hinsichtlich des Gewichtes, der beliebigen Einbaulage und des Ansprechverhaltens.

3.1.2.2.2 AUSLEGUNG UND KONSTRUKTION

Aufgrund des angestrebten niedrigen Rollwiderstandsbeiwertes der Bereifung des UNI-CAR mußte eine relativ hohe vertikale Reifenfedersteifigkeit akzeptiert werden, die hinsichtlich der Federungseigenschaften im nahezu gesamten Frequenzbereich sowie beim Abrollkomfort zu erheblichen Nachteilen führte. Bei der Auslegung des Federungs- und Dämpfungssystems wurde dennoch angestrebt, das Komfortniveau heutiger vergleichbarer Mittelklasse-Fahrzeuge zu erreichen.

Bei vorgegebenem Doppelquerlenker-Radführungssystem mit Antriebswelle wurde eine konzentrische Anordnung von Schwingungsdämpfer und Schraubenfeder gewählt, deren Abstützung auf dem oberen Querlenker erfolgt.

Da aus aerodynamischen Gründen ein niedriger Vorderwagen angestrebt wurde und zusätzlich eine nachgiebige, sehr voluminöse Motorhaube zur Anwendung kam, war die Bauraumhöhe in den vorderen Radhäusern stark eingeschränkt. Bei Verwendung einer konventionellen zylindrischen Schraubenfeder wäre aufgrund der relativ großen Blocklänge nur ein unzureichend kleiner Federweg realisierbar gewesen. Außerdem wäre bei der dann notwendigen niedrigen Anordnung der Schraubenfeder und dem gleichzeitig erforderlichen Abstand zu den Radhüllkurven ein großes Übersetzungsverhältnis der Federung nicht möglich gewesen. Ein großes Übersetzungsverhältnis des Federweges bezogen auf den Radfederweg ist jedoch aus Gründen niedriger Reibungseinflüsse und guten Ansprechverhaltens anzustreben.

Aus diesen Gründen wurden alternative Baumöglichkeiten von Schraubendruckfedern untersucht. Dabei zeigte sich, daß bei Verwendung von Drähten mit inkonstantem Durchmesser sich eine Vielfalt von Federformen anbietet, die eine weitgehende Anpassung an den zur Verfügung stehenden Einbauraum bei beliebigen progressiven und linearen Kennlinien und gleichzeitig optimaler Werkstoffausnutzung erlaubt. Beim Vergleich verschiedener Federformen erwies sich eine kegelförmige Mini-Bloc-Feder mit inkonstantem Drahtdurchmesser als günstigste Lösung für die Einbauverhältnisse beim UNI-CAR. Bei diesem Federtyp wird eine spiralförmige Drahtwicklung verwendet, so daß sich die Windungen ineinander legen und die Blocklänge le-

diglich dem Drahtdurchmesser entspricht.

Als Grundabstimmung der Aufbaufederung wurde für den vorderen Wagenaufbau eine Eigenfrequenz von $f_e \approx 1{,}2$ Hz angestrebt. Bei der Realisierung einer entsprechenden Federkennlinie ergab sich jedoch ein sehr großer äußerer Windungsdurchmesser der Mini-Bloc-Feder, der fertigungstechnische Probleme bereitet hätte. Daher wurde in die spiralförmige Wicklung eine zylindrische Windung zwischengeschaltet. Damit konnte bei akzeptablem äußeren Federdurchmesser ein Radfederweg von ± 100 mm bei leicht progressiver Kennlinie der Feder erreicht werden. Ebenso wurden alle Forderungen hinsichtlich des Einbauraumes bei einem günstigen Übersetzungsverhältnis von $i \approx 0{,}7$ erfüllt. Bild 130 zeigt die an der Vorderradaufhängung montierte Feder in der Konstruktionslage. Die im eingebauten Zustand ermittelte Federkennline ist im Bild 115 dargestellt.

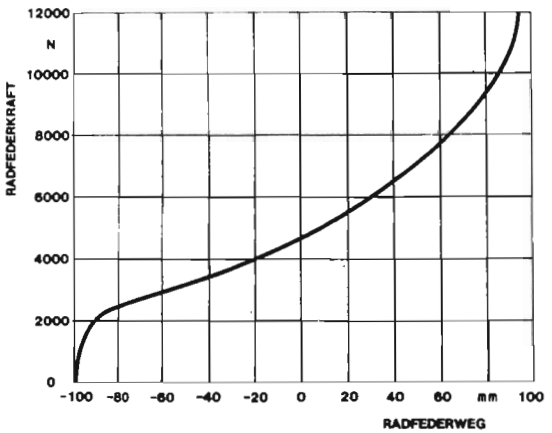


Bild 115 : Federkennlinie der vorderen Aufbaufeder des UNI-CAR

Die stark progressiven Endbereiche der Kennlinie zur Vermeidung des Durchschlagens werden durch PU-Zusatzfedern erreicht. Als oberer Federteller wird eine gegossene Aluminiumkonstruktion mit angepaßter Gummieinlage verwendet. Unten stützt sich die Feder mit der kleinsten Windung auf dem koaxial montierten Schwingungsdämpfer ab. Bei diesem Einrohr-Gasdruckdämpfer wurde aus Gewichtsgründen eine Aluminium-Bauweise realisiert, bei der lediglich noch die Kolbenstange und die Dämpferventile aus Stahlwerkstoffen gefertigt sind. Dadurch konnte eine Gewichtsersparnis von ca. 30 % im Vergleich zum konventionellen Einrohrdämpfer erzielt werden. Aufgrund der neuen Technologie wurden zunächst umfangreiche Funktions- und Lebensdaueruntersuchungen durchgeführt. Als Grundabstimmung der Aufbaudämpfung wurde zunächst ein linear gemitteltes Dämpfungsmaß von D_A = 0,25 bei einem Zug/Druckstufenverhältnis von 2 : 1 und weitgehend linearer Kennlinie vorgesehen. Durch eine variable Ventilplattenbestückung und -einstellung konnten jedoch auch geringere Dämpfungswerte realisiert werden. In Bild 116 sind die möglichen Dämpferkennlinien dargestellt.

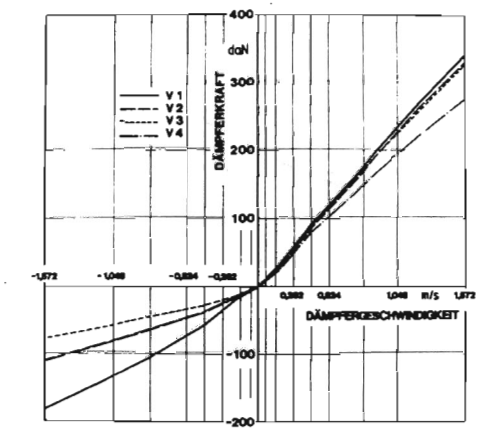


Bild 116: Dämpferkennlinien der vorderen Schwingungsdämpfer

Für das obere Stützlager des Schwingungsdämpfers wurden zunächst Seriengummilager vorgesehen, die sich jedoch bei der subjektiven Fahrwerksabstimmung als nicht brauchbar erwiesen. Es wurde daher auf spezielle Prototypenlager umgestellt, die eine wesentliche Fahrkomfortverbesserung zur Folge hatten.

Zur Unterstützung der Aufbaufedern bei Wankfederung wurde ein zusätzlicher Stabilisator vorgesehen, der aus Gründen eines guten Ansprechverhaltens über eine Pendelstütze am oberen Querlenker der Radaufhängung angelenkt ist, und somit keine Radführungsaufgaben übernehmen muß. Pendelstütze und Stabilisatorschenkel sind aus Gewichtsgründen ebenfalls aus Aluminium gefertigt, während der Stabilisatorrücken aus Federstahl besteht. Aus Abstimmungsgründen wurden drei unterschiedliche Stabilisatorraten gewählt.

3.1.2.3 KONSTRUKTION DER VORDERRADFÜHRUNGSELEMENTE

I) Gummilager

An die Gummilager als Verbindungselemente zwischen Radführungsbauteilen und Aufbau werden hohe Anforderungen bezüglich des Kompromisses zwischen Fahrverhalten und Komfort gestellt.
Für guten Komfort sind große Gummilager mit multidirektionalen Elastizitäten erforderlich, während diese für präzise Radführung unerwünscht sind. Beim UNI-CAR kommen als erschwerende Randbedingungen hinzu, daß die Reifenabrollhärte durch den hohen Innendruck größer ist als bei konventionellen Pkw und daß die Unterbringung eines Fahrschemels mit weiteren, in ihren Elastizitätseigenschaften gezielt einsetzbaren Gummilagern aus Platzgründen nicht möglich ist.

Die in den Außenabmessungen aus Kostengründen mit Serienteilen identischen Gummilager[1)] wurden bezüglich Gummihärte, Aussparungen zur Erzielung direktional unterschiedlicher Nachgiebigkeiten und Einsatz von Metallzwischenringen zur Verbesserung der Führungspräzision auf die Belange des UNI-CAR abgestimmt.

II) Querlenker

Da die Radaufhängung zu den sicherheitsrelevanten Bauteilen eines Fahrzeuges gehört, ist die Forderung nach Gewalt- und Dauerfestigkeit bei der Auslegung der Querlenker dominant.
Weitere Auswahlkriterien waren:

- geringes Gewicht
- Recyclisierbarkeit
- geringe Kräfte in Lagerstellen
- kostengünstige Fertigung
- leichte Montage

---

1) BOGE GmbH, Friesdorfer Str. 165, 5300 Bonn-Bad Godesberg

Die Radführungslenker heute gefertigter Fahrzeuge werden üblicherweise aus Blechpreßteilen, geschmiedetem Stahl oder geschmiedetem Leichtmetall hergestellt. Vereinzelt findet man auch gegossene Stahl- oder Leichtmetallbauteile. Geringes Gewicht und gute Recyclisierbarkeit waren beim UNI-CAR ausschlaggebend für die Wahl einer Aluminiumlegierung (G AL Si 7 Mg wa) als Material. Aus Kostengründen wurde dem Gießen als Herstellprozeß der Vorzug gegenüber dem Schmieden gegeben, obwohl geschmiedete Teile eine höhere Festigkeit und Zähigkeit aufweisen und somit kleiner und leichter gestaltet werden können. Einer Substitution des Gießens durch Schmieden für eine Großserienfertigung wurde bei der Konstruktion der Querlenker bereits Rechnung getragen. Bei der Dimensionierung wurde ein zusätzlicher Sicherheitsfaktor berücksichtigt, um zeit- und kostenintensive Anpassungsarbeiten an ein höheres Fahrzeuggewicht und damit eine größere Beanspruchung zu umgehen.

III) Führungs- und Traggelenke

Um dem Rad die für seine Feder- und Lenkbewegung erforderlichen Freiheitsgrade zu geben, sind zwischen Führungslenker und Radträger Kugelgelenke erforderlich. Da die Feder sich auf dem oberen Querlenker abstützt, wird oben ein Traggelenk [1)] eingesetzt, das in den Lenker eingepreßt wird. Das untere Gelenk übernimmt den grösseren Anteil an Seiten- und Längskräften, braucht jedoch keine Vertikalkräfte zu übertragen, so daß es als reines Führungsgelenk ausgebildet ist. Zur Justierung der Lage der Lenkachse ist über zwei Exzenter-Scheiben eine Verstellung von Nachlauf und Sturz/Spreizung möglich. Aus Kostengründen wurden auch bei den Gelenken keine Neukonstruktionen entwickelt, sondern Serienteile[1)] den Erfordernissen angepaßt.

IV) Radträger

Die Randbedingungen des Package erforderten eine hohe Lage der Lenkung, die sich auf die Formgebung, die Materialwahl und das Gewicht des Radträgers nachteilig auswirkte. Trotz Verwendung eines legier-

---

1) Ehrenreich GmbH & Co. KG, Hansaallee 190, 4000 Düsseldorf 11

ten Stahlgusses (GS Cr Mo 4)[1] liegen Nachgiebigkeit, Bauraum und damit Gewicht über den angestrebten Werten.

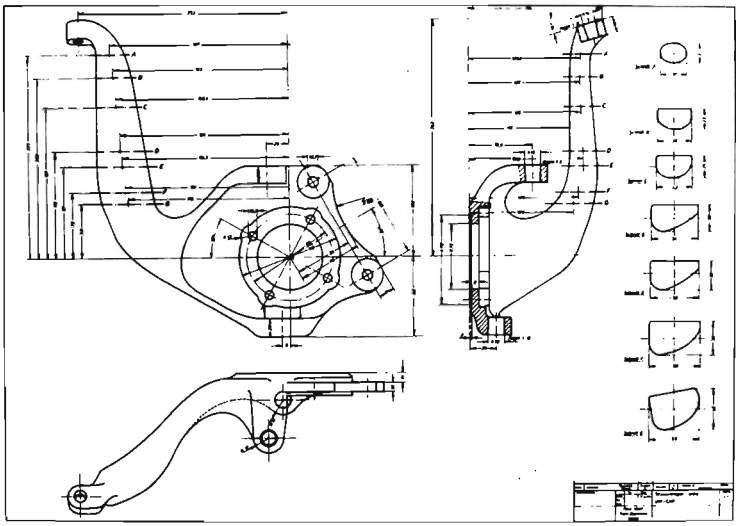


Bild 117: Radträger

V) Radlager

Für ein frontgetriebenes Fahrzeug ist die Unterbringung der Radlagerung wegen der beengten Platzverhältnisse innerhalb der Felge ein grundsätzliches Problem. Von der Lagerindustrie sind in den letzten Jahren neuartige platzsparende Konzepte entwickelt worden, die zusätzliche Vorteile hinsichtlich Einzelteilaufwand, Montage und Servicefreundlichkeit aufweisen. Die Integration mehrerer Funktionen in ein Bauteil geht inzwischen so weit, daß die innere Lagernabe gleichzeitig als äußere Glocke des Antriebswellengelenks dient. Aufgrund einiger Nachteile wurde auf den Einsatz eines solchen Lagers der 4. Generation im UNI-CAR verzichtet. We-

[1] Thyssen Gießerei AG FWH, Aktienstr. 1-7, 4330 Mühlheim a.d. Ruhr 1

gen der Nähe zur Bremsanlage treten starke thermische Probleme auf, die bislang nicht zufriedenstellend gelöst werden konnten. Weiterhin ist die Versagenswahrscheinlichkeit durch die Anhäufung von Funktionen in einem Bauteil größer. Außerdem muß bei Ausfall einer Funktion die komplette Lagereinheit ausgewechselt werden, eine Lösung, die unter wirtschaftlichen Aspekten nicht optimal ist. Im UNI-CAR ist vorn eine Lagereinheit [1] montiert, wie sie Bild 118 zeigt.

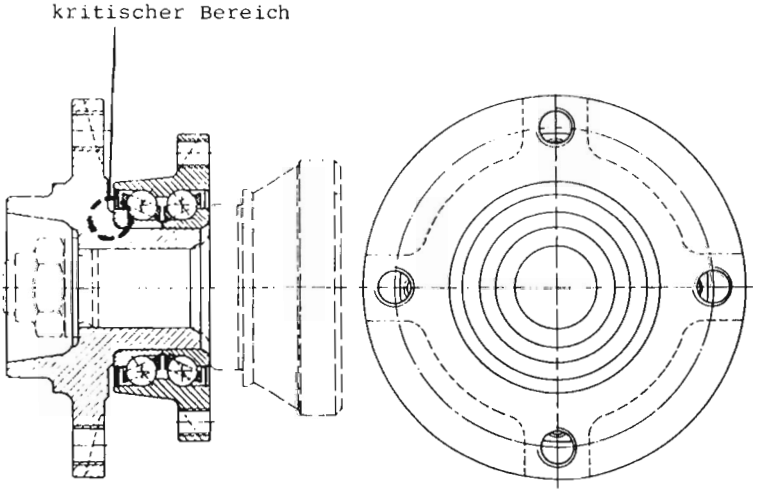


Bild 118: Vorderradlagereinheit

Es handelt sich hierbei um vormontierte zweireihige Schrägkugellager, die über Schraubenverbindungen leicht an den Radträger angeflanscht werden können.
Komplizierte Einstellarbeiten entfallen, da sich beim Anziehen der Antriebswellenmutter mit dem vorgeschriebenen Drehmoment automatisch das richtige Lagerspiel einstellt. Die Wartungsfreiheit ist als weiterer Vorteil dieser Anordnung zu nennen. Im Falle eines Lagerschadens wird zwar auch die komplette Einheit gewechselt, jedoch kann das Lager repariert werden, so daß die Innen- und Außennabe als kostenintensivste Bauteile der Lagereinheit weiterverwendet werden können.

---

1) FAG Kugelfischer Georg Schäfer & Co., Postfach 12 60, 8720 Schweinfurt 2

Als kritische Stelle erwies sich der in Bild 118 mit einem Kreis markierte Übergang vom Felgenflansch zur inneren Nabe. Bedingt durch Setzerscheinungen innerhalb des Lagerverbundes kam es aufgrund der starken Biegewechselbeanspruchung an einem Lager zum Bruch. Zur Verminderung der maximalen Zugspannungen werden im voraus im rißgefährdeten Bereich mittels Druckrollen Druckspannungen aufgeprägt. Die Antriebswelle wird durch eine lösbare Klebeverbindung mit der Innennabe des Lagers verbunden und damit so in den tragenden Teil der Konstruktion einbezogen, daß die Nabe am gefährdeten Querschnitt entlastet wird. Durch sorgfältige Vormontage der Lagereinheiten wird weiterhin dafür gesorgt, daß nach dem Einbau kein axiales Spiel mehr zwischen Lagerinnenring und Anlagebund an der Innennabe vorhanden ist, so daß als Summe aller Maßnahmen die Gewährleistung der Betriebssicherheit der Lager zu erwarten ist.

VI) Antriebswelle

Randbedingungen für die Auslegung einer geeigneten Antriebswelle sind einerseits die Dimensionierung zur sicheren Übertragung von Drehmoment und Leistung und andererseits die Gewährleistung, daß ein durch die Gelenkbauart[1)] vorgegebener Beugungswinkel des radseitigen Gelenks bei Feder- und Lenkbewegungen nicht überschritten wird. Weiterhin muß die Längenänderung der Antriebswelle bei Radbewegungen, die durch ein verschiebbares Gelenk[1)] am Differential aufgefangen wird, innerhalb der durch die Art des Gelenks vorgegebenen, knickwinkelabhängigen Grenzkurven liegen.

Mittels des bereits erwähnten Kinematik-Programms wurden daher Berechnungen und Optimierungen durchgeführt, um unter den gegebenen Randbedingungen die günstigste Plazierung für das radseitige Gelenk zu ermitteln. Die Ergebnisse sind in Bild 119 dargestellt.
Die Länge der Antriebswelle zwischen den beiden Gelenkmitten beträgt 438 mm und ist für beide Seiten gleich.

---

1) Löhr und Bromkamp GmbH, Postfach 166, 6050 Offenbach/Main 1

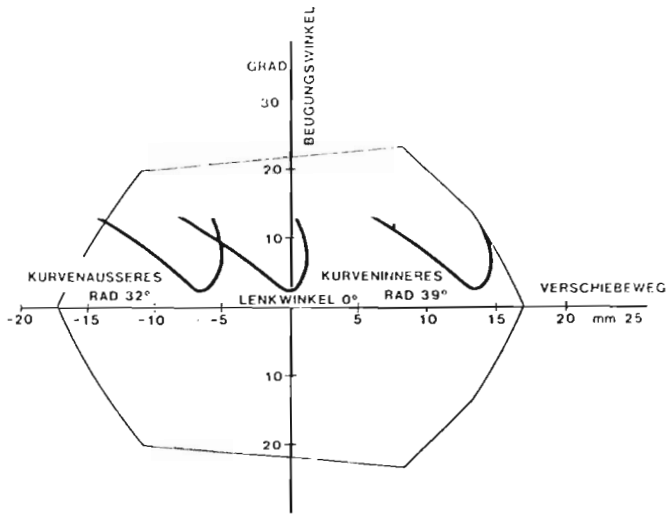


Bild 119: Längenänderung und Beugungswinkel der Antriebswelle

VII) Lenkgestänge

Durch die aufgrund des Gesamtpackage erforderliche Änderung bei der Wahl des Radführungskonzeptes und die damit verbundene Änderung der Lage der Lenkung (s. Kapitel 3.1.1) war auch eine komplett neue Abstimmung des Lenkgestänges erforderlich.
Trotz ungünstig hoher Lage und damit bei Doppelquerlenkern erforderlicher kurzer Spurstangen gelang es, einen akzeptablen Kompromiß zwischen Lenkgesetz und minimaler Vorspuränderung beim Durchfedern zu erzielen. Auch die Kraftübertragungswinkel liegen zwischen den Grenzen, die einen vernünftigen Wirkungsgrad und einen einwandfreien Rücklauf der Lenkung garantieren.

Als Nachteil bleibt dennoch zu nennen, daß die linke Spurstange zur Gewährleistung der Freigängigkeit eine starke Kröpfung aufweist. Da das Lenkgesetz und die kinematischen Vorspurwinkel wegen der exponierten Lage der Spurstange empfindlich auf kleine Abweichungen der Lenkgestängekoordinaten von den optimalen Daten reagieren, sind relativ kleine Einstelltoleranzen vorgesehen.

Als Material für Lenkzwischenstange [1] und rechte Spurstange[1] wurde aus Gewichtsgründen Leichtmetall gewählt (Al Mg Si1 F31). Bild 120 zeigt die einstellbare rechte Spurstange, die einschließlich der Kugelpfanne und des Gewindezapfens am Gelenk aus Aluminium besteht.

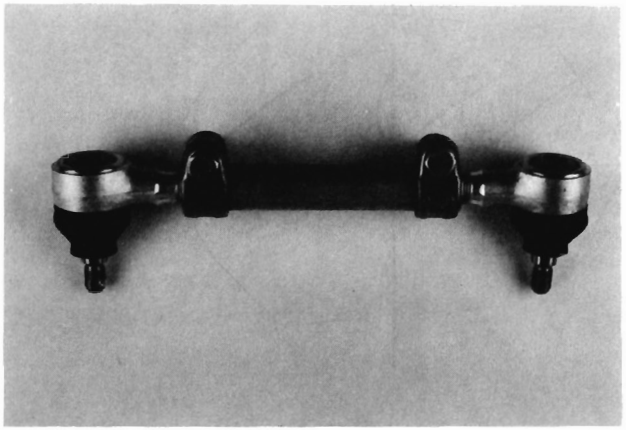


Bild 120: Spurstange rechts

1) Ehrenreich GmbH & Co KG, Hansaallee 190, 4000 Düsseldorf 11

3.1.2.4 KONSTRUKTION DER HINTERRADFÜHRUNGSELEMENTE

I) Gummilager

Für die Gummilager an der Hinterachse gilt prinzipiell das gleiche wie für die Lagerung der Vorderradlenker (s. Kapitel 3.1.2.3 I).

Durch die aufgrund der breiten Abstützbasis geringen Kräfte in den Lagerstellen können großvolumige, relativ weiche Gummielemente[1] eingesetzt werden, die den Abrollkomfort erhöhen, ohne die Führungseigenschaften allzusehr nachteilig zu beeinflussen.

II) Führungslenker

Die Hinterachse als Koppellenker-Achse vereint die positiven Eigenschaften von Längslenkern bei Hubfederung mit denen von Schräglenkern bei Wankfederung.
Längsfederung, Abrollkomfort und Bremsnickausgleich werden bestimmt durch Lenkerlänge und Höhenkoordinate des Gummilagers zwischen Lenker und Aufbau, wobei ein langer, hoch angebrachter Lenker sich günstig auswirkt.
Grenzen werden hier gesetzt durch den Platzbedarf für die Sitze der Fond-Passagiere.

Die Lage des Koppelprofils beeinflußt maßgeblich die Rollsteuerung der Achse. Die Lage der Schräglenker-Drehachse beim Wanken wird gebildet durch jeweils ein aufbauseitiges Gummilager und den Schubmittelpunkt des Koppelprofils in der Fahrzeugmittelebene. Form und Lage des Koppelprofils werden somit geprägt durch Anforderungen an die Festigkeit und die gewünschte Rollsteuerung.

Die UNI-CAR-spezifischen Randbedingungen waren nach unten hin eine Begrenzung des Bewegungsfreiraumes für die Koppel durch die Unterboden-Verkleidung und nach oben durch den im Mitteltunnel verlaufenden Auspuff. Der Bauraum für die Gestaltung des Übergangs zwischen Längslenker und Koppelprofil wird auf der rechten Seite eingeschränkt durch den Tank und links durch den Batteriekasten.

---

1) BOGE GmbH, Friesdorfer Str. 165, 5300 Bonn/Bad Godesberg

Der Gestaltung dieses Übergangsbereiches kommt besondere Bedeutung zu, da einerseits die sichere Überleitung von Hoch- und Seitenkraftmomenten zwischen Längslenker und Koppelprofil eine ausreichend feste Konstruktion erfordert, während andererseits stetige Steifigkeitsänderungen ohne Sprünge zur Vermeidung von Spannungsspitzen, die die Dauerfestigkeit herabsetzen, nötig sind.
Die Ausführung des Achskörpers in Leichtmetall konnte wegen des aus Festigkeitsgründen erforderlichen Bauraumes nicht verwirklicht werden, so daß eine verschweißte Stahlblechkonstruktion[1] zum Einsatz kam.

III) Radlager

Ähnlich wie an der Vorderachse wird auch hinten eine bereits vormontierte Radlagereinheit eingebaut. Es handelt sich um zwei gegeneinander angestellte Kegelrollenlager[2] (Bild 121).

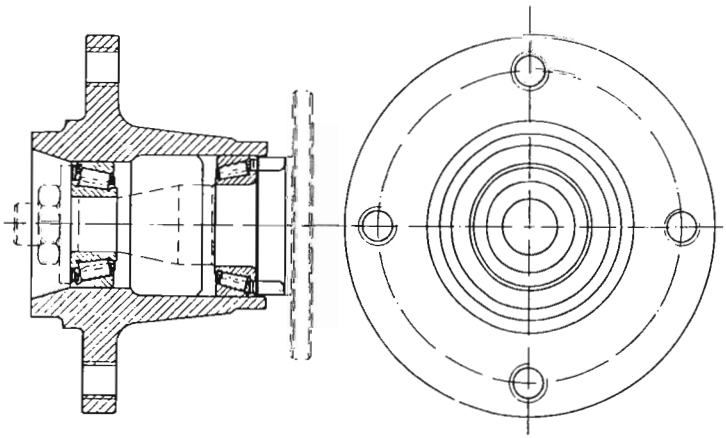


Bild 121: Lagereinheit an der Hinterachse des UNI-CAR

1) Benteler-Werke AG, Residenzstr. 1, 4790 Paderborn
2) FAG Kugelfischer Georg Schäfer & Co, Postfach 1260, 8720 Schweinfurt 2

Die Vorteile dieser Anordung sind Wartungsarmut, kostengünstige Herstellung, kleine Lagerabmessungen, leichte Austauschbarkeit und Möglichkeit zur Teilreparatur, falls eines der Bauteile versagen sollte.

3.1.3 FESTIGKEITSPRÜFUNG

3.1.3.1 GEWALTFESTIGKEITSUNTERSUCHUNGEN

Radführungsbauteile gehören zu den sicherheitsrelevanten Elementen eines Fahrzeugs. Bevor daher eine Radaufhängung zur Produktion freigegeben werden kann, sind Erprobungen der Widerstandskraft gegenüber statischen und dynamischen Belastungen erforderlich. Diese Festigkeitserprobungen erfolgen am einzelnen Bauteil auf dem Prüfstand und am kompletten Fahrwerk auf Prüfständen und Teststrekken.

Das gesamte Lastkollektiv gibt den Zusammenhang an zwischen auftretenden Belastungsspitzen und ihrer Häufigkeit. Der nur selten vorkommende Fall extrem hoher Beanspruchung - als Beispiel sei hier das Überfahren einer Bordsteinkante genannt - wird durch die Untersuchung der Gewaltfestigkeit abgedeckt.

Mit Hilfe eines Programms zur Berechnung der Beanspruchung von Radführungsbauteilen wurden unter Annahme unterschiedlicher Lastfälle die auftretenden Belastungsspitzen an den Kugelgelenken als Krafteinleitungsstellen in die Querlenker berechnet.

Die theoretisch maximal auftretenden Belastungen sollten mit den tatsächlich in den einzelnen Koordinatenrichtungen ertragbaren verglichen werden, um so zu einer Überprüfung der festigkeitsmäßigen Dimensionierung zu gelangen und eine Aussage über die tatsächlich vorhandenen Sicherheitsreserven machen zu können. Außerdem sollten so Schwachstellen entdeckt werden, deren Modifizierung zur Sicherstellung der Betriebsfestigkeit erforderlich war.

Zu diesem Zweck wurde ein Prüfstand gebaut, in den sämtliche Radführungsbauteile eingespannt und bis zum Bruch belastet werden konnten.

Gemessen wurden Kraft und zugehöriger Verformungsweg, wobei die Querlenker in den Lagerstellen nicht starr eingespannt waren, sondern mit den zugehörigen Gummilagern, um zum einen die tatsächlichen Verhältnisse im Fahrzeug besser zu simulieren, und zum anderen durch Messung der Verschiebungen Aufschlüsse über die Änderung radkinematischer Parameter unter Belastung zu bekommen.

Wie Bild 122 zeigt, ergeben sich für den oberen Querlenker aus der Berechnung die maximalen Belastungen in positiver und negativer x-Richtung aufgrund der auftretenden Antriebs- und Bremskräfte sowie in z-Richtung, da die Feder sich auf dem oberen Lenker abstützt.

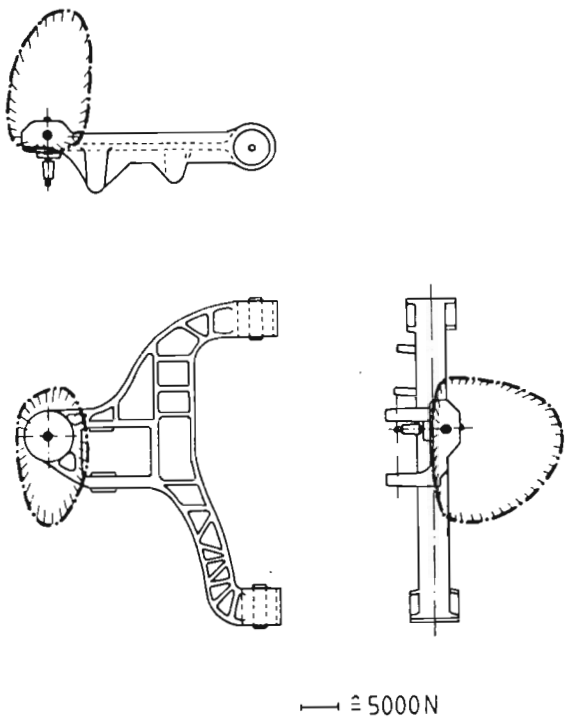


Bild 122: Belastungsspitzen für den oberen Querlenker

Diese Belastungsfälle wurden auch im Gewaltfestigkeitsversuch simuliert. Die Ergebnisse sind im Bild 123 dargestellt.

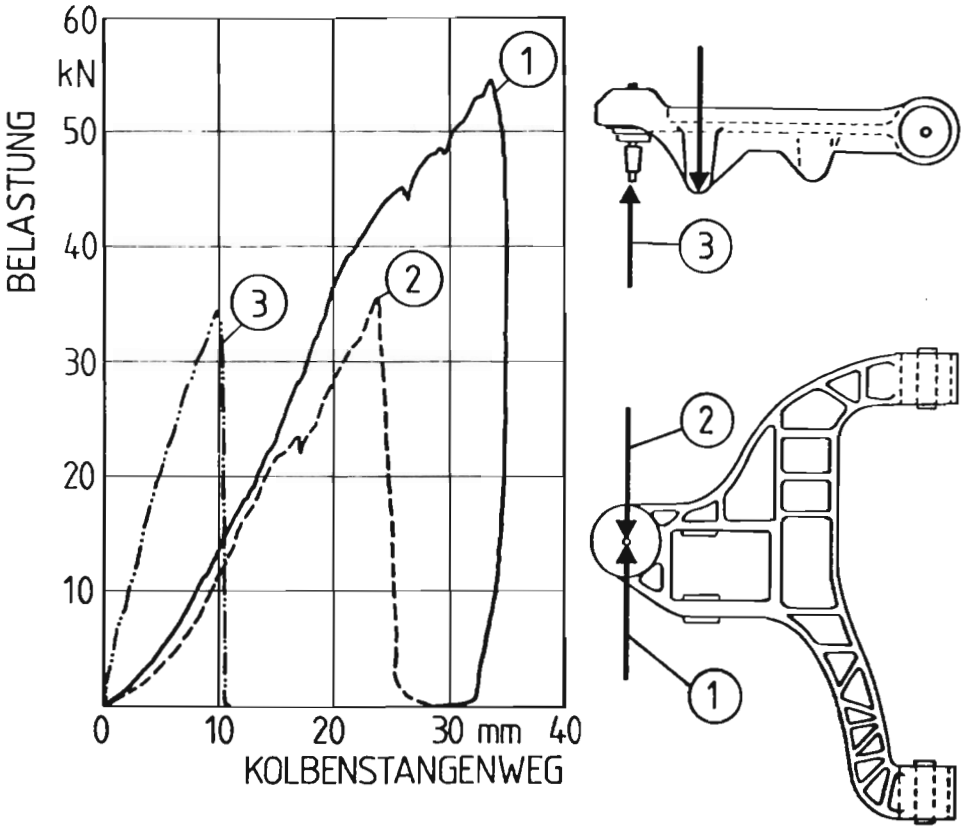


Bild 123: Gewaltfestigkeitsversuch oberer Querlenker

Wie der Vergleich obiger Diagramme mit dem berechneten Lastbild zeigt, ist der obere Querlenker ausreichend dimensioniert. Da der Bruch aber in allen Belastungsfällen an derselben Stelle erfolgte, wurde der Lenker an dieser Stelle modifiziert, um auch bei überlagerter Belastung, die in den Versuchen nicht simuliert wurde, genügend Sicherheitsreserven zu haben.

Alle weiteren Radaufhängungsbauteile wurden in gleicher Art und Weise untersucht. Die erforderlichen Änderungen an den einzelnen Bauteilen waren relativ gering. Am unteren Querlenker mußten die Augen zur Aufnahme der Gummilagerbuchsen verstärkt werden, da durch das Einpressen der Lagerbuchsen bereits Umfangsspannungen aufgebracht wurden, die bei Überlagerung mit den bei einer Vollbremsung auftretenden Spannungen zum Bruch führten. Bei der linken Spurstange konnten die ursprünglich vorgesehenen Kugelgelenke mit Gehäuse und Gewindezapfen aus Aluminium nicht beibehalten werden, sondern mußten durch konventionelle Stahlgelenke ersetzt werden, die mit dem Spurstangenrohr verpreßt wurden.

3.1.3.2 BETRIEBSFESTIGKEITSUNTERSUCHUNGEN

Noch wesentlicher als die Überprüfung der Gewaltfestigkeit aller Sicherheitsbauteile (Fahrwerk) eines Fahrzeuges ist die Beweisführung einer ausreichenden Betriebsfestigkeit dieser Bauelemente.

3.1.3.2.1 BETRIEBSFESTIGKEIT DER ACHSAGGREGATE

Die am Fahrwerk des UNI-CAR durchgeführte Betriebsfestigkeitsuntersuchung läßt sich in zwei Abschnitte gliedern, die sich hinsichtlich ihrer Zielsetzung unterscheiden. Auf der einen Seite steht der reine Betriebslasten-Nachfahrversuch, der der Überprüfung der konstruktiven Auslegung der verschiedenen Bauteile dient und gleichzeitig Hinweise auf eine ausreichende Dimensionierung gibt, auf der anderen Seite die rechnerische Lebensdauerabschätzung, die auf Erkenntnissen aus dem Nachfahrversuch und aus der Analyse der verwendeten Anregungssignale aufbaut.

Da die Fahrwerkskomponenten durch unterschiedliche Kräfte beansprucht werden, die durch Fahrbahnunebenheiten (Vertikal- und Längskräfte) hervorgerufen werden, und die durch Antrieb und Bremsen (Längs- und Bremskräfte) und bei Kurvenfahrt (Seitenkräfte) entstehen, wurden bei den Betriebsfestigkeitsuntersuchungen die Fahrwerksbauteile des UNI-CAR auf einem neu entwickelten Mehraxial-Prüfstand diesen Belastungsgrößen ausgesetzt. Die für die Untersuchung benötigten Anregungssignale wurden in Zusammenarbeit mit der Fa. Daimler Benz mit einem bezüglich Achskonstruktion, Gewichtsverteilung und Gesamtgewicht vergleichbaren Fahrzeug ermittelt und auf Magnetband gespeichert. Es wurden folgende charakteristische Strecken und Fahrbahnen berücksichtigt:

- Nürburgring (Nordschleife)
  Diese Strecke simuliert insbesondere die Belastungen, die durch hohe Längs- und Querbeschleunigungen hervorgerufen werden. Daher müssen neben der Vertikalanregung Seiten-, Längs- und Bremskräfte ermittelt werden.

- Schlechtwegstrecke
  des Erprobungsgeländes der Bundeswehr in Trier. Diese Signale bilden primär Beanspruchungen durch vertikale Erregungsgrößen nach.

Die Vorgehensweise bei der Überprüfung der Betriebsfestigkeit auf dem Prüfstand wurde durch die nachfolgend aufgeführten Randbedingungen beeinflußt:

- Aus Kostengründen stand jeweils nur ein Aggregat zur Verfügung

- Lebensdauerlinien der einzelnen Bauteile lagen nicht vor und konnten aus Zeit- und Kostengründen auch nicht ermittelt werden.

- Der Betriebslasten-Nachfahrversuch war zeitlich begrenzt, d.h. er erfolgte nicht bis zum Versagen der Achse oder eines Bauteils

- Die Ermittlung der Sollwert-Anregungs-Signale für den Nachfahrversuch konnte nur mit Hilfe eines Vergleichsfahrzeugs vorgenommen werden, da für Straßenversuche noch kein Fahrzeug mit der zu untersuchenden Achse zur Verfügung stand.

Zur betriebsgerechten Simulation der Beanspruchungen wurde die linke vordere Achshälfte, entsprechend den Einbaubedingungen am realen Fahrzeug, an einem festen Einspannrahmen montiert. Durch Festlegen der Spurstange wurden Lenkbewegungen unterbunden. Da sich die Prüfung auf nur eine Achshälfte beschränkte, wurde der Stabilisator in Achsmitte fest eingespannt. Die Simulation der im Fahrbetrieb gemessenen Beanspruchungskomponenten wurde in einem multiaxialen Prüfstand durch drei servohydraulische Zylinder, die in horizontaler Lage angeordnet waren, übernommen.
Bild **124** zeigt den Prüfstandsaufbau mit eingespannter Vorderachse.

Die Kolbenstange des Seitenkraftzylinders wurde direkt mit dem theoretischen Radaufstandspunkt der Radersatzkonstruktion verbunden, während die Vertikalkomponente über einen Umlenkhebel ihre eigentliche Wirkungsrichtung erhielt.
Die Längskraftkomponente griff über einen Schwinghebel am theoretischen Radaufstandspunkt an und erzeugte aufgrund der konstruktiven Gestaltung der Radersatzkonstruktion eine Längskraft in der Ebene des Achszapfens.

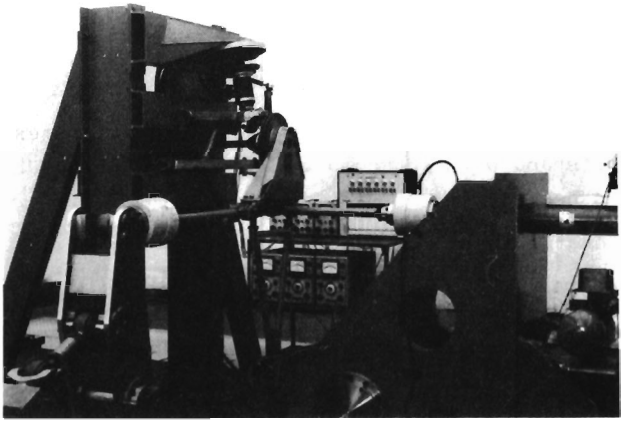


Bild 124: Mehraxialprüfstand mit eingespannter Vorderachse

Da die Radaufhängung fest eingespannt war, konnte der im Fahrbetrieb gemessene Relativweg zwischen Rad und Aufbau (Schwingweg) direkt als Vertikal-Prüfsignal verwendet werden. Die simulierte Längskraftkomponente vereinigte Anteile, die einerseits durch stationäres Überrollen von Fahrbahnunebenheiten herrührten und andererseits durch Bremsen und Beschleunigen hervorgerufen wurden.
Der Prüfstandsaufbau für die Hinterachse erfolgte in analoger Weise, jedoch war zusätzlich die gegenseitige Beeinflussung der Erregung von einer Achsseite zur anderen zu beachten (halbstarre Achse). Wie an der Vorderachse wurden auch hier Vertikal-, Längs- und Seitenkomponente aufgebracht, zusätzlich erhielt jedoch die andere Seite die korrespondierende Vertikalkomponente. Dadurch erreichte man die Simulation der Torsionsbeanspruchung der Koppel bei Wankfederung der Achse.

Bild 125 zeigt die in den Einspannrahmen eingebaute Hinterachse. Da zur Zeit der Festigkeitsprüfung die für das Fahrzeug vorgesehenen Gas-Feder-Dämpfer-Elemente nicht zur Verfügung gestellt werden konnten, wurden bei dieser Untersuchung zur Simulation der Feder- und Dämpferkräfte modifizierte Serienfederbeine mit Schraubenfedern und hydraulischen Schwingungsdämpfern eingesetzt.

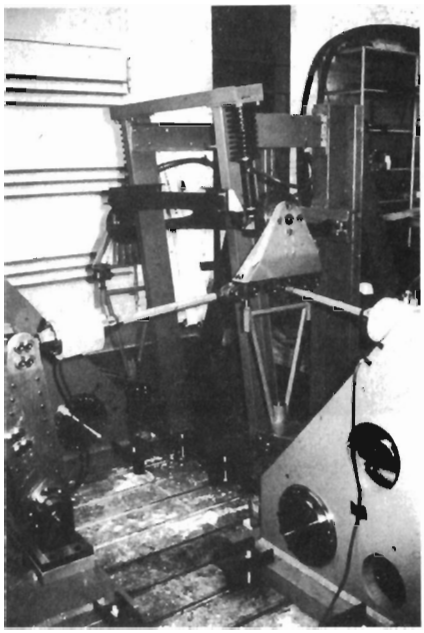


Bild 125 : Mehraxialprüfstand mit eingespannter Hinterachse

Die im Prüfstandsversuch eingesetzten Anregungsgrößen erzeugten Bauteilbeanspruchungen, die in der Regel erheblich höher waren als die im normalen Fahrbetrieb auftretenden. Diese Folgerung konnte als Ergebnis der Analyse der Anregungssignale hinsichtlich Häufigkeit und spektraler Leistungsdichte der Schwingwege getroffen werden.
Es konnte davon ausgegangen werden, daß mögliche Schwachstellen der Konstruktion auf diese Weise in relativ kurzer Zeit aufgedeckt werden und dabei ein angestrebter Zeitraffungseffekt eintritt.

Als zu schwach dimensioniert erwiesen sich bei der Vorderachse der obere Federteller aus Aluminium und bei der Hinterachse die Einspannung des Stabilisators in den Längslenker der Koppellenker-

achse. Bild 126 zeigt die Schäden am oberen Federteller.

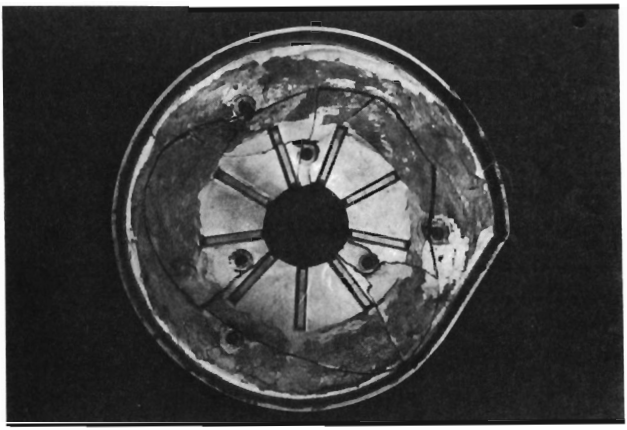


Bild 126: Schäden am oberen Federteller

Durch konstruktive Änderungen konnten diese Schwachstellen behoben werden. Zur Ermittlung der bei extremen Fahrbedingungen auftretenden Materialbelastungen wurden schließlich an kritischen Stellen des oberen Querlenkers die tatsächlich im Betrieb auftretenden dynamischen Dehnungen stichprobenartig erfaßt.
Bild 127 zeigt den mit DMS-Rosetten ausgerüsteten oberen Querlenker.

Die aus den gemessenen Dehnungen ermittelten Hauptspannungen führten nach der Gestaltänderungsenergiehypothese zu Vergleichsspannungen, die weit unter den für den eingesetzten Werkstoff angegebenen ertragbaren Maximalspannungen lagen.

Zur theoretischen Lebensdauerabschätzung der Achsaggregate wurde der Versuch unternommen, die prüfstandsmäßig simulierte Fahrstrekke mit überhöhter Beanspruchung auf eine entsprechende Strecke mit normaler Beanspruchung zu übertragen. Diese Extrapolation gründete sich auf den Vergleich der Schwingwegkollektive, die durch Höchstwert, Kollektivumfang und Verteilungsfunktion vollständig beschrieben sind.

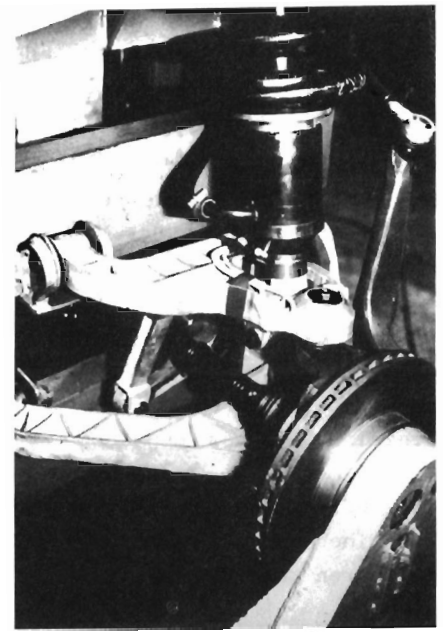


Bild 127: mit DMS-Rosetten ausgerüsteter oberer Querlenker

Die Vorgehensweise orientierte sich hauptsächlich an den Hypothesen nach Corten-Dolan und Miene.
Im vorliegenden Fall wurden die stetigen Schwingwegkollektive durch getreppte Amplitudenkollektive ersetzt und in Anlehnung an relative Schadensakkumulationshypothesen miteinander verglichen.

Als Ergebnis dieser Untersuchung ergab sich eine Laufstrecke von weit über 100.000 km, die auf Straßen mit üblichem Beanspruchungsniveau absolviert werden können, ehe die im Prüfstandsversuch aufgebrachte Bauteilbeanspruchung bzw. Bauteilschädigung erreicht wird. Obwohl bei einer derartigen Lebensdauerabschätzung, bedingt durch die vorgegebenen Randbedingungen, Vereinfachungen vorgenommen werden mußten, die die Aussagekraft der Ergebnisse einschränken, scheint die Betriebsfestigkeit der Achsaggregate aufgrund der durchgeführten Rechnung und der stichprobenartig vorgenommenen

Spannungsermittlung an kritischen Querschnitten gewährleistet zu sein.

3.1.3.2.2 BETRIEBSFESTIGKEIT DER LENKUNG

Als Prüfstand zur Untersuchung der Betriebsfestigkeit der gesamten Lenkanlage diente ein mit dem kompletten Fahrwerk des UNI-CAR ausgestatteter Versuchsträger (Bild 128). Mittels einer hydraulischen Lenkmaschine wurden unter Parkierbedingungen bei voller Beladung 10^5 Lastspiele von Anschlag zu Anschlag aufgebracht. Die Lenkradwinkelgeschwindigkeit betrug dabei 400 °/s. Um eine Überprüfung der den Festigkeitsrechnungen zugrundegelegten Lastannahmen zu ermöglichen, wurden unter anderem die maximal auftretenden Spannungen in den einzelnen Lenkgestängebauteilen gemessen.

Während der gesamten Prüfzeit konnten keine Beschädigungen festgestellt werden, die zu einer Beeinträchtigung der Betriebssicherheit des Fahrzeugs hätten führen können.

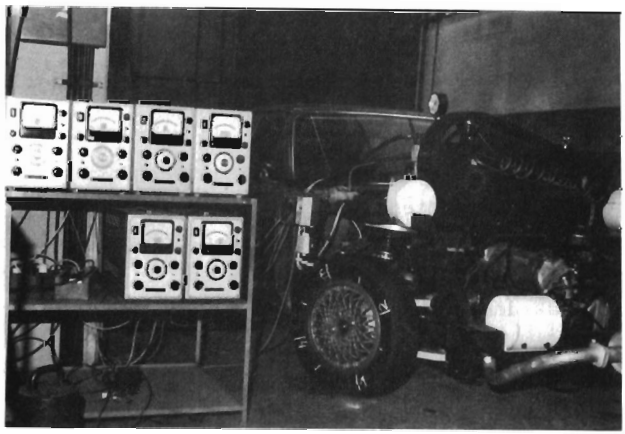


Bild 128 : Betriebsfestigkeitsprüfung der Lenkanlage

3.1.4 ENDGÜLTIGER STAND DER RADAUFHÄNGUNG

Die Bilder 129, 130 und 131 zeigen die Zusammenstellungszeichnung der Vorderachse.

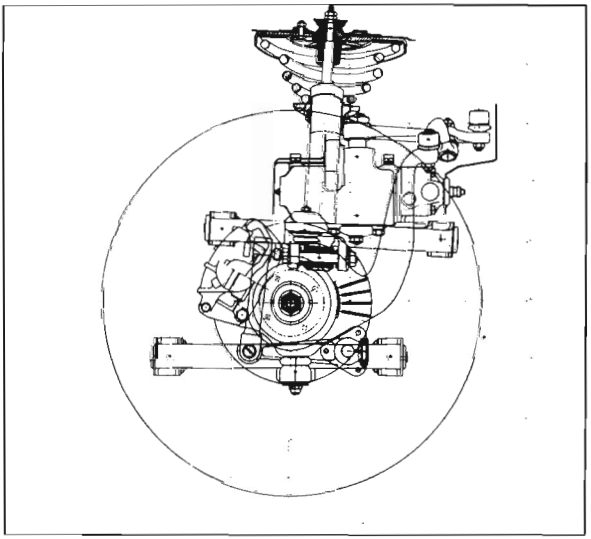


Bild 129: Vorderachse Seitenansicht

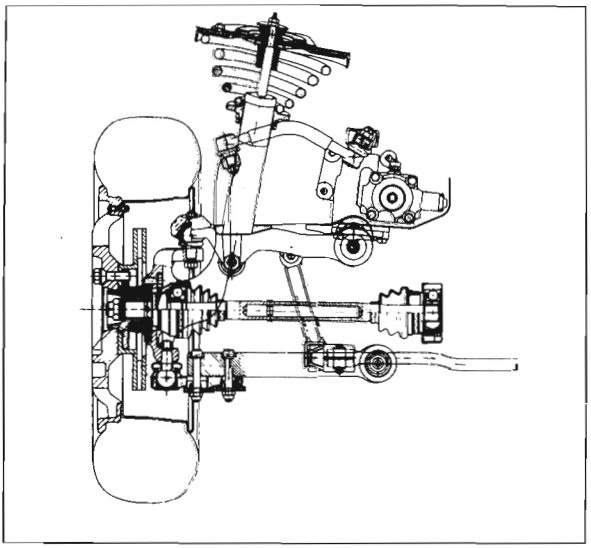


Bild 130 : Vorderachse Ansicht von hinten

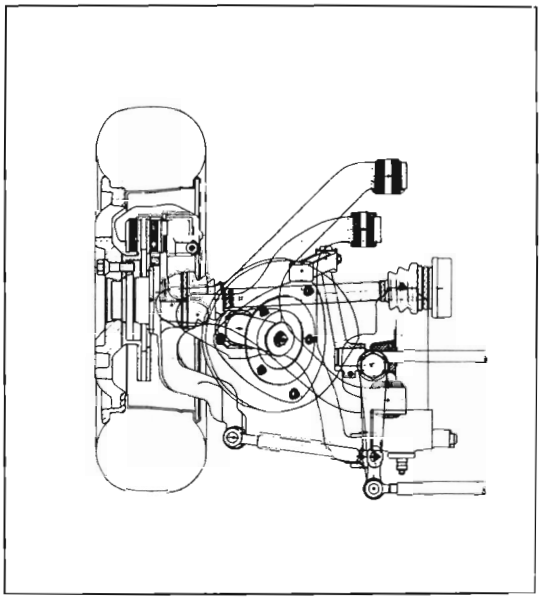


Bild 131 :

Vorderachse
Draufsicht

Die Lenkachse ist durch folgende Einstellwerte festgelegt:

Spreizung	:	10,1°
Nachlaufwinkel	:	3,8°
Nachlaufstrecke	:	3,3 mm
Nachlaufversatz	:	16 mm
Lenkrollradius	:	+1 mm
Vorspur	:	-2,5 mm ≙ 0,35°
Sturz	:	0°

Der Lenkrollradius ist konstruktiv auf einen statischen Wert von +1 mm festgelegt. Er verändert sich jedoch dynamisch und erreicht dann unter den Bedingungen und Fahrgeschwindigkeiten, bei denen das Anti-Blockier-System wirksam wird, den Wert 0.

Aufgrund der Elastizitäten ergeben sich am realen Fahrzeug für die radkinematischen Parameter in Abhängigkeit von Feder- und Lenkbewegung Abweichungen gegenüber den theoretisch berechneten Werten, die in den folgenden Bildern dokumentiert sind (Bilder 132 und 133).

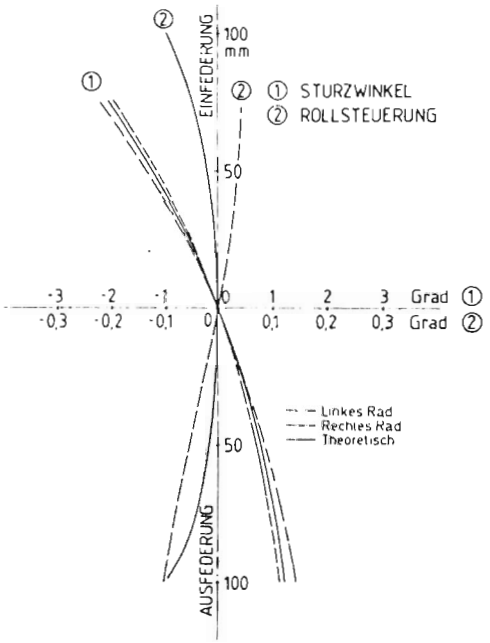


Bild 132: Sturz und Vorspuränderungen bei Federung an der Vorderachse

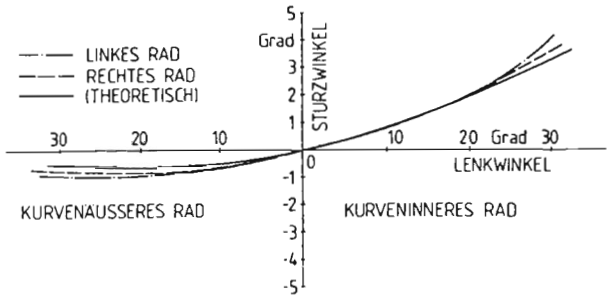


Bild 133 : Sturz bei Lenkbewegung in Konstruktionslage

Als Gewicht ergibt sich für die einzelnen Radführungsbauteile vorn:

oberer Querlenker komplett	:	29 N
unterer Querlenker komplett	:	33,5 N
Radträger	:	76,5 N
Radlagereinheit	:	24 N
Lenkgestänge komplett	:	23,5 N

Eine Zusammenstellungszeichnung der Hinterachse zeigt Bild 134. Die kinematischen Parameter Sturz = 0° und Vorspur = 2 mm sind nicht einstellbar.

Die radbezogene Stabilisatorsteifigkeit durch das Koppelprofil beträgt 6,125 N/mm und kann durch zusätzliche Stabilisatoren, die innerhalb des Koppelprofils liegen, erhöht werden.
Das Gewicht des kompletten Achskörpers beträgt 265 N, eine hintere Radlagereinheit wiegt 29 N.

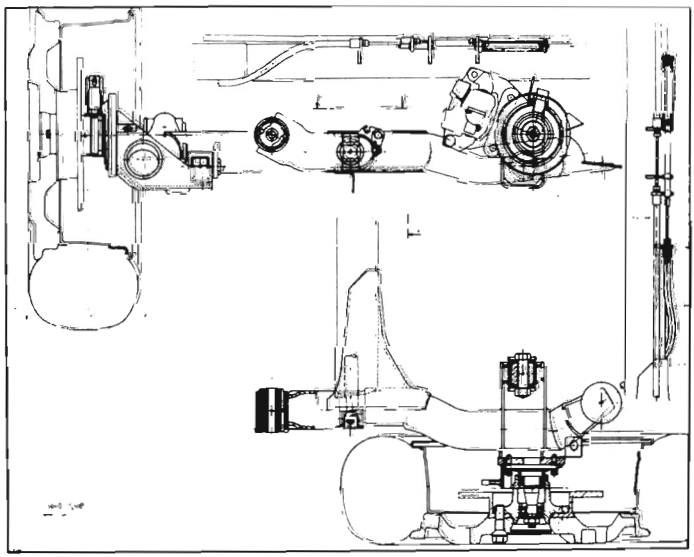


Bild 134: Zusammenstellungszeichnung Hinterachse

3.2 FEDERUNG UND DÄMPFUNG DER HINTERRÄDER

3.2.1 GAS-FEDER-DÄMPFEREINHEIT

Für die Hinterachse des Forschungs-Pkw ist eine Gas-Feder-Dämpfereinheit GFD gewählt worden (Bild 135).

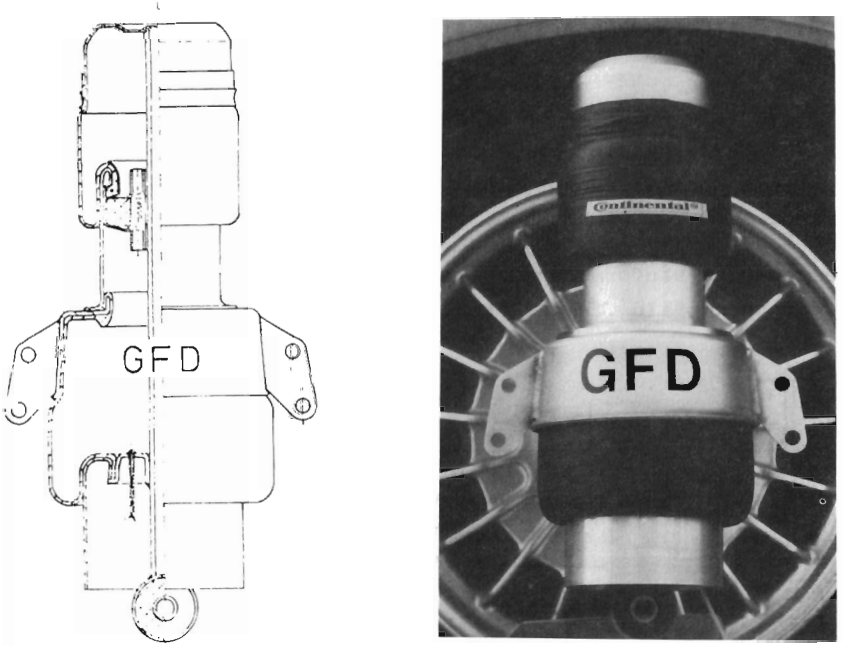


Bild 135: Die Gas-Feder-Dämpfereinheit des Forschungs-Pkw UNI-CAR

Diese GFD federt und dämpft ausschließlich mit Luft. Ihre Mittellage wird - wie bei Luftfedern üblich - durch Nachfüllen (Ablassen) von Luft konstant gehalten. Dabei passen sich ihre Feder- und vor allem Dämpfungseigenschaften ohne spezielle Regelorgane an die jeweilige Last an, so daß der Federungskomfort und die Fahrsicherheit unabhängig von der Zuladung konstant bleiben. Damit ist die GFD in der Lage, zukünftigen wirtschaftlichen Fahrzeugen mit geringem Eigengewicht und hoher Zuladung die Federungseigenschaften und Fahrsicherheit zu verleihen, die man von großen Fahrzeugen gewohnt ist. Darüber hinaus hat die GFD dank der Kompressibilität der Luft ein frequenzselektives Dämpfungsverhalten. Dies erlaubt eine

starke Dämpfung der Resonanzschwingung, ohne bei überkritischer Anregung große Dämpferkräfte zu erzeugen. Dadurch ist ein besserer Kompromiß zwischen der Schwingungsisolation des Aufbaues und der Dämpfung der Achse eines Kfz möglich.

Im Rahmen des Forschungsprojektes wurde die im Prinzip erprobte GFD in ihrer Detail-Konstruktion so weit optimiert, daß ein möglicher Serieneinsatz aus Funktions- und Kostengründen erkennbar wird.

Wegen der vielen Anfragen bezüglich der GFD seit der Präsentation des UNI-CAR erscheint es jedoch zweckmäßiger, an dieser Stelle nicht die Optimierungsprobleme, sondern die grundsätzliche Funktion der GFD zu beschreiben.

Die gewählte Bauform der GFD läßt sich in die Prinzipdarstellungen entsprechend Bild 136 zerlegen.

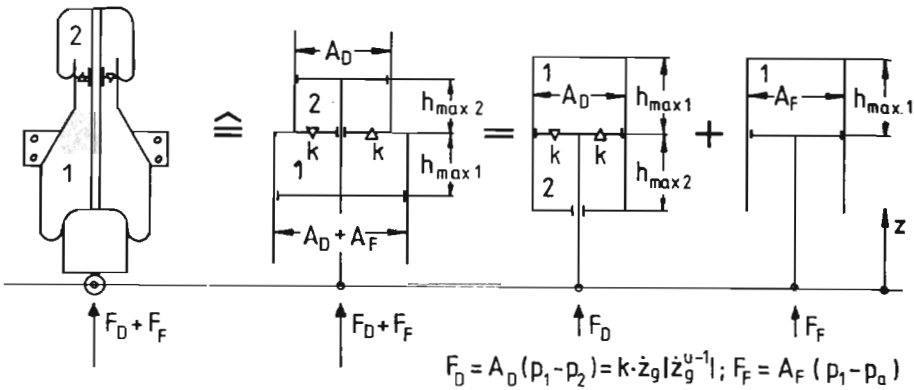


Bild 136: Prinzipdarstellung der Gas-Feder-Dämpfereinheit

Setzt man in die Bestimmungsgleichungen die Drücke als Variable ein, so erhält man eine nicht lineare implizite Differentialgleichung höherer Ordnung, die zur Berechnung der GFD mit Hilfe des Analog- oder Digitalrechners geeignet ist.

Zur formalen mathematischen Behandlung, die zu einfachen Berechnungsformeln und zum Verständnis der Eigenschaften eines Gasdämpfers führt, wird vereinfachend angenommen, daß der wahre

Hub z_0 gegenüber dem theoretisch maximal möglichen Hub h_{th} sehr klein ist ($z_0 \ll h_{th}$). Daraus folgt, daß die Federsteifigkeit der Räume 1 und 2 des Gasdämpfers in Bild 137 konstant bleibt, aber durch das übergeströmte Gasvolumen V_g zusätzlich vorgespannt wird.

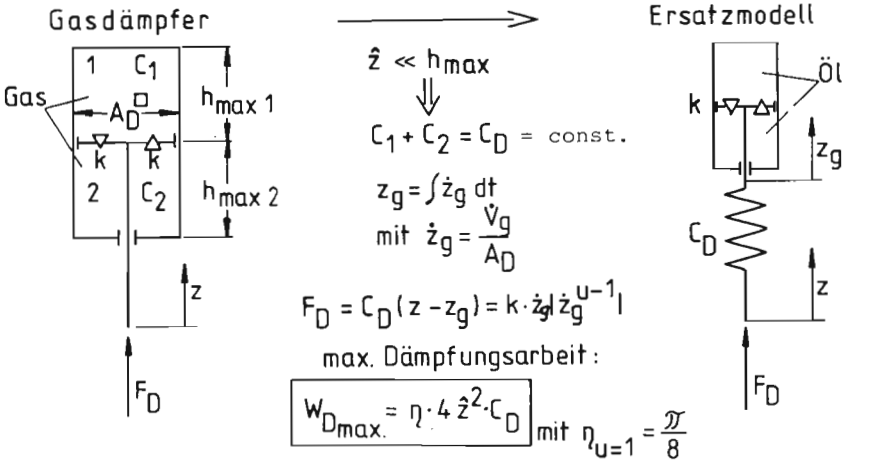


Bild 137: Vereinfachende mathematische Beschreibung eines Gasdämpfers

Eine einfache mathematische Darstellung wird möglich, wenn man aus dem überströmenden Gasvolumen $\dot{V}_g$ einen "fiktiven Gashub" z_g entsprechend Bild 137 definiert.
Man erhält so eine Gleichung für die Dämpferkraft F_D, der auch die Feder-Dämpfer-Reihenschaltung (Bild 137) entspricht.
Die Analyse dieser Gleichung führt zu dem erstaunlichen Ergebnis, daß

1. es eine maximale Dämpferarbeit W_{Dmax} gibt,
2. das Maximum nur von der Steifigkeit C_D abhängig ist,
3. die maximale Dämpfungsarbeit mit der Zuladung wächst, weil in die Steifigkeit einer Gasfeder der Innendruck proportional eingeht

$$C_D = \frac{2 P_i \cdot n \cdot A}{h_{max}} \qquad n = \text{Polytropenexponent}$$

4. die Drosselkonstante k und die Erregerfrequenz nicht in das Maximum eingehen.

Bild 138 zeigt die experimentelle Kontrolle dieser Aussage. Eine GFD wurde nacheinander mit verschiedenen turbulenten Drosseln

($A_{Dr\ 1}$ = 1 Bohrung; A_{Dr2} = 2 Bohrungen usw.) mit konstantem Hub im interessierenden Frequenzbereich angeregt.

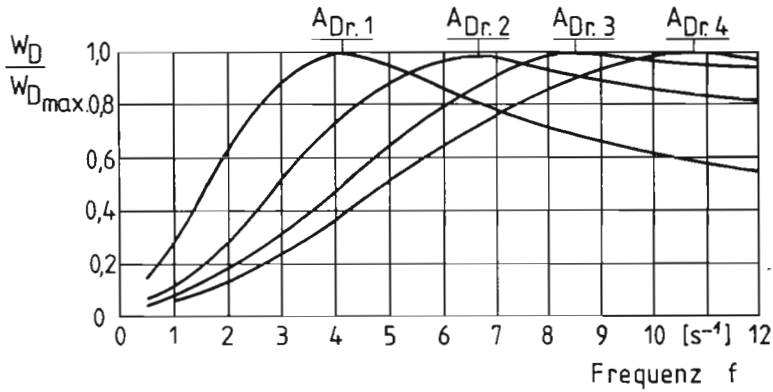


Bild 138: Experimenteller Nachweis der Gleichung für die maximale Dämpfungsarbeit

Dabei wurde mit allen Drosseln eine gleich große Dämpfungsarbeit erzielt. Die Drosseln bestimmten lediglich die Frequenz, bei der das Maximum auftrat.

Diese Eigenschaft der GFD ist für die Auslegung als Fahrzeugfeder entscheidend und von Vorteil, denn sie wird auch bei sehr hohen Erregerfrequenzen nicht mehr Dämpfungsarbeit erzeugen, als bei der Konstruktion festgelegt wurde.
Zur Auslegung muß daher zunächst ermittelt werden, wie groß die maximal erforderliche Dämpfung ist. Weil die größte Dämpfungsarbeit zur Dämpfung der Achse benötigt wird , müssen zunächst die Achsmasse, die Reifensteifigkeit und die Größe der angestrebten "Lehrschen"-Dämpfung D für die Achse bekannt sein.

Bei der Konstruktion der GFD für den UNI-CAR war dies problematisch, weil die Steifigkeit und das Gewicht der angestrebten Reifen mit Notlaufeigenschaften nicht bekannt waren. Es wurde daher eine Achsdämpfung $D_R \approx 0{,}2$ bei der Verwendung von "VR"-Reifen angestrebt (eine als sportlich bekannte deutsche Limousine hat ein $D_R \approx 0{,}12$). Daraus folgt bei einem Hub $z = \pm 0{,}01$ m; p_i = 7 bar eine maximale Dämpfungsarbeit W_{Dmax} = 22 Nm und daraus eine Steifigkeit C_D = 140 000 N/m. Aus dieser Größe lassen sich die Teilvolumen

und wirksamen Querschnitte der GFD mit Hilfe der bekannten Gleichungen für die Steifigkeit einer Luftfeder festlegen.

Bild 139 zeigt den Verlauf der Dämpfungsarbeit der GFD des UNI-CAR bei zwei verschiedenen Drosseleinstellungen.

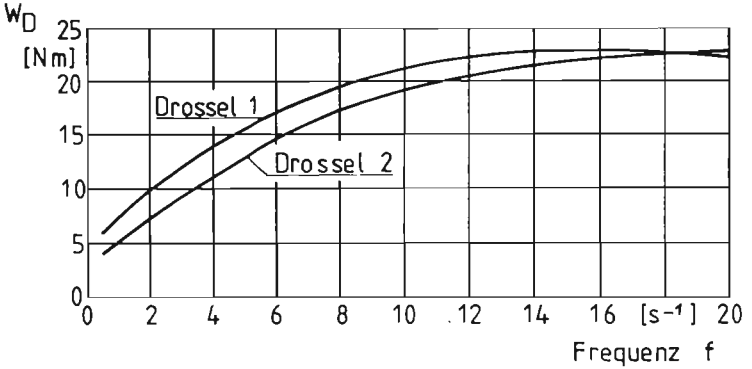


Bild 139 : Dämpfungsarbeit der GFD mit einem Innendruck von p_i = 6 bar Ü und einer Erregeramplitude $\hat{z}$ = ± 0,01 m

Die Drosseln wurden so gewählt, daß im Bereich der Achseigenfrequenz die maximale Dämpfungsarbeit erreicht wird und im Bereich der Aufbaueigenfrequenz mehr Dämpfungsarbeit als üblich zur Verfügung steht, so daß die Resonanzüberhöhung der Aufbauamplitude gering ist, was sowohl im Bezug auf den Komfort als auch auf das "Handling" von Vorteil ist.

In Bild 140 ist diese Auslegung anhand der Vergrößerungsfunktion des Fahrzeugaufbaues erkennbar.
Die mit der GFD ausgerüstete Hinterachse hat im Bereich der Aufbaueigenfrequenz eine relativ starke Dämpfung und damit geringe Resonanzüberhöhung, was zu geringen Aufbaubeschleunigungen führt. Im Bereich der Achseigenfrequenz sind die Dämpferkräfte auf das konstruktiv festgelegte Maß begrenzt, so daß sich nur vergleichsweise geringe Aufbauwege ergeben, die auch in diesem Bereich zu geringen Aufbaubeschleunigungen führen. Die Vergrößerungsfunktion V der hier nicht dargestellten Achsamplitude erreichte an der Hinterachse den Wert V 4, während an der Vorderachse der Wert V=3 erreicht wurde. Beides sind übliche Werte. Ein "Trampeln" der

Achsen ist im Fahrversuch nicht beobachtet worden.

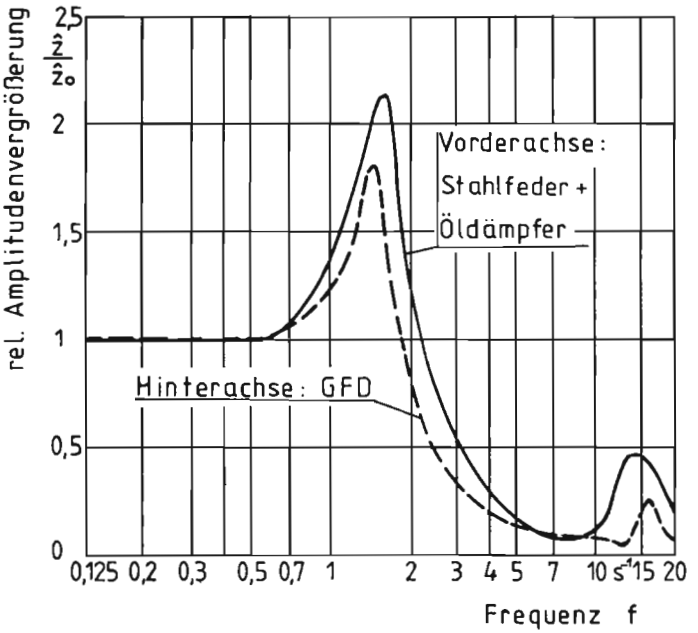
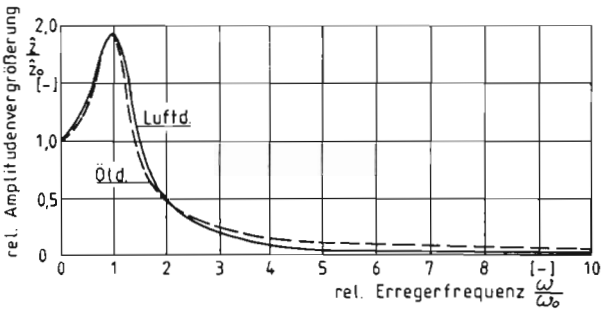
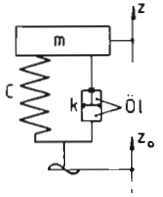


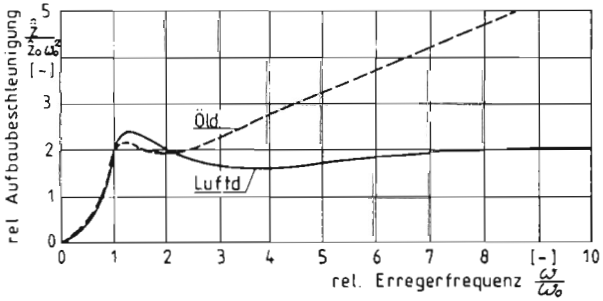
Bild 140 : Vergrößerungsfunktion des Aufbaues des UNI-CAR im Bereich der Vorderachse und der Hinterachse (Versuchsergebnisse)

Für die Auslegung der GFD wäre es von Interesse, die geringste erforderliche Achsdämpfung zu kennen, denn diese würde zu den kleinsten notwendigen Dämpferkräften und damit den geringsten Aufbaubeschleunigungen führen.

In Bild 141 soll das frequenzselektive Verhalten eines Gasdämpfers, mit dem eine große Aufbaudämpfung bei definierter (möglichst geringer) Achsdämpfung erzielt wird, veranschaulicht werden.
Die Vergrößerungsfunktion der Amplitude zeigt nur geringe Unterschiede zwischen einem Öldämpfer und einem Luftdämpfer. Der Luftdämpfer führt im Bereich der Resonanz zu einer etwas "fülligeren" Kurve, während er im überkritischen Bereich wesentlich kleinere Amplituden erzeugt.







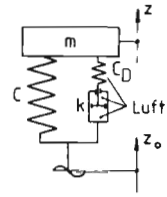


Bild 141: Vergleichende Betrachtung des Luftdämpfers und des Öldämpfers anhand der Vergrößerungsfunktion eines 1-Massenschwingers (Rechnung).

Der wesentliche Unterschied wird anhand der Vergrößerungsfunktion der Aufbaubeschleunigung (unteres Diagramm) deutlich. Beim hydraulischen Dämpfer wird die Aufbaubeschleunigung und damit die Dämpferkraft mit größer werdender Erregerfrequenz immer größer, während die Aufbaubeschleunigung beim Gasdämpfer einem Endwert zustrebt. Dieser Endwert ist erreicht, wenn der Dämpfer quasi blockiert ist, so daß die ganze Relativbewegung von der Feder C_D aufgenommen wird. Die daraus resultierende Beschleunigung $\hat{\ddot{z}}$ ist wie folgt berechenbar:

$$\hat{\ddot{z}} \cdot m = (C_D + C) \cdot \hat{z}_0$$

Zusammenfassend sollen die Eigenschaften der GFD anhand der Vergrößerungsfunktion Bild 142 diskutiert werden.

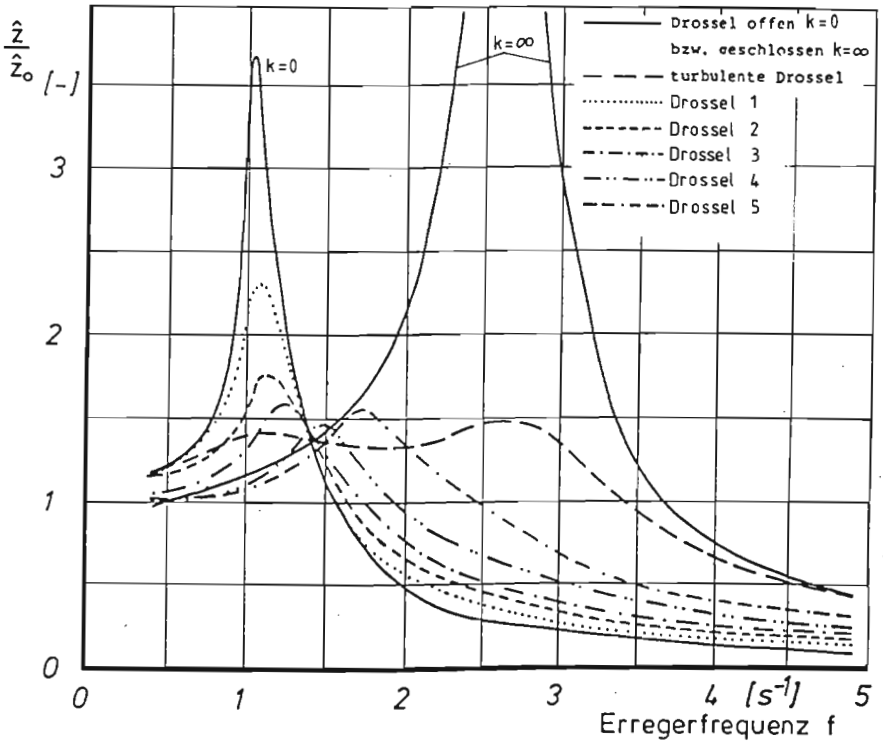


Bild 142: Das Übertragungsverhalten der GFD (Versuch)

Die dargestellten Kurven sind Versuchsergebnisse, bei denen die GFD in einem 0,25-Fahrzeug montiert war und nacheinander mit verschiedenen Drosseln k bestückt wurde. Die Kurven mit k = 0 und k = ∞ stellen Grenzkurven dar. Bei offener Drossel k = 0 ist nur die "Trag"-Feder C wirksam. Daraus resultiert eine Resonanzfrequenz $f_{e0} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{C}{m}}$. Bei geschlossener Drossel k=∞ ergibt sich eine weitere Resonanzfrequenz $f_{e\infty} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{C+C_D}{m}}$.

Es läßt sich mathematisch nachweisen, daß alle übrigen Kurven innerhalb dieser beiden Grenzkurven liegen, und daß alle Kurven durch den Schnittpunkt der beiden Grenzkurven laufen müssen.

Das bedeutet, daß die geringstmögliche Resonanzüberhöhung durch diesen Schnittpunkt festgelegt ist. Weil dieser Schnittpunkt durch den relativen Abstand $\frac{f_{e\infty} - f_{eo}}{f_{eo}}$ bestimmt ist, ist letztendlich die Steifigkeit C_D für $\frac{f_{e\infty} - f_{eo}}{f_{eo}}$ die größtmögliche Dämpfungsarbeit und für die geringstmögliche Resonanzüberhöhung bestimmend. Im überkritischen Bereich laufen schließlich alle Kurven an die Kurve für $k = \infty$ heran, so daß dann keine Dämpfungsarbeit mehr entsteht und die Schwingungsisolation dem Ideal (ungedämpfte Feder) entspricht. Deshalb fällt in diesem Bereich auch kaum noch Wärme an, was zu geringeren Betriebstemperaturen der GFD führt.
Diese typischen Eigenschaften einer GFD lassen sich in sehr verschiedenartigen Bauformen realisieren.

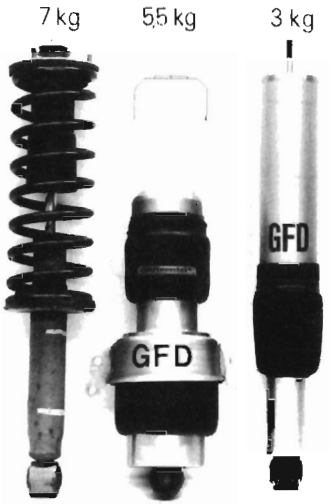


Bild 143 :

Zwei unterschiedliche GFD-Ausführungen im Vergleich mit einem hydraulischen Dämpfer mit Schraubenfeder

Bild 143 zeigt die GFD des UNI-CAR im Vergleich mit einer Schraubenfeder mit hydraulischem Dämpfer und einer GFD, die in einem Nachfolgeprojekt unter anderen Randbedingungen für ein Serienfahrzeug z.Zt. entwickelt wird. Alle drei Feder-Dämpfereinheiten sind für dieselbe Gewichtsklasse ausgelegt. Die angegebenen Eigenmassen gelten für die realisierten Versuchsmuster. Bei der mit 3kg angegebenen GFD handelt es sich um eine "St-Al"-Mischkonstruktion.

3.2.2 NIVEAUREGULIERUNG

Die Niveauregulierung besteht aus den folgenden Komponenten:

1. Luftversorgung mit Ventilen
2. Niveauabgriff und Regelelektronik
3. Bedienelement

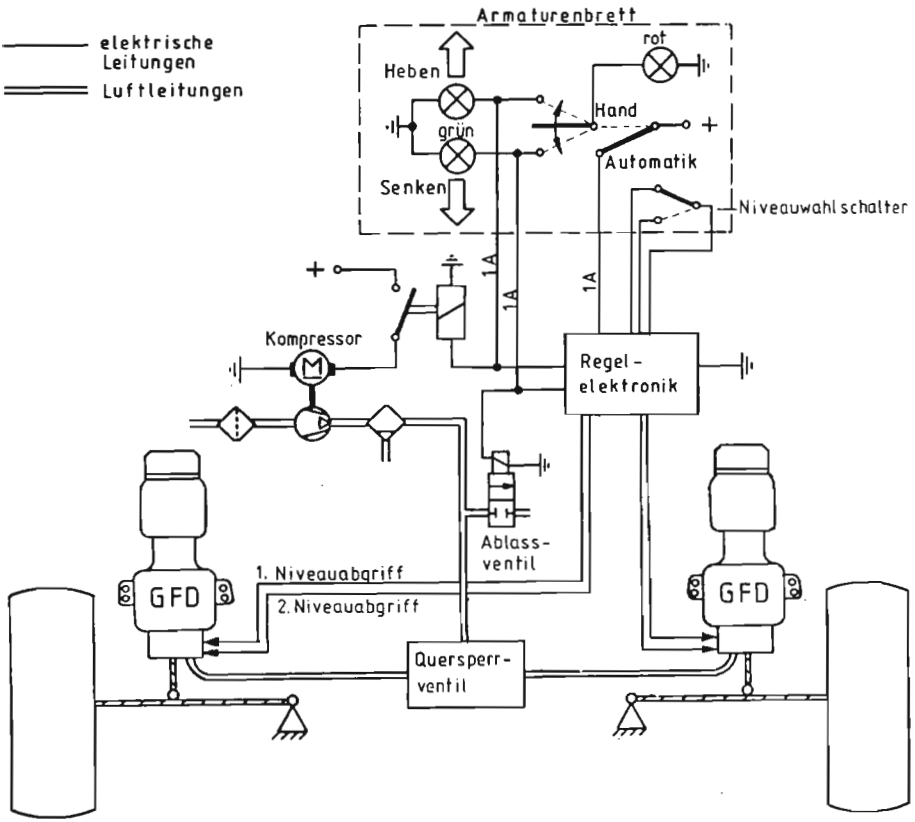


Bild 144: Prinzipieller Aufbau der Niveauregelanlage des UNI-CAR

In Bild 144 ist der prinzipielle Aufbau dargestellt. Der Kompressor ist ein Serienbauteil mit einem von uns entwickelten Zylinderkopf, der ein integriertes Quersperrventil enthält.
Dieses Quersperrventil ermöglicht es, gleichzeitig in beide Federn gleich viel Luft zu füllen (bzw. abzulassen), ohne daß eine unmittelbare Verbindung zwischen beiden Federn besteht, was die Wanksteifigkeit der Hinterachse erhöht.

Der Kompressor wird von einem Elektromotor (150 W) angetrieben, so daß seine Lage und sein Betrieb unabhängig vom Fahrzeugmotor sind.

Die Niveauregelung erfolgt mit einer Regelelektronik, die von je einem Taster an jeder GFD angesteuert wird und aus dieser Information (zu hoch bzw. zu tief) ein Signal aufbereitet, das dem üblichen Mittelabgriff an einem Stabilisator entspricht. Die Taster sind in den Abwälzkolben der GFD eingearbeitet und werden vom Balg unmittelbar betätigt.
Diese Anordnung hat folgende Vorteile:

1. Es braucht kein separater Niveauschalter montiert und justiert zu werden, was bei einer Serienherstellung die Montagekosten reduziert und keinen Bauraum zwischen den Achsen erfordert.
2. Der Niveauschalter ist mit demselben Übersetzungsverhältnis montiert wie die GFD, so daß sich trotz einfachem Schalter eine hohe Regelgenauigkeit ergibt, die eine Scheinwerfer-Leuchtweitenregelung erübrigt.
3. Die Regelung kann von einem allgemeinen "Bordrechner" übernommen werden.

Durch diese Eigenschaften wird die Niveauregelung kostenneutral zu realisieren sein.

Der in Bild 144 eingezeichnete zweite Niveauabgriff ist nur erforderlich, wenn man dem Fahrer die Wahl zwischen zwei Niveaulagen ermöglichen will. Er ist im UNI-CAR nicht realisiert.
Auch das Bedienelement am Armaturenbrett ist nicht erforderlich. Es ermöglicht dem Fahrer jedoch den Kontakt zu der Anlage. Er kann mit ihm das vorgegebene Niveau verlassen und jedes beliebige andere Niveau ansteuern.

3.3 LENKUNG

Der Lenkung kommen als Schnittstelle zwischen Fahrer und Fahrzeug sowohl die Aufgaben eines Stellgliedes als auch die eines Informationsträgers zu [1].

- In ihrer Funktion als Stellglied gewährleistet die Lenkung die Übertragung von Stellfunktionen, mit denen die Regelstrecke Fahrzeug im Gesamtsystem Fahrer-Fahrzeug-Umwelt geregelt wird.

- In ihrer Funktion als Informationsträger ermöglicht die Lenkung über die Rückführung von Informationen eine Rückkopplung zum Fahrer, die neben anderen Informationen zum Soll-Istwert-Vergleich über den fahrdynamischen Zustand des Fahrzeuges beiträgt.

Der Funktion als Informationsträger kommt insofern eine besondere Bedeutung zu, als der Fahrer in ständigem Berührungskontakt zum Lenkrad steht und, entsprechend dem hohen Stellenwert optischer Reize [2], Lenkmomentinformationen mit sehr kleinen Reaktionszeiten und z.T. unter Abruf reflexgesteuerter Automatismen weiterverarbeiten kann.

Neben der konstruktiven Bauweise und Sicherheitsrelevanz der zur Lenkanlage gehörenden Bauteile ist deshalb insbesondere die Anpassung der Lenkeigenschaften des Fahrzeugs an die Regelcharakteristik des Fahrers zu beachten.

---

[1] Technologien für die Sicherheit im Straßenverkehr
Studie des BMFT, 1975

[2] Schmidtke, H.
Ergonomie, Grundlagen der menschlichen Arbeit und Leistung
Carl Hanser Verlag, München

3.3.1 KONZEPTFINDUNG

Nachdem bezüglich der Sicherheitsrelevanz sowie der wirtschaftlichen und technischen Anforderungen der Stand der Technik zumindest einzuhalten war, sollten die ergonomischen Anforderungen insbesondere um eine verbesserte Kompatibilität zwischen Komfort und fahrdynamisch relevanten Spezifikationen erweitert werden.
Der Komfort einer Lenkung läßt sich durch die Einflußgrößen

- Lenkaufwand im Parkierbetrieb und bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten,
- Störschwingungen infolge oszillierender Radkräfte und hydraulisch bedingter Druckschwankungen,
- Störlenken durch Ein-/Ausfedern der Radaufhängung,
- Eigenstabilisierung bei Geradeausfahrt,
- Geräusche im Hydraulikkreis

charakterisieren. Fahrdynamisch relevante Funktionen sind u.a.

- Reproduzierbarkeit zwischen Lenkwinkeleingabe und fahrdynamischer Reaktion des Fahrzeuges,
- Realisierung fahrdynamisch erforderlicher Lenkwinkelgeschwindigkeiten,
- Kompromiß zwischen Lenkungselastizitäten, Spiel und Reibung,
- Kompromiß zwischen Ausnutzung maximaler Seitenführung und geringem Reifenverschleiß sowie Fahrwiderstand,
- Entkopplung vertikaldynamischer Lenkeffekte,
- Eigenstabilisierung bei Geradeausfahrt,
- Rückmeldung seitenkraftbedingter Radkräfte.

Während die Störeinflüsse durch Schwingungen und Relativbewegungen zwischen Aufbau und Achse sowie die Kraftschlußbedingungen in der Regel beherrscht werden, läßt man bezüglich der Abstimmung zwischen Lenkaufwand beim Parkieren und der Momentenrückmeldung im fahrdynamisch relevanten Geschwindigkeitsbereich und dabei insbesondere bei der Geradeausfahrt bis heute technisch bedingte Kompromisse zu, die einer Optimierung beider Kriterien im Wege stehen.

