

Inhalte

Vorlesung Triebfahrzeugtechnik (Antriebskonfigurationen)

7. Leistungsauslegung von Triebfahrzeugen
8. Dieselmotor und andere Verbrennungskraftmaschinen

9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3 Hydrodynamische Leistungsübertragung

10. Hilfs- und Nebenbetriebe
11. Leittechnik (Überblick)
12. Fallstudien unkonventionelle Triebfahrzeuge

9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.0 Aufbau hydrodynamischer Leistungsübertragungen

*oder:

Strömungs- bzw.
Turbo- bzw.
Föttingergetriebe

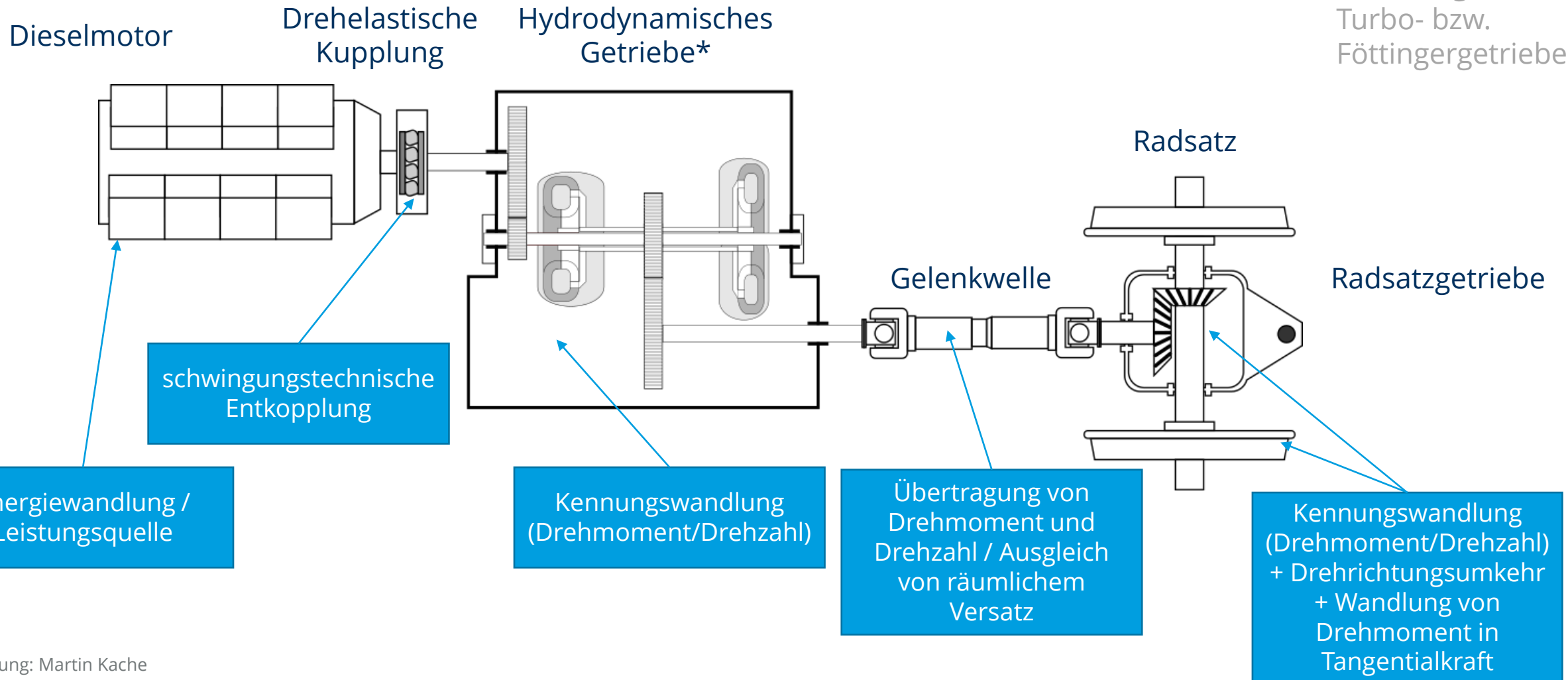


Abbildung: Martin Kache

9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.1 Hydrodynamisches Prinzip

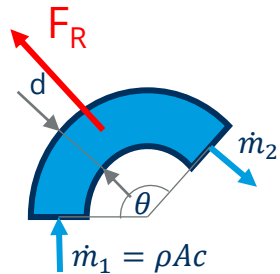
Grundlage hydrodynamischer Leistungsübertragungselemente: Impulssatz (Strömungslehre)

Für beliebige durchströmte Räume gilt:

$$\sum \frac{dI}{dt} + \sum F = 0$$

Eine Impulsänderung tritt unter anderem dann auf, wenn sich die Strömungsgeschwindigkeit ändert.

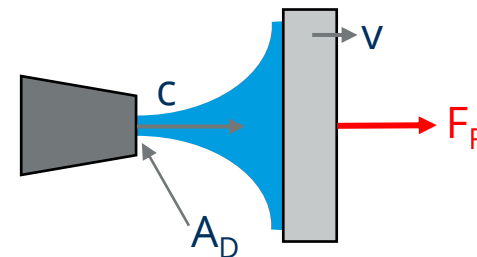
Die Änderung der Strömungsgeschwindigkeit kann deren Betrag oder deren Richtung oder deren Betrag **und** Richtung betreffen.



$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \text{const.}, d = \text{const.}$$

$$F_R = 2 \cdot \frac{d^2 \pi}{4} \cdot (p + \rho c^2) \cdot \sin \frac{\theta}{2}$$

Bsp. 1: Rohrkrümmer



$$F_R = \rho \cdot A_D \cdot (c - v)^2$$

Bsp. 2: Wasserstrahl gegen bewegte Wand

Selbsttest

Skizzieren Sie den Aufbau eines hydrodynamischen Wandlers, einer hydrodynamischen Kupplung und eines hydrodynamischen Retarders!



Foto: Martin Kache

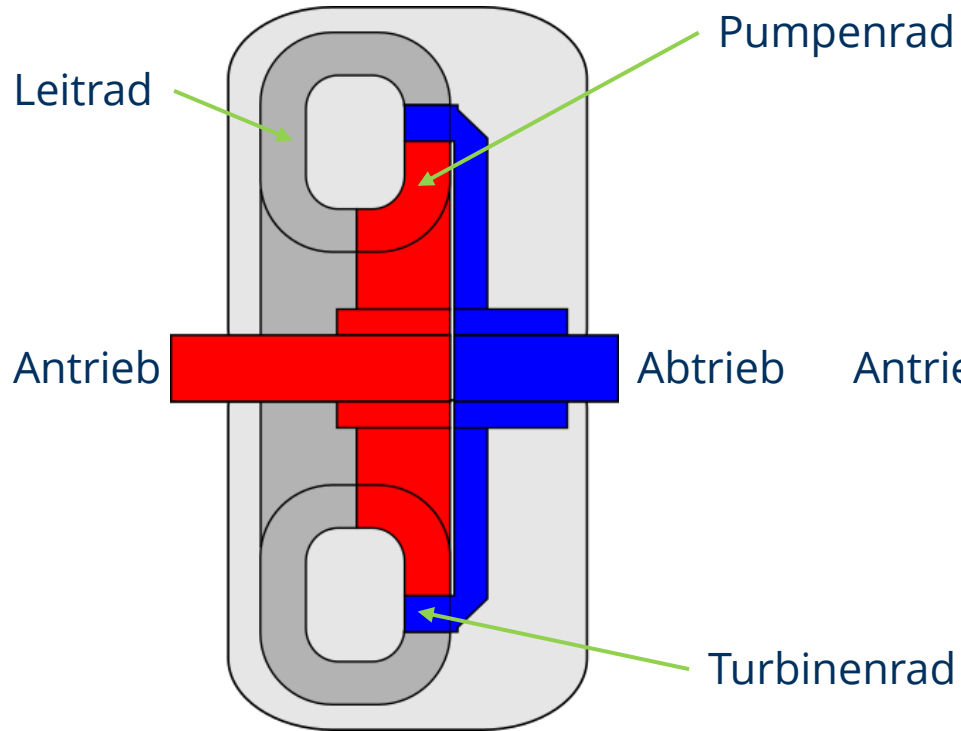


9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.2 Hydrodynamische Leistungsübertragungselemente

- Leistungsaufnahme
- Leistungsabgabe
- feststehend

Hydrodynamischer Wandler

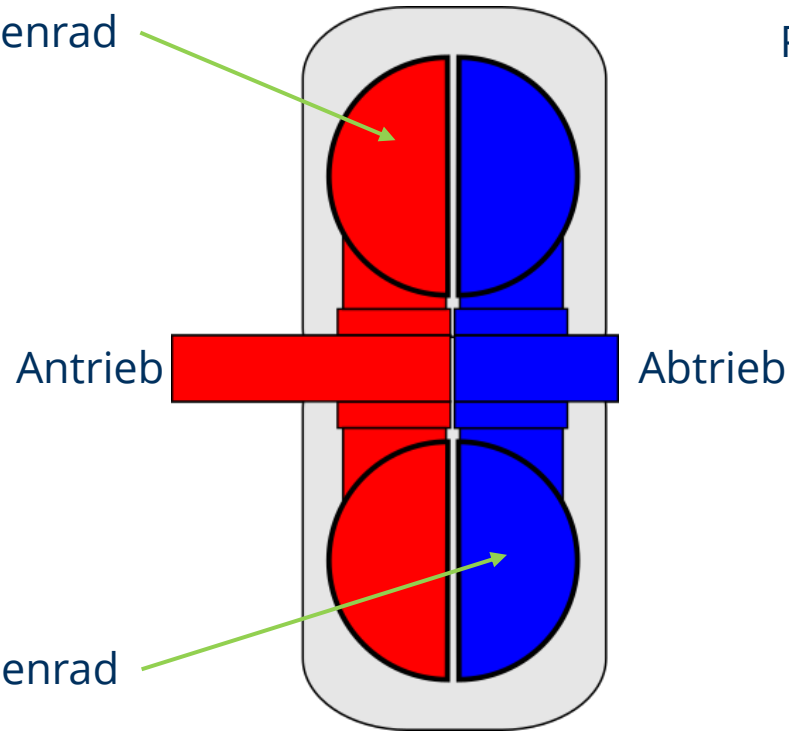


Pumpenrad: $n_p \sim n_{DM}$

Turbinenrad: $n_{Tu} \sim v$

Leitrad: $n_L = 0$

Hydrodynamische Kupplung

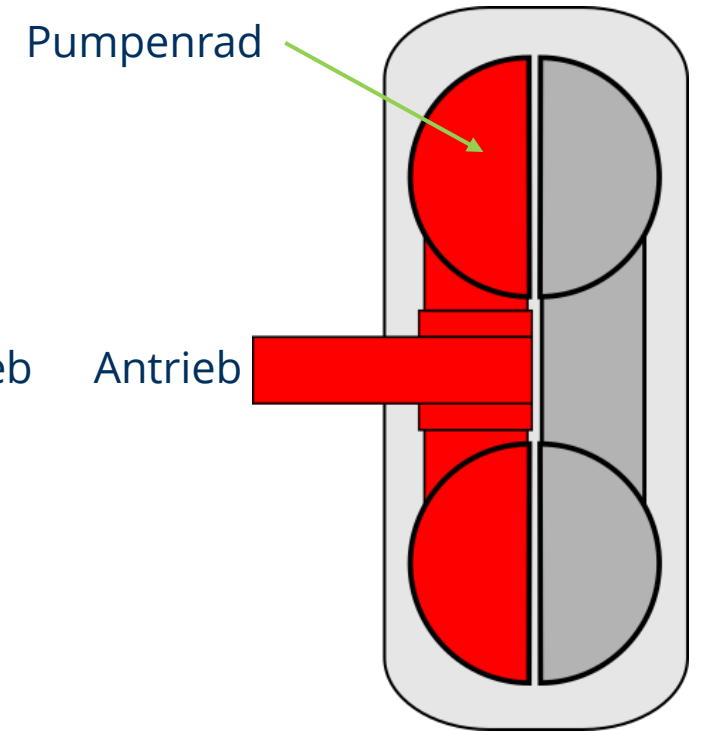


Pumpenrad: $n_p \sim n_{DM}$

Turbinenrad: $n_{Tu} = 0,96 \dots 0,98 n_p$

$v \sim n_{DM}$

Retarder



Pumpenrad: $n_p \sim v$

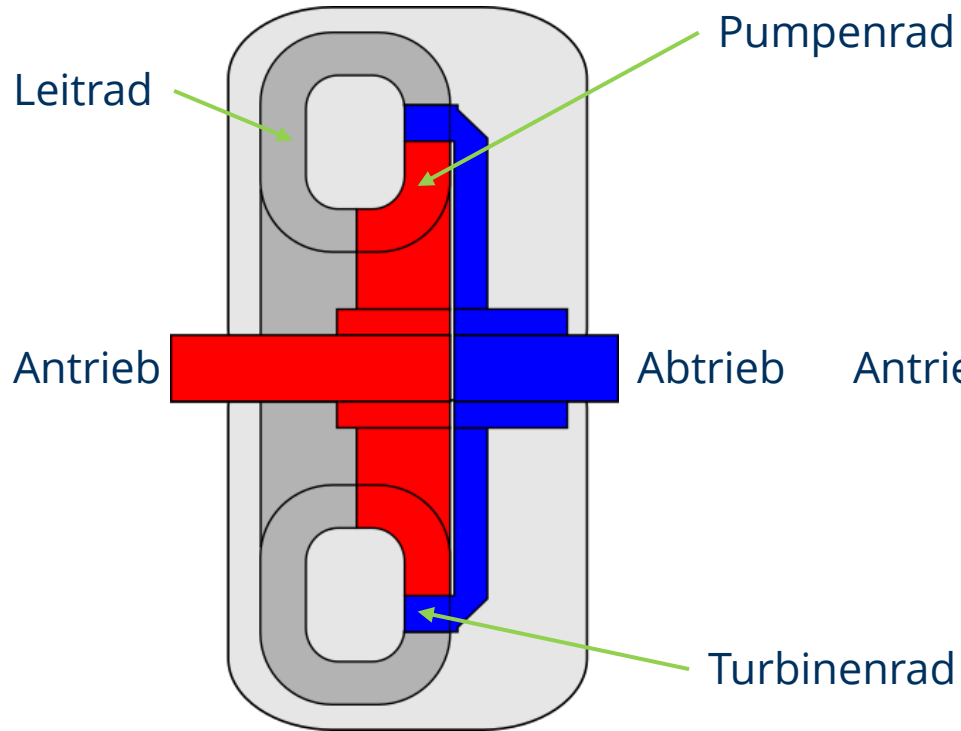
Turbinenrad: $n_{Tu} = 0$

9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.2 Hydrodynamische Leistungsübertragungselemente

- Leistungsaufnahme
- Leistungsabgabe
- feststehend

Hydrodynamischer Wandler

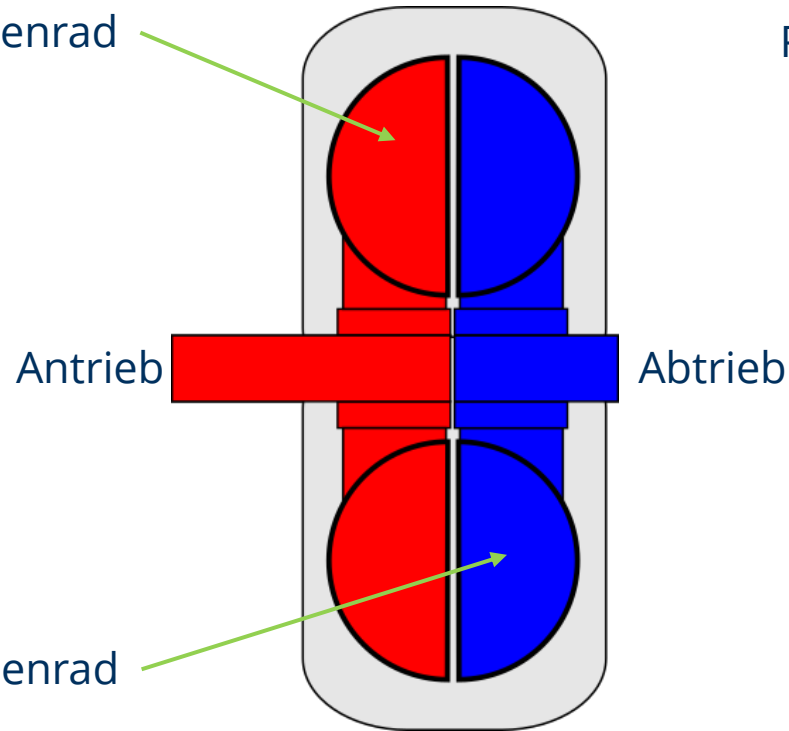


Pumpenrad: $M_P \sim n_P^2$

Turbinenrad: $M_{Tu} \sim \mu(v)$

Leitrad: $M_L = M_{Tu} - M_P$

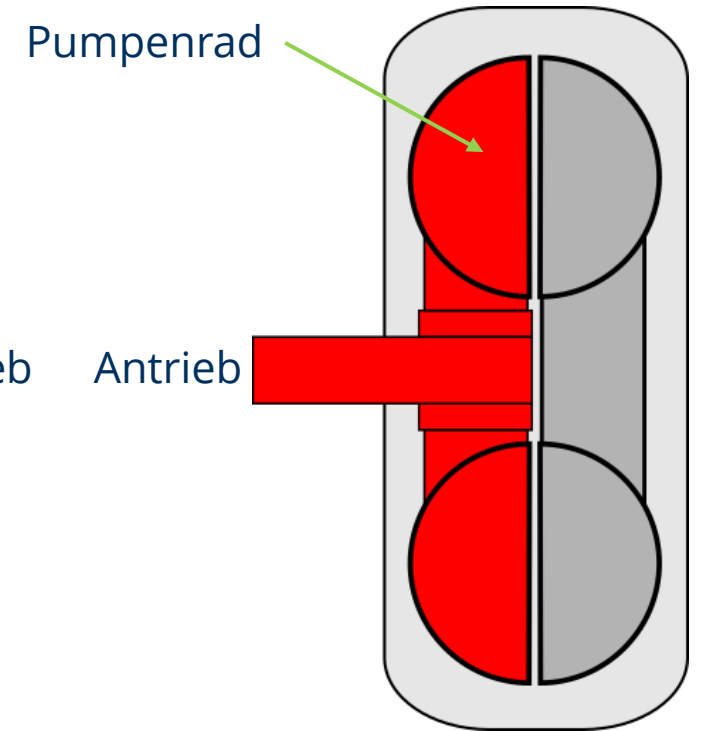
Hydrodynamische Kupplung



Pumpenrad: $M_P \sim M_{DM}$

Turbinenrad: $M_{Tu} = M_P \cdot \eta$

Retarder



Pumpenrad: $M_P \sim n_P^2$

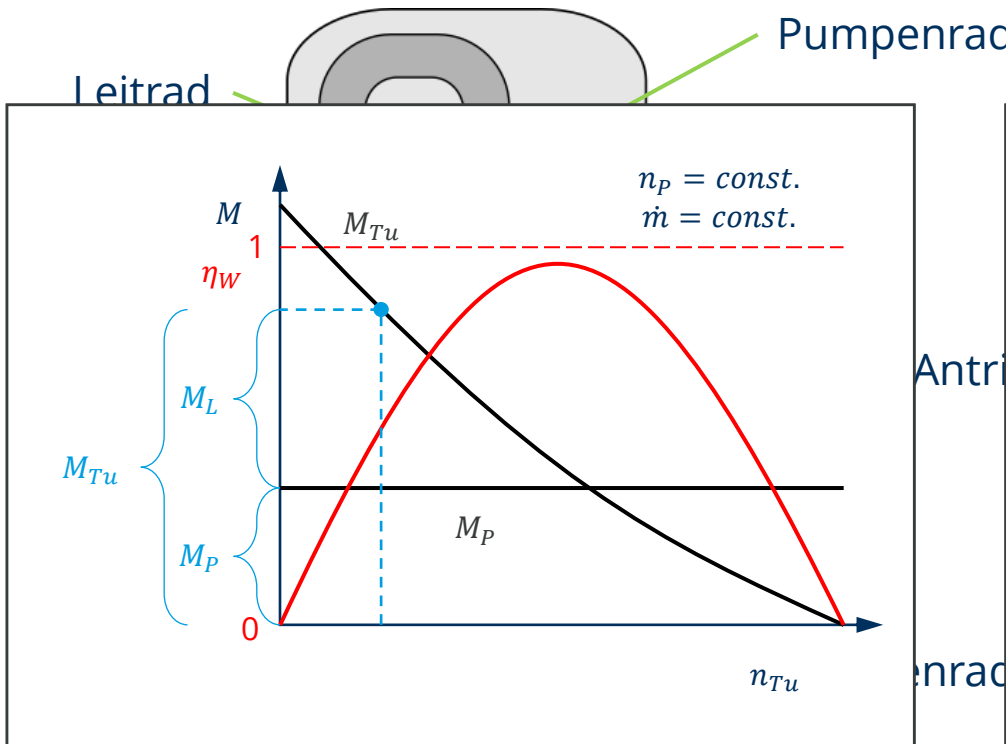
9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.2 Hydrodynamische Leistungsübertragungselemente

- Leistungsaufnahme
- Leistungsabgabe
- feststehend

Hydrodynamischer Wandler

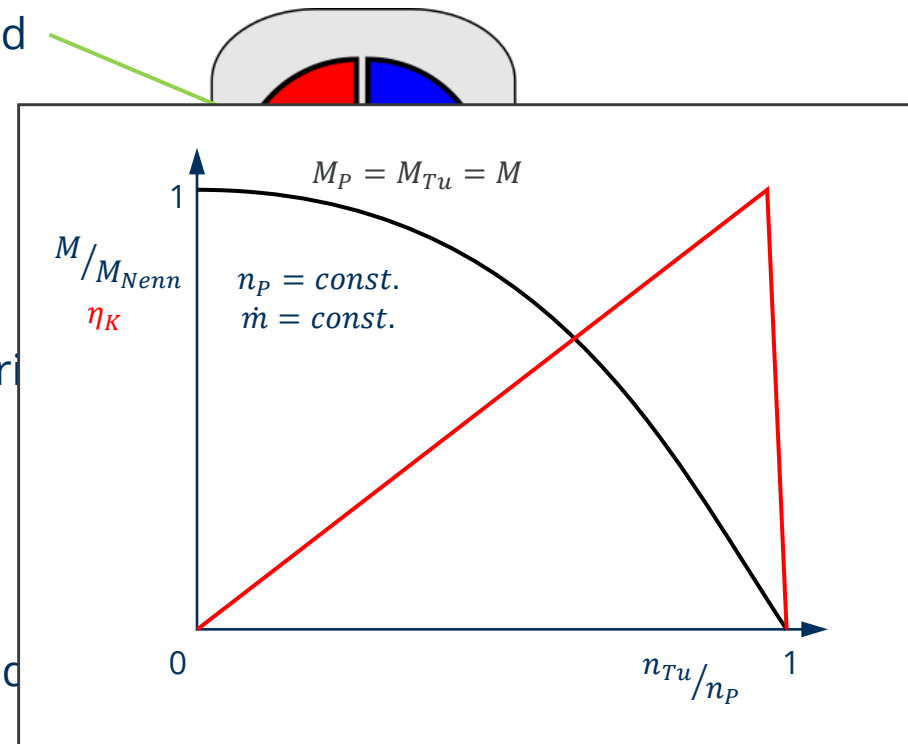
Hydrodynamische Kupplung



Drehmoment-Wandlung

$$P_P = P_{Tu}$$

M und n variabel



Drehzahl-Wandlung

$$M_P = M_{Tu}$$

P und n variabel

9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.2 Hydrodynamische Wandler

hydrodynamische Leistungsübertragung an **Differenzgeschwindigkeit** von Pumpe und Turbine gebunden

