

8 Getriebe

Ferit Küçükay, Carl-Philipp Seekamp, Marcel Sander

8.1 Einleitung

Die am Rad erforderliche Drehzahl-Drehmoment-Charakteristik, das sogenannte Bedarfskennfeld, unterscheidet sich deutlich von der der Antriebsmotoren eines Fahrzeugs, ob Verbrennungs- oder Elektromotor (VM oder EM). Aus diesem Grund ist eine Übersetzung oder sind mehrere Übersetzungen zwischen der Antriebsmaschine und dem Rad erforderlich, welche durch das Getriebe realisiert werden. Durch die Übersetzungen werden Drehzahl und Drehmoment der Antriebsmaschinen gewandelt, sodass eine möglichst hohe Abdeckung des Bedarfskennfelds resultiert. Aufgrund der Drehzahl-Drehmoment-Charakteristik von EM sind üblicherweise wenige Übersetzungen oder Gänge zur Abdeckung des Bedarfskennfelds erforderlich. Demgegenüber ist eine hohe Ganganzahl bei VM erforderlich. Bei konventionellen und vielen hybriden Antrieben ist außerdem noch ein Anfahr-aggregat dem Getriebe vorgeschaltet, um die Drehzahlücke des VM zu überbrücken.

8.2 Aufgaben der Getriebe im Triebstrang

Anfahr-aggregate und Getriebe werden allgemein als Kennungswandler bezeichnet, da sie das Drehmoment und/oder

die Drehzahl wandeln können. Eine Reibkupplung ist nur ein Drehzahlwandler, während ein Getriebe und ein hydrodynamischer Drehmomentwandler (HDDW) einen Drehmoment- und Drehzahlwandler darstellen.

Kennungswandler sind Bestandteil des Triebstrangs (auch Antriebsstrang genannt), dessen Grundaufgabe es ist das Kennfeld der Antriebsmaschinen (VM und/oder EM) so zu wandeln, dass der Zugkraftbedarf am Rad entsprechend des Bedarfskennfelds des Fahrzeugs erfüllt wird und die Kraft- bzw. Drehmomentübertragung von der (den) Antriebsmaschine(n) bis zu den Antriebsrädern durch Verwendung von Bauteilen wie Wellen und Gelenken zur Übertragung der geometrischen Distanz gewährleistet sind.

8.2.1 Aufgaben der Anfahr-aggreate

In Elektroantrieben und bestimmten Hybridantrieben (z.B. in leistungsverzweigten Hybriden) sind Anfahr-aggreate nicht nötig, da bei ihnen der Anfahrvorgang alleine über die EM – die von Drehzahl null an das maximale Drehmoment bietet – erfolgen kann. Insofern werden die Anfahr-aggreate nur in Antrieben (konventionell oder hybrid) benötigt, wo die Drehzahlücke der VM beim Anfahren überbrückt werden muss, [3].

In diesen Antrieben übernehmen Anfahraggregate folgende Aufgaben:

- ♦ Angleichung der Motordrehzahl an die Drehzahl der Getriebeeingangswelle beim Anfahren (Überbrückung der Drehzahllücke).
- ♦ Trennung des laufenden Motors vom Getriebe im Stillstand und beim Gangwechsel (bei Stufengetrieben).
- ♦ Reduzierung der Drehungleichförmigkeiten des VM durch Schwingungsisolierung.
- ♦ Reduzierung der sprungartigen Drehmomentüberhöhung am Getriebeeingang (Überlastschutz [2]).

Die letzten zwei genannten Aufgaben bzw. Eigenschaften der Anfahraggregate verhelten insbesondere zu einer Verbesserung des Komforts und der Lebensdauer der Antriebe.

8.2.2 Aufgabe der Getriebe

Die Grundaufgaben der Getriebe lassen sich folgendermaßen definieren:

- ♦ Wandlung des von der Antriebsmaschine abgegebenen Drehzahl-Drehmoment-Kennfelds (oder: „Kennfelder“, wenn mehr als eine Antriebsmaschine mit dem Getriebe kombiniert werden) an das Bedarfskennfeld des Fahrzeugs.
- ♦ Drehrichtungsumkehr zur Realisierung des Rückwärtsgangs, wobei dies nicht in Getrieben bei elektrischen und bestimmten Hybridantrieben enthalten ist. Dort kann über die Regelung des Elektromotors eine Umkehr der Drehrichtung des Getriebeausgangs bewirkt werden. Anders ist es in konventionellen und bestimmten Hybridantrieben, bei denen der Drehsinn der Ausgangsdrehzahl des Getriebes mit dem Drehsinn des – stets in einer Richtung drehenden – VM-Ausgangs gekoppelt ist.