Die Komfortvorgaben im Parkierbetrieb erfordern angemessen kleine Lenkkräfte bei geringem Lenkradwinkelbereich. Diese Vorgaben sind insbesondere bei Fahrzeugen mit hoher Vorderachslast nur durch Lenkanlagen mit Hilfskraftbetätigung zu realisieren. Im fahrdynamisch re-

levanten Geschwindigkeitsbereich nehmen mit steigender Fahrgeschwindigkeit sowohl der notwendige Lenkwinkel- als auch Lenkmomentbereich ab. Eine den Bedürfnissen des Parkierbetriebes entgegenkommende Auslegung von Lenkübersetzung und Hilfskraftcharakteristik kann dementsprechend bei höheren Fahrgeschwindigkeiten zu Überreaktionen des Fahrers durch zu geringe Momentenrückmeldung und zu kleine Lenkübersetzung führen.

Ziel war es deshalb, eine Abstimmung von Lenkübersetzung und Hilfskraftunterstützung zu finden, die den Komfortansprüchen im Parkierbetrieb gerecht wird und die fahrdynamischen Nachteile heutiger Servolenkungen reduziert, ohne dabei durch übertriebenen Kosten- und Bauaufwand praxisfremd zu werden.

Bei der Festlegung der Lenkübersetzung wird davon ausgegangen, daß dem Normalfahrer im fahrdynamisch relevanten Lenkwinkelbereich eine Stellcharakteristik angeboten werden sollte, die seinen Erfahrungen entspricht. Erst außerhalb dieses Fahrbereiches ist es unter Ausschließung von Fehlreaktionen möglich, die Lenkübersetzung zur Verbesserung des Parkierkomforts zu verkleinern.
Statistische Reihenuntersuchungen [1] auf der Basis von Fahrten im Autobahnkreuz und auf kurvigen Landstraßen kennzeichnen den fahrdynamisch relevanten Lenkradwinkelbereich mit Werten von

$$\delta_{I\ 95\%} \leq 123 \text{ Grad (Autobahnkreuz)}$$
$$\delta_{I\ 95\%} \leq \pm 90 \text{ Grad (kurvige Landstraße).}$$

Größere Lenkwinkel werden in der Regel nur im Stadt- bzw. Parkierbereich mit entsprechend niedriger Fahrgeschwindigkeit realisiert. Bild 145 vergleicht den Radeinschlagwinkel und die Lenkübersetzung als Funktion des Lenkradwinkels zwischen konventioneller und UNI-CAR-Lenkanlage.

---

[1] Hackenberg, U.; Heißing, B.
Fahrdynamische Leistungen des Fahrer-Fahrzeug-Systems im Straßenverkehr
ATZ 84 (1982) 7/8

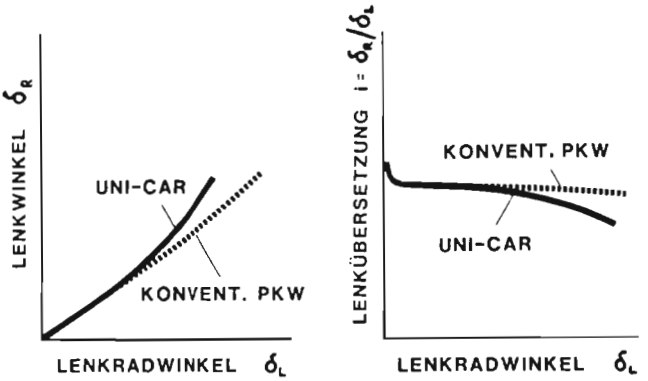


Bild 145: Vergleich zwischen UNI-CAR- und konventioneller Lenkübersetzung

Der durch die direktere Lenkung bedingte höhere Kraftaufwand wird durch eine entsprechende Auslegung der Servounterstützung kompensiert.

Das Maß der Servounterstützung wird bei konventionellen Lenkungen unter Berücksichtigung zumutbarer Parkierkräfte und ausreichender Momentenrückmeldungen konstant festgelegt. Die Zuordnung zwischen zu erwartenden Lenkkräften und der Regelung der Servounterstützung geschieht beim UNI-CAR über die Fahrgeschwindigkeit. Eine elektronische Regelung der hydraulischen Rückwirkung ermöglicht es, den Anteil der Servounterstützung zwischen 100 % (Parkierbereich) und 20 % (Hochgeschwindigkeit) zu variieren (Bild 146).

Diese Abstimmung stellt dem Fahrer nahezu ein Maximum an Momentenrückkopplung bei hoher Fahrgeschwindigkeit in Verbindung mit minimalen Lenkkräften im Parkierbereich zur Verfügung.

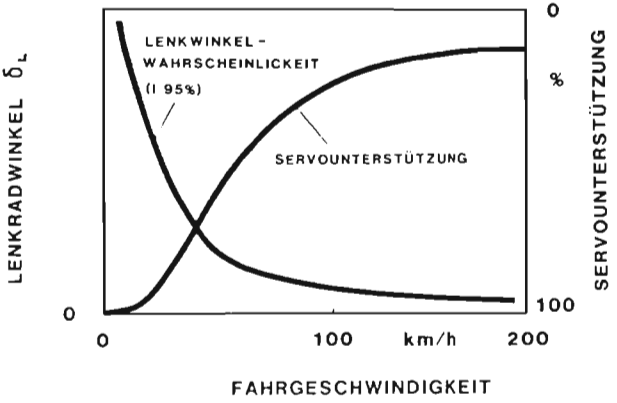


Bild 146: Zuordnung zwischen Servounterstützung und statistisch zu erwartendem Lenkwinkel

3.3.2 KONZEPTREALISIERUNG

Die Ausführung des Konzeptes fand in Zusammenarbeit mit den Firmen ZF AG, Schwäbisch Gmünd, und Ehrenreich statt. Neben den herstellungsspezifischen Randbedingungen wurde die Konzeptrealisierung maßgebend durch Package-Entscheidungen geprägt, die entsprechend der gegenüber den Kriterien Aerodynamik, Antriebsstrang, Energieverbrauch und passive Sicherheit relativ niedrig festgesetzten Priorität zu Abweichungen vom Lastenheft führten.
So ließ sich die im Lastenheft vorgesehene Doppelgelenk-Koppellenker-Achse und die zugehörige Zahnstangenlenkung aus Package-Gründen nicht realisieren und mußte durch eine Doppelquerlenker-Achse in Verbindung mit einer Kugelmutterlenkung ersetzt werden. Eine Hauptaufgabe bestand darin, die vorgegebenen Spezifikationen bei inzwischen minimiertem Raumangebot zu erfüllen.

Die Kinematik der realisierten Lenkanlage wird bereits in Kapitel 3.1, Radaufhängung, beschrieben, so daß im folgenden insbesondere auf die Darstellung der nichtlinearen Lenkübersetzung und der geschwindigkeitsabhängigen Lenkunterstützung eingegangen werden soll.

3.3.2.1 LENKGETRIEBE

Das Lenkgetriebe basiert auf einer Kugelmutter - Hydrolenkung der Typenreihe 8055 mit hydraulischer Lenkbegrenzung. Im Gehäuse des Lenkgetriebes sind Steuerventil und Arbeitszylinder sowie ein komplettes mechanisches Lenkgetriebe vereint. Das Lenkgehäuse ist als Zylinder für den Kolben ausgebildet, der bei Drehung der Lenkspindel eine Axialbewegung ausführt. Er steht im Zahneingriff mit der Lenkwelle und versetzt diese in eine Drehbewegung. Zur mechanischen Realisierung der nichtlinearen degressiven Übersetzung ist am Kolben eine Hohlrad- und an der Lenkwelle eine Außenrad-Verzahnung vorgesehen (Bild 147).

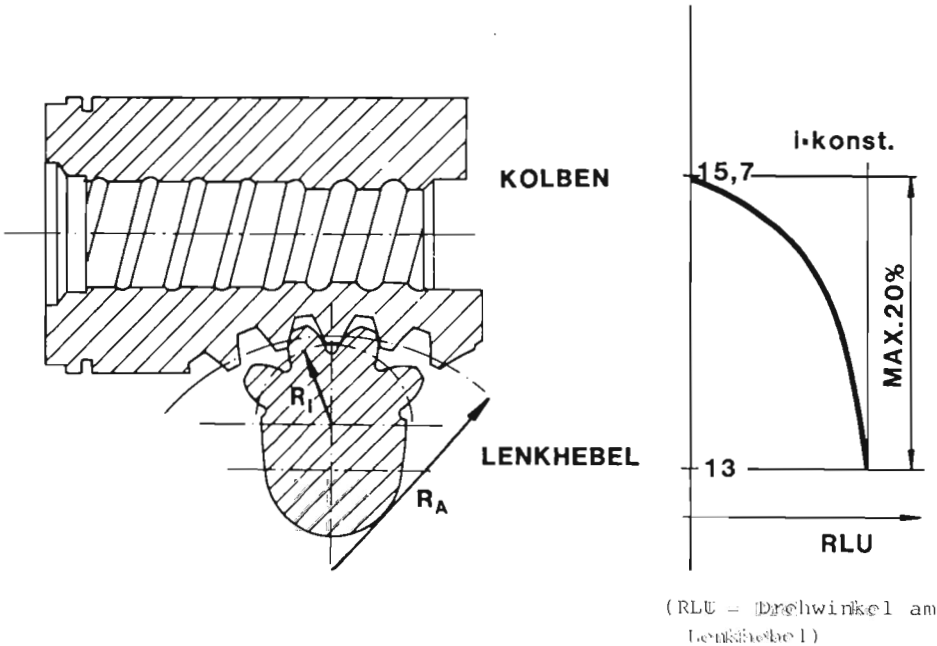


Bild 147: Verzahnung zur Darstellung der nichtlinearen Getriebeübersetzung

Bedingt durch die besondere Verzahnung ist der Kolbendurchmesser größer als bei der normalen Lenkung mit linearer Übersetzung, so daß vergrößerte Gehäuseabmessungen, erhöhtes Gewicht sowie ein niedrigeres Druckniveau, das sich u.a. auf die im folgenden Kapitel angesprochene Servoregelung auswirkt, in Kauf genommen werden müssen.

Als Alternative ist deshalb unter Verzicht des erhöhten Parkierkomforts der Einbau eines linearen Lenkgetriebes der Typenreihe 8051 möglich, wodurch neben Package-Vorteilen eine Gewichtsreduzierung um ca. 20 % erreicht werden kann. Beide Lenkungstypen wurden in den Fahrversuchen untersucht und bezüglich ihrer besonderen Eigenschaften beurteilt (Kapitel 3.3.3).
Eine weitere Gewichtsreduzierung ergibt sich durch die Verwendung eines Aluminium-Ventilgehäuses anstatt des serienmäßigen Graugussgehäuses.

3.3.2.2 SERVOUNTERSTÜTZUNG MIT ELEKTRONISCH GEFÜHRTEM BETÄTIGUNGSMOMENT

Eine Anpassung des Betätigungsmomentes an den Betriebszustand des Fahrzeuges wird schon seit einiger Zeit mit unterschiedlichen technischen Konzepten realisiert. Ziel aller Konstruktionen ist eine Erhöhung des Fahrkomforts durch kleine Betätigungskräfte beim Parkieren und Rangieren und angenehm niedrige Betätigungskräfte im Stadtverkehr und bei Serpentinenfahrt sowie eine Erhöhung der Fahrsicherheit durch hohe Lenkmoment- Rückmeldung bei schneller Fahrt. Bild 148[1] stellt drei in Ausführung und Wirkung unterschiedliche Verfahren gegenüber.

Die UNI-CAR-Lenkung greift auf das System 3 zurück, da hier weder ein u.U. sicherheitsrelevanter Eingriff in die Druckölversorgung des Arbeitszylinders notwendig ist (System 1), noch mit erhöhter Reibung durch eine mechanische Momentenüberlagerung (System 2) zu rechnen ist.

---

1) ZF-AG, Schwäbisch Gmünd, Abt. Vorentwicklung

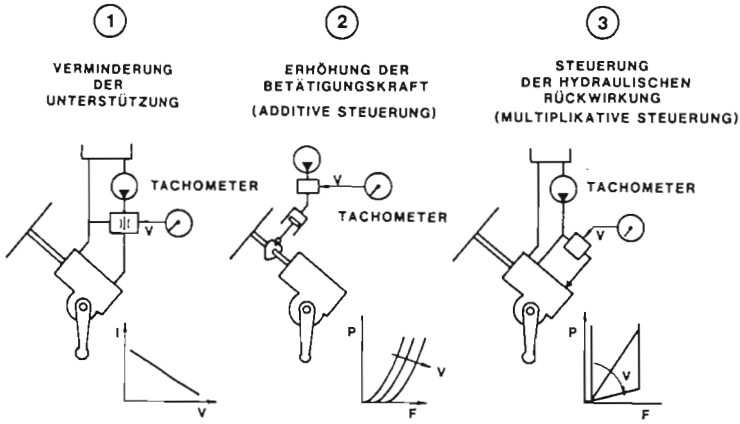


Bild 148: Lenkungen mit geschwindigkeitsabhängigem Betätigungsmoment

Die multiplikative Steuerung nach System 3 wird erst durch die bei diesem Lenkgetriebe vorgesehene hydraulische Rückwirkung (Bild 149) ermöglicht.

Bei einer hydraulischen Rückwirkung wird das beim Lenken unter Hochdruck stehende Öl auf eine Kolbenfläche geleitet, die das Verstellen des Lenkungsventils aus der Neutrallage erschwert und somit die Lenkkräfte proportional zum Öldruck ansteigen läßt. Die Modulationsmöglichkeit des Lenkmomentes ist demnach direktproportional zum maximalen Druckniveau des Lenkgetriebes. Wie bereits in Kapitel 3.2.2.1 angesprochen, ergeben sich bedingt durch die besondere Verzahnung zwischen Kolben und Lenkwelle größere Abmessungen des Arbeitszylinders und demnach ein niedrigeres Druckniveau (100 bar) als bei einer entsprechenden Lenkung mit linearer Übersetzung (130 bar).

Die Spezifikation "nichtlineare Übersetzung" bei einer Kugelmutter-Hydrolenkung ist somit bezüglich ihrer Nebenwirkungen kon-

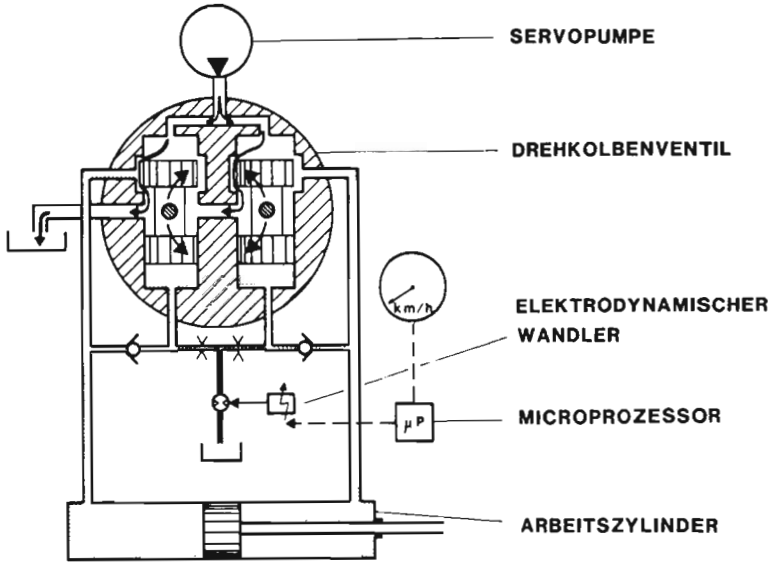


Bild 149: Hydraulische Rückwirkung mit elektronischer Regelung

traindiziert zu der Spezifikation "geschwindigkeitsgeregelte Servounterstützung" und verringert die Lenkmomentmodulation um 30 %.

Ein elektrohydraulischer Wandler [1] in Verbindung mit einem doppelt wirkenden, ungesteuerten Servoventil [2] ermöglicht es, den Proportionalitätsfaktor des Lenkkraftanstiegs analog oder digital zu verändern (Bild 150).

Die Festlegung der Regelkennung als Funktion der Fahrgeschwindigkeit auf der Basis subjektiver Bewertungen wird in Kapitel 3.3.3 beschrieben.

Die Ansteuerung des elektro-hydraulischen Wandlers geschieht über einen Prozessor, dessen Steuerprogramm nach Bild 151 aufgebaut ist.

In den Programmablauf eingefügte Test-Routinen stellen sicher, daß weder dem Hauptprogramm noch dem Wandler falsche Befehle bzw. Ausgabedaten angeboten werden.

---

[1] ZF-AG, Typ 7700 998 10
[2] ZF-AG, Typ 7700 442 108

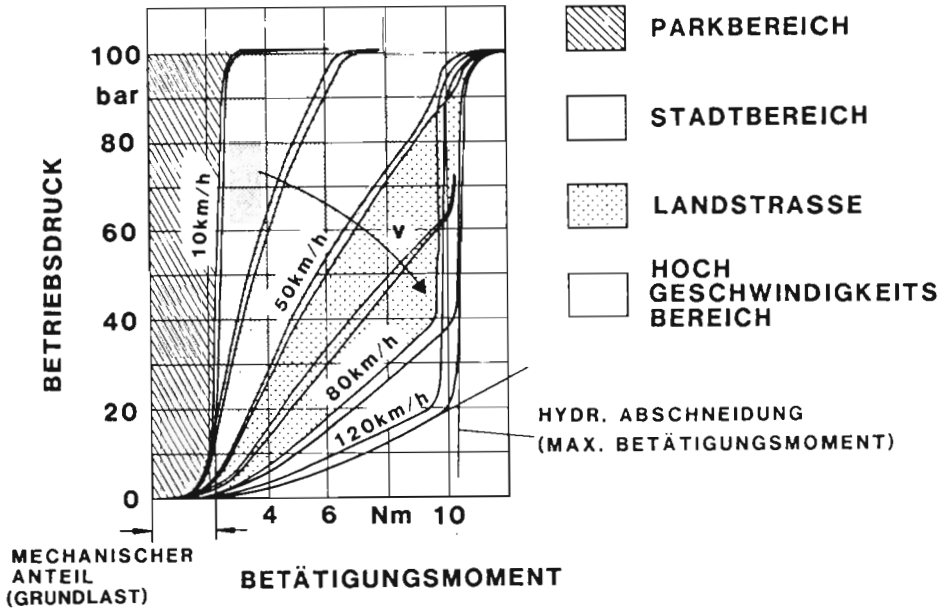


Bild 150: Drehkolbenventilkennlinien bei Variation der hydraulischen Rückwirkung

Neben diesen elektronischen Sicherheitsvorkehrungen, die die Prozessorfunktion u.a. gegen kurzzeitigen Ausfall der Bordspannung und des Tachosignals sowie gegen interne Fehlfunktionen abschirmen, sind weitere hydraulische und mechanische Sicherheitsvorkehrungen vorgesehen:

- Bei Ausfall des Prozessors stellt sich automatisch die Hochgeschwindigkeitskennlinie ein, so daß der Fahrer durch das maximale Betätigungsmoment von ca. 10 Nm vor einem Verreißen der Lenkung geschützt ist.

- Durch den ausschließlichen Eingriff in die hydraulische Rückwirkung besteht keinerlei Beeinflussung der Regelung durch den Strom der Servopumpe und die Temperatur. Außerdem wird damit eine Beeinflussung der hydraulischen Funktion des Lenkgetriebes ausgeschlossen.

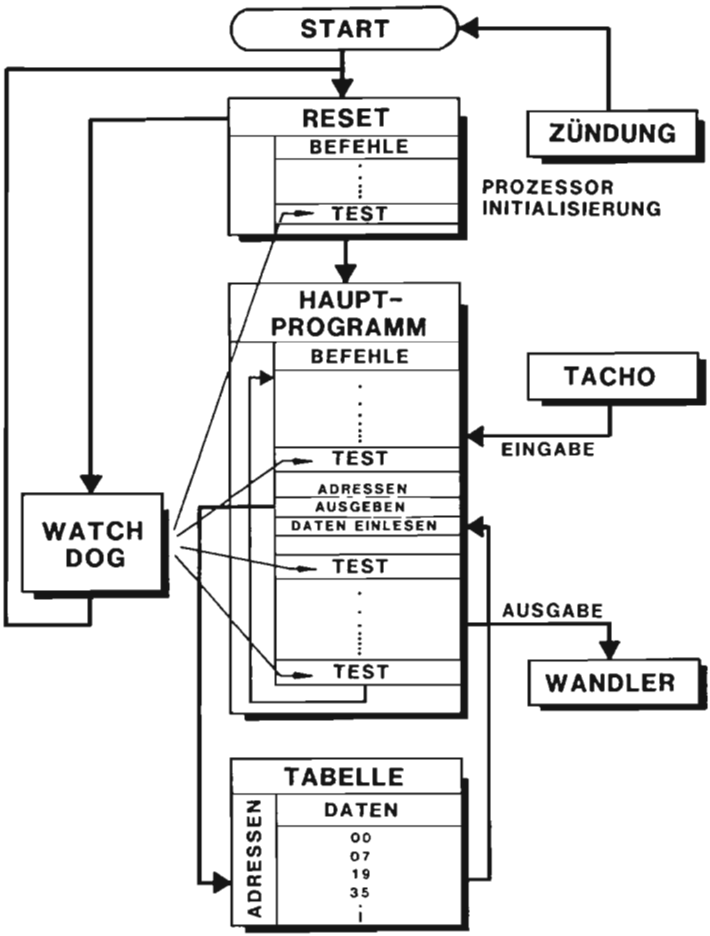


Bild 151: Steuerprogramm des Lenkungsprozessors

- Die Betätigungskraft wird unabhängig von der Elektronik durch ein hydro-mechanisches Ventil begrenzt.

- Das Lenkventil ist zwangsgesteuert.

- Das Lenkgetriebe ist bei Ausfall der Hydraulik mechanisch voll lenkfähig.

3.3.3 BEURTEILUNG UND OPTIMIERUNG DER LENKANLAGE

Nach Überprüfung der sicherheitsrelevanten Betriebseigenschaften (Kapitel 3.1.3) wurde die Auslegung der Lenkanlage bezüglich der Anpassung an den Fahrer untersucht. Da diese Untersuchungen zur Zeit der Berichtserstellung noch nicht abgeschlossen sind, sollen an dieser Stelle nur vorläufige Ergebnisse angesprochen werden. Im Mittelpunkt der Beurteilung stehen die Spezifikationen Lenkübersetzung und Servounterstützung.
Neben dem reinen Parkierbetrieb, der Stadtfahrt, sowie Landstraßen- und Autobahnfahrt werden speziell starke Änderungen des Betriebszustandes, wie z.B. Einfahrt in ein Autobahnkreuz oder eine Autobahnausfahrt untersucht.

Die Beurteilung geschieht durch Normalfahrer und durch fahrerfahrene Versuchsingenieure. Es zeigte sich bisher allerdings, daß Normalfahrer kaum in der Lage sind, Differenzierungender Lenkabstimmung genau nachzuvollziehen. Beim Normalfahrer findet ein stetiger Adaptionsprozess statt, der bei genügend langer Fahrt die Beurteilungsbasis für die folgende Abstimmungsvariante bildet. Bezüglich des Lenkmomentes wird die Beurteilungsbasis weiterhin durch das Lenkmomentniveau des Privat-Fahrzeugs geprägt. Dies gilt in reduziertem Maße auch für Versuchsfahrer, die auf Fahrzeuge mit oder ohne Lenkunterstützung adaptiert sind.

Die degressive Lenkübersetzung wird von der Mehrzahl der Fahrer nicht bemerkt, wobei wegen der Umbaumaßnahmen ein direkter Vergleich zur linearen Übersetzung nicht möglich ist. Allerdings wird der Parkierbetrieb allgemein als sehr angenehm empfunden, so daß die nichtlineare Übersetzung sich zumindest nicht negativ auswirkt, wenn nicht sogar positiv zu beurteilen ist.

Kritisiertwurde speziell von nicht an Hydrolenkungen adaptierten Fahrern ein zu geringes Grundmoment im Parkierbetrieb (0,5 Nm), worauf durch einen steiferen Drehstab im Lenkgetriebe das Grundmoment auf 1,25 Nm erhöht wurde.

Zur Untersuchung der geschwindigkeitsabhängigen Servounterstützung wird ein spezieller Mikroprozessor eingesetzt, der es erlaubt, 16 unterschiedliche Kennlinien zu speichern und durch Vorwahl abzurufen. In Bild 152 sind 16 ausgesuchte Regelkennlinien abgebildet.

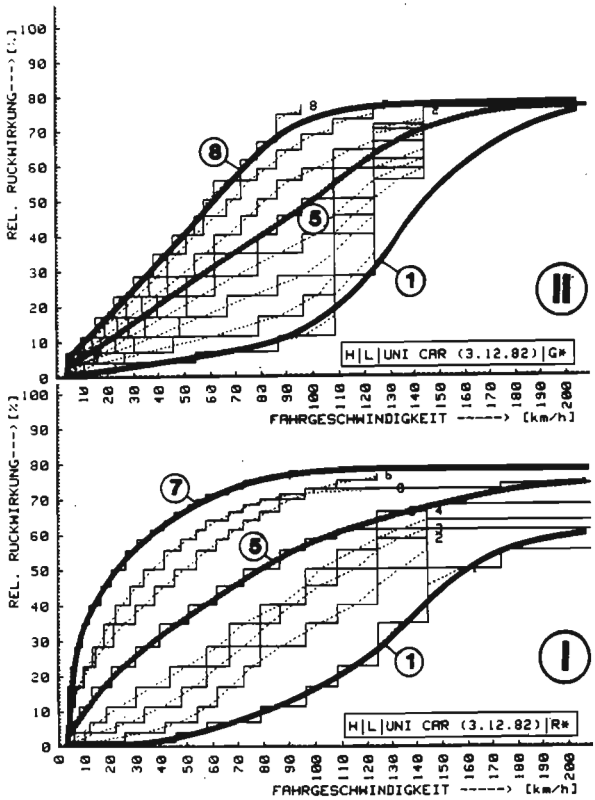


Bild 152: Versuchs-Kennlinien zur elektronischen Regelung der hydr. Rückführung

Bezüglich der Bewertung zeichnen sich zwei Fahrergruppen ab:

- Fahrer ohne Servo-Praxis sowie sportlich orientierte Fahrer bevorzugen einen möglichst frühen Übergang zum Betrieb mit reduzierter Servounterstützung (Kennung 7, I)

- Fahrer mit Servo-Praxis wählten in der Regel einen möglichst gleichmäßigen Übergang zu höheren Geschwindigkeiten (Kennung 5, I und II)

Auch hier müssen die Aussagen der Normalfahrer besonders interpretiert werden, da sie allein das Erkennen einer Änderung positiv beurteilen, solange dies nicht mit negativen Erfahrungen verbunden ist.

Negative Erfahrungen können z.B. bei einer Kennung mit starken Änderungen zwischen 140 und 80 km/h auftreten (Kennlinien 1 ÷ 3, I und II) da sich insbesondere bei einer Einfahrt in ein Autobahnkreuz oder eine AB-Ausfahrt durch die starke Geschwindigkeitsreduktion eine Lenkmomentdifferenz ergibt, die zu einer Überreaktion des Fahrers führen kann und dementsprechend negativ beurteilt wird. Bei Kennung 7 (I) und 8 (II) tritt dieser spürbare Sprung zwischen 80 und 30 km/h auf, kann sich wegen der fehlenden fahrdynamischen Relevanz nicht negativ auswirken und wird nicht zuletzt in Folge der Erkennbarkeit positiv beurteilt.

Nach dem jetzigen Stand der Abstimmung besteht dem Charakter des Fahrzeuges entsprechend eine Tendenz zur Kennlinie 5, die allerdings in weiteren Versuchen bestätigt werden sollte.

3.3.4 ERKENNTNISSE UND EVENTUELLE MODIFIKATIONEN

Das Lenkungskonzept wird durch die vorläufigen Untersuchungen bestätigt. Es zeichnen sich allerdings Erkenntnise ab, die bei einer Konzeptübernahme bedacht werden sollten. Eine degressive Lenkübersetzung in Verbindung mit einer Hydrolenkung erscheint bei Begrenzung der Degressivität auf max. 20 % als denkbare Lösung zur Komfortverbesserung. Von größeren Degressivitätsgraden wird abgeraten, da bei Probefahrten mit einer entsprechenden Versuchslenkung im Stadtbereich gelegentliches Überlenken auftrat.

Angewandt auf eine Kugelmutter-Hydrolenkung bestehen wegen der aufwendigen Verzahnung, den vergrößerten Abmessungen sowie dem Mehrgewicht und dem Einfluß auf das Druckniveau allerdings Bedenken, die bei Verwendung einer Zahnstangenlenkung z.T. gegenstandlos sind.

Die Anpassung des Betätigungsmomentes an den Betriebszustand hilft, die systembedingten Schwachstellen von Hydrolenkungen zu beseitigen. Weitere Verbesserungen sind denkbar, indem der mechanische Anteil der Lenkung bei schneller Fahrt weiter erhöht wird und die Lenkung bei kleinen Lenkwinkeln möglichst die Eigenschaften einer mechanischen Lenkung er-

hält (Bild 153).

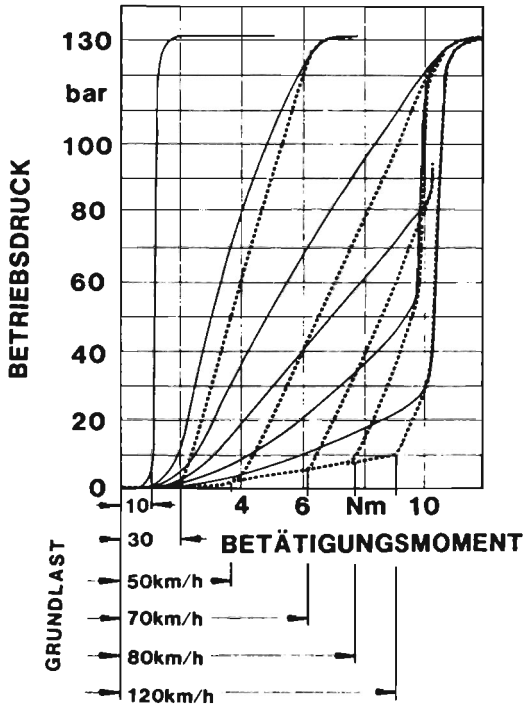


Bild 153: Optimierungsstrategie

Das könnte z.B. durch eine kombinierte Steuerung von Rückwirkung und Grundlast erreicht werden.

In Kombination mit leichteren Fahrzeugen ist weiterhin eine Lenkanlage denkbar, bei der die Lenkunterstützung nur im Parkierbereich (z.B. in der 1. Gangstufe) wirkt. Diese Variante käme besonders lenkmomentbewußten Fahrern entgegen und könnte insbesondere durch die fehlende Elektronik sowie ein einfacheres Getriebekonzept auch in kleineren Fahrzeugklassen zu mehr Lenkungskomfort bei hoher Fahrsicherheit führen.

3.4 BREMSANLAGE

3.4.1 ENTWICKLUNG AUF DER BASIS DES LASTENHEFTES

Die der Bremsanlage zugrunde gelegten Kriterien wurden im Lastenheft beschrieben und begründet. Da sich in der anschließenden Ausführungsphase neue technische Entwicklungen aufzeigten, die Detailverbesserungen gewisser Komponenten ermöglichen, wurden diese in das Gesamtkonzept integriert. Es ergaben sich somit Abweichungen vom Lastenheft, die einerseits auf technischen Weiterentwicklungen beruhen, andererseits aber auch durch den vorgegebenen finanziellen Rahmen notwendig waren. Nachfolgend sind die wesentlichen Veränderungen aufgeführt, welche sich gegenüber dem Lastenheft ergaben:

- Die Alternative Ringscheibenbremse zur Scheibenbremse wurde aus Kostengründen nicht weiter verfolgt. Zudem sind Detailprobleme dieser Bremse noch nicht vollständig gelöst.

- Das Anbringen der Feststellbremse an der Vorderachse des Fahrzeugs hätte eine Kombination des vorderen Bremssattels mit einem Feststellmechanismus gefordert. Die damit verbundene komplette Neukonstruktion und die umfangreichen Prüfstandsversuche dieses Sicherheitsbauteiles hätten den finanziellen Rahmen weit überschritten. Bei dem kombinierten Bremssattel an der Hinterachse konnte ein bewährtes und erprobtes Bauteil mit einem vertretbaren Aufwand adaptiert werden. Auch bei dieser Lösung werden, wie die Berechnung, verbunden mit Prüfstandsversuchen der Herstellerfirma, ergab, die gesetzlichen Forderungen erfüllt.

- Die Baugruppe hydraulischer Verstärker-Hauptbremszylinder konnte gegenüber der Vorgabe im Lastenheft deutlich verbessert werden. Dies wurde ermöglicht durch die Wahl der Lieferfirma, der Firma Girling Bremsen GmbH, Koblenz, die besondere Erfahrung mit hydraulischen Verstärkern mit Füllstufe und Hauptbremszylindern in besonders kompakter Bauweise hat, vergl. 3.4.2.1.4 und 3.4.2.1.5.

- Als Bremssättel werden an der Hinterachse im Gegensatz zur Ankündigung im Lastenheft statt Festsattelbremsen jetzt moderne Faustsattelbremsen mit integrierter Feststellbremse verwendet. Technische Einzelheiten wie Kolbendurchmesser und Belagreibwerte sind Kapitel 3.4.2.1.6 zu entnehmen.

3.4.2 AUSGEFÜHRTE BREMSANLAGE

Die im UNI-CAR verwirklichte Bremsanlage besteht aus den nachfolgend aufgeführten Baugruppen: (vgl. Bild 154)

- Hydraulische Bremsanlage einschließlich Betätigung und Verstärkung: Firma Girling Bremsen GmbH, Koblenz
- Automatischer Blockierverhinderer mit sämtlichen Sensoren, Elektronikteilen und Hydroaggregat: Firma Robert Bosch GmbH, Stuttgart
- Bremsscheiben an allen Rädern: Firma Schwäbische Hüttenwerke GmbH, Tuttlingen.

3.4.2.1 HYDRAULISCHE BREMSANLAGE

Die von der Firma Girling Bremsen GmbH, Koblenz, entwickelte Bremsanlage setzt sich aus zwei Teilsystemen zusammen:

- Der eigentlichen Bremsanlage bestehend aus zwei getrennten Bremskreisen in diagonaler Aufteilung, die durch einen Tandem-Hauptbremszylinder mit Druck beaufschlagt werden und den Radbremszylindern, welche in die Bremssättel integriert sind. Das Arbeitsmedium ist wegen der speziellen Einsatzbedingungen der Radbremszylinder Bremsflüssigkeit.
- Dem servohydraulischen Betätigungssystem, bestehend aus dem hydraulischen Bremskraftverstärker, dem Druckspeicher mit Ladeventil und der Radialkolbenpumpe als Teil einer Tandempumpe für die Druckenergieversorgung. Das Arbeitsmedium dieses Teils ist ein spezielles Hydrauliköl, welches für den Dauerbetrieb einer Kolbenpumpe geeignet und auch für die Servolenkung erforderlich ist.

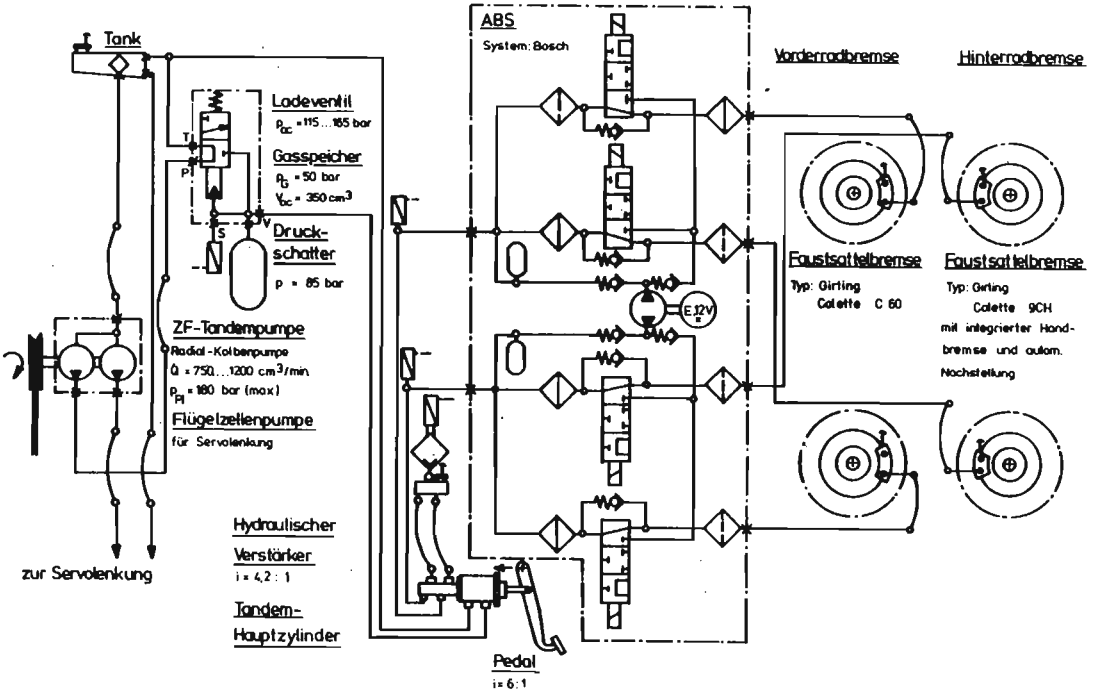


Bild 154: Schematische Darstellung der Bremsanlage des UNI-CAR

3.4.2.1.1 FUNKTIONSBESCHREIBUNG DER SERVOHYDRAULIK

Es ergibt sich folgendes Zusammenwirken der Baugruppen:

Die von der Zahnradfabrik Friedrichshafen gefertigte Tandempumpe setzt sich aus einer Flügelzellenpumpe für die Servolenkung und einer Radialkolbenpumpe für die Servounterstützung der Bremse zusammen. Beide sind koaxial zusammengeflanscht und werden gemeinsam über einen Keilriemen von der Motorkurbelwelle angetrieben.

Die Radialkolbenpumpe versorgt über ein Ladeventil den Gasdruckspeicher mit Hydrauliköl. Wird der maximale Betriebsdruck im Gasdruckspeicher erreicht, schaltet das Ladeventil den Förderstrom der Pumpe auf drucklosen Umlauf - die Pumpe läuft zwar noch mit dem Kfz-Motor mit, verbraucht jedoch fast keine Energie.
Durch das Betätigen des Bremspedals entnimmt der hydraulische Verstärker über ein Steuerventil Druckenergie aus dem Gasdruckspeicher und steuert ihn auf den Verstärkerkolben, der ausgangsseitig auf die Kolbenstange des direkt angeflanschten Tandemhauptzylinders drückt.

Fällt durch die Ölentnahme der Druck im Gasdruckspeicher unterhalb eines vorgegebenen Grenzwertes, schaltet das Ladeventil den Förderstrom vom Schaltzustand "Druckloser Umlauf" in den Schaltzustand "Laden des Gasdruckspeichers" um, bis der maximale Betriebsdruck wieder erreicht ist. Diese Spiele wiederholen sich bei Bedarf.

3.4.2.1.2 RADIALKOLBENPUMPE

Vorbedingung zur Energieeinsparung mit Pumpen, die vom Kfz-Motor angetrieben werden, ist ein von der Motordrehzahl unabhängiger, gleichbleibender Ölstrom. Dieser wird bei den herkömmlichen Pumpen, z.B. Flügel- oder Zahnradpumpen, durch ein Bypassventil erreicht. Im Gegensatz hierzu wird bei der Kolbenpumpe der Zahnradfabrik Friedrichshafen das Prinzip der Saugregelung angewendet. Die Pumpe ist eingangsseitig schlitz- und ausgangsseitig ventil-

gesteuert.

Der konstante Förderstrom und damit die konstante Antriebsleistung über einen weiten Drehzahlbereich ergibt sich durch eine Verkürzung der Öffnungszeit an den Einströmbohrungen mit zunehmender Drehzahl. Dadurch verringert sich auch die Füllung der Zylinderräume bei steigender Drehzahl gerade so, daß der Förderstrom drehzahlunabhängig ist.

3.4.2.1.3 LADEVENTIL-GASDRUCKSPEICHER

Das Füllen des Gasdruckspeichers erfolgt über ein Rückschlagventil durch die Radialkolbenpumpe. Der im Speicher anstehende Druck wirkt gleichzeitig auf einen Steuerkolben, der mit steigendem Druck gegen eine Feder verschoben wird. Mit Erreichen des eingestellten Abschaltdruckes (165 bar) wird über eine Steuerbohrung der Speicherdruck hinter einen Kolben geführt, der wiederum ein bisher vom Pumpendruck dichtgehaltenes Rückschlagventil aufstößt.
Der Pumpenförderstrom wird dann drucklos in den Tank geleitet und das Speichervolumen von der Versorgung abgetrennt.

Durch Betätigen des hydraulischen Verstärkers wird Öl aus dem Speicher entnommen. Infolgedessen fällt der Druck im Speicher und der o.g. Steuerkolben bewegt sich unter der Federkraft gegen den fallenden Speicherdruck zurück, bis eine Steuerbohrung am Zuschaltpunkt (115 bar) den Kolben entlastet, der das Pumpenumlauf-Rückschlagventil bisher offen gehalten hatte.
Dieses Ventil schließt nun und die Pumpe füllt erneut den Speicher. Ein Querschnitt des Ladeventils ist in Bild 155 dargestellt.

3.4.2.1.4 HYDRAULISCHER VERSTÄRKER

Der Speicherdruck steht in einem Raum um den Verstärkerkolben des hydraulischen Verstärkers an. Durch Bewegen des Pedals wird dieser Druck über ein Steuerventil dosiert in den Verstärkungsraum eingesteuert. Dies ist die Normalfunktion eines hydraulischen Verstärkers ohne Vorfüllstufe.

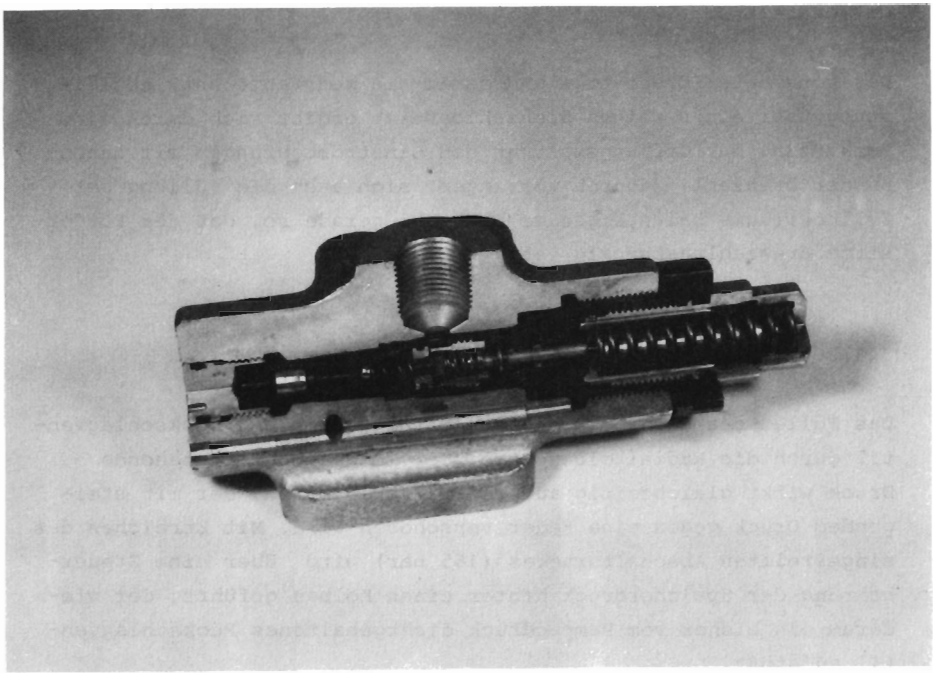


Bild 155: Querschnitt durch das Ladeventil

Der Aussteuerhub des Steuerventils beträgt wegen der erforderlichen Überdeckung der Steuerbohrungen in der Regel 1,5 ± 0,3 mm. Ähnliche Werte besitzt auch ein Vakuumverstärker.

Um diesen sogenannten Verlustweg zu verkürzen, enthält der Girling-Hydraulikverstärker eine Vorfüllstufe zur Verringerung des Leerweges am Bremspedal. Der Speicherdruck wird nicht direkt auf den Verstärkerkolben aufgesteuert, sondern auf die Rückseite des konzentrisch im Verstärkerkolben angeordneten Steuerkolbens. Dieser schiebt in einer Regelbewegung den Verstärkerkolben wegabhängig so weit nach vorne, bis alle Verlustwege des Hauptbremszylinders überfahren sind.
Der zur Rückmeldung an den Fuß des Fahrers unter dem gleichen Druck stehende, vom Bremspedal betätigte Eingangskolben braucht dem Verstärkerkolben nicht zu folgen, was einen relativen Weggewinn von ca. 2...2,7 mm des Eingangskolbens bezüglich des Verstärkerkolbens zur Folge hat.

Bei einer Pedalübersetzung von i = 6:1 führt dies zu einem um 12 bis 16 mm kürzeren Pedalweg als bei herkömmlichen Hydraulik- oder Vakuumverstärkern.
Erst nach Ablauf des Vorfüllvorganges wird der Speicherdruck auf die volle Verstärkerkolbenfläche gesteuert. Das hydraulische Übersetzungsverhältnis beträgt dann i_h = 4,2:1.
Beim Lösen der Bremse wirkt neben einer Feder auch der Speicherdruck. Dies bewirkt eine rasche Drucksenkung im Bremssystem.

Der hydraulische Verstärker ist so konzipiert, daß bei Ausfall des Speicherdruckes eine mechanische Kraftübertragung vom Pedal zum Hauptbremszylinder möglich ist. Ein Querschnitt des hydraulischen Verstärkers ist in Bild 156 abgebildet.

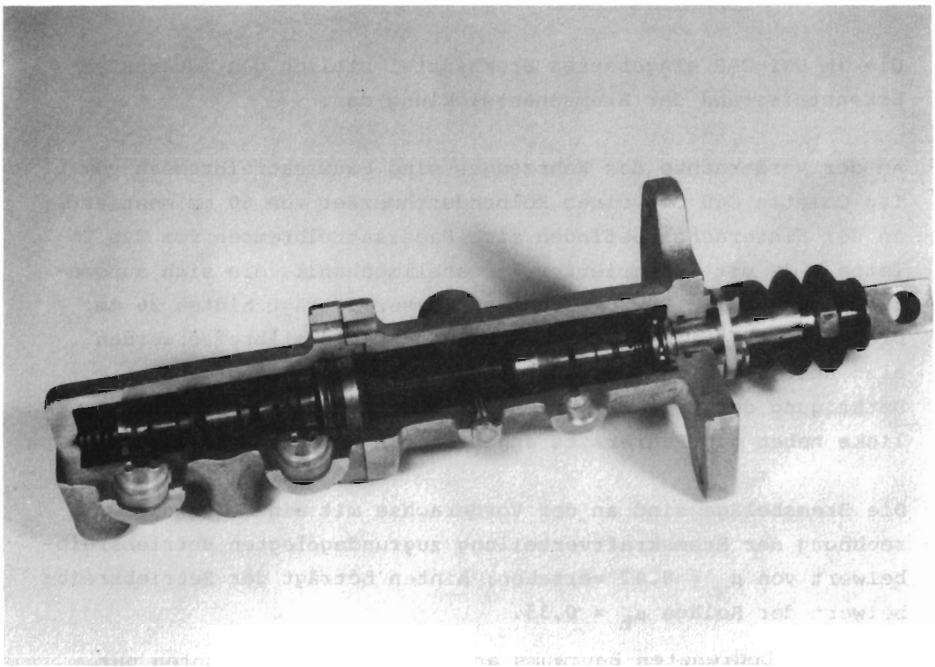


Bild 156: Querschnitt durch den hydraulischen Verstärker und den Hauptbremszylinder

3.4.2.1.5 HAUPTBREMSZYLINDER

Die besonderen Einbauverhältnisse im UNI-CAR aufgrund der Motorkapselung und der Forderung nach einer verstellbaren Pedalerie stellten hohe Anforderungen an die Kompaktheit des hydraulischen Verstärkers und des Hauptbremszylinders. Der Hauptbremszylinder hat eine Gesamtlänge von 109 mm ab der Flanschanschlußfläche. Die Gesamteinheit mit dem Hydroverstärker zusammen mißt 241 mm ab Verstärkeranschlußfläche.

Die Primär- und Sekundärkolben des Tandem-Hauptbremszylinders haben einen Durchmesser von 30,16 mm. Der Hub beträgt 35 mm.

3.4.2.1.6 BREMSSÄTTEL DER VORDERACHSE UND DER HINTERACHSE MIT FESTSTELLBREMSE

Die im UNI-CAR eingebauten Bremssättel stellen den modernsten Erkenntnisstand der Bremsenentwicklung dar.

An der Vorderachse des Fahrzeuges sind Faustsattelbremsen vom Typ Colette C60 mit einem Kolbendurchmesser von 60 mm montiert. An der Hinterachse befinden sich Faustsattelbremsen vom Typ Colette 9 CH mit integrierter Feststellmechanik, die sich automatisch nachstellt. Der Kolbendurchmesser beträgt hinten 36 mm. Die Bremskräfte für die Betriebs- und Feststellbremse werden also über dieselben Beläge auf die Scheiben aufgebracht. Die Betätigung der Feststellbremse erfolgt über Bowdenzüge von einem links neben dem Fahrersitz angeordneten Handbremshebel.

Die Bremsbeläge sind an der Vorderachse mit einem für die Berechnung der Bremskraftverteilung zugrundegelegten Betriebsreibbeiwert von $\mu_v = 0{,}42$ versehen; hinten beträgt der Betriebsreibbeiwert der Beläge $\mu_h = 0{,}35$.

Wegen des begrenzten Bauraums an der Vorderachse konnten nur Kolbendurchmesser von 60 mm realisiert werden. Um bei einer hohen Vorderachslast eine optimale Abstimmung zu erzielen, mußten vorne höhere Reibbeiwerte als hinten vorgesehen werden.

3.4.2.2 ANTI-BLOCKIER-SYSTEM (ABS)

Zur Erhöhung der Fahrstabilität und zur Erhaltung der Lenkfähigkeit auch bei Vollbremsungen ist ein Automatischer Blockierverhinderer vorgesehen. Eingebaut wurde das in der Praxis bereits bewährte System ABS der Firma Robert Bosch GmbH, Stuttgart. Dieses arbeitet 4-kanalig, d.h. es sind an allen vier Rädern Drehzahlsensoren angebracht. Diese Sensoren arbeiten nach dem Induktionsprinzip und erhalten ihre Impulse von den mit der Raddrehzahl umlaufenden Impulsrädern. Die elektrischen Signale werden in der nachfolgenden Logikschaltung bewertet und verarbeitet. Die so gewonnenen Signale steuern das Hydraulikaggregat der ABS-Anlage (vgl. Bild 154). Dieses Hydraulikaggregat besteht im wesentlichen aus vier Magnetventilen - pro Radzylinder eines - und einer Rückförderpumpe. Neigt ein Fahrzeugrad dazu, in den Blockierzustand einzulaufen, so wird an diesem der Bremsdruck abgebaut. Das dabei frei werdende Bremsflüssigkeitsvolumen wird mit der Rückförderpumpe wieder in den jeweiligen Bremskreis zwischen Hauptbremszylinder und Magnetventil zurückgefördert.

Die Anlage arbeitet an der Vorderachse nach dem Prinzip der Individualregelung, d.h. jedes Rad wird separat bewertet und geregelt. Die Hinterachse wird im Hinblick auf eine genügend große Reserve an Seitenführungskraft und somit ausreichender Fahrstabilität select-low geregelt. Zu diesem Zweck erfolgt die Bewertung der Signale beider Hinterräder in einem Regelkreis, der dann die beiden Magnetventile für die Hinterräder gleichzeitig ansteuert. Die gesamte Hinterachse wird also nach dem Rad geregelt, welches als erstes in den instabilen Bremszustand gerät bzw. welches die höheren Schlupfwerte aufweist.

Die Anlage ist mit einer Sicherheitsschaltung versehen, die selbstüberprüfend Störungen der Anlage dem Fahrer meldet. Bei Störung wird die Anlage selbsttätig abgeschaltet, so, daß die Betriebsbremsanlage voll funktionsfähig bleibt.

3.4.2.3 BREMSSCHEIBEN

Am UNI-CAR werden an allen Rädern Scheibenbremsen eingesetzt.

Die gußtechnische Überarbeitung der vorgegebenen Konstruktionszeichnungen und die Herstellung der Bremsscheiben erfolgte durch die Firma Schwäbische Hüttenwerke, Tuttlingen. Die Scheiben vorne haben einen Durchmesser von 273 mm, eine Scheibendicke von 22 mm und sind innenbelüftet. Hinten beträgt der Scheibendurchmesser 255 mm, die Dicke 10 mm; die Scheibe ist voll ausgegossen.

Eine Bremsscheibe vorne hat eine Gesamtmasse von 5,58 kg, hinten von 3,75 kg. Das Verhältnis der Scheibenmasse ohne Topf von vorne zu hinten beträgt 1,95. Ohne Berücksichtigung der besseren Scheibenkühlung vorne aufgrund der Innenbelüftung ist die Wärmeenergiespeicherfähigkeit an der Vorderachse rund doppelt so hoch wie an der Hinterachse.

Im Lastenheft wurde gefordert, das Verhältnis der Wärmespeicherfähigkeit so nahe wie möglich an das Bremskraftverteilungsverhältnis heranzubringen. Das Verhältnis der Bremskraft vorne zu hinten beträgt rechnerisch 3,5. Aus konstruktiven Gründen konnte das Massenverhältnis nicht weiter verändert werden.

In Fahrversuchen ist festzustellen, ob durch Wärmeabstrahlung vorne und hinten und durch zusätzliche Innenbelüftung vorne an allen Rädern ähnliche Scheibentemperaturen auftreten.

3.4.3 ERPROBUNG DER BREMSANLAGE

Der Bremsenkonzeption lagen nachfolgend aufgeführte Zielsetzungen zugrunde:

- Erfüllen der einschlägigen nationalen Zulassungsbestimmungen, der EG-Richtlinien sowie der US-Forderungen nach FMVSS
- Verkürzung der Schwellphase der Bremsanlage im Hinblick auf kürzere Bremswege und somit eine höhere Vermeidbarkeit von Verkehrsunfällen
- Das bei wechselseitiger Kurvenfahrt aufgrund von Elastizitäten in den Radaufhängungen entstehende Lüftspiel zwischen den Bremsbelägen und der Scheibe zu minimieren

- Ein neutrales bis leicht untersteuerndes Fahrverhalten beim Bremsen in der Kurve zu erreichen
- Durch den Einsatz einer ABS-Anlage auch bei starken Abbremsungen eine ständige Beherrschbarkeit des Fahrzeuges, insbesondere bei kritischen Fahrbahnzuständen wie Nässe, Schnee oder Eis, sicherzustellen
- Erhöhung der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts durch das Vermeiden von "Bremsplatten", hauptsächlich an der hochbelasteten Vorderachse, aufgrund des Blockierverhinderers.

Zum Nachweis des Erreichens der Zielsetzungen waren Fahrversuche und Messungen vorgesehen. Diese konnten bis zur Berichterstattung nur teilweise durchgeführt werden, weil beim Prototyp 4 der Beseitigung von Defekten, die nicht mit dem Bremssystem zusammenhängen und Versuchen, die sich auf das Beschleunigungsverhalten, den Kraftstoffverbrauch und die Temperaturverhältnisse im Motorraum beziehen, höhere Priorität eingeräumt wurde.

Erste Versuche, die im Stand bei stehendem Motor und dem Druck Null im Gasdruckspeicher durchgeführt wurden, zeigten, daß das Bremspedal bei einer Pedalkraft von ungefähr 900 N sich plastisch verformt. Im SAE-Handbook Part 2 war bis 1976 eine Kraft am Druckstift von 1.000 kp unter Position 5.15 vorgeschrieben als Belastung, bei der die Betätigungsteile keine bleibende Verformung zeigen dürfen. Die Prüflast ist heute in das Ermessen des Herstellers gestellt; ein Hersteller schreibt noch die Prüflast von 1936 mit 1.400 kp vor, andere mit 1.000 kp. Rechnet man mit 1.000 kp als Prüflast am Druckstift, so entspricht dies bei einem Hebelverhältnis von 6:1 einer Pedalkraft von 166,7 kp. Dieser Vergleich zeigt, daß das Bremspedal verstärkt werden muß.

Weitere Versuche im Stand ergaben, daß die Verbindungsleitung vom Vorratsbehälter zum Hauptbremszylinder nicht so verlegt werden konnte, daß die Bremsflüssigkeit ungehindert nachfließen kann. Dies erschwert das Entlüften. Eine günstigere Verlegung wird empfohlen. Versuche mit einem entlüfteten System zeigten die volle Funktionsfähigkeit.

Die am Prototyp Nr. 4 aufgetretene mangelhafte Freigängigkeit der Bremsen ist auf eine unzureichende Rückstellung des Bremspedals

zurückzuführen. Dieses trat auf, weil die Befestigungsmutter der Pedalverstellspindel, mit welcher das Festlager des Bremspedals bewegt wird, nicht gesichert war und sich gelöst hatte.Somit konnte das Festlager bei Pedalbetätigung einen nicht vorgesehenen Weg machen. Dies führte dazu, daß das Pedal nicht mehr auf Anschlag zurückging und somit ein Restdruck im System verblieb. Diese Ursache kann für die am Prototyp Nr. 3 ebenfalls aufgetretene mangelhafte Freigängigkeit ausgeschlossen werden; die tatsächliche Ursache war bis zum Zeitpunkt der Erstellung dieses Berichtes nicht zu ermitteln. Mängel am hydraulischen Teil der Bremsanlage des Prototyps Nr. 3 konnten vom Hersteller der Bremsanlage bei eingehender Untersuchung nicht gefunden werden.

Statische Versuche zur Prüfung der Handbremse zeigten, daß entgegen der rechnerischen Auslegung die geforderte Bremswirkung nicht erreicht werden konnte. Eine Klärung der Ursache war aus Zeitgründen nicht mehr möglich. Es wird empfohlen, die Ursache zu ermitteln. Im jetzigen Zustand entspricht die Wirkung bei starker Betätigung einer Abbremsung in einem 20%igen Gefälle.

3.4.4 ERKENNTNISSE

Besondere Überlegungen galten während der Ausführungsphase der Anbringungsart der hinteren Drehzahlsensoren am Radträger. Die Radführung hinten wird von einer Koppellenkerachse übernommen, bei der jedes Hinterrad an einem Längslenker geführt wird. Da beim Einfedern eines Rades eine Drehbewegung relativ zwischen Radachse und Längslenker stattfindet, kann dies bei einem fest mit dem Lenker verbundenen Sensor eine der Raddrehzahl überlagerte Störgröße zur Folge haben. Auf diese Problematik wurde bereits in der Literatur /1/ hingewiesen. Der Hersteller des Anti-Blockier-Systems erwartet dagegen bei der am UNI-CAR gewählten Sensoranbringung keine nennenswerte Störbeeinflussung des Regelverhaltens.

/1/ Burckhardt, M: Erfahrung bei der Konzeption und Entwicklung des Mercedes-Benz/Bosch-Anti-Blockier-Systems. ATZ, Heft 5, 1979

Aufgrund praktischer Erprobungen werden wesentliche Erkenntnisse in nachfolgend aufgeführten Themenkreisen erwartet:

- Beeinflussung des Regelverhaltens der ABS-Anlage aufgrund großer Trägheitsmassen an der Vorderachse, insbesondere auch mit dem stufenlosen Automatikgetriebe
- Temperatur- und Dauerstandfestigkeitsverhalten der Bremsen, wie dies z.B. der US-FMVSS-Test vorschreibt
- Steifigkeitsverlust bei der Bremsbetätigung aufgrund von Elastizitäten in der verstellbaren Pedalerie und den dabei notwendigen aufwendigen und langen Bremsschläuchen.

Diese Fragestellungen sollten bei zukünftigen Tests und Versuchen im Vordergrund stehen.

3.5 REIFEN UND RÄDER

3.5.1 KONZEPTVORGABEN

Die wesentlichen Konzeptvorgaben zur Reifenwahl beziehen sich auf Sicherheit und Energieeinsparung:

- Notlaufeigenschaften bei Druckverlust
- Absenkung des Rollwiderstands
- Defektwarneinrichtung

Der mit dem Wegfall des Reservereifens zu erzielende Raumgewinn sollte gleichzeitig dazu beitragen, die durch die Aerodynamik und das Aggregatepackage bedingten Nutzraumeinschränkungen z.T. auszugleichen. Weitere Konzeptkriterien sind der Materialaufwand, die Fertigungskosten, Abrollkomfort des Reifens. Bild 157 stellt die Lastenheftanforderungen zusammen.

Nennlast	5 kN
Nenn-Durchmesser	15''
max. Reifenbreite	200 mm
max. Fahrgeschwindigkeit	200 km/h
max. Rollwiderstandsbeiwert f_R bis 100 km/h bei 50 % Nutzlast	≤ 0.01
Notlaufeigenschaften -max. Reichweite -max. Geschwindigkeit	 150 km 60 km/h
Laufflächengestaltung	Serienprofil
Kraftübertragung Naßlaufeigenschaften Rollgeräusche Reifenverschleiß	gute Serienwerte

Bild 157: Lastenheft Forschungs-Pkw-Bereifung

Auf 15''-Rädern sollen Reifen für eine Nennlast von 5 kN und eine Maximalgeschwindigkeit von 200 km/h verwendet werden, die für einen günstigen Kraftstoffverbrauch bis zu einer Fahrgeschwindigkeit von 100 km/h bei 50 %-iger Nutzlast einen Rollwiderstandsbeiwert $f_R \leq 0.01$ aufweisen.

Die Größe der Radhäuser läßt für den Betrieb ohne Schneeketten eine maximale Reifenbreite von 200 mm zu.
Da das Fahrzeug ohne Reserverad betrieben werden soll, muß im Falle eines Reifendefektes mit dem drucklosen Rad eine Entfernung von 120 ÷ 150 km mit einer autobahntauglichen Mindestgeschwindigkeit von 60 km/h zurückgelegt werden können, um dem Benutzer das Erreichen einer Reparaturstelle zu ermöglichen. Eine Warneinrichtung soll den Fahrer über den Druckverlust eines Rades informieren.

Bezüglich des Ansprechverhaltens, der Kraftübertragung bei Nässe, des Profilverschleißes und der Rollgeräusche soll der Standard am Markt verfügbarer "guter" Reifen erreicht werden.

3.5.2 BEREIFUNG

Für den Einsatz am Forschungs-Pkw eignen sich unter Beachtung der genannten Forderungen Sicherheitsreifen der Grössen 185/70 HR15 und 195/65 HR15 (Bild 159), wobei ersterer wegen seiner geringeren Breite die Verwendung von Schneeketten zuläßt, der zweite jedoch wegen seiner kleineren Höhe bei Federbewegungen den geringeren Raum beansprucht.

Diese Reifen werden durch [1] gefertigt und der Hochschul-Arbeitsgemeinschaft zur Verfügung gestellt; sie erlauben einen Betrieb des nach einem Defekt luftleeren Reifens unter den in Bild 157 genannten Bedingungen, indem die Radlast über innen an den Seitenwänden vorhandene Verstärkungsrippen gegen die Fahrbahn abgestützt wird (Bild 158).
Diese Stützelemente sind aus besonders hysteresearmem Material gefertigt, das die Reifenflanken zusätzlich stabilisiert und die Reifeneinfederung bei Druckverlust erheblich verringert. Erst ein Überschreiten der Notlauf-Distanz und/oder der vorgegebenen Maximalgeschwindigkeit führt durch die erhöhte Walkung zu einer allmählichen Schwächung des drucklos rollenden Reifens.

[1] Fa. Goodyear S.A. L-7740 Colmar Berg, Luxemburg

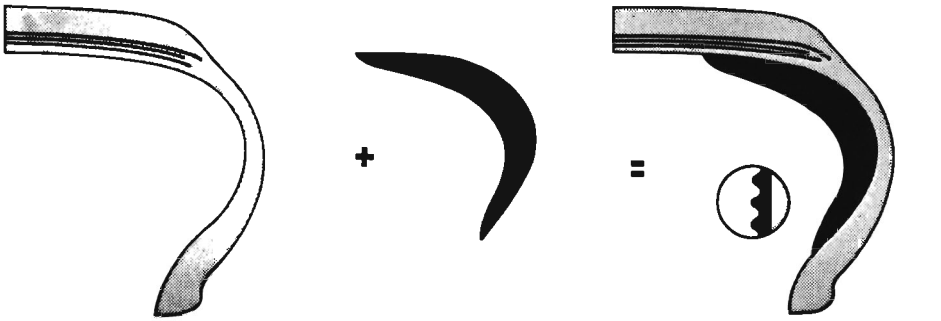


Bild 158: Konstruktionsprinzip der GOODYEAR-Sicherheitsreifen

Der Gewichtsvorteil des Normalreifens wird durch das fehlende Ersatzrad bei der Ausrüstung des Forschungs-Pkw mit vier Sicherheitsreifen überkompensiert (Bild 159)

Die Veränderung der Reifensteifigkeit durch die zusätzlich im Sicherheitsreifen vorhandenen Stabilisierungsrippen geht aus Werksmessungen [1] (Bild 160) hervor. Während die radiale und tangentiale Steifigkeit der Reifen in Sicherheitsausführung gegenüber dem Standardreifen erwartungsgemäß zunimmt, ist hinsichtlich der Seitensteife des Notlaufreifens 185/70 HR15 ein Absinken auf 91 % des Wertes des Standardreifens ermittelt worden.

Dies deutet darauf hin, daß die Kraftübertragungseigenschaften dieses Notlaufreifens denen des Standard- und des Sicherheitsreifens der Größe 195/65 HR15 unterlegen sind.

Zur Gewährleistung des geforderten geringen Rollwiderstandes werden die Sicherheitsreifen an der Vorderachse mit einem Reifendruck von 2.8 bar betrieben. An der Hinterachse wird wegen der geringen Auslastung der Reifendruck auf 2.6 bar abgesenkt. Die Maßnahme der Reifendruck-Anhebung führt in Verbindung mit der Steigerung der radialen Federsteifigkeit durch die Notlauf-Verrippung zu einer wesentlichen Reduzierung der Walkarbeit in Gürtel und Karkasse.

---

[1] Goodyear International Technical Tire Center GITC, Luxemburg

	Sicherheitsreifen		Standardreifen
	185/70 HR15	195/65 HR15	195/65 HR15
Auslegungs-Radlast kg	535	580	580
Auslegungs-druck bar	2.3	2.4	2.4
Fertigungs-radius mm	325	316	316
Laufflächen-breite mm	152	158	158
Reifenbrei-te mm	182	197	197
Profiltie-fe mm	9	8.5	8.5
Reifenge-wicht kg	12.8	12.8	9.4
Radge-wicht kg	5.6	5.6	5.6
Gewicht Rei-fen + Rad kg	18.4	18.4	15.0
Gesamtgewicht am Fahrzeug kg	73.6	73.6	75.0

Bild 159: Technische Daten der Sicherheits- und Normalbereifung

Reifen		Sicherheitsreifen		Standardreifen
Steifigkeit		185/70 HR15	195/65 HR15	195/65 HR15
Seiten-steife	kg/mm	14.8	19.6	16.3
	%	91	120	100
Radial-steifigkeit	kg/mm	28	31.9	26.0
	%	108	123	100
Umfangs-steife	kg/mm	41.8	44.5	36.7
	%	114	121	100

Bild 160: Reifensteifigkeit bei 2 bar und 400 kg Radlast

Entsprechend günstig liegen die geschwindigkeitsabhängigen Rollwiderstandsbeiwerte der Sicherheitsreifen im Vergleich zu denen handelsüblicher Standardreifen (Bild 161).

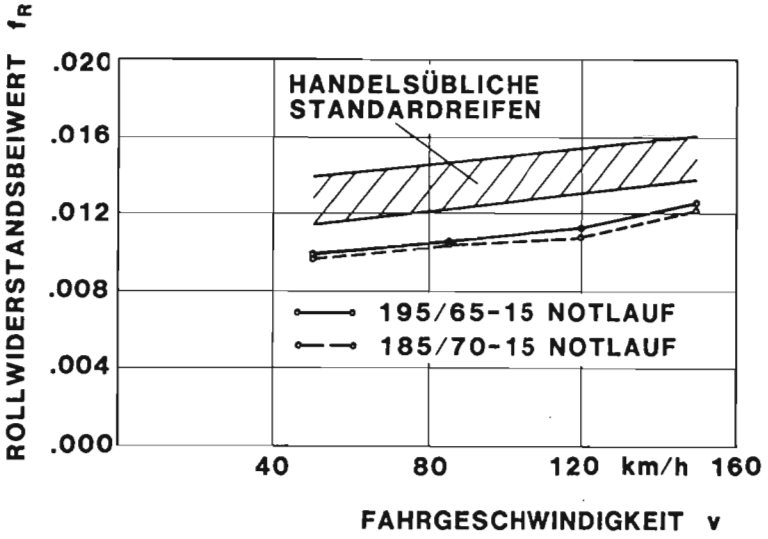


Bild 161: Rollwiderstandsvergleich UNI-CAR-Sicherheitsreifen + Standardreifen

Die Beeinträchtigung des Fahrkomforts durch die größere Abrollhärte der unter den höheren Drücken rollenden Reifen wird durch eine geeignete Auslegung der Aufbau-Federung und -Dämpfung in Grenzen gehalten.

Obwohl die Profilierung der beiden Notlaufreifenbauarten mit dem G 800 Profil (185/70 HR15) und dem NCT-Blockprofil (195/65 HR15) deutliche Unterschiede zeigt, bildet sich als Ergebnis von Lautstärke- und Schallpegelmessungen die erwartete Differenz lediglich in einer zu ungunsten des NCT-Reifens geringfügig fülligeren und von der Fahrgeschwindigkeit abhängigen Schallpegel-Kennung ab (Meßprotokolle Bilder 162 und 163).

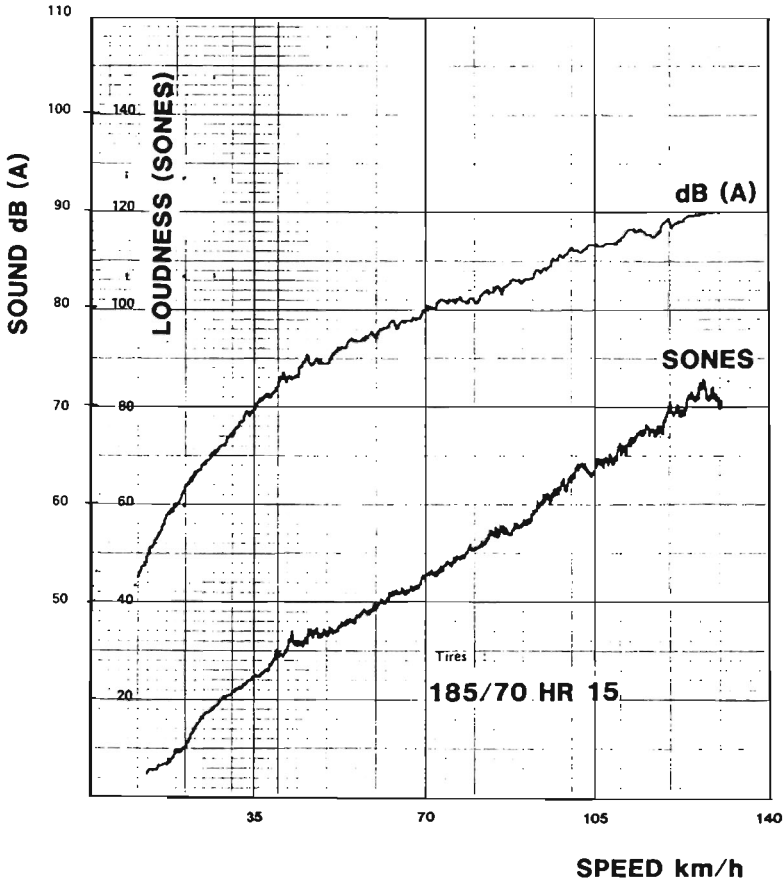


Bild 162: Lautstärke und Schallpegel des Goodyear-Sicherheitsreifens 185/70 HR15

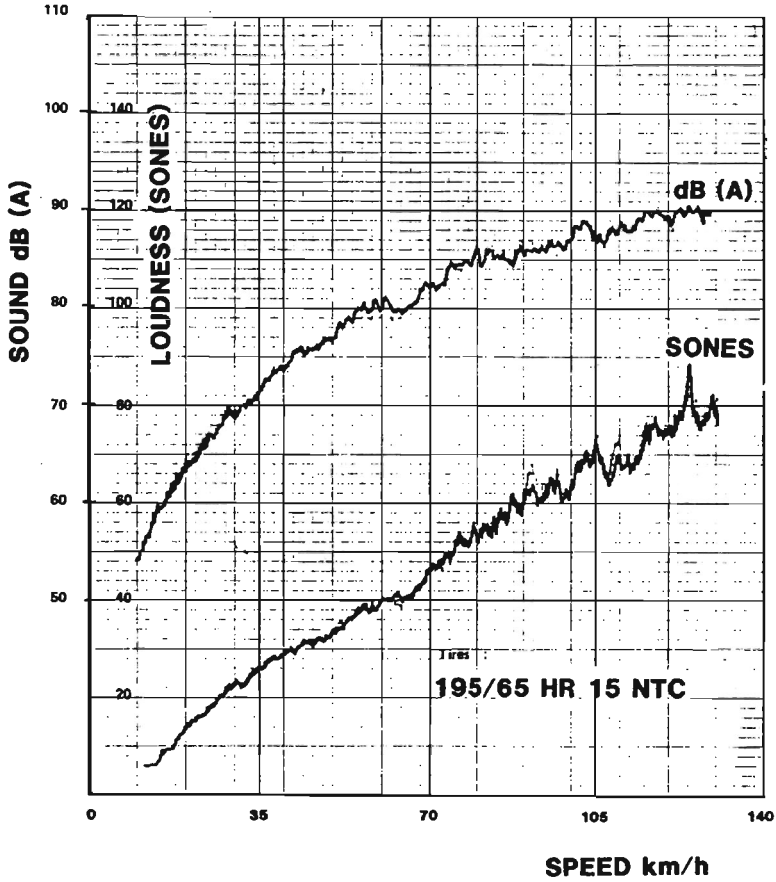


Bild 163: Lautstärke und Schallpegel des Goodyear-Sicherheitsreifens 195/65 HR15

Die Untersuchung der Sicherheitsreifen im Flachlaufversuch ohne Reifendruck ergab schließlich (Bild 164), daß der Reifen niedrigeren Querschnitts die geforderten Eigenschaften mit den nötigen Reserven aufweist.

Reifen	195/65 HR15		185/70 HR15	
versuch Nr.	Laufstrecke km	Beharrungstemp. °C	Laufstrecke km	Beharrungs-temp. °C
1	240	116	75	170
2	240	104	240	126
Radlast 5 kN , Fahrgeschw. 65 km/h Reifendruck 0 bar (Ventileinsatz entfernt)				

Bild 164: Versuchsergebnisse der Notlauf-Tests

Der weiter von seinen Auslastungsgrenzen entfernt betriebene Reifen mit dem NCT-Profil durchlief in jedem Fall die vorgegebene Test-Distanz bei niedrigeren Beharrungstemperaturen, die einen größeren Abstand von der Vulkanisationstemperatur des Reifenmaterials zeigten und somit auf die höheren Sicherheitsreserven hinwiesen.

Zusammenfassend zeigt Bild 165 eine Übersicht über die Vorteile der beiden im Versuch getesteten Sicherheitsreifen. Den vom Betrag her geringfügig besseren Eigenschaften des Reifens 185/70 HR15 im Rollwiderstand, beim Rollgeräusch und hinsichtlich der Montierbarkeit von Schneeketten steht die mangelhafte Eignung für Notlauf-Betrieb gegenüber. Der NCT-Reifen bietet wegen der höheren Belastbarkeit die größeren Sicherheitsreserven und eine bessere Grundlage für die Optimierung der Kraftübertragungseigenschaften sowie des Naßlaufverhaltens.

Die im Straßenversuch mit dem Forschungsfahrzeug durchgeführte Bestimmung der Fahreigenschaften mit Standard- und Notlauf-NCT-Reifen der Größe 195/65 HR15 ergab zugunsten des Standardreifens eine geringfügig bessere subjektive Beurteilung des fahrdynamischen Verhaltens durch alle Fahrer (Bild 166) vor allem bei der Geradeaus-Stabilität, der Lenkpräzision und dem Lenkmoment. Sowohl die Steuertendenz als auch das Lenk-Ansprechen und die Lastwechsel-Reaktion veränderten sich nur unwesentlich oder überhaupt nicht.

Reifen Bewertungs-größe	195/65 HR15	185/70 HR15
Tragfähigkeit	+	
Rollwiderstand		(+)
Notlaufeignung	++	
Aquaplaning-Sicherheit	++	
Handling-Optimierung	+	
Reifen-Höhe	+	
Reifen-Breite		+
Rollgeräusch		+

Bild 165: Gegenüberstellung der Eigenschaften unterschiedlicher Sicherheitsreifen

Reifen Bewertungs-kriterium	195/65 HR15 Standard-Ausführung	 Sicherheits-reifen
Lenkansprechen	Mittel	Geringfügig langsamer
Lenkkraft	Mittelschwer	Mittel
Lastwechsel	9 *)	9
Stabilität	8 +	7
Steuertendenz	Neutral bis leicht untersteuernd	Neutral bis mittelleicht untersteuernd
*) schlechteste Note 0 ÷ 10 Bestnote		

Bild 166: Fahreigenschaften von Serien- und Sicherheitsreifen am UNI-CAR [1)]

[1)] Beurteilung der Versuchsfahrer des GITC-Luxemburg

3.5.3 RÄDER

Die Räder [1] für die Bereifung des Forschungs-Pkw (Bild 167) sind mit flachem Bett ausgeführt, um ausreichenden Bauraum für die Radanlenkung und Bremsen mit ihren Kühleinrichtungen bereitzustellen. Diese Maßnahme sowie die Lage der Antriebswellen und der Radlager führen zu einer relativ großen Einpreßtiefe, so daß an den Radstern der zweiteilig gestalteten Reifenbettung hinsichtlich der Dauerfestigkeit besonders hohe Anforderungen gestellt werden.

Radmaße	5.5 J x 15 H2
Einpreßtiefe	50 mm
Bauform	Flachbett, zweiteilig
Radbefestigung	4 Bolzen, kugelzentriert
Lochkreisdurchmesser	112 mm
Montagezentrierung	Ø 66 mm
Radgewicht	5.6 kg
Radabdeckung	Aluminiumblende
Gewicht der Radabdeckung	2.1 kg

Bild 167: Technische Daten des Rades und der Radabdeckung

Das Außenteil mit Felgenstern ist zur Reduzierung der ungefederten Massen aus einer Magnesiumlegierung gegossen, das Felgenbett innen aus einer Aluminiumronde gedrückt. Beide Teile werden miteinander verschraubt. Die Abdichtung zum Druckluft-Raum des schlauchlosen Reifens übernimmt ein O-Ring. Das Ventil für die Reifendruck-Justierung im Radstern und die Überwachungseinrichtung für den Reifendruck (Kap. 3.5.4) liegen des leichteren Massenausgleichs wegen einander gegenüber. Der Radstern wird zur Außenseite für eine Verbesserung der Bremsenkühlung und die Verringerung der Luftwirbelbildung am Rad durch eine flache Aluminiumblende abgedeckt.

Die Verwendung einer zweiteiligen Felge ist nur darauf zurückzuführen, daß eine einteilige Felge mit der nötigen großen Einpreß-

---

[1] Fa. BBS-Kfz-Technik, 7622 Schiltach

tiefe nicht erhältlich war. Sie hätte speziell für UNI-CAR hergestellt werden müssen, was jedoch hohe Werkzeugkosten verursacht hätte. In der Serienfertigung dagegen können Reifen mit Notlaufeigenschaften ohne Probleme auch auf einteiligen Felgen aufgezogen werden.

3.5.4 REIFENDRUCK-ÜBERWACHUNG

Die am UNI-CAR verwendeten Sicherheitsreifen federn im Falle eines Druckverlustes durch einen Reifendefekt wegen der in die Seitenwände integrierten Stützlamellen nur unwesentlich weiter ein als im Normalbetrieb. Diese Vorgänge werden, wie Ergebnisse des Fahrversuchs gezeigt haben, vom Fahrer bei Geradeausfahrt in der Regel nicht bemerkt, können jedoch in Kurven, beim Ausregeln einer Störkraft oder bei plötzlichem Bremsen infolge der beeinträchtigten Kraftübertragungseigenschaften des schadhaften Reifens zu einer gefährlichen Fahrsituation führen. Daher muß der Druckverlust im Reifen dem Fahrer unverzüglich gemeldet werden. Für diese Aufgabe wird ein Drucküberwachungssystem [1] nach Bild 168 eingesetzt.

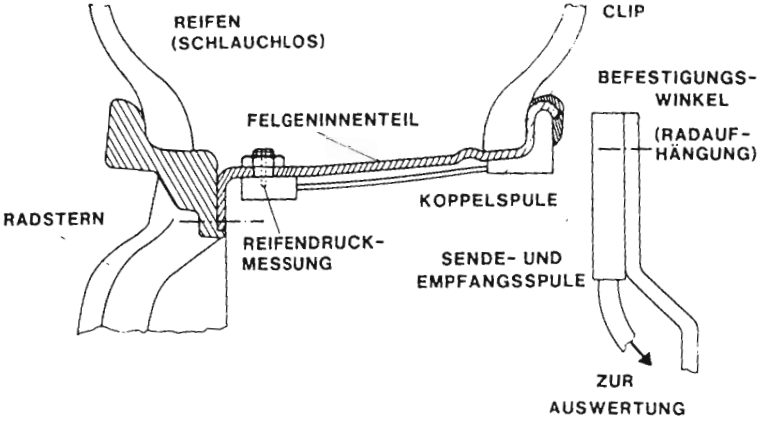


Bild 168 : Reifendruck-Überwachungseinrichtung

Jedes Rad ist mit einem Meßfühler ausgestattet, der mit dem Rad rotiert und kontinuierlich den Reifendruck ermittelt. Das Absinken des Reifendrucks unter einen am Druckgeber eingestellten Wert

---

[1] VDO Adolf Schindling AG, 6231 Schwalbach

(2,0 bar) wird in der Auswerteeinheit durch einen ständigen Soll-Istwertvergleich erkannt. Über das zentrale Informationssystem wird dem Fahrer der Druckverlust mitgeteilt. Die Speisespannung für das mit dem Rad drehende Meßglied wird ebenso wie das Meßsignal berührungslos zwischen der stationären und der beweglichen Komponente dieser Meßkette übertragen.

Da die Reifenluftdrucküberwachung von der Firma VDO Adolf Schindling AG bereits während der Planungsphase nicht mehr weiter verfolgt wurde, kam im UNI-CAR ein vereinfachtes System der Fa. Jaeger, einer französischen Tochtergesellschaft von VDO, zum Einsatz. Dieses System hat den Nachteil, daß ein Druckverlust nicht erkannt wird, wenn beide Reifen einer Achse innerhalb von zwei Radumdrehungen, das entspricht ca. 4 m Wegstrecke, schlagartig den Druck verlieren. Dies erscheint aber vertretbar, zumal dadurch hohe Mehrkosten eingespart werden konnten.

3.6 ERPROBUNG DES FAHRWERKS

3.6.1 VERSUCHSTRÄGER

Da ein kompletter Prototyp des UNI-CAR erst in einem relativ späten Stadium des gesamten Projektes für Fahrerprobung zur Verfügung stehen konnte, wurde für Funktions- und Festigkeitsuntersuchungen ein Versuchsträger gebaut (Bild 169), der in den Fahrwerksabmessungen und physikalischen Grunddaten dem UNI-CAR angepaßt werden konnte.

Als Basisfahrzeug wurde ein Audi 100 gewählt, da bei diesem Fahrzeug der geringste Aufwand zur Anpassung an die UNI-CAR-spezifischen Randbedingungen nötig war.

Die Kombination der Fahrgastzelle mit einem stabilen Vierkantrohrrahmen ermöglicht zum einen die exakte Nachbildung der Fahrwerksgeometrie und zum anderen durch Anbringung von Zusatzgewichten an beliebiger Stelle die Nachbildung von Massenträgheitsmomenten und Schwerpunktlage des originalen Prototyps.

Weiterhin ist durch eine in diesem Fahrzeug installierte hydraulische Lenkmaschine ein exaktes und reproduzierbares Nachfahren der z.T. bereits standardisierten Fahrverhaltenstestmanöver möglich.

3.6.2 SICHERHEITSERPROBUNG

Nach Einbau des Originalfahrwerks in den Versuchsträger wurden auf einer Teststrecke Funktions- und Festigkeitsuntersuchungen durchgeführt (Bild 169).

Die Radaufhängung wurde bei Vollbremsung, Befahren von "Belgisch-Block"-Strecken und Durchfahren von Kurven mit Bodenwellen bis in den Extrembereich belastet.

Ein Schaden trat an einem Prototyp durch Bruch einer Radlagernabe auf, nachdem das Fahrzeug ca. 1500 km unter größtenteils extremer Beanspruchung auf einem Handlingkurs zur Reifenabstimmung zurückgelegt hatte. Die Schadensursache wurde durch die in Kap. 3.1.2.3 V

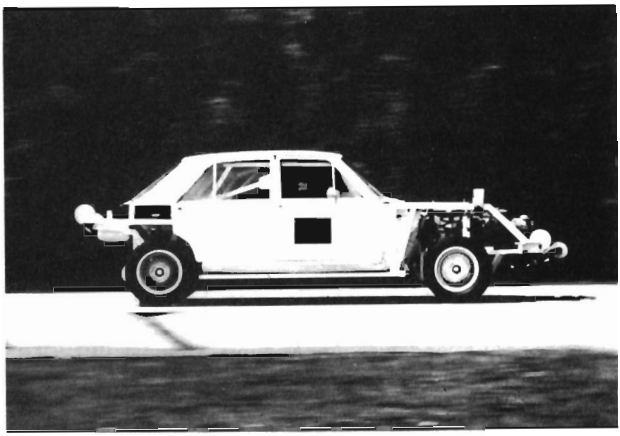


Bild 169: Festigkeitserprobung auf der Teststrecke

beschriebenen Maßnahmen beseitigt.

Weitere Brüche oder Anrisse konnten während der gesamten Erprobungszeit und auch während der nachfolgenden Fahrverhaltensuntersuchungen bis in den Grenzbereich bei keinem Radführungsbauteil festgestellt werden.

3.6.3 FAHRDYNAMISCHE ERPROBUNG

Um einerseits eine Überprüfung der aus den Modellrechnungen gewonnenen Ergebnisse (s. Kap. 3.1.1) zu ermöglichen und andererseits die für das reale Fahrzeug optimale Einstellung der Vorderachskinematik zu ermitteln, wurde mit dem Versuchsträger ein komplettes Testprogramm mit entsprechender Parametervariation durchgeführt, dessen wichtigste Ergebnisse im folgenden dokumentiert werden.

Das ursprünglich angestrebte Gewicht des UNI-CAR von 12 500 N konnte nicht eingehalten werden. Den Einfluß des höheren Gewichtes auf die Lenkwinkelcharakteristik zeigt Bild 170.

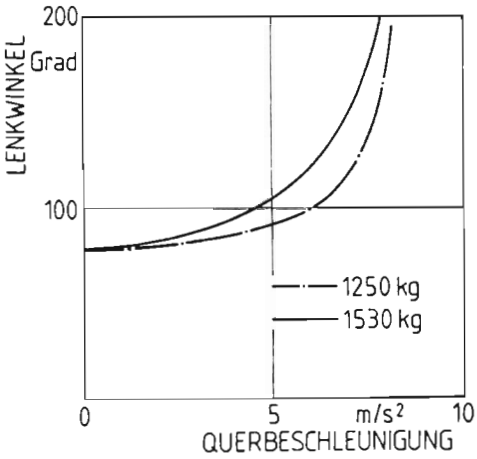


Bild 170 : Lenkwinkelcharakteristik bei unterschiedlichen Gewichten

Bei beiden Varianten ist das Fahrverhalten bis etwa 4 m/s³ Querbeschleunigung neutral und geht dann progressiv in untersteuerndes Verhalten bis in den Grenzbereich über. Die maximal erreichbaren Querbeschleunigungen liegen bei der schwereren Version geringfügig niedriger, während der erforderliche Lenkwinkel bei gleicher Querbeschleunigung deutlich größer ist. Zurückzuführen ist dies auf die wesentlich stärkere Auslastung der vorderen Reifen, so daß, wie auch Bild 171 zeigt, aufgrund der degressiven Reifenkennlinie höhere Schräglaufwinkel für die erforderliche Seitenführungskraft aufgebracht werden müssen.

Die Schräglaufwinkelvergrößerungen an der Hinterachse sind wesentlich kleiner.

Bild 172 zeigt einen Vergleich der Lenkwinkelcharakteristik des UNI-CAR mit der anderer Fahrzeuge, die in einem Testprogramm des TÜV untersucht werden[1].