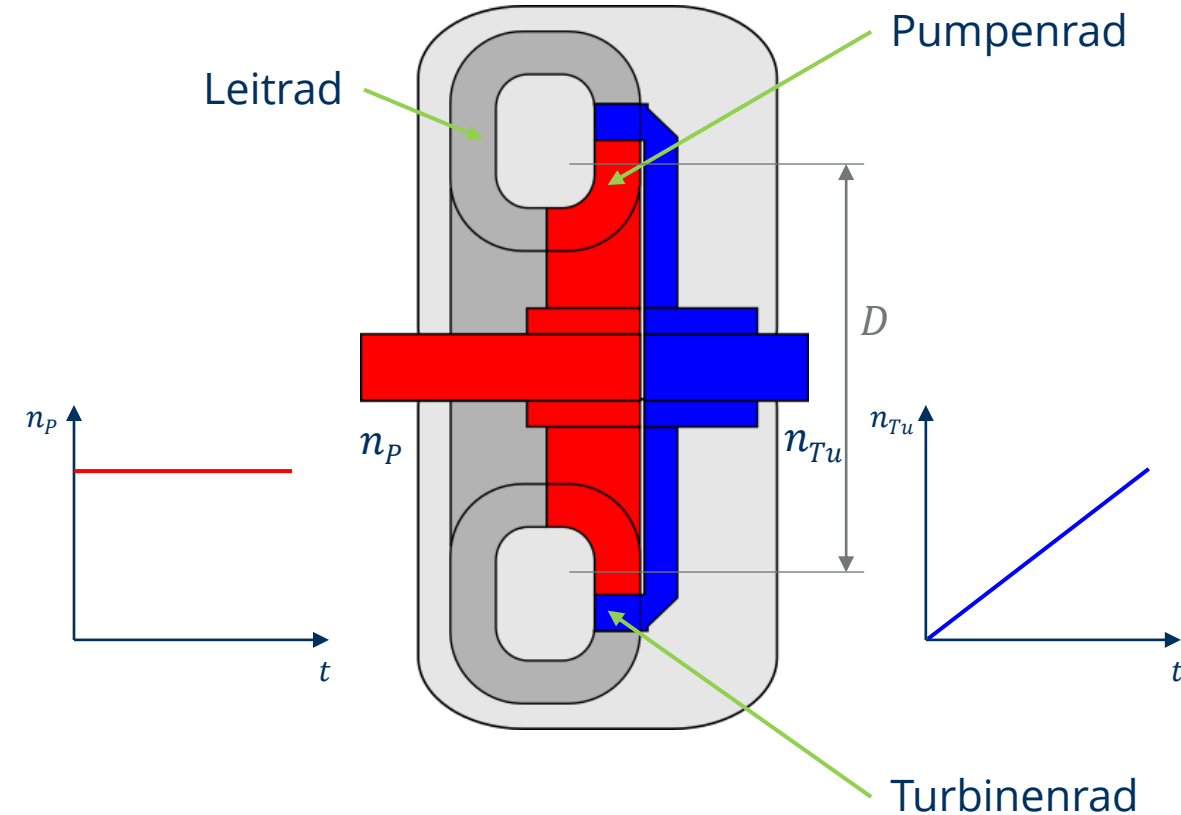
Darstellung charakteristischer Größen über dem **Drehzahlverhältnis von Turbine und Pumpe:**

$$\nu = \frac{n_{Tu}}{n_p}$$

charakteristische Größen eines Wandlers:

- Kreislaufdurchmesser D
- Leistungszahl λ
- Drehmomentwandlung μ
- Wirkungsgrad η

- Leistungsaufnahme
- Leistungsabgabe
- feststehend



9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.2 Hydrodynamische Wandler

- Leistungsaufnahme
- Leistungsabgabe
- feststehend

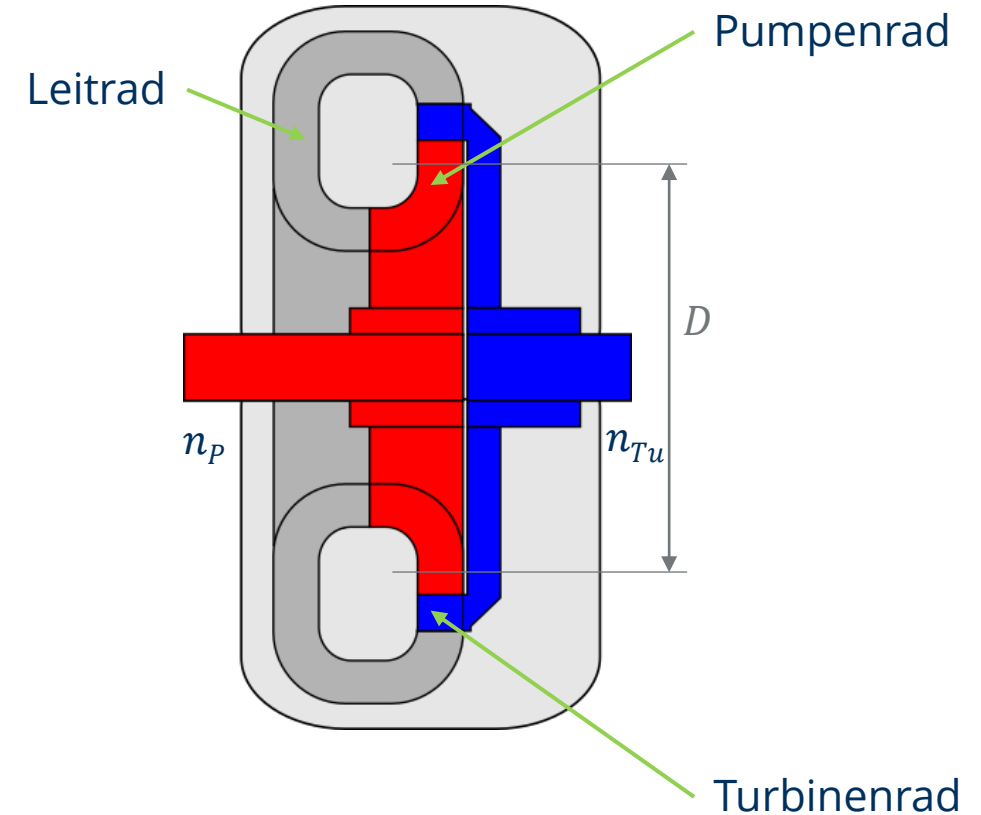
Grundgleichungen zur Beschreibung des Betriebsverhaltens:

Drehzahlverhältnis:
$$\nu = \frac{n_{Tu}}{n_P}$$

Drehmomentwandlung:
$$\mu = \frac{M_{Tu}}{M_P}$$

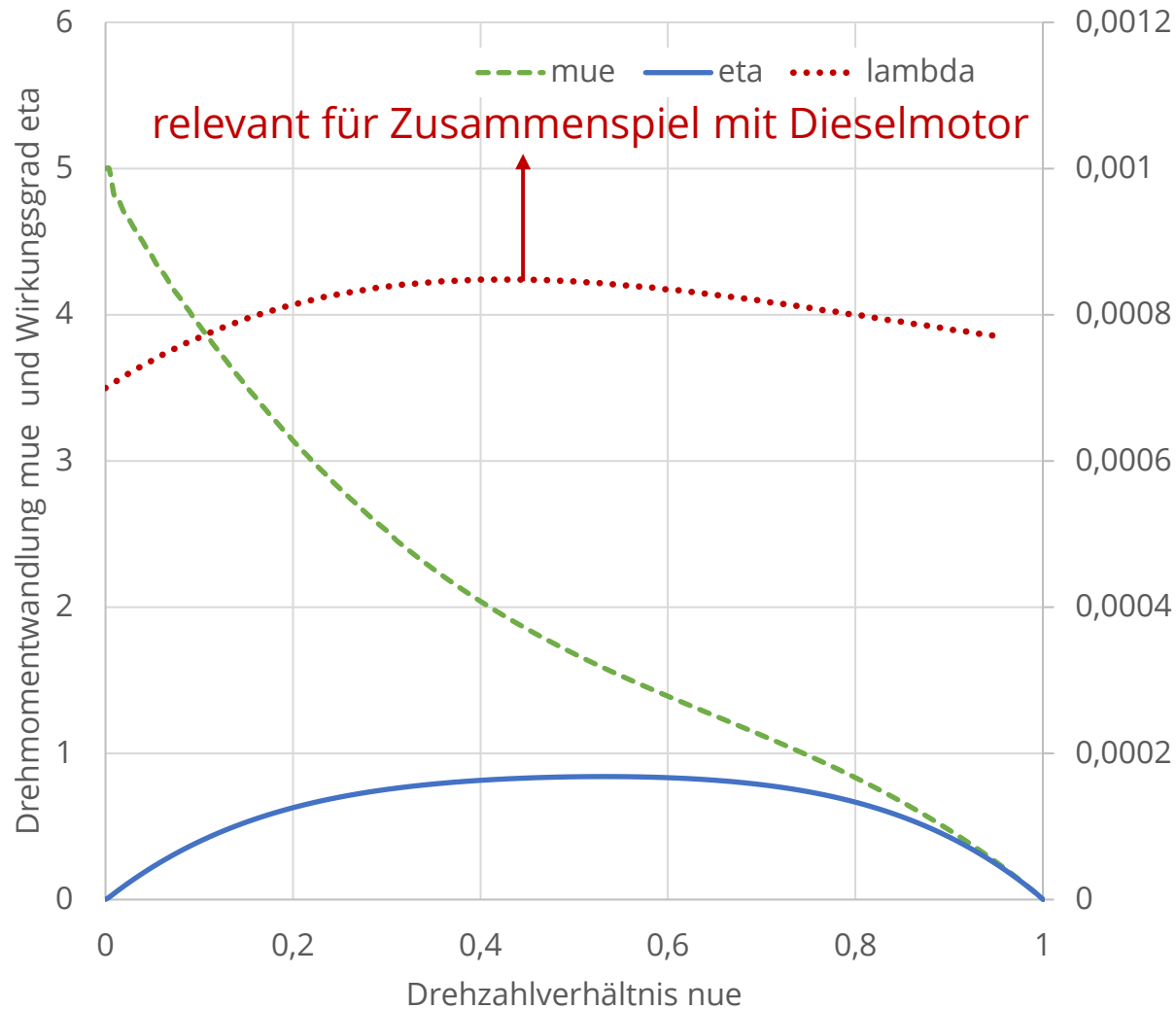
Wandlerwirkungsgrad:
$$\eta = \frac{M_{Tu} \cdot 2\pi \cdot n_{Tu}}{M_P \cdot 2\pi \cdot n_P} = \mu \cdot \nu$$

Leistungszahl:
$$\lambda = \frac{M_P}{\rho \cdot D^5 \cdot 4\pi^2 \cdot n_P^2}$$

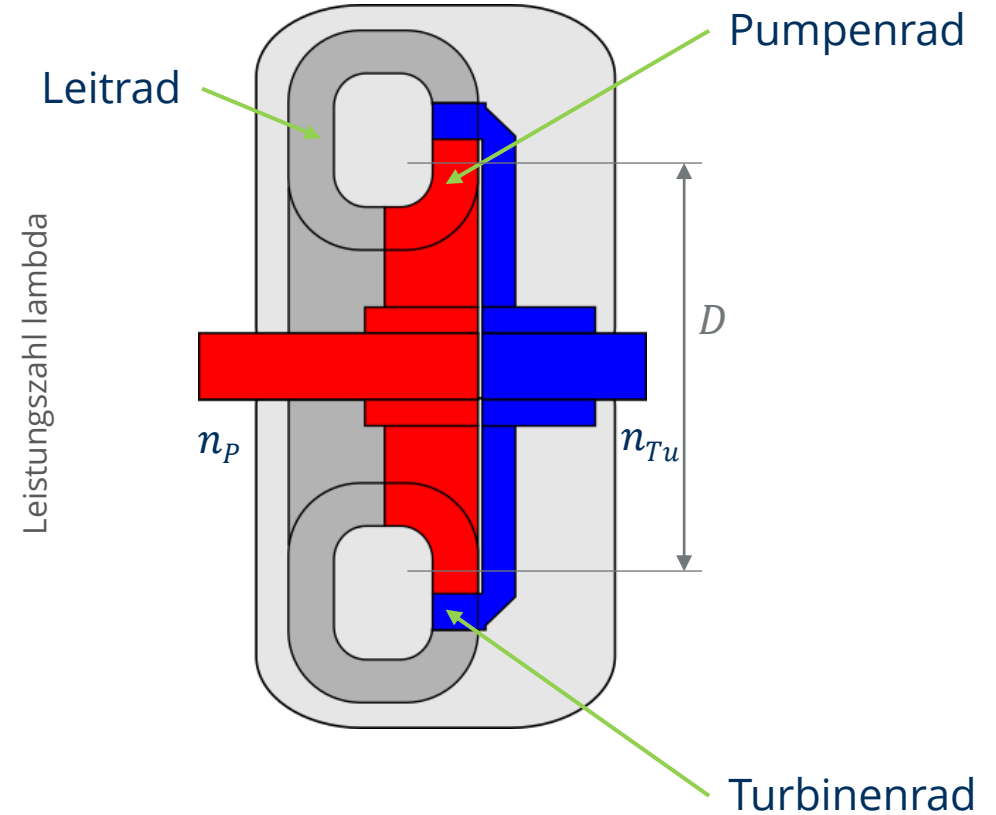


9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.2 Hydrodynamische Wandler

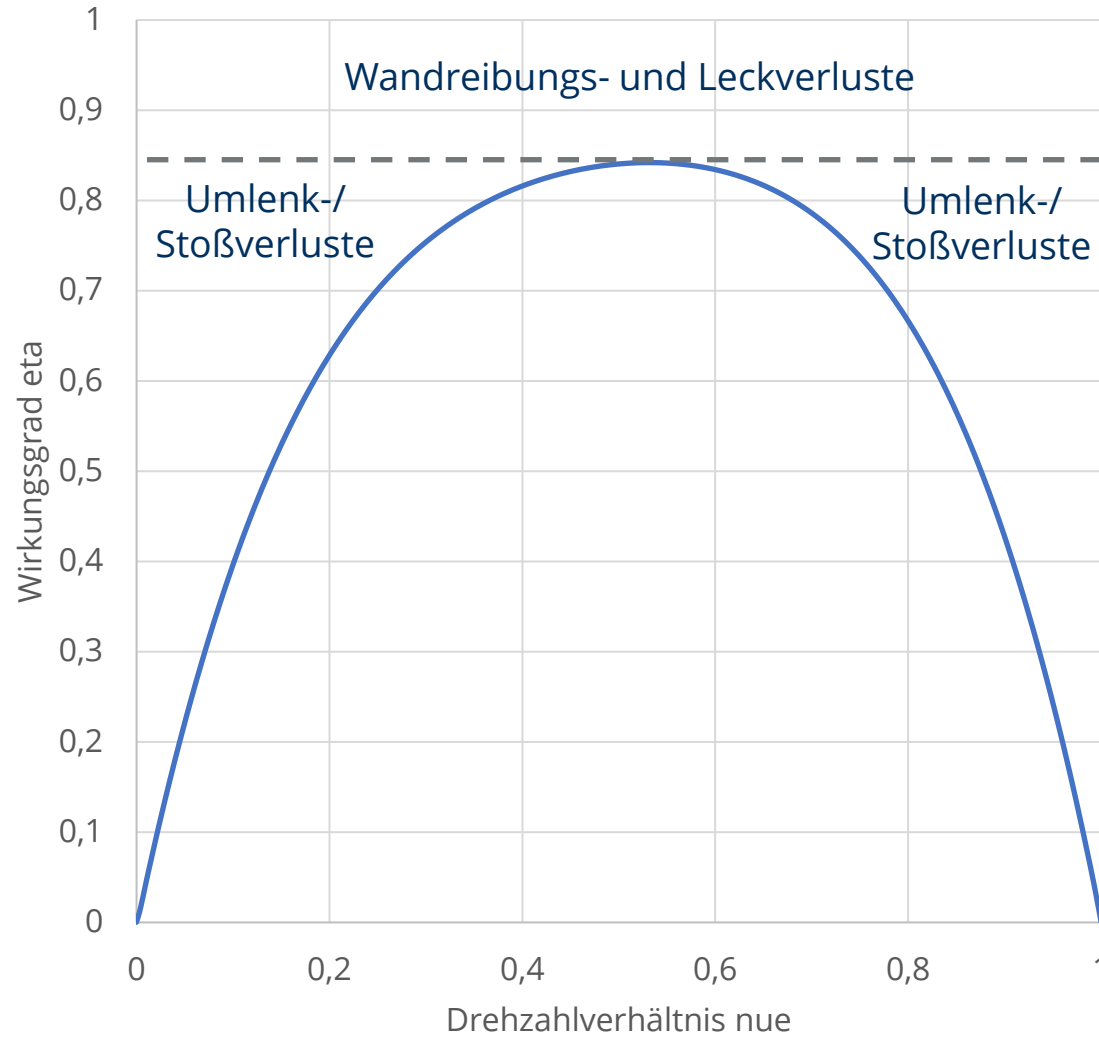


- Leistungsaufnahme
- Leistungsabgabe
- feststehend

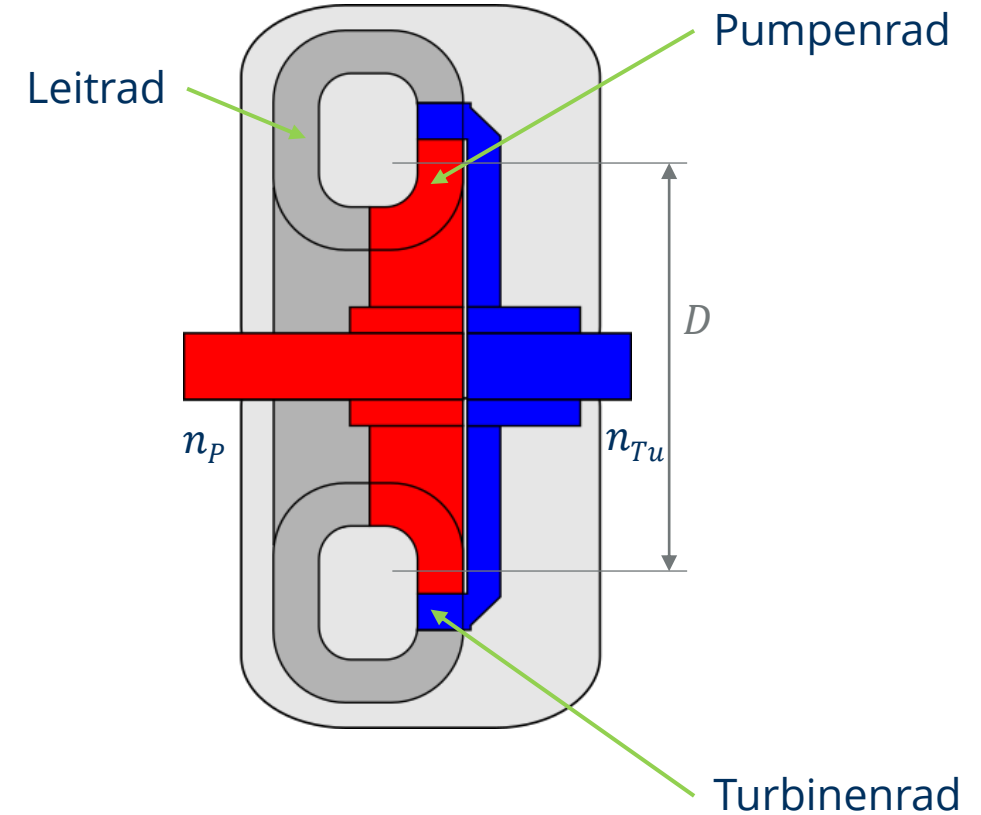


9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.2 Hydrodynamische Wandler

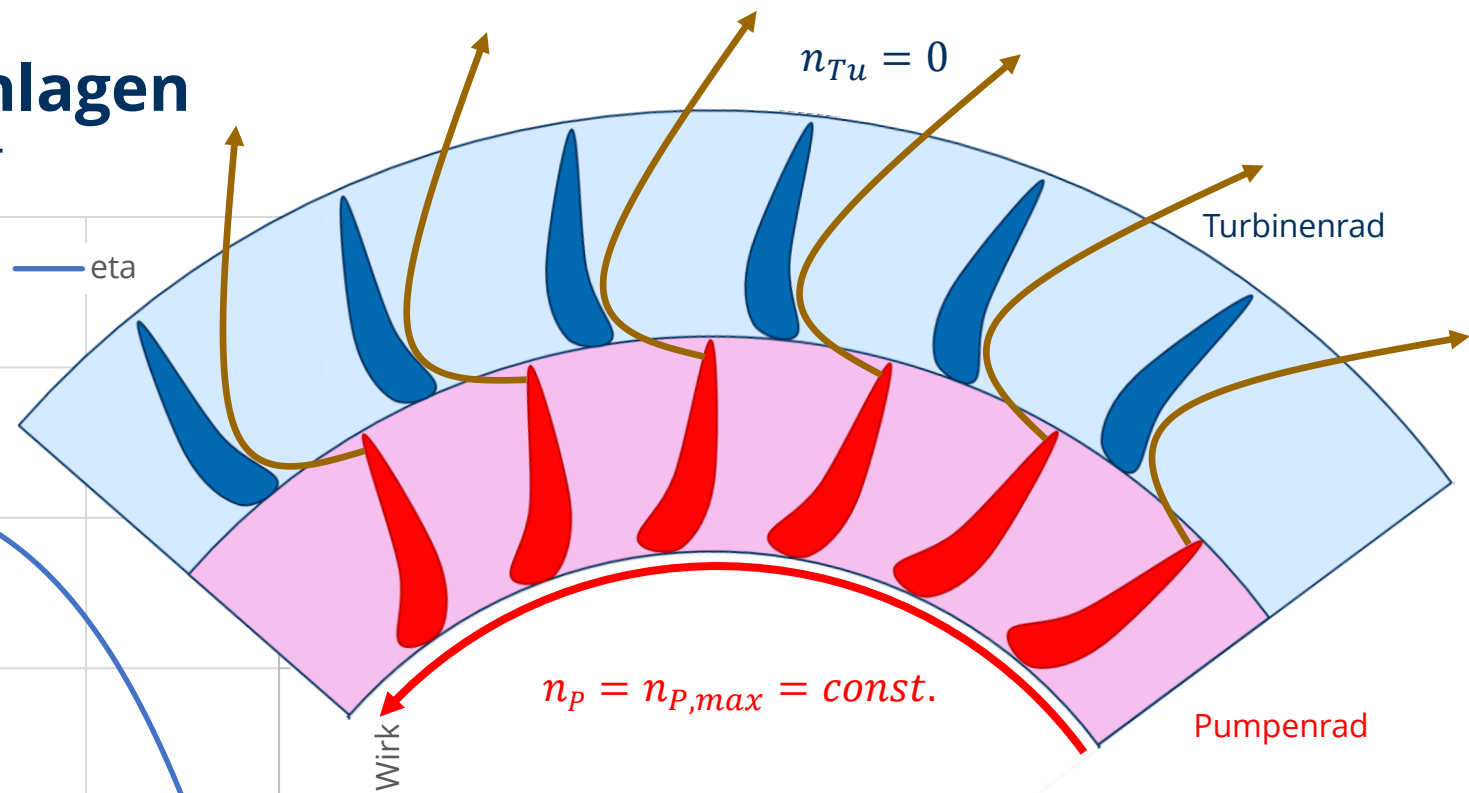
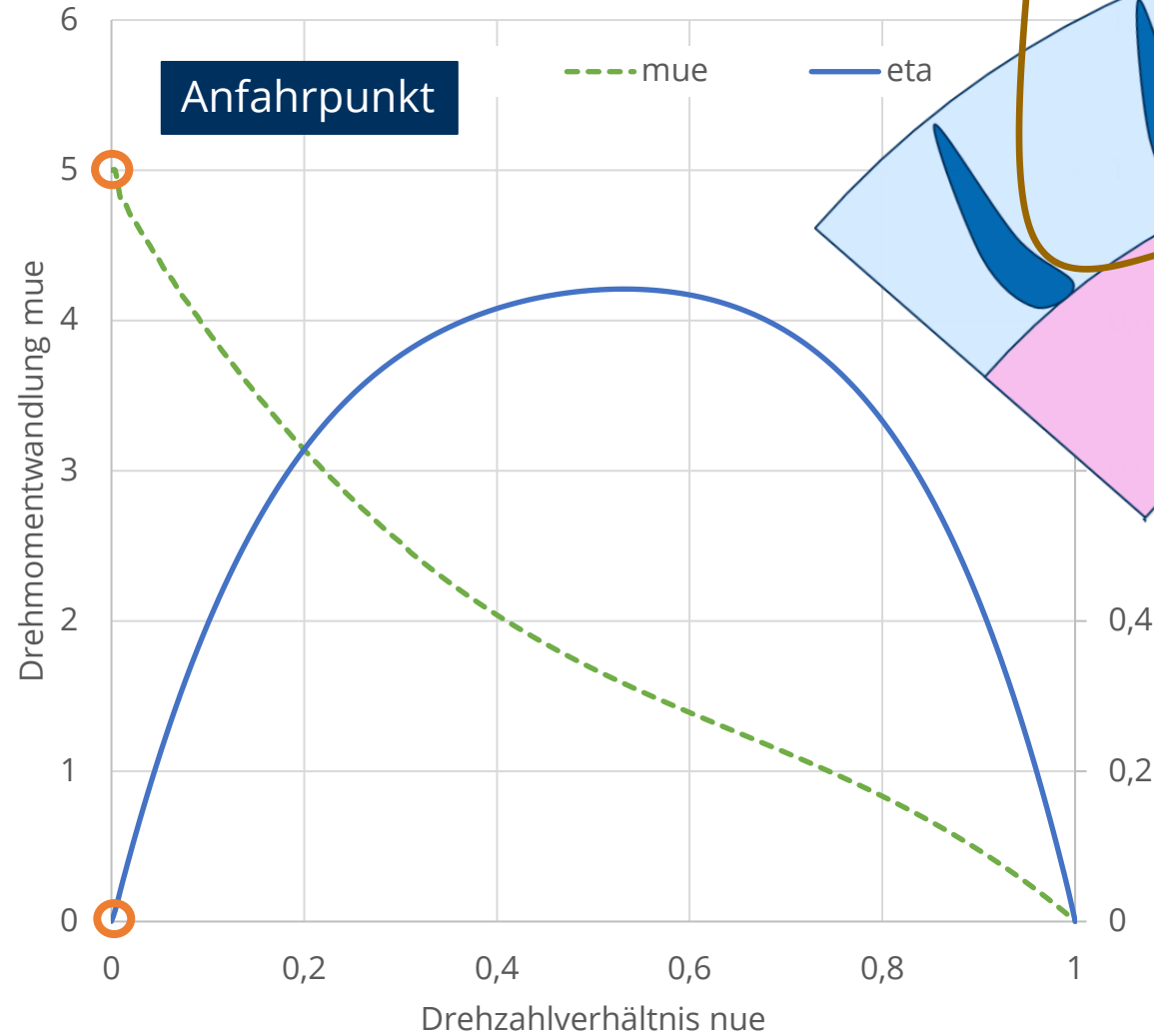


