TECHNISCHE UNIVERSITÄT DRESDEN

Fakultät Verkehrswissenschaften „Friedrich List“ Institut für Bahnfahrzeuge und Bahntechnik

Professur für Technik spurgeführter Fahrzeuge

Lehrbrief „Fahrdynamik“ (Teil 03), Sommersemester 2020

Dr.-Ing. Martin Kache

24. Mai 2020

Vorwort

Hier kommt der dritte Lehrbrief im Fach „Fahrdynamik“ im Sommersemester 2020. Dieser Lehrbrief dreht sich um die Antriebskräfte. Nachdem wir uns im letzten Lehrbrief sehr ausführlich mit den Fahrwiderstandskräften auseinandergesetzt haben, wird es nun Zeit, einen nicht minder intensiven Blick auf die Kräfte zu werfen, die zur Überwindung eben dieser Fahrwiderstandskräfte generiert werden.
Wie Sie sehen werden, spielen der Kraftschluss zwischen Rad und Schiene sowie die Antriebskonfigurationen der Triebfahrzeuge dabei eine entscheidende Rolle.
Um zu verstehen, warum die Zugkraftcharakteristik von Triebfahrzeugen sehr unterschiedliche Formen annehmen kann, ist es dehalb unerlässlich, sich im Rahmen fahrdynamischer Betrachtungen auch mit den Grundzügen der Antriebstechnik zu befassen. Diese ist bei Schienenfahrzeugen wesentlich vielfältiger als bei Straßenfahrzeugen, was die ganze Sache spannender oder verwirrender (je nach Motivation) macht.
Ich werde mein Möglichstes tun, dass Sie den Überblick nicht verlieren und stehe Ihnen für Rückfragen, Lob und Kritik zur Verfügung.

Viele Grüße aus dem „Home Office“

Dr.-Ing. Martin Kache

E-Mail: martin.kache@tu-dresden.de

Dresden im Mai 2020

Abbildungsnachweis:
Alle Abbildungen in diesem Lehrbrief stammen, sofern nicht anders angegeben, vom Autor selbst.



Schlüssel zu den verwendeten Textelementen



Rechenbeispiele

Die mit einer Glühlampe versehenen Kästen enthalten Rechenbeispiele.



Herleitungen

Die mit einer Lupe versehenen Kästen enthalten Herleitungen von Zusammenhängen, die im Text selbst nur in abgekürzter Form behandelt werden.



Definitionen

Die mit einem Achtungszeichen versehenen Kästen enthalten wichtige Definitionen und Merksätze.



Zusatzinformationen

Die mit einer Heftklammer versehenen Kästen enthalten Zusatz- und Hintergrundinformationen, die für das Verständnis des Textteils nicht zwingend nötig sind.



Arbeitsmaterialien

Die mit dem „Baustellenschild“ versehenen Kästen enthalten Hinweise auf weitere Arbeitsmaterialien, die zu dem in diesem Dokument behandelten Themen passen.



Rechenaufgaben

Die mit einem Schraubenschlüssel versehenen Kästen enthalten Rechenaufgaben zum selber rechnen.

$$x + y = z$$ Gleichungen, die von zentraler Bedeutung sind, werden gerahmt (5.1)

Inhaltsverzeichnis

6. Antriebskräfte 7
   6.1. Bedeutung der Antriebskräfte in der Fahrdynamik 7
   6.2. Zugkraftcharakteristik 7
   6.3. Zugkrafterzeugung an der Kraftschlussgrenze 14
      6.3.1. Physik des Kraftschlusses zwischen Rad und Schiene 14
      6.3.2. Kraftschlussausnutzung 18
      6.3.3. Zugkraftbedingte Radsatzentlastung 23
   6.4. Zugkrafterzeugung an der Leistungsgrenze 25
      6.4.1. Antriebskonfigurationen 25
      6.4.2. Zugkraftcharakteristik von Dieseltriebfahrzeugen 28
      6.4.3. Zugkraftcharakteristik von Elektrotriebfahrzeugen 61

7. Verständnisfragen 77

A. Zugkraftdiagramme ausgewählter Fahrzeuge A-1
   A.1. Elektrische Triebfahrzeuge A-1

B. Beispielfahrzeuge Antriebskonfigurationen A-7

C. Spannungsversorgung von Eisenbahnen in Europa A-13

6. Antriebskräfte

6.1. Bedeutung der Antriebskräfte in der Fahrdynamik

Antriebskräfte werden aus fahrdynamischer Sicht immer dann benötigt, wenn die Geschwindigkeit von Fahrzeugen erhöht oder konstant gehalten werden soll. Eine Geschwindigkeitserhöhung kann nur dann erfolgen, wenn ein **Zugkraftüberschuss** vorhanden ist, die Summe der Antriebskräfte also signifikant höher als die Summe der auf das Fahrzeug/den Zug wirkenden Fahrwiderstandskräfte ist.
Die Differenz aus der Zugkraft und der Summe der Fahrzeugwiderstände kann als Zugkraftüberschuss in der Ebene interpretiert werden und wird in der fahrdynamischen Fachliteratur bisweilen auch als **„freie Zugkraft"** bezeichnet. Diese freie Zugkraft kann, wie Gleichung 6.1 zeigt, prinzipiell einerseits in Beschleunigung oder die Überwindung des Streckenwiderstandes (oder beides) umgesetzt werden.

$$F_T - \sum F_{WF} = \ddot{x}\xi m + F_{WS} \tag{6.1}$$

Die Erzielung hoher Beschleunigungen ist insbesondere im Schienenpersonenverkehr relevant, wo die anvisierten Höchstgeschwindigkeiten auch in möglichst kurzer Zeit erreichbar sein sollten. Aber auch im Güterverkehr zahlt sich trotz der verhältnismäßig geringen Geschwindigkeiten (typischerweise 80…120 km/h) ein hoher Zugkraftüberschuss aus, weil diese Geschwindigkeiten dann auch in größeren Steigungen gehalten werden können (die Streckenwiderstandskraft ist aufgrund der großen Masse von Güterzügen eine sehr bedeutende Komponente).
In den folgenden Abschnitten wird es darum gehen, wie die Antriebskräfte von Schienenfahrzeugen charakterisiert werden können, welchen Beschränkungen sie unterliegen und inwieweit sie von der Antriebskonfiguration der Triebfahrzeuge beeinflusst werden.

6.2. Zugkraftcharakteristik

Ein wesentliches Merkmal von Triebfahrzeugen ist ihre Zugkraftcharakteristik. Darunter wird im Allgemeinen der Verlauf der von ihnen generierten Zugkräfte über der Geschwindigkeit verstanden. Dieser wird anschaulich in einem **Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm** dargestellt. Bei modernen Triebfahrzeugen beziehen sich die Zugkraftdiagramme nahezu ausschließlich auf die **Zugkraft am Treibradumfang**[1] $F_T(v)$, früher war auch die Darstellung der Zugkraft am

[1] synonymische Bezeichnungen: Treibradzugkraft, Zugkraft an den Treibrädern, Traktionskraft

Zughaken[2] $F_Z(v)$ üblich. Beim praktischen Umgang mit Zugkraft-Kennlinien ist darauf zu achten, auf welche Zugkraft sich das jeweilige Diagramm bezieht, um Fehlinterpretationen zu vermeiden. An dieser Stelle sei noch einmal auf die bereits im Kapitel „Grundlagen der Fahrdynamik" dargestellte Beziehung von Treibrad- und Zughakenzugkraft verwiesen (siehe Gleichung 6.2).

$$F_T = F_Z + F_{WFT} \tag{6.2}$$

Da der Leistungs*bedarf* mit zunehmender Geschwindigkeit immer weiter ansteigt, wäre es eigentlich ideal, über einen Antrieb zu verfügen, dessen Leistungs*angebot* in gleicher Weise mit der Geschwindigkeit anwächst. Da dies sowohl aus physikalischen als auch aus technischen Gründen nicht möglich ist, ist es das Ziel einer Antriebsauslegung für Triebfahrzeuge, die Leistungsabgabe über einen weiten Geschwindigkeitsbereich zumindest konstant zu halten. Wie wir noch sehen werden, erfüllen nur elektrische Antriebe mit Drehstromantriebstechnik diese Anforderung, weshalb sie in besonderem Maße als Traktionsantriebe geeignet sind.
Eine konstante Leistung an den Treibrädern führt aufgrund der mittlerweile hinlänglich bekannten Tatsache, dass die Traktionsleistung P_T das Produkt aus Treibradzugkraft F_T und Geschwindigkeit v ist, zu einer **Zugkrafthyperbel** (Gleichung 6.3).

$$F_T = \frac{P_T}{v} \qquad \text{für: } v > v_{\text{ü}} \tag{6.3}$$

Wie aus Gleichung 6.3 hervorgeht, stiege die Zugkraft bei geringen Geschwindigkeiten und konstanter Leistung sehr stark an und würde im Moment des Anfahrens ($v \approx 0$) gegen Unendlich streben. Das ist selbstverständlich physikalisch unmöglich, da die von den Treibrädern auf die Schienen übertragbare Zugkraft durch den Kraftschluss zwischen Rad und Schiene limitiert ist.
Die maximal übertragbare **Treibradzugkraft an der Kraftschlussgrenze** $F_{T,\max}$ ergibt sich gemäß Gleichung 6.4 als Produkt aus der Gewichtskraft $F_{G,T}$, die auf den angetriebenen Radsätzen ruht und einem als **Kraftschlussbeiwert** τ bezeichneten Proportionalitätsfaktor.

$$F_{T,\max} = F_{G,T} \cdot \tau = m_R \cdot g \cdot \tau \qquad \text{für: } v \leq v_{\text{ü}} \tag{6.4}$$

Die Gewichtskraft auf den angetriebenen Radsätzen ergibt sich aus dem Produkt der „Reibungsmasse" m_R und der Erdbeschleunigung. Der Begriff der „Reibungsmasse" ist eigentlich eine eher hemdsärmelige Umschreibung des *Anteils der Fahrzeug- oder Zugmasse, die auf den angetriebenen Radsätzen ruht*. Er ist in der Praxis gebräuchlich und sprachlich weniger „sperrig" als die präzise Umschreibung des Sachverhaltes, weshalb die „Reibungsmasse" auch hier als Variable der Treibradzugkraft an der Kraftschlussgrenze eingeführt wird.
In den Gleichungen 6.3 und 6.4 wurde bei der jeweiligen Definition des Gültigkeitsbereiches der Formeln der Parameter **Übergangsgeschwindigkeit** $v_{\text{ü}}$ eingeführt. Damit ist die Geschwindigkeit gemeint, bei der die Kurvenzüge der Zugkraft an der Leistungsgrenze (Zugkrafthyperbel) und der Zugkraft an der Kraftschlussgrenze einander schneiden.
Abbildung 6.1 zeigt ein **ideales Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm** in allgemeiner Form mit bezogenen Größen und veranschaulicht die obenstehend dargestellten Sachverhalte damit zusammenfassend.

[2] auch: Zughakenzugkraft

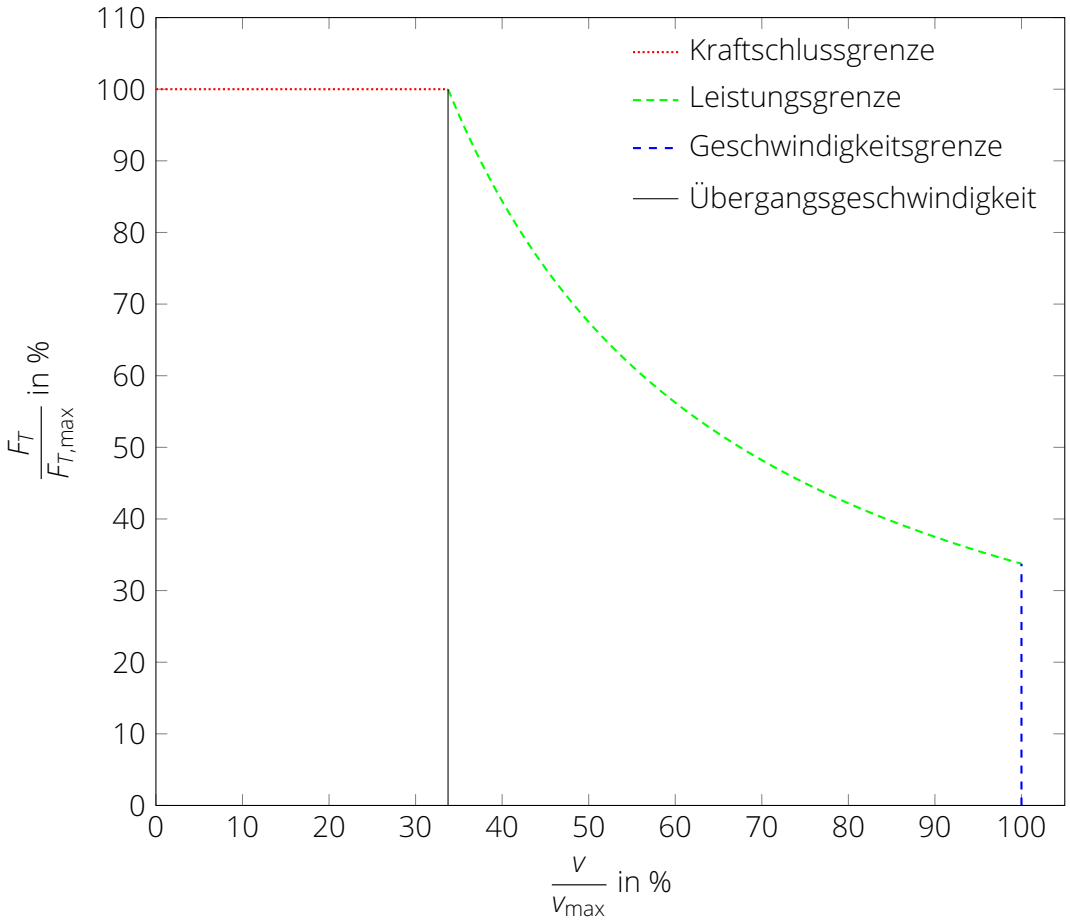


Abbildung 6.1.: Ideales Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm

Es ist ersichtlich, dass die Zugkraftentwicklung auf dreierlei Weise eingeschränkt wird. Die in Abbildung 6.1 dargestellten Begrenzungen werden im Folgenden kurz charakterisiert.

1. Die **Kraftschlussgrenze** begrenzt die maximal von den Rädern auf die Schienen übertragbare Zugkraft. Ihre Lage wird beeinflusst durch die Kraftschlussbedingungen (siehe Kapitel 6.3), die effektive Gewichtskraft auf den angetriebenen Radsätzen sowie die Antriebskonfiguration (siehe Kapitel 6.3.2).
   Die maximale Zugkraft an der Kraftschlussgrenze bei v=0 km/h wird als **Anfahrzugkraft** bezeichnet und ist ein wesentlicher Parameter bei der traktionstechnischen Charakterisierung von Triebfahrzeugen.

2. Die **Leistungsgrenze** begrenzt die Zugkraftentwicklung oberhalb der Übergangsgeschwindigkeit, wenn die maximale Leistungsfähigkeit der Antriebsanlage erreicht ist. Ihre Lage ist von der installierten bzw. verfügbaren Traktionsleistung abhängig.

3. Die **Geschwindigkeitsgrenze** begrenzt die Zugkraftentwicklung oberhalb der Höchstgeschwindigkeit aufgrund von Sicherheitserwägungen. Es sind insbesondere die Entgleisungssicherheit, das Bemsvermögen und die Drehzahlbegrenzung von Antriebskomponenten (Fliehkräfte!), die hier eine Rolle spielen. In der Realität folgt die Geschwindigkeitsgrenze eher einer Abregelfunktion, die bei ca. v_{max}+10 % einsetzt.

Die in Abbildung 6.1 gezeigte Zugkraftcharakteristik heißt **ideales Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm**, weil reale Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramme aufgrund technisch-physikalischer Notwendigkeiten hinsichtlich des Zugkraftverlaufes sowohl an der Kraftschluss- als auch an

der Leistungsgrenze von diesem Ideal abweichen können. Das oben stehende Diagramm ist jedoch immer das angestrebte Ziel bei der Auslegung von Triebfahrzeugantrieben.
Reale Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramme (siehe z.B. Abbildung 6.2) weisen häufig eine mit zunehmender Geschwindigkeit abfallende Kraftschlusszugkraft auf. Dies liegt in der Tatsache begründet, dass mit zunehmender Geschwindigkeit tendenziell höhere Spurführungskräfte (Querkräfte) im Rad-Schienen-Kontakt übertragen werden müssen. Der dadurch in Anspruch genommene Teil des Kraftschlusses steht nicht für die Generierung von Zugkraft zur Verfügung. Es müsste deshalb eine deutlich erhöhte Schleuderneigung[3] akzeptiert werden, falls die Zugkraft konstant gehalten würde.

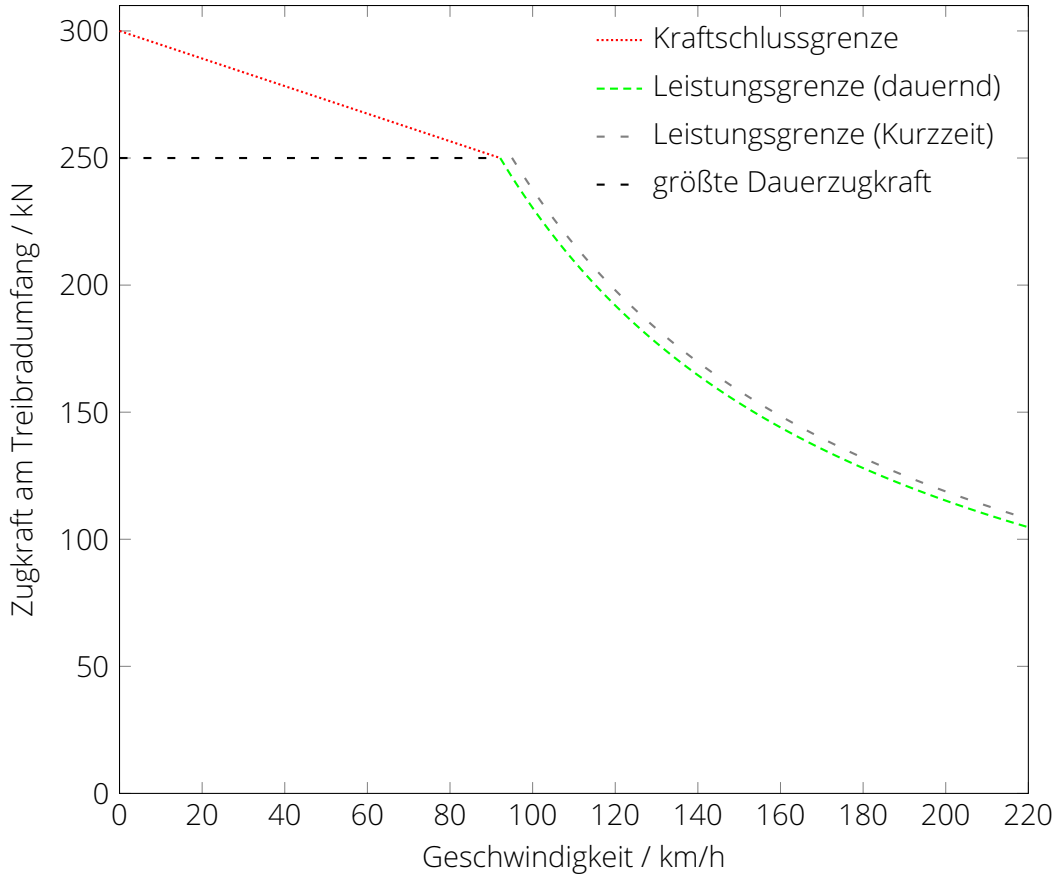


Abbildung 6.2.: Reales Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm einer elektrischen Lokomotive der BR 101 der DB AG mit Unterscheidung von Kurzzeit- und Dauerzugkräften

Mit Ausnahme der Drehstromantriebstechnik ist bisher keine Antriebstechnologie für Schienenfahrzeuge in der Lage, eine tatsächliche Leistungskonstanz an den Treibrädern über ein breites Geschwindigkeitsintervall zur Verfügung zu stellen. Praktisch sind deshalb bei zahlreichen realen Zugkraftdiagrammen auch mehr oder weniger signifikante Abweichungen von dem im idealen Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm dargestellten Verlauf der Zugkraft im Geschwindigkeitsintervall von $v_{ü}$ bis v_{max} zu erwarten.
Ferner gilt es zu beachten, dass nicht immer der gesamte von einem Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm beschriebene Zugkraftbereich *dauerhaft* ausgenutzt werden kann. Insbesondere bei elektrischen Antrieben kann es eine deutliche Diskrepanz zwischen der zeitlich begrenzten und der dauerhaften Leistungsabgabe geben. Gegebenenfalls muss, wie in Abbildung 6.2 ge-

[3] Als „Schleudern" wird bei Schienenfahrzeugen das Durchdrehen angetriebener Radsätze verstanden. Die Schleuderneigung ist dementsprechend ein Maß dafür, inwieweit ein Triebfahrzeug währende der Generierung von Zugkräften zu einem Durchdrehen der Radsätze neigt.

schehen, eine Unterscheidung zwischen Kurzzeit[4]- und Dauerzugkräften vorgenommen werden.
Insbesondere bei Dieseltriebfahrzeugen und bei älteren elektrischen Triebfahrzeugen ist es aufgrund technischer Begrenzungen (zulässige Drehzahlen, Drehmomente, Ströme etc.) nicht immer möglich, Unstetigkeiten im Zugkraftverlauf zu vermeiden. Diese Unstetigkeiten können zum einen durch die gestufte Variation des Zugkraftniveaus (diskrete Fahrstufen) entstehen und andererseits auch durch Umschaltvorgänge (z.B. Gangwechsel bei mechanischen Getrieben) verursacht werden. Die genannten Unstetigkeiten können ggf. zu Längsschwingungen und damit zu Komforteinbussen, im schlimmsten Falle auch zur mechanischen Überlastung der Zugeinrichtungen führen und sollten deshalb minimiert oder vermieden werden.

Zusammenfassend können folgende **Anforderungen an die Zugkraftcharakteristik von Triebfahrzeugen** aufgestellt werden:

- Die Zugkraftentwicklung an der Kraftschlussgrenze sollte, bei anzustrebender geringer Schleuderneigung der Triebfahrzeuge, eine möglichst geringe Abhängigkeit von der Geschwindigkeit aufweisen. Im besten Fall kann eine geschwindigkeitsinvariante Kraftschlusszugkraft realisiert werden.
- Die Zugkraftentwicklung oberhalb der Übergangsgeschwindigkeit $v_{\ddot{u}}$ soll möglichst entlang einer Zugkrafthyperbel (konstante Traktionsleistung) erfolgen.
- Zugkraftsprünge innerhalb der Zugkraft-Kennlinie(n) sollen vermieden werden, um unerwünschte längsdynamische Effekte zu verhindern.
- Der gesamte vom Zug-Kraft-Geschwindigkeits-Diagramm umschlossene Bereich der Zugkräfte sollte dauerhaft (zeitlich unbegrenzt) ausnutzbar sein.
- Es sollte möglichst jeder beliebige Punkt innerhalb des Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagrammes angefahren werden können (stufenlose Zugkrafteinstellung).

Zugkraftcharakteristik

Die Zugkraftcharakteristik von Triebfahrzeugen wird mit dem Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm beschrieben. Die Zugkraftentwicklung von Schienenfahrzeugen wird durch den Kraftschluss zwischen Rad und Schiene (Kraftschlussgrenze), der installierten Traktionsleistung (Leistungsgrenze) sowie der zulässigen Geschwindigkeit (Geschwindigkeitsgrenze) limitiert. Die maximale Zugkraft bei $v \approx 0$ wird als Anfahrzugkraft bezeichnet.
Die Angabe von Zugkräften ist sowohl unter Bezugnahme auf den Treibradumfang (Treibradzugkraft) als auch auf den Zughaken (Zughakenzugkraft) möglich. Der jeweilige Bezugspunkt ergibt sich aus der Achsenbeschriftung des Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagrammes.
Es kann zwischen dem *idealen Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm* und *realen* Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagrammen unterschieden werden. Erstgenannten dient als Referenz, die fahrdynamisch optimale Eigenschaften aufweist und bei der Projektierung von Antriebssträngen für Triebfahrzeuge anzustreben ist.
Außer dem fahrdynamisch optimalen Verlauf der maximalen Zugkraft über der Geschwindigkeit sind bei der Arbeit mit Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagrammen noch die Fragen zu klären *ob* jeder beliebige Arbeitspunkt innerhalb des Diagrammes angefahren werden kann und außerdem, ob dies *zeitlich unbegrenzt* möglich ist.

[4] Kurzzeit-Zugkräfte werden meistens mit der zugehörigen zulässigen Ausnutzungsdauer angegeben: z.B. Stundenzugkraft, 30-Minuten-Zugkraft, 10-Minuten-Zugkraft usw.

Berechnungsbeispiel Zugkraftcharakteristik





Bei einer älteren zweimotorigen Diesellok (Höchstgeschwindigkeit: 70 km/h, Masse: 114 t) sollen die Motoren erneuert werden. Das Triebfahrzeug soll zwei Dieselmotoren mit einer Nennleistung von 750 kW erhalten. Diese erzeugen unter Berücksichtigung des Hilfsleistungsbedarfes und aller Wirkungsgrade des Antriebsstranges eine Treibradleistung von jeweils 560 kW.
Unter der vereinfachenden Annahme jeweils einer konstanten Kraftschlusszugkraft und Treibradleistung sind unter Berücksichtigung eines Kraftschlussbeiwertes τ von 0,3 die Zugkraftcharakteristiken für den Ein- und Zweimotorbetrieb zu entwickeln. Dabei ist zu berücksichtigen, dass jeder Dieselmotor ein Drehgestell antreibt.

1. Kraftschlusszugkraft bei Einmotorbetrieb:

$$F_{T,\max} = \frac{m_T}{2} g\tau = 57\,t \cdot 9,81\,m/s^2 \cdot 0,3 = 167,8\,kN$$

2. Übergangsgeschwindigkeit bei Einmotorbetrieb:

$$\begin{aligned} P_{T,\max} &= F_{T,\max} \cdot v_{\ddot{u}} \\ v_{\ddot{u}} &= \frac{P_{T,\max}}{F_{T,\max}} \\ &= \frac{560\,kW}{167,8\,kN} \\ &= 3,3373\,m/s = 12\,km/h \end{aligned}$$

3. Kraftschlusszugkraft bei Zweimotorbetrieb:

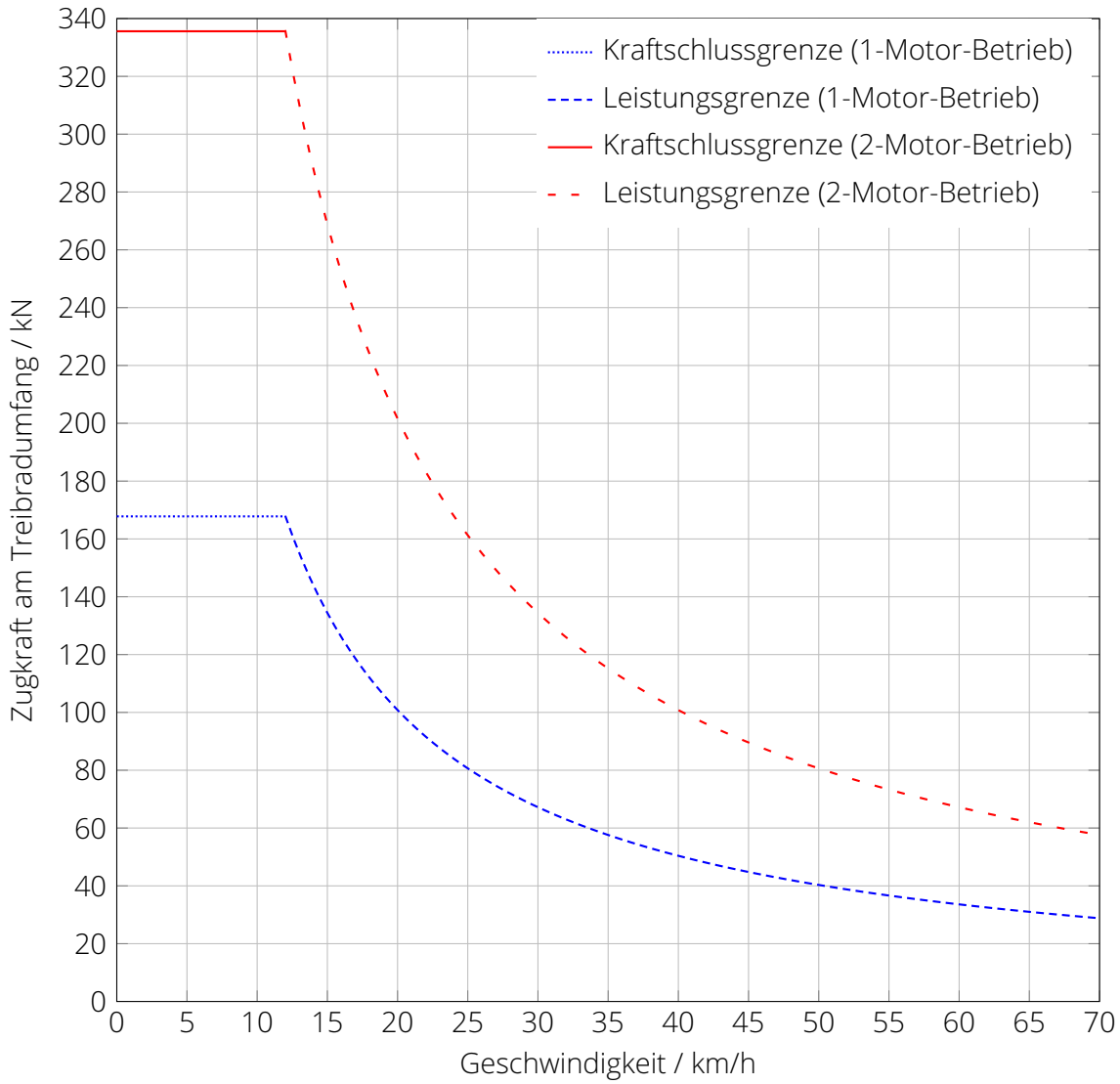
$$F_{T,\max} = m_T g\tau = 114\,t \cdot 9,81\,m/s^2 \cdot 0,3 = 335,6\,kN$$

4. Übergangsgeschwindigkeit bei Zweimotorbetrieb:

$$\begin{aligned} P_{T,\max} &= F_{T,\max} \cdot v_{\ddot{u}} \\ v_{\ddot{u}} &= \frac{P_{T,\max}}{F_{T,\max}} \\ &= \frac{1120\,kW}{335,6\,kN} \\ &= 3,3373\,m/s = 12\,km/h \end{aligned}$$

Damit liegen alle wesentlichen Parameter zur Entwicklung der Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramme vor (siehe nächste Seite).

Berechnungsbeispiel Zugkraftcharakteristik (Fortsetzung)



6.3. Zugkrafterzeugung an der Kraftschlussgrenze

6.3.1. Physik des Kraftschlusses zwischen Rad und Schiene

Bei der kraftschlüssigen Übertragung von Längskräften im Rad-Schiene-Kontakt kommt es zu einer komplexen Interaktion von Eisenbahnrad und Schienenkopf. Alle im folgenden beschriebenen Vorgänge spielen sich im Bereich der Berührfläche zwischen Eisenbahnrad und Schiene ab, die in etwa die Größe eines Daumennagels hat. Vereinfachend wird davon ausgegangen, dass die Berührfläche aufgrund der elastischen Verformung von Eisenbahnrad und Schiene unter vertikaler Belastung (Gewichtskraft) die Form einer Ellipse annimmt (siehe Abbildung 6.3).
Bei angetriebenen und gebremsten Rädern wird zunächst ein Drehmoment in den Radsatz eingeleitet und in der Berührfläche von Rad und Schiene in eine Tangentialkraft umgewandelt. Aufgrund der Elastizität des Radwerkstoffes kommt es dabei in der Einlaufzone des Rades (Abbildung 6.3) zu einer „Stauchung" des Werkstoffes in Umfangsrichtung. In dem zugehörigen Bereich der Berührzone ist die örtliche Relativbewegung von Rad und Schienenkopf gleich „Null"; es bildet sich eine Haftzone aus.

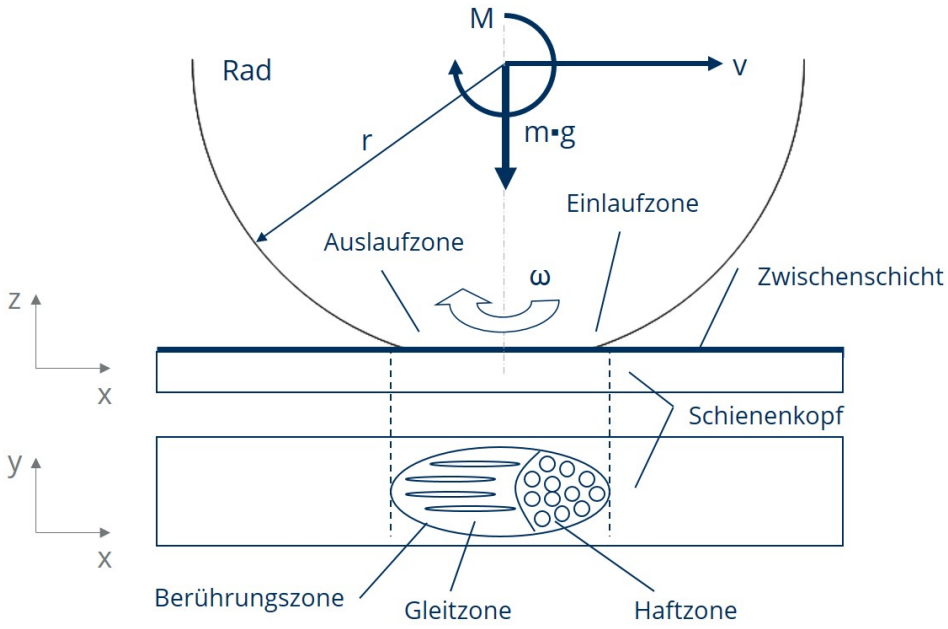


Abbildung 6.3.: der Rad-Schiene-Kontakt bei der kraftschlüssigen Übertragung von Längskräften

Bei einer weiteren Drehung des Radsatzes „wandert" die verspannte Zone des Rades im Drehrichtungssinn weiter, bis ein Punkt erreicht wird, in der die lokal aufgebaute Spannung im Werkstoff so groß wird, dass die örtliche tangentiale Haftreibungskraft überschritten wird und sich der Werkstoff wieder entspannt („Auslaufzone" des Rades in Abbildung 6.3). In dem Teil der Berührungszone, wo dieser Vorgang stattfindet, kommt es zu einem lokalen Gleiten des Radwerkstoffes gegenüber dem Schienenkopf („Gleitzone" in Abbildung 6.3).
Diese Vorgänge lassen sich an einem Stahlrad schwer optisch nachvollziehen, deshalb wird häufig das „Bürstenmodell" (Abbildung 6.4) bemüht, um die genannten Vorgänge in der Berührungszone von Rad und Schiene anschaulich zu beschreiben. Dieses beruht auf der Vorstellung, dass eine Bürste mit radialen Borsten unter Wirkung einer Normalkraft und eines Drehmomentes auf einer glatten Unterlage abgerollt wird. Dort, wo die Borsten erstmalig auf den Untergrund treffen, haften sie an diesem an und verbiegen sich bei weiterer Verdrehung.

Dadurch entsteht in den Borsten eine Mechanische Spannung, die dafür sorgt, dass die Borsten im Auslaufbereich der Kontaktzone „zurückfedern", also wieder ihre ursprüngliche, radiale Stellung zur Bürstenmitte einnehmen. Haft- und Gleitzone wären auf diese Weise mit bloßem Auge wahrnehmbar.

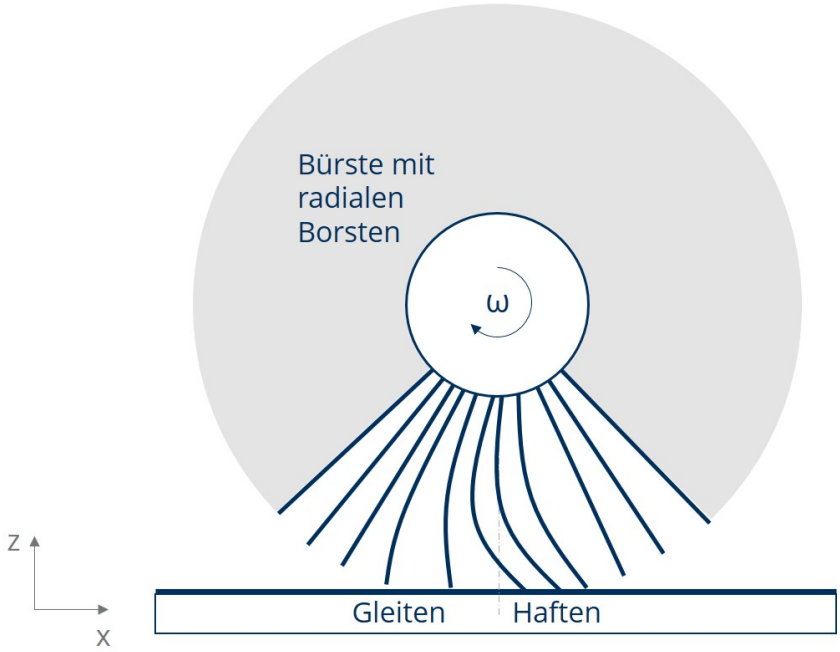


Abbildung 6.4.: „Bürstenmodell" zur Veranschaulichung der Spannungen und Verformungsvorgänge in der Rad-Schiene-Kontaktzone

Da in der Berührzone zwischen Rad und Schiene sowohl adhäsive Effekte als auch Gleitreibungseffekte eine Rolle spielen, ist es nicht statthaft von „Reibung zwischen Rad und Schiene" zu sprechen, da weder reine Haftreibung noch reine Gleitreibung vorliegt. Es wird stattdessen vom Rad-Schiene-Kraftschluss gesprochen und der Koeffizent aus Gewichtskraft und erzeugter Tangentialkraft wird dementsprechend als **Kraftschlussbeiwert** τ bezeichnet. Bevor sich die Wissenschaft ein umfassendes Bild von den Komplexen Zusammenhänge im Rad-Schiene-Kontakt machen konnte, war es üblich, im Zusammenhang mit der Kraftübertragung von den Rädern auf die Schiene vom „Reibwert" oder „Haftreibwert" oder „Haftreibungsbeiwert" zwischen Rad und Schiene zu sprechen. Diese Begriffe sind veraltet, sofern es um den Kraftschluss zwischen Rad und Schiene geht[5].
Der Kraftschlussbeiwert ist seinerseits jedoch keine Konstante, sondern von verschiedenen Einflussfaktoren abhängig, von dem der **Längsschlupf** s_x zwischen Rad und Schiene der wichtigste ist.
Der Längsschlupf ist die auf die Fahrzeuggeschwindigkeit bezogene Differenz aus der Tangentialgeschwindigkeit am Radumfang und der Fahrzeuggeschwindigkeit (siehe Gleichung 6.5).

$$s_x = \frac{\omega r - v}{v} \tag{6.5}$$

[5]Wenn reine Gleitvorgänge im Rad-Schiene-Kontakt betrachtet werden (z.B. bei der Abschätzung des Bogenwiderstandes), ist der Gebrauch des Begriffes „Reibwert" natürlich trotzdem angebracht. Gleiches gilt für den Haftreibwert zwischen Rad und Schiene, der bei der Auslegung der Stillstandssicherung von Schienenfahrzeugen eine Rolle spielt und entscheidend dafür ist, wann ein stillstehendes (festgebremstes) Rad auf der Schiene (ab)rutschen würde.

Der Zusammenhang von Kraftschlussbeiwert und Längsschlupf wird als **Kraftschluss-Schlupf-Funktion** bezeichnet und ist qualitativ in Abbildung 6.5 dargestellt.
Es ist ersichtlich, dass eine kraftschlüssige Übertragung von Kräften im Rad-Schienekontakt überhaupt nur möglich ist ($\tau > 0$), wenn der Längsschlupf $\neq 0$ ist. Unter dem Diagramm sind ergänzend für drei ausgesuchte Zustände die idealisierten Rad-Schiene-Berührungszonen mit den jeweiligen Anteilen von Haft- und Gleitzone aufgeführt.
Im Falle eines Längsschlupfes mit dem Wert „0" liegt in der gesamten Berührungszone Haftreibung vor. Ein solcher Zustand, bei dem keine Längskraftübertragung im Rad-Schiene-Kontakt stattfindet, wird als „reines Rollen" bezeichnet.
Der andere Extremfall liegt vor, wenn in der gesamten Berührungszone ausschließlich Gleiten zwischen Rad und Schiene auftritt. In diesem Fall wird der Längsschlupf sehr hoch und die Räder „drehen durch" und man spricht vom „Schleudern" der Radsätze.