1) Vossen, W. H., PKW-Testprogramm, TÜV Rheinland 1978

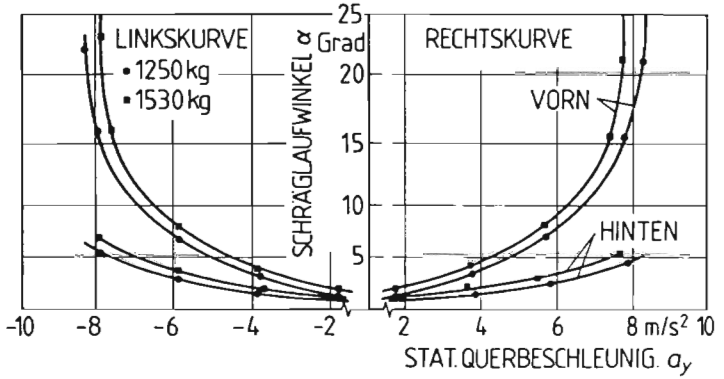


Bild 171: Schräglaufwinkel vorn/hinten

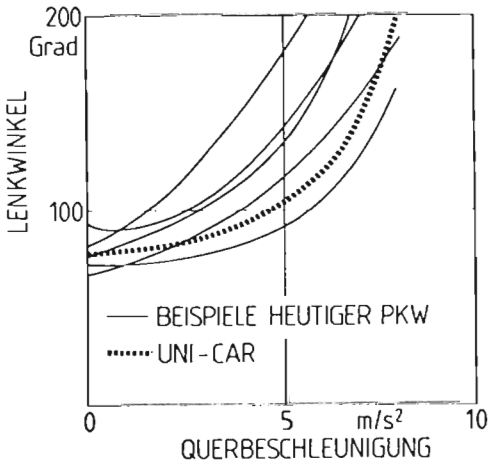


Bild 172: Lenkwinkelcharakteristik unterschiedlicher Pkw

Im folgenden sind die Auswirkungen von Parametervariationen in der Radaufhängungsgeometrie dokumentiert, die unter Zugrundelegung des realen Gewichtes des UNI-CAR ermittelt wurden.

3.6.3.1 STATIONÄRE KREISFAHRT

Bild 173 zeigt den Einfluß unterschiedlicher Vorderradeinstellwerte auf den Lenkwinkelverlauf.

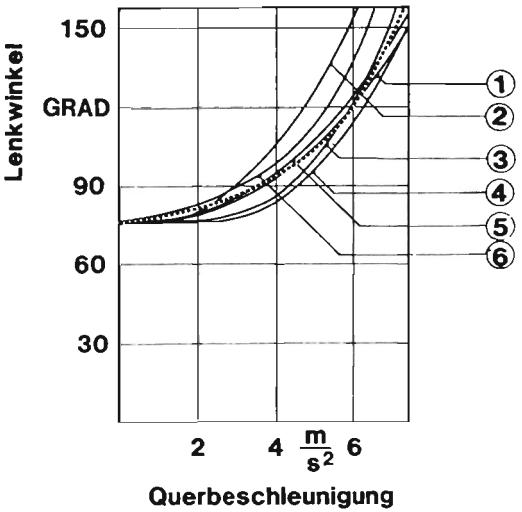


Bild 173: Lenkwinkelcharakteristik bei unterschiedlicher Vorderachsgeometrie

Folgende Variationen wurden untersucht:

1 Sturz negativ / Spreizung größer
2 Sturz positiv / Spreizung kleiner
3 Nachlaufwinkel und -strecke kleiner
4 Nachlaufwinkel und -strecke größer
5 Vorspur
6 Nachspur größer

Tendenziell zeigen alle Kurven den gleichen Verlauf, jedoch erweist sich die 0-Version, die als theoretisch günstigste ermittelt wurde, auch in der Praxis in der Summe aller Bewertungen als die beste.

Auch aus dem Schwimmwinkelverlauf (Bild 174) geht das tendenzwechselfreie, bei Annäherung an den Grenzbereich wie angestrebt progressive Untersteuerverhalten hervor.

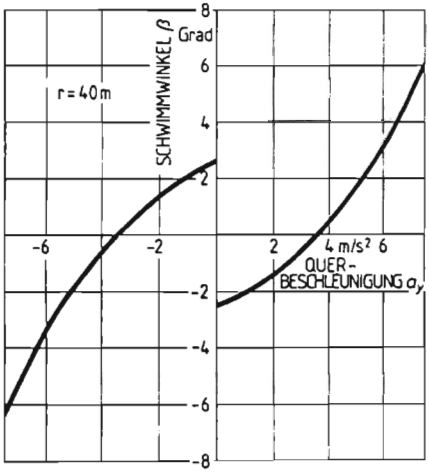


Bild 174: Schwimmwinkelcharakteristik

3.6.3.2 VERREISSTEST

Die Ergebnisse des Verreißtests liefern Aussagen über das Verhalten des Fahrzeugs bei instationären Fahrmanövern. Eine wichtige Kenngröße, die relativ gut mit der Subjektivbeurteilung des Ansprechverhaltens durch Versuchsfahrer korreliert, ist der sogenannte TB-Faktor, das Produkt aus stationärem Schwimmwinkel und Verzögerungszeit zwischen 50 % Lenkwinkel und maximaler Gierwinkelgeschwindigkeit.

Die Größe der TB-Faktors wird geprägt durch das Ansprechverhalten der Reifen und die physikalischen Fahrzeugdaten, wobei schwere Fahrzeuge mit hohem Gierträgheitsmoment prinzipiell im Nachteil

sind. In Bild 175 werden Ergebnisse des Verreißtests beim UNI-CAR dem Wertebereich der Ergebnisse bei heutigen PKW zugeordnet. Im einzelnen werden folgende Kenngrößen zur Beurteilung herangezogen:

Verzögerungszeit bis zum Erreichen der maximalen Gierwinkelgeschwindigkeit/ $T\dot{\psi}_{max}$
Gierverstärkungsfaktor / $\dot{\psi}/\delta_o$
Überschwingweite der Gierwinkelgeschwindigkeit /$U\dot{\psi}$
TB-Faktor / TB

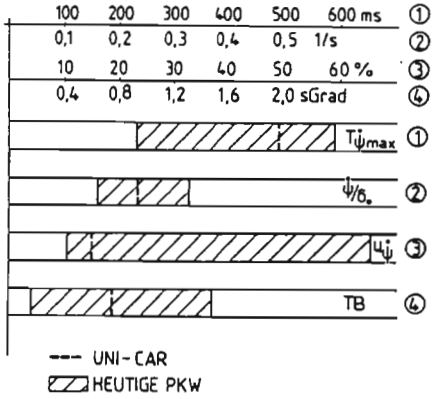


Bild 175: Vergleich der Ergebnisse des Verreißtests

Insgesamt kann das Ansprechverhalten des Fahrzeugs als unproblematisch und für den Fahrer voraussehbar und beherrschbar bezeichnet werden.

3.6.3.3 SINUSTEST

Der Sinustest liefert Aufschluß über das Frequenzverhalten und die Phasenverschiebung der Systemantwort auf eine sinusförmige Erregung. Bild 176 zeigt die Ergebnisse der Parametervariation.

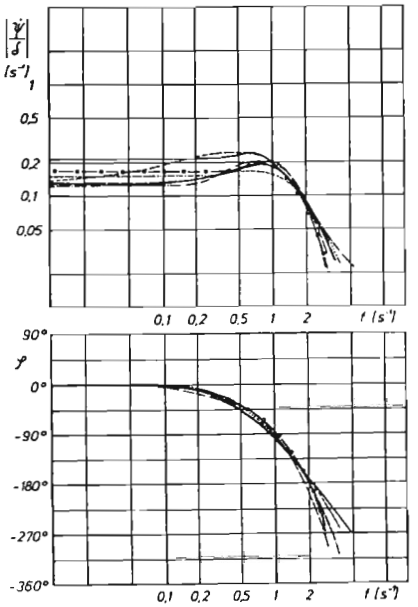


Bild 176: Amplituden- und Phasenfrequenzgang

Die Ergebnisse dieses Tests lassen sich in ähnlicher Weise interpretieren wie die des Verreißtests. Aus der geringen Resonanzüberhöhung und der relativ großen Phasenverzögerung läßt sich das gut gedämpfte Verhalten des Fahrzeugs ablesen.

Insgesamt läßt sich feststellen, daß der UNI-CAR vom Fahrverhalten her die Anforderungen des Lastenheftes erfüllt. Die objektiven Fahrleistungsgrenzen liegen trotz des höheren Gewichtes und der damit verbundenen hohen Reifenauslastung im oberen Bereich vergleichbarer Fahrzeuge.
Die konzeptbedingten Nachteile im Ansprechverhalten bei instationären Fahrmanövern bleiben ebenfalls im Rahmen der Werte für moderne Pkw. Da aus Kosten- und Zeitgründen eine Optimierung nicht mit der Intensität durchgeführt werden konnte, wie sie bei Automobilwerken vor Serienbeginn üblich ist, sind bei entsprechendem Aufwand durchaus noch Verbesserungen möglich.

3.6.3.4 SUBJEKTIVE BEURTEILUNG

Im Rahmen der Reifenentwicklung wurde das Fahrzeug von Versuchsfahrern der Fa. Goodyear im Grenzbereich auf der Teststrecke bewegt und subjektiv beurteilt. Weiterhin hatten die Mitglieder aller an dem Projekt beteiligten Hochschulinstitute Gelegenheit, das Fahrzeug im normalen Straßenverkehr und auf abgesperrten Handlingkursen zu fahren. Die subjektiven Fahreindrücke spiegeln dabei im wesentlichen die Ergebnisse der objektiven Messungen wieder.

Der hohe Grenzbereich mit progressiver Untersteuertendenz wird durchweg als positiv beurteilt.
Bei den ersten Lenkgetriebeversionen wurde zu geringer Fahrbahnkontakt durch zu hohe Servounterstützung bemängelt. Dies wurde inzwischen durch Einbau eines härteren Drehstabes in die Lenkung beseitigt.

Das Fahrzeug zeigt relativ geringe Lastwechselreaktionen, eine Eigenschaft, die im wesentlichen in der Charakteristik des Antriebsstranges begründet liegt. Durch das stufenlos übersetzende Getriebe ist keine starre Verbindung zwischen Motor und Rädern hergestellt, so daß die Momentenumkehr am Motor bei Lastwechsel nicht spontan auch eine Lastumkehr am Rad bewirkt.
Dieser Effekt wurde bei Kurvenfahrt im Extrembereich negativ beurteilt. Die geringe Verstellgeschwindigkeit des Getriebes bewirkt einen großen Phasenverzug am Rad, so daß eine gewollte Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens durch gezielten Leistungseinsatz praktisch nicht möglich ist. Die Abstimmung der Getrieberegelung auf querdynamische Erfordernisse sollte daher Gegenstand weiterer Optimierungsarbeiten sein.

3.6.4 VERTIKALDYNAMISCHE ABSTIMMUNG

3.6.4.1 PRÜFSTANDSVERSUCHE

Zur Funktionsüberprüfung der Federungs- und Dämpfungsbauteile sowie zur Überprüfung der Grundabstimmung wurde das vertikale Schwingungsverhalten des UNI-CAR zunächst auf einer 4-Zylinder-Hydropulsanlage untersucht. Als Fahrzeuganregung dienten dabei harmonische Signale zur Ermittlung der Vergrößerungsfunktionen sowie reale Zwei-Spur-Fahrbahnunebenheiten zur Aufnahme von Leistungsdichtespektren und Beschleunigungseffektivwerten. Schließlich konnte mit einer einfachen Modal-Analyse-Untersuchung der Biegeschwingungen der Karosserie nachgewiesen werden, daß keine störenden Überlagerungen von Eigenfrequenzen auftreten. Bild 177 zeigt UNI-CAR auf der 4-Zylinder-Schwingungsprüfanlage.

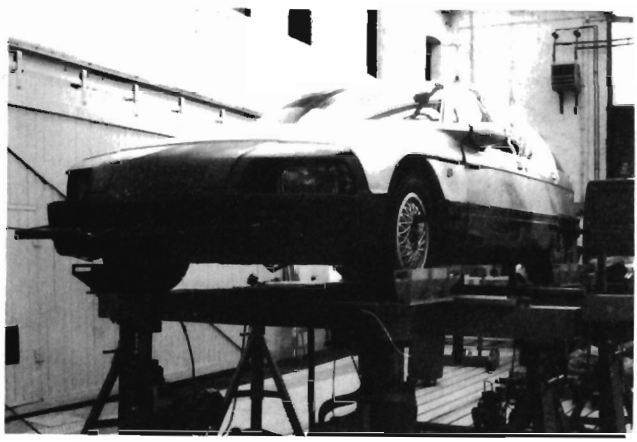


Bild 177: 4-Zylinder-Schwingungsprüfanlage mit UNI-CAR-Prototyp

In Bild 178 sind die Vergrößerungsfunktionen für den vorderen Wagenaufbau und für die Vorderachse dargestellt. Es zeigt eine Aufbaueigenfrequenz von 1,4 Hz bei einem Vergrößerungsfaktor von 2,1.

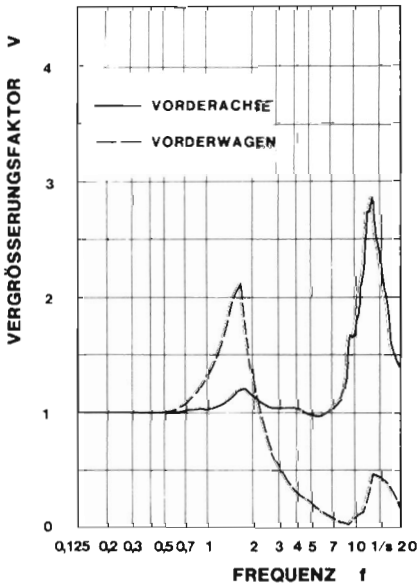


Bild 178: Vergrößerungsfunktionen für den vorderen Wagenaufbau und die Vorderachse

Die im Vergleich zur Rechnung geringfügig höher liegende Eigenfrequenz ist auf nicht erfasste Reibungseinflüsse im Schwingungsdämpfer und in den Radführungslagern zurückzuführen. Der niedrige Vergrößerungsfaktor weist auf eine straffe Dämpfung hin, die in anschließenden Fahrversuchen noch abgesenkt wurde. Die Vergrößerungsfunktion der Vorderachse zeigt übliche Werte mit einer Eigenfrequenz von ca. 13 Hz und einem Vergrößerungsfaktor von ca. 2,7. Bild 179 zeigt die Leistungsdichtespektren der Aufbaubeschleunigungen an drei verschiedenen Meßpunkten bei einer Prüfstandsanregung mit Fahrbahnunebenheitssignalen.

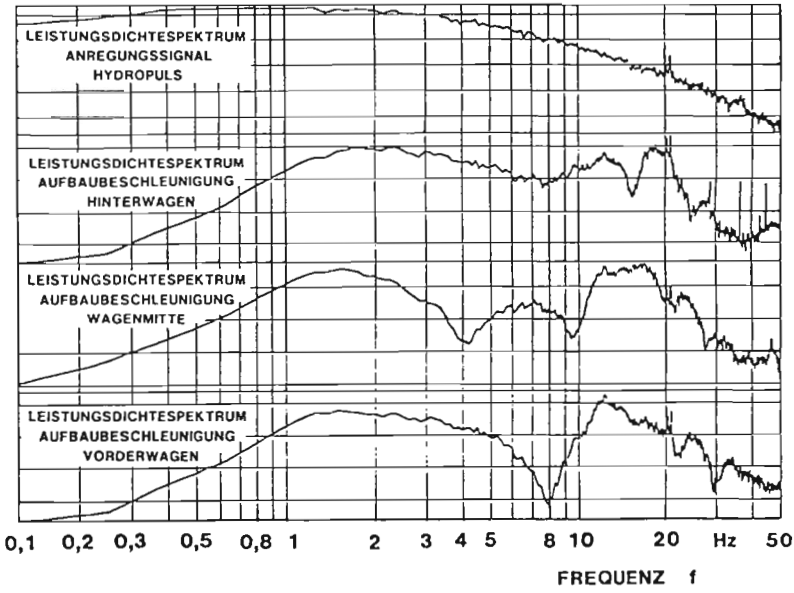


Bild 179: Spektrale Leistungsdichten der Aufbaubeschleunigungen

Auch bei dieser Untersuchung konnten die charakteristischen Kennwerte für Achs- und Aufbaueigenfrequenz des Vorderwagens im Leistungsdichtespektrum der vorderen Aufbaubeschleunigungen nachgewiesen werden.
Insgesamt konnten durch die Prüfstandsversuche die theoretischen Auslegungsdaten des Federungssystems des Vorderwagens ausreichend genau bestätigt werden.

3.6.4.2 FAHRVERSUCHE UND SUBJEKTIVE BEURTEILUNG

In den abschließenden Fahrversuchen zur Abstimmung der Federungseigenschaften des UNI-CAR standen als freie Parameter die Kennlinien der vorderen Schwingungsdämpfer, die Gummilagerungen sowie

die durch unterschiedliche PU-Zusatzfedern beeinflußbare Kennlinie der Mini-Bloc-Federn zur Verfügung. In der Interaktion mit parallel durchgeführten Handling-Versuchen wurde festgestellt, daß die Federungseigenschaften durch eine weichere Dämpfungsabstimmung entsprechend der Kennlinie " V 3 " in Bild 116, durch neuartige weichere Gummistützlager sowie durch eine Federkennlinie mit relativ spät einsetzenden Zusatzfedern gegenüber der Grundabstimmung deutlich verbessert werden konnte. Diese Maßnahmen führten zu keiner Einbuße bei den guten Fahrstabilitätseigenschaften des UNI-CAR. Zur Absicherung der subjektiven Abstimmungsmaßnahmen wurden schließlich auf einer Fahrbahn mit der Oberflächenqualität einer mittleren Landstraße Vergleichsmessungen mit Serienfahrzeugen durchgeführt. Dabei wurde jeweils bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten die Wahrnehmungsstärke KZ am Fahrersitz als Maß für die subjektiv bewertete Schwingungseinwirkung auf den Fahrer ermittelt. Als Vergleichsfahrzeug dienten Kombi-Limousinen der gehobenen Mittelklasse mit 1,6 Ltr. bzw. 2,8 Ltr. Otto-Motoren sowie eine Limousine der Komfortklasse mit 2,8 Ltr. Otto-Motor. In Bild 180 sind die Werte für die Wahrnehmungsstärke KZ als Funktion der Fahrgeschwindigkeit für die vier Fahrzeuge vergleichend aufgetragen.

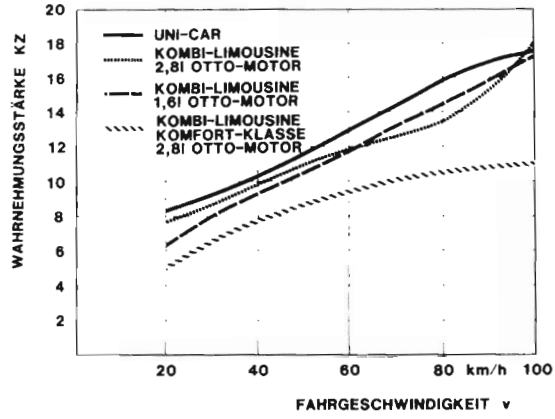


Bild 180: Wahrnehmungsstärke KZ beim Befahren einer mittleren Landstraße

Dabei zeigt sich, daß UNI-CAR bezüglich der vertikalen Schwingungseigenschaften etwa das Niveau vergleichbarer Kombi-Limousinen erreicht. Lediglich das Fahrzeug der Komfortklasse zeigt deutlich niedrigere KZ-Werte und verfügt demnach über ausgeglichenere Schwingungseigenschaften. Mit diesen Vergleichsversuchen konnte jedoch nachgewiesen werden, daß mit der Federungsabstimmung des UNI-CAR trotz ungünstiger Voraussetzungen aufgrund der hohen vertikalen Reifenfedersteifigkeiten ein akzeptabler Federungs- und Fahrkomfort erzielt wurde, der auch das Niveau vergleichbarer Serienfahrzeuge erreicht.

4. KAROSSERIE

4.1 AERODYNAMIK UND DESIGN

4.1.1 AUSGANGSSITUATION

Während der Lastenheftphase war die äußere Form des Forschungs-Pkw UNI-CAR auf der Basis eines konventionellen Mittelklasse-Package durch umfangreiche aerodynamische Formoptimierungsarbeiten am M1:5-Modell und Design-Studien in mehreren Entwicklungsstufen erarbeitet worden. Die wichtigsten Schritte aus aerodynamischer Sicht sind in Bild 181 noch einmal zusammengefaßt /1/.

Bild 181:

Zusammenstellung der wichtigsten Ergebnisse der aerodynamischen Formoptimierungsarbeiten am UNI-CAR-Plastilin-Modell Nr. 1 M1:5 bei symmetrischer Anströmung im FKFS-Modellwindkanal

Conditions of UNI-CAR clay model n.1 scale 1:5 (With cooling airflow)		Coefficients of Aerodynamic Drag c_D	Lift c_L	c_{LF}	c_{LR}
① Notchback Sedan Cross section area $A_x = 0{,}07467\ m^2$					
Model configurations (1 outside mirror)	1A00	0,327	0,114	0,045	0,069
	1B10	0,298	0,118	0,023	0,095
	1B14	0,291	0,065	0,032	0,033
② Fastback Sedan Cross section area $A_x = 0{,}07467\ m^2$					
Model configuration (1 outside mirror)	1B16	0,292	0,011	0,032	-0,021
③ Station Wagon with Fullback Cross section area $A_x = 0{,}07535\ m^2$					
Model configuration (2 outside mirrors)	2C00	0,364	-0,196	0,021	-0,217
④ Station Wagon with "K"-cutback according to W. Kamm Cross section area $A_x = 0{,}07535\ m^2$					
Model configurations (2 outside mirrors)	2C23	0,299	-0,057	-0,018	-0,039
	2C43	0,277	-0,104	-0,054	-0,050
	2C54	0,266	-0,108	-0,052	-0,056
⑤ Station Wagon with "K"-cutback (Kamm-back) Cross section area $A_x = 0{,}07574\ m^2$					
Model configuration (Without outside mirrors)	3D20	0,243	-0,101	-0,063	-0,038
Model configuration (2 integrated outside mirrors) Cross section area $A_x = 0{,}07721\ m^2$	3D23	0,254	-0,147	-0,086	-0,061

Für die Abschlußausführung der Kombi-Limousine mit gemäßigtem K-Heck, geschlossener und glattflächiger Bodengruppe, integrierten Außenspiegeln und Kühlluftdurchströmung war am 1:5-Windkanalmodell Nr. 1 ein Luftwiderstandsbeiwert von 0,254 bei geringen Abtrieben an Vorder- und Hinterachse ermittelt worden. Das dem BMFT am 21.8.79

/1/ Hochschularbeitsgemeinschaft: Lastenheft des Forschungs-Pkw UNI-CAR, Abschlußbericht der Phase 1 (1979), Abschnitt 2.4.3. Aerodynamik und Design, S. 258-295

vorgestellte lackierte 1:5-Designmodell Nr. 2 (Bild 182) gibt die stilistischen Vorstellungen über die Gliederung der Fahrzeug-Außenhaut wieder. Kennzeichnend ist die Verwirklichung eines völlig glattflächigen, rücksprungfreien und mit wenigen Fugen auskommenden umlaufenden Fensterbandes und die Abrundung der Übergänge der Heckfläche zum Dach und zu den Seitenwänden. Durch letztere Maßnahme verschwinden die definierten Grenzen der Heckfläche und lassen in

Bild 182: Verschiedene Ansichten des lackierten Design-Modells Nr.2 M1:5 des Forschungs-Pkw UNI-CAR mit gegenüber dem Windkanalmodell Nr. 1 vergrößertem Radstand; Stand 21.8.1979

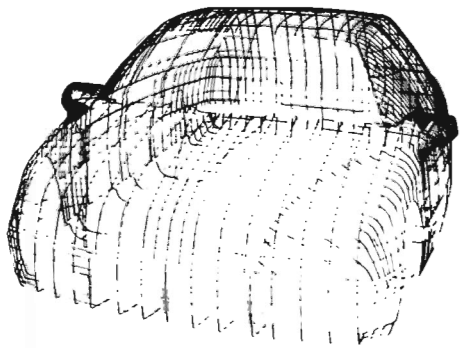
Verbindung mit der umfassenden Heckklappe die durch den allseitigen Einzug verkleinerte Heckfläche optisch größer erscheinen. Herausragendes Designmerkmal ist die formale Integration der beiden Außenspiegel in seitliche Fortsetzungen der Motorhaube, die gegenüber konventionellen Außenspiegelanordnungen neben der Abweisfunktion für Fußgänger und Zweiradfahrer merklich geringere Luftwiderstandszunahmen bei Vorteilen in der Verschmutzungsfreiheit bietet. Weitergehende Einzelheiten können /2/ entnommen werden.

4.1.2 ENTWICKLUNGSARBEITEN UND AERODYNAMISCHE UNTERSUCHUNGEN AM 1:1-AUSSENHAUTMODELL

Mit Beginn der Realisationsphase wurde parallel zu den Vorkonstruktionsarbeiten ein M1:1-Außenhautmodell erstellt, das neben der Darstellung des jeweiligen Konstruktionsstandes der Weiterentwicklung des Außenhaut-Designs, der Überprüfung der am verkleinerten Modell erhaltenen aerodynamischen Kennwerte und der Wirksamkeit von kleineren Modifikationen sowie abschließend der Digitalisierung der Außenhaut für den verbindlichen Formlinienplan zu Beginn der Hauptkonstruktion dienen sollte.

Bild 183:

Perspektivische Auszeichnung der am Windkanalmodell Nr. 1 M1:5 durch die Adam Opel AG vermessenen Linien und Schnitte der Außenhaut von UNI-CAR



Das nach dem Vermessungsplan 1:1/1:5 - Bild 183 zeigt eine perspektivische Auszeichnung der vermessenen Linien und Schnitte - des 1:5-Windkanalmodells Nr. 1 hergestellte Modell natürlicher Größe ist aus entsprechend zugeschnittenen Styroporblöcken auf einer tragenden Fachwerk-Rahmenkonstruktion aufgebaut. Die glatte Oberfläche wurde durch Schleifen und Spachteln erhalten. Das noch un-

/2/ Potthoff, J.: Zur aerodynamischen Formgebung des Forschungs-Pkw UNI-CAR. VDI-Bericht Nr. 418 (1981), S. 219-230

lackierte und mit aufgeklebten Linien versehene 1:1-Außenhautmodell der Ausführung A zeigt Bild 184 . Integraler Bestandteil des Modells ist eine vollständige Kühlluftführung mit Lufteintrittsöffnung, Grill, Kühlerblock mit Gebläsen, Motorraum mit Motorattrappe, Abluftführungen zu den Tangentialaustritten hinter den Vorderradausschnitten und dem Mittentunnel zur Abluftöffnung auf der Heckunterseite. Die Bodengruppe wurde zunächst vollkommen glattflächig ohne Gliederung ausgeführt, während die Radausschnitte und die Eintiefungen für die Radaufhängungen berücksichtigt waren. Die Räder sind starr eingebaut.

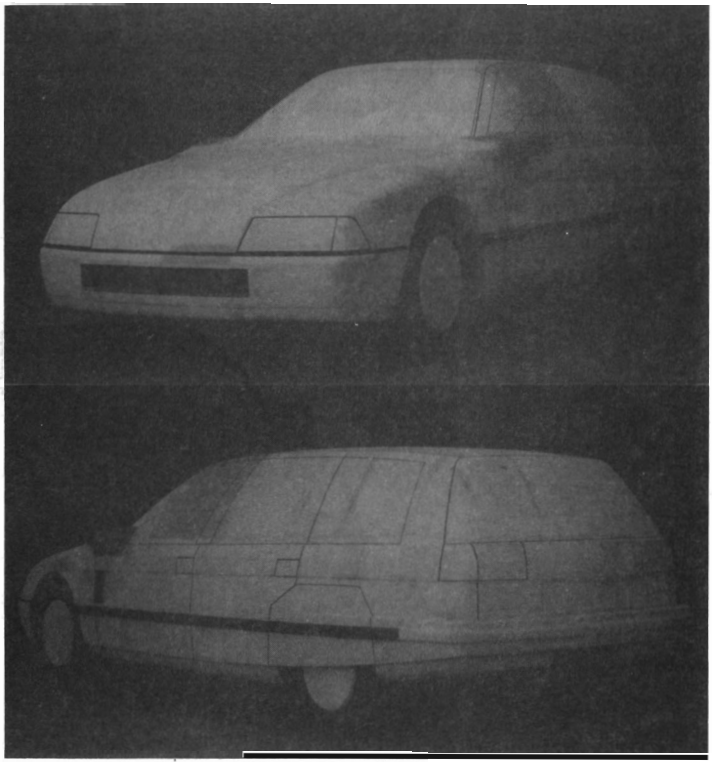
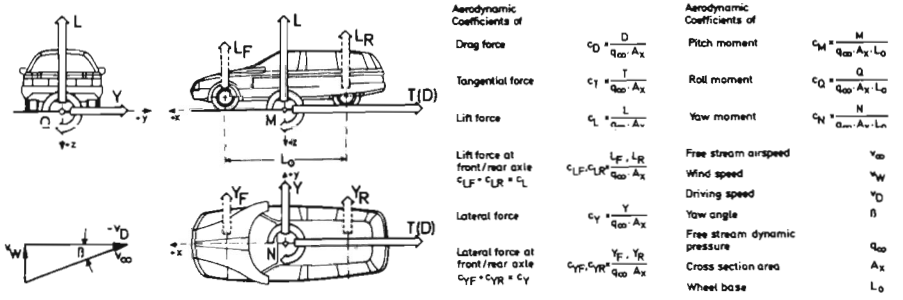


Bild 184: Verschiedene Ansichten des unlackierten und mit aufgeklebten Linien versehenen 1:1-Außenhautmodells Ausführung A des Forschungs-Pkw UNI-CAR; Stand 12.1.1980

Die dem kleinen Windkanalmodell mit Ausnahme des vergrößerten Radstandes und der verkleinerten hinteren Spur voll entsprechende Ausführung A des 1:1-Außenhautmodells wurde der Hochschularbeitsgemeinschaft am 12.1.1980 vorgestellt.

Die aerodynamischen Untersuchungen an den Ausführungen A, C und D des 1:1-Außenhautmodells wurden im Großen Daimler-Benz-Windkanal Stuttgart-Untertürkheim bei einer Standard-Anströmgeschwindigkeit von 135 km/h vorgenommen. Das den Messungen zugrundegelegte Bezugssystem, die Bezeichnungen und die Definitionen der Luftkraft- und Luftmomentenbeiwerte sowie deren Achskomponenten gehen aus Bild 185



Aerodynamic Coefficients of		Aerodynamic Coefficients of	
Drag force	$c_D = \frac{D}{q_\infty \cdot A_x}$	Pitch moment	$c_M = \frac{M}{q_\infty \cdot A_x \cdot L_o}$
Tangential force	$c_T = \frac{T}{q_\infty \cdot A_x}$	Roll moment	$c_Q = \frac{Q}{q_\infty \cdot A_x \cdot L_o}$
Lift force	$c_L = \frac{L}{q_\infty \cdot A_x}$	Yaw moment	$c_N = \frac{N}{q_\infty \cdot A_x \cdot L_o}$
Lift force at front/rear axle $c_{LF} \cdot c_{LR} = c_L$	$c_{LF} \cdot c_{LR} = \frac{L_F \cdot L_R}{q_\infty \cdot A_x}$	Free stream airspeed	v_∞
		Wind speed	v_W
		Driving speed	v_D
Lateral force	$c_Y = \frac{Y}{q_\infty \cdot A_x}$	Yaw angle	β
		Free stream dynamic pressure	q_∞
Lateral force at front/rear axle $c_{YF} \cdot c_{YR} = c_Y$	$c_{YF} \cdot c_{YR} = \frac{Y_F \cdot Y_R}{q_\infty \cdot A_x}$	Cross section area	A_x
		Wheel base	L_o

Bild 185: Bezugssystem, Bezeichnungen und Definitionen der Luftkraft- und Luftmomentenbeiwerte bei den aerodynamischen Untersuchungen am Forschungs-Pkw UNI-CAR

hervor. Die wichtigsten Ergebnisse der Luftkraftmessungen an den verschiedenen Ausführungen des 1:1-UNI-CAR-Modells bei symmetrischer Anströmung sind in Bild 186 zusammengestellt.

Die Luftkraftmessungen an der Ausführung A des 1:1-Modells mit gefrästen Fugen lieferten aufgrund der Vereinfachungen in der Bodengruppe, des Fehlens der Radaufhängungen und als Folge von Re-Zahl-Einflüssen günstigere Luftwiderstandsbeiwerte als sie am 1:5-Windkanalmodell erhalten wurden. Damit ergaben sich zugleich leichte Auftriebe an der Hinterachse. Der mit 0,5% außerordentlich geringe Kühlluftwiderstandsanteil ist im wesentlichen eine Folge der ohne Darstellung der Abgas-Schalldämpferanlage zu geringen Druckverluste im Mittentunnel. Weitere Ergebnisse aerodynamischer Untersuchungen an der Ausführung A, insbesondere Darstellungen zum Strömungsverlauf und zur Druckverteilung auf der Oberfläche, werden in /2/ mitgeteilt.

Die zwischenzeitlich vorliegenden Erkenntnisse aus Bauteil-Voruntersuchungen führten zu neuen oder erweiterten Forderungen, während die Vorkonstruktion hinsichtlich der Realisierbarkeit ver-

/2/ Potthoff, J.: Zur aerodynamischen Formgebung des Forschungs-Pkw UNI-CAR. VDI-Bericht Nr. 418 (1981), S. 219-230

Bild 186:

Zusammenstellung der wichtigsten Ergebnisse der Luftkraftmessungen bei symmetrischer Anströmung an den Ausführungen A, C und D des UNI-CAR-Außenhautmodells M1:1 im Großen Daimler-Benz-Windkanal

Conditions of UNI-CAR exterior-skin model scale 1:1	Coefficients of Aerodynamic Drag c_D	Lift c_L	c_{LF}	c_{LR}
Version A				
Exterior design like model 3D23 sc.1:5, smooth underbody, no suspensions. Tire size 185/70VR15 Wheelbase 2750 mm Track, front/rear 1450/1380 mm				
Design position Ground clearance at front/rear axle 193/193 mm Cross section area 1,9394 m²				
1.1 with cooling airflow	0,235	-0,071	-0,107	0,036
1.2 without cooling airflow	0,234	-0,079	-0,109	0,030
Version C				
Improved exterior design, body 40 mm widened, detailed underbody, with wheel suspensions Tire size 185/70VR15 Wheelbase 2750 mm Track, front/rear 1502/1410 mm				
Design position Ground clearance at front/rear axle 193/193 mm Cross section area 2,0102 m²				
2.1 with cooling airflow	0,231	-0,082	-0,084	0,002
2.2 without cooling airflow	0,223	-0,083	-0,089	0,006
Version D				
Exterior design and finish of underbody prototype-like. Tire size 195/65HR15-NCT/S Wheelbase 2750 mm Track, front/rear 1502/1410 mm				
Design position Ground clearance at front/rear axle 170/170 mm Cross section area 2,0102 m²				
3.1 with cooling airflow	0,232	-0,095	-0,093	-0,002
3.2 without cooling airflow	0,228	-0,108	-0,099	-0,009

schiedentlich Grenzen aufzeigte, so daß eine gründliche Überarbeitung des Außenhaut-Designs notwendig wurde. Arbeitsschwerpunkte waren die Überarbeitung des Fahrzeugbugs mit dem Scheinwerfereinbau und die Vergrößerung des Kühllufteintritts-Querschnittes, die Vergrößerung der Vorderradausschnitte unter Berücksichtigung von Einfederung und Lenkeinschlag mit Schneeketten, die damit notwendige Neugestaltung der Seitenwandgrafik, die Anhebung der Motorhaubenhinterkante zur vollständigen Überdeckung der Frontscheibenwischer mit der entsprechenden Überarbeitung der Linienführung der Außenspiegelverkleidung sowie die Umgestaltung der Heckklappe unter Berücksichtigung der Herstellbarkeit der Heckscheibe (Glas statt Kunststoff) und des von den Kosten her notwendigen Übergangs auf die abgewandelte Heckleuchten-Kombination eines Serienfahrzeuges.

Die sehr umfangreichen Änderungen wurden zunächst in Alternativen an einem weiteren 1:5-Plastilin-Modell Nr. 3 dargestellt und die jeweils aufgrund von Design-Entscheiden, Windkanal-Messungen oder Realisierbarkeitsstudien gewählte Lösung halbseitig auf das M1:1-Modell übertragen. Zum Beispiel zeigten die Untersuchungen zur Ge-

staltung des Unterboden-Heckdiffusors (Bild 187) /3/ , daß ein flacherer Diffusorwinkel eine weitere Verbesserung des Luftwiderstandes gebracht hätte, jedoch wurde schließlich dem Designer mit der Forderung nach einem "optisch leichten Heck" und dem Wunsch nach mehr Abtrieb an der Hinterachse entsprochen. Ebenso mußten

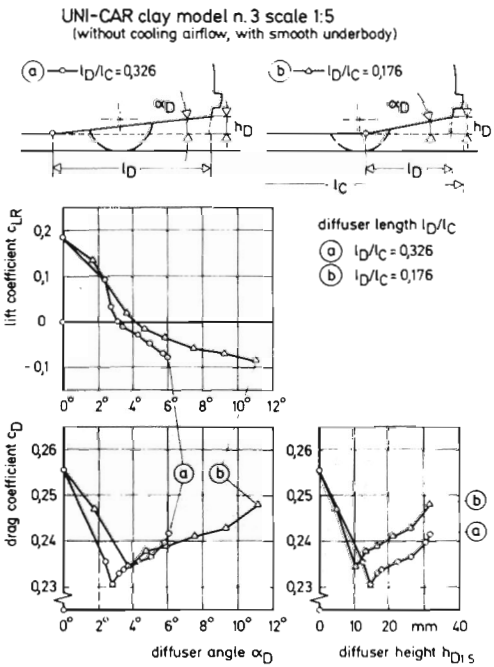


Bild 187:

Einflüsse von Gestaltungsparametern des Unterboden-Heckdiffusors auf die Beiwerte von Luftwiderstand und der hinteren Auftriebskomponente des 1:5-UNI-CAR-Plastilin-Modells Nr. 3 bei symmetrischer Anströmung. Messungen im FKFS-Modellwindkanal.
Ausgeführt am 1:5-Modell Nr. 1 Konfig.3D23, am 1:1-Außenhautmodell Ausführungen C und D und an den Prototypen:
Diffusorlänge l_D/l_C = 0,326
Diffusorwinkel
Mitte α_D = 5,3°
Seitlich α_D = 5,8°
Diffusorwand mit Längs- und Querwölbung

die in Designstudien (Bild 188) alternativ aufgezeigten Lösungen für die Gestaltung der Heckklappe mit den sich daraus ergebenden Formen von Heckscheibe und Heckleuchten wegen des fehlenden Hintergrundes einer Serienfertigung (zu hohe Werkzeugkosten) verworfen werden. Das derart entstandene Halbmodell der Ausführung B mit harter Polyester-Spritzbeschichtung und vollständiger Außenhautgrafik wurde der Projektbegleitung und der Hochschularbeitsgemeinschaft am 15.3.1980 präsentiert und in den wesentlichen Punkten verabschiedet. Einzelheiten der Ausführung B des 1:1-Außenhautmo-

/3/ Essers, U. et al.: Auswirkungen des Frontantriebs auf das Karosseriekonzept des Forschungs-Pkw UNI-CAR. VDI-Bericht Nr. 418 (1981), S. 209-217

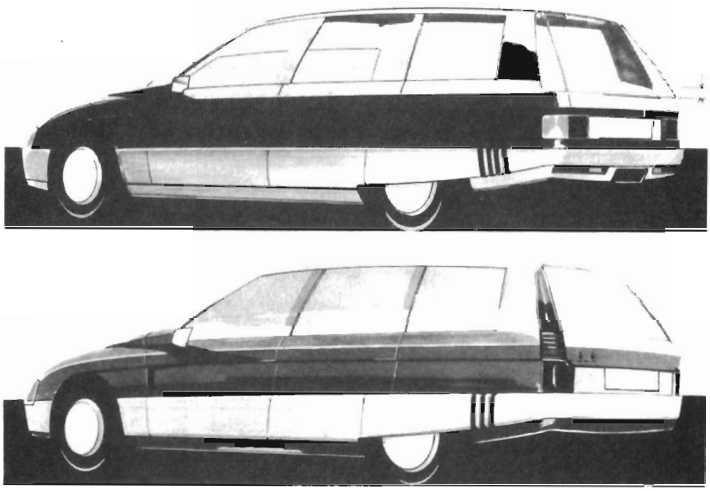


Bild 188: Design-Studien zur Heckklappenausführung und zu den sich daraus ergebenden Formen von Heckscheibe und Heckleuchten am "K"-Heck des Forschungs-Pkw UNI-CAR

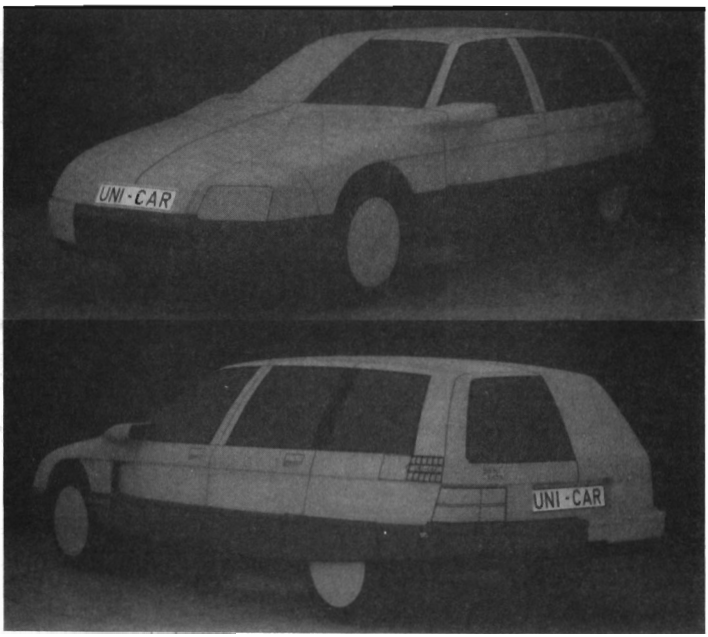


Bild 189: Verschiedene Ansichten des 1:1-Außenhautmodells Ausführung B des Forschungs-Pkw UNI-CAR mit halbseitig dargestellter neuer Außenhautgrafik, Stand 15.3.1980

dells gehen aus Bild 189 hervor. Die Konturen der verabschiedeten Modellhälfte wurden anschließend auch auf die andere Modellhälfte übertragen. Die aus verschiedenen Zwängen heraus unumgängliche Verbreiterung des Fahrzeugkörpers wurde dabei durch gleichzeitiges Einfügen einer 40 mm dicken Profil-Scheibe des Karosseriekörpers im Symmetrie-Mittelschnitt realisiert. Entsprechend den konstruktiven Untersuchungen wurden die Spurweiten mit 1502/1410 mm neu festgelegt. Die Vermessung bzw. Schablonierung der derart erhaltenen neuen Außenhaut lieferte dann die Basis für einen gestrakten Formlinienplan zu Beginn der Hauptkonstruktion.

Die in Bild 190 gezeigte Ausführung C des UNI-CAR-Modells M1:1 stellt bis auf Kleinigkeiten den Endstand der Außenhaut-Entwicklung dar. Zur Erzielung realistischerer Luftwiderstandsbeiwerte wurde die Ausführung C des Außenhaut-Modells durch eine genaue Nachbil-

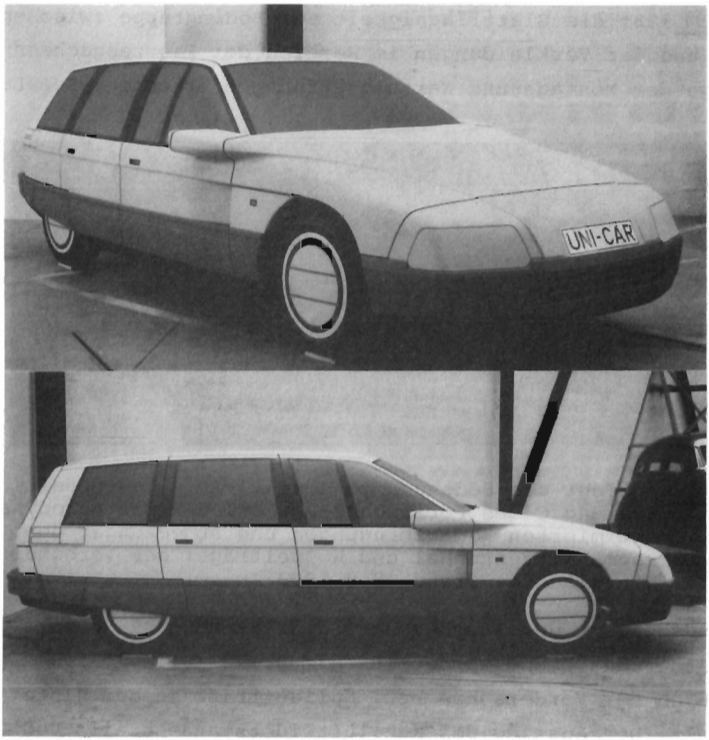


Bild 190: Verschiedene Ansichten des um 40 mm verbreiterten 1:1-Außenhautmodells Ausführung C des Forschungs-Pkw UNI-CAR mit der endgültigen Außenhautgrafik; Stand 18.7.1980

dung der inzwischen konstruktiv erarbeiteten Bodengruppen-Gliederung, der bodenseitigen Radausschnitte mit optimierten An- und Ausläufen und nach aerodynamischen Gesichtspunkten ausgelegten Radaufhängungen vervollständigt. Außerdem wurden die Profilverläufe des Mittentunnels dem Konstruktionsstand angepaßt und ein Modell der Abgas-Schalldämpfer-Anlage nachgerüstet. Die Umkonstruktion der Radhalterungen sollte durch Einlegen oder Herausnehmen von Distanzscheiben unter den Radträgern eine Simulation der Ein- und Ausfederung der Achsen bei Änderung der Zuladung ermöglichen. Außerdem wurde das Außenhaut-Design nochmals geringfügigen Korrekturen im Bereich der Scheinwerfer und des Anlaufs an die Außenspiegelverkleidungen unterzogen, die Aufpolsterung der Motorhaube vor der Windschutzscheibe etwas vergrößert und die ca. 1,5 mm auftragenden Abdeckprofile über den Toleranzfugen um die geklebten Scheiben herum aufgebracht.

Bild 191 läßt die Glattflächigkeit der Bodengruppe zwischen den Achsen und der Verkleidungen im Bereich der Fahrzeugachsen sowie die Lage der Montage-und Wartungsöffnungen erkennen. Der Luftwi-

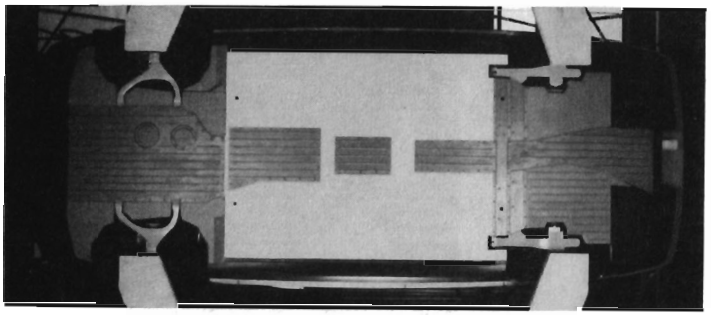


Bild 191: Ansicht der Bodengruppe des 1:1-Außenhautmodells Ausführung C des Forschungs-Pkw UNI-CAR mit aerodynamisch optimierten Radaufhängungen und Abdeckungen über Motorraum, Mittentunnel und Koppelträger der Verbundlenker-Hinterachse; Stand 18.9.1980

derstandsbeiwert der Ausführung C des 1:1-UNI-CAR-Modells ohne Kühlluftdurchströmung wurde mit c_W = 0,223 (Bild 186) bei geringem Abtrieb an der Vorderachse bzw. Nullauftrieb an der Hinterachse ermittelt. Der Anstieg des Kühlluftwiderstandsanteils von 0,5% auf 3,6% (Δc_W = 0,008) erklärt sich bei gleichem Kühlereinbau durch die höheren Druck- und Impulsverluste am vollständig dargestellten Motor/Getriebeblock und die im Mittentunnel nachgerüstete Abgas-

Schalldämpferanlage bei gleichzeitiger Umverteilung des Luftdurchsatzes auf die verschiedenen Abluftöffnungen. Durch versuchsweises Anbringen von kleinen Teilbugspoilern vor den Vorderrädern konnte der Luftwiderstandsbeiwert noch um $\Delta c_W = 0{,}005$ reduziert werden. Zugleich ergab sich eine verbesserte Verteilung des Abtriebs auf die Achsen. Luftkraft- und Luftmomentenbeiwerte bei Schräganströmung können /2/ entnommen werden.

Die Version D des 1:1-UNI-CAR-Modells war mit den nur in der Größe 195/65 HR15 lieferbaren, rollwiderstandsoptimierten Sicherheitsreifen ausgerüstet, die bei kleinerem Außendurchmesser jedoch deutlich aufgewölbte Seitenwände aufweisen. Außerdem erhielt das Modell die Original-UNI-CAR-Radaufhängungen und die bereits erprobten Teilbugspoiler vor den Vorderrädern. Trotz der möglichen Reduzierung der Bodenfreiheit auf 170 mm konnte der negative Einfluß der Breitreifen, der stärker strukturierten Radaufhängungen und der Felgendurchlüftung nicht ganz aufgefangen werden. So liegt der Luftwiderstandsbeiwert ohne Kühlluftdurchströmung mit $c_W = 0{,}228$ (Bild 186) über dem entsprechenden Wert der Version C. Der wieder kleinere Kühlluftwiderstandsanteil (1,8%) ist die Folge einer widerstandsärmeren Kühlluftführung, die jedoch in dieser Form nicht in die Prototypen übernommen werden konnte. Bei allen drei Modellversionen werden Auftrieb und Auftriebsverteilung von der Kühlluftdurchströmung praktisch nicht beeinflußt.

Die Ergebnisse der Untersuchungen zum Einfluß der Einfederungslage des Karosseriekörpers auf Luftwiderstand und Auftrieb der 1:1-Modellausführung D sind in Bild 192 zusammengestellt.

Bei paralleler Einfederung reduziert sich der Luftwiderstandsbeiwert wie erwartet. Auch bei leicht negativer Voranstellung bleibt die progressive Charakteristik erhalten. Als Folge der glattflächigen Bodengruppe wird jedoch mit kleiner werdender Bodenfreiheit eine weitere Zunahme des Abtriebs erhalten. Abweichend von bekanntem Verhalten nimmt der Luftwiderstandsbeiwert des UNI-CAR-Modells bei zunehmend positiver Anstellung nahezu linear ab. Dieses Verhalten ist als typisch für den hinsichtlich des Luftwiderstandsminimums aus verschiedenen Zwängen heraus zu kleinen Dacheinzug bzw. den zu großen Winkel des Unterbodenheckdiffusors anzusehen. Auch

---

/2/ Potthoff, J.: Zur aerodynamischen Formgebung des Forschungs-Pkw UNI-CAR. VDI-Bericht Nr. 418 (1981), S. 219-230

die Gestaltung des Bugeinlaufs zum Unterboden spielt ebenso eine Rolle wie der Rückgang des Abtriebs mit zunehmend positiver Anstellung. Bei Änderung der Vorderachseinfederung und konstanter Einfederungslage der Hinterachse heben sich die Einflüsse der Ausfederung und der positiven Anstellung auf den Luftwiderstandsbeiwert praktisch auf.

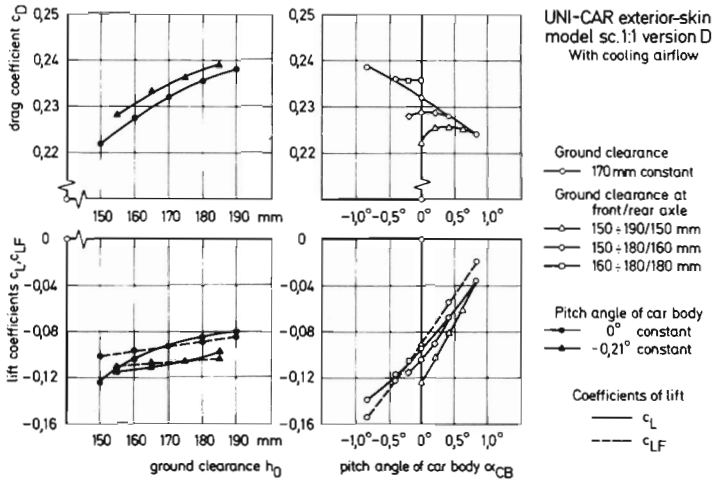


Bild 192: Einfluß der Einfederungslage (Bodenfreiheit/Anstellwinkel) des Karosseriekörpers auf Luftwiderstand und Auftrieb, dargestellt am Außenhautmodell Ausführung D M1:1 des Forschungs-Pkw UNI-CAR

Für die beiden Ausführungen A und D ohne Kühlluftdurchströmung wurde der Einfluß der Reynolds-Zahl auf den Luftwiderstandsbeiwert näher untersucht. Dabei wurde die geometrische Ähnlichkeit der jeweils einander entsprechenden Modelle M1:5 und M1:1 durch Anpassung der 1:5-Modelle vervollkommnet. Die erhaltenen Re-Zahl-Abhängigkeiten der c_W-Werte beider Ausführungen sind in Bild 193 für den Reynolds-Zahlbereich von $Re = 2{,}5 \cdot 10^5$ bis $1{,}6 \cdot 10^7$ halblogarithmisch dargestellt. Die Re-Zahl wurde mit der Länge der Modelle gebildet.

Für den Geschwindigkeitsbereich der 1:5-Untersuchungen wird ein erheblicher Abfall der c_W-Werte ($\Delta c_W = 0{,}040$) mit steigender Re-Zahl erhalten. Die degressiv verlaufende Kurve schmiegt sich dann im oberen Geschwindigkeitsbereich der 1:1-Messungen asymptotisch einem konstanten c_W-Wert an. Bei den mit beiden Modell-Maßstäben erreichbaren Re-Zahlen von $2{,}4 \cdot 10^6$ bis $3{,}5 \cdot 10^6$ liegen die

c_W-Werte des 1:1-Modells jeweils nur um 0,002 unter denen des 1:5-Modells, was für eine gute geometrische Ähnlichkeit spricht. Von der 1:5-Standard-Meßgeschwindigkeit (Re = 3,3 · 10^6) bis zur 1:1-Standard-Meßgeschwindigkeit (Re = 1,1 · 10^7) reduzieren sich die Luftwiderstandsbeiwerte noch um Δc_W = 0,005...0,007, während von

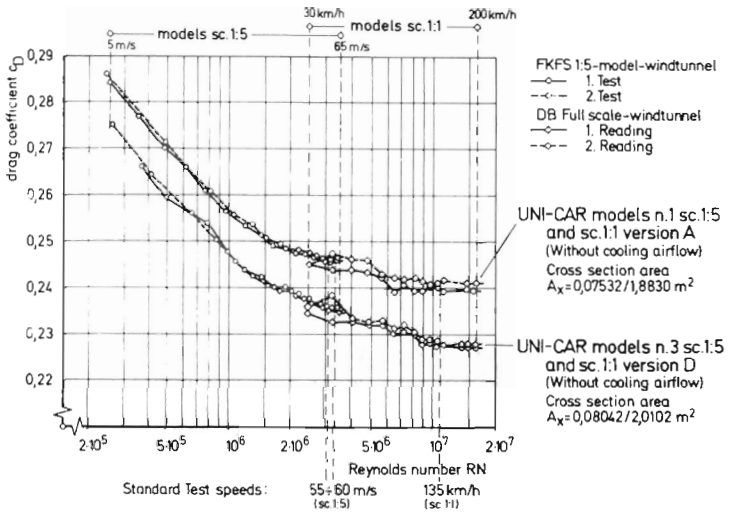


Bild 193: Einfluß der Reynolds-Zahl auf den Luftwiderstandsbeiwert, dargestellt an je zwei geometrisch ähnlichen Ausführungen der UNI-CAR-Modelle M1:5 und M1:1

der 1:1-Standardmeßgeschwindigkeit (V_A = 135 km/h) bis zur theoretischen Fahrzeughöchstgeschwindigkeit (V_A = 200 km/h) keine fahrzeugtypischen Änderungen mehr beobachtet werden.

4.1.3 AUSLEGUNG DER SCHEIBENREINIGUNGSANLAGEN

4.1.3.1 FRONTSCHEIBENREINIGUNGSANLAGE

Bei der konstruktiven Auslegung der Frontscheibenwischeranlage mußte den Belangen der Funktionssicherheit und Wischqualität bei hoher Fahrgeschwindigkeit sowie der Minderung der Verletzungsschwere bei Fußgängerkollisionen in erhöhtem Maße Rechnung getragen werden.

Die flache, mit 61° geneigte Windschutzscheibe des Forschungs-Pkw UNI-CAR verlangt eine Führung des Wischerblatts möglichst parallel zur örtlichen Strömungsrichtung auf der Scheibe, um die durch aerodynamischen Auftrieb am Wischerblatt verursachte Entlastung der

Wischlippe auf ein Minimum zu begrenzen. Diese Forderung wird am besten durch eine symmetrisch angeordnete 2-Hebel-Wischanlage erfüllt, bei der die Anlenkpunkte der Wischerarme nahe beieinander in der Fahrzeugmitte liegen. Ein erhöhter Fußgängerschutz wird durch Anordnung der Wischerarmschwenkachsen unter der energieabsorbierenden Motorhaube in einem schmalen Schacht vor der Windschutzscheibe erreicht. Dieser Scheibenwischerschacht nimmt zugleich auch die Wischerarme und -blätter in der Parkablage auf. Die tiefe Anordnung der Schwenkachsen setzt jedoch zur Einhaltung der EG-Richtlinien für Wischfelder die Überlagerung einer Schwenkbewegung der Wischerarmdrehachsen im Sinne einer Armverlängerung von 92 mm in Richtung der oberen Windschutzscheibenecken voraus.

Bei der ausgeführten Konstruktion tritt an Stelle des ursprünglich vorgesehenen Doppelmotorensystems mit zwei Schleuderkopfgetrieben ein wesentlich leichter und flacher bauendes Viergelenk-Gestänge-

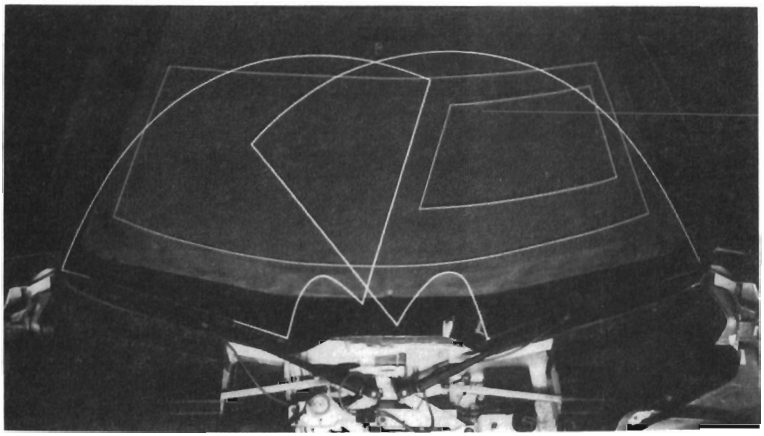


Bild 194: Einbau der 2-Hebel-Frontscheibenwischanlage und Darstellung des Wischfeldes mit den beiden zu 98% bzw. 80% gewischten Sichtfeldern A und B der EG-Richtlinie 78/318 am UNI-CAR-Prototyp Nr. 4

system mit Antrieb durch einen 60W-Rundläufermotor. Bild 194 zeigt den Einbau der 2-Hebelanlage vor der Windschutzscheibe, die beiden mit einer Wischblattlänge von 530 mm und einer Armlänge von 510 mm erzielbaren Wischfelder sowie die beiden Sichtfelder A (>98% gewischt) und B (>80% gewischt) der EG-Richtlinie 78/318. Zum Einbau kommt ein konventionelles, mit Arm 29 mm hoch bauendes Wischblatt mit durchbrochenem Bügelsystem. Die Auflagekraft der Blätter wurde mit 9,8 N festgelegt.

Die alternativ untersuchte kostengünstigere 1-Hebel-Wischanlage (Wischblattlänge 600 mm) wurde wegen den aus der notwendigen höheren Wischgeschwindigkeit resultierenden "Aquaplaning"-Effekten an der Wischlippe und wegen des Zwangs zur Symmetrie von Wischblatt und Wischgummiprofil, die eine einfache Einflußnahme auf den aerodynamischen Auftrieb des Wischerblatts von vornherein ausschließt, verworfen.

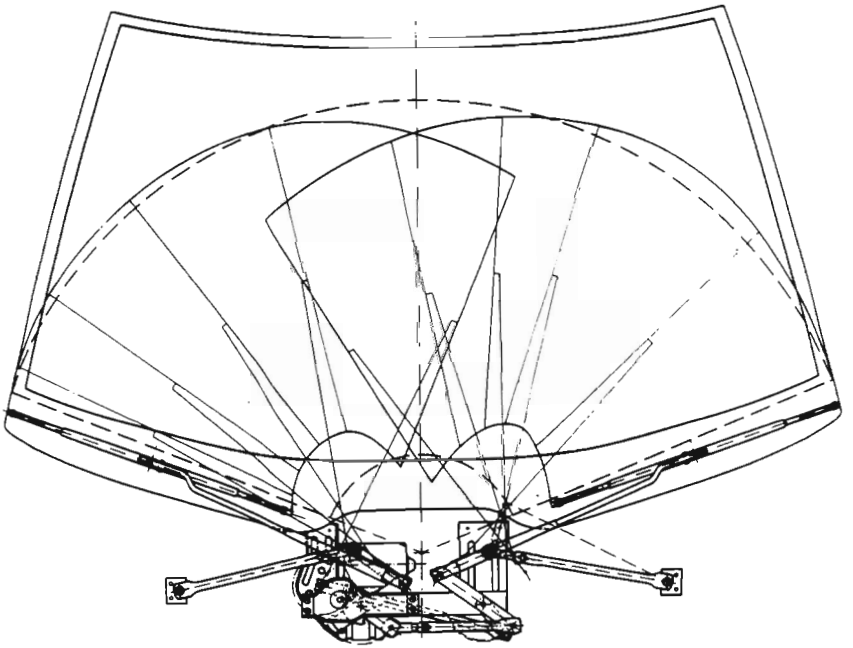


Bild 195: Ausführung der Mechanik der 2-Hebel-Frontscheibenwischanlage des Forschungs-Pkw UNI-CAR, Bewegungsverhältnisse und Gegenüberstellung der Wischfelder der ausgeführten 2-Hebel- und der alternativen 1-Hebel-Wischanlage

In Bild 195 sind die Wischfelder der 1-Hebel- und der 2-Hebel-Wischanlage einander gegenübergestellt und die Bewegungsverhältnisse der Wischerarme bei der ausgeführten 2-Hebel-Wischanlage wiedergegeben. Zu Beginn eines Wischzyklus läuft der Wischer auf der Fahrerseite los und nimmt in seinem rechten Umkehrpunkt den über einen federbelasteten Mitnehmer eingerasteten Wischer auf der Beifahrerseite im Gleichschlag mit. Beide Wischerarmanlenkpunkte beschreiben dabei einen Kreisbogenabschnitt um die beiden Pendellen-

kerachsen, wodurch die Wischerblätter über den Stützlenker in die oberen Ecken der Windschutzscheibe hineingeschoben werden. Beim Ausschalten der Anlage wird zunächst der Wischer auf der Beifahrerseite in der rechten Ablageposition über den Schaltmagnet ausgerastet, während der Wischer auf der Fahrerseite nach dem Rücklauf links außen ablegt.

4.1.3.2 HECKSCHEIBENREINIGUNGSANLAGE

Für die Heckscheibe des Forschungs-Pkw UNI-CAR wird wegen des Strömungsabrisses an den Heckflächenrändern und der daraus resultierenden Heckscheibenverschmutzung eine Heckscheibenwischeranlage als 1- oder 2-Hebelanlage vorgesehen. Dabei ist für das infolge des Heckeinzugs relativ kleine Heckfenster eine möglichst vollständige Überdeckung durch das Wischfeld anzustreben.

Die kostengünstige 1-Hebelanlage mit 30W-Pendelmotor und außermittigem Drehpunkt ergibt bei einer Blattlänge von 450 mm und einem Wischwinkel von 140° eine gewischte Fläche von ca. 60%. Mittels einer Blattwinkelsteuerung durch ein Zusatzgestänge kann die gewischte Fläche auf ca. 75% vergrößert werden. Bei Ergänzung durch einen zweiten symmetrisch angeordneten Drehpunkt zur 2-Hebelanlage werden zwei elektronisch synchronisierte Pendelmotoren (2 x 22 W)

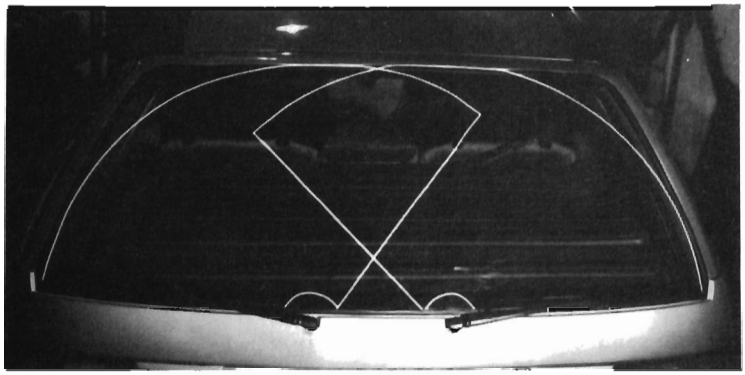


Bild 196: Wischfeld und Anordnung der 2-Hebel-Heckscheibenwischanlage bei den UNI-CAR-Prototypen Nr. 1 und 4

eingesetzt. Die Ablage der Wischer erfolgt beiderseits symmetrisch nach außen an der Fensterunterkante. Beim Einschalten läuft zuerst der Wischer auf der Beifahrerseite los. In seinem linken Umkehrpunkt schaltet die Elektronik den Wischer auf der Fahrerseite im Gleich-

schlag zu und hält den Abstand der beiden Wischer anschließend konstant. Die Ablage erfolgt in umgekehrter Reihenfolge. Bei einem reduzierten Wischwinkel von 129° und einer Blattlänge von 430 mm vergrößert sich die gewischte Fläche bei minimalem Mehrgewicht der 2-Hebelanlage auf ca. 96%. Das Wischfeld mit 2-Hebelanlage geht aus Bild 196 hervor. Die ursprünglichen Überlegungen, eine Verschmutzungsfreiheit während der Fahrt durch ein Luftleitprofil im Bereich der Dachhinterkante zu erreichen, wurde auch in der schaltbaren Ausführung, bei der eine Luftwiderstandszunahme von 30 bis 40% für eine wirkungsvolle Umlenkung der Dachabströmung nur bei nasser und verschmutzter Fahrbahn in Kauf genommen werden muß, wegen der Zielkonflikte mit der geforderten Ladehöhe, dem Sichtwinkel nach oben/hinten und dem erhöhten Fußgängerschutz sowie wegen der merklich höheren Kosten fallen gelassen. Ebenso wurde auf die Möglichkeit der Umverteilung der hauptsächlichen Schmutzwasserauftragung auf die untere Hälfte der Heckklappe durch eine örtliche Basisdruckabsenkung mittels eines Heckunterkantenspoilers verzichtet, da für eine sichere Funktion bei glattflächigen Bodengruppen Luftwiderstandszunahmen bis zu 20% hingenommen werden müssen.

4.1.3.3 SEITENSCHEIBENREINIGUNGSANLAGE

Zur Gewährleistung einer ausreichenden Wahrnehmungssicherheit bei Regen und Blick in den Außenrückspiegel ist ein leistungsfähiges Regenfang-oder-beseitigungssystem notwendig. Die Wirksamkeit eines

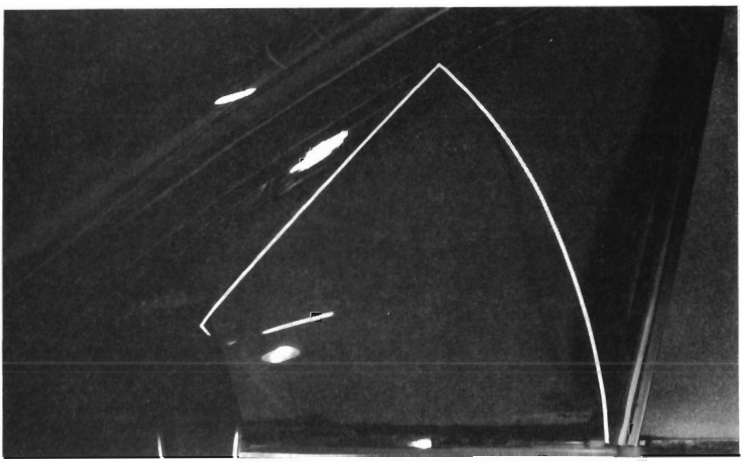


Bild 197: Wischfeld und Anordnung der Seitenscheibenwischanlage bei den UNI-CAR-Prototypen Nr. 1 und 4

konventionellen Regenfangleistensystems mit entsprechendem Zusatzwiderstand ist beim Forschungs-Pkw UNI-CAR infolge der starken Wölbung des Seitenübergangs am A-Holm eingeschränkt. Da die erforderliche Scharfkantigkeit und der Überstand der Regenfangleisten am A-Holm auch aus Gründen des Fußgängerschutzes nicht akzeptiert werden, wurde hinter beiden A-Holmen ein neuartiges Seitenscheibenwischersystem im Bereich des Durchblickfeldes auf den Außenspiegel und des erweiterten Sichtbereiches oberhalb des Außenspiegels vorgesehen. Die Schwenkachse der 1-Hebelwischanlage sitzt geschützt hinter der Außenspiegelverkleidung und wird über Gestänge von einem in der Tür untergebrachten 18W-Rundläufermotor angetrieben. In der Parkstellung liegt das 332 mm lange Serienwischblatt auf der Fensterbank auf. Das den feststehenden Teil des vorderen Türfensters überdeckende Wischfeld (Wischwinkel ca. 55°) ist in Bild 197 dargestellt. Die Auflagekraft des Wischerblatts wurde wegen der ungünstigen Anströmbedingungen mit 6,0 N relativ hoch gewählt.

Die UNI-CAR-Prototypen Nr. 1 und 4 erhielten neben der Frontwischeranlage die 2-Hebelwischanlage für das Heckfenster und hinter den beiden A-Holmen je eine Seitenfensterwischanlage, während bei den Prototypen Nr. 2 und 3 die Frontwischeranlage nur durch die 1-Hebelwischanlage für das Heckfenster ergänzt wird.

4.1.4 FARBGEBUNG UND BESCHRIFTUNG DER UNI-CAR-PROTOTYPEN

Bei der farblichen Gestaltung von UNI-CAR waren die Gesichtspunkte

- Wahrnehmungssicherheit bei unterschiedlichen Umweltbedingungen,
- optische Harmonie mit dem stilistischen Gesamtkonzept und
- Umverteilung der Betonung einzelner Fahrzeug- bzw. Formdetails

zu berücksichtigen. Die anfänglichen Überlegungen, die Wahrnehmungssicherheit durch grelle Sicherheitsfarben (Signalgelb bzw. Signalrot) in den Vordergrund zu stellen, wurde nach einigen Untersuchungen am 1:1-Modell durch die Einsicht abgelöst, daß die Betonung der optischen Harmonie mit dem stilistischen Gesamtkonzept des Karosseriekörpers vor allem für die Akzeptanz des Fahrzeuges durch das Publikum von ausschlaggebender Bedeutung sein würde. Um das von rundlichen Formen geprägte Design zu unterstützen, kam für die Farbgebung nur eine diffus reflektierende Metallic-Lackierung in Frage.

Als optisch wirkungsvollste Farbe (besser "Unfarbe") wurde ein helles, klares Silber-Metallic ausgewählt. Um einerseits das Fahrzeug niedriger und gestreckter erscheinen zu lassen und andererseits die Wahrnehmungssicherheit durch einen Zweifarbenkontrast am Fahrzeug zu erhöhen, wurde das umlaufende untere Kunststoff-Stoßband und die Heckklappenfläche zwischen den Rückleuchten in einem dunklen Grau/Braun-metallic lackiert. Da durch die lange, hochgezogene Motorhaube die Windschutzscheibe unausgewogen klein wirkt, wurde die Motorhaube durch Absetzen ihres oberen strukturierten Randes auf 80 bis 120 mm Breite in Grau/Braun-metallic in ihrer Länge optisch gekürzt und die bräunlich eingefärbte Frontscheibe entsprechend vergrößert. Mit der gleichen Farbe wurde der hintere Teil der Rückspiegelverkleidung abgesetzt, um ihr derart etwas an Länge und Wucht zu nehmen.

Das aerodynamisch-ästhetische Erscheinungsbild des Fahrzeugkörpers wird durch die in Silber-metallic lackierten, sehr glattflächigen und leicht überwölbten Felgenabdeckungen betont. Der in Grau/Braunmetallic ausgelegte Zierring korrigiert die von den Lüftungsschlitzen beeinflußte Proportion von Reifen- und Felgendurchmesser und verdeckt die Verschraubungen mit der Felge.

Die unterhalb des Stoßbandes liegenden Bodengruppenteile werden durch die matt-anthrazite Lackierung in ihrer optischen Gewichtung stark abgemindert.

Aus einer größeren Zahl von Beschriftungsvarianten wurde eine zur Gesamtform passende rundliche Schrift ausgewählt. Dabei sollte der Schriftzug nicht selbst zum Designelement werden, sondern vielmehr durch eine zurückhaltende Erscheinungsform in spärlicher Verteilung auf der Karosserie den Betrachter - neugierig gemacht - zum Fahrzeug hinziehen. Unter Berücksichtigung dieser Überlegungen wurde der UNI-CAR-Schriftzug in hohlen Kleinbuchstaben mit 45 mm Schrifthöhe jeweils in der Kontrastfarbe als Lackfolie auf dem in Grau/Braun-metallic abgesetzten oberen Rand der Motorhaube und den dunklen Stoßflächen der beiden vorderen Türen aufgebracht, während die Buchstabenhöhe des entsprechenden dunklen Schriftzugs auf der Heckklappe rechts unterhalb des Heckfensters wegen der größeren Augennähe auf 26 mm reduziert wurde.

Von den vier in der Realisationsphase erstellten Prototypen von UNI-CAR besitzt nur der auf der Internationalen Automobil-Ausstellung in Frankfurt 1981 vorgestellte Prototyp Nr. 1 (Bild 198) eine

Bild 198: Verschiedene Ansichten des vollständig ausgestatteten Prototyps Nr. 1 des Forschungs-Pkw UNI-CAR nach dem "Roll-out" bei der Wilhelm Karmann GmbH, Osnabrück, am 10.9.1981

vollständige Ausstattung sowie die endgültige Farbgebung und Beschriftung, während die drei weiteren Prototypen aus Ersparnisgründen eine institutsspezifische Teilausrüstung und unbeschriftete, unlackierte Kunststoffteile erhielten.

4.1.5 ERGEBNISSE DER WINDKANALUNTERSUCHUNGEN AN DEN PROTOTYPEN NR. 1, 2 UND 4

4.1.5.1 LUFTKRAFTMESSUNGEN BEI SYMMETRISCHER ANSTRÖMUNG

Die Ergebnisse der Nachmessungen bei symmetrischer Anströmung an drei Prototypen im Großen Daimler-Benz-Windkanal sind in Bild 199 für zwei Einfederungszustände dargestellt. Bei allen Messungen konnten die Fahrzeuge mit über die Parksperre blockiertem Antrieb frei federn.

Bild 199:

Zusammenstellung der wichtigsten Ergebnisse der Luftkraftmessungen bei symmetrischer Anströmung an drei fahrfähigen Prototypen des Forschungs-Pkw UNI-CAR im Großen Daimler-Benz-Windkanal

Conditions of UNI-CAR prototypes (Roadable vehicles)	Coefficients of Aerodynamic Drag c_D	Lift c_L	c_{LF}	c_{LR}
Free suspensions, transmission blocked, ventilation and windows closed Tire size 195/65HR15-NCT/S Wheelbase 2750 mm Tracks, front/rear 1502/1410 mm Payload 225 kg Test speed 135 km/h				
Driving position				
Ground clearance at front/rear axle 170/145 mm Cross section area 2,0102 m²				
Prototype n. 1				
11 with cooling airflow	0,239	-0,031	-0,016	-0,015
12 without cooling airflow	0,229	-0,047	-0,033	-0,014
Prototype n. 2				
21 with cooling airflow	0,247	0,057	0,005	0,052
22 without cooling airflow	0,236	0,007	-0,019	0,026
Prototype n 4				
41 with cooling airflow	0,241	0,052	0,010	0,042
42 without cooling airflow	0,227	-0,016	-0,007	-0,009
Design position				
Ground clearance at front/rear axle 170/170 mm Cross section area 2,0102 m² with cooling airflow				
13 Prototype n 1	0,242	-0,049	-0,055	0,006
23 Prototype n. 2	0,252	0,028	-0,049	0,077
43 Prototype n 4	0,244	0,015	-0,045	0,060

In der typischen Fahrstellung mit leicht positiver Anstellung wurden mit Kühlluftdurchströmung Luftwiderstandsbeiwerte c_W von 0,239 bis 0,247 und in Konstruktionslage von 0,242 bis 0,252 bei Auftrieben um Null (c_A = -0,05...+0,08) gemessen. Für vergleichbare Zustände ohne Kühlluftdurchströmung liegen die c_W-Werte der Prototypen um 0,002 bis 0,013 und die Auftriebsbeiwerte bis 0,042 über denen der Version D des 1:1-Modells. Die Abweichungen erklären sich aus zahlreichen Verarbeitungsmängeln, die vor allem beim zweiten

Prototyp durch einen ungünstigen Anschluß der hinteren Unterbodenverkleidung und Abweichungen im Profilverlauf in Erscheinung traten. Hinzu kommt der bei den Prototypen auf 4,4 bis 5,7% angestiegene Kühlluftwiderstandsanteil (Δc_W = 0,011...0,014), der auf größere Druckverluste in Motorraum und Kühlluftabführung, Undichtigkeiten in der Luftführung und Verformungen der Motorraumabdeckungen zurückzuführen ist. Einzelheiten der bei den Prototypen realisierten Querschnitte und Strukturen der Kühlluftabführung über Mittentunnel und Seitenauslässe gehen aus Bild 200 hervor. Überlagert sind jedoch individuelle Abweichungen in der Ausführung und

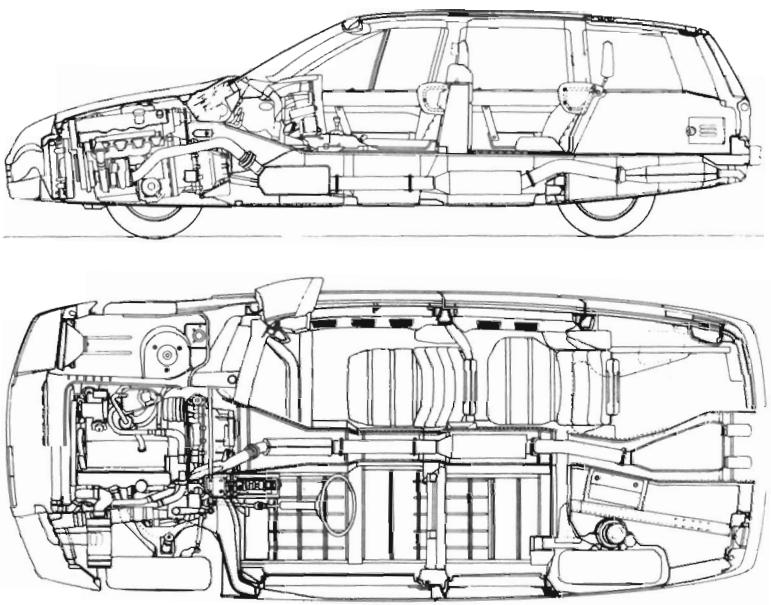


Bild 200: Darstellung der Kühlluftabführung bei den UNI-CAR-Prototypen über den Mittentunnel mit Abgas-Schalldämpferanlage zur Heckunterseite und über zwei Seitenkanäle mit tangentialer Ausmündung in der Seitenwand hinter den Vorderradausschnitten auf Höhe der vorderen Türfuge

Stärke der Wärmeisolation sowie der schallabsorbierenden Auskleidungen von Motorraum und Kühlluftführungen, so daß erhebliche Umverteilungseinflüsse erkennbar werden. So reduzierte sich der Kühlluftwiderstandsanteil beim Prototyp Nr. 2 und Kühlluftaustritt ausschließlich über den Mittentunnel von Δc_W = 0,011 auf 0,002,

während die entsprechenden Messungen am Prototyp Nr. 4 nur einen Rückgang von Δc_W= 0,014 auf 0,012 ergaben. Bei den 1:1-Modellausführungen verteilten sich die Kühlluftwiderstandsanteile noch etwa proportional dem Kühlluftdurchsatz (35...40%/65...60%) auf Seitenauslässe und Heckaustritt. Die Zunahme des Luftdurchsatzes bei Kühlgebläsebetrieb in der höchsten Stufe lieferte sowohl am 1:1-Modell als an den drei Prototypen keine größere c_W-Wert-Zunahme als 0,0005. Außerdem zeigte sich eine deutliche Einflußnahme der Kühlluftdurchströmung auf den Hinterachsauftrieb, wenn - wie bei den Prototypen 2 und 4 - auf eine Abdichtung des Mittentunnels gegen den Koppelträgerkanal der Hinterachse verzichtet wird.

Bild 201 gibt eine Ansicht der Bodengruppenausführung der Prototypen mit den um die Fahrzeuglängsachse gruppierten Wartungs- und Montageöffnungen wieder. Mit nicht abgedeckten Wartungs- und Montageöffnungen in der Bodengruppe ergaben sich nach Messungen an zwei Prototypen im Mittel folgende Einflüsse auf den Luftwiderstand: Ohne Kühlluftdurchströmung erhöht sich der Luftwiderstands-

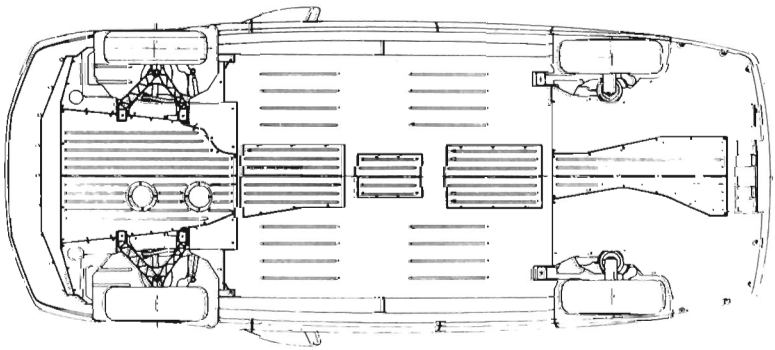


Bild 201: Ansicht der Bodengruppe der UNI-CAR-Prototypen mit den Radaufhängungen, Radausschnitten und Abdeckungen des Motorraums sowie der Montage- und Wartungsöffnungen im Bereich des Mittentunnels

beiwert bei Demontage der Mittentunnelabdeckungen im Bereich des Heckdiffusors und der drei Montageöffnungen für die Abgasschalldämpferanlage zwischen den beiden Fahrzeugachsen um 0,004 und bei zusätzlich abgenommener Motorraumabdeckung um weitere 0,008. Die sich dabei ergebenden neuen und größeren Kühlluftaustrittsquerschnitte mit höheren Basisdrücken haben dann mit Kühlluftdurch-

strömung auch Zunahmen des Kühlluftwiderstandsanteils um Δc_W = 0,005...0,007 bzw. 0,007...0,012 zur Folge, wobei sich noch wegen der Änderung der Basisdrücke erhebliche Einflüsse aus dem Anstellwinkel des Fahrzeugkörpers überlagern. So wurden mit Kühlluftdurchströmung in Konstruktionslage bei abgenommener Motorraumabdeckung und geöffneten Montageöffnungen im Mittentunnelbereich Luftwiderstandsbeiwerte von 0,264 bis 0,275 gemessen.

Weitere Untersuchungen von Komponenteneinflüssen befaßten sich mit Reifengrößen, Felgenabdeckungen, Außenspiegeln und Türfenstern.

Mit der Reifendimension 185/70 HR15 steht das Fahrzeug bei 20 mm größerem Reifendurchmesser und 17 mm geringerer Breite etwa 6 mm höher und liefert bei identischen, nicht abgedeckten Felgen gegenüber der Reifendimension 195/65 HR15 sowohl am 1:1-Modell als auch am Prototyp Nr. 4 einen um Δc_W = 0,007 kleineren Luftwiderstandsbeiwert. Geht man von gleicher vertikaler Freigängigkeit im Radkasten aus, so reduziert die zusätzliche Ausfederung um 10 mm den Luftwiderstandsgewinn auf die Hälfte.

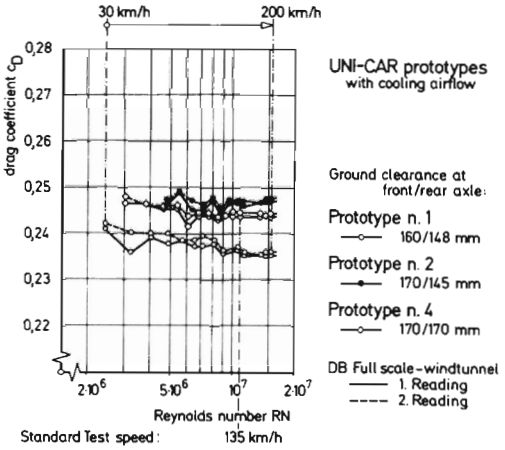
Die UNI-CAR-Felgenabdeckungen mit geöffneten Ringschlitzen brachten auf den BBS-Felgen in Verbindung mit der Reifendimension 195/65 HR15 beim Prototyp Nr. 4 keine meßbare Verbesserung des c_W-Wertes gegenüber dem Zustand mit nicht abgedeckter Felge, während unter gleichen Bedingungen an der 1:1-Modellausführung D noch eine Luftwiderstandsminderung um 0,005 erzielt wurde. Mit geschlossenen Felgenabdeckungen reduziert sich in beiden Fällen der c_W-Wert um 0,003 bis 0,004.

Die Luftwiderstandszunahme bei zwei versenkten Türkurbelfenstern ist mit Δc_W = 0,004 bis 0,007 gering, aber vom Montagezustand der B-Holm-Verkleidung abhängig. Die Messungen mit zwei abgenommenen Außenspiegelgehäusen (Δc_W = -0,003 bis -0,004) können mit den Untersuchungen am 1:5-Modell nicht verglichen werden, da die in die Motorhaube integrierten Anläufe zum Spiegelgehäuse erhalten blieben.

Die Untersuchungen zur Geschwindigkeitsabhängigkeit der Luftwiderstandsbeiwerte erstrecken sich auf den Geschwindigkeitsbereich V_A = 30 bis 200 km/h. Wie aus der halblogarithmischen Auftragung der c_W-Werte über der Reynolds-Zahl in Bild 202 hervorgeht, ergibt sich im wesentlichen die gleiche Charakteristik wie bei den beiden Versionen des 1:1-Modells von UNI-CAR. Die sich bei den frei gefederten Prototypen aus der vertikalen Luftkraft einstellenden ge-

Bild 202:

Einfluß der Reynolds-Zahl bzw. der Anströmgeschwindigkeit auf den Luftwiderstandsbeiwert der UNI-CAR-Prototypen bei drei verschiedenen Einfederungslagen des Karosseriekörpers zu Beginn der Messungen (V_A = 0 km/h) und freier Federung

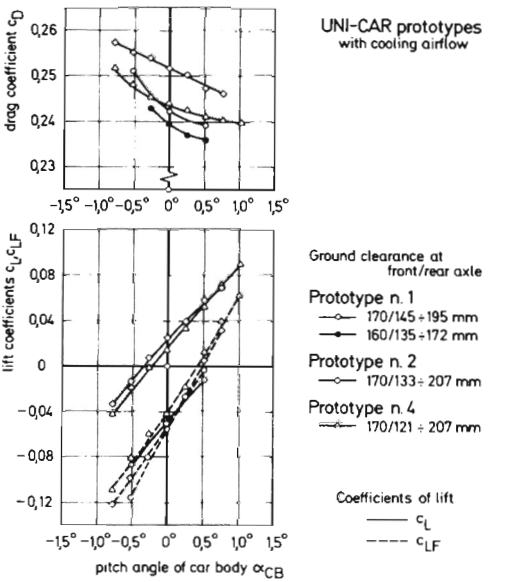


schwindigkeitsabhängigen Lageänderungen sind sehr klein und liefern beim Übergang von der Standardmeßgeschwindigkeit V_A = 135 km/h zur theoretischen Fahrzeughöchstgeschwindigkeit V_A = 200 km/h keine größere c_W-Wertänderung als $\pm$ 0,001.

Die in Bild 203 dargestellten Abhängigkeiten der Luftwiderstands- und Auftriebsbeiwerte vom Anstellwinkel α des Karosseriekörpers wurden der Einfachheit halber durch Ein- und Ausfedern der Gas-

Bild 203:

Einfluß der Einfederungslage (Anstellwinkel) des Karosseriekörpers auf Luftwiderstand und Auftrieb der UNI-CAR-Prototypen bei der Standard-Versuchsgeschwindigkeit von 135 km/h im Großen Daimler-Benz-Windkanal



Feder/Dämpfer-Elemente der Hinterachse bei jeweils konstanter Einfederungslage der Vorderachse erzeugt.

Die Überlagerung der gleichsinnigen Einflüsse aus der Vergrößerung der Bodenfreiheit und zunehmend negativer Anstellung liefert bei den Prototypen 1 und 4 eine progressive Zunahme der Luftwiderstandsbeiwerte, während für den Prototyp 2 mit Verarbeitungsmängeln am Heckunterboden ein flacherer, linearer Anstieg erhalten wird. Die Auftriebsänderungen über dem Anstellwinkel α weisen im Vergleich zum 1:1-Modell - wie zu erwarten - etwas kleinere Gradienten auf.

