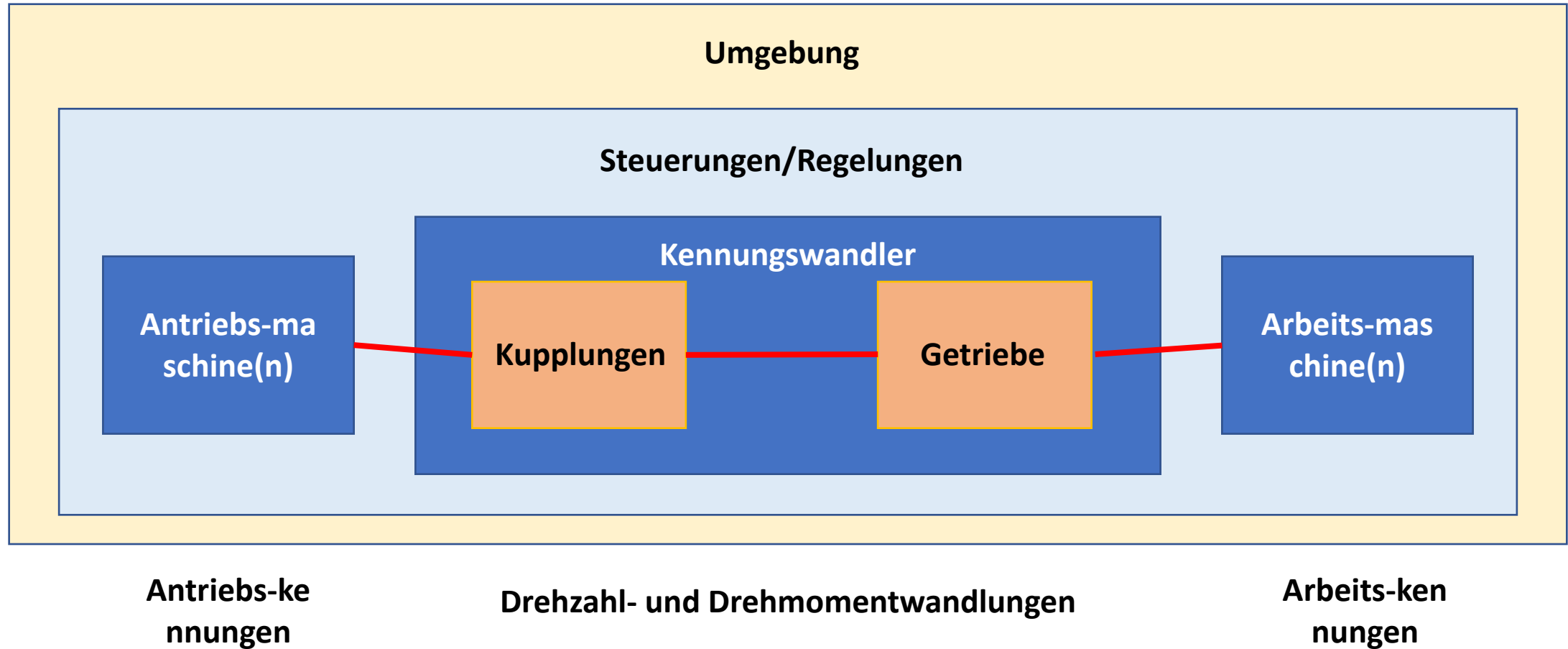


# Lehrveranstaltung

## Antriebstechnik



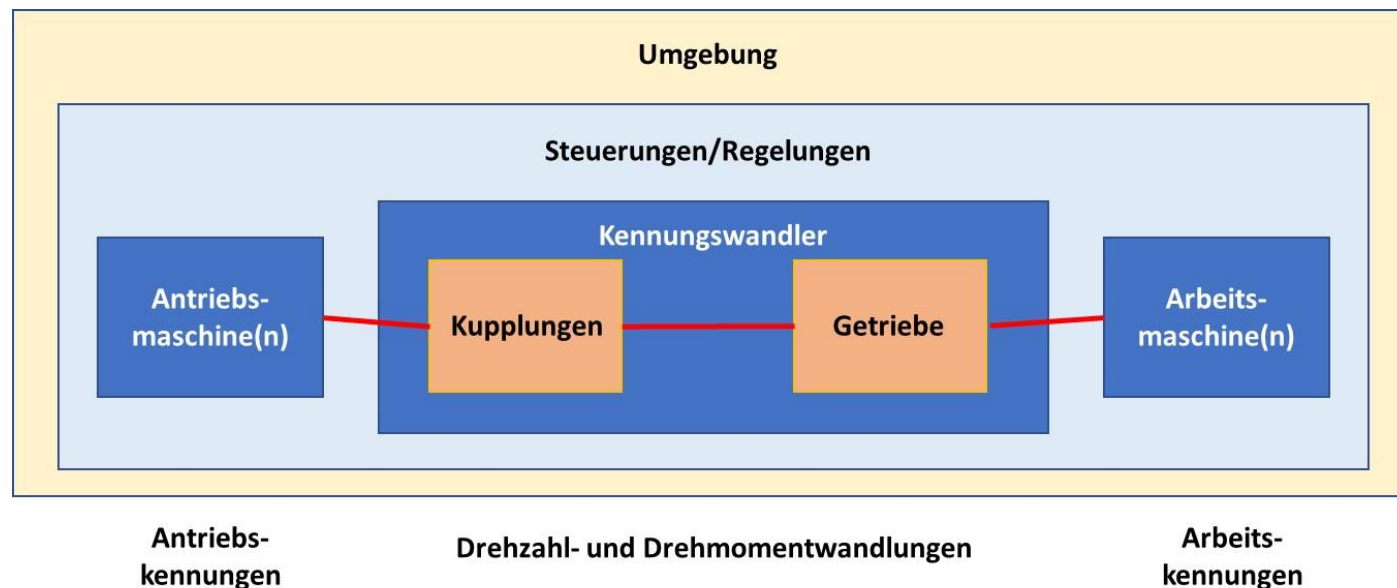
**Worum geht es  
in der Antriebstechnik ?**



## Antriebsstrang eines antriebstechnischen Systems

In einem antriebstechnischen System wirken mindestens eine Antriebsmaschine und mindestens eine Arbeitsmaschine zusammen, um eine antriebstechnische Aufgabe zu lösen.

Zum Beispiel soll für einen Aufzug ein Antriebsstrang ausgelegt werden, um eine Kabine mit einer bestimmten Masse und einer maximalen Nutzlast über bestimmte Höhenunterschiede zügig und ruckfrei zu bewegen.



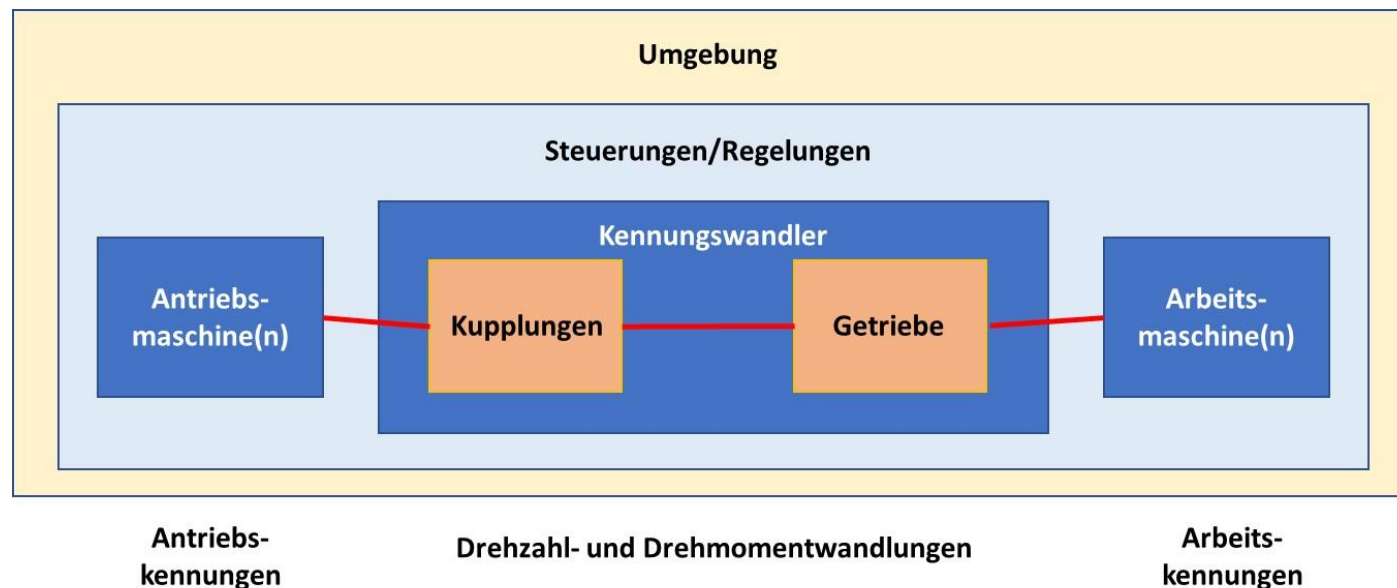
Die Arbeitsaufgabe ist durch die Arbeitskennungen beschrieben. Das sind z.B. verschiedene Bewegungsverläufe über der Zeit mit unterschiedlichen Nutzlasten. Daraus ergeben sich dann Kraftverläufe und Leistungsbedarfe über der Zeit. Die Integration ergibt dann Energiebedarfe. Die Antriebsmaschine(n) müssen zu jeder Zeit Energien, Leistungen, Kräfte und Drehmomente zur Verfügung stellen. Dazu sind Sie mit Energiespeichern mit bestimmten Kapazitäten verbunden.

Die Antriebsmaschinen sind so mit den Arbeitsmaschinen über Kennungswandler verbunden, dass das antriebstechnische Gesamtsystem alle Anforderungen hinsichtlich Systemdynamik, Regelbarkeit, Lebensdauer, Komplexität, Bauraum, Gewicht, Kosten erfüllt.

## Antriebsstrang eines antriebstechnischen Systems

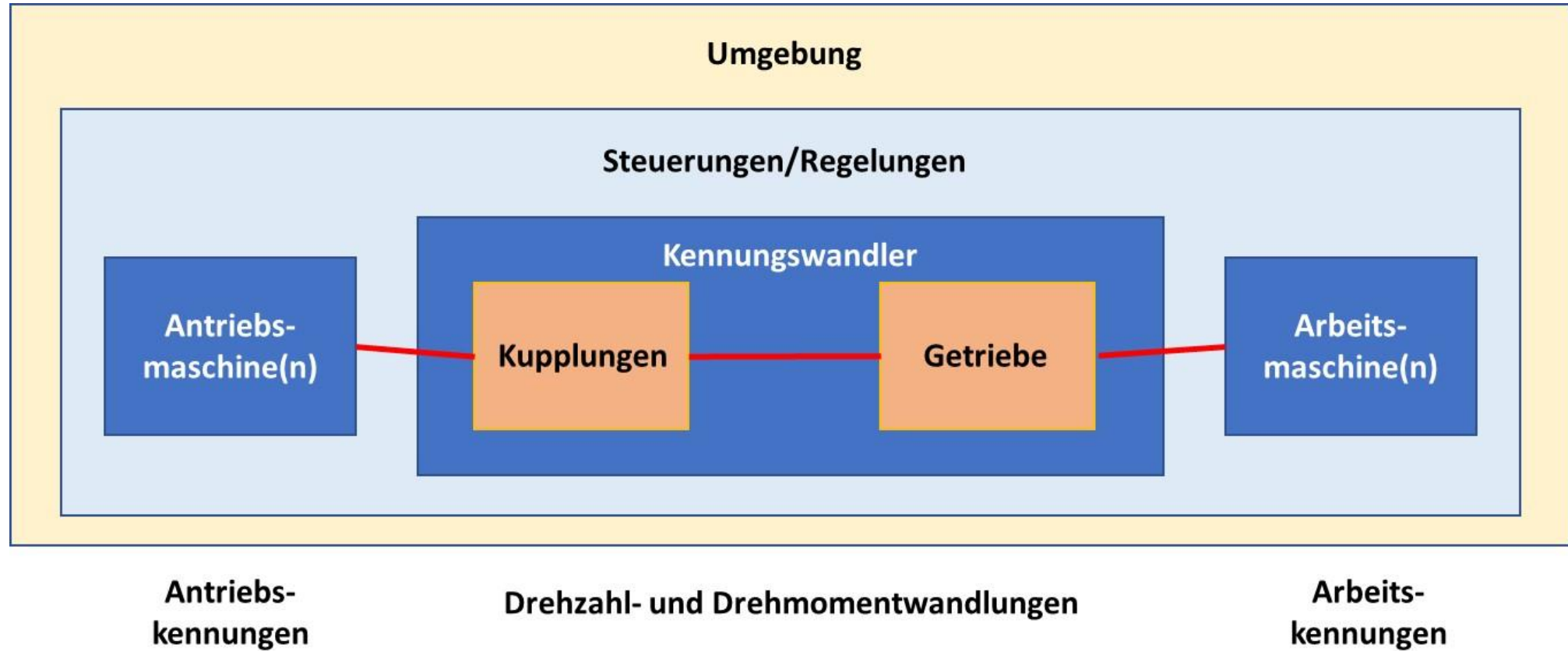
Dabei befindet sich das antriebstechnische System in einer Umgebung, die weitere Randbedingungen und auch Störgrößen definiert.