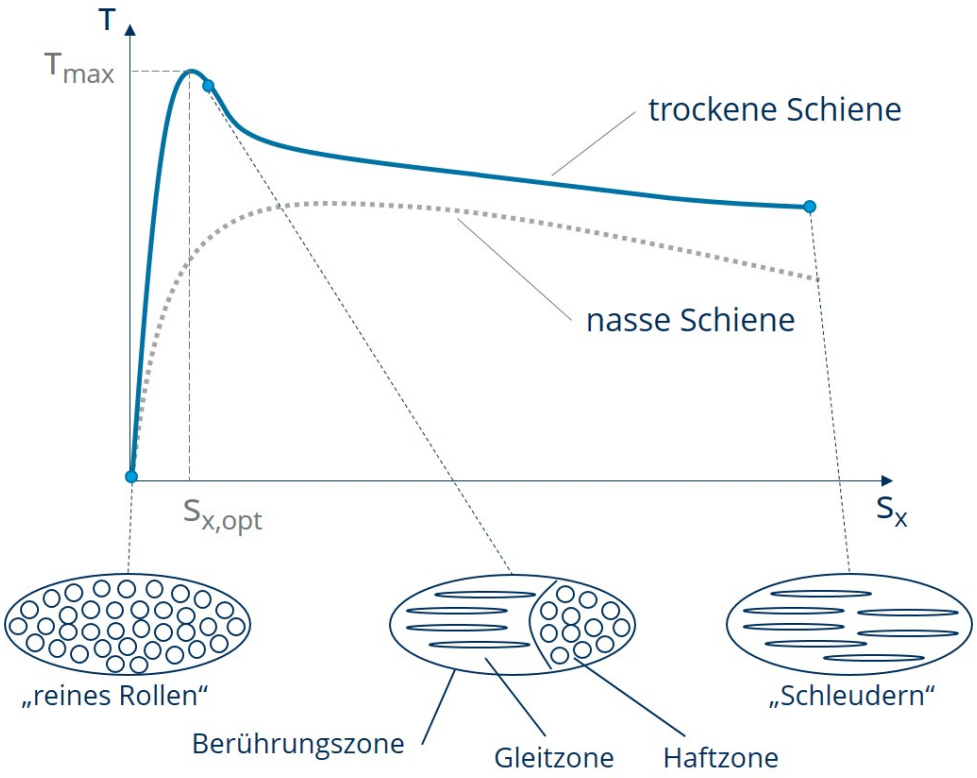


Abbildung 6.5.: Zusammenhang von Kraftschlussbeiwert und Längsschlupf zwischen Rad und Schiene (qualitative Darstellung)

Aus Abbildung 6.5 geht ferner hervor, dass es einen optimalen Längsschlupf $s_{x,opt}$ gibt, bei dem der Kraftschlussbeiwert sein Maximum τ_{max} erreicht. Dieses Schlupfoptimum muss durch die Schlupfregelung bei angetriebenen Radsätzen detektiert und angefahren werden, damit eine Kraftschlusshochausnutzung erreicht werden kann. Die Intelligenz einer guten Schlupfregelung liegt darin, genug Längsschlupf zwischen Rad und Schiene zuzulassen, um das Kraftschlussmaximum erreichen zu können, aber trotzdem zuverlässig das Schleudern der Radsätze zu detektieren und zu verhindern.
Die „Kraftschluss-Problematik" beim Antreiben und Bremsen von Schienenfahrzeugen erhält noch eine weitere bedeutsame Dimension, wenn berücksichtigt wird, dass der *Verlauf* der Kraftschluss-Schlupf-Funktion nicht invariant ist, sondern seinerseits von verschiedenen Randbedingungen beeinflusst wird. So haben Messungen gezeigt, dass sowohl der Betrag von τ_{max} als auch die Lage von $s_{x,opt}$ vom Zustand der Schienenköpfe abhängig ist. Befindet sich Wasser, Eis, Schnee oder eine Emulsion aus Partikeln und Wasser zwischen Rad und Schiene (man

spricht von „ungünstigen Kraftschlussbedingungen"), flacht der Anstieg von τ über s_x deutlich ab, das Kraftschlussmaximum ist ggf. deutlich geringer ausgeprägt und liegt bei deutlich höheren Längsschlupfwerten, wie in Abbildung 6.5 am Beispiel einer Kurve für nasse Schienenköpfe dargestellt wird.
Da der Schienenzustand während der Fahrt auf realen Gleisen räumlich[6] und zeitlich[7] variiert, ist von einer gewissen Streuung der Kurvenverläufe $\tau(s_x)$ auszugehen und der **Kraftschlussbeiwert als stochastisch verteilte Größe** aufzufassen.
Eine Verbesserung der Kraftschlussbedingungen zwischen Rad und Schiene kann erreicht werden, wenn ein Streumittel (in der Regel: Quarzsand) gezielt in den Rad-Schiene-Kontakt eingebracht wird. Das sogenannte „**Sanden**" ist eine im Eisenbahnbetrieb bewährte Maßnahme, um das Schleuder- oder Blockierneigung von angetriebenen oder gebremsten Rädern zu verringern.

Kraftschluss zwischen Rad und Schiene

Der Kraftschluss zwischen Rad und Schiene ist entscheidend für die Übertragung der Längskräfte beim Antreiben und Bremsen von Schienenfahrzeugen.
Mit Drehmomenten beaufschlagte Radsätze (Räder) benötigen immer einen gewissen Längsschlupf, damit in der Kontaktfläche zwischen Rad und Schiene Tangentialkräfte übertragen werden können. Dies bedeutet praktisch, dass angetriebene Radsätze immer ein kleines bisschen schneller und gebremste Radsätze immer ein kleines bisschen langsamer drehen als frei abrollende Radsätze, die weder gebremst noch angetrieben sind.
In der Kontaktfläche zwischen Rad und Schiene finden komplexe physikalische Vorgänge statt, die mit dem Begriff der „Reibung" nur unzureichend beschrieben werden. Der Koeffizient aus Normal- bzw. Gewichtskraft und am Radumfang erzeugter Tangentialkraft wird deshalb als „Kraftschlussbeiwert" (und nicht als Reibwert) bezeichnet.
Der Kraftschlussbeiwert weist eine ausgeprägte Abhängigkeit vom Längsschlupf zwischen Rad und Schiene auf. Der konkrete Verlauf der Kraftschluss-Schlupf-Funktion und damit auch die Lage des maximalen Kraftschlussbeiwertes bei optimalem Schlupf hängt stark vom Zustand der Schienenköpfe (trocken vs. nass, sauber vs. verschmutzt) und Radlaufflächen (blank vs. verschmutzt) ab. Da der Zustand von Schienenköpfen und Radlaufflächen zeitlich und räumlich stark variieren kann und deterministisch nicht erfasst sinnvoll beschrieben werden kann, ist der Kraftschlussbeiwert zwischen Rad und Schiene als stochastische Größe anzusehen.

Wo liegt das Schlupfoptimum?

Die Lage des Schlupfoptimums ist vom Zustand der Schienenköpfe abhängig. Im Falle trockener Schienen liegt das Schlupfoptimum bei sehr kleinen Schlüpfen (0,5...0,7 %), bei nassen und gesandeten Schienen verschiebt es sich in etwas höhere Schlupfbereiche (0,6...1,2 %) und bei nassen, ungesandeten Schienen wird erst bei 0,5...3,0 % Schlupf das Kraftschlussmaximum erreicht. [3]
Eine andere Quelle [5] gibt Werte bis zu 3...6 % auf trockenem und 10...15 % auf regennassen Schienenköpfen an.

[6] Beispiele für die räumliche Variation der verfügbaren Kraftschlussbeiwerte aufgrund unterschiedlicher Konditionierung der Schienenköpfe: vielbefahrene (metallisch glatte Schienenköpfe) vs. selten befahrene (oxidierte Schienenköpfe) Gleise, Gleisabschnitte in Wäldern mit der Gefahr von Laubablagerungen, Gleisabschnitte um Bahnübergänge herum (Schmutzeintrag durch und Abrieb von Autoreifen)
[7] Beispiele für die zeitliche Variation des Zustandes der Schienenköpfe: Sonneneinstrahlung, Niederschläge und Temperaturen können am selben Ort zeitlich stark variieren und beeinflussen den Zustand der Schienenköpfe stark

6.3.2. Kraftschlussausnutzung

Von welchem verfügbaren Kraftschlussbeiwert kann nun bei der fahrdynamischen Auslegung von Schienenfahrzeugen ausgegangen werden? Auf diese Frage gibt es keine einfache bzw. eindeutige Antwort. Wie so oft im Ingenieurwesen muss es vielmehr heißen: „Es kommt darauf an!". Konkret kommt es darauf an, welche Konsequenzen es hat, wenn der tatsächlich an Ort und Stelle zur Verfügung stehende Kraftschlussbeiwert nicht dem bei der Auslegung zugrunde gelegten entspricht.
Hier ist klar zwischen Antreiben und Bremsen zu unterscheiden. Während eine grobe Fehleinschätzung des Kraftschlussverhältnisse bei der Bremsauslegung fatale Folgen hätte (Gleiten der Radsätze, deutliche Verlängerung der Bremswege, Gefährdung von Personen, Gütern und Betriebsmitteln), sind die Folgen beim Antreiben (häufiges Schleudern (Durchdrehen) der angetriebenen Radsätze) eher als „ärgerlich" oder „lästig" zu bezeichnen. Deshalb werden bei der Antriebsauslegung deutlich höhere Kraftschlussbeiwerte (τ=0,30...0,36, in Ausnahmefällen: τ=0,40...0,42) zugrunde gelegt als bei der Bremsauslegung ($\tau = 0,10...0,15$). Da sich dieses Kapitel mit Antriebskräften befasst, soll im Folgenden näher auf die für den Antrieb von Schienenfahrzeugen relevanten Kraftschlussbeiwerte eingegangen werden.
Als Grundregel gilt: Für die Antriebsauslegung steht für die anzunehmenden Kraftschlussbeiwerte prinzipiell ein Bereich von τ=0,25 bis 0,42 zur Verfügung.
Einschränkend muss aber festgehalten werden: je höher der Kraftschlussbeiwert für die Antriebsauslegung gewählt wird, desto höher ist der Regelungsaufwand für die Aufbringung der maximalen Zugkraft und desto höher ist die Schleuderneigung der Radsätze im Betrieb. Abbildung 6.6 zeigt den Zusammenhang zwischen Schleuderneigung und ausgenutztem Kraftschlussbeiwert für Fahrzeuge mit Drehstromantriebstechnik [1].
Demnach muss im Falle einer Kraftschlussausnutzung von $\tau = 0,42$ damit gerechnet werden, dass bei 25...30 % aller Anfahrvorgänge ein Schleudern der angetriebenen Radsätze auftritt, während dies bei $\tau = 0,36$ nur auf 4...5 % der Anfahrten zutrifft.

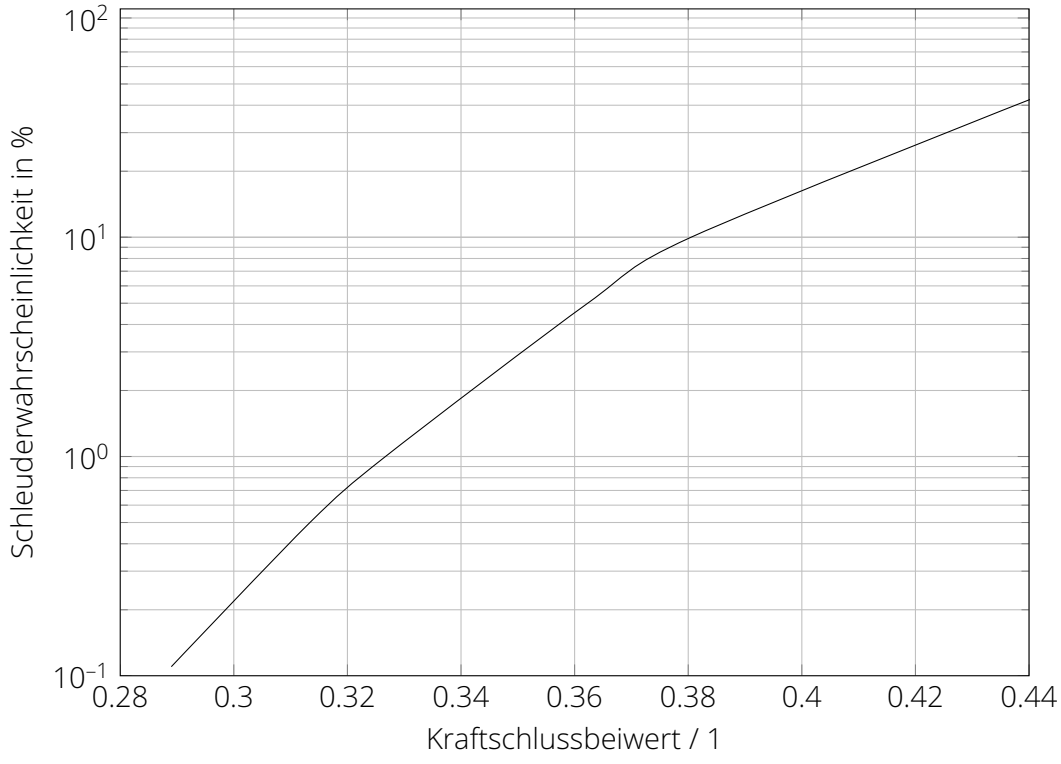


Abbildung 6.6.: Schleuderwahrscheinlichkeit und ausgenutzter Kraftschluss (zitiert nach [1])

Tendenziell lassen sich für die verschiedenen Intervalle des Kraftschlussbeiwertes folgende Aussagen treffen:

- τ=0,20...0,30: Es ist mit einer geringen Schleuderneigung zu rechnen. Die Auslegung der Kraftschlusszugkräfte auf diesem Niveau bietet sich an bei Fahrzeugen mit hohen Komfortanforderungen[8] oder bei solchen mit einem Betriebsregime, das häufiges Anfahren und Beschleunigen erfordert (z.B. S-Bahn-Züge).
- τ=0,30...0,36: Es ist mit einer mäßigen Schleuderneigung zu rechnen. Der angegebene Wertebereich ist typisch für moderne Lokomotiven jeglicher Leistungsklassen.
- τ=0,36...0,42: Es ist mit einer erhöhten Schleuderneigung zu rechnen. Die Auslegung auf Basis dieser Kraftschlussbeiwerte ist in der Regel schweren Hochleistungs-Güterzuglokomotiven vorbehalten.

An dieser Stelle soll noch auf die begriffliche Unterscheidung zwischen „ausnutzbarem Kraftschluss" und „ausgenutztem Kraftschluss" hingewisen werden.
Der **ausnutzbare Kraftschlussbeiwert** stellt die **physikalische** Begrenzung der Zugkräfte dar. Er ergibt sich aus dem Verlauf der Kraftschluss-Schlupf-Funktion (siehe Kapitel 6.3.1) und ist *für alle Fahrzeuge gleich*.
Der **ausgenutzte Kraftschlussbeiwert** beschreibt demgegenüber die **technische** Begrenzung der Zugkräfte. Inwieweit sich ausgenutzter und ausnutzbarer Kraftschlussbeiwert annähern, hängt von der konkreten Antriebskonfiguration und dem Regelungskonzept für das Antriebsdrehmoment ab (ist eine Schlupfregelung der Radsätze möglich und wenn ja, erfolgt sie drehgestell- oder radsatzselektiv?).
Um ein Beispiel zu nennen: der *ausnutzbare* Kraftschlussbeiwert auf trockener, sauberer Schiene hat den Wert X. Während eine Lokomotive mit Drehstromantriebstechnik und Schlupfregelung der Radsätze diesen Wert tatsächlich wird ausnutzen können, ist dies im Falle einer Dampflok mangels Radsatzschlupfregelung nicht möglich.
Der ausgenutzte Kraftschlussbeiwert ist zudem ein relevantes Beurteilungskriterium der Triebfahrzeuge bezüglich ihrer Schleuderneigung (siehe oben). Er lässt sich berechnen, indem Gleichung 6.4 nach dem Kraftschlussbeiwert umgestellt wird.

Es ist üblich, bei der Vorausberechnung von Fahrzeiten (Fahrplanrechnung) eine rechnerische Korrektur der Zugkraftentwicklung an der Kraftschlussgrenze vorzunehmen, wenn Zweifel an der praktischen Verfügbarkeit des erforderlichen Kraftschlusses bestehen. Das Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm wird dann ggf. um eine **„Fahrzeitermittlungslinie (FEL)"** ergänzt (Beispiel: siehe Anhang S. A-6). Mit dieser Maßnahme wird die Fahrplanstabilität erhöht, da sichergestellt wird, dass die bei der Fahrplanerstellung zugrunde gelegten Beschleunigungen auch bei suboptimalen Kraftschlussbedingungen erreicht werden können.

In der Literatur sind eine Reihe **empirischer Gleichungen** zu finden, die einen Zusammenhang zwischen dem verfügbaren Kraftschluss zwischen Rad und Schiene sowie der Geschwindigkeit herstellen (siehe Infokasten). Die im deutschen Sprachraum bekannteste dieser Gleichungen ist die von Curtius und Kniffler [2]. Sie wird sehr häufig als Referenz aufgeführt, wenn die Zugkraftentwicklung eines Fahrzeuges an der Kraftschlussgrenze unbekannt ist und abgeschätzt werden soll. Dabei ist allerdings zu beachten, dass die von Curtius und Kniffler veröffentlichte Gleichung auf Versuchen in den 1940er Jahren mit einer Ellok der (damals modernen) Baureihe E 19 beruht. Zwischen dieser Lokomotive und heutigen Triebfahrzeugen liegen mindestens vier „Lokomotivgenerationen", bei denen sich hinsichtlich der Antriebs- und Regelungstechnik sehr viel verändert hat. Es ist deshalb sehr problematisch, diese Gleichung auf heutige Triebfahrzeuge anwenden zu wollen. Es ist vielmehr oft zielführender, von den Zugkraft-

[8] Der Eingriff des Schleuderschutzes/der Radsatzschlupfregelung kann zu von den Fahrgästen als unangenehm empfundenen Längsrucken und Geräuschentwicklungen der Antriebsaggregate führen.

Geschwindigkeitsdiagrammen aktueller Fahrzeuge durch Rückrechnung auf das heute ausnutzbare Kraftschlussniveau zu schließen.

Kraftschlussausnutzung, Rechenbeispiel 1

Der Hersteller einer Lokomotive (4 von 4 Radsätze angetrieben, Masse: 88 t) gibt an, dass diese eine maximale Zugkraft von 320 kN generieren kann. Welcher Kraftschlussbeiwert muss dazu ausgenutzt werden?

$$\begin{aligned} F_{T,\max} &= m_R \cdot g \cdot \tau \\ \tau &= \frac{F_{T,\max}}{m_R \cdot g \cdot \tau} \\ &= \frac{320\,kN}{88\,t \cdot 9,81\,m/s^2} \\ &= 0,37 \end{aligned}$$

Es ist eine Kraftschlussausnutzung von τ=0,37 nötig, damit die Lokomotive 320 kN generieren kann.

Kraftschlussausnutzung, Rechenbeispiel 2

Eine Lokomotive (alle Radsätze angetrieben, 120 t), deren Antrieb für eine Kraftschlussausnutzung von τ=0,35 ausgelegt ist, soll auf Kundenwunsch für eine Kraftschlussausnutzung von τ=0,40 ertüchtigt werden. Wie groß ist der Zugkraftgewinn beim Anfahren für den Kunden?

$$\begin{aligned} F_{T,\max} &= m_R \cdot g \cdot \tau \\ F_{T,\max}(\tau = 0,35) &= 120\,t \cdot 9,81\,m/s^2 \cdot 0,35 \\ &= 412\,kN \\ \\ F_{T,\max}(\tau = 0,40) &= 120\,t \cdot 9,81\,m/s^2 \cdot 0,40 \\ &= 471\,kN \end{aligned}$$

Der Zugkraftgewinn durch die veränderte Auslegung beträgt 59 kN.

Empirische Kraftschluss-Geschwindigkeits-Gleichungen

Die meisten empirischen Gleichungen stammen aus einer Zeit, als der Rad-Schiene-Kontakt noch wenig erforscht und der Zusammenhang von Längsschlupt und Kraftschlussbeiwert noch wenig nicht oder wenig bekannt war. Die Gültigkeit der Gleichungen ist deswegen häufig auf die Fahrzeuge bzw. Fahrzeuggenerationen beschränkt, mit denen die Versuche durchgeführt wurden.
Es folgt eine Auswahl von Gleichungen, (zitiert nach [1, 6, 7]), die nahezu sämtlich aus der Zeit vor 1973 stammen.
Die Geschwindigkeit ist in allen Gleichungen in der Einheit km/h einzusetzen.

- Gleichung von Curtius und Kniffler (1944/1950):

$$\tau = 0,161 + \frac{7,5}{v+44} \tag{6.6}$$

- Gleichung von Kother (1937):

$$\tau = 0,116 + \frac{9}{v+42} \tag{6.7}$$

- Gleichung der SNCF:

$$\tau = 0,36 \cdot \frac{8+0,1v}{8+0,2v} \tag{6.8}$$

- Gleichung der sowjetischen/russischen Staatsbahn (SŽD/RŽD) für Wechselstrom-Gleichrichterlokomotiven:

$$\tau = 0,28 + \frac{4}{50+6v} - 0,0006v \tag{6.9}$$

- Gleichung von British Rail (BR):

$$\tau = 0,24 \cdot \left(0,2115 + \frac{33}{v+42}\right) \tag{6.10}$$

- Gleichung der Polnischen Staatsbahn (PKP) für Elektrotraktion:

$$\tau = 0,15 \cdot \frac{100+v}{50+v} \tag{6.11}$$

- Gleichung der Japanischen Staatsbahn (JNR - existierte bis 1987) für Diesellokomotiven auf feuchtem, gesandetem Gleis (Gültigkeitsbereich: v=0-40 km/h):

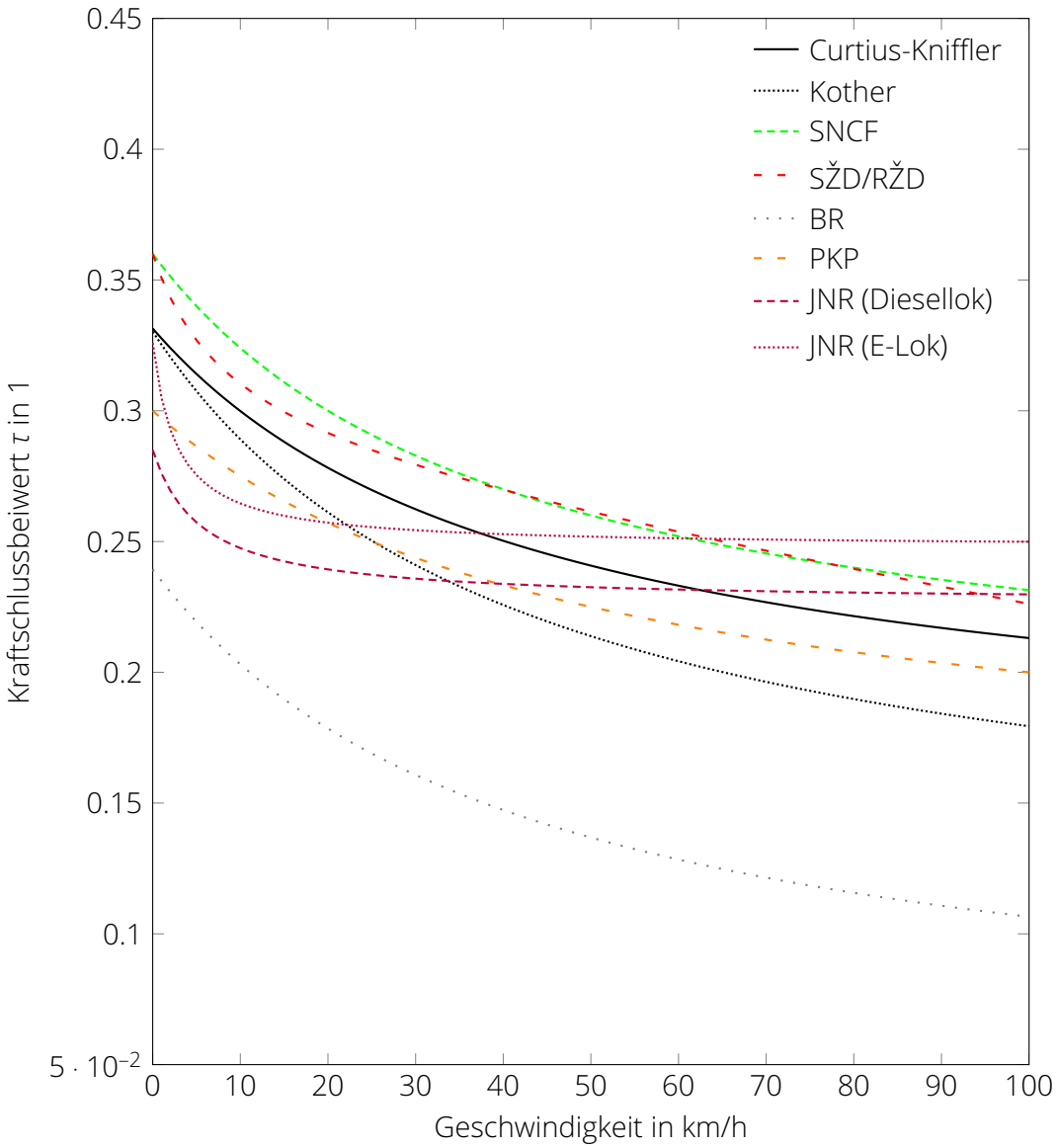
$$\tau = 0,285 \cdot \frac{1+0,144v}{1+0,181v} \tag{6.12}$$

- Gleichung der Japanischen Staatsbahn (JNR - existierte bis 1987) für elektrische Einphasen-Wechselstromlokomotiven auf feuchtem, gesandetem Gleis (Gültigkeitsbereich: v=0-40 km/h):

$$\tau = 0,326 \cdot \frac{1+0,279v}{1+0,367v} \tag{6.13}$$

Empirische Kraftschluss-Geschwindigkeits-Gleichungen (Fortsetzung)

Die zuvor aufgeführten Gleichungen sind im Folgenden noch einmal graphisch dargestellt. Es wird deutlich, dass der qualitative Verlauf jeweils sehr ähnlich ist, jedoch quantitativ signifikante Unterschiede bestehen.



6.3.3. Zugkraftbedingte Radsatzentlastung

Bei der Auslegung von Lokomotiven stellt sich das prinzipielle Problem, dass die Übertragung der Zugkräfte auf den Zugverband (via Zughaken), die Krafteinleitung von den Drehgestellen in den Wagenkasten (über eine wie auch immer geartete Drehgestellanbindung) und die Kraftübertragung von den Radsätzen auf die Schiene auf unterschiedlichen Ebenen stattfinden.
Die unterschiedlichen Höhen der Krafteinleitung (siehe Abbildung 6.7: Zughakenhöhe H, Höhe der Drehgestellanbindung h und Schienenoberkante SOK) bilden deshalb Hebelarme, die zu Drehmomenten in der x-z-Ebene führen und auf den Wagenkasten sowie die Drehgestelle wirken. Das Resultat ist die Entlastung der in Fahrtrichtung führenden Drehgestelle und eine äquivalente Belastung der in Fahrtrichtung hinteren Drehgestelle, die sich proportional zur aufgebrachten Zugkraft einstellt. Um eine zu große Differenz der Radsatzlasten bei auf-

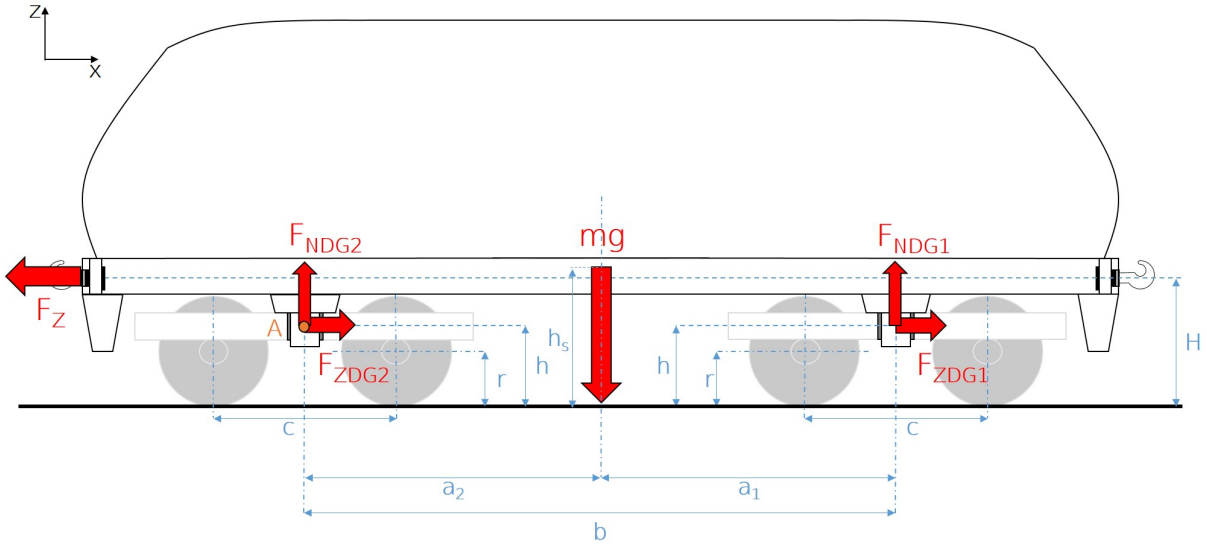


Abbildung 6.7.: Kräfte an Wagenkasten und Drehgestellen bei der Zugkraftübertragung (vereinfachte Darstellung)

geschalteter Zugkraft zu vermeiden und die Schleuderneigung der entlasteten Radsätze zu verringern, werden unterschiedliche konstruktive Maßnahmen ergriffen (siehe Anhang 6.8). Es wird grundsätzlich angestrebt, den Anbindungspunkt von Drehgestell und den Elementen zur Übertragung der Traktionskräfte auf den Wagenkasten so tief wie möglich in Richtung Schienenoberkante (SOK) zu legen.
Bei Altbau-Lokomotiven ist mitunter auch ein pneumatischer Radlastausgleich vorgesehen worden, bei dem mittels einen pneumatischen Zylinders eine zugkraftproportionale Normalkraft auf den Kopfträger des führenden Drehgestells aufgebracht wird, um einer Entlastung des führenden Radsatzen entgegenzuwirken.
Bei neuen Fahrzeugen haben sich heute jedoch die beiden Konzepte „tiefangelenkter Drehzapfen“ (v.a. Siemens-Lokomotiven) und „Drehgestell-Anbindung mittels Zug-Druck-Stangen“ (v.a. Traxx-Lokomotiven) durchgesetzt und bewährt.
Die detaillierte Diskussion der physikalischen Zusammenhänge bei der zugkraftbedingten Radsatzentlastung würden den Rahmen dieser Lehrveranstaltung sprengen. Interessierten Lesern kann aber ein vertiefender Fachaufsatz [4] zur Verfügung gestellt werden.

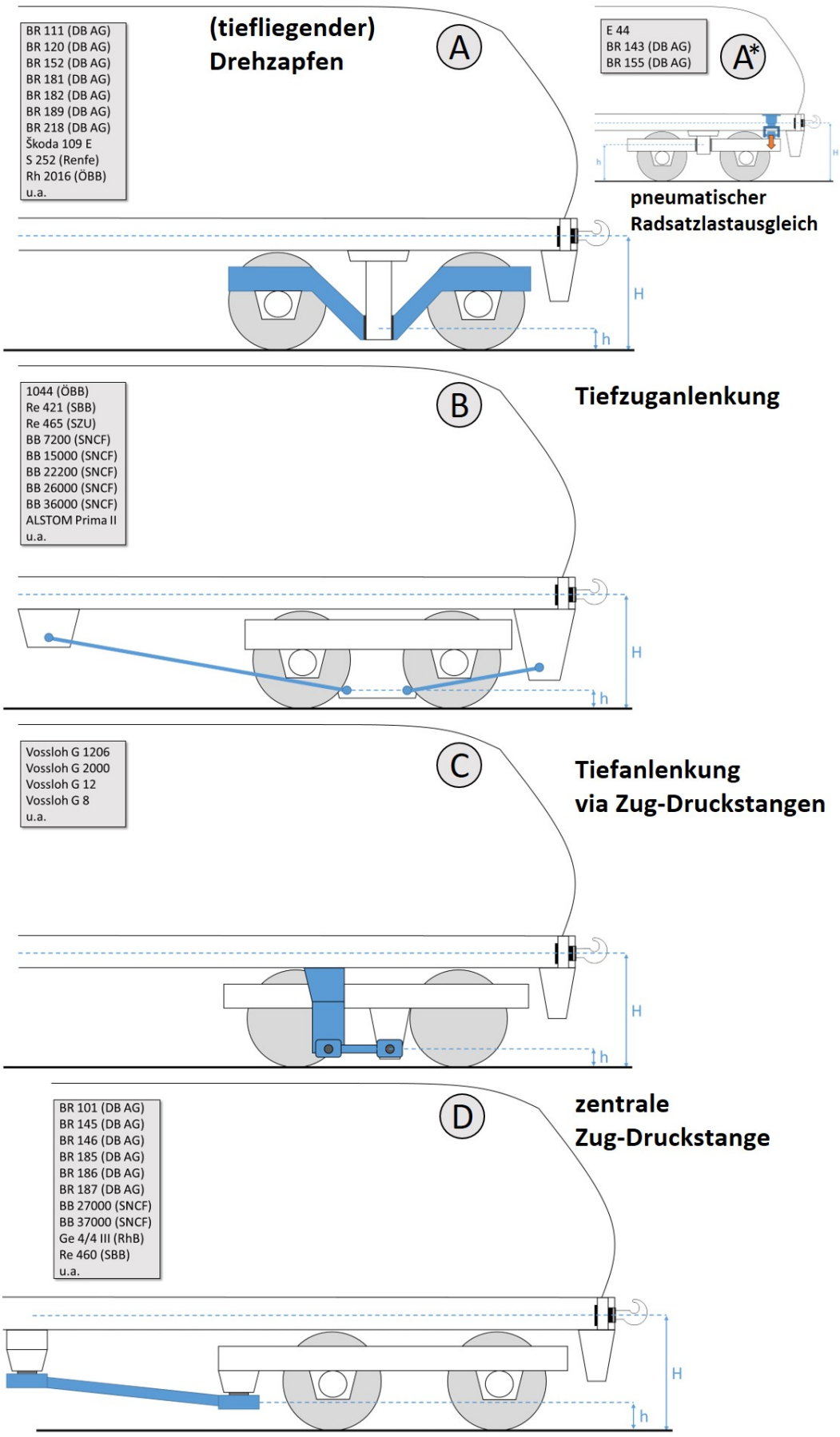


Abbildung 6.8.: DG-Anlenkungen

6.4. Zugkrafterzeugung an der Leistungsgrenze

6.4.1. Antriebskonfigurationen

Die Zugkrafterzeugung an der Kraftschlussgrenze hängt im besonderen Maße von der konkreten Antriebskonfiguration der Triebfahrzeuge ab. Im Gegensatz zu Straßenfahrzeugen existiert bei Schienenfahrzeugen ein großes Spektrum von Antriebskonfigurationen, wie Abbildung 6.9 zeigt. Die dort dargestellte Hierarchie geht auf die Grundfrage zurück, auf welche Art und Weise die Traktionsenergie bereitgestellt wird. Im Rahmen dieser Lehrveranstaltung werden vornehmlich elektrische Triebfahrzeuge, die via Oberleitung gespeist werden, sowie Dieseltriebfahrzeuge betrachtet. Zweikraft-, Hybrid- und Gasturbinenfahrzeuge werden kurz in den jeweiligen Infokästen charakterisiert. Die Wahl der Antriebskonfiguration folgt natürlich

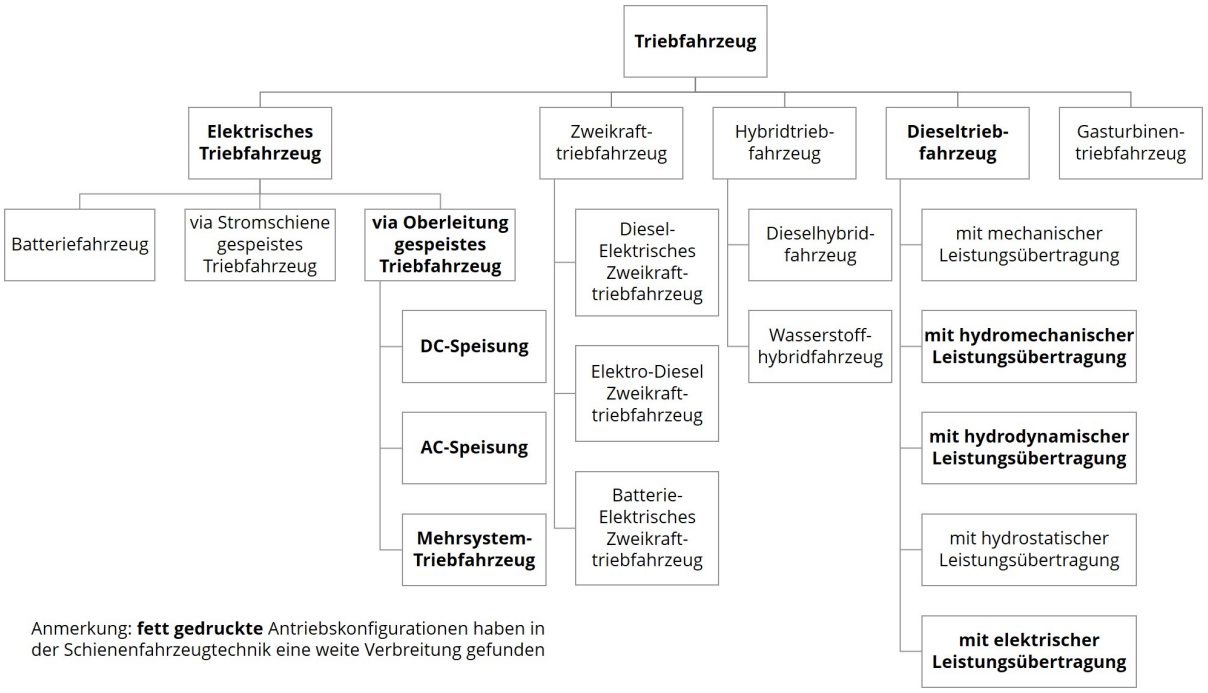


Abbildung 6.9.: Antriebskonfigurationen von Triebfahrzeugen (Beispielfahrzeuge: siehe Anhang B)

nicht nur anhand fahrdynamischer Erwägungen. Fragen der Infrastruktur (z.B. Elektrifizierung und wenn ja, mit welcher Spannung?), der Ökonomie (Anschaffungs-, Wartungs- und Instandhaltungsaufwand verschiedener Antriebstechnologien) und der "Firmenphilosophie"[9] spielen ebenso eine Rolle.
Hinsichtlich der Zugkraftentwicklung an der Leistungsgrenze unterscheiden sich die in Abbildung 6.9 aufgeführten Antriebskonfigurationen vor allem in der Frage, ob mit ihnen eine Leistungskonstanz an den Treibrädern erzielt werden kann und falls ja, in welchem Geschwindigkeits- bzw. Drehzahlspektrum dies möglich ist. Ein zweiter wichtiger Punkt ist die Stetigkeit der Zugkraftentwicklung über der Geschwindigkeit und die Frage, ob technisch bedingte Zugkraftsprünge oder sonstige Unstetigkeiten in der Zugkraftkurve auftreten.

[9] Im Westteil Deutschlands spielte beispielsweise die dieselelektrische Antriebstechnik bis 1990 im Grunde keine Rolle, weil sich die Deutsche Bundesbahn im Grundsatz für die hydrodynamische Leistungsübertragung bei ihren Dieseltriebfahrzeugen entschieden hatte.