- Leistungsaufnahme
- Leistungsabgabe
- feststehend



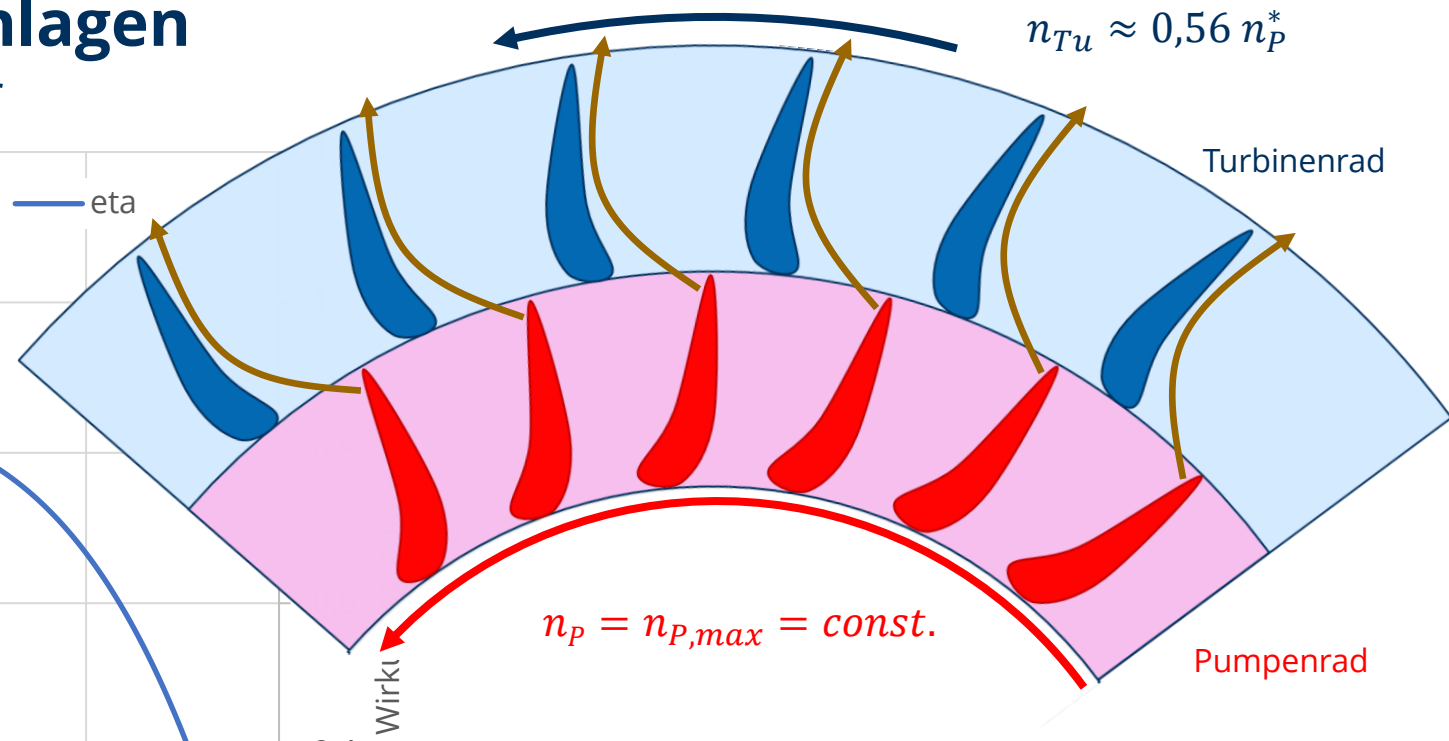
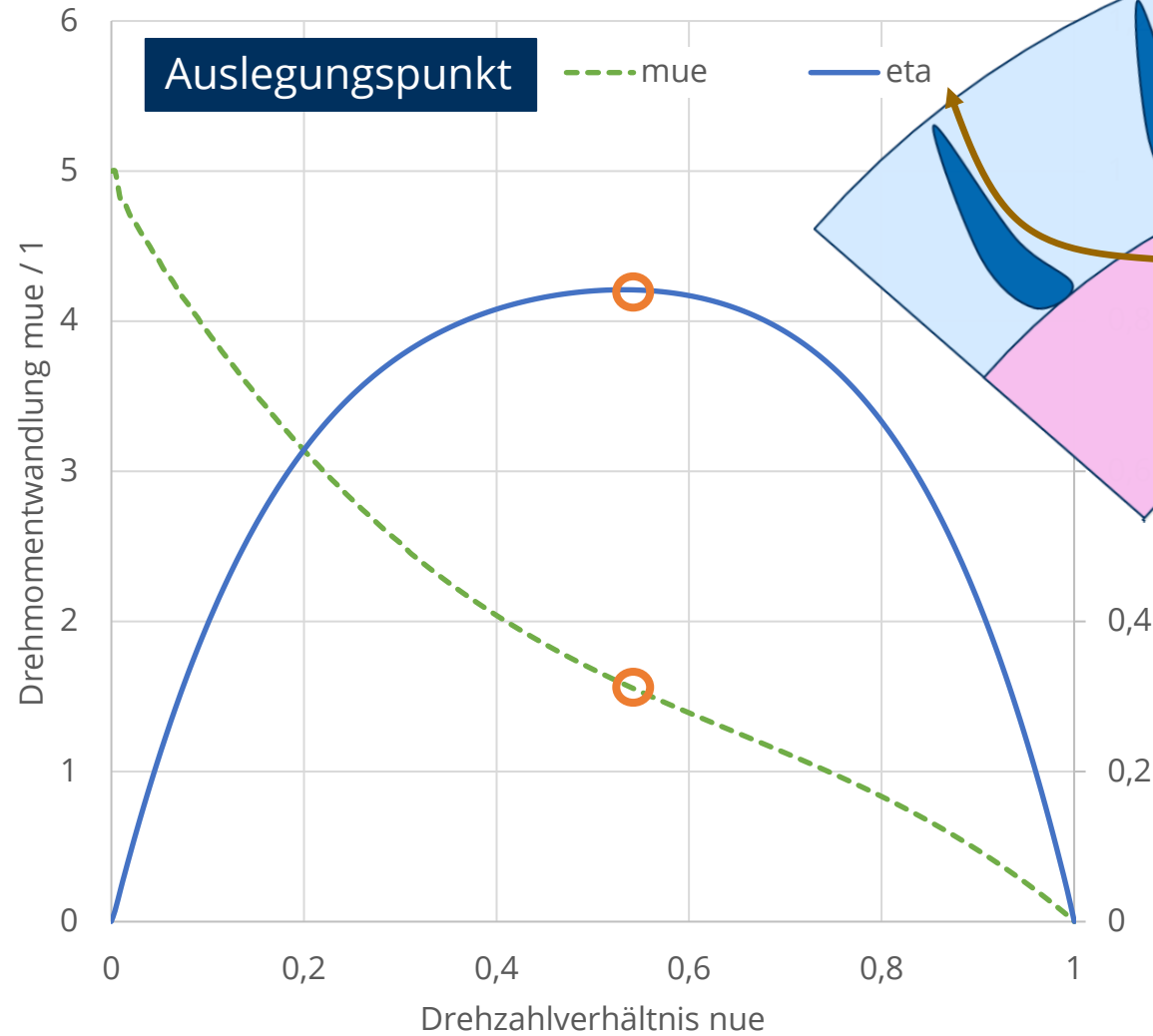
9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.2 Hydrodynamische Wandler



9. Leistungsübertragungsanlagen

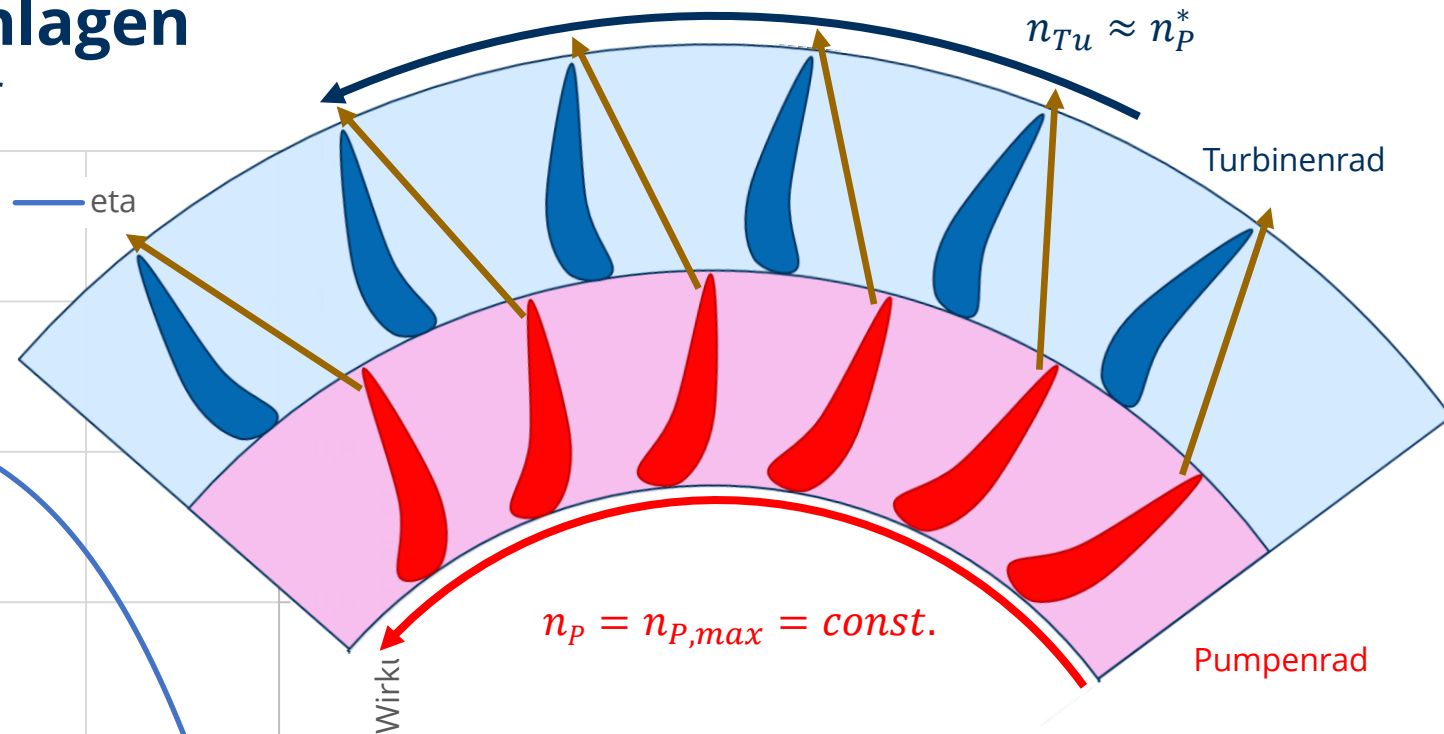
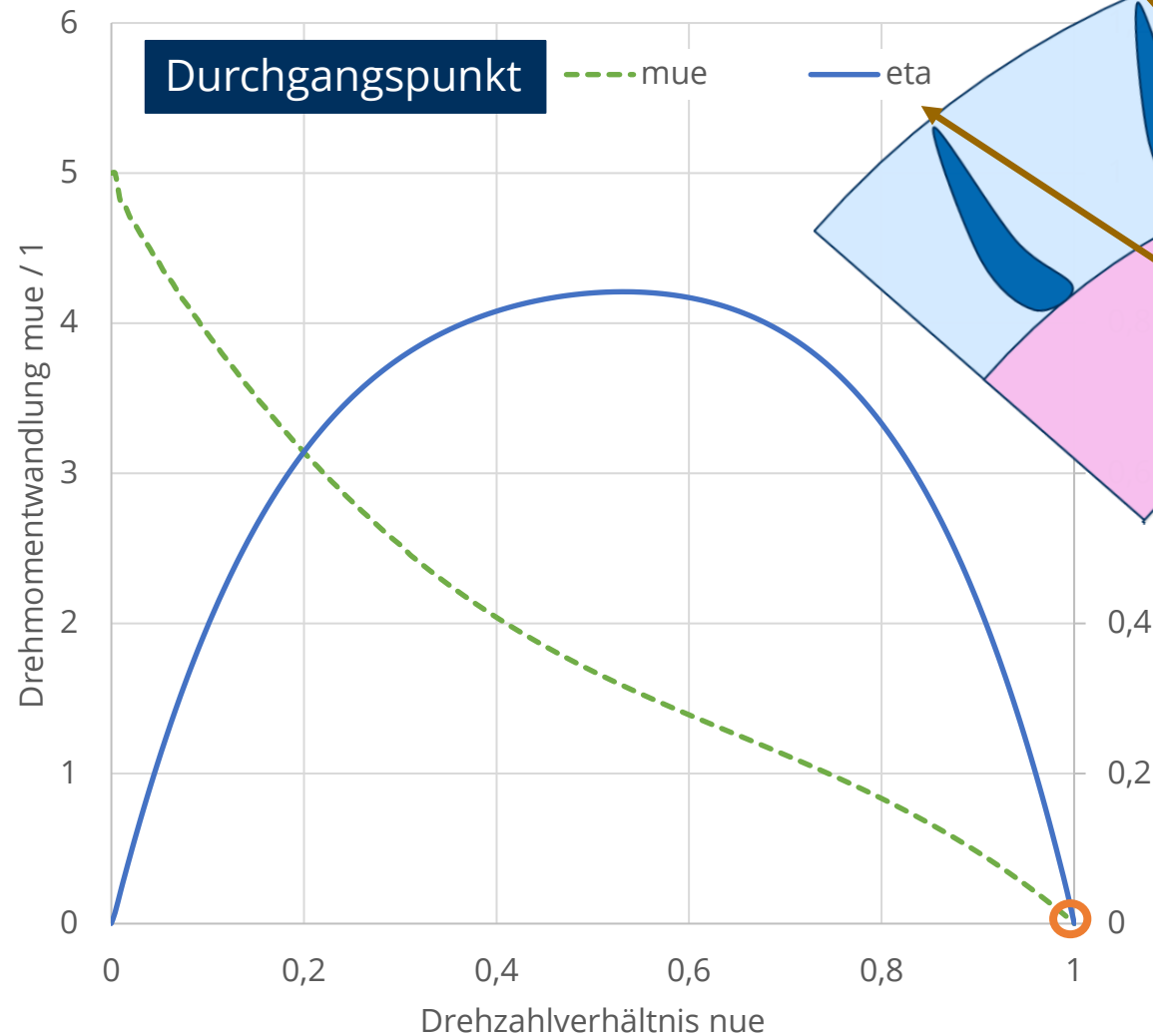
9.3.2 Hydrodynamische Wandler



* beispielhafter Wert - abhängig von konkreter Wanderauslegung

9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.2 Hydrodynamische Wandler



* beispielhafter Wert - abhängig von konkreter Wandlerauslegung

9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.2 Hydrodynamische Wandler

Definition Leistungszahl:
$$\lambda = \frac{M_P}{\rho \cdot D \cdot 4\pi^2 \cdot n_P^2}$$

Erforderliches Drehmoment an der Pumpenwelle:

$$M_P = \lambda \cdot \rho \cdot D^5 \cdot 4\pi^2 \cdot n_P^2$$

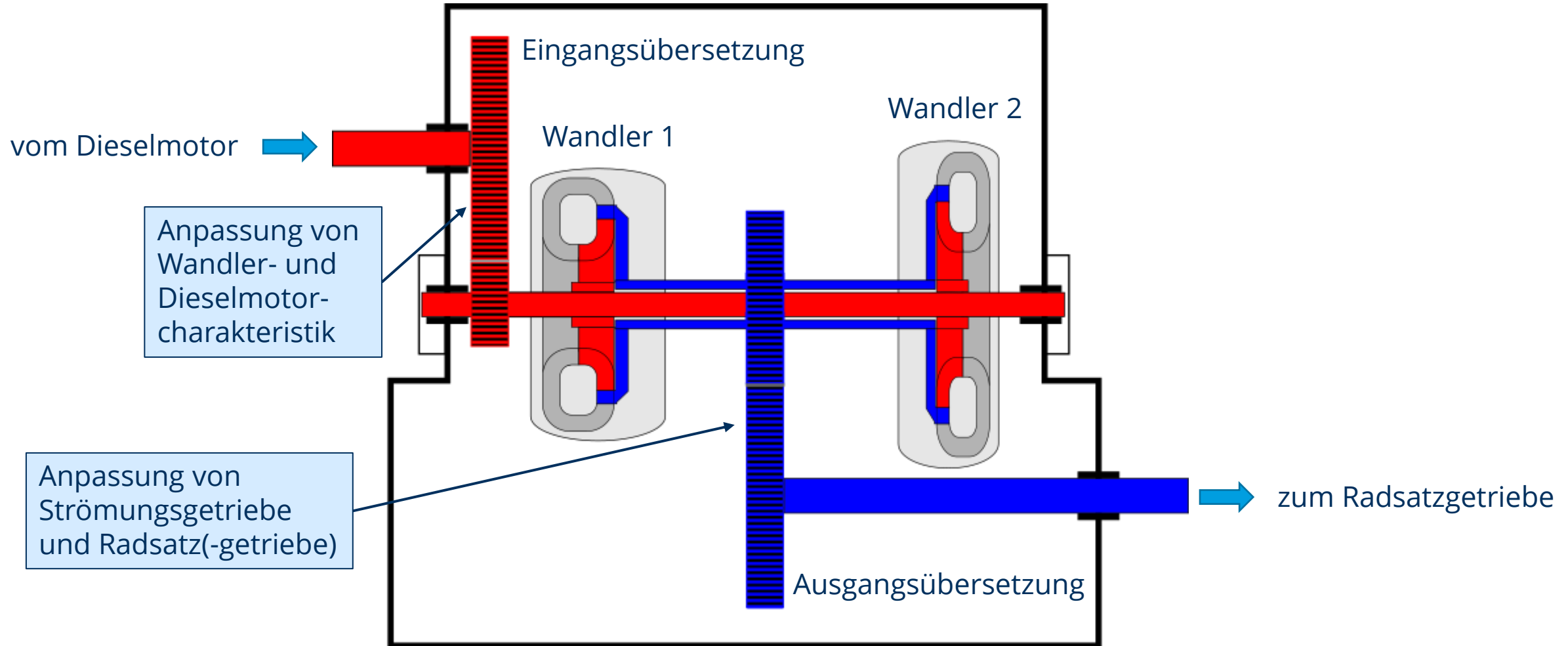
Leistungsaufnahme an der Pumpenwelle:

$$P_P = M_P \cdot \omega_P = M_P \cdot 2\pi \cdot n_P = \lambda \cdot \rho \cdot D^5 \cdot 8\pi^3 \cdot n_P^3$$

Dieselmotor wird **im Wandlerbetrieb stets entlang einer Parabel belastet** („Wandlerparabel“) und muss eine **Drehzahlregelung** aufweisen.

9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.3 Grundaufbau hydrodynamischer Getriebe



9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.4 Berechnungen (Wandlerbetrieb)

für Getriebeeingangsübersetzung $i_{SG,E}$ gilt:

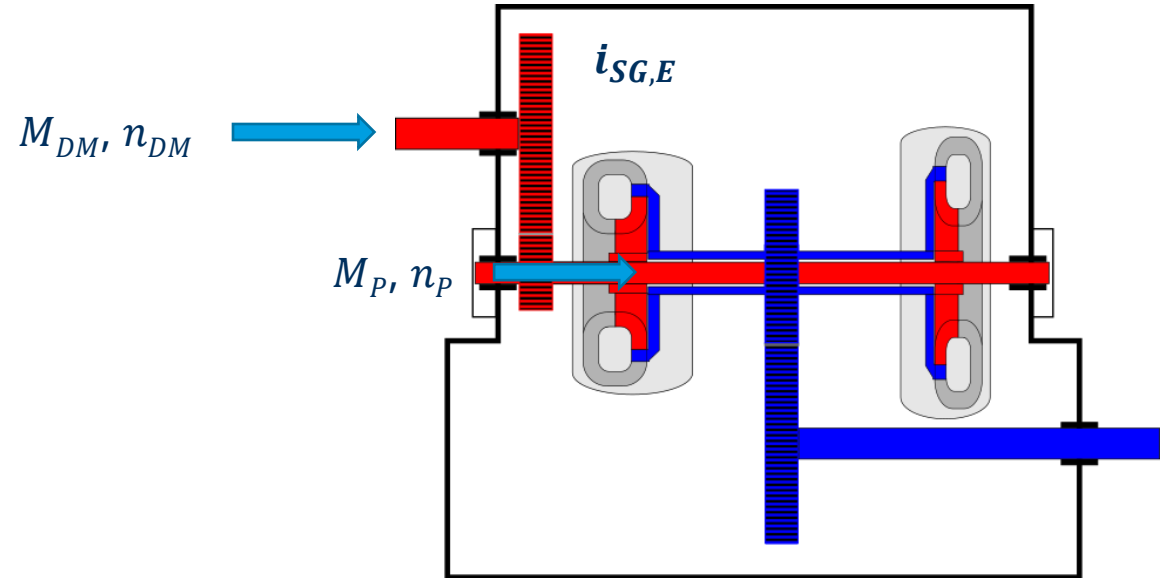
$$i_{SG,E} = \frac{n_{DM}}{n_P} = \frac{M_P}{M_{DM}}$$

für Pumpendrehmoment gilt außerdem:

$$M_P = \lambda \cdot \rho \cdot D^5 \cdot 4\pi^2 \cdot n_P^2$$
$$M_P = i_{SG,E} \cdot M_{DM} \qquad n_P = \frac{n_{DM}}{i_{SG,E}}$$

daraus folgt der Drehmomentbedarf am Dieselmotor:

$$M_{DM} = \lambda \cdot \rho \cdot D^5 \cdot 4\pi^2 \cdot \frac{n_{DM}^2}{i_{SG,E}^3}$$