Die Steuerung und Regelung des Systems sind so auszulegen, dass die antriebstechnischen Aufgaben in allen bekannten und zuvor in einem Lastenheft definierten Betriebssituationen auch unter nicht vermeidbaren Störungen aus der Umgebung zuverlässig erfüllt werden.



Weitere Beispiele für antriebstechnische Systeme im Rahmen dieser Lehrveranstaltung sind u.a. ein Torantrieb, ein Antrieb für Rolltreppen, ein Schwingförderer und der Antriebsstrang einer Windenergieanlage.

Bei einer Windenergieanlage ist der Rotor die Antriebsmaschine, die Leistung und Energie aus dem Wind entnimmt und über einen Kennungswandler an einen oder mehrere Generatoren leitet, die die Verbindung zu dem elektrischen Netz darstellt.



Die physikalischen (mechanischen, thermodynamischen, fluidtechnischen) Zusammenhänge der Arbeitskennungen und der Antriebskennungen werden durch mathematische Gleichungen beschrieben, die analytisch oder numerisch gelöst werden. Aus der Regelungstechnik ergeben sich geeignete Regler und Reglerrountinen zur möglichst einfachen und robusten Regelung der Grund- und Zusatzfunktionen des Systems, auch unter Einwirkung bestimmter Störungen.

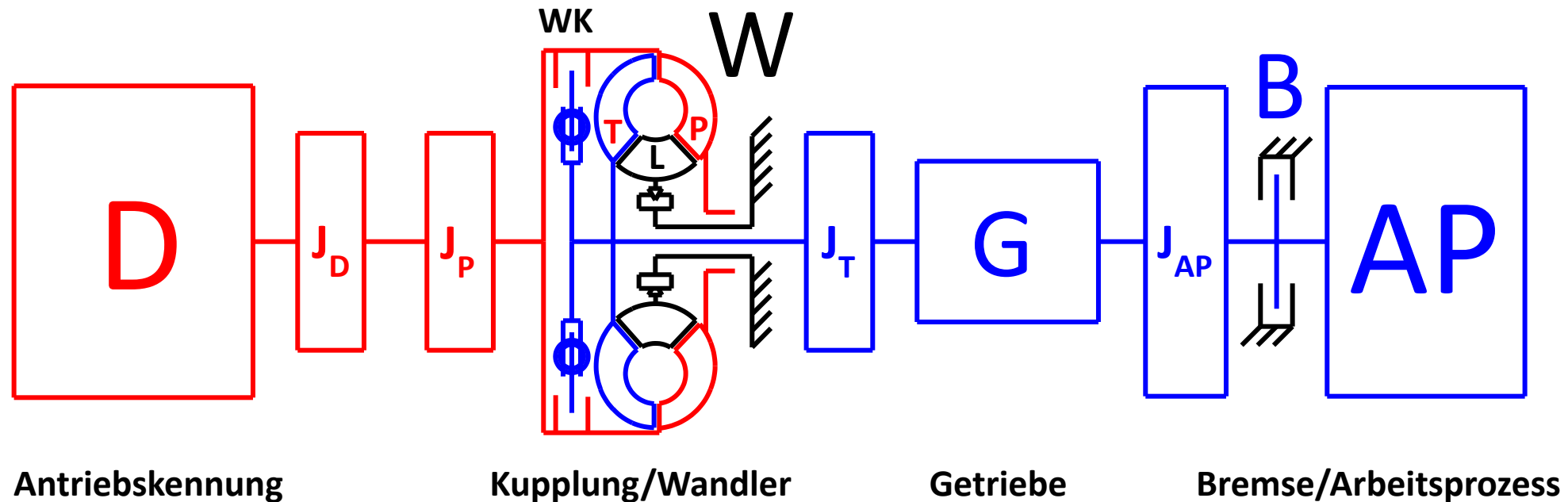
# Lehrveranstaltung

## Antriebstechnik



# Anfahren und Beschleunigen eines Antriebsstrangs in einen Betriebspunkt

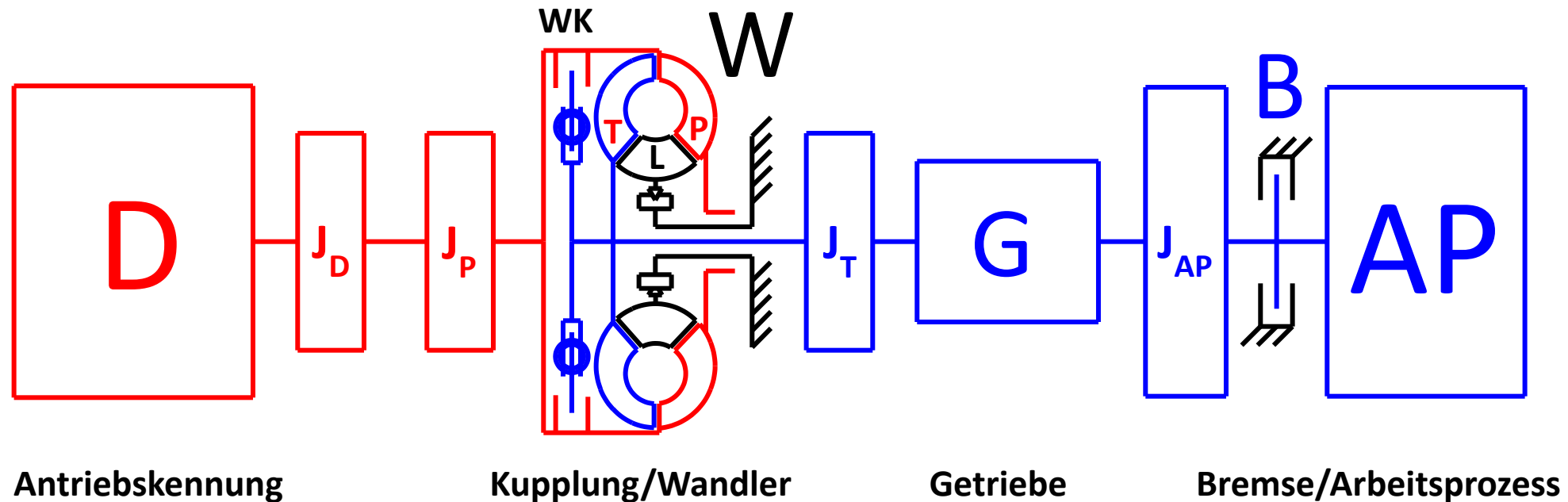
# Modelle zur Analyse von Anfahrvorgängen in Antriebssträngen



Für die folgenden Betrachtung wird die Arbeitsmaschine durch den Drehmomentbedarf des Arbeitsprozesses AP und eine Massenträgheit der beim Anfahren zu beschleunigenden Drehmassenmassen, reduziert auf die Eingangswelle der Arbeitsmaschine, beschrieben. Die oft in einer Arbeitsmaschine integrierte Bremse für das sichere Halten und den Nothalt oder eine Rücklauf Sperre ist hier extra herausgestellt.

Zum Antreiben (Drive) des Systems kommen hier elektrische Asynchron- und Synchronmaschinen, aber auch Verbrennungsmotoren zum Einsatz. Auch diese Maschinen werden durch ihre Antriebskennung und eine träge Drehmasse auf der Abtriebswelle der Antriebsmaschine beschrieben.

# Modelle zur Analyse von Anfahrvorgängen in Antriebssträngen



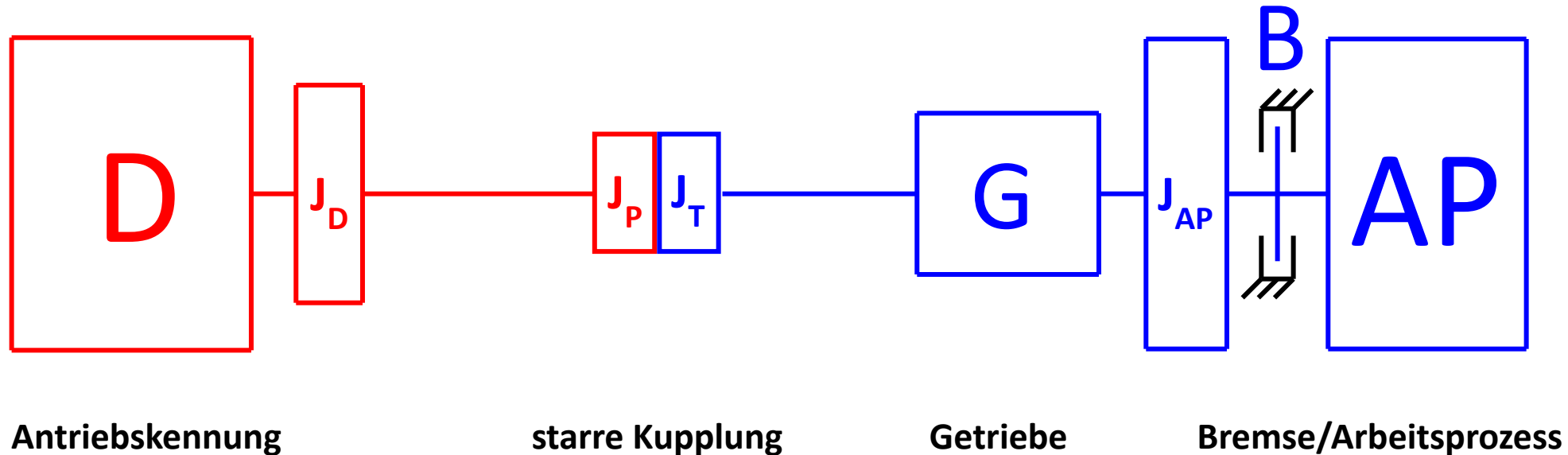
Die Kennungen der Antriebsmaschine und die Arbeitsmaschine sind über Kennungswandler in Form einer Kupplung bzw. eines Drehmomentwandlers  $W$  und eines Getriebes  $G$ , hier erst einmal mit einer festen Übersetzung, verbunden.

Eine Kupplung ist ein Sonderfall eines Drehmomentwandlers  $W$ . Deshalb ist in der Grafik ein Drehmomentwandler symbolisiert. Hydraulische Kupplungen und Drehmomentwandler haben infolge ihrer hydraulischen Drehmoment-bildung und Übertragung eine systemintegrierte Regelung, so dass die Regelung hier nicht explizit auszulegen ist.

Auf der Pumpenseite  $P$  am Antrieb des Wandlers  $W$  und auf der Turbinenseite  $T$  am Abtrieb des Wandlers sitzen ebenfalls Drehmassen.



# Modelle zur Analyse von Anfahrvorgängen in Antriebssträngen



Es gibt natürlich auch Antriebsstränge, die keine(n) geregelte(n) Kupplung(Wandler) zum Anfahren benötigen. Welche Bedingungen dafür nötig sind, sollen die folgenden Analysen noch klären.

Wenn das aber geht, dann wird das antreibende Drive-System D über eine feste Verbindung bzw. eine nicht schaltbare Kupplung und das Getriebe G mit der Arbeitsmaschine und dessen Arbeitsprozess AP verbunden.

Diese nicht schaltbare Kupplung hat dann eine Primärseite P und eine Triebseite T.

# Arbeitsmaschine und Arbeitsprozess

Zur Analyse des Anfahrvorgangs wird hier die Arbeitsmaschine durch ihren Drehmomentenbedarf für den Arbeitsprozess während des Anfahrens beschrieben. Ohne auf diesen Prozess im Einzelnen einzugehen kann man jeden Drehmomentbedarf gut über eine Linearkombination von Drehmomentanteilen beschreiben, die sich mit der Zeit, mit der Drehzahl und abhängig von beliebig vielen Parametern verändert.

$$T_{AP}(n_{AP}, t, \text{Parameter}) = T_0(t, \text{Parameter}) + \sum_{i=1}^k \left[ T_i(t, \text{Parameter}) \cdot \left( \frac{n_{AP}}{n_{\text{Bezug}}} \right)^i \right]$$

Beim **Antrieb eines Fahrzeugs** ist dieser Drehmomentbedarf über den Steigungswiderstand, den Rollwiderstand und den Luftwiderstand definiert.