Als Drehzahl- und Drehmomentwandler spielt das Getriebe in allen elektrischen, hybriden oder konventionellen Antriebskonzepten eine zentrale Rolle. Dies

liegt daran, dass das Drehmoment-Drehzahl-Kennfeld der Antriebsmaschine(n) alleine nicht in der Lage ist (sind), das Bedarfskennfeld abzudecken. Je unterschiedlicher die Form und der Verlauf des Kennfelds der Antriebsmaschine(n) und das Bedarfskennfeld des Fahrzeugs sind, umso mehr „Wandlungsaufwand“ entsteht an der Getriebeseite. Deshalb genügen im Zusammenhang mit Elektroantrieben „einfache“ Getriebe mit nur einem oder zwei Gängen (in seltenen Fällen mit drei Gängen), da das Kennfeld einer EM dem des Bedarfskennfelds relativ stark ähnelt.

Antriebe mit VM benötigen dagegen, wegen den ungünstigeren Kennfeldern des VM, „komplexere“ Getriebe mit sehr viel mehr Gängen. In Abhängigkeit der VM-Eigenschaften kann es sinnvoll sein, dass das Getriebe bis zu neun oder zehn Gänge aufweist, [1].

In den Hybridantrieben hängt die Komplexität des Getriebes von dem entsprechenden Antriebskonzept ab. In der Regel gilt: Je höher der Anteil der elektrischen Leistung an der Gesamtantriebsleistung ist, umso „einfacher“ kann das Getriebe gestaltet werden. So enthalten serielle oder leistungsverzweigte Hybridantriebe („DHT=Dezidierte Hybrid-Getriebe“ genannt, Kap. 13) einfachere Getriebe als die Add-On-Hybridantriebe in P1- oder P2-Anordnung mit z.B. 9-Gang-Automatikgetriebe mit Drehmomentwandler oder 7-Gang-Doppelkupplungsgetriebe, Kap. 11 und 12.

8.3 Kinematik der Kennungswandler durch Getriebe

Getriebe werden als Drehzahl-Drehmoment-Wandler bezeichnet, da sie im Gegensatz zu Kupplungen in der Lage sind, das Drehmoment durch die Übersetzungsstufen zu wandeln. Die Getriebeübersetzung i