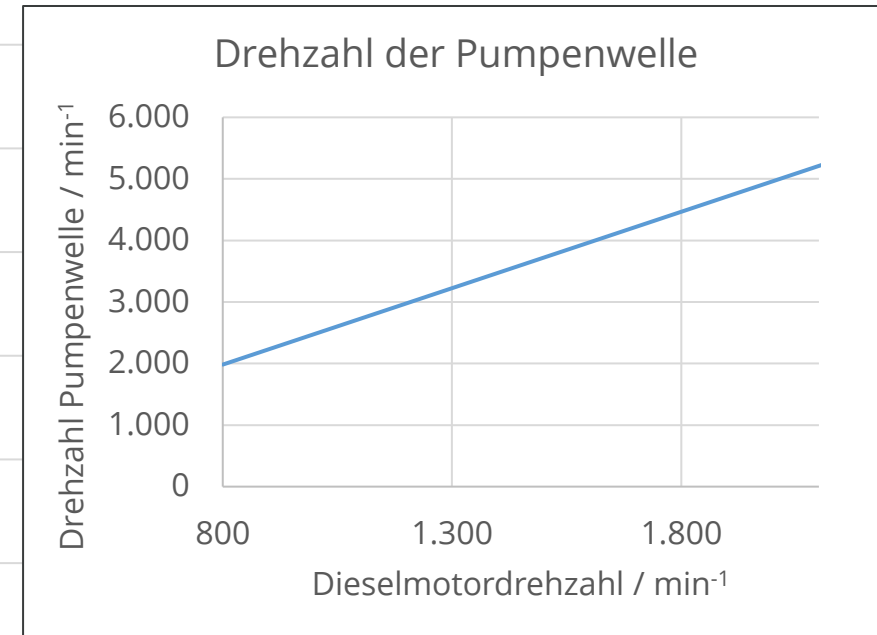
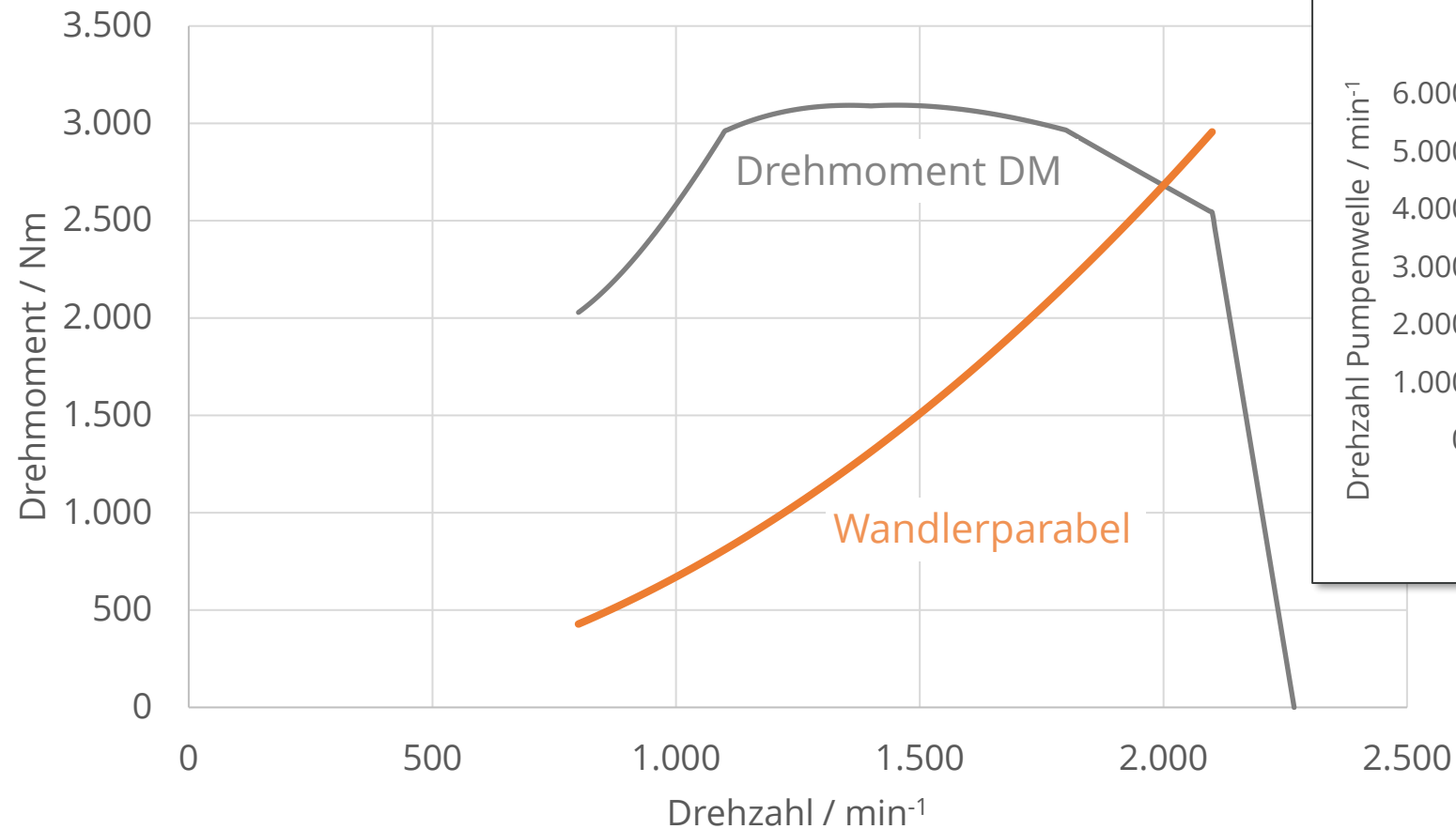
Leistungsbedarf am Dieselmotor:

$$P_{DM} = \lambda \cdot \rho \cdot D^5 \cdot 8\pi^3 \cdot \frac{n_{DM}^3}{i_{SG,E}^3}$$

9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.4 Berechnungen (Wandlerbetrieb)

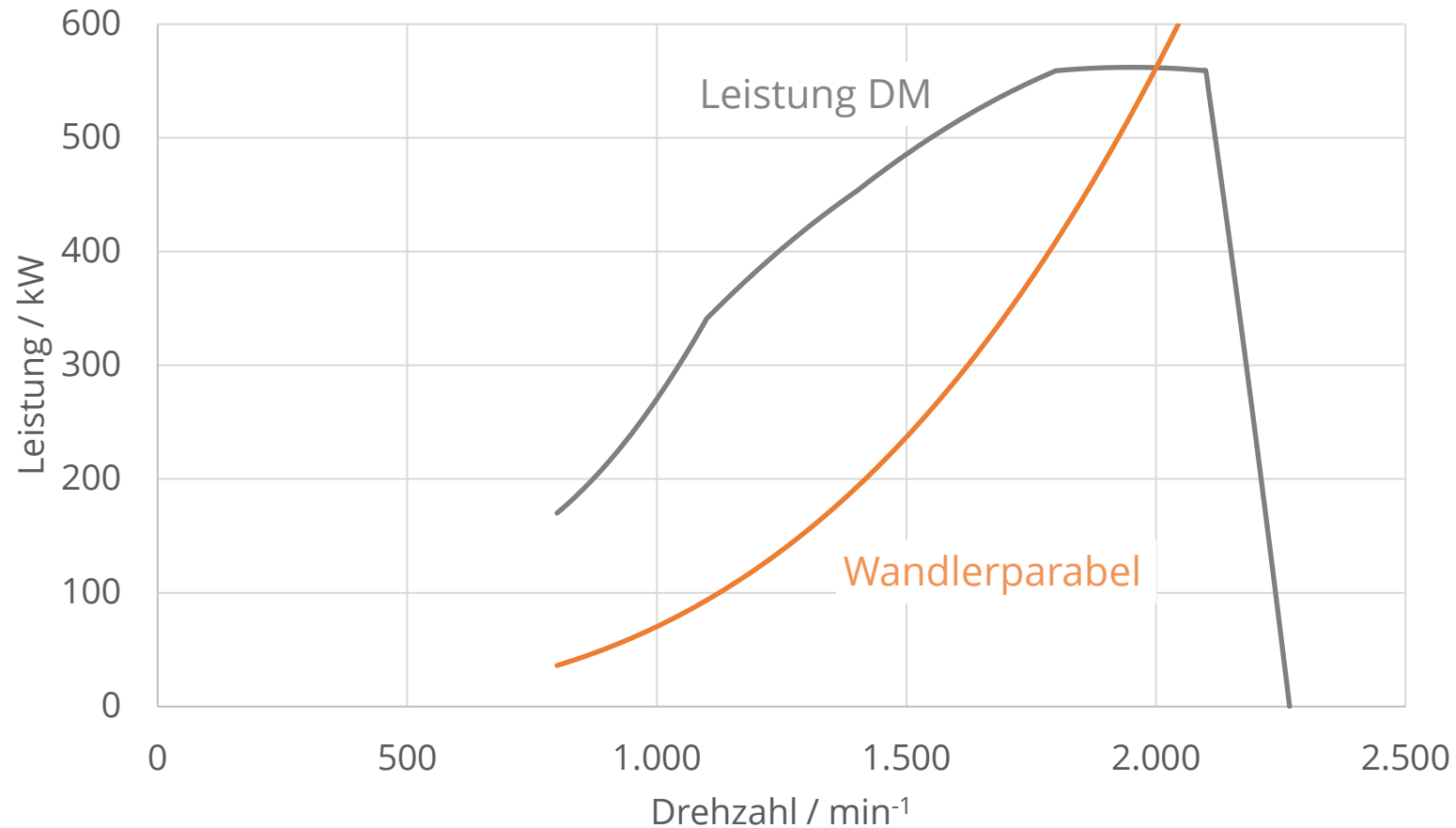
Zusammenspiel von Dieselmotor und Strömungsgetriebe im Wandlergang (Drehmoment)



9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.4 Berechnungen (Wandlerbetrieb)

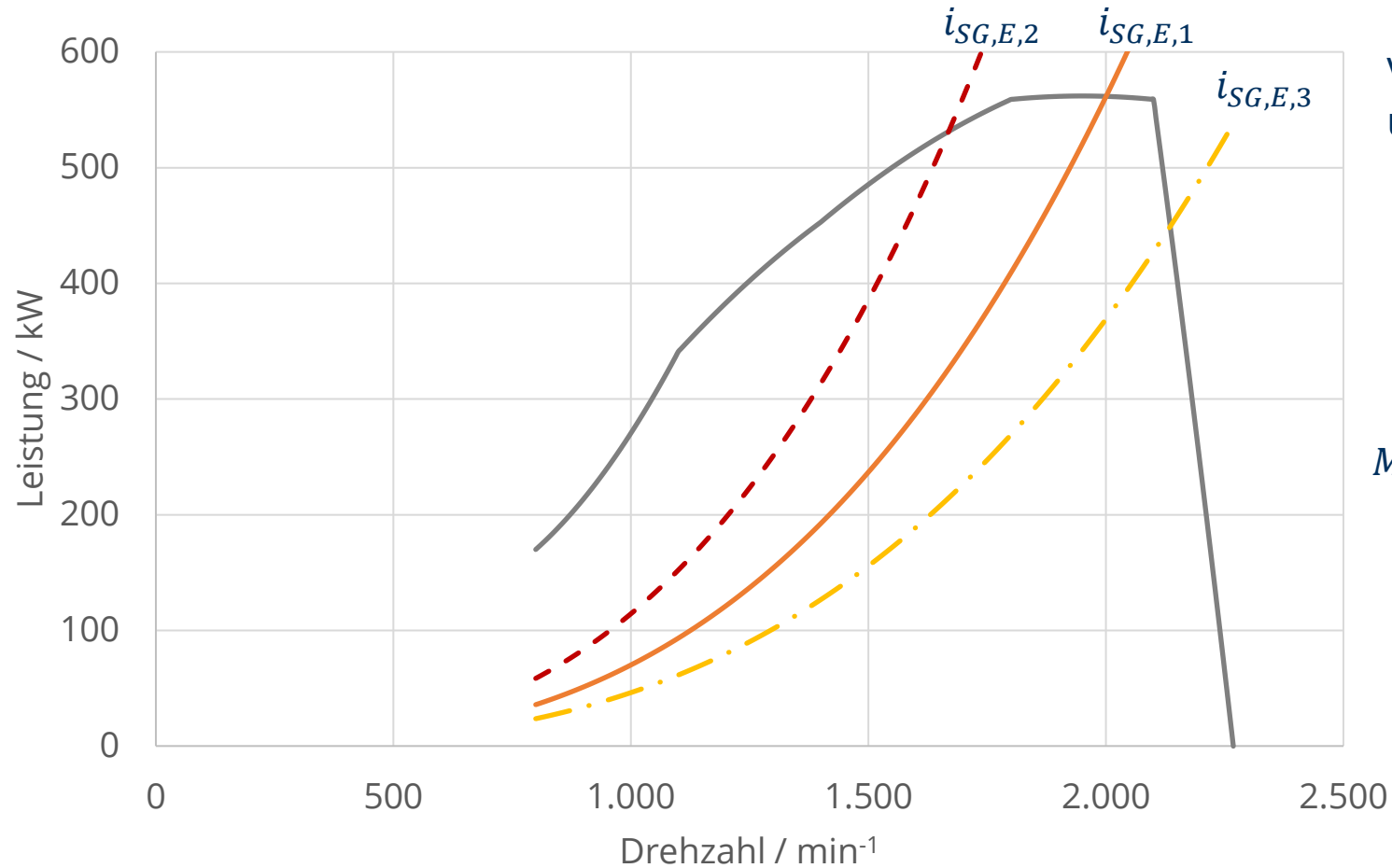
Zusammenspiel von Dieselmotor und Strömungsgetriebe im Wandlergang (Leistung)



9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.4 Berechnungen (Wandlerbetrieb)

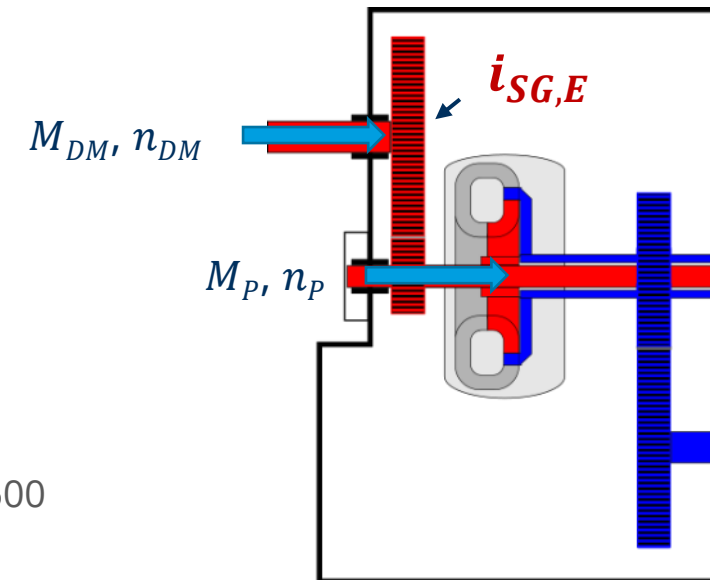
Zusammenspiel von Dieselmotor und Strömungsgetriebe im Wandlergang



Variation der Getriebeeingangsübersetzung:

$$i_{SG,E,2} = 0,85 \cdot i_{SG,E,1}$$

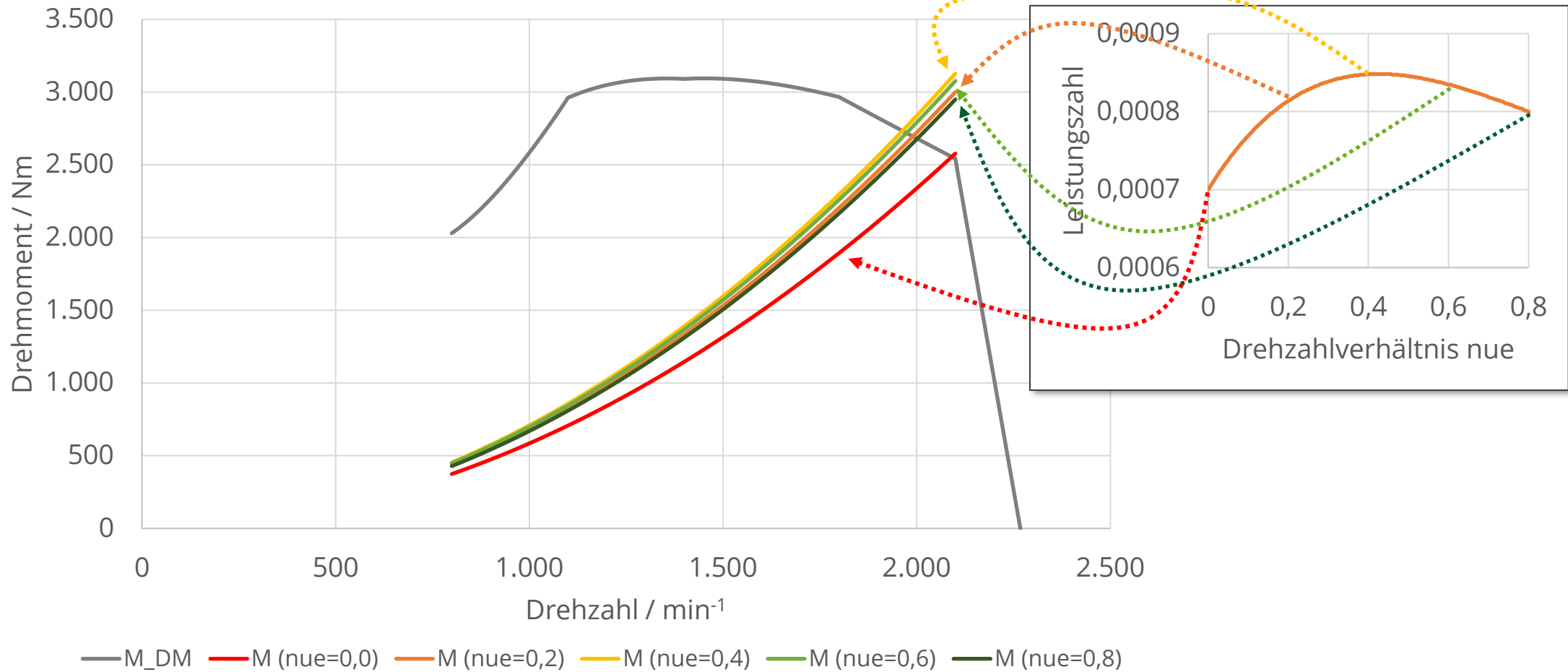
$$i_{SG,E,2} = 1,15 \cdot i_{SG,E,1}$$



9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.4 Berechnungen (Wandlerbetrieb)

Zusammenspiel von Dieselmotor und Strömungsgetriebe im Wandergang



9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.4 Berechnungen (Wandlerbetrieb)

Ermittlung Pumpendrehmoment und -drehzahl

Dieselmotor: Regelung auf $n_{DM} = const.$

Näherung Dieselmotordrehmoment unter Annahme einer konstanten Leistungszahl ($\lambda = 0,000827$):

$$M_{DM} = \lambda \cdot \rho \cdot D^5 \cdot 4\pi^2 \cdot \frac{n_{DM}^2}{i_{SG,E}^3}$$

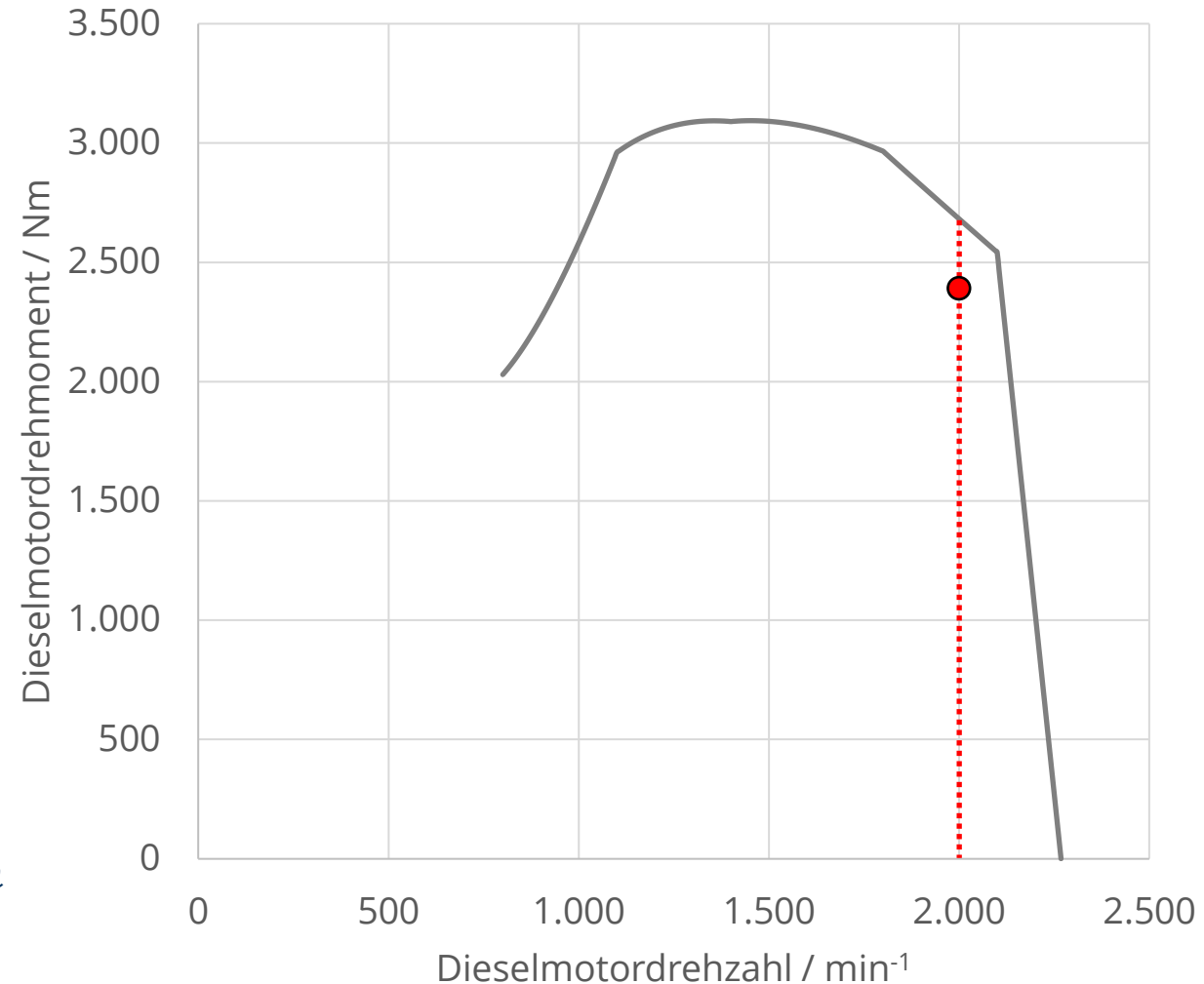
z.B.: für $n_{DM} = 2.000 \text{ min}^{-1} = 33,3 \text{ s}^{-1}$

$$M_{DM} = 0,000827 \cdot 824 \cdot 0,36^5 \cdot 4\pi^2 \cdot \frac{33,3^2}{0,4028^3} = 2.402 \text{ Nm}$$

Damit ergeben sich Pumpendrehmoment und Pumpendrehzahl zu:

$$M_P = M_{DM} \cdot i_{SG,E} \cdot \eta_{SG,E} \approx 2.402 \cdot 0,4028 \cdot 0,985 = \mathbf{953 \text{ Nm}}$$

$$n_P = \frac{n_{DM}}{i_{SG,E}} = \frac{2.000}{0,4028} = \mathbf{4.965 \text{ min}^{-1}}$$



9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.4 Berechnungen (Wandlerbetrieb)