Der Steigungswiderstand ändert sich mit der Position auf der Strecke, also bei bestimmten Geschwindigkeiten mit der Zeit.

Der Rollwiderstand hat im Stillstand einen endlichen Wert, der zuerst wenig und dann immer stärker mit der Geschwindigkeit ansteigt.

Der Luftwiderstand ist im Stillstand des Fahrzeug bei Windstille 0 und steigt quadratisch mit der Geschwindigkeit.

Die Geschwindigkeit kann über den dynamischen Radius der angetriebenen Räder auf eine Raddrehzahl umgerechnet werden.

Beim **Antrieb eines Aufzugs** ist dieser Drehmomentbedarf über die Masse der Kabine, die Masse des Gegengewichts und der damit verbundenen Seilmassen, der Masse der Nutzlast und eventuell anderen Kräfte beschreibbar. Auch dieser Drehmomentbedarf kann sich mit der Zeit ändern.

# Arbeitsmaschine und Arbeitsprozess

Zur Analyse des Anfahrvorgangs wird hier die Arbeitsmaschine durch ihren Drehmomentenbedarf für den Arbeitsprozess während des Anfahrens beschrieben. Ohne auf diesen Prozess im Einzelnen einzugehen kann man jeden Drehmomentbedarf gut über eine Linearkombination von Drehmomentanteilen beschreiben, die sich mit der Zeit, mit der Drehzahl und abhängig von beliebig vielen Parametern verändert.

$$T_{AP}(n_{AP}, t, \text{Parameter}) = T_0(t, \text{Parameter}) + \sum_{i=1}^k \left[ T_i(t, \text{Parameter}) \cdot \left( \frac{n_{AP}}{n_{\text{Bezug}}} \right)^i \right]$$

Beim **Antrieb einer Rolltreppe** ist dieser Drehmomentbedarf über die Anzahl der Personen auf der Rolltreppe, die Steigung der Rolltreppe, weitere geschwindigkeitsabhängige Widerstände etc. definiert. Auch dieser Drehmomentbedarf ändert sich mit der Zeit, weil Personen die Rolltreppe betreten und später wieder verlassen.

In einer **Windenergieanlage** treibt der Wind den Rotor der Anlage. Das Drehmoment steigt erst einmal quadratisch mit der Rotordrehzahl bis bei hohen Drehzahlen die Strömung abreißt und das Drehmoment nicht weiter steigt oder letztendlich sogar wieder fällt. Die Rotorflügel können zudem um ihre Längsachse um bestimmte Pitchwinkel gedreht werden, um die Strömungsverhältnisse und die daraus resultierenden Kräfte an den Flügeln zu verändern. Damit lässt sich das Drehmoment schnell reduzieren, um bei starken Böen die Anlage zu schützen. Man nutzt diese Einstellbarkeit sogar, um die Kräfte an den Flügeln abhängig von deren Winkelposition in Bezug auf die Rotornabe zu verändern, denn im obersten Punkt hat ein Flügel deutlich mehr Windlast als im untersten Punkt und im Schatten des Turms.

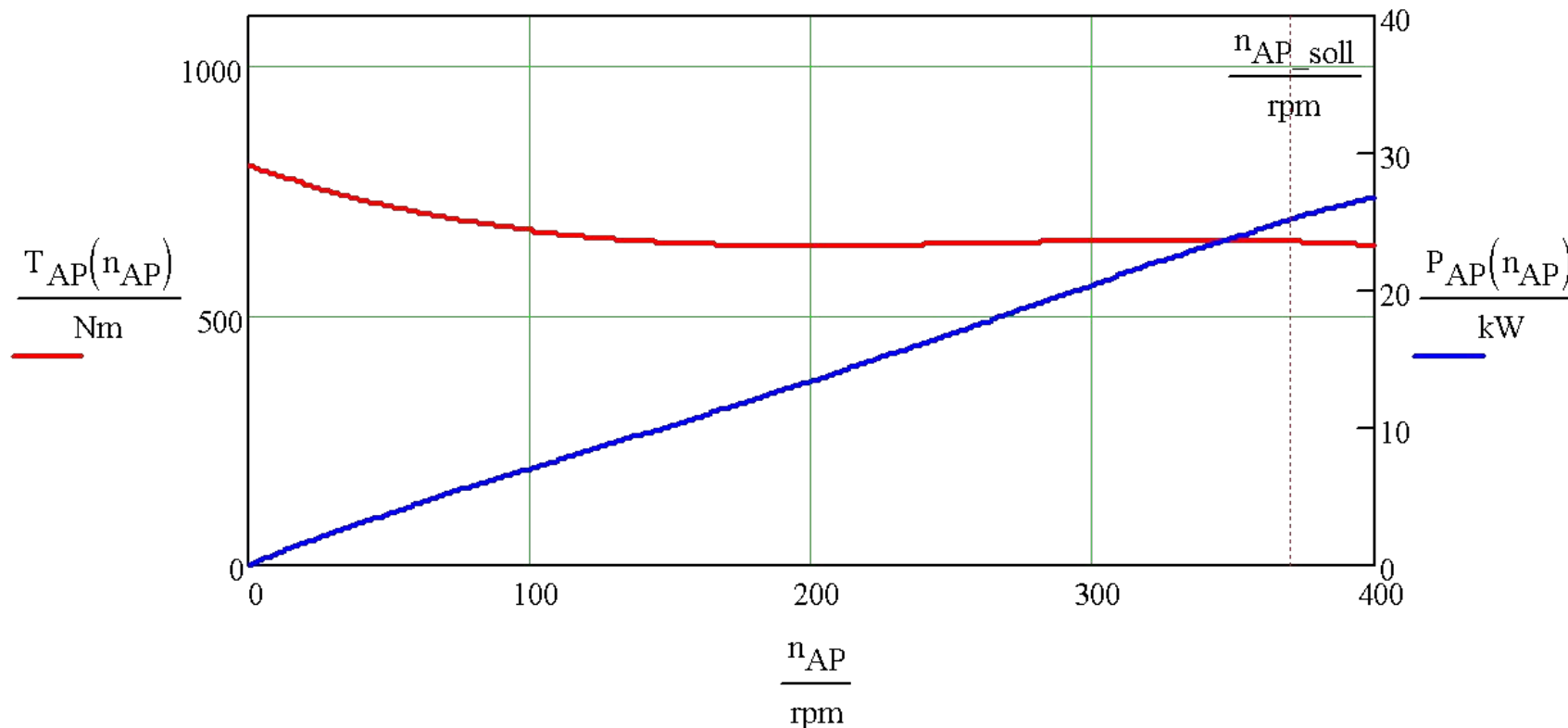
# Arbeitsmaschine und Arbeitsprozess

In einigen beispielhaften Analysen werden hier zwei Arbeitsmaschinenprozesse behandelt.

Ein 1. Prozess ist durch einen **nahezu konstanten Drehmomentenbedarf über der Eingangsdrehzahl** der Arbeitsmaschine gekennzeichnet.  
Das Massenträgheitsmoment beträgt:

$$T_{AP1}(n_{AP}) := 800 \cdot \text{Nm} - 200 \cdot \text{Nm} \cdot \left( \frac{n_{AP}}{100 \cdot \text{rpm}} \right) + 80 \cdot \text{Nm} \cdot \left( \frac{n_{AP}}{100 \cdot \text{rpm}} \right)^2 - 10 \cdot \text{Nm} \cdot \left( \frac{n_{AP}}{100 \cdot \text{rpm}} \right)^3$$

$$J_{AP} := 12 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$



Arbeitspunkt:

$$n_{AP\_soll} = 370 \text{ rpm}$$

$$T_{AP}(n_{AP\_soll}) = 649 \text{ Nm}$$

$$P_{AP}(n_{AP\_soll}) = 25.1 \text{ kW}$$

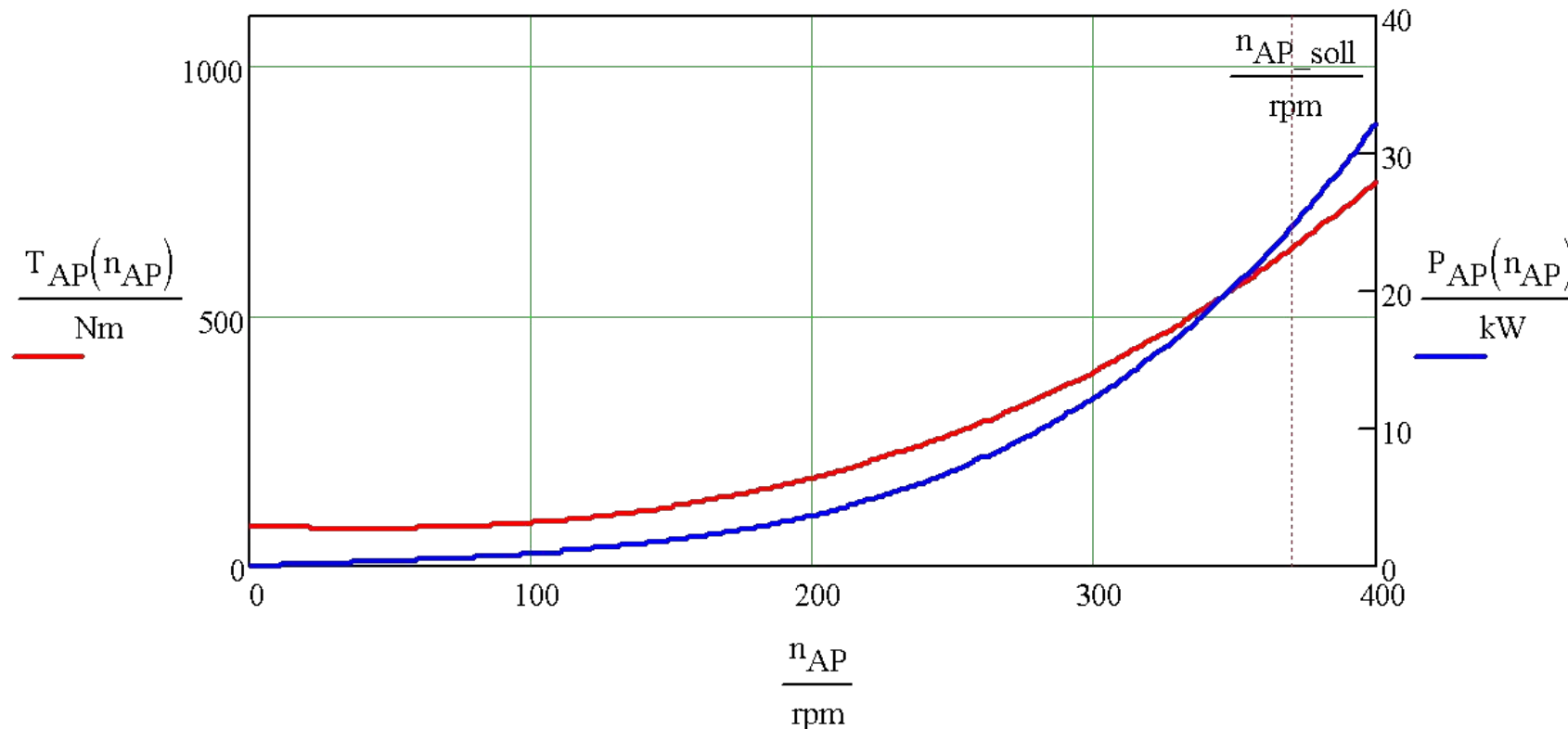
# Arbeitsmaschine und Arbeitsprozess

In einigen beispielhaften Analysen werden hier zwei Arbeitsmaschinenprozesse behandelt.

Ein 2. Prozess ist durch einen **progressiv ansteigenden Drehmomentenbedarf über der Eingangsdrehzahl** der Arbeitsmaschine gekennzeichnet.  
Das Massenträgheitsmoment beträgt:

$$T_{AP2}(n_{AP}) := 80 \cdot \text{Nm} - 20 \cdot \text{Nm} \cdot \left( \frac{n_{AP}}{100 \text{ rpm}} \right) + 20 \cdot \text{Nm} \cdot \left( \frac{n_{AP}}{100 \text{ rpm}} \right)^2 + 7 \cdot \text{Nm} \cdot \left( \frac{n_{AP}}{100 \text{ rpm}} \right)^3$$

$$J_{AP} := 12 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$



Arbeitspunkt:

$$n_{AP\_soll} = 370 \text{ rpm}$$


$$T_{AP}(n_{AP\_soll}) = 634 \text{ Nm}$$

$$P_{AP}(n_{AP\_soll}) = 24.6 \text{ kW}$$

**Die Belastung im Arbeitspunkt ist in beiden Prozessen nahezu gleich.**

# Antriebsmaschine: Elektromotor

<https://studyflix.de/elektrotechnik/thema/elektromotoren-81>

Bei  sind u.a.

der grundlegende Aufbau,  
die physikalischen Zusammenhänge  
für die Drehmomentbildung,  
die Steuerung und Regelung,  
typische Anwendungsfelder und  
einige Anwendungsgrenzen

von Elektromotoren

ergänzend zur Fachliteratur  
sehr leicht verständlich erklärt.