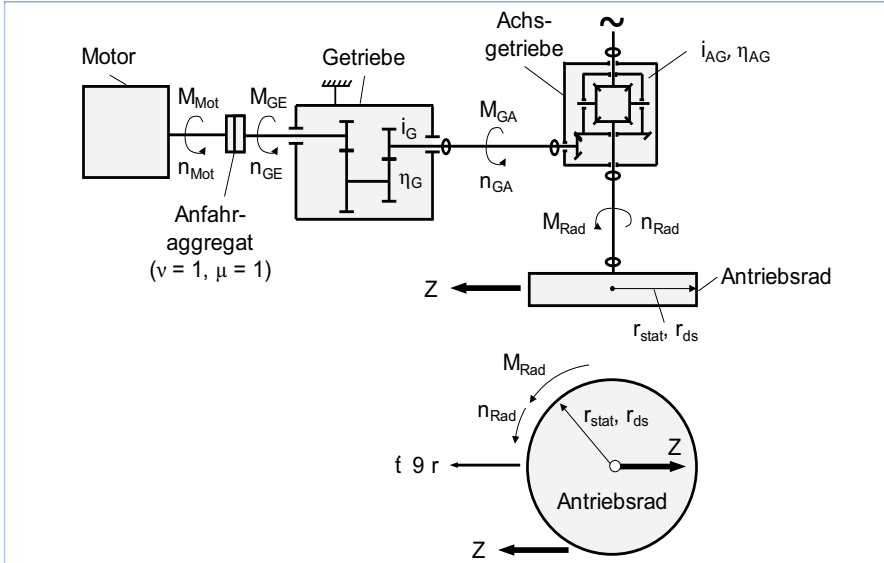


Abb. 1 Drehzahl-Drehmoment-Wandlung in einem Antriebsstrang mit Motormoment M_{Mot} , Motordrehzahl n_{Mot} , Getriebeeingangsmoment M_{GE} , Getriebeeingangsdrehzahl n_{GE} , Getriebeübersetzung i_G , Getriebeausgangsmoment M_{GA} , Getriebeausgangsdrehzahl n_{GA} , Achsgetriebeübersetzung i_{AG} , Achsgetriebeausgangsmoment M_{AG} , Achsgetriebeausgangsdrehzahl n_{AG} , Radmoment M_{Rad} , Raddrehzahl n_{Rad} , statischer Reifenhalbmesser r_{stat} , schlupfbehaltener Reifenhalbmesser r_{ds} und Zugkraft Z

wird durch das Verhältnis zwischen Eingangs- und Ausgangsdrehzahl definiert.

$$i = \frac{n_{GE}}{n_{GA}} = \frac{\text{Getriebeeingangsdrehzahl}}{\text{Getriebeausgangsdrehzahl}} \quad (1)$$

Für die Getriebeübersetzung gilt, wenn

- ♦ $i > 0$, dann ist die Drehrichtung der Getriebeeingangs- und -ausgangswelle gleich,
- ♦ $i < 0$, wird die Drehrichtung im Getriebe umgekehrt,
- ♦ $|i| > 0$, findet eine Übersetzung ins Langsame statt,
- ♦ $|i| < 0$, wird eine Übersetzung ins Schnelle vollzogen.

Abbildung 1 zeigt exemplarisch anhand eines Standardantriebs die Drehzahl- und Drehmoment-Wandlung vom Motor bis zu den Antriebsrädern. Der Motor liefert die Motordrehzahl n_{Mot} und das Motormoment M_{Mot} . Bei der weiteren Betrachtung wird angenommen, dass das Anfahr-

aggregat überbrückt ist und somit kein Schlupf auftritt.

Im Getriebe werden die einzelnen Gänge mit ihrer jeweiligen Übersetzung i_G geschaltet. Jedes Getriebe besitzt einen Wirkungsgrad η_G welcher fortlaufend berücksichtigt wird. Somit lassen sich für den Getriebeausgang die folgenden Kennungen definieren:

$$n_{GA} = \frac{n_{Mot}}{i_G}, \quad (2)$$

$$M_{GA} = M_{Mot} \cdot i_G \cdot \eta_G, \quad (3)$$

$$P_{GA} = P_{Mot} \cdot \eta_G. \quad (4)$$

Die Leistung vom Motor wird durch das Getriebe nicht gewandelt, sondern wird lediglich durch den Wirkungsgrad des Getriebes verringert, mit

$$P_{Mot} = M_{Mot} \cdot n_{Mot} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60}. \quad (5)$$

Bereiche (Punkte) 1 und 2 können jedoch nicht über der Traktionsgrenze

$$Z_{\max} = \frac{M_{\text{Rad,max}}}{r_{\text{stat}}} \quad (12)$$

liegen, da in diesem Fall die erforderliche Zugkraft zum Befahren der entsprechenden Steigung bzw. zum Erreichen der maximalen Beschleunigung zwar durch den Antrieb bereitgestellt werden könnte, allerdings die Reifen die Haftung verlieren würden.

Der Bereich 3 in Abb. 2 zeigt ein weiteres Kriterium für die Wahl der größten Getriebeübersetzung, die *Kriechgeschwindigkeit*:

$$v_{\text{kriech}} = n_{\text{LL}} \cdot \frac{\pi}{30} \cdot \frac{1}{i_1} \cdot r_{\text{dyn}} \quad (13)$$

Die Kriechgeschwindigkeit beschreibt die Geschwindigkeit des Fahrzeugs im ersten Gang bei geschlossener Kupplung und Leerlaufdrehzahl des Verbrennungsmotors. Die Kriechgeschwindigkeit darf nicht zu hoch werden, da ansonsten die subjektive Bewertung des Fahrverhaltens beispielsweise in Stausituationen, durch das ständige Auflaufen des Fahrzeugs auf den vorausfahrenden Verkehr, schlecht ausfällt. Die Kriechgeschwindigkeit sollte in der Praxis unterhalb von 7 km/h liegen. Sie ist antiproportional zur Übersetzung des ersten Ganges. Bei Elektrofahrzeugen ist dieses Kriterium nicht relevant zur Auslegung der größten Übersetzungen, da Elektromotoren keine Leerlaufdrehzahl aufweisen, [3].

