

1 Fahrphysik

1.1 Kraftanalyse

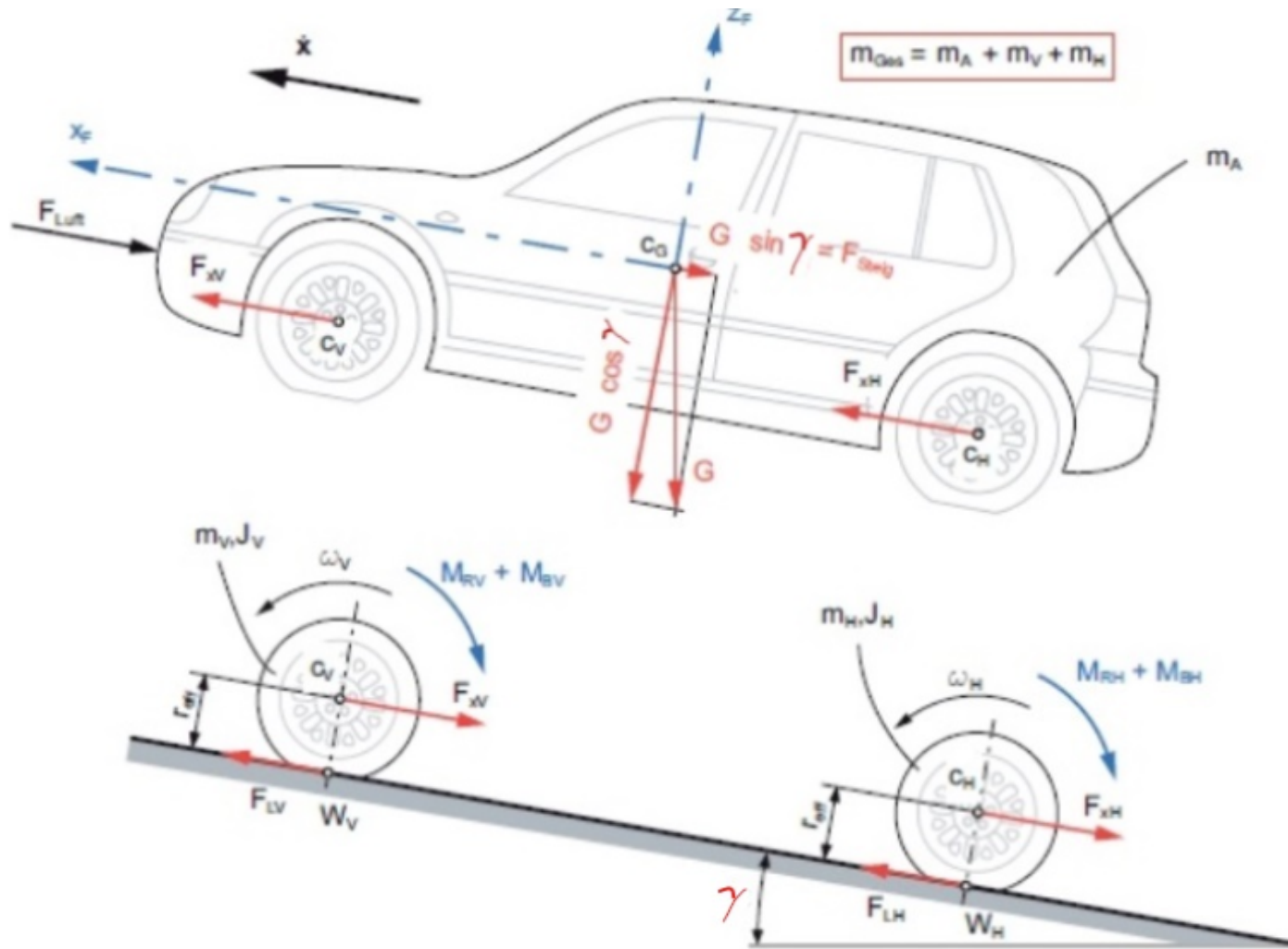


Abbildung 1: Auf Fahrzeug wirkenden Kräften[1, 2]

1.2 Fahrwiderstände

Der Gesamtfahrwiderstand wird hier in sechs Anteile untergliedert: Rollwiderstand F_{Roll} , Reibwiderstand F_{Reib} , Steigungswiderstand F_{St} , Luftwiderstand F_L , Beschleunigungswiderstand F_B sowie Vorspur- und Kurvenwiderstand F_K [2].

