

Studie im Auftrag des BIE

## Abschätzung der Treibstoffmehrerbräuche von Cabriolets und klimatisierten Limousinen

Ausgeführt von L. Guzzella, Labor für Motorsysteme, September 1999

### Zielsetzung

Das Ziel dieser Studie ist es abzuschätzen, wie gross die Treibstoffmehrerbräuche von Cabriolets bzw. klimatisierten Limousinen gegenüber unklimatisierten Limousinen des gleichen Typs sind. Diese Studie kann nur erste Ansatzpunkte liefern und die Resultate sind als Richtwerte und nicht als präzise Angaben zu verstehen.

### Zusammenfassung Resultate

Fahrzeug (Verbrauch in l/100km)	Treibstoffverbrauch (NEFZ, MVEG-95)	
	Stadt	Überland Gesamt
Limousine ohne Klimatisierung	12.3	6.54
Cabriolet, Dach und Fenster zu	13.2	6.75
Cabriolet, Dach und Fenster offen	13.3	6.81
Klimatisierte Limousine, "Kaltstart"	13.6	9.02
Klimatisierte Limousine, "Heissstart"	16.2	9.02
		11.6

Die Berechnungen gehen von einem warmen Sommertag (Aussentemperatur 30 Grad Celsius, wolkenloser Himmel, Mittagszeit) in der Schweiz aus (der Einfluss dieser Randbedingungen wird im Bericht genauer beschrieben). Im Fahrzeuginneren wird eine Temperatur von 25 Grad Celsius angestrebt. Eine zentrale Rolle spielt die Frage, wie hoch die Innentemperatur des Fahrzeugs bei Antritt der Fahrt ist. Mit "Kaltstart" wird der Fall bezeichnet, bei welchem das Fahrzeug bei Fahrtantritt bereits auf 25 Grad temperiert ist. Beim "Heissstart" wird angenommen, dass der gesamte Innenraum auf 40 Grad Celsius aufgeheizt ist.

### Diskussion

An einem heissen Sommertag ist also ein Cabriolet im Verbrauch günstiger als eine klimatisierte Limousine, besonders wenn diese in der Sonne parkiert wurde. Diese Schlussfolgerung gilt auch dann noch, wenn man die zu erwartenden Prognosefehler von etwa ±5% berücksichtigt.

Die Klimatisierung fällt besonders in der Anfangsphase ins Gewicht (welche in dieser Studie indetisch mit dem ECE Teil *gewählt* wurde), also auf relativ kurzen Stadtstrecken. Bei Autobahnfahrten dürfte der EUDC-Wert der aussagekräftigere sein.

Über ein Jahr betrachtet ist eine Aussage aber viel schwieriger. Der gesamte Verbrauch hängt nämlich vom Wetter und dem Benutzerprofil an. An kalten und bedeckten Tagen wird der Verbrauch der klimatisierten Limousine fast gleich sein, wie derjenige der nicht klimatisierten Limousine. Das Cabriolet wird aber (wegen der höheren Masse und dem etwas schlechteren aerodynamischen Widerstands bei geschlossenem Verdeck) auch in diesen Tagen den angegebenen Mehrverbrauch aufweisen.

### Vorgehen

Das Vorgehen gliedert sich in die folgenden 4 Schritte:

1. Fahrzeugdaten erfassen, insbesondere Widerstandsbeiwerte und Massen von Limousinen und Cabriolets gleichen Typs vergleichen und daraus mittlere "Verslechterungsfaktoren" bilden
2. Thermodynamische Abschätzung der Wärmelasten in Limousinen erstellen
3. Mechanische Leistungsaufnahme von Klimaanlage erfassen
4. Treibstoffverbräuche abschätzen mit Hilfe von Überschlagsrechnungen.

Die Details zu den einzelnen Schritten sind in den entsprechenden Abschnitten aufgeführt.

Als Richtfahrzeug wurde ein Fahrzeug gewählt, das ungefähr der Mercedes-Benz C-Klasse oder der BMW 3er Serie entspricht. Als Belastungsfall wurde eine warmer wolkenloser Sommertag um die Mittagszeit gewählt.

Da für die Berechnungen diverse unsichere Zahlenwerte angenommen werden mussten, sind die gefundenen Resultate nur als Richtwerte zu verstehen. Eine genauere quantitative Studie müsste auch experimentelle Teile enthalten, da z.B. die Art der Klimaanlagesteuerung einen wesentlichen Einfluss haben kann.