8.3.2 Auslegung der Übersetzung zum Erreichen der Höchstgeschwindigkeit

In modernen Fahrzeugen wird die *Höchstgeschwindigkeit* oftmals nicht im höchsten Gang, sondern bereits in einem niedrigeren Gang erreicht. Der Höchstgeschwin-

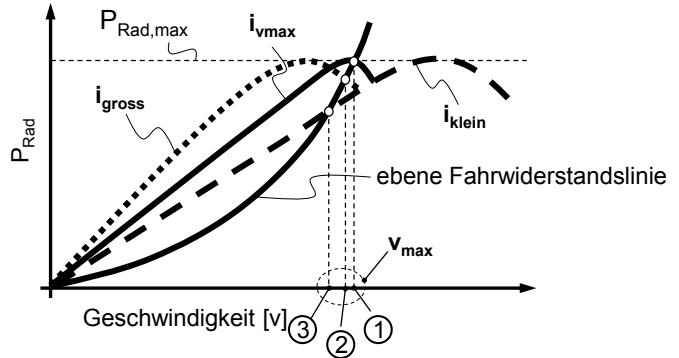


Abb. 3 Beschreibung der Kriterien zur Auslegung der Getriebeübersetzung zum Erreichen der Höchstgeschwindigkeit anhand von Verläufen der Radleistung P_{Rad} und der ebenen Fahrwiderstandslinie über der Fahrgeschwindigkeit für verschiedene Übersetzungen, 1: v_{max} -optimale Auslegung $i = i_{\text{vmax}}$, 2: überdrehende Auslegung $i = i_{\text{gross}}$ (üblich für den v_{max} -Gang), 3: unterdrehende Auslegung $i = i_{\text{klein}}$ (üblich für den oder die Overdrive-Gänge)

digkeitsgang muss also nicht zwingend der höchste Gang sein. Die Gänge oberhalb des Höchstgeschwindigkeitsganges werden als Overdrive-Gänge bezeichnet. Ihre Auslegung wird im nächsten Abschnitt beschrieben.

Die ebene Fahrwiderstandslinie beschreibt die benötigte Zugkraft in der Ebene bei Windstille für eine konstante Geschwindigkeit. Das Produkt aus Zugkraft und Geschwindigkeit ergibt die benötigte Radleistung in der Ebene über der Geschwindigkeit. Diese ist in **Abb. 3** dargestellt. Die gestrichelte horizontale Linie beschreibt die maximale Radleistung

$$P_{\text{Rad,max}} = P_{\text{VM,max}} \cdot \eta_{\text{Triebstrang}} \quad (14)$$

Diese hängt von der maximalen Motorleistung und dem Antriebsstrangwirkungsgrad in dem entsprechenden Betriebspunkt ab. Sie kann folglich nur bei einer einzigen Motordrehzahl, der Nenndrehzahl, und somit bei einer einzigen Fahrzeuggeschwindigkeit in jedem Gang, erreicht werden. Die dargestellte Kurvenschar zeigt die verfügbare Radleistung bei verschiedenen Übersetzungen.

Der Grundgedanke bei der Auslegung der Übersetzung des Höchstgeschwindigkeitsgangs ist nun, dass die Übersetzung so gewählt wird, dass die Nenndrehzahl exakt bei der Höchstgeschwindigkeit erreicht wird. Jede der drei Radleistungskurven in Abb. 3, die sich aufgrund verschiedener Getriebeübersetzungen i_{klein} , $i_{v\text{max}}$ und $i_{\text{groß}}$ ergeben, schneidet die ebene Fahrwiderstandslinie in genau einem Punkt. Lotet man diese Punkte auf die Abszisse, so lässt sich direkt ablesen, welche Fahrzeuggeschwindigkeit maximal erreicht werden kann. Diese ist je nach Übersetzung des Gangs verschieden.