Diese Plattform wird durch  
Werbung finanziert.

Elektromotor Aufbau



Elektromotor Aufbau

Dauer: 03:52

Elektromotor Funktionsweise



Elektromotor Funktionsweise

Dauer: 05:07


Gleichstrommotor



Gleichstrommotor

Dauer: 03:44

Gleichstrommotoren Berechnung



Gleichstrommotor Berechnung

Dauer: 03:32

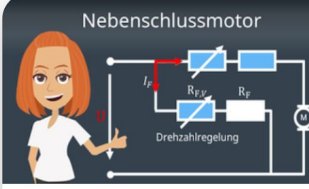
Fremderregter Gleichstrommotor



Fremderregter Gleichstrommotor

Dauer: 03:21

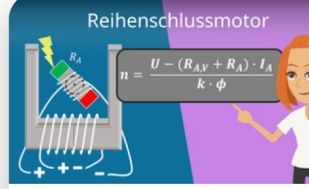
Nebenschlussmotor



Nebenschlussmotor

Dauer: 04:03

Reihenschlussmotor



Reihenschlussmotor

Dauer: 03:21

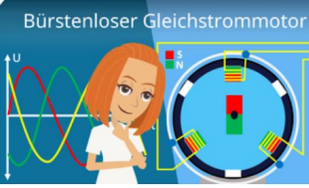
Doppelschlussmotor



Doppelschlussmotor

Dauer: 03:14

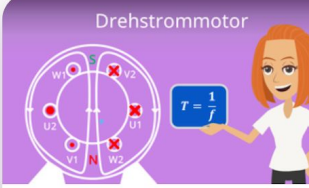
Bürstenloser Gleichstrommotor



Bürstenloser Gleichstrommotor

Dauer: 03:02

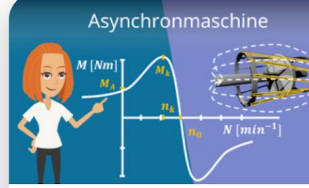
Drehstrommotor



Drehstrommotor

Dauer: 04:42

Asynchronmaschine



Asynchronmaschine

Dauer: 06:25


Synchronmaschine



Synchronmaschine

Dauer: 05:31

# Antriebsmaschine: Elektromotor

Bei  sind u.a.

der grundlegende Aufbau,  
die physikalischen Zusammenhänge  
für die Drehmomentbildung,  
die Steuerung und Regelung,  
typische Anwendungsfelder und  
einige Anwendungsgrenzen

von **Elektromotoren**

ergänzend zur Fachliteratur  
sehr leicht verständlich erklärt.

Diese Plattform wird durch  
Werbung finanziert.

Die Videos zu den grundlegenden Zusammenhängen für  
Elektromotoren im Allgemeinen, Drehstrommotoren im  
Speziellen und dann Asynchron- und Synchronmotoren  
für die Betrachtungen in diesem Umdruck

sind unter den u.a. Links bei  zu finden

<https://studyflix.de/elektrotechnik/elektromotor-aufbau-1366>

<https://studyflix.de/elektrotechnik/drehstrommotor-1338>

<https://studyflix.de/elektrotechnik/asynchronmaschine-1427>

<https://studyflix.de/elektrotechnik/synchronmaschine-1428>

# Antriebsmaschine: Asynchronmotor

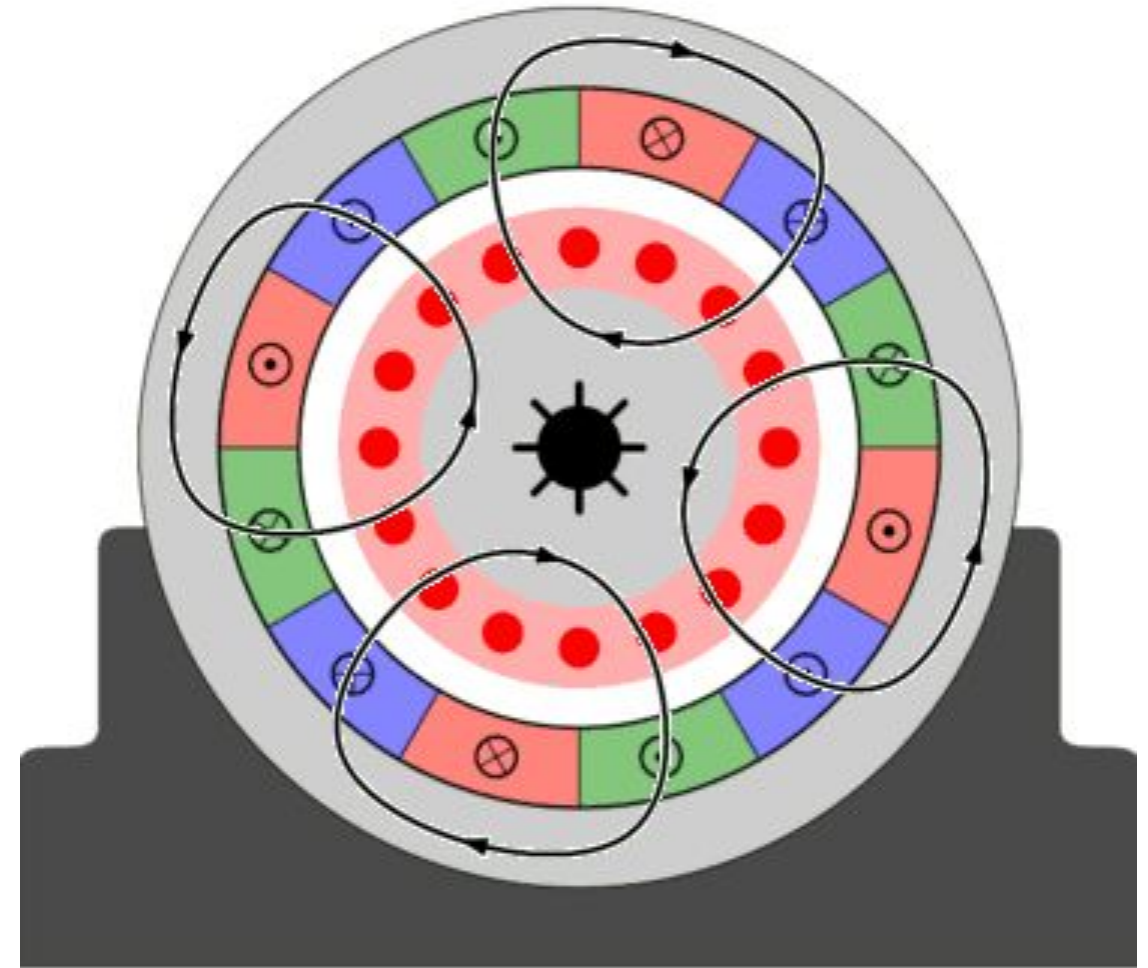
In einem Asynchronmotor wird im Stator ein drehendes Magnetfeld erzeugt.

Dreht der Rotor mit der gleichen Drehzahl wie das Drehfeld im Stator, so entstehen in den elektrischen Leitern im Rotor keine Ströme und damit dann auch keine Kräfte in Umfangsrichtung am Rotor. Das Rotordrehmoment ist dann 0.

Dreht der Rotor langsamer als das Drehfeld im Stator, so steigt das Drehmoment leicht degressiv mit dem Schlupf bis zu einem Maximalwert an.

Bei noch größerem Schlupf fällt das Drehmoment wieder auf einen gegenüber dem Kipp-Drehmoment bzw. maximalen Drehmoment deutlich kleineren Wert ab.

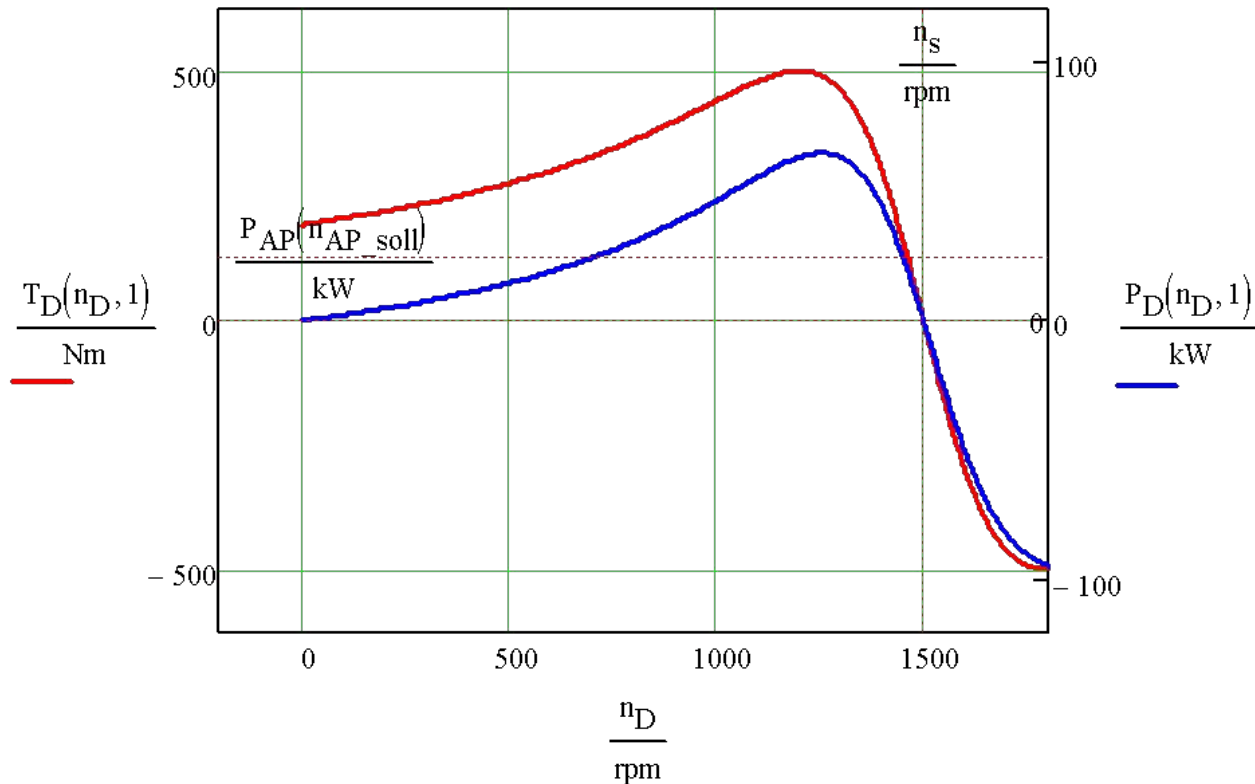
Im Bild rechts erkennt man, dass das Drehfeld im Stator etwas schneller dreht als der Rotor. Das Statordrehfeld zieht dann den Rotor gegen eine äußere Last mit.