Zweikraftfahrzeuge





Zweikraftfahrzeuge, manchmal auch als Bimodale Fahrzeuge und häufig fälschlich als „Hybridfahrzeuge“ bezeichnet, sind Triebfahrzeuge, deren Antriebe aus zwei unterschiedlichen Energiequellen gespeist werden können, von denen allerdings nur eine fahrzeuggebunden ist. Dies ist ein wesentlicher Unterschied zu den Hybridfahrzeugen, die über zwei verschiedene fahrzeuggebundene Energiespeicher verfügen. Sie können nur jeweils in dem einen *oder* dem anderen Antriebsmodus betrieben werden, eine Überlagerung der Leistungen ist in der Regel nicht vorgesehen.

Im Gegensatz zu Hybridfahrzeugen ist regeneratives Bremsen (Bremsarbeitsrekuperation) nur im elektrischen Antriebsmodus möglich, falls die elektrische Antriebsausrüstung dafür ausgelegt wurde und das elektrische Netz, an dem die Fahrzeuge betrieben werden, aufnahmefähig ist.

Zweikraftfahrzeuge können sinnvollerweise dann zum Einsatz kommen, wenn der Laufweg der Fahrzeuge/Züge nicht durchgängig elektrifiziert ist. Im Reisezugverkehr ist die Entwicklung von Zweikraftfahrzeugen durch die Gewährleistung umstiegsfreier Verbindungen oder der lokalen Vermeidung von Emissionen (z.B: Verbot von Dieseltraktion in Innenstädten oder Tunneln) verbunden, während im Güterverkehr die Erhöhung der Effizienz und daraus resultierenden Kosteneinsparungen (es müssen am Anfang und Ende des Laufweges keine Rangierloks vorgehalten werden) im Vordergrund steht.

Je nachdem, ob die nicht elektrifizierten Streckenabschnitten nur an den Anfangs- und Endpunkten der Laufwege liegen (Rangier-/ Containerbahnhöfe oder Anschluss- und Werkbahnen) oder längere Streckenabschnitte mit höheren Geschwindigkeiten durchfahren müssen (Beispielstrecke Dresden-Hof-Nürnberg: Elektrifizierung endet in Hof und beginnt erst im Raum Nürnberg wieder) ergeben sich sehr unterschiedliche Auslegungsvarianten. Im erstgenannten Fall wird häufig auch von einem „Last-Mile“-Antrieb gesprochen, weil der Antriebsstrang für die nicht elektrifizierten Abschnitte mit einer vergleichsweise geringe Leistung auskommt.

Bei Diesel-Elektrischen-Zweikrafttriebfahrzeugen ist die mittels Dieselmotoren erzeugte Antriebsleistung größer als bei der rein elektrischen Generierung der Zugkräfte, bei Elektro-Diesel-Zweikrafttriebfahrzeugen verhält es sich ensprechend anders herum.

Für Zweikraftfahrzeuge werden in der Regel mindestens zwei Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramme angegeben, die das Leistungsvermögen in dem jeweiligen Antriebsmodus widerspiegeln.

Hybridfahrzeuge





Bei der Entwicklung von Hybridfahrzeugen steht das Ziel der Einsparung von Kraftstoff und Emissionen im Vordergrund. Eine Voraussetzung dafür ist die Zwischenspeicherung von Energie auf dem Fahrzeug, die während des regenerativen Bremsens „wiedergewonnen" wird. Hybridfahrzeuge weisen deshalb **zwei fahrzeuggebundene Energiespeicher** auf. Dies sind im Falle eines Dieselhybridfahrzeuges der Kraftstofftank und beispielsweise ein elektrochemischer Energiespeicher (Batterie) und im Falle eines Wasserstoffhybridfahrzeuges die Wasserstofftanks und eine Batterie.
Im Gegensatz zu Zweikraftfahrzeugen kann bei Dieselhybridfahrzeugen die Leistungsabgabe von elektrischem Speicher und Dieselmotor überlagert werden („Boosten"). Die Länge der Streckenabschnitte, die ohne den Hauptantrieb und nur durch die Speisung aus der Batterie zurückgelegt werden können, sind jedoch mangels großer Speicherkapazität oft sehr begrenzt.
Auch Hybridfahrzeuge können mehrere Zugkraftcharakteristiken aufweisen (z.B. mit geladener vs. leerer Batterie).

Gasturbinenfahrzeuge

Gasturbinenlok (RŽD) Gasturbinenlok (RŽD) Gasturbinenzüge (SNCF) TGV 001 (SNCF)

Gasturbinentriebfahrzeuge wurden entwickelt, wenn ein großer Traktionsenergiebedarf bestand, aber eine Elektrifizierung der infrage kommenden Strecken (noch) nicht realisierbar war. In Frankreich war zwischen 1972 und 2004 eine größere Flotte von Gasturbinentriebwagen (RTG - „Rame à turbine à gaz") im Einsatz und auch der TGV-Prototyp war ein Gasturbinenzug.
Neuere Gasturbinenlokomotiven sind in Russland für den Einsatz im schweren Güterverkehr entstanden.
Die obenstehenden QR-Codes bzw. die Links unter diesen führen Sie zu kurzen YouTube-Sequenzen, die die entsprechenden Fahrzeuge portraitieren. Folgen Sie den Links, wenn Sie neugierig auf diese eher exotischen Triebfahrzeuge sind.

6.4.2. Zugkraftcharakteristik von Dieseltriebfahrzeugen

Die Notwendigkeit einer Leistungsübertragungsanlage

Dieselmotoren weisen einen Drehmomenten- bzw. Leistungsverlauf über der Drehzahl auf, der nicht unmittelbar für die Zugkrafterzeugung geeignet ist. Wie der Verlauf der Kennlinien für einen Beispiel-Dieselmotor in Abbildung 6.10) zeigt, ist die Abgabe einer konstanten Leistung nur näherungsweise und lediglich in einem schmalen Drehzahlbereich möglich.
Dieselmotoren haben außerdem die für Fahrzeugantriebe eigentlich ungünstige Eigenschaft, bei der Drehzahl „0“ kein Drehmoment erzeugen zu können. Dieses Phänomen wird auch als „Drehzahllücke“ bezeichnet. Je größer die Leerlaufdrehzahl bzw. die kleinste Volllastdrehzahl des Dieselmotor ist, desto größer ist die Drehzahllücke. Es muss also stets eine mechanische Entkopplung von Dieselmotor und Radsätzen erfolgen, damit der Dieselmotor überhaupt gestartet und bei Leerlaufdrehzahl betrieben werden kann.

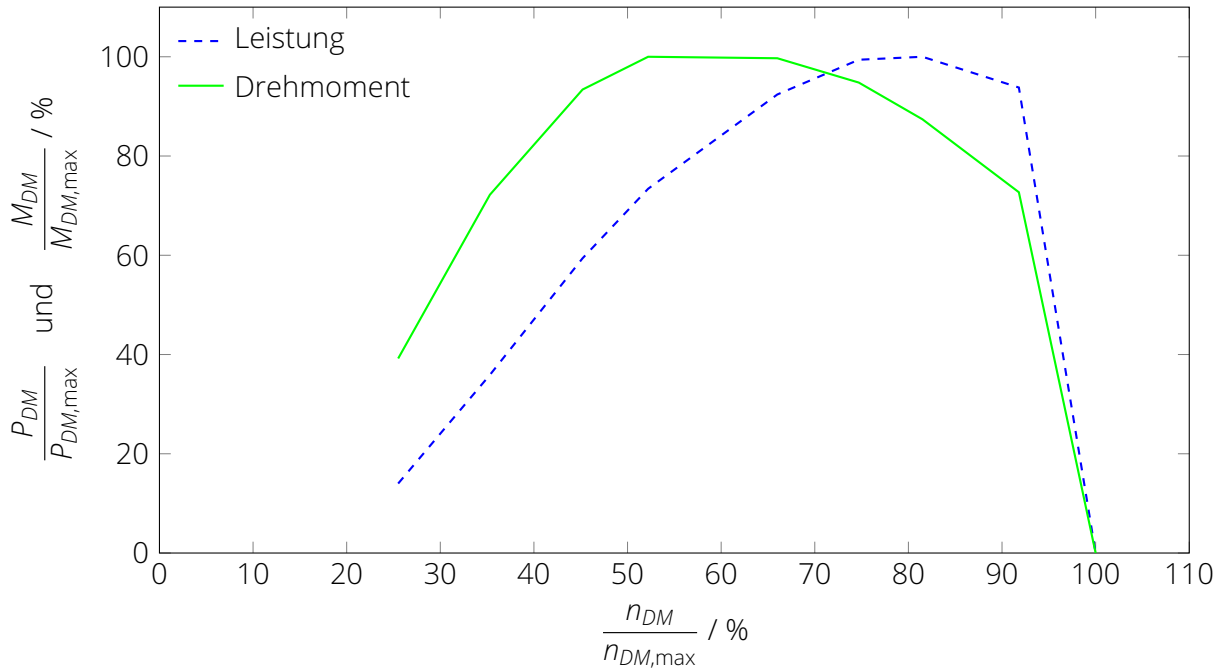


Abbildung 6.10.: Leistungs- und Drehmomentabgabe eines Dieselmotors

Würde ein Dieselmotor direkt mit den Treibradsätzen verbunden (mechanische Gesamtübersetzung i_{ges}=1), ergäbe sich also aus den genannten Gründen eine nicht einmal ansatzweise zufriedenstellende Zugkraft-Geschwindigkeits-Charakteristik, wie Abbildung 6.11 am Beispiel eines Dieselmotors mit einer Nennleistung von 357 kW zeigt.
Wie die genannte Abbildung unterstreicht, ist es notwendig, den vom Dieselmotor gelieferten Leistungs- und Drehmomentverlauf so anzupassen, dass er für Traktionszwecke möglichst gut ausnutzbar ist. Dies ist die Aufgabe der **Leistungsübertragung** bei Dieseltriebfahrzeugen.
Die Notwendigkeit, eine solche Einrichtung in den Leistungsfluss zwischen Dieselmotor und Treibradsätzen zu schalten, ergibt sich zusammenfassend aus den folgenden Problemstellungen:

1. Die **Drehzahllücke des Dieselmotors** muss **überbrückt** werden, um ein Anfahren zu ermöglichen.

2. Die **Drehzahlbereiche** von Treibradsätzen und Dieselmotor müssen **angeglichen werden**.

3. Es muss eine **Drehmomentenwandlung** zur Erzeugung großer Anfahrzugkräfte vorgenommen werden.
4. Die dauerhafte **Ausnutzung des Nennleistung des Dieselmotors** soll ermöglicht werden.
5. Eine **Dreh- bzw. Fahrtrichtungsumkehr** muss ermöglicht werden.

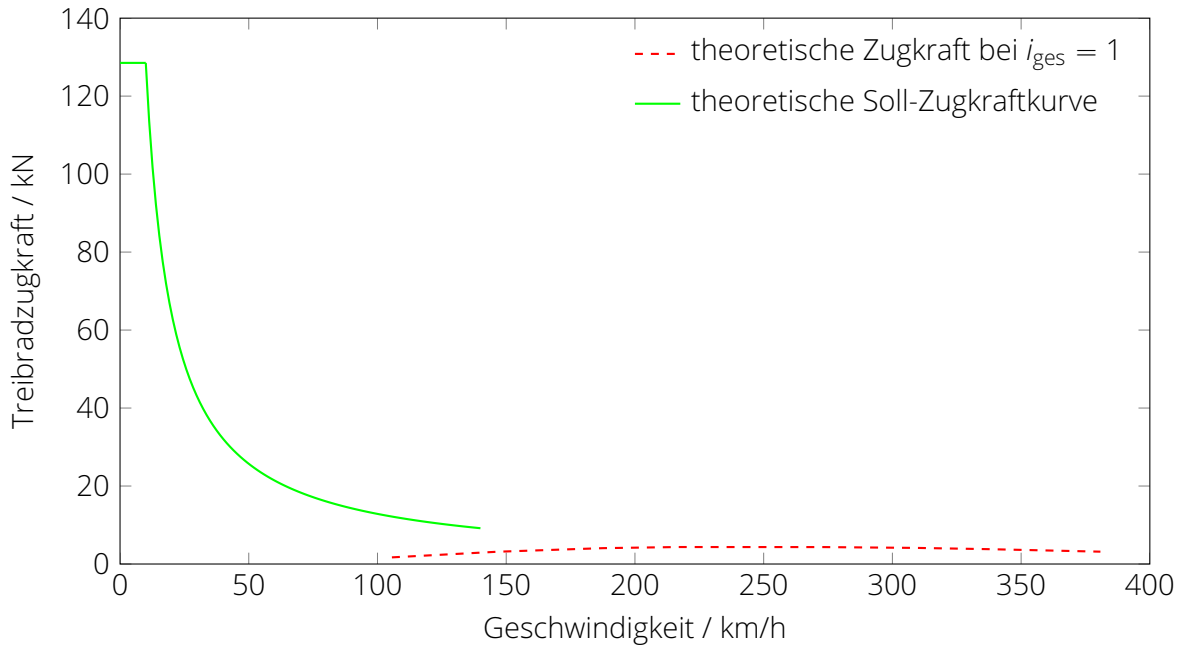


Abbildung 6.11.: Vergleich der Soll-Zugkraftkurve für einen Dieselmotor mit 357 kW Nennleistung mit der Ist-Zugkraftkurve bei direkter Kopplung von Dieselmotor und Treibradsätzen (Wirkungsgrade vernachlässigt)

Für die Leistungsübertragungseinrichtungen lassen sich aus fahrdynamischer Sicht folgende 10 zentrale Anforderungen formulieren, die auch als Kriterien zur vergleichenden Bewertung möglicher Leistungsübertragungsarten genutzt werden können:

- *Anforderung 1:* Die Leistungsübertragung soll ein **verschleißfreies Anfahren** ermöglichen.
- *Anforderung 2:* Mit Hilfe der Leistungsübertragung soll die **Generierung hoher Zugkräfte** (mindestens bei kleinen Geschwindigkeiten) erreicht werden.
- *Anforderung 3:* Die **Zugkraftentwicklung** soll **entlang einer Leistungshyperbel** erfolgen und möglichst *ohne Unstetigkeiten* aufkommen.
- *Anforderung 4:* Die Leistungsübertragung soll die **dauerhafte Ausnutzung der maximalen Dieselmotorleistung in einem möglichst großen Geschwindigkeitsspektrum** sicherstellen.
- *Anforderung 5:* Eine **stufenlose Zugkraftregelung** soll möglich sein.
- *Anforderung 6:* Die Leistungsübertragung soll eine radsatz-selektive (mindestens: drehgestell-selektive) **Radsatzschlupfregelung** ermöglichen.
- *Anforderung 7:* Die **Ausnutzung der Dieselmotor-Arbeitspunkte mit minimalem spezifischen Verbrauch** (maximalem Wirkungsgrad) soll mit Hilfe der Leistungsübertragung ermöglicht werden.

- *Anforderung 8:* Die Leistungsübertragung soll einen im Allgemeinen **hohen Übertragungswirkungsgrad** aufweisen.
- *Anforderung 9:* Die Leistungsübertragung soll eine hohe **thermische und mechanische Robustheit**, insbesondere bei kleinen Geschwindigkeiten und hohen Zugkräften aufweisen.
- *Anforderung 10:* Der **Leistungsfluss innerhalb der Leistungsübertragung soll bei Bremsvorgängen umkehrbar** sein, sodass verschleißfreies oder sogar regeneratives Bremsen (durch Hybridisierung des Antriebsstranges) ermöglicht wird.

Das Betriebsverhalten des Dieselmotors muss bei der Auslegung einer Leistungsübertragungseinrichtung immer mit berücksichtigt werden. Dafür wird auf Dieselmotorkennfelder zurückgegriffen, die den Verlauf der Leistungsabgabe des Dieselmotors in Abhängigkeit von der Drehzahl um Angaben zum energetischen Verhalten des Dieselmotors ergänzt. Es ist üblich, dieses mit Hilfe von Kurven konstanten spezifischen Verbrauches zu beschreiben, die aufgrund ihres charakteristischen Verlaufes häufig auch als „Muschelkurven“[10] bezeichnet werden. Abbildung 6.12 zeigt ein solches Dieselmotorkennfeld in bezogener Darstellung[11].
Das Zusammenspiel von Dieselmotor und Leistungsübertragung sollte idealerweise so funktionieren, dass für jede Leistungsanforderung (horizontale Geraden im Diagramm) die Drehzahl mit dem geringsten spezifischen Verbrauch gewählt werden kann.

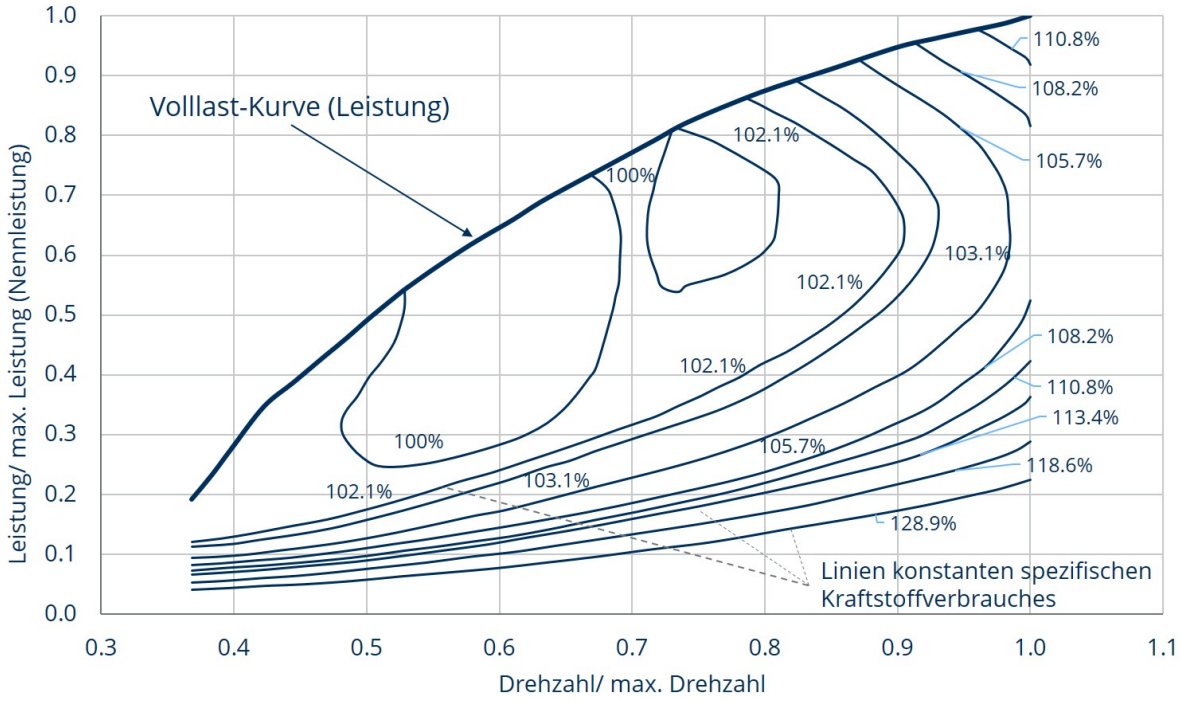


Abbildung 6.12.: Beispielhafte Darstellung eines Dieselmotorkennfeldes mit bezogenen Größen (Bezug Leistung und Drehzahl: Maximalleistung bzw. Maximaldrehzahl, Bezug spezifischer Verbrauch: minimaler spezifischer Verbrauch)

[10] Dieselmotorkennfelder werden deshalb umgangssprachlich auch als „Muschelkennfeld“ bezeichnet.
[11] Der spezifische Verbrauch wird in der Regel in der Einheit g/kWh angegeben. Da solche Angaben aber heute von den Produzenten oft als „Betriebsgeheimnis“ gehandhabt werden, erfolgt hier nur eine semi-quantitative Darstellung des spezifischen Verbrauches.

Zugkrafterzeugung bei mechanischer Leistungsübertragung

Die einfachste und - hinsichtlich der erreichbaren Übertragungswirkungsgrade - effektivste Art der Leistungsübertragung ist die mechanische Leistungsübertragung. Sie bietet den Vorteil, dass keine Wandlung der Energieform vorgenommen wird und dass die Berechnung der Zugkraftcharakteristik vergleichsweise einfach ist.
Der prinzipielle Aufbau einer mechanischen Leistungsübertragungseinrichtung kann Abbildung 6.13 entnommen werden. Sowohl das Schaltgetriebe als auch das Radsatzgetriebe dienen der Drehmoment- und Drehzahlwandlung, sodass sich das gesamte mechanische Übersetzungsverhältnis zwischen Dieselmotor und Treibradsatz als Produkt der Schaltgetriebeübersetzung i_{SG} und der Radsatzgetriebeübersetzung i_{RG} ergibt. Die Treibradsätze wirken bei schlupffreier Betrachtung wie ein Reibradgetriebe, bei dem der Radius der Treibräder r_T den Proportionalitätsfaktor zwischen Drehzahl und Geschwindigkeit darstellt.

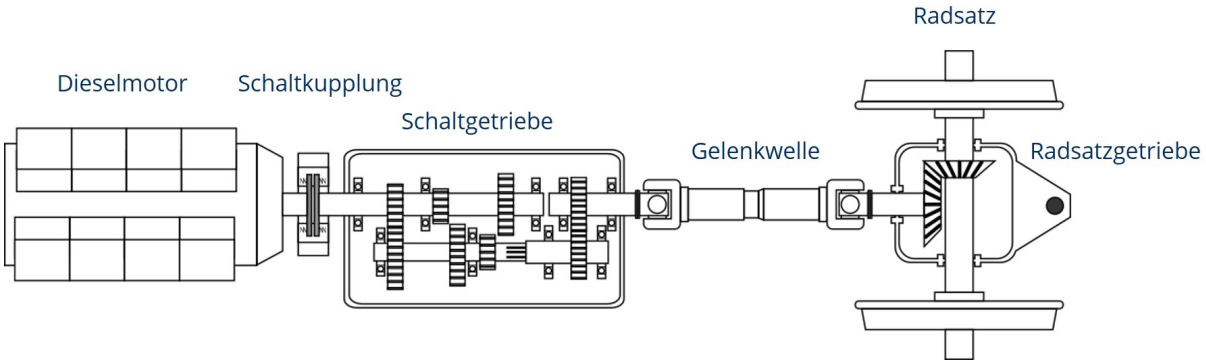


Abbildung 6.13.: Schematischer Aufbau einer mechanischen Leistungsübertragung

Eine kinematische Entkopplung von Dieselmotor und Treibradsätzen findet außerhalb des Anfahrvorganges nicht statt. Somit ist die Fahrzeuggeschwindigkeit für jeden Gang proportional zur Dieselmotordrehzahl n_{DM} und die Treibradzugkraft proportional zum Dieselmotordrehmoment M_{DM}. Konkret ergeben sich die folgenden Zusammenhänge (*Anmerkung:* alle Größen sind in SI-Einheiten einzusetzen):

$$v = \frac{2\pi \cdot r_T}{i_{SG} \cdot i_{RG}} \cdot n_{DM} \tag{6.14}$$

$$F_T = \frac{1}{r_T} \cdot \eta_{SG}\eta_{RG} \cdot i_{SG}i_{RG} \cdot (1 - \psi) \cdot M_{DM} \tag{6.15}$$

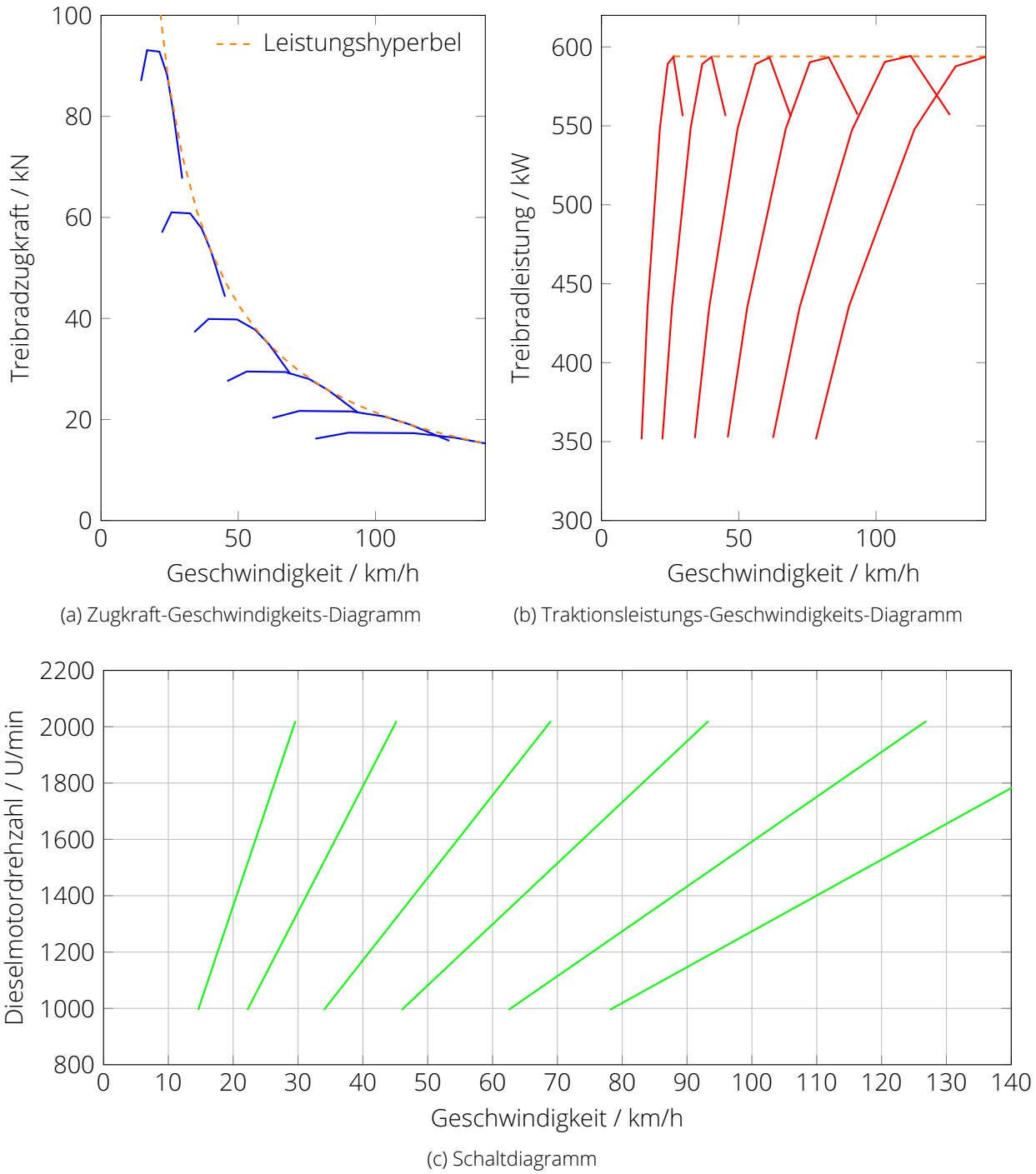
Bei der Ermittlung der Zugkraft (Gleichung 6.15) müssen auch die Übertragungswirkungsgrade der Getriebe berücksichtigt werden[12] sowie der Tatsache Rechnung getragen werden, dass ein Teil der Dieselmotorleistung für den Antrieb von Hilfs- und Nebenaggregaten (Kühlanlage, Klimaanlage, Luftverdichter u.a.) benötigt wird und nicht für die Erzeugung von Zugkräften zur Verfügung steht. Dies wird mit dem Hilfsbetriebefaktor ψ berücksichtigt, der sich in einem Wertebereich zwischen 0,03 und 0,10 bewegen kann.

[12] Die Übertragungswirkungsgrade der übrigen Elemente im Antriebsstrang, wie zum Beispiel der Gelenkwellen, werden häufig vernachlässigt.

Abbildung 6.14 zeigt beispielhaft den Verlauf der Treibradzugkraft (Abbildung 6.14a), der Treibradleistung (Abbildung 6.14b) und der Dieselmotordrehzahl über der Geschwindigkeit für ein Fahrzeug, das mit zwei Antriebsanlagen mit mechanischer Leistungsübertragung verfügt, wobei ein 6-Gang-Getriebe zum Einsatz kommt.
Es wird deutlich, dass mit einer mechanischen Leistungsübertragung eine Leistungskonstanz (die Zugkrafthyperbel für die Treibradnennleistung wurde im Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm ebenfalls angedeutet) nicht erreicht werden kann. Vielmehr entstehen deutlich erkennbare Zugkraftsprünge sowie Zugkraftlücken[13], deren Ausprägung durch die Anzahl und Abstufung der Gänge beeinflusst werden kann.
Da der Dieselmotor mit seiner Drehzahl unter Berücksichtigung der mechanischen Gesamtübersetzung an die Drehzahl der Radsätze und damit die Fahrzeuggeschwindigkeit gebunden ist (siehe Schaltdiagramm in Abbildung 6.14c), kann er nur füllungsgeregelt entlang seiner Volllastkurve bzw. entlang dazu parallel-verschobener Teillastkurven betrieben werden.
Die Drehmomentcharakteristik des Dieselmotors spiegelt sich im Verlauf der gang-bezogenen Zugkraftkurvenabschitte wider, wobei die mechanische Übersetzung für Werte $i>1$ eine Stauchung entlang der Geschwindigkeitsachse und eine Streckung entlang der Zugkraftachse im Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm bewirkt. Bei Getriebeübersetzungen <1 verhält es sich genau umgekehrt.
Es ist üblich, die Abstufung der einzelnen Gänge so zu wählen, dass sich die Teilzugkraftkurven bei mittleren und höheren Geschwindigkeiten überdecken. Somit wird es möglich, bei derselben Geschwindigkeit durch die Wahl der Gangstufe das Zugkraftangebot zu variieren sowie die Dieselmotordrehzahl zu beeinflussen. So wäre es im Falle des in Abbildung 6.14 ausweislich des Schaltdiagramms möglich, bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 90 km/h sowohl im 6. Gang (Dieselmotordrehzahl ca. 1150 U/min) als auch im 5. Gang (Dieselmotordrehzahl ca. 1420 U/min) oder 4. Gang (Dieselmotordrehzahl ca. 1940 U/min) zu fahren. Je nach Zugkraftanforderung könnte dann der Gang gewählt werden, der zu dem energetisch günstigsten Arbeitspunkt des Dieselmotors führt. Eine Verdichtung der Übersetzungen schafft somit zusätzliche Flexibilität im Zusammenspiel von Dieselmotor und Leistungsübertragung.
Die Schaltpunkte für die Umschaltung zwischen den Gängen sollten so gelegt werden, dass sie nicht im Bereich gängiger „Bahn-Geschwindigkeiten“[14] liegen. Außerdem sind Auf- und Abschalten der Gänge hysteresebehaftet, sodass es bei ungünstigen Lastanforderungen (z.B. Gangwechsel in großen Steigungen) nicht zu instabilen Schaltzuständen kommen kann.
Eine große Herausforderung bei mechanischen Leistungsübertragungen ist die Realisierung von Anfahrvorgängen. Wie in allen Teildiagrammen der Abbildung 6.14 zu erkennen ist, können bei der betrachteten Beispielkonfiguration keine Zugkräfte unterhalb einer Geschwindigkeit von ca. 15 km/h realisiert werden. Natürlich könnte die Übersetzung des ersten Ganges noch höher gewählt werden, um diese Geschwindigkeit abzusenken, aber aus physikalischen und technischen Gründen kann die Übersetzung des kleinsten Ganges nicht so hoch gewählt werden, dass die Lücke im Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm gänzlich geschlossen werden kann. Es wird deshalb ein Anfahrelement benötigt, dass die Drehzahldifferenz zwischen kleinster Dieselmotordrehzahl und (zunächst) stillstehendem Antriebsstrang zu überbrücken und dabei hohe Zugkräfte zu erzeugen vermag. Aufgrund der großen Massen(trägheit) von Schienenfahrzeugen und der damit verbundenen hohen Reibleistungen kommen Reibungskupplungen wie im Automobilbau nicht infrage. Eine sehr vorteilhafte Lösung stellt die Integration eines hydrodynamischen Wandlers in ein mechanisches Schaltgetriebe dar, sodass aus der mechanischen eine hydromechanische Leistungsübertragung wird.

[13] Zugkraftlücken sind Bereiche im Zugkraft-Geschwindigkeitsdiagramm, die unterhalb der durch die Leistungshyperbel vorgegebenen Hüllkurve, jedoch oberhalb der Zugkraftkurven liegen. In diesen Bereichen kann mit der gegebenen Getriebestufung keine Zugkraft erzeugt werden.

[14] Typische Bahn-Geschwindigkeiten sind z.B. 25 km/h (eine Überwachungsgeschwindigkeit der PZB), 40 km/h (üblich in Weichenstraßen) oder 60 km/h (bestimmte Weichen in abzweigender Stellung). Es ließen sich weitere Geschiwndigkeiten benennen, aber die aufgeführten Beispiele sollen an dieser Stelle genügen.



(a) Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm

(b) Traktionsleistungs-Geschwindigkeits-Diagramm

(c) Schaltdiagramm

Abbildung 6.14.: Beispielhafte Darstellung eines Fahrzeuges mit dem Beispielmotor aus Abbildung 6.10, das über zwei Antriebsanlagen und eine mechanische Leistungsübertragung verfügt

Zugkrafterzeugung bei hydromechanischer Leistungsübertragung

Die hydromechanische Leistungsübertragung stellt eine Weiterentwicklung der mechanischen Leistungsübertragung dar. Letztgenannte findet man im Eisenbahnbereich in Europa heute nur noch bei Museumsfahrzeugen.
Die hydromechanische Leistungsübertragung, deren Aufbau in Abbildung 6.15 schematisch dargestellt ist, wurde zunächst für Nutzfahrzeuge (insbesondere Busse) entwickelt und hielt mit den seit den 1990er Jahren projektierten leichten Dieseltriebwagen und -zügen im Eisenbahnbereich Einzug.

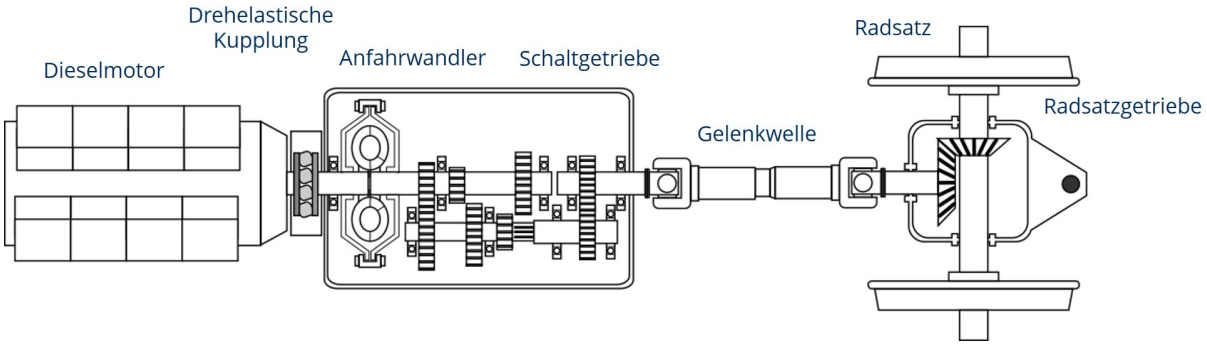


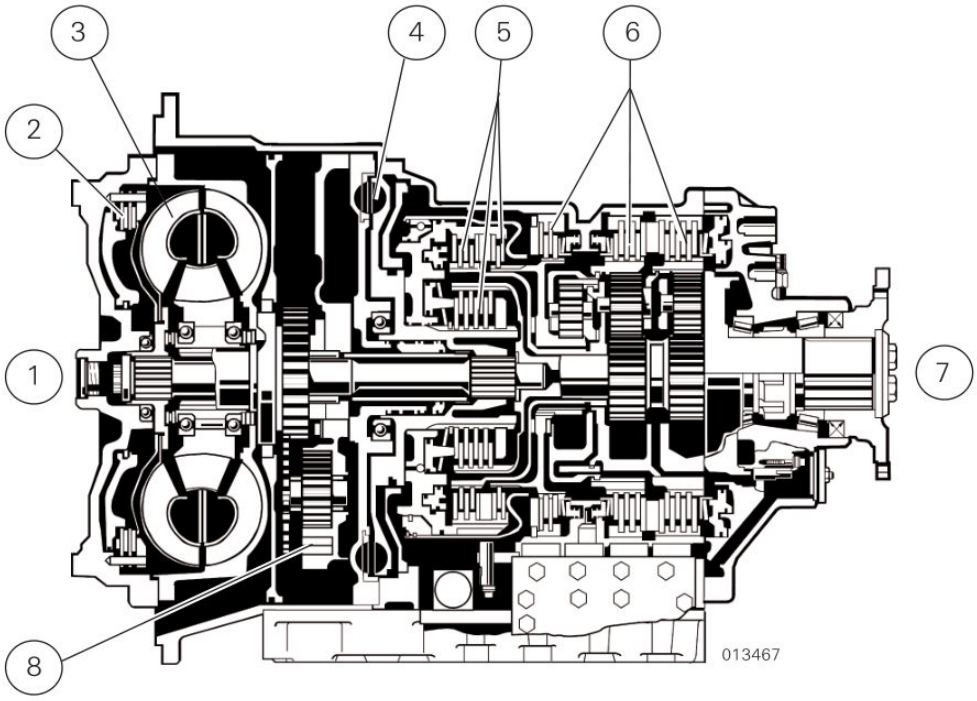
Abbildung 6.15.: Schematischer Aufbau einer hydromechanischen Leistungsübertragung

Der große Vorteil hydromechanischer Getriebe ist die Kombination der Vorteile eines hydrodynamischen Wandlers (verschleißfreies Anfahren, Erzeugung hoher Zugkräfte bei geringen Geschwindigkeiten) mit denen eines mechanischen Getriebes (hoher Übertragungswirkungsgrad, große Kompaktheit der Getriebe).
Hydromechanische Antriebskonfigurationen nutzen den hydrodynamischen Wandler nur im Bereich kleiner Geschwindigkeiten. Im Zuge der weiteren Beschleunigung des Fahrzeuges wird der Wandler mechanisch überbrückt und es liegt dann wieder eine rein mechanische Leistungsübertragung vor, die den im voranstehenden Teilabschnitt dargestellten Gesetzmäßigkeiten folgt.
Moderne hydromechanische Getriebe sind grundsätzlich als Lastschaltgetriebe[15] ausgeführt und verfügen über komplex verschaltete Planentengetriebestufen, mit denen sich durch das Festbremsen und Lösen verschiedener Wellen auf engem Bauraum ein breites Spektrum von Übersetzungen realisieren lassen (siehe 6.16).
Der Einsatz hydromechanischer Antriebe beschränkt sich bei der Eisenbahn auf Dieseltriebwagen bzw. -züge für den Nah- und Regionalverkehr, die in der Regel über mehrere Antriebsanlagen (PowerPacks) verfügen. Die Leistungsgrenze, bis zu der hydromechanische Getriebe zur Anwendung kommen, liegt bei ca. 560 kW.
Die Abbildung 6.17 zeigt am Beispiel eines Triebwagens der Baureihe 650 (Regioshuttle) den typischen Zugkraftverlauf eines Fahrzeuges mit hydromechanischem Antriebsstrang.
Bezüglich der unter Abschnitt 6.4.2, S. 29 formulierten 10 Anforderungen, die aus fahrdynamischer Sicht an Leistungsübertragungsanlagen zu stellen sind, lässt sich für diesel-hydromechanische Antriebsstränge festhalten, dass die Anforderungen 1, 5, 8 und 10 vollumfänglich sowie die Anforderungen 2 und 6 mit Einschränkungen erfüllt werden können.

[15] Unter Lastschaltgetriebe werden Getriebeausführungen verstanden, bei denen ein Gangwechsel unter Last möglich ist. Anders als bei den Schaltvorgängen in einem Automobil mit klassischem Schaltgetriebe („Auskuppeln - Gangwechsel - Einkuppeln“) findet auf diese Weise keine Zugkraftunterbrechung statt, sondern parallel betätigte Kupplungslemente sorgen während des Schaltvorganges für eine stetige Veränderung des Leistungsflusses durch das Getriebe.