4.1.5.2 STRÖMUNGSBEOBACHTUNGEN UND BEURTEILUNG DES STRÖMUNGSGERÄUSCHES BEI SYMMETRISCHER ANSTRÖMUNG

Die Fadenaufnahmen am Prototyp Nr. 4 bei symmetrischer Anströmung ($\beta = 0°$, Bild 204) lassen eine mit Ausnahme des Nachlaufbereichs hinter den Außenspiegeln völlig ungestörte Umströmung des Fahrzeugkörpers bis zu den Grenzen der Heckfläche erkennen. Die Strömung löst dann an den Hinterkantenradien von Dach, Seitenwänden und Bodengruppe im Übergang zur Heckfläche ab. Dabei wird die Fadenlage auf der Heckfläche durch die Umlenkung der Rückströmung im Nachlauf unter dem Einfluß sekundärer Druckausgleichsströmungen zur Ablöselinie hin bestimmt. Der hinter den Vorderradausschnitten austretende Anteil der Motorraumabluft geht störungsfrei in die Außenumströmung über. Die von den Außenspiegeln ausgehenden Störungen klingen bis zu den im hinteren Drittel der vorderen Türen befindlichen Kurbelfenstern völlig ab.

Subjektive Beurteilungen des Strömungsgeräusches durch zwei Testpersonen ergaben an den Prototypen Nr. 1 und 4 bei Anströmgeschwindigkeiten von 160 und 200 km/h merkliche Geräuschimmissionen am Kurbelfenster, an der scharfkantigen PU-Deckleiste des B-Holms und entlang den A-Holmen. Durch Abkleben der Fensterdichtungen sowie der Türdichtungen im Bereich der A-Holme mittels Metallbändern konnte nachgewiesen werden, daß die Strömungsgeräusche im wesentlichen aus der Durchströmung nicht hinreichend wirksamer Dichtungen stammen. Ursachen hierfür sind konstruktive und fertigungstechnische Mängel des Dichtungssystems am Kurbelfenster sowie das "Aufgehen" des Türfensterrahmens unter der Windlast wegen der zu geringen Steifigkeit des Türfensterrahmens entlang dem A-Holm und der fehlenden

Stützwirkung des vorderen Führungsholms des Kurbelfensters. Am gegenüber der Sitzkiste 4 bis 8 mm eingetieften Kurbelfenster werden jedoch auch bei abgeklebten Dichtungen noch Restgeräusche erhalten,

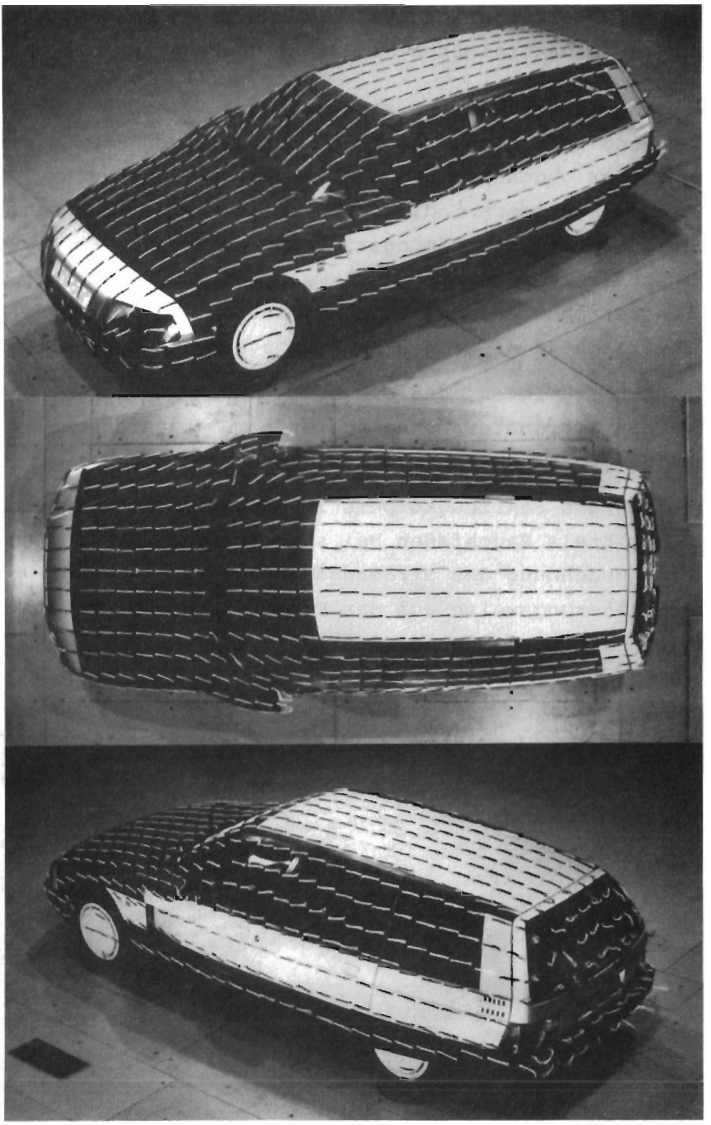


Bild 204: Strömungsverlauf auf der Oberfläche des Forschungs-Pkw UNI-CAR, Wollfadenaufnahmen am Prototyp Nr. 4 bei symmetrischer Anströmung im Großen Daimler-Benz-Windkanal

während an der beim Prototyp Nr. 4 an der Vorderkante abgeschrägten Deckleiste des B-Holms keine Strömungsgeräusche mehr wahrgenommen werden.

Weitergehende Untersuchungen müssen zukünftigen Messungen auf der Straße und im aeroakustischen Windkanal vorbehalten bleiben.

Beide Türkurbelfenster lassen sich auch bei V_A = 200 km/h einwandfrei öffnen und schließen. Als Folge der geringen Breite der Fensteröffnung, der gegenüber dem A-Holm zurückgesetzten Lage im Bereich geringer Übergeschwindigkeiten und vor allem der sehr geringen Druckgradienten in Strömungsrichtung am Ort der Fensteröffnung wird eine stoßfreie und anregungsarme Überströmung der bei versenktem Fenster entstehenden Öffnung mit nur sehr geringem Einströmen und überraschend niedrigen Strömungsgeräuschen erhalten.

Fahrversuche bestätigten, daß ein druckschwingungsfreier Betrieb mit geöffneten Türfenstern ohne störende Zusatzgeräusche im gesamten Geschwindigkeitsbereich möglich ist.

Die Umströmung des Fahrzeugkörpers in der Mittelschnittsebene ist in Bild 205 mittels Rauchfäden bei symmetrischer Anströmung dargestellt. Die Ausdehnung des Strömungsnachlaufs hinter der Heckfläche ergibt sich näherungsweise aus der Eingabelung von Dachabströmung und hochziehendem Motorraumabluftstrahl.

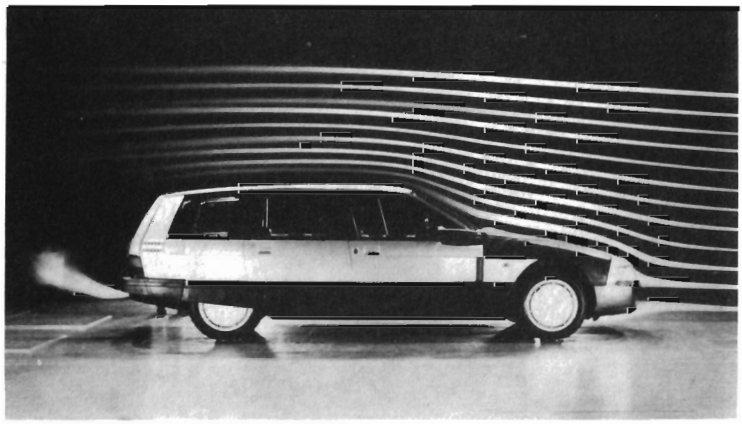


Bild 205: Darstellung der Umströmung des Fahrzeugkörpers von UNI-CAR in der Mittelschnittsebene, Rauchfadenaufnahme am Prototyp Nr. 4 bei symmetrischer Anströmung im Großen Daimler-Benz-Windkanal

4.1.5.3 DRUCKVERTEILUNGSMESSUNGEN BEI SYMMETRISCHER ANSTRÖMUNG

Bild 206 zeigt die Druckverhältnisse auf der Ober- und Unterseite des UNI-CAR-Prototyps Nr. 4 im Längsmittelschnitt bei symmetrischer Anströmung mit und ohne Kühlluftdurchströmung. Kennzeichnend für die strömungsgünstige Bugform ist die geringe Ausdehnung der Staufläche auf der Vorderseite. Aufgrund des rundlichen Bugprofils liegt der Staupunkt etwa auf Höhe der Kühllufteintrittsöffnung. Durch die großen Radien auf der Bugoberseite und am Übergang von der Windschutzscheibe zum Dach stellen sich im Vergleich zu Serienfahrzeugen mit c_p = -0,42 bzw. c_p = -0,96 erheblich geringere Unterdruckspitzen ein, so daß größere Druckrückgewinne möglich sind. Daraus erklärt sich auch der mit c_p = -0,016 bis -0,058 bzw. -0,022 bis -0,043 geringe Rückseitendruck ohne bzw. mit Kühlluftdurchströmung. Die Unterdruckspitze hinter der quer verlaufenden breiten und

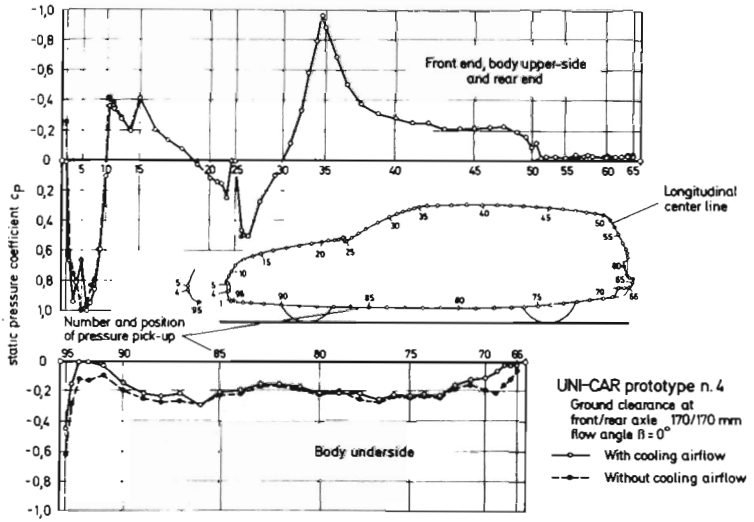


Bild 206: Druckverteilungen auf der Außenhaut des Forschungs-Pkw UNI-CAR im Längsmittelschnitt bei symmetrischer Anströmung, Messungen am Prototyp Nr. 4 im Großen Daimler-Benz-Windkanal mit aufgeklebten FKFS-Flachsonden

tiefen Trennfuge zwischen "Soft-nose" und Motorhaube wird durch Ein- und Ausströmungsvorgänge in Verbindung mit "Höhenversatz" verursacht. Die statischen Drücke in dem aus Gründen des Fußgängerschutzes vorgesehenen Scheibenwischerschacht vor der Windschutzscheibe sinken aufgrund des Druckausgleichs zu den A-Holmen hin

und zusätzlicher Undichtigkeiten bis auf Null ab (c_p = -0,011 bis +0,006). Die Druckverteilung im Einlauf zur Bodengruppe deutet auf eine nicht völlig störungsfreie Einströmung hin. Die auf der Bodengruppe gemessenen Unterdrücke erklären zusammen mit der Druckverteilung auf der Fahrzeugoberseite das Zustandekommen aerodynamischer Auftriebe um Null. Der Druckanstieg zur Heckunterkante läßt den Einfluß des Unterboden-Heckdiffusors erkennen. Die bei abgedichteter Heckaustrittsöffnung relativ hohen Unterdrücke im Endquerschnitt der Luftführung werden durch die ausströmende Motorraumabluft bis auf den Rückseitendruck der Heckfläche aufgefüllt. Der Abbau der Unterdrücke bei Kühlluftdurchströmung im Bereich der unteren Motorraumabdeckung wird zusätzlich durch Undichtigkeiten beeinflußt.

4.1.5.4 UNTERSUCHUNGEN ZUR FAHRZEUGVERSCHMUTZUNG BEI SYMMETRISCHER ANSTRÖMUNG

Die Untersuchungen zur Eigen- und Fremdverschmutzung von UNI-CAR wurden am Prototyp Nr. 4 bei wechselnden Anströmgeschwindigkeiten (V_A = 80 bis 120 km/h) und symmetrischer Anströmung im Großen Daimler-Benz-Windkanal durchgeführt.

Die Simulation der von der Sprühfahne vorausfahrender Fahrzeuge verursachten Fremdverschmutzung erfolgte - wie heute üblich - durch eine Ausblasung von feinverteiltem Schmutzwasser (Bild 207) in die vollenergetische Fahrzeuganströmung unmittelbar nach dem Austritt aus der Windkanaldüse.

Bild 207: Simulation der Fremdverschmutzung am UNI-CAR-Prototyp Nr. 4 bei symmetrischer Anströmung und wechselnden Anströmgeschwindigkeiten (80 bis 120 km/h) im Großen Daimler-Benz-Windkanal

Für die Darstellung der aus der eigenen Sprühfahne stammenden Eigenverschmutzung bestand aufgrund der gerätetechnischen Voraussetzungen nur die Möglichkeit, das Schmutzwasser halbseitig und ausschließlich hinter dem linken Hinterrad in die Fahrzeugumströmung (Bild 208) abzusprühen, so daß sich die Beurteilung der Eigenverschmutzung auf die Heckfläche beschränken mußte.

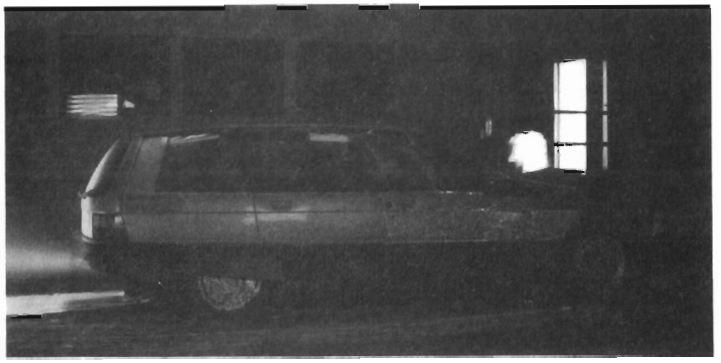


Bild 208: Teilsimulation der Eigenverschmutzung am UNI-CAR-Prototyp Nr. 4 bei symmetrischer Anströmung und wechselnden Anströmgeschwindigkeiten (80 bis 120 km/h) im Großen Daimler-Benz-Windkanal

Zur Vermeidung einer sichtbaren Verschmutzung des Windkanals durfte dem Wasser zur "Verschmutzung" nur ein wasserlöslicher Fluoreszenzfarbstoff zugegeben werden, der erst bei intensiver UV-Ausleuchtung die Schmutzwasserauftragung und den Weitertransport erkennen läßt. Dieses Verfahren gestattet im wesentlichen nur eine qualitative, in den meisten Fällen ausreichende Aussage über Verschmutzungsbereiche der Karosserie, während die vom FKFS bis 1974 in diesem Windkanal ausgeführten Verschmutzungsuntersuchungen mit einer 12%-igen Kreideaufschlämmung in Wasser /4/ auch quantitative Aussagen über die Stärke der Schmutzauftragung zuließen.

Das bei der Simulation der Fremdverschmutzung auf der Frontscheibe aufgetragene Schmutzwasser fließt durch Reibungstransport in der Grenzschicht der Karosserieumströmung mit unterschiedlichen Anteilen je nach Anströmgeschwindigkeit und Wischerblattstellung zum Dach und zu den A-Holmen bzw. in den Scheibenwischerschacht ab.

/4/ Potthoff, J.: Untersuchung der Verschmutzung von Kraftfahrzeugen im Windkanal. Vortrag auf der Jahrestagung der VDI-Gesellschaft Fahrzeugtechnik, Düsseldorf, 4. November 1974

Einzelheiten des Verschmutzungsvorgangs gehen aus Bild 209 hervor. Das zu den A-Holmen strömende Schmutzwasser wird zwar von den Türfugen in den A-Holmen aufgefangen, jedoch werden Teilmengen durch die hohen Unterdrücke an der Fuge wieder herausgesaugt und über das türseitige A-Holmteil zur abgerundeten Abdeckleiste der Klebefuge zwischen Türrahmenpolster und feststehender vorderer Türscheibe transportiert. Das sich aufstauende Schmutzwasser wird dann teilweise luvseitig vor der Leiste zum Dach hinaufgeschoben, teilweise aber nach Überwindung der Leiste im leeseitigen Strömungsnachlauf durch die Druckausgleichsströmung entlang dieser nach oben gesaugt. Diese schmale langgestreckte Schmutzwasserblase läuft beim Übergang in die Horizontale und bei Änderung der Anströmbedingungen über und entleert sich über einzelne Rinnsale zur vorderen Füh-

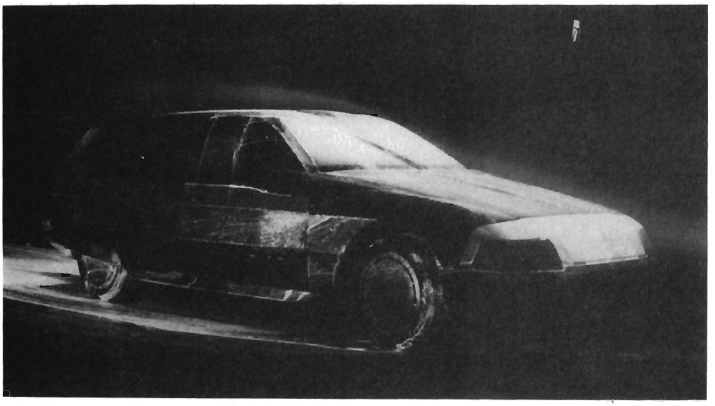


Bild 209: Darstellung des Schmutzwassertransports auf der Außenhaut des UNI-CAR-Prototyps Nr. 4 während der Schmutzwasser-Anströmung zur Fremdverschmutzung

rungsleiste. Die Strömungsablösung zu der eingetieften Kurbelscheibe zerstäubt das Schmutzwasser, nachdem es durch die davorliegende senkrechte Fuge verteilt wurde, fast über die ganze Höhe des Kurbelfensters. Die Verteilung des Schmutzwassers scheint durch die vom Seitenscheibenwischer im ausgeschwenkten Zustand ausgehende Strömungsstörung beeinflußt zu werden. Die Türfuge vor dem B-Holm stoppt dann den Schmutzwassertransport ab. Die direkte Beaufschlagung der vorderen Türscheibe aus der Anströmung dürfte nach diesen Versuchen von geringerer Bedeutung sein als zunächst angenommen. Wie aus Bild 210 zu ersehen ist, wird eine sekundäre Schmutzwasserauftragung durch an der Ober- und Unterkante des Außenspie-

gelgehäuses im Bereich des Seitenwandanschlusses mitgerissenes Schmutzwasser erhalten. Die ungenügende Fangfunktion der Spiegelfugen und der Türfugen im Bereich des Spiegelgehäuses ist eine Folge zu runder Kanten und des Überstandes der Motorhaube gegenüber dem Spiegelgehäuse aufgrund mangelhafter Maßgenauigkeit und fehlender Justageauflagen der Motorhaube. Die Außenspiegelfläche

Bild 210: Verteilung des Schmutzwasserniederschlags im Bereich des vorderen Türfensters und des Außenspiegels am UNI-CAR-Prototyps Nr. 4 nach Beendigung der Fremdverschmutzung

selbst bleibt verschmutzungsfrei. Einige wenige aufgetragene Einzeltropfen sind auf Undichtigkeiten des Spiegelgehäuses zurückzuführen. Der unbeeinträchtigte Einblick auf beide Außenspiegel kann jederzeit durch den Seitenscheibenwischer hergestellt werden.

Die auffällige Verschmutzung auf der vorderen Türe im Bereich der Einprägung hinter dem seitlichen Kühlluftaustritt (Bild 209) stammt nicht aus der Motorraumdurchströmung, sondern aus der vorderen Türfuge bzw. der horizontalen Fuge zwischen Seitenwandblech des vorderen Kotflügels und der Motorhaube, die durch fehlende bzw. ungenügende Abdichtungen vom Scheibenwischerschacht her mit Schmutzwasser beaufschlagt werden.

Wie aus den Übersichtsaufnahmen in Bild 211 hervorgeht, werden die Vorderräder im wesentlichen aus dem seitlichen Schmutzwasserablauf der querlaufenden Bugfuge zwischen "Softnose" und Motorhaube beauf-

schlagt, während die Verschmutzung der Hinterräder durch den Schmutzwassertransport in der Fuge zwischen Türen und Schweller zum hinteren Radkasten verursacht wird. Das über das Dach abflie - ßende Schmutzwasser wird in der querlaufenden Dachfuge der umgrei-

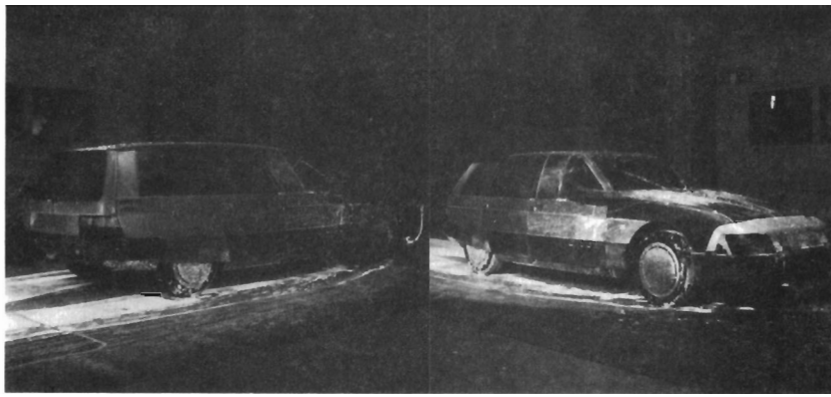
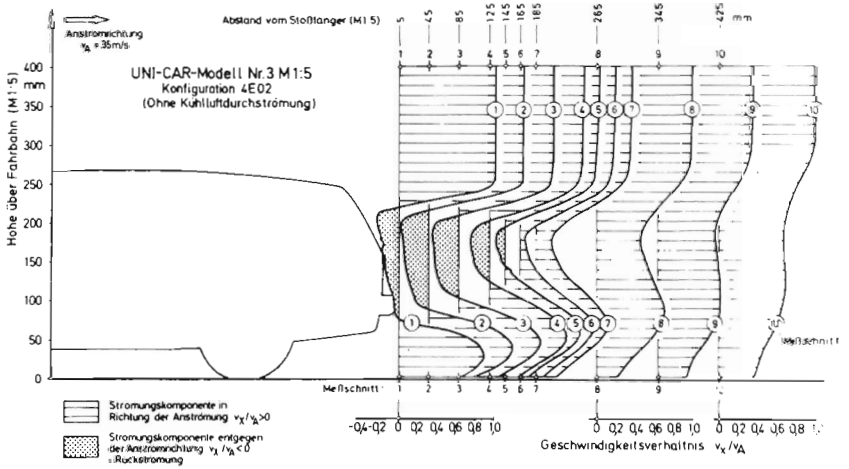


Bild 211: Verteilung des Schmutzwasserniederschlags auf der Außenhaut des UNI-CAR-Prototyps Nr. 4 nach Beendigung der Fremdverschmutzung

fenden Heckklappe aufgefangen und tritt erst unterhalb der Heckleuchten am Stoßfänger wieder aus, so daß die Heckscheibe fremdverschmutzungsfrei ist. Einzelne kleine Einbrüche der Fangfunktion sind auf die mangelhafte Anstrakung des Heckklappenrandprofils an den Dachverlauf zurückzuführen.

Da die Fahrzeugumströmung an den Begrenzungen der Heckfläche ablöst, baut sich im Strömungsnachlauf durch turbulente Austauschvorgänge an den Nachlaufgrenzen ein Druckgefälle in Richtung auf die Fahrzeugheckfläche auf. Der Druckausgleich führt dann zum Aufbau einer energiereichen Rückströmung. Bild 212 gibt Aufschluß über die Ausdehnung des Nachlaufgebiets in der Mittelschnittsebene hinter dem 1:5-UNI-CAR-Modell Nr. 3 bei symmetrischer Anströmung. Die Längenausdehnung des Rückströmungsgebiets mit 95% der Höhe des Abreißquerschnitts und die maximale Rückströmgeschwindigkeit V_X in Richtung der X-Achse mit 30% der Anströmgeschwindigkeit V_A unterscheiden sich praktisch kaum von den entsprechenden Größen konventioneller Vollheckfahrzeuge. Das bei der Darstellung der Eigenverschmutzung hinter dem linken Hinterrad abgesprühte Schmutzwasser wird nach Einmischung durch die turbulenten Austauschvorgänge in den

Bild 212: Entwicklung des Vertikalprofils der horizontalen Geschwindigkeitskomponente im Mittelschnitt des Strömungsnachlaufs hinter dem 1:5-Modell Nr. 3 von UNI-CAR; Messungen bei symmetrischer Anströmung (v_A = 35 m/s) im FKFS-Modellwindkanal Stuttgart-Untertürkheim



Strömungsnachlauf durch die Rückströmung bei der körpernahen Umlenkung auf die ganze Fläche des Abreißquerschnitts und auf die in ihr befindlichen Bauteile aufgetragen. Bild 213 zeigt die Schmutzwasserauftragung auf der Heckfläche des UNI-CAR-Prototyps Nr. 4 mit

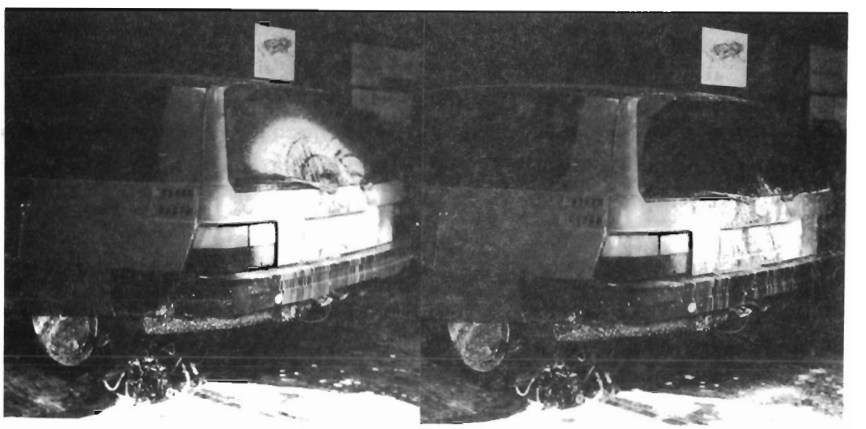


Bild 213: Verteilung des Schmutzwasserniederschlags auf der Heckfläche des UNI-CAR-Prototyps Nr. 4 nach Beendigung der Eigenverschmutzung ohne und mit Betrieb der Heckscheibenwischanlage

einer deutlichen Konzentration der Verschmutzung im mittleren unteren Bereich der Heckklappe. Der infolge des Fehlens definierter Abreißkanten erhöhte Austausch an den Heckflächenbegrenzungen hat hier eine abgeschwächte Schmutzwasserauftragung zur Folge, so daß die Rückleuchten und die Blinker weitgehend sauber bleiben, während die Bremsleuchten und die Rückfahrscheinwerfer eine erhebliche Verschmutzung aufweisen. Die Durchsicht durch die Heckscheibe kann durch die Heckwischeranlage wieder hergestellt werden. Die aufgezeigten Verschmutzungsgrenzen an der Heckfläche fanden sich auch bei Fahrversuchen bestätigt.

4.1.5.5 ERPROBUNG DER SCHEIBENWISCHERANLAGEN BEI SYMMETRISCHER UND UNSYMMETRISCHER ANSTRÖMUNG

Die Front- und Heckscheibenwischeranlagen zeigten bei Anströmgeschwindigkeiten bis V_A = 200 km/h (β = 0°) und Schräganströmung bis β = 15° (V_A = 170 km/h) eine einwandfreie Funktion mit guten bis sehr guten Wischergebnissen. Dagegen lieferten die Seitenscheibenwischeranlagen bereits ab V_A = 130 km/h im oberen Seitenscheibenbereich kein brauchbares Reinigungsbild mehr. Ursache hierfür ist die im oberen Schwenkwinkelbereich des Seitenscheibenwischers bereits ziemlich stumpfe Anströmung des Wischerblatts unter 40°...65° mit erheblichen Übergeschwindigkeiten ($v_{\ddot{o}}/v_A$ = 1,18...1,45) insbesondere auf der Leeseite bei Schräganströmung bis β = 15°, die zu einer erheblichen Entlastung des Wischblatts durch aerodynamischen Auftrieb führt. Die weiter unten liegende eigentliche Durchsichtsfläche auf den Außenspiegel wird jedoch im untersuchten Geschwindigkeits- und Anströmwinkelbereich einwandfrei gewischt. Während Front- und Heckscheibenwischer den Luftwiderstand des Fahrzeugs nicht beeinflussen, wird mit beiden voll nach oben ausgeschwenkten Seitenscheibenwischern eine Zunahme des Luftwiderstandsbeiwerts um Δc_W = 0,012 (+4,8%) erhalten.

4.1.5.6 LUFTKRAFTMESSUNGEN BEI UNSYMMETRISCHER ANSTRÖMUNG /5/

Die für den häufigen Fall der Überlagerung einer Seitenwindanströmung bedeutsamen Änderungen des Tangentialkraftbeiwertes c_T über dem resultierenden Schräganströmwinkel β sind in Bild 214 für zwei

/5/ Potthoff, J.: The Aerodynamic Lay Out of UNI-CAR Research Vehicle. Proceedings of International Symposium on Vehicle Aerodynamics, Paper 7/Session I. Volkswagenwerk AG/Research Division, Wolfsburg, Dec. 02.-03., 1982

Einfederungszustände des vierten Prototyps dargestellt. Beide Kurven zeigen den für strömungsgünstige Vollheckfahrzeuge typischen steilen Anstieg auf einen Maximalwert bei mittleren Anströmwinkeln (c_T = 0,352/0,340 bei β = 20°) mit nachfolgendem Abfall. Der steile Anstieg des c_T-Wertes bis β = 15° bzw. 20° wird durch die beginnende Ablösung der leeseitigen A-Holm-Umströmung eingeleitet. Die einsetzende Umströmung der luvseitigen Heck- und Dachseitenkante läßt den Beiwert des Rückseitendrucks bis auf c_p = -0,42 absinken. Mit der stärkeren Dachneigung des positiv angestellten Fahrzeuges wird die Ablösung am A-Holm etwas hinausgezögert. Die Zunahmen der Tangentialkraftbeiwerte der drei untersuchten Prototypen in den besonders wichtigen Winkelbereichen bis β = 5°/10° liegen mit $\Delta c_{T5°}$ = 0,012...0,015 bzw. $\Delta c_{T10°}$ = 0,032...0,050 über den Werten vergleichbarer Fahrzeuge mit Fließheck und Verzögerungsstufe.

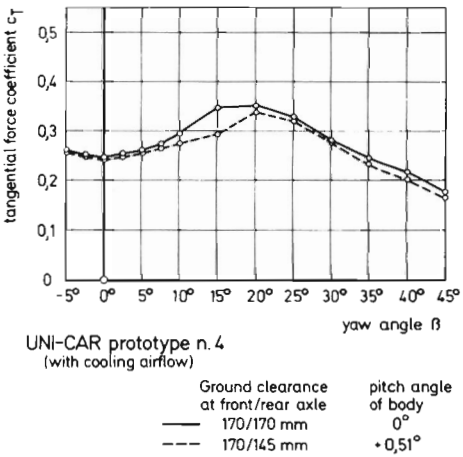


Bild 214:

Tangentialkraftbeiwerte c_T des Forschungs-Pkw UNI-CAR in Abhängigkeit vom Schräganströmwinkel β; Messungen am frei gefederten Prototyp Nr. 4 bei V_A = 135 km/h und zwei Einfederungslagen im Großen Daimler-Benz-Windkanal

Mit zunehmender Schräganströmung steigen die Auftriebsbeiwerte für beide Einfederungszustände (Bild 215) bis auf c_A = 0,63 bzw. 0,71 bei β = 45° an. Dabei stammt der zusätzliche Auftrieb des positiv angestellten Fahrzeugs im wesentlichen aus dem Bereich der Vorderachse. Beide Maximalwerte liegen trotz der gerundeten Übergänge zur Dach- und zur Heckfläche unter den Werten ähnlich strömungsgünstiger Fahrzeuge. In dem für die Schnellfahrt wichtigen Anströmwinkelbereich bis β = 10° bleiben die Beiwerte der Achsauftriebe c_{Av} und c_{Ah} unter 0,1. Der geringe Anstieg der vorderen Auftriebskomponente c_{Av} ist eine Folge des heruntergezogenen Bugprofils, der Grundrißpfeilung des Bugs sowie seiner geschlossenen und glattflächigen

Unterbodengestaltung. Der sprunghafte Anstieg des Auftriebs an der Hinterachse (c_{Ah}) im mittleren Anströmwinkelbereich erklärt sich aus der stark beschleunigten Überströmung der luvseitigen Dachseitenkante und der Dachhinterkante, die durch die zuvor zitierte leeseitige A-Holm-Ablösung ausgelöst wird. Die bei weiter wachsendem Anströmwinkel β im hinteren Dachbereich einsetzende Strömungsablösung und die zunehmende Querdurchströmung des Bodenspalts zwischen den Achsen bringt die Zunahme der hinteren Auftriebskomponente c_{Ah} zum Stillstand. Überlagert ist außerdem eine auftriebsmindernde Spoilerfunktion der Anströmverkleidungen der integrierten Außenspiegel.

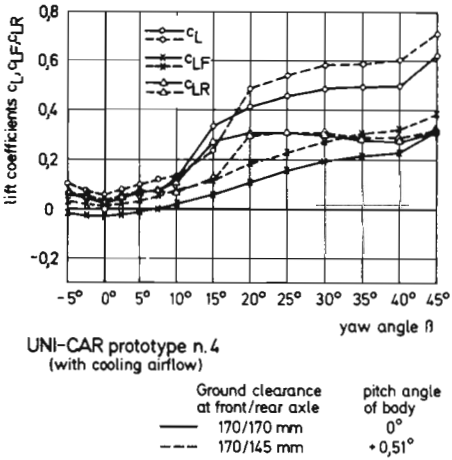


Bild 215:
Auftriebsbeiwerte c_A (c_L), c_{Av} (c_{LF}), c_{Ah} (c_{LR}) des Forschungs-Pkw UNI-CAR in Abhängigkeit vom Schräganströmwinkel β; Messungen am frei gefederten Prototyp Nr. 4 bei V_A = 135 km/h und zwei Einfederungslagen im Großen Daimler-Benz-Windkanal

In den Bildern 216 und 217 sind die für die Fahrstabilität bei Seitenwind wichtigen Größen der Giermomentenbeiwerte c_N und der Seitenkraftbeiwerte c_S über dem Anströmwinkel β aufgetragen. Trotz des funktionell bedingten, langen Bugüberhangs zeigt das erarbeitete Fahrzeugkonzept mit Giermomentenbeiwerten von c_N = 0,071 bzw. 0,078 bei β = 10° eine auch bei konventionellen Vollheckfahrzeugen beobachtete nur geringe aerodynamische Instabilität. Der Aufbau zusätzlicher stabilisierender Seitenkräfte im Heckbereich wird mit zunehmender Schräganströmung durch den Seiteneinzug des K-Hecks und die stark gerundeten Übergänge zur Heck- und Dachfläche abgeschwächt. Erst mit beginnender Dach- und Heckseitenkantenablösung bei β = 20°...25° wird ein steilerer Anstieg der hinteren Seitenkraft erzielt, wobei jedoch der degressive Charakter erhalten

Bild 216:

Giermomentenbeiwerte c_N, Rollmomentenbeiwerte c_L (c_Q) und Kippmomentenbeiwerte c_M des Forschungs-Pkw UNI-CAR in Abhängigkeit vom Schräganströmwinkel ß; Messungen am frei gefederten Prototyp Nr. 4 bei V_A = 135 km/h und zwei Einfederungslagen im Großen Daimler-Benz-Wind-Kanal

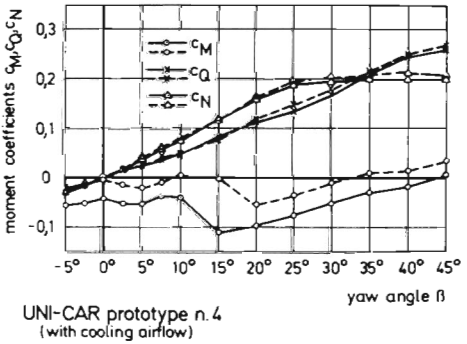
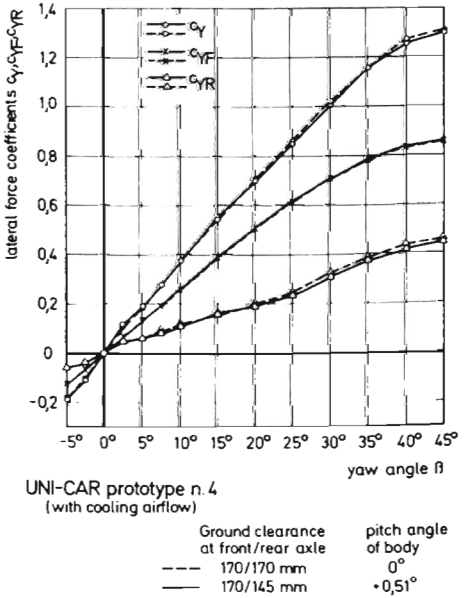


Bild 217:

Seitenkraftbeiwerte c_S (c_Y), c_{Sv} (c_{YF}), c_{Sh} (c_{YR}) des Forschungs-Pkw UNI-CAR in Abhängigkeit vom Schräganströmwinkel ß; Messungen am frei gefederten Prototyp Nr. 4 bei V_A = 135 km/h und zwei Einfederungslagen im Großen Daimler-Benz-Windkanal



Verlauf und Größe der Giermomentenbeiwerte entsprechen daher oberhalb ß = 15°...20° eher denen einer strömungsgünstigen Stufenhecklimousine. Bei positiver Anstellung des Fahrzeugs tritt diese Eigenheit verstärkt hervor, die sich auch in einer Zunahme des maximalen Giermomentenbeiwertes (c_N = 0,199 bzw. 0,210 bei ß = 40°) ausdrückt. Der ausgeprägt degressive Anstieg des vorderen Seitenkraftbeiwertes über dem untersuchten Winkelbereich bestimmt damit im wesentlichen auch den Verlauf der Gesamtseitenkraft (c_S = c_{Sv} +

c_{Sh}). Mit Seitenkraftbeiwerten von c_S = 1,16/1,15 bei β = 35° und c_S = 1,32/1,30 bei β = 45° werden relativ niedrige Werte erhalten.

In den Rollmomentenbeiwert c_L geht neben der Größe der Seitenkraft und der Höhe des Seitenkraftangriffspunktes auch der außerhalb der Fahrzeugsymmetrieebene angreifende Auftrieb ein. Bei Rollmomentenbeiwerten von c_L = 0,21/0,22 bei β = 35° und c_L = 0,25/0,26 bei β = 45° überwiegt vollhecktypisch der Seitenkrafteinfluß.

4.1.6 DISKUSSION DER ERGEBNISSE, VERBESSERUNGSMÖGLICHKEITEN UND AUSBLICK [1)]

Der Forschungs-Pkw UNI-CAR der Hochschularbeitsgemeinschaft ist entsprechend der Aufgabenstellung des BMFT keine Aerodynamik-Studie. Die im Lastenheft hinsichtlich der aerodynamischen Eigenschaften festgeschriebenen Werte werden in den wesentlichen Punkten jedoch unterschritten. Die Luftwiderstandsbeiwerte der UNI-CAR-Prototypen mit 0,24 bis 0,26 ($A_X \cdot c_W$ = 0,48...0,52 m²) werden bei akzeptablen Kennwerten unter Schräganströmung noch mit einem dem heutigen Publikumsgeschmack weitgehend entsprechenden Außenhaut-Design sowie mit einem geringen Mehrgewicht und vertretbaren Mehrkosten für die ausschließlich luftwiderstandsrelevanten Maßnahmen erreicht.

Die integrierten Außenspiegel als unverwechselbares Stilelement des Forschungs-Pkw UNI-CAR lassen sich in der gezeigten Form nur in Verbindung mit einer Kunststoff-Motorhaube realisieren. Alternativ sind angeflanschte Außenspiegel mit leichter, aufgesetzter Anströmverkleidung (Bild 218), verkleidete Außenspiegel auf Stiel und ausklappbare, völlig in der Außenhaut verschwindende Außenspiegel denkbar.

Die immer wieder aufkommenden Assoziationen zur Form des Citroen CX werden ursächlich ausgelöst durch die schräg hochgezogene Unterkante der Abdeckung der hinteren Radausschnitte und springen erst dann zum heruntergezogenen Fahrzeugbug des UNI-CAR über. Bild 219 zeigt einen Entwurf mit horizontaler Unterkante der hinteren Radausschnittsverkleidung, erst dahinter hochgezogener Stoßgürtelunterkante und gleichzeitig tiefer gelegter Heckunterkante mit flacherem Heckdiffusor.

1) Die in diesem Abschnitt mitgeteilten Ergebnisse wurden vom FKFS zum größten Teil außerhalb des BMFT-Forschungsvorhabens "Forschungs-Pkw" ermittelt

Bild 218: Design-Studie einer möglichen Alternative zur Gestaltung von Motorhaube und Außenspiegel beim Forschungs-Pkw UNI-CAR

Eine erhebliche Verbesserung des Ergebnisses der Fremdverschmutzung im Bereich des vorderen Türfensters ist nur bei Zugeständnissen hinsichtlich des Luftwiderstandes und des Fußgängerschutzes sowie in sehr aufwendiger Detailarbeit denkbar. Hinsichtlich der Eigenverschmutzung der Heckfläche könnte die Verlegung des Kühlluftaustrittsquerschnitts hinter die Hinterräder eine Verbesserung bringen.

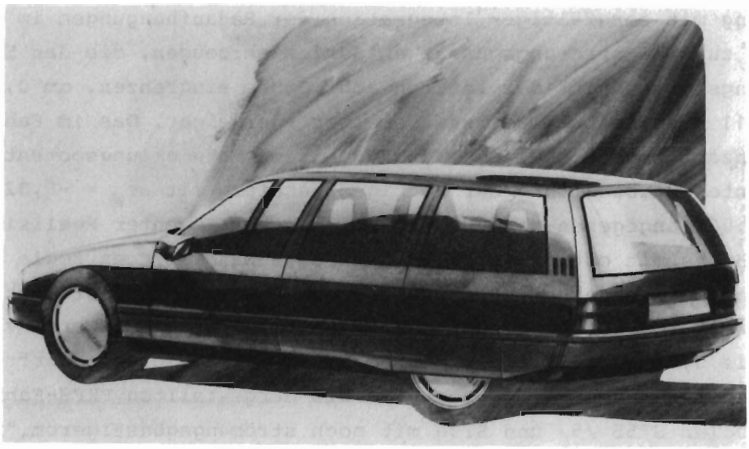


Bild 219: Entwurf einer möglichen Alternative zur Gestaltung der Abdeckung des hinteren Radausschnitts beim Forschungs-Pkw UNI-CAR mit gleichzeitig tiefer gelegter Heckunterkante

Eine weitere Vergrößerung des Frontwischerfeldes kann durch Höherlegen der Drehpunkte der Wischerarme um 20 bis 25 mm erreicht werden, setzt aber einen flacher bauenden Scheibenwischerantrieb und eine geänderte Kopplungsmechanik mit tiefergelegtem Schaltmagnet voraus.

Die Funktion des Seitenscheibenwischers kann auch bei höheren Anströmgeschwindigkeiten durch Vorverlegen des Drehpunktes in Verbindung mit einem flacheren Sonderwischblatt und asymmetrischem Wischgummiprofil sichergestellt werden. Beim Übergang vom Schwenk- zum Schubwischer mit vertikaler Bewegungsrichtung und horizontaler Wischblattlage wird der Zusatzwiderstand des Wischers verschwindend klein, während die Beeinflussung der Seitenfensterverschmutzung entfällt.

Die fast ausschließlich vom Türkurbelfenster stammenden, am Fahrerohr hörbaren Strömungsgeräusche können nur durch einen bündigen Einbau und durch einen fugenlosen Anschluß von Holmaußenfläche und Glasscheibe mittels eines speziellen, fugenfüllenden Dichtungssystems auf ein Niveau gebracht werden, das auch bei hohen Fahrgeschwindigkeiten unter dem allgemeinen Antriebs- und Abrollgeräusch liegt.

Wie aus der linken Hälfte von Bild 220 hervorgeht, werden beim Forschungs-Pkw UNI-CAR trotz des nur mäßigen Einzugs der Dachfläche des K-Hecks als Folge der glattflächigen Bodengruppengestaltung mit sorgfältiger Integration der Radaufhängungen im Vergleich zu zwei strömungsgünstigen Serienfahrzeugen, die den Entwicklungsfortschritt der letzten acht Jahre eingrenzen, um 0,06 bis 0,11 bessere Luftwiderstandsbeiwerte erreicht. Das im Fahrzeugkonzept noch enthaltene aerodynamische Entwicklungspotential kann unter Beibehaltung der heutigen Heckform mit Δc_W = -0,020 bis -0,025 angegeben werden, während bei konsequenter Realisierung des K-Hecks mit optimalen Dach- und Seitenwandeinzügen sowie Einarbeitung der neuesten Erkenntnisse zur Bodengruppengestaltung in einem weiterentwickelten UNI-CAR II Luftwiderstandsbeiwerte von 0,19 bis 0,21 auch in einer Serie zu verwirklichen sein dürften. Die in der rechten Hälfte von Bild 220 dargestellten FKFS-Fahrzeugstudien ST55 /5/ und ST90 mit noch strömungsgünstigerem "Sat-

/5/ Potthoff, J.: The Aerodynamic Lay Out of UNI-CAR Research Vehicle. Proceedings of International Symposium on Vehicle Aerodynamics, Paper 7/Session I. Volkswagenwerk AG/Research Division, Wolfsburg, Dec. 02.-03., 1982

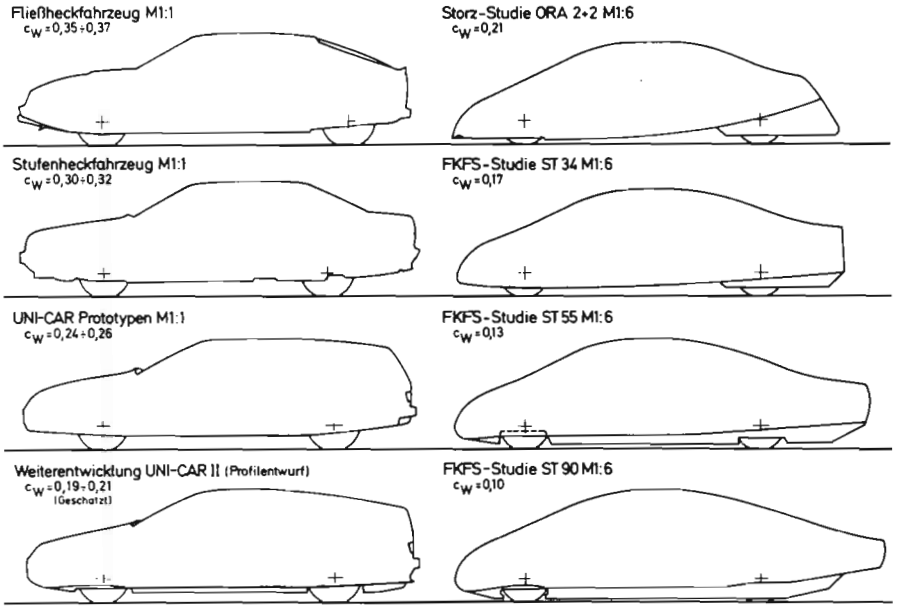


Bild 220: Gegenüberstellung der Profile strömungsgünstiger Fahrzeuge in ihrer Entwicklungsfolge und Eingrenzung des technisch Realisierbaren anhand von aerodynamischen Studien im verkleinerten Maßstab

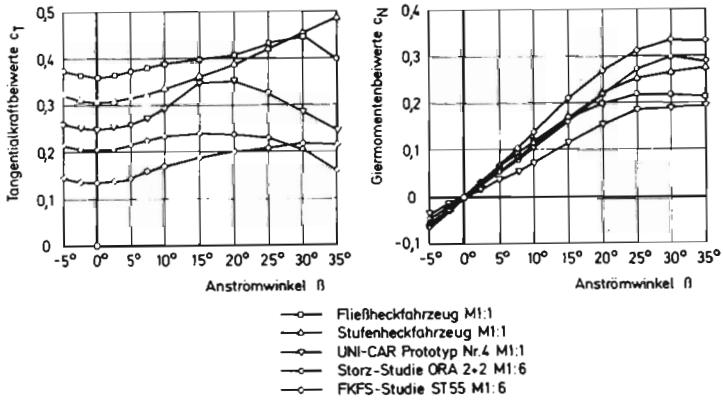
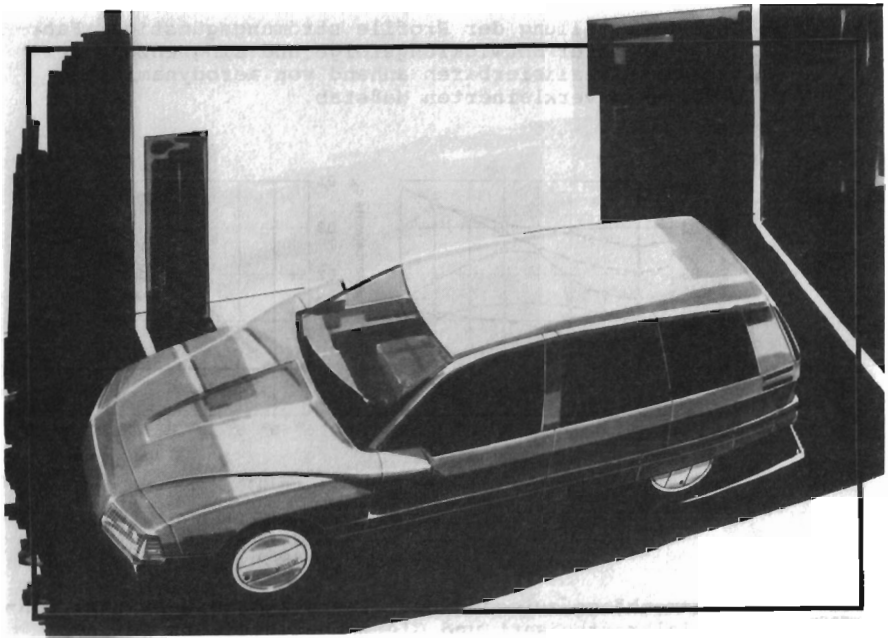


Bild 221: Zusammenhänge zwischen Luftwiderstandsbeiwert bzw. Tangentialkraftbeiwert und Giermomentenbeiwert bei sehr strömungsgünstigen Fahrzeugen sowie Einflüsse der Heckform auf die Größe der Gradienten und Maximalwerte der vorgenannten Beiwerte bei Schräganströmung

telheck", die aus der Studie ORA des in Österreich ansässigen Designers Achim Storz hervorgingen, zeigen etwa die untere Grenze des technisch Realisierbaren auf.

So zeigt das Sattelheck ähnlich wie das Stufen- und Fließheck gegenüber dem K-Heck geringere Zunahmen der Tangentialkraft bei Schräganströmung bis $\beta = 15°$, während im Vergleich zum K-Heck-Fahrzeug die Modelle mit Sattel-, Stufen- und Fließheck steilere Anstiege und höhere Maximalwerte der Giermomentenbeiwerte aufweisen, wie den Auftragungen in Bild 221 entnommen werden kann. Die sich abzeichnende generelle Tendenz der Zunahme des destabilisierenden Giermomentes mit kleiner werdenden Luftwiderstandsbeiwerten läßt es daher unerläßlich erscheinen, bei weiteren Luftwiderstandsminderungen die Auswirkungen auf die aerodynamischen Eigenschaften bei Schräganströmung noch stärker zu beachten und nach Möglichkeit zu beeinflussen.



4.2 STRUKTUR UND AUFBAU DER KAROSSERIE

Die Karosserie des UNI-CAR ist in selbsttragender Rahmenbauweise ausgeführt. Die Grundelemente sind die Fahrgastzelle (Bild 222) und der Vorderwagen (Bild 223).

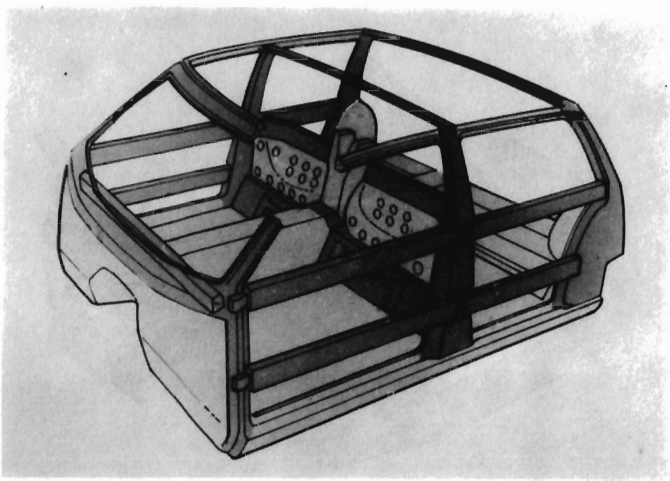


Bild 222: Struktur der Fahrgastzelle

Frontend und Motorhaube aus PU sind lediglich Anbauteile. Die Motorhaube überdeckt die gesamte Fahrzeugbreite Die Karosserie ist aus Stahlblech gefertigt, während für Türen und Heckklappe Aluminium verwendet wird.

Die Stabilität der Zelle wird erreicht durch Schweller, Türleitschienen und Dachkanten in Fahrzeughauptrichtung und Querträger unterhalb der Frontscheibe, unteren und oberen Querverbund im Bereich des B-Pfostens, das Achsgehäuse unterhalb der Rücksitze und die Dachträger in Querrichtung.

Die B- und C-Pfosten bilden mit den Dachträgern zusammen Überrollbügel. Trotz des torsionsweichen großen Mitteltunnels ist die Verwindungssteifigkeit der Karosserie nach Rechnung und

Versuch ausreichend groß, (d. h. bei der senkrechten Einleitung einer Kraft von 1 kN an einem Radaufhängungspunkt und der Fixierung der drei anderen wird dieser Punkt um 3 mm verschoben). Dieses ist nicht unwesentlich die Folge der stark nach innen geneigten und flachen A-Säulen, die im Grundriß fast diagonal stehen. Eine aerodynamisch günstige Formgebung der Zelle wirkt sich auch günstig aus auf deren Torsionssteifigkeit.

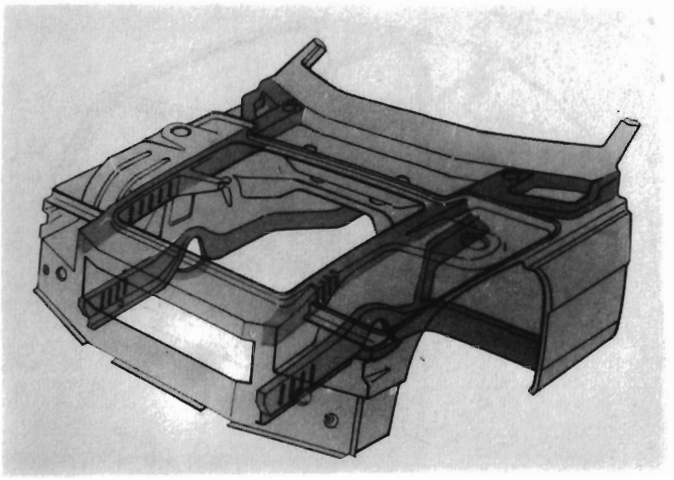


Bild 223: Frontstruktur des UNI-CAR

Der Vorderwagen besteht aus jeweils zwei oberen und unteren Längsträgern, deren inneres Kastenprofil aus der Motorraumseitenwand besteht. Nach vorne wird der Motorraum durch eine sog. Prallplatte abgeschlossen, die sowohl zur Befestigung des PU-Frontends dient als auch Stoßkräfte von vorne in die Längsträger einleiten soll.

Die ursprünglich vorgesehene diagonale Versteifung des Motorraumes mußte aufgegeben werden, weil der anfangs vorgesehene, von den Außenabmessungen her kleinere Motor eines deutschen Herstellers der H.A.G. nicht zugänglich gemacht wurde und ein größeres Aggregat verwendet werden mußte.
Zur Aufnahme von Heckstößen verlaufen unterhalb des Kofferraumes nach hinten sich V-förmig öffnende Längsträger bis zu einer allerdings erheblich schwächeren Prallwand am Heck unterhalb der Heckklappe.

An dieser Prallwand ist der Heckstoßfänger befestigt, der ebenfalls aus einem PU-Schaum besteht.

Die Scheiben am UNI-CAR sind alle außenbündig in die Rahmen geklebt. Lediglich der hintere Scheibenteil von Fahrer- und Beifahrertür ist versenkbar (sog. Kommunikationsfenster).

Die Windschutzscheibe besteht aus asymmetrischem Verbundglas, das zudem innen mit einer Sekurex-Folie beklebt ist. Sie ist schwimmend auf einem ca. 60 mm starken PUR-Schaumrahmen gelagert.
Die Seitenfenster der Fahrgastzelle bestehen aus 3 mm dünnem Einscheiben-Sicherheitsglas, das ebenfalls von innen mit diesen Folien versehen ist. Die Sekurexfolie verhindert weitgehend das Durchschlagen der ESG-Scheibe (siehe auch Kapitel 4.5.4.2.2)
Die hinteren Seiten- sowie das Heckfenster bestehen aus einfachem ESG.

Die folgenden Bilder 224, 225 und 226 zeigen Teilbereiche der Rohkarosserie.

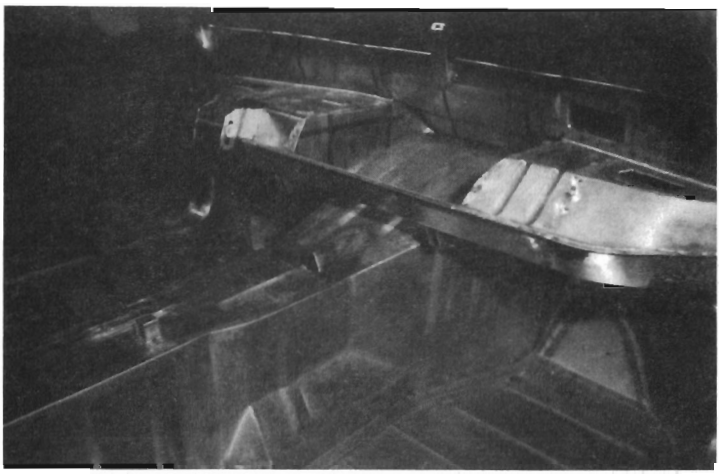


Bild 224: Struktur hinter der Armaturentafel und vorderer Mitteltunnel

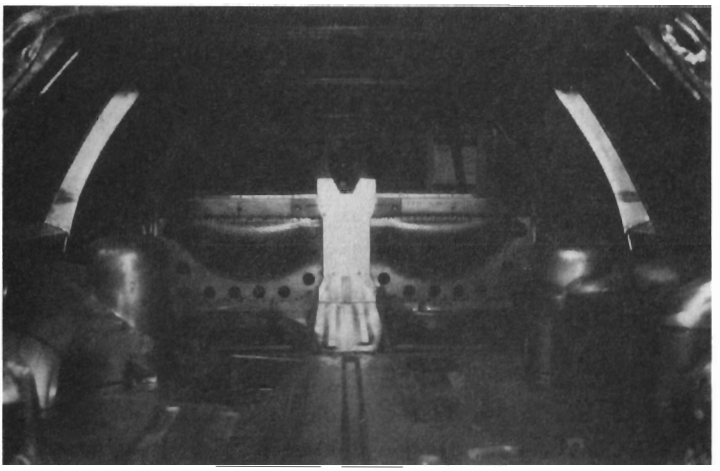


Bild 225: Querverbund im Bereich der B-Pfosten (von hinten)

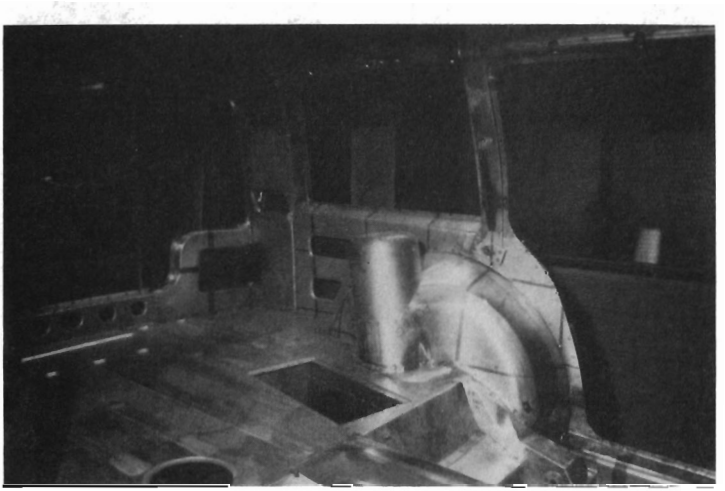


Bild 226: Heckbereich der Rohkarosserie

4.3 MASSNAHMEN ZUR VERMINDERUNG DER GERÄUSCHEMISSION

Im Rahmen der durch ein zunehmendes Umweltbewußtsein hervorgerufenen Anstrengungen zur Reduzierung der verschiedenartigsten Belastungen unserer Umgebung und der damit verbundenen Verbesserungen der Lebensqualität wurde bei der Konzeption und beim Bau des Forschungs-Pkw UNI-CAR einer der Entwicklungsschwerpunkte auf die Reduzierung der Geräuschemission gelegt.

Die am stärksten zur Lärmemission eines Kraftfahrzeugs beitragenden Geräuschquellen sind:

- Motor mit Nebenaggregaten
- Auspuffanlage
- Ansauganlage
- Kühler - Lüfter
- Reifen
- Getriebe
- Karosserie (d. h. Strömungsgeräusche, insbesondere bei hohen Geschwindigkeiten)

4.3.1 ZIELVORSTELLUNGEN UND KONZEPT

Die Zielvorstellungen bezüglich der Geräuschemission lagen für UNI-CAR bei einem Schalldruckpegel < 73 dB(A) bei beschleunigter Vorbeifahrt nach ISO R 362. Dies bedeutet im Vergleich zum derzeitigen Grenzwert von 80 dB(A) eine wesentliche Reduzierung des Lärmpegels. (Bei Beginn der UNI-CAR-Entwicklung waren noch 82 dB(A) zulässig.) Die Innengeräusche im Fahrgastraum sollten im Rahmen der üblichen Werte liegen. Es wurde jedoch angestrebt, durch konstruktive Maßnahmen auch das Innengeräusch und damit die Lärmbelästigung für die Fahrzeuginsassen zu senken.

Diese Zielvorstellungen legten beim derzeitigen Stand der Motorentechnik eine vollständige Kapselung der für den Stadtverkehr relevanten Hauptgeräuschquellen Motor, Auspuff- und Ansauganlage, Kühler - Lüfter und Getriebe nahe.

Für die Auslegung der Kapsel wurde folgender Anforderungskatalog erstellt:

- Ausreichende Kühlung von Motor, Getriebe, Achsgetriebe und Auspuffanlage
- Erhaltung der Zugänglichkeit des Motors mit Nebenaggregaten für Wartungs- und Reparaturarbeiten
- Geringer Platzbedarf der Kapsel
- Konstruktiv einfache Gestaltung der Kapsel
- Geringes Mehrgewicht der Kapsel
- Geringe Mehrkosten durch die Kapselung
- Zwang zur Wiedermontage der Kapselteile nach Wartungs- und Reparaturarbeiten
- Berücksichtigung von Forderungen, die sich aus dem aerodynamischen Konzept des UNI-CAR ergeben.

Bei der Auslegung einer Kapsel unterscheidet man eine motornahe Kapsel und eine fahrzeugseitige Kapsel. Beachtet man die im vorangegangenen Abschnitt genannten zusätzlichen Anforderungen an die Kapsel, so legen insbesondere die Kühlung und die Zugänglichkeit eine in die Karosserie integrierte, fahrzeugseitige Kapselung nahe.

Der Motorraum von herkömmlichen Fahrzeugen enthält neben dem Motor als wichtigster Geräuschquelle eine Reihe von zusätzlichen Aggregaten und Hilfsgeräten. Diese Bauteile lassen sich unterteilen in Lärmerzeuger und lärmarme bzw. geräuschlose Teile. Um das Bauvolumen der Kapsel so gering wie möglich zu halten, erschien es naheliegend, in der Kapsel nur die Lärmerzeuger und die mit ihnen zwingend verbundenen Bauteile unterzubringen und die lärmarmen bzw. geräuschlosen Bauteile in einem gesonderten Geräteraum zu installieren. Dieser Geräteraum sollte zur Verminderung der Innengeräusche zwischen Motorraum und Fahrgastraum liegen.

Die eigentliche Motorkapsel wird oben und unten von der Motorhaube und dem Kapselboden begrenzt. Der Kapselboden ist vollständig abnehmbar und enthält zusätzlich zwei Wartungsdeckel. Die seitliche

Begrenzung der Kapsel wird von den Innenwänden der Radkästen bzw. der Karosserie gebildet. Dieses Konzept hat für die Innengeräusche im Fahrgastraum den Vorteil, daß zwischen Motor und Fahrgast ein Zwischenraum (Geräteraum) vorhanden ist, der an sich schon eine Schalldämmung darstellt. Zum anderen ergibt sich aus der Verlegung der lärmarmen Bauteile in den Geräteraum der Vorteil, daß die Kapsel klein gehalten werden kann und ihre Innenwände frei sind für die Auskleidung mit akustisch wirksamen Materialien.

Des weiteren ermöglicht das Konzept der fahrzeugseitigen Kapselung des Motors zugleich die Einbeziehung des Getriebes, der Ansauganlage und der Kühlerlüfter in die Kapsel.

Die Betätigungselemente, die vom Fahrgastraum in den Motorraum führen, sollen durch den Geräteraum verlegt und an den Durchbruchstellen akustisch abgedichtet werden. Dadurch wird eine direkte Verbindung zwischen Motor- und Fahrgastraum vermieden.

Die Auspuffanlage, bestehend aus Vor-, Mittel- und Nachschalldämpfer, wird im Unterboden-Mittentunnel verlegt, der nach unten durch eine abnehmbare Abdeckung geschlossen ist. Dadurch wird einerseits der Luftwiderstand des Fahrzeugs verringert, andererseits erübrigt sich eine doppelwandige Ausführung der Auspuffanlage.

Die Konstruktion der Kapsel erfolgt so, daß sie bis auf die Schallabsorptionsstrecken zur Be- und Entlüftung technisch dicht ist. Die Auskleidung der Kapsel mit akustisch isolierendem Material auf der Innenseite der Kapselwände ist so geplant, daß an allen Flächen, die nicht im Bereich von Leckageflüssigkeiten liegen, schallabsorbierendes Material angebracht wird. Diese Flächen sind beispielsweise die Innenseite der Motorhaube und der obere Bereich der Seitenwände. Alle anderen Flächen sollen mit schalldämmenden Materialien versehen werden.

Zur Wärmeisolierung gegenüber dem Fahrgastraum soll der Mittentunnel mit isolierendem Material, das gleichzeitig auch schalldämmende Eigenschaften hat, ausgekleidet werden. Zusätzlich ist vorgesehen, die Auspuffanlage mit wärmeisolierendem Material zu umwickeln.

Die Durchtritte der Antriebswellen durch die Seitenwände der Kapsel sollen ebenfalls akustisch abgedichtet werden. Zum Schutz der direkt neben dem Turbolader befindlichen Gummibälge wird hier die Verwendung eines wärmeisolierenden Materials eingeplant.

Bei der Konzeption der Aufhängungselemente für Motor, Getriebe und Auspuffanlage gilt es, die Körperschallanregung der Karosserie möglichst gering zu halten.

Zur Geräuschminderung im Fahrgastraum wird der Einbau von schallabsorbierenden Materialien an Armaturenbrett, Dachhimmel, Sitzen, Türverkleidungen und Boden vorgesehen.

Für die Reifen hatte man sich zum Ziel gesetzt, sogenannte Sicherheitsreifen zu verwenden, die hinsichtlich Rollwiderstand und Geräuschemission optimiert werden sollten.

4.3.1.1 AUSFÜHRUNG DER KAPSEL

Die konstruktive Ausführung der Motorkapselung und des Mittentunnels erfolgt im großen und ganzen wie in dem in Kapitel 4.3. dargestellten Konzept vorgesehen. Bild 227 zeigt die am UNI-CAR ausgeführten akustischen Maßnahmen. Dabei wird allerdings aufgrund der vorgegebenen niederen Außenkontur des Fahrzeugs und der daraus resultierenden beengten Einbauverhältnisse der Geräteraum für geräuschlose bzw. geräuscharme Bauteile kleiner ausgeführt als ursprünglich geplant. Er enthält jetzt noch Scheibenwischerantrieb, Scheibenwaschwasser-Behälter und Bremsflüssigkeitsbehälter sowie die Heizung mit den dazugehörigen Heizgebläsen und Luftkanälen.

Die ursprünglich außerdem vorgesehenen Behälter für Servopumpenöl und der Kühler-Ausgleichsbehälter werden vor den Radkästen bzw. im Motorraum installiert. Die Batterie sitzt im hinteren Teil des Fahrzeugs und ist durch einen Deckel im Laderaumboden zugänglich.

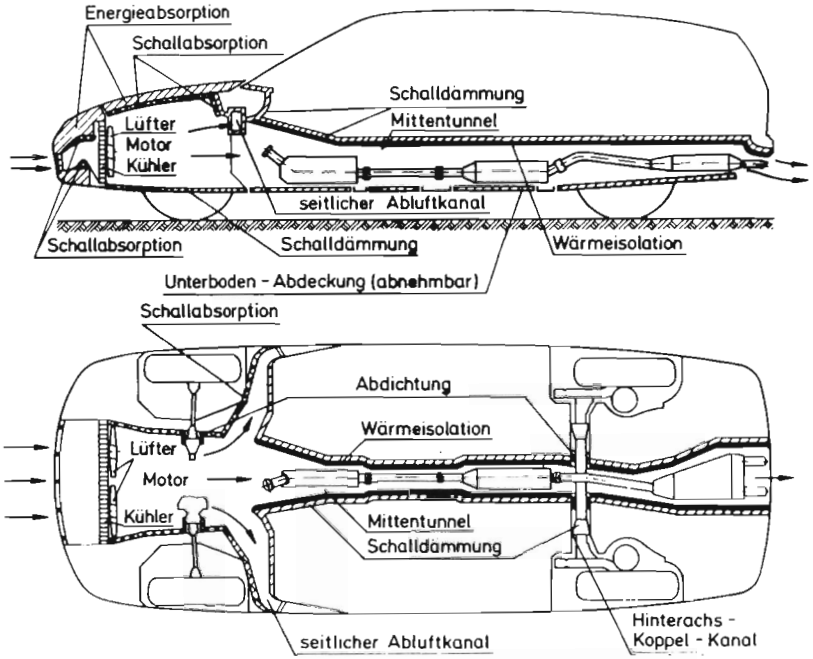


Bild 227: Schnitte durch UNI-CAR unter besonderer Berücksichtigung akustischer Maßnahmen

Die Sicherungskästen für die elektrische Anlage sitzen im Fußraum auf der Beifahrerseite.

Um, mit Ausnahme der Schallabsorptionsstrecken zur Be- und Entlüftung, eine technisch dichte Kapsel zu bekommen, werden folgende Maßnahmen ergriffen:

- Dichter Einbau des Kühlers in die Karosserie und ebenfalls dicht angebaute ummantelte Elektrolüfter
- Abdichtung gegen die Motorhaube über eine umlaufende Doppeldichtung aus einem Gummihohlprofil

- Abdichtung der Achswellen-Durchtritte mit einem Band aus verwebten Keramikfasern, das vor allem auch auf der linken Fahrzeugseite den direkt neben dem Turbolader liegenden Gummibalg der Antriebswelle vor einer zu hohen Wärmebelastung schützt. Diese Abdichtung ist auch, zumindest auf der rechten Fahrzeugseite, auf der die thermische Belastung geringer ist, durch einen Gummibalg denkbar. Allerdings erfordert dies einen größeren Aufwand bei der Montage.
- Abdichtung der Durchbruchstellen von Betätigungselementen und Kabelsträngen, die vom Fahrgastraum in den Motorraum führen, mittels Gummitüllen bzw. durch dichten Einbau.

Eine Abdichtung des Hinterachs-Koppelkanals kann aufgrund der engen Platzverhältnisse und des großen Federweges der Koppel nicht wie geplant durchgeführt werden. Eine weitere Erschwernis bringt außerdem die Verlegung der Handbremsbetätigung auf der Hinterachs-Koppel mit sich.

Die Schallisolierung der Ansauganlage erfolgt über einen in die "Soft-Nose" integrierten Zuluftkanal. Aus Bild 228 sind die durch eingeklebte Formteile aus Schallabsorptionsmaterial gebildete Umlenkung des Zuluftstromes und das dicht eingebaute Kühler/Lüfter-System ersichtlich.

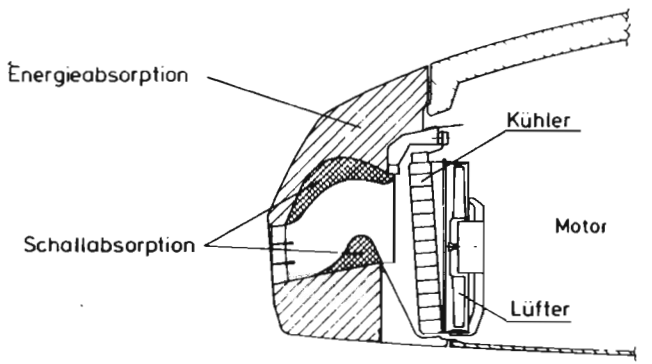


Bild 228: Querschnitt durch die Soft-Nose mit Anordnung von Kühler und Lüfter

Die seitlichen Abluftkanäle werden zur Reduzierung des aus dem Motorraum dringenden Geräusches mit schallabsorbierendem Material ausgekleidet.

Bild 229 zeigt die Abdichtung des Motorraumes gegen die Motorhaube und die auf der Innenseite der Haube angebrachte 30 mm dicke schallabsorbierende Beschichtung.

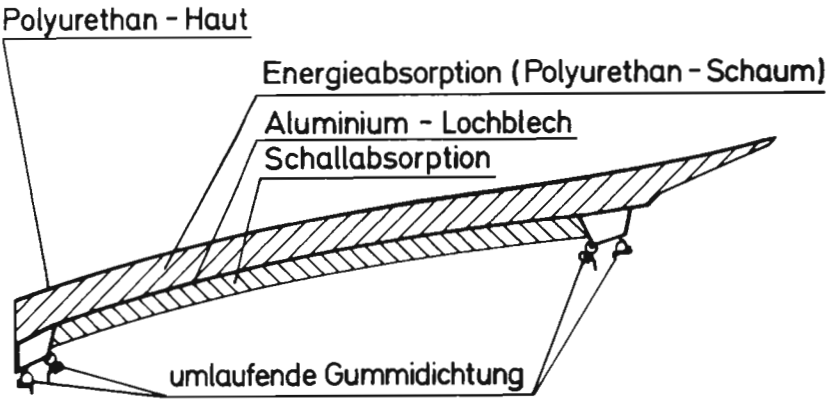


Bild 229: Längsschnitt durch die Motorhaube

Dieses Absorptionsmaterial findet sich auch an allen Stellen des Motorraumes, die nicht im unteren Bereich liegen und deshalb Gefahr laufen, durch Flüssigkeitsleckagen getränkt zu werden. Auch im Bereich des Abgasturboladers und der Auspuffanlage wird wegen der dort auftretenden höheren Temperaturen auf die Anbringung schallabsorbierenden Schaumstoffs verzichtet. Diese Bereiche werden zur Schalldämmung mit einer aluminiumkaschierten Glasfasermatte belegt.

Der glatte Unterboden des UNI-CAR und die daraus resultierende Unterbringung der Auspuffanlage in einem Mittentunnel im Inneren des Fahrzeugs bringt eine erhöhte Temperatur im Innenraum mit sich. Der Kühlluftdurchsatz bewirkt jedoch, daß eine unzulässige Aufheizung der Wandungen des Mittentunnels und damit auch des Innenraums

durch die Auspuffanlage vermieden wird. Diese Maßnahme wird unterstützt durch eine aus Keramikfasern bestehende wärmeisolierende Umwicklung der Auspuffanlage. Ausgenommen ist hiervon nur der hinterste der drei Absorptions-Schalldämpfer. Die Wärmeisolierung hat gleichzeitig auch eine schalldämmende Wirkung. Sie unterdrückt das Schwingen der Wände der Auspuffanlage und damit die Schallabstrahlung.

Um eine Körperschalleinleitung von der Auspuffanlage in die Wand des Tunnels zu verhindern, wird die Auspuffanlage mit Gummielementen aufgehängt.

Im vorderen Teil des Mittentunnels wird, wie aus Bild 230 hervorgeht, auch die Innenseite der Tunnelwand mit einer Wärmeisolierung aus Mineral-Schaumstoff, die gleichzeitig auch schallabsorbierende Eigenschaften hat, belegt. Auf diese Maßnahme wird im mittleren und hinteren Tunnelbereich an den Seitenwänden verzichtet, da dort ein geringerer Querschnitt besteht und eine zusätzliche Isolierung den Kühlluftdurchsatz beeinträchtigen würde. Sollte sich aus thermischen Gründen die Notwendigkeit einer Isolierung ergeben, müßte, um den Kühlluftdurchsatz nicht zu verschlechtern, die Auspuffanlage in diesem Bereich ohne Beeinträchtigung der Schalldämpfung umkonstruiert werden.

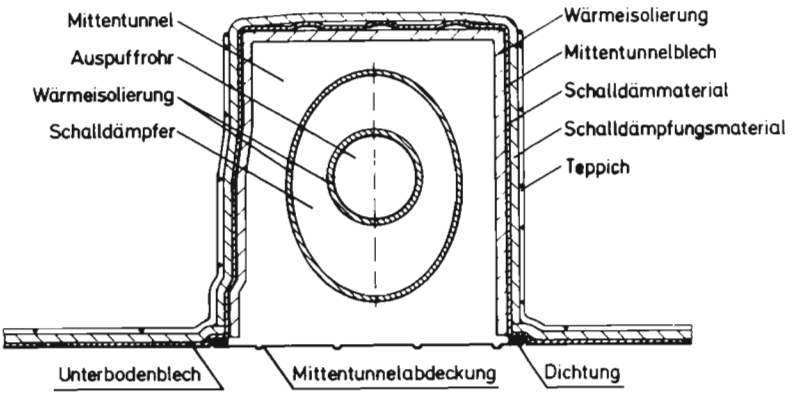


Bild 230: Querschnitt durch den Mittentunnel

Die Zugänglichkeit des Motors mit seinen Nebenaggregaten für Wartungs- und Reparaturarbeiten wird durch die konstruktive Gestaltung der motorfernen Kapsel mit der Motorhaube als obere Abdeckung und einem abschraubbaren Deckel im Unterboden als untere Abdeckung gewährleistet.

Ein geringer Platzbedarf und eine konstruktiv einfache Gestaltung der Kapsel wird erreicht durch die Gestaltung als fahrzeugseitige Kapselung und damit der Einbeziehung der Kapsel in die Karosserie.

Die Forderung nach einem geringen Mehrgewicht der Kapsel wird ebenfalls erfüllt durch die Nutzung von Karosserieteilen als Kapselwände und durch den Bau leichter Unterboden-Abdeckungen aus Aluminium und GFK.

Die Summe dieser Maßnahmen trägt auch dazu bei, daß durch die Kapselung des Fahrzeugs keine zu hohen Mehrkosten entstehen.

4.3.1.2 MOTORGERÄUSCH

Während direkteinspritzende Dieselmotoren allgemein als laut bekannt sind, steht mit dem M.A.N.-CDI-Verfahren ein relativ leises Verbrennungsverfahren zur Verfügung. Außerdem wirkt sich die Abgasturboaufladung auf die Verbrennungsgeräusche günstig aus.

4.3.1.3 INNENGERÄUSCH

Sämtliche großflächigen Bleche werden zur Reduzierung des Körperschalls partiell mit körperschalldämpfender Folie belegt. Darauf wird im Bereich der Spritzwand und auf dem Boden schallabsorbierendes Material mit einer Schwerschicht als Unterbau befestigt. Das ganze wird mit einem Teppichbelag abgedeckt. Auch unter dem Innenbezug des Dachhimmels wird schallabsorbierender Schaumstoff angebracht.

Auch die aufwendige Sicherheitspolsterung auf den Türinnenseiten und die mit einem durchlässigen Stoff bezogene Sitzpolsterung tragen zur Schallabsorption im Innenraum bei.

4.3.1.4 REIFENGERÄUSCH

Da - wie in Kap. 3.5.2 (Bereifung) erläutert - Sicherheitsreifen mit Notlaufeigenschaften verwendet werden, besteht nur eine geringe Auswahl an zur Verfügung stehenden Reifen.
Zur Wahl stehen aus dem Programm der Firma GOODYEAR der neuentwickelte Reifen NCT HR 65 der Größe 195/65 HR 15 und der GRAND PRIX V70 der Größe 185/70 VR 15.

Der NCT-Reifen zeigt ein besseres Handling, ist aber im gesamten getesteten Geschwindigkeitsbereich um ca. 4 dB(A) lauter. Aus akustischer Sicht ist deshalb der GRAND PRIX V70 Reifen vorzuziehen.

4.3.2 AKUSTISCHE UNTERSUCHUNGEN AM FAHRZEUG

Zum Nachweis der Einhaltung der im Lastenheft vorgegebenen Grenzwerte werden Messungen bei beschleunigter Vorbeifahrt durchgeführt.

Des weiteren werden zur Untersuchung der Geräuschemission Messungen des Rundumgeräusches und des Auspuffmündungsgeräusches herangezogen. Schließlich werden Innengeräuschmessungen bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten durchgeführt.

4.3.2.1 MESSUNG DER FAHRGERÄUSCHE BEI BESCHLEUNIGTER VORBEIFAHRT NACH ISO R 362 UND BEI VORBEIFAHRT MIT KONSTANTER GESCHWINDIGKEIT

Die Fahrgeräuschmessungen bei beschleunigter und bei konstanter Vorbeifahrt werden mit einem Versuchsaufbau entsprechend ISO R 362 (Bild 231) durchgeführt. Das Mikrofon befindet sich 1,2m über dem Boden.

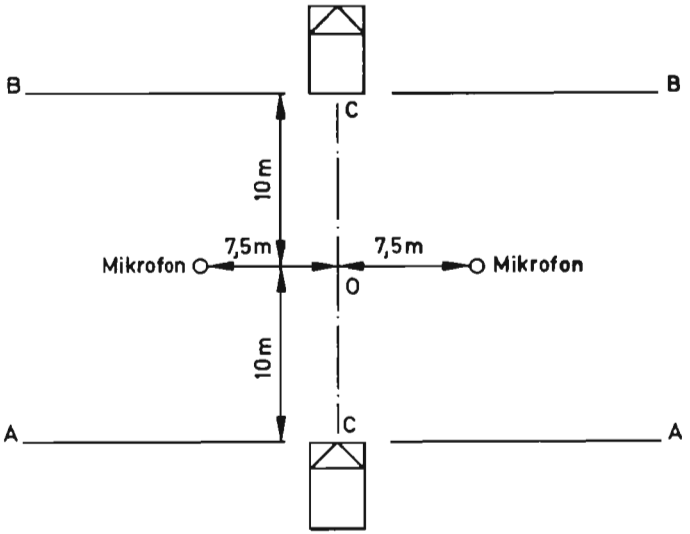


Bild 231 : Mikrofonpositionen für Fahrgeräuschmessungen nach ISO R 362

Dabei werden der A-bewertete Schalldruckpegel L_A und, mittels Druckschlauchauslösung, das lineare Terzfrequenz-Spektrum bei Überfahren der Verbindungslinie der beiden Mikrofone mit den Vorderrädern aufgezeichnet.

Für die Messungen werden Geräte der Firma Brüel & Kjaer verwendet. Im Einzelnen sind dies:

- 1/2" Mikrofone Typ 4165
- Präzisions-Impulsschallpegelmesser Typ 2209
- Pegelschreiber Typ 2306
- Echtzeit-Terz-Analysator Typ 2131
- Digital-Cassetten-Recorder Typ 7400

Pro Fahrzeugseite werden jeweils mindestens zwei Einzelmessungen durchgeführt. Als Meßergebnis wird das arithmetische Mittel, auf ganze dB gerundet, angegeben, wobei jeweils der höhere Wert aus der Messung der linken und rechten Fahrzeugseite verwendet wird.

Bei den Messungen zur beschleunigten Vorbeifahrt des Fahrzeugs wird mit der konstanten Geschwindigkeit von 50 km/h bis zur Linie A-A gefahren. Beim Überfahren von A-A wird das Fahrpedal so schnell wie möglich in die Stellung für volle Leistung gebracht. Bei B-B wird das Fahrpedal so schnell wie möglich wieder zurückgenommen. Auf die gleiche Weise werden zusätzlich noch Messungen mit den Anfangsgeschwindigkeiten 30 und 40 km/h durchgeführt. Der höchste bei den drei Geschwindigkeiten auftretende Schalldruckpegel wird als Meßergebnis angegeben.

Bei den Messungen zur konstanten Vorbeifahrt wird die Meßstrecke mit verschiedenen konstant gehaltenen Geschwindigkeiten durchfahren.

Bei den hier angegebenen Messungen ist das Fahrzeug mit allen unter 4.3.1 beschriebenen Schallisolationsmaßnahmen ausgerüstet. Die Reifen sind von der Firma GOODYEAR Typ NCT HR 65, Größe 195/65 HR 15; sie haben Notlaufeigenschaften. Bei beschleunigter Vorbeifahrt ergeben sich die in Bild 232 genannten A-bewerteten Schalldruckpegel.

Anfangsgeschwindigkeit km/h	L_A rechts dB(A)	L_A links dB(A)
30	71	70
40	72	72
50	72	72

Bild 232 : A-bewertete Schalldruckpegel bei beschleunigter Vorbeifahrt nach ISO R 362

Als Fahrgeräusch für UNI-CAR bei beschleunigter Vorbeifahrt nach ISO R 362 ergibt sich damit ein Wert von 72 dB(A).[1)]

Somit wird die im Lastenheft gemachte Vorgabe erreicht.

---

1) An Prototyp Nr. 3 wurden unter gleichen Bedingungen (ISO R 362) mit der Meßeinrichtung der Fa. Opel auf deren Prüffeld in Dudenhofen noch bessere Werte nachgewiesen: 71 dB(A) rechts und links.

Bild 233 zeigt das A-bewertete Terz-Schalldruckspektrum bei beschleunigter Vorbeifahrt, dessen Integrationszeit von 1 s Dauer durch das Überfahren der Mikrofonverbindungslinie mit den Vorderrädern (vgl. Bild 231) gestartet wird.

Deutlich erkennbar sind die zweite Harmonische der Motordrehzahl bei 63 Hz und die vierte Harmonische bei 125 Hz. Neben der zweiten Harmonischen wird das Gesamtgeräusch noch maßgeblich bestimmt von hohen Pegeln im Bereich von 400 Hz bis 3,15 kHz. Hier kommt wahrscheinlich das Motorverbrennungsgeräusch zum

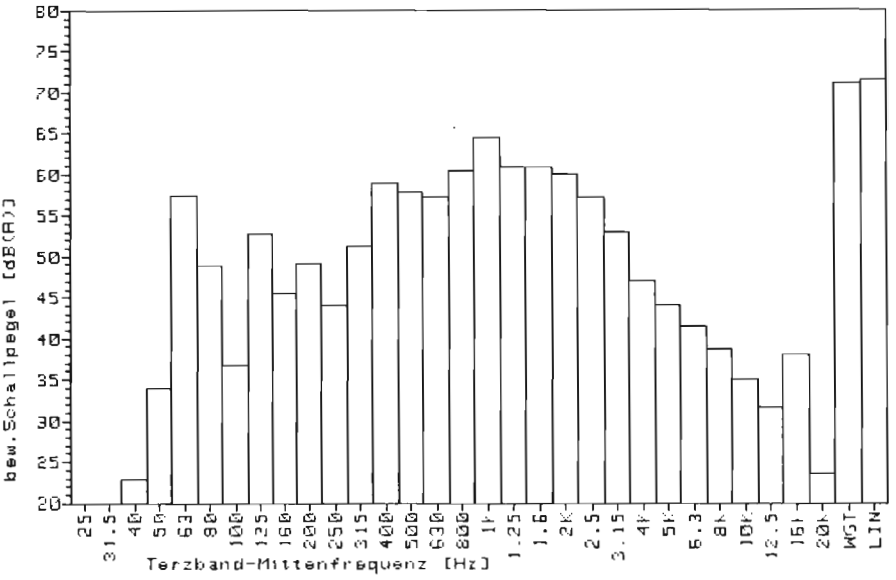


Bild 233: A-bewertetes Terz-Schalldruckspektrum bei beschleunigter Vorbeifahrt nach ISO R 362

Bei konstanter Vorbeifahrt ergeben sich die in Bild 234 dargestellten Werte.

