



HTL ST. PÖLTEN

Antriebstechnik

**Part II - Grundlagen der
Antriebstechnik**

V: 0.2.1

Dipl. Ing. Erich Schubert
HTBLuVA St.Pölten
A-3100 St. Pölten, Waldstraße 3

Inhaltsverzeichnis

10 Antriebstechnische Begriffe und Grundlagen	10-1
10.1 Grundbegriffe	10-2
10.2 Trägheitsgesetz	10-4
10.2.1 Begriffe Arbeit vs. Energie	10-5
10.3 Antriebstechnische Aufgabenstellungen	10-6
10.3.1 Positionierungsaufgaben oder Führung einer gewünschten Bewegung	10-6
10.3.2 Bereitstellung mechanischer Antriebsleistung	10-6
10.4 Allgemeine Grundlagen der Drehmoment- und Drehzahlanpassung . . .	10-7
10.4.1 Getriebe	10-7
10.4.2 Translatorisch-rotatorische Anpassung	10-9
10.4.3 Getriebebemessung für durchlaufende Antriebe für einen Arbeitspunkt	10-9
10.4.4 Getriebebemessung für durchlaufende Antriebe für einen Arbeitsbereich	10-13
10.4.5 Getriebebemessung für reine Beschleunigungsvorgänge	10-13
10.4.6 Getriebebemessung für Beschleunigungsvorgänge mit Lastdrehmoment	10-20
10.4.7 Getriebebemessung für durchlaufenden Betrieb und Beschleunigungsvorgänge	10-23
10.5 Lastkennlinien	10-24
10.5.1 Trockene Reibung	10-24
10.5.2 Viskose Reibung	10-24
10.5.3 Lüfter	10-25
10.5.4 Wickler, Haspel	10-26
10.5.5 Traktionsantrieb	10-28
10.6 schwingungsfähiger Antriebsstrang	10-30
11 drehzahlveränderliche Antriebe im Vergleich	11-1
12 Physikalische Gesetze aus antriebstechnischer Sicht	12-1
13 Antriebsmomente elektrischer Maschinen und Antriebsmaschinen	13-1
13.1 Grundtypen der Lastkennlinien von Arbeitsmaschinen	13-3
13.2 Stabiler Betriebspunkt eines Antriebssystems	13-5

14 Erwärmung	14-1
14.1 Abschätzung der thermischen Zeitkonstante	14-1
15 Kühlung	15-1
15.1 Zeitkonstanten	15-3
16 Betriebsarten	16-1
16.1 Leistungssteigernde Betriebsarten	16-3
16.2 Leistungsreduzierende Betriebsarten	16-5
16.3 Anlaufhäufigkeit	16-6
17 Äquivalente Belastung (mittlere Belastung)	17-1
18 mechanische Übergangsvorgänge	18-1
18.1 Getriebeeinfluss	18-2
19 Energieumsatz	19-1
19.1 Leerhochlauf	19-1
19.2 gestufter Hochlauf	19-3
19.3 Energieeinsparung	19-3
19.4 Lasthochlauf	19-3
20 Wachstumsgesetze	20-1
Literaturverzeichnis	20-1
Stichwortverzeichnis	20-2

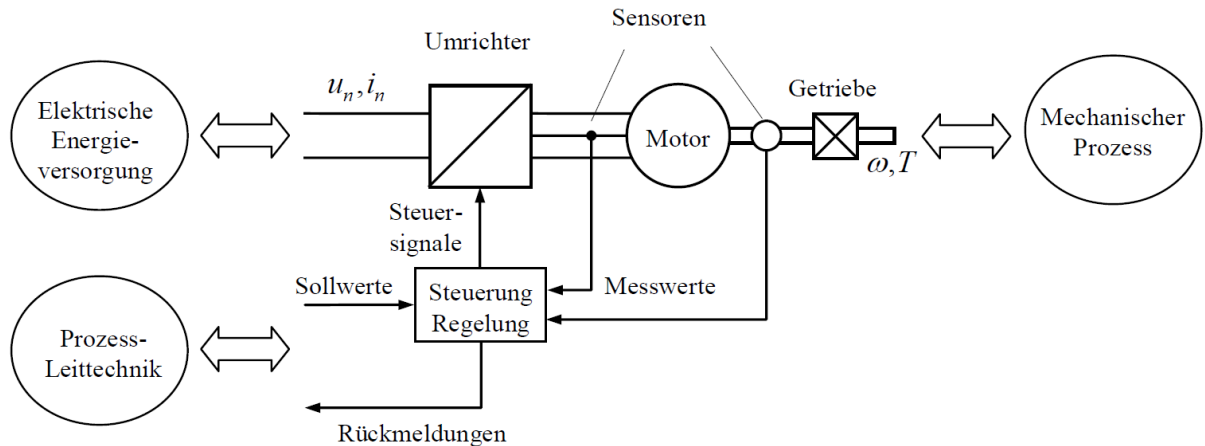
10 Antriebstechnische Begriffe und Grundlagen

ID: at-einleitung.tex

Elektrische Antriebe werden heute für vielfältige Funktionen eingesetzt:

- Förderantriebe (Rollgänge, Gurtförderer, Umlaufförderer, usw.)
- Hubantriebe (Krane, Aufzüge, Hubtische, Regalbediensysteme usw.)
- Fahrtriebe (Bahnen, Straßenfahrzeuge, Flurförderfahrzeuge usw.)
- Positionierantriebe (Bestückungs- und Montageautomaten, Werkzeugwechsler, Medizintechnik usw.)
- Roboter
- Gleichlaufantriebe (Transportieren, Bandbehandlungsanlagen für Blech, Papier, Folien, Textilien, Fäden, Drähte, Seile usw.)
- Wickelantriebe
- Taktantriebe (Querschneider, fliegende Scheren, usw.)
- Synchrone Bewegungsführung („Königswelle“ und „elektronische Kurvenscheiben“: Schneiden, Stanzen, Kleben, Schweißen, Verformen, Verpacken, Sortieren)
- Umformen (Extruder für Kunststoffe, Aluminium, Lebens- und Futtermittel, Spritzen, Ausblasen, Pressen, Tiefziehen, Rütteln, Schleudern)
- Werkzeugantriebe (für Metall, Holz, Stein, Glas, Papier, Kunststoffe usw.)
- Pumpen, Lüfter, Kompressoren
- Küchengeräte
- Kleinantriebe (CD-Laufwerke, Sitzverstellung usw.)

Man schätzt, dass etwa 60% der gesamten elektrischen Energie [1] letztendlich in elektrischen Antrieben genutzt wird. Elektrische Antriebe werden gegenüber anderen Antriebsarten (hydraulisch, pneumatisch) aufgrund ihrer hervorragenden Steuerbarkeit bevorzugt. Diese Steuerbarkeit von Drehmoment, Drehzahl oder Position kommt durch die Speisung eines Motors als elektromechanischer Energiewandler durch eine steuerbare Leistungselektronik zustande.



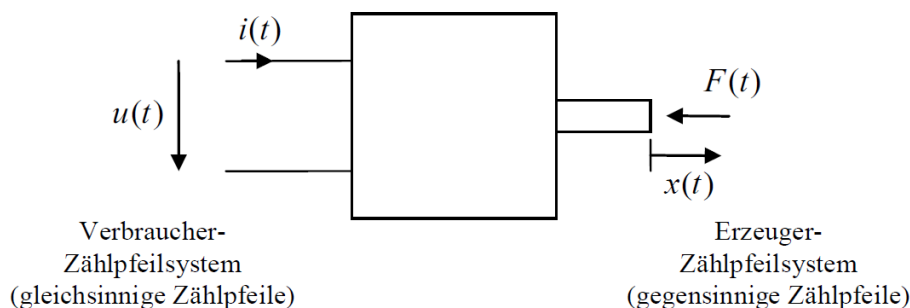
ID: ../mdm/images/struktur-antrieb

Abbildung 10.1: Typische Struktur eines elektrischen Antriebs mit seinen Schnittstellen zur elektrischen Energieversorgung, zum anzutreibenden mechanischen Prozess und zur übergeordneten Prozessleittechnik (Quelle:[1])

10.1 Grundbegriffe

ID: at-grundbegriffe.tex

Ein Motor stellt einen elektrisch-mechanischer Wandler dar:



ID: ./images/motor-mech-wandler.png

Abbildung 10.2: Elektrisch und mechanisch freigeschnittener translatorischer Wandler mit einem Freiheitsgrad (Quelle:[1])

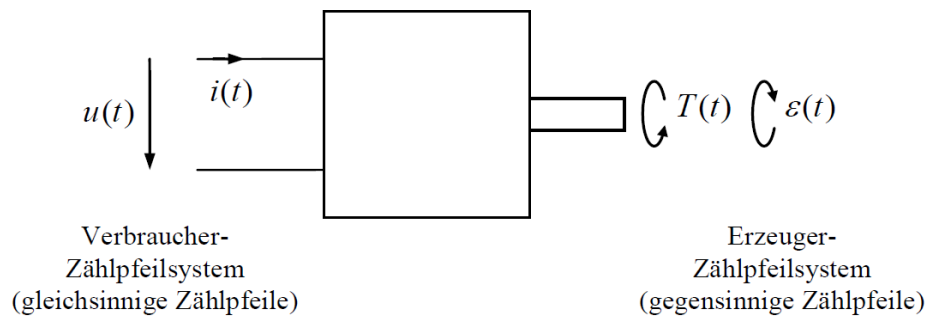


Abbildung 10.3: Elektrisch und mechanisch freigeschnittener rotatorischer Wandler mit einem Freiheitsgrad
(Quelle:[1])

ID: /images/motor-mech-wandler1.png

	translatorisch	rotatorisch
kinematische Größen		
Verschiebung, Winkel	x	ϵ
Geschwindigkeit	$v = \dot{x}$	$\omega = \dot{\epsilon}$
Beschleunigung	$a = \dot{v} = \ddot{x}$	$\alpha = \dot{\omega} = \ddot{\epsilon}$
Ruck	$r = \dot{a} = \ddot{v} = \dddot{x}$	$\rho = \dot{\alpha} = \ddot{\omega} = \dddot{\epsilon}$
dynamische Größen		
,	F	T
	$P_{mech} = v \cdot F$	$P_{mech} = \omega \cdot T$
	$W[t_0, t] = \int_{t_0}^t P(\tau) d\tau$	$W[t_0, t] = \int_{t_0}^t P(\tau) d\tau$
,	m	J
,	$p = m \cdot v$	$D = \omega \cdot J$
	$E = \frac{1}{2} m \cdot v^2$	$E = \frac{1}{2} J \cdot \omega^2$

Tabelle 10.1: wichtige Bewegungsgrößen

Die Leistungsbilanz des Wandlers ergibt sich zu

$$P_{el} = P_{me} + \dot{E}_i + P_i \tag{10.1}$$

wobei $P_{el}(t) = u \cdot i(t)$ die zugeführte elektrische Leistung, E_i die im Wandler gespeicherte innere Energie und P_i die im Wandler in andere Energieformen (Wärme) umgesetzte Leistung ist. P_i sind somit die Verluste des Wandlers.

Der Wirkungsgrad wird üblicherweise nur für den stationären Betrieb definiert, also für $\dot{E}_i = 0$. Der Wirkungsgrad ist das Verhältnis von genutzter zu eingesetzter Leistung. Für den Fall des Antriebs betrachten wir die mechanische Leistung als Nutzleistung. Dann ist

$$\eta_{\text{mot}} = \frac{P_{\text{mech}}}{P_{\text{el}}} = 1 - \frac{P_i}{P_{\text{el}}} \quad (10.2)$$

Wird der Wandler zum Zwecke der Erzeugung elektrischer Energie eingesetzt, also als Generator, wird der Wirkungsgrad entsprechend zu

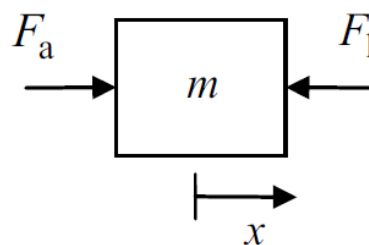
$$\eta_{\text{mot}} = \frac{P_{\text{el}}}{P_{\text{mech}}} = 1 - \frac{P_i}{P_{\text{mech}}} \quad (10.3)$$

definiert.

Im Kapitel 12 sind die physikalischen Zusammenhänge spezieller auf die Antriebssituation dargestellt. Bitte auch dieses und die Folgekapitel beachten!

10.2 Trägheitsgesetz

ID: at-traegheitsgesetz.tex



ID: ./images/lin-traegheit.png

Abbildung 10.4: Trägheit zur Linearbewegung
(Quelle:[?])

Newtonsches Trägheitsgesetz:

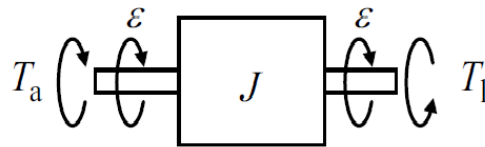


Abbildung 10.5: Trägheit zur Drehbewegung
(Quelle:[?])

ID: ./images/rot-traegheit.png

$$\dot{p} = m\dot{v} = F_a - F_l \quad (10.4)$$

$$\dot{D} = J\dot{\omega} = T_a - T_l \quad (10.5)$$

Im stationären Fall gilt

$$F_a = F_l \quad (10.6)$$

bzw.

$$T_a = T_l \quad (10.7)$$

Arbeit:

$$W[t_0, t] = \int_{t_0}^t P \, d\tau = \int_{t_0}^t F v \, d\tau = \int_{x_0}^x F \, dx \quad (10.8)$$

bzw.

$$W[t_0, t] = \int_{t_0}^t P \, d\tau = \int_{t_0}^t T \omega \, d\tau = \int_{x_0}^x T \, dx \quad (10.9)$$

10.2.1 Begriffe Arbeit vs. Energie

ID: at-arbeit-energie.tex

Arbeit ist eine kumulierte (mathematisch: aufintegrierte) Leistung „Leistung mal Zeit“ oder „Kraft mal Weg“. Die mathematische Darstellungsform einer Arbeit ist typischerweise ein Integral über ein Zeitintervall.

Energie ist dagegen ein in einem System innewohnendes Potenzial. Sie ist von anderen Systemzuständen abhängig. Ihre mathematische Form ist die einer Funktion von Zustandsvariablen zu einem Zeitpunkt. Allein aufgrund der äußerlichen mathematischen Form lassen sich Energie und Arbeit bereits unterscheiden. Beispiele für Energien:

Potenzielle Energie einer gespannten Feder, kinetische Energie einer translatorisch oder rotatorisch bewegten Masse, magnetische Energie einer Spule.

Arbeit kann gleich Energie sein. Beispielsweise ist die zur Beschleunigung einer Masse aufzuwendende Arbeit gleich der kinetischen Energie zum Ende der Beschleunigung. In diesem Fall lässt sich das Arbeitsintegral auflösen (wir sagen, es sei integrierbar) und in eine Zustandsfunktion überführen.

Trotz vieler (schlechter) Beispiele in der Literatur, ist es begrifflich falsch, z.B. die an einem Reibungsvorgang geleistete Arbeit als Reibungsenergie oder Bremsenergie zu bezeichnen.

10.3 Antriebstechnische Aufgabenstellungen

ID: at-aufgabenstellungen.tex

Eine Form der Kategorisierung antriebstechnischer Aufgabenstellung orientiert sich an der Frage, ob die mechanische Positionierung oder die Bereitstellung mechanischer Leistung im Vordergrund steht:

10.3.1 Positionierungsaufgaben oder Führung einer gewünschten Bewegung

ID: at-positionieraufgaben.tex

Beispiele:

- Roboter für die Fertigungsautomatisierung (Schweißen, Lackieren, usw.)
- Positionieren und Führen von Werkzeugen und Werkstücken z.B. in Fräsmaschinen oder komplexen Bearbeitungszentren
- Positionierung eines Schreib-Lese-Kopfes einer Festplatte oder eines CD-Laufwerks
- ...

10.3.2 Bereitstellung mechanischer Antriebsleistung

ID: at-antriebsleistung.tex

Beispiele:

- Antriebe für Pumpen und Lüfter
- Traktionsantriebe für Schienen- und Straßenfahrzeuge
- Bohrmaschinen
- Haushaltsgeräte
- Zentrifugen
- Förderbänder
- ...

Viele Antriebsaufgaben beinhalten allerdings Aspekte beider Kategorien. Es werden sowohl hohe Anforderungen an eine genaue Bewegung als auch große Leistungen benötigt:

- Krane, Aufzüge: Hohe Leistung während der Fahrbewegung, Präzision bei Annäherung an die Haltepositionen
- Papier- und Druckmaschinen: große Leistung bei sehr genauer Positionierung
- Walzwerke: sehr große Antriebsleistung bei sehr genauer Führung des Walzgutes
- ...

10.4 Allgemeine Grundlagen der Drehmoment- und Drehzahlanpassung

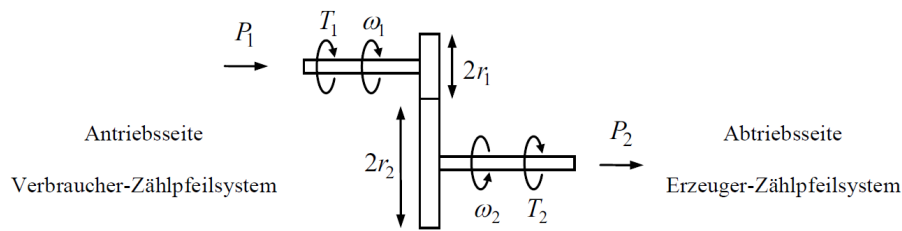
ID: at-drehzahlanpassung.tex

Diese Anpassung erfolgt grundsätzlich gegenläufig:

Damit kann ein schwacher Antrieb mit hoher Drehzahl („kleiner Motor“) ein hohes Drehmoment (bei niedriger Drehzahl) aufbringen..... (Überdenke die Bauform und Motorisierung eines Traktors....).

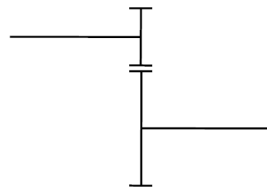
10.4.1 Getriebe

ID: at-getriebe.tex



ID: ./images/getriebe.png

Abbildung 10.6: Getriebe
(Quelle:[?])



ID: ./images/getriebe-symbol.png

Abbildung 10.7: symbolische Darstellung in der Getriebetechnik
(Quelle:[?])

In einigen Fällen gelingt es, elektrische Antriebe zu finden, die direkt in ihrem Drehmoment und Drehzahlbereich zu den Erfordernissen der Last passen. In diesen Fällen sprechen wir von Direktantrieben. In vielen anderen Fällen werden zur Anpassung von Drehzahl und Drehmoment Getriebe notwendig. In den meisten Fällen wird es darum gehen, die typischerweise recht hohe Drehzahl des Antriebs auf eine geringere Drehzahl der Last herunterzusetzen. Getriebe können mit Zahn- oder Reibrädern ausgeführt werden. Zahnräder bilden eine formschlüssige, Reibräder eine kraftschlüssige Verbindung. Letztere ist mit Schlupf verbunden, welcher im Folgenden außer Acht bleibt.

Getriebeübersetzung:

$$i_G = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (10.10)$$

r_1, r_2 effektive Radien

z_1, z_2 Zahnzahlen

Bei stationärer Betrachtung bzw. bei Vernachlässigung der Getriebeträgheit und Reibung folgt für die Drehmomente

$$i_G = \frac{T_2}{T_1} \quad (10.11)$$

bzw. für die Leistungen

$$P_2 = P_1 \quad (10.12)$$

10.4.2 Translatorisch-rotatorische Anpassung

ID: at-trans-rot-anpassung.tex

Die einfachste Art, eine rotatorische in eine translatorische Bewegung umzusetzen, ist über Seilscheiben, Rädern oder Zahnrad-Zahnstangen möglich. Es gilt

$$v = \omega r \quad (10.13)$$

bzw.

$$T = F r \quad (10.14)$$

10.4.3 Getriebebemessung für durchlaufende Antriebe für einen Arbeitspunkt

ID: at-getriebebemessung.tex

Bei durchlaufenden Antrieben können die Massenträgheiten für die Bemessung vernachlässigt werden. Ausgegangen werde zunächst von den Bemessungspunkten der Last und des Antriebs: Die angetriebene Last fordere bei einer Arbeitskreisfrequenz von $\omega_{2\text{erf}}$ das Bemessungsdrehmoment $T_{2\text{erf}}$ bzw. die Leistung

$$P_{2\text{erf}} = \omega_{2\text{erf}} T_{2\text{erf}} \quad (10.15)$$

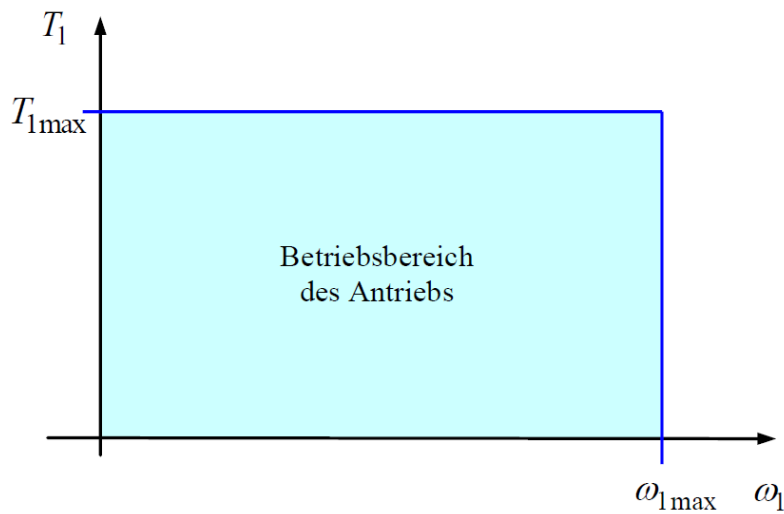
Der Antrieb liefere dagegen bei der Frequenz $\omega_{1\text{max}}$ das Drehmoment $T_{1\text{max}}$ bzw. die Leistung

$$P_{1\text{max}} = \omega_{1\text{max}} T_{1\text{max}} \quad (10.16)$$

Dieser Bemessungspunkt sei der Eckpunkt aller möglichen Betriebspunkte des Antriebs (Beschränkung auf den motorischen Fall):

$$T_1 \leq T_{1\text{max}}, \quad \omega_1 \leq \omega_{1\text{max}} \quad (10.17)$$

Voraussetzung für die weitere Auslegung ist, dass der Antrieb über eine Leistungsreserve verfügt, wenigstens aber den Leistungsbedarf der Last aufbringt:



ID: ./images/betriebsbereich-ideal.png

Abbildung 10.8: Betriebsbereich eines Antriebes (Idealvorstellung)
(Quelle:[])

$$P_{1\max} \geq P_{2\text{erf}}$$

Unter Vernachlässigung der Getriebeverluste lassen sich nun zwei Übersetzungsverhältnisse finden, zum einen aus dem Verhältnis der Drehmomente, zum anderen aus dem Verhältnis der Drehzahlen:

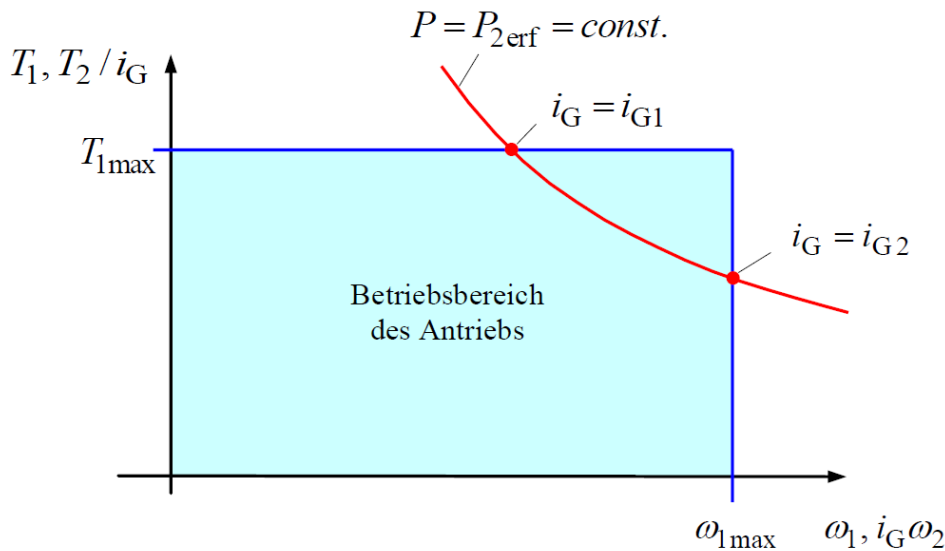
$$i_{G1} = \frac{T_{2\text{erf}}}{T_{1\max}} \quad , \quad i_{G2} = \frac{\omega_{1\max}}{\omega_{2\text{erf}}} \quad (10.18)$$

Jedes Getriebeübersetzungsverhältnis i_G im Intervall

$$i_{G1} \leq i_G \leq i_{G2}$$

stellt eine mögliche Getriebeauslegung dar.