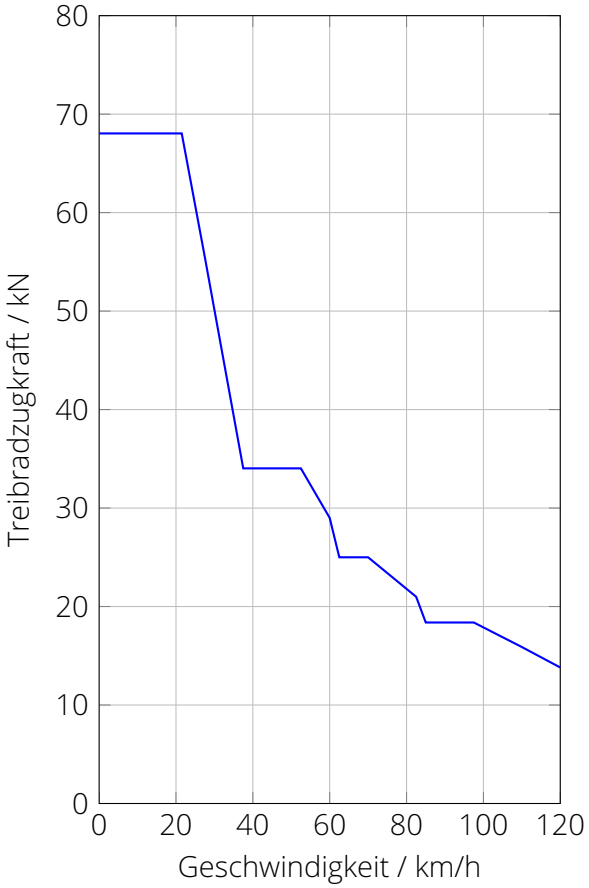
Hydromechanische Leistungsübertragung

Die hydromechanische Leistungsübertragung kommt bei leichten Dieseltriebwagen im Nah- und Regionalverkehr zum Einsatz. Es können Dieselmotornennleistungen bis ca. 560 kW je Getriebe übertragen werden.
Der Vorteile dieser Art der Leistungsübertragung sind die Möglichkeit des verschleißfreien Anfahrens und die Erzeugung hoher Anfahrbeschleunigungen unter Nutzung eines hydrodynamischen Wandlers sowie die Ausnutzung hoher Übertragungwirkungsgrade in den rein mechanischen Gangstufen.
Hydromechanische Getriebe sind zudem im Vergleich zu elektrischen oder hydrodynamischen Leistungsübertragungsanlagen kostengünstig.
Die Nachteile hydromechanischer Antriebsstränge liegen in ihrer Leistungs- und Drehzahlbeschränkung, der Stufung des Zugkraftverlaufes sowie der systembedingten Unmöglichkeit, die maximale Dieselmotorleistung in einem breiten Geschwindigkeitsspektrum ausnutzen zu können. Da bei der Nutzung rein mechanischer Übertragungswege die Dieselmotordrehzahl von der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängig ist, kann der Dieselmotor nicht dauerhaft in energetisch optimalen Arbeitspunkten betrieben werden.
Die fahrdynamischen Eigenschaften diesel-hydromechanischer Antriebsstränge lassen sich über die Anzahl der Gänge sowie Abstufung der mechanischen Übersetzungsverhältnisse beeinflussen.

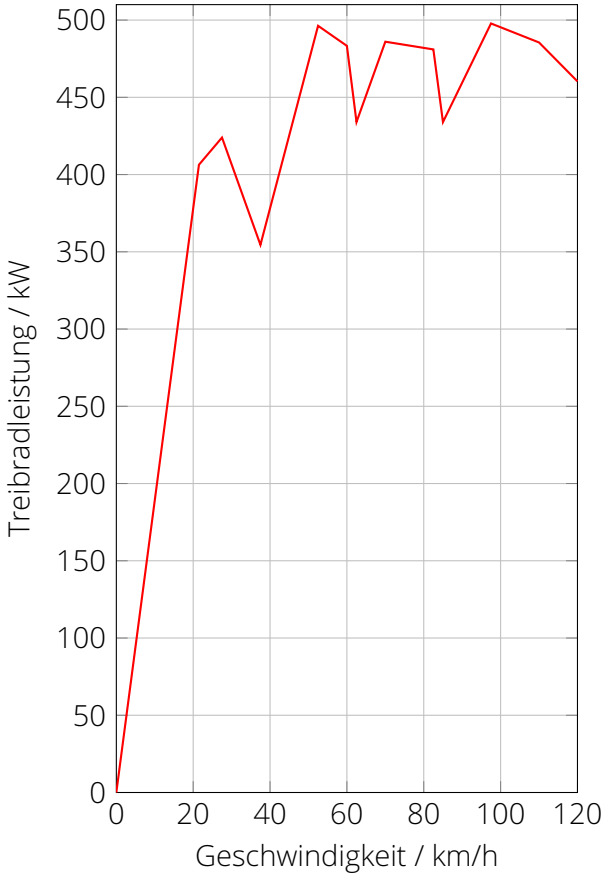


1 Antrieb
2 Wandler-Überbrükkungskupplung (ÜK)
3 Drehmomentwandler
4 Retarder
5 Kupplungen (A, B, C)
6 Bremsen (D, E, F)
7 Abtrieb
8 Ölpumpe

Abbildung 6.16.: Schnittdarstellung eines hydromechanischen Getriebes vom Typ ZF Ecomat (Quelle: ZF Friedrichshafen AG)



(a) Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm



(b) Traktionsleistungs-Geschwindigkeits-Diagramm



(c) BR 650 („Regioshuttle“)

Abbildung 6.17.: Verlauf von Treibradzugkraft und -leistung über der Geschwindigkeit für einen Triebwagen der Baureihe 650 (Regioshuttle)

Zugkrafterzeugung bei hydrodynamischer Leistungsübertragung

Die hydrodynamische Leistungsübertragung ist lange Zeit eine sinvolle Alternative zur elektrischen Leistungsübertragung gewesen und stellt, wenn man so will, eine Erweiterung der mechanischen Leistungsübertragung dar. Wie bei dieser sind mechanische Übersetzungen (Zahnradstufen), Gelenkwellen und Radsatzgetriebe zentraler Bestandteil des Antriebsstranges (vgl. Abbildung 6.18).

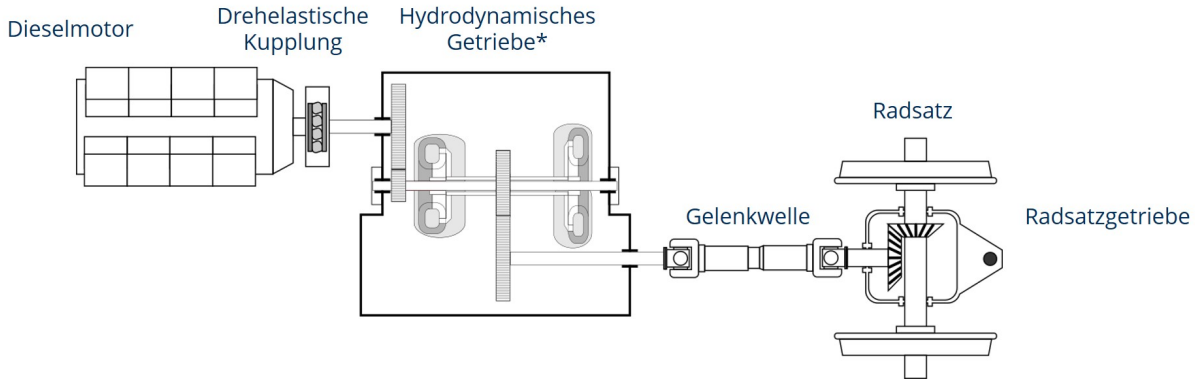


Abbildung 6.18.: Schema eines hydrodynamischen Antriebbstranges

Im Gegensatz zur mechanischen Leistungsübertragung bietet die Hydrodynamik jedoch die Möglichkeit einer kontinuierlichen Wandlung von Drehmomenten und Drehzahlen über der Geschwindigkeit sowie, unter bestimmten Voraussetzungen, der vollständigen Entkopplung von Dieselmotor- und Radsatzdrehzahl.
Den prinzipiellen Aufbau eines Strömungsgetriebes illustriert Abbildung 6.19. Es besteht aus mehreren Zahnradstufen, nämlich der Eingangsübersetzung (in der Abbildung rot dargestellt) und den Abtriebsübersetzungen (blau). Der Leistungsfluss zwischen diesen Übersetzungen erfolgt jedoch nicht direkt, sondern über die hydrodynamischen Elemente im Getriebe. Im Falle des Beispiels in der Abbildung sind das zwei Strömungswandler. Diese sind zunächst nur mit Luft gefüllt, sodass der Leistungsfluss zwischen Dieselmotor und Treibrädern unterbrochen ist. Um eine Leistung übertragen zu können, muss zunächst der größere der beiden Wandler (es handelt sich um den Anfahrwandler) mit Öl befüllt werden. Sobald dies geschieht, wird die mechanische Leistung des Dieselmotors auf das Öl übertragen. Wie die Bezeichnung „Hydro*dynamik*“ schon verrät, wird im Wandler ein Ölstrom mit hoher Geschwindigkeit erzeugt. Dies erfolgt dadurch, dass die Drehzahl des Dieselmotors mittels der Eingangsübersetzung „ins Schnelle“ übersetzt wird und damit das auf der roten Zwischenwelle (siehe Abbildung 6.19) sitzende Pumpenrad des Wandlers (ebenfalls rot) sehr schnell rotiert und damit das Öl im Wandler in eine schnelle rotatorische und radiale Bewegung versetzt. Der Ölstrom trifft dann im Wandler mit hoher Geschwindigkeit auf das Turbinenrad, das mit der in Abbildung 6.19 blau dargestellten Hohlwelle verbunden ist, auf der außerdem ein Zahnrad der Abtriebsübersetzung sitzt. Das Turbinenrad erfährt nun ebenfalls ein Drehmoment, das um einiges höher als das Drehmoment der Pumpenwelle sein kann (siehe Infokästen) und bewirkt über die Ausgangsübersetzung, Gelenkwellen und Radsatzgetriebe ein Antriebsdrehmoment auf die Treibradsätze, aus der eine Beschleunigung des Fahrzeuges resultiert.
Wie im Folgenden noch gezeigt wird, sind Drehzahlwandlung und Wirkungsgrad der hydrodynamischen Wandler von Drehzahlverhältnis ν von Turbinen- und Pumpenrad abhängig. Während die Dieselmotordrehzahl und damit die Drehzahl des Pumpenrades n_P im Wandlerbetrieb weitgehend konstant gehalten werden, ist die Drehzahl des Turbinenrades n_{Tu} proportional zur Fahrzeuggeschwindigkeit, sodass sich das Drehzahlverhältnis mit zunehmender Geschwindigkeit immer weiter dem Wert 1 annähert. Damit gerät der Wandler irgendwann in

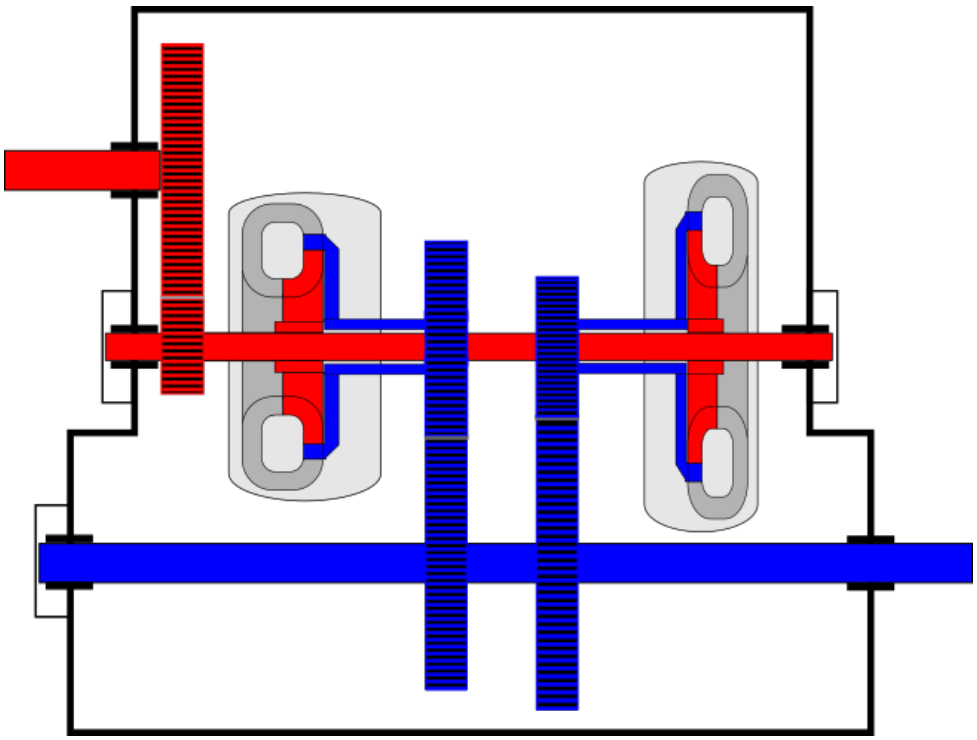
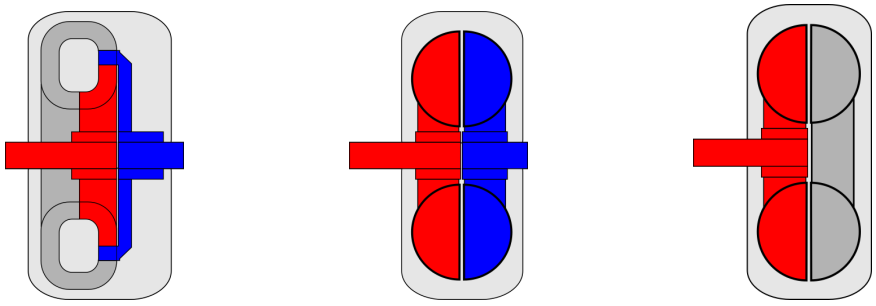


Abbildung 6.19.: Schematischer Aufbau eines hydrodynamischen Getriebes

einen Arbeitsbereich, der sowohl hinsichtlich der Drehmomentenwandlung (< 1) als auch hinsichtlich des Wirkungsgrades unattraktiv ist. Es sind deshalb mehrere hydrodynamische Kreisläufe in Strömunsgetrieben verbaut, die verschiedene Geschwindigkeitsbereiche abdecken. Im Beispiel (Abbildung 6.19) würde bei einer bestimmten Geschwindigkeit eine Umschaltung zwischen Anfahrwandler (dieser wird entleert) und dem zweiten Wandler (genannt Marschwandler, dieser wird zeitgleich mit Öl befüllt) stattfinden. Dieser Umschaltprozess ist stetig, sodass der Leistungsfluss ruckarm und ohne Zugkraftunterbrechung umgeleitet wird.
Bei einigen Getrieben kommen neben dem Anfahrwandler Strömungskupplungen zum Einsatz. Diese wandeln das Eingangsdrehmoment nicht, sondern leiten es weiter und dienen im Übrigen „lediglich“ dazu, während der Fahrt verlustlos und ruckarm zwischen unterschiedlichen Getriebeübersetzungen umzuschalten. **Für Strömungsgetriebe im Kupplungsbetrieb gelten damit dieselben Gesetzmäßigkeiten wie für die mechanische Leistungsübertragung**[16].
Ob Strömungskupplungen oder Strömungswandler eingesetzt werden, hängt unter anderem von den technischen Eigenschaften des Dieselmotors ab (siehe Infokasten). Die Motivation zum Einsatz von Strömungskupplungen liegt in ihrem hohem Übertragungswirkungsgrad von $\eta > 0,95$, der mit einem Strömungswandler nicht erreicht werden kann.
Da das Übertragungsverhalten eines Strömungsgetriebes im Kupplungsbetrieb, wie erwähnt, weitgehend mit Hilfe der Gleichungen für mechanische Antriebsstränge (siehe S.31) beschrieben werden kann, wird im Folgenden vor allem auf das Übertragungsverhalten von Strömungswandlern und Wandlergetrieben eingegangen.

[16] Es ist lediglich der Schlupf (1...4 %) und der Wirkungsgrad (96...99 %) der Strömungskupplungen zu berücksichtigen.

Hydrodynamische Komponenten in Strömungsgetrieben



Strömungswandler Strömungskupplung Retarder

Strömungsgetriebe können grundsätzlich dreierlei Arten von hydrodynamischen Elementen enthalten:
Strömungswandler, Strömungskupplungen und hydrodynamische Retarder. Während alle Strömungstriebe über mindestens einen Wandler verfügen, beschränkt sich der Einsatz von Strömungswandlern heute auf hydrodynamische Getriebe für Triebwagen/Triebzüge, da die dort eingesetzten Motoren besser für den Betrieb mit Strömungskupplungen geeignet sind als Lokomotivmotoren (sie weisen im Allgemeinen eine größere Drehmomentelastizität auf). Im Folgenden werden die drei genannten Elemente kurz charakterisiert.

Strömungswandler

Strömungswandler sind dreiteilig aufgebaut: sie bestehen aus einem Pumpenrad (Beschleunigung des Öls), einem Turbinenrad (Erzeugung eines Drehmomentes durch die Umlenkung des Ölstromes an den Turbinenschaufeln) sowie einem Leitrad. Letztgenanntes rotiert nicht mit, sondern ist fest mit dem Getriebegehäuse verbunden. Damit ergibt sich die Möglichkeit, ein Differenzmoment zwischen Pumpen- und Turbinenrad abzustützen und somit eine Drehmomentwandlung (Ausgangsmoment größer als Eingangsmoment) zu bewirken. Entfällt das Leitrad oder dessen Funktion, entsteht eine Strömungskupplung.

Strömungskupplung

Strömungskupplungen übertragen Drehmomente und Drehzahlen, ohne diese nennenswert zu wandeln. Mangels der Möglichkeit, ein Differenzmoment abzustützen, ist das Abtriebsmoment einer Strömungskupplung gleich dem um den Kupplungswirkungsgrad reduzierten Eingangsdrehmoment. Strömungskupplungen werden in Strömungsgetrieben als verschleißfreie Schaltkupplungen (nicht als Anfahrkupplung verwendet, da sie durch Befüllen und Entleeren mit Öl „aktiv“ bzw. „inaktiv“ geschaltet werden können.
Eine Drehmomentübertragung mittels Strömungskupplung ist nur möglich, wenn Pumpen- und Turbinenrad asynchron (mit einem Schlupf) rotieren. Kupplungsschlupf und -wirkungsgrad verhalten sich komplementär (z.B. 1 % Schlupf = 99 % Wirkungsgrad und umgekehrt). Strömungskupplungen werden in hydrodynamischen Getrieben typischerweise in einem Schlupfbereich von 2...4 % betrieben und gestatten so eine sehr effiziente Leistungsübertragung.

Retarder

Bei hydrodynamischen Retardern handelt es sich im Prinzip um Strömungskupplungen, bei denen das Turbinenrad festgebremst ist. Sie wirken als „Strömungsbremse“ und ermöglichen verschleißfreie Bremsungen.

Das Übertragungsverhalten von Strömungswandlern Um das Übertragungsverhalten von Strömungswandlern beschreiben zu können, müssen folgende Kenngrößen bekannt sein:

- die Drehmomentwandlung μ als Funktion des Drehzahlverhältnisses ν von Turbinen- und Pumpenrad,
- der Verlauf des Wirkungsgrades η als Funktion des Drehzahlverhältnisses ν von Turbinen- und Pumpenrad,
- der Verlauf der Leistungszahl λ als Funktion des Drehzahlverhältnisses ν von Turbinen- und Pumpenrad

Die genannten Größen sind wie folgt definiert:

$$\nu = \frac{n_{Tu}}{n_P} \tag{6.16}$$

$$\mu = \frac{M_{Tu}}{M_P}. \tag{6.17}$$

Der Wirkungsgrad eines Wandlers ist das Verhältnis der Wandlerausgangsleistung (Leistung am Turbinenrad P_{Tu}) zur Wandlereingangsleistung (Leistung am Pumpenrad P_P). Erstere ist definiert als das Produkt aus Turbinen(rad)moment M_{Tu}, der Turbinen(rad)drehzahl n_{Tu} und dem Faktor 2π, während letztere das Produkt von Pumpen(rad)moment M_P, der Pumpen(rad)-drehzahl n_P und dem Faktor 2π ist. Es ergibt sich damit der folgende Zusammenhang:

$$\eta = \frac{P_{Tu}}{P_P} = \frac{M_{Tu} \cdot 2\pi \cdot n_{Tu}}{M_P \cdot 2\pi \cdot n_P}. \tag{6.18}$$

Die Berücksichtigung der Gleichungen 6.16 und 6.17 führt schließlich zu:

$$\eta = \mu \cdot \nu. \tag{6.19}$$

Die Leistungszahl (sie ist ebenfalls vom Drehzahlverhältnis ν abhängig) wird benötigt, um das hydrodynamische Drehmoment am Pumpenrad M_P zu ermitteln. Dieses ist neben der Leistungszahl noch von der Dichte des Öls ρ_{Oel}, dem Durchmesser des hydrodynamischen Kreislaufes (dem sog. Profildurchmesser) D_P und der Pumpendrehzahl n_P abhängig.

$$M_P = \lambda(\nu) \cdot \rho_{\mathrm{Oel}} \cdot D_P^5 \cdot 4\pi^2 \cdot n_P^2 \tag{6.20}$$

Wird nun noch bedacht, dass Dieselmotordrehzahl und Pumpendrehzahl durch das Übersetzungsverhältnis der Getriebeeingangsübersetzung $i_{SG,E}$ verbunden sind und damit gilt:

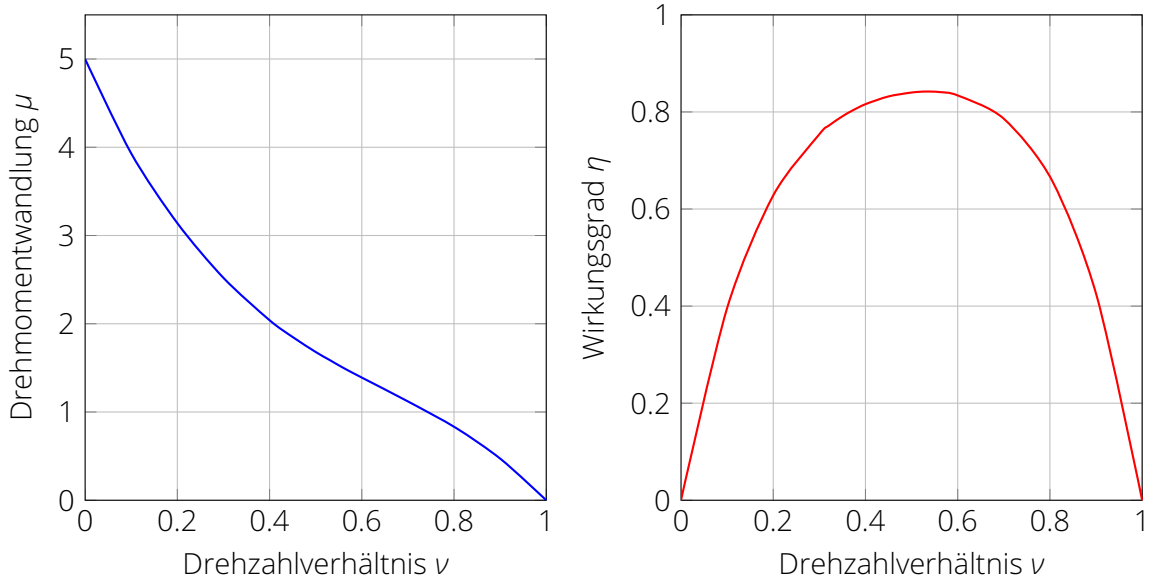
$$n_{DM} = i_{SG,E} n_P$$

so ergeben sich für den Drehmoment- bzw. Leistungsbedarf an der Kurbelwelle des Dieselmotors im Wandlerbetrieb folgende Gesetzmäßigkeiten:

$$M_{DM} = \lambda(\nu) \cdot \rho_{\mathrm{Oel}} \cdot D_P^5 \cdot 4\pi^2 \cdot \frac{n_{DM}^2}{i_{SG,E}^3} \tag{6.21}$$

$$P_{DM} = \lambda(\nu) \cdot \rho_{\mathrm{Oel}} \cdot D_P^5 \cdot 4\pi^2 \cdot \frac{n_{DM}^3}{i_{SG,E}^3} \tag{6.22}$$

Die in den Gleichungen 6.21 und 6.22 beschriebenen Zusammenhänge werden auch als **Wandlerparabel** bezeichnet. Diese sind für das Zusammenspiel von Dieselmotor und Strömungsgetriebe von zentraler Bedeutung. Als Quintessenz dieser Herleitung soll an dieser Stelle festgehalten werden, dass ein mit einem *Strömungsgetriebe im Wandlergang* gekoppelter Dieselmotor hinsichtlich seines Drehmomentes immer entlang einer Parabel zweiten Grades ($M_{DM} \propto n_{DM}^2$) und im Leistungsbereich immer entlang einer Parabel dritten Grades ($M_{DM} \propto n_{DM}^3$) belastet wird.
Die Abbildung 6.20 zeigt beispielhaft die Verläufe von Drehmomentwandlung und Wirkungsgrad für einen fiktiven hydrodynamischen Wandler.



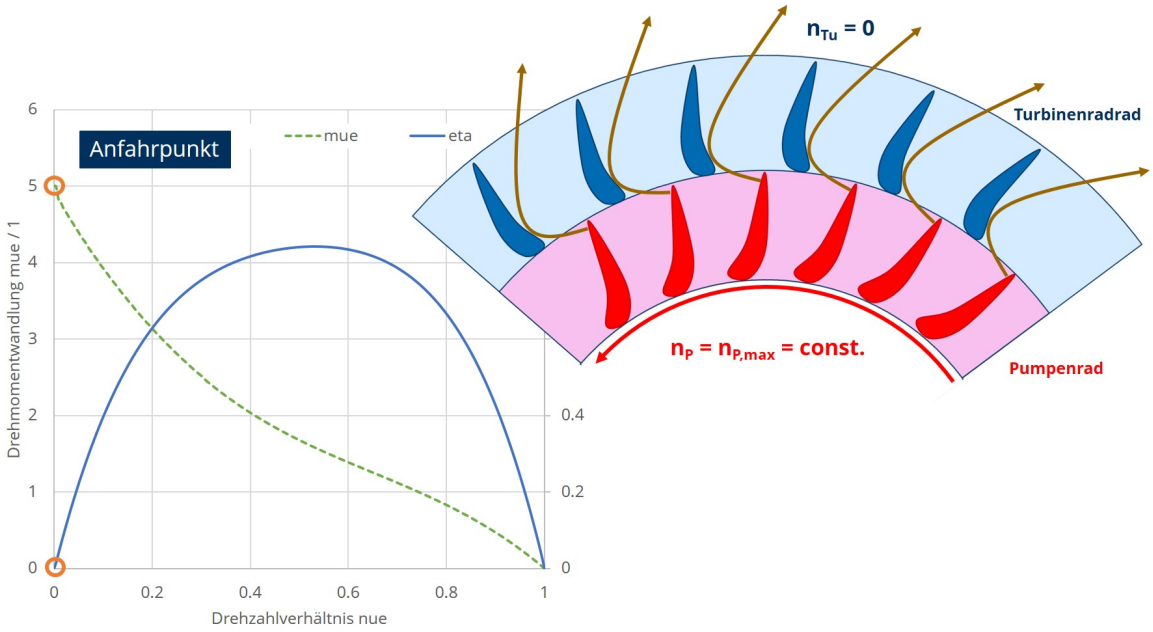
(a) Drehmomentwandlung

(b) Wirkungsgrad

Abbildung 6.20.: Kennlinien zur Charakterisierung des Übertragungsverhaltens eines Strömungswandlers

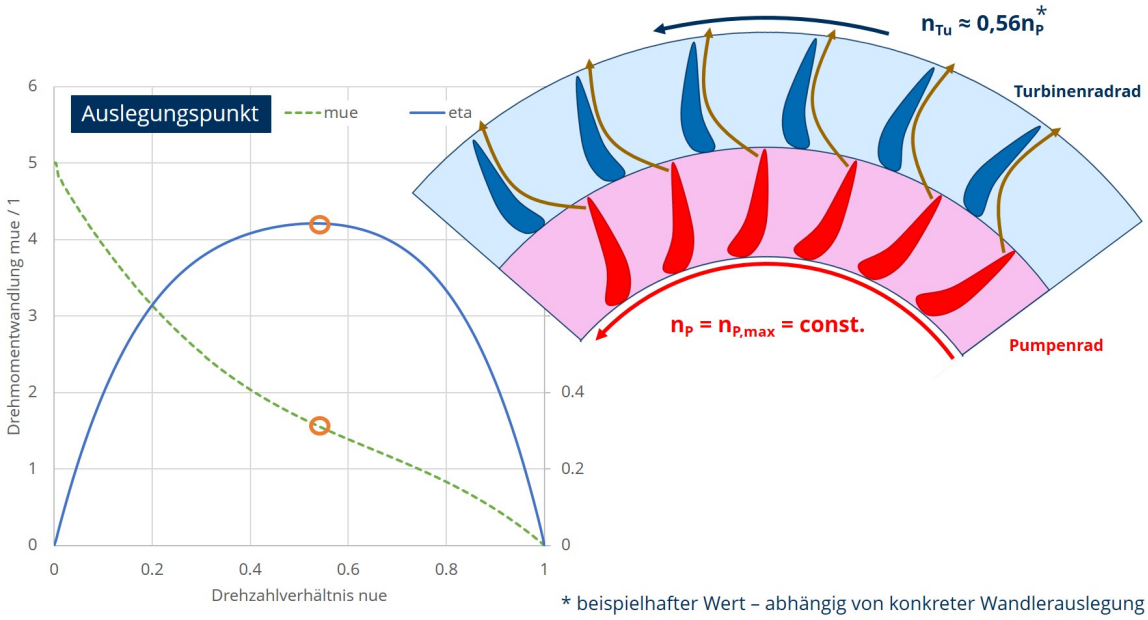
Hydrodynamische Drehmomentenwandlung

Im Strömungswandler wird ein Ölfluss mit großer Fließgeschwindigkeit erzeugt, der einerseits um die Rotationsachse der hydrodynamischen Baugruppen rotiert und andererseits eine starke radiale Komponente aufweist. Diese wird im Folgenden ausschließlich betrachtet (Beobachter dreht auf der Welle mit). Der Fluss des Hydrauliköls im Wandler folgt stets der Reihenfolge (Pumpenrad-Turbinenrad-Leitrad-Pumpenrad-...).
Die Drehmomentenwandlung wird anhand dreier ausgezeichneter Punkte in der Wandlercharakteristik erläutert.

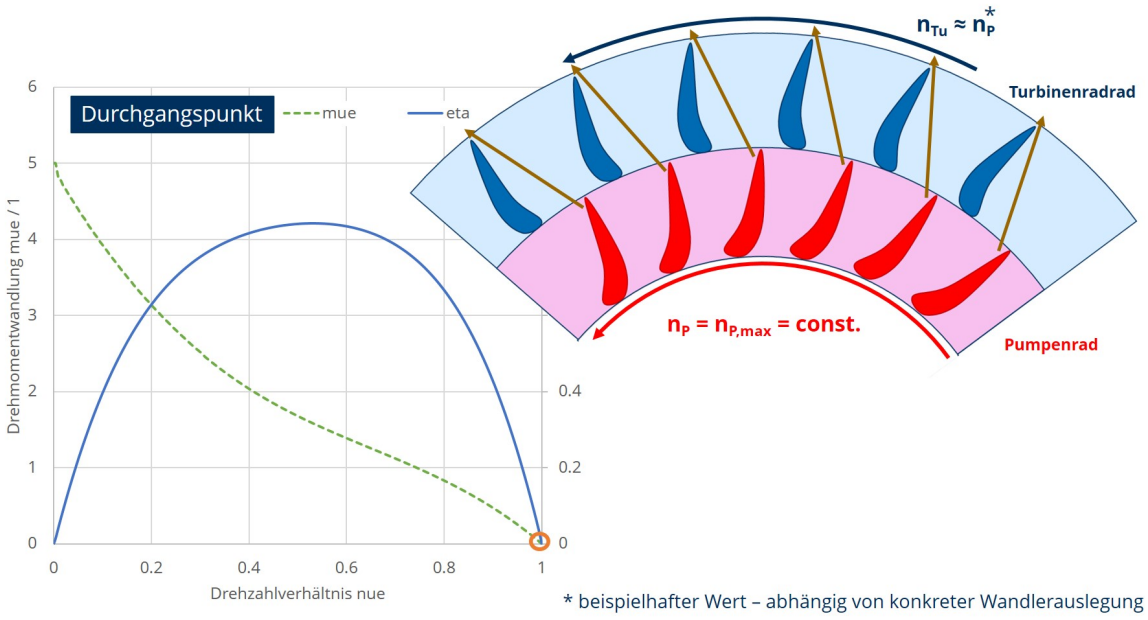


Im **Anfahrpunkt** des Wandlers steht das Turbinenrad still (es ist mechanisch über eine Kette von Übersetzungen mit den Treibrädern verbunden). Der Dieselmotor dagegen dreht mit hoher Drehzahl und Leistung und sorgt für die Beschleunigung der Ölmasse im Pumpenrad. Das Öl wird also mit hoher Geschwindigkeit aus der Pumpe geschleudert und trifft auf die stillstehenden Turbinenschaufeln. Der Ölstrom erfährt im Anfahrpunkt an den Turbinenschaufeln eine maximale Ablenkung, woraus (Impulssatz) ein sehr hohes Drehmoment an der Turbinenwelle ergibt. Dieses liegt in dem hier aufgeführten Beispiel um den Faktor 5 über dem Drehmoment am Pumpenrad.
Da im Moment des Anfahrens zwar ein hohes Drehmoment an der Turbinenwelle erzeugt wird, die Drehzahl aber zunächst 0 beträgt, ergibt sich eine Wandlerausgangsleistung von 0, woraus ein Wirkungsgrad von 0 resultiert.
Infolge der erzeugten Drehmomente an den Treibrädern setzt sich das Fahrzeug langsam in Bewegung. Proportional zur Fahrzeuggeschwindigkeit erhöht sich die Turbinendrehzahl und das Drehzahlverhältnis von Pumpen- und Turbinenrad steigt ebenfalls an.
Bei einem bestimmten Drehzahlverhältnis (hier: ca. 0,56) wird der **Auslegungspunkt** erreicht. Hier wird der Ölstrom noch immer signifikant an den Turbinenschaufeln abgelenkt (Drehmomentenwandlung >1), allerdings werden in diesem Punkt die Stoßverluste beim Übergang vom Pumpen- auf das Turbinenrad zu Null, sodass sich ein optimaler Wirkungsgrad des Wandlers (es bleiben nur Reibungsverluste) einstellt.

Hydrodynamische Drehmomentenwandlung (Fortsetzung)



* beispielhafter Wert – abhängig von konkreter Wandlerauslegung

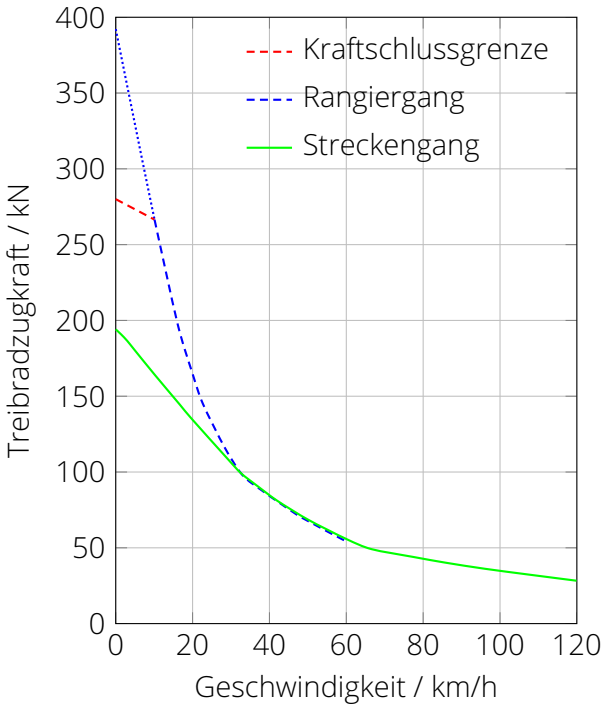


* beispielhafter Wert – abhängig von konkreter Wandlerauslegung

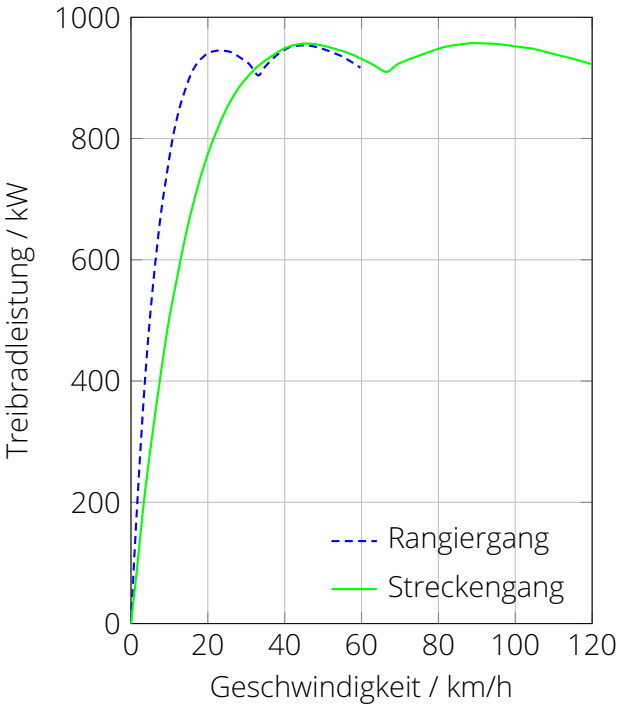
Wird der **Durchgangspunkt** erreicht, der nicht notwendigerweise bei einem Drehzahlverhältnis von 1 liegen muss, findet keine Ablenkung des Ölstroms an den Turbinenschaufeln mehr statt. Damit wird das Wandlerausgangsmoment und damit die Wandlerausgangsleistung zu „Null“. Der Wirkungsgrad muss damit auch den Wert „Null“ annehmen.

Das Übertragungsverhalten von Strömungsgetrieben Das Übertragungsverhalten eines Zweiwandlergetriebes wird im Folgenden anhand der Abbildung 6.21 diskutiert, die die fahrdynamisch relevanten Zusammenhänge für eine fiktive dieselhydraulische Lokomotive beispielhaft illustriert.
Das Fahrzeug ist zusätzlich mit einem mechanischen Nachschaltgetriebe ausgerüstet, das eine Variation der mechanischen Übersetzung nach den hydrodynamischen Kreisläufen ermöglicht. Der Rangiergang ist für die Entwicklung hoher Zugkräfte bei geringen Geschwindigkeiten ausgelegt[17] und ermöglicht den Betrieb der Lokomotive bis maximal 60 km/h. Im Streckengang lassen sich demgegenüber maximal 120 km/h erreichen, wobei allerdings weniger Zugkraft im Geschwindigkeitsbereich unterhalb von 30 km/h zur Verfügung steht.
Die folgenden Ausführungen beziehen sich auf den Streckengang und gelten für den Rangiergang entsprechend mit den angepassten Geschwindigkeiten.
Der Anfahrwandler ist mechanisch so in das Getriebe eingebunden, dass in etwa der ersten Hälfte des Geschwindigkeitsspektrums eingeschaltet ist und hohe Anfahrzugkräfte erzeugt. Aufgrund der Wandlercharakteristik und der begrenzten Dieselmotorleistung ist die Entwicklung konstant hoher Zugkräfte über ein breites Geschwindigkeitsspektrum nicht möglich.
Der Wirkungsgrad des Anfahrwandlers (und damit des Getriebes) erreicht bei knapp über 40 km/h sein Maximum und fällt mit zunehmender Geschwindigkeit weiter ab. Dies geht einher mit dem zunehmenden Verfall der Drehmomentwandlung. Deshalb wird bei einer Geschwindigkeit von ca. 67 km/h vom Anfahr- in den Marschwandler geschaltet, der eine andere mechanische Übersetzung innerhalb des Strömungsgetriebes aufweist und so das Geschwindigkeitsspektrum von 67 km/h bis zur Höchstgeschwindigkeit abdecken kann.
Durch die Kombination der beiden Wandler ist es möglich den Übertragungswirkungsgrad des Getriebes ab einer Geschwindigkeit von ca. 32 km/h stets über 80 % zu halten.
Im Wandlerbetrieb des Strömungsgetriebes wird der Dieselmotor mit konstanter Drehzahl betrieben, wobei er eine etwa konstante Getriebeeingangsleistung zur Verfügung steht. Dass sich trotzdem keine Leistungskonstanz an den Treibrädern ergibt (siehe Abbildung 6.21b), liegt am charakteristischen Wirkungsgradverlauf der Wandler, der entsprechend im Verlauf der Traktionsleistung über der Geschwindigkeit widergespiegelt wird.
Der geschwindigkeitsabhängige Verlauf der Zugkräfte nähert sich bei hydrodynamischen Leistungsübertragungen der Leistungshyperbel an, erreicht diese jedoch systembedingt nicht. Die Abstimmung der Wandler erfolgt in der Regel so, dass keine oder nur sehr geringe Unstetigkeiten im Zugkraftverlauf entstehen.
Hinsichtlich des Wirkungsgradverlaufes (Abbildung 6.21c) ist erwähnenswert, dass im unteren Geschwindigkeitsbereich sehr hohe Energiemengen in das Getriebeöl eingebracht werden, was mit einer deutlichen Erhöhung der Strömungsgetriebetemperatur einhergeht. Die Kühlanlagen dieselhydraulischer Fahrzeuge werden in der Regel so ausgelegt, dass ein Strömungsgetriebewirkungsgrad von ca. 70 % zugrunde gelegt wird. Dies bedeutet im Umkehrschluss, dass eine Wärmeabfuhr im Wirkungsgradbereich <70 % nicht dauerhaft sichergestellt werden kann und eine zu starke Erwärmung des Getriebeöls die Folge wäre.
Aufgrund dieser thermischen Beschränkung ergibt sich für Fahrzeuge mit hydrodynamischer Leistungsübertragung eine **Mindestdauerfahrgeschwindigkeit**, aber der die Fahrzeuge dauerhaft mit Volllast betrieben werden dürfen, ohne dass eine Zwangsabschaltung der Antriebsanlage wegen der Überschreitung von Grenztemperaturen befürchtet werden muss. Die Mindestdauerfahrgeschwindigkeit liegt im Beispiel bei ca. 22 km/h im Streckengang. Durch die Wahl des Rangierganges kann Sie in diesem Fall ungefähr halbiert werden.