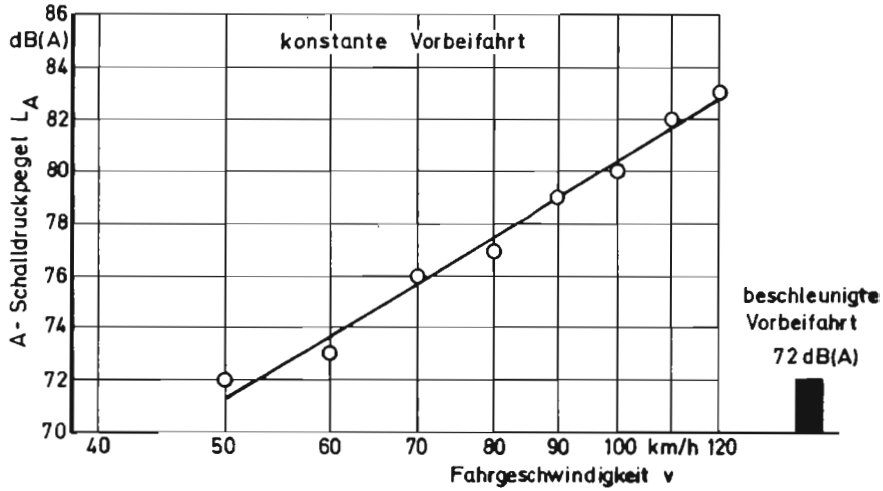


Bild 234: A-bewerteter Schalldruckpegel bei Vorbeifahrt mit konstanter Geschwindigkeit und bei beschleunigter Vorbeifahrt (Prototyp 4)

Parallel dazu wurde auch bei Prototyp 3 auf der Rundstrecke des Opel-Prüffeldes in Dudenhofen das Geräusch bei Vorbeifahrt mit konstanter Geschwindigkeit gemessen. Das Mikrofon war ebenfalls 7,5 m von der Fahrzeugmitte entfernt. Die Werte liegen bei 90 km/h um 0,5 dB(A) und bei 120 km/h um 1 dB(A) niedriger als bei Prototyp 4. Im Vergleich mit 3 anderen Fahrzeugen der oberen Mittelklasse mit Ottomotoren, die unter den gleichen Bedingungen gemessen wurden, erwies sich UNI-CAR im Mittel als das leiseste Fahrzeug (Bild 235).

4.3.2.2 MESSUNG DES RUNDUMGERÄUSCHES

Gemessen wird bei stehendem Fahrzeug der A-bewertete Schalldruckpegel des unbelasteten Motors und der Hilfsaggregate bei Abregeldrehzahl. Die Fahrzeugausstattung enthält alle Schallisolationsmaßnahmen.

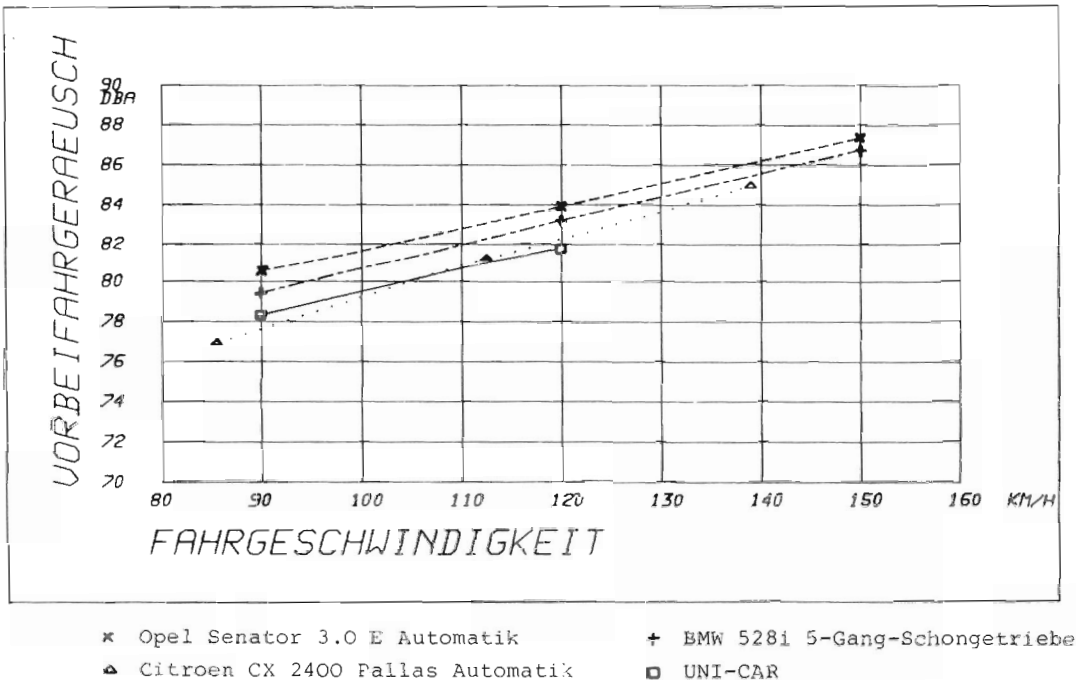


Bild 235 : A-bewerteter Schalldruckpegel verschiedener Fahrzeuge im Vergleich zu UNI-CAR bei Vorbeifahrt mit konstanter Geschwindigkeit auf der Rundstrecke des Opel-Prüffeldes in Dudenhofen (Prototyp 3).

Im Abstand von 7 m vom Fahrzeugumriß wird an acht Meßstellen in den vier Hauptrichtungen und in den vier Zwischenrichtungen (unter 45°) gemessen. Das Mikrofon befindet sich in einer Höhe von 1,2 m /1/. Als Meßgeräte werden die unter 4.3.2.1 genannten Geräte verwendet.

Die gemessenen A-Schalldruckpegel L_A sind in Bild 236 eingezeichnet. Der arithmetische Mittelwert aller acht Meßstellen beträgt 76 dB(A). Der niedere Wert von 71 dB(A) hinter dem Fahrzeug deutet auf ein geringes Auspuffmündungsgeräusch hin. Für den gegenüber Meßstelle 6 um 5 dB(A) höheren Wert an Meßstelle 7 konnte keine Erklärung gefunden werden. Eine nähere Untersuchung war aus zeitlichen Gründen nicht möglich. Der hohe Wert von 79 dB(A) vor dem Fahrzeug könnte durch eine Optimierung des Kühllufteinlasses, die ebenfalls aus zeitlichen Gründen nicht möglich war, noch gesenkt werden.

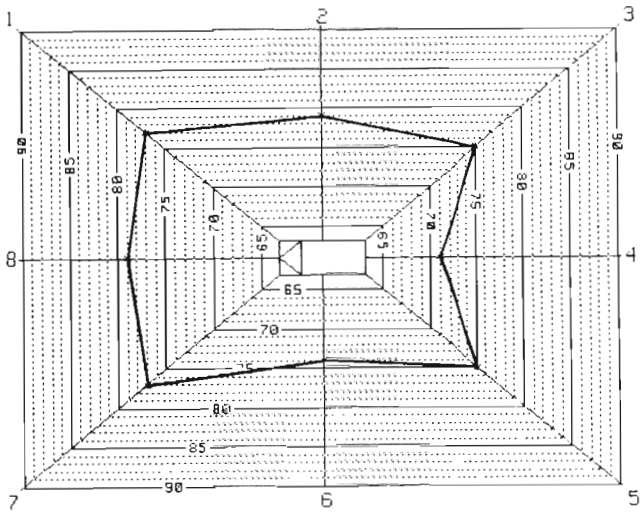


Bild 236 : Rundumgeräusch des UNI-CAR in dB(A)

/1/ § 49 StVZO, Richtlinien für die Geräuschmessung an Kraftfahrzeugen

In weitergehenden Untersuchungen wird der Einfluß der Kapselung auf die Geräuschemission (Rundumgeräusch) ermittelt.

Variante 1: Tangentialaustritte für Motorraumabluft verschlossen.

Bei dieser Maßnahme werden dieselben Schalldruckpegel gemessen wie im Ausgangszustand, d.h. die Tangentialaustritte ergeben keine Verschlechterung in akustischer Hinsicht.

Variante 2: Untere Motorraumabdeckung nicht montiert.

Beim arithmetischen Mittelwert ergibt sich gegenüber dem Ausgangszustand eine Erhöhung um 5,2 dB(A)

Die Differenzwerte an den einzelnen Meßstellen sind im Vergleich zum vollständig gekapselten Fahrzeug im Bild 237 dargestellt.

Variante 3: Gesamte Unterbodenabdeckung nicht montiert.

Der arithmetische Mittelwert liegt um 4,9 dB(A) höher als beim Ausgangszustand. Die geringere Erhöhung im Vergleich zu Variante 2 ergibt sich durch das um 3 dB(A) niederere Geräusch hinter dem Fahrzeug. Der Wegfall der Schalleitung im Mittentunnel könnte dafür eine Erklärung sein.

Meßstelle / Variante	1	2	3	4	5	6	7	8
1	0	0	0	-	1	0	0	-
2	5	3	6	7	7	3	4	6
3	5	3	6	4	8	3	3	6

Bild 237 : Erhöhung der A-Schalldruckpegel in dB(A) bei den Rundumgeräuschmessungen an den Meßstellen 1...8 (vgl. Bild 236) durch Variation der Kapselung.

Wie aus den Untersuchungen der Varianten 2 und 3 hervorgeht, ergibt die vollständige Kapselung des Motorraumes eine eindeutige Reduzierung der Geräuschemission.

4.3.2.3 MESSUNG DES STANDGERÄUSCHES IM NAHFELD

Die Messung erfolgt am stehenden Fahrzeug bei Abregeldrehzahl. Dabei steht das Mikrofon in 50 cm Entfernung von der Auspuffmündung auf gleicher Höhe wie diese und unter 45° zur Mündungsrichtung /2/.

Das Fahrzeug ist bei der Messung mit den vollständigen Schallisolationen versehen.

Das bei Abregeldrehzahl gemessene Auspuffmündungsgeräusch beträgt 88 dB(A).

4.3.2.4 MESSUNG DES INNENGERÄUSCHES

Bei den Innengeräusch-Messungen wird aus zeitlichen Gründen nur auf dem Beifahrersitz gemessen. Das Meßmikrofon befindet sich dabei 650 mm über der Schnittlinie der Oberfläche des unbelasteten Sitzes mit der Vorderfläche der Rückenlehne und in der Mittelebene des Beifahrersitzes. Gemessen wird der A-bewertete Schalldruckpegel L_A bei konstanten Fahrgeschwindigkeiten von 50 km/h und 125 km/h. Zusätzlich wird das Innengeräusch noch bei verschiedenen anderen Fahrgeschwindigkeiten ermittelt.

/2/ EG-Richtlinie 78/1015/EWG

Die in Bild 238 dargestellten Werte für das Innengeräusch des UNI-CAR werden bei Verwendung der vollständigen Schallisolationsmaßnahmen erzielt.

Geschwindigkeit km/h	50	60	70	80	90	100	110	125
$\frac{L_A}{dB(A)}$	68	68	67	70	71	73	78	80

Bild 238 : Innengeräuschpegel in dB(A) bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten, gemessen nach DIN 45 639

Diese Werte liegen noch im Rahmen heutiger Serienfahrzeuge. Eine Verbesserung war aus Zeitgründen nicht möglich. Sie wäre aber erwünscht.

4.3.2.5 WERTUNG DER ERGEBNISSE DER AKUSTISCHEN UNTERSUCHUNGEN AM FAHRZEUG

Die im Lastenheft gestellten Anforderungen an die Geräuschemission des Forschungs-Pkw UNI-CAR konnten erfüllt werden.

Mit Werten von 71 dB(A) bei Prototyp 3 und 72 dB(A) bei Prototyp 4 bei beschleunigter Vorbeifahrt nach ISO R 362 wurde die Lastenheftvorgabe von < 73 dB(A) erreicht. Die Geräuschpegel im Innenraum liegen im Rahmen heute üblicher Serienfahrzeuge.

Eine genauere Erforschung der einzelnen Geräuschquellen und damit auch eine Optimierung der Geräuschemission des UNI CAR konnte aus zeitlichen und finanziellen Gründen nicht durchgeführt werden.

4.3.3 SPEZIELLE AKUSTISCHE UNTERSUCHUNGEN AM MOTOR

Der UNI-CAR-Motor sollte bezüglich seiner Akustik in erster Linie im Rahmen der beschleunigten Vorbeifahrt beurteilt werden. Bei dieser durch ISO R 362 genormten Versuchsdurchführung gehen Fahrzeugeinflüsse ebensosehr in das Meßergebnis ein wie Motoreinflüsse. Es war bei Fahrversuchen aber wiederholt subjektiv beobachtet worden, daß der UNI-CAR-Motor im Vergleich zu serienmäßigen Kammermotoren ein angenehmes Geräuschspektrum hat und daß er im kalten Leerlauf völlig frei von Nagelgeräuschen ist. Diese subjektiv festgestellten akustischen Eigenschaften sollten in der letzten Erprobungsphase durch einzelne kurze Teste in einem Motorenprüfstand, dessen Decke und Wände schallabsorbierend ausgekleidet sind, überprüft werden. Der genannte Prüfstand zeigt im Frequenzbereich oberhalb 150 Hz Freifeldeigenschaften, wie mit Hilfe einer Normalschallquelle nachgewiesen werden konnte. Er erlaubt beim augenblicklichen Ausrüstungszustand allerdings nur Untersuchungen mit unbelastetem Motor. Als akustische Meß- und Auswertegeräte stehen zur Verfügung:

1. eine 5-kanalige Mikrofon-Multiplexer-Verstärker-Einheit
2. ein Echtzeit-Terz/Oktav-Analysator
3. ein FFT-Signalanalysesystem für Ordnungsanalysen

Der vom Motor abgestrahlte Luftschall wird an 5 verschiedenen Positionen gemessen: vor (Zahnriemenseite) und hinter (Schwungradseite) dem Motor mit jeweils 60 cm Mikrofonabstand zur Motoroberfläche, links und rechts vom Motor mit jeweils 1 m Mikrofonabstand und über dem Motor mit ebenfalls 60 cm Mikrofonabstand.

In Bild 239 ist der A-bewertete Schalldruckpegel im Leerlaufzustand über den vermessenen fünf Meßstellen aufgetragen, wie er beim UNI-CAR-Motor mit und ohne Abgasturbolader im jeweils warmen und kalten Zustand ermittelt wurde. Zum Vergleich wurden die entsprechenden Schalldruckpegel auch an einem serienmäßigen Wirbelkammermotor, der mit dem UNI-CAR-Motor in etwa vergleichbar ist, im warmen und kalten Zustand vermessen. Die im rechten Teil des Diagramms aufgetragenen Mittelwerte der fünf Meßstellen zeigen, daß der kalte Wirbelkammermotor den höchsten Schall-

druckpegel aufweist. Bei diesem Betriebszustand war ein deutliches "Nageln" hörbar. Der betriebswarme Wirbelkammermotor ist um 3,5 dB(A) leiser. Der betriebswarme UNI-CAR-Motor ist im Vergleich dazu noch leiser. Es fällt auf, daß der kalte UNI-CAR-Motor bei diesem Vergleich die geringste Geräuschemission hat. Diese Eigenschaft des UNI-CAR-Motors bedarf noch der Erklärung. Sie wirkt sich aber, wie auch im praktischen Fahrzeugeinsatz zu beobachten war, so aus, daß das Fahrzeug gerade beim Kaltstart nicht als lautes Dieselfahrzeug eingestuft wird und deshalb eine günstige Beurteilung erfährt.

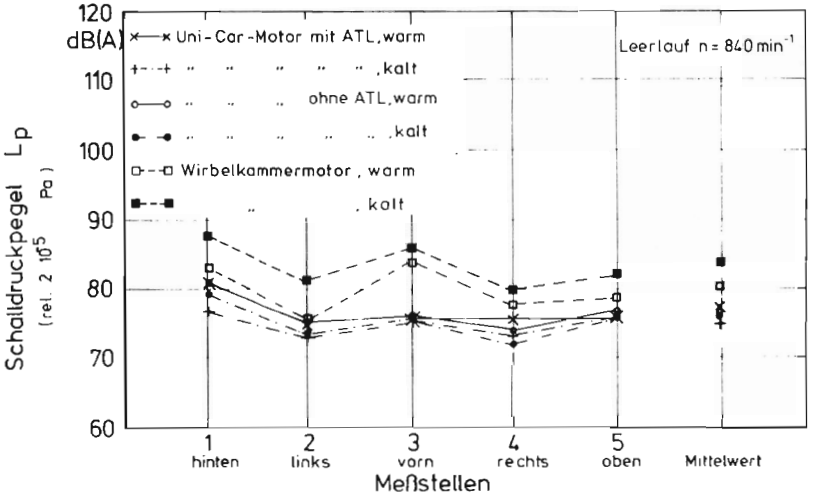


Bild 239 : A-bewertete Schalldruck-Summenpegel des UNI-CAR-Motors mit und ohne ATL und eines vergleichbaren Wirbelkammermotors an 5 verschiedenen Mikrofonpositionen mit dem jeweiligen Mittelwert bei kaltem und warmem Leerlauf.

Wie die in Bild 240 dargestellten Terzspektren zeigen, ist die insbesondere im kalten Zustand geringere Leerlauf-Geräuschemission des UNI-CAR-Motors im Vergleich zum Wirbelkammermotor auf deutlich geringere Schalldruckpegel im Frequenzbereich zwischen 800 Hz und 4 kHz zurückzuführen. Dieser Frequenzbereich wird - wie Untersuchungen an ähnlichen Motoren zeigen - sowohl vom Verbrennungsgeräusch als auch von mechanischen Geräuschquellen, wie zum Beispiel den Kolben, beeinflußt.

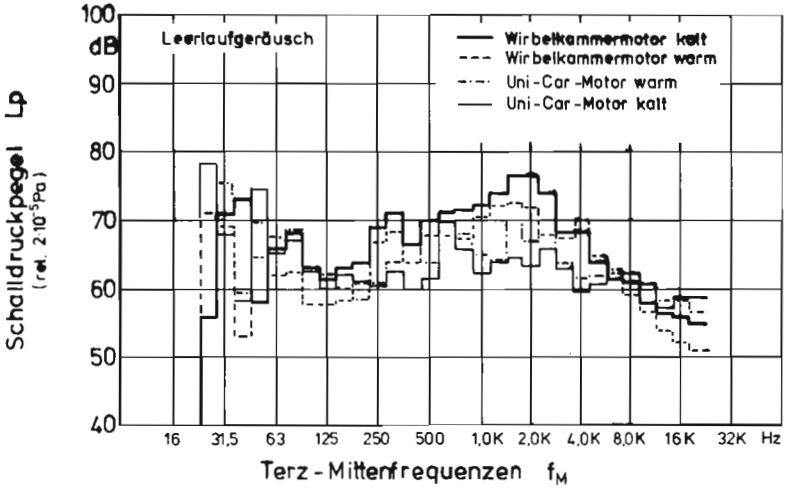


Bild 240 : Vergleich der Luftschall-Terzspektren von UNI-CAR-Motor und vergleichbarem Wirbelkammermotor bei kaltem und warmem Leerlauf.

Das günstige Verhalten des UNI-CAR-Motors in akustischer Hinsicht ist auch aus Bild 241 abzulesen, wenn man bedenkt, daß üblicherweise direkteinspritzende Dieselmotoren sehr viel lauter sind als Kammermotoren. Im direkten Vergleich der beiden betrachteten Motoren kann der UNI-CAR-Motor aber nur bei hohem Leerlauf als gleichwertig und bei normalem Leerlauf (840 min^{-1}) als günstiger als der Wirbelkammermotor eingestuft werden. Die mehr ins Detail gehende akustische Untersuchung konnte aus den genannten Gründen leider nicht durchgeführt werden.

Die in Bild 242 dargestellten Frequenz-Spektren des ohne Last betriebenen warmen UNI-CAR-Motors bei den Drehzahlen 840, 1800 und 4200 min^{-1} zeigen, daß beim heutigen Entwicklungsstand die Geräuschcharakteristik des Motors von Pegelspitzen bei 1,6 bis 2,5 kHz Terzmittenfrequenz geprägt wird. Pegelüberhöhungen ergeben sich außerdem bei 630 und 800 Hz Terzmittenfrequenz.

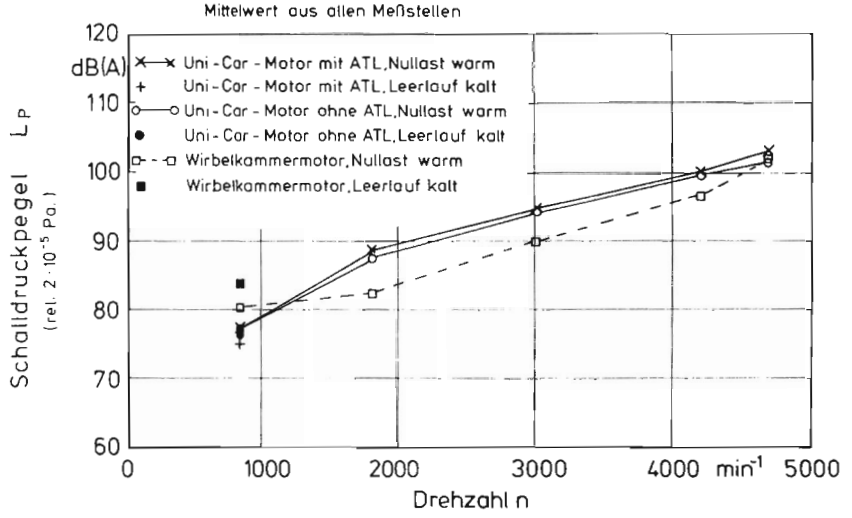


Bild 241: Drehzahleinfluß auf die A-bewerteten Schalldruck-Summenpegel des UNI-CAR-Motors mit und ohne ATL und eines vergleichbaren Wirbelkammermotors bei Nullast.

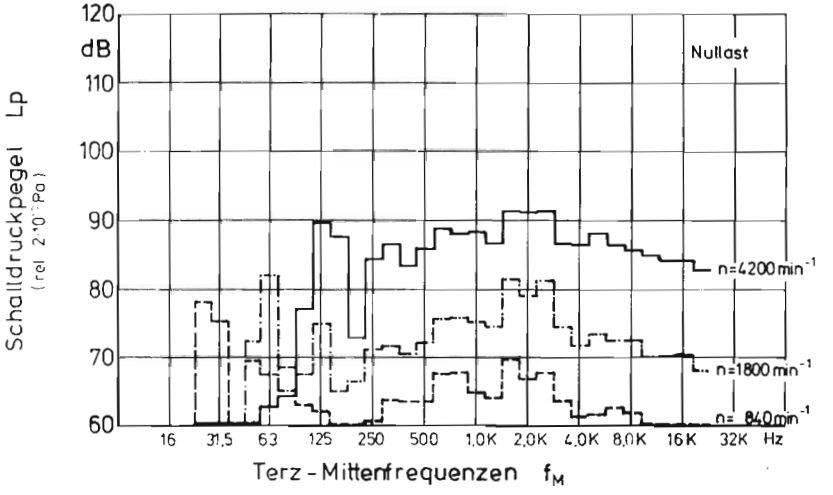


Bild 242: Drehzahleinfluß auf das Terzspektrum der über alle Meßstellen gemittelten Schalldrücke des UNI-CAR-Motors mit ATL bei Nullast.

Beim Hochbeschleunigen des unbelasteten UNI-CAR-Motors aufgezeichnete Ordnungsanalysen einiger Luftschallsignale sind in Bild 243 dargestellt. Man erkennt, daß im Drehzahlbereich oberhalb $n \approx 3500\ min^{-1}$ an den Meßstellen vor und hinter dem Motor (in Kurbelwellenlängsrichtung) relativ hohe Schalldruckamplituden bei der 8., 10. und 12. Ordnung (entsprechend 500 bis 800 Hz) auftreten. Als mögliche Ursache könnten Schwingungen von Zahnriemen bzw. Zahnriemenscheiben, Kurbelwelle, Schwungrad oder von Abdeckungen in Frage kommen. Seitlich und oberhalb vom Motor dominiert die 2. Motorordnung.

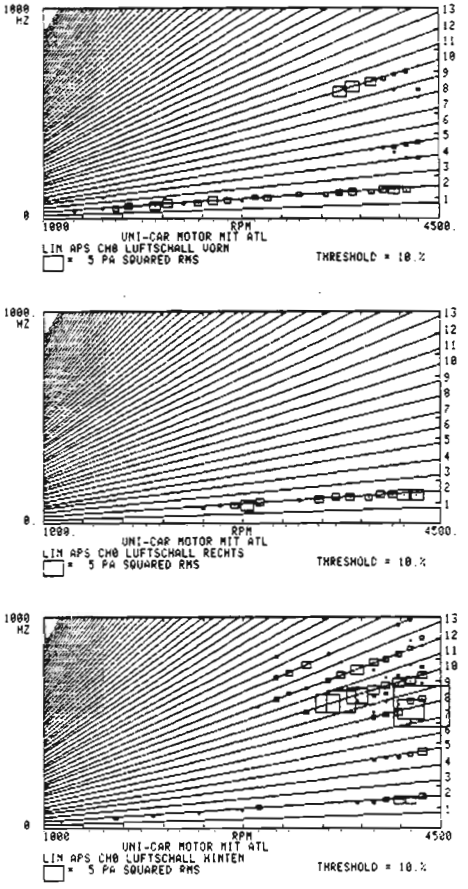


Bild 243 : Campbell-Diagramme der Luftschallsignale an drei verschiedenen Mikrofonpositionen, UNI-CAR-Motor mit ATL. (Der Flächeninhalt der eingezeichneten Rechtecke entspricht der Amplitude des Auto-Power-Spektrums der jeweiligen Signale bei einer bestimmten Drehzahl und Frequenz; die gezeichneten Linien entsprechen den am rechten Bildrand vermerkten, ganzzahligen Ordnungen).

4.4 KÜHLUNG VON MOTOR, GETRIEBE UND AUSPUFFANLAGE

4.4.1 GEOMETRISCHE UND THERMISCHE RANDBEDINGUNGEN

Die Kühlung der Schallkapsel durch die bereits erwärmte Kühlerabluft und insbesondere die Kühlfunktion für das Auspuffsystem mit Abgasturbolader erfordern gegenüber konventionellen Motorräumen einen relativ hohen Luftdurchsatz. Darüberhinaus sind bei der fahrzeigseitigen Schallkapsellösung die aus den mechanischen Verlusten stammenden Wärmemengen vollständig an das durchströmende Medium abzuführen. Die im Staubereich des Fahrzeugbugs entnommene Kühlluft wird über das als Einlaßschalldämpfer ausgeführte Verformungselement der Bugnase dem dicht eingebauten Kühlerblock zugeführt.

Die Abmessungen des Kühlerblocks sind durch die Ausführung der tragenden Vorderwagenstruktur mit vier Längsträgern und Prallplatte und die aus Gründen der Fußgängersicherheit dick gepolsterte Motorhaube eingeengt. Aus finanziellen Gründen konnte auch kein eigener Kühler entwickelt werden. Als den Umständen entsprechende beste Lösung wird die Verwendung eines serienmäßigen Audi 80-Aluminiumkühlers mit einer auf 680 mm verbreiterten, 300 mm hohen und 40 mm tiefen Kühlermatrix ($A_{Kü}$ = 0,204 m²) angesehen. Zur Kühlung des Getriebeöls sitzt oberhalb des Motorwasserkühlers ein Kühler mit den Abmessungen 560 mm x 40 mm x 45 mm. Beide Kühler sind durch eine geschlossene Luftführung mit den zwei nebeneinanderliegenden Axialgebläsen verbunden.

Auf Höhe der Spritzwand tritt die Abluft oben in die Luftführungen zu den beiden seitlich hinter den Vorderradausschnitten angeordneten Tangentialaustrittsquerschnitten und unten in den die Auspuffschalldämpferanlage aufnehmenden Mittentunnel ein, dessen Austrittsquerschnitt im Heckunterboden kurz vor der Heckstoßstange liegt. Um die Impulsverluste beim Übertritt in die Fahrzeugumströmung klein zu halten, müssen durch Nachbeschleunigung in den als Düsen ausgeführten Austrittsquerschnitten hohe Ausblasgeschwindigkeiten realisiert werden.

Die Einbausituation im Motorraum bedingt eine sehr tiefe Position

des Ausgleichsbehälters und erlaubt nicht an allen Stellen eine optimale Leitungsführung. Es ist daher eine sehr sorgfältige Entlüftung erforderlich, wobei sich darüberhinaus Dauerentlüftungen an den kritisch hohen Stellen der Wasserpumpe und des Zylinderkopfs bewährt haben.

4.4.2 FESTLEGUNG DER KÜHLLUFTGEBLÄSE UND UNTERSUCHUNGEN AN EINER MOTORRAUMATTRAPPE

Für den Antrieb der beiden Kühlluftgebläse werden die mechanische und die elektrische Möglichkeit untersucht. Als Randbedingungen für die Entwicklung sind zu beachten:

- Die Antriebsleistung muß ausreichend hoch sein
- Bei abgestelltem Motor muß ein Nachlüften möglich sein
- Die Gebläse müssen mit der Kühlerzarge fest verbunden sein, um den Wirkungsgrad durch geringen Spalt zwischen Lüfterblatt und -mantel gering zu halten.

a) Mechanischer Antrieb

Der linke Lüfter wird mit einer Gelenkwelle über eine Viskokupplung an den Motor angeschlossen. Der linke und der rechte Lüfter sind über einen Keilriemen verbunden. Sie laufen so mit temperaturabhängiger Drehzahl synchron. Der rechte Lüfter ist ein handelsüblicher Elektrolüfter, der für den Nachlaufbetrieb den linken Lüfter antreibt, der in dieser Betriebsart durch einen Freilauf zwischen Viskolüfter und Gelenkwelle vom Motor entkoppelt ist.

Vorteil dieses Lüftersystems ist die hohe Leistungsfähigkeit des Antriebs; nachteilig ist der hohe Bauaufwand.

b) Elektrischer Antrieb

Für die Auswahl der Elektromotoren sind folgende Randbedingungen von Bedeutung:

- Der geringe Abstand zwischen Kühlerblock und Motorstirnwand erfordert eine flache Ausführung der Motoren (maxi-

male Motorhöhe 100 mm)
- Trotz der geringen geometrischen Abmessungen soll die Leistung möglichst hoch sein (Leistung >300 W je Elektromotor)
- Die Motoren müssen wegen des engen Einbaus und der durch die Kapselung zu erwartenden höheren Umgebungstemperaturen besonders temperaturfest sein.

Untersucht werden nachfolgend aufgezählte Varianten:

1) Peugeot-Lüfter als Druckgebläse
Lüfterdurchmesser 300 mm; Leistungsaufnahme bei 11V 203W pro Gebläse; maximaler Luftdurchsatz am Gebläseprüfstand mit zwei Gebläsen 0,389 m^3/s

2) Citroën-Lüfter als Sauggebläse
Lüfterdurchmesser 300 mm; Leistungsaufnahme bei 11V 154W pro Gebläse; maximaler Luftdurchsatz am Gebläseprüfstand mit zwei Gebläsen 0,354 m^3/s

3) BMW-Lüfter als Sauggebläse
Lüfterdurchmesser 360 mm; Leistungsaufnahme bei 11V 220W pro Gebläse; maximaler Luftdurchsatz 0,4 m^3/s

4) Peugeot-Lüftermotor mit Citroën-Lüfterblatt als Sauggebläse
Mit dieser Variante werden die besten Ergebnisse erzielt. Bei einer Leistungsaufnahme bei 13,5V Bordspannung von 2 x 356W wird auf dem Gebläseprüfstand ein Austrittsvolumenstrom von 0,6 m^3/s erreicht. Der Peugeot-Elektromotor hat sich unter den getesteten Motoren auch als der temperaturfesteste erwiesen.

Die Vorteile des elektrischen Antriebs liegen im geringen Bauaufwand und der Verwendung von Großserienteilen, im problemlosen Nachlaufbetrieb und in der Möglichkeit, schnell die temperaturabhängigen Einschaltpunkte der Lüfter zu testen. Sie führen zum Einsatz der Variante 4 im UNI-CAR.

Voruntersuchungen an einer Motorraumattrappe, die auf einem Motorenprüfstand installiert wurde, zeigten, daß mit diesem Lüfterkonzept für UNI-CAR keine kritischen Lufttemperaturen im Motor-

raum und keine zu hohen Motoröltemperaturen zu erwarten sind. Getriebeöltemperaturen konnten zu diesem Zeitpunkt noch nicht untersucht werden, da noch kein Getriebe zur Verfügung stand.

Im UNI-CAR erfolgt die Anpassung an den wechselnden Kühlleistungsbedarf durch Parallel- oder Reihenschaltung der Lüftermotoren, die durch zwei Temperaturfühler (ein Lufttemperaturfühler am Motor oben neben der Einspritzpumpe, Schalttemperatur 55°C, ein Wassertemperaturfühler im Wasserkasten des Kühlers, Schalttemperatur 92°C) gesteuert werden.

4.4.3 THERMISCHE UNTERSUCHUNGEN AM FAHRZEUG

Die thermischen Untersuchungen am UNI-CAR werden auf dem Kfz-Prüfstand durchgeführt. Dabei werden die Temperaturen an verschiedenen Stellen im Motorraum, im Mittentunnel und im Wasser- bzw. Ölkreislauf gemessen. Bei den Messungen werden verschiedene Fahrzustände simuliert.

Bei einer Fahrgeschwindigkeit von 100 km/h mit Vollast und einer Umgebungstemperatur von 20°C treten nach einer Stunde Fahrzeit an keiner Stelle kritische Temperaturen auf. Nur am Anlasser kommt man in die Nähe der zulässigen Bauteiltemperatur. Der ATB-Wert[1)] ergibt sich zu 65,4°C. Mit diesem Wert liegt der UNI-CAR im Rahmen der heute üblichen Kühlerauslegungen.

Bild 244 zeigt die gemessenen Werte an einigen ausgewählten Meßstellen für zwei Betriebszustände.

---

1) Der Air-to-boil-Wert ist diejenige Außenlufttemperatur, bei der das Kühlmittel unter den im Kühlsystem herrschenden Bedingungen sieden würde.

$ATB = t_S - (t_K - t_A)$

t_S ..... Siedetemperatur

t_K ..... Kühlmitteltemperatur am Kühlereingang

t_A ..... Außenlufttemperatur

Bei einer Fahrgeschwindigkeit von 180 km/h mit Vollast und einer Umgebungstemperatur von 26°C tritt bei Beharrung die höchste thermische Belastung ebenfalls am Anlasser auf. Dieser Wert (110°C) unterschreitet den zulässigen Wert aber noch um 10°C, während die Getriebeöltemperatur den zulässigen Höchstwert von 110°C um 3°C überschreitet. Der ATB-Wert beträgt 69,7°C und ist damit unkritisch.

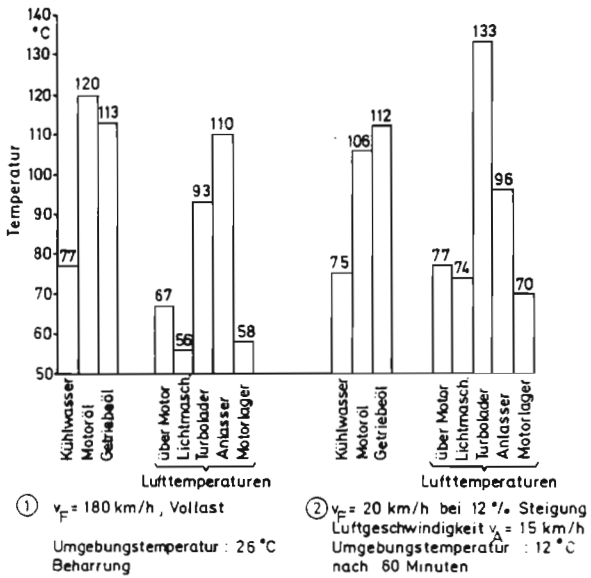


Bild 244: Temperaturen im Motorraum bei einer Geschwindigkeit von 180 km/h und von 20 km/h auf einer 12%igen Steigung

Die Messungen im Leerlauf bei 26°C Umgebungstemperatur nach einer halbstündigen Fahrt bei Höchstgeschwindigkeit zeigen ein konstantes Zurückgehen aller Temperaturen.

Auf einer 12%igen Steigung werden bei einer Fahrgeschwindigkeit von 20 km/h und einer Ablasgeschwindigkeit von 15 km/h nach einer Stunde Fahrzeit bei 12°C Umgebungstemperatur an keiner Stelle im

Motorraum kritische Temperaturen erreicht, mit Ausnahme der Getriebeöltemperatur. Hier wird die Grenztemperatur gerade erreicht. Der ATB-Wert ergibt sich zu 57°C, womit auch in diesem Fall übliche Werte erreicht werden. Einige Ergebnisse dieses Versuchs sind ebenfalls in Bild 244 dargestellt.

Bei Anhängerbetrieb unter denselben Bedingungen wurde der Zielkonflikt zwischen hohem Fußgängerschutz, der eine großflächige Abstützung des Frontends im Bereich der Kühleraufhängung verlangt, und hohem Kühlluftdurchsatz besonders deutlich. Die zulässige Anhängelast konnte aus zeitlichen Gründen noch nicht ermittelt werden.

Wie vorläufige Versuche mit verschiedenen Varianten der Luftführung bei einer Umgebungstemperatur von 13°C gezeigt haben, kann die thermische Situation im Motorraum bei einer Fahrt mit 20 km/h auf einer 12%igen Steigung noch verbessert werden.

Durch vermehrte Luftzufuhr zum Kühler (Kühllufteinlaß in der Softnose vergrößert und Weglassen des Schallabsorptionsmaterials) können die kritischen Temperaturen um 15 bis 20°C gesenkt werden. Auch durch Öffnung der vordersten Mittentunnelabdeckung erreicht man noch eine beträchtliche Absenkung der Motorraumtemperaturen.

Weitergehende Untersuchungen bei höheren Umgebungstemperaturen und die Untersuchung der Auswirkungen der beschriebenen Maßnahmen auf Akustik, Aerodynamik und Fußgängerschutz waren aus zeitlichen Gründen nicht mehr möglich. Hier wäre noch Optimierungsarbeit zu leisten.

Die im normalen Fahrbetrieb auftretende Belastung des Anlassers - es handelt sich hierbei zum größten Teil um Strahlungswärme des Abgasturboladers - kann durch ein Abschirmblech reduziert werden. Die starke Erwärmung des Getriebeöls kann durch einen dem Ölkühler vorgeschalteten Öl-Wasser-Wärmetauscher und durch eine verbesserte Luftzufuhr zum Ölkühler verringert werden.

Ein weiterer noch verbesserungswürdiger Punkt ist die Aufheizung des Innenraumes durch den Mittentunnel. Bild 245 zeigt den Tem-

peraturverlauf entlang des Mittentunnels, gemessen auf der Fahrerseite, und die Innenraumtemperatur in Kopfhöhe zwischen den Vordersitzen bei einer Fahrgeschwindigkeit von 180 km/h und bei einer mit 20 km/h befahrenen 12%igen Steigung. Bei diesen Messungen ist die Belüftung im Fahrzeug völlig geschlossen, womit der "worst case" nachgebildet wird. Unter normalen Lüftungsbedingungen sind deshalb übliche Fahrgastraumtemperaturen zu erwarten. Weitergehende Untersuchungen wären erwünscht, um eine optimale Abstimmung von Lüftung und Wärmedämmung zu erzielen.

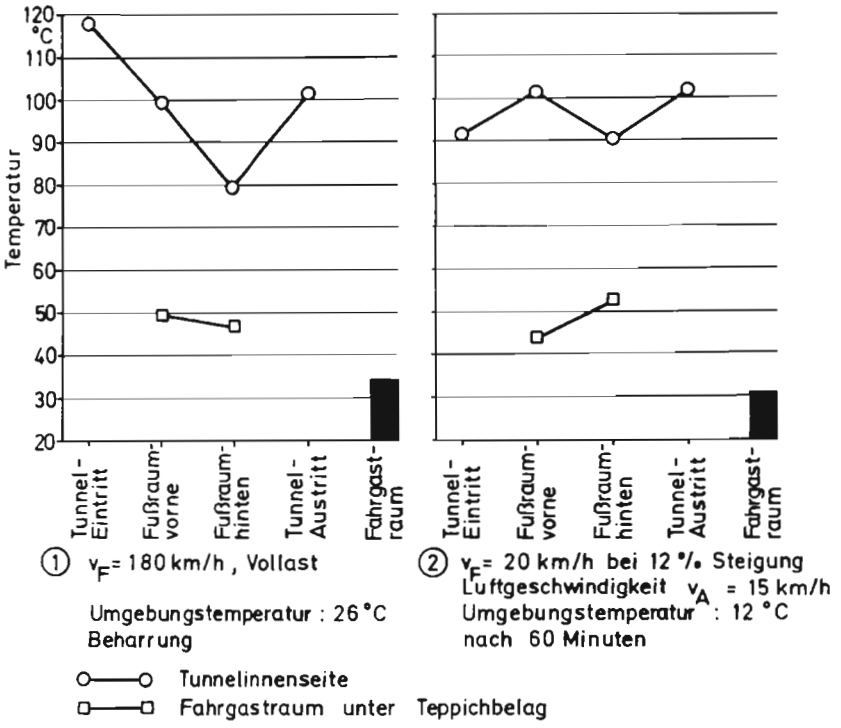


Bild 245: Temperaturen im Mittentunnel und im Fahrzeuginnenraum bei einer Geschwindigkeit von 180 km/h und von 20 km/h auf einer 12%igen Steigung bei geschlossenem Belüftungssystem

4.4.4 WERTUNG DER ERGEBNISSE

Im normalen Fahrbetrieb treten keine kritischen Temperaturen am Fahrzeug auf. Bei extremen Bedingungen kommt es jedoch zu hohen thermischen Belastungen einzelner Bauteile bzw. des Kühlwassers und der Ölkreisläufe. Diese Temperaturen können teilweise durch einfache Maßnahmen auf ein erträgliches Maß gesenkt werden. Teilweise müßten jedoch noch umfangreichere Untersuchungen und Erprobungen durchgeführt werden, um diese Probleme zu beseitigen.

4.5 SCHUTZ VON FUSSGÄNGERN UND ZWEIRADFAHRERN

4.5.1 FORMGEBUNG

Die beiden Entwicklungsziele gute Aerodynamik und niedrige Geräuschemission hatten formgebende und konstruktive Maßnahmen zur Folge, die sich als Randbedingungen auf das Sicherheitskonzept für die äußeren Verkehrsteilnehmer Fußgänger und Zweiradfahrer auswirkten. Zu diesen Randbedingungen zählten:

- glattflächiger, in allen Richtungen abgerundeter Vorderwagen
- flachansteigender, niedriger, langer Vorderwagen
- starker seitlicher Einzug der Dachkanten
- stark geneigte Windschutzscheibe

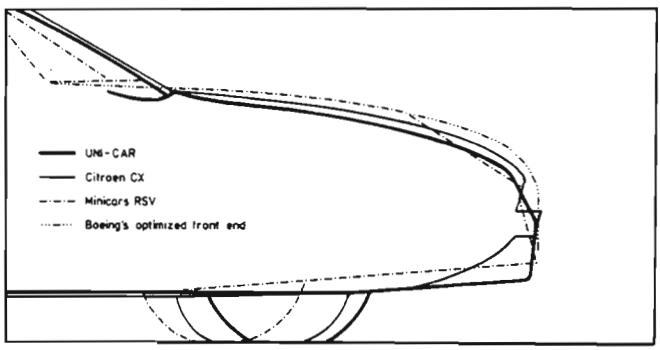


Bild 246: Frontkontur des UNI-CAR und vergleichbarer Fahrzeuge

Als Kompromiß zwischen den Anforderungen der Aerodynamik (niedriger, flach ansteigender Vorderwagen) und des Fußgängerschutzes (mäßig ausgebildete, abgerundete Haubenvorderkante, ausreichende Bauhöhe für Deformationswege) wurde die in Bild 246 gezeigte Form gewählt. Eine ausreichende Abwickellänge (UNI-CAR 1,95 m, zum Vergleich VW Golf 1,75 m), integrierte Stoßfänger, Scheinwerfer und Außenspiegel verringern die Formaggressivität.

4.5.2 MATERIALAUSWAHL

Maßgebender Parameter bei Einrichtungen zum Fußgängerschutz ist der zur Verfügung stehende Weg, über dem die Stoßenergie abgebaut wird. Beim Aufprall wirkt eine Kraft, die nach oben hin durch die biomechanische Belastungsfähigkeit des Verunglückten begrenzt wird, nach unten hin durch die abzubauende Energie. Um den Deformationsweg möglichst gut auszunutzen, bemüht man sich, den Kraft-Weg-Verlauf einem Rechteck anzunähern, d.h. einerseits die auf den Körper wirkenden Kräfte beim Aufschlag möglichst schnell auf ein noch erträgliches - bei ausreichendem Deformationsweg entsprechend niedriges - Niveau anzuheben und über dem gesamten vorhandenen Weg dort zu halten, andererseits das Ausfedern durch einen starken Kraftabfall zu dämpfen.

Dies gelingt mit gewöhnlichem Blech wegen der großen plastischen Verformungsmöglichkeiten recht gut. Um eine ähnlich gute Kennung wie z.B. mit einem sich gezielt zusammenfaltenden Blechkörper zu erhalten, ist bei der Verwendung von Kunststoffen jedoch ein nicht unerheblicher konstruktiver und experimenteller Aufwand erforderlich, wenn dieser Werkstoff auch die Fahrzeugaußenhaut bilden und gewohnte Qualitätsansprüche an die Oberflächenbeschaffenheit erfüllen und ebensoleicht zu verarbeiten sein soll.

Aber auch mit Kunststoffen für Karosserieteile, die sich leicht in einer der den üblichen Blechkonstruktionen ähnlichen Schalenbauweise herstellen, montieren und ggf. lackieren lassen und die ebenso gute Verformungseigenschaften oder sogar Reversibilität zeigen würden, bleibt ein bedeutsamer Nachteil:

Es dürfte kaum gelingen, an der gesamten Oberfläche gleiche Steifigkeit zu erreichen, da immer verhärtend wirkende Ecken, Kanten, Rippen oder sonstige, in einem ungünstigen Winkel zur Aufprallrichtung stehende Flächen und Anschlußteile in Kauf genommen werden müßten; ein zu beachtender Nachteil bei derart komplexen Bewegungsabläufen wie dem Fußgängerunfall.

Zudem neigen selbst mit großzügigen Radien geformte Schalenkörper bei einer örtlichen Deformation, wie z.B. am Übergang Fahrzeugfront/Motorhaube beim Aufprall des Beins eines Fußgängers, zur Bildung von Falten. Da diese zwecks Energieaufnahme durch die Schale nicht sofort zurückspringen, erhält man harte Kanten, die den Fußgänger beim weiteren Aufwurf und anschließenden Abwurf gefährden.

Ein weiteres konstruktives und werkstoffkundliches Problem ist die Beherrschung des Spannungsverlaufs an den Kraftumlenkungs- und -überleitungsstellen, bei der Einleitung in der Flächenebene, in den Bereichen starker Beulen- und Faltenbildung oder durch Temperaturbelastungen und Lackierungen. Erfahrungsgemäß sind hier Schwachpunkte zu erwarten, deren Beseitigung u.U. recht langwierige konstruktive Entwicklungsarbeiten erfordern kann.

Es lag daher nahe, Materialkombinationen vorzusehen, z.B. für die Oberfläche eine strapazierfähige Haut und darunter einen energieabsorbierenden Hartschaumstoff. Bei der Konzeption der Fahrzeugkarosserie wurden dementsprechend alle unfallrelevanten Fahrzeugflächen mit entsprechend den Anforderungen angepaßten Schaumstoffen belegt, die die Aufprallenergie aus beliebigen Stoßrichtungen über ihr Volumen verteilt abbauen sowie durch Schichtung von Schaumstoffen unterschiedlicher Eigenschaften gute Deformationskennwerte und gute Oberflächen ermöglichen. Gewichtsnachteilen sollte durch Verwenden möglichst leichter Hart- oder Halbhartschaumstoffe zur Energieaufnahme oder durch das Vorsehen von Hohlräumen begegnet werden, wobei letztere durch gezielte Anordnung auch die Geschwindigkeitsabhängigkeit der Deformationseigenschaften mindern können.

Die Entscheidung, Polyurethan als Werkstoff zu verwenden, wurde insbesondere wegen der großen Variationsmöglichkeiten dieses Materials getroffen. Hier seien unter anderem die Möglichkeiten der Herstellung von großvolumigen und dünnwandigen Integralschaumstoffteilen, Elastizitätsmodul- bzw. Steifigkeitsänderungen durch Variation des Raumgewichts, die Möglichkeit der Beimischung von Glasfasern und die Verfügbarkeit elastischer, halbharter und harter Polyurethan-Mischungen zu nennen. Daß das Material seine Kennwerte in einem weiten Temperaturbereich mit ausreichend geringen Änderungen beibehält, war für die Werkstoffwahl eine wichtige Voraussetzung. Dazu kam, daß zur Herstellung von PUR-Formteilen relativ kostengünstige Werkzeuge verwendet werden können, denn für Prototypen ist die Anfertigung von teuren Stahlwerkzeugen, wie sie für Spritzguß- oder Preßteile benötigt werden, kostenmäßig nicht vertretbar.

4.5.3 KONSTRUKTIVE AUSFÜHRUNG

4.5.3.1 FRONTTEIL

Als Frontteil des UNI-CAR wurde ein sogen. Softface, d.h. ein Kunststoffelement verwendet, das die gesamte Vorderfront abdeckt (Bild 247, 248).
Es baut sich aus einer dünnen Haut aus Integralschaumstoff und einem Grundkörper aus energieabsorbierendem Polyurethan-Schaumstoff auf, nachfolgend kurz EA-Schaumstoff genannt. Die Oberflächenhaut mußte möglichst weich gehalten werden, um Verhärtungen z.B. im Bereich der Scheinwerferschächte und im Kühllufteinlaß zu mildern. Für eine ruhige Oberfläche sorgt die Hinterschäumung, die auch Welligkeiten oder ein Durchhängen der Haut bei erhöhten Außentemperaturen verhindert. Die gesamte Wanddicke beträgt rd. 200 mm; mit dieser Konstruktion soll bis zu einer Kollisionsgeschwindigkeit von 45 km/h die Belastung des Fußgängers unter der noch erträglichen biomechanischen Grenze bleiben. Wie Vorversuche zeigten, mußte das Raumgewicht des EA-Schaumstoffs bei etwa 100 kg/m3 liegen; dies war die untere Grenze dessen, was mit dem zur Verfügung stehenden Werkzeug realisiert werden konnte.

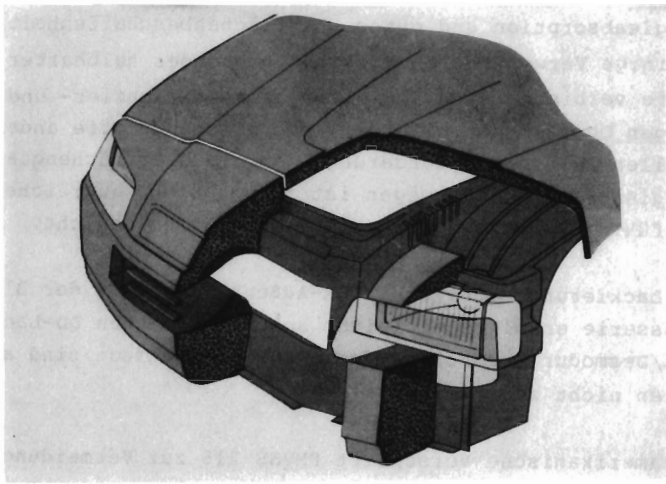


Bild 247: Schnitt durch den Vorderwagen

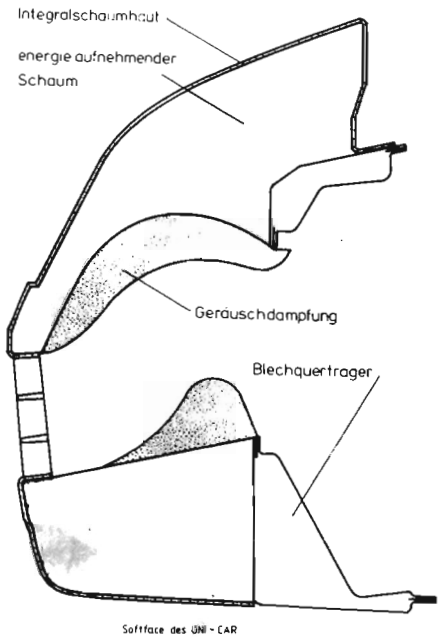


Bild 248: Schnitt durch das Soft-Face

Diese Verbundkonstruktion verbindet die Vorteile einer hohen Energieabsorption und guter Oberflächenbeschaffenheit. Die alleinige Verwendung energieabsorbierender halbharter Schaumstoffe verbietet sich, da diese keine strapazier- und lackierfähigen Oberflächen bilden; Integralschaumstoffe andererseits erfüllen zwar die Anforderungen an die Oberflächenqualität, ihr Energieabsorptionsvermögen ist jedoch nicht ausreichend, und sie führen zu Teilen mit erheblich höherem Gewicht.

Die Lackierung sämtlicher PUR-Außenteile sowie der Blechkarosserie erfolgte mit einem sehr elastischen DD-Lack (Desmophen/Desmodur). Farbton- und Glanzunterschiede sind auch nach Jahren nicht zu erwarten.

Die amerikanische Vorschrift FMVSS 215 zur Vermeidung von Bagatellschäden (5-mph-Test) wird mit dieser Konstruktion ohne zusätzliche energieaufnehmende Stoßfängersysteme erfüllt, wie durch Versuche nachgewiesen wurde (Bild 249). Die Rückverformung des Frontteils ist voll gewährleistet, da die elastische Haut nach einem Aufprall ggf. zurückbleibende Unebenheiten im Grundkörper ausgleichen kann. Bemerkenswert ist auch, daß der in die Deckhaut integrierte Kühlergrill der direkten Beaufschlagung durch die Stoßwulst des Prüfkörpers standhält.

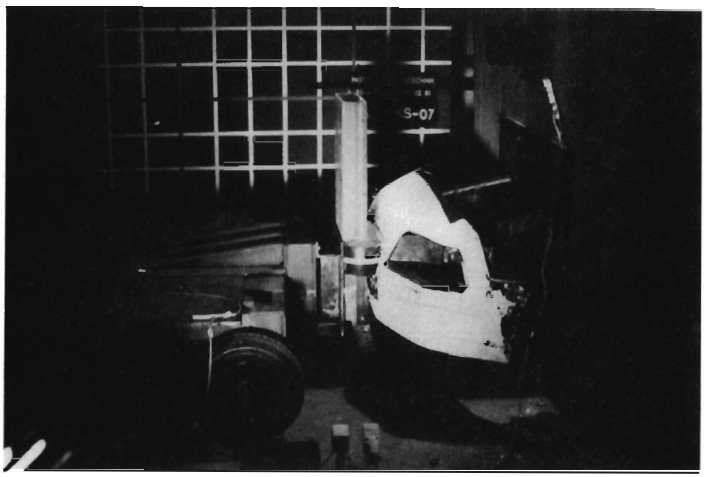


Bild 249: Low-Speed-Versuch mit UNI-CAR-Vorderwagen

Die Scheinwerfer werden in der hinter dem Frontteil liegenden, kräfteverteilenden Prallplatte montiert; die Schächte sind aus aerodynamischen Gründen abgedeckt. Als Material hierfür stehen Polycarbonat (PC), schlagzäh modifiziertes Polymethylmethacrylat (PMMA) - jeweils mit oder ohne kratzfestigkeitserhöhende Beschichtung - und vorgespanntes Glas (ESG) zur Auswahl. Da keines dieser Materialien gleichermaßen kratzfest, unzerbrechlich und UV-beständig ist, wurde bisher keine Einzelentscheidung getroffen. Die Haftung einer kratzfesten Beschichtung auf dem Trägermaterial, ihre Widerstandsfähigkeit und der Einfluß auf die mechanischen Eigenschaften des Trägers kann erst bei seriennäheren Teilen fundiert beurteilt werden. Der erste Prototyp erhielt der schnellen Verfügbarkeit wegen Glasscheiben; die folgenden Fahrzeuge wurden unterschiedlich ausgerüstet.

Die komplizierte Konstruktion des Frontteils mit zahlreichen Hinterschneidungen, angeformtem Kühlergrill und langen Fließwegen für das eingespritzte Material bedingt ein aufwendiges und teures Werkzeug, unterstreicht aber auch die Leistungsfähigkeit dieses Verfahrens. Über die Wirtschaftlichkeit ist damit noch nichts ausgesagt, da zunächst die Erprobung der Technologie und die Funktion der Kunststoffteile im Vordergrund stand. Die Fertigung der Haut allein mit einer Werkzeugverweildauer von ca. 10 Minuten wäre in einem Stahlwerkzeug serienfähig; der Kern hat noch zu lange Aushärtezeiten.

4.5.3.2 MOTORHAUBE

Die Motorhaube besteht aus einer Unterschale aus glasfaserverstärktem Kunstharz, einer energieaufnehmenden Schaumstoffschicht, einer dünnen, die Oberfläche stabilisierenden Glasfasereinlage und einer zähelastischen Deckhaut (Bild 250). Dadurch konnte auf ein Schrumpfmodell verzichtet werden, wie es für die Herstellung des Frontteils notwendig war. Erste Versionen erhielten ein Aluminiumtraggerüst, da wegen der Schallkapsel zunächst mit höheren Motorraumtemperaturen gerechnet wurde, als sie dann am Prüfstand gemessen wurden (Bild 251). Wie die Fahrversuche zeigten, kann darauf verzichtet und das

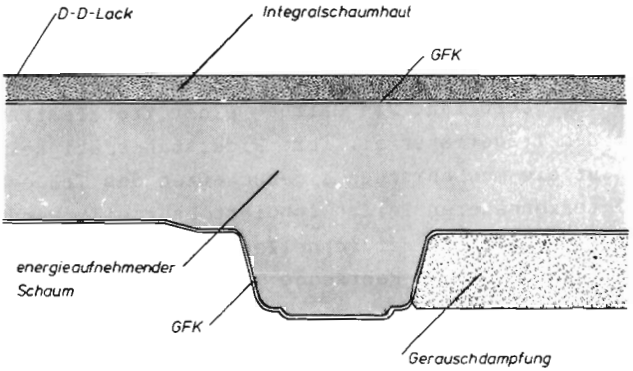


Bild 250: Motorhaube mit GFK-Träger

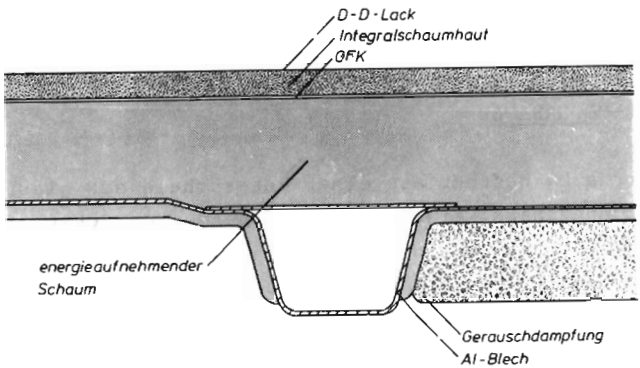


Bild 251: Motorhaube mit Aluminiumgerüst

Gewicht der Haube fast bis auf die Hälfte des Gewichts konventioneller Blechkonstruktionen vergleichbarer Größe und Torsionssteifigkeit gesenkt werden, bei Verringerung der Stärke der Integralschaumhaut auch weiter darunter.
Die Aufgabe der Stoßabsorption (z.B. Kopfaufprall des Fußgängers) übernimmt hauptsächlich der 3 bis 5 cm dicke EA-Schaumstoff-Kern. Die darüberliegende dünne Glasfaserlage bricht nach einer kurzen Phase eines starken Kraftanstiegs und ermöglicht damit eine gute Kraft-Weg-Kennung mit höherer Energieaufnahme bei erträglichem Kraftniveau (siehe Bild 261 im Abschnitt Versuchsergebnisse). Zur weiteren Gewichtsverringerung ist als Kernmaterial auch ein leichterer Hartschaumstoff denkbar, da es hier nicht in gleichem Maß wie beim Frontteil auf eine vollständige Rückverformung ankommt.
Die Außenhaut aus Integralschaumstoff soll die Bruchkanten der Glasfaserschicht von der Haut des Fußgängers fernhalten. Andererseits werden Beschädigungen der Glasfaserschicht und Eindrückungen des EA-Schaumstoff-Kerns im Alltagsbetrieb durch diese Integralschaumstoff-Haut weitgehend ausgeglichen.

Aus Kostengründen wäre für ein Serienteil jedoch eine Vereinfachung des Fertigungsvorgangs zwingend notwendig. Bei Vorversuchen mit einer abgeformten Serienhaube wurden z.B. ein Grundierfüller und ein besonderer Schaumstoff für die Außenhaut in das offene Werkzeug gesprüht. So konnte ein Füllvorgang gespart und die Oberfläche verbessert, aber leider noch nicht die Strapazierfähigkeit des Integralschaumstoffs erreicht werden. Hier ist noch einiges an Entwicklungsarbeit zu leisten, ebenso müssen noch wirtschaftlichere Verfahren zur Herstellung des Sandwich-Unterbaus entwickelt werden.

4.5.3.3 AUSSENSPIEGEL

Der Fußgängerschutz wurde auch berücksichtigt bei der Gestaltung der Außenspiegel. Sie sind ähnlich aufgebaut wie die Motorhaube, enthalten jedoch eine Blecheinlage, die den Verstellmotor und die Federklemmen für eine von der StVZO geforderte Abreißvorrichtung trägt. Auch ein an der Tür angeschraubter GFK-Sockel besitzt eine Oberseite aus Integralschaumstoff.

4.5.3.4 SCHEIBENRAHMEN UND DACHKANTEN

Um zu verhindern, daß ein um die Frontscheibe laufendes Polster des Windschutzscheibenrahmens Design und Aerodynamik beeinträchtigt, wurde ein Element aus Integralschaumstoff zwischen Scheibe und Blechstruktur angeordnet (Bild 253, 254). Es hat ein Raumgewicht von rd. 300 kg/m3, eine Dicke von knapp 5 cm und wurde eingeklebt. Der angrenzende, ebenfalls gepolsterte Türrahmen besteht aus Aluminium und ist entsprechend verformbar.

An der vorderen Dachkante oberhalb der Frontscheibe wurde die Scheibenrahmenpolsterung verbreitert und mit der Dachkantenpolsterung zusammengefaßt. Infolge der weitgehenden Überdeckung durch die Frontscheibe und Lackierung in Wagenfarbe ist das Polster nicht als solches zu erkennen. Für die nur bei geöffneter Tür bzw. Motorhaube sichtbaren Teile ist ein Übergang auf den leichteren EA-Schaumstoff (Raumgewicht 100 bis 120 kg/m3) vorstellbar.

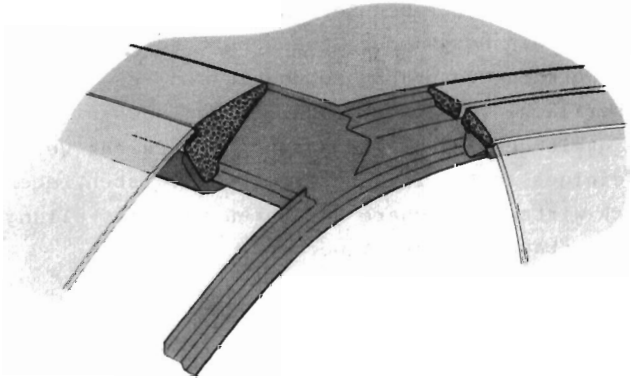


Bild 252: Frontscheiben- und Dachrahmenpolsterung

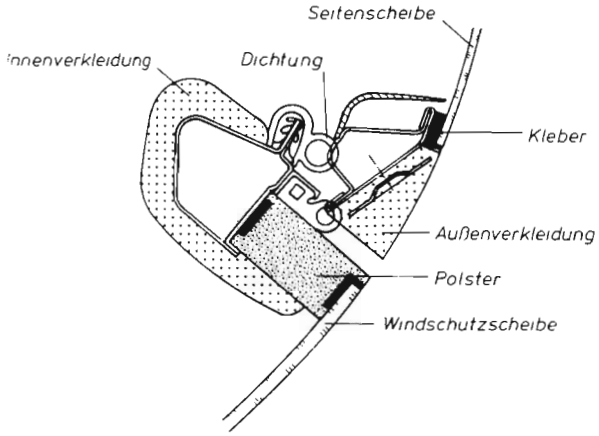


Bild 253: Schnitt durch den A-Pfosten

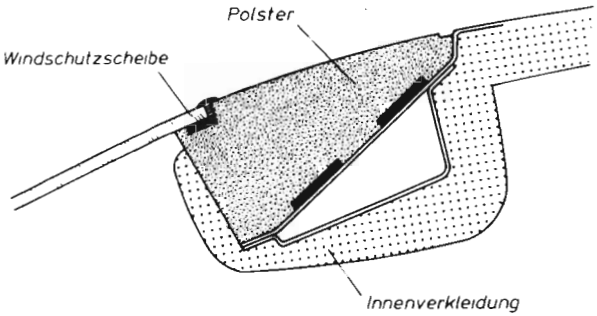


Bild 254: Schnitt durch die vordere Dachkante

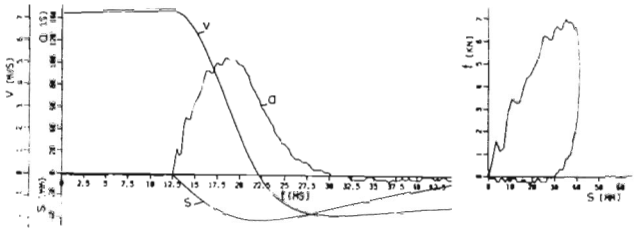


Bild 255: Deformationskennung der Windschutzscheibenrahmenpolsterung unten im Vorversuch (Beschleunigung a, Geschwindigkeit v, Deformation s, Zeit t, Kraft f) (HIC: 605)

Vorversuche am Fallgewicht zeigten, daß die Glasscheibe nur einen geringen Einfluß auf die Kraft-Weg-Kennung hat, da sie bei einem Kopfaufprall zerbricht, bevor kritische Verzögerungen erreicht werden (Bild 255). Vergleichsversuche ohne Scheibe zeigten nur relativ geringe Unterschiede. Bei Verwendung von Kunststoffscheiben waren die Belastungen dagegen erheblich höher, da hier die Kräfte zu weit verteilt wurden und der Integralschaumstoff viel zu hart wirkte. Das lokale Anbrechen der Scheibe und die damit verbundene Kraftbegrenzung kommt bei Kunststoffscheiben nicht zum Tragen. Das Polster bedeutet jedoch keine Einschränkung der Alltagstauglichkeit, da das Fahrzeug z. B. durchaus durch Druck auf die Glasscheibe geschoben werden kann, ohne daß diese bricht.

Für den Insassenschutz wurde durch Versuche nachgewiesen, daß mit dieser Konstruktion der 50 km/h-Test gegen die Wand nach FMVSS 212 erfüllt wird.

Die Befestigung von Glasscheiben mit Klebe-Dicht-Massen auf PUR-Basis gehört zum Stand der Technik. Wie Laboruntersuchungen bei erhöhter Temperatur, Feuchtigkeit und UV-Strahlung bestätigten, ist die Haftung der Klebe-Dicht-Massen auf Glas wie auf PUR bei Verwendung spezieller Primer gut. Da die Anbringung von Zierleisten wegen des oberflächenbündigen Einbaus der Scheiben nicht erwünscht war, mußte der Scheibenrand im Bereich der Klebefuge mit einer UV-undurchlässigen Schicht bedruckt werden. Dadurch bot es sich an, die Frontscheibe mit einer Ausbauhilfe zu versehen. Ein elektrisch leitender Aufdruck kann erhitzt werden und löst dann die Klebung, wodurch das Auswechseln der Scheibe ohne Beschädigung der Kunststoffteile möglich wird.

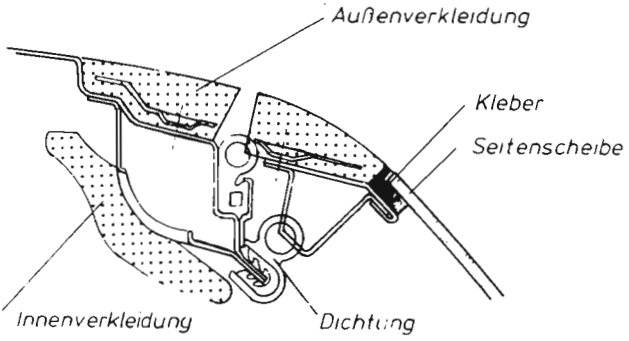


Bild 256: Schnitt durch den Dachrahmen

Seitlich wurden die Türen bis an die Dachfläche gezogen, die Regenrinne in den entstehenden Spalt verlegt und Dachkante und Türrahmen gepolstert (Bild 256). Die Notwendigkeit dieser Maßnahme ergab sich aus einer Reihe von Versuchen sowie Untersuchungen realer Unfälle von Zweiradfahrern, die sehr häufig mit dem Kopf gegen diesen Bereich stoßen. Durch die Dachkantenpolsterung seitlich wurde dem Zweiradfahrer beim Kopfaufprall ein zusätzlicher Deformationsweg zu dem durch den Helm schon vorhandenen zur Verfügung gestellt.

Zur Anwendung kam hier ebenfalls ein Integralschaumstoff mit einem Raumgewicht von 300 kg/m3. Zur Verminderung des Schrumpfes und zum leichteren Ausgleich von Karosserietoleranzen bei der Montage wurden Einlegeteile mit Gewindestiften vorgesehen, die allerdings auch die Gefahr des Verzugs vergrößerten. Es wurde daher erwogen, auf eine Klebebefestigung überzugehen, wodurch auch Dichtprobleme entfielen.

4.5.4 VERSUCHSERGEBNISSE

4.5.4.1 FUSSGÄNGERVERSUCHE

Rund 90 % aller Fahrzeug-Fußgänger-Unfälle in der Bundesrepublik Deutschland ereignen sich innerhalb geschlossener Ortschaften, also auf Straßen, auf denen eine Höchstgeschwindigkeit von 50 km/h vorgeschrieben ist. Daher wurden die Kollisionsgeschwindigkeiten bei den Versuchen auf 25 und 45 km/h realitätsbezogen bei gebremstem Fahrzeug und seitlichem Anstoß des Fußgängers festgelegt, wodurch etwa 85 % aller Fußgängerunfälle erfaßt werden.

Da das UNI-CAR auf Körpergrößen vom mittleren Kind (1,25 m) bis zum 50 %-Mann (1,74 m) ausgelegt werden sollte, wurden Dummies entsprechend einem 6-jährigen Kind und dem 50 %-Mann (Bild 257) gewählt.

Für die 38 Versuche standen mehrere im Material variierte Versionen des UNI-CAR (je drei unterschiedlich steife Front-Ends und Motorhauben) und zum Vergleich ein in der äußeren Kontur ähnliches Fahrzeug (Citroen CX) zur Verfügung, um formbedingte Einflüsse gegenüber früheren Versuchen mit pontonförmigen Versuchswagen abschätzen zu können.

Vergleiche der Ergebnisse von Tests mit pontonförmigen Fahrzeugen und keilförmigen wie dem UNI-CAR werden aus geometrischen Gründen stets unterschiedliche Bewegungsabläufe und Belastungsverhältnisse zeigen. Zu beachten ist, daß eine bei Limousinen übliche normalhohe Haubenvorderkante die Gefahr sehr hoher Brustbelastungen und Wurfweiten bei Kindern in sich

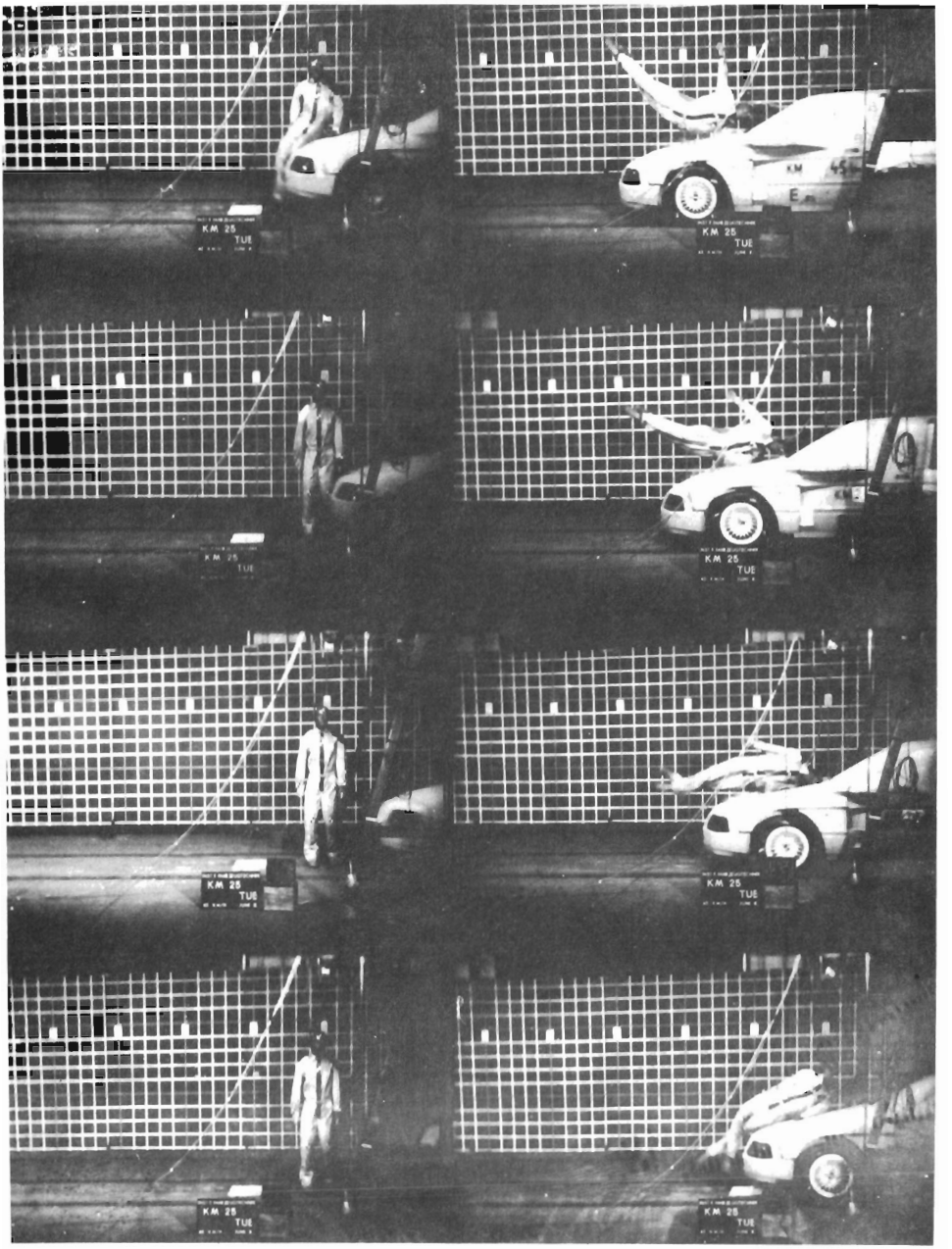


Bild 257: Bewegungsablauf bei einem Versuch
UNI-CAR / 50 %-Mann-Dummy mit 45 km/h

birgt, sehr niedrige Formen jedoch die Kopfaufprallgeschwindigkeiten von Erwachsenen auf die Motorhaube erhöhen.
Der beim UNI-CAR getroffene Kompromiß zwischen Aerodynamik, Bauraum, Design, Sichtverhältnissen und Deformationswegen stellt einen annehmbaren Mittelweg bei der Auslegung der Karosseriekontur auf die Körpergrößen von Kindern und Erwachsenen dar. Dazu sind in Bild 258 die Kopfaufprallgeschwindigkeiten senkrecht auf die Haubenoberfläche über den Kollisionsgeschwindigkeiten aufgetragen (Versuche ohne ausgeprägten Kopfaufprall unberücksichtigt). Die Werte sind trotz der flachen Form den aus anderen Untersuchungen bekannten Ergebnissen ähnlich, eine etwas höhere, aber leider mit der Aerodynamik weniger gut verträgliche Kontur wäre jedoch günstiger gewesen. Die Abwickellänge erwies sich als ausreichend, da auch bei Kollisionsgeschwindigkeiten von 45 km/h und auch bei 50 km/h der Kopfaufprall stets noch auf die Motorhaube erfolgte.

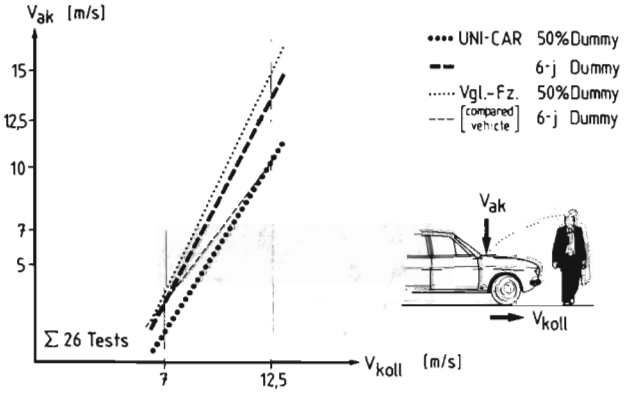


Bild 258: Kopfaufprallgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Kollisionsgeschwindigkeit beim Fußgängerversuch

Den Einfluß der Polsterung der Motorhaube auf die Kopfbelastungen zeigt Bild 259. Hier wurden die HIC-Werte (Head-Injury-Criterion) ähnlicher Kopfaufprallgeschwindigkeiten vom UNI-CAR und dem Vergleichsfahrzeug gegenübergestellt. Da relativ häufig der seitlich getroffene 50 %-Mann-Dummy einen großen Teil seiner Rotationsenergie beim Aufschlag auf die Haube mit Arm und Schulter und weniger mit dem Kopf abbaut, schied die Kollisionsgeschwindigkeit als Vergleichskriterium aus. Von einer anderen Kollisionsstellung wurde der Vergleichbarkeit mit früheren Versuchen wegen abgesehen.

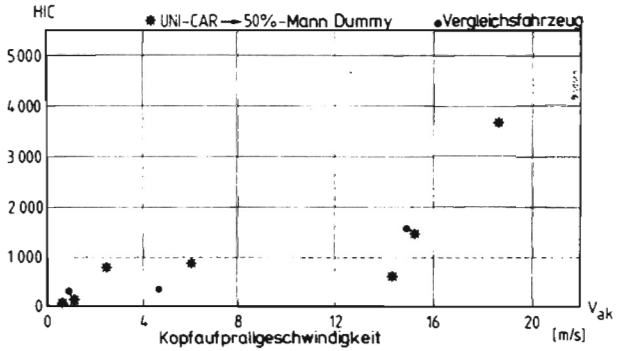


Bild 259: HIC in Abhängigkeit von der Kopfaufprallgeschwindigkeit beim Fußgängerversuch

Die Versuche zeigten recht deutlich, daß die fertigungstechnisch günstigeren, aber leider relativ steifen Versionen des UNI-CAR nicht die erwarteten Verbesserungen brachten. Als ungünstig erwiesen sich hauptsächlich die mit zu dichtem energieabsorbierendem PUR-Schaum umschäumten Aluminiumtragrahmen der schwereren Motorhaubenversionen, die teilweise zu feste Außenhaut des Front-Ends im Scheinwerferbereich der Lampenschächte sowie der Fuge zur Haube, letzteres insbesondere beim Kinderdummy.

Gute Ergebnisse lieferte dagegen die GFK/PUR/GFK-Sandwich-Haube, deren Meßwerte im Bild 259 dargestellt wurden. Hier ist jedoch noch einige Entwicklungsarbeit zu leisten, um Probleme mit dem Fertigungsaufwand, Verzug und Paßgenauigkeit in den Griff zu bekommen, damit die Vorteile für den Fußgängerschutz auch genutzt werden können.

Um abschätzen zu können, wo man mit den Versuchergebnissen im Vergleich zu anderen Untersuchungen liegt, wurden in Bild 260 einige Werte über der Kollisionsgeschwindigkeit aufgetragen und gegenübergestellt.

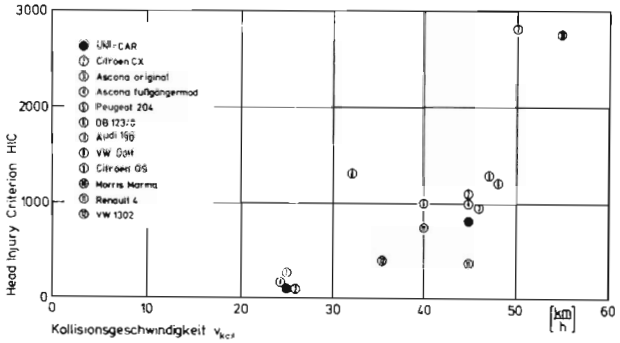


Bild 260: HIC über Kollisionsgeschwindigkeit beim Fußgängerversuch im Vergleich mit anderen Untersuchungen

Mit dem Ziel, besser reproduzierbare Aussagen zu erhalten, sind verschiedene Ausführungen der Motorhaube und entsprechende Modelle auch unter einer Fallgewichtsanlage separat getestet worden. Sofern der Abstand zu unnachgiebigen Bauteilen im Motorraum ausreicht (angestrebt waren bis zu 120 mm von der Oberfläche mit Ausnahme einiger kritischer Punkte, minimal 70 mm) und große, nicht unterstützte Flächen, die sich als ganzes verformen könnten, begrenzt werden, sind erträgliche HIC-Werte bis zu Geschwindigkeiten von 45 km/h bei sehr hoher Energieaufnahme möglich, Bild 261.

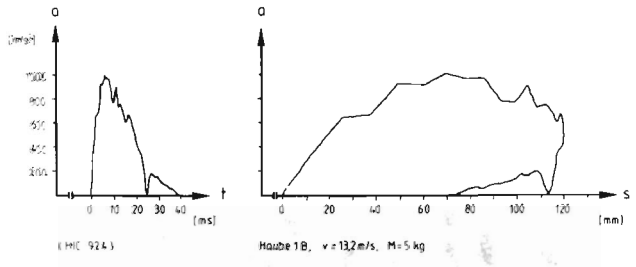


Bild 261: Deformationskennung einer Sandwichhaube aus energieabsorbierendem Polyurethanschaum zwischen Glasfaserschalen und elastischer Deckschicht (Aufprallgeschwindigkeit 13.2 m/s, Prüfkopfmasse 5 kg)

Den Einfluß des Front-Ends zeigt Bild 262, wo der für Becken und Brust berechnete SI (Severity Index) der Testfahrzeuge verglichen wird. Die Vorteile des UNI-CAR werden dabei deutlicher als bei der für die Kopfbelastungen maßgeblichen Motorhaube, da bekanntlich auch günstig gestaltete konventionelle Blechhauben niedrige Belastungen ergeben können, sofern keine Versteifungen beim Aufprall getroffen werden. Bei einer Fahrzeugfront aus Blech wäre das Vorhandensein von Versteifungen, Ecken oder Kanten aber kaum zu vermeiden und außerdem nicht wie angestrebt der 5-mph-Test (8 km/h) nach FMVSS 215 ohne Nachteile für den Fußgänger zu erfüllen.
Wie bei der Motorhaube erwies sich auch hier die nachgiebigste Version als überlegen. Ein mitgetestetes Front-End völlig aus elastischem PUR-Integralschaum ergab u.a. wegen des Fehlens der örtlichen Versteifungen am Kühllufteinlaß, den Scheinwerfern und den Fugen ebenfalls niedrige Belastungswerte, allerdings bei mehr als doppeltem Gewicht.

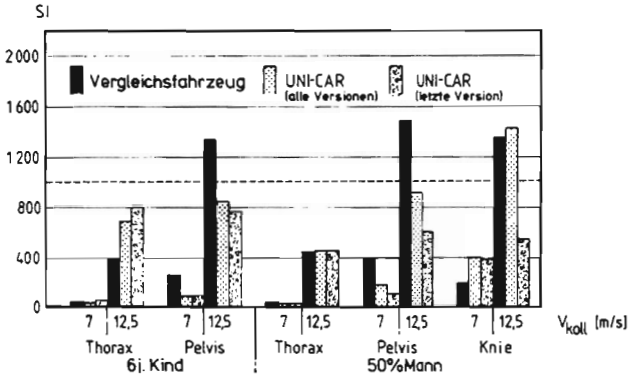


Bild 262: SI in Abhängigkeit von der Kollisionsgeschwindigkeit beim Fußgängerversuch

Nicht allein mit den Beschleunigungs-Zeit-Verläufen zu erfassen sind Unterschiede im Kollisionsablauf in Bezug auf Verletzungen, für die andere Kriterien maßgebend sind wie beispielsweise Flächenpressungen für Weichteile oder Biegemomente für das Knochengerüst. Hinweise geben hier Beschädigungen an den Dummies und den Fahrzeugen. Bei dem Vergleichsfahrzeug sind bei fast jedem Versuch mit 45 km/h die Dummies beschädigt worden, insbesondere Beine bzw. Kniegelenke durch die ausgeprägte Stoßfängerkante. Splitternde Scheinwerfergläser und teilweise durch das Deckblech nach außen gedrungene Haubenschlösser beispielsweise hätten ebenfalls im realen Unfall kritische Verletzungen befürchten lassen, wirkten sich aber nicht entsprechend in den Beschleunigungsschrieben aus. Bild 263 zeigt die beiden verglichenen Fahrzeuge im Scheinwerferbereich nach der Kollision mit dem 50 %-Mann-Dummy bei 45 km/h. Das UNI-CAR ist weitgehend unbeschädigt geblieben, ist also deutlich weniger aggressiv in Bezug auf die entsprechenden Verletzungsarten durch diese Fahrzeugteile. Das Fehlen einer objektiven Meßmethode oder eines geeigneten Belastungskriteriums macht eine Quantifizierung des hierdurch erreichten Sicherheitsgewinns besonders schwer.

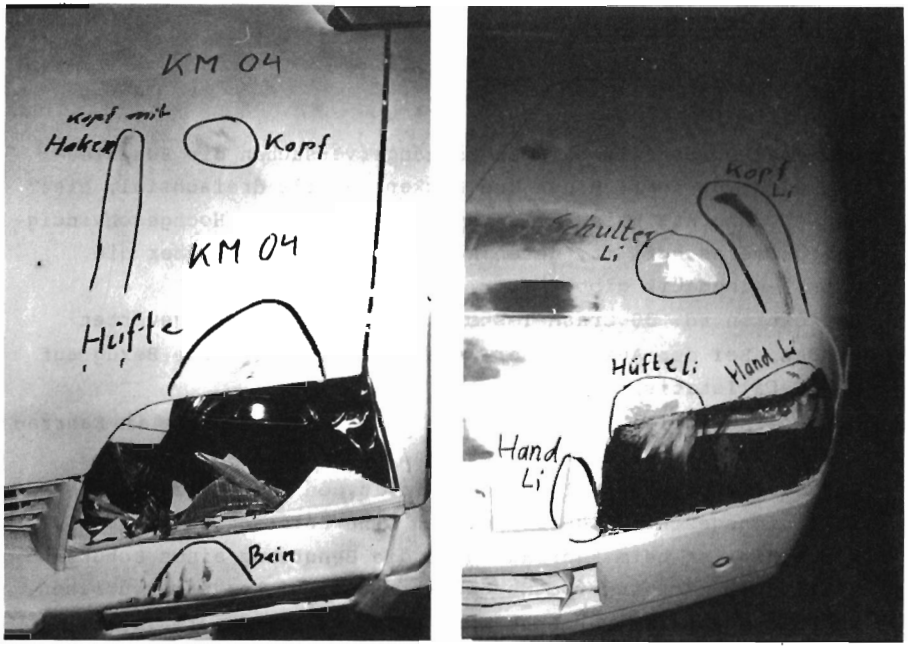
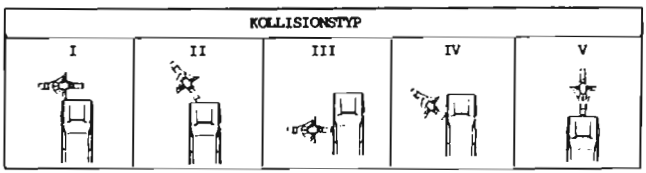


Bild 263: Beschädigungen an den Vergleichsfahrzeugen beim Fußgängerversuch

4.5.4.2 ZWEIRADVERSUCHE

Gemessen wurden wie bei den Fußgängerversuchen die Beschleunigungen von Kopf, Brust und Becken jeweils dreiachsial, hier jedoch ohne das Knie. Alle Versuche wurden mit Hochgeschwindigkeitskameras gefilmt, deren Auswertung Aufschluß über die Unfall-Kinematik gibt.
Es konnten rd. 30 Crash-Tests durchgeführt und ausgewertet werden. Bei der Auswahl der Versuchsparameter wurde Bezug auf die Unfallstatistik genommen.
Eine prinzipielle Unterscheidung der Zweirad-Unfälle in Fahrrad und motorisiertes Zweirad ist danach gegeben.
Die Häufigkeitsverteilung der Unfalltypen und der entsprechende Kollisionsgeschwindigkeitsbereich sind unterschiedlich.
Weiterhin ist beim Fahrradfahren die Benutzung eines Schutzhelmes unüblich und vom Gesetzgeber auch nicht vorgeschrieben, sodaß die Fahrrad-Versuche ohne Helm und die motorisierten Zweirad-Versuche mit Helm durchgeführt wurden.
Zum Vergleich wurde aber auch ein Fahrrad-Versuch mit Helm und zwei Motorrad-Versuche ohne Helm durchgeführt.
Es wurden entsprechend der Häufigkeit unterschiedliche Kollisionstypen im Versuch simuliert, die in der nachfolgenden Tabelle näher beschrieben werden:



Mit dem UNI-CAR wurden Unfälle der Kollisionstypen I, II, III und V simuliert. Vergleichsversuche mit einem ähnlichen Fahrzeug konnten bisher nur für den Kollisionstyp III realisiert werden.

Bei den Kollisionstypen I und V fuhr das UNI-CAR mit Kollisionsgeschwindigkeiten von 20, 30 und 40 km/h gebremst gegen die stehenden Zweiräder.

Die Anstoßstelle beim Kollisionstyp I war fahrzeugmittig, der Kollisionswinkel betrug 270° und getestet wurden Fahrräder, Mofas, Mopeds und Motorräder mit einem 50 %-Mann-Dummy, sowie Kinderfahrräder mit einem 6-j-Kinderdummy.
Der Kollisionstyp V fand nur mit Fahrrädern statt. Hierbei betrug der Kollisionswinkel 20° bei sonst gleichen Versuchsbedingungen.

Für die Kollisionstypen II und III wurden die motorisierte Zweiräder mit einer Kollisionsgeschwindigkeit von 50 km/h ungebremst gegen die stehenden Fahrzeuge gefahren.
Beim Kollisionstyp II fuhren nur Motorräder unter einem Kollisionswinkel von 160° gegen das UNI-CAR.