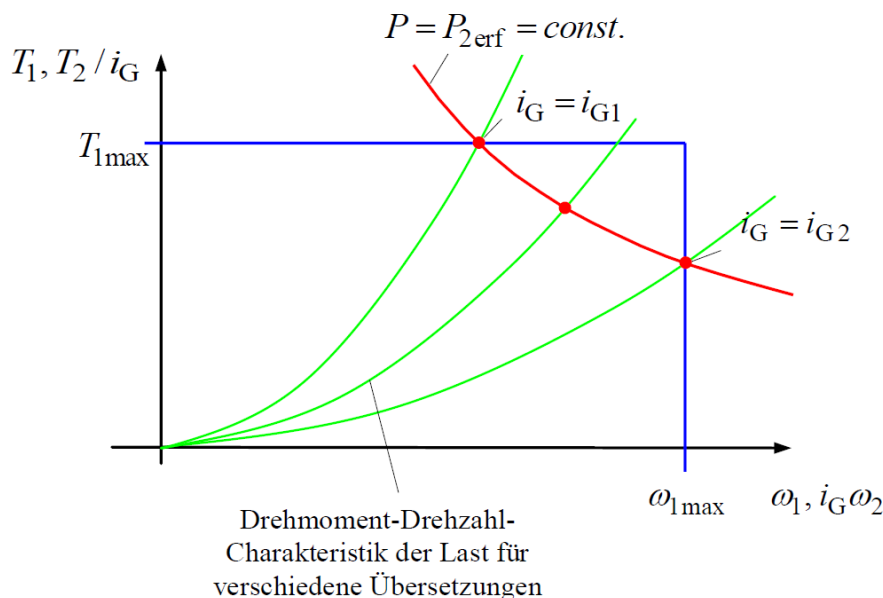
Die Auslegung $i_G = i_{G2}$ führt zur größtmöglichen Reserve im Drehmoment, hat aber keinerlei Reserve in der Drehzahl. Umgekehrt führt die Auslegung $i_G = i_{G1}$ zu größtmöglicher Drehzahlreserve, die aber nur dann genutzt werden kann, wenn das Lastdrehmoment mit steigender Drehzahl nicht noch weiter ansteigt, da keine Drehmomentreserve mehr vorhanden ist. Die Wahl einer kleinen Übersetzung in der Nähe von i_{G1} ist insbesondere dann von Vorteil, wenn beim Getriebe eine Übersetzungsstufe eingespart werden kann und dadurch ein kleineres und kostengünstigeres Getriebe verwendet werden kann.



ID: ./images/betriebsbereich-last.png

Abbildung 10.9: Betriebspunkt der Last innerhalb des Betriebsbereichs eines Antriebs bei verschiedenen Getriebeanpassungen (Quelle:[])

Jede der Getriebeauslegungen $i_{G1} \leq i_G \leq i_{G2}$ führt nicht nur im betrachteten Bemessungspunkt, sondern im gesamten Drehzahlbereich zu einer geeigneten Anpassung sofern gewährleistet ist, dass die Drehmoment-Drehzahl-Charakteristik der Last eine monoton steigende Kennlinie aufweist.



ID: ./images/lastkennlinien.png

Abbildung 10.10: Charakteristische Lastkennlinie innerhalb des Betriebsbereichs eines Antriebs bei verschiedenen Getriebeanpassungen (Quelle:[])

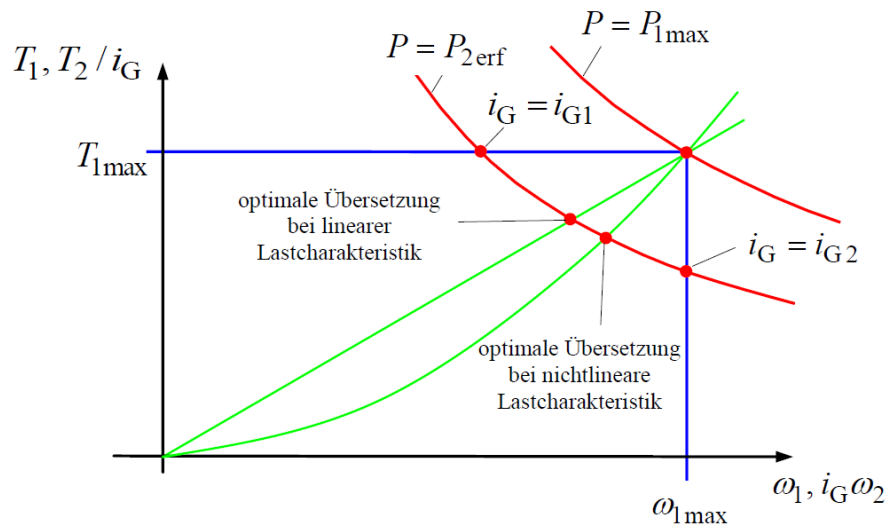
Um die Leistungsreserve des Antriebs oberhalb des Last-Bemessungspunkts optimal nutzen zu können, sollte der Punkt

$$P_{2\max} = P_2(\omega_{2\max}) = P_{1\max} \quad (10.19)$$

bestimmt und aus dem daraus ermittelten Geschwindigkeitspunkt $\omega_{2\max}$ die Getriebeübersetzung

$$i_{G\text{opt}} = \frac{\omega_{1\max}}{\omega_{2\max}} \quad (10.20)$$

gewählt werden.



ID: ./images/lastkennlinien-getriebekennlinien.png

Abbildung 10.11: Drehmoment-Drehzahl-Charakteristik
(Quelle:[])

Für den Spezialfall einer linearen Drehmoment-Drehzahl-Charakteristik der Last ergibt sich

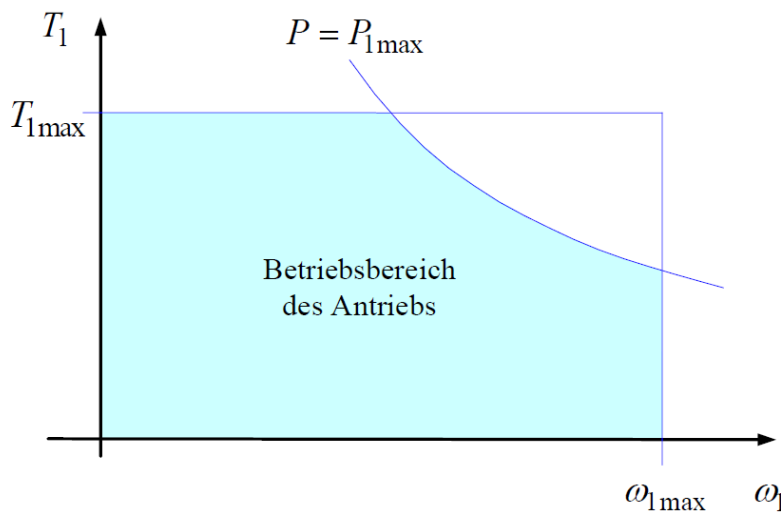
$$i_{G\text{opt}} = \sqrt{i_{G1}i_{G2}} = \sqrt{\frac{T_{2\text{erf}} \omega_{1\max}}{T_{1\max} \omega_{2\text{erf}}}} \quad (10.21)$$

(siehe Bild 10.11)

10.4.4 Getriebebemessung für durchlaufende Antriebe für einen Arbeitsbereich

ID: at-getriebebemessung2.tex

Häufig ist der Arbeitsbereich eines elektrischen Antriebs nicht nur durch ein maximales Drehmoment und eine maximale Drehzahl, sondern zusätzlich auch durch eine maximale Leistung charakterisiert, welche kleiner ist als das Produkt von maximalem Drehmoment und maximaler Drehzahl.



ID: ./images/leistungsbereich.png

Abbildung 10.12: Leistungsbereich eines Antriebes
(Quelle:[])

Dementsprechend ist die Last ggf. nicht nur durch einen einzigen stationären Arbeitspunkt wie im vorangegangenen Abschnitt, sondern durch mehrere Arbeitspunkte oder durch einen Arbeitsbereich charakterisiert:

$$i_{G1} = \frac{T_{2\max}}{T_{1\max}} \quad (10.22)$$

$$i_{G2} = \frac{\omega_{1\max}}{\omega_{2\max}} \quad (10.23)$$

10.4.5 Getriebebemessung für reine Beschleunigungsvorgänge

ID: at-getriebebemessung3.tex

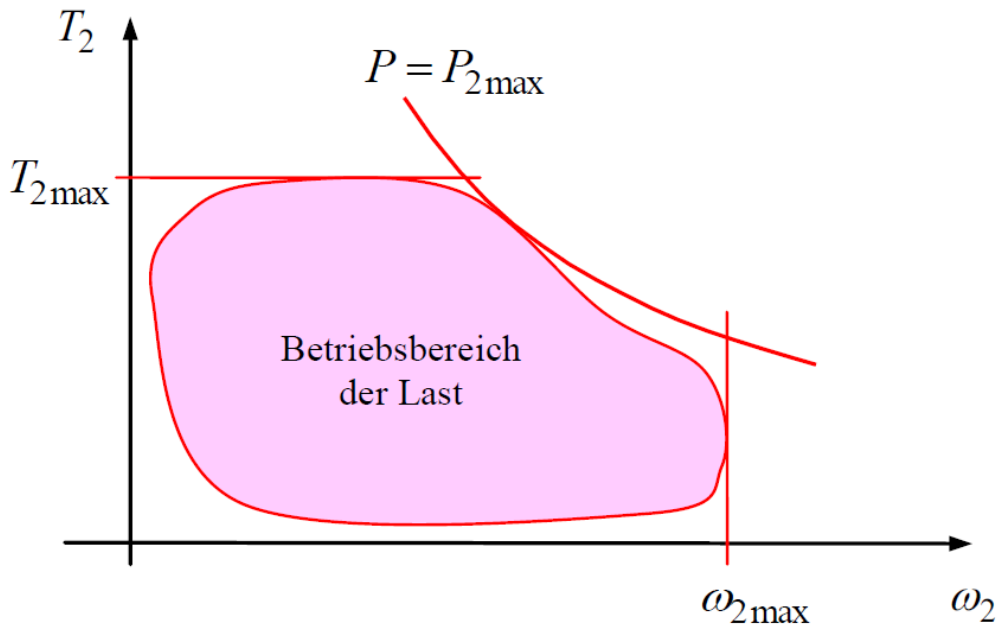


Abbildung 10.13: Betriebsbereich der Last
(Quelle:[])

ID: ./images/lastbereich.png

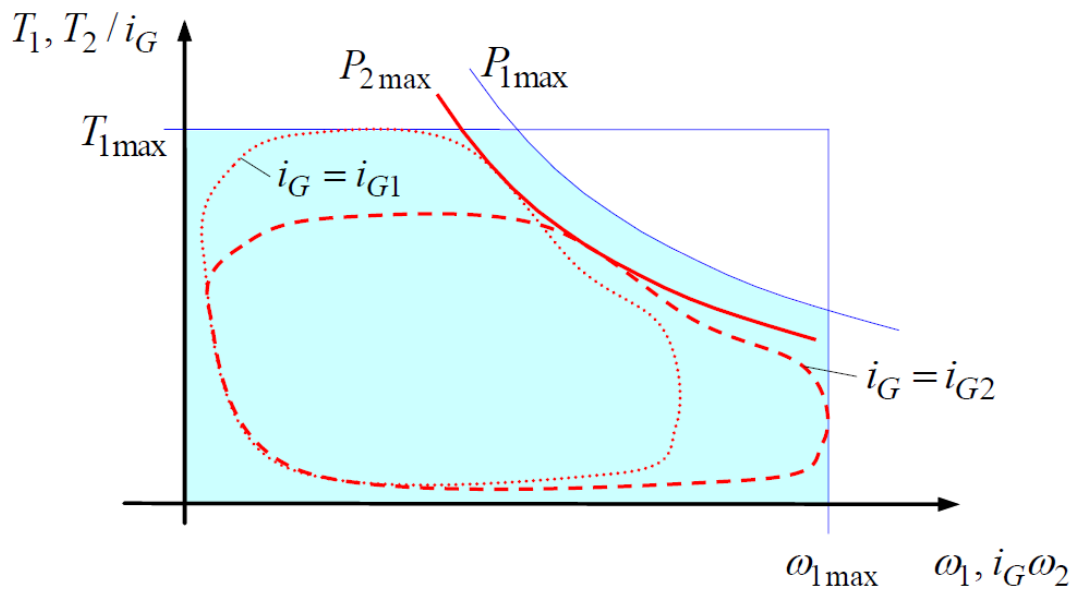
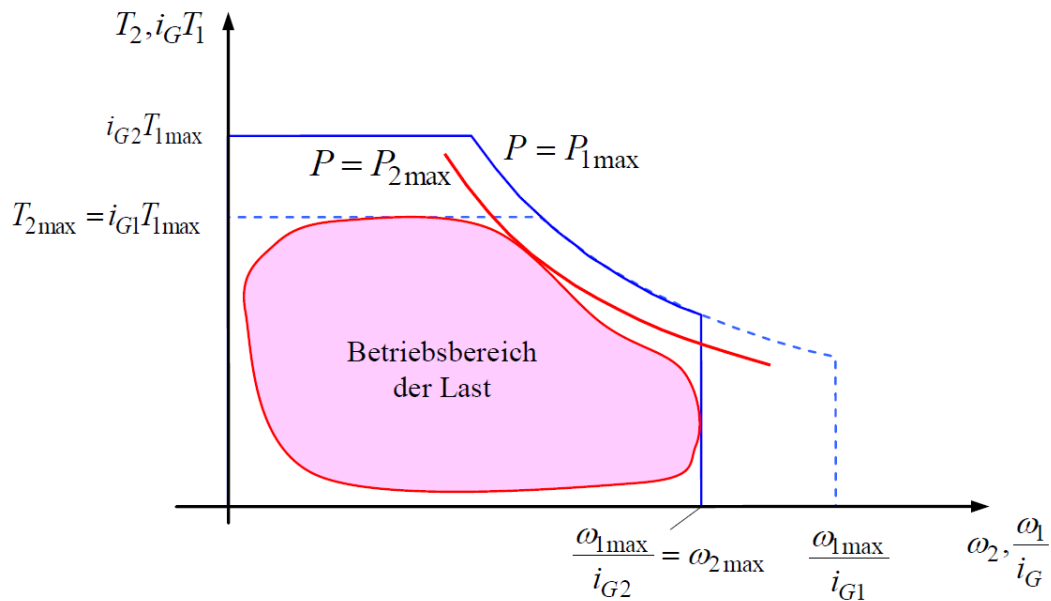


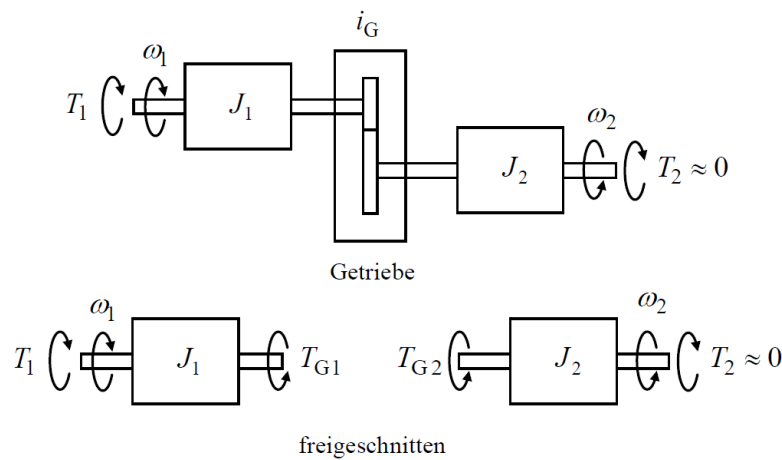
Abbildung 10.14: Anpassung der Betriebsbereiche von Last und Antrieb für zwei verschiedene Übersetzungsverhältnisse, dargestellt im Drehmoment-Drehzahl-Bereich des Antriebs
(Quelle:[])

ID: ./images/betriebsbereichsanpassung.png



ID: ./images/betriebsbereichsanpassung1.png

Abbildung 10.15: Anpassung der Betriebsbereiche von Last und Antrieb für zwei verschiedene Übersetzungsverhältnisse, dargestellt im Drehmoment-Drehzahl-Bereich der Last
(Quelle:[])



ID: ./images/beschleunigungsantrieb.png

Abbildung 10.16: Modell des Antriebsstrangs für die Bemessung des Beschleunigungsantriebs
(Quelle:[])

Für diesen Fall soll vereinfachend angenommen werden, dass das Antriebsdrehmoment nur zur Beschleunigung der beteiligten Massenträgheiten dient und dass keine weiteren Last-Drehmomente berücksichtigt werden müssen, also $T_2 = 0$. Seien J_1 und J_2 die Massenträgheitsmomente von Motor und Last, lauten die Differentialgleichungen für die Winkelbeschleunigungen

$$J_1 \dot{\omega}_1 = T_1 - T_{G1} \tag{10.24}$$

$$J_2 \dot{\omega}_2 = T_{G2} = i_G T_{G1} \quad (10.25)$$

Auflösen der ersten Gleichung nach T_{G1} und Einsetzen liefert

$$J_2 \dot{\omega}_2 = i_G T_{G1} = i_G T_1 - i_G J_1 \dot{\omega}_1 = i_G T_1 - i_G^2 J_1 \dot{\omega}_2$$

$$(i_G^2 J_1 + J_2) \dot{\omega}_2 = i_G T_1$$

$$\alpha_2 = \dot{\omega}_2 = \frac{i_G}{i_G^2 J_1 + J_2} T_1 \quad (10.26)$$

Der Term

$$J'_1 = i_G^2 J_1 \quad (10.27)$$

ist die auf die Lastseite umgerechnete effektive Motorträgheit. Die Frage nach dem größtmöglichen Beschleunigungsvermögen führt nun auf die Extremwertaufgabe

$$0 = \frac{d\alpha_2}{di_G} = T_1 \frac{i_G^2 J_1 + J_2 - i_G 2i_G J_1}{(i_G^2 J_1 + J_2)^2}$$

$$i_G^2 J_1 = J_2$$

und zur Bestimmung der beschleunigungsoptimalen Getriebeübersetzung

$$i_{Gopt} = \sqrt{\frac{J_2}{J_1}} \quad (10.28)$$

In diesem Fall sind die auf eine Getriebeseite umgerechneten Drehträgheiten gleich, also

$$J'_1 = J_2$$

Bei gegebenem Antriebsdrehmoment T_1 ergibt sich bei optimaler Getriebeübersetzung eine Lastbeschleunigung von

$$\alpha_{2opt} = \frac{T_1}{2\sqrt{J_1 J_2}} \quad (10.29)$$

Das notwendige maximale Antriebsdrehmoment T_{1max} ergibt sich demnach über diese Formel aus der gewünschten Lastbeschleunigung α_{2max} . Zunächst führen wir nun als Antriebs-Kenngröße das Beschleunigungsvermögen

$$D_{1max} = \frac{T_{1max}^2}{J_1} \quad (10.30)$$

ein (auch als dynamisches Leistungsvermögen bzw. power rate bezeichnet). Diese Kenngröße ist nur von den Parametern des Antriebs, nicht von der Last abhängig. Interessanterweise ist diese Größe ähnlich wie die Leistung invariant gegenüber einer Umrechnung über das Getriebe-Übersetzungsverhältnis, da sich beide Größen des Quotienten mit dem Quadrat des Übersetzungsverhältnisses transformieren. Damit lässt sich nun die Lastbeschleunigung bei optimaler Übersetzung als

$$\alpha_{2optmax} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{D_{1max}}{J_2}} \quad (10.31)$$

ausdrücken. Auch der Beschleunigungsbedarf der Last lässt sich durch die Kennzahl

$$D_{2erf} = 4\alpha_{2erf}^2 J_2 \quad (10.32)$$

ausdrücken. Die Anpassung des Beschleunigungsvermögens des Antriebs an den Beschleunigungsbedarf der Last lässt sich als

$$\alpha_{2max} = \alpha_{2erf} \quad (10.33)$$

bzw.

$$D_{1max} = D_{2erf} \quad (10.34)$$

schreiben. Wie bei der Leistungsanpassung im Fall von durchlaufenden Antrieben wird sich meist nicht ein exakt passender Antrieb finden oder es soll ohnehin eine Beschleunigungsreserve vorgesehen werden, so dass

$$A = \frac{\alpha_{2max}}{\alpha_{2erf}} = \sqrt{\frac{D_{1max}}{D_{2erf}}} > 1 \quad (10.35)$$

In diesem Fall besteht ein Spielraum in der Festlegung des tatsächlichen Getriebeübersetzungsverhältnisses i_G . Um diesen Spielraum zu ermitteln, soll zunächst die Gleichung für α_2 in eine auf die optimale Auslegung bezogene Form gebracht werden:

$$\alpha_2 = \frac{i_G}{i_G^2 J_1 + J_2} T_1 = \frac{1}{J_2} \frac{i_G}{i_G^2 \frac{J_1}{J_2} + 1} T_1 = \frac{T_1}{\sqrt{J_1 J_2}} \frac{i_G \sqrt{\frac{J_1}{J_2}}}{i_G^2 \frac{J_1}{J_2} + 1} \quad (10.36)$$

$$\frac{\alpha_2}{\alpha_{2opt}} = 2 \frac{i_G / i_{Gopt}}{(i_G / i_{Gopt})^2 + 1} = \frac{2i'}{i'^2 + 1} \quad (10.37)$$

wobei

$$i' = \frac{i_G}{i_{Gopt}} \quad (10.38)$$

die Abweichung von der optimalen Auslegung bezeichnet. Die Auflösung der Gleichung

$$\frac{1}{A} = 2 \frac{i'}{i'^2 + 1}$$

nach i' liefert

$$i'^2 - 2Ai' + 1 = 0$$

$$i'_{1,2} = A \pm \sqrt{A^2 - 1} \quad (10.39)$$

bzw.