Zur Auslegung der Übersetzung des Höchstgeschwindigkeitsgangs gibt es drei Varianten:

1. Die höchstgeschwindigkeitsoptimale Auslegung mit der Übersetzung $i_{v\text{max}}$ ermöglicht die größte Maximalgeschwindigkeit, da diese exakt im Punkt maximaler Motorleistung erreicht wird. Nachteil an dieser Variante ist, dass schon ein geringfügiger Anstieg der Fahrwiderstandslinie, etwa durch eine leichte Steigung oder geringen Gegenwind, zu einem signifikanten Geschwindigkeitsverlust führen würde.
2. Die überdrehende Auslegung mit der Übersetzung $i_{\text{groß}}$ erreicht eine nur etwas geringere Höchstgeschwindigkeit als die v_{max} -optimale Auslegung, allerdings bei einer höheren Motordrehzahl. Der Vorteil dieser Variante ist die große Leistungsreserve im Geschwindigkeitsbereich unmittelbar vor der Höchstgeschwindigkeit, welche direkt am vertikalen Abstand zwischen ebener Fahrwiderstandslinie und Leistungsangebot dieser Auslegungsvariante zu erkennen ist. Aufgrund dieser Leistungsreserve wird die Auslegungsvariante auch als v_{max} -stabile Auslegung bezeichnet. Denn eine Veränderung der Fahrwiderstandslinie führt nur zu einer kleinen Verringerung der Höchstgeschwindigkeit.

3. Die unterdrehende Auslegung mit der Übersetzung i_{klein} hat eine kleinere Übersetzung als die anderen beiden Varianten, was dazu führt, dass sich die ebene Fahrwiderstandslinie und die Linie der verfügbaren Leistung bereits bei einer deutlich geringeren Motordrehzahl schneiden. Das Resultat ist eine – verglichen mit den anderen Varianten – geringe Höchstgeschwindigkeit bei niedriger Motordrehzahl.

In der Praxis wird für die Auslegung des Höchstgeschwindigkeitsgangs die überdrehende Auslegung bevorzugt, da diese relativ stabil auf Änderungen des Fahrwiderstands reagiert. Aber auch die unterdrehende Auslegung findet in der Praxis Anwendung, jedoch nicht zum Erreichen der Höchstgeschwindigkeit, sondern bei den Overdrive-Gängen.

8.3.3 Auslegung der Overdrive-Übersetzungen

Als *Overdrive* werden alle Gänge beziehungsweise Übersetzungen bezeichnet, die dazu führen, dass das Leistungsmaximum des Verbrennungsmotors erst nach der tatsächlichen Höchstgeschwindigkeit erreicht werden würde. In modernen, insbesondere automatisch schaltenden Fahrzeuggetrieben mit hohen Ganganzahlen finden sich oft mehrere Overdrive-Gänge. Diese Gänge haben folglich eine relativ kleine Übersetzung und somit bei gleicher Geschwindigkeit eine geringere Motordrehzahl als der Höchstgeschwindigkeitsgang. Die maximale Radleistung kann in der Ebene in diesen Gängen nicht erreicht werden, daher liegt auch die maximal erreichbare Geschwindigkeit in den Overdrive-Gängen signifikant unter der Höchstgeschwindigkeit.

Die Verwendung von Overdrive-Gängen ermöglicht bei hohen Geschwindigkeiten eine Verbesserung des Komforts und der Akustik, da das Drehzahlniveau des VM abgesenkt wird. Weiterhin führt eine

Drehzahlabsenkung prinzipiell zu Verringerung des Kraftstoffverbrauchs.

8.3.4 Auswahl der Zwischenübersetzungen

Nach der Definition der Übersetzungen des ersten Ganges i_1 und des letzten Ganges i_z eines z -Gang-Getriebes erfolgt die Festlegung der Übersetzungen für die Zwischengänge. Hierbei werden in der Regel entweder die *geometrische* oder die *progressive Übersetzungsauslegung* genutzt. Diese werden nachfolgend im Detail beschrieben. Zunächst werden einige allgemeine Parameter definiert.