Bei den Versuchen des Kollisionstyps III hingegen wurden Mopeds und Motorräder gegen das UNI-CAR und ein Vergleichsfahrzeug gefahren. Hierbei betrug der Kollisionswinkel 90° und die Anstoßstellen waren jeweils 200 mm vor bzw. 450 mm hinter dem B-Pfosten. Die Fahrzeug- und Dummy-Daten sind den nachfolgenden Tabellen zu entnehmen:

FAHRZEUGART	BEZEICHNUNG	KENNGRÖSSEN/TYP	MASSE [KG]
FAHRRAD	KLAPPRAD	20"	12
	DAMENFAHRRAD	26"	14
	HERRENFAHRRAD	28"	15
MOTORISIERTES ZWEIRAD	MOFA	ZÜNDAPP	37
	MOPED (1)	DKW	57
	MOPED (2)	YAMAHA RD 80	84
	MOTORRAD	YAMAHA XS 400 SPECIAL	169
PKW	PROTOTYP	UNI-CAR	1400
	VERGLEICHSFAHRZEUG	CITROEN CX	1400

DUMMY	BEZEICHNUNG	KENNGRÖSSEN/TYP	MASSE [KG]
6-J-KINDERDUMMY	VIP - 6 C	1212 MM	35
50%-MANNDUMMY	MODIFIED HYBRID II	1750 MM	75

Die Ergebnisse der Fahrrad-Versuche sind in den Bildern 264 bis 273 dargestellt. Aufgetragen sind die Belastungskriterien HIC, SI-Brust und SI-Becken des Primäraufpralls für den 6-j-Kinderdummy/Kinderfahrrad in Bild 264 und für den 50 %-Mann-Dummy/Fahrrad in Bild 265.

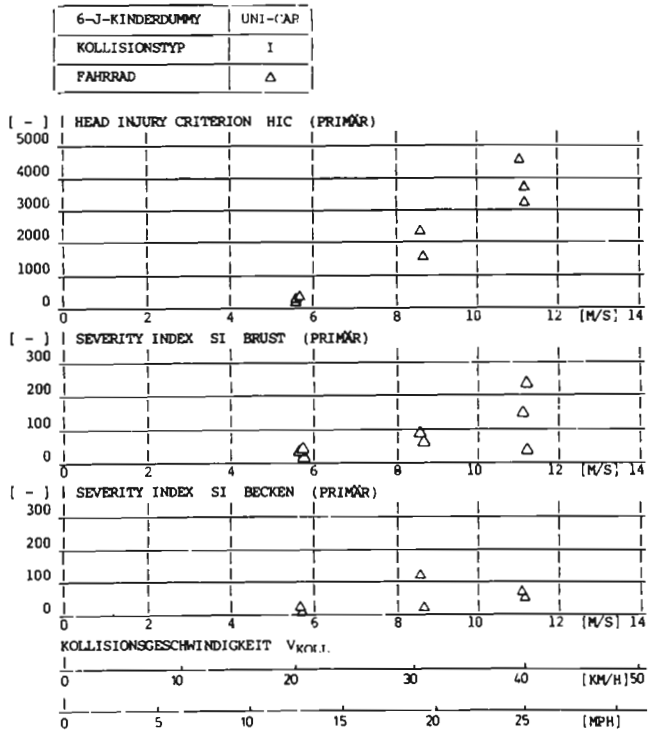


Bild 264: Belastungswerte des Primäraufpralls, UNI-CAR / Fahrradfahrer (Kind), Kollisionstyp I.

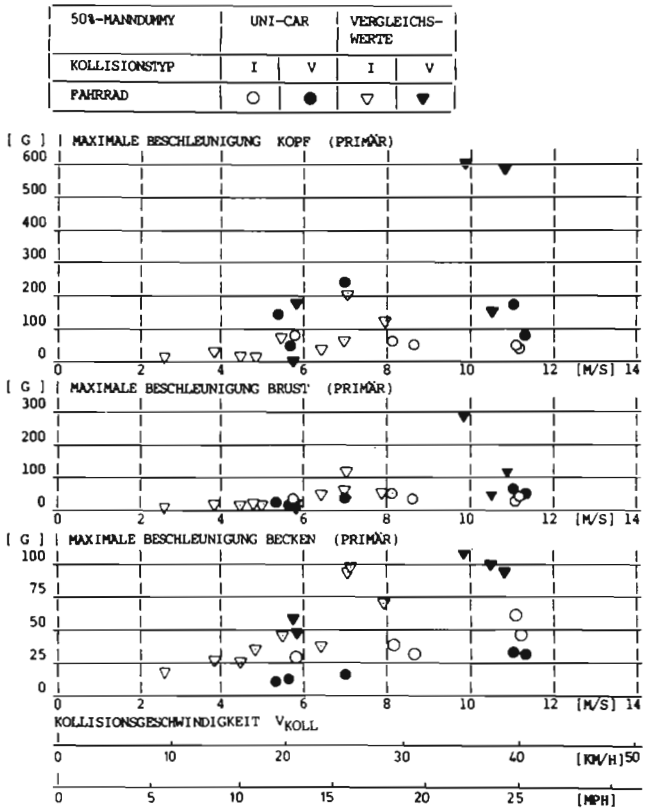


Bild 265: Belastungswerte des Primäraufpralls, UNI-CAR / Fahrradfahrer, Kollisionstypen I und V, Vergleichswerte.

Die hohen HIC-Werte beim Kinderdummy repräsentieren bei Kollisionsgeschwindigkeiten größer 20 km/h nicht den Kopfaufprall auf die Haube, sondern konnten anhand der Filmauswertung auf sog. Abstützeffekte (Anschlag des Kopfes gegen Nick- bzw. Schwenk-Endstellungen) zurückgeführt werden. Die Beschleunigungsspitzen beim Haubenaufprall lagen deutlich niedriger, konnten jedoch nicht separat ausgewertet werden.

Komponenten-Vorversuche mit UNI-CAR-Hauben ergaben HIC-Werte um 1000 bei Kopfaufprallgeschwindigkeiten von 45 km/h, was einer Kollisionsgeschwindigkeit von ca. 38 km/h (Bild 266) entsprechen würde.

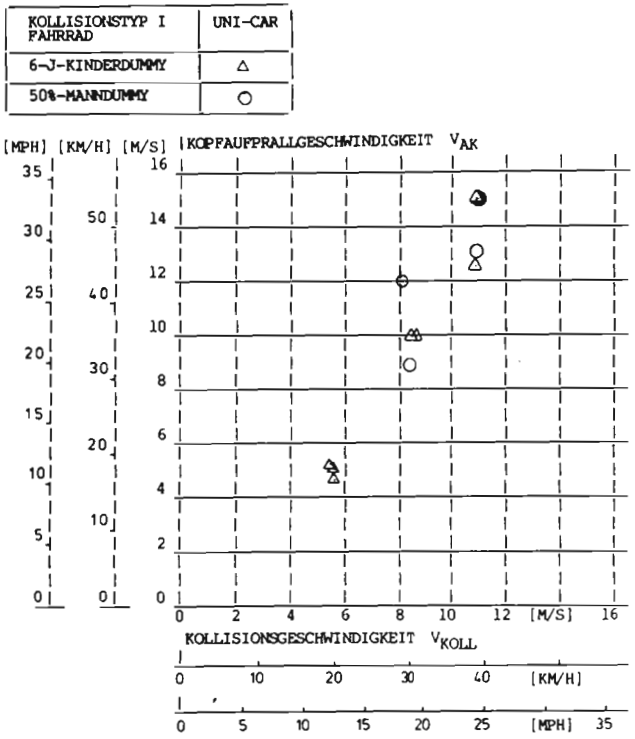


Bild 266: Kopfaufprallgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Kollisionsgeschwindigkeit, UNI-CAR / Fahrradfahrer, Kollisionstyp I.

Bei dem 50 %-Mann-Dummy konnte dieser Effekt bei diesen Versuchen nicht beobachtet werden (bei Fußgängerversuchen jedoch auch), sodaß die HIC-Werte den Kopfaufprall auf das Fahrzeug repräsentieren.
Zum Vergleich sind einige HIC-Werte ähnlicher Versuche mit einem pontonförmigen Fahrzeug eingetragen (Bild 268). Die maxi-

malen Kollisionsgeschwindigkeiten der Vergleichswerte sind für den Kollisionstyp I rd. 30 km/h und für den Kollisionstyp II ebenfalls 40 km/h.
Festzustellen ist, daß beim Kollisionstyp I die Vergleichswerte bei zwar stark ansteigender Tendenz ab 20 km/h bis rd. 30 km/h einen HIC von knapp unter 400 erreichen, dieser Wert bei den Versuchen mit UNI-CAR erst bei Kollisionsgeschwindigkeiten um 40 km/h erreicht wird.
Bei den Versuchen des Kollisionstyps V fällt die große Streubreite sowohl bei den Versuchen mit UNI-CAR als auch bei den Vergleichsversuchen auf. Dieses ist eine Folge unterschiedlicher Steifigkeiten der zufällig getroffenen Fahrzeugteile in diesem Bereich.
Um eine eindeutige Aussage über die Wirksamkeit der Scheibenrahmenpolsterung treffen zu können, müssen noch eine Vielzahl vergleichbarer Versuche auch mit ungepolsterten Fahrzeugen durchgeführt werden.

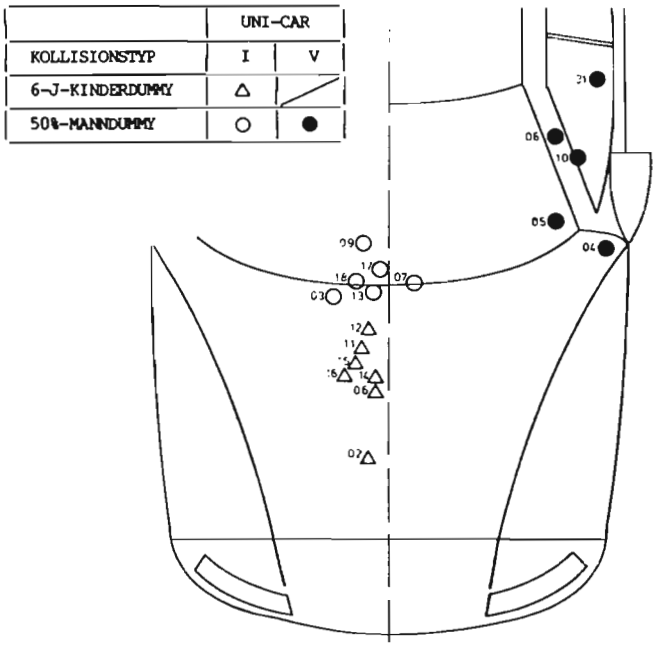


Bild 267: Kopfaufprallstellen, UNI-CAR / Fahrradfahrer, Kollisionstypen I und V.

Festgestellt werden kann jedoch, daß beim Kopfaufprall direkt auf den A-Pfosten und Türrahmen mit eingeklebter ESG-Scheibe (Bild 270 und 272, UNI-CAR) mit einer Kollisiongeschwindigkeit von 25 km/h (Versuch 08) bzw. 40 km/h (Versuch 10) der HIC von 1000 noch überschritten wurde. Dagegen waren die Belastungen beim Kopfaufprall auf den gepolsterten unteren Scheibenrahmen deutlich unterhalb des Grenzwertes (siehe Kopfaufprallstellen, Bild 267, UNI-CAR). Bei herkömmlichen PKW-Konstruktionen aber wurden gerade in diesem Bereich beim Kopfaufprall sehr viel höhere Belastungen gemessen.

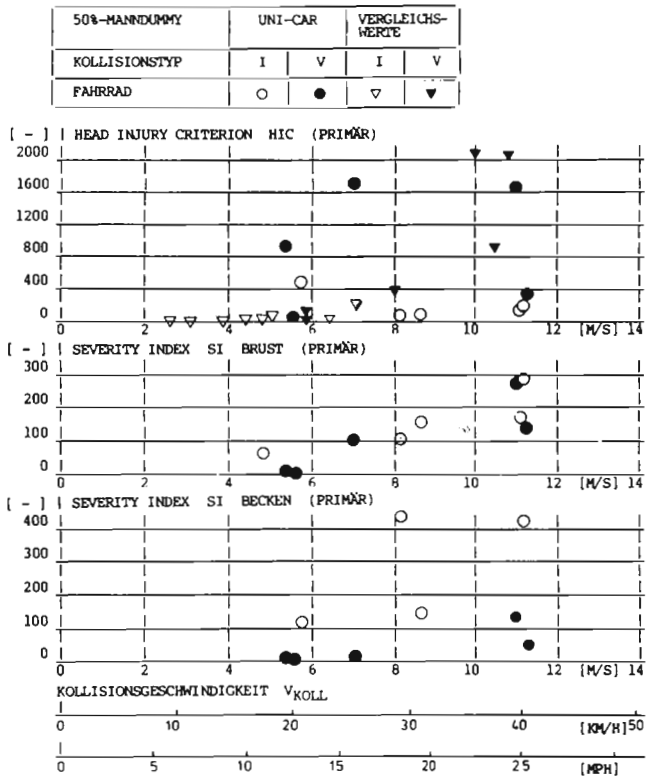


Bild 268: Belastungswerte des Primäraufpralls, UNI-CAR / Fahrradfahrer, Kollisionstypen I und V, Vergleichswerte.

Auffallend gering sind die Brust- und Beckenbelastungen. Hier wirkt sich die gegenüber den Fußgängern andere Kinematik aus. Die Aufprallgeschwindigkeiten der Brust und auch des Beckens sind niedriger und damit auch die SI-Werte.

So wurde bei keinem Zweirad-Versuch bis 40 km/h (wobei jedoch nur die Kollisionstypen I und V von Bedeutung sind) der Grenzwert eines der Belastungskriterien für Brust und Becken überschritten.
Ein Vergleich der maximalen Beschleunigungen für Brust und Becken der Versuche mit UNI-CAR und die des Vergleichsfahrzeugs soll den Sicherheitsgewinn verdeutlichen (Bild 274).

Man erkennt, daß gleiche Belastungen bei den Versuchen mit UNI-CAR erst bei durchschnittlich 10 bis 15 km/h höheren Kollisionsgeschwindigkeiten gegenüber dem Vergleichsfahrzeug erreicht werden. Hinzu kommt der deutlich flachere Anstieg, der bei UNI-CAR diesbezüglich noch höhere Anfahrgeschwindigkeiten erwarten läßt.

Die Vorderwagenform beeinflußt den Bewegungsablauf eines verunfallten Fußgängers oder Zweiradfahrers dahingehend, daß ein keilförmiger Vorderwagen eine Erhöhung und ein pontonförmiger Vorderwagen eine Verringerung der Kopfaufprallgeschwindigkeit bezogen auf die Kollisionsgeschwindigkeit zur Folge hat.
Die in Bild 266 aufgetragenen Kopfaufprallgeschwindigkeiten der Fahrradversuche in Abhängigkeit von der Kollisionsgeschwindigkeit lassen erkennen, daß bezüglich des Schutzes äußerer Verkehrsteilnehmer eine mehr pontonförmige Kontur (gerade im Bereich des Überganges Soft-Face/Haube) besser gewesen wäre, der gewählte Kompromiß (Rücksicht auf die Aerodynamik) aber immer noch akzeptable Werte aufweist.

Einen Vergleich der Wurfweiten zeigt Bild 269. Die Werte des Kinderdummy's liegen erwartungsgemäß etwas höher als die des Erwachsenendummy's. Die Vergleichswerte (pontonförmiges Fahrzeug) liegen genau dazwischen.
Es konnte somit kein signifikanter Einfluß des elastischen Vorderwagens bezüglich der Wurfweiten festgestellt werden.

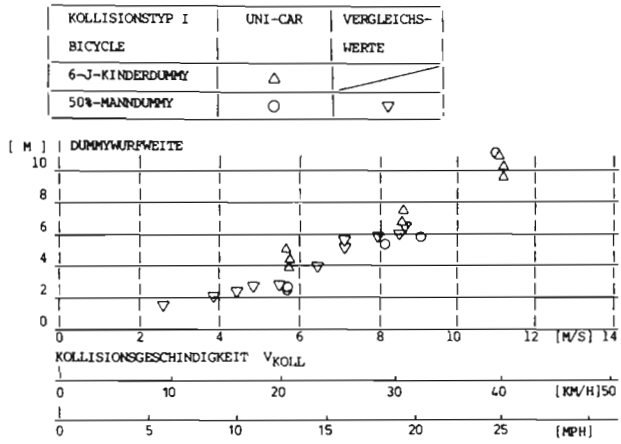


Bild 269: Dummy-Wurfweite in Abhängigkeit von der Kollisionsgeschwindigkeit, UNI-CAR / Fahrradfahrer, Kollisionstyp I, Vergleichswerte.

Die türseitige Verformung des A-Pfostens und die Polsterung zeigt Bild 272 (Versuch 10, v_{koll}= 40 km/h).

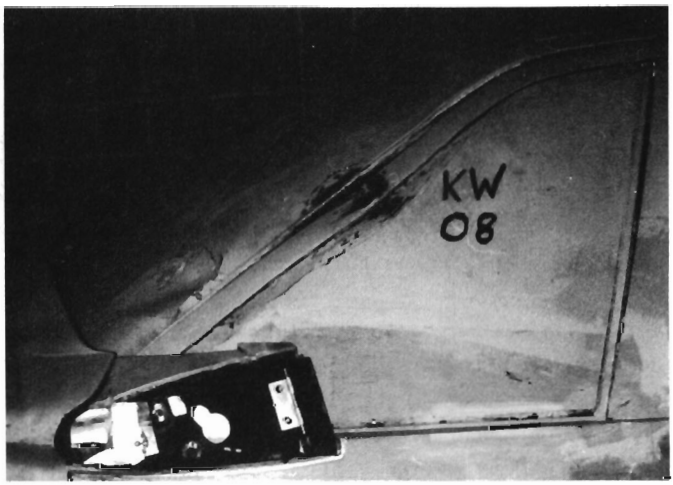


Bild 270: Kopfaufprall an den A-Pfosten, UNI-CAR / Fahrradfahrer, Kollisionstyp V, Versuch 08, v_{Koll}= 25 km/h.

Den Bewegungsablauf eines Fahrrad-Versuches (Kollisionstyp V) zeigt die Bildfolge, Bild 271.

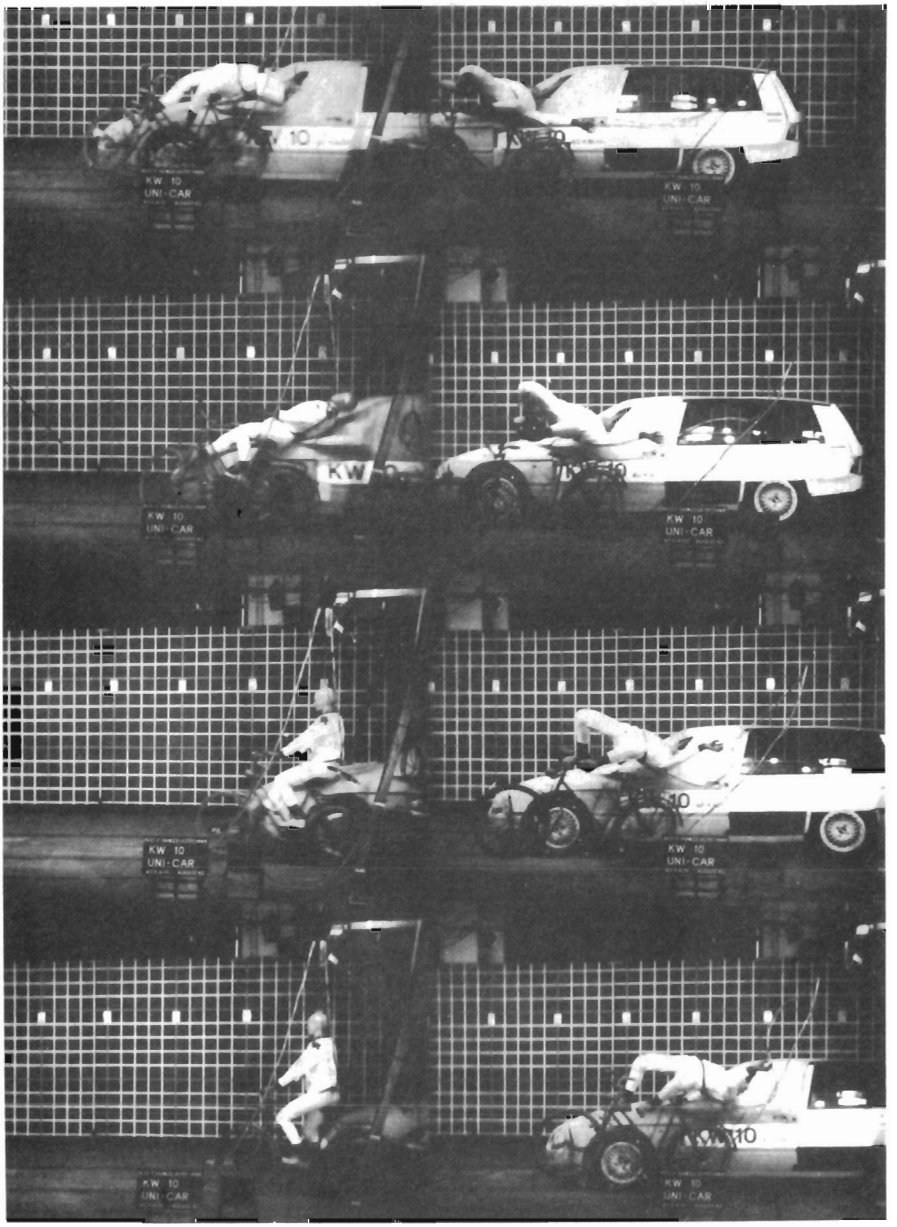


Bild 271: Bewegungsablauf, UNI-CAR / Fahrradfahrer, Kollisionstyp V, Versuch 10, v_{Koll}= 30 km/h, Bildabstand 80 ms.

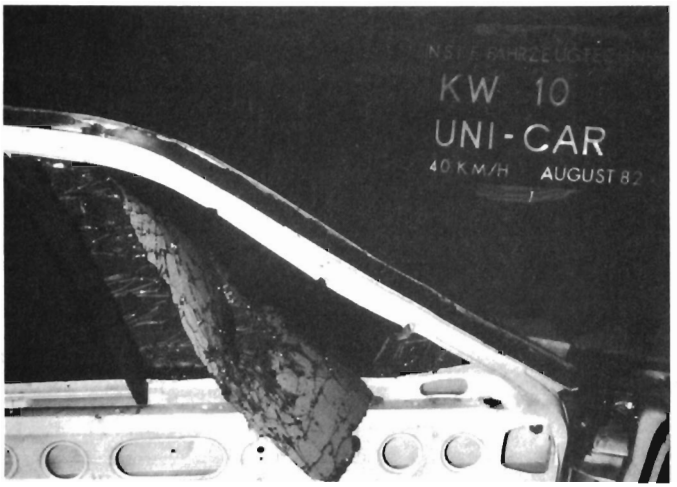


Bild 272: Deformation des gepolsterten A-Pfostens (türseitig) durch Kopfaufprall, UNI-CAR / Fahrradfahrer, Kollisionstyp V, Versuch 10, v_{Koll}= 40 km/h.

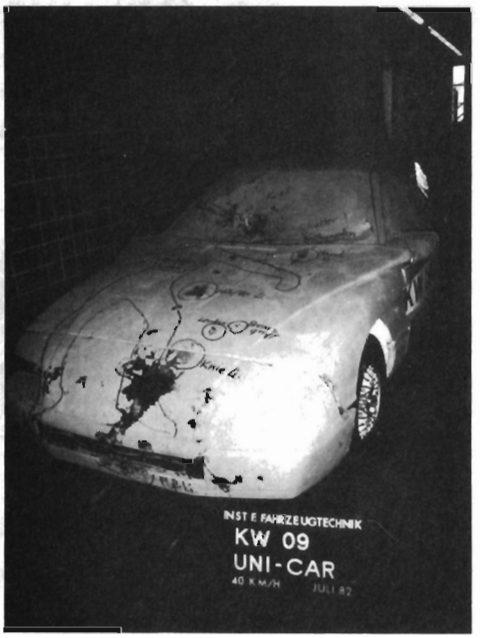


Bild 273: Dummy- und Fahrrad-Kontaktstellen, UNI-CAR / Fahrradfahrer, Kollisionstyp I, Versuch 09, v_{Koll}= 40 km/h.

Das Verhalten einer ESG-Scheibe, die mit einer SEKUREX-Folie beschichtet ist, wird hierbei ebenfalls verdeutlicht (siehe Bild 270). Durch den Zusammenhalt der Glaskrümel mittels der Folie werden die Scheibenreste nach innen gedrückt, so daß keine verletzungsgefährdenden Glaskanten stehenbleiben können.

In Bild 273 sind Dummy- und Fahrradkontaktstellen sichtbar. Die Endlage des Dummy's bei Versuch 9 war die Haube, d.h. ein Sekundäraufprall fand nicht statt.

Man erkennt sehr deutlich, daß Kopfaufprallstellen der Zweiradfahrer die harten Karosserieteile wie z.B. den unteren Scheibenrahmen erreichen, so daß ein Polstern dieser Teile gerade für helmlose Fahrradfahrer einen Sicherheitsgewinn verspricht.

Die Ergebnisse der Versuche mit motorisierten Zweirädern sind in Bild 274 dargestellt. Aufgetragen wurden wieder die Belastungskriterien HIC, SI-Brust und SI-Becken.

Die Kopfbelastungen motorisierter Zweiräder bleiben bei den Kollisionstypen I und II deutlich unter den Belastungsgrenzen. Nur beim Kollisionstyp III, wo im Versuch die Wirkung der seitlichen Dachkanten untersucht werden sollte, liegen die Meßwerte noch deutlich über der Belastungsgrenze.
Hierzu sind jedoch bereits Versuche mit einem Vergleichsfahrzeug ohne Dachkantenpolsterung durchgeführt und ausgewertet worden.
Durch das Aufpolstern der seitlichen Dachkanten konnte die Belastungsgrenze bei einer Kollisionsgeschwindigkeit von 50 km/h noch nicht unterschritten, gegenüber dem Vergleichsfahrzeug jedoch im Mittel um rd. 50 % reduziert werden.

Man muß sich verdeutlichen, daß bei diesem Kollisionstyp der Zweiradfahrer sehr häufig mit dem Kopf gegen eine der härtesten Kanten des Fahrzeuges (Sicherheitszelle!) tritt, und zwar mit praktisch unverminderter Kollisionsgeschwindigkeit.

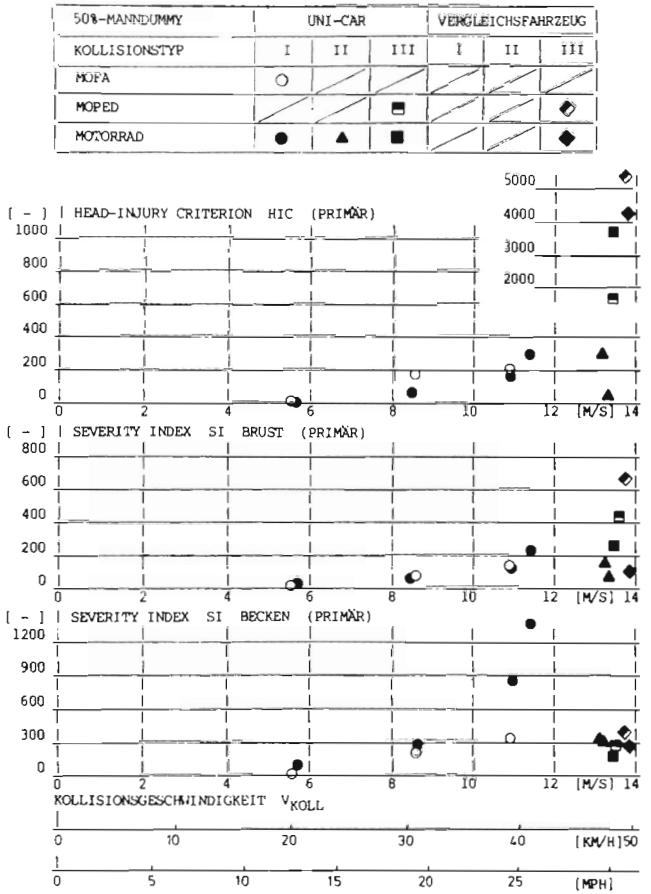


Bild 274: Belastungswerte des Primäraufpralls, UNI-CAR und Vergleichsfahrzeug / motorisierte Zweiradfahrer, Kollisionstypen I, II und III.

Die Bereitstellung eines zusätzlichen Deformationsweges von ca. 15 mm (praktisch ein zweiter Schutzhelm) ergab schon eine deutliche Kopfbelastungsreduzierung. Eine Weiterentwicklung der

Sicherheitszelle dahingehend, einen Deformationsweg von rd. 25 mm vorzusehen, erscheint auch für heutige Serienfahrzeuge möglich zu sein.

Ein solcher passiver Zweiradfahrerschutz würde einen erheblichen Sicherheitsgewinn gerade für die schnelleren Kleinkraft- und Motorräder erwarten lassen. Denn dieser Unfalltyp tritt besonders häufig bei diesen Verkehrsteilnehmern auf. Besonders oft sind hierbei die schwereren (größer als 500 cm^3) Motorräder betroffen.

Zu den Versuchen des Kollisionstyps II kann gesagt werden, daß hier die Belastungen sehr niedrig waren, was dadurch zu erklären ist, daß es nach der Kollision fast zu keinem Kontakt Dummy/Fahrzeug kam. Der Dummy vollzog eine Drehung von genau 360° seitlich über das Fahrzeug hinweg. Es kam nur zu einem kurzen Kopf/Hauben-Kontakt. Da fast die gesamte Energie in Rotationsenergie umgesetzt wurde, war die Kopfaufprallgeschwindigkeit gering. Der Straßenaufprall erfolgte zuerst mit den Füßen. Ein Sekundäraufprall des Kopfes fand nicht statt.

Wie schon bei den Fahrrad-Versuchen erwähnt, wurden auch bei den motorisierten Zweiradfahrern geringe Brust- und Beckenbelastungen gemessen. Hierbei fällt jedoch auf, daß die Belastungswerte der Motorrad-Versuche deutlich unter der Belastungsgrenze liegen, aber dennoch höher sind als beispielsweise die Werte der Mofa-Versuche, die wiederum in der Größenordnung der Fahrrad-Werte liegen.

Das kann durch sog. Einklemmeffekte erklärt werden. Die Beschleunigung der größeren Motorradmasse braucht eine längere Zeit, die wiederum die Einwirkdauer der Beckenbelastung verlängert und damit auch den SI-Wert erhöht.

Die in Bild 275 dargestellte Bildfolge zeigt einen typischen Bewegungsablauf, wie er bei einem Unfall motorisierter Zweiradfahrer (Kollisionstyp III) zu beobachten ist, der typische Kopfanprall an die Dachkante.

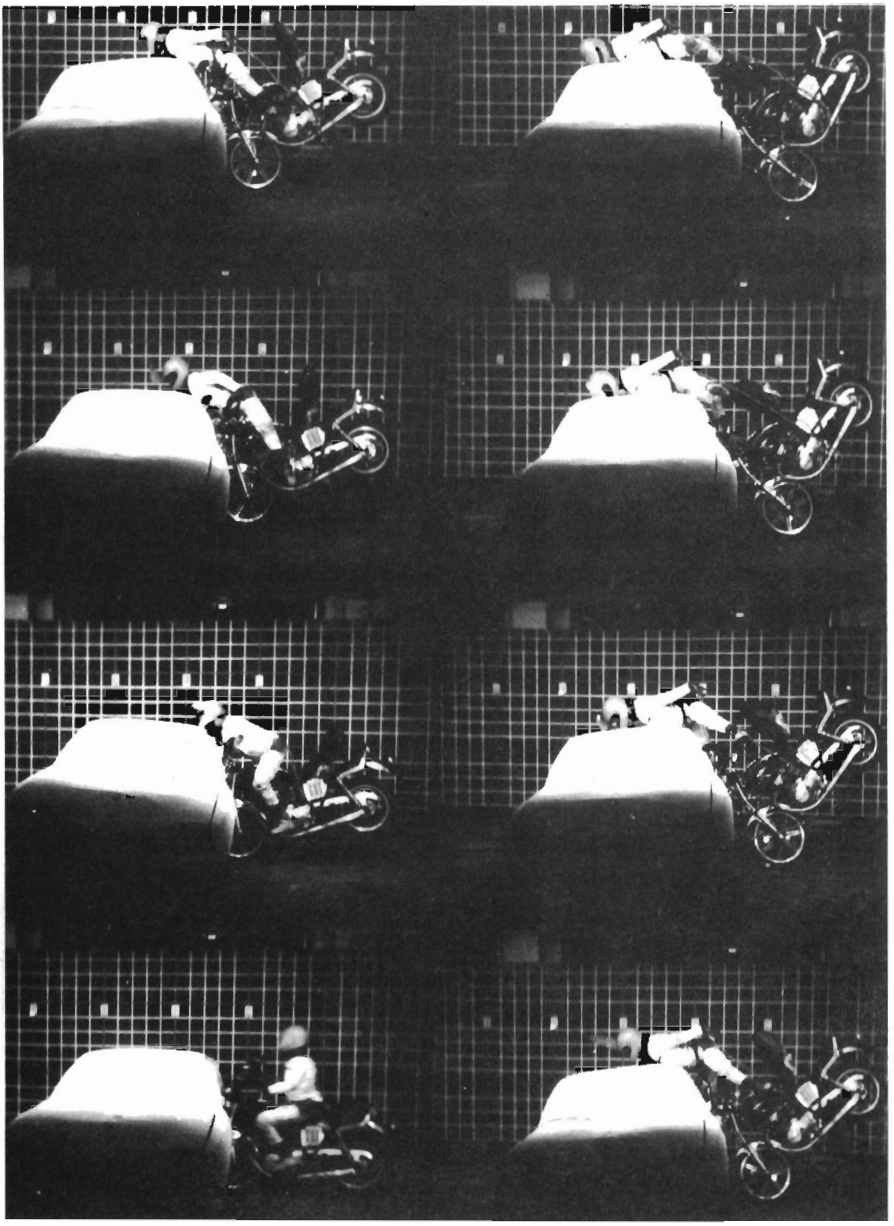


Bild 275: Bewegungsablauf, UNI-CAR / motorisierter Zweiradfahrer, Kollisionstyp III, Versuch 27, v_{Koll}= 50 km/h, Bildabstand 60 ms.

4.5.5 PROBLEME UND ERFAHRUNGEN MIT DEM MATERIAL

Die Verwendung von Polyurethan im Kraftfahrzeugbau ist nicht neu. Beim UNI-CAR wurde jedoch erstmals der Versuch unternommen, sehr großflächige und großvolumige Teile, wie Frontteile oder Motorhaube, mit gleichzeitig hohen Oberflächenqualitäts- und Sicherheitsansprüchen aus relativ weichen Polyurethan-Schaumstoffen herzustellen.

Fertigungsversuche mit einer 1:1-Form des Frontteils hatten gezeigt, daß die Parameter Dicke der PUR-Haut und deren Konsistenz sich derart beeinflussen, daß die gestellten Forderungen für den Fußgängerschutz nach einer möglichst weichen und möglichst dünnen elastischen Haut nicht gleichzeitig erfüllt werden konnten. Eine gute Formfüllung erfordert einen ausreichenden Fülldruck; damit ergeben sich ein bestimmtes Mindestraumgewicht und eine entsprechende Schaumstoff-Konsistenz. Die Werkzeugkonstruktion setzt hinsichtlich der Auslegung der Einschußkanäle und Entlüftungsbereiche viel Entwicklungsarbeit und Erfahrung voraus. Auf diesem Gebiet konnten aus Zeit- und Kostengründen noch keine optimalen Ergebnisse erreicht werden.

Auch hinsichtlich des Schrumpfverhaltens der PUR-Schaumstoffe sind noch nicht alle Probleme gelöst. Geht man z.B. von einem mittleren Schrumpf von 1,5 % am Frontteil aus, erhält man nicht nur Maßabweichungen bis zu 2 cm, die durch ein vergrößertes Werkzeug ausgeglichen werden könnten, sondern auch einen Verzug, der sich durch unterschiedliche Materialstärken und die Formgebung des Teils ergibt; aber auch Einlegeteile zur Befestigung, Verstärkung oder Schrumpfminderung können zum Verzug beitragen .

Besonders problematisch ist die Fertigung von Teilen, die in den sogen. Strak der Karosserie passen, d.h. sich nahtlos in die Fahrzeugaußenhaut einfügen sollen.

Bei den sehr großen Formteilen, wie Frontteil und Motorhaube, war eine Übereinstimmung der Anschlußkonturen bisher nur mit Nacharbeiten zu erreichen; das gilt auch für den Übergang Haube/Außenspiegel/Tür. Bei aneinanderstoßenden, hochglanzlackierten Flächen fallen schon die kleinsten Abweichungen von Krümmungsradien, Oberflächenstrukturen oder Winkeln ins Auge. Befriedigende Lösungen sind hier äußerst schwierig, wenn keine Schattenfugen, Narbungen oder Farbabsätze vorgesehen werden können. Die Verwendung von Kunststoffaußenteilen muß daher schon im Karosseriedesign besonders berücksichtigt werden.

Die Lackierung insbesondere der weichen PUR-Teile warf weitere Probleme auf, da nicht nur eine geschlossene Haut benötigt wird, sondern sich auch unter der Oberfläche keine Lunker befinden dürfen. Diese würden sich nach dem Einbrennen des Lacks durch Einfallstellen und unruhige Oberflächen bemerkbar machen. Es muß außerdem darauf geachtet werden, daß keine in das Werkstück eindiffundierten Lösungs- oder Trennmittel Blasen im Lack hervorrufen können. Diese treten, wie sich u.a. an einem 1979 entstandenen und seitdem für den Straßenverkehr zugelassenen Sicherheitsauto mit Integralschaumstoff-Polstern zeigte, teilweise erst nach Jahren auf. Problematisch sind ebenfalls die Langzeiteigenschaften elastischer Spachtelmassen für Nacharbeiten.

4.5.6 AUSBLICK

Die Erfahrungen mit dem PUR-Softface zeigen, daß hier, einmal abgesehen von der noch zu langen Taktzeit des Kernmaterials, ein seriennahes Teil gute Schutzfunktionen für Fußgänger und bei Bagatellunfällen mit Wirtschaftlichkeit verbinden kann. Die verwendete Motorhaubenkonstruktion ist zur Zeit noch zu aufwendig. Der Sandwichaufbau verbindet hohe Formsteifigkeit und geringes Gewicht mit sehr guter Energieabsorption bei lokalem Anbrechen der GFK-Schichten.

Die Fertigung ist jedoch noch so unwirtschaftlich, daß eine Verbesserung konventioneller Metallkonstruktionen mittelfristig vorteilhafter erscheint, um erhöhte Schutzfunktionen in die Serie einbringen zu können.

Die Polsterung des Windschutzscheibenrahmens kommt insbesondere Zweiradfahrern zugute. Die Vorteile der gewählten Konstruktion wie aerodynamisch günstige Gestaltungsmöglickeiten und geringe Beeinträchtigung des Designs durch das Polster steht ein wahrscheinlich nur bei größeren Fahrzeugen vertretbarer Mehraufwand gegenüber.

Dasselbe gilt für die seitlichen Dachkantenpolster. Von Material und Fertigung her gibt es abgesehen von der beim UNI-CAR aufwendigen Hochglanzlackierung keine Probleme.

Die Wirksamkeit aller vorgeschlagenen Schutzmaßnahmen ist gut und stößt letztlich nur in Fragen des Bauraums an ihre Grenzen. Der Sicherheitsgewinn wurde ermittelt nach der im Lastenheft beschriebenen Methode und hochgerechnet auf das gesamte Unfallgeschehen in der Bundesrepublik. Mit einer Reduktion des Anteils der getöteten Fußgänger von 40 % durch die Schutzmaßnahmen liegt der Gewinn, bezogen auf den Anteil dieser Unfallart am Gesamtgeschehen, bei ca. 9 %; entsprechend dazu für Fahrradfahrer bei ca. 3,5 %, bei Mofa, Moped, Mokick bei ca. 2 % und bei Motorrädern mit einer Reduktion von ca. 20 % der Gewinn bei ca. 2 %.

Der Sicherheitsgewinn gilt allerdings nur, wenn alle PKW passive Sicherheitseigenschaften wie die des UNI-CAR aufweisen. In der Einführungs- und Übergangsphase ist nur ein anteiliger Gewinn entsprechend den Zulassungszahlen möglich.

4.6 INNENRAUM

Die Entwicklungsziele

- Senkung des Kraftstoffverbrauchs u.a. durch Senkung des Luftwiderstandes
- Reduzierung der Geräuschemission

haben konstruktive und formgebende Maßnahmen zur Folge, die sich als vorgegebene Randbedingungen auf die Karosserie und damit auf das Sicherheitskonzept und vor allem auf die Innenraumgestaltung auswirken.

Zu diesen Randbedingungen zählen:

- glattflächiger, in allen Richtungen abgerundeter Vorderwagen
- flachansteigende, niedrige Frontkontur
- starker seitlicher Einzug der Dachkanten
- stark geneigte Frontscheibe
- sehr voluminöser, durchlaufender Mitteltunnel

Einen hohen Platzbedarf haben zusätzlich die im Sicherheitskonzept bedingten Deformationszonen für den Fußgänger- und Zweiradfahrerschutz (Softnose, Haube, Polsterungen von Pfosten und Dachkanten) außen, sowie die stärkeren Innenpolsterungen und ein Querverbund zwischen den B-Säulen für den Seitenaufprall. Es ist also festzustellen, daß auf Grund der vorgegebenen Randbedingungen, insbesondere wegen des geringen Luftwiderstandes $c_w \cdot A$, der UNI-CAR von außen nach innen und nicht umgekehrt konstruiert werden mußte.

4.6.1 INNENRAUMGESTALTUNG UND ERGONOMIE

Die Innenraumgestaltung wird nicht nur vorgeprägt durch die starke Neigung der Frontscheibe und starken seitlichen Dacheinzug, sondern vor allem durch den voluminösen Mitteltunnel und das Sicherheitskonzept (Querverbund zwischen den B-Säulen, in Längsrichtung nicht verschiebliche Vordersitze).

Der Frontsitz ist ausgelegt auf die Sitzposition des 95 %-Mannes; dadurch wird für alle kleineren Insassen der Abstand zur Windschutzscheibe und zum Armaturenbrett größer als bei verschieblichem Sitz.

Hält man aus Gründen der passiven Sicherheit den Schulterpunkt fest (optimale Gurtführung für alle Körpergrößen), ergeben sich Abweichungen der Augpunkte von ± 25 mm zwischen 5 %-Frau und 95 %-Mann, bezogen auf den 50 %-Mann.
Dazu ist eine Verstellbarkeit des Sitzes in der Höhe um 80 mm erforderlich. Dabei wird die Hinterkante des Sitzes stärker angehoben als die Vorderkante, um auch der 5 %-Frau eine Beinposition im Komfortbereich zu ermöglichen. Die Rückenlehne ist aus Komfortgründen zwischen 110° und 120° verstellbar. Eine elektro-pneumatische Lordosestütze, die zudem mit der Höhenverstellung gekoppelt ist, befindet sich in der Rückenlehne.

Alle Verstellungen erfolgen elektromotorisch. Die entsprechenden Schalter befinden sich direkt am Sitz.
Die Rücklehnen der hinteren Sitze lassen sich einzeln umklappen, so daß sich ein ebener Laderaum ergibt. Auch die Fondsitze sind für den 95 %-Mann ausgelegt.

Als Rückhaltesystem für die Insassen wurden vorn wie hinten aktive Dreipunkt-Automatik-Gurte in Verbindung mit durchbrochenen Kopfstützen eingesetzt und vorn mit pyrotechnischen Gurtstrammern ausgerüstet. Infolge des Querverbundes der B-Säulen ergab sich die günstige Gelegenheit, die Gurtanordnung auf den Vordersitzen zu ändern (s. 4.6.2.1.2).

Ein passives Rückhaltesystem (Gurt o. Airbag) wurde nicht vorgesehen, da eine Steigerung der Anschnallquoten über die Gesetzgebung als sinnvoller angesehen wird.

Zum Ausgleich der unterschiedlichen Körpergrößen von 5 %-Frau und 95 %-Mann müssen die Pedale in Längsrichtung und die Lenksäule mit Lenkrad in axialer Richtung und in der Neigung verstellbar sein (Bild 276).

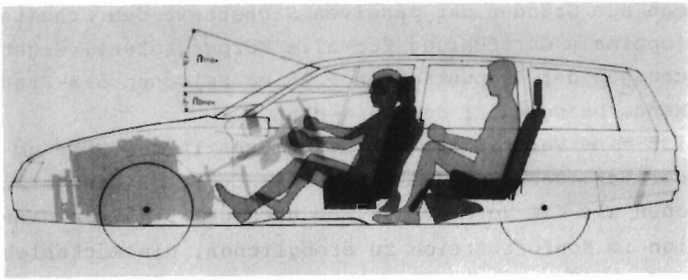


Bild 276: Verstellbereiche von Sitz, Lenkrad und Pedalerie

Alle wesentlichen Bedienfunktionen (s. 4.6.3) wurden an das verstellbare Lenkrad verlegt (2 Lenkstockschalter mit allen Licht- und Waschfunktionen) (Bild 277).

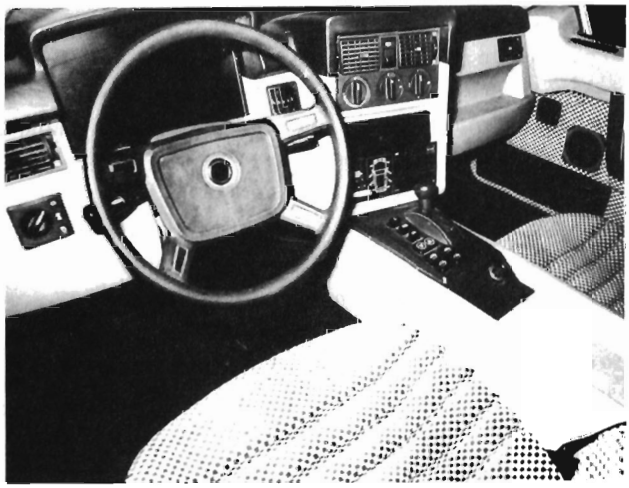


Bild 277: Cockpit des UNI-CAR (Sitzkiste)

Die übrigen Bedienelemente wurden griffgünstig und gut erreichbar für alle Körpergrößen je nach Priorität in der asymmetrisch ausgebildeten Mittelkonsole (Radio, Gebläse u. Bordrechner) oder auf dem Mitteltunnel (Wählhebel, Schalter für verstellbare Pedalerie, Versenkfenster u. Warnblinker) angeordnet.

Der Handbremshebel befindet sich links vom Fahrersitz und ist aus Sicherheits- und Komfortgründen zusätzlich nach unten klappbar.

Die Sitzposition der Insassen ist möglichst weit zur Fahrzeugmitte hin verlegt, so daß zwischen Insassen und Fahrzeugaußenhaut seitlich mehr Deformationsweg zur Verfügung steht als bei herkömmlichen Fahrzeugen. Dieser Weg kann teilweise vom eindringenden Fahrzeug und zum überwiegenden Teil vom Insassen genutzt werden, der seitlich auf Polster im Hüft- und Schulterbereich prallt.

Die Armaturentafel im Kopf- wie im Knieaufprallbereich, die Innenseiten der Pfosten und Dachrahmen sowie die Türflächen, der Mitteltunnel und der Querverbund sind wirkungsvoll abgepolstert.

Die Stärke der energieabsorbierenden Schäume beträgt an den Türflächen im Hüftbereich, am Knieträger und im oberen Bereich der Armaturentafel ca. 70 mm, an den Seiten- und Dachrahmen ca. 15 mm.

Aus Gründen eines erhöhten passiven Schutzes der Insassen, zur Einsparung von Gewicht und Lohnkosten und zur Reduzierung des Montageaufwandes, war für die Dachverkleidung ein montagefertiger, selbsttragender, einklipsbarer Fertighimmel vorgesehen.

Wegen der zu kurzen Entwicklungszeit und zu hoher Modell- und Formkosten wurde ein mit ABS-Folie verkleideter GFK-Himmel in Handarbeit gefertigt, der die angestrebte Gewichtsersparnis nicht erfüllen konnte.

Zur objektiven Beurteilung des Innenraumes wurden die Sichtverdeckungen unter Berücksichtigung bestehender Vorschriften (ECE, StVZO) ermittelt (Bild 278).

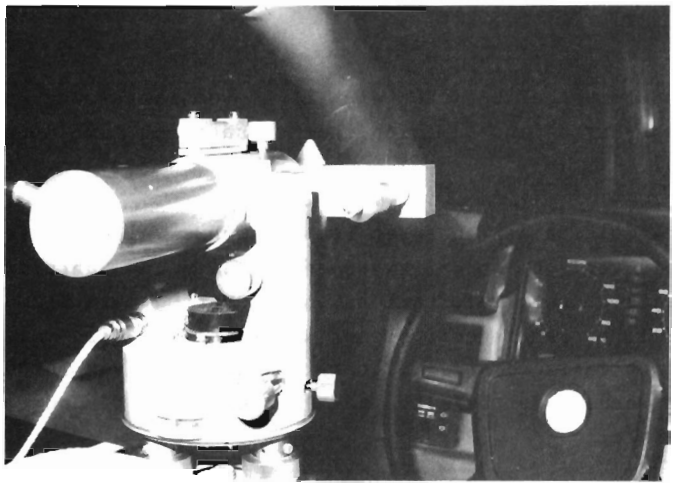


Bild 278: Lasertheodolit zur Sichtwinkelvermessung

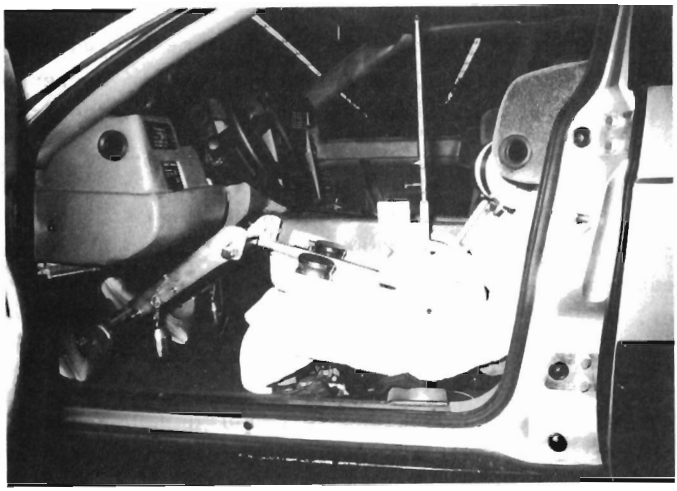


Bild 279: Innenraumvermessung mit 3-dimensional-manikin

Hierzu diente ein Lasertheodolit mit binokularem Strahlungsteiler. Die Aufnahme der Innenraummaße nach SAE J 1100 a erfolgte unter Verwendung einer 3-dimensionalen Meßpuppe (Bild 279).

Die ermittelten Werte wurden mit denen von 6 Serienfahrzeugen gleicher Klasse (darunter auch 3 Kombi) verglichen.

Ergebnisse:

Die höchstens zulässigen Sichtverdeckungswinkel werden von UNI-CAR unterschritten. Die Rundumsicht beträgt mit 42,4° binokularer Verdeckung 88,2 % (Bild 280) und liegt in der gleichen Größenordnung wie 2 gemessene Serien-PKW mit Werten von 36,8° und 39,6°.

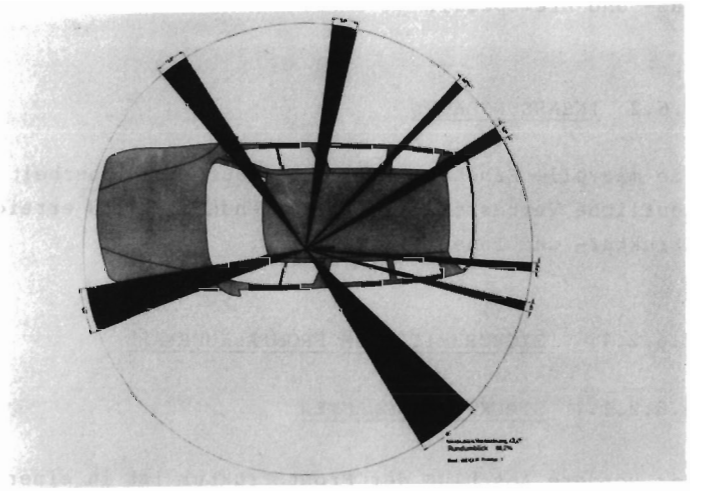


Bild 280: Rundumsicht im UNI-CAR

Die aus Gründen der Aerodynamik sehr schräggestellten und wegen der Fußgänger- und Insassenschutzmaßnahmen sehr stark ausgeprägten A-Säulen führen mit 5,8° zu gerade noch zulässigen Sichtverdeckungen, die aber, wie die subjektive Bewertung mittels Fragebogen zeigte, zwar als gewöhnungsbedürftig, nicht aber als störend empfunden werden.

Obwohl die Vorschriften eingehalten werden, ergibt sich, als Folge der sehr weit hochgezogenen Motorhaube, für viele Fahrer eine schlechte Übersichtlichkeit des Vorderwagens (s. 4.6.6.2).

Die Vermessung des Innenraumes zeigte, daß auch hier von UNI-CAR bestehende Vorschriften und allgemein gültige Richtlinien zur Innenraumgestaltung eingehalten werden; dies trotz einschränkender Randbedingungen (s. 4.6).
Bei den Innenraummaßen, die hauptsächlich die Erreichbarkeit, Bedienbarkeit und den Komfort beschreiben, gibt es keine signifikanten Unterschiede zwischen UNI-CAR und den Vergleichsfahrzeugen.
Dies steht in Korrelation zu den Fragenkomplexen "Bedienbarkeit" und "Fahrkomfort" in der subjektiven Innenraumbeurteilung durch Versuchspersonen und der objektiven Bewertung im Laborexperiment durch Messung von Reaktionszeiten und Fehlerhäufigkeiten bei der Bedienung diverser Schalter zusätzlich zu Gas- und Bremspedal.

4.6.2 INSASSENSCHUTZ

Die maßvolle Erhöhung der Frontalaufprallsicherheit und die deutliche Verbesserung beim Seitenunfall wird erreicht durch Struktur- und Innenraummaßnahmen.

4.6.2.1 SICHERHEIT BEIM FRONTALAUFPRALL

4.6.2.1.1 STRUKTURMASSNAHMEN

Der vordere Abschluß der Frontstruktur ist in einer sogenannten "Prallplatte" ausgeführt, die ein kräftiges Rahmenviereck mit Anbindung an die Längsträger darstellt. Daran wird die "Softnose" befestigt, die in Verbindung mit der Struktur Kollisionen bei Parkmanövern (auch bei schrägen Stößen) ohne Schäden auffangen soll. Die stabile Querversteifung der Prallplatte bringt zusätzlich eine Verbesserung des Deformationsverhaltens beim mittigen Pfahlaufprall. Ausgehend von der Prallplatte verlaufen in zwei Ebenen Längsträger, wobei die unteren in der Hauptstoßebene kräftiger ausgebildet sind, die unteren enden

gabelförmig in Mitteltunnel und A-Säule, die oberen laufen Y-förmig zum Scheibenträger und zum A-Pfosten; so wird bei schweren Stößen die gesamte Struktur belastet, ebenso wird auch bei schrägen Stößen für eine verteilte Lastableitung gesorgt. Die steife Fahrgastzelle wird in Längsrichtung zusätzlich durch die Türleitschienen verstärkt. Im unteren Bereich werden die Längsträger außen in die Schweller übergeführt, innen gehen die Längsträger in den Tunnel über.

Die Deformationskennung der Front (Bild 281) ist in drei Zonen aufgeteilt: Die erste, die Softnose, ist für Kollisionen mit Fußgängern und Zweiradfahrern (Partnerschutzzone) sowie für leichte Parkkollisionen ohne bleibende Schäden (low speed) ausgelegt. Der zweite Abschnitt geht etwa bis zu den vorderen Federbeindomen.

Die Längsträger weisen Sollknickstellen auf, so daß leichte Kollisionen nur hier Deformationen verursachen und eine Abschnittsreparatur leicht möglich ist. Dieser Bereich dient als Kompatibilitätszone.
Der dritte Abschnitt bis zur Fahrgastzelle deformiert sich erst bei höheren Geschwindigkeiten und stellt die Eigenschutzzone dar.

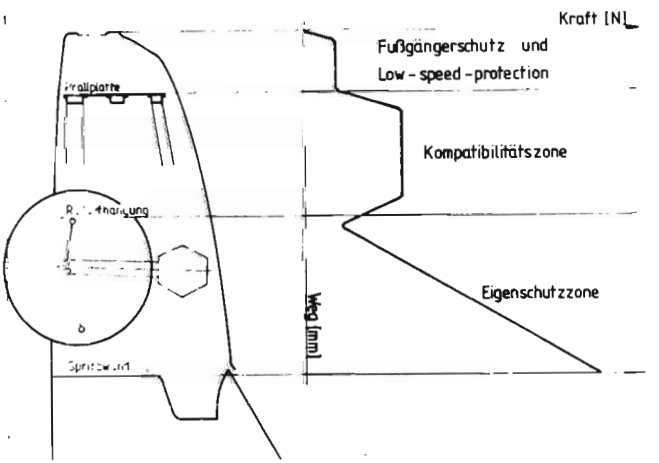


Bild 281: Die Deformationskennung der Front

4.6.2.1.2 INNENRAUMMASSNAHMEN

Während die passive Sicherheit beim Seitenunfall weitgehend von der Fahrzeugstruktur (Querverbund, Türleitschienen) beeinflußt wird, müssen im Falle des Frontal- sowie Heckaufpralles das Gurtsystem im Zusammenhang mit dem Fahrzeugsitz die wichtigsten Aufgaben übernehmen [1].

Der Heckaufprall ist vergleichsweise unkritisch, da sich der Körper des Insassen großflächig gegen die Rücklehne und die Kopfstütze abstützt. Ein völliges Wegknicken der Rücklehne ist hier aufgrund der fahrzeugseitigen Gegebenheiten (Querträger zwischen den B-Pfosten) nicht möglich. Lediglich bei nach vorne geneigter Lehne werden die Kräfte zunächst in den Verstellelementen aufgenommen. Nach plastischer Deformation dieser Elemente oder der Lehnenschale auf hohem Kraftniveau (Energieabsorption) kommt es dann wieder zum Anliegen an den Querträger.

Beim Frontalaufprall muß das Gurtsystem in seiner Wirkung vom Verhalten der Sitzfläche unterstützt werden. Der Sitzunterbau steuert die gesamte Insassenkinematik im Sicherheitsgurt.

Der 60 km/h-Wand-Aufprall, für den von "UNI-CAR" alle FMVSS 208-Kriterien erfüllt werden sollen, stellt hier höchste Anforderungen an das Insassenschutzsystem Sitz-Gurt.

---

1) H.-D. Adomeit: Neue Bewertungsgrößen für die Frontalaufprallsicherheit des gurtgesicherten Insassen, Dissertation TU-Berlin 1981

Wesentliche Versagensursachen bei herkömmlichen 3-Punkt-Automatikgurten sind bekanntlich:

a) inkorrekte Gurtgeometrie

a_1)	Schrägschultergurt zu weit außen oder innen, A-Punkt zu weit vorn oder hinten	-	Hochachsenrotation/ Herausdrehen oder Gefährdung des Halses
a_2)	Beckengurt zu flach, Schloßteil zu lang	-	Hochrutschen/Submarining
b)	zu weiches Polster ohne Deformations begrenzung	-	Durchrutschen unter Beckengurt/Submarining
c)	Gurtlose (durch Handhabungsfehler oder auftragende Kleidung)	-	Submarining, hohe Kraftspitzen, weite Vorverlagerung, Kopf/Lenkradaufprall, Knieanprall

Folgende konstruktive Maßnahmen führen zu einer fast völligen Vermeidung dieser Risiken:

a) Die Höhenverstellbarkeit der Sitzfläche bewirkt, daß der Schrägschultergurt auch bei extremen Insassengrößen optimal liegt. Dazu trägt auch die Tatsache bei, daß der Sitz nicht längs verstellbar ist. Da der Beckengurt (Punkte B' und C') am Sitzrahmen festgemacht ist, ergibt sich auch hier eine von der Sitzstellung unabhängige Geometrie.

b) Die Gurtlose wird durch einen am Schrägschultergurt angreifenden (zwischen oberem Umlenkbeschlag und Retraktor) pyrotechnischen Gurtspanner beseitigt.
Der Zündvorgang wird durch einen elektronischen Crash-Sensor ausgelöst.

c) Ein gefährliches Eintauchen des Beckens in das Sitzpolster wird durch ein energieabsorbierendes Element im vorderen Bereich der Sitzschale verhindert (Bild 282).

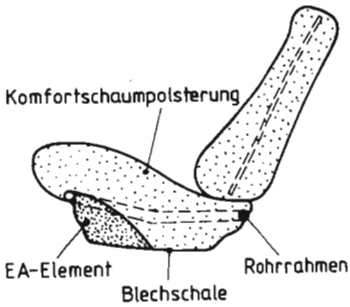


Bild 282: Lage des EA-Elements bzgl. Sitzlängsschnitt

Das EA-Element befindet sich bei normaler Sitzposition unterhalb der Oberschenkelauflage. Unterhalb der Sitzbeine des Beckens ist die volle Komfortschaumdicke nutzbar. Im Falle des Frontalaufpralles bewegt sich das Becken vorwärts und abwärts, so daß das EA-Element schnell wirksam wird. Eine besonders steife Schalenkonstruktion kann die Kräfte ohne wesentliche Deformation aufnehmen.

Die umgekehrte Anordnung der Gurtpunkte (Bild 283) hat folgende Vorteile:

- Leichte Befreiungsmöglichkeit nach einem Unfall durch Helfer.
- Absicherung gegen Veränderung der Gurtgeometrie bei Streifstößen (Wegreißen der B-Pfosten nach hinten).
- Der Gurt ist kürzer (Filmspuleneffekt)

- Der in das Gurtsystem zu integrierende Vorspanner ließ sich aufgrund seiner Abmaße deutlich problemloser in der Fahrzeugmitte ("Turm") als in der B-Säule unterbringen.

- Die Passivierung des Gurtsystems ist einfacher möglich, da an der Wagenaußenseite nur der Schloßpunkt (B') beweglich gestaltet werden muß.

Bild 283: Gurtführung auf den Vordersitzen

Der pyrotechnische Gurtstrammer ist unterhalb des oberen Umlenkbeschlages zusammen mit dem Gurtautomaten in dem "Gurtturm" befestigt.

Der durch den Fanghaken des Vorspanners geführte Gurt wird im Falle eines Unfalls nach der Zündung des Treibsatzes schlaufenförmig in das Vorspannergehäuse hineingezogen.
Dadurch verkürzt sich die effektive Gurtlänge um ca. 100 mm.
Die Zündung wird durch den Impuls eines Crash-Sensors ausgelöst. Der Sensor reagiert nur auf ein gleichzeitiges Auftreten einer bestimmten Verzögerung und einer bestimmten Verzögerungsdauer.

Das System des in Längsrichtung nicht verschieblichen Frontsitzes hat folgende Vorteile:

- gleichbleibend großer Abstand zu Armaturentafel und Frontscheibe für alle Körpergrößen, d.h. eine maximale Vorverlagerungsmöglichkeit beim Unfall

- annähernd konstante Gurtgeometrie für alle Körpergrößen

- alle Insassen befinden sich im Schutzbereich der seitlich angebrachten Polster.

Als weitere Sicherheitsmerkmale für die Insassen wurden im UNI-Car vorgesehen:

- Zweigeteilte Lenksäule (Bild 284) mit Ausklinkelement (System Audi) im unteren Teil zur Aufnahme der Stoßbelastung vom Lenkgetriebe her. Der obere Teil der Lenksäule ist unter Reibschluß fixiert und schiebt sich beim Aufprall des Insassen axial zusammen. Bei großer Belastung wirkt zusätzlich ein Deformationselement, in dem die Gelenkwelle gelagert ist.

- Sekuriflex-Frontscheibe (VSG-Scheibe, innen beschichtet mit Folie) zur Vermeidung von Schnitt- und Augenverletzungen.

- ESG-Seitenscheiben, ebenfalls innen beschichtet.

- Vermeidung der Interaktion (Kontakt der Insassen untereinander) durch Querverbund, Tunnel und seitliche Polster.

- Kniepolster vorn und hinten.

- Abgepolsterte Dachrahmen und Pfosten.

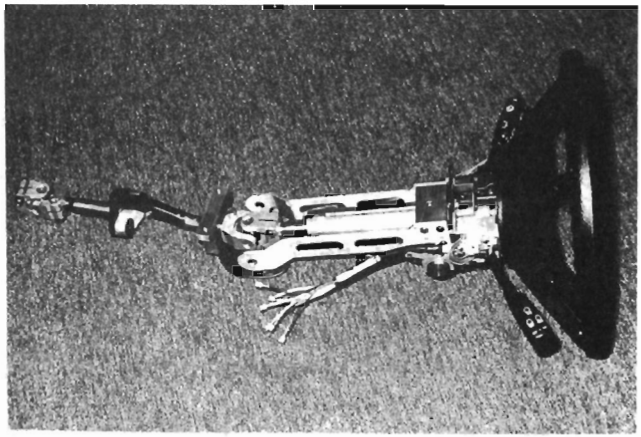


Bild 284: Lenksäule des UNI-CAR

4.6.2.2 CRASHVERSUCHE MIT LENKSÄULE, SITZ UND RÜCKHALTESYSTEM

Sitz, 3-Punkt-Automatikgurt incl. pyrotechnischem Gurtstrammer und Lenksäule mit Lenkrad wurden entsprechend den Gegebenheiten in UNI-CAR auf einen Katapultschlitten montiert und für einen 50 %-Mann ausgerichtet (Bild 285).

Unter Verwendung eines 50 %-Alderson-Dummy wurden neben einem Vorversuch insgesamt 5 Versuche gefahren. Die Schlittengeschwindigkeit wurde variiert zwischen 35,4 km/h und 44 km/h. Als Verzögerungspulsform wurde eine sehr harte ECE-R16-ähnliche gewählt.

Gemessen wurden die Beschleunigungen von Kopf, Brust und Becken in x- und z-Richtung, die Schlittenbeschleunigung und -geschwindigkeit und die Gurtkräfte. Infolge nicht einwandfrei funktionierender Sensoren wurden die Gurtstrammerpatronen im Zeitpunkt des Anfahrens des Schlittens gezündet.

Im Realfall würde die Zündung mit leichter Zeitverzögerung erfolgen, wodurch eine etwas höhere Vorverlagerung eintreten würde.

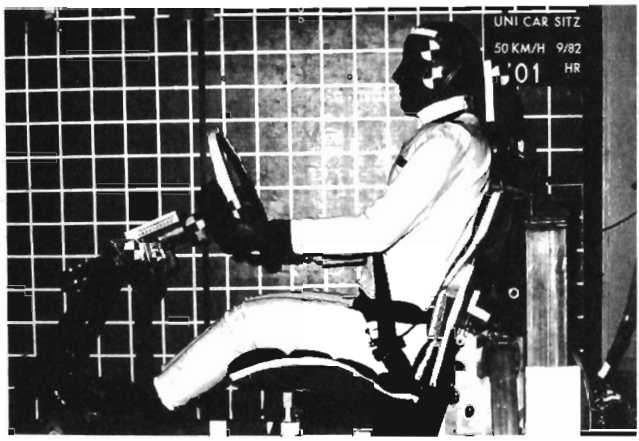


Bild 285: Versuchsaufbau Sitztest

Vers. Nr	v (m/s)	v (km/h)	a (g)					HIC	SI
/ 89	19,36	69,74	23	22	11	36	8 000	55	8
/ 92	9,86	35,5	24	28	31	46	8 800	72	10
/ 93	10,17	36,6	24	28	21	32	9 160	82	11
/ 94	10,24	36,9	29	45	18	52	10 100	193	13
Serie (Serien-Sitz) / 591	13,88	50,0	28		49,8	35,3		770	126
Forschungssitz PFI / 591	13,88	50,0	28		47,5	39,6		707	14

x) Mittelwerte aus 6 Versuchen mit 3-P Automatikgurt und Serienssitzen
xx) Mittelwerte aus 8 Versuchen mit 3-P Automatikgurt und Forschungssitzen

Bild 286: Dummy-Belastungen

In allen Versuchen waren die Dummybelastungen unkritisch. Auch bei Versuch V01, wo infolge Herunterrutschens des Schultergurtes der Dummy wegen großer Vorverlagerung mit dem Kopf auf das Lenkrad prallte, ergaben sich erstaunlich niedrige Belastungswerte (Bild 286). Im Vergleich zu Versuchen mit Serien- und Forschungssitzen (Vorläufer zur Konstruktion des UNI-CAR-Sitzes) ist eine deutliche Verbesserung zu verzeichnen.

Dies heißt:

- geringe Vorverlagerung vor allem für den Kopf, hier ca. 20 % weniger durch Einsatz eines Gurtstrammers

- geringes Eintauchen in den Sitz durch spezielle Sitzkonstruktion mit energieabsorbierendem Styroporkeil in der Sitzschale

- Lenkradkontakt bei ca. 50 km/h nicht zu erwarten, da bei 44 km/h die Distanz zwischen Lenkrad und Kopf immerhin noch ca. 85 mm betrug.

- Biegewinkel der Halswirbelsäule max. 90°

- auch bei Lenkradaufprall sind erträgliche Belastungen zu erwarten (s. Versuch V01), da die Lenksäule sich beim Aufprall durch Kopf oder Brust unter Reibung zusammenschiebt.

4.6.2.3 SICHERHEIT BEIM SEITENAUFPRALL

Untersuchungen über die Mechanik des Seitenaufpralls liegen bisher fast nur für serienmäßige Fahrzeuge vor. Über die Verbesserung des Seitenschutzes gibt es theoretische und einige konstruktive Erkenntnisse, die aber bisher nur vereinzelt experimentell untersucht wurden. Speziell zur Erhöhung der Sicherheit bei Seitenunfällen wurden am UNI-CAR besondere Strukturmaßnahmen ergriffen, die einzeln und im Zusammenwirken experimentell untersucht wurden.

4.6.2.3.1 STRUKTURMASSNAHMEN UND RANDBEDINGUNGEN

Um die Steifigkeit der Fahrgastzelle gegen Seitenaufprall zu erhöhen, wurden einzeln folgende strukturelle Verbesserungen vorgesehen (Bild 287):

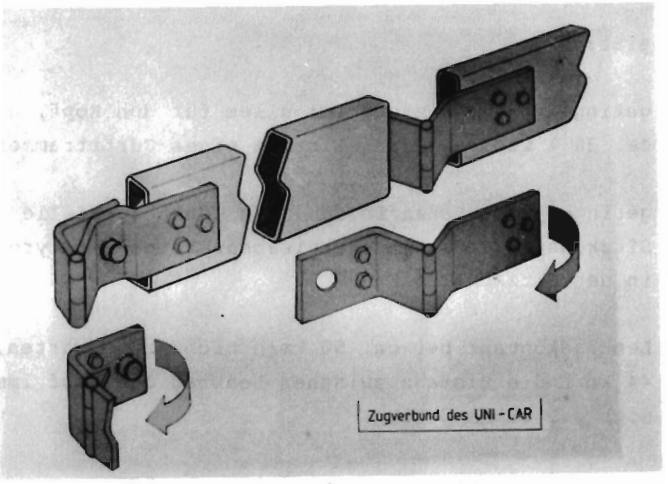


Bild 287: Türleitschienen und Scharniere (Zugverbund)

- Verbindung der B-Pfosten über den Mitteltunnel in Hauptstoßhöhe durch einen kräftigen unteren Querverbund (QVU), gebildet durch ein Kastenprofil aus Karosserieblech mit einer Querschnittsfläche von ca. 10.000 mm^2.

- Verbindung der B-Pfosten in Höhe der Fensterunterkante hinter den Frontsitzen durch einen schwächeren oberen Querverbund (QVO), dessen Querschnittsfläche ca. 2.500 mm^2 beträgt.

- oberer und unterer Querverbund sind in der Mitte über den sog. "Gurtturm" miteinander verbunden. In ihm befinden sich die Gurtrollen und die Umlenkbeschläge der Gurte für die Frontpassagiere (umgekehrte Gurtpunktanordnung).

- Zwischen den A-Säulen bildet das Armaturenbrett mit zwei gegenläufig bogenförmig aufgespannten Querträgern, die mittels Zugblechen am Ausknicken gehindert werden, eine stabile Abstützung gegen ein Eindringen von der Seite her, wobei die vordere Traverse als Scheibenträger dient und die hintere gleichzeitig die Aufnahmen für die Lenksäulenverstellung und für das Kniepolster bildet.

- In allen 4 Türen befinden sich Türleitschienen (TLS) in zwei Ebenen aus 120 x 50 mm kastenförmigen Aluprofil mit 4 mm Wandstärke, die an den Enden verdeckelt und mit Zugankern untereinander und mit der umgebenden Struktur verbunden sind (Bild 287).

Aus Funktions- und raumökonomischen Gründen mußten Kompromisse eingegangen werden, die bei der Ausführung der Strukturversteifungen zu einengenden Randbedingungen führten.
Wegen der Motorkapselung und des glatten Unterbodens mußte der Mitteltunnel die Abluftführung und die Abgasanlage aufnehmen, wodurch er besonders groß werden mußte. Deshalb war es erforderlich, den unteren Querverbund mit einem steifen Trägerring um diesen Tunnel herumzuführen. Dies bedeutet naturgemäß eine Schwachstelle.
Für die erforderliche Lehnenneigung der Frontsitze und Beibehaltung des vertikalen B-Pfostenverlaufes mußte eine Abkröpfung des oberen Querträgers in Kauf genommen werden. Dadurch neigt dieser bei Querbeanspruchung eher zum Ausknicken. Da aus Kostengründen für diese Tests nicht die handgefertigten Karosserien des UNI-CAR benutzt werden konnten, wurden die UNI-CAR-Lösungen zum Seitenschutz in Fahrzeuge vom Typ eines modernen 4-türigen Mittelklassewagens mit ähnlichen Abmessungen der Fahrgastzelle übertragen und dort untersucht.

4.6.2.3.2 INNENRAUMMASSNAHMEN

Die Sitzposition der Insassen ist möglichst weit zur Fahrzeugmitte hin verlegt, so daß zwischen Insasse und Fahrzeugaußenhaut seitlich mehr Deformationsweg zur Verfügung steht als bei herkömmlichen Fahrzeugen.

Dieser Weg kann teilweise vom eindringenden Fahrzeug und zum überwiegenden Teil vom Insassen genutzt werden, der seitlich auf Polster in Hüft- und Schulterhöhe prallt. Auch zwischen den Sitzen und am Mitteltunnel befinden sich solche Polster, die den Insassen am Auftreffen auf harte Fahrzeugteile hindern und eine Interaktion der Insassen miteinander weitgehend vermeiden.

Der seitliche Dachrahmen ist abgepolstert, ebenso die B- und C-Säulen im oberen Bereich.

4.6.2.4 CRASHVERSUCHE ZUM SEITENAUFPRALL

Es wurden bisher 6 Versuche gefahren, wobei jeweils ein Fahrzeug, mit den zu untersuchenden Versteifungselementen ausgerüstet, von einem PKW des gleichen Typs unter einem Winkel von 90 Grad mit einer Kollisionsgeschwindigkeit von 50 km/h (ungebremst) getroffen wurde. Die Anstoßstelle war die Seite des gestoßenen Fahrzeuges, wobei die Frontmitte des stoßenden auf den Fahrer-H-Punkt (Seat Reference Point SRP) zielte (Bild 288). Bezüglich des Seitenschutzes wiesen die Fahrzeuge folgende Variationen auf:

1. unveränderter Serienzustand (Serie)

2. nur unterer Querverbund in 0,8 mm Blechstärke (QVU)

3. nur Türleitschienen (TLS)

4. unterer Querverbund in 0,8 mm und 1,25 mm Blechstärke und Türleitschienen (QVU u. TLS)

5. oberer und unterer Querverbund in 0,8 mm Blechstärke und Türleitschienen (QV 0.8 u. TLS)

6. oberer und unterer Querverbund in 1,25 mm Blechstärke und Türleitschienen (QV 1,25 u. TLS)

Stoßendes und gestoßenes Fahrzeug waren jeweils mit 2 Dummies besetzt; es wurden Dummy- und Fahrzeugbeschleunigungen sowie Gurtkräfte im stoßenden Fahrzeug gemessen.

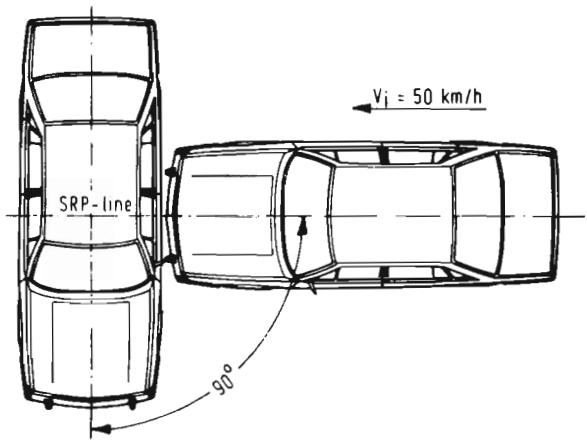


Bild 288: Anstoßposition beim Seitenaufprall

Die Filmauswertung läßt in allen Fällen etwa das gleiche grundsätzliche Bewegungsmuster erkennen: Das stoßende Fahrzeug dringt - je nach Versteifung mehr oder weniger weit - in die Seite des gestoßenen ein; der dort sitzende Insasse wird häufig bereits von der eindringenden Struktur direkt getroffen. Wird das gestoßene Fahrzeug nun quer beschleunigt, so prallt dieser Insasse auf die getroffene Seite auf. Gleichzeitig bewegt sich auch der auf der stoßabgewandten Seite befindliche Insasse zur Stoßseite hinüber, hat aber einen größeren Bewegungsfreiraum. Wird der stoßseitige Insasse nun vom Türpolster elastisch zurückgeworfen, kommt es in fast allen Fällen - durch die jetzt entgegengesetzten Bewegungsrichtungen - zum Aufeinanderprallen der beiden Insassen (Interaktion).

Treffen dabei die Köpfe aufeinander, können allein hierdurch sehr schwere Verletzungen entstehen; diese Gefahr kann durch seitlich angebrachte Schulterpolster auch in Fahrzeugmitte verhindert werden. Durch die anschließende Abbremsung der Fahrzeuge bis in die Endstellung werden beide Insassen zur stoßabgewandten Seite geworfen, wobei erneut eine Interaktion eintreten kann, allerdings mit geringerer Heftigkeit. Bei den hier durchgeführten Versuchen kam es zu keinem Kopfkontakt der Insassen, nur Schulter-Schulter- und Kopf-Schulter-Kollisionen fanden statt.

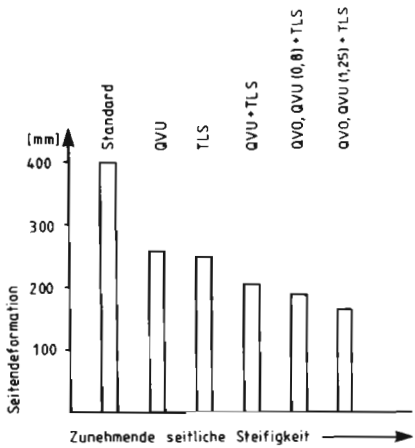


Bild 289: Maximale äußere Deformation beim seitlich getroffenen Fahrzeug

Nimmt man die oben angeführte Reihenfolge der Ausrüstung der Versuchsfahrzeuge als Rangfolge steigender Zellensteifigkeit, so ergeben sich erwartungsgemäß um so kleinere Intrusionen, je mehr die Zelle versteift war (Bild 289).
So reduziert sich die maximale Außendeformation von 465 mm im Serienzustand auf weniger als die Hälfte (225 mm) beim voll versteiften Fahrzeug. Auch im Innenraum bleibt beim verbesserten Wagen wesentlich mehr Überlebensraum als beim herkömmlichen. Bei linearer Bewertung der 11 Meßpunkte verkleinerte sich der Innenraum nur um 11,1 % beim voll ausgerüsteten Fahrzeug, das serienmäßige hingegen erlitt eine Reduktion von 27,3 % der ursprünglichen Innenmaße.

Der stoßseitige Insasse wird auch bei einer maximalen Innendeformation von 215 mm im versteiften Wagen hart auf die Türpolster prallen, aber der Überlebensraum bleibt in ausreichendem Maße erhalten. Beim Serienfahrzeug beträgt diese Maximaldeformation mit 440 mm mehr als das Doppelte, wobei ohne Berücksichtigung des elastischen Deformationsanteils der Sitzraum etwa um die Hälfte reduziert ist. Betrachtet man die Intrusionen in der kritischen SRP-Höhe, so ergibt sich ein noch günstigeres Bild: das voll versteifte Fahrzeug ist hier um 165 mm deformiert, wogegen der Innenraum beim herkömmlichen PKW an dieser Stelle um 400 mm verringert ist.

Die Steifigkeitserhöhung des gestoßenen Fahrzeuges bürdet naturgemäß dem stoßenden eine höhere Beanspruchung auf, was sich vor allem in einer etwas stärkeren Frontdeformation auswirkt. Jedoch übernimmt der Stoßende im verbesserten Fall nicht die gesamte Deformationsdifferenz zum Fall des serienmäßigen Gestoßenen, sondern die Gesamtdeformation beider Fahrzeuge hat abnehmende Tendenz (Bild 290).

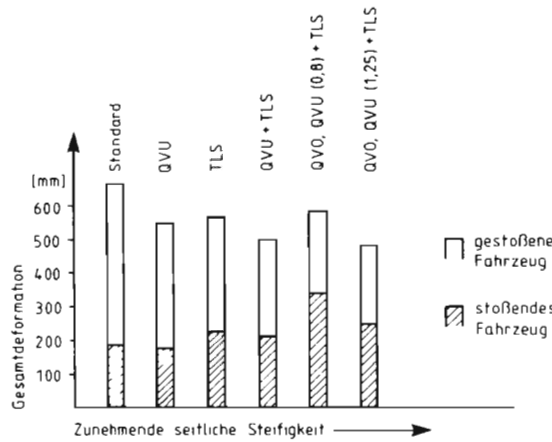


Bild 290: Gesamtdeformation und Aufteilung auf stoßendes/gestoßenes Fahrzeug

Dies deutet auf einen höheren elastischen Deformationsanteil hin. Das wird auch durch die bei modifizierten Fahrzeugen höheren Rutschweiten bestätigt. Es gelingt, das Verhältnis der Deformation gestoßenes zu stoßendes Fahrzeug von 2,5:1 auf unter 1 zu bringen; d.h. die Knautschzone des stoßenden Fahrzeuges nimmt die Verformungsenergie auf und nicht das gestoßene Fahrzeug.
Beim Vermessen der stoßabgewandten Seiten zeigte sich der unterschiedliche Einfluß der Versteifungselemente auf das Gesamtfahrzeug:

Ein Querverbund bewirkt eine Übertragung des Stoßes auf den B-Pfosten der gegenüberliegenden Seite, wodurch die Karosserie insgesamt gekrümmt wird.

Türleitschienen vermindern durch ihre Zugwirkung diesen Effekt.

Die Zuganker verhindern ein Abrutschen der Türleitschienen über die Pfosten nach innen, wenn sie bereits eingeknickt sind; die Insassenzelle ist wie durch einen Verbund gespannter Drahtseile geschützt.

Bei den Maximalwerten der Fahrzeugverzögerungen lassen sich keine signifikanten Tendenzen erkennen; die Belastungen bewegen sich auf etwa gleichem Niveau, ihre Zeitdauer ist im versteiften Fall etwas länger (gleiche Beschleunigung, längerer Deformationsweg) als im serienmäßigen.

Die Maximalbeschleunigungen der stoßseitigen Insassen zeigen bei dem hier gewählten Versuchsaufbau keine erkennbaren Tendenzen, da auf eine an sich notwendige Aufpolsterung der Tür verzichtet wurde, um den reinen Einfluß der Strukturmaßnahmen zu erkennen. Ein härterer Stoß auf eine versteifte Zelle (größere Rutschweite, d.h. höhere Auslaufgeschwindigkeit des gestoßenen Fahrzeuges nach dem Crash) müßte sich daher in höheren Insassenbelastungen auswirken. Eine Bestätigung dieser Theorie ist nicht erkennbar; offenbar wird die Wirkung des härteren Stoßes teilweise dadurch aufgehoben, daß vor dem Kontakt von Dummy und Seitenwand die Eindringgeschwindigkeit beim modifizierten Fahrzeug schon entsprechend stärker abgenommen hat als bei der serienmäßigen Zelle.

Würde der größere Freiraum dabei nun noch mit richtig ausgelegtem Polster versehen, so wären erheblich geringere Dummybelastungen (speziell Beckenwerte) zu erwarten.

Die maximalen Beschleunigungswerte für die Insassen des stoßenden Fahrzeuges lassen - mit steigender Zellensteifigkeit des gestoßenen - einen leichten Anstieg erkennen; sie erreichen aber kaum 30 g und sind somit nicht kritisch. Die Gurtkräfte dieser Insassen zeigen ebenfalls eine steigende Tendenz, bleiben aber mit Werten unter 2000 N auch erträglich.

ZUSAMMENFASSUNG

Insgesamt haben diese Versuche gezeigt, daß zum Schutz der Insassen beim Seitenaufprall jede Querversteifungsmaßnahme der Insassenzelle eine Verbesserung der Sicherheit bringt.

- Durch die Versteifungen bleibt mehr Sitzraum erhalten.

- Die beste Wirkung wird vom integrierten System Türleitschiene/Querverbund erreicht. Dabei wirken die Türleitschienen eher auf Zug als auf Biegung.

- Der Sicherheitsgewinn durch Erhalt von mehr Überlebensraum im gestoßenen überwiegt erheblich gegenüber den etwas höheren Belastungen der Insassen des stoßenden Fahrzeuges, die eine Folge der höheren Geschwindigkeitsänderung beim Aufprall auf den versteiften Kollisionspartner sind.

- Der verbleibende Freiraum kann durch entsprechendes Aufpolstern der Seitentüren zur Beschleunigung der Insassen auf die Fahrzeugquergeschwindigkeit nach dem Stoß über einen möglichst langen Polsterdeformationsweg zur Minimierung der Belastungen genutzt werden.

Im UNI-CAR werden alle hier getesteten Querversteifungselemente verwendet.

Der in diesem Fahrzeug vorhandene Abstand von ca. 300 mm zwischen Fahrzeugaußenhaut und Sitzaußenkante läßt erwarten, daß beim Seitenaufprall bis zu 50 km/h der Sitzraum voll erhalten bleibt und dem Insassen die breiten Türpolster als Deformationsweg zur Verfügung stehen. Damit bleiben für die Insassen in diesem Fahrzeug auch bei schwereren Seitenkollisionen die Belastungen in einem ertragbaren Rahmen.
Der Sicherheitsgewinn durch den verbesserten Seiten- und Frontschutz wird mit der im Lastenheft angegebenen Prognose ermittelt. Bei einer erwarteten Reduktion der Zahl der getöteten Insassen um ca. 20 % errechnet sich für den Frontalaufprall ein Sicherheitsgewinn von 7,4 %, beziehungsweise ein Gewinn von 4,3 % beim Seitenaufprall, bei dem eine Reduktion der Anzahl der Getöteten um 25 % möglich erscheint.
Insgesamt ist ein Sicherheitsgewinn von ca. 11,7 % möglich, wenn alle Pkw über die Innere Sicherheit von UN1-CAR verfügen würden.

4.6.3 BEDIENELEMENTE

Im System Fahrer-Fahrzeug kann man vom Fahrer nicht erwarten, daß er sich an den Arbeitsplatz anpaßt, sondern man muß vielmehr den Arbeitsplatz so gestalten, daß er für den Fahrer klar und übersichtlich ist.
Erfüllt man diese Bedingungen nicht, so kann es zu Bedienfehlern kommen, die die Sicherheit der Fahrzeugführung beeinflussen und schlimmstenfalls zu einem Unfall führen können.
Eine Vielzahl von Bedienelementen ist zwar für den Betrieb eines Fahrzeuges nötig, aber nicht alle werden vom Fahrer gleich häufig benutzt. Als Entscheidungshilfen für die Anordnung der Bedienteile dienen deren Betätigungshäufigkeit und Funktion und die Reichweiten-Kurven der zu berücksichtigenden Fahrerpopulation.
Um eine sichere Fahrzeugführung zu gewährleisten, wurden die Bedienfunktionen und entsprechende Bedienelemente in drei Prioritätszonen eingeteilt:

Zone 1: Bedienelemte für das sichere Fahren. Hierzu zählen beide Lenkstockschalter für Licht- und Wischerfunktion, in der Umgebung des verstellbaren Lenkrades und im primären Sichtfeld. Zur Erhöhung der Bedienungssicherheit erfolgte eine klare Aufteilung der Funktionen Licht und Reinigung.

Lenkstockschalter links:
- Licht ein/aus
- Stand- , Abblend- , Fernlicht, Lichthupe
- Blinker

Lenkstockschalter rechts:
- Wischer Frontscheibe: Wisch-Wasch Intervall Stufe 1 u. 2

- Wischer Heckscheibe: Wisch-Wasch Intervall Stufe 1

Zone 2: Wichtige Bedienteile im sekundären Sichtfeld für den Betrieb des Fahrzeugs, griffgünstig angeordnet in der Mittelkonsole (wie z. B. Schalter für Heizung, Lüftung, Radio und Bordrechner) und auf dem Mitteltunnel (wie z.B. Schalter für Warnblinker, Nebelschlußleuchte, Heizheckscheibe, verstellbare Pedalerie, Versenkfenster, Getriebewählhebel und Zündschloß).