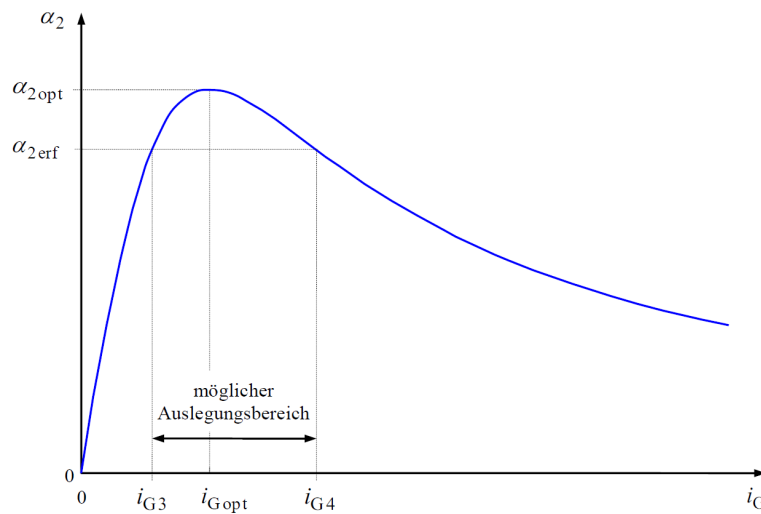
$$i_{G3} = i_{Gopt} (A - \sqrt{A^2 - 1}), \quad i_{G4} = i_{Gopt} (A + \sqrt{A^2 - 1}) \quad (10.40)$$

Jede Auslegung

$$i_{G3} \leq i_G \leq i_{G4}$$

erfüllt die Beschleunigungsanforderung.

Das vorher eingeführte Beschleunigungsvermögen



ID: ./images/getriebeuebersetzung.png

Abbildung 10.17: Beschleunigung in Abhängigkeit von der Getriebeübersetzung
(Quelle:[])

$$D_{1\max} = \frac{T_{1\max}^2}{J_1} \quad (10.41)$$

soll noch näher betrachtet werden. Wie schon erwähnt, ist diese Größe invariant gegenüber einer Umrechnung von Drehmoment und Trägheit über ein Getriebeübersetzungsverhältnis. Interpretiert man in obiger Definition den Quotienten $T_{1\max}/J_1$ als Beschleunigung $\alpha_{1\max}$, die sich ergibt, wenn der Motor *ohne Last* nur seine eigene Drehträgheit beschleunigen muss, lässt sich D_{\max} als Produkt von Beschleunigung und Drehmoment,

$$D_{1\max} = \alpha_{1\max} T_{1\max} \quad (10.42)$$

schreiben. Auch diese Darstellung ist weiterhin invariant gegenüber Umrechnungen über ein Übersetzungsverhältnis. Eine weitere Interpretation des Beschleunigungsvermögens $D_{1\max}$ gewinnt man aus

$$D_{1\max} = \dot{\omega}_{1\max} T_{1\max} = \frac{d\omega_{1\max}}{dt} T_{1\max} = \frac{d(\omega_{1\max} T_{1\max})}{dt} = \frac{dP_{1\max}}{dt} = \dot{P}_{1\max} \quad (10.43)$$

Das Beschleunigungsvermögen gibt auch an, mit welcher Änderungsrate die mechanische Leistung beim Beschleunigen ansteigt. Das erklärt die englische Bezeichnung *power rate*. Dementsprechend ist die Maßeinheit

$$[D_{1\max}] = 1 \frac{\text{Nm}}{\text{s}^2} = 1 \frac{\text{W}}{\text{s}}$$

Hier wird eine wichtige Analogie sichtbar. Während bei der Bemessung für den durchlaufenden Antrieb die Leistung des Antriebs $P_{1\max}$ passend zur Last zu wählen ist, tritt bei der Auslegung des Beschleunigungsantriebs an diese Stelle die Zeitableitung der Leistung $D_{1\max} = \dot{P}_{1\max}$. Wie die Leistung selbst, die einer Bilanzgleichung gehorcht, kann auch die Änderungsrate bilanziert werden. Die vom Antrieb abgegebene Änderungsrate wird von der Trägheit der Last aufgenommen.

10.4.6 Getriebebemessung für Beschleunigungsvorgänge mit Lastdrehmoment

ID: at-getriebebemessung4.tex

Wird das Lastdrehmoment T_2 nicht vernachlässigt, lauten die Gleichungen für die Beschleunigung:

$$J_1 \alpha_1 = T_1 - T_{G1} = T_1 - T_{G2}/i_G \quad (10.44)$$

$$J_2 \alpha_2 = T_{G2} - T_2 = i_G T_{G1} - T_2 \quad (10.45)$$

$$J_2 \alpha_2 = i_G T_1 - i_G J_1 \dot{\omega}_1 - T_2 = i_G T_1 - i_G^2 J_1 \alpha_1 - T_2$$

$$(i_G^2 J_1 + J_2) \alpha_2 = i_G T_1 - T_2$$

$$\alpha_2 = \frac{i_G T_1 - T_2}{i_G^2 J_1 + J_2} \quad (10.46)$$

Die Suche nach der größtmöglichen Lastbeschleunigung wird über eine Extremwertbestimmung gelöst:

$$0 = \frac{d\alpha_2}{di_G} = \frac{T_1 (i_G^2 J_1 + J_2) - (i_G T_1 - T_2) 2i_G J_1}{(i_G^2 J_1 + J_2)^2}$$

$$0 = i_G^2 J_1 + J_2 - (i_G - T_2/T_1) 2i_G J_1$$

$$i_G^2 - 2 \frac{T_2}{T_1} i_G - \frac{J_2}{J_1} = 0$$

Die quadratische Gleichung hat eine positive und eine negative Lösung,

$$\tilde{i}_{G \text{ opt } 1,2} = \frac{T_2}{T_1} \pm \sqrt{\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^2 + \frac{J_2}{J_1}} \quad (10.47)$$

wobei für den normalen Fall des Antriebes nur die positive Lösung relevant ist. Auf einen Index zu Unterscheidung beider Lösungen kann also verzichtet werden:

$$\begin{aligned} \tilde{i}_{G \text{ opt}} &= \frac{T_2}{T_1} + \sqrt{\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^2 + \frac{J_2}{J_1}} \\ &= \sqrt{\frac{J_2}{J_1}} \left[\sqrt{\frac{J_1 T_2^2}{J_2 T_1^2}} + \sqrt{\frac{J_1 T_2^2}{J_2 T_1^2} + 1} \right] \\ &= i_{G \text{ opt}} \left[\sqrt{\frac{D_2}{D_1}} + \sqrt{\frac{D_2}{D_1} + 1} \right] \end{aligned}$$

wobei

$$D_1 = \frac{T_1^2}{J_1}, \quad D_2 = \frac{T_2^2}{J_2} \quad (10.48)$$

$$\tilde{i}_{G \text{ opt}} = i_{G \text{ opt}} \left[\sqrt{\frac{D_2}{D_1}} + \sqrt{\frac{D_2}{D_1} + 1} \right] \quad (10.49)$$

Die optimale Übersetzung verschiebt sich bei zusätzlichem Lastdrehmoment im Vergleich zur unbelasteten Beschleunigung zu höheren Werten. Das Einsetzen in die Gleichung für die Lastbeschleunigung ergibt die optimale Beschleunigung

$$\begin{aligned} \tilde{\alpha}_{2 \text{ opt}} &= \frac{T_1}{2J_1} \frac{1}{\frac{T_2}{T_1} + \sqrt{\frac{T_2^2}{T_1^2} + \frac{J_2}{J_1}}} \\ &= \frac{T_1^2}{2J_1 \sqrt{J_2}} \frac{1}{\frac{T_2}{\sqrt{J_2} + \sqrt{\frac{T_2^2}{J_2} + \frac{T_1^2}{J_1}}}} \\ &= \frac{D_1}{2\sqrt{J_2}} \frac{1}{\sqrt{D_2} + \sqrt{D_1 + D_2}} \\ &= \alpha_{2 \text{ opt}} \frac{\sqrt{D_1}}{\sqrt{D_2} + \sqrt{D_1 + D_2}} \end{aligned} \quad (10.50)$$

Wird der Antrieb nicht genau auf das optimale Übersetzungsverhältnis bemessen, sondern soll eine Beschleunigungsreserve vorgesehen werden, bietet sich folgendes Vorgehen an: Bei konstanter Beschleunigung kann das Lastdrehmoment in eine äquivalente zusätzliche Lastträgheit umgerechnet werden. Hierfür wird die minimale erforderliche Beschleunigung benutzt:

$$J_2 = J_2 + \frac{T_2}{\alpha_{2\text{erf}}} \quad (10.51)$$

Das erforderliche Beschleunigungsvermögen ergibt sich zu

$$\bar{D}_{2\text{erf}} = 4\alpha_{\text{erf}}^2 \bar{J}_2 = 4\alpha_{2\text{erf}} (\alpha_{2\text{erf}} J_2 + T_2) \quad (10.52)$$

Der zu wählende Antrieb muss also ein Beschleunigungsvermögen

$$D_{1\text{max}} = \frac{T_{1\text{max}}^2}{J_1} \geq \bar{D}_{2\text{erf}}$$

aufweisen. Der Spielraum für die Wahl der Getriebeübersetzung bei einer Beschleunigungsreserve

$$\bar{A} = \sqrt{\frac{D_{1\text{max}}}{\bar{D}_{2\text{erf}}}} \quad (10.53)$$

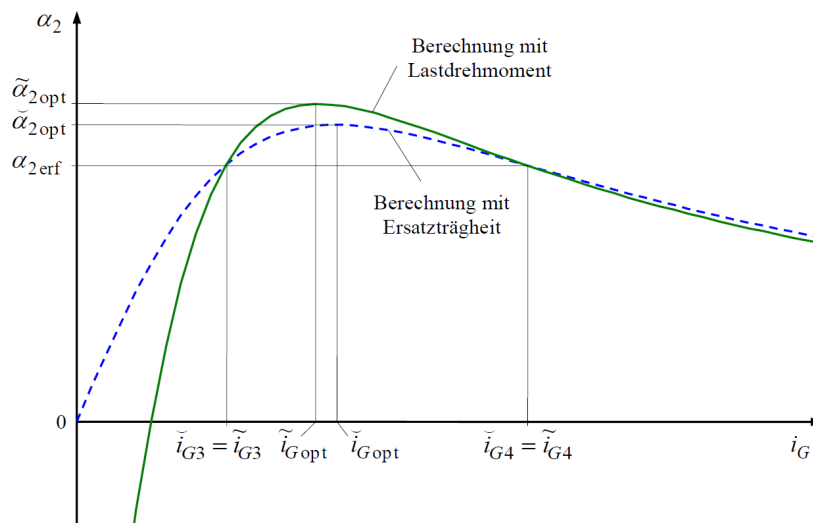
ergibt sich wie im vorangegangenen Abschnitt zu

$$\vec{i}_{G3} = \vec{i}_{G\text{opt}} (\bar{A} - \sqrt{\bar{A}^2 - 1}), \quad \vec{i}_{G4} = \vec{i}_{G\text{opt}} (\bar{A} + \sqrt{\bar{A}^2 - 1}) \quad (10.54)$$

wobei

$$\vec{i}_{G\text{opt}} = \sqrt{\frac{\bar{J}_2}{J_1}} \quad (10.55)$$

zu verwenden ist, nicht etwa $\vec{i}_{G\text{opt}}$. Durch die Verwendung einer zusätzlichen Ersatz-Trägheit statt des eigentlich vorhandenen Lastdrehmoments wird die tatsächliche Beschleunigung für $\alpha_2 > \alpha_{2\text{erf}}$ unterschätzt, für $\alpha_2 < \alpha_{2\text{erf}}$ dagegen überschätzt, da zur Beschleunigung der Ersatzträgheit mit einer Winkelbeschleunigung $\alpha_2 > \alpha_{2\text{erf}}$ ein höheres Drehmoment als das ersetzte Lastdrehmoment benötigt würde (und umgekehrt). Die Auslegung für $\alpha_2 = \alpha_{2\text{erf}}$ liefert jedoch exakte Werte (s. Bild 10.18).



ID: ./images/beschleunigungsvorgang.png

Abbildung 10.18: Beschleunigung in Abhängigkeit von der Getriebeübersetzung
(Quelle:[1])

10.4.7 Getriebebemessung für durchlaufenden Betrieb und Beschleunigungsvorgänge

ID: at-getriebebemessung5.tex

In vielen Fällen muss ein Antrieb sowohl Spezifikationen für den durchlaufenden Betrieb als auch für die Beschleunigungsphasen erfüllen. Insofern sind beide Entwurfsschritte für den durchlaufenden Betrieb als auch für Beschleunigungsvorgänge durchzuführen und zu prüfen, ob die Lösungsintervalle nicht-leere Schnittmengen aufweisen,

$$I = [i_{G1}, i_{G2}] \cap [i_{G3}, i_{G4}] \quad \text{bzw.} \quad I = [i_{G1}, i_{G2}] \cap [\tilde{i}_{G3}, \tilde{i}_{G4}] \quad (10.56)$$

Parameter der Motorauswahl sind dabei zunächst die Leistung P_{1max} und das Beschleunigungsvermögen D_{1max} , die in einem ersten Entwurfsschritt möglichst mit nur geringer Reserve gewählt werden. Ergibt sich kein gemeinsamer Lösungsbereich für beide Anforderungen, sollte im Fall $i_{G2} < i_{G3}$ zunächst versucht werden, Motoren gleicher Leistungsdaten, aber größerer Frequenz ω_{1max} bzw. geringeren Drehmoments T_{1max} bzw. größerer Trägheit J_1 zu wählen, im Fall $i_{G1} > i_{G4}$ umgekehrt. Führt das nicht zum Erfolg, müssen größere Reserven für Leistung und Beschleunigungsvermögen in Kauf genommen werden, wobei eine große Reserve immer auch eine Überdimensionierung darstellt, die sich in Größe und Kosten des Antriebs bemerkbar machen wird. Falls sich zu große Diskrepanzen herausstellen, müssen ggf. die Anforderungen überdacht und korrigiert werden.

10.5 Lastkennlinien

ID: at-lastkennlinien.tex

In diesem Abschnitt sollen exemplarisch einige Beispiele für das stationäre Drehmoment-Drehzahl-Verhalten verschiedener Belastungen dargestellt werden.

10.5.1 Trockene Reibung

ID: at-lastkennlinien-reibung.tex

Die trockene Reibung ist durch eine geschwindigkeitsunabhängige Reibkraft gekennzeichnet,

$$F = F_0 \operatorname{sgn}(v) \quad (10.57)$$

bzw.

$$T = T_0 \operatorname{sgn}(\omega) \quad (10.58)$$

Die von der Last aufgenommene Leistung ist

$$P = \omega T = \omega T_0 \operatorname{sgn}(\omega) = T_0 |\omega| \quad (10.59)$$

10.5.2 Viskose Reibung

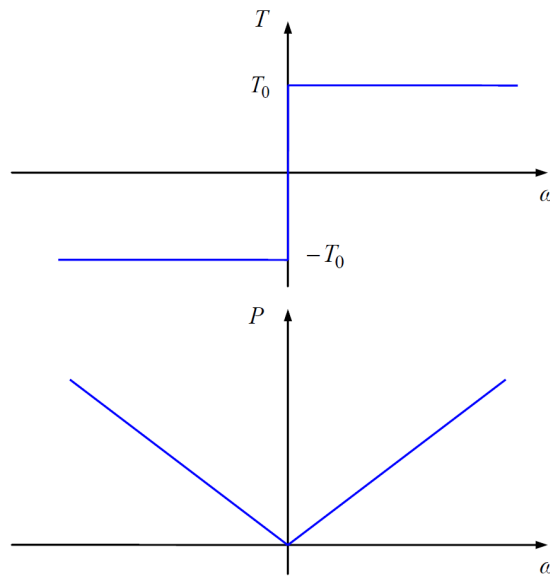
ID: at-lastkennlinien-viskosereibung.tex

Bei der viskosen Reibung sind Kraft bzw. Drehmoment proportional zur Geschwindigkeit:

$$T = D\omega \quad (10.60)$$

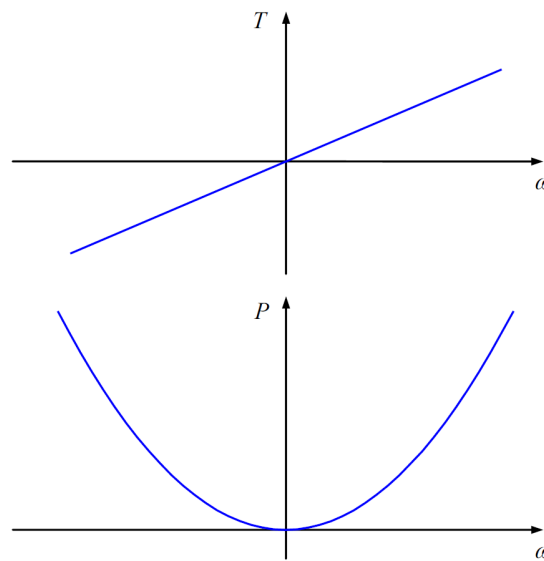
bzw.

$$P = D\omega^2 \quad (10.61)$$



ID: ./images/drehmoment-trocken.png

Abbildung 10.19: Drehmoment und Leistung für trockene Reibung
(Quelle:[])



ID: ./images/drehmoment-viskos.png

Abbildung 10.20: Drehmoment und Leistung für viskose Reibung
(Quelle:[])

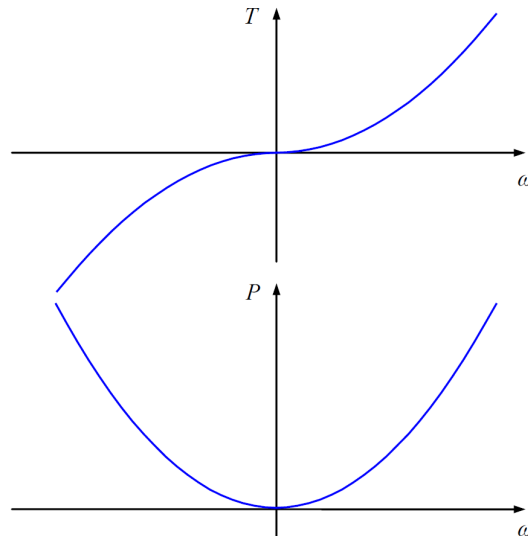
10.5.3 Lüfter

ID: at-lastkennlinien-luefter.tex

Lüfter und andere aero- und hydrodynamische Prozesse (z. B. Windwiderstand) haben quadratische Lastkennlinien:

$$T = c\omega^2 \operatorname{sgn}(\omega) \tag{10.62}$$

$$P = c|\omega^3| \quad (10.63)$$



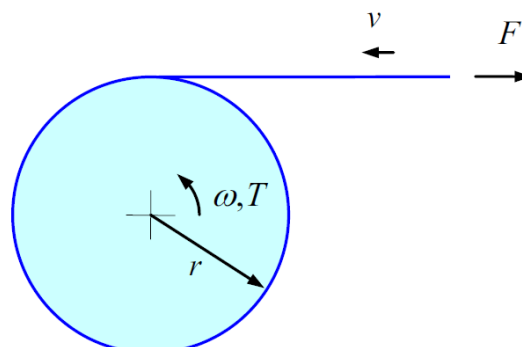
ID: ./images/drehmoment-luefter.png

Abbildung 10.21: Drehmoment und Leistung für aero- und hydrodynamische Prozesse (Quelle:[])

10.5.4 Wickler, Haspel

ID: at-lastkennlinien-wickler.tex

Als Beispiel für ein etwas komplexeres System soll ein Wickler oder eine Haspel betrachtet werden, welche die Aufgabe hat, ein Band (Blech, Textil, Folie) oder einen Draht unter definiertem Zug auf- oder abzuwickeln. Der Radius der Rolle wächst im Laufe der Zeit an (bzw. reduziert sich beim Abwickeln).



ID: ./images/wickler.png

Abbildung 10.22: Wickler (Quelle:[])

Bei der Aufstellung der Drehimpulsbilanz ist besondere Sorgfalt geboten: Durch das Aufwickeln verändert sich das Massenträgheitsmoment J . Die Ursache dieser Änderung ist nicht wie bei vielen elementaren Aufgabenstellungen der Technischen Mechanik eine Formänderung einer ansonsten gleichbleibenden Masse, sondern die Zufuhr an Material. Diese Materialzufuhr ist auch mit einer Zufuhr an Impuls bzw. Drehimpuls verbunden. Die vollständige Drehimpulsbilanz lautet hier somit ¹

$$\dot{D} = \frac{d}{dt}(J\omega) = T - rF + k \quad (10.64)$$

wobei $T - rF$ die Summe der am Wickel angreifenden Drehmomente und k die materielle Zufuhrrate des Drehimpulses ist. Diese bestimmt sich für ein aufzuwickelndes Element der infinitesimalen Länge dx , welches den linearen Impuls $dp = v\rho dx$ trägt, zu

$$k = r \frac{dp}{dt} = r\rho_1 v \frac{dx}{dt} = r\rho_1 v^2 = \rho_1 \omega^2 r^3 \quad (10.65)$$

Hierbei ist $\rho_1 = dm/dx$ die längenspezifische Dichte des Materials. Der Zusammenhang zur üblichen volumenspezifischen Dichte $\rho = dm/dV$ ergibt sich mit der Dicke d und der Breite b des Bandmaterials als $\rho_1 = \rho bd$.

Die Auswertung der Drehimpulsbilanz führt zu

$$J\dot{\omega} + J\omega = T - rF + \rho_1 \omega^2 r^3 \quad (10.66)$$

Wird angenommen, dass das bereits aufgewickelte Gut durch zusätzliche Lagen nicht weiter komprimiert wird, wird die Zunahme des Massenträgheitsmoments durch

$$\dot{J} = r^2 \frac{dm}{dt} = r^2 \rho_1 v = r^3 \rho_1 \omega \quad (10.67)$$

beschrieben, wodurch sich die betreffenden Terme auf beiden Seiten der Gleichung aufheben und so trotz veränderlichem Massenträgheitsmoment die Gleichung

¹Hier steht der Buchstabe D für den Drehimpuls. Leider lässt sich die mehrfache Verwendung eines Buchstaben für verschiedene Größen nicht immer vermeiden.

$$J\dot{\omega} = T - rF \quad (10.68)$$

folgt. Der über das Bandmaterial zugeführte Impuls entspricht somit genau der Massenzufuhr.