## 1 - Fahrzeugdaten

Cabriolets weisen grössere aerodynamische Widerstandsbeiwerte auf (sowohl bei offenem als auch bei geschlossenem Verdeck) und eine grössere Masse (das fehlende Dach reduziert die Fahrzeugsteifigkeit, so dass zusätzliche Bauteile im Fahrzeug eingebaut werden müssen).

Die folgende Datenbasis<sup>1</sup> enthält die Widerstandsbeiwerte von einigen Fahrzeugen, von welchen sowohl eine Limousine- als auch eine Cabrioletversion erhältlich ist. Die Daten wurden ausgewertet, um den durchschnittlichen "Verschlechterungsfaktor Limousine -> Cabriolet" zu bestimmen. Berechnet man die Mittelwerte dieser Angaben, so erhält man eine Verschlechterung des Widerstandswertes um ca. 35 % für den Fall "Verdeck und Fenster offen" und um ca. 8% für den Fall "Verdeck und Fenster geschlossen".

Tabelle 1: Aerodynamische Widerstandsbeiwerte diverser Fahrzeuge ("-" bedeutet keine Angaben gefunden)

	Opel Kadett	Ford Escort	Merc. W129	Rover 2000	Merc. E220
Limousine	0.32	0.32	0.32	0.35	0.36
Cabrio "zu"	0.34	0.36	0.34	-	-
Cabrio "offen"	0.38	0.42	0.41	0.39	0.41
Fenster "zu"					
Cabrio "offen"	0.43	0.43	-	-	-
Fenster "offen"					

Die zweite Tabelle<sup>2</sup> zeigt die Massen für 7 Fahrzeuge, welche jeweils sowohl als Cabriolet als auch als Limousine angeboten werden (es wurde immer die möglichst gleiche Motorisierung und Ausstattungsvariante gewählt). Daraus lässt sich eine durchschnittliche Massenerhöhung von 7-8 % ableiten.

Tabelle 2: Massen in kg einiger Fahrzeuge, welche sowohl als Cabriolet als auch als Limousine angeboten werden

	Auxil 4	BMW 3er	Punto	Mexane	Saab 9-3	VW Golf
Limousine	1235	1285	900	1015	1320	1085
Cabriolet	1370	1370	990	1115	1400	1155

<sup>1</sup> Quelle: Private Mitteilung von Dr. J. Wildi, Flugzeugwerke Emmen, 27. August 1999.

<sup>2</sup> Quelle: Katalog der Automobil-Revue, Ausgabe 1999.

Für die folgenden Berechnungen werden deshalb die folgenden Zahlenwerte verwendet

Limousine: Masse  $m_f = 1250$  (kg) Widerstandsbeiwert  $c_w = 0.32$  (-)

Cabriolet: Masse  $m_f = 1340$  (kg) Widerstandsbeiwert  $c_w = 0.43/0.35$  (-).

Die beiden anderen wichtigen Fahrzeugparameter werden in beiden Fällen (Limousine/Cabriolet) gleich angenommen, d.h.

Rollreibungskoeffizient:  $\mu = 0.013$  (-)

Frontfläche:  $A_f = 2.4$  (m<sup>2</sup>).

## 2 – Wärmebilanz eines Normfahrzeugs

Als Wärmelasten im Fahrzeug kommen im wesentlichen drei Quellen in Betracht (in abnehmender Bedeutung)

1. Die in der thermischen Masse des Innenraums gespeicherte Wärme, welche in einer bestimmten Zeit an die Umgebung abgegeben werden muss
2. Die Strahlungswärme, welche durch die Fensterflächen ("Treibhauseffekt") und das Dach eintritt
3. Die Wärmeentwicklung im Inneren durch die Passagiere und andere Quellen.

Die Wärmeleitung durch die Aussenwände, die durch die Luftzirkulation eingebrachte Wärme etc. sind dazu vernachlässigbar (Grössenordnungen 100 W). Der Wagen hat natürlich auch Wärmeabflüsse (Strahlung, Konvektion an den Aussenteilen etc.) welche jedoch, wegen ihrer zur Wärmeabfuhr durch die Klimaanlage relativ kleinen Grösse auch vernachlässigt werden.

### 1. Abbau der Anfangswärme

Diese Wärmelast  $\dot{Q}_1$  (W) hängt von zwei Grössen ab:

- Wieviel Wärme ist in der thermisch trägen Masse des Innenraums gespeichert?
- Wie schnell soll diese Wärme nach aussen abgeführt werden?