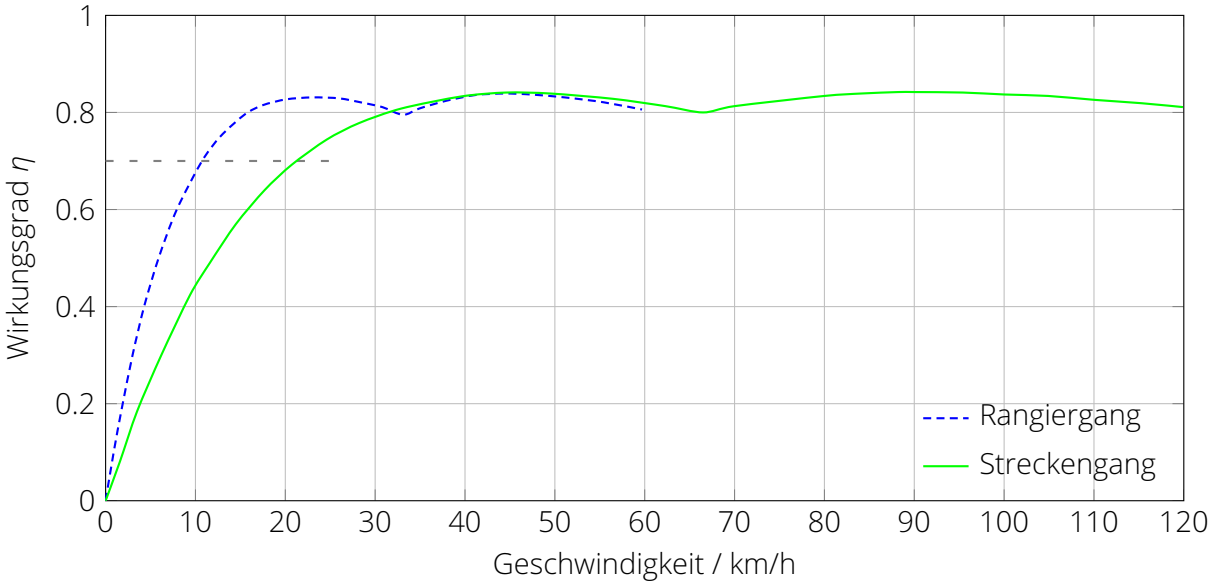
[17] Wie Abbildung 6.21a zeigt, wird durch die geänderte Getriebeübersetzung ein Wert von nahezu 400 kN im Anfahrpunkt erreicht. Da dies die kraftschlüssig sicher übertragbare Zugkraft übersteigt, ist zusätzlich die Kraftschlussgrenze in das Diagramm eingefügt worden. Die Zugkräfte werden im Bereich kleiner Geschwindigkeiten durch die Antriebssteuerung entsprechend begrenzt, auch wenn der Wandler höhere Drehmomente (Zugkräfte) entwickeln könnte. Die Abregelung erfolgt über eine Begrenzung der maximalen Dieselmotordrehzahl im Bereich $v \leq 10$ km/h.



(a) Zugkraftentwicklung im Rangier- bzw. Streckengang



(b) Traktionsleistungsentwicklung im Rangier- bzw. Streckengang



(c) Strömungsgetriebewirkungsgrad im Rangier- und Streckengang mit Grenzwirkungsgrad (η=0.7) für die Auslegung der Kühlanlage

Abbildung 6.21.: Kennlinien einer (fiktiven) Lokomotive mit Zweiwandler-Getriebe sowie einem Nachschaltgetriebe mit Rangier- und Streckengang

Ausgeführte Getriebe Die Abbildung 6.23 zeigt zwei Beispiele realer Strömungsgetriebe. In Abbildung 6.23a ist mit dem Voith T312 ein typisches Triebwagengetriebe abgebildet, das über einen Anfahrwandler, zwei Strömungskupplungen und einen Retarder verfügt. Die in der Abbildung rot eingefärbten Wellen werden vom Dieselmotor angetrieben, während die blauen Wellen mit den Turbinenrädern der jeweiligen Kreisläufe verbunden sind.
Das Getriebe verfügt außerdem über eine Reversiereinrichtung, die über die Zu- oder Abschaltung einer zusätzlichen Zahnradstufe mit der Übersetzung 1 einen Drehrichtungswechsel realisieren kann. Dieses Getriebe kommt beispielsweise in den Triebwagen der Baureihe 612 zum Einsatz, der in Abbildung 6.24 am auf Seite 49 Ende des Kapitels hinsichtlich seines Zugkraftverhaltens charakterisiert wird.
Die Abbildung 6.23b zeigt demgegenüber ein Lokomotivgetriebe mit zwei Wandlern und einer Wendeschaltung zur Dreh- bzw. Fahrtrichtungsumkehr.
Ein Einsatzbeispiel für ein hydrodynamische Lokomotivgetriebe (das nicht mit dem hier aufgeführten identisch ist), zeigt Abbildung 6.25 auf Seite 50 am Ende des Kapitels.
Die Frage, warum sich Strömungsgetriebe für Lokomotiven und Triebwagen bezüglich ihrer Konfiguration unterscheiden, kann bei Bedarf mit Hilfe des Infokastens auf Seite 47 geklärt werden.
Bei der Projektierung von Fahrzeugen stehen in den seltensten Fällen detaillierte Daten der hydrodynamischen Getriebe (Übersetzungen, Wandlerkennlinien) zur Verfügung. Es ist üblich, stattdessen mit Getriebe-Typenzugkraftkurven (siehe Abbildung 6.22) zu arbeiten. Diese können mit Hilfe der Angaben für die Höchstgeschwindigkeit v_y (siehe Abbildung 6.22) sowie der „ideellen Zugkraft“ F_i für das zu projektierende Fahrzeug angepasst werden. Zur Bestimmung der ideellen Zugkraft (in kN) mittels Gleichung 6.23 muss außerdem noch die Getriebeeingangsleistung P_{1y} bekannt sein:

$$F_i = \frac{3,6 \cdot P_{1y}}{v_y} \tag{6.23}$$

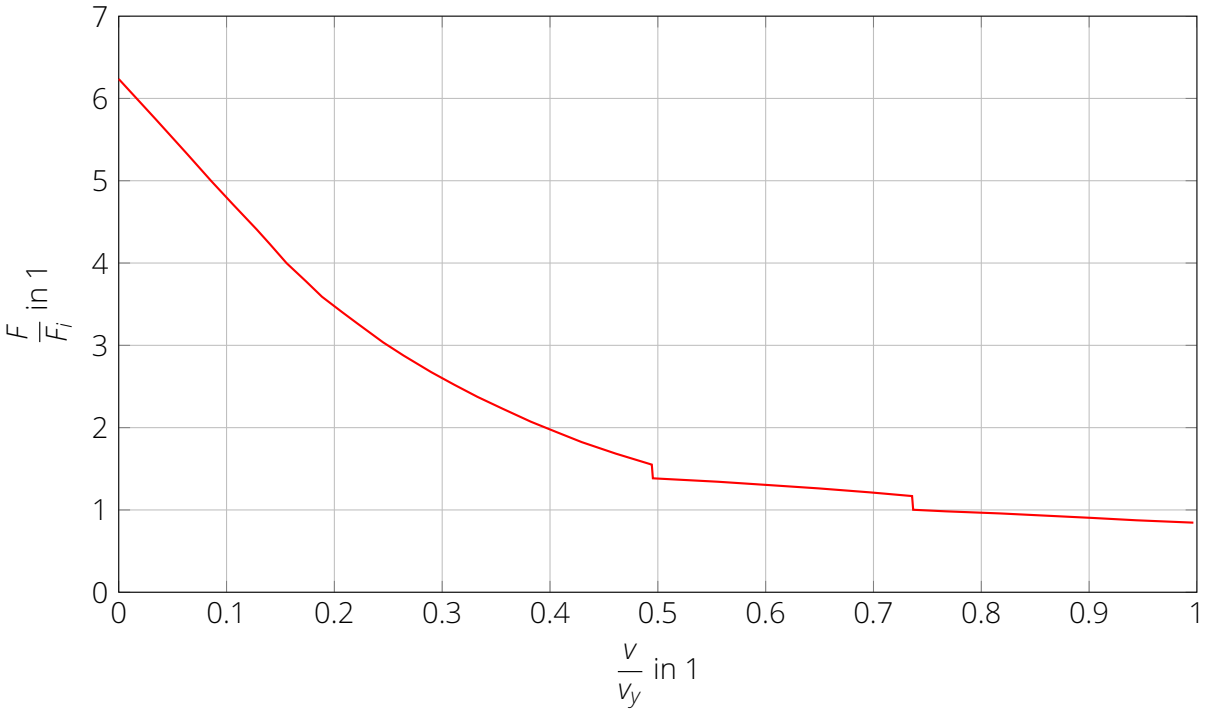


Abbildung 6.22.: Beispiel-Typenzugkraftkurve für ein W-K-K-Strömungsgetriebe

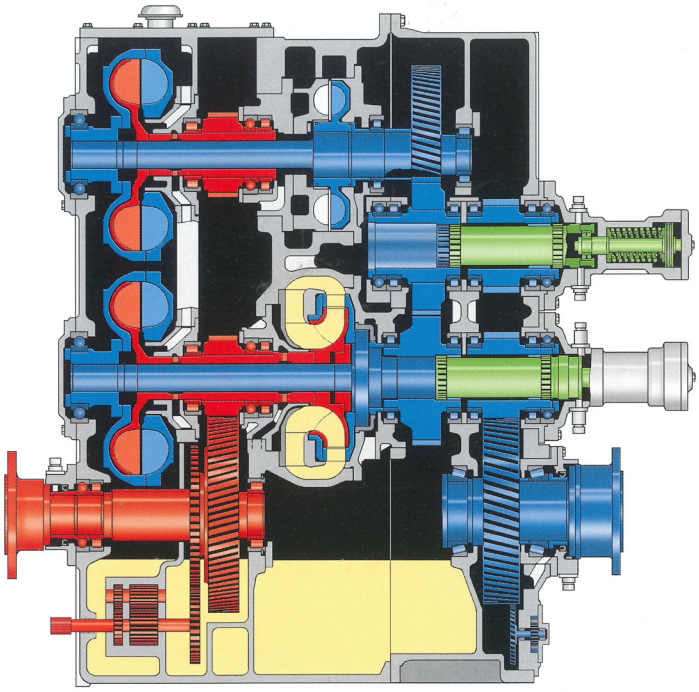
Triebwagen- und Lokomotivgetriebe

Die Frage, ob ein hydrodynamisches Getriebe nach dem Schema:

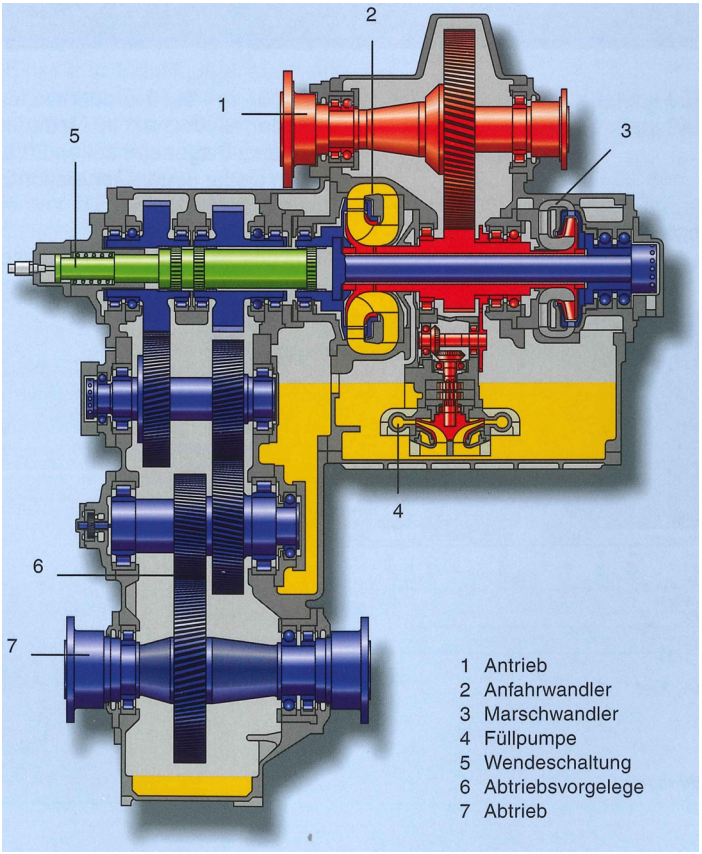
- (Anfahr-)**Wandler-**(Marsch-)**Wandler** (W-W),
- (Anfahr-)**Wandler-Kupplung** (W-K) oder
- (Anfahr-)**Wandler-Kupplung-Kupplung** (W-K-K)

aufgebaut werden kann (siehe auch Abbildung 6.23), hängt mit dem Leistungs- bzw. Drehmomentverhalten des Dieselmotors zusammen. Entscheidend ist dabei die *Drehmomentelastizität* des Dieselmotors. Diese ist umso größer, desto weiter die Dieselmotordrehzahl, bei der die maximale Leistung und die Dieselmotordrehzahl, bei der das maximale Drehmoment abgegeben werden, auseinander liegen.
Strömungskupplungen können nur in Getrieben zur Anwendung kommen, die mit Dieselmotoren hoher Drehmomentelastizität gekoppelt werden. Die Umschaltung vom Anfahrwandler in die Strömungskupplung führt zu einer „Drehzahldrückung", da dem Dieselmotor über die zwar elastische (Schlupfvariation der Strömungskupplung), aber doch kinematisch definierte Verbindung mit den Treibradsätzen eine Drehzahl aufgezwungen wird, die proportional zur Fahrzeuggeschwindigkeit ist.
Eine weitere Beschleunigung des Fahrzeuges ist somit nur möglich, wenn der Dieselmotor während des Beschleunigungsprozesses im Kupplungsgang seine maximale Drehzahl nicht erreicht hat. Ist diese erreicht, muss entweder eine weitere Kupplung eingeschaltet werden, die den Leistungsfluss über eine mechanisch abweichend übersetzte Getriebewelle führt, oder es es ist keine weitere Steigerung der Geschwindigkeit möglich.
Neben den erwähnten kinematischen Erwägungen spielt auch der Drehmomentverlauf im elastischen Arbeitsbereich des Motors eine Rolle. Um stabile Fahrzustände zu erreichen und ein „Abwürgen" des Dieselmotors zu verhindern, muss der Dieselmotor auf eine Drehzahldrückung mit einem ansteigenden (oder mindestens gleichbleibenden) Drehmoment antworten. Dies ist in der Regel zwischen den Betriebspunkten $n_{DM}(P_{DM,\max})$ und $n_{DM}(M_{DM,\max})$ der Fall.
Heutige Lokomotivmotoren weisen meistens eine sehr geringe Drehmomentelastizität auf, weshalb Lokomotivgetriebe heute stets Mehrwandlergetriebe sind, während die in Triebwagen verbauten Dieselmotoren den Einsatz von Strömungskupplungen zulassen. Triebwagengetriebe weisen daher meistens die Struktur W-K bzw. W-K-K auf.

Hydrodynamische Leistungsübertragungsanlagen kommen bei Lokomotiven und Triebwagen mit mittleren und hohen Dieselmotorleistungen zum Einsatz. Es gibt eine Vielzahl von Strömungsgetriebearten, die speziell auf bestimmte Einsatzbedingungen optimiert wurden (z.B. Triebwagengetriebe, Lokomotivgetriebe, Turbowendegetriebe, Turbosplitgetriebe). Im Rahmen dieser Ausführungen konnte dabei nicht auf alle Getriebearten eingegangen werden, weil dies den Rahmen fahrdynamischer Betrachtungen gesprengt hätte.
Bezüglich der unter Abschnitt 6.4.2, S. 29 formulierten 10 Anforderungen, die aus fahrdynamischer Sicht an Leistungsübertragungsanlagen zu stellen sind, lässt sich für Antriebsstränge mit hydrodynamischer Leistungsübertragung festhalten, dass die Anforderungen 1, 2, 5, 8 und 10 vollumfänglich sowie die Anforderungen 4, 6 und 7 mit Einschränkungen erfüllt werden können.

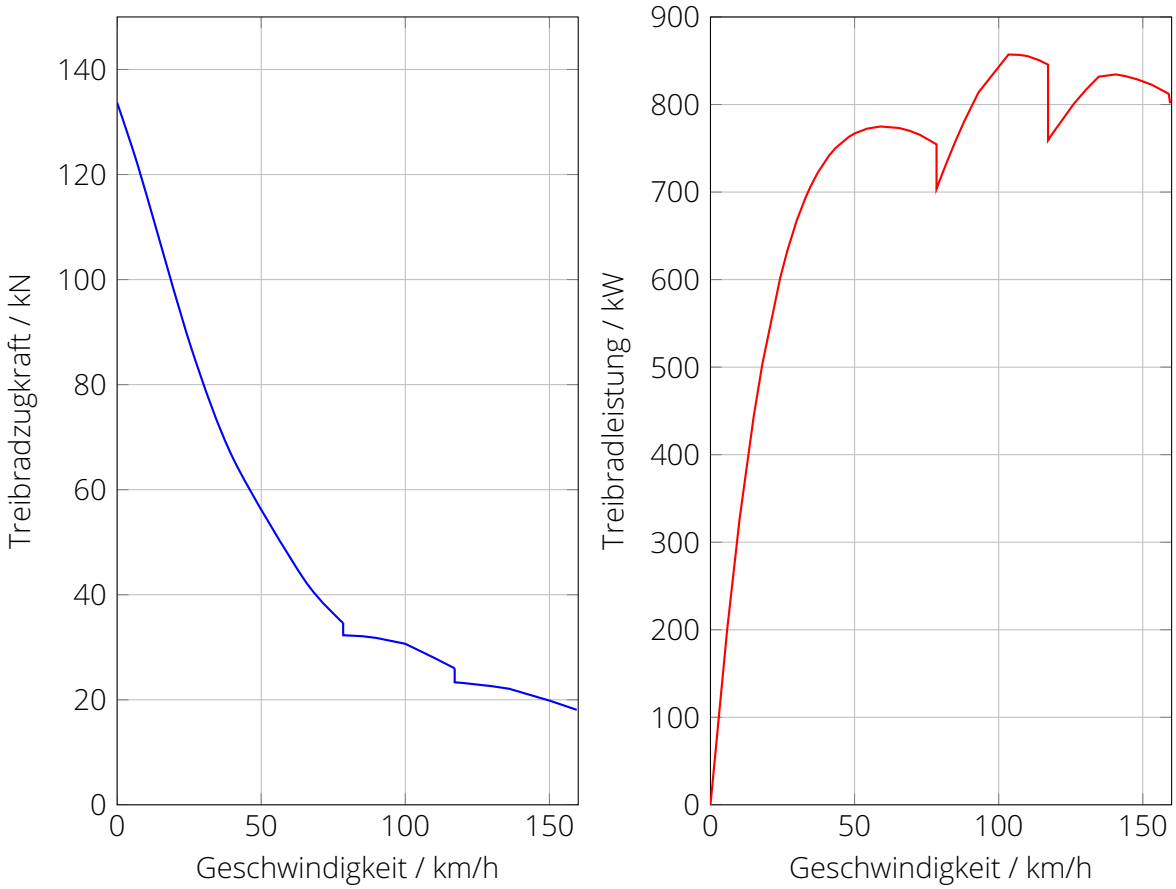


(a) Triebwagengetriebe T312br - mit einem Anfahrwandler, zwei Strömungskupplungen und einem Retarder (Quelle: Voith Turbo)



(b) Zweiwandler-Lokomotivgetriebe L620 (Quelle: Voith Turbo)

Abbildung 6.23.: Beispiele ausgeführter Strömungsgetriebe



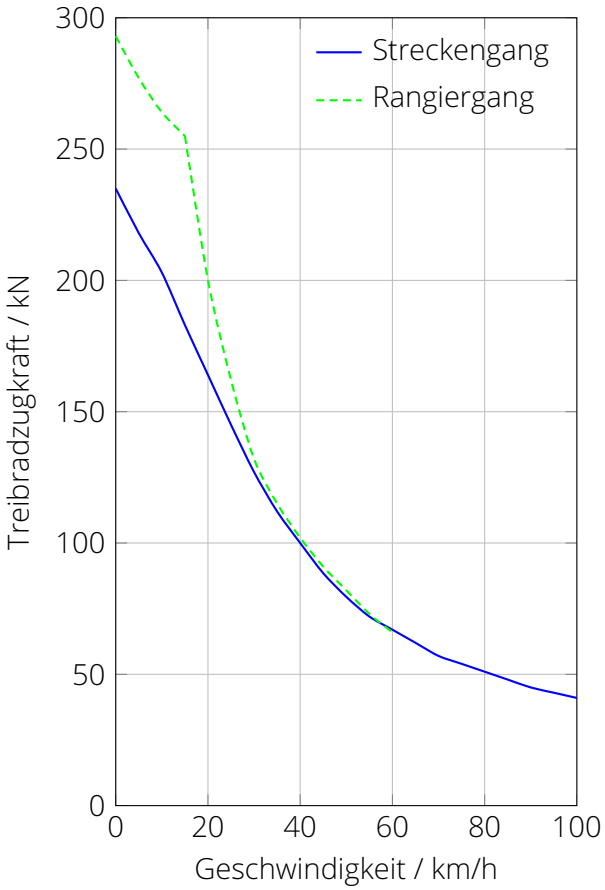
(a) Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm

(b) Traktionsleistungs-Geschwindigkeits-Diagramm

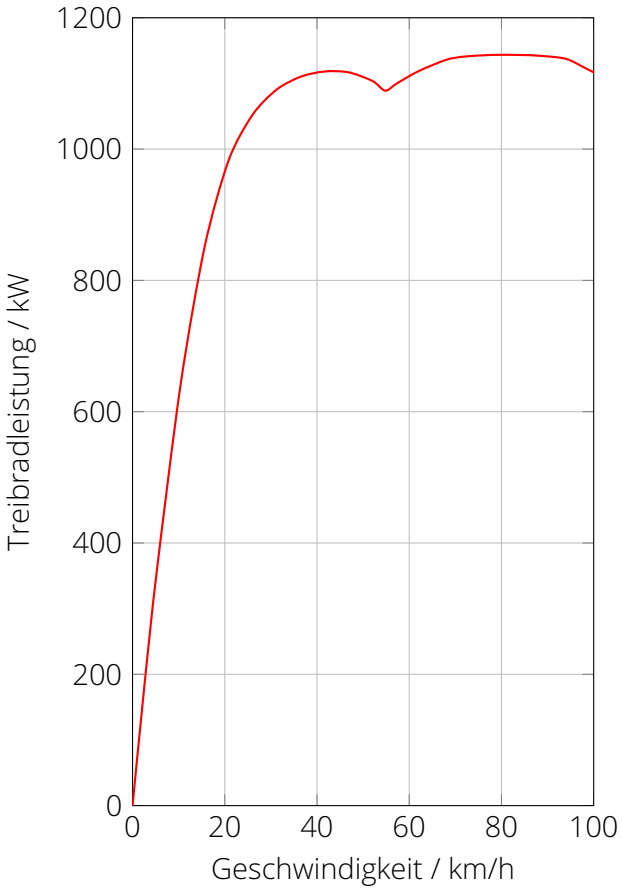


(c) BR 612 der DB AG

Abbildung 6.24.: Verlauf von Treibradzugkraft und -leistung über der Geschwindigkeit für einen Triebwagen der Baureihe 612 (Regioshuttle)



(a) Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm



(b) Traktionsleistungs-Geschwindigkeits-Diagramm



(c) Vossloh G 1206

Abbildung 6.25.: Verlauf von Treibradzugkraft und -leistung über der Geschwindigkeit für eine Lokomotive Vossloh G 1206

Hydrodynamische Leistungsübertragung

Mit Hilfe hydrodynamischer Leistungsübertragungsanlagen ist die Generierung großer Zugkräfte und die Übertragung hoher Leistungen möglich. Sowohl bei Triebwagen und Triebzügen als auch bei Lokomotiven der mittleren und höheren Leistungsklasse können dieselhydraulische Antriebsstränge zum Einsatz kommen.
Während Lokomotivantriebe heute ausschließlich Strömungswandler nutzen, kommen bei Triebwagengetrieben auch Strömungskupplungen wegen ihres hohen Übertragungswirkungsgrades und der Möglichkeit, verschleißlos und unter Last Gangwechsel vornehmen zu können, zum Einsatz.
Bei der ausschließlichen Verwendung von Wandlern ist eine gute Annäherung der erzeugten Zugkräfte an eine Zugkrafthyperbel möglich, ohne dass diese jedoch aufgrund des parabelförmigen Wirkungsgradverlaufes der Strömungswanlder erreicht werden kann.
Alle Strömungsgetriebe weisen einen Anfahrwandler auf. Dieselmotoren werden im Wandlerbetrieb des Strömungsbetriebes stets entlang einer Wandlerparabel belastet. Die Leistungsstellung muss in diesem Fall über eine Drehzahlregelung des Dieselmotors erfolgen.
Im Wandlerbetrieb erfolgt eine vollständige Entkopplung von Dieselmotordrehzahl und Fahrgeschwindigkeit, während im Kupplungsbetrieb die Gesetzmäßigkeiten von mechanischen Antriebssträngen gelten und somit die Dieselmotordrehzahl der Fahrgeschwindigkeit proportional ist. Dies gilt auch für die Beziehung von Dieselmotordrehmoment und Treibradzugkraft.
Das Zugkraftspektrum von dieselhydraulischen Fahrzeugen kann durch die Nutzung von Nachschaltgetrieben an verschiedene Einsatzzwecke angepasst werden (Strecken- vs. Rangiergang).
Aufgrund der starken Erwärmung des Hydrauliköls im Rahmen der Erzeugung großer Zugkräfte bei sehr kleinen Geschwindigkeiten weisen dieselhydraulische Fahrzeuge eine Mindestdauerfahrgeschwindigkeit auf. Diese kann durch eine geeignete Wahl der mechanischen Übersetzungen nach den hydrodynamischen Kreisläufen jedoch stark vermindert werden (Rangiergang).

Zugkrafterzeugung bei elektrischer Leistungsübertragung

Die weltweit ganz überwiegende Mehrheit leistungsstarker Dieseltriebfahrzeuge (>1000 kW) verfügt heute über eine dieselelektrische Antriebskonfiguration. Das Prinzip der elektrischen Leistungsübertragung basiert auf der Wandlung der mechanischen Energie des Dieselmotors in elektrische Energie, die zur Speisung elektrischer Fahrmotoren verwendet wird. Der grundsätzliche Aufbau eines dieselelektrischen Antriebsstranges ist in Abbildung 6.26 zu sehen. Die wesentlichen Bestandteile einer solchen Leistungsübertragung sind demzufolge der (Traktions-)Generator, die Leistungselektronik mit dem Zwischenkreis sowie die Fahrmotoren. Bei der Betrachtung dieselelektrischer Leistungsübertragungen können prinzipiell drei ver-

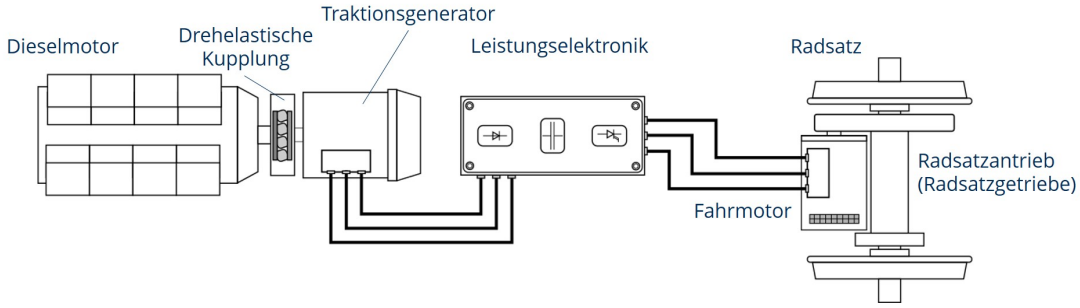
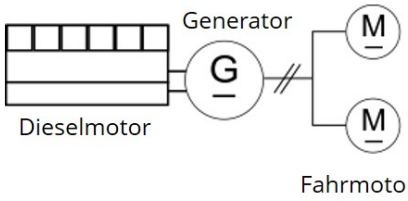


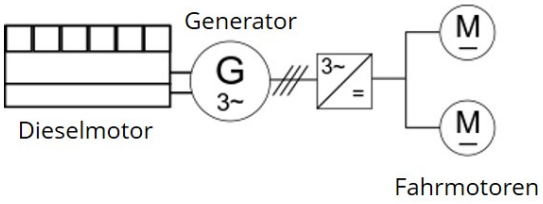
Abbildung 6.26.: Schematischer Aufbau einer elektrischen Leistungsübertragung

schiedene Topologien (Abbildung 6.27) unterschieden werden, die sich hinsichtlich ihrer Eigenschaften deutlich unterscheiden.
Historisch betrachtet, haben sich diese Varianten in der gezeigten Reihenfolge entwickelt. Die Ursprünge liegen also in der reinen Gleichstromtechnik (Abbildung 6.27a), die allerdings sehr schwer ist und große Bauvolumina erfordert. Leistungsübertragungen in der gezeigten Ausführung sind heute in der westlichen Welt eigentlich nur noch bei Museumsfahrzeugen anzutreffen.
Durch die Nutzung hochpoliger Drehstromsynchrongeneratoren konnte eine deutliche Leistungssteigerung dieselelektrischer Antriebsstränge erzielt werden und es entand die in Abbildung 6.27b gezeigte Antriebstopologie, die sich in einigen Fahrzeugen bis heute erhalten hat. Vielmehr gibt es gerade in Nordamerika noch immer einen Markt für Fahrzeuge mit Gleichstromfahrmotoren, die dort wegen ihrer Robustheit und des im Vergleich zu Drehstromantrieben deutlich reduzierten Regelungsaufwandes (Kostenvorteil) von einigen Fahrzeugbetreibern geschätzt werden.
Nachdem es dank der Fortschritte bei der Leistungselektronik möglich geworden war, Drehstromasynchronmaschinen so zu regeln, dass Sie für Traktionsantriebe genutzt werden konnten, hat sich die in Abbildung 6.27c gezeigte Antriebskonfiguration entwickelt, die den heutigen Stand der Technik darstellt. Dieselelektrische Fahrzeuge, die einen derartig aufgebauten Antriebsstrang aufweisen, sind ab dem elektrischen Zwischenkreis (im Bild zwischen Gleich- und Wechselrichter angeordnet) mit elektrischen Triebfahrzeugen identisch, wodurch sich beachtliche Möglichkeiten für die Entwicklung von Fahrzeugplattformen und unkonventionellen Antrieben (z.B. Zweikraftfahrzeuge) ergeben. Ein wesentlicher Unterschied zwischen elektrischen und dieselelektrischen Fahrzeugen mit Drehstromantriebstechnik besteht darin, dass die Zwischenkreisspannung bei erstgenannten ungefähr konstant ist[18], während sie bei letztgenannten an die Dieselmotordrehzahl (und damit: Generatordrehzahl) gebunden ist.
Um das Übertragungsverhalten einer dieselelektrischen Leistungsübertragungseinrichtung mathematisch genau zu beschreiben, bedarf es detaillierter Daten der eingesetzten elektrischen Maschinen. Hinzu kommt, dass die Berechnung elektrischer Maschinen eine Komplexität aufweist, die gewöhnlich den Rahmen fahrdynamischer Betrachtungen sprengt.

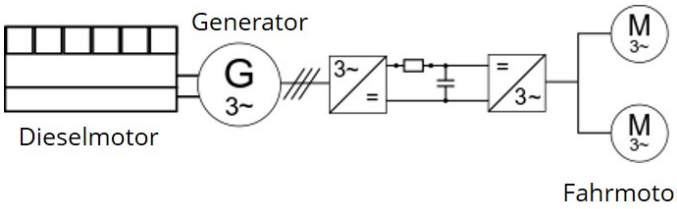
[18] Schwankungen ergeben sich ggf. durch die Toleranzen der Oberleitungsspannung



(a) Gleichstromgenerator speist Gleichstromfahrmotoren (DC-DC-Übertragung)



(b) Drehstromgenerator speist Gleichstromfahrmotoren (AC-DC-Übertragung)



(c) Drehstromgenerator speist Drehstromfahrmotoren (AC-AC-Übertragung)



(d) AC-DC-Übertragung, Beispiel 1: BR 232



(e) AC-DC-Übertragung, Beispiel 2: Class 66



(f) AC-AC-Übertragung, Beispiel 1: BR 245



(g) AC-AC-Übertragung, Beispiel 2: BR 646

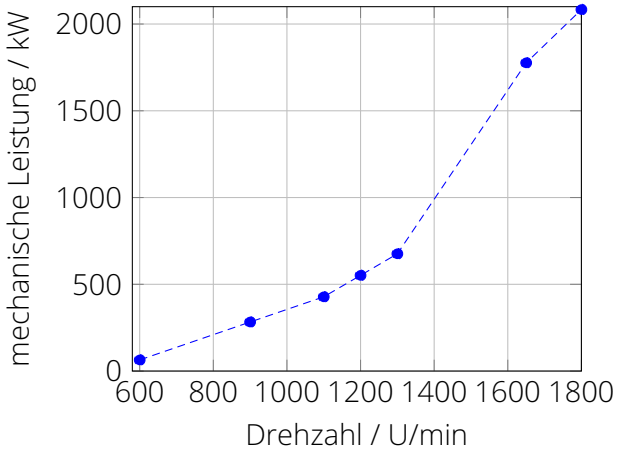
Abbildung 6.27.: Mögliche Topologien dieselelektrischer Antriebsstränge und ausgewählte Beispielfahrzeuge

Im Rahmen der Fahrdynamik sind bezüglich der elektrischen Leistungsübertragung vor allem folgende Fragen zu beantworten:

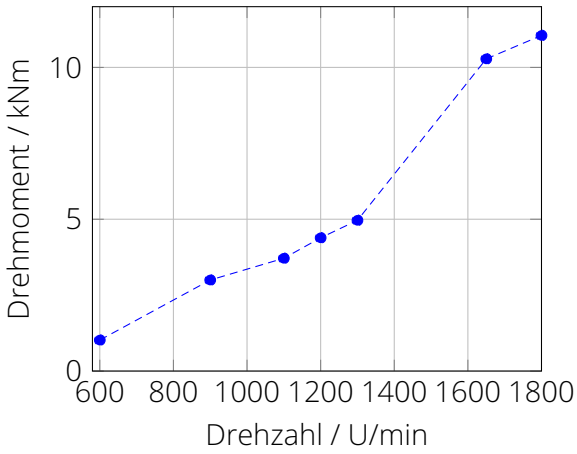
1. Welche Fahrmotoren kommen zum Einsatz? Es ist weniger der genaue Fahrmotortyp als vielmehr die Fahrmotor*art* interessant (Drehstromasynchronmaschinen oder Gleichstromreihenschlussmaschinen).
2. Wie gestaltet sich das Zusammenspiel von Dieselmotor und Traktionsgenerator? Welches Drehmoment und welche Drehzahl müssen bei welcher Leistungsanforderung zur Verfügung gestellt werden?
3. Welche elektrischen und mechanischen (Antriebs-)Elemente müssen hinsichtlich ihres Übertragungswirkungsgrades Berücksichtigung finden?

Die Traktionseigenschaften elektrischer Fahrmotoren werden im Kapitel 6.4.3 diskutiert. An dieser Stelle soll jedoch schon darauf vorgreifend festgehalten werden, dass Drehstrom(a)-synchronmotoren mit Hilfe geeigneter Regelungskonzepte in der Lage sind, eine konstante Leistung über ein großes Drehzahlintervall abzugeben. Kommen diese Maschinen als Traktionsmotoren zur Anwendung, ist die Erzeugung einer Zugkrafthyperbel für Geschwindigkeiten oberhalb der Übergangsgeschwindigkeit möglich, wie auch das Praxisbeispiel (Abbildung 6.32) am Ende dieses Abschnittes zeigt.
Gleichstromfahrmotoren weisen demgegenüber zwar eine für Traktionszwecke günstige natürliche Kennlinie auf (hohes Drehmoment bei geringen Drehzahlen und Drehmomentabnahme bei zunehmender Geschwindigkeit), können aber nur unter bestimmten Umständen (Feldschwächung) und für vergleichsweise schmale Drehzahlintervalle eine konstante Leistung abgeben.
Das Zusammenspiel von Dieselmotor und Traktionsgenerator ist stark von den Regelungsmöglichkeiten an der elektrischen Maschine abhängig. Der überwiegende Teil der eingesetzten Synchrongeneratoren ist fremderregt, sodass bei diesen der Erregergrad als Parameter zur Variation des Generatordrehmomentes bei gegebener Drehzahl zur Verfügung steht.
Abbildung 6.28 zeigt den Verlauf verschiedener relevanter Parameter über der Drehzahl für einen Traktionsgenerator mit einer Scheinleistnug von 2000 kVA. Es ist ersichtlich, dass mechanische Leistungsaufnahme (Abbildung 6.28b) und mechanisches Drehmoment an der Generatorwelle (Abbildung 6.28a) einen unstetigen Verlauf aufweisen, der zunächst wenig plausibel erscheint. Das ändert sich, wenn das Dieselmotorkennfeld und damit die Leistungsabgabe des Dieselmotors bei der Zusammenarbeit mit dem Generator mit in die Betrachtung einbezogen wird. Die durch die Variation des Erregergrades gegebene Beeinflussbarkeit des Drehmomentes bei gegebener Drehzahl ermöglicht es nämlich, die Arbeitspunkte des Dieselmotors bei Kopplung mit dem Generator so in das Dieselmotorkennfeld zu legen, dass für jede Leistungsanforderung ein möglichst geringer spezifischer Verbrauch erzielt werden kann. Die Summe der Arbeitspunkte, die sich so ergibt, wird auch als „Fahrkurve" bezeichnet. Sie gibt den Leistungs-Drehzahlverlauf wieder, der bei einem dieselelektrischen Antrieb am Dieselmotor in Abhängigkeit von der Leistungsanforderung ausgeregelt wird.
Die dieselelektrische Leistungsübertragung stellt, würde die gesamte Strecke zwischen Treibrad und Dieselmotor als „Black Box" betrachtet, ein „stufenloses Getriebe" dar, dessen Übersetzung sich stets so einstellen lässt, dass der Dieselmotor im energetisch günstigsten Arbeitpunkt betrieben werden kann.
Abbildung 6.29 zeigt ein Beispiel für einen Dieselmotor mit einer Nennleistung von 2,4 MW, der mit einem entsprechenden Traktionsgenerator gekoppelt ist. Im Diagramm ist sowohl die Fahrkurve für eine dieselelektrische (rot) als auch eine Fahrkurve für eine dieselhydraulische (blau) Antriebskonfiguration gezeigt, um die Vorzüge der elektrischen Leistungsübertragung besser zu veranschaulichen.
Wenden wir uns zunächst der dieselelektrischen Fahrkurve zu. Wird die maximale Dieselmotorleistung angefordert, wird der Motor bei ca. 1800 Umdrehungen pro Minute betrieben und

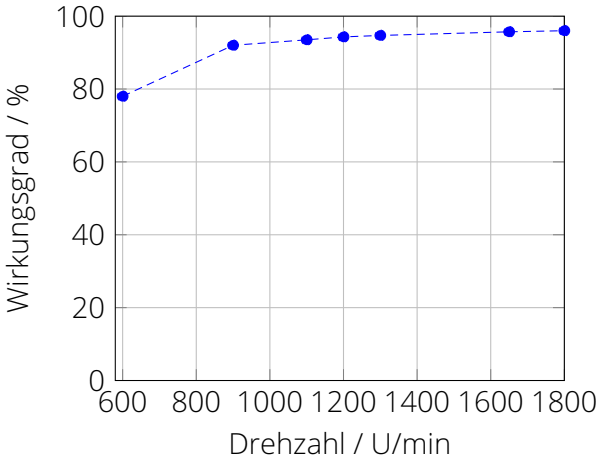
verbaucht ca. 199 g/kWh Kraftstoff(im Diagramm nicht eingezeichnet), was einem Verbrauch von 7,96 kg/min entspricht. Bei einer Leistungsanforderung von 2000 kW wird die Dieselmotordrehzahl auf 1640 U/min reduziert und der Arbeitspunkt des Dieselmotors stellt sich in unmittelbarer Nähe zur Linie eines konstanten Verbrauches von 194 g/kWh ein. Der zeitbezogene Verbrauch sinkt auf 6,47 kg/min.