Vernachlässigt man bei einer quasistationären Betrachtung die zeitliche Änderung der Drehfrequenz, folgt

$$T = rF \quad (10.69)$$

Arbeitet der Wickler mit konstanter Bandgeschwindigkeit v und konstantem Bandzug F , ergibt sich der Zusammenhang zwischen Drehmoment und Drehgeschwindigkeit:

$$T = \frac{vF}{\omega} \quad (10.70)$$

10.5.5 Traktionsantrieb

ID: at-lastkennlinien-traktion.tex

Die Berücksichtigung von Luftwiderstand F_L , Rollreibung F_r , Hangabtriebskraft F_g führt auf die Widerstandskraft

$$\begin{aligned}
 F_w &= F_L + F_r + F_g \\
 &= \frac{1}{2}\rho_L c_w A_F v^2 + c_r mg \cos \gamma + mg \sin \gamma
 \end{aligned} \quad (10.71)$$

Die Darstellung der Widerstandskraft über der Geschwindigkeit wird als Widerstands-Geschwindigkeits-Diagramm bezeichnet.

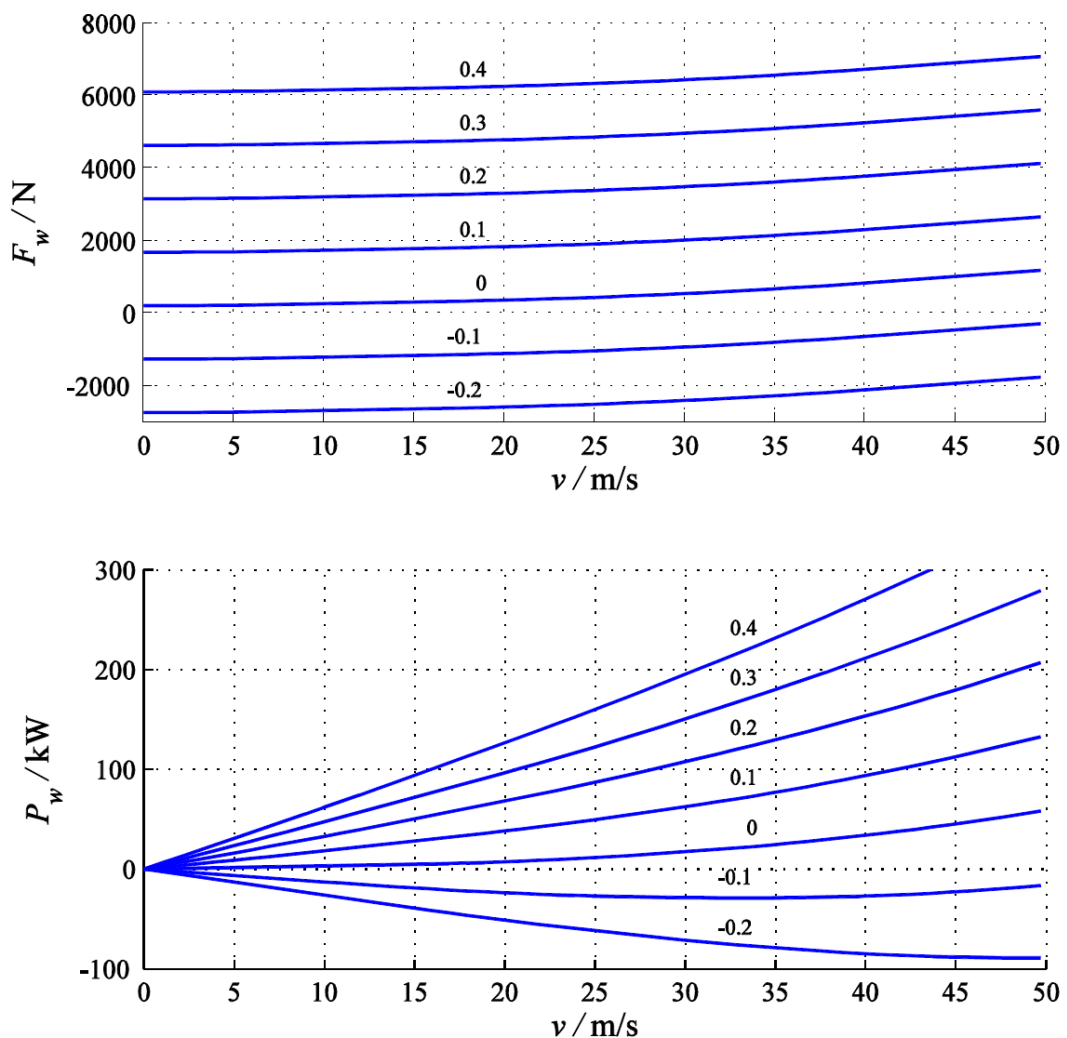
- ρ_L spezifische Dichte der Luft
- A_F wirksame Querschnittfläche des Fahrzeugs
- c_w Luftwiderstandsbeiwert
- c_r Rollwiderstandsbeiwert
- g Gravitationsfeldstärke (Erdbeschleunigung)
- γ Steigungswinkel

Dynamische Gleichung für die Fahrzeugbewegung:

$$m\dot{v} = F_a - F_w \tag{10.72}$$

Im stationären Fall (Beharrungsfahrt) muss die Antriebskraft gleich den Widerstandskräften sein:

$$F_a = F_w \tag{10.73}$$



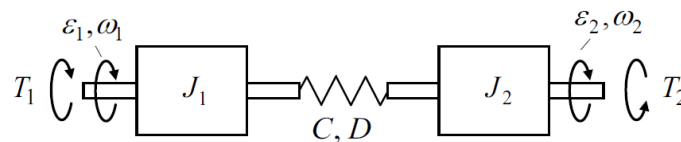
ID: ./images/traktion.png

Abbildung 10.23: Lastkennlinien eines Fahrzeugs für verschiedene Steigungen Parameter der Kurvenscharen ist die Steigung $\tan \gamma$
 Beispielfahrzeug mit $m=1500$ kg, $c_w=0,3$, $A = 2m^2$, $c_r=0,015$
 (Quelle:[])

10.6 schwingungsfähiger Antriebsstrang

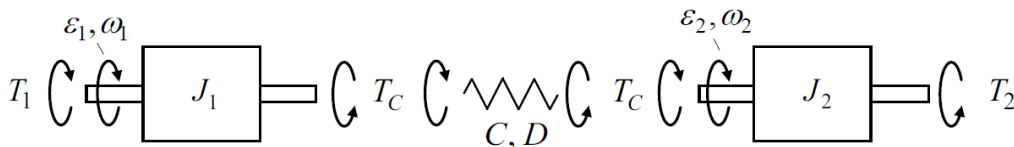
ID: at-schwingungsfaeziger-strang.tex

Jeder Antriebsstrang ist aufgrund der mechanischen Elastizität mehr oder weniger schwingungsfähig. Die einfachste Modellierung ist die als Zwei-Massen-System:



ID: ./images/strang-schwing1.png

Abbildung 10.24: Modell eines schwingungsfähigen Antriebsstrangs
(Quelle:[])



ID: ./images/strang-schwing2.png

Abbildung 10.25: Vollständig freigeschnittene Systemkomponenten
(Quelle:[])

Kinematik:

$$\omega_1 = \dot{\varepsilon}_1, \quad \omega_2 = \dot{\varepsilon}_2 \quad (10.74)$$

Dynamische Gleichungen:

$$\begin{aligned} J_1 \dot{\omega}_1 &= T_1 - T_C \\ J_2 \dot{\omega}_2 &= T_C - T_2 \end{aligned} \quad (10.75)$$

Federgesetz (mit Berücksichtigung einer Dämpfung):

$$T_C = -C(\varepsilon_2 - \varepsilon_1) - D(\dot{\varepsilon}_2 - \dot{\varepsilon}_1) \quad (10.76)$$

Transformation in den Laplace-Bereich führt zu:

$$\begin{aligned} s^2 J_1 \varepsilon_1(s) &= T_1(s) - T_C(s) \\ s^2 J_2 \varepsilon_2(s) &= T_C(s) - T_2(s) \end{aligned} \quad (10.77)$$

$$T_C(s) = -(C + sD) (\varepsilon_2(s) - \varepsilon_1(s)) = -(C + sD) \Delta\varepsilon(s) \quad (10.78)$$

mit

$$\Delta\varepsilon(s) = \varepsilon_2(s) - \varepsilon_1(s) \quad (10.79)$$

Zusammenfassung:

$$\begin{aligned} s^2 \Delta\varepsilon(s) &= -\frac{T_1(s)}{J_1} - \frac{T_2(s)}{J_2} - \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) (C + sD) \Delta\varepsilon(s) \\ (J' s^2 + sD + C) \Delta\varepsilon(s) &= -\frac{J'}{J_1} T_1(s) - \frac{J'}{J_2} T_2(s) \\ \Delta\varepsilon(s) &= -\frac{1}{J_1 + J_2} \frac{J_2 T_1(s) + J_1 T_2(s)}{J_S^2 + sD + C} = -\frac{1}{J_S^2 + sD + C} \left[\frac{J'}{J_1} T_1(s) + \frac{J'}{J_2} T_2(s) \right] \end{aligned} \quad (10.80)$$

bzw.

$$T_C(s) = \frac{sD + C}{J' s^2 + sD + C} \left[\frac{J'}{J_1} T_1(s) + \frac{J'}{J_2} T_2(s) \right] \quad (10.81)$$

mit

$$J' = \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2} \quad (10.82)$$

Nullstellen des charakteristischen Polynoms:

$$s_{1,2} = -\frac{D}{2J'} \pm j \sqrt{\frac{C}{J'} - \frac{D^2}{4J'^2}} = -d\omega_0 \pm j\omega_0 \sqrt{1 - d^2} \quad (10.83)$$

mit

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C}{J'}} \quad (10.84)$$

$$d = \frac{D}{2J'\omega_0} = \frac{D}{2\sqrt{J'C}} \quad (10.85)$$

Bei typischen Antriebssträngen liegen die Eigenschwingungsfrequenzen bei

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = 5 \dots 50 \text{ Hz}$$

Unter Verwendung dieser Kennwerte können die Übertragungsfunktionen die Normalformen dargestellt werden:

$$\begin{aligned} \Delta\varepsilon(s) &= -\frac{1}{s^2 + 2sd\omega_0 + \omega_0^2} \left[\frac{1}{J_1} T_1(s) + \frac{1}{J_2} T_2(s) \right] \\ &= -G_\varepsilon(s) \left[\frac{1}{J_1} T_1(s) + \frac{1}{J_2} T_2(s) \right] \end{aligned} \quad (10.86)$$

$$\begin{aligned} T_C(s) &= \frac{2sd\omega_0 + \omega_0^2}{s^2 + 2sd\omega_0 + \omega_0^2} \left[\frac{J'}{J_1} T_1(s) + \frac{J'}{J_2} T_2(s) \right] \\ &= G_T(s) \left[\frac{J'}{J_1} T_1(s) + \frac{J'}{J_2} T_2(s) \right] \end{aligned} \quad (10.87)$$

mit

$$G_\varepsilon(s) = \frac{1}{s^2 + 2sd\omega_0 + \omega_0^2} \quad (10.88)$$

und

$$G_T(s) = \frac{2sd\omega_0 + \omega_0^2}{s^2 + 2sd\omega_0 + \omega_0^2} \quad (10.89)$$

Eine Resonanzstelle tritt bei den Übertragungsfunktionen $G_\varepsilon(s)$ und $G_T(s)$ für sehr kleine Dämpfung $d \ll 1$ bei $s \approx j\omega_0$ auf. An den Resonanzstellen finden wir die Verstärkungen

$$|G_\varepsilon(j\omega_0)| \approx \frac{1}{2d\omega_0^2} \quad (10.90)$$

$$|G_T(j\omega_0)| \approx \frac{1}{2d} \quad (10.91)$$

bzw. die Resonanzüberhöhungen

$$\left| \frac{G_\varepsilon(j\omega_0)}{G_\varepsilon(0)} \right| \approx \frac{1}{2d} \quad (10.92)$$

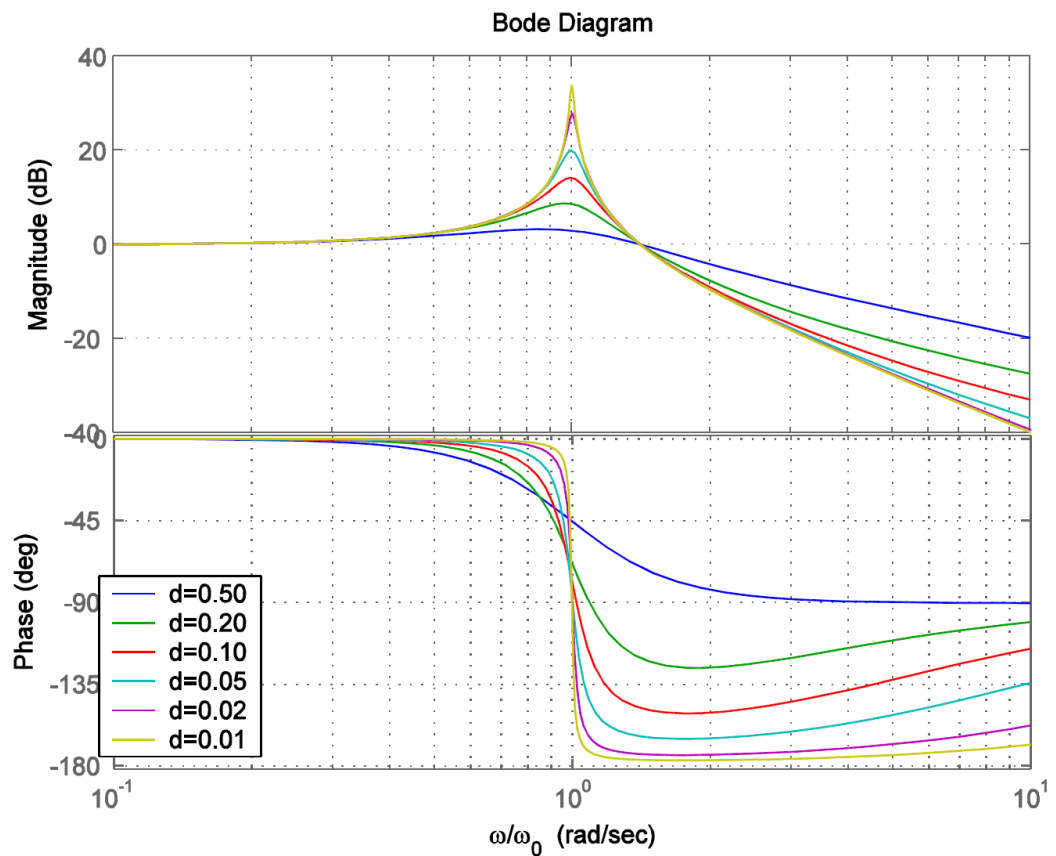
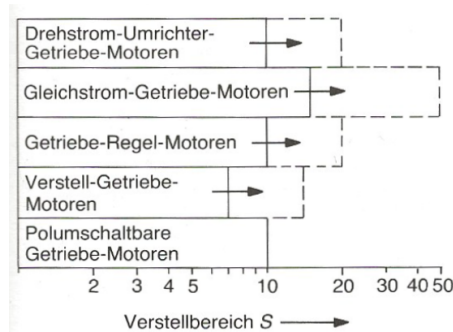


Abbildung 10.26: Bodediagramm der Verstärkungsfunktion $G_T(j\omega)$ für verschiedene Dämpfungen ID: ./images/bode-antrieb.png
 (Quelle:[])

11 drehzahlveränderliche Antriebe im Vergleich

ID: at-drehzahlveraenderlich-vergleich.tex

Mechanische und elektrische Verstellmöglichkeiten konkurrieren auf dem Markt (Bild 11.1).



ID: ./images/verstellbereich.png

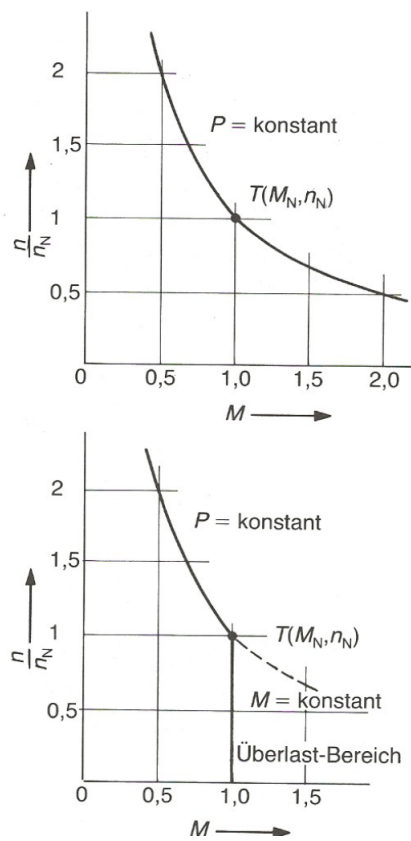
Abbildung 11.1: Verstellbereiche ($S = 1 : n_{\max}/n_{\min}$) verschiedener Antriebssysteme mit variabler Drehzahl elektrischer und mechanischer Bauart (Quelle:[2])

Den prinzipiellen Kennlinienverlauf dieser beiden Antriebsvarianten zeigt Bild 11.2 Während das mechanische Verstellgetriebe im ganzen Arbeitsbereich mit konstanter Leistung (P) arbeitet, muss man beim Elektroantrieb zwei Betriebsbereiche beachten: Den Bereich konstanten Drehmomentes (M) bis zur Eckdrehzahl (T) und den anschließenden Konstant-Leistungsbereich (P).

Wesentliche Unterschiede ergeben sich so im Bereich kleiner Drehzahlen. Dort kann eine Maschine kleiner Leistung über ein Getriebe große Drehmomente aufbringen. Beim Elektrodirektantrieb wäre hierfür eine sehr große Maschine erforderlich, da die räumliche Größe eines Elektromotors vom Drehmoment und nicht von der Leistung bestimmt wird (Bild ??).

Diese Problematik führt in der Praxis oft zu Fehleinschätzungen, wenn eine mechanische Drehzahlverstellung durch eine elektrische ersetzt werden soll.

Bevor näher auf die Antriebskomponenten eingegangen wird, sollen zunächst die antriebstechnischen Grundlagen betrachtet werden.



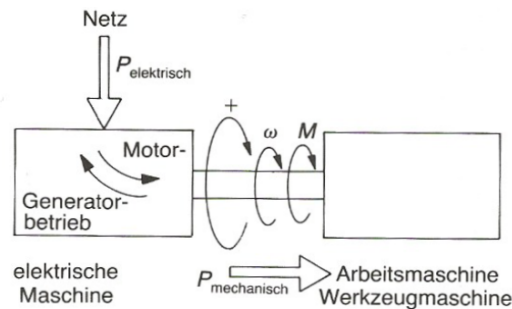
ID: ./images/kennlinienvergleich.png

Abbildung 11.2: Kennlinienvergleich zwischen mechanischer und elektrischer Lösung:
 Verstellgetriebeantrieb - Stromrichterantrieb
 (Quelle:[2])

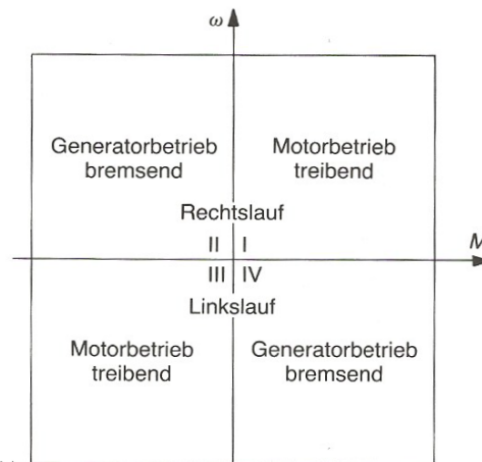
12 Physikalische Gesetze aus antriebstechnischer Sicht

ID: at-physikalische-gesetze.tex

Folgend wird spezieller auf die Situation bei einem Antriebsstrang eingegangen. Beachte auch besonders die Kapitel 10.2 und folgende. Weiters sind in den folgenden Bildern und Gleichungen die Drehmomente mit M bezeichnet, wie es in älterer deutschsprachigen Literatur gebräuchlich war.



a)



ID: ./images/vereinbarungen.png

Abbildung 12.1: Vereinbarungen am Antrieb a) Positive Zählrichtungen für elektrische und mechanische Größen b) Die vier Betriebsquadranten mit der Arbeitsweise der elektrischen Maschine (Generatorbetrieb: bremsend, das kann auch Betrieb auf einen Bremswiderstand oder Kurzschlußbremsung sein)

(Quelle:[1])

Für die Berechnungen werden folgende Vorzeichenvereinbarungen getroffen (Bild 12.1):

Für die mechanische Behandlung eines Antriebsproblems reichen drei Gesetze aus

- das dynamische Grundgesetz, das auch den Sonderfall des stationären Betriebs einschließt,
- das Leistungsgesetz (die Leistungsbilanz) und
- der Energiesatz (die Energiebilanz)

Die Anwendung der Gesetze soll der Antrieb von Bild 12.2 zeigen. Dort ist das allgemeine Schema eines Elektroantriebs zu sehen. Bei diesem Beispiel, einem Hubantrieb, treten Linear- und Drehbewegungen sowie aktive und passive Lasten auf.

Das aufbereitete, auf die Motorwelle reduzierte System ist in Bild 12.3 dargestellt.

Bei den meisten Antriebsproblemen ist es sinnvoll, die Maschinenwelle als Bezugswelle zu wählen. Dann müssen alle Massenträgheitsmomente und die Betriebsdaten der angekoppelten Arbeitsmaschine ebenfalls auf diese Welle umgerechnet werden. Mit Hilfe des Satzes von der Erhaltung der Energie werden die realen Antriebsdaten auf die fiktiv wirkenden Daten an der Maschinenwelle reduziert (Bild 12.4). Die dabei einmal eingeführten Zählrichtungen gelten auch für alle mathematischen Berechnungen am Antriebsproblem.

Das dynamische Grundgesetz, auf den drehenden Antrieb angewendet, lautet

$$J \frac{d\omega}{dt} = \Sigma(M) = M_M + M_L \quad (12.1)$$

oder für den Sonderfall des stationären Betriebs ($\frac{d\omega}{dt} = 0$)

$$\Sigma(M) = 0 = M_M + M_L \quad (12.2)$$

mit dem Massenträgheitsmoment I , dem (allgemeinen) Drehmoment M , dem speziellen Maschinendrehmoment M_M (maschine) und dem meist belastenden Arbeitsmaschinen-Drehmoment M_L (ast) sowie den Ableitungen der Winkelgeschwindigkeit $d\omega$ und der Zeit dt . Das Drehmoment der Last hat einen negativen Zahlenwert, wenn es entgegen der eingeführten positiven Zählrichtung wirkt, d.h. den Motor bremst. Treibt es, z.B. im Linkslauf beim Absenken (durchziehende Last), an, ist der einzusetzende Zahlenwert auch negativ, wie Bild 12.5 zeigt, da das Moment entgegen der positiven Zählrichtung wirkt.