Die *Getriebespreizung* eines Getriebes mit z Gängen bezeichnet das Verhältnis der Übersetzung des ersten und letzten Ganges

$$\varphi_S = \frac{i_1}{i_z}. \quad (15)$$

Der *Stufensprung* ist definiert als Quotient der Übersetzungen zweier benachbarter Gänge

$$\varphi_n = \frac{i_n}{i_{n+1}}, n = 1, \dots, z-1. \quad (16)$$

Die Spreizung lässt sich somit auch als Produkt aller Stufensprünge

$$\varphi_S = \prod_{n=1}^{z-1} \varphi_n \quad (17)$$

berechnen. Die geometrische Übersetzungsauslegung ist dadurch charakterisiert, dass die Stufensprünge zwischen allen Gängen

$$\varphi_n = \varphi = \sqrt[z-1]{\varphi_S} = \text{konst.} \quad (18)$$

konstant sind.

Das Verhältnis benachbarter Stufensprünge wird als Progressionsfaktor p bezeichnet,

$$p = \frac{\varphi_n}{\varphi_{n+1}}. \quad (19)$$

Nach Festlegung der Übersetzungen des ersten Ganges i_1 und des höchsten Ganges i_z sowie des Progressionsfaktors können die Zwischenübersetzungen i_n berechnet werden:

$$i_n = i_z \cdot \left[\frac{1}{\varphi_S^{z-1}} \cdot p^{0,5 \cdot (1-n)} \right]^{z-n}. \quad (20)$$

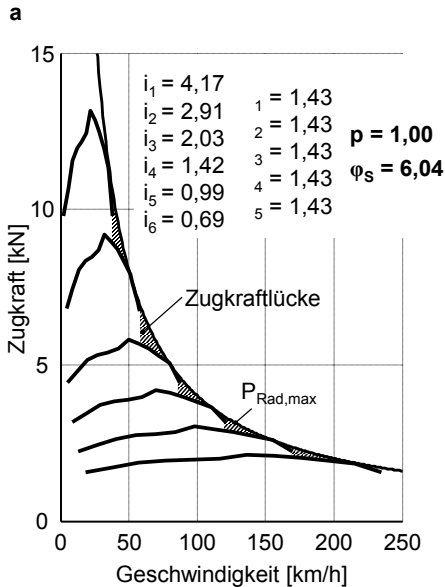
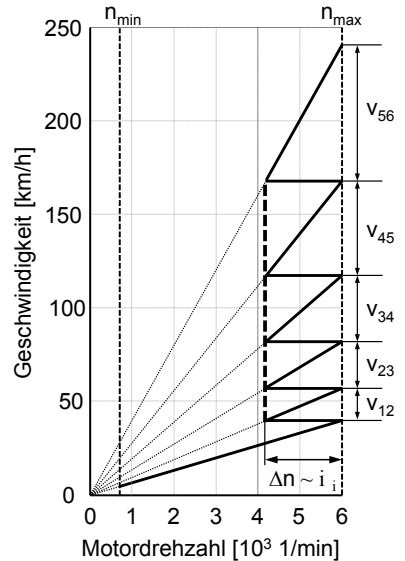
Die Gl.(20) ist allgemein gültig, unabhängig von geometrischer oder progressiver Auslegung.

In **Abb. 4** sind Zugkraftdiagramm (a) und das Geschwindigkeits-Drehzahl-Diagramm (b), auch Sägezahndiagramm genannt, eines geometrisch abgestuften 6-Gang-Getriebes in einem exemplarisch betrachteten Kompaktklassefahrzeug dargestellt. Für die geometrische Auslegung gilt der Progressionsfaktor $p=1$. Im Zugkraftdiagramm ist für jeden der Gänge die maximal mögliche Zugkraft in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit dargestellt. Die Leistungshyperbel der maximalen Leistung $P_{Rad,max}$ wird in jedem Gang nur in genau einem Punkt, bei Nenndrehzahl des Verbrennungsmotors, erreicht. Zwischen diesen Punkten ergeben sich Zugkraftlücken, welche bei der geometrischen Auslegung zwischen benachbarten Gängen in etwa gleich groß sind.