1.2.1 Rollwiderstand

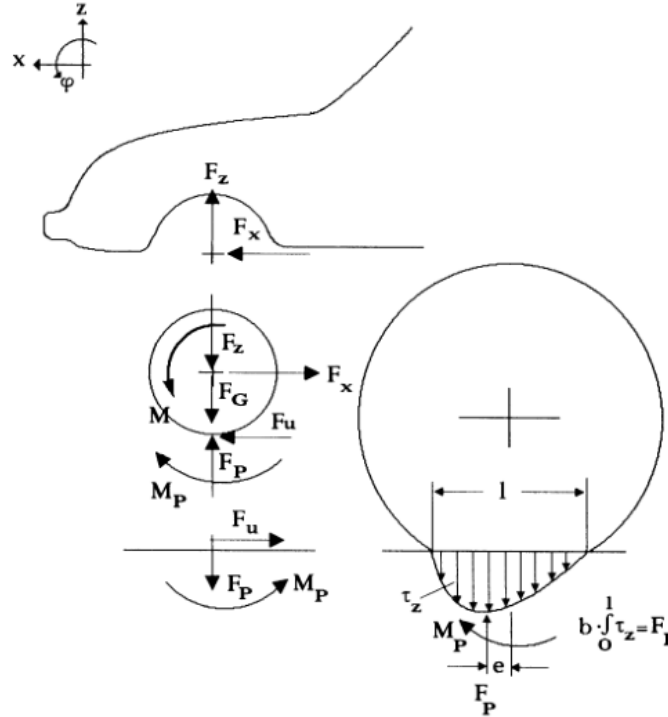


Abbildung 2: Kräfte und Momente am rollenden Rad [3]

Der Rollwiderstand resultiert aus den Eigenschaften des Reifens und der Fahrbahn. Die druckverteilung in der Kontaktzone ist in Folge der Abrollbewegungen bzw. der elastischen und dämpfenden Reifeneigenschaften unsymmetrisch. Deswegen greift die Kraft F_Z um den Abstand e nach vorne versetzt.

$$F_{Roll} = \frac{e}{r_{Rad}} \cdot F_Z = f_{Roll} \cdot F_Z \quad (1)$$

1.2.2 Reibwiderstand

Der Reibwiderstand wird durch die Reibung im Radlager sowie die Restbremsmomente der Betriebsbremse des Fahrzeugs hervorgerufen. Die Reibwiderstände durch die Radlager resultieren aus der Relativbewegung zwischen der rotierenden Radnabe und der Abstützung des Rades an Radlager, der mit dem Aufbau verbunden ist. Bei einer Betätigung der Bremse zur Verzögerung des Fahrzeugs werden die Reibpartner durch die Belagsrückstellung wieder von einander getrennt. Dennoch kann ein fortwährender Kontakt zwischen den Belägen und der Reibfläche der Bremse bestehen und damit Reibungsverluste verursachen. Hier wird F_{Reib} als eine Konstante abgeschätzt.

$$F_{Reib} = konst. \quad (2)$$

1.2.3 Steigungswiderstand

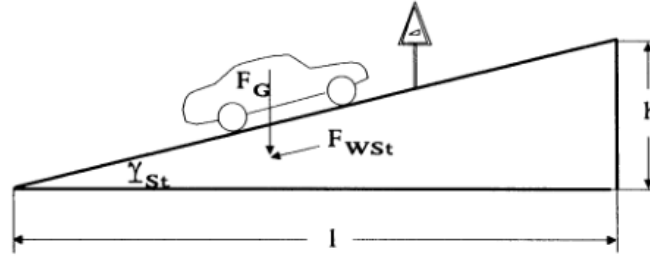


Abbildung 3: Fahrzeug auf einer Steigung[3]