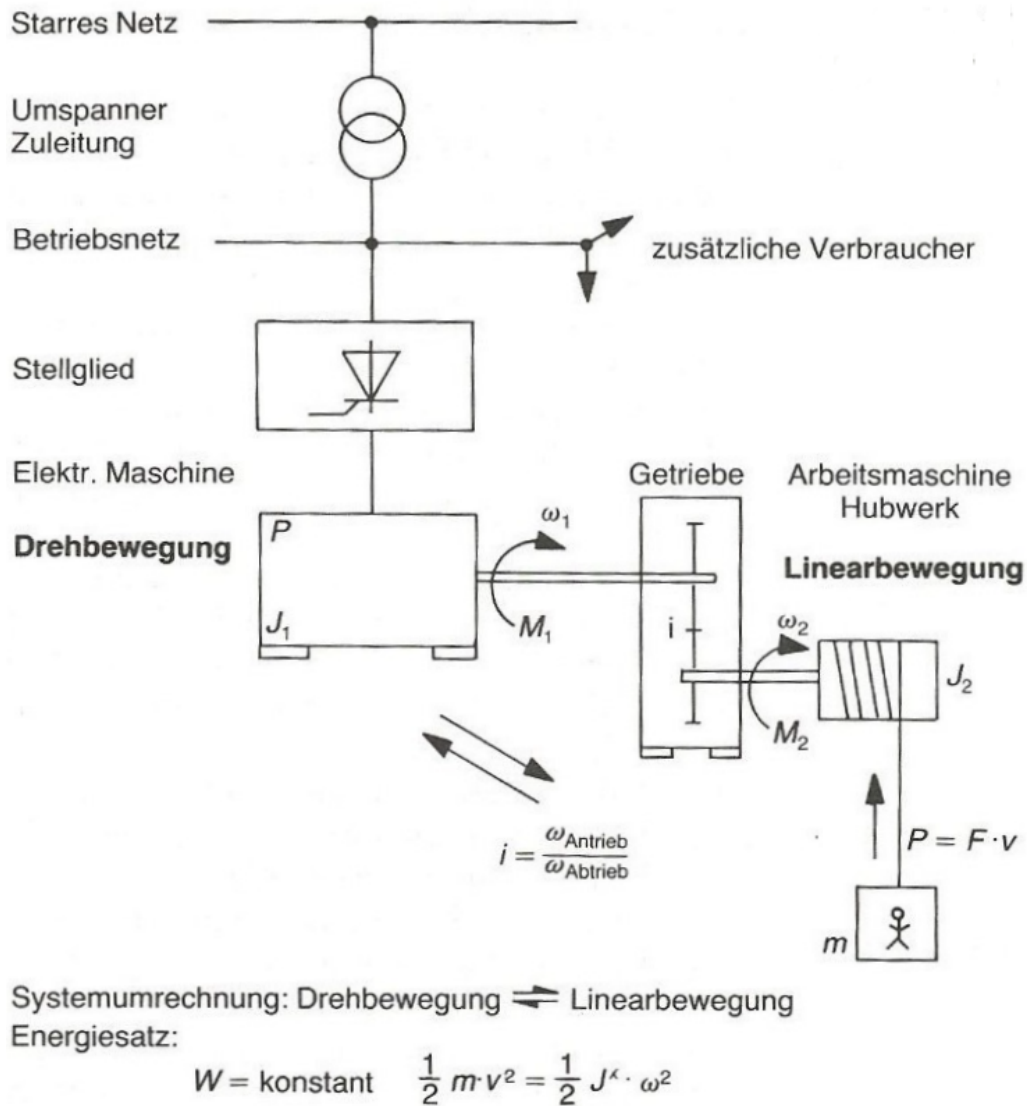
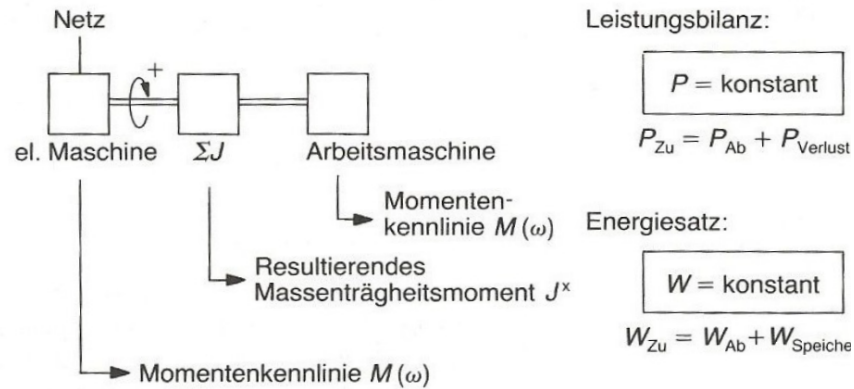


Abbildung 12.2: Allgemeines Schema eines Elektroantriebs (elektrisch-mechanischer Energiewandler)

(Quelle:[1])



Dynamisches Grundgesetz der Bewegung:

$$J \frac{d\omega}{dt} = (\Sigma M)$$

Sonderfall des **stationären** Betriebes ($d\omega/dt = 0$)

$$0 = \Sigma (M)$$

ID: ./images/wellenreduktion.png

Abbildung 12.3: Auf die Maschinenwelle reduziertes Antriebssystem mit den drei grundlegenden Gleichungen zur Beschreibung der Mechanik (Quelle:[1])

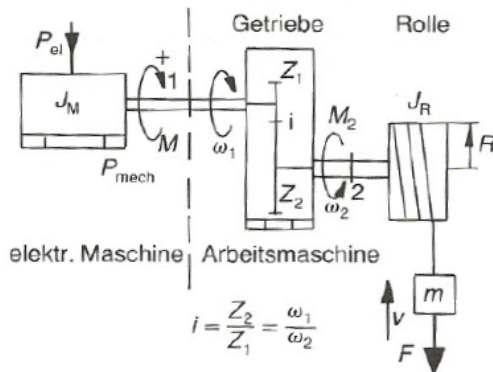
Umrechnung der mechanischen Werte

Bezug: Maschinenwelle

Schema des Antriebes z. B. Hubwerk

Energiesatz:

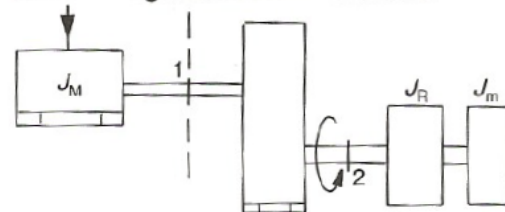
$$\frac{1}{2} \cdot J_1 \cdot \omega_1^2 = \frac{1}{2} \cdot J_2 \cdot \omega_2^2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$$



- J_M Maschine
- J_G Getriebe = 0; $\eta = 1$
- J_R Rolle
- m Fahrkorb

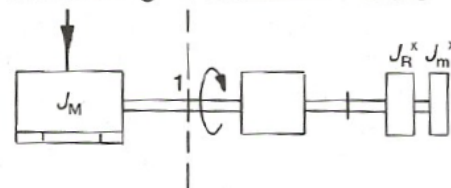
$$i = \frac{\omega_{\text{Antrieb}}}{\omega_{\text{Abtrieb}}}$$

Stufenweise Umwandlung
Umrechnung auf die Treibrollenwelle

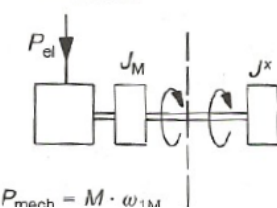


$$J_m = m \cdot \frac{v^2}{\omega_2^2}$$

Umrechnung auf die Maschinenwelle



Ersatzwerte



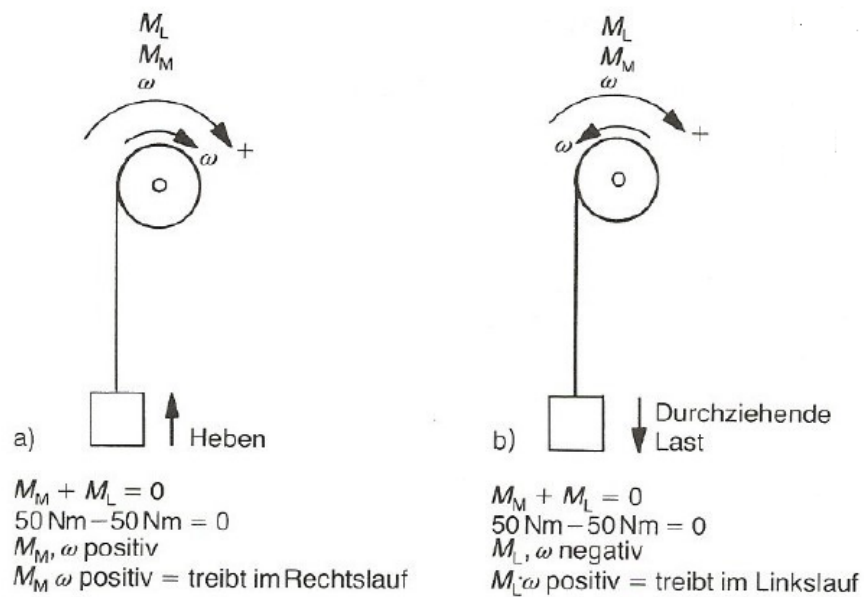
Leistungsbilanz:

$$J^x = J_R^x + J_m^x \quad P_{el} = P_{mech} \text{ bei } \eta = 1$$

$$\Sigma J = J_M + J^x = J_{ges.} \quad P_{el} = M \cdot \omega_1 = M_2 \cdot \omega_2 = F \cdot v$$

ID: ./images/umrechnungsschema.png

Abbildung 12.4: Umrechnungsschritte für die äquivalenten Massenbeziehungen. Die reduzierten Daten sind mit (*) gekennzeichnet.
(Quelle:[1])



ID: ./images/hubantrieb.png

Abbildung 12.5: Hubantrieb mit Betriebszuständen (stationärer Zustand) a) Heben der Last: Treiben im Rechtslauf (I. Quadrant) b) Durchziehende Last: Treiben im Linkslauf (III. Quadrant)
 (Quelle:[1])

13 Antriebsmomente elektrischer Maschinen und Antriebsmaschinen

ID: at-antriebsmomente.tex

Wie bereits erwähnt, arbeiten elektrische Maschinen und Stromrichter als Antriebspaket eng abgestimmt zusammen. Während Gleichstrom- und Drehstrommaschinen herkömmlicher Bauart auch direkt am normalen Netz selbständig laufen, können die neuen Maschinen mit elektronischer Stromwendung oder Schrittmotoren nur zusammen mit dem angepassten Stromrichter arbeiten. Durch die Speisung über Stromrichter kann meist ein großer Drehzahlbereich genutzt werden.

Die am häufigsten eingesetzten elektrischen Maschinen sind

- Gleichstrommaschinen mit Nebenschlußverhalten, elektrisch- oder permanenterregt,
- Reihenschlußmaschinen (Universalmotoren),
- Asynchronmaschinen mit Kurzschlußoder Schleifringläufer und
- Synchronmaschinen, elektrisch- oder permanenterregt.

Wobei die umrichter gespeisten Asynchron-Kurzschlussläufermotoren zunehmen und fast vollständig die anderen Antriebsvarianten verdrängt. So sind Schleifringläufermotoren praktisch nicht mehr zu finden.

Alle stationär drehzahlveränderlichen Antriebe werden heute aus dem 50 – Hz -Netz über Stromrichter gespeist. Die Stromrichter enthalten den Steuer-, Regel- und Leistungsteil. Je nach Anwendung unterscheidet man dabei

- netzgeführte Stromrichter, hauptsächlich in vollgesteuerter Brückenschaltung, zur Speisung des Ankerkreises und, falls erforderlich, auch fürs Feld,
- netzgeführte Stromrichter, hauptsächlich in vollgesteuerter Brückenschaltung, zur Speisung des Ankerkreises und, falls erforderlich, auch fürs Feld,

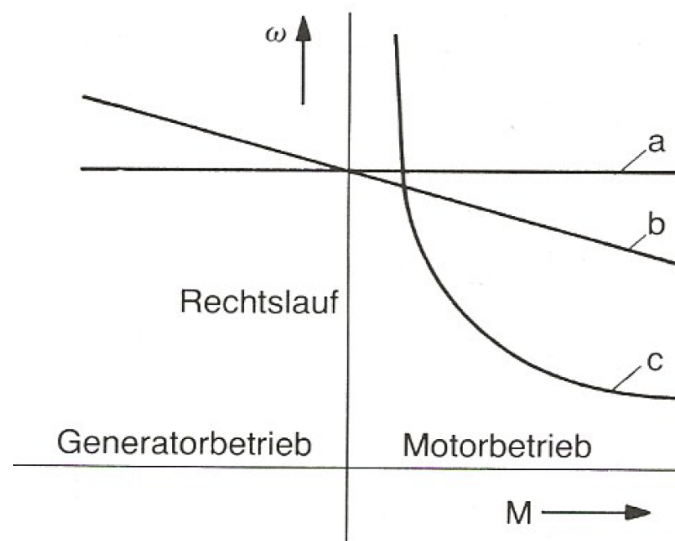
- Gleichstromsteller mit Spannungszwischenkreis zur Pulsteuerung von Gleichstrommaschinen,
- Drehstromsteller
- (Wechselwegschaltung) mit Anschnittsteuerung für Drehstrom-Asynchronmaschinen und Universalmotoren,
- Frequenzumrichter mit Spannungs- oder Stromzwischenkreis, für Drehstrommaschinen synchroner und asynchroner Bauart und maschinengetaktete Stromrichter für die elektronische Stromwendung, die ähnlich wie Frequenzumrichter aufgebaut sind. Schrittmotoren sind als hochpolige Synchronmaschinen ebenfalls dort einzuordnen.

Diese klassische Unterteilung verliert immer mehr an Bedeutung, da durch die enormen Fortschritte in der Leistungselektronik (IGBT's in SiC-Technologie) praktisch nur mehr die kostengünstigen und robusten Drehstrom-Asynchronmaschinen mit Kurzschlussläufer und die Synchronmaschinen (mit Permanentenerregung; PSM) eingesetzt werden.

Um das nötige Wissen zur Beurteilung eines Antriebskonzeptes zu bekommen wird folgend, zumindest betreffend der Grundlagen auf die alternativen Antriebskonzepte und Maschinen eingegangen.

Die elektrischen Maschinen zeigen unterschiedliches Verhalten und haben spezifische Kennlinien. Vereinfachend unterscheidet man in der Antriebstechnik drei Arten von charakteristischen Maschinenkennlinien:

- die starre Kennlinie, wie bei der Synchronmaschine und dem Schrittmotor,
- die harte Kennlinie, wie bei der Gleichstrommaschine mit konstanter Erregung oder der Asynchronmaschine zwischen Leerlauf und Nennpunkt und
- die weiche Kennlinie, wie bei der Gleichstrommaschine im Feldstellbereich oder bei Maschinen mit Reihenschlußerregung. Bild 13.1 zeigt die charakteristischen Kennlinien. Die besonderen Kennlinien der einzelnen Maschinen und deren Beeinflussung durch das Stellglied Stromrichter werden später betrachtet.



ID: ./images/maschinenkennlinien.png

Abbildung 13.1: Grundtypen der Kennlinien elektrischer Maschinen

- a) Synchrones Verhalten: starr Synchronmaschine, Maschine mit Regelung
 - b) Nebenschlußverhalten: hart, kaum nachgebend Gleichstromnebenschluß- und Asynchronmaschine
 - c) Reihenschlußverhalten: weich Reihenschlußmaschine
- (Quelle:[1])

13.1 Grundtypen der Lastkennlinien von Arbeitsmaschinen

ID: at-arbeitsmaschinen-momentenverlauf.tex

Nehmen die Belastungsmaschinen Energie über die Welle auf, so wirken sie als reine passive Last auf den Elektromotor zurück. Neben diesen hauptsächlichsten Betriebsfällen treten vereinzelt jedoch Fälle auf, bei denen die Energierichtung zeitweise umgekehrt verläuft. Dann wirkt auch die Arbeitsmaschine als aktives Element und speist (oft nennenswert) Energie über die Welle zur elektrischen Maschine zurück. Charakteristische Beispiele hierfür sind Hebezeugantriebe beim Absenken der Last oder Antriebe mit (großen) Schwungmassen, z. B. Zentrifugen, beim Abbremsen. In diesen Fällen zeigt sich ein Vorteil des Elektroantriebs: die elektrische Maschine kann Nutzbremsen, d.h. im Generatorbetrieb die Energie ins Netz zurückspeisen, wenn die Einrichtungen dazu ausgelegt sind.

Betrachtet man den Verlauf des Lastdrehmoments, so treten in der Praxis eine Vielzahl von möglichen Betriebsfällen mit einer Fülle von verschiedenen Verläufen des Drehmoments auf. Eingrenzend lassen sich jedoch vier typische Drehmomentverläufe angeben, die die Haupteinsatzfälle abdecken. Es ergeben sich Verläufe

- hyperbolisch mit der Winkelgeschwindigkeit fallendem Drehmoment ($M_L \sim 1/\omega$) wie bei Wicklern,
- konstantem, von der Winkelgeschwindigkeit unabhängigem Drehmoment ($M_L = \text{konstant}$), wie bei Hebezeugen,
- linear mit der Winkelgeschwindigkeit steigendem Drehmoment ($M_L \sim \omega$), wie bei Kalandern mit viskoser Reibung und
- quadratisch mit der Winkelgeschwindigkeit steigendem Drehmoment ($M_L \sim \omega^2$) wie bei Lüftern.

In Bild 13.2a sind die idealisierten Drehmomentkurven (M) und die zugehörigen Leistungskurven (P) zu sehen. Alle bremsend wirkenden (passiven) Lastdrehmomente haben negative Zahlenwerte; die Kurven verlaufen im II. Quadranten. Nur das Hebezeugmoment kann z.B. im Linkslauf (III. Quadrant) aktive Drehmomente aufbringen.

In der Praxis treten im allgemeinen Mischformen auf, oder es ergeben sich Abweichungen von dem idealisierten Verlauf, z.B. im Bereich kleiner Drehzahlen durch Losbrechmomente usw.

Eine andere Abhängigkeit des Drehmomentes ist bei Kolbenpumpen, Pressen oder Verpackungsmaschinen gegeben. Hier hängt das Lastmoment der Maschine ($M_L = f(\varphi)$) vom Verdrehungswinkel - meist periodisch - ab (Bild 13.2b)

Bei Kränen, Förderanlagen oder Fahrzeugen ist das Lastmoment ($M_L = f(t, s)$) von der Zeit oder vom Weg abhängig (Bild 13.2c). In der Praxis kommt es auch hier durch Losbrechmomente oder variable Reibmomente zu Abweichungen vom dargestellten idealisierten Verlauf.

13.2 Stabiler Betriebspunkt eines Antriebssystems

ID: at-stabiler-betriebspunkt.tex

Im stationären Betrieb läuft ein Antrieb mit konstanter Winkelgeschwindigkeit ω_{st} , und es herrscht Gleichgewicht zwischen dem treibenden (positiver Zahlenwert) Drehmoment der elektrischen Maschine (M_M) und dem (negativer Zahlenwert) Belastungsmoment (M_L) der Arbeitsmaschine, die vorzeichenrichtig gebildete Summe der Drehmomente ist 0:

$M_M + M_L = 0$; die zeitliche Änderung der Winkelgeschwindigkeit $\frac{d\omega}{dt}$ ebenfalls.

Jede (kleine) Änderung des Lastmomentes (ΔM_L) an der Maschinenwelle ruft automatisch auch eine Änderung der Winkelgeschwindigkeit ($\Delta\omega$) und damit des Drehmoments bei der elektrischen Maschine hervor; der Antrieb soll danach im neuen Arbeitspunkt - mit geändertem Drehmoment und mit neuer Winkelgeschwindigkeit - stabil weiterarbeiten. Im folgenden wird kurz am Beispiel eines Hubantriebs (Bild 13.3a) - mit der Methode der kleinen Änderungen (Δ) - untersucht, unter welchen Bedingungen ein Antrieb dieses erforderliche stabile Verhalten zeigt.

Dazu betrachtet man den Kennlinienverlauf in der $\omega - M$ -Ebene, in Bild 13.3b sind die Kennlinien einer Drehstrom-Asynchronmaschine (DAM) und eines Hubwerkes (H) eingetragen. Die gespiegelte Lastkennlinie ($-H'$) liefert die beiden möglichen stationären Betriebspunkte A und B, für die die Drehmomentensumme verschwindet ($M_M + M_L = 0$).

Zur Stabilitätsuntersuchung konstruiert man die resultierende Drehmomentenkennlinie (rK) indem man für jede Winkelgeschwindigkeit die Momentensumme bildet. Die resultierende Kennlinie schneidet die ω Achse bei A^* und B^* .

Nun betrachtet man den Betriebspunkt A^* (Ausschnitt in Bild 13.3b) der resultierenden Kennlinie. Der Antrieb arbeitet dort stabil, da bei einer durch eine Störung hervorgerufenen geringfügigen Erhöhung der Winkelgeschwindigkeit ($\Delta\omega$) ein negatives, bei einer Verringerung ein positives resultierendes Drehmoment (ΔM) auftritt, das den Antrieb bei Wegfall der Störung auf den alten Arbeitspunkt A^* hin beschleunigt (Methode der kleinen Momentenänderung). Allgemein gilt für einen stabilen Arbeitspunkt:

- Die Summe der stationären Drehmomente muss 0 und
- die Neigung der resultierenden Drehmomenten-Kennlinie muss kleiner Null sein.

Formelmäßig erhält man die Bedingungen zu:

$$M_M + M_L = 0 \quad (13.1)$$

und

$$\frac{\Delta M_M}{\Delta\omega} + \frac{\Delta M_L}{\Delta\omega} = \frac{\Delta M_{res}}{\Delta\omega} < 0 \quad (13.2)$$

Für den anderen möglichen Arbeitspunkt B^* ist wohl die erste, jedoch nicht die notwendige zweite Bedingung erfüllt. Bei einer Abweichung vom Punkt B^* beschleunigen die Momente den Antrieb so, dass er vom Punkt wegläuft. B^* ist ein instabiler (labiler) Arbeitspunkt. Mit Hilfe der Regelungstechnik kann ein Antrieb allerdings auch an solchen Punkten stabil arbeiten.