Zone 3: Bedienelemente von untergeordneter Bedeutung in Griffnähe des Fahrerplatzes, z. T. außerhalb des Sichtfeldes (wie z.B. Schalter für Niveauregulierung in der Instrumententafel, oder Außenspiegelverstellung in der Türverkleidung, Handbremshebel links vom Fahrersitz und Schalter zur Verstellung von Sitzhöhe und Lehnenneigung links am Fahrersitz).

Die Pedale sind in horizontaler Richtung elektromotorisch um 250 mm verstellbar, bei feststehendem Hauptbremszylinder. In diesem Bereich steigt der Fahrzeugboden um 30 mm an, um einen Ausgleich der Fußdruckpunkte von 5 %-Frau und 95 %-Mann zu erreichen.
Die Lenksäule läßt sich in axialer Richtung um 140 mm verschieben und im Bereich von 19°-29° schwenken.
Die Feststellung der Lenksäule erfolgt für beide Funktionen lediglich über einen einzigen Hebel mittels Reibschluß.
Beim Schwenken der Lenksäule wird das LC-Display im Instrumententräger um 40 mm angehoben, so daß in allen Lenkradpositionen eine uneingeschränkte Ablesbarkeit gewährleistet ist.
Zur Vermeidung von Spiegelung in der stark geneigten Frontscheibe bewegen sich die Instrumente hinter einer sogenannten Jalousiefolie.

4.6.4 FAHRERINFORMATIONSSYSTEM

4.6.4.1 INSTRUMENTIERUNG

Betrachtet man die Instrumentierung heutiger Serienfahrzeuge, so entdeckt man, daß es noch sehr viele schlechte Lösungen gibt. Man hat offensichtlich noch nicht überall begriffen, daß auch die Fahrerinformation ihren Teil zur aktiven Sicherheit eines Fahrzeugs beiträgt. Beim UNI-CAR gehörte dieser Bereich nicht zu den ausgesprochenen Schwerpunkten, aus den oben genannten Gründen bemühte sich jedoch die Hochschularbeitsgemeinschaft auch hier um ein überzeugendes Konzept. Die Bausteine dazu wurden von der VDO Adolf Schindling AG, 6231 Schwalbach, entwickelt.

Das Fahrerinformationssystem sollte nach ergonomischen Gesichtspunkten gestaltet werden. Der Umfang wurde auf ein notwendiges Maß begrenzt, um den Fahrer nicht unnötigerweise abzulenken oder gar durch ein Überangebot an Informationen zu überfordern. Zu viele ständige Anzeigen mindern außerdem den Warneffekt dadurch, daß der Fahrer sie mit der Zeit nicht mehr beobachtet und seine Wahrnehmungsfähigkeit für kritische Veränderungen des Angezeigten stark abnimmt. Deshalb muß unterschieden werden zwischen Daten, die ständig angezeigt werden sollen, und Daten, die nur im Bedarfsfall auf Abruf oder als Warnung zu erkennen sein müssen. Weil analoge Anzeigen leichter eingeordnet werden können, wurde ihnen für den Bereich der ständigen Informationen der Vorzug vor digitalen Anzeigen gegeben. Bild 291 zeigt die Aufteilung der Anzeigeeinheiten auf den Instrumententräger oberhalb der Lenksäule und den unteren Teil der Mittelkonsole.

Im UNI-CAR wird der Fahrer ständig informiert über

- momentane Geschwindigkeit
- Kühlwassertemperatur (als frühzeitiger Indikator für einen irregulären Betriebszustand, eine thermische Überbeanspruchung des Motors oder Schäden im Kühlsystem)
- Inhalt des Kraftstofftanks (zum rechtzeitigen Einplanen von Tankpausen)
- momentanen Kraftstoffverbrauch (weil bisherige Untersuchungen bewiesen haben, daß eine solche Anzeige zu einer sparsamen Fahrweise motiviert).

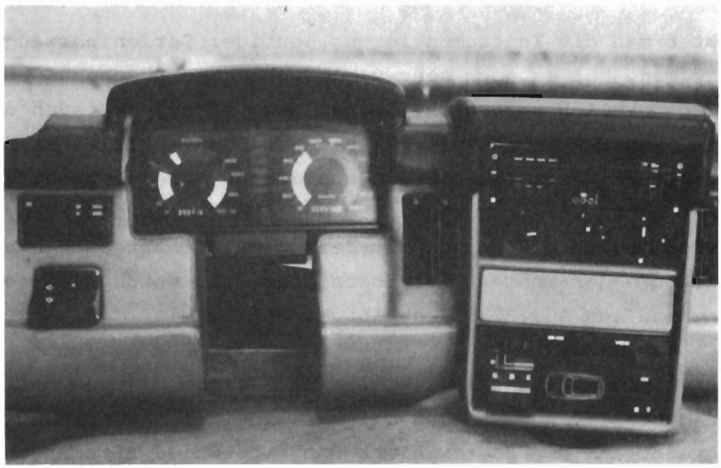


Bild 291: Armaturentafel mit Instrumententräger und Mittelkonsolendisplay

Die Verbrauchsanzeige erfolgt über eine kombinierte Durchflußmengen- und Wegmessung. Bei der Durchflußmengenmessung wird die Differenz zwischen Vor- und Rücklauf über die Drehzahlen zweier im Kraftstoffleitungssystem untergebrachter Axialturbinen ermittelt, was zu einer sehr genauen Anzeige führt.

Ein Drehzahlmesser erübrigt sich beim UNI-CAR, weil das verwendete stufenlose automatische Getriebe mit elektronischer Regelung jede Eingriffsmöglichkeit des Fahrers ausschließt und damit auch das Überdrehen des Motors verhindert.

Die oben genannten 4 ständigen Anzeigen sind im primären Sichtbereich direkt vor dem Fahrer auf einem Instrumententräger untergebracht, der in Kombination mit dem Lenkrad höhenverstellbar ist. Damit ist eine optimale Sichtbarkeit bei allen Sitzpositionen und für alle Körpergrößen und -proportionen gewährleistet. Die 4 Anzeigen erscheinen als kreis- bzw. kreissegmentförmig angeordnete

Leuchtbänder in quasianaloger, transflektiver Darstellung auf einem Flüssigkristall-Display (LCD). Bild 292 zeigt die während der Konzeptphase angefertigte Attrappe des LC-Displays.

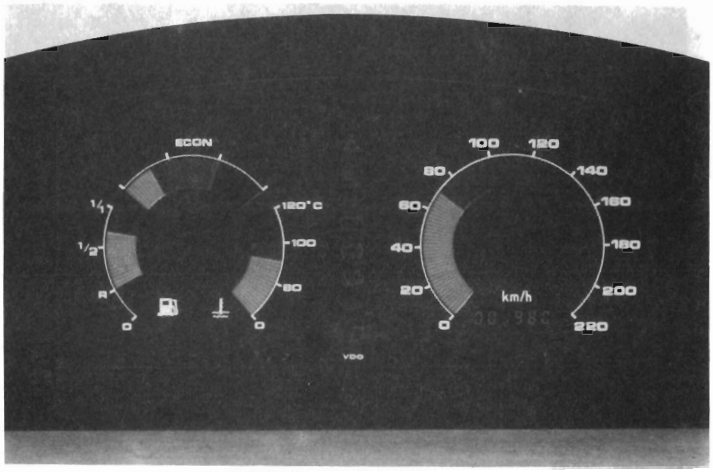


Bild 292: Attrappe des LC-Displays

Bei störungsfreiem Betrieb und verbrauchsgünstiger Fahrweise signalisieren die dann ausschließlich grün leuchtenden Anzeigen den Normalfall (Bild 293). Erreichen Kühlwassertemperatur und Tankinhalt kritische Werte, warnen in die Leuchtbänder integrierte rote Segmente.

Das LC-Display enthält außerdem den Kilometer- und Tageskilometerzähler. Die gesetzlich geforderten und sonstigen üblichen Kontrolleuchten für Blinker, Ladekontrolle, Motoröldruck, Fernlicht, Handbremse und Vorglühanlage sind senkrecht übereinander in der Mitte des LC-Displays angeordnet. Auch eine Anzeige der Wählhebelstellung für das Getriebe (P, R, N oder D) sowie die große zentrale Warnleuchte für das aktive Überwachungssystem haben dort ihren Platz. In Bild 294 ist ein Zustand dargestellt, bei dem sämtliche Anzeigenelemente aktiviert sind.

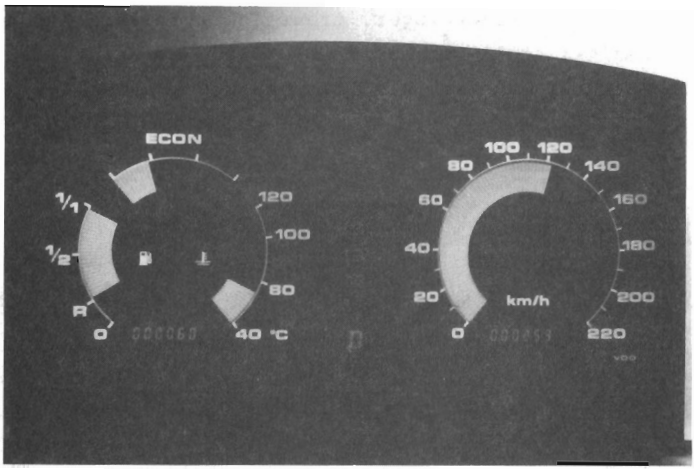


Bild 293: Das LC-Display stellt einen normalen Betriebszustand während der Fahrt dar

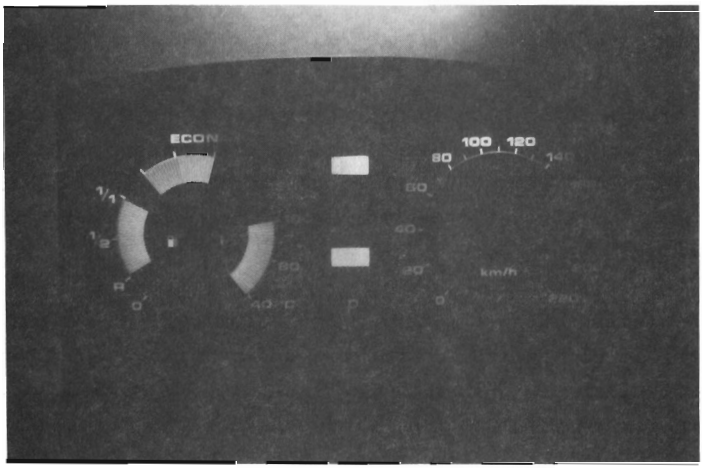


Bild 294: Sämtliche Anzeigenelemente des LC-Displays sind aktiviert

4.6.4.2 ZENTRALES ÜBERWACHUNGSSYSTEM

Informationen über den Ausfall oder die mangelhafte Funktion wichtiger Aggregate bzw. Fahrzeugteilsysteme erhält der Fahrer durch ein zentrales Überwachungssystem, das in Zusammenarbeit mit der VDO Adolf Schindling AG, 6231 Schwalbach, entwickelt wurde. Dieses arbeitet aktiv, d.h. es macht selbsttätig durch Blinken der zentralen Warnleuchte und ein intermittierendes akustisches Signal auch während der Fahrt auf Defekte oder das Über- bzw. Unterschreiten von Grenzwerten aufmerksam. Über die Art des Defektes wird man im sekundären Sichtbereich auf einem 2. Display in der Mittelkonsole informiert (Bild 295). Dort ist der Fehler als Schriftzug in einem alphanumerischen Anzeigefeld abzulesen. Ein darunter angeordnetes Fahrzeug-Piktogramm erlaubt in einigen Fällen eine weitergehende Lokalisierung. Es zeigt z.B., in welchem Reifen der Druck zu gering, welcher Bremsbelag abgenutzt, welche Glühlampe ausgefallen ist. Dabei kommen zur Unterscheidung Leuchtdioden zum Einsatz, die in 2 Farben aktiviert werden können.

In dem Fahrzeug-Piktogramm ist auch zu erkennen, ob die 4 Türen oder die Heckklappe nicht richtig geschlossen sind.

Nach ihrer Bedeutung für die Betriebs- und Verkehrssicherheit sind die Warnungen in 2 Prioritätsstufen eingeteilt (Bild 296), um auch dem technisch nicht versierten Fahrer die Entscheidung, welche Reaktion angemessen ist, zu erleichtern. Dazu muß er die Quittiertaste in der Mittelkonsole betätigen. Gehen die Warnsignale (zentrale Warnleuchte + akustisches Signal) in Dauerlicht und Dauerton über, handelt es sich um einen Fehler 1. Priorität, der sofortiges Anhalten erforderlich macht. In diesem Fall können die Warnsignale aus Sicherheitsgründen erst nach der endgültigen Beseitigung des Fehlers durch die Werkstatt abgestellt werden.

Erlöschen die Warnsignale nach Betätigung der Quittiertaste, liegt ein Fehler 2. Priorität vor. Die Weiterfahrt ist - eventuell mit angepaßter Fahrweise - möglich. Zur Erinnerung bleibt der

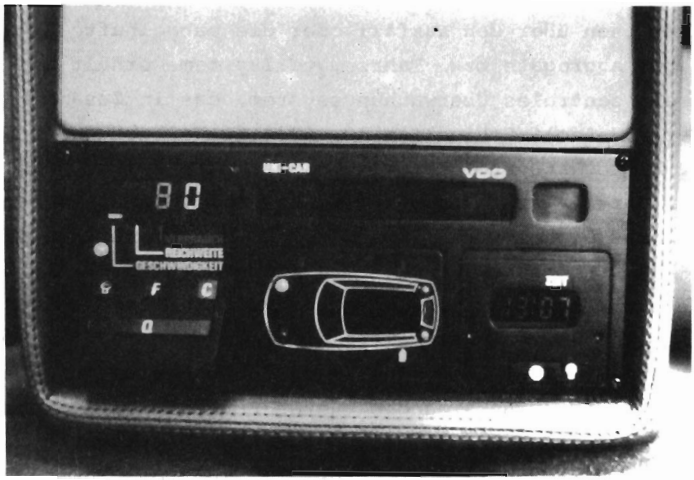


Bild 295: Mittelkonsolendisplay mit Bordrechner und Quittiertaste für zentrales Überwachungssystem (links), alphanumerischer Fehleranzeige (mit Schriftzug "Bremsbelag") und Piktogramm mit LEDs (Mitte), Wartungsintervallanzeige und Zeituhr (rechts)

Schriftzug im Mittelkonsolendisplay weiterhin lesbar.

Falls 2 oder mehr Defekte nebeneinander auftreten, wechselt der Schriftzug im alphanumerischen Feld alle 2 Sekunden.

Bei dem großen Umfang der im UNI-CAR überwachten Funktionen ist diese Art der Fehleranzeige mit variablem Text einem System mit vielen Einzelwarnleuchten vorzuziehen. Denn Einzelwarnleuchten können ab einer bestimmten Anzahl aus räumlichen Gründen nur mit winzigen Symbolen gekennzeichnet werden, was jedoch unter Umständen gefährliche Verwechslungen und Mißverständnisse zur Folge haben kann.

	Überwachtes System	Fehler	Schriftzug in alphanumerischer Anzeige	Lokalisierung im Piktogramm
1. Priorität	Öldruck Motor (drehzahlabhängig)	zu niedrig	OELDRUCK MOTOR	
	Öltemperatur Motor	zu hoch	OELTEMP MOTOR	
	Öltemperatur Getriebe	zu hoch	TEMP GETRIEBE	
	Elektronische Motor-Getriebe-Regelung	defekt	GETRIEBEDEFEKT	
	Bremskreise	ausgefallen	BREMSKREIS	
	Bremsflüssigkeitsstand	zu niedrig	BREMSFLÜSSIGK	
2. Priorität	Ölstand Motor	zu niedrig	OELSTAND MOTOR	
	Bremsservosystem	defekt	BREMSSERVO	
	Anti-Blockier-System (ABS)	ausgefallen	ABS-AUSFALL	
	Niveauregulierung	defekt	NIVEAUREGLER	
	Reifenluftdruck	zu niedrig	REIFENDRUCK	x
	Bremsbeläge	verschlissen	BREMSBELAG	x
	Bremsleuchten	ausgefallen	BREMSLEUCHTE	x
	Rückleuchten	ausgefallen	RUECKLEUCHTE	x
	Abblendlicht	ausgefallen	LICHT	x
	Nebelschlußleuchte	ausgefallen	NEBELSCHLUSSL	
	Kraftstofftankinhalt	zu gering	TANKRESERVE	
	Türen + Heckklappe	nicht völlig geschlossen	-	x

Bild 296: Auflistung der in das zentrale Überwachungssystem einbezogenen Fahrzeugaggregate, -funktionen und -betriebswerte (nach Prioritäten eingeteilt)

Damit sich der Fahrer auf das System verlassen kann, wird jedesmal vor Fahrtantritt beim Einschalten der Zündung eine automatische Selbstkontrolle vorgenommen, indem für alle Funktionen Fehler simuliert werden. Dabei werden Signalverarbeitung (Elektronik) und Signaldarstellung (zentrale Warnleuchte, Warnsummer, Piktogramm-LEDs, alphanumerisches Feld und sonstige Kontrollleuchten im LC-Display) auf Funktionsbereitschaft überprüft.

Da die Schriftzüge der alphanumerischen Fehleranzeige während dieser Überprüfungsphase vom Fahrer schlecht auf Vollzähligkeit kontrolliert werden können, leuchtet im Falle ihrer Betriebsbereitschaft der Schriftzug "SYSTEM OK" auf. "SYSTEM OK" erlischt, wenn die interne Prüfung abgeschlossen ist. Bei störungsfreiem Betrieb bleibt das alphanumerische Feld während der Fahrt dunkel.

Außer dem bisher beschriebenen Überwachungssystem und einer Zeituhr enthält der Mittelkonsoleneinsatz noch eine Wartungsintervallanzeige, die in 2 Stufen (gelb und rot) die Fälligkeit der nächsten Inspektion ankündigt, und zwar sowohl kilometerleistungs- als auch zeitabhängig. Ebenfalls in der Mittelkonsole ist ein Bordrechner untergebracht, der den Durchschnittsverbrauch und die Durchschnittsgeschwindigkeit seit Fahrtantritt sowie die verbleibende Reichweite anzeigt. Weitergehende Fähigkeiten des Bordrechners, die lediglich an den Spieltrieb des Fahrers appellieren und ihn vom Verkehrsgeschehen ablenken könnten, wurden bewußt ausgeschlossen.

4.6.4.3 ERFAHRUNGEN MIT DEM FAHRERINFORMATIONSSYSTEM

Leider konnten Alltagstauglichkeit und Akzeptanz des Fahrerinformationssystems in der kurzen Erprobungsphase wegen der höheren Priorität anderer Messungen und Optimierungsarbeiten nur unzureichend getestet werden. Die subjektiven Eindrücke bescheinigen schnelle Ablesbarkeit und eindeutige Interpretierbarkeit der Anzeigen. Vor allem bei hellem Tageslicht beeinträchtigen jedoch mangelnder Kontrast und Spiegelungen in der Scheibe vor dem LC-Display die Erkennbarkeit. Die auf die Vorsatzscheibe geklebte Jalousiefolie kann also den weitgehenden Wegfall der Abdeckhutze, der zum Erreichen eines großen axialen Verstellbereichs für das Lenkrad notwendig war, nicht ganz ausgleichen. Allerdings verhindert sie, daß sich das LC-Display in der stark geneigten Frontscheibe spiegelt.

Probleme gab es im Fahrbetrieb zeitweise mit dem Mittelkonsolendisplay. Durch die extreme Häufung von elektrischen und elektronischen Bauelementen auf engstem Raum und die Plazierung auf dem durch die Auspuffanlage aufgeheizten Mitteltunnel kam es hier zu Überhitzungsproblemen; dies führte zu einem zeitweiligen Ausfall der Anzeigen in der Mittelkonsole. Nachteilig wirkt sich bei den nicht komplett ausgestatteten Prototypen auch der Wegfall des Isolationsmaterials im Mitteltunnel aus, wodurch die Aufheizung noch verstärkt wird. Nach dem Abkühlen war das System wieder betriebsbereit. Abhilfe könnte hier durch ein größeres Bauvolumen des Mittelkonsolendisplays geschaffen werden. Da dies auf dem Mitteltunnel des UNI-CAR nicht möglich ist, wäre es sinnvoll, die Auswerteeinheit mit dem Mikroprozessor getrennt von der Anzeige an einem kühlen Platz im Fahrzeug unterzubringen.

Weiterhin war festzustellen, daß die systeminterne Funktionsprüfung zu lange dauert. Vor allem der Summton erweist sich dabei als störend. Dieses Verfahren müßte verkürzt werden, z.B. derart, daß das Signal verstummt, wenn der Motor angesprungen ist. Die interne Funktionskontrolle kann dann trotzdem weiterlaufen.

4.6.5 KLIMATISIERUNG DES INNENRAUMES

Zur Klimatisierung des Fahrzeuginnenraumes ist der UNI-CAR mit einer Heizungs- und Belüftungsanlage ausgerüstet.

Für die Beheizung wird ein Teil der in der Kühlflüssigkeit des Fahrzeugmotors anfallenden Wärme herangezogen.

Im Bild 297 ist die Heizluftverteilung im Fahrzeug dargestellt.

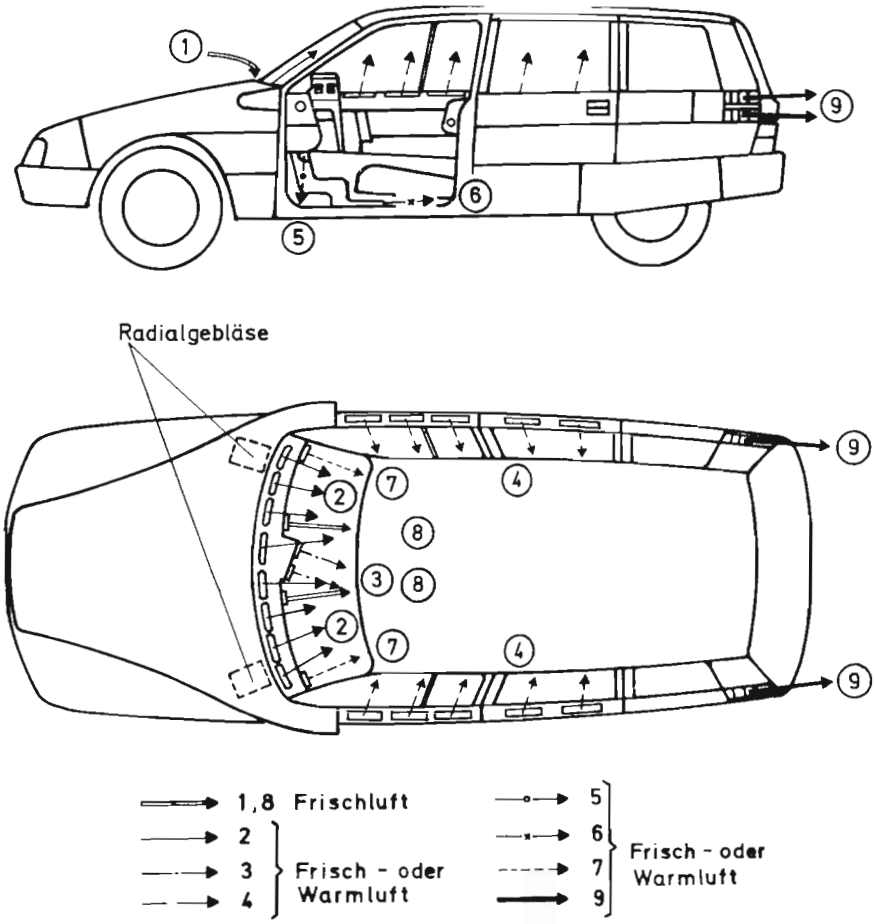


Bild 297 : Heizluftverteilung im Fahrzeug

Die Außenluft (Frischluft (1) im Bild 297) tritt über die Eintrittsöffnung zwischen Motorhaube und Windschutzscheibe in den oberen Bereich des Geräteraumes ein und wird von dort den links und rechts unter dem Armaturenbrett angeordneten Radialgebläsen zugeführt. Von den Radialgebläsen gelangt die Luft in den Heizkörper und wird je nach Einstellung der Bypassklappe, die zur Regulierung der Heizleistung dient (luftseitig geregelte Heizungsanlage), ganz oder teilweise (Mischluftbetrieb) durch den Wärmetauscher hindurchgeführt.

Die Betätigung der Bypassklappe geschieht über den linken Bedienknopf an der Bedieneinheit. In der "Kaltstellung" werden durch ein Magnetventil der Wasserzulauf und durch die Bypassklappe der Luftstrom zum Wärmetauscher gesperrt.

Erwärmte Luft und/oder Frischluft wird zu den folgenden Austrittsdüsen verteilt (s. auch Bild 297):

- Windschutzscheiben-Defrosterdüsen (2)
- Austrittsdüsen an der Bedieneinheit (3)
- Defrosterdüsen zu den Seitenscheiben der vorderen und hinteren Türen (4)
- Fußraumdüsen vorn und hinten (5 und 6)
- Äußere Austrittsdüsen am Armaturenbrett (7)

Die Verteilung zwischen den Windschutzscheiben- und Fußraumdüsen kann durch Betätigung der Steuerklappe im Heizkörper über den Bedienknopf an der Bedieneinheit stufenlos gewählt werden.

Alle übrigen Austrittsdüsen sind absperrbar. Außerdem sind am Armaturenbrett zwei weitere absperrbare Austrittsdüsen vorhanden, die nur mit Frischluft beaufschlagt werden ((8) im Bild 297).

Durch die Entlüftungsgitter am Heck gelangt die Luft aus dem Fahrzeuginnenraum ins Freie ((9) im Bild 297).

Eine Belüftung des Fahrzeuginnenraums (z. B. im Sommer) kann durch Zurückdrehen des Bedienknopfes zur Regulierung der Heizleistung in die "Kaltstellung" und durch Einschalten der Gebläse erzielt werden.

4.6.5.1 HEIZKÖRPER

Der Heizkörper umfaßt das Heizkörpergehäuse, den Wärmetauscher und die Steuerungsklappen. Folgende Auslegungsdaten waren vorgegeben:

Wärmebedarf:	8 kW bei 140km/h
Wärmeträger:	Kühlflüssigkeit des Fahrzeugmotors
Regulierung der Heizleistung:	luftseitig

Unter Berücksichtigung des zur Verfügung stehenden Einbauraumes und der oben vorgegebenen Daten wurde der im Ford Granada (Baujahr 1980) serienmäßig eingebaute Heizkörper mit einer Heizleistung von 7,55 kW ausgewählt.

Zum Einbau in den UNI-CAR waren Änderungen an sämtlichen Luftaustrittsstutzen des Heizkörpergehäuses notwendig.

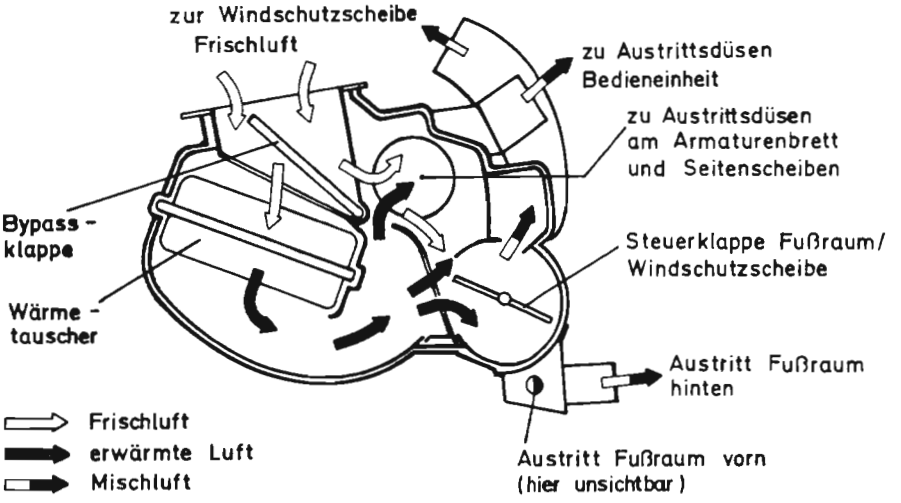


Bild 298 : Schema der Luftverteilung im Heizkörper (Ansicht bei abgenommener Heizkörpergehäusehälfte)

Anhand von Zeichnungen und Schablonen wurden die den Einbauverhältnissen im UNI-CAR angepaßten neuen Austrittskanäle, entsprechend dem Werkstoff des Heizkörpergehäuses, aus Polypropylen-Platten zusammengeschweißt.

Außerdem mußten der Wassereintritts- und der Wasseraustrittsstutzen am Wärmetauscher so verlegt werden, daß sie quer zur Fahrtrichtung liegen.

4.6.5.2 BEDIENEINHEIT

Zur Bedienung der Heizungsanlage dient eine Bedieneinheit vom Fahrzeug BMW 320 (Baujahr 1980). Die Frontplatte der Bedieneinheit mußte in der Breite geschmälert und für den Prototyp mit Temperaturregelung (s. Abschn. 4.6.5.3) mit einem Potentiometer als Sollwertgeber und einem Einschalter zur Ansteuerung des Magnetventils ausgerüstet werden.

Von der Bedieneinheit aus lassen sich die Heizleistung, die Gebläse, die Luftverteilerklappe Windschutzscheibe/Fußraum und die Heckscheibenheizung bedienen. Außerdem befinden sich an der Bedieneinheit zwei absperrbare Luftaustrittsdüsen. Die Betätigung der Luftverteilerklappe Windschutzscheibe/Fußraum erfolgt über einen Bowdenzug.

4.6.5.3 TEMPERATURREGELUNG

Zur Regelung der Innenraumtemperatur ist der erste Prototyp mit einer Klimaautomatik KA 71 der Firma Süddeutsche Kühlerfabrik Behr ausgerüstet.

Die Klimaautomatik KA 71 ist eine elektronische Temperaturregelung mit proportionalem Verhalten.

Das Eingangssignal für die Temperaturregelung ist der Ohmsche Widerstand einer Fühlerkette, die aus Sollwert-Potentiometer, Innenfühler und Außenfühler besteht.

Das Sollwert-Potentiometer ist mit dem Bedienknopf zur Regulierung der Heizleistung verbunden. Der Außen- und Innenfühler sind NTC-Widerstände.

Der Außenfühler sitzt im Kühlluftkanal vor dem Kühler, und der Innenfühler befindet sich auf der Quertraverse im Innenraum zwischen Fahrer- und Beifahrersitz etwa in Schulterhöhe. In Abhängigkeit von der Temperaturvorwahl (Sollwert-Potentiometer), der herrschenden Temperatur im Fahrgastraum (Innenfühler) und der Außentemperatur (Außenfühler) verstellt das Steuergerät den elektromotorischen Antrieb, der über Zahnräder mit der Bypassklappe verbunden ist. Die Außentemperatur als Hauptstörgröße ist zur Verbesserung der Regelgüte aufgeschaltet.

Daten der Klimaautomatik KA 71:

Drehwinkel der Abtriebswelle:	150° (über Zahnräder auf 45° Drehwinkel der Bypassklappe untersetzt)
Getriebeübersetzung:	1264 : 1
Motordrehzahl:	1000 min^{-1}
Drehzahl der Abtriebswelle:	0,79 min^{-1}
Nenndrehmoment der Abtriebswelle bei 4 V Motorspannung:	0,7 Nm
Betriebsspannung:	12 V
Stromverbrauch max.:	300 mA

Aus finanziellen Gründen sind die restlichen Prototypen mit einer mechanischen Steuerung (Bowdenzug) der Bypassklappe ausgerüstet.

4.6.5.4 RADIALGEBLÄSE

Um die notwendige Luftfördermenge von 750 m^3/h zu erzielen, kommen zwei Radialgebläse vom Fahrzeug AUDI 80 mit einer Fördermenge von ca. 500 m^3/h pro Gebläse (frei ausblasend bei 12 V gemessen) zum Einsatz. Die elektrische Leistungsaufnahme eines Gebläses beträgt, frei ausblasend bei Nennspannung gemessen, ca. 170 W.

Die Ansteuerung der beiden Gebläse ist wie folgt gestuft:

1. Stufe: Gebläse hintereinandergeschaltet mit einem Vorwiderstand von 2,6 Ohm
2. Stufe: Gebläse hintereinandergeschaltet ohne Vorwiderstand
3. Stufe: Gebläse parallel geschaltet

Die Umschaltung von Reihen- auf Parallelschaltung der Gebläse geschieht über zwei Umschaltrelais.

4.6.5.5 MAGNETVENTIL

Anhand von Versuchen wurde festgestellt, daß trotz "Kaltstellung" der Bypassklappe bei Durchströmung des Wärmetauschers mit Heißwasser eine Erwärmung (max. ca. 6 K) der eintretenden Frischluft stattfand, da vermutlich die Bypassklappe den Eintritt zum Wärmetauscher nicht hundertprozentig abdichtet.
Aus diesem Grund ist in der Zulaufleitung zum Wärmetauscher ein Magnetventil eingebaut, das beim Heizbetrieb zunächst geöffnet wird.

Das ursprünglich vorgesehene zweite Magnetventil, das in Kaltstellung die Wasserzulauf- und Wasserablaufleitung des Wärmetauschers - damit der Wasserkreislauf erhalten bleibt - kurzschließen soll, konnte entfallen, weil parallel zum Wärmetauscher ein Ölkühler geschaltet ist, so daß ein Kurzschluß der beiden Leitungen immer vorhanden ist.

Daten des Magnetventils (von Volvo)

Hersteller:	Fa. Concordia Fluidtechnik
Bauart:	2/2-Wege-Magnetventil
Funktion:	stromlos geschlossen
Medium:	Kühlwasser von Kfz-Motoren
Mediumtemperatur:	130 °C
Spannung:	12 V
Haltleistung:	10 W
Gewicht:	220 g

4.6.5.6 BEURTEILUNG DER HEIZUNGSANLAGE

Da die Heizung bei der Entwicklung des UNI-CAR keinen Schwerpunkt darstellt, wird auf die Vermessung aus Zeit- und Kostengründen verzichtet. Eine subjektive Beurteilung während der Wintermonate bei Straßenfahrten ergab eine voll ausreichende Beheizung des Innenraums.

Das Lastenheft sah zusätzlich eine Regelung der Luftfeuchte vor. Sie konnte jedoch wegen der Mittelkürzungen im Laufe des Projektes nicht mehr verwirklicht werden.

4.6.6 BEURTEILUNG DES INNENRAUMES IM FELD- UND LABOREXPERIMENT

Im Anschluß an die objektive Vermessung des Innenraumes durch meßtechnische Erfassung der Sichtwinkel und Innenraummaße (s. 4.6.1) erfolgte die Bewertung des Innenraumes im Feld- und Laborexperiment.

4.6.6.1 FELDEXPERIMENT

Die praktische Erprobung im Feldexperiment wurde durchgeführt mit 26 Probanden und 2 Vergleichsfahrzeugen (Serie) und hatte folgende Zielsetzung:

- Ergonomische Untersuchung hinsichtlich der Erhebung anthropometrischer Daten zur Bestimmung von Komfortwinkeln und speziell bei UNI-CAR: Überprüfung der Ausnutzung angebotener Verstellbereiche von Sitz, Lenksäule und Pedalerie
- Innenraumbewertung von UNI-CAR im Quervergleich mittels Fragebogen

Es wurde darauf geachtet, daß sich 3 etwa gleichstarke Gruppen von Körpergrößen ergaben, die den Bereich von 5 %-Frau bis 95 %-Mann abdecken und sich wie folgt aufteilen:

- Gr. I : 151 - 163 cm
- Gr. II : 164 - 177 cm
- Gr. III : 178 - 192 cm

Nach gründlicher Einweisung fuhren die Versuchspersonen jedes der 3 Fahrzeuge über einen Zeitraum von ca. 45 min. jeweils über dieselbe Strecke, die sich aus den folgenden Anteilen zusammensetzte:

- Stadtverkehr
- Autobahnfahrt
- Schlechtwegstrecke

Während dieser Zeit hatten alle Fahrer genügend Zeit, sich mit den Fahrzeugen vertraut zu machen.

Vor Fahrtantritt wurde den Probanden die der Körpergröße entsprechende konstruktiv vorgesehene Sitzposition eingestellt und, wie bei UNI-CAR möglich, Lenkrad und Pedalerie entsprechend eingerichtet.
Nach kurzer Fahrzeit durften die eingestellten Werte nachreguliert werden. Grundeinstellung und die dazu abweichende Position (H-Punkt, Augpunkt, Fersenpunkt, Komfortwinkel) wurden gemessen und fotografiert.

Die Auswertung der anthropometrischen Daten erlaubt einen Vergleich von konstruktiv vorgesehener Sitzposition und der tatsächlich gewählten, macht Aussagen über Komfortwinkel und erlaubt die Überprüfung der Ausnutzung angebotener Verstellbereiche bei Pedalerie, Lenksäule und Sitz und dient damit als Entscheidungs- und Auslegungshilfe bei der Fahrerplatzgestaltung.
Nach Ende der Fahrt erfolgte eine umfangreiche Befragung mittels Fragebogen, dessen Fragenkomplexe eine Innenraumbewertung im Quervergleich ermöglichten(Bild 299). Über einen Zusatzfragebogen konnten spezielle Konstruktionsmerkmale des Innenraumes von UNI-CAR bewertet werden.

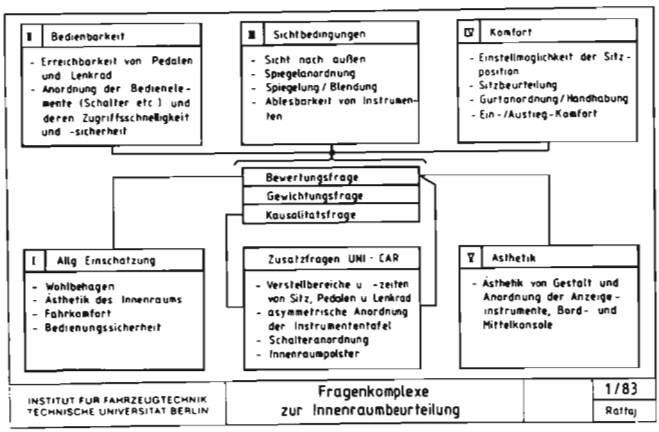


Bild 299: Fragenkomplex zur Innenraumbeurteilung

Die Fragen enthalten folgende Fragentypen:

1. Bewertungsfragen - Bewertung in 5 Kategorien von "sehr schlecht" bis "sehr gut"

2. Gewichtungsfragen - Bewertung in 5 Kategorien von unwichtig bis unverzichtbar

3. Kausalitätsfragen - Bewertungen, die zusätzlich eine Begründung verlangen (warum z.B. etwas gut ist)

Der Fragentyp 1 bildet die Grundlage der Auswertung.
Der Fragentyp 2 erlaubt die Überprüfung der Glaubhaftigkeit der Einzelperson im Vergleich der Wichtungsfragen für alle drei Fahrzeuge.

4.6.6.2 ERGEBNISSE DES FELDEXPERIMENTS

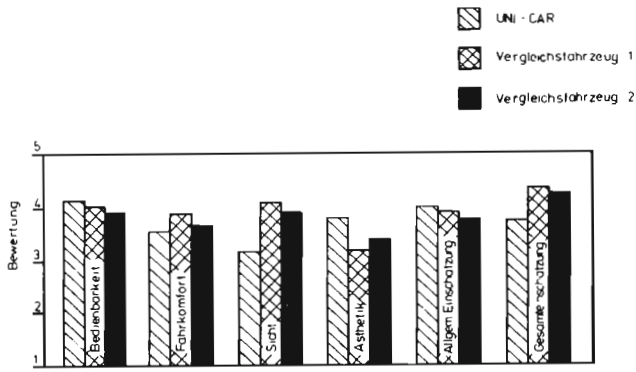


Bild 300: Bewertung UNI-CAR im Quervergleich

Für die statistische Auswertung der Fragebögen wurden von den insgesamt 26 Probanden 21 berücksichtigt (eine Folge der Überprüfung durch Gewichtungsfragen).

Nach dem Durchführen einer 2-faktoriellen Varianzanalyse mit Meßwiederholung auf dem Faktor Auto ergaben sich für die Teilkomponenten (Bild 300) folgende Aussagen:

1. Es gibt keinen signifikanten Einfluß der verschiedenen Körpergrößen auf die Bewertung.

2. Bewertung der Fahrzeuge (FZ) untereinander

2.1	Bedienbarkeit	- kein signifikanter Unterschied der einzelnen FZ.
2.2	Fahrkomfort	- kein signifikanter Unterschied der einzelnen FZ.
2.3	Sicht-bedingungen	- UNI-CAR ist schlechter als FZ 1 und FZ 2 (1 %-Niveau)
2.4	Ästhetik	- UNI-CAR ist besser als FZ 1 (5 %-Niveau)
2.5	Allgemeine Einschätzung	- kein signifikanter Unterschied der einzelnen FZ
2.6	Gesamtein-schätzung	- kein signifikanter Unterschied der einzelnen FZ

Die Gesamteinschätzung ist ein Teil der allg. Einschätzung und erlaubt eine Aussage über den ersten subjektiven Eindruck, den die Versuchspersonen vom Innenraum erhalten.
Die Korrelation der Teilkomponenten mit der Gesamteinschätzung wurde anhand einer linearen Regression durchgeführt und zeigt folgende Zusammenhänge:

- Bedienbarkeit an Gesamteinschätzung:
  erklärte Varianz 4 % (nicht signifikant)

- Sichtbedingungen an Gesamteinschätzung:
  erklärte Varianz 32 % (1 %-Niveau, hochsignifikant)

- Fahrkomfort an Gesamteinschätzung:
  erklärte Varianz 11 % (1 %-Niveau, hochsignifikant)

- Ästhetik an Gesamteinschätzung:
  erklärte Varianz 6 % (5 %.Niveau, signifikant).

Die schlechte Bewertung bei UNI-CAR im Komplex Sichtbedingungen resultiert aus folgenden Einflüssen:

1. Schlechte Übersichtlichkeit des Vorderwagens (als Folge der aerodynamischen Maßnahmen)

2. Spiegelungen auf der Abdeckscheibe des LC-Displays
   (können durch Einsatz einer Jalousiefolie, die beim Prototyp 1 noch nicht vorhanden war, behoben werden.)

Die Auswertung des "Zusatzfragebogens UNI-CAR" ergibt für die Anordnung der Schalter an der Lenksäule, Mittelkonsole und auf dem Tunnel gute, zum Teil sogar sehr gute Bewertungen.
Die Erreichbarkeit und Bedienbarkeit von Lenkrad und Pedalerie wurden als gut bewertet.
Die Auslegung des Sitzes wurde als in Ordnung beurteilt.
Verstellbereiche und Verstellzeiten allgemein wurden nach Meinung der Probanden richtig gewählt.
Das Gurtsystem wurde von allen Versuchspersonen akzeptiert, ebenso die stark ausgeprägten Polsterungen an den A-Säulen, im Schulter-, Hüft- und Kniebereich.

Die angebotenen Verstellbereiche von Sitz, Pedalerie und Lenkrad des UNI-CAR wurden -so die Testpersonen- gut gewählt und sind voll ausreichend, wie die Auswertung der anthropometrischen Daten zeigt.

Wesentlich für den Grad der Ermüdung eines Fahrzeuginsassen ist seine Sitzposition, auch im Hinblick auf eine gute Bedienbarkeit von Lenkrad, Schaltern und Pedalen. Das Sitzen unter subjektiv als komfortabel empfundenen Winkeln trägt wesentlich zur aktiven Sicherheit bei.

Die Auswertung der Komfortwinkel zeigt keine große Abweichung zwischen der vorgegebenen Grundstellung und der Stellung nach der Fahrt (Bild 301).

Körperwinkel [°] min / max / Fahrzeug		Knie		Hüfte		Ellenbogen	
		Grundstell.	nach Fahrt	Grundstell.	nach Fahrt	Grundstell	nach Fahrt
UNI-CAR	Gr. I	110 /128	107 /125	95 /108	95 /102	113 / 163	124 /160
	Gr II	114 /135	111 /135	95 /104	97 / 109	110 / 168	100 / 168
	Gr III	100 / 133	117 / 140	87 /105	91 / 110	144 / 170	155 / 170
FZI	Gr I	114 / 141	115 / 137	105 /120	101 / 115	120 /158	110 /148
	Gr II	125 /136	122 / 145	102 /113	102 /110	110 /158	113 /165
	Gr III	145 / 140	112 / 145	99 /111	92 /108	144 / 171	144 / 168
FZII	Gr I	112 /135	120 / 145	97 /115	100 /115	110 /170	108 / 160
	Gr II	125 /144	116 /144	96 /111	100 /112	116 /163	122 /163
	Gr III	126/148	122 /148	98 /110	100 /115	136 /171	136 /172
allg. Richtlinien zur Fahrerplatzgestaltung		95 - 130		85 - 120		85 - 115	

Bild 301: Gemessene Komfortwinkel

Die Abweichungen der Mittelwerte betrugen nach oben oder unten im Maximum 12° und im Minimum 0°, sowohl für UNI-CAR, als auch für die Vergleichsfahrzeuge. Diese geringen Abweichungen sprechen für eine gute Auslegung der Sitzposition.
Auffallend ist die große Abweichung der ermittelten Daten im Vergleich zu den in allg. Richtlinien zur Fahrerplatzgestaltung angegebenen Komfortwinkeln.

Diese Abweichungen liegen zum einen daran, daß die empfohlenen Winkelbereiche zu eng gefaßt sind, subjektiv und objektiv größere oder kleinere Winkel durchaus als komfortabel angesehen werden.

Ein weiterer Grund liegt wohl darin, daß die diesen Empfehlungen zugrundeliegenden Untersuchungen schon viele Jahre zurückliegen und sich die Fahrzeuginnenräume heute, gerade aus ergonomischer Sicht, in verbesserten Ausführungen darstellen. Die bessere Anordnung von Bedienelementen führt somit auch zu anderen (komfortableren?) Sitzpositionen.

4.6.6.3 LABOREXPERIMENT

Im Anschluß an das Feldexperiment zur Innenraumbewertung folgte das Laborexperiment; eine objektive Messung von Fehlerhäufigkeiten und Reaktionszeiten bei der Bedienung von Schaltern, Gas- und Bremspedal bei den 26 Probanden , UNI-CAR und den 2 Vergleichsfahrzeugen.

Da man abstrakte Begriffe wie Fahrsicherheit und Bedienfreundlichkeit nicht mit konkreten Zahlenwerten erfassen kann, wurde eine vergleichende Versuchsreihe durchgeführt. Der Vergleich ist mit einem absoluten Kriterium nicht möglich (da nicht vorhanden). Deshalb müssen die Begriffe wie Fahrsicherheit und Bedienfreundlichkeit operationalisiert werden. Operational definieren heißt hierbei, über eine messende Tätigkeit definieren. Als Parameter dienen die Reaktionszeit und Fehlerhäufigkeit.

Grundüberlegung dabei war, daß eine Versuchsperson, die einen Befehl zum Betätigen eines bestimmten Schalters bekommt, diesen auch schnell und ohne Fehler betätigt, sofern er günstig angebracht wurde.

Um statistisch abgesicherte Aussagen treffen zu können, muß zum einen die Anzahl der Versuchsreihen groß genug sein, und zum anderen müssen die Versuchsbedingungen für alle Versuchspersonen gleich sein. Daraus folgte, daß die Versuchsreihe als Laborexperiment durchgeführt werden mußte, da eine konstante Simulation der Versuchsreihe im Straßenverkehr bzw. auf einer Versuchsstrecke mit unterschiedlichen Tages-, Witterungs-, und Verkehrsbedingungen nur schwer realisierbar ist. Aus diesen Gründen fand die Versuchsreihe in einem Zelt statt, so daß konstante Versuchsbedingungen gewährleistet waren.

Den größten Teil der Informationen, die einen Fahrzeugführer zu Reaktionen veranlassen, erhält er visuell. Deshalb wurde auch im Experiment eine optische Befehlsvorgabe gewählt, um die Visomotorik des Fahrzeugführers zu stimulieren.

Beim UNI-CAR geht die Anordnung der Bedienelemente für den Fahrer von der Einteilung in drei Zonen aus. Im Laborexperiment wurden aus den Zonen 1 und 2 insgesamt 8 Aufgaben zusätzlich zur Bedienung von Gas- und Bremspedal zu einem Programm von 48 Aufgaben randomisiert. Nach Einblenden eines Dias, das ein Betätigen eines bestimmten Schalters zusätzlich zur Betätigung von Gas- oder Bremspedal verlangt, wurden Reaktionszeit und Reaktionsgüte (Fehlerhäufigkeit) gemessen.

Die Hinzunahme der Gas- und Bremsfunktion wurde zur Sensitivierung des Versuchsplanes eingeführt. Die Belastung durch eine Sekundäraufgabe ist ein in der Verhaltenspsychologie übliches Verfahren, durch das die Aussagekraft der Primäraufgabe erhöht wird. Durch die Anhebung des Beanspruchungsniveaus wächst nämlich der Schwierigkeitsgrad der Primäraufgabe, die um so besser bewältigt wird, je bedienungsfreundlicher der entsprechende Schalter angebracht wurde.

Die auch schon im Feldexperiment eingesetzten Referenzfahrzeuge weisen im Vergleich zu UNI-CAR eine unterschiedliche Schalteranordnung auf und werden nachstehend beschrieben:

1. UNI-CAR
   - die für die sichere Fahrzeugführung wichtigen Bedienelemente befinden sich am Lenkrad (2 Lenkstockschalter mit allen Licht- und Wischfunktionen)

2. Fahrzeug 1
   - möglichst viele Bedienelemente wurden am Lenkrad angebracht. Bis auf die Heizung befinden sich alle zur Fahrzeugführung wichtigen Elemente an 4 Lenkstockschaltern

3. Fahrzeug 2
   - konventionelle Anordnung der Bedienelemente (Blinkhebel am Lenkrad, alle anderen Bedienelemente in dem Armaturenbrett, bzw. in der Mittelkonsole.)

4.6.6.4 ERGEBNISSE DES LABOREXPERIMENTS

Zur Auswertung wurde beim Laborexperiment eine 2-faktorielle Varianzanalyse mit Meßwiederholung durchgeführt.
Zwischen den 3 Gruppen an Körpergrößen zeichnete sich bezüglich der Reaktionszeiten und Fehlerhäufigkeiten kein Unterschied ab.

In der Balkengraphik (Bild 302), die sämtliche Mittelwerte der Einzelfunktionen wiedergibt, kann man erkennen, daß die Fehlerhäufigkeit beim UNI-CAR gegenüber den Vergleichsfahrzeugen um ca. 5 % bis 8 %, bei fast gleichen Reaktionszeiten, geringer ist.

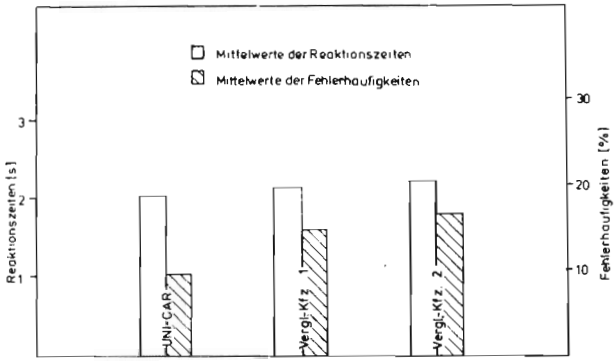


Bild 302: Mittlere Reaktionszeiten und Fehlerhäufigkeiten für die Versuchsfahrzeuge über alle Funktionen unter Testbedingungen

Ein signifikanter Unterschied (1 %-Niveau) zwischen UNI-CAR und Fahrzeug 2 besteht demnach bei dem Parameter Reaktionszeit (wegen der geringen Streubreite der Meßwerte). UNI-CAR versus Fahrzeug 1 läßt keine Tendenz erkennen.

Bei den Fehlerhäufigkeiten besteht ein hochsignifikanter Unterschied zwischen den Fahrzeugen. Auf jeden Fall zwischen UNI-CAR und Fahrzeug 2. Genauere Angaben sind nicht möglich, da diese Untersuchung mit einer Rangvarianzanalyse durchgeführt wurde.

Die gute Korrelation zwischen Reaktionszeiten und Fahrzeugen sieht man in der Graphik (Bild 303) sehr gut.

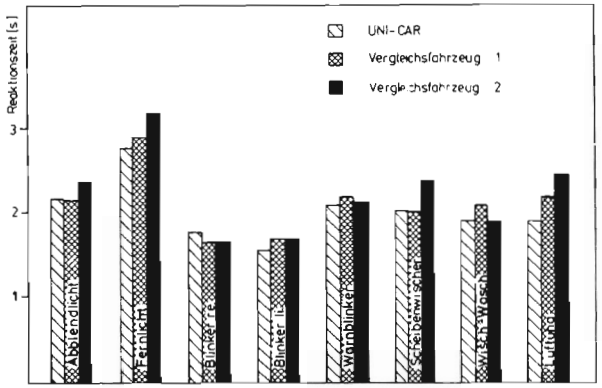


Bild 303: Mittlere Reaktionszeiten für ein Bedienelement unter Testbedingungen

Hierbei ist auffallend, daß die am Lenkrad befindlichen Lenkstockschalter für die Blinkgeber die geringsten Reaktionszeiten aufweisen. Dies ist wohl dadurch zu erklären, daß diese Aufgabe ohne Sichtkontakt durch eine einfache Bewegung zu erfüllen ist.

Andere Funktionen, die auch durch Lenkstockschalter bedient werden, wie z.B. das Fernlicht, haben anscheinend eine ergonomisch schwierigere Handhabung, die einmal zu längeren Reaktionszeiten sowie zu häufigeren Fehlern führt. Zusätzlich könnte der viel häufigere Gebrauch der Blinkerfunktion (schon bei kurzen Fahrten!) einen Lernprozeß beschleunigen.

Die sehr geringe Fehlerhäufigkeit (Bild 304) der Fernlichtbedienung im UNI-CAR ist wohl auf die Kombination "Licht an" (entspricht einer Drehung um die Achse des Lenkstockschalters) und eine darauffolgende Vorwärtsbewegung in Drehrichtung zurückzuführen. Es ist also zu vermuten, daß zur Erfüllung einer mehrteiligen Aufgabe die Beibehaltung der Bewegungsrichtung aus ergonomischer Sicht von Vorteil ist.

Weiter wäre eine Rändelung des Griffes von Vorteil, da sie dem Benutzer aufgrund seiner Erfahrung allein durch das Berühren des Schalters eine Drehbewegung assoziiert.

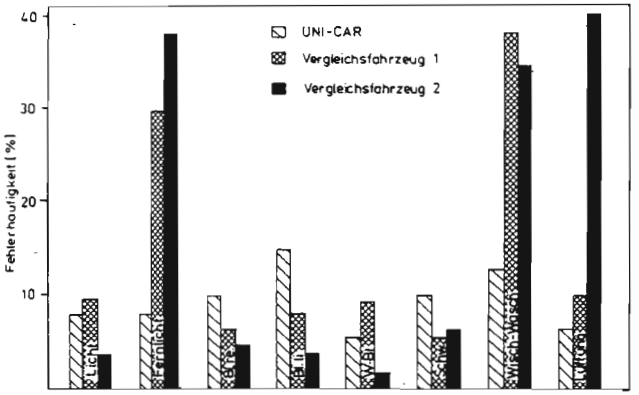


Bild 304: Mittlere Fehlerhäufigkeiten für ein Bedienelement unter Testbedingungen

Dagegen wurde beim Vergleichsfahrzeug 2 die Lichtfunktion dezentralisiert. Der Abblendlichtschalter befindet sich im Armaturenbrett (Drehschalter) und der Fernlichtschalter links vom Lenkrad in Kombination mit dem Fahrtrichtungsanzeiger (Bewegung in x-Richtung entspricht Fernlicht an).
Diese Anordnung hat den Vorteil, daß die Aufgabe "Abblendlicht an" eine geringe Fehlerquote aufweist. Durch die, wenn auch nur wahrscheinlich kurze, Sichtorientierung und den längeren Weg zum Schalter (optimaler Greifraum für einen 95 %-Mann ca. 500-700 mm nach Schmidtke)[2] erhöht sich allerdings die Reaktionszeit.

---

2) Schmidtke, H.: Ergonomie 2; Carl Hanser Verlag München

Die Fehlerhäufigkeit beim Betätigen des Bedienelementes für die Warnblinkeinrichtung ist bei allen Fahrzeugen gering. Auffallend klein ist sie jedoch beim Vergleichsfahrzeug zwei. Dies ist wohl einmal auf die Anordnung in der Mittelkonsole zurückzuführen. Dadurch kann der Schalter durch eine einfache Schwenkbewegung der Hand vom Lenkrad zur Mittelkonsole betätigt werden. Zum anderen ist der Schalter durch eine leichte Heraushebung gut ertastbar.Die etwas häufigeren Fehler beim UNI-CAR könnten nach unserem Erachten durch ein Herausheben des Bedienelementes wie im Vergleichsfahrzeug erheblich reduziert werden. Weiter verspricht eine leichte konkave Wölbung der Oberfläche, die dem Benutzer das Drücken der Taste suggeriert, Vorteile.

Der Scheibenwischer- und Wisch-Wasch-Schalter wurde beim UNI-CAR wie auch beim Vergleichsfahrzeug 1 als separater Lenkstockschalter ausgelegt und auf der rechten Seite des Lenkrades angebracht. Über die unterschiedlichen Fehlerhäufigkeiten liefert das Laborexperiment keine schlüssige Begründung. Eine weitere Untersuchung über die Formgebung und Symbolik von Bedienelementen könnten hier neue Erkenntnisse liefern.

Das Bedienelement für das Gebläse wurde bei Vergleichsfahrzeug 2 und im UNI-CAR als Drehschalter ausgelegt. Im Vergleichsfahrzeug 1 mußte zur Inbetriebnahme der Lüftung ein Schieberegler betätigt werden. Die geringen Vorteile des UNI-CAR in Bezug auf die Reaktionszeiten sind wahrscheinlich auf die Asymmetrie der Mittelkonsole, in der sich der Drehschalter befindet, zurückzuführen. Auch hier würde eine genauere Untersuchung über Greifräume im Fahrzeug sicher neue Erkenntnisse liefern.

Wesentliche Unterschiede ergaben sich bei den Fehlerhäufigkeiten. Hier zeigte sich, daß neben der Formgebung auch die Lage der Kontaktpunkte (in allen Fz. 3-stufiges Gebläse) vom Stufenschalter von großer Bedeutung sind. Ein Drehschalter (Vergl. Fz 2) bei dem der Benutzer eine Drehbewegung des Handgelenks von über 90° ausführen muß, um die erste Schaltstufe zu erreichen, erscheint als äußerst ungünstig. Bei einem dreistufigen Schalter reicht eine Unterteilung von 30° je Schaltstufe völlig aus.

Für statistisch abgesicherte Aussagen über die Vor- und Nachteile von Schiebereglern (FZ 1) gegenüber Drehschaltern, bedarf es wie schon bei den Reaktionszeiten weiterführender Untersuchungen. Der Unterschied von ca. 5 % läßt sich aufgrund des Laborexperimentes nur durch eine ungünstige Positionierung erklären.

Zwischen der subjektiven Gesamtbewertung der Bedienfunktionen aus dem Feldexperiment und der objektiven Messung von Reaktionszeiten und Fehlerhäufigkeiten im Laborexperiment besteht keine Korrelation.

Die Versuchspersonen scheinen andere Bewertungskriterien zu haben als durch ihre objektive Leistung aufgezeigt.

4.7 GESAMTER SICHERHEITSGEWINN DURCH KAROSSERIESEITIGE MASSNAHMEN

Die Abschätzung des Nutzens der Sicherheitsmaßnahmen, der sogenannte Sicherheitsgewinn, erfolgt mit einem Prognoseverfahren , das im Lastenheft beschrieben ist. Grundprinzip ist, daß aufgrund der Ergebnisse der Crashversuche eine Verschiebung der Verletzungswahrscheinlichkeit zu höheren Aufprallgeschwindigkeiten hin erfolgt. Dieses vermeidet den direkten Vergleich von Verletzungsschwere und Belastungskriterium, ein neuralgischer Punkt der Methodik der experimentellen Unfallsimulation. Es ist dennoch zu bedenken, daß jede Prognose nur eine Schätzung sein kann. Der tatsächlich erreichte Sicherheitsgewinn kann erst durch Unfallanalyse ermittelt werden, wenn Fahrzeuge im Verkehr in Unfälle verwickelt sind, die über ähnliche Sicherheitselemente wie UNI-CAR verfügen. Dennoch wird davon ausgegangen, daß der Sicherheitsgewinn erheblich ist. Aufgrund der vorliegenden Erkenntnisse und Auswertung der bisherigen Versuchsergebnisse mit UNI-CAR kann bezüglich der Anzahl der getöteten Verkehrsteilnehmer folgender Sicherheitsgewinn geschätzt werden:

VERKEHRSTEILNEHMER	Getötete absolut (BRD 1980)	Verteilung auf Pkw-Unfälle (%)	Reduktion der Toten (%)	Sicherheitsgewinn (%)
Fußgänger	3 095	23	40	9.2
Fahrrad	1 142	9	40	3.6
Mofa, Moped u. a.	765	5	40	2.0
Motorrad	1 232	9	20	1.8
Pkw-Frontalunfälle	3 912	37	20	7.4
Pkw-Seitenunfälle	1 825	17	25	4.3
Andere	1 070	-	0	0
Summe	13 041	100	-	28.3

Nicht berücksichtigt ist hierbei der Sicherheitsgewinn durch geringere Verletzungen der Insassen untereinander (Interaktion), beim Heckaufprall und beim Aufprall auf die Achsen außerhalb der Zelle.
Der Sicherheitsgewinn gilt allerdings nur, wenn alle PKWs die Eigenschaften des UNI-CAR aufweisen. In der Einführungs- und Übergangsphase ist nur ein anteiliger Gewinn entsprechend den Zulassungszahlen möglich.
Die durchgeführten Maßnahmen lassen hierbei jedoch erwarten, daß das Fahrzeug sich gegenüber derzeitigen Fahrzeugen neutral, eher positiv verhält; d.h. der Sicherheitsgewinn der Insassen von UNI-CAR geht nicht zu Lasten der übrigen Fahrzeuginsassen.
Weiterhin ist es gelungen, trotz der einschneidenden Randbedingungen wie breiter Mitteltunnel, starker Dacheinzug und Querverbund, dem Insassenkollektiv 5%-Frau bis 95%-Mann einen ergonomisch gut ausgebildeten Arbeitsplatz anzubieten.
Dieses wurde im wesentlichen dadurch erreicht, daß die Bedienelemente wie Pedalerie und Lenksäule in Verbindung mit dem höhenverstellbaren Sitz über sehr große Bereiche dem Menschen individuell und stufenlos angepaßt werden können.

5. ELEKTRISCHE ANLAGE

Bei der Planung der elektrischen Anlage des UNI-CAR wurde zunächst untersucht, ob ein von der herkömmlichen Verkabelung abweichendes System besser geeignet sein könnte. In Frage kam als Alternative ein Multiplex-System. Doch zeigte ein Systemvergleich zum Planungszeitpunkt deutliche Nachteile vor allem bezüglich der Zuverlässigkeit. Weiterhin wäre die Herstellung einer Prototypverkabelung im Multiplexverfahren erheblich teurer geworden; und es wäre auch ein größerer Erprobungsaufwand notwendig geworden, da es sich hier um ein völlig neuartiges System gehandelt hätte.

Deshalb wurde für UNI-CAR ein konventioneller Kabelbaum ausgewählt. Für den Heckbereich wurde allerdings ein neuartiges elektronisches Verdrahtungssystem eingesetzt, um seine Eigenschaften im Fahrzeug zu erproben.

Legt man für die Auswahl und Planung der elektrischen Anlage den heutigen Stand der Technik zugrunde, so würde die Entscheidung wohl genauso ausfallen.

Allerdings hat die Elektronik durch die rasante Entwicklung sowohl in puncto Zuverlässigkeit als auch auf der Kostenseite deutlich aufgeholt. Es ist abzusehen, daß gegen Ende dieses Jahrzehnts bei den Kosten bereits ein Gleichstand erreicht sein wird. Bei Fahrzeugen der Luxusklasse wird dies wegen der größeren Anzahl an elektrischen Verbrauchern eher der Fall sein als bei Kleinwagen. Der konventionelle Kabelbaum wird aber auch noch nach 1990 zum Einsatz kommen, da er ein erprobtes System darstellt.

5.1 STROMVERSORGUNG UND VERKABELUNG

Für die Stromversorgung des UNI-CAR kam nur ein System mit einer Versorgungsspannung von 12 V in Frage, da viele elektrisch betriebene Baugruppen aus Serienteilen heutiger Pkw entwickelt wurden.

Somit wurden Überlegungen, ob sich ein erhöhtes Versorgungsspannungsniveau, z.B. 24 V, nicht vorteilhaft auf die Zuverlässigkeit und Betriebssicherheit auswirkte, von vornherein ausgeschlossen.

5.1.1 BATTERIE

Bei der Auswahl der Batterie mußte zumindest ein ordentliches Kaltstartverhalten sichergestellt werden. Da im UNI-CAR ein Dieselmotor zum Einsatz kommt, werden an die Batterie hohe Anforderungen gestellt. Denn bevor die Batterie den Anlaßstrom liefern muß, wird sie zuvor noch durch das Vorglühen belastet und damit entladen.

Um trotzdem einen zuverlässigen Kaltstart zu ermöglichen, wurde bei der Auswahl eine Mindestkapazität von 80 Ah zugrunde gelegt.

Weitere Kriterien waren:

- Wartungsfreiheit
- geringe Außenabmessungen
- günstiges Leistungsgewicht $(\frac{Ah}{kg})$

Nach diesen Gesichtspunkten wurde folgende Batterie ausgewählt:

A C Delco Nr. 074 - 1071

Technische Daten:

Länge x Breite x Höhe (mm) 305 x 173 x 224

Gewicht 24,0 kg

Kapazität 90 Ah

Kaltstartstrom 300 A

Leistungsgewicht 3,75 $\frac{Ah}{kg}$

5.1.2 HAUPTSTROMLEITUNGEN

Die Batterie des UNI-CAR wurde aus Platz- und Gewichtsgründen im Heckbereich angeordnet. Dies hat den Nachteil, daß sehr große Kabellängen zwischen Anlasser, Lichtmaschine und Batterie notwendig wurden. Um die Verluste durch den Leitungsinnenwiderstand möglichst gering zu halten, mußten große Querschnitte gewählt werden:

Kabel von	nach	Länge	Querschnitt
Batterie	Anlasser	3,2 m	50 mm^2
Anlasser	Lichtmaschine	1,2 m	10 mm^2
Lichtmaschine	Sicherungskasten	1,5 m	2 x 6 mm^2

Der Stromlauf erfolgt von der Batterie über das Anlasserkabel, das gleichzeitig auch die Ladeleitung zwischen Batterie und Lichtmaschine ist, und die Verbindungsleitung Anlasser-Lichtmaschine zu den Sicherungskästen, die vorne rechts im Fußraum angeordnet sind.

Für den konventionellen Kabelbaum erfolgt von dort die Versorgung der einzelnen elektrischen Verbraucher.

Für das elektronische Verdrahtungssystem im Heckbereich des UNI-CAR sitzt eine separate Sicherungs-Schalteinheit hinten links unter dem Kofferraumboden. Die Stromversorgung dieser Einheit erfolgt direkt von der Batterie.

Das gesamte Verdrahtungssystem wurde von der Firma Kabelwerke Reinshagen GmbH., 5600 Wuppertal, gefertigt.

5.1.3 KONVENTIONELLER KABELBAUM

Der konventionelle Kabelbaum entspricht weitgehend dem heutigen Serien-Pkw. Er verfügt über eine Zentralelektrik mit Relaissteckplatten und "Littelfuse"-Sicherungen, die Zentralelektrik ist vorne rechts im Fußraum angeordnet.

Eine Besonderheit ist die Isolation der Kabel. Diese ist elektronenvernetzt. Dadurch ist es möglich, bei gleicher mechanischer und thermischer Belastbarkeit die Dicke des Isolationsmaterials um 25 % zu verringern.

Insgesamt besteht der Kabelbaum aus über 500 einzelnen Leitungen. Er wiegt ca. 17 kg. Das hohe Gewicht des Kabelbaums kommt zum einen durch die Vielzahl der Kabel -bedingt durch die hohe Anzahl an elektrischen Verbrauchern-, zum anderen dadurch, daß eine Lageoptimierung einander zugehöriger Baugruppen wegen der Kürze der Zeit nicht durchgeführt werden konnte.

Bei den Kabelsteckverbindungen, die bei heutigen Serien-Pkw eine häufige Störungsursache darstellen, konnte leider keine einheitliche verbesserte Lösung, z.B. auf Formschlußbasis, eingeführt werden. Dies lag daran, daß bei vielen elektrischen Verbrauchern die Steckverbindungen durch ihre Serienverwendung vorgegeben waren; auch wäre der finanzielle Rahmen durch eine solche Entwicklung gesprengt worden.

Bild 305 zeigt den UNI-CAR-Stromlaufplan, in dem auch das elektronische Verdrahtungssystem (Kap. 5.1.4) enthalten ist.

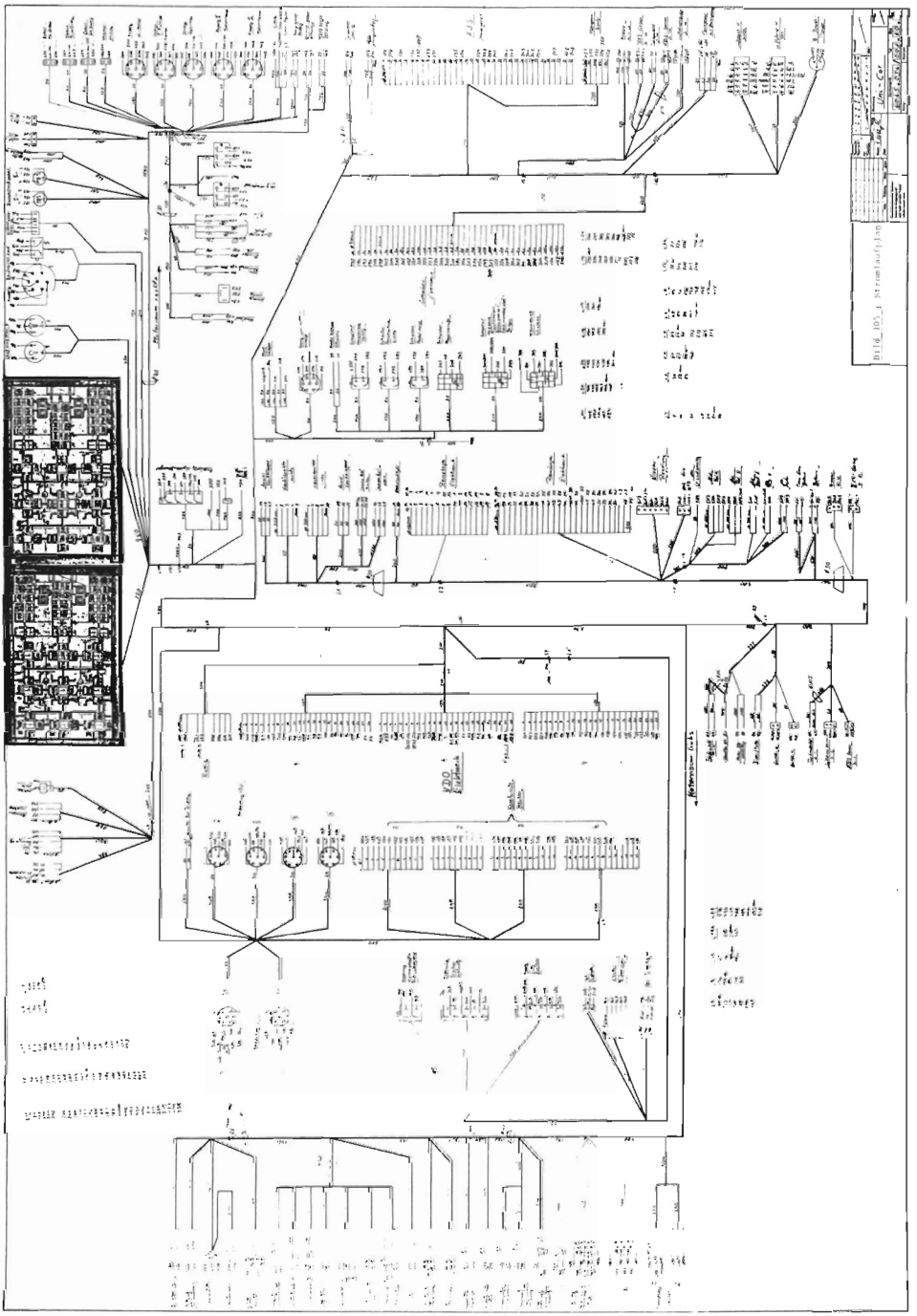
5.1.4 ELEKTRONISCHES VERDRAHTUNGSSYSTEM

Bei diesem Verdrahtungssystem [1] wird eine Trennung von Last- und Steuerstromkreis vorgenommen. Dies hat den Vorteil, daß vom Schalter bis zum Verbindungselement der beiden Stromkreise Kabel mit sehr geringen Querschnitten verwendet werden können. Als Verbindungselement beider Kreise dient bei geringen zu schaltenden Leistungen ein Leistungstransistor, sonst ein Relais. Der Leistungstransistor kann dabei nicht nur als Schalter, sondern auch als Sensor und Sicherung verwendet werden. Letzteres ermöglicht den Wegfall der herkömmlichen Schmelzsicherung.

Beim UNI-CAR ist in das elektronische Verdrahtungssystem auch eine Glühlampenüberwachung integriert, die ebenfalls von der Firma Reinshagen entwickelt wurde. Von dieser Anlage werden das Abblendlicht, das Schlußlicht, das Bremslicht und das Nebelschlußlicht erfaßt. Das System arbeitet kontinuierlich, d.h. die Überwachung erfolgt auch bei ausgeschaltetem Verbraucher. Dazu wird in Abständen von 30 s der Verbraucher für einige Millisekunden eingeschaltet. Diese Einschaltdauer ist so kurz, daß sie für das menschliche Auge unsichtbar bleibt. Das Einschalten hat auch keine Nachteile für die Lebensdauer der Glühfäden der Lampen. Die kurze Zeitspanne reicht aber aus, die ordnungsgemäße Funktion des zum Verbraucher gehörigen Stromfadens zu überprüfen.

Die Fehleranzeige erfolgt über das in Kap. 4.6.4 beschriebene Fahrerinformationssystem.

[1] Hersteller: Kabelwerke Reinshagen GmbH., 5600 Wuppertal



5.1.5 AUSGEWÄHLTE ELEKTRISCHE SYSTEME

Zentralverriegelung:

Es handelt sich um ein System auf pneumatischer Basis [1]. Dazu ist eine Bi-Druckpumpe mit einem Druckbereich von ± 0,5 bar im Kofferraum untergebracht. Von dort aus gehen Schlauchleitungen aus Kunststoff zu den Stellelementen in den Türen. Die Schaltung von Überdruck(Entriegeln) und Unterdruck(Verriegeln) erfolgt über einen Schalter in der Fahrertür. Dieses System hat einige Vorteile:

- Die Stellelemente in den Türen haben ein geringes Gewicht. Dies bringt Vorteile, je mehr Stellelemente eingesetzt werden (z.B. auch für Tankklappe und Kofferraumschloß).

- Die Betätigungsstange des Stellelements ist in einem Winkel von 10° rundum schwenkbar, so daß an die Montagegenauigkeit geringere Anforderungen gestellt werden.

- Die Bi-Druckpumpe kann auch für andere Zwecke, z.B. Tempostat verwendet werden.

In das System wurde in der Planung ein Stoßentriegelungsschalter integriert. Dieser sorgt dafür, daß bei Längsverzögerungen von mehr als 5 g automatisch alle Türen entriegelt werden. Damit wird nach Unfällen Helfern der Zugang zum Fahrzeuginnenraum ermöglicht.

In die Fahrzeuge ist der Stoßschalter im Moment aus Kostengründen nicht eingebaut, allerdings ist er jederzeit nachrüstbar.

---

[1] Hersteller: Westfälische Metall Industrie KG (Hella), 4780 Lippstadt

Elektrisch verstellbare Außenrückspiegel mit Beheizung:

Die elektrische Außenspiegelverstellung wurde zusammen mit der Spiegelbeheizung kostenlos von der Firma Hohe, 6981 Collenberg/M., entwickelt. Für die Spiegelverstellung war zunächst ein System mit einem Motor und einer Kupplung zum Umschalten der Verstellebene links/rechts auf hoch/tief vorgesehen. Dieses System wurde auch im Prototyp Nr. 1 eingebaut. Im Zuge der Weiterentwicklung kam dann in den restlichen UNI-CAR-Prototypen ein System mit zwei Stellmotoren zum Einsatz. Dieses System hat eine wesentlich geringere Bauhöhe, einen kleineren Durchmesser und ist geringfügig leichter.

Als Beheizung wurde für UNI-CAR eine PTC-Heizung (Positive Temperature Coefficient) gewählt. Sie hat gegenüber der Widerstandsheizung den Vorteil der geringen Abtauzeit, sie benötigt keinen Thermoschalter, um unzulässig hohe Spiegelglastemperaturen zu vermeiden, und sie ist billiger. Nachteilig ist der kurzzeitig wirkende höhere Einschaltstrom.

5.2 BELEUCHTUNG UND SIGNALGEBUNG

Für die Beleuchtungseinrichtungen sah das Lastenheft mit Ausnahme des Fernlichtdimmers keine technisch neuartigen Systeme vor; die Schwerpunkte von UNI-CAR sollten in anderen Bereichen liegen. Ausgehend von dieser Voraussetzung wurde versucht, bei allen Beleuchtungselementen auf vorhandene Teile von Serienfahrzeugen zurückzugreifen, um die Kosten niedrig zu halten. Es stellte sich jedoch im Laufe der Konstruktion heraus, daß eine einfache Übernahme von Serienteilen nur in wenigen Fällen möglich war. Die aerodynamisch optimale Formgebung und die Berücksichtigung des Fußgängerschutzes verlangten Zugeständnisse in Form von Modifikationen an Abdeckscheiben, Gehäusen und Befestigungselementen. Die gesetzlichen Bestimmungen konnten allerdings in allen Fällen eingehalten werden.

Scheinwerfer:

Das Lastenheft sah einen Halogen-Scheinwerfer mit zuschaltbarem Autobahn-Abblendlicht vor, der die Sichtweite ohne Zunahme der Blendung des Gegenverkehrs vergrößerte. Zu Beginn der Konstruktionsphase deutete sich eine Möglichkeit an, dieses Autobahn-Abblendlicht auch ohne Zusatzscheinwerfer zu verwirklichen. Für den Audi 100 gab es nämlich einen Scheinwerfer mit Doppelparabolspiegel, der eine größere Leuchtweite ohne schlechtere Ausleuchtung des Nahbereichs bot. Aus Platzgründen konnte jedoch dieser Scheinwerfer nicht eingebaut werden. Ein Zusatzscheinwerfer konnte erst recht nicht untergebracht werden, ohne Aerodynamik oder Fußgängerschutz zu beeinträchtigen, und die Entwicklung eines Spezialscheinwerfers für UNI-CAR war schon aus finanziellen Gründen nicht zu vertreten.

Deshalb wurde auf den konventionellen H4-Scheinwerfer des Audi 80 zurückgegriffen, der aus damaliger und heutiger Sicht als moderner Scheinwerfer mit guter Lichtausbeute gilt, allerdings nicht ganz das Niveau des etwas größeren und technisch aufwendigeren Audi-100-Scheinwerfers erreicht. Die notwendigen Änderungen beschränkten sich auf den Tragrahmen und die Befestigungselemente.

Bild 306 zeigt den eingebauten Scheinwerfer.

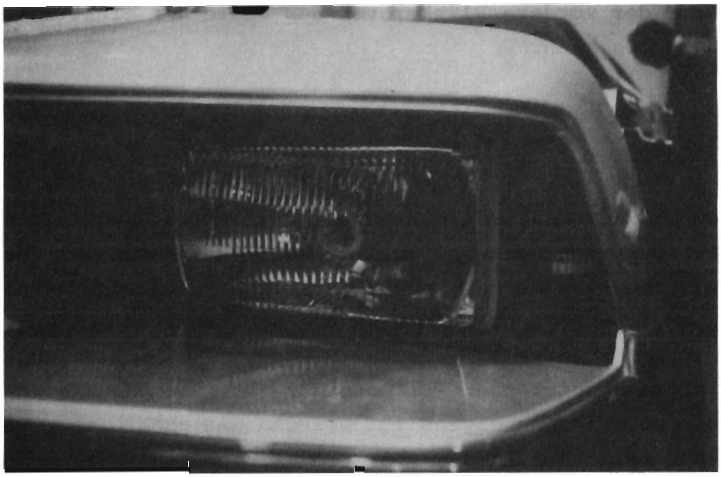


Bild 306 : Scheinwerfer und vorderer Blinker im UNI-CAR-Prototyp eingebaut (Vorsatzscheiben noch nicht montiert)

Fernlichtdimmer:

Die im Lastenheft vorgesehene langsame Leuchtstärkenverminderung des Fernlichtes nach Umschaltung auf Abblendlicht zur besseren Umgewöhnung der Augen wird nach wie vor als sinnvoll betrachtet. Sie fiel jedoch den Mittelkürzungen zum Opfer.

Blinker:

Die vorderen Blinker konnten - bedingt durch die Karosseriekontur an der betreffenden Stelle - nicht von einem Serienfahrzeug übernommen werden. Sie mußten speziell für UNI-CAR angefertigt werden.[1] Ihre Unterbringung neben dem Scheinwerfer zeigt

[1] Westfälische Metall Industrie KG (Hella), 4780 Lippstadt

Bild 306 . Zusätzlich wurde im Seitenteil hinter dem vorderen Radausschnitt ein seitlicher Blinker eingebaut, um auch zukünftigen europäischen Vorschriften zu genügen. Ein solcher seitlicher Blinker ist insbesondere dann notwendig, wenn - wie beim UNI-CAR - der vordere Blinker von der Seite her nicht wahrgenommen werden kann.

Heckleuchten:

Nachdem die Karosserieform aufgrund der Windkanaluntersuchungen festgelegt worden war, ließen sich keine serienmäßigen Heckleuchteneinheiten finden, die ohne starke Beeinträchtigung der aerodynamischen Eigenschaften in die Heckkonturen eingepaßt werden konnten. Immerhin gelang es, das Gehäuse einer Serienleuchteinheit mit einigen Abänderungen weitgehend zu übernehmen. Die Streuscheibe mußte jedoch eigens für UNI-CAR neu angefertigt werden. Bild 307 zeigt die in den Prototyp eingebauten Heckleuchten. Das Signalbild ist folgendermaßen aufgeteilt:

Blinklicht	Rückfahrlicht	linke Heck-
Bremslicht	Schlußlicht + Rückstrahler	leuchteneinheit

Die Nebelschlußleuchte ist in der linken Fahrzeughälfte unterhalb des Stoßfängers in die Karosserie integriert.

Die laut Lastenheft vorgesehenen Maßnahmen zur Phantomlichtunterdrückung, d.h. Vermeidung von Signalvortäuschung durch Fremdlicht mittels mattschwarzer Streifen oder mattschwarzem Raster, unterblieben, weil ihre Wirksamkeit nicht ganz überzeugt.

Die ebenfalls laut Lastenheft eingeplanten zusätzlichen hochge-

1) Westfälische Metall Industrie KG (Hella), 4780 Lippstadt

setzten Bremsleuchten (Anordnung hinter der Heckscheibe) entfielen. Seit den Erklärungen im Lastenheft zeigte ihr Einsatz im Straßenverkehr an einer Vielzahl von Fahrzeugen, daß sie nicht unproblematisch sind. Bevor man hier eine endgültige Entscheidung trifft, müssen noch einige grundsätzliche Untersuchungen durchgeführt werden.

Bild 307: Heckleuchten im UNI-CAR-Prototyp

Sonstige Beleuchtungseinrichtungen:

Auf die im Lastenheft erwähnten zusätzlichen Rückfahrleuchten vorne seitlich (Rangierhilfe bei Rückwärtsfahrt mit eingeschlagenen Vorderrädern) wurde verzichtet. Der Aufwand zur Unterbringung wäre wegen der Forderungen des Fußgängerschutzes und der Aerodynamik zu groß geworden.

Die Innenleuchte mit verzögerter Ausschaltung nach Schließen der Türen entfiel wegen ihrer geringen Bedeutung aus finanziellen Gründen.

Signalhorn:

Das Signalhorn ist ein Serienteil von konventioneller Bauart und wird über Drucktasten im Lenkrad betätigt. Die Unterbringung im UNI-CAR war konzeptbedingt problematisch. Der übliche Einbauort irgendwo hinter dem Kühllufteinlaß kam wegen des dort überall verwendeten Schallabsorptionsmaterials nicht in Frage. Das gleiche galt für den schallgekapselten Motorraum. In den Radkästen wäre das Signalhorn durch von den Rädern hochgeschleuderten Schmutz sehr bald in seiner Wirkung stark beeinträchtigt worden. Also blieb nur der Unterbodenbereich. Dieser mußte jedoch aus aerodynamischen Gründen glatt und geschlossen bleiben, so daß das Signalhorn horizontal und bündig abschließend in einem Teil der Unterbodenverkleidung vor dem Vorderrad befestigt wurde. Ob allerdings an dieser Stelle seine Wirkung noch ausreichend ist, müssen Messungen erweisen, die aus zeitlichen Gründen bisher nicht durchgeführt werden konnten.

5.3 ERPROBUNG DER ELEKTRISCHEN ANLAGE

Die für die Erprobung der elektrischen Anlage vorgesehene, ohnehin schon knappe Zeit wurde durch notwendige Messungen höherer Priorität noch weiter verkürzt.

Die Arbeiten an der elektrischen Anlage beschränkten sich deshalb vornehmlich darauf, die 4 Prototypen in einen fahrbereiten Zustand zu versetzen.

Im Fahrbetrieb traten dreimal Schäden durch mechanische Verletzung der Isolation auf. Ursache für die Beschädigung waren in allen drei Fällen Fahrzeugschwingungen. In zwei Fällen wurden Kabel im Motorraum durch die Relativbewegung zwischen Motor und Fahrzeug durchgescheuert. Im dritten Fall löste sich der Kabelbaum der Lenkstockschalter aus seiner Halterung und rutschte in die Pedalerieverstellung. Beim Betätigen der Pedale wurden einige Kabel abgerissen. Größere Schäden traten in keinem Fall auf; auch eine Reparatur war immer einfach möglich.

Ein weiterer Mangel, der zu Störungen im System führte, waren teilweise die Trennkupplungen im Kabelbaum. Obwohl es sich hier um Serienteile handelt, kam es infolge des häufigen Lösens der Verbindungen zu Kontaktschwierigkeiten. Hier erwiesen sich die Federzungen der Kupplungen als zu schwach dimensioniert. In der Serie tritt dieser Mangel nicht so leicht zu Tage, da hier die Verbindungen sehr selten gelöst werden. Es wird aber deutlich, daß hier Verbesserungen dringend nötig sind.

Ansonsten ergaben sich Probleme in den elektronischen Systemen. Hier kam es zum Teil durch gegenseitige Beeinflussung von Verbrauchern zu Störungen. Dabei zeigte es sich, daß es für UNI-CAR durchaus sinnvoll war, keine Zentralelektronik zu verwenden. Denn wegen der mangelnden Anpassung der Systeme untereinander hätte dies zu großen Schwierigkeiten geführt, die u.U. das ganze Fahrzeug lahmgelegt hätten, und das auch dann, wenn eigentlich nicht unbedingt notwendige Dinge ausgefallen wären. Trotzdem wäre es für die Serie notwendig, eine Zusammenfassung der elektronischen Systeme vorzunehmen. Denn nur dann kommen die Vorteile,

vor allem hohes Leistungsvermögen auf kleinstem Raum, zum Tragen. Allerdings muß dann evtl. eine Redundanz für sicherheitsrelevante Dinge vorgesehen werden. Um ein solches System mit einer ausreichend hohen Betriebssicherheit für das Kraftfahrzeug zu erstellen, ist allerdings nicht nur eine sehr intensive Erprobung notwendig, sondern es muß auch eine sehr enge Zusammenarbeit der Hersteller der betroffenen Komponenten gegeben sein.

Bei den Schaltern und Bedienelementen traten keine Störungen auf. Es wurde hier zwar keine gezielte Dauererprobung durchgeführt, doch sichern die Ergebnisse aus dem Fahrbetrieb und aus den Ergonomieuntersuchungen diese Aussage hinreichend ab.

6. NUTZWERTKONTROLLE

Projektbegleitend zu Konstruktion, Bau und Erprobung von UNI-CAR wurden Nutzwertkontrollen durchgeführt. Diese Nutzwertkontrollen wurden auf der Grundlage von Effizienzanalysen erarbeitet, um einerseits die Auswirkungen der Änderungen von UNI-CAR-Fahrzeugdaten auf den jeweiligen Eignungserfüllungsgrad berechnen und andererseits die resultierenden Eignungserfüllungsgrade von UNI-CAR mit denen vorhandener Serienfahrzeuge vergleichen zu können.

Als Methode der Effizienzanalyse wurde bei diesem Projekt die Nutzwertanalyse [1] angewandt; dabei wurden primär monetäre Größen (z.B. Kosten) und nicht monetarisierbare Technik- und Attraktivitäts-Kriterien (z.B. Fahrleistung und Komfort) einheitlich über Bewertungsfunktionen in dimensionslose Zielwerte transformiert. Auf der Grundlage der erarbeiteten Zielsysteme wurden danach mit den Gewichtungsfaktoren der einzelnen Anforderungskriterien die Nutzwerte bzw. Eignungserfüllungsgrade bestimmt. Mit der Nutzwertanalyse konnten die Eignungserfüllungsgrade (hier definiert als Prozentwert eines theoretischen Maximalwertes) alternativer Fahrzeug-Typen und -konzepte verschiedener Mittelklasse-Pkw in eine eindeutige Reihenfolge gebracht werden.