Durch die Steigungen der Fahrbahn wird der Steigungswiderstand hervorgerufen. Der Steigungswiderstand ist die Hangabtriebskraft die parallel zur Fahrbahnoberfläche und senkrecht zur Normalkraft wirkt.

$$F_{St.} = m_{Ges} \cdot g \cdot \sin \gamma \approx m_{Ges} \cdot g \cdot \gamma \quad (3)$$

1.2.4 Luftwiderstand

Das Fahrzeug wird während der Fahrt von Luft umströmt, wodurch der Luftwiderstand entsteht. Die Luftwiderstandskraft $F_{L,x}$ in Längsrichtung des Fahrzeugs entsteht in Summe aus dem Druk-, Reibungs- und Durchströmungswiderstand und entspricht dem Produkt aus dem Luftwiderstandsbeiwert c_w des Fahrzeugs und der Staukraft F_{Stau} .

$$\vec{F}_L = -\vec{e}_{v_{r,x}} \cdot c_w \cdot F_{Stau} = -c_w \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot (\vec{v}_{Fzg.} - \vec{v}_L) \cdot |\vec{v}_{Fzg.} - \vec{v}_L| \quad (4)$$

1.2.5 Beschleunigungswiderstand

Der Beschleunigungswiderstand resultiert aus den Massenträgheiten der translatorisch und rotatorisch bewegten Komponenten des Fahrzeugs. Während das Fahrzeug beschleunigt muss die aus retierenden Bauteilen resultierende - reduzierte Masse m_r beschleunigt werden.

$$m_r = \frac{J_{Mot} \cdot i_G^2 \cdot i_{AG}^2 + J_G^2 \cdot i_{AG}^2 + J_{Rad}}{r^2} \quad (5)$$

$$F_B = (m + m_r) \cdot \alpha = m \cdot \lambda \cdot \alpha \quad (6)$$

1.2.6 Vorspur- und Kurvenwiderstand (hier nicht berücksichtigen)

Aus dem Schräglaufwinkel des Reifens resultiert der Vorspur- und Kurvenwiderstand, wobei der Vorspurwiderstand bei Geradeausfahrt und der Kurvenwiderstand bei Kurvenfahrt wirkt.

1.2.7 Nichtlinearität des Modells

1. Rekuperation berücksichtigt und $\eta_{AG} \neq 1$, da $M_{Rad} = i_{AG} \cdot \begin{cases} M_{Mot} \cdot \eta_{AG}, & M_{Mot} > 0 \\ M_{Mot}/\eta_{AG} & M_{Mot} < 0 \end{cases}$
2. $v < 0$, da hier F_{Roll} und F_{Reib} haben die Richtung positive vorne, und es gilt $\frac{F_{Roll}}{|F_{Roll}|} = \frac{F_{Reib}}{|F_{Reib}|} = -1$
3. $v = 0$ und $|Z| < |F_{Reib,max}|$, hier ist F_{Reib} nicht konstant und es gilt $Z + F_{Reib} = 0$

1.3 Notwendigen Gleichungen

$$F_{Roll} = m \cdot g \cdot f_{Roll} \quad (7)$$

$$F_{Reib} = konst. \quad (8)$$

$$F_{St} = F_G \cdot \sin \gamma \approx F_G \cdot \gamma \quad (9)$$

$$F_L = -c_w \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot (v_{Fzg.} - v_L) \cdot |v_{Fzg.} - v_L| \quad (10)$$

$$F_B = m \cdot \lambda \cdot \alpha \quad (11)$$

$$Z = \frac{(M_{Mot} - M_{Brems}) \cdot i_{AG}}{r_{Rad}} = F_{Roll} + F_{Reib} + F_{St} + F_L + F_B \quad (12)$$

$$\alpha = \frac{Z - F_{Roll} - F_{St} - F_L - F_{Reib}}{m \cdot \lambda} \quad (13)$$

