4. Die Kriechgeschwindigkeit des Fahrzeugs entsprechend der Leerlaufdrehzahl der VKM unter Last darf weder zu groß noch zu klein sein, um z. B. bei kriechendem Verkehr nicht zu häufig ein- und auskuppeln bzw. bremsen und beschleunigen zu müssen. Man bezeichnet dieses Manöver auch als Schleichfahrt, ein typisches Beispiel ist stockender Verkehr aufgrund von hohem Verkehrsaufkommen, bei dem alle Fahrzeuge bei möglichst gleichen Geschwindigkeiten rollen. Als oberer Grenzwert gelten etwa 7 km/h, das ermöglicht auch das einfache Fahren von Schrittgeschwindigkeit in verkehrsberuhigten Zonen.

Bei der Übersetzungsauslegung sind immer auch die Radgrößen zu berücksichtigen. Der dynamische Rollradius des Rades ist die geometrische Größe, mit der die Fahrwiderstandskräfte in Radmomente gemäß Gl. (2.11) umgerechnet werden können. Zur Beurteilung von Kriech- und Anfahrvorgängen wird oft die Geschwindigkeit bei 1000 Motorumdrehungen pro Minute $\dot{x}_{1000}$ angegeben.[14] Damit ist neben der Gesamtübersetzung auch der dynamische Rollradius berücksichtigt.

1.5.6 Auslegung der Anzahl und Stufung der Gänge

Sind die Übersetzungen von erstem (i_1) und letztem Gang (i_{n_S}) bekannt, steht die sogenannte Übersetzungsspreizung des Getriebes fest

$$\varphi_S = i_1 / i_{n_S} \,. \tag{1.21}$$

Eine höhere Ganganzahl n_S bei gegebener Spreizung führt tendenziell zu geringeren Zugkraftlücken (vgl. Abschn. 1.5.2) und ermöglicht eine bessere Wandlung der Motorkennfelder (Primärkennfelder) an den fahrsituationsabhängigen Bedarf und wirkt sich damit positiv auf Fahrleistungs-, Kraftstoffverbrauchs- und Emissionswerte aus (vgl. Abschn. 1.1 und 1.2).

Gleichzeitig jedoch bedeuten mehr Gänge auch mehr Schaltungen und höheren Bauaufwand durch eine zwangsläufig erhöhte Bauteilanzahl sowie höheres Getriebegewicht. Auch die Komplexität und der Aufwand bei der Entwicklung steigt mit der Anzahl der Gänge und damit die Häufigkeit von Schaltungen. Schließlich muss auch dem transienten Verhalten während der Schaltung Rechnung getragen werden.

Bei der Wahl der optimalen Ganganzahl n_S ist somit ein Zielkonflikt in Form eines Kompromisses zu lösen [13]. Heutige manuelle Pkw-Getriebe besitzen bis zu sechs Vorwärtsgänge. Erste Anwendungen mit mehr als 6 Fahrstufen im Sportwagenbereich werden sich im Massenmarkt vermutlich nicht durchsetzen. Moderne automatisch schaltende Pkw-Getriebe besitzen jedoch bereits bis zu neun Vorwärts- und mehrere Rückwärtsgänge. Bei Lkws sind 12 oder mehr Gänge Stand der Technik für automatisierte Schaltgetriebe

[14] Umgangssprachlich aber v_{1000}.

und bis zu 18 Gänge bei Handschaltgetrieben. Diese Zahlen werden bei Sonderfahrzeugen oft noch überschritten.

Liegt die Ganganzahl fest, müssen die Übersetzungen der Zwischengänge festgelegt werden. Dazu existieren zwei relevante Auslegungsstrategien:

- die geometrische Übersetzungsauslegung,
- die Übersetzungsauslegung mit konstanter Progression.

Daneben sind theoretisch Auslegungen nach arithmetischer Aufteilung (degressiv) oder im Hinblick auf konstante Änderung der Ausgangsdrehzahl bei definierter Eingangsdrehzahl bekannt. Letztere ist eine andere Form der Progression. Schaltet man bei einem Beschleunigungsvorgang immer bei der gleichen Motordrehzahl, so ist der Geschwindigkeitszuwachs zwischen den Schaltungen konstant.

Zentrales Auslegungskriterium bei allen Strategien ist der (Gang-)stufensprung, der das Verhältnis der Übersetzungen zweier benachbarter Gänge definiert

$$\varphi_k = i_k / i_{k+1} \,. \tag{1.22}$$

Diese Gleichung entspricht der Form nach der Berechnung der Spreizung und das Produkt aller Stufensprünge ergibt die Spreizung

$$\varphi_S = \prod_{k=1}^{n_S - 1} \varphi_k \,, \tag{1.23}$$

wobei n_S die Anzahl der Gänge ist.

Die **geometrische Übersetzungsauslegung** (Abb. 1.42a) verlangt konstante Stufensprünge bei allen Gängen. Dies bedeutet, dass für jede Schaltung – ausgehend von einer definierten Drehzahl – in einen benachbarten Gang die Drehzahldifferenz gleich ist. Gleichzeitig verändern sich die Fahrzeuggeschwindigkeitsdifferenzen zwischen den Schaltungen. Sogenannte Gruppengetriebe (vgl. Kap. 8) verwenden diese Art der Auslegung.