# Antriebsmaschine: Asynchronmotor

Das Bild zeigt die Antriebskennung der in diesen Anwendungsbeispielen zum Einsatz kommenden Asynchronmaschine. Die Kennung des Drive-Drehmomentes wird über das Kipp-Drehmoment, den Kippschlupf und die Synchrondrehzahl definiert. Die Soll-Drehzahl an diesem Drive-System ergibt sich aus der Leistung des Arbeitsprozesses in dem Betriebs-punkt. Die Beschleunigung soll bei Volllast (Regelung des Drehmomentes  $T$  mit  $RT=1$ ) erfolgen. Die **Drehmomentkennung** und die **Leistungskennung** haben den typischen Verlauf von Asynchronmotoren.



$$T_{\text{Kipp}} = 500 \text{ Nm}$$

$$s_{\text{Kipp}} = 0.2$$

$$n_{\text{D\_soll}} = 1449 \text{ rpm}$$

$$n_s = 1500 \text{ rpm}$$

$$T_{\text{D}}(n_{\text{D}}, RT) = \frac{2 \cdot T_{\text{Kipp}} \cdot s_{\text{Kipp}} \cdot \left(1 - \frac{n_{\text{D}}}{n_s}\right)}{s_{\text{Kipp}}^2 + \left(1 - \frac{n_{\text{D}}}{n_s}\right)^2} \cdot RT$$

$$RT := 1$$

$$J_{\text{D}} = 1 \text{ kg m}^2$$

## Antriebsmaschine: Synchronmotor

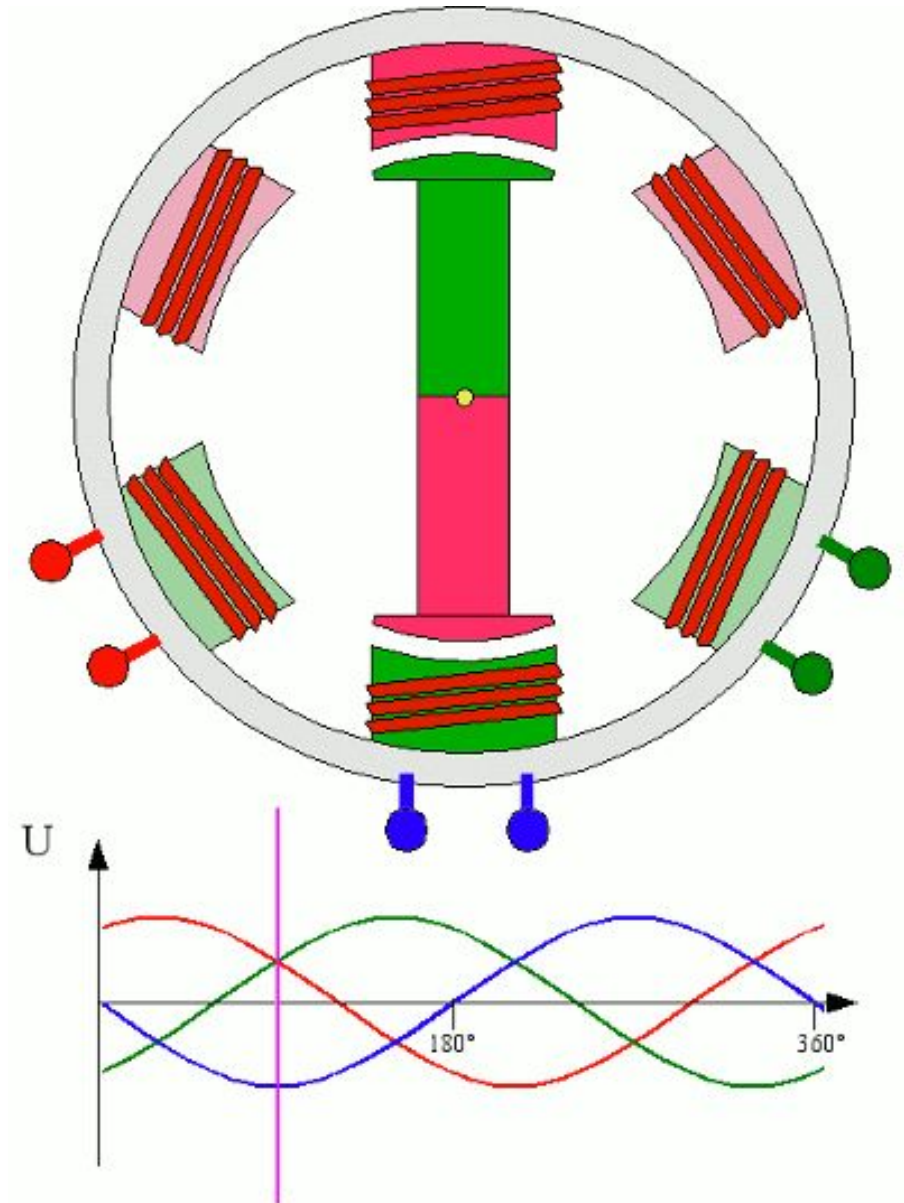
Auch in einem Synchronmotor wird im Stator ein drehendes Magnetfeld erzeugt.

Der Rotor selbst hat auch ein Magnetfeld, das entweder über eine Bestromung von Leitern im Rotor von außen erfolgt oder über Permanent-Magneten (siehe Bild) erzeugt wird.

Das Drehfeld des Stators zieht das mit dem Rotor mitdrehende Rotor-Magnetfeld mit. In diesen Maschinen laufen Rotor und Stator Drehfeld synchron.

Schon im Stillstand kann so eine Maschine ein hohes Drehmoment erzeugen. Bei höheren Drehzahlen geht die Drehmoment-Kennlinie in eine Hyperbel für konstante Leistung über und endet bei einer zulässigen Maximaldrehzahl.

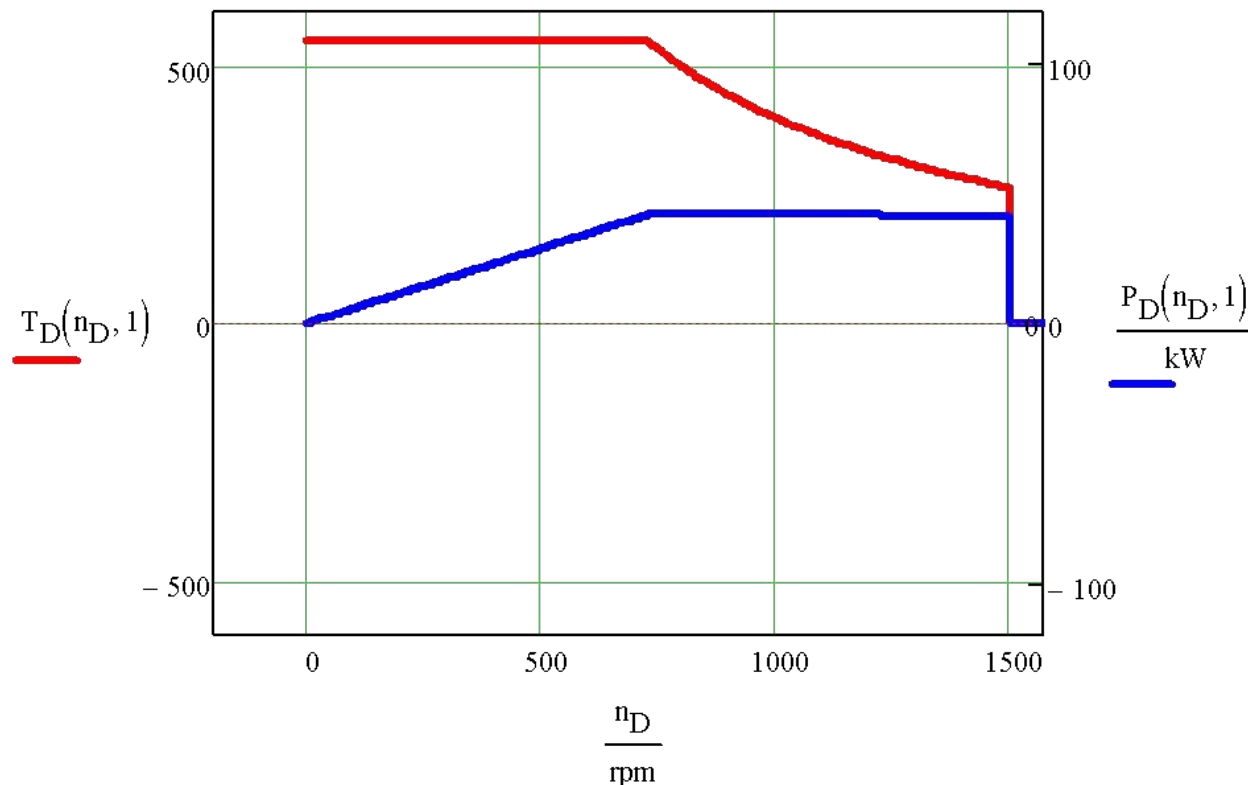
Hohe Drehmomente und damit Ströme im System erwärmen diese Motoren und können dann, abhängig von den Kühlsystemen nur für kürzere Zeiten ertragen werden.



# Antriebsmaschine: Synchronmotor

Das Bild zeigt die Antriebskennung der in diesen Anwendungsbeispielen zum Einsatz kommenden Synchronmaschine. Die Kennung des Drive-Drehmomentes wird über die max. Werte von Drehmoment, Leistung und Drehzahl dieser Maschine definiert.

Die Beschleunigung soll auch mit diesem Motor bis zum Erreichen der Betriebsdrehzahl bei Volllast (RT=1) erfolgen. Die **Drehmomentkennung** und die **Leistungskennung** haben den typischen Verlauf von Synchronmotoren.



$$T_{SM\_max} = 550 \text{ Nm}$$

$$n_{SM\_max} = 1500 \text{ rpm}$$

$$P_{SM\_max} = 42 \text{ kW}$$

$$\frac{P_{SM\_max}}{2 \cdot \pi \cdot T_{SM\_max}} = 729.219 \text{ rpm}$$

$$T_D(n_D, RT) = RT \cdot \begin{cases} T_{D\_max} & \text{if } |n_D| < \frac{P_{D\_max}}{2 \cdot \pi \cdot T_{D\_max}} \\ 0 \cdot \text{Nm} & \text{if } |n_D| > n_{D\_max} \\ \frac{P_{D\_max}}{2 \cdot \pi \cdot |n_D|} & \text{otherwise} \end{cases}$$

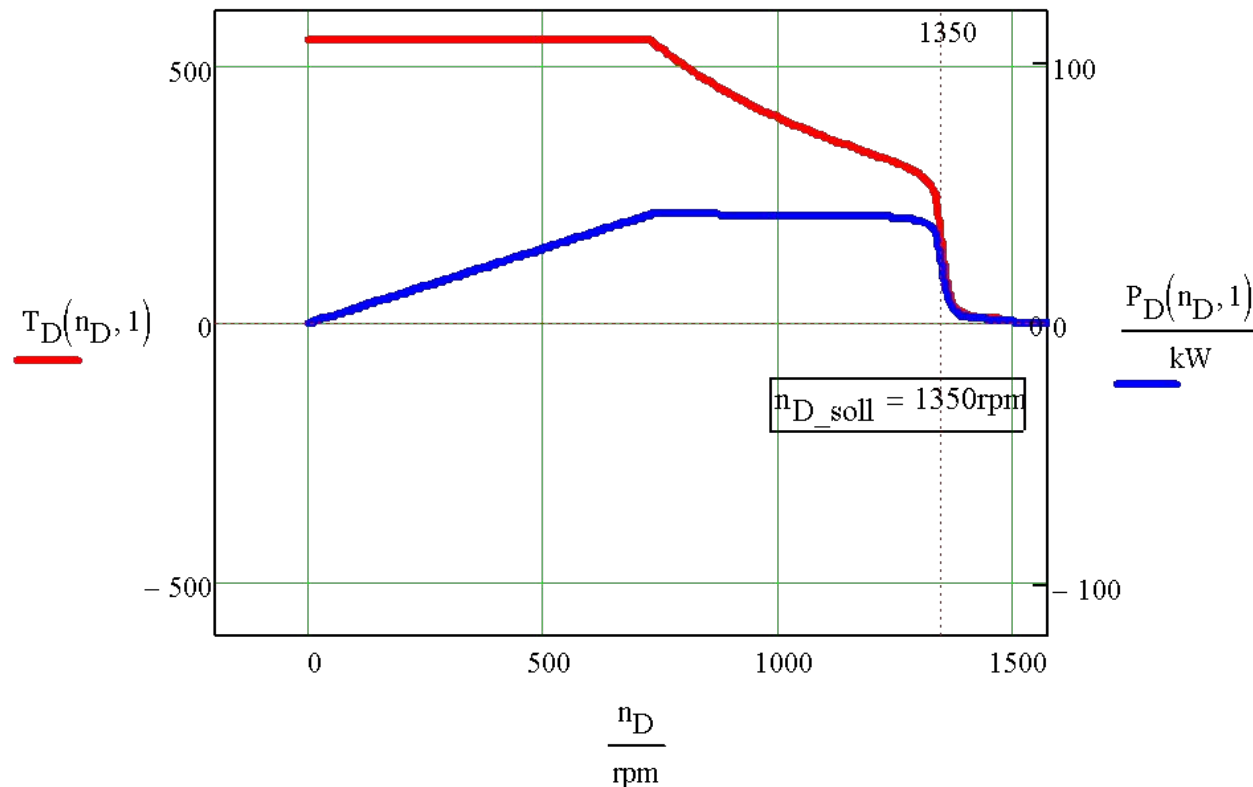
$$RT := 1$$

$$J_D = 1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

# Antriebsmaschine: Synchronmotor

Das Bild zeigt die Antriebskennung der in diesen Anwendungsbeispielen zum Einsatz kommenden Synchronmaschine. Die Kennung des Drive-Drehmomentes wird über die max. Werte von Drehmoment, Leistung und Drehzahl dieser Maschine definiert.