$$v = v_0 + \int_0^t \alpha \, d\tau \quad (14)$$

$$S = S_0 + \int_0^t v \, \tau \quad (15)$$

2 Benötigte Fahrzeugparameter

Zeichnen	Bedeutung	Wert(noch zu bestimmen)
m	Masse von Fahrzeug(1919kg) und Fahrer(70kg)	1989kg
c_w	aerodynamischen Beiwert	1*
A	Querschnittsfläche des Fahrzeugs	$2.66m^2$
λ	Drehmassenzuschlagsfaktor	1*
i_{AG}	Achsübersetzung	8*
r_{Rad}	Reifenhalbmesser	0.3m
f_{Roll}	Rollwiderstandskoeffizient	0.001*
F_{Reib}	Reibwiderstand	1N*

*:angenommen, einstellbar nach Bedarf

3 Theoretische Höchstgeschwindigkeit

F_B ist bei der Ermittlung der Höchstgeschwindigkeit nicht zu berücksichtigen, weil dabei $v = v_{max} = konst.$ und $F_B = m \cdot \lambda \cdot \alpha = 0$.

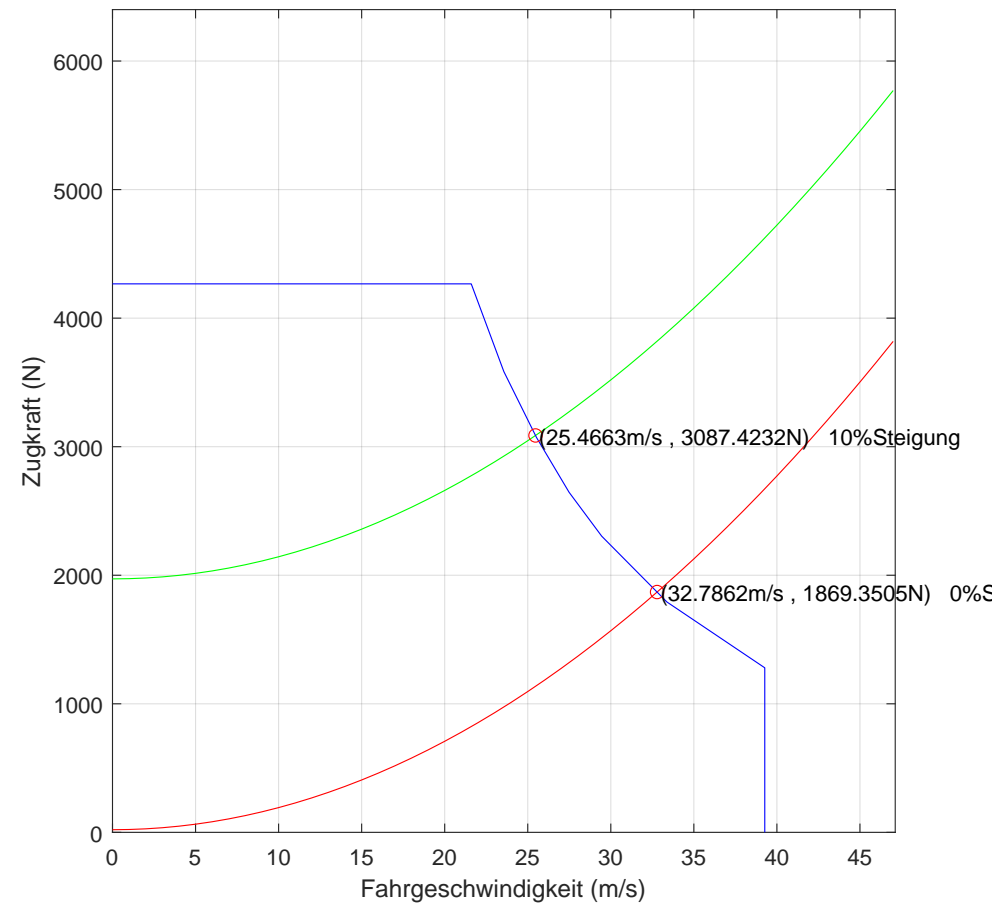
Die folgende Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie wird verwendet[4]:

n[U_{min-1}]	bis 5.500	6.000	6.500	7.000	7.500	8.000	8.500	9.000	9.500	10.000
M[Nm]	160	134,4	115,2	99,2	86,4	76,8	67,2	60,8	54,4	48