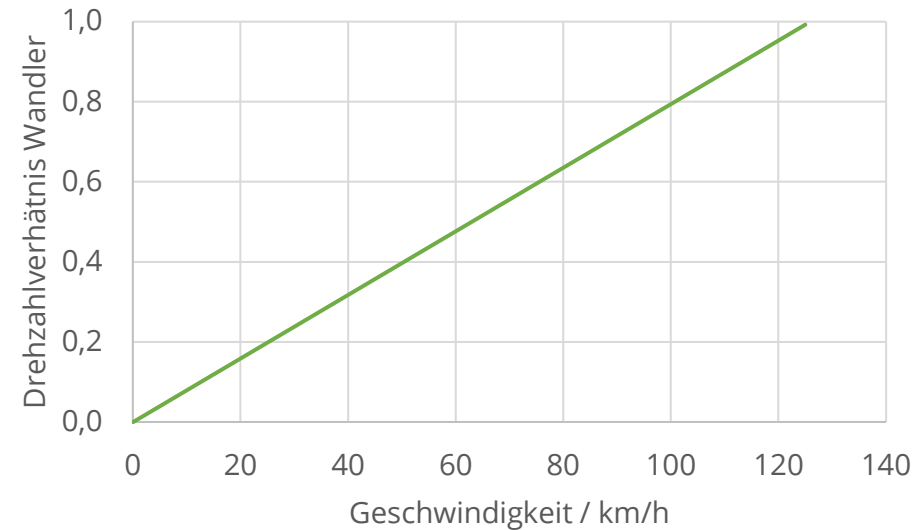
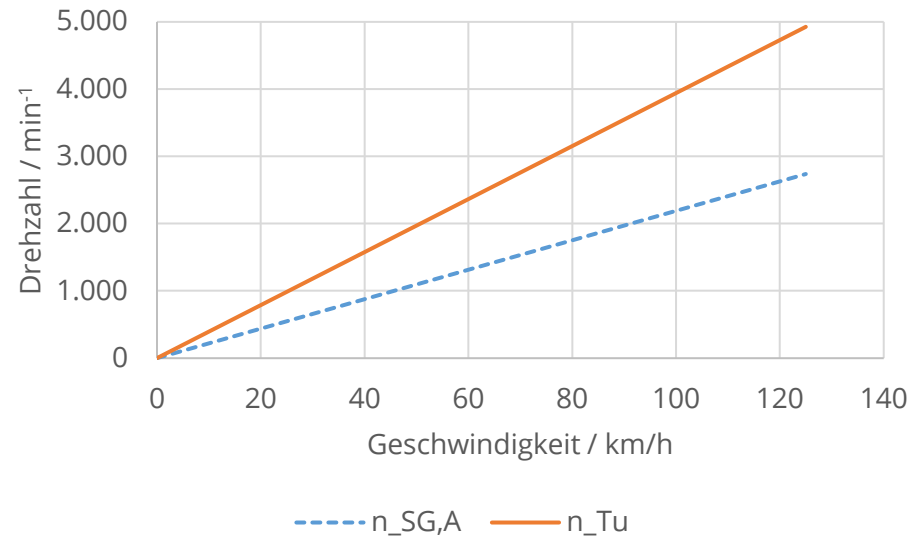
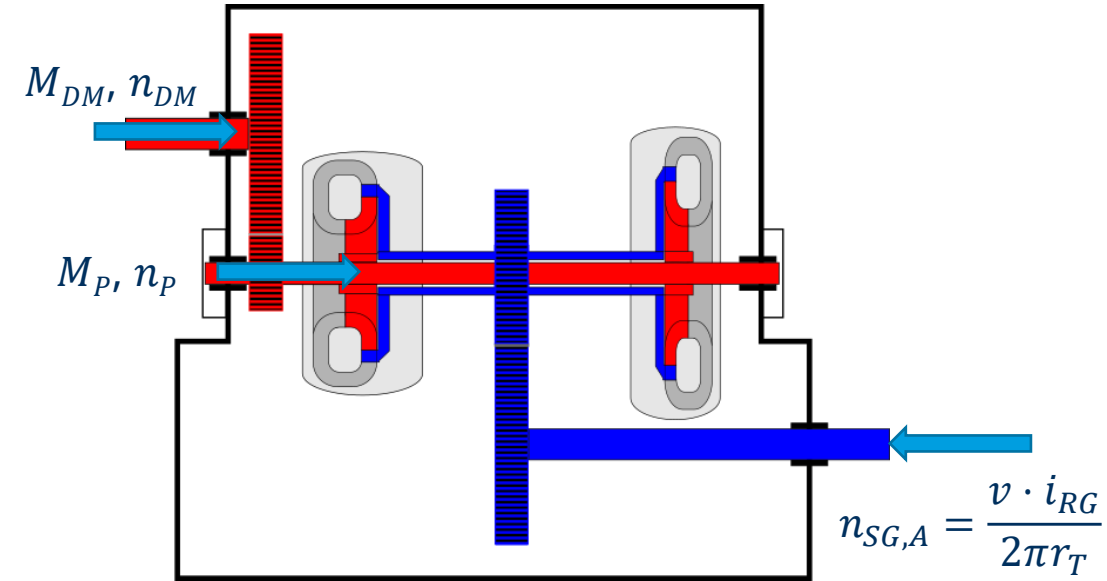
Zuordnung von Geschwindigkeit und Drehzahlverhältnis

benötigte Angaben:

- Treibradsatzradius r_T
- Radsatzgetriebeübersetzung i_{RG}
- Strömungsgetriebeausgangsübersetzung $i_{SG,A}$

Beispiel:

$$r_T = 0,4 \text{ m}, i_{RG} = 3,3, i_{SG,A} = 1,8$$



9. Leistungsübertragungsanlagen

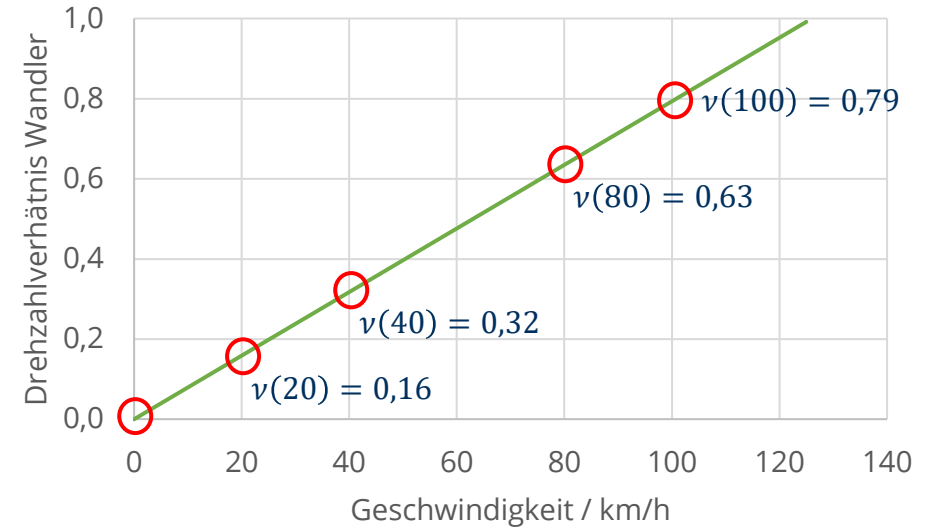
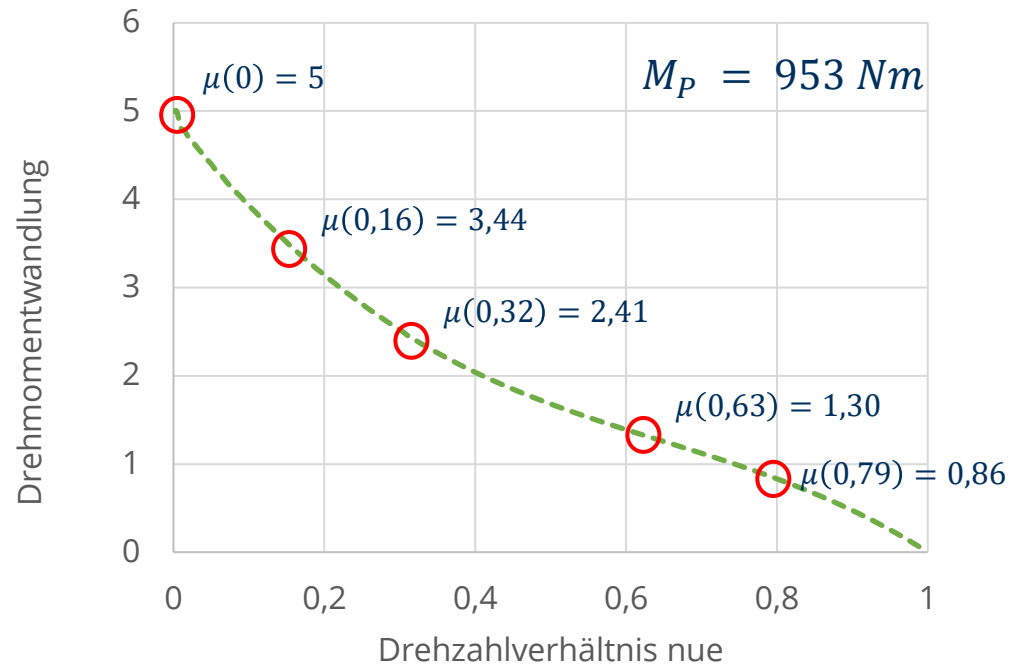
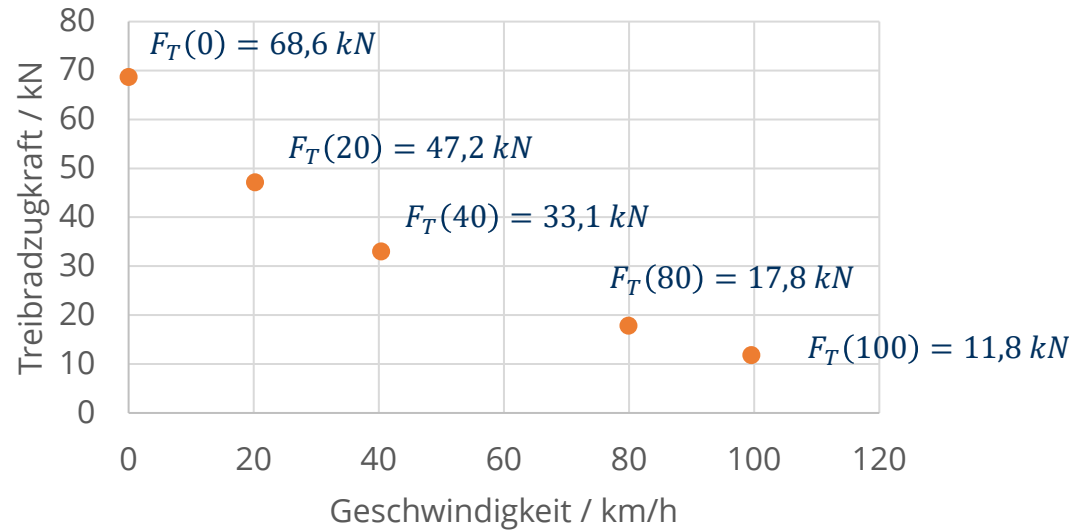
9.3.4 Berechnungen (Wandlerbetrieb)

Ableitung der Zugkraft-Geschwindigkeitskurve

Turbinendrehmoment: $M_{Tu} = \mu(v) \cdot M_P$

Treibradzugkraft: $F_T = \frac{1}{r_T} \cdot i_{SG,A} \cdot i_{RG} \cdot \eta_{SG,A} \cdot \eta_{GW} \cdot \eta_{RG} \cdot M_{Tu}$

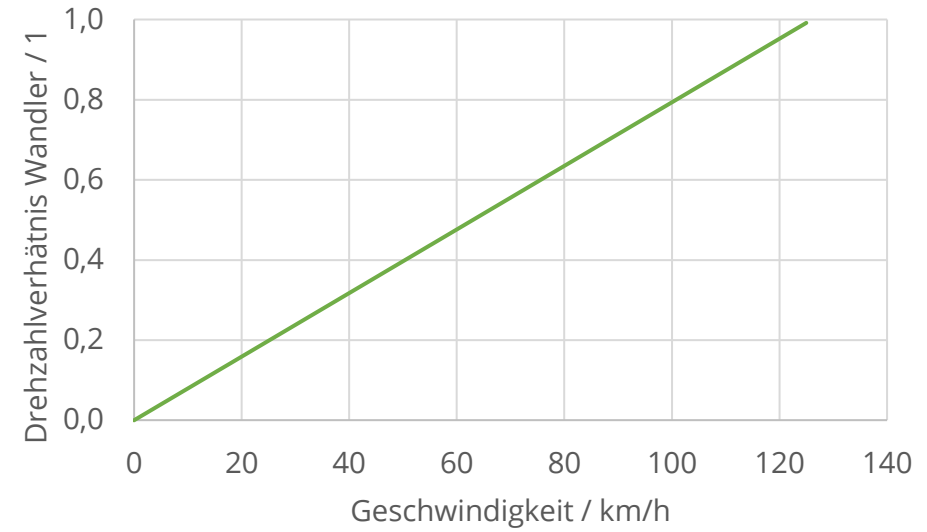
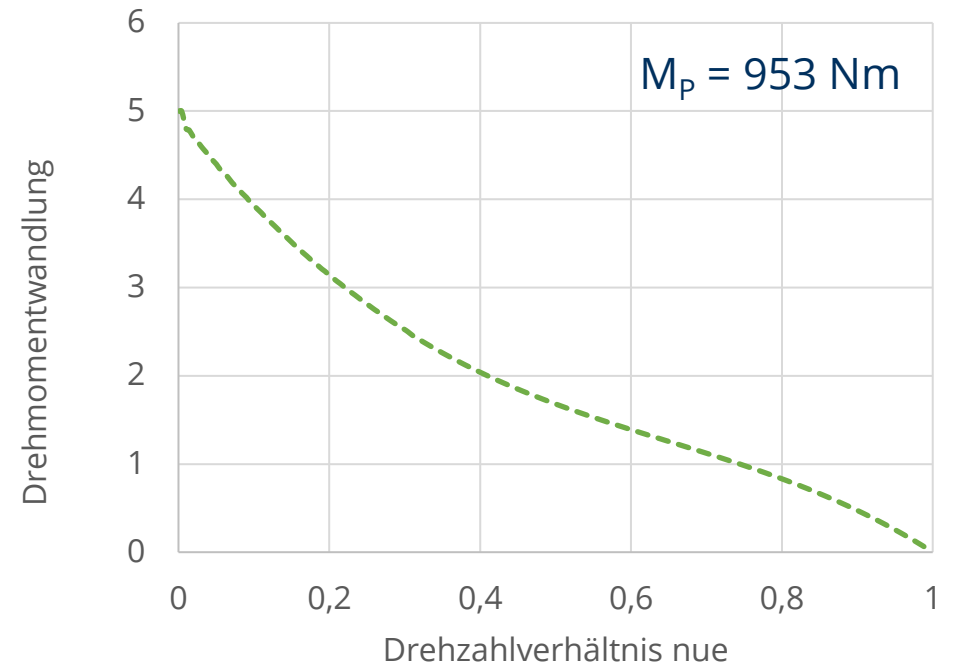
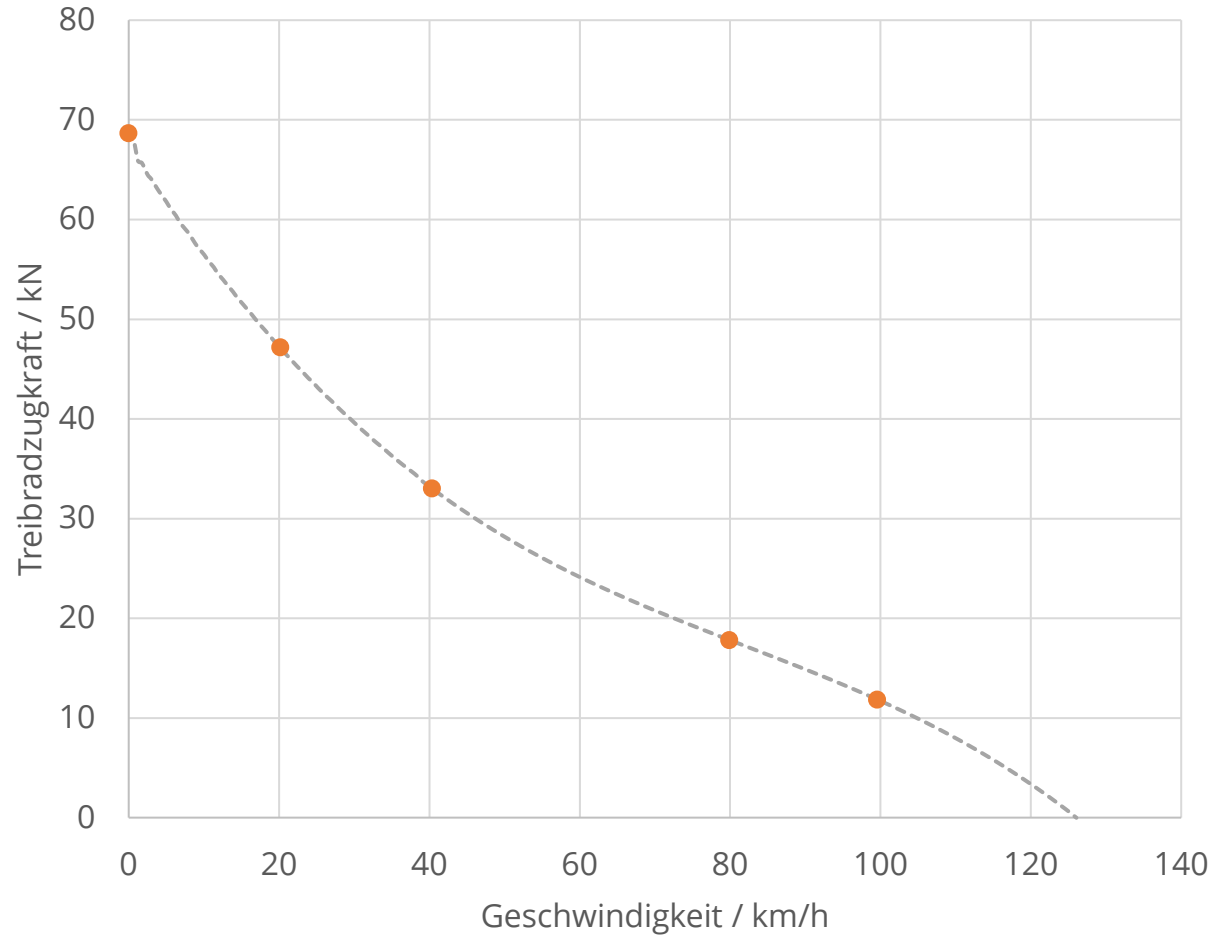
$$F_T = \frac{1}{0,4} \cdot 1,8 \cdot 3,3 \cdot 0,97 \cdot M_{Tu} = 13.727,5 \cdot \mu(v)$$



9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.4 Berechnungen (Wandlerbetrieb)

Ableitung der Zugkraft-Geschwindigkeitskurve



9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.4 Berechnungen (Wandlerbetrieb)

Ermittlung *Teillast*-Pumpendrehmoment und -drehzahl

Dieselmotor: Reduktion von $n_{DM} = const.$

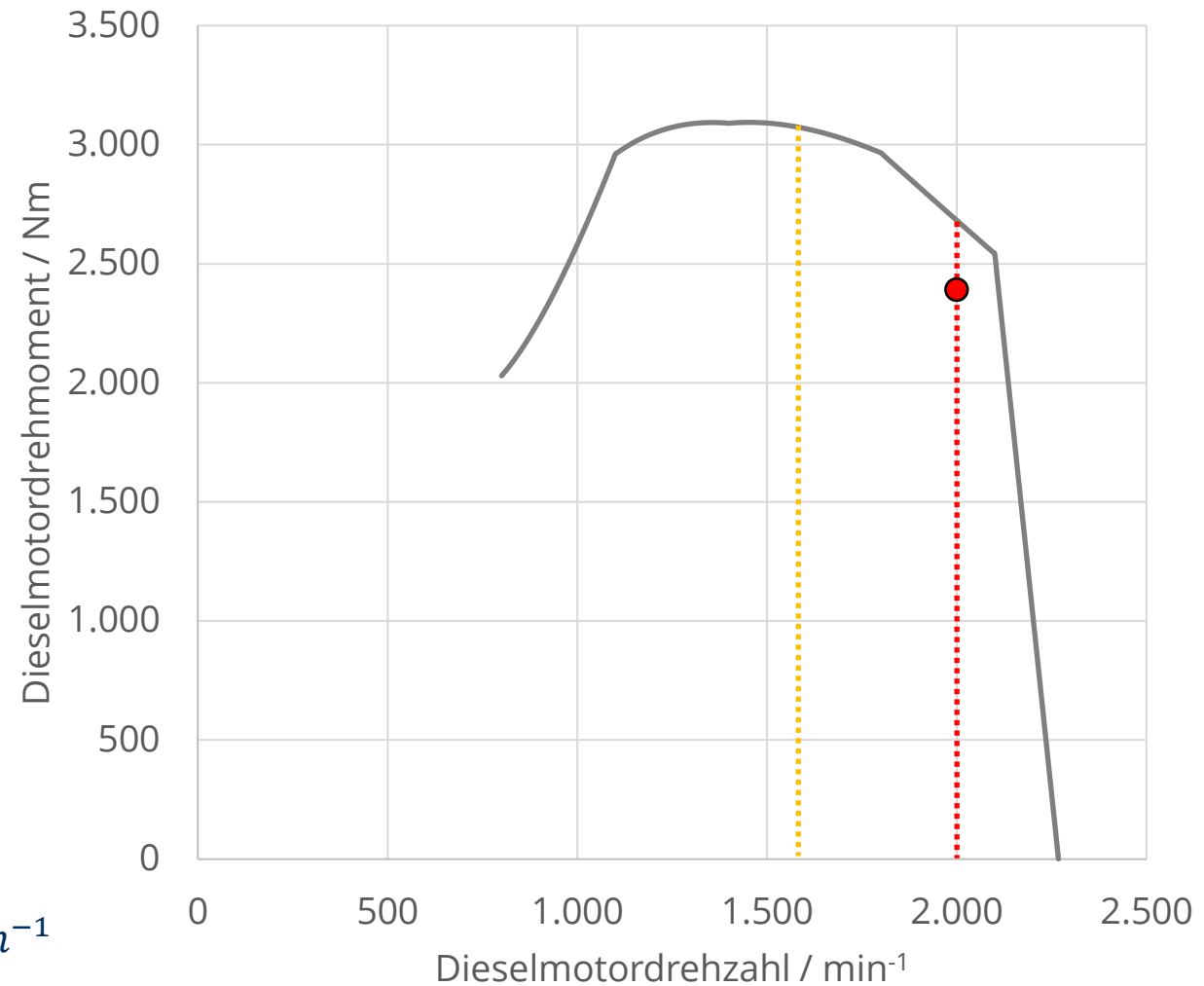
Reduzierung um welchen Betrag?

$$\frac{P_{DM,TL}}{P_{DM,max}} = \frac{\cancel{\lambda \cdot \rho \cdot D^5 \cdot 8\pi^3} \cdot \frac{n_{DM,TL}^3}{\cancel{i_{SG,E}^3}}}{\cancel{\lambda \cdot \rho \cdot D^5 \cdot 8\pi^3} \cdot \frac{n_{DM,max}^3}{\cancel{i_{SG,E}^3}}}$$

$$n_{DM,TL} = \sqrt[3]{\left(\frac{P_{DM,TL}}{P_{DM,max}}\right)} \cdot n_{DM,max}$$

Beispiel: Ermittlung n_{DM} für ½ Volllast

$$n_{DM,0,5} = \sqrt[3]{\frac{1}{2}} \cdot 2.000 = 0,7937 \cdot 2.000 = 1.587 \text{ min}^{-1}$$



9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.4 Berechnungen (Wandlerbetrieb)

Ermittlung *Teillast*-Pumpendrehmoment und -drehzahl

Dieselmotor: Regelung auf $n_{DM} = 1.587 \text{ min}^{-1}$

Näherung Dieselmotordrehmoment unter Annahme einer konstanten Leistungszahl:

$$M_{DM} = \lambda \cdot \rho \cdot D^5 \cdot 4\pi^2 \cdot \frac{n_{DM}^2}{i_{SG,E}^3}$$