Die Soll-Drehzahl in diesem Drive-System soll in dem Betriebspunkt bei 1350/min liegen. Dazu wird das Kennfeld im Bereich dieser Soll-Drehzahl über den Regelwert RT so modifiziert, dass sich eine fallende Kennung wie bei einem Asynchronmotor ergibt. Der Grund dafür wird später noch erläutert.



$$T_{SM\_max} = 550 \text{ Nm}$$

$$n_{SM\_max} = 1500 \text{ rpm}$$

$$P_{SM\_max} = 42 \text{ kW}$$

$$\frac{P_{SM\_max}}{2 \cdot \pi \cdot T_{SM\_max}} = 729.219 \text{ rpm}$$

$$T_D(n_D, RT) = RT \cdot \begin{cases} T_{D\_max} & \text{if } |n_D| < \frac{P_{D\_max}}{2 \cdot \pi \cdot T_{D\_max}} \\ 0 \cdot \text{Nm} & \text{if } |n_D| > n_{D\_max} \\ \frac{P_{D\_max}}{2 \cdot \pi \cdot |n_D|} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$RT := 1$$

$$J_D = 1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

# Antriebsmaschine: Verbrennungsmotor

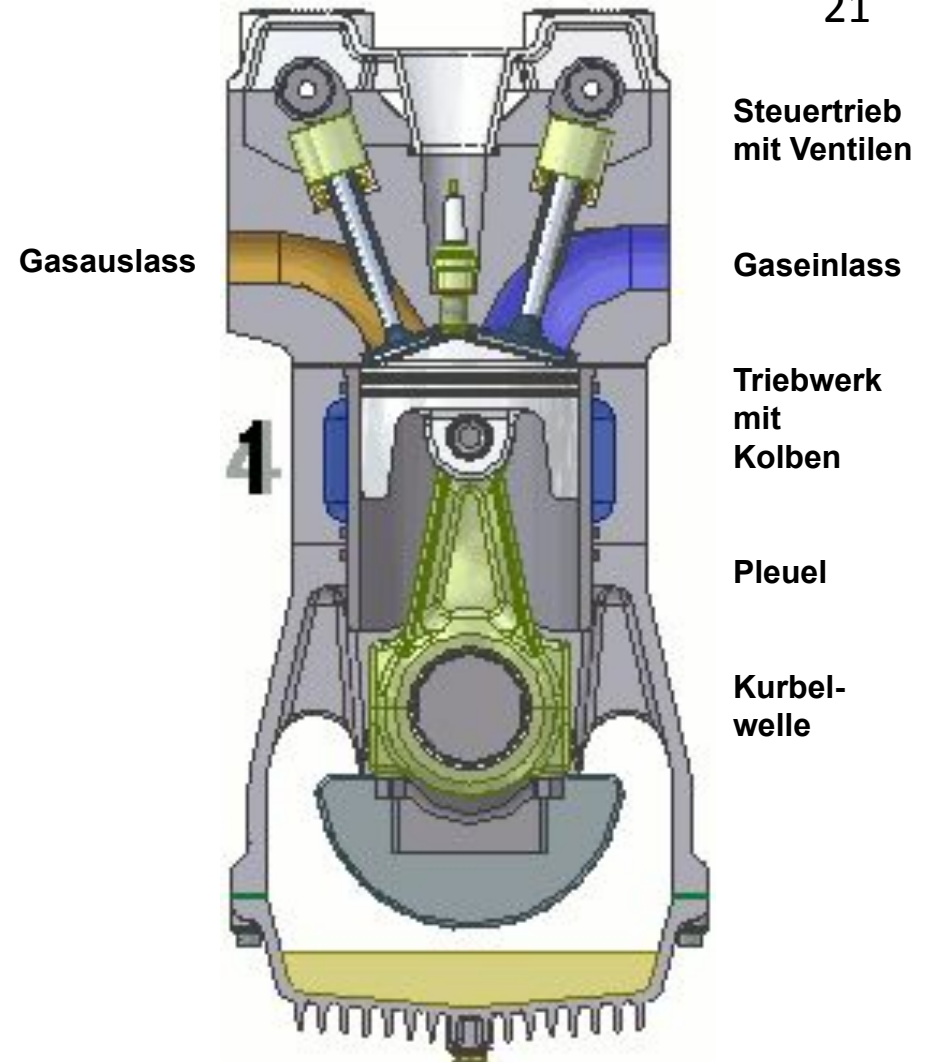
Ein Verbrennungsmotor in der Bauart eines Hubkolbenmotors wandelt die in einem chemischen Kraftstoff-Luftgemisch enthaltene Energie durch Verbrennung in Druck und Wärme.

Dazu benötigt man einen Kreisprozess, um immer wieder neu in hoher Frequenz ein brennbares Gemisch zu erzeugen, dieses zu verdichten, es dann zu verbrennen und den Druck auf einer Kolbenfläche über einen Kolbenweg zu nutzen und um schließlich das verbrannte Gemisch aus dem Prozessraum zu entfernen.

In 4-Takt-Motoren erfolgen diese Prozesse in den 4 Takten. 1. Ansaugen/ Gemischbildung, 2. Verdichten, 3. Verbrennen/ Druckausnutzung, 4. Ausstoßen. Diese Prozessphasen überschneiden sich etwas und dauern ca. eine halbe Kurbelwellenumdrehung lang.

2-Takt-Motoren machen das in nur zwei Arbeitstakten in einer Kurbelwellenumdrehung. Bei langsam laufenden Motoren geht das gut. Bei schnell laufenden Motoren wird dann aber die Prozessführung hinsichtlich der Emissionen schwierig beherrschbar.

Alle Verbrennungsmotoren brauchen eine Mindestdrehzahl für einen stabilen Betrieb dieser Kreisprozesse. Die Maximaldrehzahl der Verbrennungsmotoren wird durch dynamische Effekte und Kräfte in den sich dann immer schneller bewegenden mechanischen Teilen begrenzt.



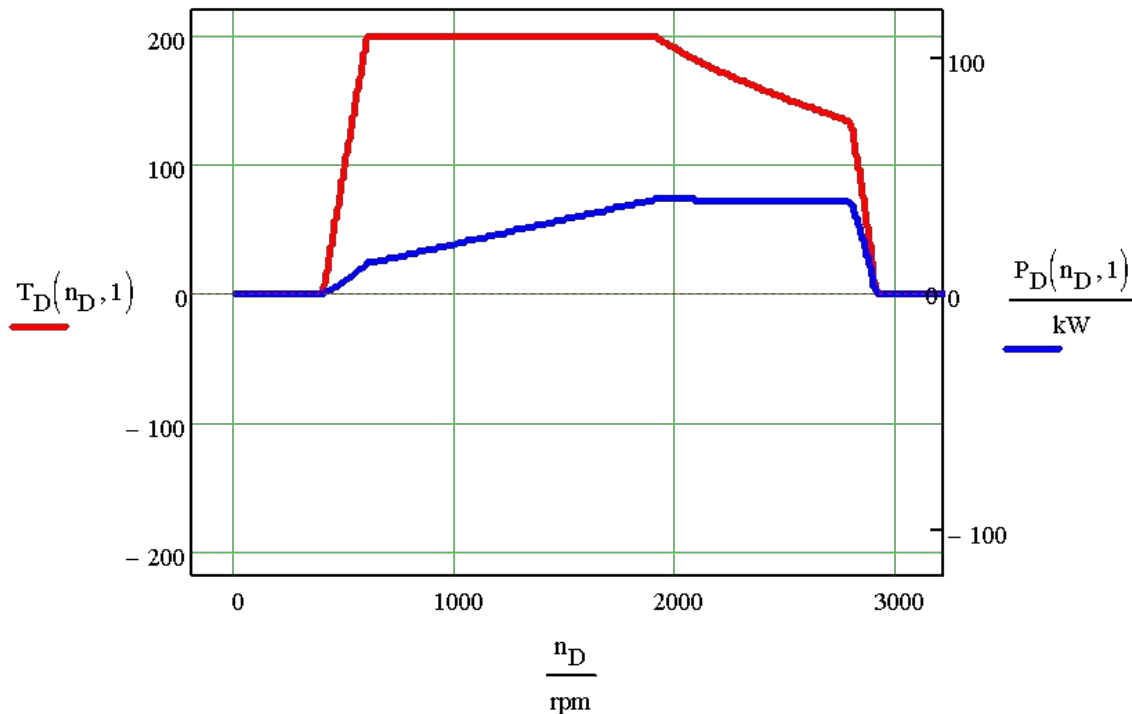
Phasen des 4-Takt-  
Verbrennungsprozesses:

1. Ansaugen
2. Verdichten
3. Verbrennen
4. Ausstoßen

# Antriebsmaschine: Verbrennungsmotor

Das Kennfeld eines Verbrennungsmotor mit Aufladung für eine gute Befüllung mit Frischgas bei geringen Drehzahlen ähnelt dem Kennfeld einer Synchronmaschine mit dem Unterschied, dass der Verbrennungsmotor eine Mindestdrehzahl benötigt.

Die Kennung des Drive-Drehmomentes wird wieder über die max. Werte von Drehmoment, Leistung und Drehzahl dieser Maschine definiert plus der Mindestdrehzahl und den Drehmomentgradienten bei der Mindestdrehzahl und der Maximaldrehzahl.



$$T_{VM\_max} = 200 \text{ Nm} \quad n_{VM\_max} = 2800 \text{ rpm}$$

$$P_{VM\_max} = 40 \text{ kW} \quad \frac{P_{VM\_max}}{2 \cdot \pi \cdot T_{VM\_max}} = 1910 \text{ rpm}$$

$$T_D(n_D, RT) := RT \cdot \begin{cases} \min \left[ T_{VM\_max}, \max \left[ 0 \text{ Nm}, dTdn_{start} \cdot (|n_D| - n_{VM\_min}) \right] \right] & \text{if } |n_D| < \frac{P_{VM\_max}}{2 \cdot \pi \cdot T_{VM\_max}} \\ \max \left[ 0 \text{ Nm}, \frac{P_{VM\_max}}{2 \cdot \pi \cdot |n_D|} - dTdn_{start} \cdot (|n_D| - n_{VM\_max}) \right] & \text{if } |n_D| > n_{VM\_max} \\ \frac{P_{VM\_max}}{2 \cdot \pi \cdot |n_D|} & \text{otherwise} \end{cases}$$

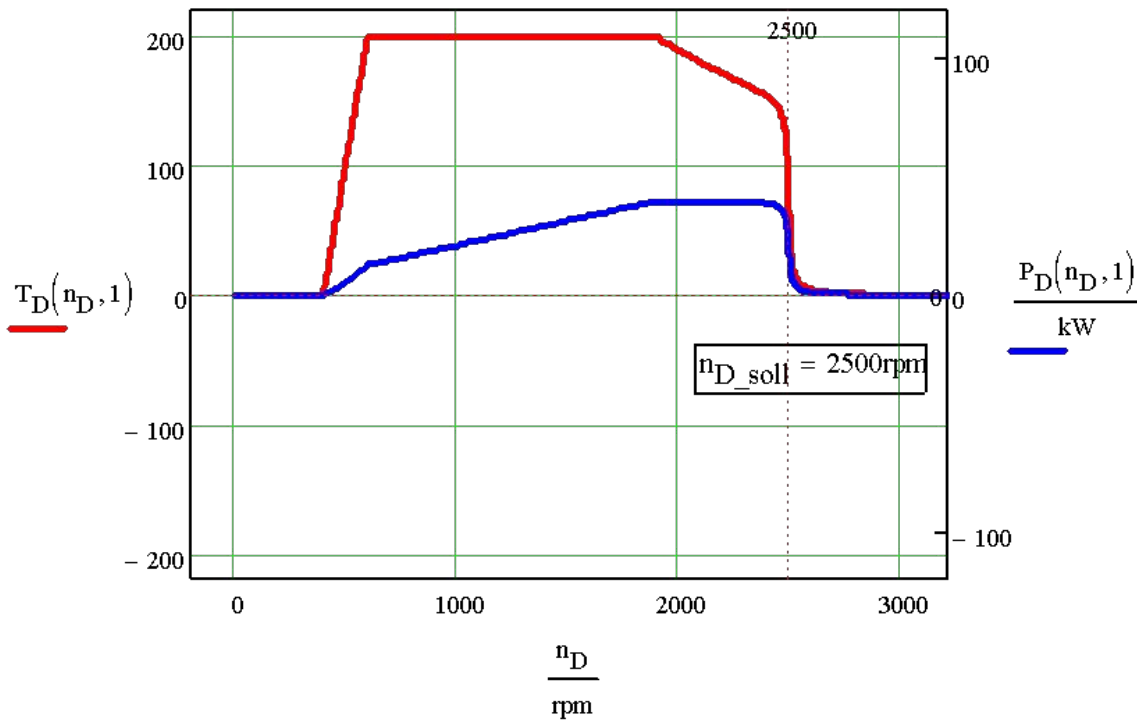
$$RT = 1$$

$$J_D = 0.15 \text{ kg m}^2$$

# Antriebsmaschine: Verbrennungsmotor

Das Kennfeld eines Verbrennungsmotor mit Aufladung für eine gute Befüllung mit Frischgas bei geringen Drehzahlen ähnelt dem Kennfeld einer Synchronmaschine mit dem Unterschied, dass der Verbrennungsmotor eine Mindestdrehzahl benötigt.