Die Anfangswärme  $Q_1$  wird durch den folgenden Ausdruck definiert

$$Q_1 = m_i \cdot c_i \cdot (T_i - T_{\text{soil}}) \quad (2.1)$$

wobei die folgenden Definitionen/Annahmen gelten

- $m_i$  thermisch träge Innenmasse (kg, 150 kg angenommen)
- $c_i$  Wärmekapazität dieser Masse (J/kg K, 2000 J/kg K angenommen)
- $T_i - T_{\text{soil}}$  Abzubauende Temperaturdifferenz (K, im Fall "Kaltstart" 0 K, im Fall "Heissstart" 15 K angenommen)

Die resultierende Wärmeabfuhrleistung  $\dot{Q}_1$  bestimmt sich dann aus

$$\dot{Q}_1 = Q_1 / t_1 \quad (2.2)$$

wobei

- $t_1$  Zeitdauer für den Temperatureausgleich (s, 800 s angenommen)

## 2. Strahlungswärme durch die Fensterflächen und das Dach

Die totale Wärmelast  $\dot{Q}_2$  setzt sich zusammen aus der Strahlung durch das Fenster  $\dot{Q}_{21}$  ("Treibhauseffekt") und aus dem Wärmeübergang  $\dot{Q}_{22}$  an der Innenseite des Fahrzeugdachs (Blechdach ohne Dachfenster angenommen).

Die Wärmelast  $\dot{Q}_{21}$  (W) lässt sich durch den folgenden Ausdruck abschätzen<sup>3</sup>

$$\dot{Q}_{21} = A_p \cdot P_{\text{solar}} \cdot \tau \cdot \beta \quad (2.3)$$

wobei die folgenden Definitionen gelten

- $A_{pf}$  projizierte Fensterfläche (m<sup>2</sup>, senkrecht zur Strahlungsrichtung, wird hier als 2.2 m<sup>2</sup> angenommen)
- $P_{\text{solar}}$  Solar konstante (W/m<sup>2</sup>, 900 W angenommen)
- $\tau$  Transmissionskoeffizient der Fenster (-, 0.9 angenommen, könnte bei Spezialgläsern einiges besser sein)
- $\beta$  Absorptionskoeffizient des Wageninneren (-, 1.0 angenommen)

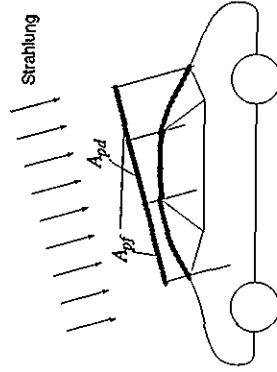


Bild A.2.1, Definition der Flächen

Die Wärmelast  $\dot{Q}_{22}$  (W) lässt sich durch den folgenden Ausdruck abschätzen

$$\dot{Q}_{22} = A_{pd} \cdot \alpha \cdot (T_d - T_i) \quad (2.4)$$

<sup>3</sup> Quelle: F. Krieth and J. Krieger, Principles of Solar Engineering, Mc Graw Hill, 1978.

wobei die folgenden Definitionen gelten

- $A_{pd}$  projizierte Dachfläche ( $m^2$ , senkrecht zur Strahlungsrichtung, wird hier als  $2.5 m^2$  angenommen)
- $\alpha$  Wärmübergangskoeffizient der Innenseite des Daches ( $W/m^2 K$ ,  $20 W/m^2 K$  angenommen)
- $T_d - T_i$  Temperaturdifferenz zwischen Wagendach und Innenraum ( $K$ ,  $10 K$  angenommen)

### 3. Wärmeentwicklung im Inneren

Diese Wärmelast  $\dot{Q}_3$  (W) lässt sich durch den folgenden Ausdruck abschätzen

$$\dot{Q}_3 = n_p \cdot \dot{Q}_p + \dot{Q}_0 \quad (2.5)$$

wobei die folgenden Definitionen gelten

- $n_p$  Anzahl Passagiere (-, 3 Passagiere angenommen)
- $\dot{Q}_p$  Wärmelast eines Passagiers (W, 100 W angenommen)
- $\dot{Q}_0$  Restliche Wärmelasten (W, 200 W angenommen).