Für die Nutzwertkontrolle wurden zwei unterschiedliche Bewertungsmodelle erstellt und angewandt; während mit dem ersten Bewertungsmodell Fahrzeug-Konzepte anhand der Hauptdaten untersucht wurden, wurden mit dem zweiten Modell detaillierte Fahrzeugdaten hinsichtlich der Transportfunktion bewertet.

6.1 BEWERTUNG FAHRZEUG-KONZEPT

Das Bewertungsmodell zur Untersuchung der Fahrzeug-Konzepte wurde in der Phase 1 des Projektes erstellt [2]. Ausgehend von den beiden Interessengruppen "Benutzer" und "Umwelt" wurden die Anforderungen in mehreren Ebenen hierarchisch strukturiert.
Die Kriterien der ersten drei Ebenen sind in Bild 308 dargestellt.

---

[1] Zangemeister, C.: Nutzwertanalyse in der Systemtechnik, Wittemannsche Buchhandlung, München, 1970

[2] H.A.G.: HAG-Forschungs-Pkw, Abschlußbericht der Phase 1 (TV 7856) Aachen, Berlin, Darmstadt, Stuttgart, 1979

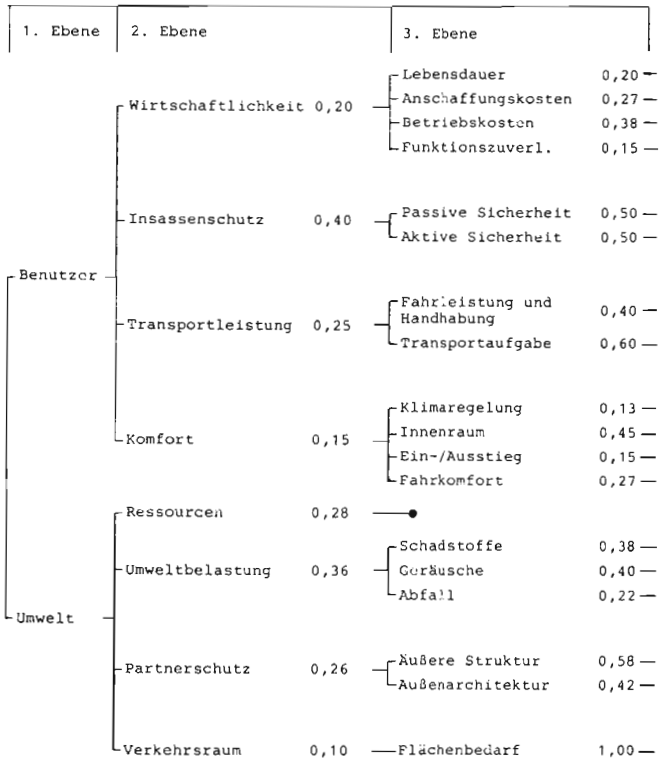


Bild 308: Struktur Bewertungsmodell Fahrzeug-Konzept

Mit dieser Einteilung konnte der grundsätzliche Zielkonflikt des Pkw-Verkehrs (Maximierung der Benutzer-Attraktivitäten einerseits und Minimierung der Umweltbelastung andererseits) wiedergegen werden. Die Anforderungskriterien wurden in der sechsten Ebene des Modells derartig definiert, daß sie den jeweiligen Fahrzeugeigenschaften zugeordnet werden konnten.

Die Gewichtungsfaktoren zur Beschreibung der Anforderungskriterien in der zweiten bis sechsten Ebene wurden durch Funktionsanalysen, Literaturstellen, Benutzer- und Expertenbefragungen ermittelt. Die Gewichtungsfaktoren der Interessengruppen "Benutzer" und "Umwelt" wurden

nicht diskret festgelegt, sondern in einer vollständigen Sensitivitätsanalyse variiert. Über die Bewertungsfunktionen war eine quantitative Zuordnung der Fahrzeugeigenschaften (hier Pkw-Konzept-Daten) zu den gewichteten Anforderungskriterien gegeben. Der Verlauf der Bewertungsfunktionen wurde dabei grundsätzlich linear dargestellt. Mit der datenmäßigen Beschreibung der relevanten Fahrzeugeigenschaften konnten somit die Anforderungserfüllungen der einzelnen gewichteten Kriterien, d.h. die Teilnutzwerte, ermittelt werden . Die Addition aller Teilnutzwerte ergab letztlich den Eignungserfüllungsgrad der untersuchten Fahrzeug-Konzepte insgesamt.

Mit der Entwicklung des Fahrzeugs wurde das Bewertungsmodell entsprechend stufenweise verfeinert. Eine Bewertung des Fahrzeug-Konzeptes "UNI-CAR" wurde mit Abschluß der Erprobungsphase durchgeführt; die Bewertungsergebnisse sind in Bild 309 dargestellt.

Ein Vergleich des Fahrzeug-Konzeptes "UNI-CAR" (auf der Basis realisierter Werte) mit dem der Lastenheft-Phase (auf der Grundlage der angestrebten Fahrzeugdaten) zeigt eine geringfügige Reduktion des Eignungserfüllungsgrades für das ausgeführte Fahrzeug. Diese Absenkung war maßgeblich bedingt durch das erhöhte Fahrzeug-Gewicht und wirkte sich insbesondere bei einer stärkeren Gewichtung der Benutzer-Anforderungen negativ aus. Der für UNI-CAR ermittelte Eignungserfüllungsgrad lag dabei jedoch deutlich über denen heutiger Serienfahrzeuge. Besonders charakteristisch für UNI-CAR wurde ein ausgezeichneter Eignungserfüllungsgrad bei der Betonung der Umwelt-Anforderungen errechnet. Damit konnte das übergreifende Ziel der Hochschularbeitsgemeinschaft, die Berücksichtigung der Menschen außerhalb des Fahrzeugs, erreicht werden.

6.2 BEWERTUNG TRANSPORTFUNKTION

Da die entscheidenden Verbesserungen von UNI-CAR gegenüber heutigen Serienfahrzeugen hinsichtlich der Hauptziele

- Energie- und Ressourcenschonung
- Umweltfreundlichkeit
- Sicherheit
- Wirtschaftlichkeit

lagen, wurde zur Beurteilung der Transportfunktion, als der eigent-

lichen Aufgabe von Pkw, ein zweites Bewertungsmodell erstellt.

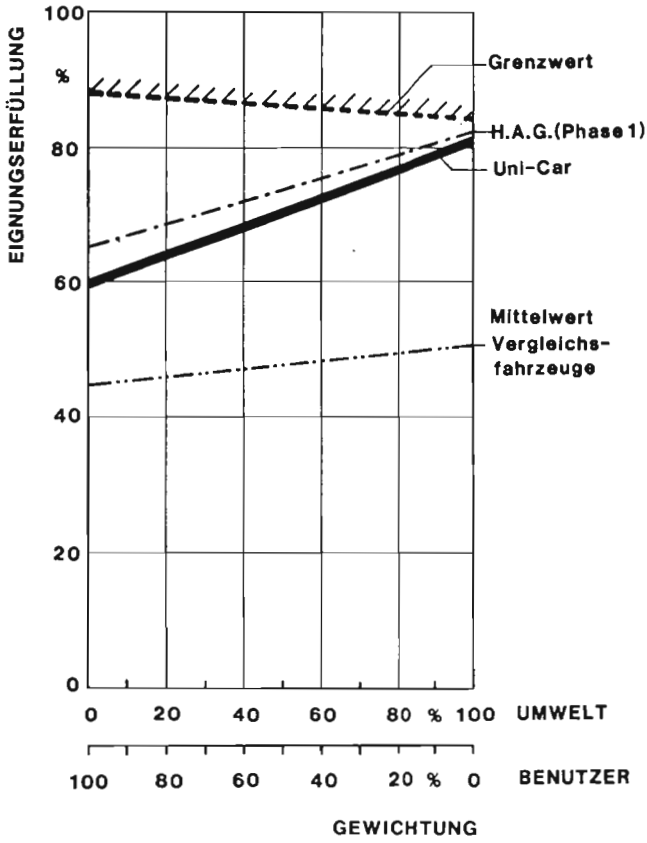


Bild 309 : Eignungserfüllungsgrad Fahrzeug-Konzept

Ausgehend von den Beförderungsmöglichkeiten für Personen und Gepäck wurden Anforderungskriterien festgelegt und in mehreren Ebenen hierarchisch strukturiert. Die Kriterien der ersten drei Ebenen sind in Bild 310 aufgezeigt. Mit dieser Darstellung konnte der grundsätzliche Anspruch an Mittelklasse-Pkw - eine hohe Variabilität bezüglich Personenbeförderung und Gepäcktransport - wiederge-

geben und die Erfüllung der sich z.T. widersprechenden Anforderungen analysiert werden.

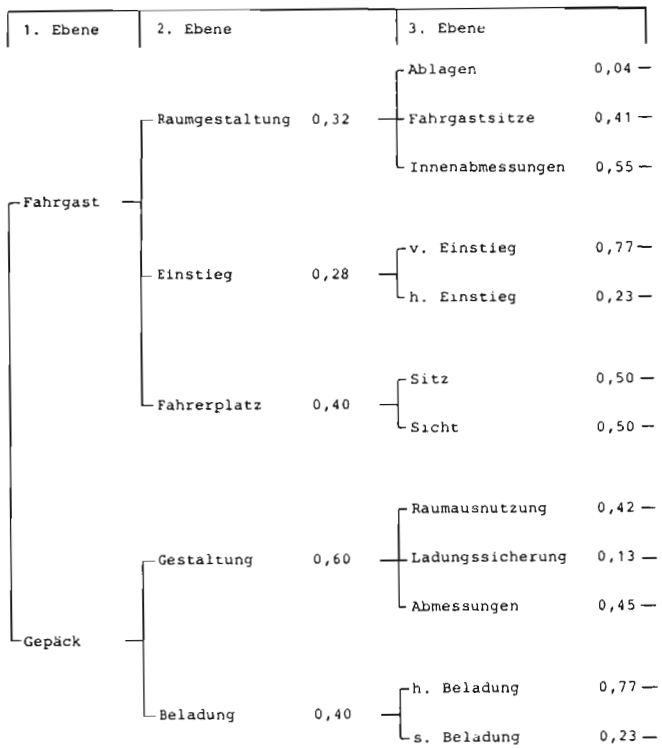


Bild 310 : Struktur Bewertungsmodell Transportfunktion

Die Gewichtungsfaktoren zur Beschreibung der Anforderungskriterien in der zweiten bis sechsten Ebene wurden durch Analysen und Befragungen festgelegt. Dagegen wurden die Gewichtungsfaktoren der Hauptziele "Fahrgast" und "Gepäck" in einer vollständigen Sensitivitätsanalyse variiert. Auch bei diesem Bewertungsmodell wurden grundsätzlich lineare Bewertungsfunktionen angewandt. Die zur Bewertung erforderlichen Fahrzeugdaten wurden durch Vermessung eines UNI-CAR-Prototypen ermittelt.

Die Bewertung der Transportfunktion von UNI-CAR zeigte über die gesamte Gewichtungsvariation bezüglich der Eignungserfüllung einen ausgewogenen, stabilen Verlauf (s. Bild 311).

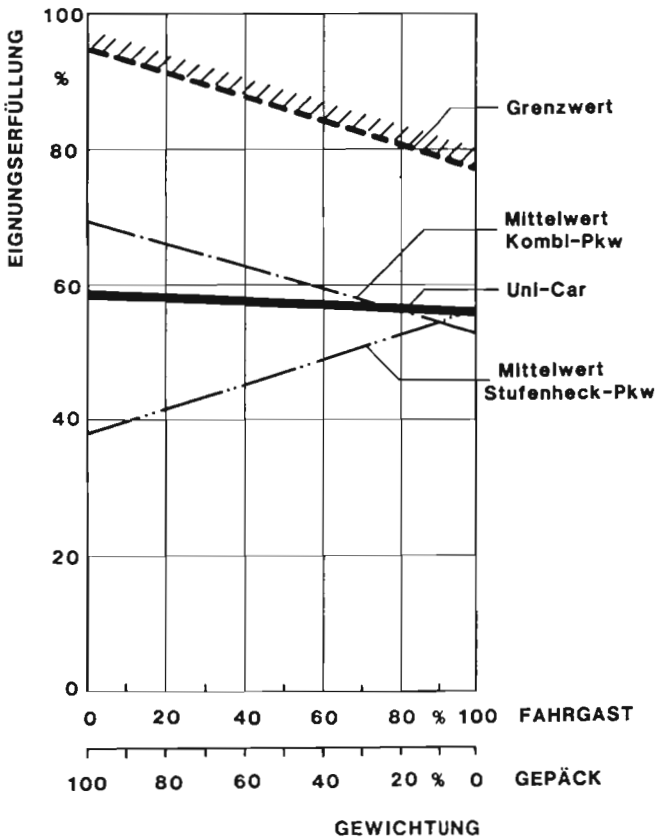


Bild 311: Eignungserfüllungsgrad Transportfunktion

Bei ausschließlicher Bewertung der Anforderungen zur Fahrgastbeförderung konnte die Transportfunktion von UNI-CAR gleich gut ent-

sprechend der von Stufenheck- und Kombi-Pkw heutiger Serienfahrzeuge beurteilt werden. Bei alleiniger Bewertung der Anforderungen zum Gepäcktransport lag der Eignungserfüllungsgrad unterhalb des Mittelwertes von Kombi-Pkw, jedoch deutlich über dem von Stufenheck-Pkw.

Trotz des bestehenden Zielkonfliktes zwischen den Zielen bezüglich Aerodynamik und Sicherheit einerseits und Transportfunktion andererseits konnte UNI-CAR hinsichtlich der Beförderung von Personen und Gepäck akzeptabel gestaltet werden.

7. KONSTRUKTION, ENTWICKLUNG UND BAU DER PROTOTYPEN

Zu Beginn der Phase 2 lagen das während der Phase 1 (Lastenheftphase) fertiggestellte Modell 1:5 (Bild 182), der in mehreren Zusammenbauzeichnungen dokumentierte konstruktive Entwurf für das gesamte Fahrzeug und ein einfaches Modell des Innenraums als erste Sitzkiste (Bild 312) vor. Auf dieser Grundlage begann die Vorkonstruktion. Im Konstruktionsbüro der Hochschularbeitsgemeinschaft in Darmstadt wurden die zunächst nur in Form von vorläufigen Zeichnungen existierenden Komponenten in dem Gesamtentwurf untergebracht.

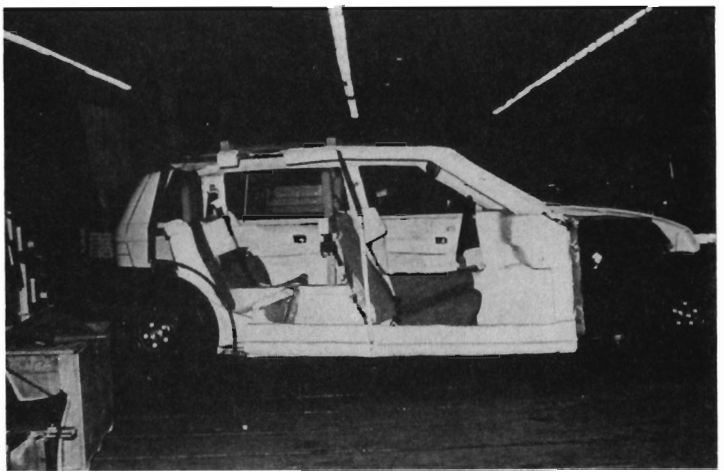


Bild 312: Erste Sitzkiste als 1:1-Modell des Innenraums

Eine besondere Schwierigkeit ergab sich daraus, daß fast alle Teile speziell für UNI-CAR neu entwickelt werden mußten. Diese Teile wurden nach den Vorgaben der Hochschularbeitsgemeinschaft von Industriefirmen hergestellt, die in solchen Fällen auch die Automobilindustrie beliefern. Eine Liste der beteiligten Firmen ist im Anhang dieses Berichtes zu finden. Nur bei einigen wenigen Teilen von untergeordneter Bedeutung konnte man auf käufliche Serienteile zurückgreifen. Wegen der Kürze der gesamten Projektlaufzeit mußten alle Komponenten zur gleichen Zeit

parallel entwickelt werden. Sie waren aus technischen Gründen immer wieder Änderungen unterworfen, die in machen Fällen noch bis in die Zeit der Hauptkonstruktion reichten. Diese Änderungen bedingten häufig Modifikationen an anderen Baugruppen, die an sich schon einen endgültigen Stand erreicht hatten. Auf diese Weise hatte das Konstruktionsbüro bis in die Phase der Herstellung hinein ständig neue Probleme zu lösen.

Insbesondere bei komplizierten Baugruppen (z.B. im Bereich des Vorderwagens) wurden die konstruktiven Studien durch räumliche Untersuchungen mittels Hartschaummodellen ergänzt. Bild 313 zeigt ein solches Arrangement von Motor, Getriebe und Vorderbaustruktur. Ein Modell des Tanks ist in Bild 314 zu sehen.

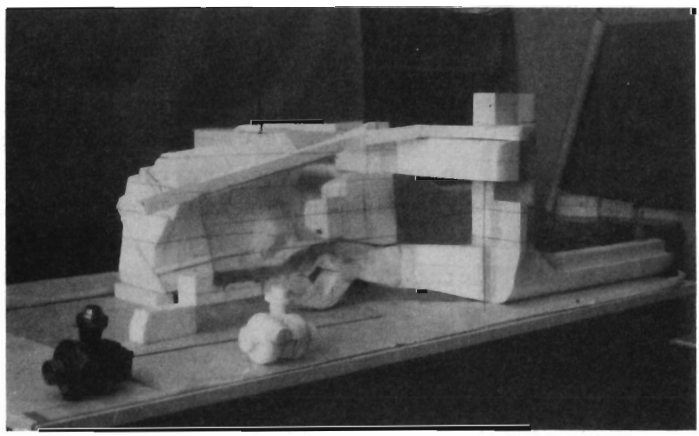


Bild 313: Hartschaummodelle von Vorderbaustruktur und Aggregaten

Diese Modelle von Aggregaten wie Motor, Getriebe usw. fanden später noch für einen weiteren Zweck Verwendung, sie wurden als Einbauten in dem kühlluftdurchströmten 1:1-Außenhautmodell während der Windkanaluntersuchungen eingesetzt.

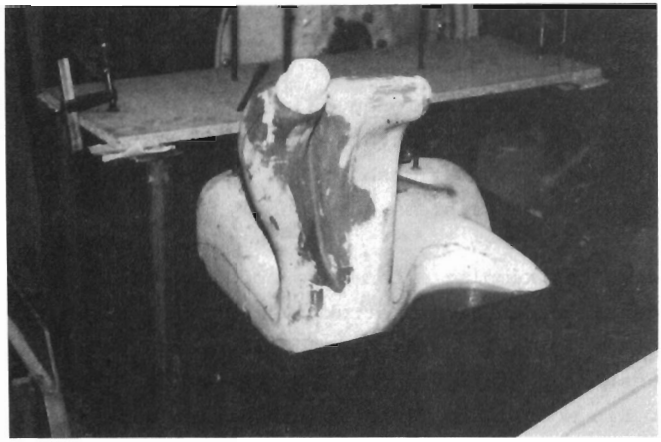


Bild 314: Hartschaummodell des Kraftstofftanks

Dieses Modell 1:1 entstand bei der Firma Karmann in Osnabrück parallel zur Vorkonstruktion, damit zu diesem frühen Zeitpunkt das Design noch einmal in Originalgröße überprüft werden konnte (Bild 315). Es wurde dann an den jeweiligen Konstruktionsstand angepaßt und diente zu aerodynamischen Untersuchungen. Nach Durchführung der letzten Modifikationen wurde es abgetastet und lieferte so den verbindlichen Formlinienplan für die Hauptkonstruktion.

Als die erste Sitzkiste (Bild 312) so weit komplettiert worden war, daß die Sitzprobe einen realistischen Eindruck vermittelte, zeigte sich die Notwendigkeit einer Verbreiterung des Innenraums. Bedingt durch den starken seitlichen Einzug zum Dach hin, verbunden mit der ausgeprägten Innenpolsterung am Dachrahmen, und dem breiten Mitteltunnel erwies sich die seitliche Kopffreiheit als zu gering. Zur Abhilfe wurde eine Verbreiterung des gesamten Fahrzeugs um 40 mm beschlossen. Diese Verbreiterung wurde in die Konstruktionszeichnungen und das Außenhautmodell 1:1 eingearbeitet.

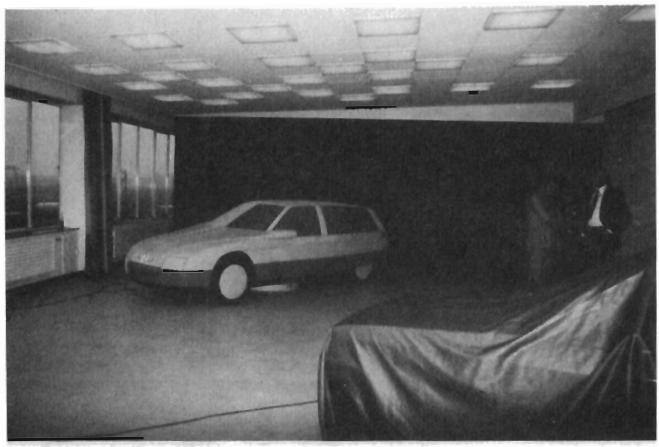


Bild 315: Modell 1:1 auf der Drehscheibe im Präsentationsraum der Fa. Karmann zur Begutachtung des Design (15.3.1980)

Die Firma Ital Design in Turin, die zusammen mit der Firma Wilhelm Karmann GmbH in Osnabrück für die Herstellung der UNI-CAR-Karosserie gewonnen werden konnte, fertigte auf der Basis des nun verbreiterten Innenraumes eine neue, sehr detaillierte Sitzkiste an. Die darin nach Zeichnungen und Skizzen der H.A.G. dargestellte Innenraumgestaltung wurde am 9.7.1980 in ihren Grundzügen verabschiedet (Bild 316). Eine Reihe von Einzelheiten jedoch sollte noch verbessert werden. Am 22.12.1980 wurde die Sitzkiste in der modifizierten Ausführung von der H.A.G. abgenommen. Damit war entschieden, wie die Prototypen im Innenraum auszusehen hatten. Auch die Lage von Lenkrad, Pedalerie und Bedienungselementen war festgelegt und für die Konstruktion verbindlich. In ihrer äußeren Form entsprach die Sitzkiste dem 1:1-Außenhautmodell (Bilder 317 und 318).

Im Konstruktionsbüro der Hochschularbeitsgemeinschaft wurden im Verlauf der Vor- und Hauptkonstruktion der Antriebsstrang, das Fahrwerk, die Krosseriestruktur, der als Schallkapsel ausgebildete Vorderwagen, die Sicherheitselemente in den Türen,

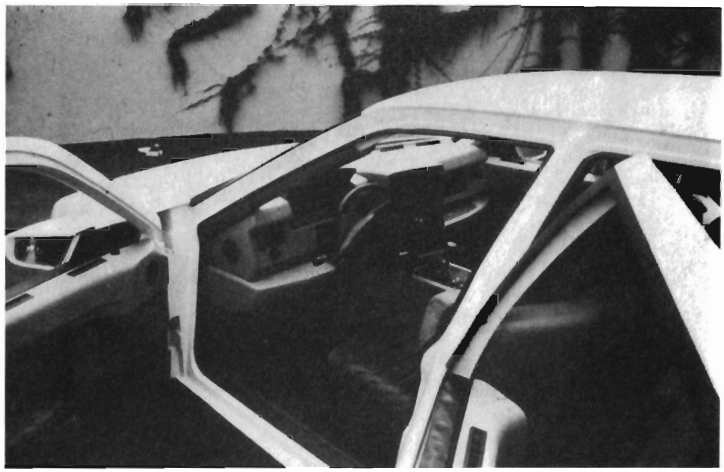


Bild 316: Sitzkiste in 1. Ausführung am 9.7.1980

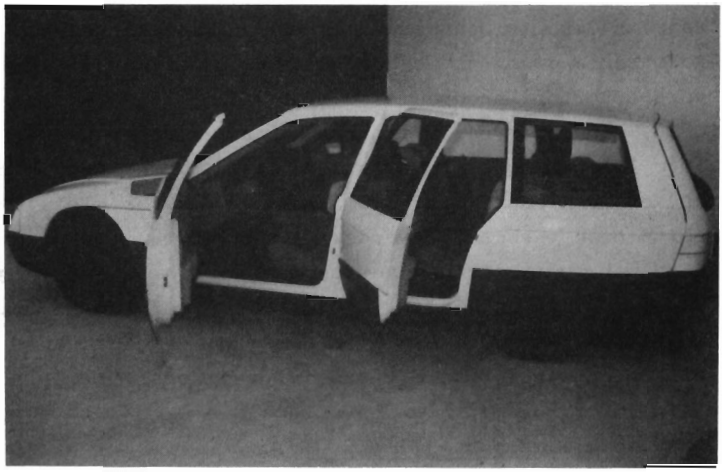


Bild 317: Sitzkiste in endgültiger Ausführung am 22.12.1980

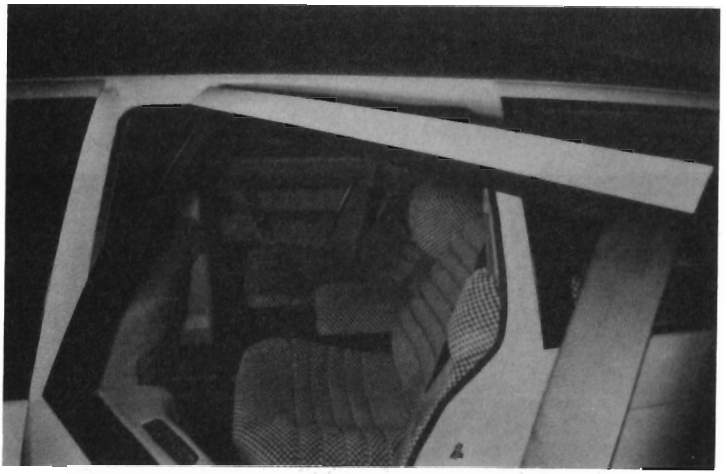


Bild 318: Sitzkiste in endgültiger Ausführung: Rücksitze mit mittleren und seitlichen Schulterpolstern

alle Karosseriepartien, die mit energieaufnehmenden PU-Schaumteilen versehen sind, die verstellbare Pedalerie, die verstellbare Lenksäule und andere Dinge sehr detailliert ausgearbeitet. Mit der Detailkonstruktion in den übrigen konventionellen Bereichen der Karosserie wurden die Firmen Karmann und Ital Design beauftragt. Die dort erstellten Zeichnungen wurden in zahlreichen Besprechungen mit der H.A.G. ausgiebig diskutiert und die vorgeschlagenen Lösungen stets auf ihre Verträglichkeit mit dem Konzept des UNI-CAR überprüft. Da die mechanischen Aggregate in dieser Zeit ebenfalls weiterentwickelt wurden, blieb es nicht aus, daß oft noch in letzter Minute vor Anfertigung der Werkzeuge kleine Modifikationen an den Karosseriezeichnungen vorgenommen werden mußten.

Die Werkzeuge zur Herstellung der Blechteile wurden aus Holz und Kunststoff angefertigt (Bild 319). Alle Blechteile und die Innenraumverkleidungen sowie die Rücksitze wurden von Ital Design hergestellt. Auch der Zusammenbau der Rohkarosserien erfolgte bei

Ital Design (Bild 320). Wegen finanzieller Kürzungen im Laufe des Projektes mußte die Zahl der Prototypen von geplanten 6 auf 4 reduziert werden, wovon allerdings nur 1 Fahrzeug komplett ausgestattet werden durfte.

Bild 319: Holzmodell und damit angefertigtes Blechteil

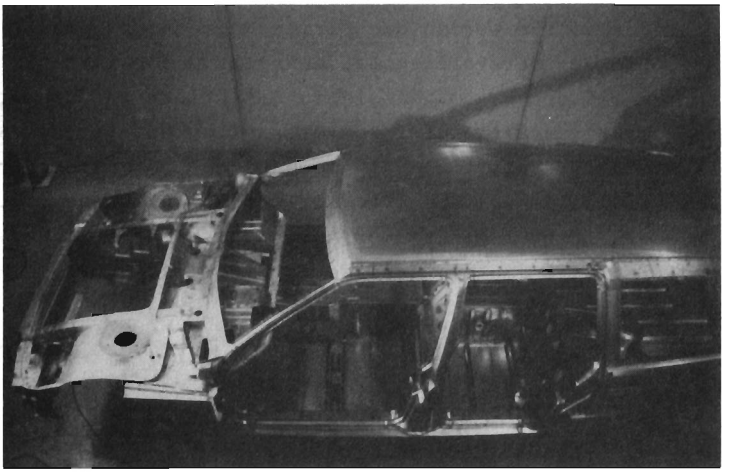


Bild 320: Rohkarosserie des UNI-CAR

Die Montage der mechanischen Aggregate, der Fahrwerksteile, der Bedienelemente, die Verlegung von Brems- und Kraftstoffleitungen und alle übrigen Arbeiten der Komplettierung zu fahrfähigen Prototypen wurden von der Hochschularbeitsgemeinschaft selbst durchgeführt (Bild 321).

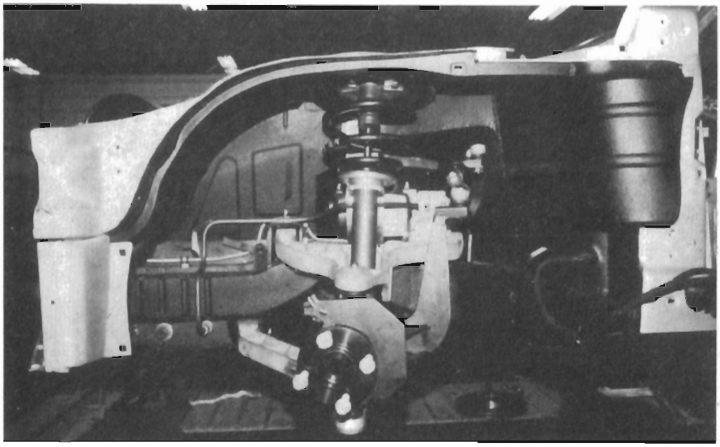


Bild 321: Montierte Vorderradaufhängung am 1. Prototyp

Bild 322: Innenraum des komplett ausgestatteten Prototyps Nr. 1

Der 1. Prototyp wurde rechtzeitig zur Internationalen Automobil-Ausstellung im September 1981 in Frankfurt fertig (Bild 322). Die restlichen 3 Prototypen konnten jeweils in Abständen von 2 Monaten in Betrieb genommen werden, der letzte im März 1982. Sämtliche Fahrzeuge wurden dann einer umfangreichen Erprobung bis zum Ende des Projektes unterzogen (Bild 323).

Bild 323: UNI-CAR bei Meßfahrten mit Schlepprad

8. TECHNISCHE DATEN IM ÜBERBLICK

Viersitzige, fünftürige Limousine mit Frontantrieb in Vollheckausführung (K-Heck).

Grundkonzept entsprechend den Rahmenrichtlinien der BMFT-Ausschreibung "Demonstration automobiltechnischer Forschungsergebnisse in integrierten Gesamtkonzepten von Pkw-Versuchsmodellen" mit besonderer Gewichtung der Schwerpunkte Kraftstoffverbrauch, Außengeräusch, Schutz der äußeren Verkehrsteilnehmer (Fußgänger und Zweiradfahrer) und Insassenschutz bei seitlichem Aufprall.

Motor

Wassergekühlter Viertakt-Dieselmotor, 4 Zylinder in Reihe, Direkteinspritzung (M.A.N.-CDI-Verfahren) und Abgasturboaufladung.

Motorblock aus Grauguß, Zylinderkopf aus Leichtmetall, 5-fach gelagerte Kurbelwelle, obenliegende Nockenwelle mit Zahnriemenantrieb, Vorglühautomatik.

Längseinbau mit 45°-Querneigung in als Schallkapsel ausgebildetem Vorderwagen; Auspuffanlage in von Kühlluft durchströmtem, nach unten geschlossenem Mitteltunnel.

Bohrung/Hub	93/92 mm
Hubraum	2.499 cm^3
Verdichtungsverhältnis	17,0
Leistung	72 kW bei 4.100 min^{-1}
Max. Drehmoment	200 Nm bei 2.500 min^{-1}

Kraftübertragung

Frontantrieb

Stufenloses mechanisches Automatik-Getriebe der Bauart "Trans-matic" mit Übersetzungsbereich 7, elektronische Regelung der Motor-Getriebe-Einheit für den Betrieb auf der Linie des minimalen spezifischen Kraftstoffverbrauchs, Parksperre.

Übersetzungsbereich des Getriebes: i_G = 2,646 bis 0,378
Achsübersetzung: i_A = 4,972

Hydrodynamische Kupplung als Anfahrkupplung mit Überbrückung (Lock-up) im Fahrbetrieb.

Fahrwerk

- Vorderachse:

  Doppelquerlenker aus Aluminium, Kegelstumpf-Schraubenfedern, hydraulische Teleskop-Schwingungsdämpfer mit Alu-Gehäuse, Drehstab-Stabilisator.

- Hinterachse:

  Koppellenkerachse, Gas-Feder-Dämpfer-Elemente mit automatischer Niveauregulierung, Drehstab-Stabilisator.

- Lenkung:

  Hydrokugelmutterlenkung mit lenkwinkelabhängiger Übersetzung (Übersetzungsverhältnis 1:13 bis 1:15,7) und geschwindigkeitsabhängiger Servounterstützung.

- Bremsen:

  Faustsattel-Scheibenbremsen an allen Rädern, vorne innenbelüftete Scheiben, 2 Bremskreise in Diagonalaufteilung, hydraulischer Bremskraftverstärker, Anti-Blockier-System.

  Feststell- und Hilfsbremse auf Hinterräder wirkend, Handbremshebel links neben dem Fahrersitz.

- Räder und Reifen:

  Rollwiderstandsarme Sicherheitsreifen 195/65 HR 15 od. 185/70 HR 15 mit Notlaufeigenschaften, Leichtmetall-Felgen 5,5 J x 15, Reifendrucküberwachung, kein Reserverad.

Karosserie

- Außenform nach Gesichtspunkten der Aerodynamik, des Fußgängerschutzes und des Nutzwertes; Unterseite des Karosseriekörpers vollkommen glattflächig:

Luftwiderstandsbeiwert	c_w	=	0,239 ... 0,247
Auftriebsbeiwert	c_A	=	- 0,03 ... + 0,06
Stirnfläche	A	=	2,01 m^2
Luftwiderstand	$c_w \cdot A$	=	0,48 ... 0,496 m^2

- Struktur in Stahlblech-Skelettbauweise mit stufenprogressiver Deformationskennung des Vorderwagens, Türen und Heckklappe aus Aluminium.

- Besonderer Schutz gegen Seitenaufprall durch

  · Quertraversen zwischen den B-Säulen

  · Ausbildung der beiden Türen jeder Seite als geschlossener Verbund unter Einbeziehung von Scharnieren, Schlössern und Verstärkungsprofilen

  · Anordnung von Verhakungselementen zwischen den sich stark überlappenden Türen und Türrahmen.

- Frontteil, Motorhaube, Windschutzscheibenrahmen, Verkleidung der Außenrückspiegel, des Dachrahmens und der Türoberkanten aus energieaufnehmendem Polyurethan-Integralschaum.

- Vordersitze fest eingebaut mit Höhen- und Lehnenneigungsverstellung, Lenkrad mit Instrumententräger und Pedale unabhängig voneinander verstellbar.

- Rücksitze einzeln auf durchgehende Laderaumhöhe umklappbar.

- Aktive Dreipunkt-Automatikgurte mit Gurtstrammer und an der Türseite der Sitze angeordneten Gurtschlössern vorne, konventionelle Dreipunkt-Automatikgurte hinten.

- Alle Scheiben wärmedämmend getönt und bündig eingeklebt, Windschutzscheibe aus asymmetrischem, splittersicherem Verbundglas, Seitenscheiben und Heckscheibe aus Einscheibensicherheitsglas, elektrisch betätigte versenkbare Scheiben in den vorderen Türen.

- Instrumentierung als Flüssigkristallanzeige (quasianaloges LC-Display), aktive zentrale Überwachung aller betriebs- und verkehrssicherheitsrelevanten Funktionen mit optischer und akustischer Warnung, Glühlampenkontrolle auch im ausgeschalteten Zustand.

- Kraftstofftank in geschützter Zone zwischen den Hinterrädern, Inhalt 47 Liter.

- Luftseitig geregelte Heizung mit automatischer Innentemperaturregelung, Seitenscheibenbeheizung durch Düsen in allen 4 Türen, Fußraumbeheizung auch hinten.

Abmessungen

Radstand	2.750 mm
Spurweite vorne	1.500 mm
Spurweite hinten	1.410 mm
Länge	4.650 mm
Breite (ohne Außenrückspiegel)	1.830 mm
Breite (mit Außenrückspiegeln)	1.980 mm
Höhe	1.340 mm
Bodenfreiheit	170 mm

Massen

Leermasse (fahrfertig)	1.495 kg
Zulässige Gesamtmasse	1.900 kg
Massenverteilung vorne/hinten	59 / 41 %

Fahrleistungen

Beschleunigung 0 - 100 km/h	15,3 s
Höchstgeschwindigkeit	185 km/h

Kraftstoffverbrauch (nach DIN 70 030)

90 km/h konstant	4,39 l/100 km	(4,39)
120 km/h konstant	5,86 l/100 km	(5,86)
Stadtzyklus	8,14 l/100 km	(7,83)
Mischverbrauch nach BMFT-Ausschreibung (50 % Stadt, je 25 % 90 und 120 km/h)	6,63 l/100 km	(6,47)
Drittelmix nach VDA	6,13 l/100 km	(6,03)

Die Werte in Klammern gelten für den Fall, daß die ursprünglich geplante Leermasse von 1250 kg eingehalten worden wäre.

Schadstoffemission

	ECE (g/Test)		CVS (g/Meile)	
Massenklasse	3000 lbs	3500 lbs	3000 lbs	3500 lbs
HC	1,96	1,91	0,26	0,29
CO	8,28	8,39	1,71	1,92
NO_x	6,61	6,91	1,30	1,32
Particulates			0,33	0,43

Geräuschemission

nach ISO R 362	72 dB(A)

9. ZUSAMMENFASSUNG

In Verfolgung der allgemeinen /1, 2/ und speziellen Zielsetzungen /3, 4, 5/ des Projektes Forschungs-Pkw hat die Hochschularbeitsgemeinschaft von Mai 1978 bis Dezember 1982 an der Definition, der Konstruktion, dem Bau und der Erprobung ihres Fahrzeuges UNI-CAR gearbeitet. Hintergründe, Fortgang und Ergebnisse ihrer Bemühungen sind in ca. 30 wissenschaftlichen Publikationen erläutert worden.

UNI-CAR sollte als kontrastierende Ergänzung zu den Forschungspersonenwagen der Industrie einen "Beitrag zur Sicherung eines längerfristig wirksamen Technologievorsprunges der deutschen Automobilindustrie" /1/ leisten. Die Schwerpunktziele Kraftstoffverbrauch, Fußgänger- und Zweiradfahrerschutz, Außengeräusch und Insassenschutz bei Seitenkollision waren neben der Aerodynamik und dem Nutzwert konzeptbestimmend und wurden ohne Abstriche während der gesamten Laufzeit beibehalten, wenn auch ursprünglich geplante technische Bauteilvarianten leider entfallen und unvermeidliche oder geboten erscheinende Änderungen in die Konstruktion eingeführt werden mußten, Bild 324.

/1/ Demonstration automobiltechnischer Forschungsergebnisse in integrierten Gesamtkonzepten von Pkw-Versuchsmodellen. Der Bundesminister für Forschung und Technologie, Januar 1978.

/2/ Bandel, J.: Der Forschungs-Personenwagen. ATZ 82 (1980) 2, S. 59-62.

/3/ Hochschularbeitsgemeinschaft IKA Aachen, IFT Berlin, FKFS Stuttgart, FZD Darmstadt: H.A.G.-Forschungs-Pkw. Abschlußbericht der Phase 1, Kurz- und Langfassung, Förderungskennzeichen BMFT-TV 7856, Juni 1979.

/4/ Breuer, B.: The pedestrian-oriented, low-noise and economical research car. Proceedings International Symposium on Traffic and Transportation Technologies, Volume C II. S. 70-88. Verlag TÜV Rheinland GmbH, Köln 1979.

/5/ UNI-CAR - Der Forschungs-Personenwagen der Hochschularbeitsgemeinschaft. ATZ 82 (1980) 4, S. 197/198.

BAUGRUPPE	ÄNDERUNG		GRÜNDE
MOTOR	ENTFALL	• AXMOT • COMPREX • ATL - BOOSTER	MITTELKÜRZUNG KOSTEN, BAURAUM, ZEIT
	EINBAU	LÄNGS STATT QUER	FUSSGÄNGERSCHUTZ, RADEINSCHLAG, KÜHLUNG
KRAFTÜBER-TRAGUNG	KUPPLUNG	TURBO STATT REIBUNG	STEUERUNG
	TRANS-MATIC	1 : 7 STATT 1 : 5	VERBRAUCH
FAHRWERK	VA	DOPPELQUERLENKER STATT KOPPELLENKER	PLATZVERHÄLTNISSE AUFWAND
	LENKUNG	KUGELMUTTER STATT ZAHNSTANGE	VA - ÄNDERUNG
	BREMSEN	ENTFALL RING-SCHEIBENBREMSE	KOSTEN, RISIKO
	REIFEN	195/65 HR 15 STATT 175 R 14	NOTLAUF, TRAGFÄHIGKEIT
KAROSSERIE	BREITE	+ 40 MM	INNENRAUM
	ENTFALL	• KUNSTSTOFF-SCHEIBEN • VERZINKTES DÜNN-BLECH	SICHERHEIT, SPHÄRISCHE FORM PROTOTYPWERKZEUGE

Bild 324: Entfall von Varianten und konstruktive Hauptänderungen

Bei der Präsentation der Forschungspersonenwagen durch den Bundesminister für Forschung und Technologie am 14.9.1981 in Frankfurt wurde offenbar, daß die vorgestellten Fahrzeuge auf technisch vielfältige und unterschiedliche Weise die Erfüllung der BMFT-Rahmenrichtwerte anstreben. So unterscheidet sich das

in der mittleren Massenklasse angesiedelte UNI-CAR in vielen technischen Lösungen von seinen Industrie-Wettbewerbern, Bild 325, was von den Hochschulen im Sinne der o.a. Zielsetzung im Lastenheft /3/ auch angestrebt worden war.

MOTOR	4 - Zylinder - Reihen - Dieselmotor Direkte Einspritzung MAN - CDI, ATL 2,499 dm^3 längs eingebaut 72 kW / 4100 U/min 200 Nm / 2500 U/min
KRAFTÜBERTRAGUNG	• Stufenloses mechanisches Automatgetriebe var. Doorne Transmatic $i_{max}/i_{min} = 7$ • elektron. Motor - Getriebe - Regelung • Hydro-Kupplung mit Lock-up
FAHRWERK	• Geschwindigkeitsabhängige Servowirkung der Lenkung • Gas - Feder - Dämpfer mit Niveauregelung • Sicherheitsreifen, kein Reserverad • Frontantrieb.
KAROSSERIE	• 5 - türiger Kombi mit K - Heck • A x c_w < 0,5 m^2 • L x B x H : 4650 x 1830 x 1340 mm • Stahl / Alu / Polyurethan
FAHRLEISTUNGEN	• $V_{max} = 185$ km/h, $t_{100} = 15,3$ s • Mischverbrauch 6,63 dm^3/100 km • Außengeräusch 72 dB (A) ISO 362

Bild 325: UNI-CAR-Hauptdaten

/3/ Hochschularbeitsgemeinschaft IKA Aachen, IFT Berlin, FKFS Stuttgart, FZD Darmstadt: H.A.G.-Forschungs-Pkw. Abschlußbericht der Phase 1, Kurz- und Langfassung, Förderungskennzeichen BMFT-TV 7856, Juni 1979.

Wegen der engen Zeitvorgabe von rd. 23 Monaten für die Hauptkonstruktion (allein rd. 1000 Zeichnungen für die Baugruppe Karosserie) und den Prototypenbau und wegen der Mittel- und Personalkürzungen war dieser 2. Abschnitt des Projektes für die Hochschulen zweifellos der anstrengendste Teil. In der Phase 3 vom Oktober 1981 bis Dezember 1982 mußten die in fast allen Teilen neuen, nur in 1 Exemplar kpl. Prototypfahrzeuge 1 bis 4 nacheinander in Funktion gesetzt und den Messungen zu wichtigen Lastenheftzielen zugeführt werden. Die in diesen für das Projektziel entscheidenden Erprobungen erzielten Betriebswerte zeigt Bild 326:

	AUSSCHREIBUNG BMFT	LASTENHEFT H.A.G.	MESSWERTE PROTOTYP	
Luftwiderstand				
c_w -	-	0,29	0,239...0,247	
c_a -	-	CA. ± 0	-0,03...+0,06	
A m^2	-	1,93	2,01	
Leermasse kg	1150 - 1600	1250	(1250)	1495
Verbrauch $\frac{dm^3}{100\ km}$ nach BMFT	< 9,5	CA. 6,7	(6,47)	6,63
Reichweite km	> 400	> 400		> 700
Geräusch dB (A) ISO R 362	< 73	< 73		72
V_{max} km/h	≥ 140	> 170		185
t_{100} s	≤ 13	13^{+2}		15,3
Abgas $\frac{g}{Test}$				
ECE HC	} < 10	} CA. 5,1	} (8,6)	8.8
ECE NO_x				
ECE CO	< 36	CA. 6	(8,28)	8,39
Partikel CVS $\frac{g}{Meile}$		0,4	0,33	0,43

Bild 326: UNI-CAR-Betriebswerte

Das Produkt aus Luftwiderstandsbeiwert und Projektionsfläche unterbietet mit rd. 0,49 m^2 trotz einer Karosserieverbreiterung um 40 mm das Lastenheftziel von 0,56 m^2 um rd. 13 %. Die Fahrzeugleermasse überschreitet leider das Lastenheftziel um rund 20 %; trotzdem sind der Mischverbrauch, die Reichweite und die Höchstgeschwindigkeit besser als die Lastenheftvorgaben, die Beschleunigungszeit liegt noch im Rahmen, die Abgaswerte bleiben noch deutlich unter den Grenzwerten der BMFT-Ausschreibung.

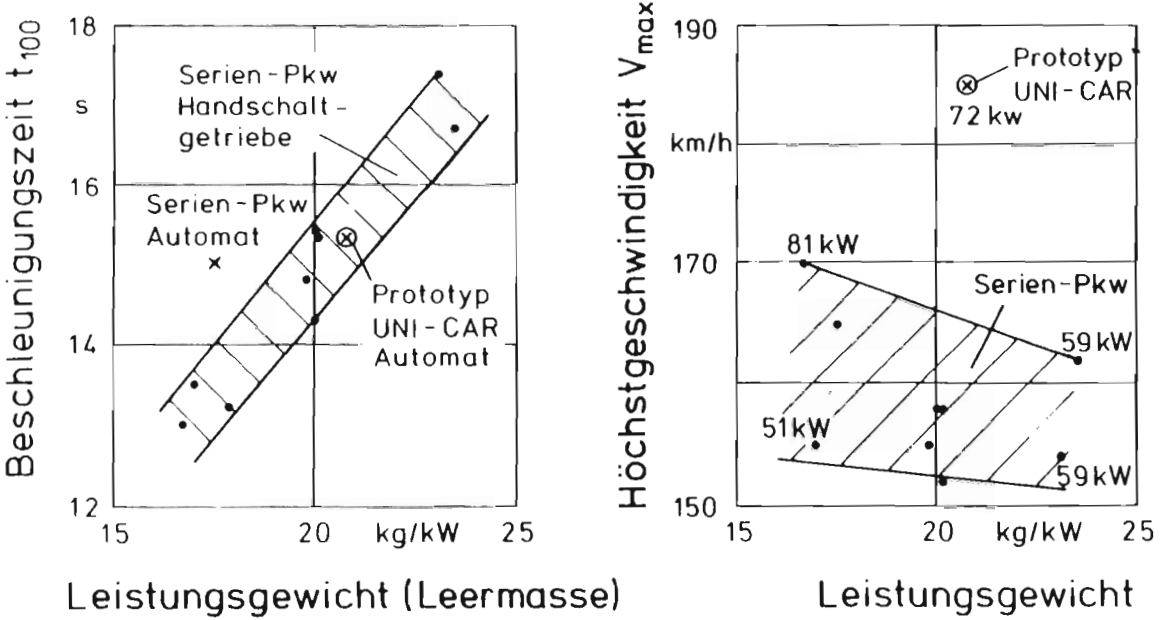
Hinsichtlich der Leermasse mußten sich die Hochschulen zur funktionssicheren Demonstration ihrer Schwerpunktziele und aus Zeitgründen abweichend von der normalen Entwicklungspraxis der Industrie ("leicht beginnen, wo notwendig verstärken") "auf die sichere Seite legen"; sie kennen die Ansatzpunkte zu einer Massenverringerung des Fahrzeuges im Zuge seiner Weiterentwicklung. Die Konzeptmaßnahmen einer motorfernen Kapselung führten auf Anhieb und trotz eines noch nicht geräuschoptimierten Reifenprofils zu 72 dB(A) nach ISO R 362.

In den Bildern 327 und 328 wird UNI-CAR hinsichtlich Fahrleistungen und DIN-Verbrauch mit aktuellen Turbodiesel-Personenwagen des deutschen Marktes verglichen.

Hierbei muß berücksichtigt werden, daß die Hochschularbeitsgemeinschaft ihre Ziele im Jahre 1978 im Gegensatz zu ihren Industrie-Wettbewerbern ohne Kenntnis kommender Pkw-Serienleistungen formuliert hat, und daß sich binnen einer Projektlaufzeit von fast 5 Jahren natürlich der Abstand zur aktuellen Serie verkleinert.

Bei vergleichsweise bescheidener Motorisierung ist die Beschleunigungsleistung von UNI-CAR adäquat und seine Höchstgeschwindigkeit überlegen.

Seine DIN-Verbräuche als Prototyp der ersten Generation halten trotz des Komforts eines Automatgetriebes, welches Motor und Getriebe fahrerunabhängig regelt, einen Abstand von rd. 33 % vom BMFT-Mischverbrauch der aktuellen Serie gleicher Leermasse. Zur Abschätzung seines Potentials wird UNI-CAR in Bild 329 hinsichtlich



Quelle: mot 7/82

Bild 327: Fahrleistungen von Turbodiesel-Pkw (Deutschland 1982)

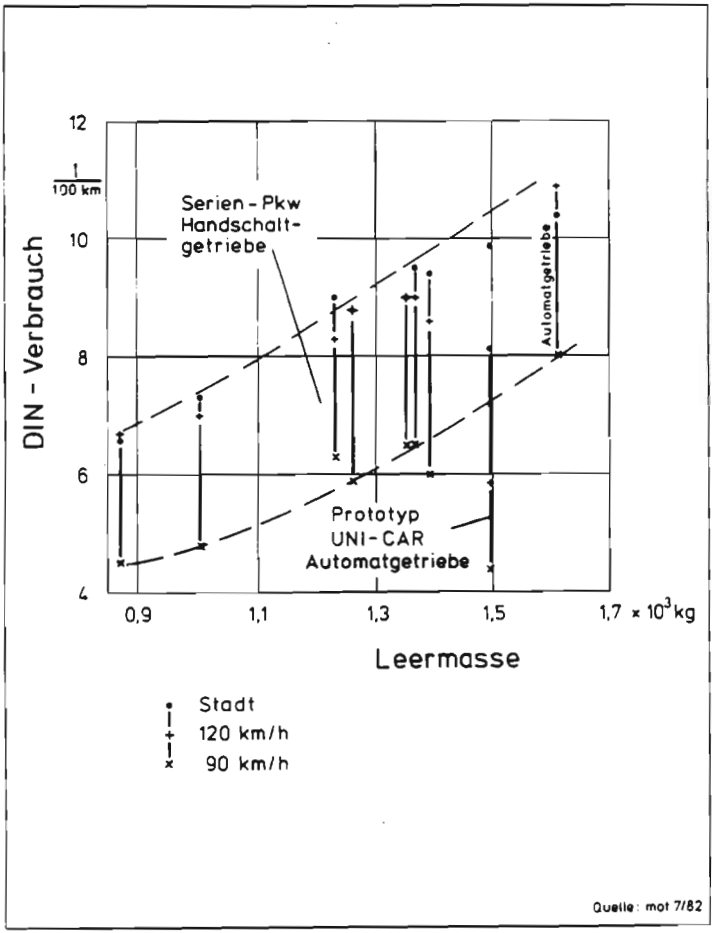


Bild 328: DIN-Verbrauchswerte von Turbodiesel-PKW (Deutschland 1982)

seines Streckenkraftstoffverbrauchs im Autobahnbereich bewußt mit deutlich leichteren und kleineren Serien-Pkw mit Handschaltgetriebe verglichen, darunter ein sehr neues und strömungsgünstiges Fahrzeug mit Ottomotor.

Zu diesem ab ca. 127 km/h dem Saugdiesel- und ab ca. 152 km/h auch dem Turbodieselmotor-Serienfahrzeug überlegenen Pkw hält UNI-CAR auch bei 180 km/h noch einen Verbrauchsabstand von 22 %.

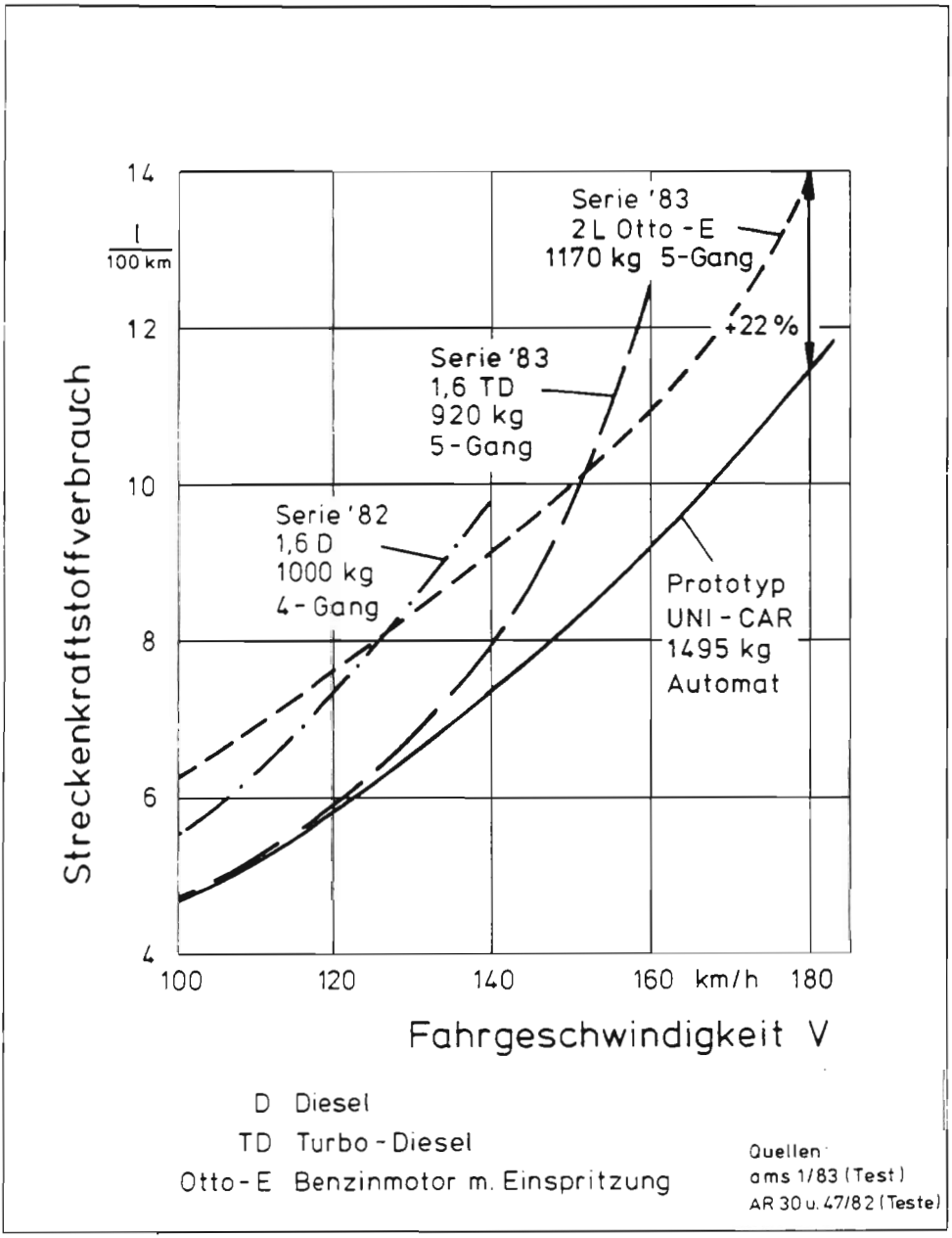


Bild 329: UNI-CAR-Prototyp im Verbrauchsvergleich mit leichteren und kleineren 4-Zylinder-Serien-Pkw

In Bild 330 wird der Versuch der Abschätzung des Serienpotentials einiger typischer UNI-CAR-Lösungen unternommen; dies möchte die Hochschularbeitsgemeinschaft gerne im Dialog mit der Zielgruppe der BMFT-Ausschreibung, der deutschen Industrie, am Prototyp vertiefen.

Durch Messungen an Prototypen ihres Forschungs-Personenwagens UNI-CAR hat die Hochschularbeitsgemeinschaft nachgewiesen, daß sie die Anliegen ihres im Juni 1979 vorgelegten Lastenheftes und die Rahmenbedingungen der BMFT-Ausschreibung erfüllt. Hierzu wurden im Verlaufe der Erprobungsphase u.a. ca. 10.000 km im Straßenversuch zurückgelegt und rd. 30 Crash-Versuche im Labor zum Hochschulschwerpunkt "Schutz von Zweiradfahrern" durchgeführt. Trotz der Neuheit von UNI-CAR - es gibt außer einigen nicht zielrelevanten Teilen keine Serienbasis - war die Funktionssicherheit der Prototypen erfreulich hoch.

Trotzdem bleiben wegen der Kürze der Erprobungsphase viele Fragen unbeantwortet, die in anschließenden Forschungsarbeiten an den UNI-CAR-Prototypen geklärt werden könnten und sollten.

BAUGRUPPE	FORSCH.- NACHWEIS ERBRACHT	ENTWICKLUNGSAUFGABE	SERIENNÄHE
Motor	Verbrauch, Geräusch, Schadstoffe } Fahrer-unabhängig	} Abstimmung "Dynamik"	1
Getriebe + Kupplung		} Abstimmung η_{ECE}	1 - 2
Lenkung	Sich.,Komf.,Energie	Abstimmung	1
GFD / Niveauregelung	Vertikaldynamik Aerodynamik	Bauraum, Kosten	1
Karosserie	Sicherheit	} Sekundärfolgen z.B. Innenraum	1
- Aerodynamik	Verbrauch		
- Kapsel	Geräusch	} Sekundärfolgen z.B.Wartung	1 - 2
- PU - Teile	äußere Sicherheit	Herstellung, Bauraum, Aufwand	3 - 2
- Querverbund	innere Sicherheit	Aufwand Gewicht Sekundärfolgen (z.B. "Durchladen")	2
- Sitze / Lenkrad Pedale	innere Sicherheit Komfort Sicht		

1 = SERIENNAH 3 = SERIENFERN

Bild 330: Serienpotential typischer UNI-CAR-Lösungen

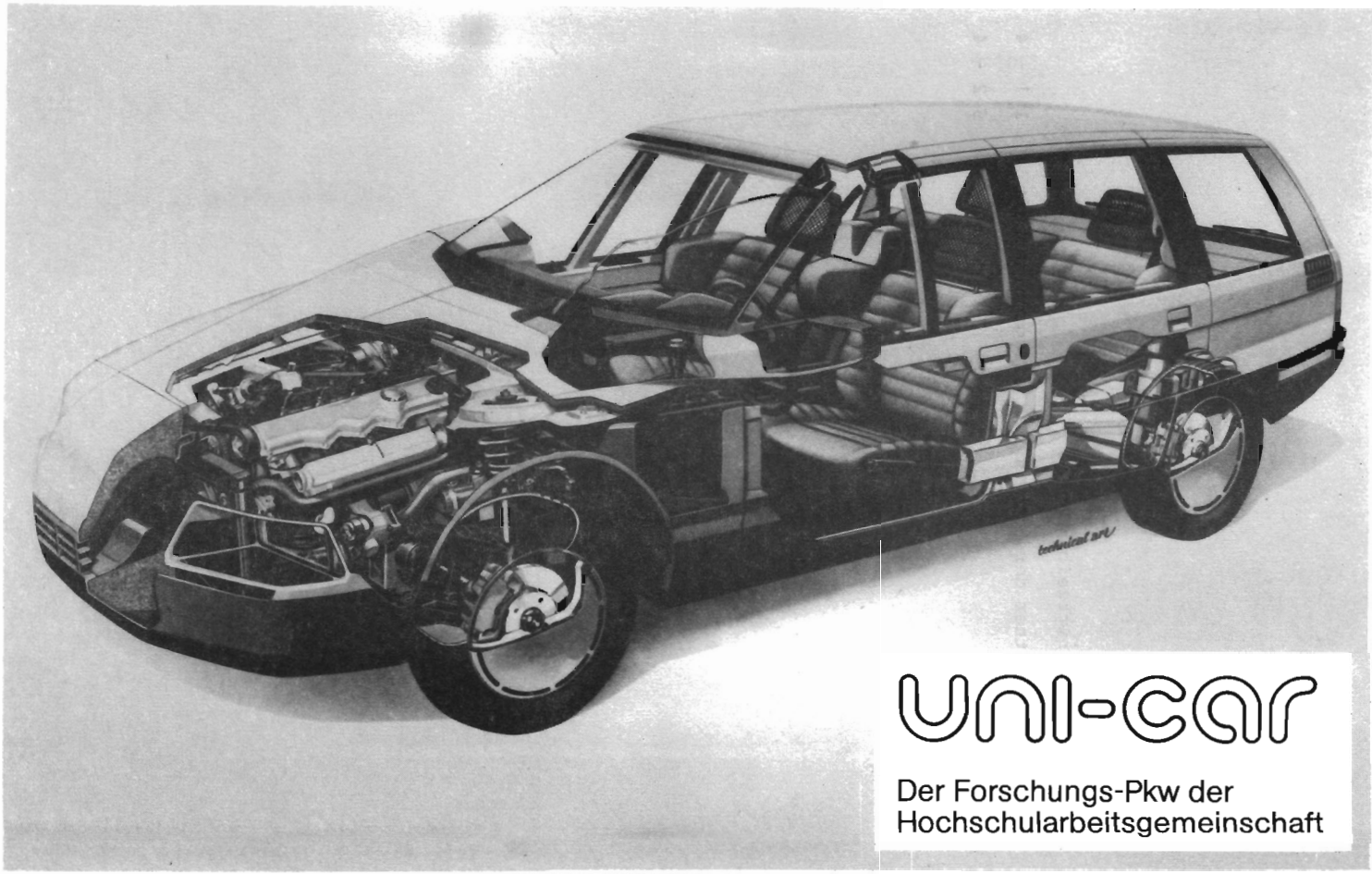
A N H A N G

Phantombild

Verschiedene Schnittzeichnungen

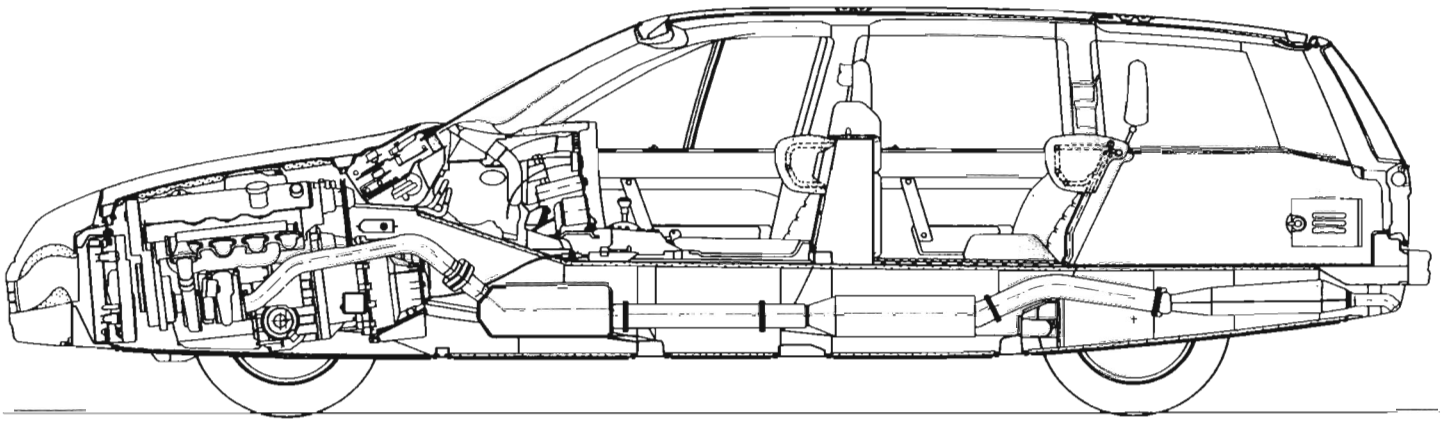
Die Industriepartner der Hochschularbeitsgemeinschaft I 1 - 4

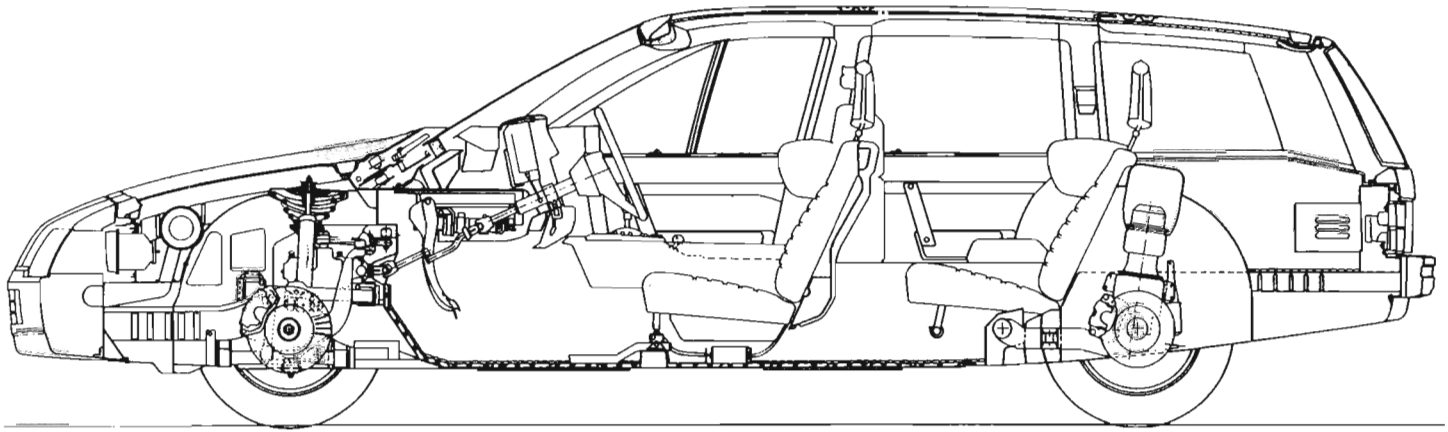
Schrifttum S 2 - 4

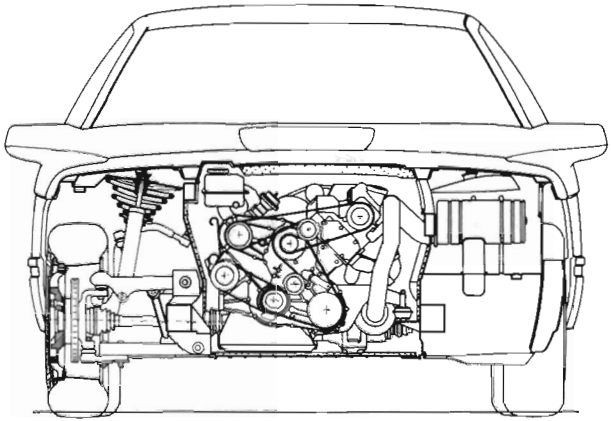


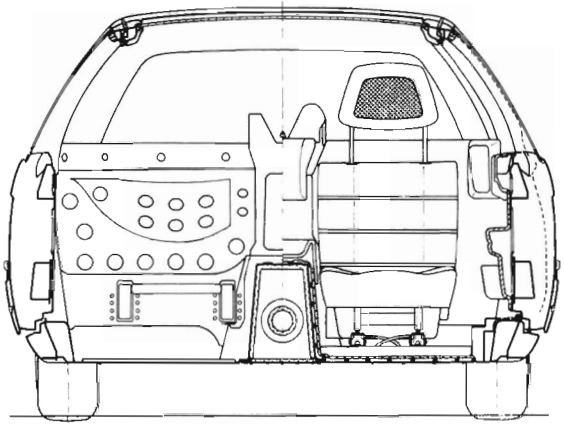
uni-car

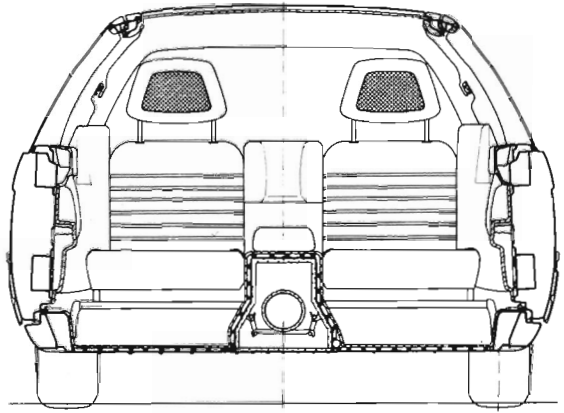
Der Forschungs-Pkw der
Hochschularbeitsgemeinschaft

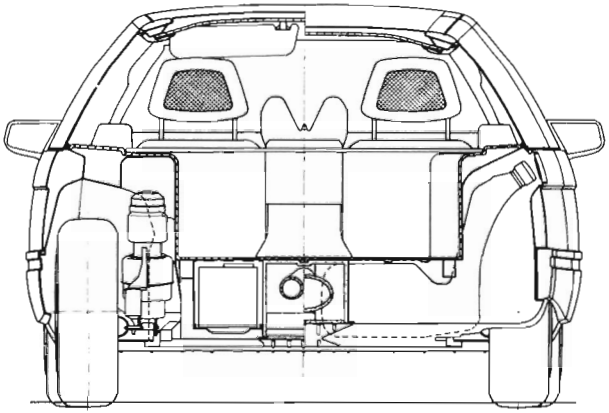


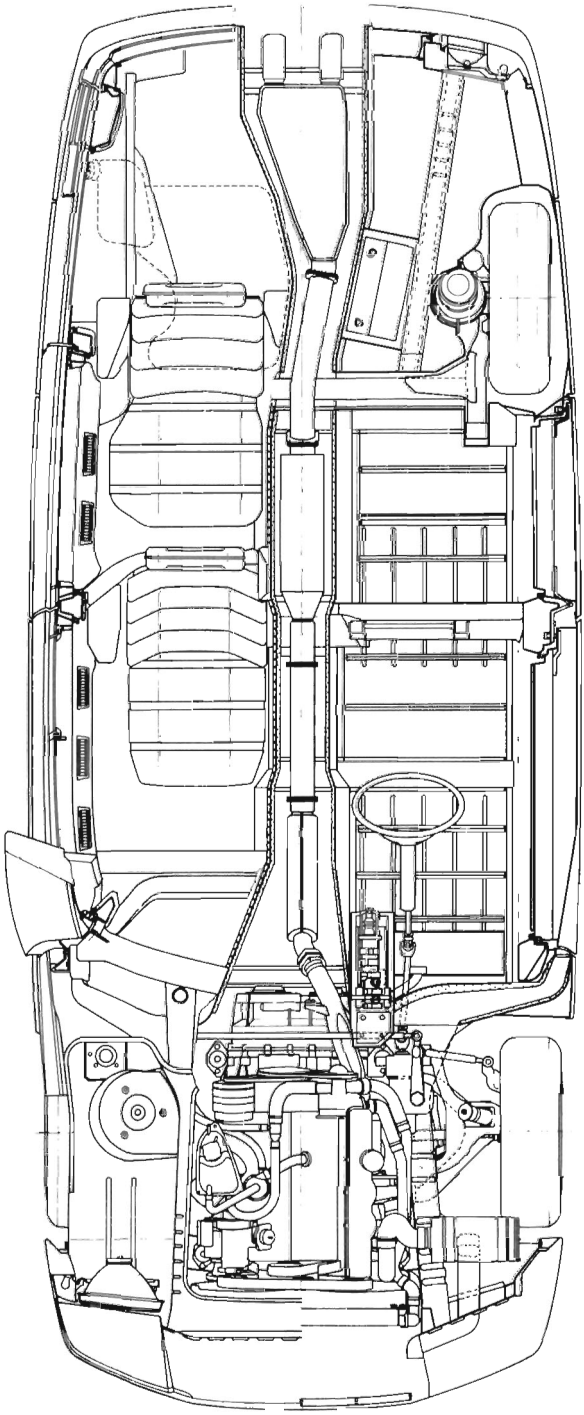


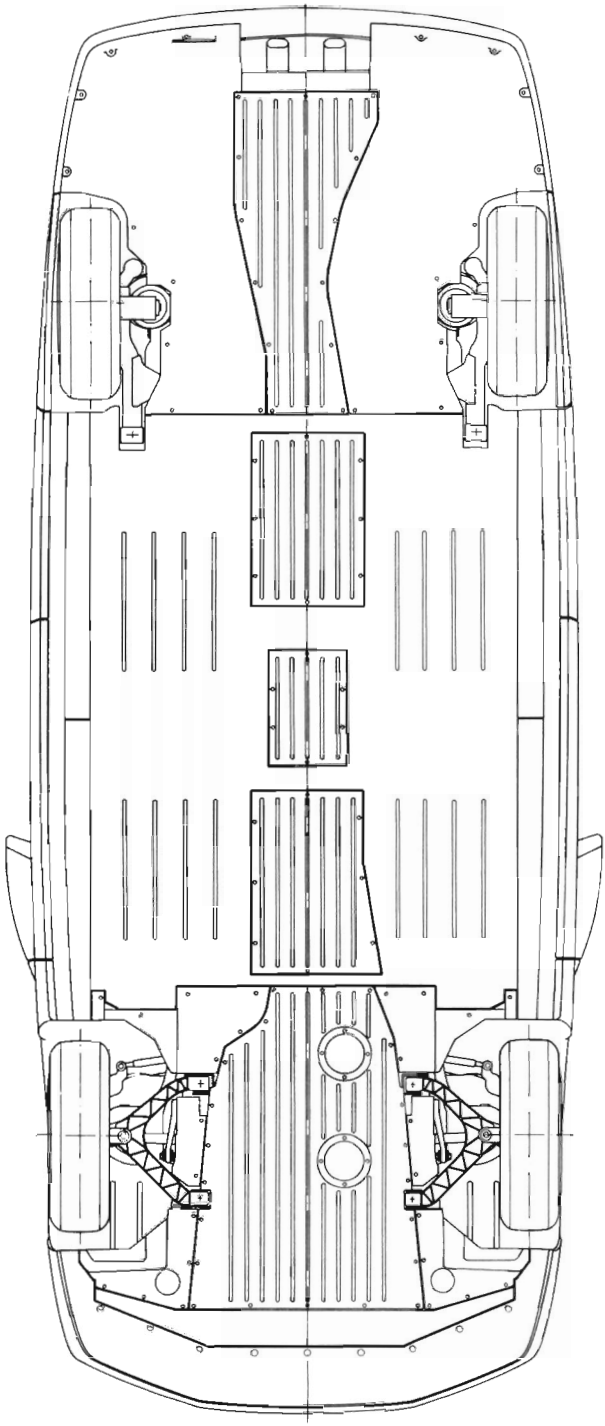












DIE INDUSTRIEPARTNER DER HOCHSCHULARBEITSGEMEINSCHAFT

Die nachfolgend aufgeführten Firmen fertigten als Unterauftragnehmer Komponenten bzw. Teile für UNI-CAR nach den Vorgaben und Anforderungen der Hochschularbeitsgemeinschaft:

Victor Achter GmbH & Co
Stoffe für Sitzbezüge und Verkleidungen

Ing.-Büro Dr. H.-D. Adomeit
Vordersitze

Gebr. Ahle GmbH & Co
Federung Vorderachse

Alusuisse - Schweizerische Aluminium AG
Querlenker Vorderachse

BASF
Kunststofftank

Bayer AG + Phoenix AG
Karosserie-Außenteile aus Chemiewerkstoffen

BBS Kfz-Technik
Leichtmetallräder

Süddeutsche Kühlerfabrik Julius Fr. Behr
Kühleranlage

Benteler Werke AG
Hinterachsbauteile

Boge GmbH
Gummilager für Fahrwerk

Robert Bosch GmbH
Scheibenwischeranlage, ABS-Anlage

Max Brose GmbH & Co
Pedal- und Vordersitzverstellung

Stahlwerke Brüninghaus GmbH
Stabilisatoren

Continental Gummi-Werke AG
Poly-V-Riemen + Keilriemen

van Doorne's Transmissie B.V.
Stufenloses mechanisches Getriebe

A. Ehrenreich GmbH & Co KG
Kugelgelenke, Spurstangen

FAG Kugelfischer Georg Schäfer & Co
Radlagereinheiten

Fahrzeuglabor Bingen Ing.-Büro Prof.Dr.-Ing. H. Gold
Gas-Feder-Dämpfer-Elemente

Fichtel & Sachs AG
Stoßdämpfer Vorderachse

Heinrich Gillet KG
Auspuffanlage

Girling Bremsen GmbH
Bremsanlage

Goodyear S.A.
Sicherheitsreifen

Greiner u. Söhne GmbH
Schalldämm-Material

Gurit-Essex AG
Spezialkleber

Herzing + Schroth GmbH + Co
Poly-V- und Keilriemenscheiben

Hohe KG
Beheizte Außenrückspiegel mit elektr. Verstellung

Konrad Hornschuch AG
Schaum-Kunstleder für Innenraumverkleidung

Wilhelm Karmann GmbH + Ital Design SIRP S.p.A.
Werkzeuge, Karosseriefertigung, Modell 1:1, Sitzkiste

Karosseriewerke Weinsberg GmbH
Blech-Versuchsteile

Klippan GmbH
Gurtsystem

Lesonal AG
Lackierung der Rohkarosserie

Löhr & Bromkamp GmbH
Antriebswellen

Mainzer Modellbau Schulze und Blümel
Modelle 1:5, Design

M.A.N. Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg AG
Dieselmotor

Mecano-Bundy GmbH
Brems- und Kraftstoffleitungen

Paris-Rhône
Vorgelege-Anlasser, Lichtmaschine

Phoenix AG
Lackierung der Karosserie-Außenteile aus Chemiewerkstoffen

Modell- und Werkzeugbau Rudolf Ranger
Kraftstofftank

Kabelwerke Reinshagen
Elektronisches und konventionelles Verkabelungssystem mit Lampenüberwachung

Schaeffler Teppichboden GmbH
Teppichboden und Vordersitzpolsterung

Schwäbische Hüttenwerke GmbH
Bremsscheiben

Sekurit Glas Union GmbH
Glasscheiben

Dr. A. Stankiewicz GmbH
Schalldämm-Material

SWF Spezialfabrik für Autozubehör Gustav Rau GmbH
Lenkstockschalter

Thyssen Gießerei AG FWH
Schwenklager Vorderachse

VDO Adolf Schindling AG
Instrumentierung, Überwachungssystem, Vorglühanlage für Motor

Westfälische Metall Industrie KG (Hella)
Scheinwerfer und Leuchten, Zentralverriegelungssystem, Signalhorn

Prof. Wiedemann / Atzorn (TU Berlin)
Berechnungen der Karosseriestruktur

Zahnradfabrik Friedrichshafen (ZF)
Lenkung

SCHRIFTTUM

Die nachfolgende Liste enthält alle wissenschaftlichen Publikationen der Hochschularbeitsgemeinschaft während der Laufzeit des Projektes UNI-CAR.

/ 1/ Demonstration automobiltechnischer Forschungsergebnisse in integrierten Gesamtkonzepten von Pkw-Versuchsmodellen. Der Bundesminister für Forschung und Technologie, Januar 1978.

/ 2/ Bandel, J.:
Der Forschungs-Personenwagen.
ATZ 82(1980) 2, S. 59-62.

/ 3/ Hochschularbeitsgemeinschaft IKA Aachen, IFT Berlin, FKFS Stuttgart, FZD Darmstadt:
H.A.G.-Forschungs-Pkw.
Abschlußbericht der Phase 1, Kurz- und Langfassung, Förderungskennzeichen BMFT-TV 7856, Juni 1979.

/ 4/ Breuer, B.:
The pedestrian-oriented, low-noise and economical research car.
Proceedings International Symposium on Traffic and Transportation Technologies, Volume C II, S. 70-88.
Verlag TÜV Rheinland GmbH, Köln 1979.

/ 5/ UNI-CAR - Der Forschungs-Personenwagen der Hochschularbeitsgemeinschaft.
ATZ 82 (1980) 4, S. 197/198.

/ 6/ Priest, W.C., Hill, C.T., Andrews, R.A., Heaton, G.R.:
U.S. Automobile Regulation: An Examination of the Foreign Experience.
Center for Policy Alternatives, Massachusetts Institute of Technology, July 1980.

/ 7/ Rohs, U., Bartsch, H.J., Schneider, H.D.:
Systemanalyse und Vergleich stufenloser Getriebekonzepte für unterschiedliche Anwendungen in Kraftfahrzeugen.
XVIII. FISITA CONGRESS, Hamburg 1980, Paper 80.2.3.1.

/ 8/ Stall, E.:
Elektronische Antriebsregelung des Forschungs-Pkw UNI-CAR.
Mikroelektronik, Wien 1980.

/ 9/ Breuer, B.:
Aktueller Entwicklungsstand von UNI-CAR.
Entwicklungslinien in Kraftfahrzeugtechnik und Straßenverkehr, Forschungsbilanz 1980, S. 682-690.
Verlag TÜV Rheinland GmbH, Köln 1981.

/10/ Breuer, B.:
Das Projekt UNI-CAR - der Forschungs-Pkw der Hochschulen.
Vortrag auf der Jahrestagung der VDI-Gesellschaft Fahrzeugtechnik 1981 in München.

/11/ Essers, U., Greiner, R., Liedl, W., Potthoff, J.:
Auswirkungen des Frontantriebs auf das Karosseriekonzept des Forschungs-Pkw UNI-CAR.
VDI-Berichte Nr. 418, 1981, S. 209-217.

/12/ Neitz, A., D'Alfonso, N.:
Das M.A.N.-Verfahren mit gesteuerter Direkteinspritzung (GDE) für Personenwagen-Dieselmotoren.
MTZ 42 (1981) 7/8, S. 265-270.

/13/ D'Alfonso, N., Greiner, R.:
Entwicklungsstand des Dieselmotors im Forschungs-Pkw UNI-CAR.
Entwicklungslinien in Kraftfahrzeugtechnik und Straßenverkehr, Forschungsbilanz 1981, S. 44-53.
Verlag TÜV Rheinland GmbH, Köln 1982.

/14/ Appel, H., Blödorn, J., Kühnel, A., Pasch, R., Rattaj, H., Willumeit, H.P., Wollert, W.:
Die Karosserie des Forschungs-Pkw UNI-CAR, Randbedingungen und ihre Auswirkung auf Sicherheit und Ergonomie.
Entwicklungslinien in Kraftfahrzeugtechnik und Straßenverkehr, Forschungsbilanz 1981, S. 54-66.
Verlag TÜV Rheinland GmbH, Köln 1982.

/15/ Liedl, W., Schwarz, R.:
Noise reduction concept for UNI-CAR research passenger car.
Internoise 1981, Amsterdam.

/16/ Helling, J., Stall, E.:
Elektronische Regelung für kraftstoffsparendes Motor-Getriebe-Management im Forschungs-Pkw UNI-CAR.
VDI-Berichte Nr. 418, 1981, S. 93-98.

/17/ Potthoff, J.:
Zur aerodynamischen Formgebung des Forschungs-Pkw UNI-CAR.
VDI-Berichte Nr. 418, 1981, S. 219-230.

/18/ Appel, H., Blödorn, J., Kühnel, A., Pasch, R., Rattaj, H., Willumeit, H.P., Wollert, W.:
Das Sicherheitskonzept des Forschungs-Pkw UNI-CAR.
VDI-Berichte Nr. 418, 1981, S. 123-130.

/19/ Kühnel, A., Rattaj, H., Willumeit, H.P., Pasch, R., Blödorn, J., Appel, H.:
Die Innenraumgestaltung des Forschungs-Pkw UNI-CAR.
VDI-Berichte Nr. 418, 1981, S. 231-236.

/20/ Sauerbier, K., Rehm, B.:
Die elektrische Anlage und die Instrumentierung des Forschungs-Pkw UNI-CAR.
VDI-Berichte Nr. 418, 1981, S. 189-196.

/21/ Appel, A., Breuer, B., Essers, U., Helling, J., Willumeit, H.P.:
UNI-CAR - Der Forschungs-Personenwagen der Hochschularbeitsgemeinschaft.
ATZ 84 (1982) 3, S. 107-115.

/22/ Blödorn, J., Wollert, W., Kühnel, A., Pasch, R., Rattaj, H., Appel, H.:
Anwendung von Polyurethan-Schaumstoffen zur Verbesserung der äußeren Sicherheit beim Pkw.
Kunststoffe 72 (1982) 4, S. 217-221.

/23/ Kühnel, A., Blödorn, J., Appel, H., Pasch, R., Rattaj, H., Wollert, W.:
Realisierung und Wirksamkeitsnachweis von Sicherheitsanforderungen am Beispiel des Forschungs-Pkw UNI-CAR.
Unfall- und Sicherheitsforschung Straßenverkehr, Heft 36, 1982, S. 152-157.

/24/ Pasch, R., Kühnel, A., Wollert, W., Blödorn, J., Rattaj, H., Appel, H.:
Structural rigidity and occupant loading in the case of the side collision.
VIIth. INTERNATIONAL IRCOBI CONFERENCE ON THE BIOMECHANICS OF IMPACT, 1982, Köln.

/25/ Neitz, A., D'Alfonso, N., Essers, U., Greiner, R.:
Der Motor des Forschungs-Pkw UNI-CAR.
Dieselmotorentechnik, Lehrgang an der Technischen Akademie Esslingen, 1982.

/26/ Appel, H., Blödorn, J., Kühnel, A., Pasch, R., Rattaj, H.:
Exterior safety and side protection with the UNI-CAR.
Ninth Intern. ESV Conference, 1982, Kyoto, Japan.

/27/ Breuer, B.:
Der Forschungs-Pkw UNI-CAR.
Proceedings XIX International FISITA CONGRESS MELBOURNE 1982, Paper 82104.

/28/ Helling, J., Rohs, U., Stall, E.:
Versuchsergebnisse über Kraftstoffverbrauch und Fahrleistungen des Forschungs-Pkw UNI-CAR mit elektronischer Motor-Getriebe-Regelung.
Proceedings XIX International FISITA CONGRESS MELBOURNE 1982, Paper 82074.

/29/ Kühnel, A., Appel, H., Willumeit, H.P., Blödorn, J., Pasch, R., Rattaj, H., Wollert, W.:
Sicherheit und Innenraum des Forschungs-Pkw UNI-CAR.
Proceedings XIX International FISITA CONGRESS MELBOURNE 1982, Paper 82105.

/30/ Potthoff, J.:
Das aerodynamische Konzept des Forschungs-Pkw UNI-CAR.
Symposium Fahrzeug-Aerodynamik 1982 Wolfsburg, Paper I/7.

/31/ Rohs, U., Helling, J., Stall, E.:
Vergleichende Bewertung von Motor-Getriebe-Konzepten.
VDI-Tagung Darmstadt, 1982.

/32/ Breuer, B.:
Vom Konzept zum Prototyp des UNI-CAR.
Entwicklungslinien für Kraftfahrzeuge und Kraftstoffe, BMFT/DGMK/VDI, Berlin 1983.

/33/ Hackenberg, U., Junker, H., Lensing, W.:
Das Fahrwerk des UNI-CAR - Konzept und Erprobung.
Entwicklungslinien für Kraftfahrzeuge und Kraftstoffe,
BMFT/DGMK/VDI, Berlin 1983.

/34/ Reichel, A., Schwarz, R.:
Aerodynamik und Motorkapselung des Forschungs-Pkw UNI-CAR.
Entwicklungslinien für Kraftfahrzeuge und Kraftstoffe,
BMFT/DGMK/VDI, Berlin 1983.

/35/ Rattaj, H., Rehm, B., Kühnel, A., Appel, H., Pasch, R.,
Blödorn, J., Wollert, W., Sauerbier, K.:
Ergonomie im UNI-CAR - Konzept und praktische Erprobung.
Entwicklungslinien für Kraftfahrzeuge und Kraftstoffe,
BMFT/DGMK/VDI, Berlin 1983.

/36/ Kühnel, A., Blödorn, J., Wollert, W., Pasch, R., Rattaj, H.,
Appel, H.:
Der Fußgänger- und Zweiradfahrerschutz des UNI-CAR - Versuchsergebnisse, Grenzen der Machbarkeit.
Entwicklungslinien für Kraftfahrzeuge und Kraftstoffe,
BMFT/DGMK/VDI, Berlin 1983.

/37/ Greiner, R., D'Alfonso, N.D.:
Beitrag des direkteinspritzenden Dieselmotors mit ATL zu den Betriebswerten von UNI-CAR.
Entwicklungslinien für Kraftfahrzeuge und Kraftstoffe,
BMFT/DGMK/VDI, Berlin 1983.

/38/ Hochschularbeitsgemeinschaft IKA Aachen, IFT Berlin,
FKFS Stuttgart, FZD Darmstadt:
Der Forschungs-Pkw UNI-CAR.
Abschlußbericht der Phasen 2 und 3, Förderungskennzeichen BMFT-TV 7856, Februar 1983.