Die Soll-Drehzahl in diesem Drive-System soll in dem Betriebspunkt bei 2500/min liegen. Dazu wird das Kennfeld im Bereich dieser Soll-Drehzahl wieder über den Regelwert RT so modifiziert, dass sich eine fallende Kennung wie bei einem Asynchronmotor ergibt. Der Grund dafür wird ja später noch erläutert.



$$T_{VM\_max} = 200 \text{ Nm} \quad n_{VM\_max} = 2800 \text{ rpm}$$

$$P_{VM\_max} = 40 \text{ kW} \quad \frac{P_{VM\_max}}{2 \cdot \pi \cdot T_{VM\_max}} = 1910 \text{ rpm}$$

$$T_D(n_D, RT) := RT \cdot \begin{cases} \min \left[ T_{VM\_max}, \max \left[ 0 \text{ Nm}, dTdn_{start} \cdot (|n_D| - n_{VM\_min}) \right] \right] & \text{if } |n_D| < \frac{P_{VM\_max}}{2 \cdot \pi \cdot T_{VM\_max}} \\ \max \left[ 0 \text{ Nm}, \frac{P_{VM\_max}}{2 \cdot \pi \cdot |n_D|} - dTdn_{start} \cdot (|n_D| - n_{VM\_max}) \right] & \text{if } |n_D| > n_{VM\_max} \\ \frac{P_{VM\_max}}{2 \cdot \pi \cdot |n_D|} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$RT = 1$$

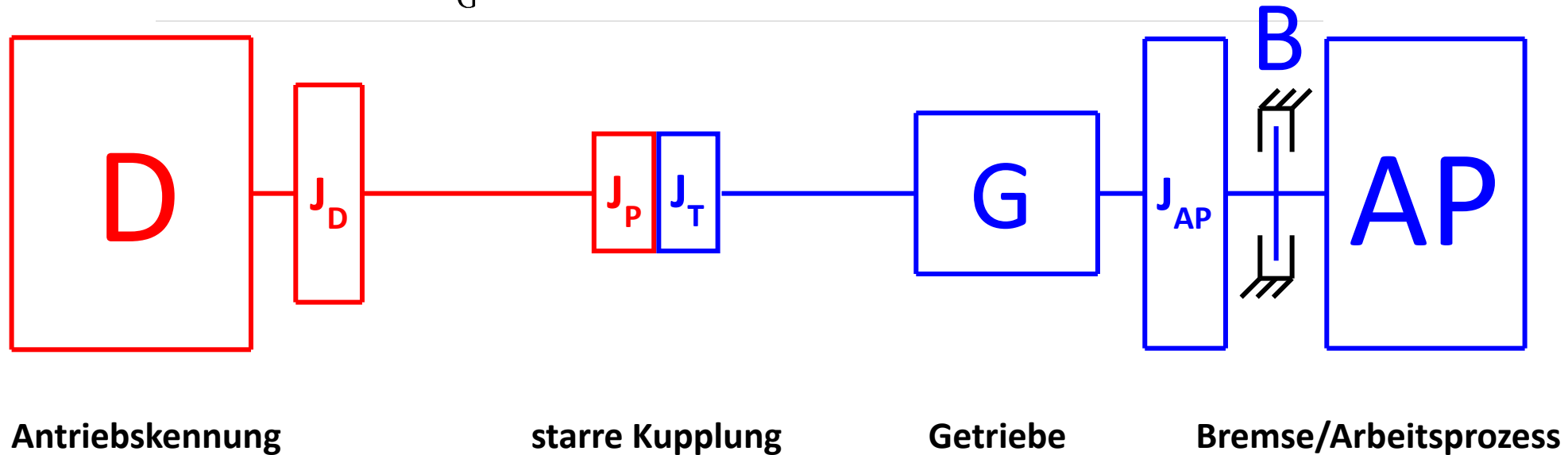
$$J_D = 0.15 \text{ kg m}^2$$

# Kopplung von Drive-Kennkennung und Arbeits-Kennung nur über ein Getriebe mit konstanter Übersetzung

$$\alpha_D = \frac{T_D - \frac{T_{AP}}{i_G}}{J_D + J_P + J_T + \frac{J_{AP}}{i_G^2}}$$

$$\alpha_D = \alpha_{AP} \cdot i_G$$

$$\alpha_{AP} = \frac{T_D \cdot i_G - T_{AP}}{(J_D + J_P + J_T) \cdot i_G^2 + J_{AP}}$$



Aus der Betriebsdrehzahl der Antriebsmaschine und der Betriebsdrehzahl der Arbeitsmaschine mit dem Arbeitsprozess ergibt sich eine Getriebeübersetzung. Damit kann man dann die Drive-Kennung in das Kennfeld der Arbeitsmaschine übertragen. Die Beschleunigung des Systems vor und hinter dem Getriebe sind linear mit der Getriebeübersetzung miteinander gekoppelt.

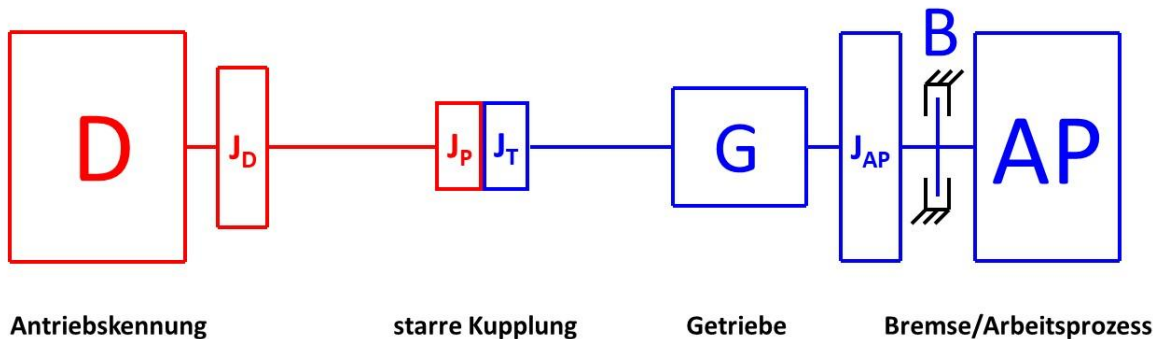


# Kopplung von Drive- und 1. Arbeitskennung über ein Getriebe mit konstanter Übersetzung

$$\alpha_D = \frac{T_D - \frac{T_{AP}}{i_G}}{J_D + J_P + J_T + \frac{J_{AP}}{i_G^2}}$$

$$\alpha_D = \alpha_{AP} \cdot i_G$$

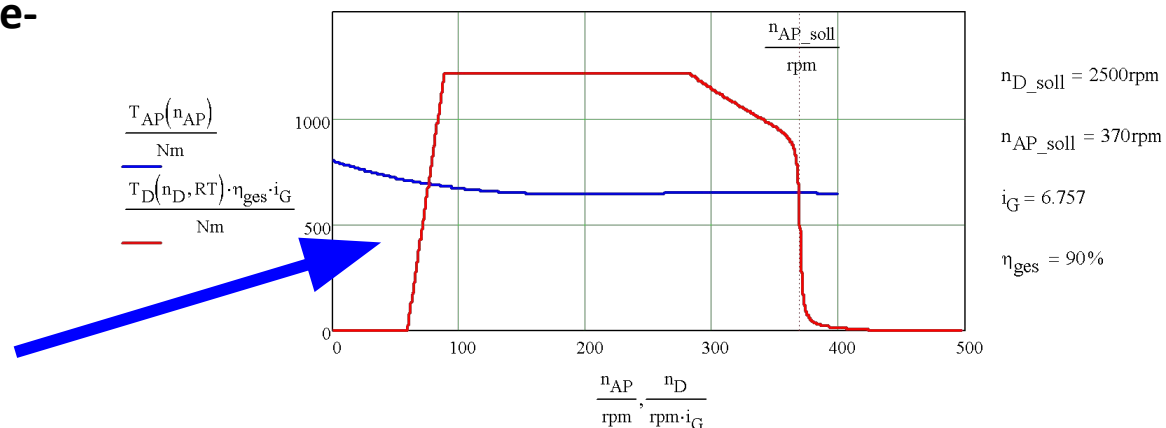
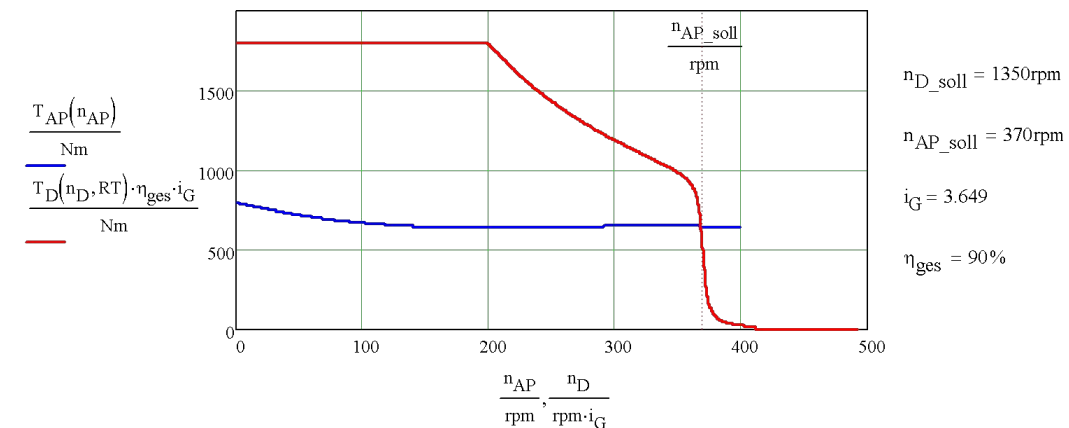
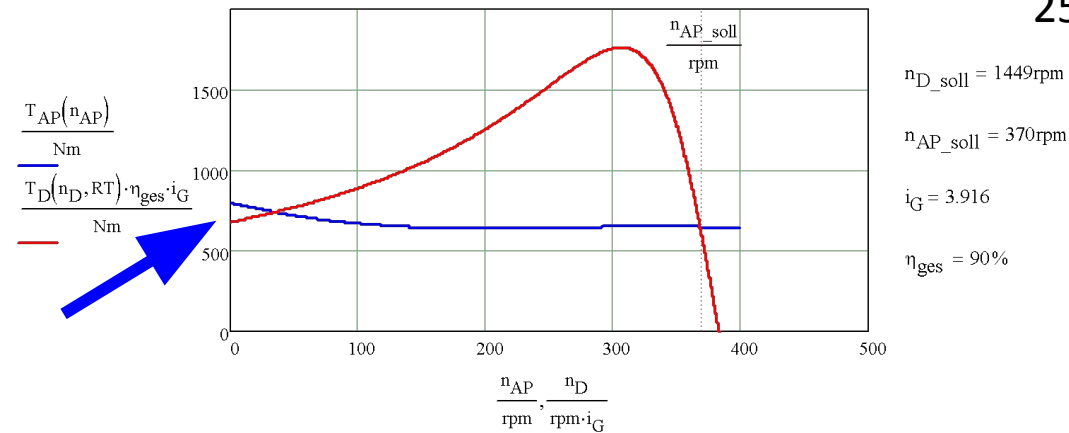
$$\alpha_{AP} = \frac{T_D \cdot i_G - T_{AP}}{(J_D + J_P + J_T) \cdot i_G^2 + J_{AP}}$$



In dem fest gekoppelten System sind die Beschleunigungen auf der Antriebsseite und der Arbeitsseite über die Getriebeübersetzung ineinander umrechenbar.

Mit dem Asynchronmotor und dem Verbrennungsmotor als Antrieb ergeben sich aber aus dem Stillstand heraus negative Beschleunigung.

Antriebsstränge mit diesen Motoren benötigen für diese 1. Arbeitskennung geregelte Wandler zum Anfahren.