### 4. Totale Wärmelast

Damit lässt sich nun die totale Wärmelast berechnen. Für den Fall "Heissstart" und für  $t < t_1$

$$\dot{Q}_{ab} \approx 8.4 \text{ kW} \quad \text{für } t \leq t_1 \quad \dot{Q}_{ab} \approx 2.8 \text{ kW} \quad \text{für } t > t_1 \quad (2.6)$$

bzw. für den Fall "Kaltstart"

$$\dot{Q}_{ab} \approx 2.8 \text{ kW} \quad \text{für alle } t \quad (2.7)$$

welche von der Klimaanlage abzuführen sein wird.

### 3 - Abschätzung des Leistungsbedarfs von Klimaanlage

Ausgangspunkt ist der thermodynamische Kreisprozess des Bildes A.3.1<sup>4</sup>. Als Kühlmittel wurde dabei mit R12 gerechnet (die Daten dieses Stoffes waren am einfachsten erhältlich).

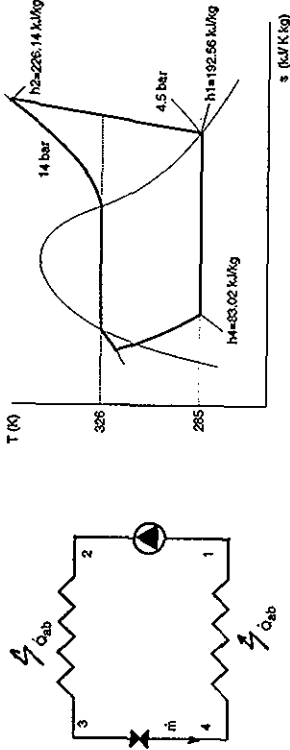


Bild A.3.1, Schema und Ts-Diagramm des Kühl-Kreisprozesses

Die Temperaturen (12 C im Verdampfer und 53 C im Kondensator) und die Betriebsdrücke (4.5 bar und 14.0 bar) sind sinnvoll, können aber von Fall zu Fall abweichen. Für den Kompressor wurde ein isentroper Wirkungsgrad von 60% angenommen (unter Berücksichtigung der Drosselverluste in allen Leitungen).

Der Massenstrom durch den Kreislauf berechnet sich aus dem bekannten abzuführenden Wärmestrom  $\dot{Q}_{ab}$  durch die Beziehung

$$\dot{m} = \dot{Q}_{ab} / (h_1 - h_4) \quad (3.1)$$

Bei bekanntem Massenstrom lässt sich die Kompressorleistung  $\dot{Q}_{cb}$  durch die folgende Beziehung berechnen

$$\dot{P}_k = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.2)$$

Aus Gleichung (2.4) folgt damit ein Massenstrom  $\dot{m} \approx 0.087 \text{ kg/s}$  ("Heissstart") bzw.  $\dot{m} \approx 0.041 \text{ kg/s}$  ("Kaltstart") und damit eine Kompressorleistung von

$$\dot{P}_k = 2.57 \text{ kW ("Heissstart")} \quad \text{bzw.} \quad \dot{P}_k = 0.85 \text{ kW ("Kaltstart")}. \quad (3.3)$$

<sup>4</sup> Quelle: M. J. Moran and H. N. Shapiro, Fundamentals of Engineering Thermodynamics, John Wiley & Sons, 1992.

#### 4 – Verbrauchsabschätzung

Zur Verbrauchsschätzung wird zuerst einmal die pro Distanz benötigte Energie am Rad benötigt. Dafür lassen sich die folgenden Ausdrücke herleiten<sup>5</sup>.

$$E_{ECE} \approx A_f \cdot c_w \cdot 4.9 \cdot 10^3 + m_f \cdot \mu \cdot 7.9 \cdot 10^2 + m_f \cdot 13.7 \text{ kJ/100km}$$

$$E_{EUDC} \approx A_f \cdot c_w \cdot 2.7 \cdot 10^4 + m_f \cdot \mu \cdot 8.6 \cdot 10^2 + m_f \cdot 9.4 \text{ kJ/100km} \quad (4.1)$$

$$E_{NEFZ} \approx A_f \cdot c_w \cdot 1.9 \cdot 10^4 + m_f \cdot \mu \cdot 8.4 \cdot 10^2 + m_f \cdot 11 \text{ kJ/100km}$$

Der Treibstoffverbrauch hängt natürlich vom Getriebe- und Motorwirkungsgrad ab. Diese Komponenten werden in beiden Fahrzeugen gleich angenommen und entsprechen einem modernen Benzinmotor. Der für die Wirkungsgradberechnung verwendete "Willans-Ansatz" spiegelt die Lastabhängigkeit des Wirkungsgrades gut wider. Insbesondere folgt daraus, dass die zusätzliche Leistung des Klimakompressors bei einem relativ guten Wirkungsgrad erzeugt wird. Deswegen ist auch die Unterscheidung zwischen Stadt- und Überlandphasen wichtig.