Typ	Abhängigkeit	Momentenverlauf	Beispiele
a	$M_L = \frac{k}{\omega}$ $P_L = \text{konst.}$		Winden Aufwickelmaschinen Werkzeugmaschinen Rundschalmaschinen
b	$M_L = \text{konst.}$ $P_L = k \cdot \omega$	Hebezeug passiv aktiv 	Kolbenpumpen Walzwerke Werkzeugmaschinen
c	$M_L = k \cdot \omega$ $P_L = k \cdot \omega^2$		El. Generator mit R-Last Viskosedämpfung Kalander
d	$M_L = k \cdot \omega^2$ $P_L = k \cdot \omega^3$		Lüfter, Luftreibung Zentrifugalpumpen Fördereinrichtungen Fahrzeuge mit Luftreibung

a)

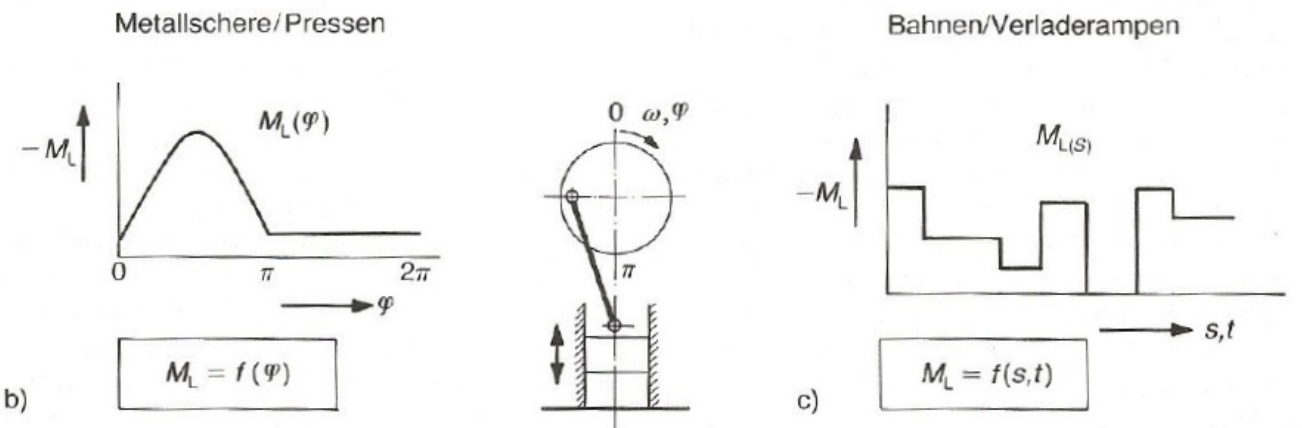
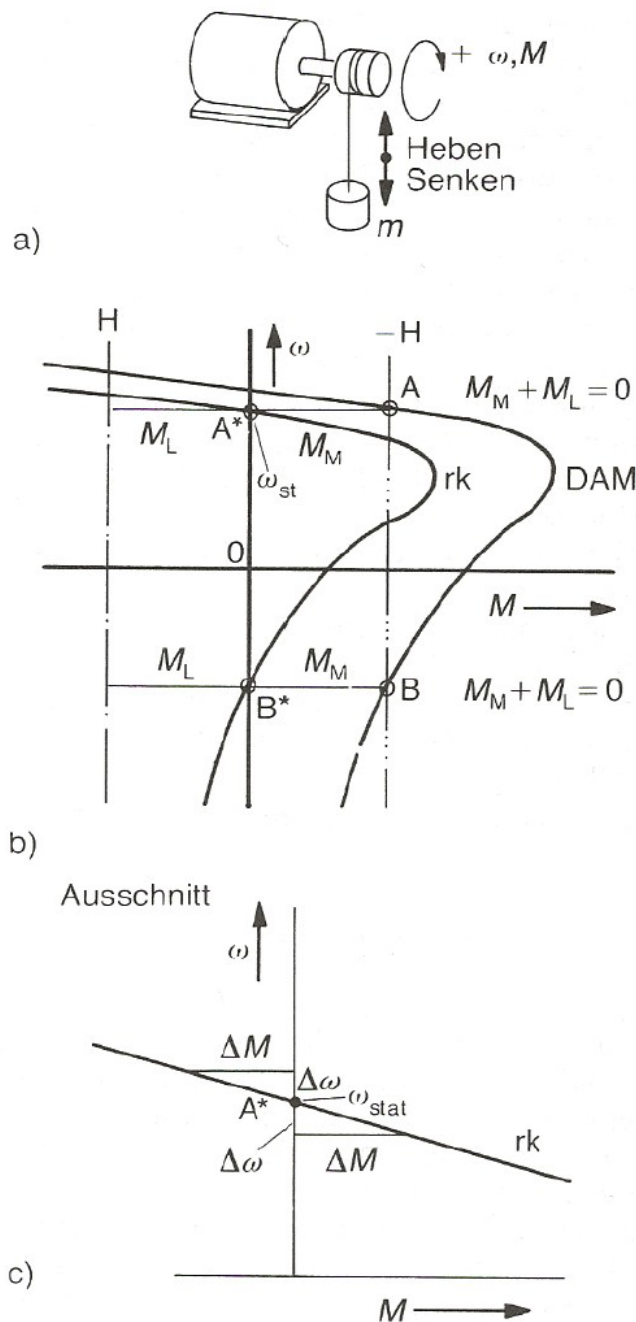


Abbildung 13.2: Grundtypen der Arbeitsmaschinen-Kennlinien a) **Abhängig von der Winkelgeschwindigkeit**
 a Wickler-Kennlinie $M_L \sim 1/\omega$
 b Hebezeug-Kennlinie $M_L \sim \text{konstant}$
 c Kalander-Kennlinie $M_L \sim \omega$
 d Lüfter/Pumpen-Kennlinie $M_L \sim \omega^2$
 b) **Abhängig vom Winkel φ** Presse/Schere
 c) **Abhängig von Weg s und Zeit t** Förderanlage/Fahrzeug
 (Quelle:[1])



ID: ./images/stabilitaet-betriebspunkt.png

Abbildung 13.3: Ermittlung der Stabilität eines Betriebspunkts

a) Schema eines Hubantriebs mit Zählrichtungsangabe

b) Betriebskennlinien eines Antriebs mit resultierender Kennlinie (rK) zur Bestimmung der Stabilität der möglichen Arbeitspunkte A und B

c) Ausschnitt zum Arbeitspunkt A^* DAM: Kennlinie der Drehstrom-Asynchronmaschine (M_M)

H: Lastkennlinie, hier Hubwerkskennlinie (M_L) $-\overline{H}$: gespiegelte Lastkennlinie zur Bestimmung der Schnittpunkte

rK : resultierende Momenten-Kennlinie

A: stabiler Arbeitspunkt (A^*)

B: instabiler (labiler) Arbeitspunkt (B^*)

(Quelle:[1])

14 Erwärmung

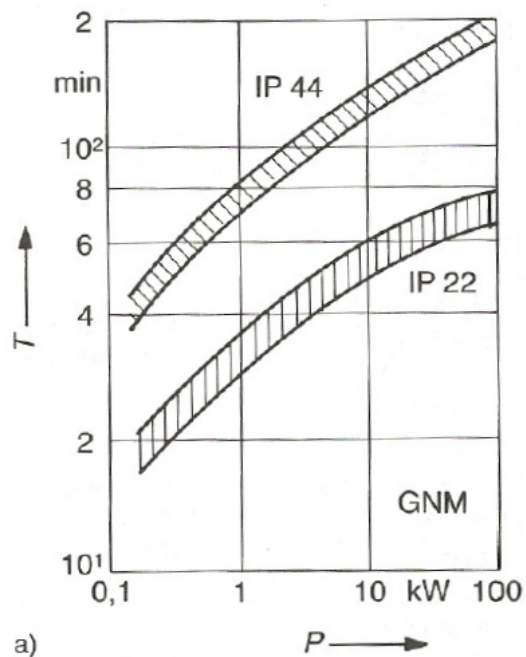
14.1 Abschätzung der thermischen Zeitkonstante

ID: at-abschaetzung-thern-zeitkonst.tex

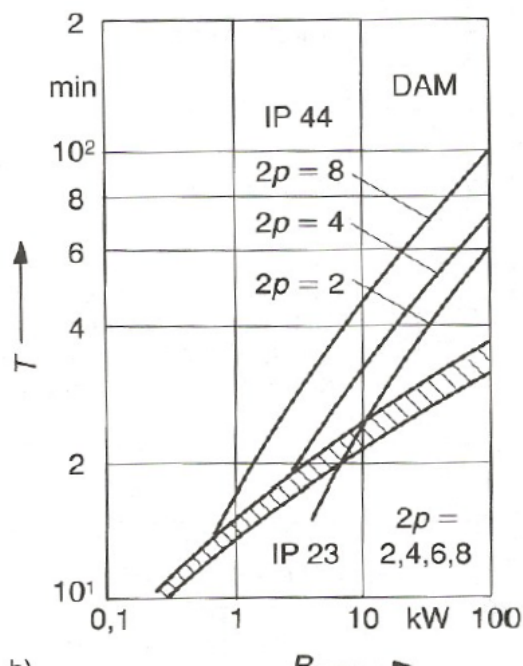
Eine kurze Rechnung liefert eine Abschätzung der thermischen Zeitkonstante aus der Leistungsangabe (P_N), dem Wirkungsgrad (η), der Isolationsklasse ($\Delta\vartheta_{zul}$), der Maschinenmasse (m) und der spezifischen Wärmekapazität c zu:

$$T = \frac{c \cdot m}{\alpha \cdot A} - \frac{c \cdot m}{P_N \cdot (1 - \eta) / \eta} \Delta\vartheta_{end} \quad (14.1)$$

Daraus erhält man für einen 11-kW -Motor bei $\eta = 88\%$, Isolationsklasse B(80K), mit 116kg Masse und einer mittleren spezifischen Wärmekapazität (Cu, Fe) von 445 W s / kg K eine Zeitkonstante T von 46 Minuten. Dieser Wert liefert einen Hinweis auf die Größenordnung der Zeitkonstanten und somit einen Anhaltspunkt bei thermischen Fragestellungen. Für verschiedene Maschinenarten und -Ausführungen liefert Bild 14.1 weitere Anhaltswerte.



a)



ID: ./images/therm-zeitkonstanten.png

Abbildung 14.1: Anhaltswerte für thermische Zeitkonstanten von Gleichstrommaschinen (a) und Drehstrommaschinen (b)
(Quelle:[1])

15 Kühlung

ID: at-kuehlung.tex

Bei der Kühlung elektrischer Maschinen unterscheidet man nach

- dem Zustandekommen und
- der Wirkungsweise

der Kühlung. Bei Selbstkühlung wird die Maschine ohne Verwendung eines Lüfters durch Luftbewegung und Strahlung gekühlt. Bei Eigenkühlung wird die Luft durch einen am Läufer angebrachten Lüfter bewegt und bei Fremdkühlung wird die Maschine durch einen Lüfter gekühlt, der nicht von der Welle der Maschine angetrieben wird.

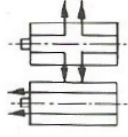
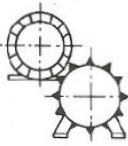
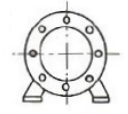

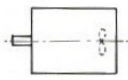
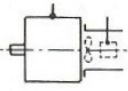
Über die Art der Kühlung gibt die Kennzeichnung Auskunft. Die Kühlarten werden durch zwei Buchstaben und in der vereinfachten Kennzeichnung mit zwei Ziffern beschrieben. Die Angaben beginnen mit den Buchstaben IC (International Cooling). Tabelle 15.1 zeigt die Aufschlüsselung der vorwiegend genutzten Kühlarten.

Bei drehzahlveränderlichen Antrieben wird die Maschine meist durch angebaute Lüfter fremdgekühlt. Somit ist die Wärmeabgabe konstant und unabhängig von der Drehzahl. Bei Maschinen mit Selbstkühlung ist die Zeitkonstante etwa 2 bis 3 mal größer als bei fremd- oder eigengekühlten Maschinen. Auch bei abgeschaltetem Lüfter oder bei eigengekühlten Maschinen im Stillstand verdoppelt sich die Zeitkonstante in etwa.

Anhaltswerte für die notwendige Drehmoment- und Leistungsreduzierung zeigt Bild 15.2 im Prinzip. Oft werden die Wicklungen der Maschinen nach Isolierstoffklasse F erstellt, jedoch nur nach Klasse B ausgenutzt, um Reserven zu haben.

Die Leistungsangaben der Maschinen beziehen sich auf eine Kühlmitteltemperatur von 40°C und eine Aufstellungshöhe bis 1000m über NN. Bei abweichenden Bedingungen muss die Nennleistung u. U. reduziert werden.

Bei allen stoffverarbeitenden oder stoffverändernden Arbeitsmaschinen wird praktisch die gesamte Antriebsleistung in Wärme umgesetzt. Die Wärme muss über die Raumluft aus dem Betriebsraum abgeführt werden. Damit diese Wärmemengen die Raumluft nicht aufheizen, ist für gute Frischluftzufuhr zu sorgen, Zu- und Abluftströme dürfen sich nicht mischen. Der erforderliche Kühlluftstrom kann überschlägig berechnet werden zu:

Erste Kennziffer		
0		Maschine mit freiem Luftein- und -austritt
4		Oberflächengekühlte Maschine (Kühlmittel Umgebungsluft)
5		Maschine mit eingebautem Wärmetauscher (Kühlmittel Umgebungsluft)
Zweite Kennziffer		
0		Selbstkühlung
1		Eigenkühlung
6		Fremdkühlung durch eine an die Maschine angebaute Belüftungseinrichtung Antrieb nicht von der Maschine abhängig

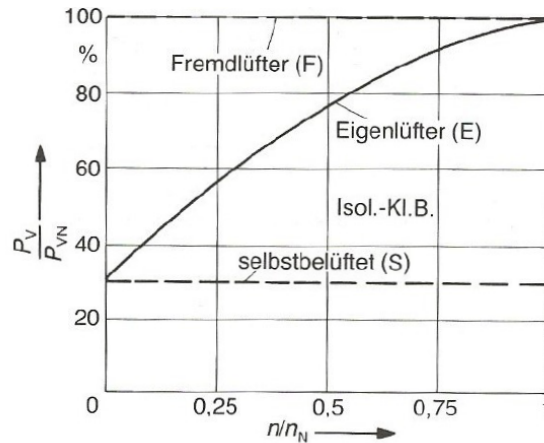
ID: ./images/kuehlarten.png

Abbildung 15.1: Kühlarten elektrischer Maschinen (Auswahl)
(Quelle:[1])

$$V_L = \frac{P_V}{c_p \cdot \varrho \cdot \Delta\vartheta} \quad (15.1)$$

mit der gesamten Verlustleistung P_V , der spezifischen Wärmekapazität des Kühlmittels c_p der Kühlmitteldichte ϱ und der Differenz $\Delta\vartheta$ zwischen der Lufteintritts- und zulässigen Raumtemperatur.

Die Abfuhr von 1 kW Verlustleistung erfordert mit der volumenbezogenen Wärmekapazität $c_p \cdot \varrho = 1,21 \text{ kWs/m}^3\text{K}$ etwa 150 m^3 Kühlluft in einer Stunde. Dies gilt z.B. für eine oberflächengekühlte 4polige 11-kW-Drehstromasynchronmaschine.



ID: ./images/abfuhrbare-verluste.png

Abbildung 15.2: Abführbare Verluste bei elektrischen Maschinen (mit Isolationsklasse B) abhängig von der Kühlart
(Quelle:[1])

15.1 Zeitkonstanten

ID: at-zeitkonstanten.tex

In der Antriebstechnik können bei Überschlagsrechnungen und Abschätzungen von Einflüssen Zeitkonstanten eine wichtige Rolle spielen. Es treten entsprechend der unterschiedlichen Vorgänge verschiedene Zeitkonstanten auf:

- elektromagnetische,
- mechanische und
- thermische.

In den folgenden Bereichangaben sind die Zahlenwertbereiche der Zeitkonstanten für elektrische Maschinen grob dargestellt:

$$T_{\text{elektrisch}} - 1\text{ms bis } 100(1000)\text{ms} \quad (15.2)$$

$$T_{\text{mechanisch}} - (1)10\text{ms bis } 10\text{s} \quad (15.3)$$

$$T_{\text{thermisch}} - 1\text{ min bis } 120\text{min} \quad (15.4)$$

Ganz andere Zeitkonstanten ergeben sich bei Leistungshalbleitern in Stromrichtern. Dort liegen die thermischen Zeitkonstanten wegen der geringen Masse der Bauelemente im ms-Bereich! Halbleiterbauelemente sind folglich kaum thermisch überlastbar.

Oft kann man sich bei der Betrachtung eines Problems auf einen Vorgang konzentrieren und darf bei der Untersuchung die anderen Erscheinungen ausklammern, weil

davon keine Einflüsse zu erwarten sind. Erfolgt ein Hochlauf eines Maschinensatzes z.B. in 10s so sind die elektromagnetischen Schaltvorgänge längst im "stationären Zustands, wogegen die thermischen Vorgänge praktisch noch gar nicht zu wirken angefangen haben. Allgemein kann man feststellen:

Bei Übergangsvorgängen brauchen nur die Einflüsse beachtet zu werden, deren Zeitkonstanten in der gleichen Größenordnung liegen, wenn die Zeitkonstanten der anderen Einflußgrößen um gut eine Größenordnung darüber oder darunter liegen, kann man sie mindestens in erster Näherung vernachlässigen.

16 Betriebsarten

ID: at-betriebsarten.tex

Verschiedene Arbeitsverfahren und verschiedene Arten von Arbeitsmaschinen belasten die antreibende elektrische Maschine auch unterschiedlich; die Anzahl der möglichen Betriebsarten ist unbegrenzt. Die VDE-Bestimmungen ordnen diese Vielfalt von verschiedenen Belastungen in ein System von neun Nennbetriebsarten – S1 bis S9 – ein, in Bild 16.1 sind die Arten zusammengestellt.

Eine richtige Auswahl und Bemessung von Antrieben wird mit Rücksicht auf die Erwärmung der Maschinen durch Einordnen in eine der folgenden Betriebsarten ermöglicht:

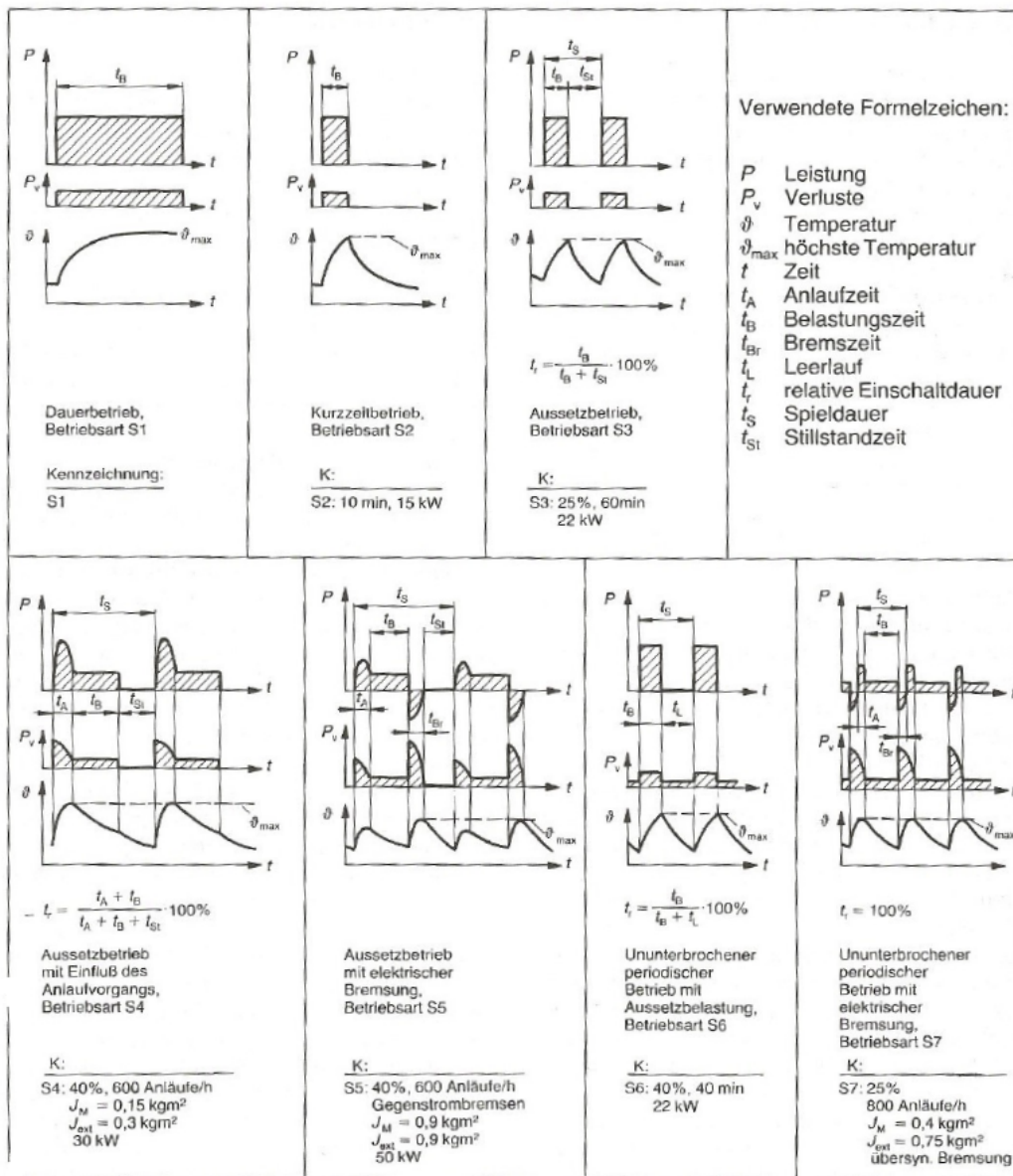
S1: Dauerbetrieb mit konstantem Belastungszustand, dessen Dauer ausreicht, den thermischen Beharrungszustand zu erreichen (Betriebsdauer t_B größer als drei thermische Zeitkonstanten T)

S2: Kurzzeitbetrieb mit konstanter Belastung, der aber nicht so lange dauert, dass der thermische Beharrungszustand erreicht wird (t_B klein gegen T). Die nachfolgende Pause, dauert so lange, bis die Maschinentemperatur nicht mehr als 2 K von der Temperatur des Kühlmittels abweicht (Pause größer $3 \cdot T$).

S3: Aussetzbetrieb ohne Einfluss des Anlaufvorgangs, der sich aus einer Folge gleichartiger Spiele zusammensetzt, von denen jedes eine Zeit mit konstanter Belastung und einer Pause umfasst, wobei der Anlaufstrom die Erwärmung kaum beeinflusst (t_A sehr klein gegen T) **S4: Aussetzbetrieb mit Einfluss des Anlaufvorgangs**, der sich aus einer Folge gleichartiger Spiele zusammensetzt, von denen jedes eine merkliche Anlaufzeit, eine Zeit mit konstanter Belastung und einer Pause umfasst. **S5: Aussetzbetrieb mit Einfluss des Anlaufvorgangs und der elektrischen Bremsung**, der sich aus einer Folge gleichartiger Spiele zusammensetzt, von denen jedes eine merkliche Anlaufzeit, eine Zeit mit konstanter Belastung, eine Zeit schneller elektrischer Bremsung und einer Pause umfasst.