Zur Ermittlung der höchsten Drehzahl soll der Schnittpunkt von Zugkraft kennlinie und Widerstandslinie gefunden werden bzw. die folgende Gleichung mit Matlab gelöst werden:

$$\frac{M_{max}(v_{max}) \cdot i_{AG}}{r_{Rad}} = F_{Roll} + F_{Reib} + F_{St} + F_L(v_{max}) \quad (16)$$

Ergebnisse:



$$v_{max}(0\%Steigung) = 32,79m/s = 118,03kph$$

$$v_{max}(10\%Steigung) = 25,46m/s = 91,68kph$$

Der Code lautet wie folgt:

```

1  clear all;
2  r=0.3;
3  m=1989;
4  g=9.81;
5  f_Roll=0.001;

```

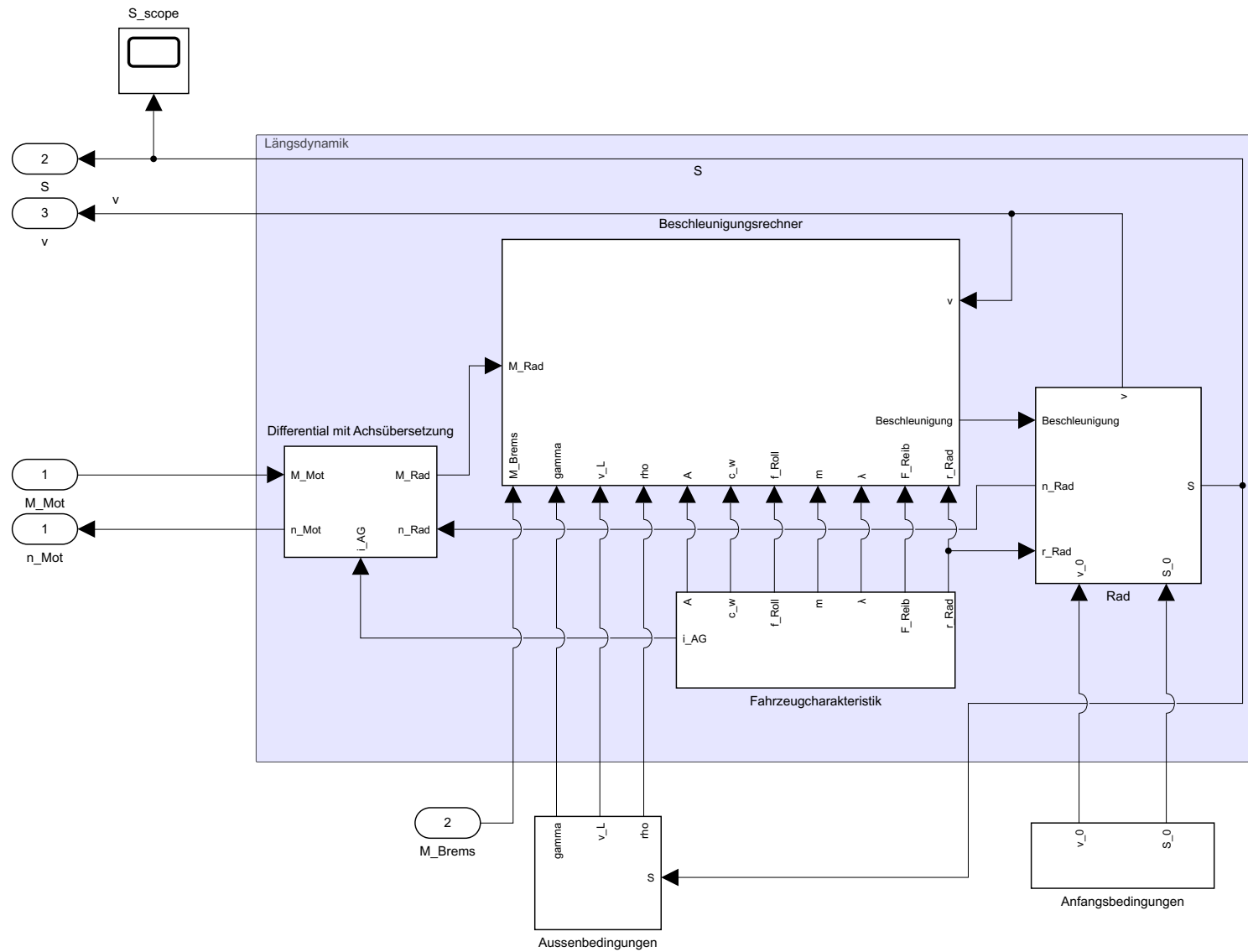
```

6   c_w=1;
7   A=2.66;
8   i_AG=8;
9   gamma_1=0;
10  gamma_2=0.1;
11  rho=1.293;
12  Z=[160 160 134.4 115.2 99.2 86.4 76.8 67.2 60.8 54.4 48 0]*i_AG/r;
13  v1=[0 5500 6000 6500 7000 7500 8000 8500 9000 9500 10000 10000]*pi*r/(i_AG*30);
14
15  v=0:1:12000*pi*r/(i_AG*30);
16  F_Roll=m*g*f_Roll;
17  F_Reib=1;
18  F_St_1=m*g*gamma_1;
19  F_St_2=m*g*gamma_2;
20  F_L=0.5*rho*c_w*A*power(v,2);
21
22  FW_1=F_Roll+F_Reib+F_St_1+F_L;
23  FW_2=F_Roll+F_Reib+F_St_2+F_L;
24
25  [vi,Zi]=polyxpoly(v,FW_1,v1,Z);
26  [vj,Zj]=polyxpoly(v,FW_2,v1,Z);
27  plot(v,FW_1,'r',v,FW_2,'g',v1,Z,'b',vi,Zi,'ro',vj,Zj,'ro');