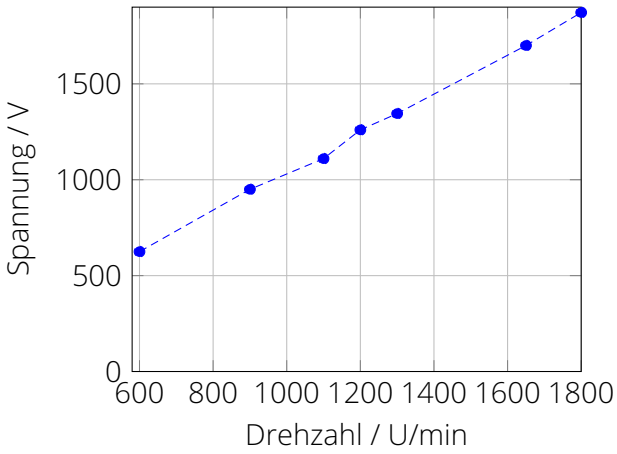
(a) Mechanische Leistung an der Generatorwelle



(b) Drehmoment an der Generatorwelle



(c) Generatorwirkungsgrad



(d) Generatorausgangsspannung

Abbildung 6.28.: Kenndaten eines Synchrongenerators mit einer Scheinleistung von 2000 kVA

Insbesondere im Teillastbetrieb ist ein Vergleich von elektrischer und hydrodynamischer Leistungsübertragung aufschlussreich. Im Falle letzterer ist bei der Nutzung von Strömungswandlern das Dieselmotordrehmoment an einen parabelförmigen Verlauf durch das Dieselmotorkennfeld gebunden, wie in Kapitel 6.4.2 auf Seite 41 dargelegt wird. Während sich bei Volllast kein Unterschied zwischen den genannten Leistungsübertragungen ergibt, bietet sich im Teillastbereich ein anderes Bild. Werden 2000 kW Dieselmotorleistung abgefordert, muss dessen Drehzahl auf 1694 U/min (statt auf 160 U/min bei dieselelektrischer Übertragung) geregelt werden. Außerdem stellt sich ein Arbeitspunkt in der Nähe eines spezifischen Verbrauches von 196 g/kWh ein. Der zeitbezogene Verbrauch liegt damit bei 6,53 kg/min und somit um 1 % über dem des dieselelektrischen Antriebes.
Bei einer Leistungsanforderung von 1000 kW wird diese Diskrepanz noch größer. Im Falle einer dieselelektrischen Leistungsübertragung würde der Dieselmotor bei 1250 U/min mit einem spezifischen Verbrauch von ca. 193 g/kWh (entspricht 3,22 kg/min) betrieben. Mit einer dieselhydraulischen Leistungsübertragung wären 1344 U/min nötig (höherer Geräuschpegel des

Dieselmotors) und es ergäbe sich ein spezifischer Verbrauch von 196 g/kWh (=3,27 kg/min), der damit um 1,6 % höher läge.
Die Differenzen mögen auf den ersten Blick gering erscheinen. Wird aber berücksichtigt, dass der Gesamtwirkungsgrad einer elektrischen Leistungsübertragung auf dem heutigen Stand der Technik auch noch einige Prozentpunkte über dem hydrodynamischer Leistungsübertragungen (gilt nur für Wandlerbetrieb) liegt, so ergibt sich insbesondere für Lokomotiven in Abhängigkeit des konkreten Betriebsregimes (Volllast- vs. Teillastanteil) in Summe ein energetischer Vorteil für dieselelektrische Antriebsstränge.

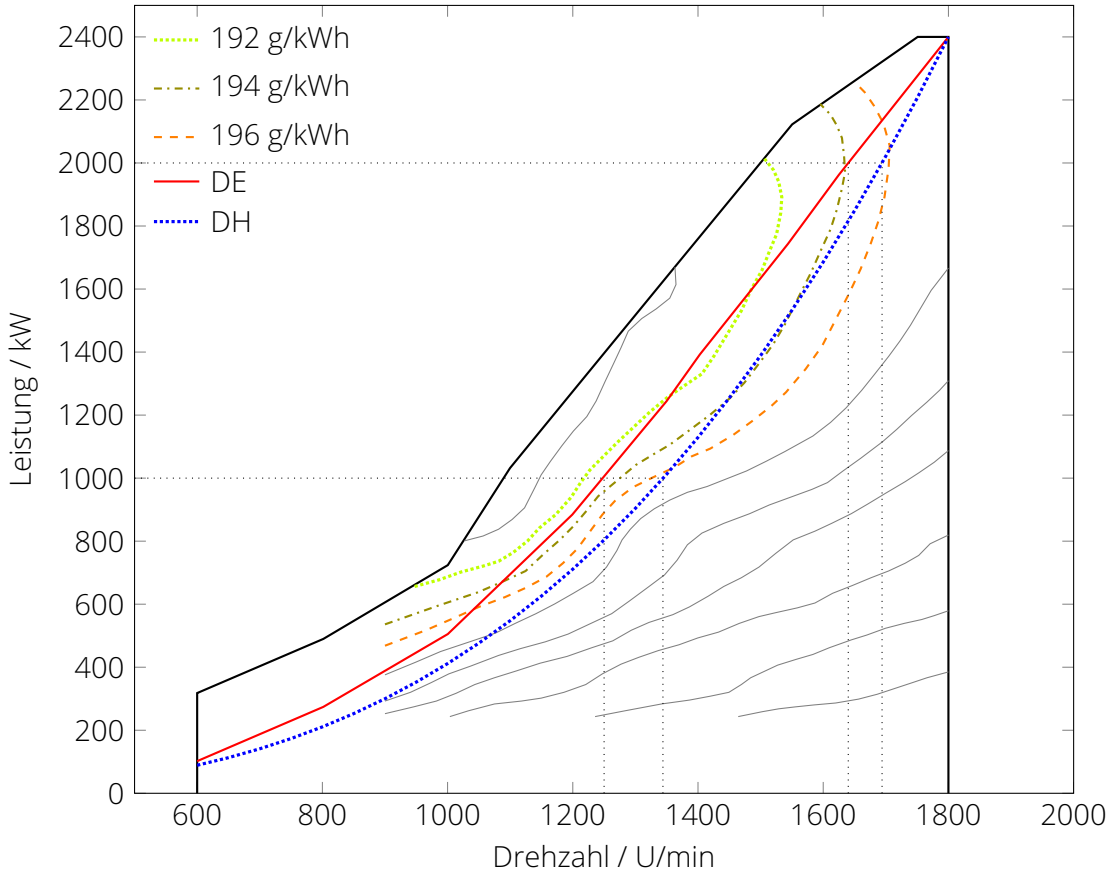


Abbildung 6.29.: Dieselmotorkennfeld mit den Fahrkurven für eine Kopplung mit dieselhydraulischer (DH) oder elektrischer (DE) Leistungsübertragung

Der **Gesamtübertragungswirkungsgrad** einer elektrischen Leistungsübertragung wird maßgeblich von Traktionsgenerator und Fahrmotor beeinflusst. Wie Abbildung 6.28c zu entnehmen ist, können Traktionsgeneratoren bei Betrieb mit hoher Teillast bzw. unter Volllast einen Wirkungsgrad im Bereich von 94...96 % erreichen. Der Wirkungsgrad von Fahrmotoren liegt in einem ähnlichen Bereich; für Asynchronmotoren werden oft 95 % als Standardwert angegeben. Werden die Wirkungsgrade von Gleichrichter und Umrichter noch mit jeweils 98,5 % angesetzt und der Wirkungsgrad des Radsatzgetriebes zu 97 % angenommen, ergibt sich der Gesamtwirkungsgrad als Produkt aller Teilwirkungsgrade zu ca. 85 %.
Die genannten Wirkungsgrade sind nicht invariant, sondern mit Drehzahl und Drehmoment veränderlich. Durch die sehr komplexen Vorgängen in elektrischen Maschinen sind die Wirkungsgrade einer einfachen Berechnung jedoch nicht zugänglich. Im günstigsten Fall werden die Wirkungsgradkurven von den Herstellern der elektrischen Antriebstechnik zur Verfügung gestellt. Im ungünstigsten Fall sind diese Informationen nicht bekannt und es muss auf eine näherungsweise Bestimmung des Übertragungswirkungsgrades zurückgegriffen werden. Dafür hat Wende in [7] jeweils eine Behelfsgleichung für die AC-DC und die AC-AC-Übertragung

angegeben. Letztgenannte Gleichung ist im Folgenden aufgeführt (Gleichung 6.24). Es handelt sich um eine empirische Gleichung, in die lediglich die Geschwindigkeit v, die Höchstgeschwindigkeit v_{max} sowie die Dieselmotorleistung P und die Dieselmotornennleistung P_{DM} (eigentlich: die Generatoreingangsleistung) eingegeben werden müssen.

$$\eta_{Lü} = 0,921 \left(1 - e^{-\frac{12 \cdot v}{v_{max}}}\right) + 0,022 - \frac{0,088 \cdot v}{v_{max}} - 0,1 \left(1 - \frac{P_{DM}}{P_{DM,max}}\right) \tag{6.24}$$

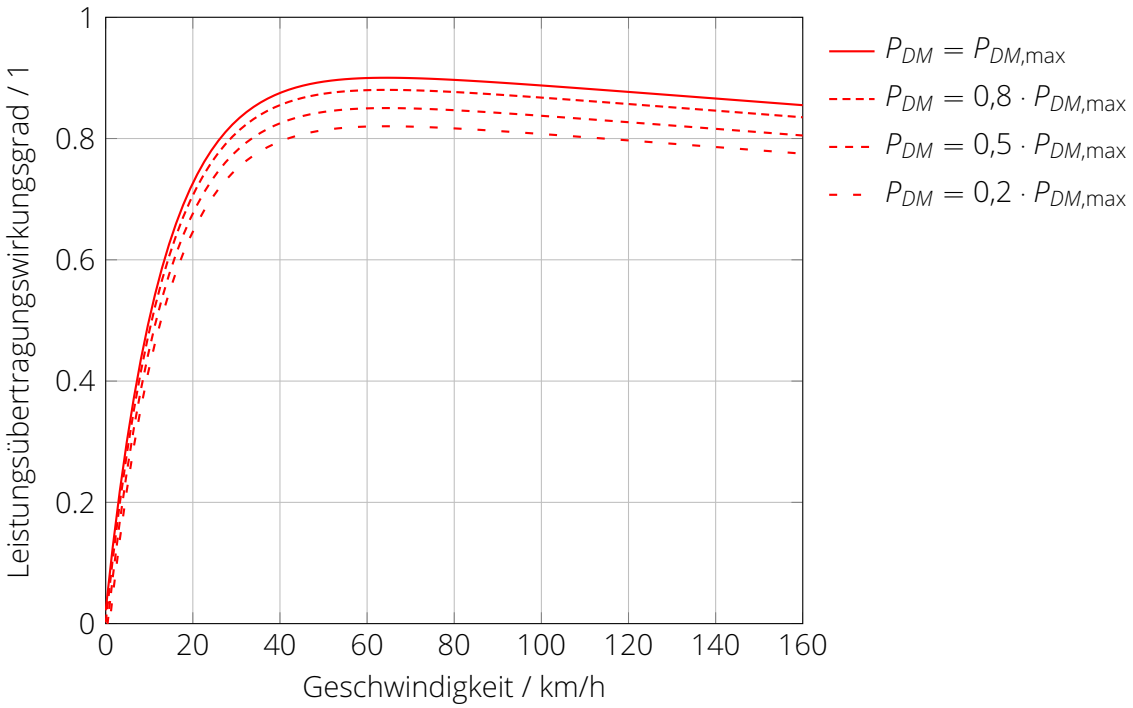


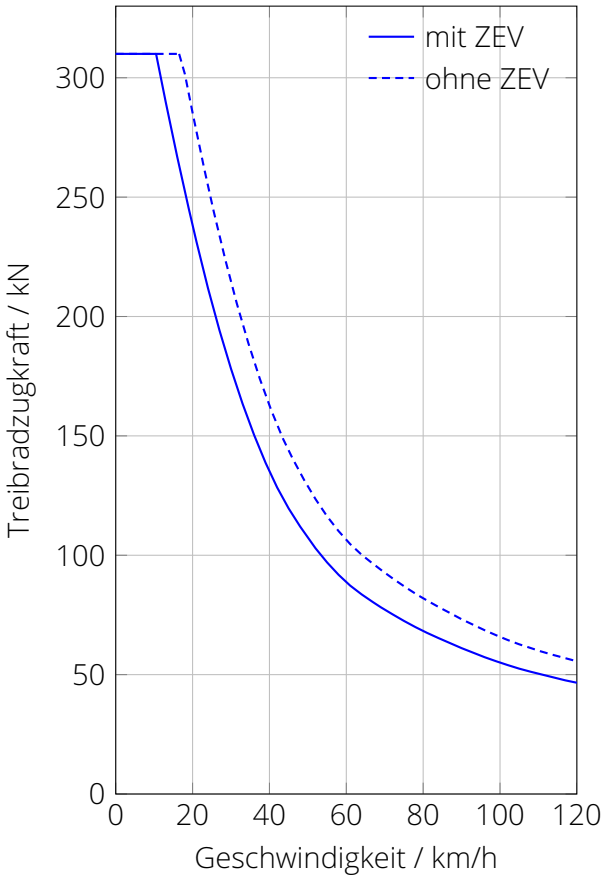
Abbildung 6.30.: Wirkungsgradverlauf nach Gleichung 6.24

Die von Wende vorgeschlagene Gleichung ist bezüglich AC-AC-Übertragungen aus zwei Gründen kritisch zu bewerten. Erstens wird bei Volllast (max. Dieselmotorleistung) ein Wirkungsgrad von knapp über 90 % angenommen. Bei mindestens fünf Elementen in der Wirkungsgradkette (Traktionsgenerator, Gleichrichter, Umrichter, Fahrmotor, Radsatzgetriebe - siehe Abbildung 6.26) müsste im Mittel ein Teilwirkungsgrad von $\sqrt[5]{0,9} = 0,98$ pro Antriebselement erreicht werden - eine sehr optimistische Annahme.
Anderseits kann die Gleichung auf komfortable Art nur für die „Vorwärtsrechnung“ vom Dieselmotor zum Treibradsatz verwendet werden. Wie aus dem Verlauf der Wirkungsgrade hervorgeht, ergäbe sich bei konstanter Dieselmotorleistung allerdings keine Leistungskonstanz an den Treibrädern, was im Widerspruch zu den für Fahrzeuge mit Drehstromantriebstechnik veröffentlichten Zugkraftdiagrammen steht. Vielmehr wäre in diesem Fall eigentlich rückwärts zu rechnen und von einer konstanten Treibradleistung über den Wirkungsgrad auf die benötigte Dieselmotorleistung zu schließen, da angenommen werden kann, dass Wirkungsgradschwankungen über die Geschwindigkeit durch eine geeignete Motorregelung ausgeglichen werden. Dies ist mit der gegeben Gleichung jedoch nur mit iterativen Berechnungen zu leisten.
Bezüglich der unter Abschnitt 6.4.2, S. 29 formulierten 10 Anforderungen, die aus fahrdynamischer Sicht an Leistungsübertragungsanlagen zu stellen sind, lässt sich für Antriebsstränge mit elektrischer Leistungsübertragung festhalten, dass im Falle der AC-AC-Übertragung alle Anforderungen vollumfänglich erfüllt werden können. Für die AC-DC-Übertragung (insbesondere bei Altbaufahrzeugen) gelten bezüglich der Anforderungen 3, 5, 6 und 9 gewisse Einschränkungen.

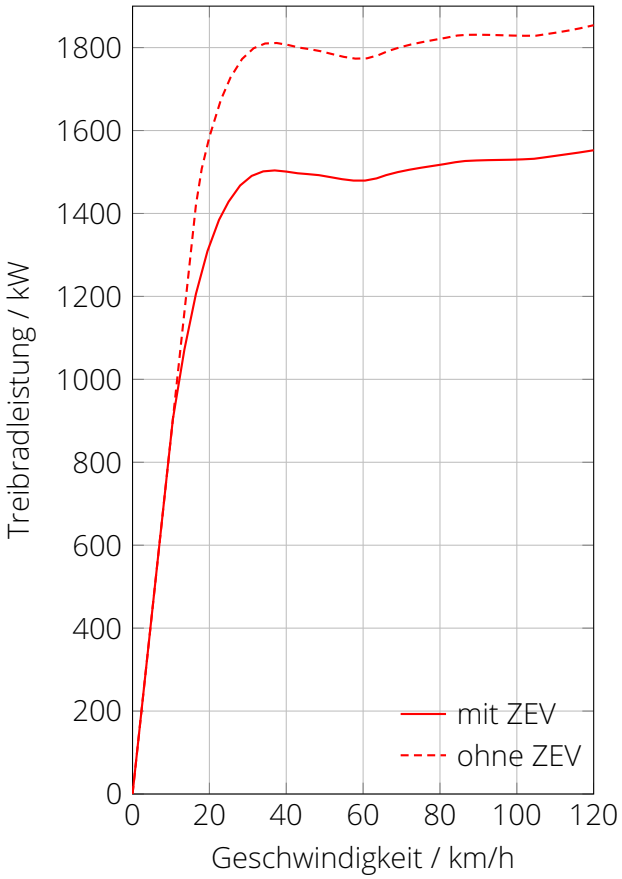
Elektrische Leistungsübertragung

Elektrische Leistungsübertragungen sind heute hauptsächlich in zwei verschiedenen Ausprägungen im Einsatz. Entweder treibt der Dieselmotor einen Drehstrom(synchron)generator an, der via Gleichrichter die Gleichstromfahrmotoren speist oder der erzeugte Drehstrom wird genutzt, um einen Zwischenkreis zu speisen, der für den Aufbau eines Drehstromnetzes zur Speisung von Drehstrommotoren verwendet wird.
Die Traktionseigenschaften dieselelektrischer Fahrzeuge werden entscheidend durch die verwendeten Fahrmotoren beeinflusst. Während Gleichstromfahrmotoren bauartbedingt nur für kurze Zeit große Drehmomente bei kleinen Drehzahlen erzeugen können und nur sehr eingeschränkt eine konstante Leistung über der Drehzahl abgeben können, stellen Drehstrommaschinen eine nahezu perfekte Antriebsmaschinen für Traktionszwecke dar. Insbesondere der Einsatz von Drehstromasynchronmotoren ermöglicht die Generierung von Zugkräften entlang einer Leistungshyperbel sowie die dauerhafte Bereitstellung hoher Zugkräfte bei kleinen Geschwindigkeiten. Fahrzeuge mit Gleichstromfahrmotoren weisen analog solcher mit hydrodynamischen Getrieben eine Mindestdauerfahrgeschwindigkeit auf.
Hinsichtlich des Zusammenwirkens von Dieselmotor und Leistungsübertragung bietet die elektrische Antriebstechnik den größten Spielraum bei der Wahl energetisch günstiger Arbeitspunkte. Dieselmotordrehzahl und -drehmoment sind weder direkt mit der Treibraddrehzahl/dem Treibraddrehmoment verknüpft, wie im Falle mechanischer Leistungsübertragungen (bzw. hydrodynamischer Getriebe im Kupplungsgang), noch wird durch den Traktionsgenerator eine ganz bestimmte Drehmomentcharakteristik erzwungen, wie das bei hydrodynamischen Getrieben im Wandlergang geschieht. Es ist vielmehr möglich, die Lage der Fahrkurve (Verbindung aller Arbeitspunkte von Generator und Dieselmotor im Dieselmotorkennfeld) durch die Variation der Generator-Erregung optimal an den jeweiligen Dieselmotor anzupassen.
Der Übertragungswirkungsgrad dieselelektrischer Antriebe liegt hinsichtlich seines Betrages im allgemeinen zwischen den Werten hydrodynamischer und mechanischer Antriebsstränge.
Die rechnerische Bestimmung des Übertragungsverhaltens dieselelektrischer Antriebsstränge kann im Rahmen fahrdynamischer Betrachtungen in der Regel nur kennlininenbasiert erfolgen, da die exakte Berechnung elektrischer Maschinen zu komplex und aufwendig ist.

Abschließend zeigen die Abbildungen 6.31 und 6.32 jeweils ein Beispiel für dieselelektrische Lokomotiven mit AC-DC bzw. AC-AC Übertragung. Die beiden Fahrzeuge stammen aus unterschiedlichen Epochen - zwischen ihnen liegen ca. 35 Jahre technischer Entwicklung. Es ist eindrucksvoll zu sehen, dass die Drehstromantriebstechnik heute die Möglichkeit eröffnet, etwa dieselbe Traktionsleistung in einer Lokomotive mit vier Radsätzen und einer Masse von 86 t zu installieren, für die es mit den technischen Möglichkeiten früherer Zeiten noch sechs Radsätze und einer Fahrzeugmasse von 122 t bedurfte.



(a) Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm

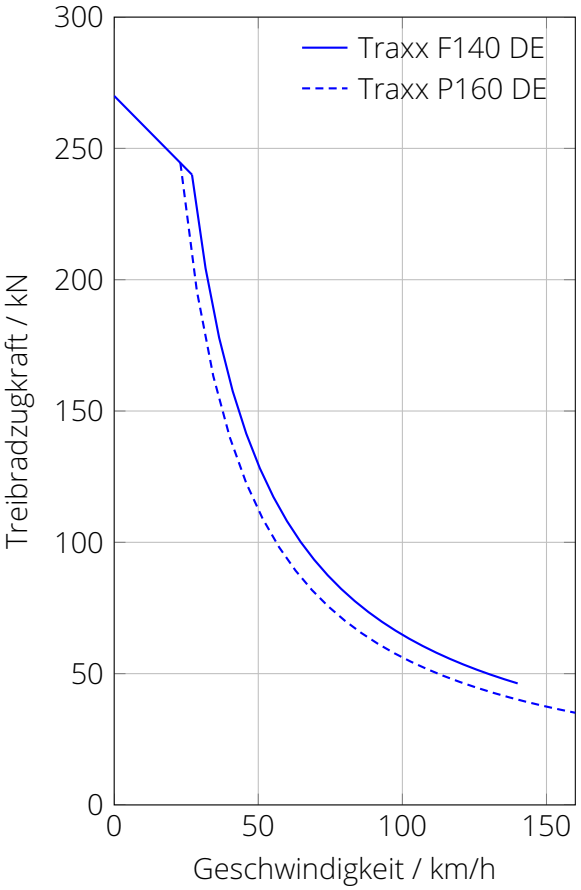


(b) Traktionsleistungs-Geschwindigkeits-Diagramm

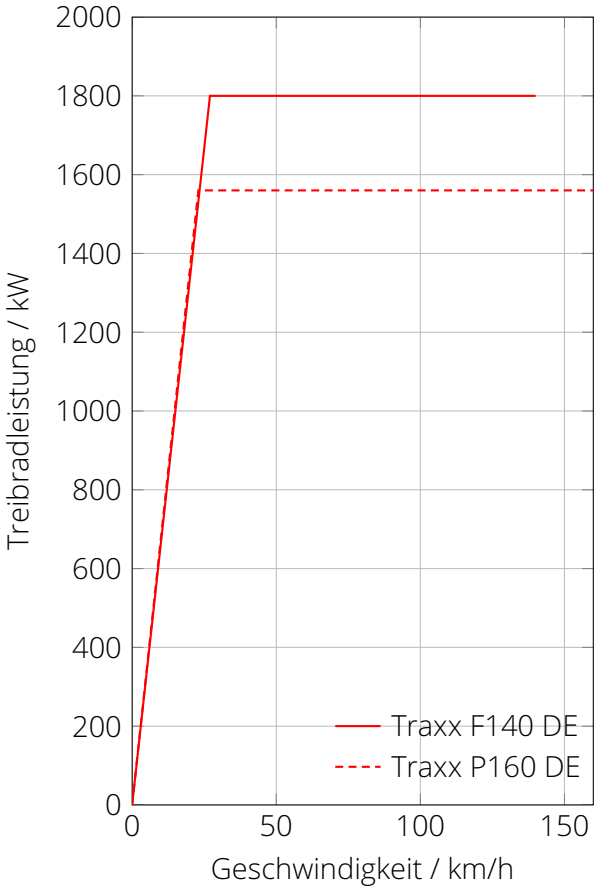


(c) BR 232 im Güterzug-Einsatz

Abbildung 6.31.: Verlauf von Treibradzugkraft und -leistung über der Geschwindigkeit für eine Lokomotive der Baureihe 232 (AC-DC-Übertragung) mit und ohne Berücksichtigung des Leistungsbedarfes der zentralen Zugenergieversorgung (ZEV)



(a) Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm



(b) Traktionsleistungs-Geschwindigkeits-Diagramm



(c) BR 246 (Traxx P160 DE) - dieselelektrische Variante der Bombardier Traxx für den Reisezugverkehr



(d) BR 285 (Traxx P140 DE) - dieselelektrische Variante der Bombardier Traxx für den Güterzugverkehr

Abbildung 6.32.: Verlauf von Treibradzugkraft und -leistung über der Geschwindigkeit für Lokomotiven der Baureihe 246 (Traxx P160 DE) und 285 (Traxx F140 DE) mit AC-AC-Leistungsübertragung

6.4.3. Zugkraftcharakteristik von Elektrotriebfahrzeugen

Einleitung

Das Traktionsverhalten elektrischer Triebfahrzeuge wird von den eingesetzten Fahrmotoren und der Art der Spannungsstellung determiniert. Es kann grob zwischen zwei Fahrzeugkategorien unterschieden werden:

- Fahrzeuge mit konventioneller elektrischer **A**ntrieb**st**echnik (KAT)
- Fahrzeuge mit **D**rehstrom**a**ntrieb**st**echnik

Fahrzeuge mit konventioneller Antriebstechnik weisen Reihenschlussmotoren in Gleichstrom-, Einphasenwechselstrom- oder Mischstrom[19]-Ausführung auf. Aufbau und Funktionsweise dieser Maschinen sind sehr ähnlich und alle unterliegen den für Kollektormotoren üblichen Einschränkungen (bezüglich maximaler Drehzahl, Spannung und Strom). Die Spannungsstellung für die Fahrmotoren erfolgt je nach Fahrzeuggeneration klassisch über Schaltwerke (Baujahre vor 1980) oder mittels Thyristoren (Phasen-Anschnitt-Steuerung, v.a. Baujahre in den 1980er Jahren). Abbildung 6.33 zeigt eine kleine Auswahl solcher Fahrzeuge, die auch heute noch im regelmäßigen Betrieb zu finden sind.



(a) Re 4/4 II der SBB: Stufenschaltwerk



(b) BR 111 der DB AG: Stufenschaltwerk



(c) BR 143 der DB AG: Phasenanschnittsteuerung



(d) Ge 4/4 II der RhB: Phasenanschnittsteuerung

Abbildung 6.33.: Altbaufahrzeuge mit konventioneller elektrischer Antriebstechnik und unterschiedlichen Arten der Spannungsstellung für die Fahrmotoren

[19] Dabei handelt es sich, vereinfacht gesagt, um Gleichstrommotoren, die so optimiert sind, dass ihre elektrische Verlustleistung auch bei Speisung mit imperfekten Gleichspannungen/-strömen (Oberspannungen/Oberströme) möglichst gering bleibt.

Allen elektrischen Maschinen ist gemein, dass sie auch bei Stillstand der Rotorwelle ein Drehmoment erzeugen können und außerdem in der Lage sind, kurzzeitig eine Leistung generieren, die über ihrer Nennleistung liegt. Dieser Umstand ist für die effiziente Auslegung sowie die Nutzung von elektrischen Traktionsmaschinen von großer Bedeutung.
Bei Triebfahrzeugen mit konventioneller Antriebstechnik ist deshalb der Unterschied zwischen Nennleistung und Dauerleistung zu beachten, der vor allem vom thermischen Verhalten der Antriebsmaschinen unter Volllast abhängig ist.
Für **Fahrzeuge mit Drehstromantriebstechnik** gilt häufig Nennleistung = Dauerleistung und meistens sind bei diesen Fahrzeugen auch nicht die Fahrmotoren der (thermisch) limitierende Faktor sondern die Leistungselektronik oder der Transformator. Allerdings gibt es auch hier Ausnahmen, da auch bei einigen Lokomotiven mit Drehstromantriebstechnik eine kurzzeitige Generierung höherer Leistungen zugelassen wird, damit etwa Verspätungen aufgeholt werden können. Abbildung 6.34 veranschaulicht dies am Zugkraft-Geschwindigkeitsdiagramm der Baureihe 182 („Taurus“). Bei diesen Lokomotiven kann die Traktionsleistung für maximal fünf Minuten von 6,4 auf 7,0 MW erhöht werden, bevor die hohe thermische Belastung des Antriebsstranges eine erneute Beschränkung auf 6,4 MW erfordert.

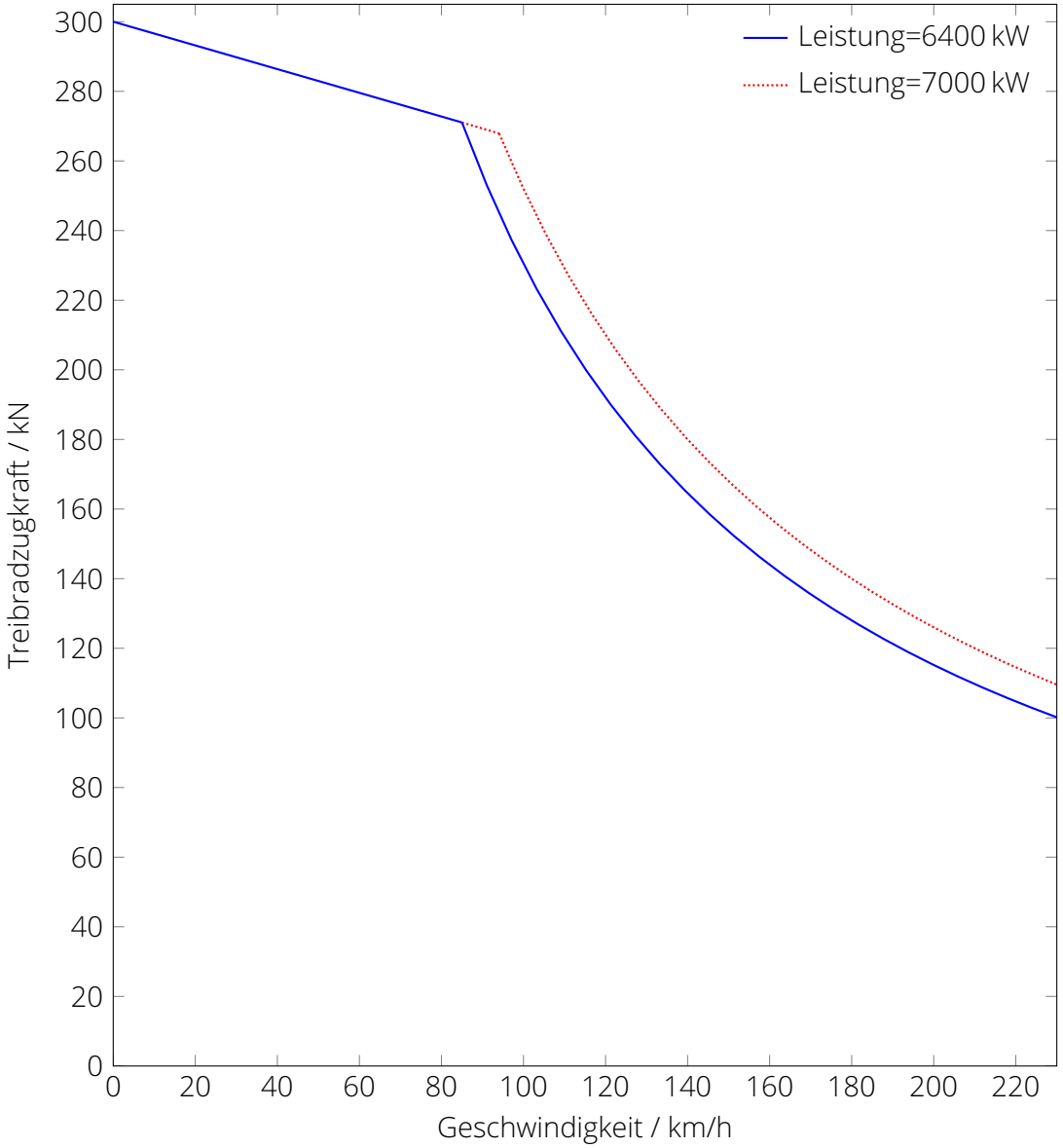


Abbildung 6.34.: Zugkraftcharakteristik der Baureihe 182 der DB AG (bzw. 1016 der ÖBB)

Traktionseigenschaften von Triebfahrzeugen mit konventioneller Antriebstechnik

Das Traktionsverhalten von Fahrzeugen mit konventioneller Antriebstechnik ist dadurch gekennzeichnet, dass nur ein Teil des von der Zugkraft-Kennlinie umschlossenen Bereiches dauerhaft ausnutzbar ist.
Die Zugkraftcharakteristik von Triebfahrzeugen mit Gleich- bzw. Mischstrom-Reihenschlussmotoren zerfällt gewöhnlich in drei charakteristische Bereiche (siehe Abbildung 6.35). Bei kleinen Geschwindigkeiten kann an die Fahrmotoren nur eine kleine Spannung angelegt werden, weil sonst die Fahrmotorströme zu groß würden und es zu thermischen Schäden kommen würde. Im Idealfall (stufenlose Zugkrafteinstellung) kann die Spannung proportional zur steigenden Geschwindigkeit so nachgeführt werden, dass der Strom in den Fahrmotoren und damit das Drehmoment und die Zugkraft konstant bleiben.
Ist die maximale Spannung (Begrenzung: Isolierung der Wicklungen sowie max. Kommutatorspannung) erreicht, kann mittels Feldschwächung eine gleichzeitige Konstanz von Speisespannung und drehmomentbildendem Strom erreicht werden, sodass sich eine Leistungshyperbel entwickeln kann (Bereich „Feldschwächung“ in Abbildung 6.35).
Sobald eine weitere Feldschwächung nicht mehr möglich ist, wird der Motor weiterhin mit maximaler Spannung betrieben und die Zugkraft fällt entlang einer Funktion $f(1/n^2)$ ab.

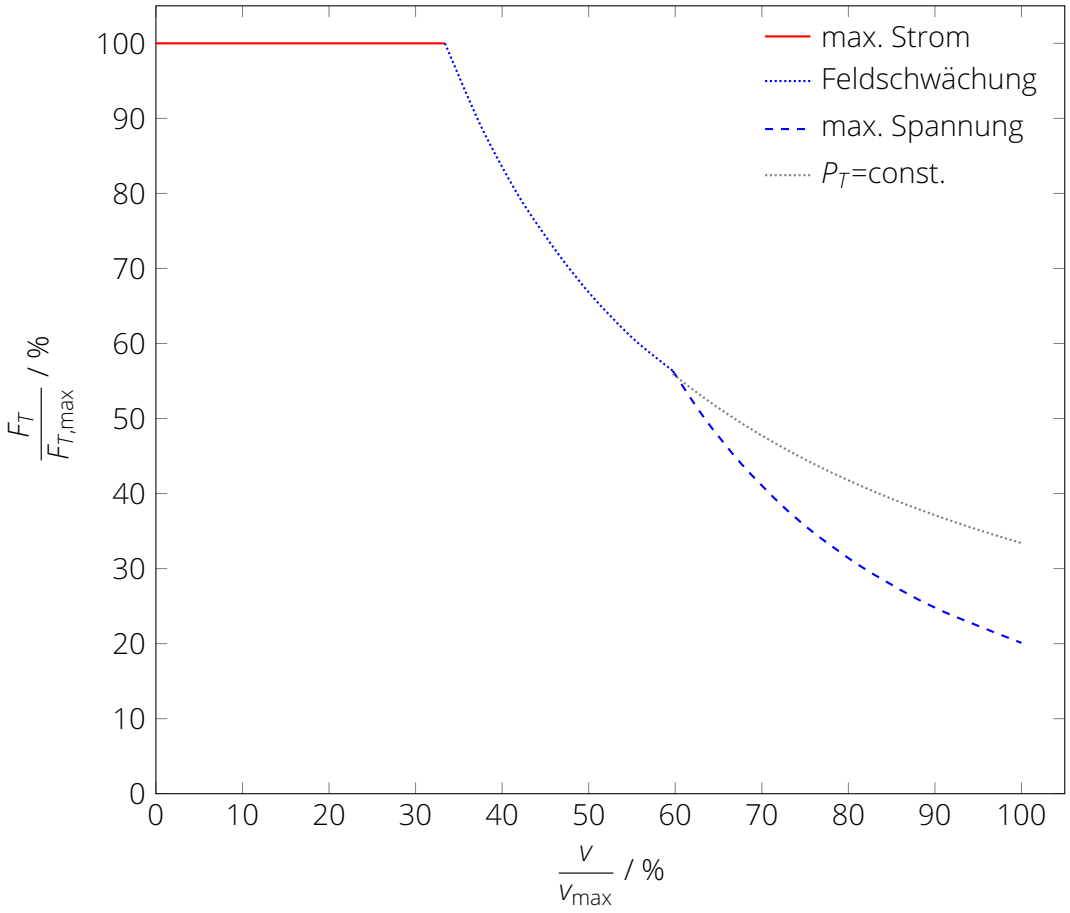


Abbildung 6.35.: Typisches Zugkraftverhalten bei der Nutzung von Gleich- oder Mischstrom-Reihenschlussmotoren

Fahrzeuge mit Einphasen-Wechselstrom-Reihenschlussmotoren weisen prinzipiell ein sehr ähnliche Charakteristik wie die zuvor beschriebene auf (Abbildung 6.36). Auch bei diesen Maschinen kann zwischen der Zugkrafterzeugung bei maximalem Fahrmotorstrom sowie der Zugkrafterzeugnug bei maximaler Fahrmotorspannung unterschieden werden. Im Unterschied zu

den zuvor betrachteten Gleich- und Mischstrommotoren wird jedoch ein Feldschwächebetrieb nicht realisiert, sodass die Zugkraft nach Erreichen der maximalen Spannung mit zunehmender Geschwindigkeit überproportional zur Geschwindigkeit abfällt ($F_T \sim 1/v^2$).
Abbildung 6.37 zeigt stellvertretend für Triebfahrzeuge mit konventioneller Antriebstechnik

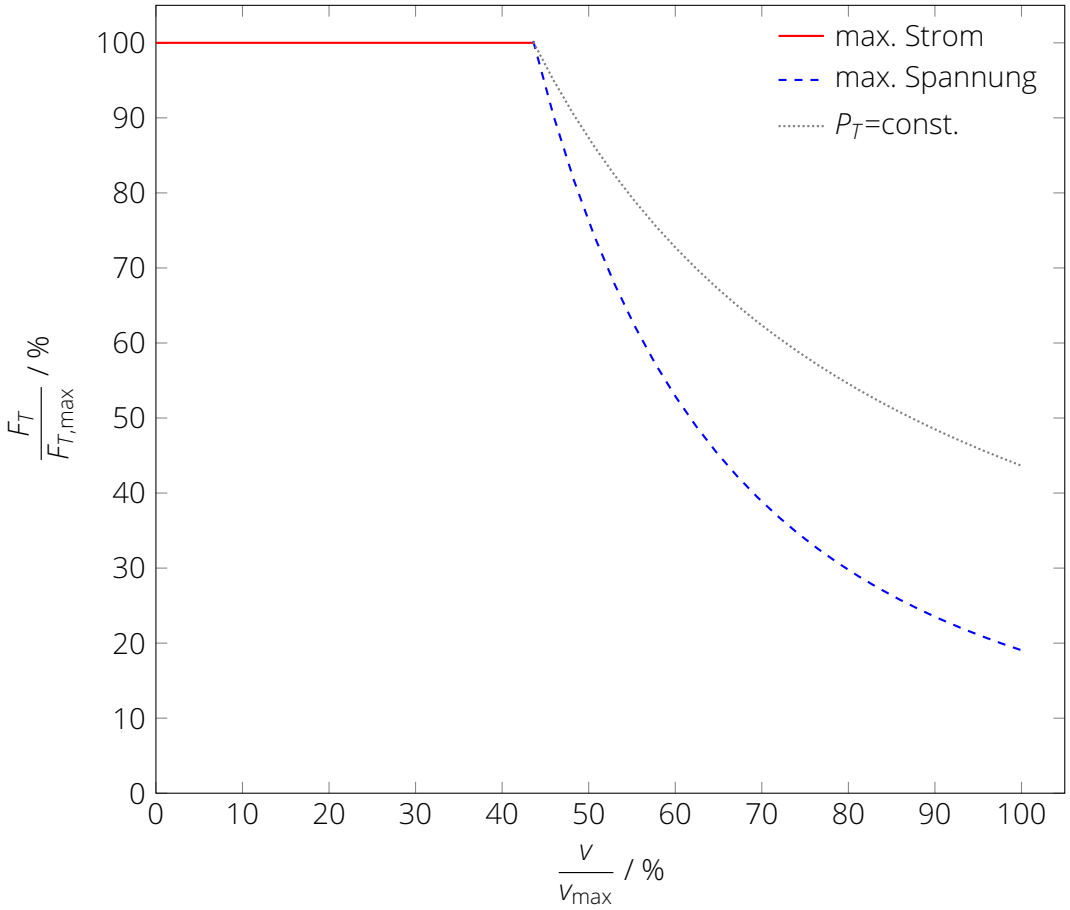


Abbildung 6.36.: Typisches Zugkraftverhalten bei der Nutzung von Einphasenwechselstrom-Reihenschlussmotoren

die Zugkraftcharakteristik der BR 155. Diese verfügt über eine Stundenleistung von 5400 kW sowie über eine Dauerleistung von 5100 kW.
Der Unterschied zwischen dem Dauerzugkraftbereich (<163 kN) und den zeitbegrenzten Zugkräften ist deutlich sichtbar. Die Abweichung des Zugkraftverlaufes von der Zugkrafthyperbel ist ebenfalls angedeutet.
Hinsichtlich der zeitlichen Begrenzung der Zugkräfte ist zu beachten, dass nicht nur die absolute Verweildauer in den Zugkraftbereichen oberhalb der Dauerzugkraft eine Rolle spielt, sondern auch die zeitliche Abfolge der Belastungen. Wurde die Lokomotive zum Beispiel schon länger in der Nähe der 30-Minuten-Zugkraft betrieben, ist die Erwärmung der Fahrmotoren schon soweit vorangeschritten, dass danach nicht auch noch zusätzlich 12 Minuten in der Nähe der 12-Minuten-Zugkraft gefahren werden könnte. Die Wärmekapazität der beteiligten Elemente und die erforderliche Zeit zur Rückkühlung muss entsprechend beachtet werden.