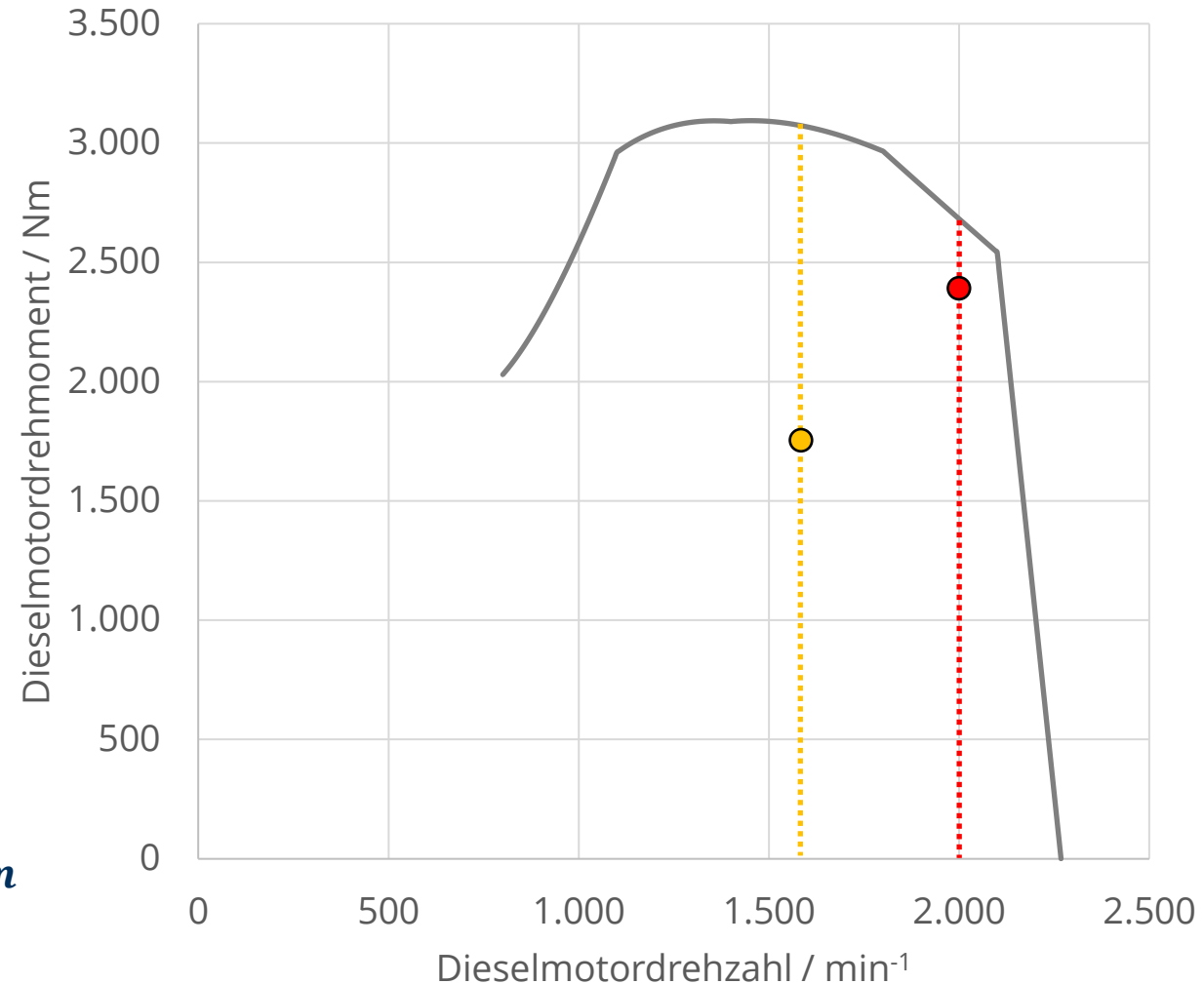
z.B.: für $n_{DM} = 1.587 \text{ min}^{-1} = 26,45 \text{ s}^{-1}$

$$M_{DM} = 0,000827 \cdot 824 \cdot 0,36^5 \cdot 4\pi^2 \cdot \frac{26,45^2}{0,4028^3} = 1.741 \text{ Nm}$$

Damit ergeben sich Pumpendrehzahl und Pumpendrehmoment zu:

$$M_P = M_{DM} \cdot i_{SG,E} \cdot \eta_{SG,E} \approx 1.741 \cdot 0,4028 \cdot 0,985 = \mathbf{691 \text{ Nm}}$$

$$n_P = \frac{n_{DM}}{i_{SG,E}} = \frac{1.587}{0,4028} = \mathbf{3.940 \text{ min}^{-1}}$$



9. Leistungsübertragungsanlagen

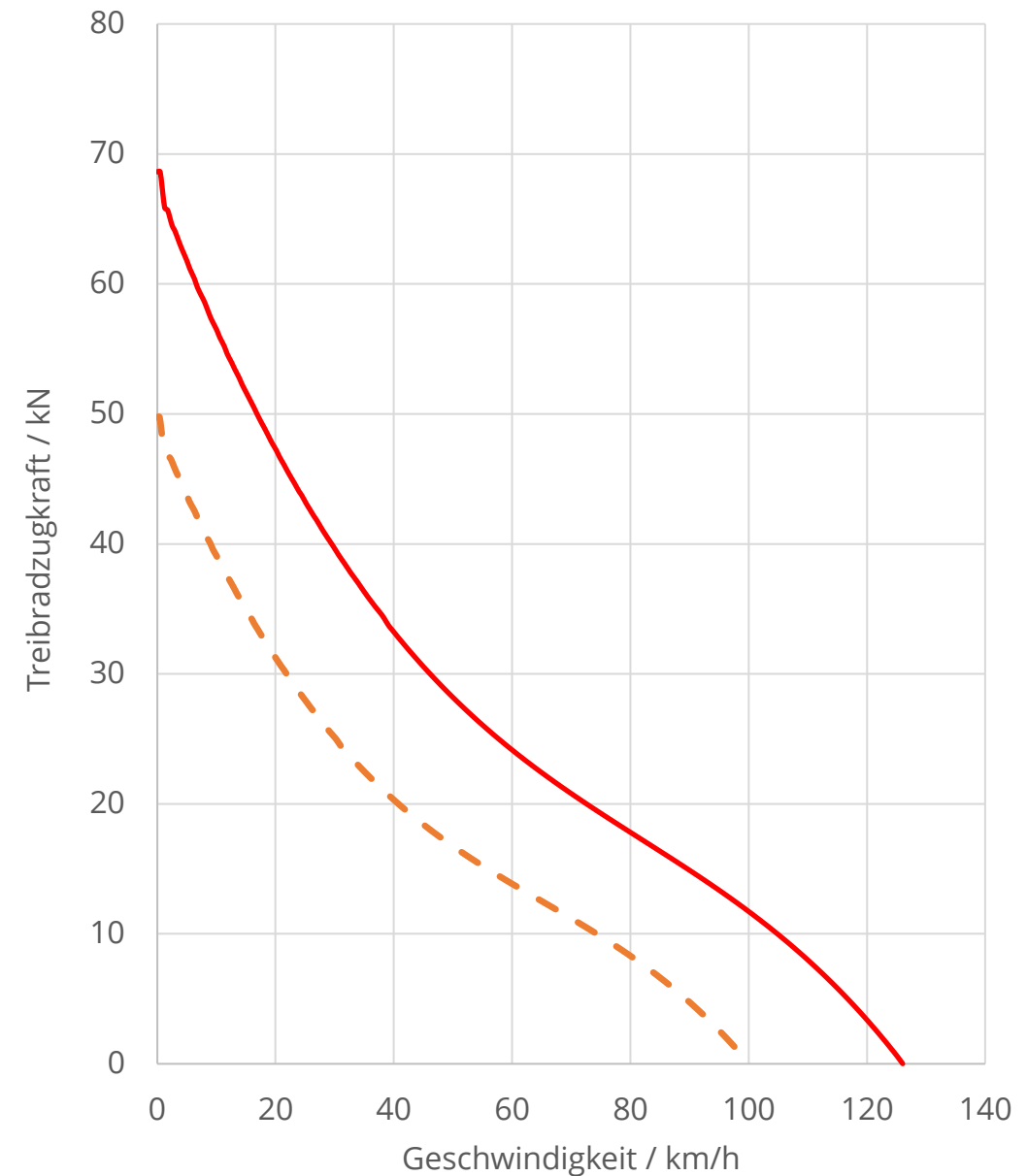
9.3.4 Berechnungen (Wandlerbetrieb)

Ableitung der *Teillast*-Zugkraft-Geschwindigkeitskurve

Treibradzugkraft:

$$F_T = \frac{1}{r_T} \cdot i_{SG,A} \cdot i_{RG} \cdot \eta_{SG,A} \cdot \eta_{GW} \cdot \eta_{RG} \cdot M_{Tu}$$

$$F_T = \frac{1}{0,4} \cdot 1,8 \cdot 3,3 \cdot 0,97 \cdot M_{Tu} = 9.953,5 \cdot \mu(v)$$

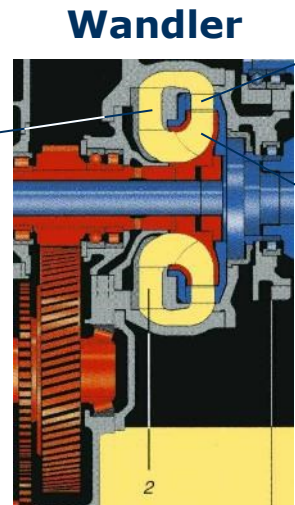


9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.5 Kupplungs- vs. Wandlerbetrieb

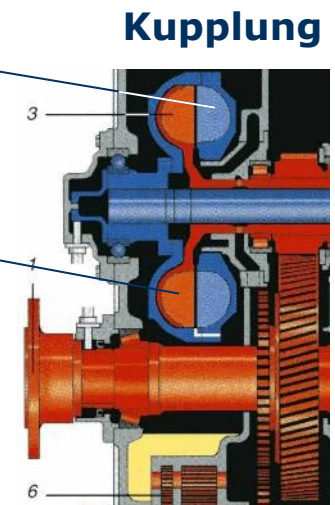
Einsatz
 Lokomotiven:
 heute: WW
 früher: WWW
 Triebwagen:
 Anfahrwandler

Leitrad
 (mech. mit
 Getriebe-
 gehäuse
 verbunden)
 $M_L, n_L = 0$



Turbinenrad
 (mech. mit Getriebe-
 ausgang verbunden)
 M_{Tu}, n_{Tu}

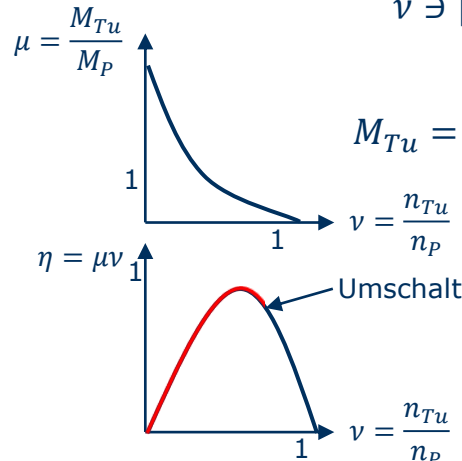
Pumpenrad
 (mech. mit Getriebe-
 eingang verbunden)
 M_P, n_P



Einsatz
 Triebwagen:
 WK oder WKK

Dieselmotor:
 Füllungsregelung

Dieselmotor:
 Drehzahlregelung
 $P_{DM} \sim n_{DM}^3$



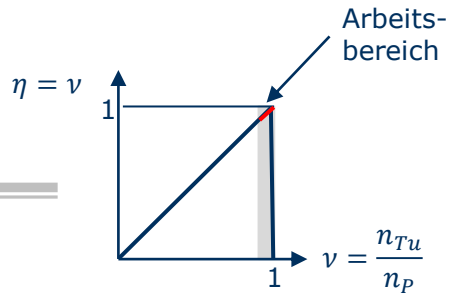
$v \in [0; 1,2]$ $v = \frac{n_{Tu}}{n_P}$ $v \in [0,93; 1]$

$M_{Tu} = M_P + M_L$ $\mu = \frac{M_{Tu}}{M_P}$ $M_{Tu} \approx M_P$

$\eta = \mu v$ $\eta = v$

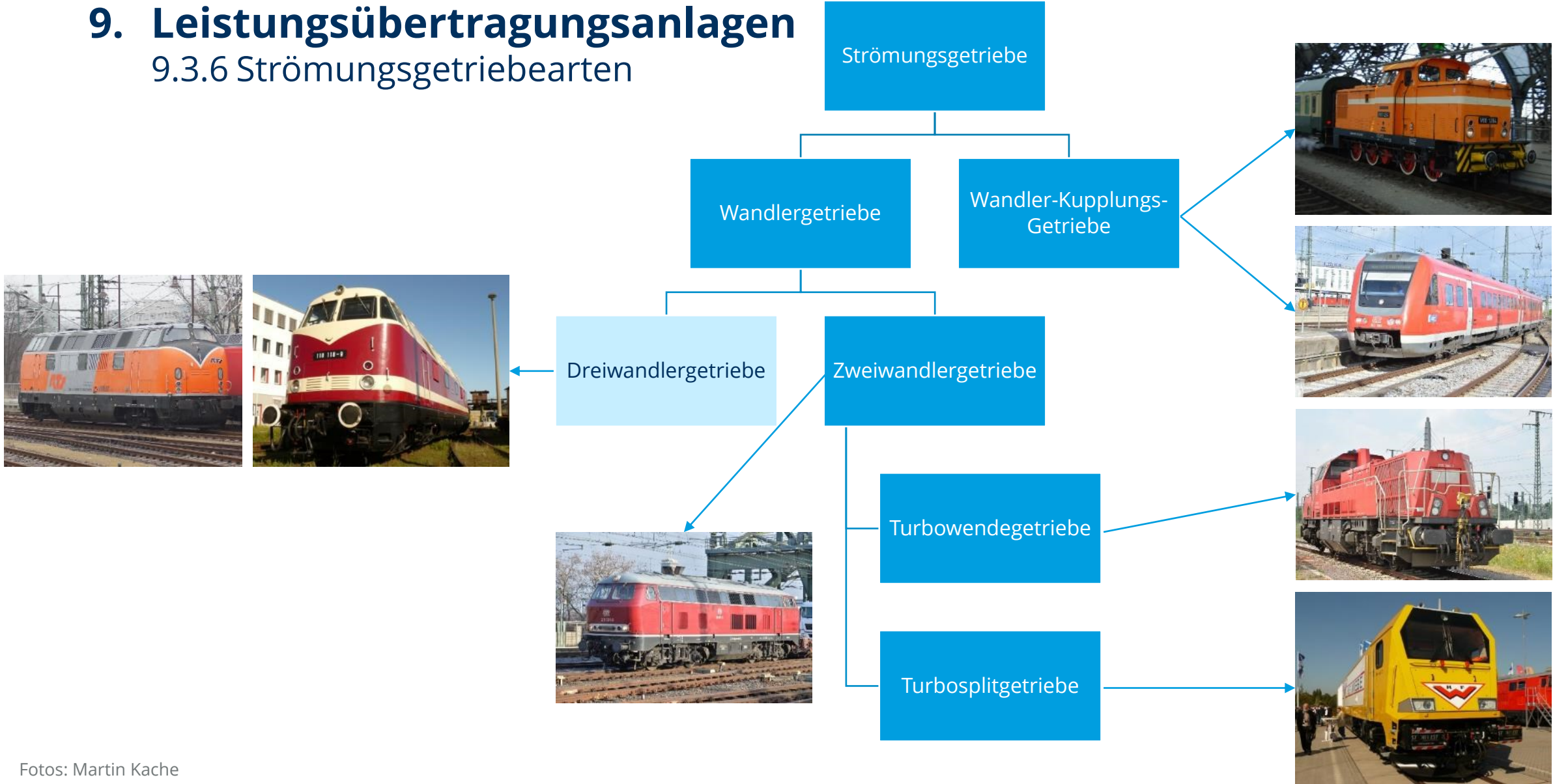
$F_T \sim \mu, \mu = f(v)$ $F_T \sim M_{DM}, M_{DM} = f(n_{DM})$

$v \neq f(n_{DM}), v \sim n_{Tu}$ $v = f(n_{DM})$



9. Leistungsübertragungsanlagen

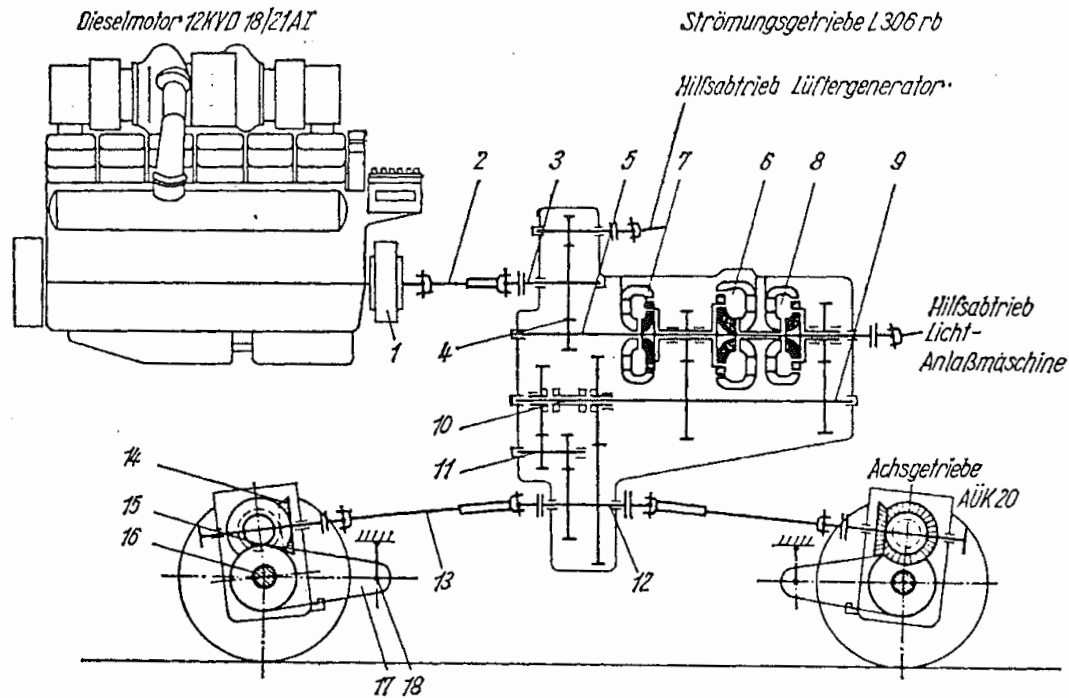
9.3.6 Strömungsgetriebearten



Fotos: Martin Kache

9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.6 Strömungsgetriebearten - Dreiwandlergetriebe



Zeichnungen aus: Stange/Räntzsch: „Die Baureihe V 180“, Freiburg 1995, EK-Verlag

Schema der Kraftübertragung der V 180⁰⁻¹ mit Voith-Strömungsgetriebe.

- | | |
|----|----------------------------|
| 1 | Dämpfungskupplung |
| 2 | Primärgelenkwelle |
| 3 | Antriebswelle |
| 4 | Hochtrieb |
| 5 | Pumpenwelle |
| 6 | Anfahrwandler |
| 7 | Marschwandler I |
| 8 | Marschwandler II |
| 9 | Vorgelegewelle |
| 10 | Wendeschtaltung |
| 11 | Zwischenwelle |
| 12 | Abtriebswelle |
| 13 | Sekundärwelle |
| 14 | Kegelradpaar |
| 15 | Stirnradpaar |
| 16 | Achswelle |
| 17 | Drehmomentstütze |
| 18 | Lager der Drehmomentstütze |

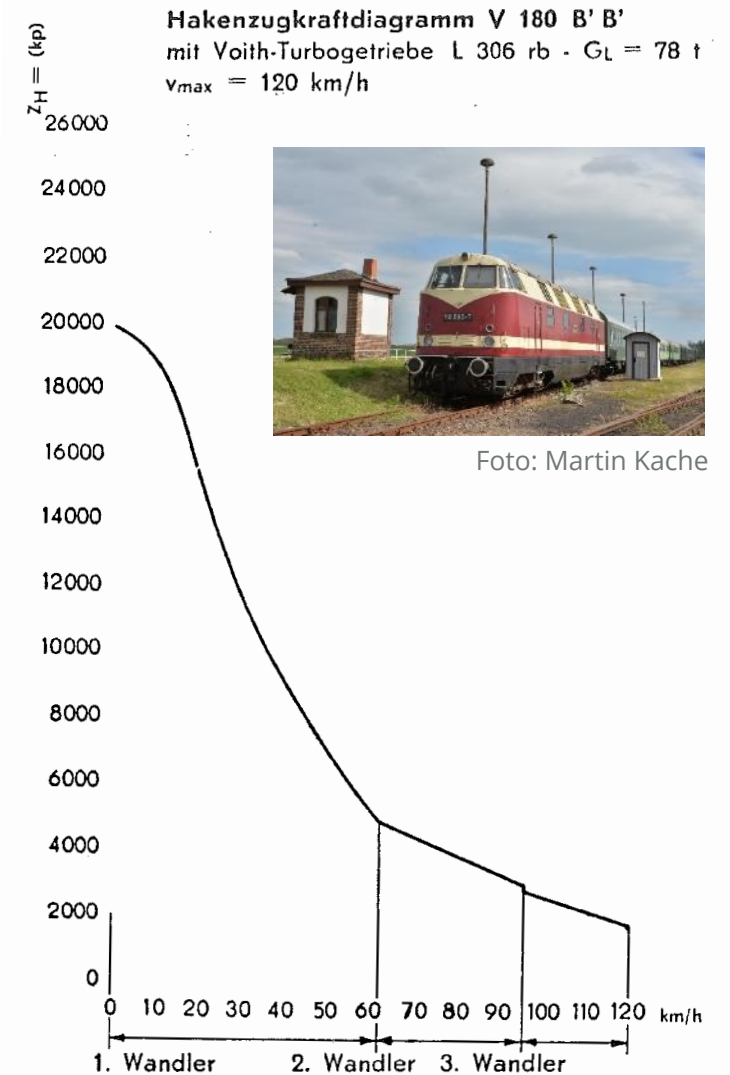


Foto: Martin Kache

9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.6 Strömungsgetriebearten – Zweiwandlergetriebe

L 620 reU2

L – Lokomotivgetriebe

6 – Kennzahl für Kreislaufgröße

2 – zwei Wandler

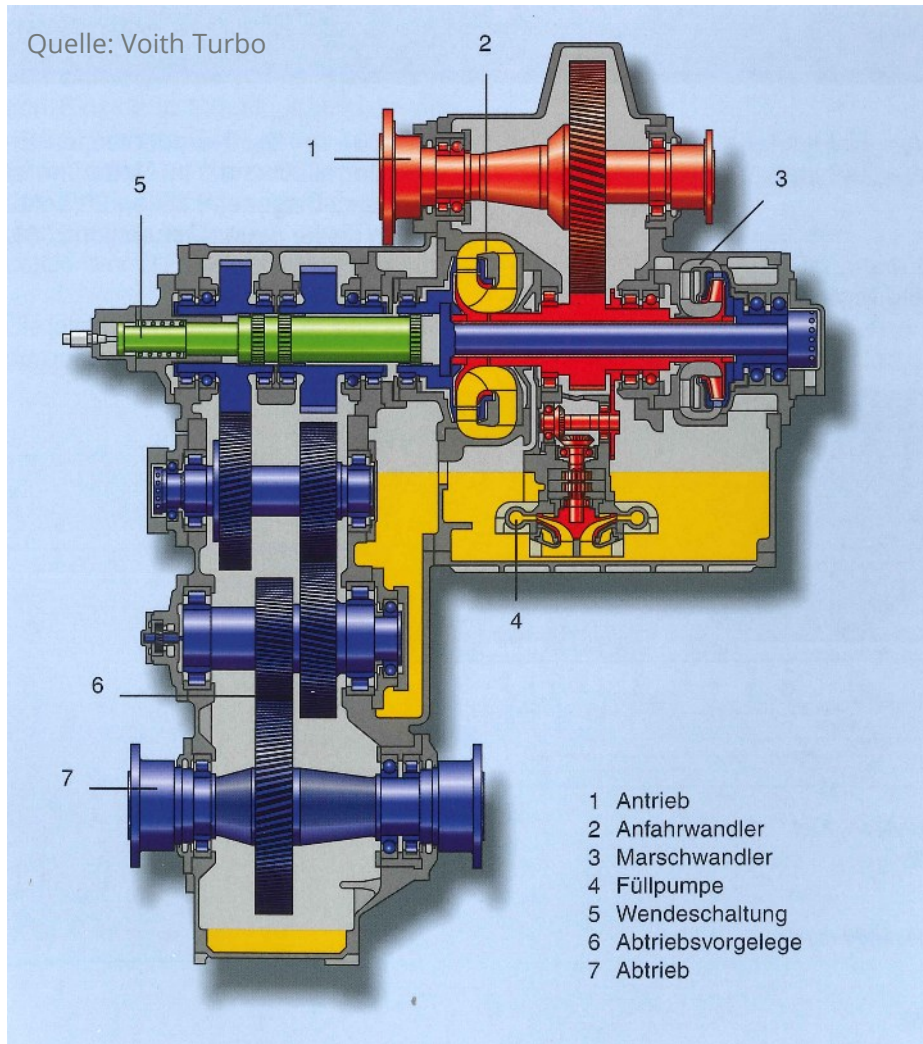
0 – keine Strömungskupplung

r – integriertes Wendegetriebe

e – Mikroprozessorsteuerung

U2 – Bauform (2 Abtriebe unterhalb des Antriebes)

Quelle: Voith Turbo



besondere Merkmale:

- Auslegung für hohe Anfahrzugkräfte und Leistungen
- max. Eingangsleistung: 2.700 kW
- $D_{AW} = 525 \text{ mm}$, $D_{MW} = 434 \text{ mm}$
- spez. Gewicht: 2,06 kg/kW