S6: Durchlaufbetrieb mit Aussetzbelastung, der sich aus einer Folge gleichartiger Spiele zusammensetzt, von denen jedes eine Zeit mit konstanter Belastung und eine Leerlaufzeit umfasst. Es tritt keine Pause auf.

S 7: Ununterbrochener Betrieb mit Anlauf und elektrischer Bremsung, der sich aus einer Folge gleichartiger Spiele zusammensetzt, von denen jedes eine merkliche



ID: ./images/betriebsarten.png

Abbildung 16.1: Betriebsarten elektrischer Maschinen (Auswahl)
(Quelle:[1])

Anlaufzeit, eine Zeit mit konstanter Belastung und eine Zeit mit schneller elektrischer Bremsung umfasst. Es tritt keine Pause auf.

S8: Ununterbrochener Betrieb mit periodischer Drehzahländerung, der sich aus einer Folge gleichartiger Spiele zusammensetzt; jedes dieser Spiele umfasst eine Zeit mit konstanter Belastung und bestimmter Drehzahl, anschließend eine oder mehrere Zeiten mit anderer Belastung, denen unterschiedliche Drehzahlen entsprechen.

S9: Ununterbrochener Betrieb mit nichtperiodischer Last-oder Drehzahländerung, bei dem sich i. a. Belastung und Drehzahl innerhalb des zulässigen Betriebsbereichs nichtperiodisch ändern. Bei diesem Betrieb treten häufig Belastungsspitzen auf, die weit über der Nennleistung liegen können.

In der Praxis treten die oben beschriebenen idealen Belastungsfälle außer bei Dauerbetrieb S1 kaum auf. Ein erheblicher Teil der Maschinen wird jedoch mit einer vom Dauerbetrieb abweichenden Betriebsart gefahren. Da die hierbei zu erzielende Leistungsausbeute von der Dauerbetriebsleistung erheblich abweichen kann, benötigt man zum Projektieren eine genaue Beschreibung der Betriebsart. Für den realen Lastfall kann man eine Nennbetriebsart immer so auswählen, dass sie der zeitlichen Belastung der Maschine am besten entspricht.

Bei genauer Betrachtung der Betriebsarten S2 bis S9 ist erkennbar, dass sie in zwei Gruppen unterteilt werden können:

- Betriebsarten, die gegenüber dem Dauerbetrieb S1 eine Leistungserhöhung zulassen: S2, S3 und S6
- sowie
- Betriebsarten, die gegenüber S1-Betrieb eine Leistungsreduzierung erfordern: S4, S5, S7 bis S9.

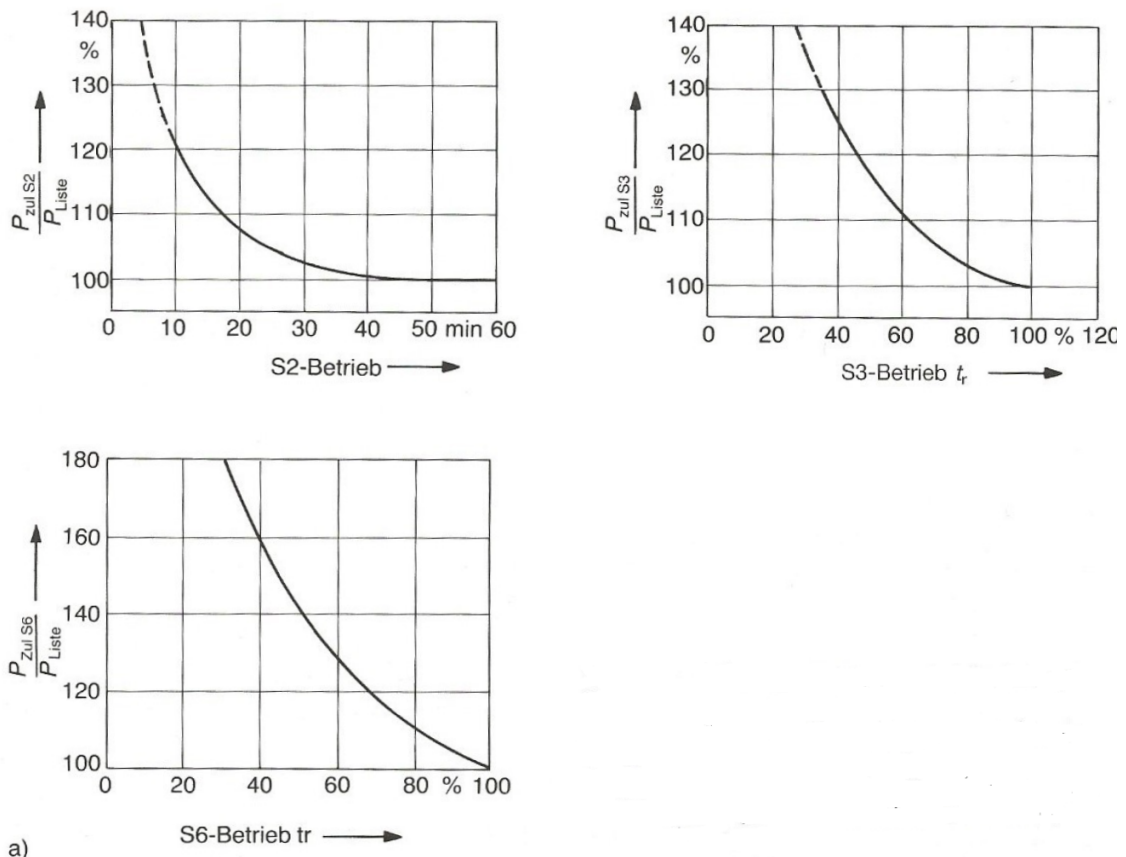
16.1 Leistungssteigernde Betriebsarten

ID: at-betriebsarten-leistungssteigerung.tex

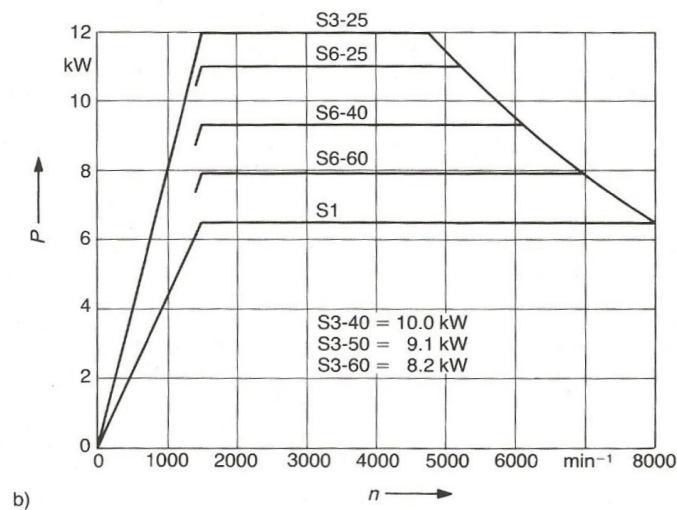
Die in den Maschinentabellen der Hersteller genannten Leistungen gelten jeweils ohne ausdrücklichen Hinweis für Dauerbetrieb S1. Da elektrische Maschinen überlastbar sind, kann diese Mehrleistung kurzzeitig genutzt werden, ohne die zulässigen Temperaturgrenzwerte zu überschreiten. Die Maschine mit kurzzeitiger Belastung, t_B klein gegen T , erwärmt sich anders, als unter Dauerlast. Sie kann deshalb produktspezifisch höher als mit der angegebenen Listenleistung (S1) ausgenutzt werden. Dadurch ergeben sich für S2-, S3- und S6-Betrieb Leistungssteigerungen;

Bild 16.2 liefert dafür Anhaltswerte; genaue Angaben sind jedoch nur für einen bestimmten Maschinentyp (herstellerabhängig) möglich.

In 16.3 sind die Auswirkungen der Leistungssteigerung bei kurzer Belastung am Kennlinienfeld eines Hauptspindelmotors zu sehen. Die höhere Ausnutzung findet u. U. mechanische oder elektrische Grenzen, z.B. durch die Materialfestigkeit des Läufers oder durch die Kommutierungsgrenzkurve bei Gleichstrommaschinen.



a) ID: ./images/leistungssteigerung1.png
 Abbildung 16.2: Leistungssteigerung bei elektrischen Maschinen bei S2-, S3- und S6-Betrieb, herstellerabhängig (LLOYD-DYNAMO, WINKELMANN)
 (Quelle:[1])



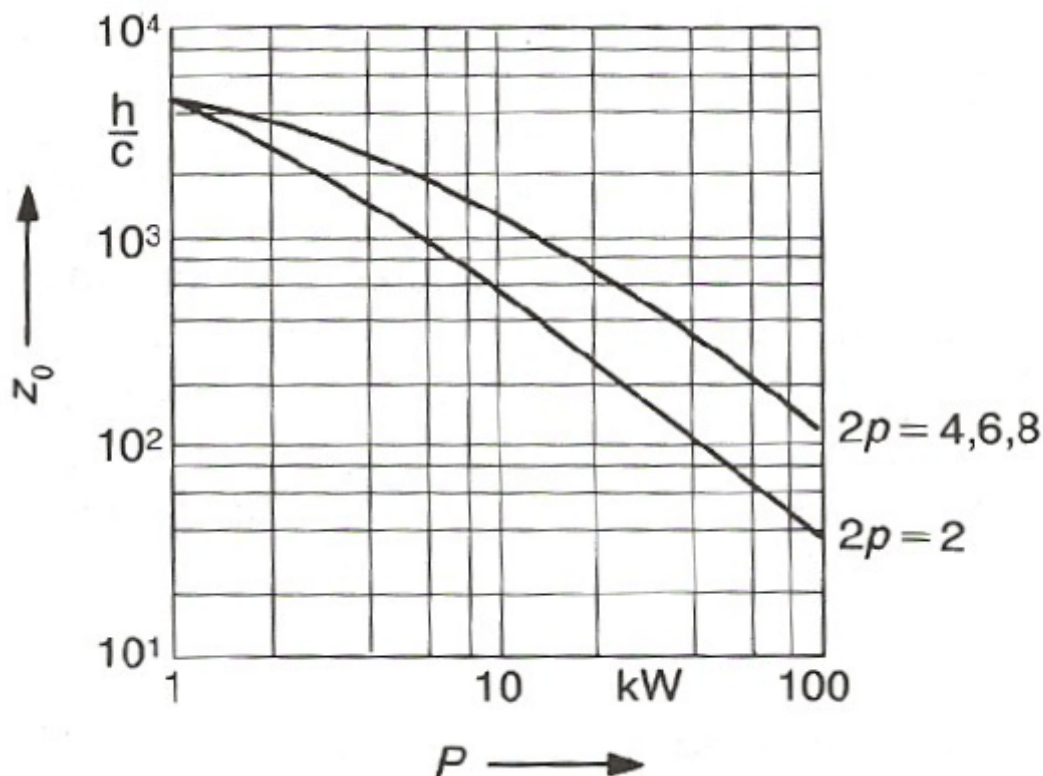
b) ID: ./images/leistungssteigerung2.png
 Abbildung 16.3: Leistungssteigerung bei elektrischen Maschinen Kennlinienfeld eines Hauptspindelantriebs mit Leistungsangaben für verschiedene Betriebsarten (SIEMENS)
 (Quelle:[1])

16.2 Leistungsreduzierende Betriebsarten

ID: at-betriebsarten-leistungsreduktion.tex

Zur Charakterisierung der Maschinenleistung bei den Betriebsarten S_4, S_5, S_7 und S_8 wird von der Leerschalthäufigkeit z_0 ausgegangen. Die geringere Schalthäufigkeit z_{Betrieb} kann über Reduktionsfaktoren wie Trägheitsfaktor, Gegenmomentfaktor und Lastfaktor ermittelt werden.

Als Leerschalthäufigkeit z_0 - gemessen in Umschaltungen pro Stunde - bezeichnet man diejenige Schalthäufigkeit, bei der die gleiche (zulässige) Erwärmung der Maschine wie bei S1-Betrieb erreicht wird. Dabei geht man davon aus, dass die leerlaufende Maschine nur mit dem Eigenmassenträgheitsmoment I_M ohne äußere Zusatzschwungmasse J_{Zustatz} im Durchlaufbetrieb umgeschaltet wird. Einen Anhaltswert für die Größe liefert Bild ?? für Drehstrom-Asynchronmaschinen.



ID: ./images/leerschalthaeufigkeit.png

Abbildung 16.4: Leerschalthäufigkeit z_0 bei Drehstrom-Asynchronmaschine (Anhaltswerte)

(Quelle:[1])

Die zulässige Betriebsschalthäufigkeit $z_{\text{Betr}} = z_{\text{zul(ässig)}}$ wird kleiner durch:

- angekoppelte zusätzliche Fremdmassenträgheitsmomente J_{Zus}

- beim Anlauf gegen ein Lastmoment M_L und
- bei Belastung P/P_N während der Arbeitsperiode.

Unter Berücksichtigung dieser drei Faktoren erhält man die mögliche Betriebsschalthäufigkeit zu:

$$z_{zul} = z_o \cdot k_J \cdot k_g \cdot k_L \quad (16.1)$$

mit dem Trägheitsmoment-Faktor $k_J = 1/k_J$ wird auch Trägheitsfaktor FI (Factor of inertia) genannt - für zusätzliche äußere Schwungmassen J_{zus}

$$k_J = \frac{J_M}{J_M + J_{zus}} = \frac{1}{FI} \quad (16.2)$$

dem Gegenmoment-Faktor k_g für Anlauf gegen ein Lastmoment M_L :

$$k_g = 1 - \frac{M_L}{M_M} \quad (16.3)$$

und dem Belastungs-Faktor k_L für die Belastung P :

$$k_L = 1 - \left(\frac{P}{P_N} \right)^2 \quad (16.4)$$

Hierzu sind J_M das Massenträgheitsmoment des Motors, M_M das Motormoment und P_N die Motornennleistung [3.9, 3.10]. Der Gegenmomentfaktor k_g ist nur beim Anlauf zu berücksichtigen; beim Reversieren heben sich die Belastungseinflüsse praktisch auf. In Bild 16.5 sind die Faktoren zusammengestellt.

16.3 Anlaufhäufigkeit

ID: at-anlaufhäufigkeit.tex

Bei Aussetzbetrieb mit Einfluss des Anlaufvorgangs (S4) trägt nur der Anlauf zur Erwärmung bei, während z.B. mechanisch gebremst wird. Dort wird die Leerschalthäufigkeit

Schalt- und Betriebsart	Faktor	Betriebsschaltheufigkeit z_{Betr}
Anlaufschaltungen	–	$z_{\text{Betr}} = 2,2 \text{ bis } 3,0 \cdot z_0$
Bremsschaltungen mit Gleichstrom	–	$z_{\text{Betr}} = 1,6 \cdot z_0$
Bremsschaltungen durch Gegenstrom	–	$z_{\text{Betr}} = z_0$
Zusätzliche äußere Schwungmassen	$k_J = \frac{J_M}{J_M + J_{\text{Zus}}}$	$z_{\text{Betr}} = k_J \cdot z_0$
Anlauf gegen Lastmoment	$k_g = 1 - \frac{M_L}{M_{\text{in}}}$	$z_{\text{Betr}} = k_g \cdot z_0$
Belastung während der Arbeitsperiode	$k_L = 1 - \left(\frac{P}{P_N}\right)^2$	} $z_{\text{Betr}} = k_L \cdot z_0$
Unterschiedliche Belastung bei Rechts- und Linkslauf	$k_L = \frac{t_R \cdot P_R^2 + t_L \cdot P_L^2}{(t_R + t_L) \cdot P_N^2}$	

ID: ./images/leerschalthaeufigkeit2.png

Abbildung 16.5: Leerschalthäufigkeit z_0 bei Drehstrom- Asynchronmaschine (Anhaltswerte)

(Quelle:[1])

z_0 durch die Anlaufhäufigkeit $z_A = k \cdot z_0$ ersetzt. Dabei reduziert sich der theoretische Wert von $k = 4$ auf den praxisgerechten Wert von etwa $k = 2,5$

Die maximale Schaltheufigkeit z erhält man allgemein zu:

$$z = k_J \cdot k_g \cdot k_L \cdot z_A \quad (16.5)$$

Bild ??— zeigt die leistungsreduzierende Wirkung der Belastung. Wird $k_g > 0,5$, sollte man beim Hersteller rückfragen, ob die Erwärmung beim Anlaufvorgang zulässig ist. Durch Einsatz höherer Isolierstoffklassen kann die Leerschalthäufigkeit z_0 erhöht werden.

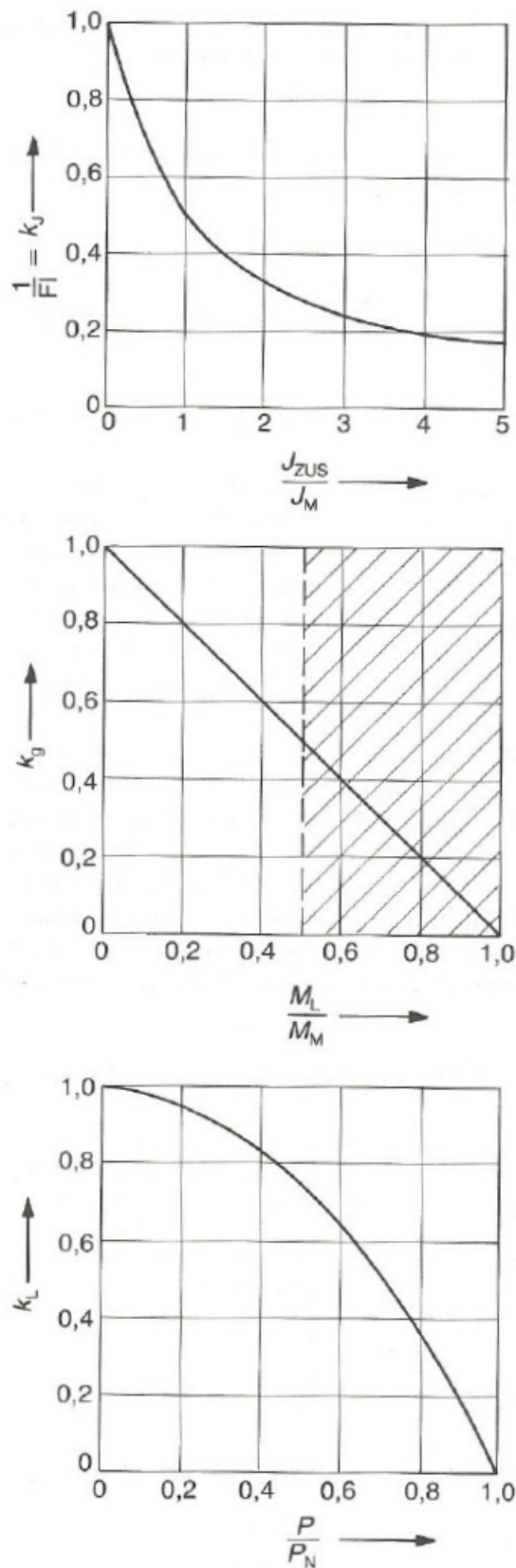


Abbildung 16.6: Leistungs-Reduktion abhängig von den Faktoren k_I , k_g und k_L (Quelle:[1])

ID: ./images/leistungsreduktion.png

17 Äquivalente Belastung (mittlere Belastung)

ID: at-mittlere-belastung.tex

Die Endübertemperatur einer Maschine hängt nach **TODO: Gl. 3.7** von den Verlusten und somit in erster Näherung vom Quadrat des Maschinenstroms ab. Geht man davon aus, dass der für den konkreten Lastfall ermittelte äquivalente Strom gleich - oder kleiner - dem Nennstrom der ausgewählten Maschine ist, so erhält man eine Bemessungsgrundlage für die Auswahl der Maschine bei komplizierten Lastverläufen. Der Betrieb ist thermisch zulässig, wenn die ermittelte äquivalente Belastung der Maschine unter der Nennlast liegt. Bleibt noch zu prüfen, ob die elektrischen Überlastungseigenschaften der Maschine den Betrieb erlauben. Bild ?? — zeigt einen allgemeinen Lastfall, den äquivalenten Strom erhält man allgemein zu:

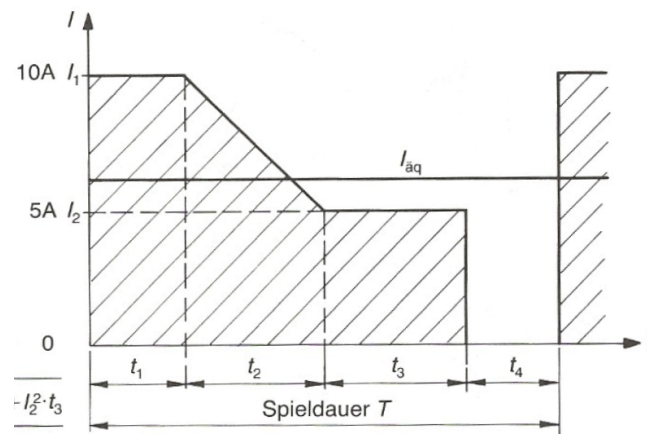
$$I_{\text{äq}} = \sqrt{\frac{I_1^2 \cdot t_1 + I_2^2 \cdot t_2 + \dots + I_v^2 \cdot t_v}{t_1 + t_2 + \dots + t_v}} \quad (17.1)$$

mit den abschnittsweise konstanten Stromwerten I_1, I_2, \dots, I_v und den Teilzeiten t_1, t_2, \dots, t_v . Häufig sind in der Praxis Momenten- oder Leistungsdiagramme gegeben. Daraus lassen sich gleichfalls äquivalente Drehmomente $M_{\text{äq}}$ und äquivalente Leistungen $P_{\text{äq}}$ ermitteln. Dabei geht man beim Drehmoment von Maschinen mit konstantem magnetischen Fluss ($M \sim \Phi \cdot I$) und von konstanter Winkelgeschwindigkeit ω ($P = \omega \cdot M$) aus. Entsprechend Gl.17.1 erhält man das äquivalente Drehmoment zu:

$$M_{\text{äq}} = \sqrt{\frac{M_1^2 \cdot t_1 + M_2^2 \cdot t_2 + \dots + M_v^2 \cdot t_v}{t_1 + t_2 + \dots + t_v}} \quad (17.2)$$

und die äquivalente Leistung zu:

$$l_{\text{äq}} = \sqrt{\frac{l_1 \cdot 2 \cdot t_1 + \frac{1}{3} \cdot (l_1^2 + l_1 \cdot l_2 + l_2^2) \cdot t_2 + l_2^2 \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}} \quad (17.3)$$



ID: ./images/fahrdiagramm.png

Abbildung 17.1: Ermittlung des äquivalenten Stroms aus den abschnittsweise konstanten bzw. sich linear ändernden Stromwerten der Einzelabschnitte für einen gegebenen Lastfall.

