Drehzahlabsenkung prinzipiell zu Verringerung des Kraftstoffverbrauchs.

8.3.4 Auswahl der Zwischenübersetzungen

Nach der Definition der Übersetzungen des ersten Ganges i₁ und des letzten Ganges iz 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

$$\varphi_S = \frac{i_1}{i_z}.\tag{15}$$

Der Stufensprung ist definiert als Quotient der Übersetzungen zweier benachbarter Gänge

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

Die Spreizung lässt sich somit auch als Produkt aller Stufensprünge

$$\varphi_S = \prod_{n=1}^{z-1} \varphi_n \tag{17}$$

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

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

konstant sind.

Das Verhältnis benachbarter Stufensprünge wird als Progressionsfaktor p bezeichnet,

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

Nach Festlegung der Übersetzungen des ersten Gangs i₁ und des höchsten Gangs i_z sowie des Progressionsfaktors können die Zwischenübersetzungen i_n berechnet werden:

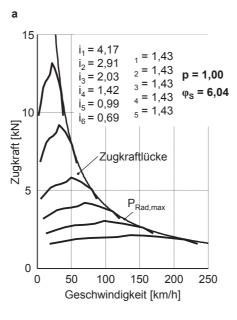
$$i_n = i_z \cdot \left[\varphi_S^{\frac{1}{z-1}} \cdot p^{0.5 \cdot (1-n)} \right]^{z-n}$$
 (20)

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.

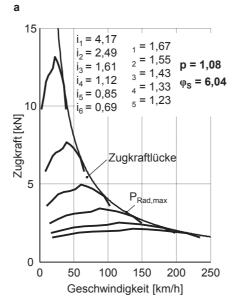
Das Sägezahndiagramm stellt den Motordrehzahlverlauf eines fiktiven Fahrmanövers dar, bei welchem der Fahrer in jedem Gang bis zur Maximaldrehzahl der VM beschleunigt und anschließend ohne Geschwindigkeitsverlust in den nächsthöheren Gang schaltet. Aufgrund der konstanten Stufensprünge ist die Drehzahldifferenz,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

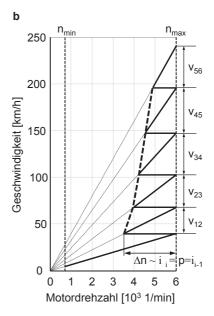
Abb. 4
Zugkraft-Drehzahl-Diagramm (Z-v-Diagramm) (a) und Geschwindigkeits-Drehzahl-Diagramm (v-n-Diagramm) b eines 6-Gang-Getriebes mit geometrischer Übersetzungsauslegung



b 250 200 Geschwindigkeit [km/h] 150 100 V₃₄ V₂₃ 50 V_{12} $\Delta n \sim i$ 0 0 1 2 3 4 5 6 Motordrehzahl [103 1/min]

Abb. 5
Zugkraft-Drehzahl-Diagramm (Z-v-Diagramm) (a) und Geschwindigkeits-Drehzahl-Diagramm (v-n-Diagramm) b eines
6-Gang-Getriebes mit progressiver Übersetzungsauslegung





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-Seriengetrieben Werte im Bereich 1,01

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 Sägezahndiagramm 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.