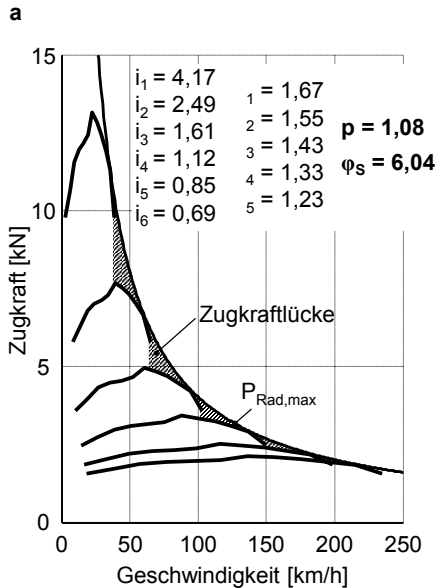
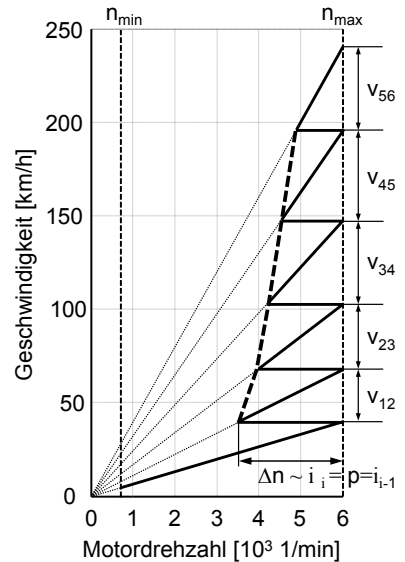
Das Sägezahndiagramm stellt den Motordrehzahlverlauf eines fiktiven Fahrmäners dar, bei welchem der Fahrer in jedem Gang bis zur Maximaldrehzahl der VM beschleunigt und anschließend ohne Geschwindigkeitsverlust in den nächsthöheren Gang schaltet. Aufgrund der konstanten Stufensprünge ist die Drehzahldifferenz, die bei jeder Schaltung überwunden

Abb. 4

Zugkraft-Drehzahl-Diagramm (Z-v-Diagramm) (a) und Geschwindigkeits-Drehzahl-Diagramm (v-n-Diagramm) (b) eines 6-Gang-Getriebes mit geometrischer Übersetzungsauslegung

**b****Abb. 5**

Zugkraft-Drehzahl-Diagramm (Z-v-Diagramm) (a) und Geschwindigkeits-Drehzahl-Diagramm (v-n-Diagramm) (b) eines 6-Gang-Getriebes mit progressiver Übersetzungsauslegung

**b**

wird, ebenfalls konstant. Die Geschwindigkeitsdifferenzen zwischen den Schaltungen hingegen steigen kontinuierlich an.

Bei der progressiven Übersetzungsauslegung sinken die Stufensprünge mit steigendem Gang, der Progressionsfaktor ist größer 1 und nimmt in Pkw-Seriengeräten Werte im Bereich $1,01 < p < 1,15$

an. In **Abb. 5** sind Zugkraftdiagramm (a) und das Geschwindigkeits-Drehzahl-Diagramm (b) eines progressiv abgestuften 6-Gang-Getriebes dargestellt. Im Zugkraftdiagramm sind die Zugkraftlücken zu erkennen, welche mit steigendem Gangsprung kleiner werden. Das Sägezahn-Diagramm des progressiv abgestuften

	Geometrische Auslegung	Progressive Auslegung	Kommentar
Fahrleistung	+	–	Bei geometrischer Auslegung kleinere Sprünge bei größeren Übersetzungen
Kraftstoffverbrauch	–	+	Übersetzungen sind bei progressiver Auslegung kleiner
Subjektive Fahrbarkeit (Ganganschluss, Abstufung)	–	+	Häufig benutzte, obere Gänge weisen bei progressiver Auslegung kleinere Stufensprünge auf

Tabelle 1
Vergleich von geometrischer und progressiver Auslegung der Zwischengänge von Pkw-Getrieben

Getriebes weist mit steigendem Gangsprung eine geringere Drehzahldifferenz auf, die bei der Schaltung überbrückt werden muss. Die Geschwindigkeitsdifferenzen hingegen sind nahezu konstant.