(Quelle:[1])

Beispiel:Ermittle I_{aq} entsprechend Bild 17.1 mit folgenden Werten:Mit dem abschnittsweise konstanten Stromwert: $I_1 = 10\text{A}$, $t_1 = 20\text{s}$ dem linear fallenden Stromwert: von I_1 auf I_2 ; $t_2 = 30\text{s}$ und dem abschnittsweise konstanten Stromwert: $I_2 = 5\text{A}$; $t_3 = 30\text{s}$ Sowie der Pausenzeit: $t_4 = 20\text{s}$

$$I_{aq} = \sqrt{\frac{l_1 \cdot 2 \cdot t_1 + \frac{1}{3} \cdot (l_1^2 + l_1 \cdot l_2 + l_2^2) \cdot t_2 + l_2^2 \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}}$$

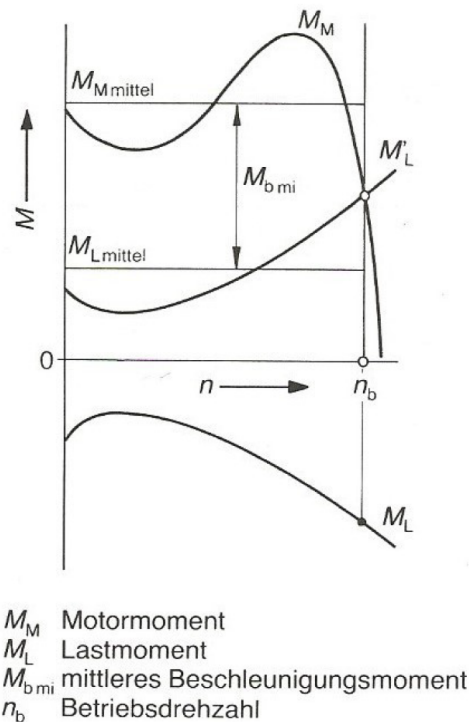
Mit den Zahlenwerten erhält man:

$$I_{aq} = \sqrt{45\text{A}} = 6,7\text{A}$$

18 mechanische Übergangsvorgänge

ID: at-mech-uebergangsvorgaenge.tex

Drehzahlveränderliche Antriebe laufen nur selten längere Zeit mit einer festen Drehzahl. Sie werden oft hochgefahren oder abgebremst, damit der Arbeitsmaschine optimaler Betrieb ermöglicht wird. Zur Beurteilung, ob eine Maschine im Motorbetrieb mit der Arbeitsmaschine hochlaufen, oder im Generatorbetrieb die Arbeitsmaschine abbremsen kann, gehört die Ermittlung der Anlauf- oder Bremszeit. Wegen der üblichen regelungstechnischen Begrenzung der Drehmomente kann hierbei vereinfachend mit konstanten Maschinendrehmomenten gerechnet werden. Mindestens für Überschlagerrechnungen wird man auch die Lastmomente durch mittlere Momente ersetzen (siehe Bild 18.1).



ID: ./images/beschleunigendes-drehmoment.png

Abbildung 18.1: Ermittlung des beschleunigenden Drehmoments $M_{b,mi}$ aus den mittleren Drehmomenten von Motor M_M und Last M_L für den Hochlauf eines Antriebs bis zur Betriebsdrehzahl n_b (t_{Ho} : Hochlaufzeit)
(Quelle:[1])

Aus der Differenz der drehzahlabhängigen Drehmomente erhält man allgemein das beschleunigende Drehmoment $M_b = \text{konstant}$. Die Hochlaufzeit t_{Ho} bis ω_e errechnet sich aus:

$$J \cdot \frac{d\omega}{dt} = \Sigma (M_b(\omega)) = M_M(\omega) + M_L(\omega) \quad (18.1)$$

zu

$$t_{Ho} = \frac{I \cdot \omega_e}{M_b} \quad (18.2)$$

Die Bremszeit t_{Bo} erhält man sinngemäß mit der Winkelgeschwindigkeit zum Anfang ω_a zu:

$$t_B = \frac{I \cdot \omega_a}{M_b}$$

Ist der Verlauf der Arbeitsmaschinenmomente nicht konstant, so ist bei der Berechnung von t_{Ho} und t_B für das □ Kalandermoment ($M \sim \omega$) $M_L = 0,5 \cdot M_N$ und für das □ Lüftermoment ($M \sim \omega^2$) $M_L = 0,33 \cdot M_N$ einzusetzen. Das mittlere Lastmoment bei Wicklern muß man grafisch ermitteln (Bild 18.2)

Anhaltswerte für Leerhochlaufzeiten t_{Ho}

$$t_{Ho} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_b \cdot J}{M_{bmi}} \quad (18.3)$$

von Drehstrom-Asynchronmaschinen zeigt Bild 18.3

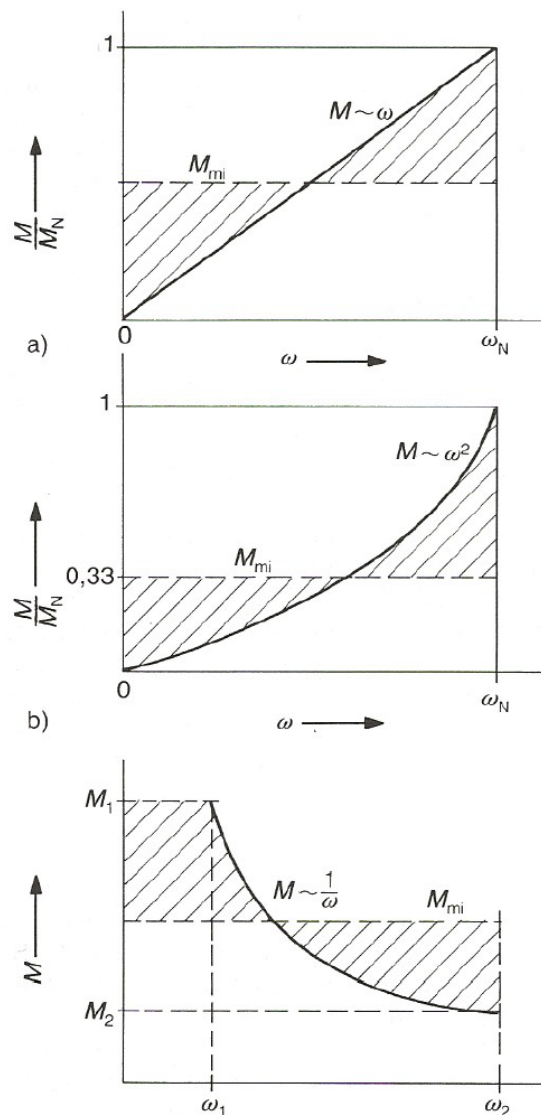
18.1 Getriebeeinfluss

ID: at-getriebeeinfluss.tex

Sind Getriebe dazwischengeschaltet, müssen die Drehmomente und Massenträgheitsmomente zur Berechnung auf die Maschinenwelle reduziert werden. Der Drehmomentbedarf erhöht sich wegen des Getriebewirkungsgrades η_G auf:

$$M_M = \frac{M_L \cdot \omega_L}{\eta_G \cdot \omega_M} \quad (18.4)$$

Richtwerte für die Getriebewirkungsgrade zeigt Bild ??———. Daraus kann man auch entnehmen, dass außer bei Schneckengetrieben der Wirkungsgrad bei Überschlagsrechnungen unberücksichtigt bleiben darf, ohne dass große Fehler zu erwarten sind. Treibt die Arbeitsmaschine, z. B. beim Bremsen, die elektrische Maschine



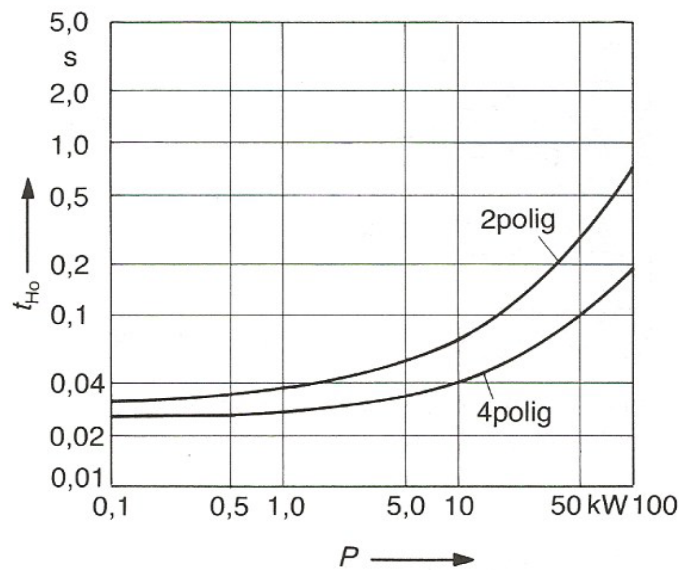
ID: ./images/wirksame-drehmomente.png

Abbildung 18.2: Ermittlung der wirksamen mittleren Drehmomente bei der Kalander- (a), Lüfter- (b) und Wicklercharakteristik (c) (Quelle:[1])

(Generator) an, so ist das treibende Moment an der elektrischen Maschine wegen des Wirkungsgrades des Getriebes kleiner:

$$M_M = \eta_G \cdot M_L$$

Geringste Hochlaufzeiten sind zu erwarten, wenn das Übersetzungsverhältnis $i = n_{\text{Antrieb}} / n_{\text{Abtrieb}}$ optimal zu:

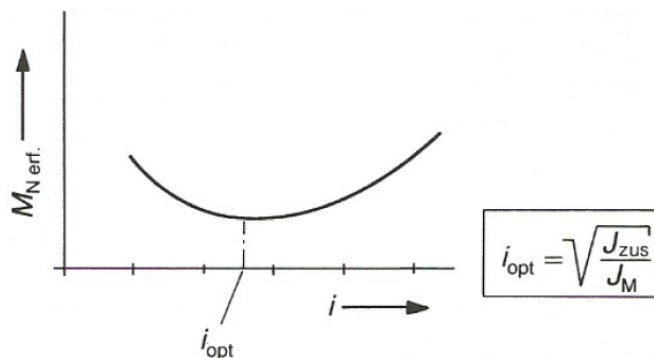


ID: ./images/leerlaufhochlaufdauer.png

Abbildung 18.3: Anhaltswerte für die Leerhochlaufdauer t_{Ho} von Drehstrom-Asynchronmaschinen
 Bei 6poligen Motoren ist die Leeraanlaufzeit etwa gleich der der 4poligen, bei 8poligen Motoren sind die Zeiten etwa $2/3$ so groß.
 (Quelle:[1])

$$i = \sqrt{\frac{I_{Zus}}{I_M}} \tag{18.5}$$

gewählt wird. Das Minimum verläuft allerdings sehr flach, so dass bei kleinen Abweichungen keine großen Fehler gemacht werden (Bild 18.4).



ID: ./images/getriebeuebersetzung1.png

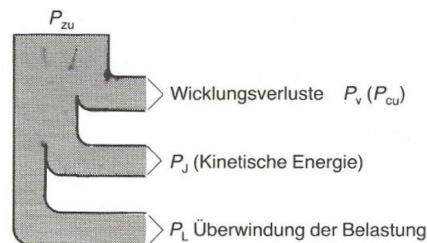
Abbildung 18.4: Verlauf der Getriebeübersetzung $i_{optimal}$ abhängig vom Massenträgheitsmomenten-Verhältnis J_{Zus} / J_M ; $M_{Nerf.}$ ist das erforderl. Moment
 (Quelle:[1])

Manche Antriebe laufen gegen kein oder nur gegen ein sehr geringes (vernachlässigbares) Lastmoment an. Dies sind die Beschleunigungsantriebe, wie z. B. beim Schleifstein oder einer Zentrifuge. Dort spricht man auch von einem Leeranlauf. Dabei entspricht das Maschinendrehmoment voll dem beschleunigenden Moment $M_b = M_M$

19 Energieumsatz

ID: at-energieumsatz.tex

Beim Hochlauf eines Maschinenaggregates wird aus dem Netz Leistung entnommen und der elektrischen Maschine zugeführt. Diese Leistung teilt sich während des Hochlaufs folgendermaßen auf (Bild 19.1):



ID: ./images/leistungsaufteilung.png

Abbildung 19.1: Aufteilung der einem Antrieb zugeführten Leistung (Prinzip)
(Quelle:[1])

- Leistung zur Deckung der (Wicklungs-)Verluste (Reibung usw. wird vernachlässigt, oder zur Belastung addiert),
- Leistung zur Aufladung des Massenträgheitsmomentes (Speicherung als kinetische Energie), die durch das dynamische Moment bestimmt ist $P_I = M_J \cdot \omega$ und
- Leistung zur Überwindung der Belastung $P_L = M_L \cdot \omega$

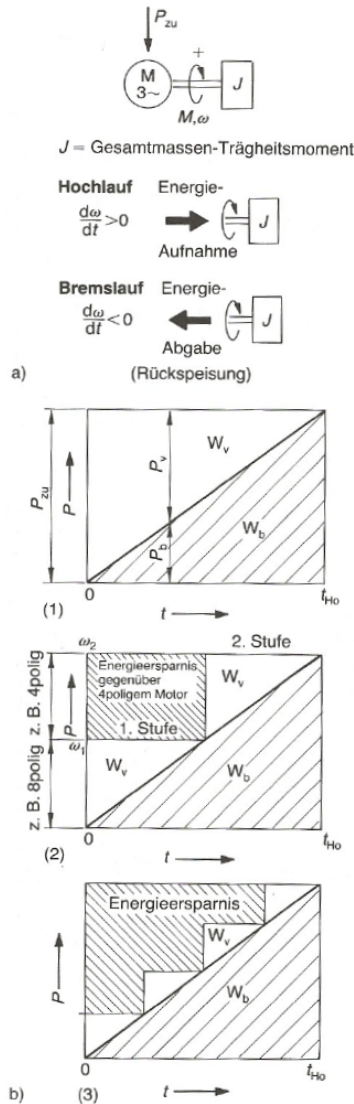
19.1 Leerhochlauf

ID: at-leerhochlauf.tex

Bei einem reinen Leerhochlauf - Beschleunigungshochlauf - ist die Verlustarbeit praktisch so groß wie die Beschleunigungsarbeit. Diese entspricht der am Schluss des Hochlaufs im Trägheitsmoment gespeicherten kinetischen Energie (Bild 19.2). Die kinetische Energie erhält man zu:

$$W_{\text{kin}} = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2 \quad (19.1)$$

Die Verlustarbeit erwärmt die Läuferwicklung der Maschine. Bei reinem Beschleunigungshochlauf ist sie theoretisch unabhängig von Läuferbauart, Beschleunigungsmoment, Drehmomentcharakteristik und Hochlaufzeit.



ID: ./images/leerhochlauf.png

Abbildung 19.2: Energiebetrachtungen beim Leerhochlauf

a) Antriebssystem (Beschleunigungsantrieb) beim Leerhochlauf und Bremslauf

b) Nutz- und Läuferverlustarbeit (W) als Flächen bei konstantem Beschleunigungsmoment beim Anlauf bis t_{Ho} mit einer Drehzahl (1), beim zweistufigen Anlauf (2), z. B. mit polumschaltbarem Motor (8/4 polig), und beim vierstufigen Anlauf (3)

P_{zu} zugeführte Leistung

P_b Beschleunigungsleistung (P_J)

P_v Läuferverlustleistung

(Quelle:[1])

Bild 19.2b zeigt für den Idealfall die Aufteilung von Beschleunigungsarbeit W_b und Verlustarbeit W_v für einen Hochlauf in der Zeit t_{Ho} unter der Annahme konstanten Drehmoments. Dabei ergibt die konstante zugeführte Leistung $P_{zu} = M \cdot \omega$ über der Zeit aufgetragen ein Rechteck. Die Arbeit zur Überwindung der Belastung entfällt.

19.2 gestufter Hochlauf

ID: at-gestuffer-hochlauf.tex

Wird der Hochlauf in Stufen unterteilt, ergibt sich eine Möglichkeit zum Energiesparen durch Herabsetzen der Hochlaufverluste. Für den Hochlauf in zwei Stufen gilt:

1. Stufe: Anlauf bis zur Winkelgeschwindigkeit ω_1 und
2. Stufe: Hochlauf bis zur Endwinkelgeschwindigkeit ω_2 .

Durch Veränderung der zugeführten Leistung, über die Halbierung der Winkelgeschwindigkeit, ändern sich auch die Verluste: die halbe Verlustarbeit wird theoretisch gespart, wie Bild 19.2b(2) zeigt. Ein solcher 2 stufiger Hochlauf lässt sich z.B. durch polumschaltbare Asynchronmaschinen realisieren (klassische Variante!).

19.3 Energieeinsparung

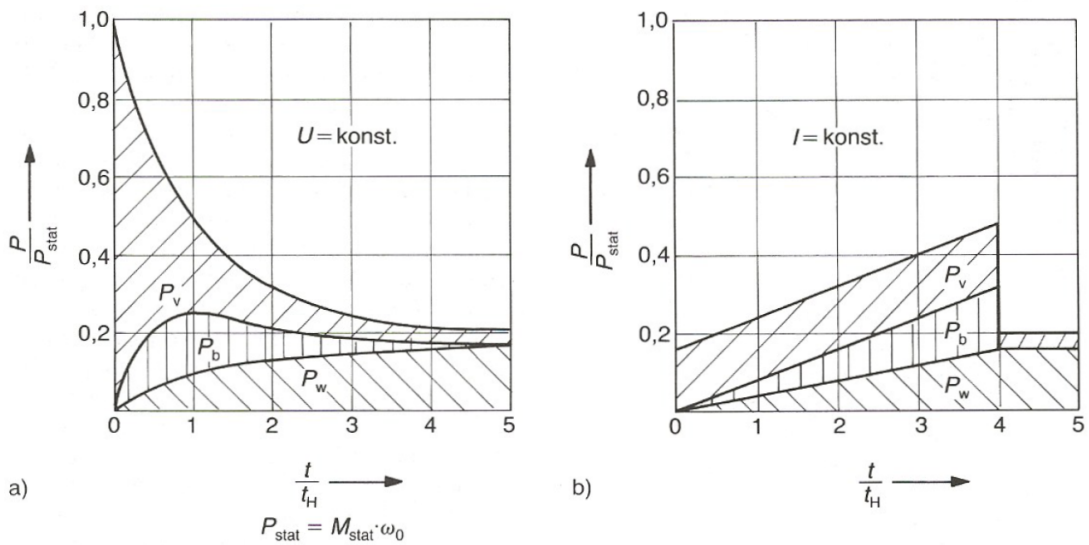
ID: at-energieeinsparung.tex

Durch einen gestuften Hochlauf ergibt sich eine Möglichkeit zum Energiesparen durch Mindern der Hochlaufverluste. Bei stufenweiser Änderung sind die Verluste umgekehrt proportional der Zahl der Stufen m . Im Grenzfall vieler kleiner Stufen m ergibt sich als Grenzwert der geführte Hochlauf, bei dem die Verlustarbeit verschwindet (Bild 19.2b(3)). In der Praxis wird dies bei Gleichstromantrieben durch geführten Hochlauf über die Spannungseinstellung und bei Drehstromantrieben über den geführten Frequenzanlauf erreicht. Natürlich treten bei einem realen Anlauf Verluste, z.B. durch das Reibungsmoment usw., auf.

19.4 Lasthochlauf

ID: at-lasthochlauf.tex

Bei einem Lastanlauf ist zusätzlich noch Energie für die Belastung aufzubringen, wodurch auch die Maschine stärker belastet wird. Bild 19.3 zeigt die Verhältnisse bei einem Anlauf gegen ein Lastmoment im Vergleich zwischen Anlauf mit konstanter Betriebsspannung U und für Konstantstromregelung mit $M_b = \text{konstant}$



ID: ./images/lasthochlauf.png

Abbildung 19.3: Lasthochlauf im Vergleich
 a) an konstanter Betriebsspannung
 b) mit Konstantstrom (stromgeregelt)
 (Quelle:[1])

20 Wachstumsgesetze

ID: at-wachstumsgesetze.tex

Maschinen und mechanische Konstruktionen fallen allgemein sehr verschieden aus. Für den Projektant ist es jedoch interessant zu wissen, wie sich bei unveränderten äußeren Daten die inneren Parameter einer Maschine oder Konstruktion mit der Baugröße ändern. Untersucht man so - unter der Voraussetzung konstanter elektromagnetischer oder mechanischer Beanspruchungen - die Abhängigkeit der Parameter von wachsenden Abmessungen L so erhält man die sogenannten Wachstumsgesetze. Unter der Annahme konstanter Induktion B und konstanter Stromdichte S ergeben sich die in Bild ?? aufgeführten Ausdrücke. Man erkennt dort z. B., dass der Wirkungsgrad η mit der Maschinengröße wächst, ebenso wie das Massenträgheitsmoment I und die Leerhochlaufzeit t_{Ho} . Da die Verluste stärker steigen als die kühlende Oberfläche, sieht man, dass größere Maschinen stärker gekühlt werden müssen usw. Wenngleich die Ergebnisse nicht auf alle Daten direkt passen, liefern sie in der Tendenz richtige Werte, wie z. B. die Kurven der Bilder 18.3 zeigen. Mit den in diesem Kapitel gegebenen Berechnungsmöglichkeiten lassen sich nahezu alle anfallenden Antriebsaufgaben im betrachteten Leistungsbereich lösen.

Leistung:	$P = U \cdot I$ $I \sim S \sim L^2$ $U: \Phi = B \cdot A \sim L^2$ } L^4 $L \sim \sqrt[4]{P}$
Drehmoment:	$M = k \cdot \Phi \cdot I \sim L^4$
Verluste:	$P_v = R \cdot I^2$ $I \sim L^2$ $R \sim 1/L$ } $L^4/L \sim L^3$
Wirkungsgrad:	$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} = \frac{P_{zu} - P_v}{P_{zu}} = 1 - \frac{P_v}{P_{zu}} = 1 - \frac{1}{L}$
Oberfläche: Wärmeabgabe	$A = L \cdot L \sim L^2$
Endtemperatur:	$\vartheta = \frac{P_v}{\alpha \cdot A} \sim \frac{L^3}{L^2} \sim L$ A : Fläche α : Wärmeabgabekoeffizient
Gewicht/Preis:	$\sim L^3$
Masse:	$m \sim L^3$
Massenträgheitsmoment:	$J = \int r^2 \cdot dm \sim L^2 \cdot L^3 \sim L^5$
Federzahl:	$D \sim L \cdot \frac{E \cdot A}{l}$
Drehfederzahl:	$D' \sim L^3$
Eigenfrequenz:	$f \sim 1/L \sim \sqrt{\frac{D}{J}} = \sqrt{\frac{D}{m}}$
Hochlaufzeit:	$t_{Ho} \sim L \sim \frac{J}{M}$
rel. Magnetisierungsblindleistung:	$rQ \sim 1/L$

ID: ./images/wachstumsgesetze.png

Abbildung 20.1: Wachstumsgesetze
(Quelle:[1])

Literaturverzeichnis

- [1] Joachim Böcker. Elektrische Antriebstechnik, 2018. [Online; Zugriff: 22.April 2020].
- [2] Peter F.Brosch. *Moderne Stromrichterantriebe*. Vogel Fachbuch, Kamprath-Reihe, 1 edition, 1989.

Generierdatum: 25. April 2020