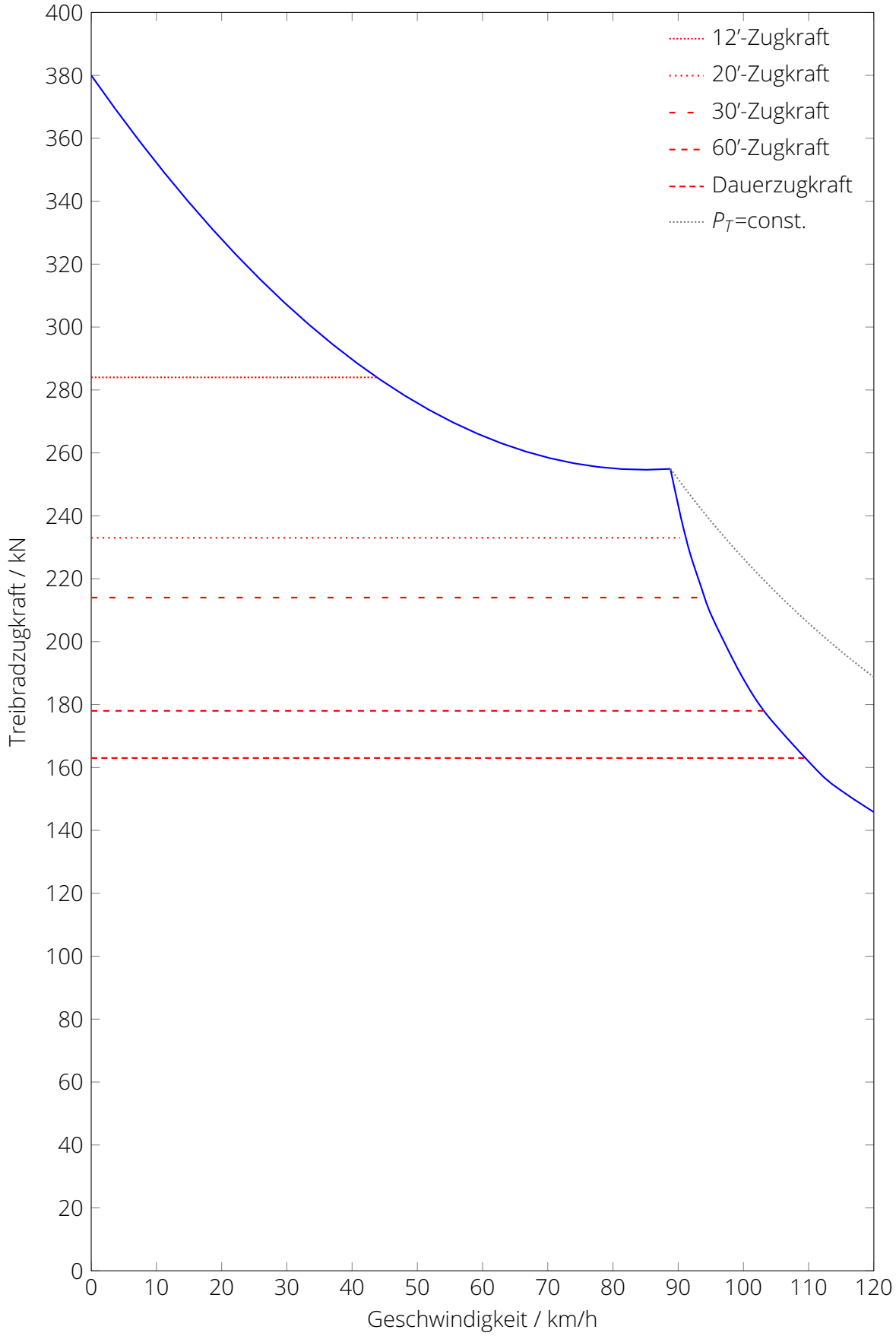


Abbildung 6.37.: Zugkraftcharakteristik der Baureihe 155 der DB AG

Traktionseigenschaften von Triebfahrzeugen mit Drehstromantriebstechnik

Wie bereits im Abschnitt 6.4.2 geschrieben, ist es durch den Einsatz von Drehstromantriebstechnik möglich geworden, Zugkräfte entlang der Leistungshyperbel zu entwickeln. Fahrzeuge mit entsprechenden Fahrmotoren weisen deshalb eine fahrdynamisch nahezu optimale Zugkraftcharakterisitk auf (Abbildung 6.38). Bei den Fahrmotoren handelt es sich üblicherweise um Drehstromasynchronmaschinen, es sind jedoch auch Fahrzeuge mit Drehstromsynchronmotoren im Einsatz (siehe Infokasten).
Damit die Zugkrafterzeugung entlang einer Leistungshyperbel realisiert werden kann, müssen

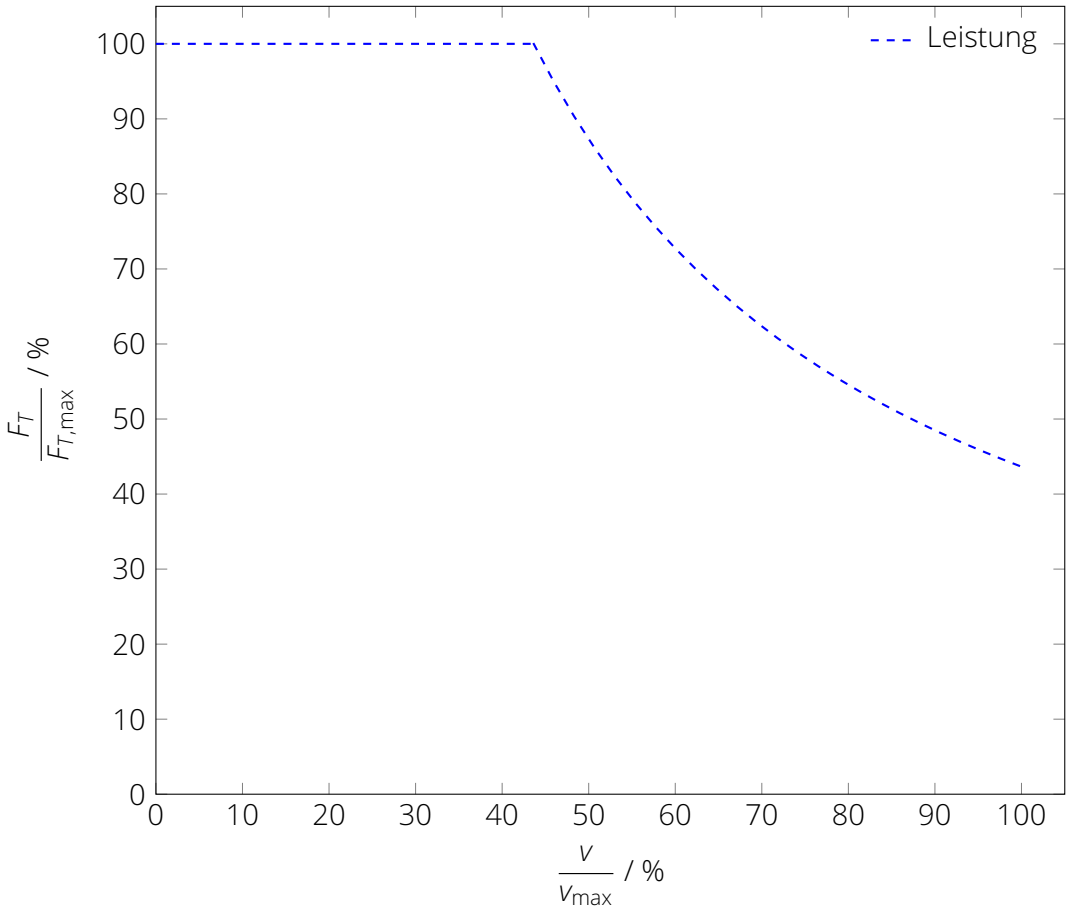
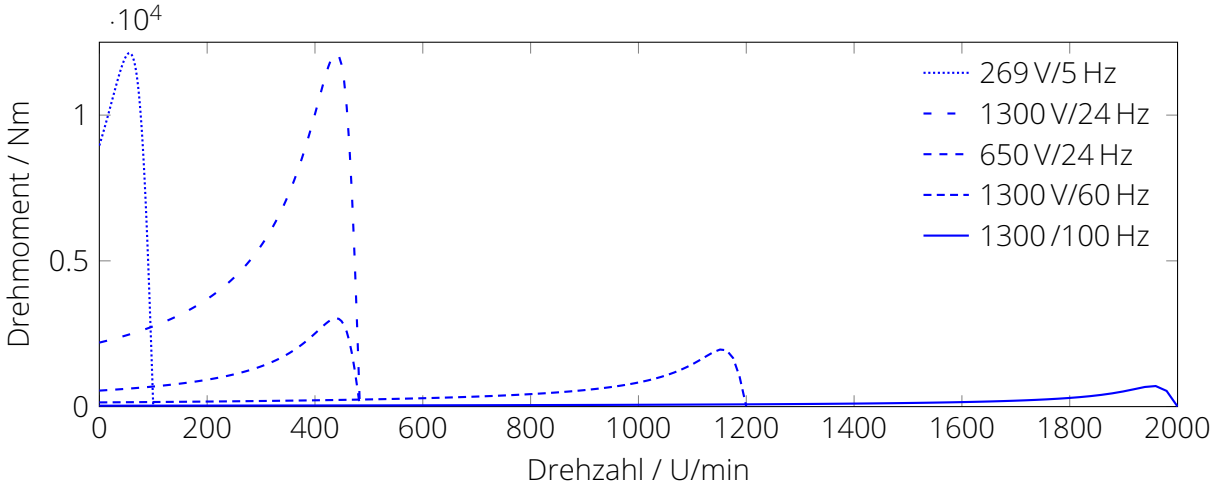


Abbildung 6.38.: Typisches Zugkraftverhalten bei der Nutzung von Drehstrom-Asynchronmotoren

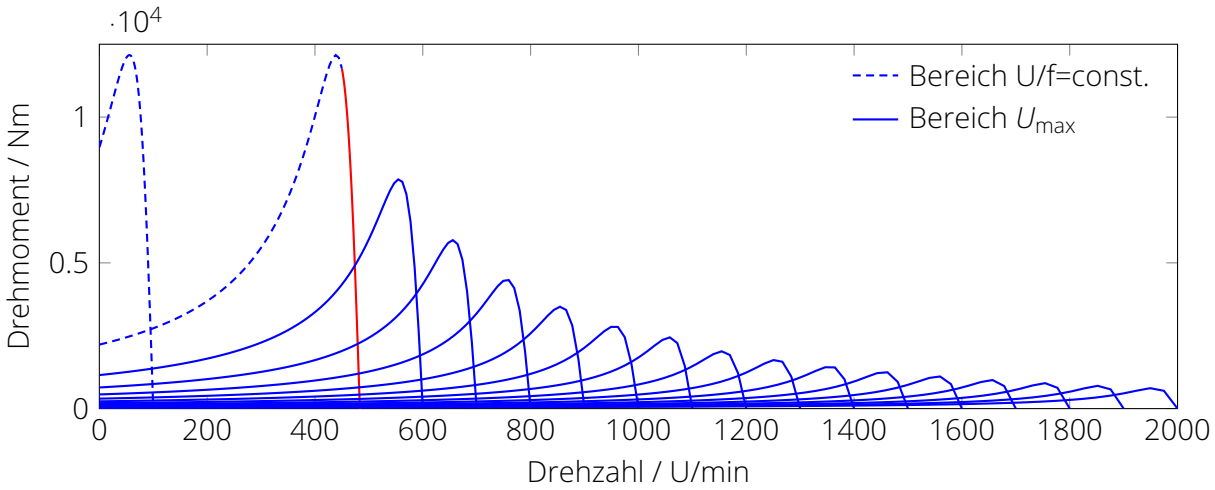
die Asynchronmaschinen in Abhängigkeit der Geschwindigkeit mit einer bestimmten Spannung und Frequenz gespeist werden. Die natürliche Kennlinie der Asynchronmaschine weist bei einer Speisung am starren Netz (fixe Spannung und Frequenz) noch nicht die gewünschten Eigenschaften auf, wie Abbildung 6.39a zeigt. Die Natürliche Kennlinie weist ein Anlaufmoment (Drehzahl=0), ein Kippmoment (maximales Drehmoment) sowie ein Synchrondrehmoment auf, das immer 0 ist[20].
Für Traktionszwecke nutzbar ist nur der Bereich der Kennlinie zwischen dem Kippmoment und dem Synchronmoment. Dies ist der „stabile" Bereich der Kennlinie (rot gezeichnet in Abbildung 6.39b), da die Maschine bei einer Drehzahldrückung (steigendes Widerstandsmoment) mit ei-

[20] Der Name Asynchronmaschine leitet sich von der Tatsache ab, dass Rotor und Statordrehfeld asynchron rotieren müssen, damit im Rotor die drehmomentbildenden Ströme induziert werden können. Drehen Rotor und Drehfeld synchron (totale Entlastung der Maschine) sinkt das Drehmoment auf den Wert 0 ab, da mangels Relativbewegung zwischen Rotor und Stator keine Ströme mehr im Rotor induziert werden.

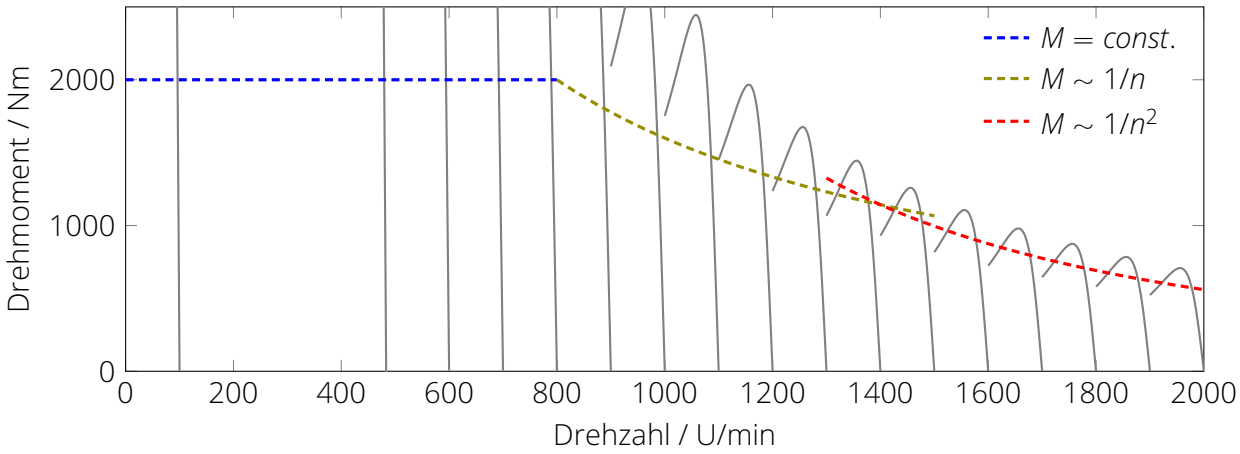
ner Drehmomenterhöhung reagiert und die Drehzahl so stabilisiert. Auf dem Teil der Kennlinie, der sich zwischen der Drehzahl 0 und dem Kippmoment befindet, würde ein gegenteiliger Effekt auftreten. Ein ansteigendes Lastmoment würde hier mit einem Absinken des Drehmomentes beantwortet, wodurch die Gefahr bestünde, dass die Drehzahl bis auf den Wert null zurückläuft und am Ende der Motor „steht und brummt".
Damit der Arbeitspunkt auf dem nutzbaren Teil der Kennlinie bei jeder Geschwindigkeit eingestellt werden kann, ist es notwendig, Speisespannung und Speisefrequenz mit steigender Geschwindigkeit stetig zu erhöhen. Solange sich die Spannung U und die Frequenz f dabei in einem konstanten Verhältnis zueinander befinden, bleibt die Höhe der Kippmomente konstant und nur deren Lage bezüglich der Drehzahl verändert sich. Ist die maximale Speisespannung erreicht, kann nur noch die Speisefrequenz erhöht werden, was zu einem Absinken der Kippmomente mit zunehmender Drehzahl (Geschwindikeit) sowie zu ihrer Verlagerung zu höheren Drehzahlen (Geschwindigkeiten) hin führt.
Durch eine geeignete Regelung können so im unteren Teil des Drehzahlintervalls der Drehstromasynchronmaschine konstante Drehmomente (Zugkräfte) erzeugt werden, woran sich eine Leistungshyperbel anschließt, solange die Arbeitspunkte auf den geschwindigkeitsabhängigen Kennlinien immer deutlich unterhalb des Kippmomentes bleiben (siehe Abbildung 6.39c). Da die Kippmomente der Kennlinien jedoch über der Drehzahl/Geschwindigkeit mit einer Funktion $f(1/n^2)$ abfallen, während sich die Drehmomente/Zugkräfte entlang einer Funktion $f(1/n)$ entwickeln sollen, wird diese Bedingung ab einer bestimmten Grenzdrehzahl nicht mehr einzuhalten sein. Wird die Drehstromasynchronmaschine über diese Grenzdrehzahl hinaus betrieben, muss deshalb eine Abregelung des Drehmomentes entlang einer Funktion $f(1/n^2)$ erfolgen.
Es kann deshalb bei Fahrzeugen mit Drehstromasynchronmaschinen als Fahrmotoren eine zweite Übergangsgeschwindigkeit bei höheren Geschwindigkeiten geben (siehe das Beispiel der Re 460 in Abbildung 6.42 am Ende des Kapitels). In der Regel wird die maximale Drehzahl der Fahrmotoren jedoch durch eine geeignete Radsatzübersetzung so begrenzt, dass die kritische Drehzahl, bei der die Arbeitspunkte dem Kippmoment zu nahe kommen, nicht erreicht wird.



(a) Natürliche Kennlinie des Drehstromasynchronmotors bei unterschiedlichen Speisespannungen und -frequenzen



(b) Variation der natürlichen Kennlinien bei systematischer Variation von Speisespannung und -frequenz



(c) Die Drehmomentcharakteristik als Hüllkurve der Arbeitspunkte auf den stabilen Ästen der natürlichen Kennlinien

Abbildung 6.39.: Das Verhalten eines Drehstromasynchronmotors bei Speisung mit variabler Spannung und Frequenz

Traktionsantriebe mit Synchronmaschinen



BB 26000 (SYBIC)



TGV-Réseau

Anders als die Deutsche Bundesbahn setzte die SNCF bei der Einführung der Drehstromantriebstechnik zunächst auf Synchronmotoren als Antriebsmaschinen. Es handelte sich um selbstgeführte Synchronmotoren mit Schleifringläufern. Diese wurden in den TGV-Zügen der zweiten und dritten Generation (TGV-Atlantique und TGV-Réseau) sowie in den Lokomotiven der SNCF-Reihe BB 26000 eingesetzt. Letztere werden auch als „SYBIC" bezeichnet, was für „**Sy**nchronmotoren" und „**Bic**ourant" (wörtlich etwa „Zweistrom") steht, da die Lokomotiven unter beiden in Frankreich üblichen Spannungssystemen (1,5 kV Gleichspannung sowie 25 kV/50 Hz Wechselspannung) verkehren können.
Der Regelungsaufwand für die verwendeten Motoren ist im Vergleich zu Asynchronmaschinen größer und außerdem sind die Schleifringläufer nicht verschleißfrei, sodass die SNCF bei nachfolgenden Lokomotiv- und TGV-Generationen ebenfalls Drehstromasynchronmaschinen für die Antriebe wählte.
Mittlerweile gibt es jedoch neue Fahrzeuggenerationen (genannt „Régiolis" und „Régio2N") auf dem französichen Streckennetz, die wieder mit Synchronmaschinen, diesmal jedoch mit permanenterregten Synchronmaschinen, angetrieben werden. Diese sind schleifringlos und weisen keine Läuferverluste auf und versprechen dadurch einen besseren Wirkungsgrad (>95 %) als Asynchronmaschinen.



Triebzug „Régiolis"



Triebzug „Régio2N"

Literaturhinweis zum Einsatz von permanenterregten Synchronmotoren in Frankreich:

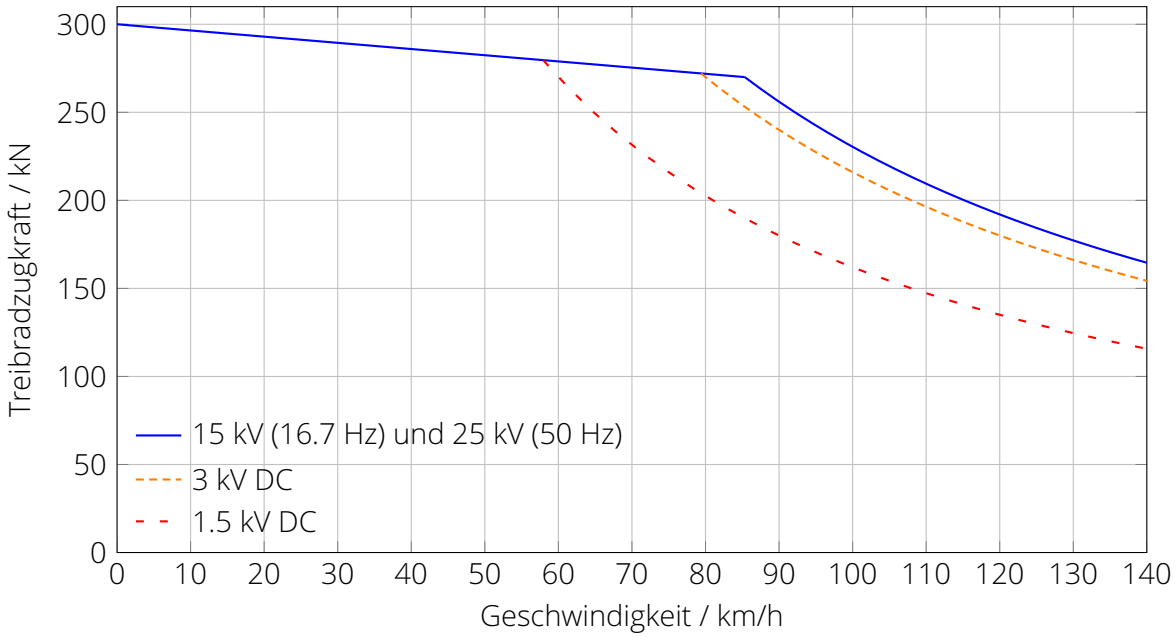
Le Moal, Eric et. al.: ***"'The permanent magnet synchronous motor from a customer point of view: REGIO 2N vs REGIOLIS"'***, in: proceedings of the 2016 International Conference on Electrical Systems for Aircraft, Railway, Ship Propulsion and Road Vehicles International Transportation Electrification Conference (ESARS-ITEC)

Abhängigkeit der Traktionsleistung von der Oberleitungsspannung

Die Spannung, die die Oberleitungen im europäischen Eisenbahnnetz führen, sind (leider) nicht einheitlich (siehe Anhang C). Für den grenzüberschreitenden Verkehr sind deshalb elektrische Mehrsystemfahrzeuge entwickelt worden, damit an den Landesgrenzen der Austausch der Triebfahrzeuge entfallen kann bzw. damit ein europäischer Hochgeschwindigkeitsverkehr überhaupt möglich ist.
Das prominenteste Beispiel für letztgenannten Einsatzfall sind sicher die ICE- bzw. TGV-Triebzüge, die von Deutschland nach Frankreich, Belgien und in die Niederlande verkehren. Diese Fahrzeuge können sowohl mit der in Deutschland üblichen Oberleitungsspannung von 15 kV und 16,7 Hz betrieben werden, als auch mit 25 kV und 50 Hz (Frankreich), 3 kV Gleichspannung (Belgien) oder 1,5 kV Gleichspannung (Niederlande).
Aber auch im Güterzugverehr sind mehrsystemfähige Lokomotiven heute weit verbreitet (z.B. auch im Deusch-Tschechischen Grenzverkehr zwischen Dresden und Dečin.) Ein Beispiel für eine Lokomotive, die hinsichtlich der Versorgungsspannungen in Europa freizügig einsetzbar wäre, zeigt Abbildung 6.40. Die Frage, ob ein Triebfahrzeug *tatsächlich* freizügig einsetzbar ist, hängt aber nicht nur an der Frage, mit welchen Oberleitungsspannungen es betrieben werden kann, sondern auch, über welche Zugsicherungssysteme es verfügt, welche Fahrzeugbegrenzungslinie es einhält und wie Fahrzeugbeleuchtung (Spitzen- und Schlusslicht) konfigurierbar ist. Diese Aspekte sind europaweit ebenfalls nicht einheitlich geregelt, sodass es einen erheblichen technischen und finanziellen Aufwand bedeutet, ein Fahrzeug so auszurüsten, dass es freizügig in ganz Europa verkehren könnte. Es ist daher üblich, die Lokomotiven für bestimmte Korridore zu ertüchtigen und sie mit zugsicherungstechnischen „Länderpaketen" auszurüsten. Es gibt zum Beispiel Lokomotiven der BR 189, die in die Tschechische Republik verkehren können, jedoch nicht in die Niederlande (und umgekehrt), obwohl sie es von der Spannungsversorgung her könnten.
Die generierbare Traktionsleistung hängt bei Mehrsystemfahrzeugen von der Art der Spannungsversorgung ab, da die Antriebsstränge in der Regel nicht gleichzeitig für (bis zu) vier unterschiedliche Spannungssysteme optimiert werden können. Im Falle einer Gleichspannungsversorgung ist in der Regel mit Leistungseinbußen zu rechnen, weil nur eine begrenzte elektrische Leistung ($P_{el} = U \cdot I$) über die Schleifleisten der Stromabnehmer übertragen werden kann. Der limitierende Faktor ist hier der Strom, der bei zu hohen Werten eine zu starke lokale Erwärmung an der Kontaktstelle zwischen Stromabnehmer und Oberleitung bewirken würde (Gefahr von Oberleitungsschäden).
Das auf Seite 71 aufgeführte Zugkraft-Diagramm für eine Viersystem-Lokomotive der Baureihe 189 zeigt die genannten Einschränkungen für den Betrieb unter Gleichspannung.

Abhängigkeit der Zugkraftcharakteristik von der mechanischen Übersetzung des Radsatzantriebes

Liegen Fahrmotorart und -typ und somit der prinzipielle Verlauf der Zugkraft-Geschwindigkeits-Kennlinie fest, kann mit Hilfe der Veränderung der mechanischen Übersetzung des Radsatzgetriebes ggf. noch eine Variation der Zugkräfte erfolgen. Diese Möglichkeit wurde früher häufig genutzt, um von einer Lokomotiv-Grundkonstruktion eine Güterzug- oder Reisezugvariante abzuleiten (z.B. →E11 und E42 der Deutschen Reichsbahn).
In Frankreich war es lange üblich, (diesel-)elektrische Triebfahrzeuge mit →Monomoteurantrieben auszustatten, bei dem ein großer Fahrmotor alle Radsätze eines Drehgestells antrieb. In den verwendeten Radsatzgetrieben war eine Umschaltung zwischen zwei Übersetzungsstufen (Güterzug und Schnellzug) vorhanden, sodass dieselbe Lokomotive bei dem Einsatz vor Güterzügen hohe Zugkräfte mit niedriger Höchstgeschwindigkeit oder beim Einsatz vor Schnellzügen mäßige Zugkräfte bei hoher Höchstgeschwindigkeit generieren kann (Abbildung 6.41).



(a) Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm BR 189



(b) BR 189 im deutsch-tschechischen Grenzverkehr ((Deutschland: 15 kV bei 16,7 Hz und Tschechische Republik (Norden): 3,0 kV DC))

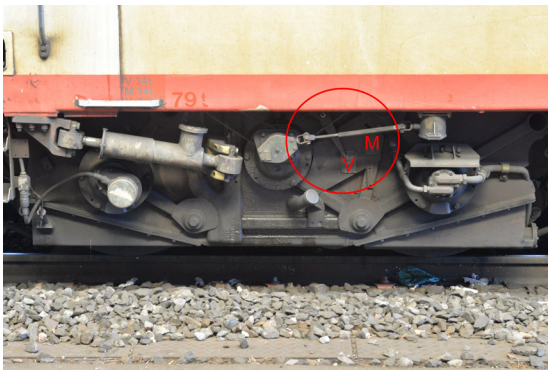


(c) BR 189 in den Niederlanden ((Deutschland: 15 kV bei 16,7 Hz und Niederlande: 1,0 kV DC))

Abbildung 6.40.: Von der Spannungsversorgung abhängiger Verlauf von Treibradzugkraft über der Geschwindigkeit für Lokomotiven der Baureihe 189



(a) BB 25000 der SNCF

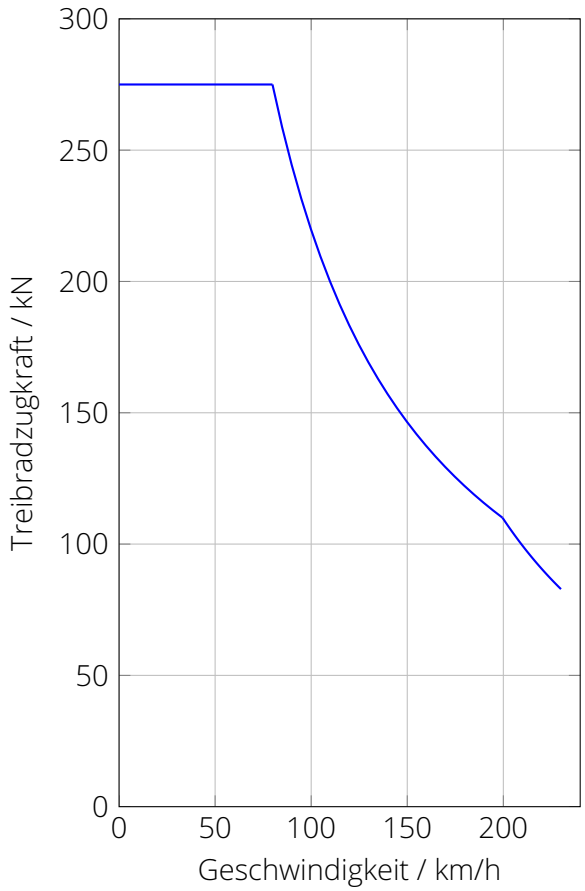


(b) Drehgestell mit mechanischem Anzeiger der Getriebestellung: „V“ (Voyageurs) für Reisezüge oder „M“ (Marchandises) für Güterzüge

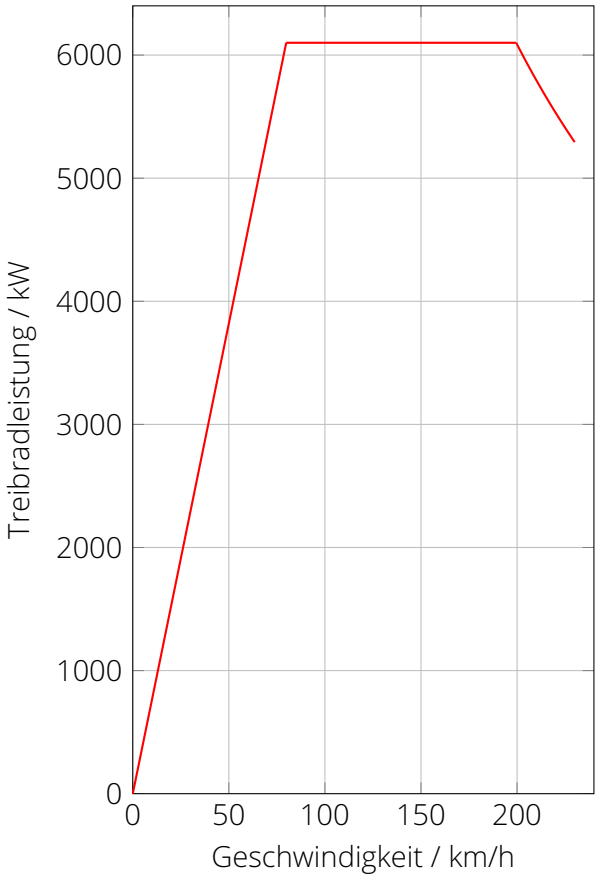
Abbildung 6.41.: Beispiel einer elektrischen Lokomotive mit schaltbarem Monomoteurantrieb

Zugkraftentwicklung bei elektrischen Triebfahrzeugen

Die Zugkraftentwicklung an der Leistungsgrenze ist bei elektrischen Triebfahrzeugen maßgeblich abhängig von der Bauart der eingesetzten Fahrmotoren.
Es kann zwischen elektrischen Fahrzeugen mit konventioneller Antriebstechnik und solchen mit Drehstromantriebstechnik unterschieden werden. Erstgenannte werden mit Gleichstrom-, Mischstrom- oder Einphasenwechselstrommotoren angetrieben, die eine Reihenschlusscharakteristik aufweisen. Die Zugkraftentwicklung über der Geschwindigkeit folgt bei dieser Motorenart typischerweise einer Funktion $F_T \sim 1/v^2$, da Spannung und Strom in der Maschine ohne besondere Maßnahmen nicht gleichzeitig konstant gehalten werden können. Bei Gleich- und Mischstrommotoren ist es häufig möglich, diese in einem bestimmten Drehzahlintervall im Feldschwächebetrieb zu betreiben, wodurch der drehmomentbildende Strom bei invarianter Spannung konstant gehalten und so eine Zugkraftentwicklung entlang einer Leistungshyperbel erreicht werden kann. Der Bereich des Feldschwächebetriebes deckt im der Regel aber nicht das gesamte Geschwindigkeitsspektrum von der Übergangsgeschwindigkeit $v_{\text{ü}}$ bis zur Höchstgeschwindigkeit v_{max} ab, sodass die Triebfahrzeuge typischerweise eine zweite Übergangsgeschwindigkeit im oberen Geschwindigkeitsbereich aufweisen.
Alle elektrischen Maschinen weisen ein „elastisches“ Leistungsverhalten auf, das heißt, sie können innerhalb definierter Zeiträume eine Leistung abgeben, die über ihrer Nennleistung liegt, was mit einer verstärkten Erwärmung der Motoren verbunden ist. Alle Fahrzeuge mit konventioneller Antriebstechnik und einige Fahrzeuge mit Drehstromantriebstechnik weisen deshalb Zugkraftdiagramme mit Zonen auf, die nicht dauerhaft nutzbar sind. Dies muss bei der fahrdynamischen Auslegung und dem Einsatz der Triebfahrzeuge ggf. berücksichtigt werden.
Fahrzeuge mit Drehstromantriebstechnik weisen in den meisten Fällen Drehstromasynchronmaschinen als Fahrmotoren auf, in Ausnahmefällen kommen auch Drehstromsynchronmotoren zum Einsatz, die heute als permanenterregte Sychronmaschinen ausgeführt werden.
Drehstrom(a)synchronmaschinen gestatten die Generierung einer konstanten Leistung über ein weites Drehzahl- bzw. Geschwindigkeitsspektrum. Die Vorraussetung dafür ist, dass Speisespannung und -frequenz der Maschinen kontinuierlich der Drehzahl angepasst werden. Dadurch entsteht eine Schar nahezu unendlich vieler natürlicher Kennlinien, deren Verlauf von Speisespannung und Speisefrequenz abhängig ist. Der drehzahl- bzw. geschwindigkeitsabhängige Arbeitspunkt auf diesen Kennlinien muss immer so ausgeregelt werden, dass er auf dem stabilen Ast der natürlichen Kennlinie mit hinreichendem Abstand vom Kippmoment liegt. Da das Kippmoment nach einer Funktion $f(1/n^2)$ abfällt, die Leistungshyperbel jedoch einer Funktion $f(1/n)$ folgt, kann es bei hohen Drehzahlen der Asynchronmaschinen dazu kommen, dass das abgegebene Drehmoment reduziert werden muss, damit das Kippmoment nicht überschritten wird. In solchen Fällen weisen Fahrzeuge mit Drehstromasynchronmotoren an der Leistungsgrenze eine zweigeteilte Zugkraftcharakteristik auf (Teil 1: $F_T \sim 1/v$, Teil 2: $F_T \sim 1/v^2$). Durch eine geeignete Wahl der mechanischen Übersetzung der Radsatzgetriebe wird dies bei vielen Drehstromtriebfahrzeugen jedoch vermieden.
Die Traktionsleistung von Triebfahrzeugen kann bei Mehrsystemfahrzeugen zusätzlich von der jeweiligen Spannungsversorgung abhängig sein. Insbesondere bei dem Betrieb an Gleichspannungsnetzen ist die maximale Leistung durch die maximalen Ströme, die zwischen Oberleitung und Schleifleisten übertragen werden dürfen, limitiert.
Die Zugkraftcharakteristik von elektrischen Fahrzeugen kann bei gegebenem Fahrmotortyp zusätzlich durch die mechanische Übersetzung des Radsatzantriebes beeinflusst werden.