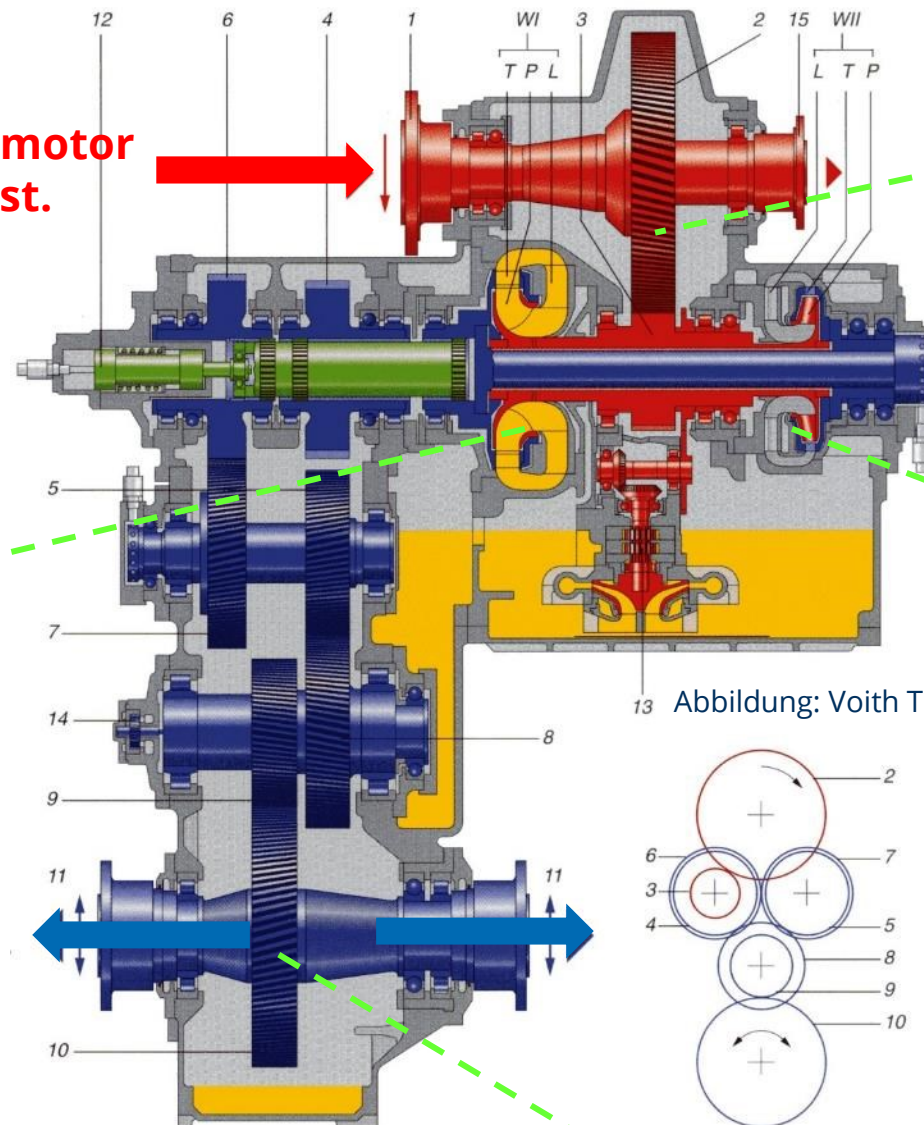
Einsatzbeispiel: Vossloh G 2000 BB



Foto: Martin Kache

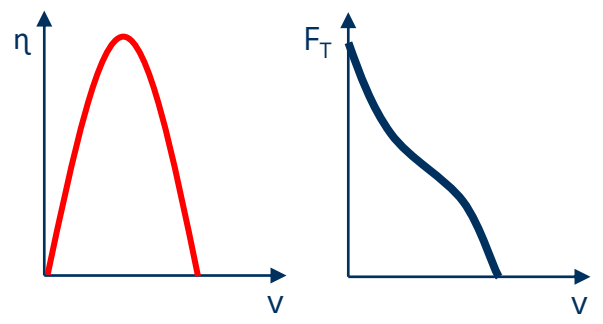
9. Leistungsübertragungsanlagen

L 620 reU2 (Fortsetzung)

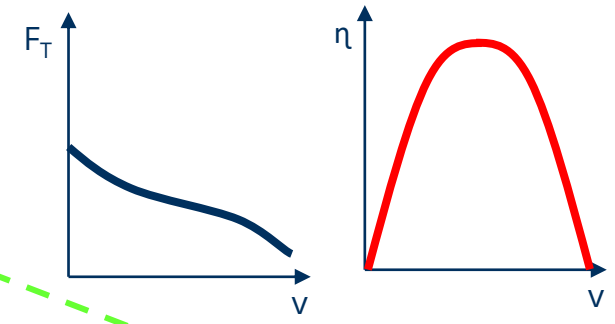


vom Dieselmotor
 $n \approx \text{const.}$

Eingangsübersetzung
(Hochtrieb)



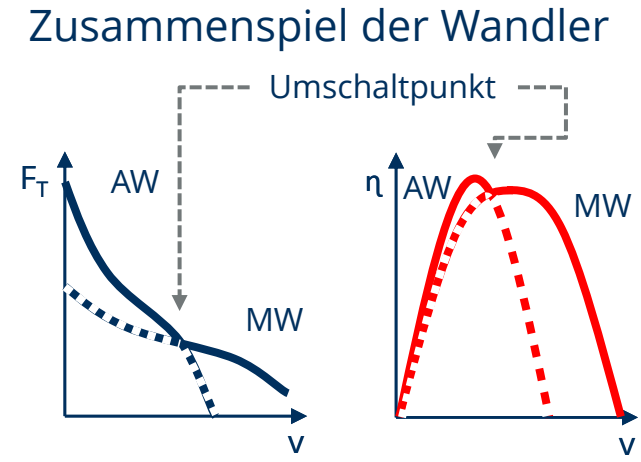
Anfahrwandler (AW)



Marschwandler (MW)

zu den Radsätzen
 $n_{ab} \sim v$

Abtriebsübersetzung

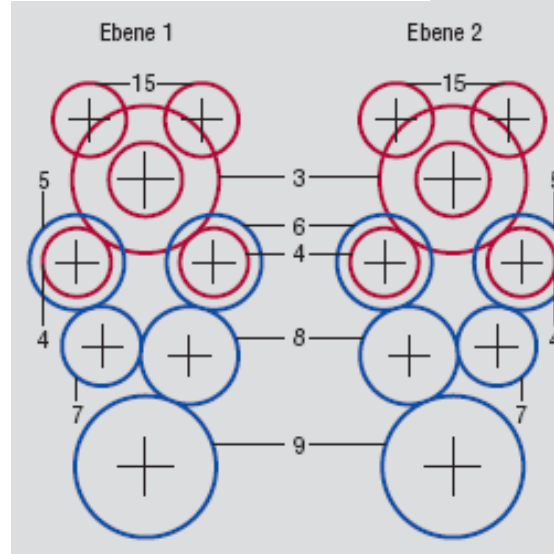


9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.6 Strömungsgetriebearten – **Turbosplitgetriebe**

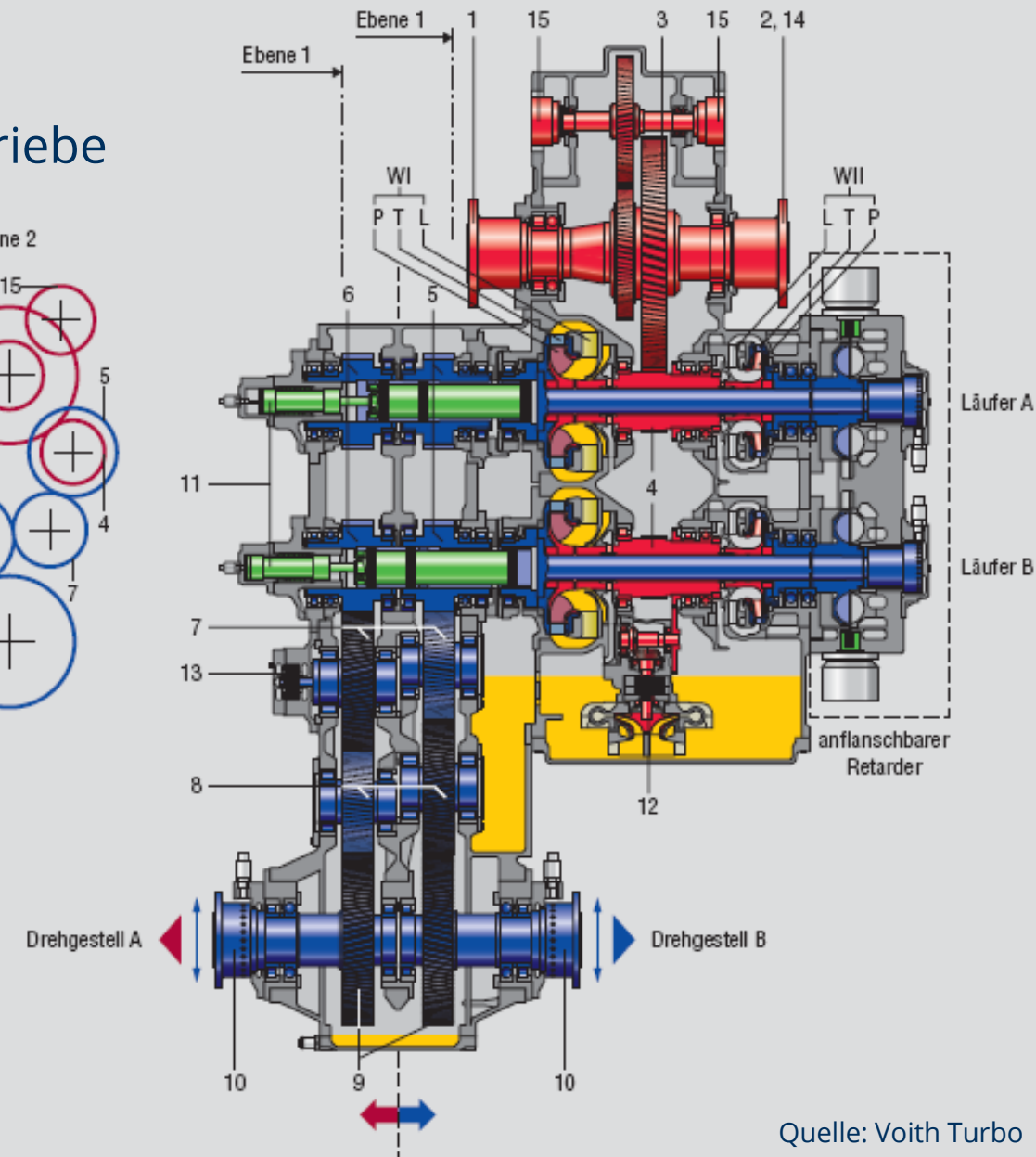


Quelle: Voith Turbo



LS 640 re U2

- L – Lokomotivgetriebe
- S – Split-Ausführung
- 6 – Kennzahl für Kreislaufgröße
- 4 – vier Wandler
- 0 – keine Strömungskupplung
- r – integriertes Wendegetriebe
- e – Mikroprozessorsteuerung
- U2 - Bauform



Quelle: Voith Turbo

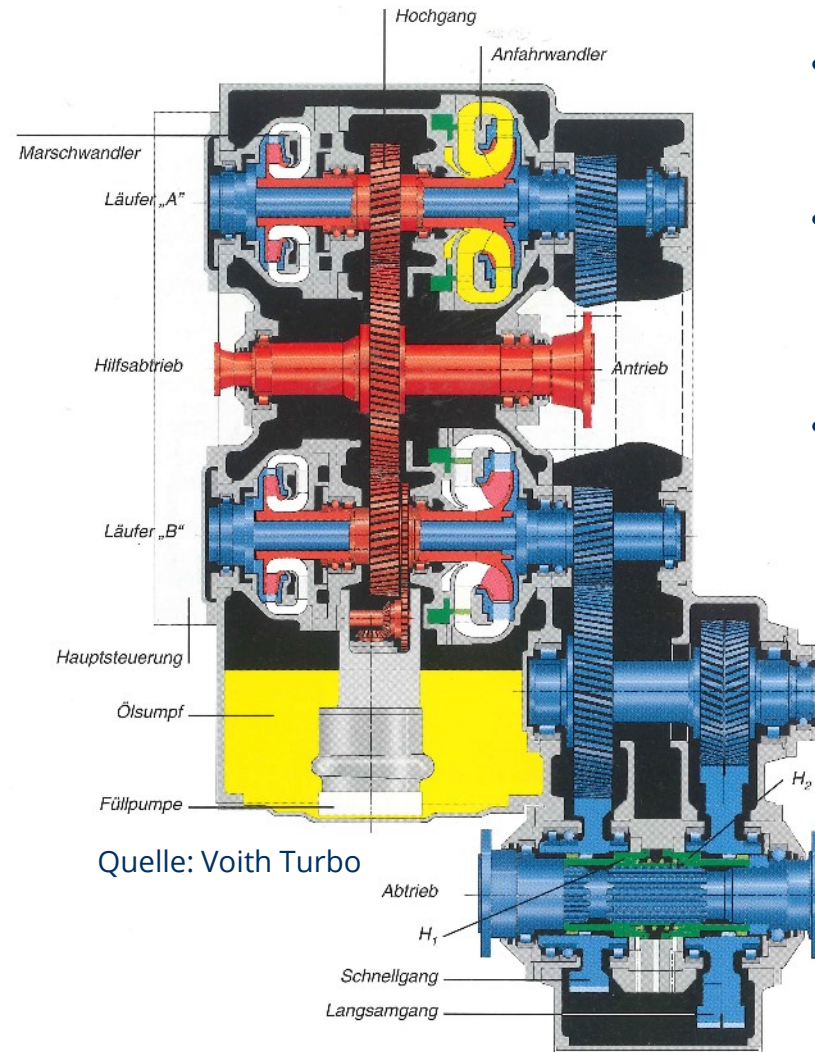
9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.6 Strömungsgetriebearten – Turbowendegetriebe

L 4r4 zse

L – Lokomotivgetriebe
4 – Kennzahl für Kreislaufgröße
r – hydraulisch reversierbar
4 – vier Drehmomentwandler

z – verstärkte Ausführung
s – mechanisches Stufengetriebe
e – Mikroprozessorsteuerung



besondere Merkmale:

- Fahrtrichtungswechsel ohne Halt möglich
- große thermische Reserven – kleine Fahrgeschwindigkeiten bei großen Anhängelasten möglich
- keine Motordrückung

Einsatzbeispiel: Voith Gravita 10 BB



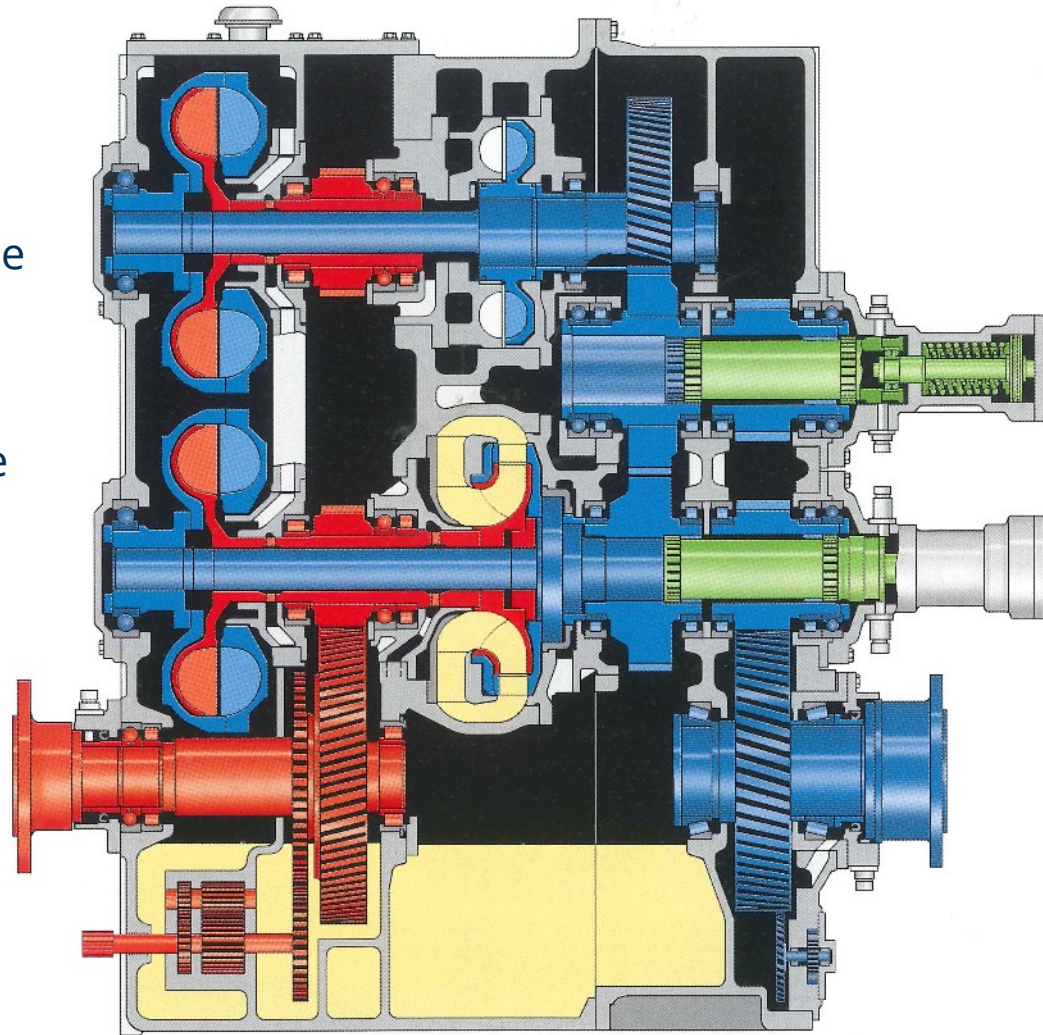
Foto: Martin Kache

9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.6 Strömungsgetriebearten – Dreiganggetriebe, Bauart W-K-K

T 312bre

- T – Triebwagengetriebe
- 3 – Kennzahl für Kreislaufgröße
- 1 – ein Drehmomentwandler
- 2 – zwei Kupplungen
- b – mit Retarder
- r – integriertes Wendegetriebe
- e – Mikroprozessorsteuerung



besondere Merkmale:

- über 90 % Wirkungsgrad in den Kupplungsgängen
- kurzzeitige thermische/mechanische Überlastung möglich
- max. Eingangsleistung: 650 kW

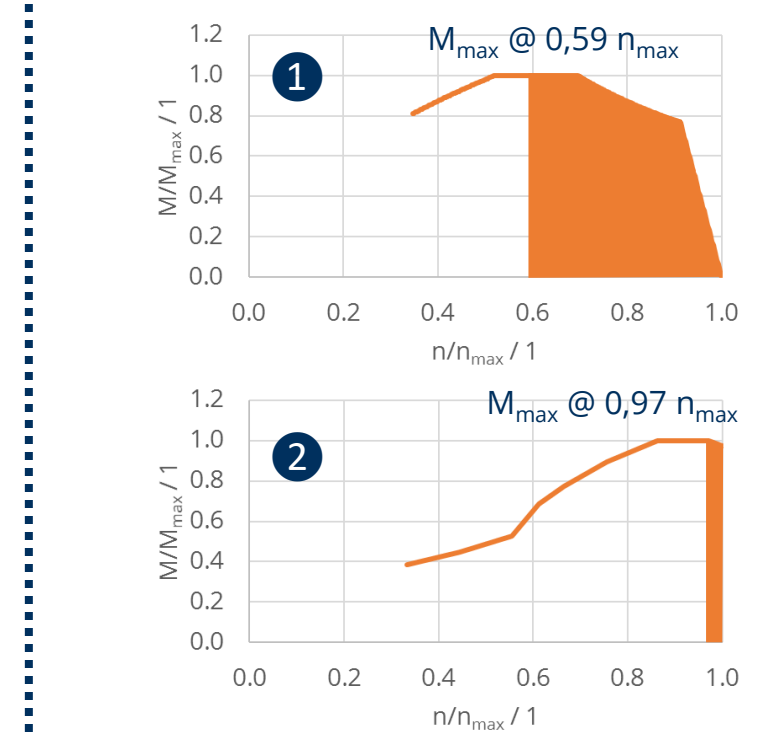
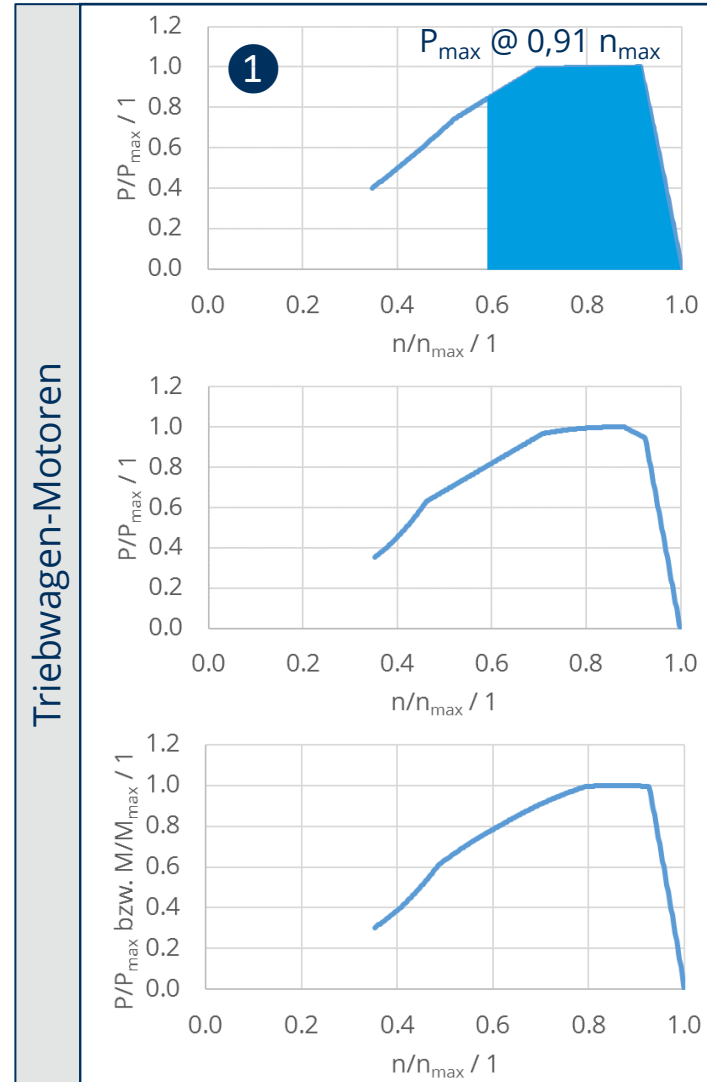
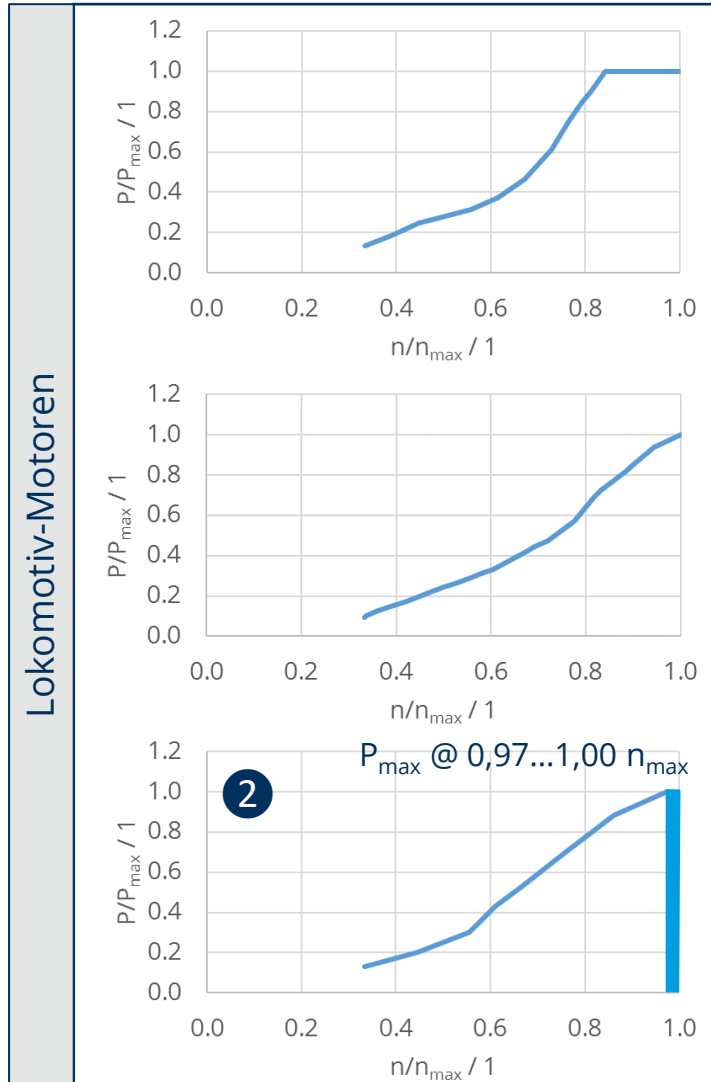
Einsatzbeispiel: BR 612