Das Getriebe wurde mit einem konstanten Wirkungsgrad angenommen (mittlerer Wirkungsgrad in allen NEFZ-Teilen)

$$\eta_g = 0.91 \quad (-) \quad (4.2)$$

Aus der Energie am Rad lässt sich die Leistung am Getriebeeingang berechnen

$$P_x = E_x \cdot \frac{v_x}{10^5} \cdot \frac{1}{\eta_g} \quad (4.3)$$

(wobei  $x = \{ECE, EUDC, NEFZ\}$  sein kann). Der Parameter  $v_x$  bezeichnet die mittleren Geschwindigkeiten der jeweiligen Zykusteile,  $v_x = \{5.23, 18.14, 9.54\} \text{ m/s}$ .

Die Leistung (4.3) wird aber nur während den Antriebsphasen erbracht, so dass der Motor wenn er Leistung abgibt, dieser Wert höher sein muss

$$P_x = E_x \cdot \frac{v_x}{10^5} \cdot \frac{1}{\eta_g} \cdot \frac{1}{A_x} \quad (4.4)$$

( $A_x$  ist der Zeitanteil der Antriebsphasen, es gilt  $A_x = \{0.51, 0.81, 0.61\}$ ).

<sup>5</sup> Quelle: L. Guzzella, Skript "Fahrzeugantriebssysteme", ETH-Zürich, 1999

Zu dieser Antriebsleistung kommen noch die Nebenverbraucher hinzu

$$P_x = E_x \cdot \frac{v_x}{10^5} \cdot \frac{1}{\eta_g} \cdot \frac{1}{A_x} + P_{HV} + (P_k) \quad (4.5)$$

wobei  $P_{HV}$  die "normalen" Nebenverbraucher (Bordnetzversorgung, Elektronik, ...) bezeichnet (400 W angenommen) und  $P_k$  gemäss Gleichung (3.3) für die klimatisierten Fahrzeuge hinzukommt.

Aus der Leistung lässt sich bei angenommener Kolbengeschwindigkeit der Mitteldruck berechnen, der für die Wirkungsgradbestimmung wichtig ist. Für die Kolbengeschwindigkeiten werden die folgenden Werte angenommen

$$\begin{array}{ll} \text{ECE} & \text{EUDC} & \text{NEFZ} & \text{Leerlauf} \\ 6 \text{ m/s} & 8.3 \text{ m/s} & 7 \text{ m/s} & 2 \text{ m/s} \end{array} \quad (4.6)$$

$$\text{Damit wird der Mitteldruck} \quad P_{me,x} = \frac{P_x \cdot 4 \cdot H}{c_{max} \cdot V_h} \quad (4.7)$$

wobei ein Hub von 86 mm und ein Hubraum von 2 Litern angenommen wird.

Der Motorwirkungsgrad folgt einem "Willansansatz", d.h.

$$\eta_{m,x} = \frac{P_{me,x} \cdot e}{P_{me,x} + P_{me0}} \quad (4.8)$$

wobei für die Parameter die folgenden Annahmen getroffen wurden

$$\begin{array}{l} \text{"Innerer Wirkungsgrad"} \quad e = 0.4 \quad (-) \\ \text{Gaswechsel- und Reibungsmitteldruck} \quad P_{me0} = 2.5 \cdot 10^5 \quad (Pa) \end{array}$$

Damit lässt sich nun der Treibstoffverbrauch in liter/100 km abschätzen

$$\dot{V}_x = A_x \cdot P_x \cdot \frac{1}{H_u \cdot \eta_{m,x}} \cdot \frac{1}{v_x \cdot \rho_B} \quad (4.9)$$

wobei

$$\begin{array}{l} H_u = 42.5 \cdot 10^6 \text{ J/kg der untere Heizwert des Treibstoffs ist} \\ \rho_B = 750 \text{ kg/m}^3 \text{ die Dichte des Treibstoffs ist} \end{array}$$

Das Vorgehen während den Leerlaufphasen ist völlig analog, nur dass dort die Motorleistung Null gesetzt wird und der Motor nur die Nebenverbraucher und Klimaanlage antreiben muss.