Einfluss des Progressionsfaktors p auf Zugkraftlücken, Fahrbarkeit und Energie- bzw. Kraftstoffverbrauch

Die Zugkraftlücken zwischen den einzelnen Gängen sind bei der geometrischen Auslegung ähnlich groß. Bei der progressiven Auslegung hingegen gibt es größere Zugkraftlücken zwischen den unteren Gängen und folglich, unter Annahme der gleichen Spreizung, kleinere Zugkraftlücken zwischen den oberen Gängen.

Die Übersetzungen der Zwischengänge sind bei progressiver Auslegung kleiner als bei der geometrischen Auslegung. Folglich läuft die Antriebsmaschine in Kombination mit einem Getriebe mit progressiver Übersetzungsauslegung bei niedrigeren Drehzahlen als mit einem Getriebe, welches eine geometrische Übersetzungsauslegung aufweist. Niedrigere Antriebsdrehzahlen führen tendenziell zu einem besseren Kraftstoffverbrauch. Weiterhin führt die feinere Abstufung eines progressiv ausgelegten Getriebes in den verbrauchsrelevanten, höheren Gängen dazu, dass der Betriebspunkt des VM in kleineren Schritten variiert werden kann und somit effektiv ein besserer Wirkungsgrad des VM erreicht wird. Dies gilt insbesondere

für VM mit einem kleinen Sweet-Spot, bei modernen Motoren hingegen, die einen großen Bereich optimalen Wirkungsgrades vorweisen, tritt dieser Effekt in abgeschwächter Form auf.

Auch die subjektive Fahrbarkeit ist bei der progressiven Auslegung besser, da die Drehzahl- und Übersetzungssprünge bei einem Gangwechsel zwischen den häufig gefahrenen oberen Gängen kleiner sind. Die relativ großen Zugkraftlücken, welche die progressive Auslegung zwischen den unteren Gängen aufweist, fallen nicht sehr stark ins Gewicht, da bei Pkw in diesem Geschwindigkeitsbereich in aller Regel eine ausreichende Zugkraftreserve vorhanden ist.

Im Pkw-Bereich wird aus den oben genannten Gründen die progressive Auslegung der Zwischenübersetzungen bevorzugt.

Im Nutzfahrzeugbereich wird die geometrische Übersetzungsauslegung ($p = 1$) bevorzugt, um zu gewährleisten, dass die Zugkraftlücken gleichmäßig aufgeteilt sind. Bei hohen Beladungen ist es wichtig, auch in den unteren Gängen kleine Zugkraftlücken, also einen guten Ganganschluss zu haben. Gruppengetriebe werden grundsätzlich geometrisch ausgelegt, da sich Gangsprünge in jeder Gruppe wiederholen. Dies würde – im Falle einer progressiven Auslegung der Übersetzungen innerhalb der Gruppe – zu einer inakzeptablen Fahrbarkeit führen. Das Ergebnis ist in **Tabelle 1** zusammengefasst.

8.4 Zusammenfassung

Getriebe ermöglichen die Anpassung der Drehzahl-Drehmoment-Charakteristik der Antriebsmaschinen an das Bedarfskennfeld am Rad. Bei konventionellen sowie einigen hybriden Antrieben ist ein Anfahrregulat zur Überbrückung der Drehzahllücke des VM erforderlich. Aus den Fahrleistungsanforderungen im Bedarfskennfeld bei geringer Geschwindigkeit und bei Höchstgeschwindigkeit folgen die Auslegungen der größten und kleinsten Übersetzungen. Die Wahl der Zwischenübersetzungen hat einen maßgeblichen Einfluss auf die Fahrleistungen, die subjektive Fahrbarkeit und den Verbrauch, wobei bei Pkw die progressive Auslegung üblich ist.

Literaturhinweise

- [1] Kassel, T.: Optimale Ganganzahl und Schaltkollektive für Fahrzeuggetriebe, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2009
- [2] Küçükay, F.: Leichtbau im Antriebsstrang – Gewichtsreduzierung im PKW-Antriebsstrang/ Sonderdruck aus Themenband Expert Verlag, 1996
- [3] Tschöke, H. (Hrsg.): Die Elektrifizierung des Antriebsstrangs, Auflage 1, Wiesbaden, Springer Vieweg, 2015