Foto: Martin Kache

9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.7 Getriebeauslegung – Abhängigkeit vom Betriebsverhalten des Dieselmotors



Voraussetzungen für Kupplungsbetrieb:

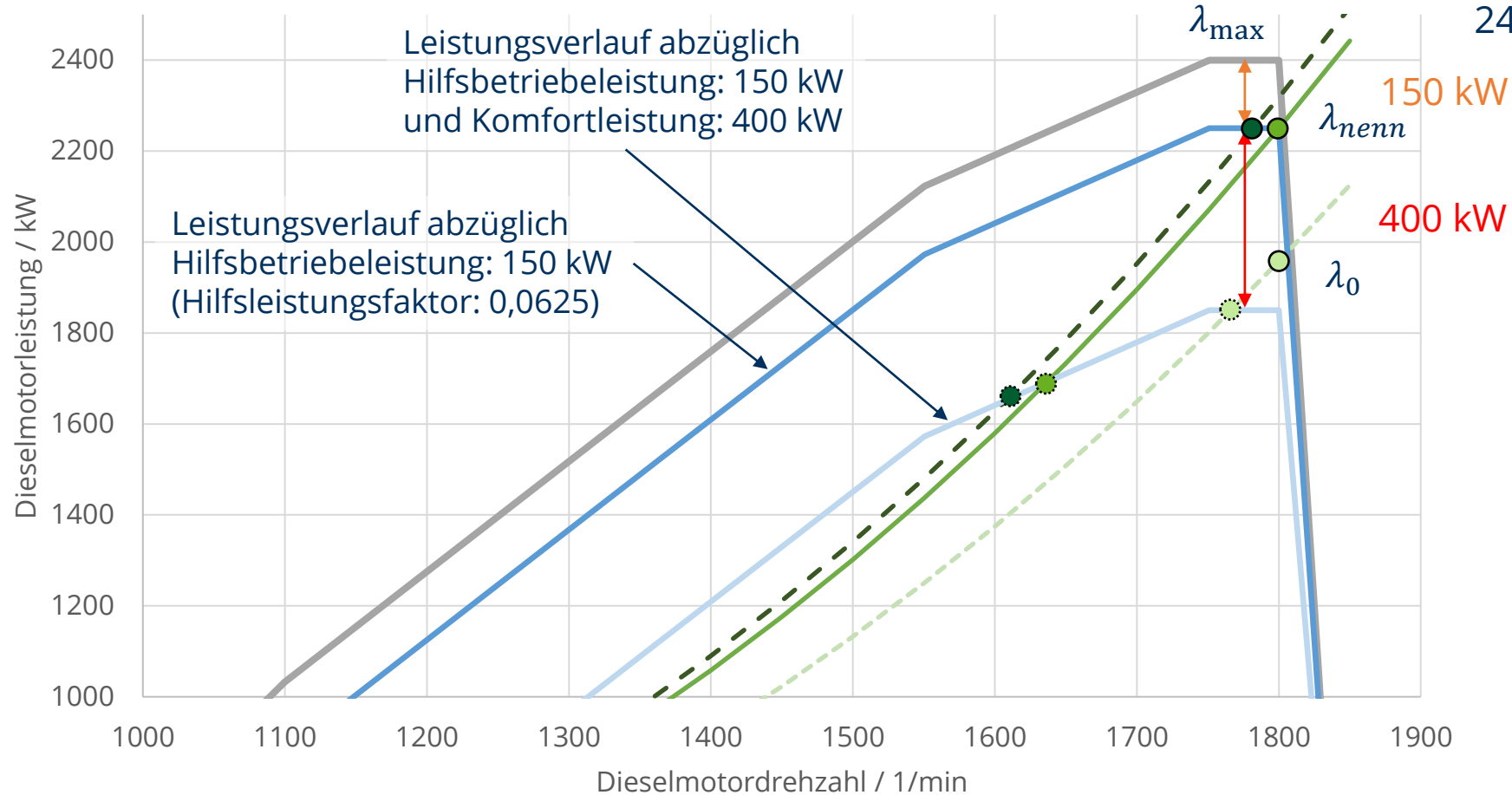
- hohe Elastizität des Dieselmotors im oberen Drehzahlbereich
- ansteigendes oder konstantes Dieselmotordrehmoment bei Drehzahlrückung
- breites ausnutzbares Drehzahlband

9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.7 Getriebeauslegung – Berücksichtigung von Zusatzleistungsbedarf

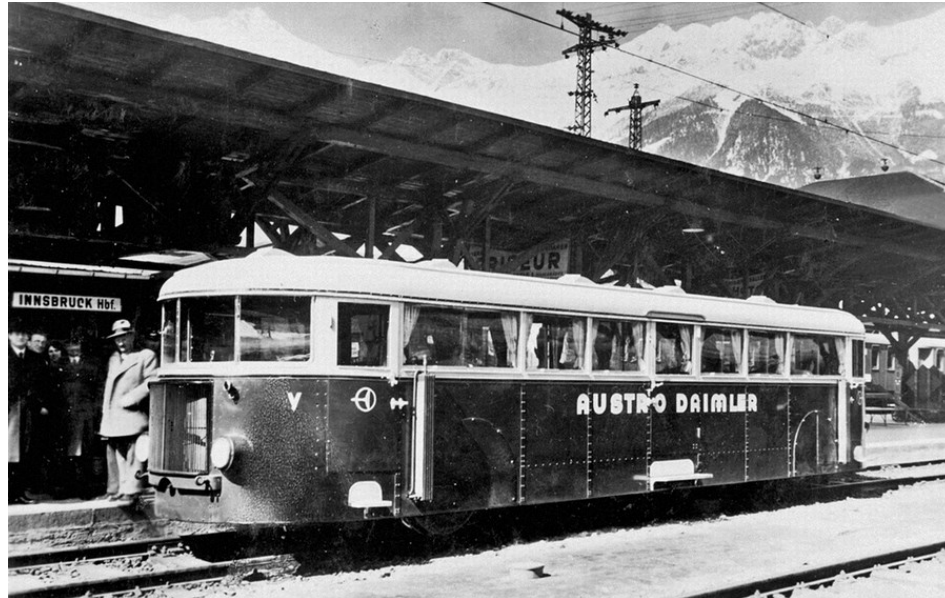
Beispiel: Lokomotive mit Zweiwandlergetriebe

Nennleistung DM:
2400 kW @ 1800 1/min



9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.8 Fahrzeuge mit hydrodynamischer Leistungsübertragung (historisch)



1932: Austro-Daimler Schienenbus mit Voith ABL 2,8e1-Getriebe (W-K) Foto: Slg. Voith Turbo



1934: Kleinlokomotive der Leistungsgruppe II (47,8 kW) mit Voith ACR 3,3 m1 (W-K)



1937: WR 360 C14 mit Voith L37U (W-K-K) für 370 kW



1935: V 16101 (später: V 140 001) mit Voith JJG 251 (W-K-K) für 1030 kW

9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.8 Fahrzeuge mit hydrodynamischer Leistungsübertragung



Voith Gravita 15L BB (BR 265)

MTU 12V 4000 R43 (1800 kW) + Voith L5r4zse U2



Voith Gravita 15L BB (BR 261)

MTU 12V 4000 R43 (1000 kW)
+ Voith L4r4zse U2



BR 294

MTU MB 12V 652 TA + Voith L206 rsb

MTU V8 4000 R41 + Voith L206 rsb

Fotos: Martin Kache

9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.8 Fahrzeuge mit hydrodynamischer Leistungsübertragung



BR 218

MTU 12 V 956 TB 10 oder TB 11 + Voith L 820 brs oder mtu K 252 SU

MTU 16 V 4000 R40/R41 + Voith L 820 brs oder mtu K 252 SU



MaK G 1206

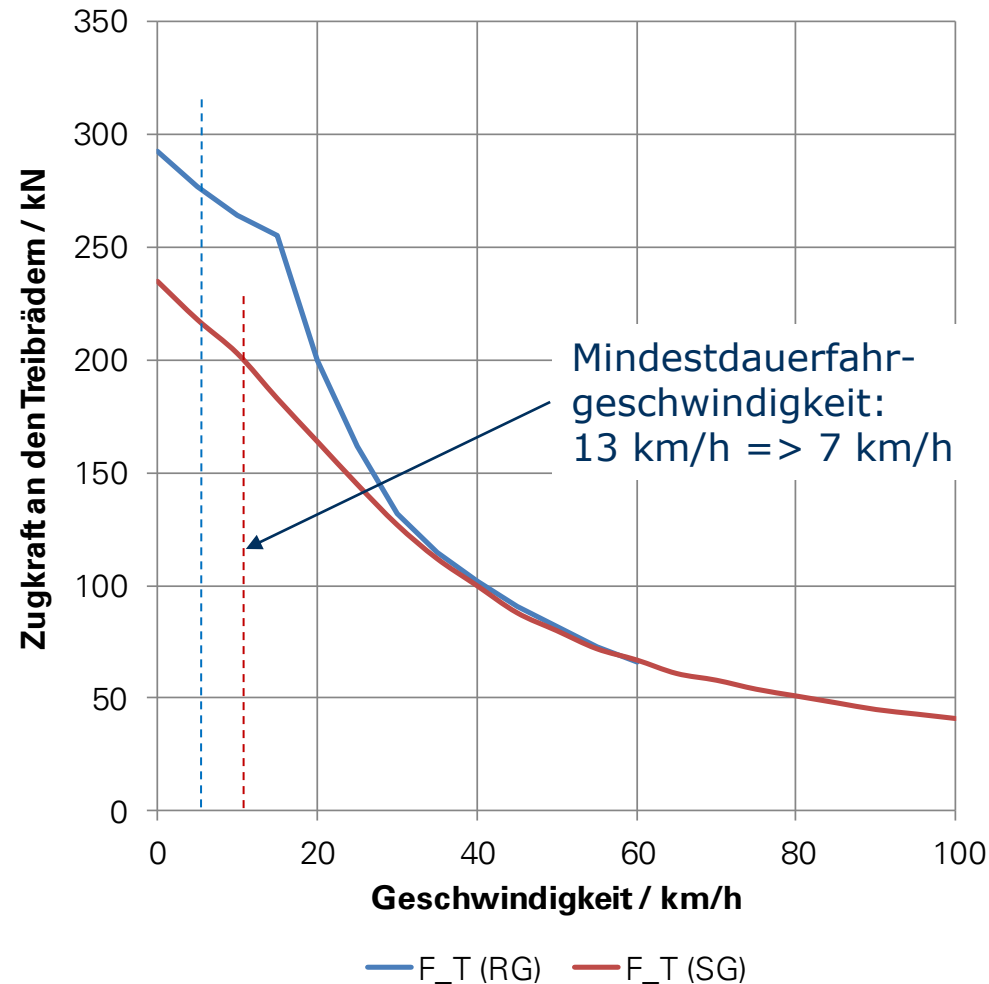
MTU 16 V 4000 R41 (1500 kW) + Voith L5r4 zse U2

CAT 3512 B DI-TA-SC (1500 kW) + Voith L5r4z

Fotos: Martin Kache

9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.8 Fahrzeuge mit hydrodynamischer Leistungsübertragung



MaK G 1206

Zugkraftgewinn im Anfahrpunkt:

$$293 \text{ kN} - 235 \text{ kN} = 58 \text{ kN}$$

Kraftschlussausnutzung:

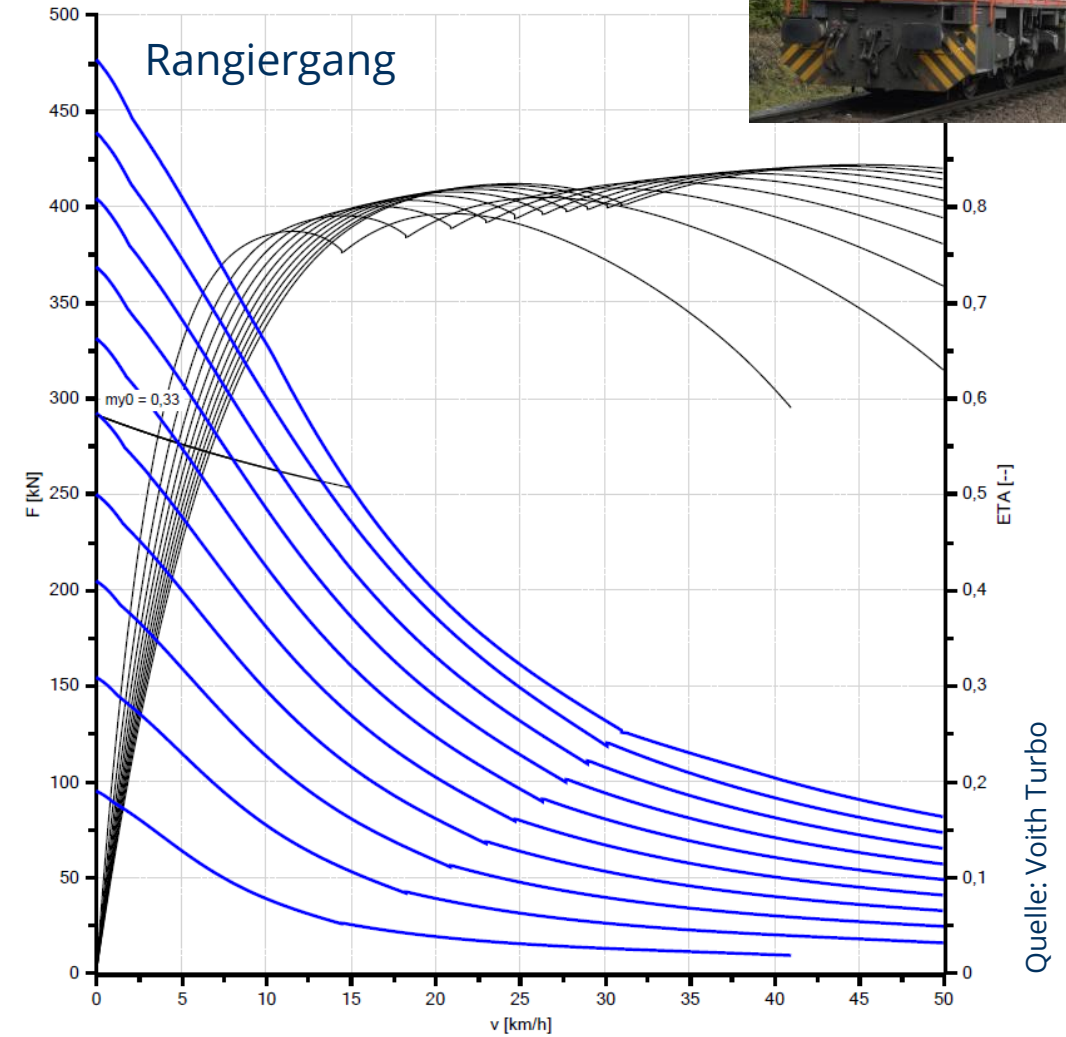
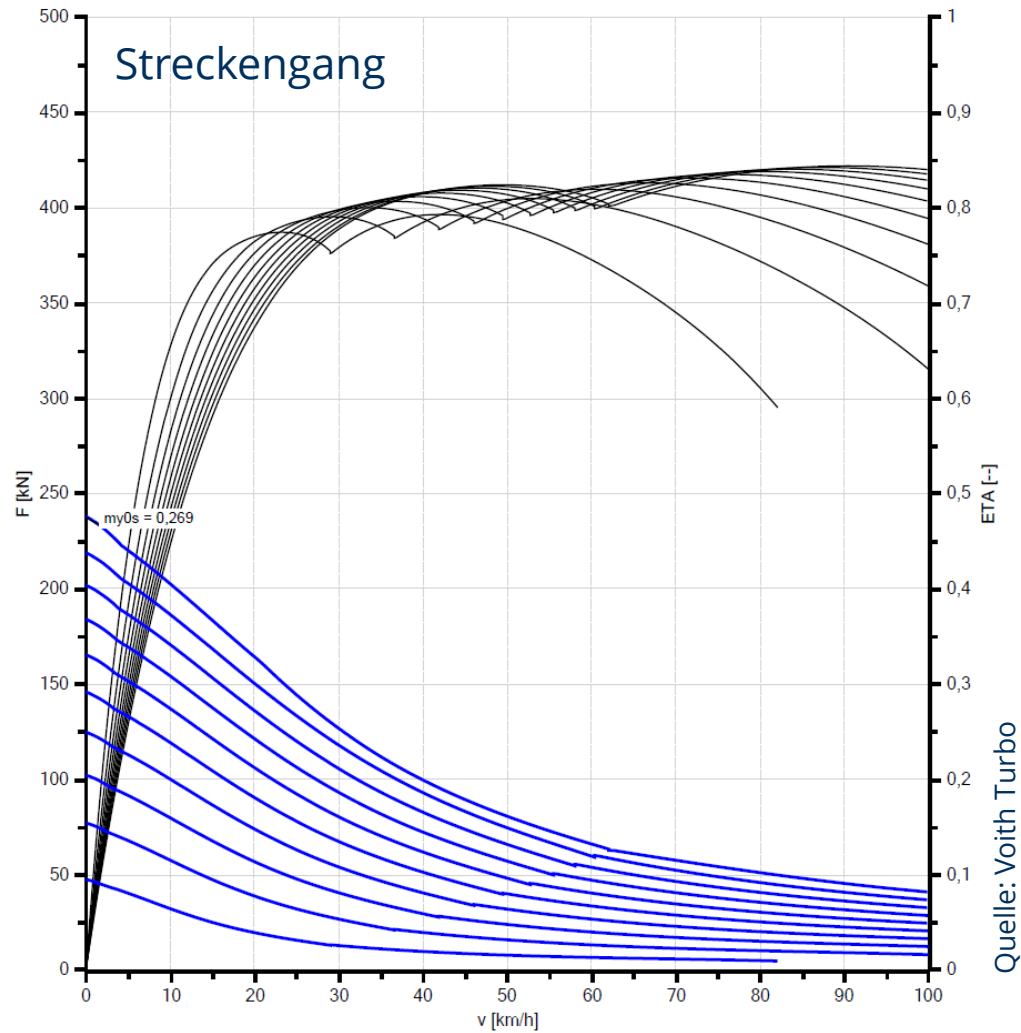
Streckengang: 0,27

Rangiergang: 0,34

9. Leistungsübertragungsanlagen

MaK G 1206

9.3.8 Fahrzeuge mit hydrodynamischer Leistungsübertragung



9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.8 Fahrzeuge mit hydrodynamischer Leistungsübertragung



BR 611

2 x MTU 12V 183 TD (je 540 kW) + T312bre

$$v_{max} = 160 \text{ km/h}$$



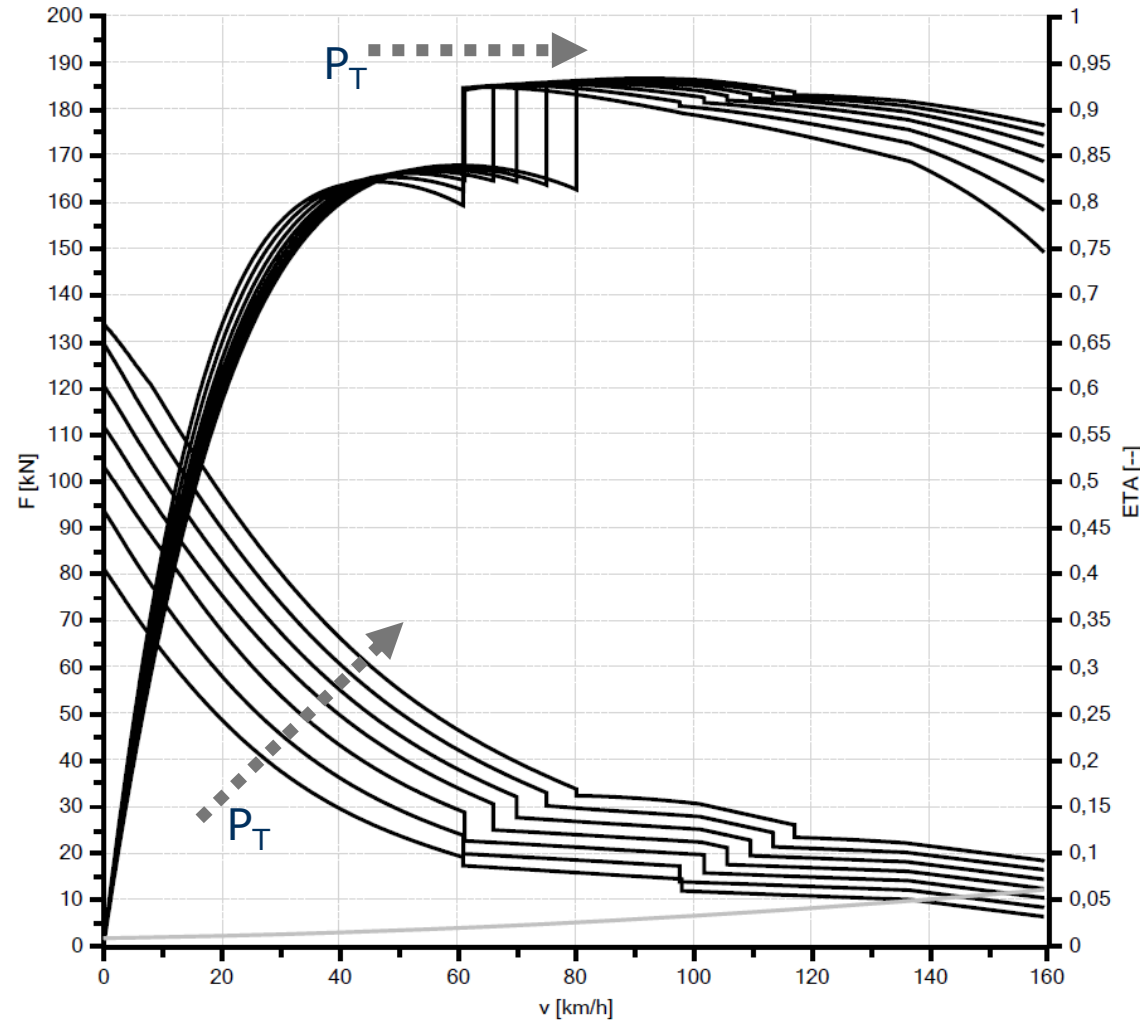
BR 612

2 x Cummins QSK 19 (je 559 kW) + T312bre

$$v_{max} = 160 \text{ km/h}$$

9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.8 Fahrzeuge mit hydrodynamischer Leistungsübertragung



BR 612

9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.8 Fahrzeuge mit hydrodynamischer Leistungsübertragung



X 73500 und X 73900 (SNCF)

2 x MAN D 2866 LUH 21 (je 257 kW) + Voith T 211 rze

$$v_{max} = 120 \text{ km/h}$$



X 72500 (SNCF)

4 x MAN D 2866 LUH 602 (je 300 kW) + Voith T 211 rzz

$$v_{max} = 160 \text{ km/h}$$

9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.8 Fahrzeuge mit hydrodynamischer Leistungsübertragung



class 165

3 x Perkins 2006-TWH
(261 kW) + Voith T211 r

$v_{max} = 145 \text{ km/h}$



class 153

Cummins NT855R5
(213 kW) + Voith T211 r

$v_{max} = 121 \text{ km/h}$



class 180

5 x Cummins QSK 19
(560 kW) + Voith T312 bre

$v_{max} = 201 \text{ km/h}$



class 158

2 x Cummins NT855R
(260 kW) + Voith T211 r

$v_{max} = 145 \text{ km/h}$

9. Leistungsübertragungsanlagen

9.3.8 Fahrzeuge mit hydrodynamischer Leistungsübertragung



BR 854 (ČD)

CAT 3412 E DI-TA (588 kW)
+ CKD H 750 M

$v_{max} = 120 \text{ km/h}$



AR 41 (SNCF)

2x Cummins QSK 19
(je 485 kW) + Voith T311 bre

$v_{max} = 120 \text{ km/h}$



Y 8100 (SNCF)

Poyaud V12 520 NS-SG
(205 kW) + Voith L2r4 sU2

$v_{max} = 60 \text{ km/h}$



Reihe 592 (Renfe/CP)

4 x MAN D2866 LUE
(210 kW) + Voith T211 r

$v_{max} = 120 \text{ km/h}$