Für den Stufensprung gilt bei geometrischer Übersetzungsauslegung

$$\varphi = \sqrt[n_S - 1]{\varphi_S} = \text{konst} \,. \tag{1.24}$$

Bei der **Übersetzungsauslegung mit konstanter Progression** hingegen wird ein konstantes Verhältnis benachbarter Gangstufensprünge vorausgesetzt

$$\psi = \varphi_k / \varphi_{k+1} = \text{konst} \,. \tag{1.25}$$

Der Parameter ψ wird als Progressionsfaktor bezeichnet und wird bei der Auslegung vorgegeben. Bei progressiver Übersetzungsauslegung (Abb. 1.42b) sinkt der Drehzahlabfall bei Hochschaltungen mit höheren Gängen. Daraus ergeben sich hohe Zugkraftlücken in

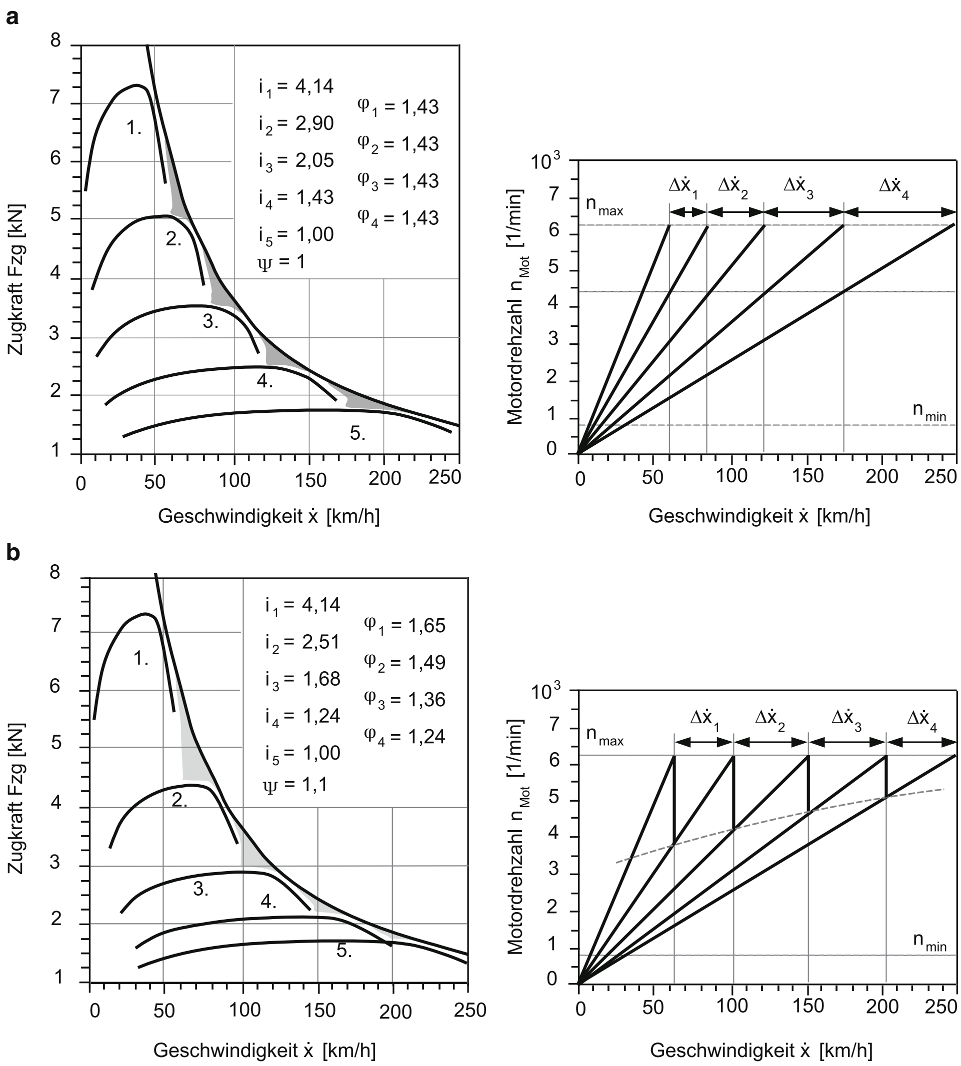

Abb. 1.42 Vergleich geometrischer (**a**) und progressiver (**b**) Übersetzungsauslegung

den unteren Gängen und kleinere Zugkraftlücken in den höheren Gängen. Eine Übersetzungsauslegung mit dem konstanten Progressionsfaktor $\psi = 1$ entspricht einer geometrischen Übersetzungsauslegung.

Die Produktbildung aus Gl. (1.23) kann nun mit der Definition des Progressionsfaktors ψ über Reihenbildung in den Ausdruck

$$\varphi_S = \psi^{[k(k-1)-(n_S-k)(n_S-k-1)]/2} \varphi_k^{n_S-1} \tag{1.26}$$

überführt werden, und gilt für $1 \leq k \leq n_S - 1$.