(a) Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm



(b) Traktionsleistungs-Geschwindigkeits-Diagramm

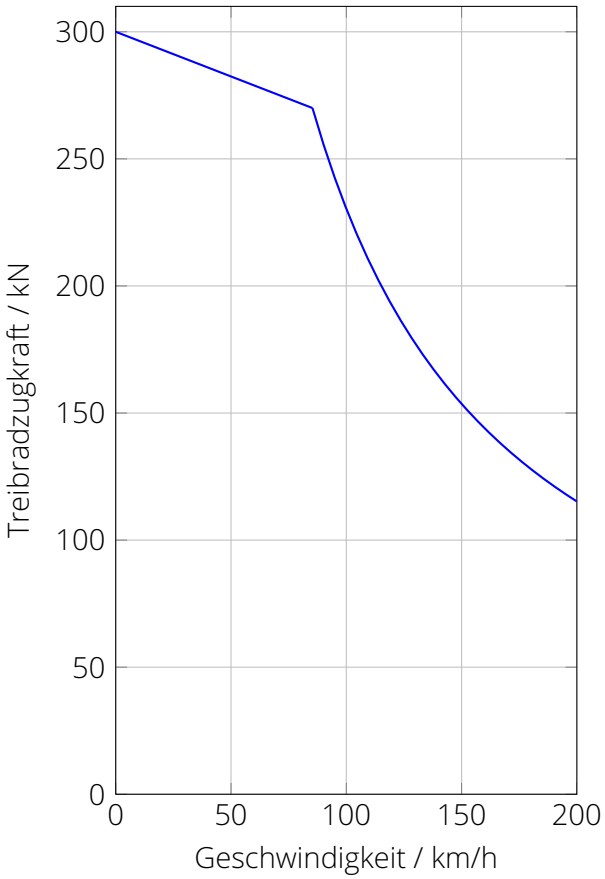


(c) Re 460 der SBB vor einem IC-Zug

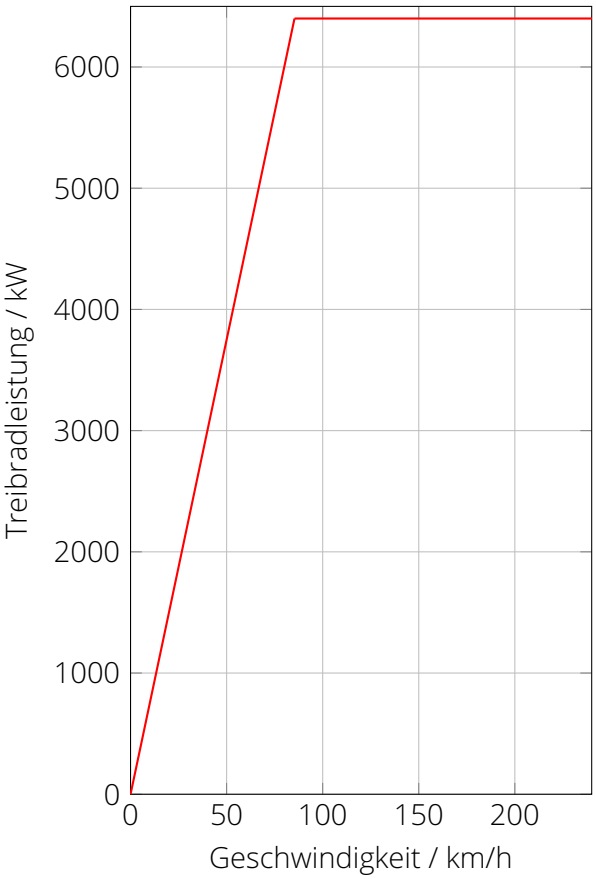


(d) Re 460 der SBB

Abbildung 6.42.: Verlauf von Treibradzugkraft und -leistung über der Geschwindigkeit für Lokomotiven der Baureihe Re 460 der Schweizer Bundesbahnen SBB



(a) Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm



(b) Traktionsleistungs-Geschwindigkeits-Diagramm



(c) BR 193 (Siemens Vectron) vor einem EC-Zug

Abbildung 6.43.: Verlauf von Treibradzugkraft und -leistung über der Geschwindigkeit für Lokomotiven der Baureihe 193 (Siemens Vectron)

7. Verständnisfragen

Komplex „Bedeutung der Antriebskräfte in der Fahrdynamik“

1. Was ist die „freie Zugkraft“ und wofür kann sie potentiell verwendet werden?
2. Wie ist der „Zugkraftüberschuss“ rechnerisch zu ermitteln?

Komplex „Zugkraftcharakteristik“

1. Wodurch wird die Zugkraftentwicklung von Schienenfahrzeugen im Allgemeinen begrenzt?
2. Welcher Sachverhalt wird in der Fahrdynamik mit „Übergangsgeschwindigkeit“ beschrieben?
3. Wovon ist die Lage der Übergangsgeschwindigkeit abhängig?
4. Weisen elektrische Triebfahrzeuge im allgemeinen eine höhere oder niedrigere Übergangsgeschwindigkeit auf als Dieseltriebfahrzeuge und warum ist das so?
5. Worin unterscheiden sich Treibrad- und Zughakenzugkraft?
6. Was ist eine „Zugkrafthyperbel“?
7. Was ist ein „ideales Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm“ und worin unterscheidet es sich von einem realen Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm?
8. Welche Anforderungen sind an die Zugkraftcharakteristiken von Triebfahrzeugen im Allgemeinen zu stellen?

Komplex „Zugkrafterzeugung an der Kraftschlussgrenze“

1. Wie groß ist die Fläche, über die die Übertragung von Traktions- und Bremskräften im Rad-Schiene-Kontakt erfolgt, ungefähr?
2. An welches Phänomen ist die kraftschlüssige Übertragung von Zug- und Bremskräften im Rad-Schiene-Kontakt gebunden?
3. Was haben Kraftschlussbeiwert und Längsschlupf miteinander zu tun?

4. Wie können die Kraftschlussbedingungen im Rad-Schiene-Kontakt beeinflusst werden?
5. Warum ist der Kraftschlussbeiwert als stochastische Größe aufzufassen?
6. Was ist bei der Auslegung von Schienenfahrzeugantrieben hinsichtlich der Kraftschlussausnutzung zu beachten?
7. Was ist der Unterschied zwischen „ausnutzbarem" Kraftschlussbeiwert und „ausgenutztem" Kraftschlussbeiwert?
8. Wie können Sie die Angabe für eine Anfahrzugkraft auf ihre Plausibilität hin prüfen?
9. Welche Aussagekraft haben empirische Gleichungen, die den ausnutzbaren Kraftschluss in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit ausdrücken?
10. Warum kommt es bei der Generierung von Zugkräften zu einer Entlastung der jeweils führenden Radsätze im Drehgestell?
11. Warum kommt der Anbindung von angetriebenen Drehgestellen an den Fahrzeugkasten/-rahmen aus fahrdynamischer Sicht eine wichtige Rolle zu?
12. Welche konstruktiven Ansätze existieren, um die zugkraftbedingte Radsatzentlastung zu minimieren?

Komplex „Zugkrafterzeugung an der Leistungsgrenze"

Unterkomplex „Antriebskonfigurationen"

1. Nach welchen Gesichtspunkten lassen sich Triebfahrzeuge anhand ihrer Antriebskonfiguration kategorisieren?
2. Welche typischen Antriebskonfigurationen von Triebfahrzeugen können Sie benennen?
3. Was ist der Unterschied zwischen einem Diesel-Elektrischen Zweikraftfahrzeug und einem Elektro-Diesel-Zweikraft-Triebfahrzeug?
4. Warum stellen Zweikraft- und Hybridfahrzeuge unterschiedliche Fahrzeugkategorien dar?

Unterkomplex „Die Notwendigkeit einer Leistungsübertragungsanlage"

1. Warum benötigen Dieseltriebfahrzeuge eine Leistungsübertragungseinrichtung?
2. Welche Anforderungen sind aus fahrdynamischer Sicht an Leistungsübertragungen zu stellen?
3. Welche Informationen liefert ein Dieselmotorkennfeld im Allgemeinen?

Unterkomplex „Zugkrafterzeugung bei mechanischer/hydromechanischer Leistungsübertragung"

1. Welche Elemente sind bei einem mechanischen Antriebsstrang an der Wandlung von Drehmomenten und Drehzahlen beteiligt und wie ergibt sich die mechanische Gesamtübersetzung des Antriebsstranges?
2. Welche Elemente sind bei einem mechanischen Antriebsstrang an der Wandlung von Drehmomenten und Drehzahlen beteiligt?

3. Worin unterscheiden sich hydromechanische und mechanische Leistungsübertragungseinrichtung?
4. Welche Informationen können einem Schaltdiagramm entnommen werden?
5. Warum kann mit einem (hydro-)mechanischen Antrieb keine Leistungshyperbel erzeugt werden?
6. Wie sieht ein typisches Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm eines Fahrzeuges mit hydromechanischer Leistungsübertragung aus?

Unterkomplex „Zugkrafterzeugung bei hydrodynamischer Leistungsübertragung“

1. Wie ist ein hydrodynamisches Getriebe aufgebaut? Welches sind typische Getriebekonfigurationen?
2. Welche Elemente sind bei einem hydrodynamischen Antriebsstrang an der Wandlung von Drehmomenten und Drehzahlen beteiligt?
3. Mit welchen Größen wird das Übertragungsverhalten von Strömungswandlern üblicherweise beschrieben?
4. Wie ist der Wirkungsgrad eines hydrodynamischen Wandlers definiert?
5. Warum braucht es immer mehr als nur einen einzigen Wandler in Strömungsgetrieben?
6. Welche Rolle spielen Strömungskupplungen in hydrodynamischen Getrieben?
7. Worin unterscheiden sich Wandler- und Kupplungsbetrieb bei hydrodynamischen Leistungsübertragungen?
8. Wie wird der Dieselmotor belastet, wenn er mit einer Strömungskupplung zusammenarbeitet?
9. Was ist die Mindestdauerfahrgeschwindigkeit und von welchen Faktoren wird sie beeinflusst?
10. Warum weisen einige Lokomotiven mit hydrodynamischer Leistungsübertragung zwei Zugkraft-Kennlinien auf?
11. Wie sieht ein typisches Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm eines Fahrzeuges mit hydrodynamischer Leistungsübertragung aus?

Unterkomplex „Zugkrafterzeugung bei elektrischer Leistungsübertragung“

1. Was ist die Grundidee hinter einem dieselelektrischen Antriebsstrang?
2. Welche Konfigurationen der elektrischen Leistungsübertragung weisen heute verkehrende Triebfahrzeuge auf?
3. Welche Charakteristika weisen die Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramme dieselelektrischer Triebfahrzeuge auf?
4. Warum können dieselektrische Leistungsübertragungen hinsichtlich ihres Übertragungsverhaltens wie ein stufenloses Getriebe betrachtet werden?

5. Wie kann das Zusammenspiel von Dieselmotor und Traktionsgenerator beeinflusst werden?
6. Inwieweit unterscheiden sich die dieselhydraulische und die dieselelektrische Leistungsübertragung hinsichtlich ihrer Zusammenarbeit mit dem Dieselmotor?
7. Welche Elemente müssen hinsichtlich ihres Übertragungswirkungsgrades bei der Betrachtung dieselelektrischer Antriebsstränge berücksichtigt werden?

Komplex „Zugkraftcharakteristik von Elektrotriebfahrzeugen“

1. Worin unterscheiden sich elektrische Triebfahrzeuge mit konventioneller Antriebstechnik (KAT) aus fahrdynamischer Sicht von solchen mit Drehstromantriebstechnik (DAT)?
2. Welche Fahrmotoren kommen bei elektrischen Triebfahrzeugen zum Einsatz und warum ist das für die Fahrdynamik relevant?
3. Warum kann ein und dasselbe elektrische Triebfahrzeug zwei verschiedene Zugkraftkurven aufweisen (manchmal sogar mehr)?
4. Welche Faktoren beeinflussen das Traktionsverhalten von elektrischen Fahrzeugen mit KAT?
5. Wie sieht ein typisches Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm einer elektrischen Lokomotive mit Gleich- oder Mischstrom-Reihenschlussmotoren aus?
6. Wie sieht ein typisches Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm einer elektrischen Lokomotive mit Einphasenwechselstrom-Reihenschlussmotoren aus?
7. Welche Faktoren beeinflussen das Traktionsverhalten von elektrischen Triebfahrzeugen mit DAT?
8. Wie sieht ein typisches Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm einer elektrischen Lokomotive mit Drehstromasynchronmotoren aus?
9. Was ist der Unterschied zwischen der Stunden- und der Dauerleistung elektrischer Triebfahrzeuge?
10. Warum kann bei Triebfahrzeugen mit DAT eine zweite Übergangsgeschwindigkeit im oberen Geschwindigkeitsbereich auftreten?

Arbeitsmaterialien

Zu den in diesem Lehrbrief abgehandelten Themenkomplexen stehen vertiefend und begleitend folgende weitere Materialien zur Verfügung:

1. Foliensätze:
   - Folien_FD_09_Zugkraft.pdf
   - Folien_FD_10_Kraftschlusszukraft.pdf
   - Folien_FD_11_Radsatzentlastung.pdf
   - Folien_FD_12_Dieselantriebe.pdf
   - Folien_FD_13_(hydro)mech_Lue.pdf
   - Folien_FD_14_hydrodyn_Lue.pdf
   - Folien_FD_15_elektrische_Lue.pdf
   - Folien_FD_16_elektrische_Tfz.pdf
2. Testressourcen in OPAL:
   - Selbsttest „Zugkraftdiagramm“
   - Selbsttest „Kraftschluss“
   - Selbsttest „Dieselantriebe“
   - Selbsttest „Lü 01“
   - Selbsttest „Lü 02“
   - Test „Antriebskräfte“
3. Rechenübungen „Übungskomplex Zugkraft“ im Übungsheft auf den Seiten 16-21
4. Rechenübungen „Übungskomplex Antriebstechnik“ im Übungsheft auf den Seiten 22-24
5. Formelsammlung S. 27-40 + Anhang A.10

Literaturverzeichnis

[1] Bendel, Helmut u. a.: *Die elektrische Lokomotive - Aufbau, Funktion, Technik*, hrsg. von Helmut Bendel, 2., bearbeitete und ergänzte Auflage, transpress-Verlag Berlin, 1994.

[2] Curtius E.W. und Kniffler, A.: „Neue Erkenntnisse über die Haftung zwischen Treibrad und Schiene“, in: *eb - Elektrische Bahnen*, Jg. 21 (1950), Nr. Heft 9, S. 201–210.

[3] Fiehn, H., Weinhardt, M. und Zeevenhoven, N.: „Drehstromversuchsfahrzeug der Niederländischen Eisenbahnen - Adhäsionsmessungen“, in: *EB - Elektrische Bahnen*, Jg. 77 (1979), Nr. 12, S. 329–338.

[4] Kache, Martin: „Traktionsbedingte Radsatzentlastung und Maßnahmen zu ihrer Kompensation“, in: *EI-Eisenbahningenieur*, Jg. 65 (2016), Nr. 4, S. 20–27.

[5] Lang, Wolfram und Roth, Günther: „Kraftschlussausnutzung bei Hochleistungs-Schienenfahrzeugen“, in: *ETR - Eisenbahntechnische Rundschau*, Jg. 42 (1993), Nr. 1/2, S. 61–66.

[6] Verbeeck, H: „Derzeitiger Wissensstand über Reibung und ihre Anwendungen“, in: *Schienen der Welt*, (1973), S. 714–753.

[7] Wende, Dietrich: *Fahrdynamik des Schienenverkehrs*, 1. Auflage, Teubner Verlag, Wiesbaden, 2003.

A. Zugkraftdiagramme ausgewählter Fahrzeuge

A.1. Elektrische Triebfahrzeuge

Bei der Betrachtung der Zugkraftcharakteristiken elektrischer Triebfahrzeuge sind aus fahrdynamischer Sicht folgende Fragen zu stellen:

1. Ist die Zugkraftentwicklung von der Speisespannung abhängig und für welche Speisespannung gilt das Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm?
2. Welche Fahrmotor-Bauart kommt zum Einsatz?
3. Gibt es eine zeitliche Limitierung der Zugkraft aufgrund thermischer Begrenzungen?
4. Liegt eine Leistungskonstanz oberhalb der Übergangsgeschwindigkeit vor und wo liegt ggf. der Dauer- bzw. Nennleistungspunkt?
5. Wie erfolgt die Spannungsstellung bei den Fahrmotoren? Liegt eine gestufte oder stufenlose Einstellmöglichkeit der Zugkräfte vor?

Anmerkung: Für die Fahrmotorarten werden die Folgenden Abkürzungen verwendet:

- DS-Asynchron - Drehstrom-Asynchron-Maschinen
- DS-Synchron - Drehstrom-Synchron-Maschinen
- GS-Reihenschluss - Gleichstrom-Reihenschluss-Maschinen
- 1PWS-Reihenschluss - Einphasen-Wechselstrom-Reihenschluss-Maschinen („Bahnmotor“)

Baureihe 145

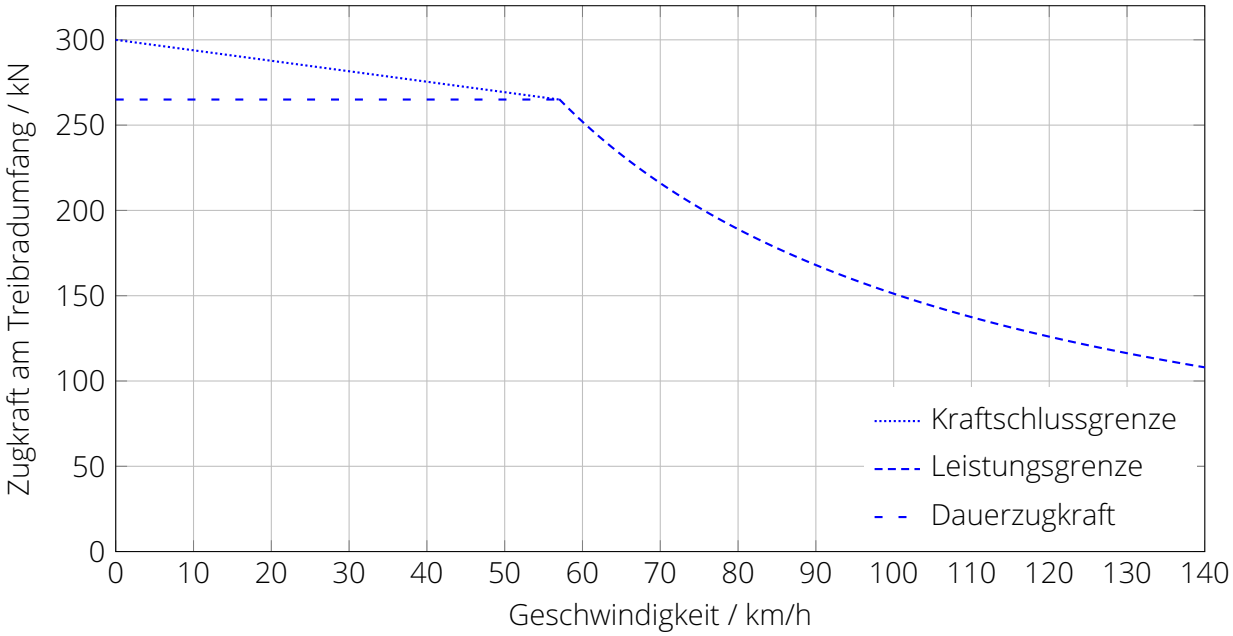


Tabelle A.1.: Technische Daten

Fahrzeugmasse	t	80	Fahrzeuglänge	m	18,9
Radsatzfolge	Bo'Bo'		Fahrmotorart	DS-Asynchron	
Höchstgeschwindigkeit	km/h	140	Übergangsgeschwindigkeit	km/h	57
Nennleistung	kW	4200	Dauerleistung	kW	4200
Anfahrzugkraft	kN	300	größte Dauerzugkraft	kN	265
Zugkraft bei v_{max}	kN	108	Speisespannung	15 kV, 16,7 Hz	
Anzahl Umrichter	-	2	Raddurchmesser neu	mm	1250
Drehgestellradsatzabstand	mm	2600	Raddurchmesser verschlissen	mm	1170



Baureihe 152 (Siemens ES64F)

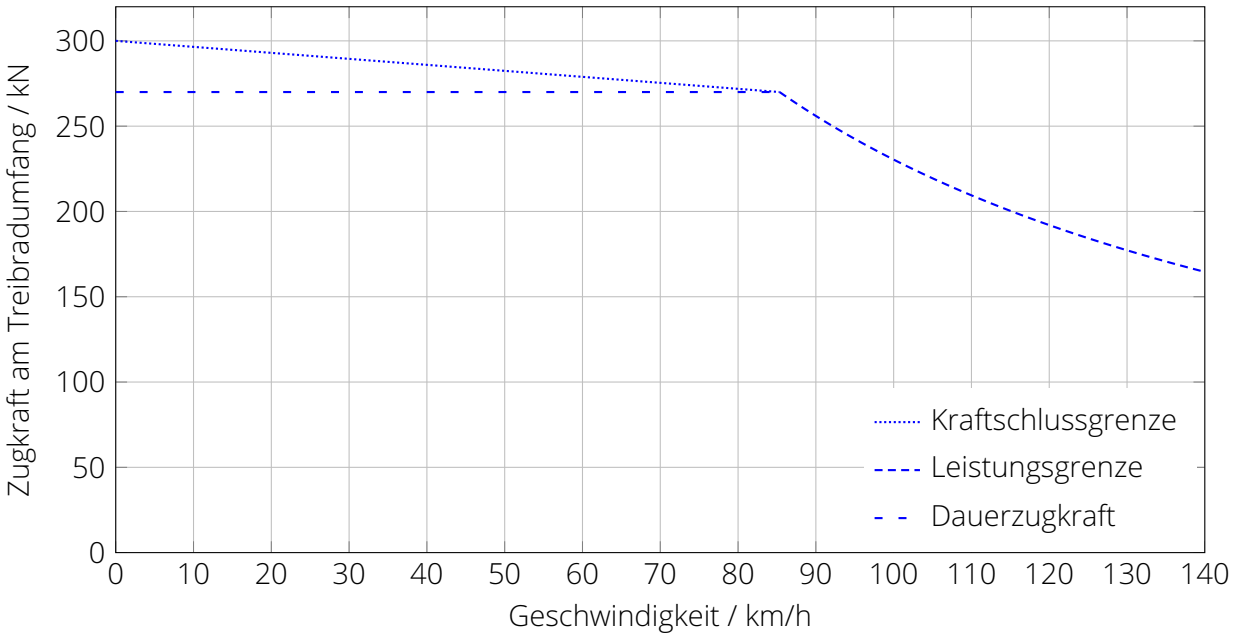


Tabelle A.2.: Technische Daten

Fahrzeugmasse	t	87	Fahrzeuglänge	m	19,58
Radsatzfolge	Bo'Bo'		Fahrmotorart	DS-Asynchron	
Höchstgeschwindigkeit	km/h	140	Übergangsgeschwindigkeit	km/h	85,3
Nennleistung	kW	6400	Dauerleistung	kW	6400
Anfahrzugkraft	kN	300	größte Dauerzugkraft	kN	270
Zugkraft bei v_{max}	kN	164	Speisespannung	15 kV, 16,7 Hz	
Anzahl Umrichter	-	4	Raddurchmesser neu	mm	1250
Drehgestellradsatzabstand	mm	3000	Raddurchmesser verschlissen	mm	1170



BB 22200 (SNCF)

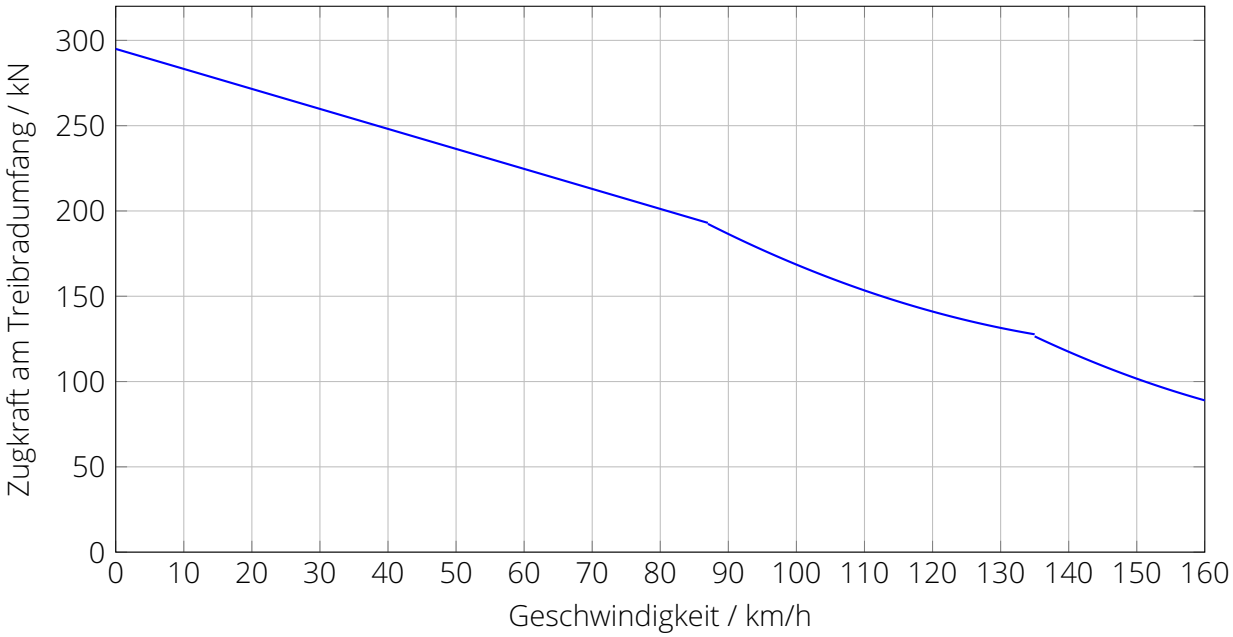


Tabelle A.3.: Technische Daten

Fahrzeugmasse	t	90	Fahrzeuglänge	m	17,48
Radsatzfolge		B'B'	Fahrmotorart		GS-Reihenschluss
Höchstgeschwindigkeit	km/h	160	Anfahrzugkraft	kN	294
Übergangsgeschwindigkeit	km/h	87	Zugkraft bei v_{max}	kN	8
Stundenleistung (1,5 kV DC)	kW	4140	Raddurchmesser neu	mm	1250
Dauerleistung (1,5 kV DC)	kW	3830	Speisespannung		25 kV, 50 Hz
Stundenleistung (25 kV, 50 Hz)	kW	4040			1,5 kV DC
Dauerleistung (25 kV, 50 Hz)	kW	3780			
Drehgestellradsatzabstand	mm	2800			



BB26000

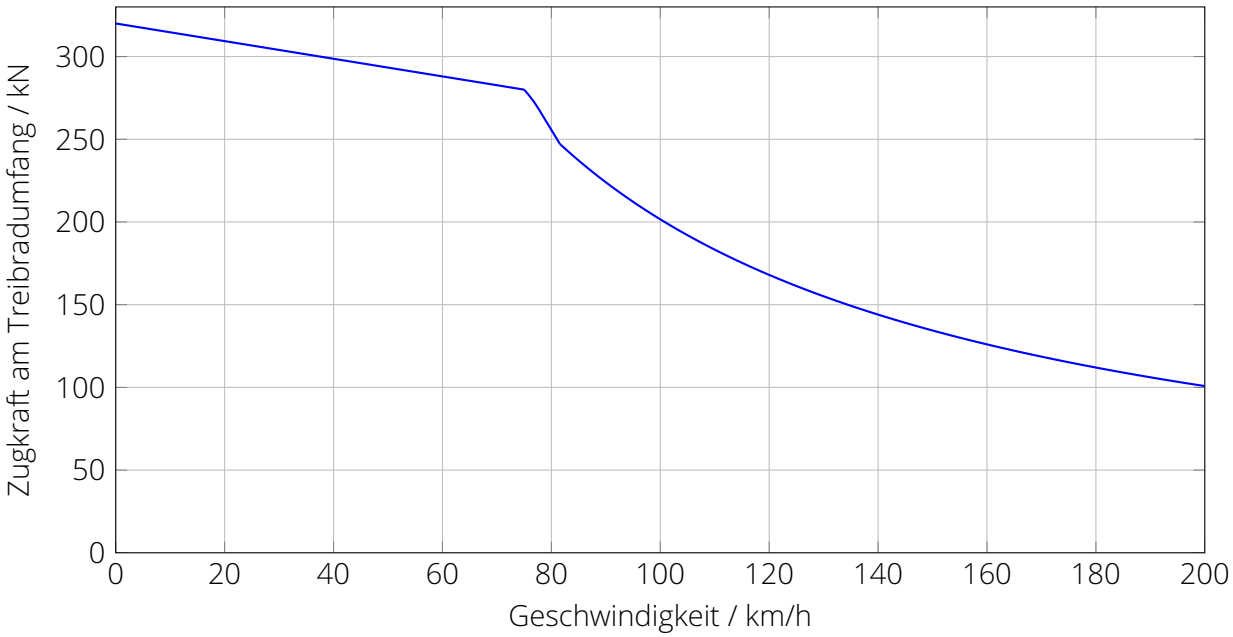


Tabelle A.4.: Technische Daten

Fahrzeugmasse	t	90	Fahrzeuglänge	m	17,71
Radsatzfolge		B'B'	Fahrmotorart		DS-Synchron
Höchstgeschwindigkeit	km/h	200	Anfahrzugkraft	kN	320
Übergangsgeschwindigkeit	km/h	75	Zugkraft bei v_{max}	kN	100
Dauerleistung	kW	5600	Raddurchmesser neu	mm	1250
Drehgestellradsatzabstand	mm	2800	Speisespannung		25 kV, 50 Hz 1,5 kV DC



BR 143

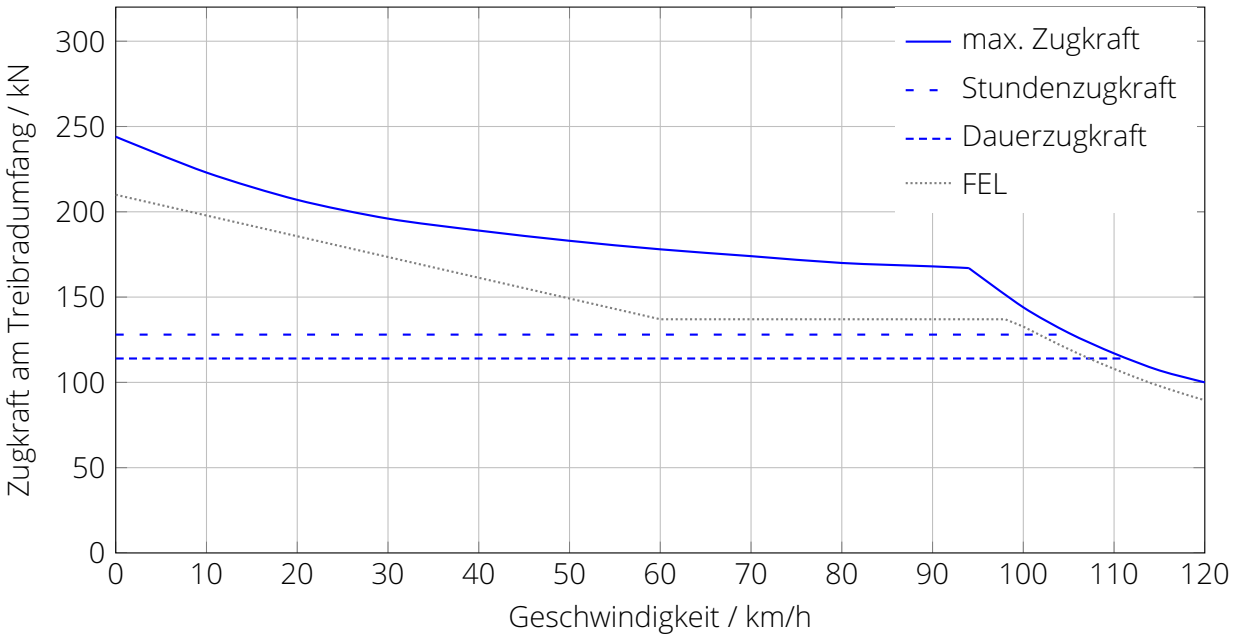


Tabelle A.5.: Technische Daten

Fahrzeugmasse	t	82	Fahrzeuglänge	m	16,64
Radsatzfolge	Bo'Bo'		Fahrmotorart	1PWS-Reihenschluss	
Höchstgeschwindigkeit	km/h	120	Anfahrzugkraft	kN	240
Übergangsgeschwindigkeit	km/h	94	Zugkraft bei v_{max}	kN	100
Stundenleistung	kW	3720	Stundenzugkraft	kN	128
Dauerleistung	kW	3540	Dauerzugkraft	kN	114
Dauerleistung E-Bremse	kW	2200	Raddurchm. neu	mm	1230
Stundenleistung	kW	4040	Raddurchm. abgenutzt	mm	1160
Drehgestellradsatzabstand	mm	3300	Speisespannung	15 kV, 16,7 Hz	



B. Beispielfahrzeuge Antriebskonfigurationen

In Kapitel 6.4.1 werden die möglichen Antriebskonfigurationen von Triebfahrzeugen diskutiert. Im Folgenden werden einige Beispiele für die dort genannten Triebfahrzeugkategorien aufgeführt, um die Anschaulichkeit zu verbessern.

Elektrische Triebfahrzeuge



(a) Batteriefahrzeug



(b) Via seitlicher Stromschiene gespeister Elektrotriebzug



(c) 1500 V-Gleichstrom-Triebfahrzeug (BB 7200 der SNCF)



(d) Elektrisches Mehrsystemfahrzeug (BR 189)

Abbildung B.1.: Verschiedene Ausprägungen von elektrischen Fahrzeugen

Zweikrafttriebfahrzeuge

Wie in Abschnitt 6.4.1 bereits beschrieben wurde, handelt es sich bei Zweikraft-Triebfahrzeugen NICHT um Hybridfahrzeuge, auch wenn dies, selbst in Fachkreisen, immer wieder so formuliert wird.
Als Faustregel gilt: Hybridfahrzeuge haben **zwei Energiespeicher** für Traktionszwecke an Bord, während Zweikraftfahrzeuge nur einen dieser Speicher aufweisen. Außerdem lassen sich bei Hybridfahrzeugen die Leistungsflüsse der beiden Antriebsstränge überlagern/kombinieren, während Zweikraftfahrzeuge zwischen zwei Betriebsmodi wechseln.
Die vereinfachten Antriebschemata in Abbildung B.2 unterstreichen die zuvor getroffenen Feststellungen.

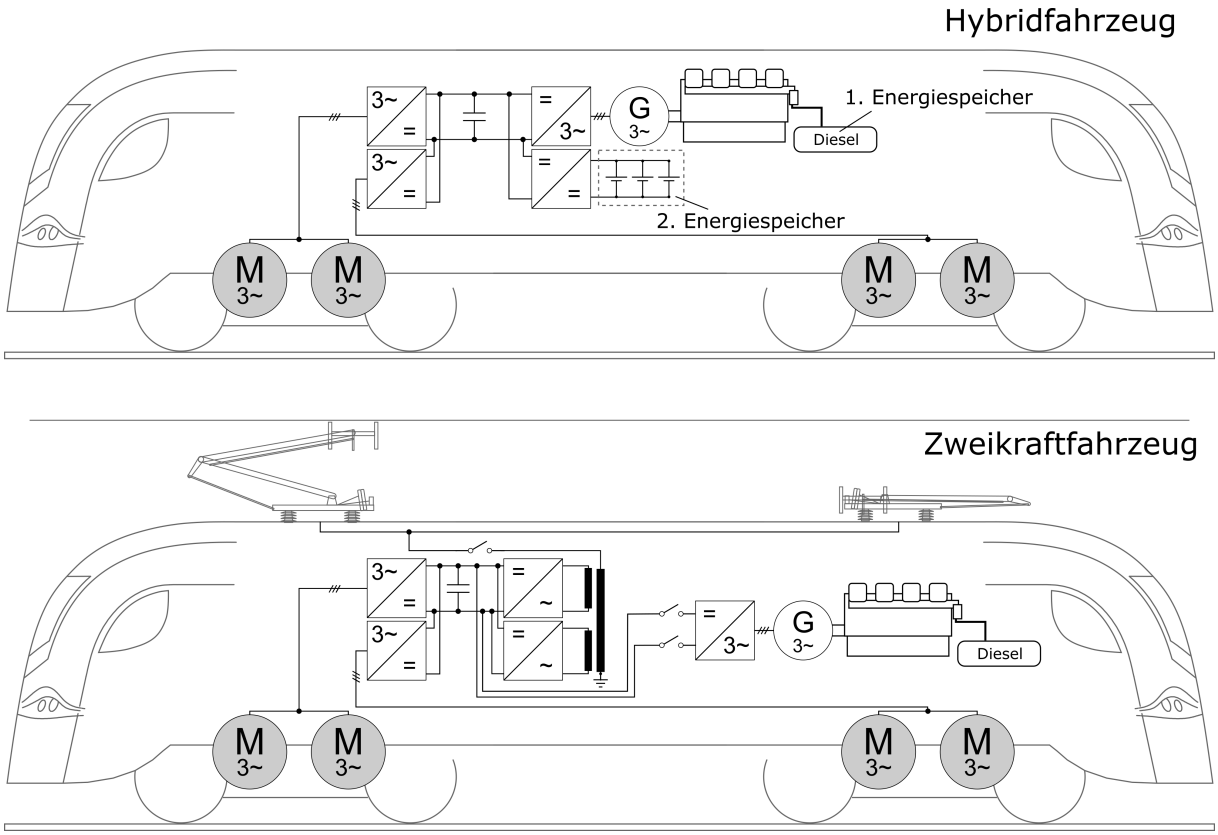


Abbildung B.2.: Zum Unterschied von Zweikraft- und Hybridfahrzeugen



(a) Batterie-Elektrisches Zweikraftfahrzeug (BR 1063 bzw. BR 1263 der ÖBB)



(b) Elektro-Diesel-Zweikraftfahrzeug (Eem 923 der SBB)



(c) Elektro-Diesel-Zweikraftfahrzeug (Alstom Citadis RegioTram Kassel)



(d) Elektro-Diesel-Zweikrafttriebzug (B 83500 der SNCF)



(e) Diesel-Elektro-Zweikraftfahrzeug (Gem 4/4 der RhB)



(f) Elektro-Diesel-Zweikraftlokomotive Stadler Euro-Dual (BR 159)

Abbildung B.3.: Verschiedene Ausprägungen von Zweikraftfahrzeugen

Hybridfahrzeuge



(a) Hybridlokomotive Alstom BR 203H



(b) Hybridlokomotive Alstom H3



(c) Hybridlokomotive Gmeinder D60C Hybrid



(d) Hybridlokomotive Gmeinder DE75 Hybrid



(e) Wasserstoff-Hybrid-Triebzug Alstom iLint



(f) Hybridtriebwagen (Umbaufahrzeug)

Abbildung B.4.: Verschiedene Ausprägungen von Hybridfahrzeugen

Dieseltriebfahrzeuge



(a) Dieseltriebfahrzeug mit mechanischer Leistungsübertragung (BR 772)



(b) Dieseltriebfahrzeug mit hydromechanischer Leistungsübertragung (BR 620)



(c) Dieseltriebfahrzeug mit hydrodynamischer Leistungsübertragung (BR 612)



(d) Dieseltriebfahrzeug mit hydrodynamischer Leistungsübertragung (BR 265)



(e) Dieseltriebfahrzeug mit elektrischer AC-DC Leistungsübertragung (Drehstromsynchron-Generator und Gleichstromfahrmotoren) (BR 232)



(f) Dieseltriebfahrzeug mit elektrischer AC-AC Leistungsübertragung (Drehstromantriebstechnik) (BR 245)

Abbildung B.5.: Verschiedene Ausprägungen von Dieseltriebfahrzeugen

C. Spannungsversorgung von Eisenbahnen in Europa