28  hold on;
29  text(vi+0.2,Zi+1,['(' num2str(vi) 'm/s', ' ' num2str(Zi) 'N) ' num2str(gamma_1*100) '%Steigung']);
30  text(vj+0.2,Zj+1,['(' num2str(vj) 'm/s', ' ' num2str(Zj) 'N) ' num2str(gamma_2*100) '%Steigung']);
31  axis([0 12000*pi*r/(i_AG*30) 0 240*i_AG/r]);
32  xlabel('Fahrgeschwindigkeit (m/s)');
33  ylabel('Zugkraft (N)');
34  grid on;
35  hold off;
36  fig=gcf;
37  fig.PaperUnits='centimeters';
38  fig.PaperPosition=[0 0 16 16];
39  fig.PaperSize=[16 16];

```

40

```
saveas(fig, 'v_max', 'pdf');
```

Literatur

- [1] Daniel Wallner. *Physikalische Modellbildung von integrierten Fahrzeugsicherheitssystemen*. PhD thesis, 2008.
- [2] Prof. Dr.-Ing. Ferit Küçükay. *Grundlagen der Fahrzeugtechnik, Manuskript zur Vorlesung*. Institut für Fahrzeugtechnik, TU Braunschweig, -.
- [3] Hans-Peter Willumeit. *Modelle und Modellierungsverfahren in der Fahrzeugdynamik*. Springer, 1998.
- [4] Prof. Dr.-Ing. M. Henke. *ANTRIEBSSYSTEME FÜR ELEKTROFAHRZEUGE, LÄNGSDYNAMIK, Skript zum Praktikum*. Institut für Elektrische Maschinen, Antriebe und Bahnen, TU Braunschweig, 2021.