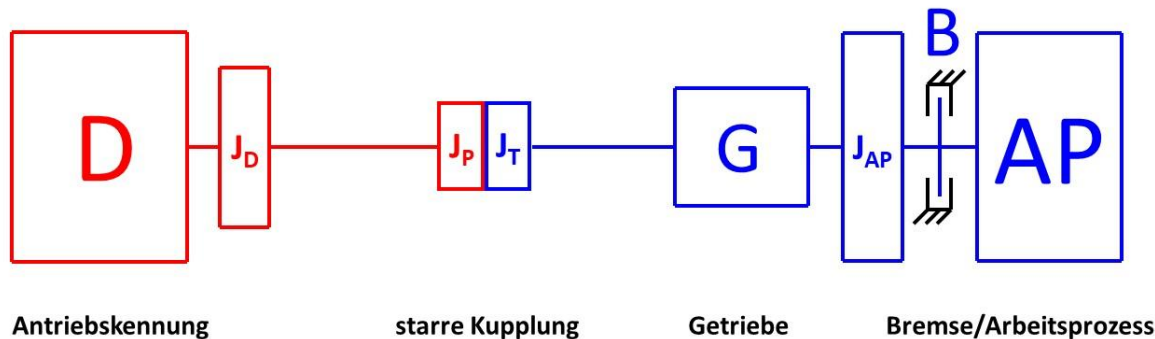


# Kopplung von Drive- und 2. Arbeitskennung über ein Getriebe mit konstanter Übersetzung

$$\alpha_D = \frac{T_D - \frac{T_{AP}}{i_G}}{J_D + J_P + J_T + \frac{J_{AP}}{i_G^2}}$$

$$\alpha_D = \alpha_{AP} \cdot i_G$$

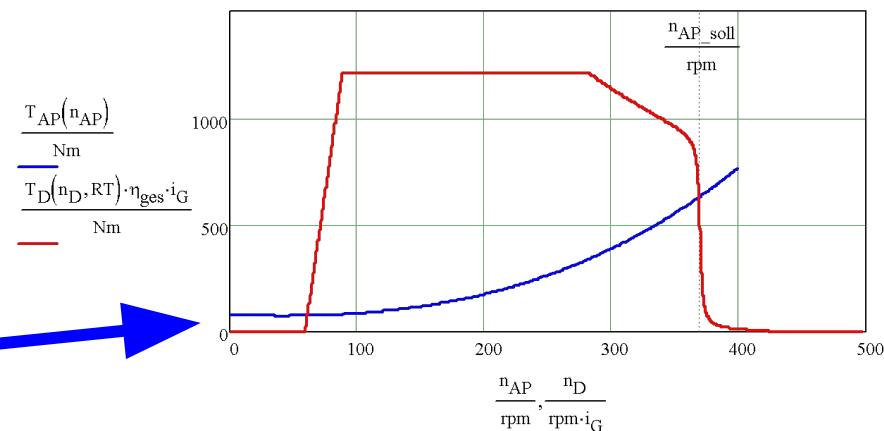
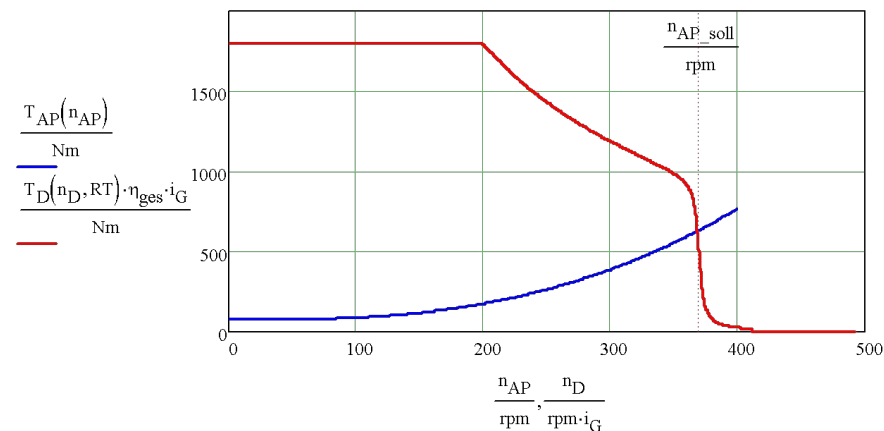
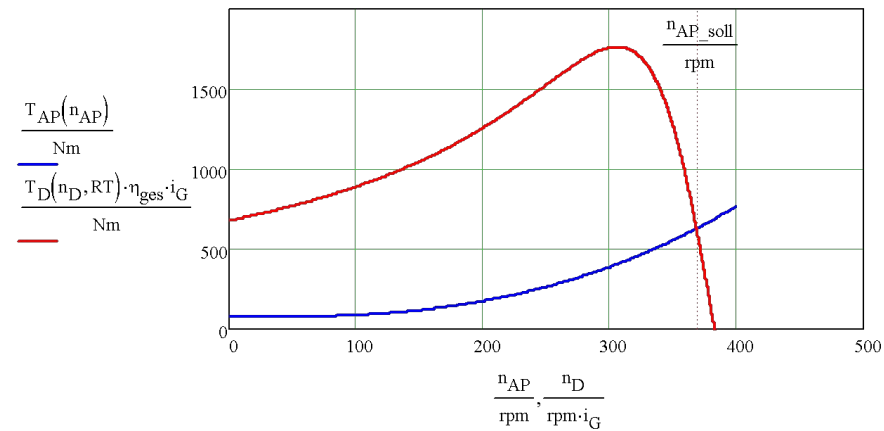
$$\alpha_{AP} = \frac{T_D \cdot i_G - T_{AP}}{(J_D + J_P + J_T) \cdot i_G^2 + J_{AP}}$$



In dem fest gekoppelten System sind die Beschleunigungen auf der Antriebsseite und der Arbeitsseite über die Getriebeübersetzung ineinander umrechenbar.

Mit dieser progressiv ansteigenden Arbeitskennung kann nur noch der Verbrennungsmotor die Arbeitsmaschine nicht aus dem Stillstand heraus anfahren.

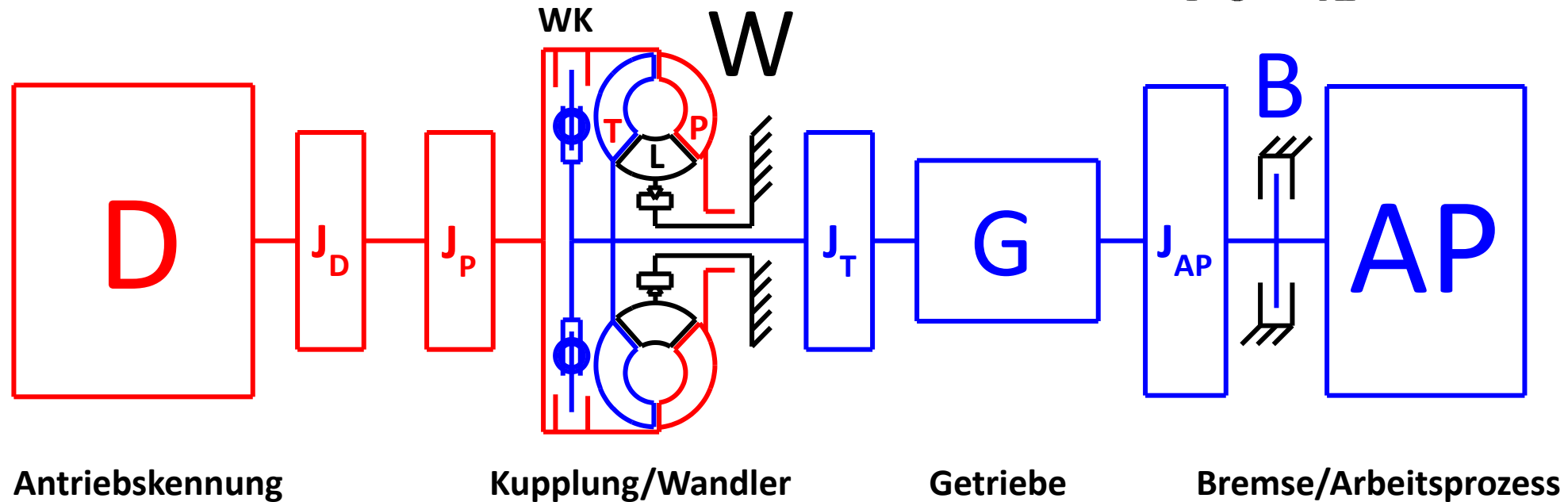
Antriebsstränge mit diesen Motoren benötigen für diese 2. Arbeitskennung geregelte Wandler zum Anfahren.



# Kopplung von Drive-Kennkennung und Arbeits-Kennung über eine(n) geregelte Kupplung(Wandler) und ein Getriebe mit konstanter Übersetzung

$$\alpha_D = \frac{T_D - T_P}{J_D + J_P}$$

$$\alpha_{AP} = \frac{-T_T \cdot i_G - T_{AP}}{J_T \cdot i_G^2 + J_{AP}}$$



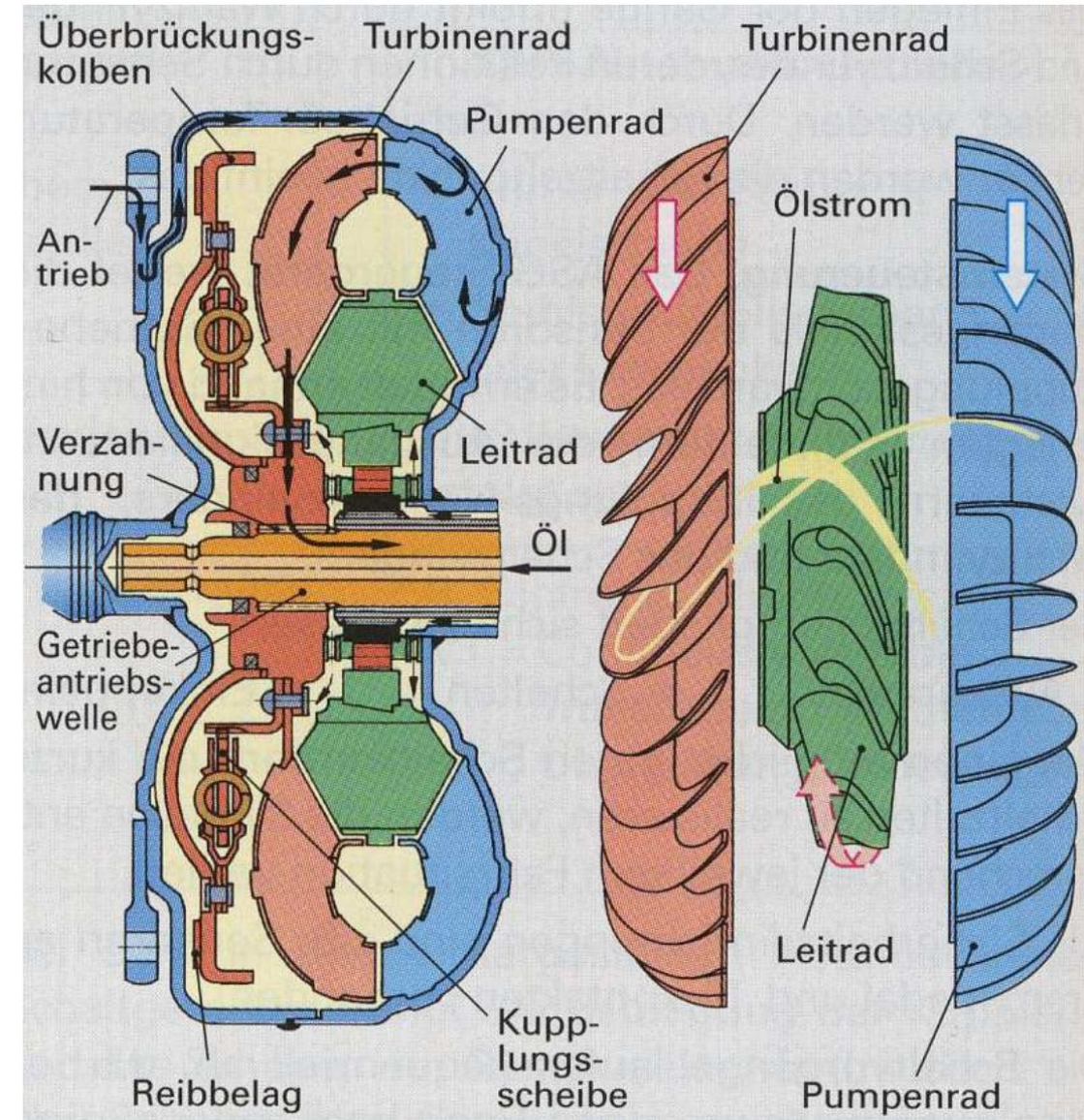
Die geregelte Kupplung mit einer geregelten Pumpe P auf der Primärseite und einer davon abhängigen Turbine T auf der Triebseite trennt das zuvor verbundene System in zwei variabel abhängige Teilsysteme mit verschiedenen Teilbeschleunigungen. TP und TT sollen nun so geregelt werden, dass mit allen Antriebsmaschinen beide Arbeits-prozesse zügig und ruckfrei angefahren werden können.

## Aufbau und Funktion eines hydrodynamischen Drehmoment-Wandlers

Aus dem Bild und weiteren Bildern auf den nächsten Folien wird der Aufbau eines hydrodynamischen Drehmoment-wandlers mit Pumpenrad, Turbinenrad und Leitrad deutlich. Ohne ein Leitrad würde ein Drehmomentwandler zu einer Kupplung werden.

Der Wandler im Bild beinhaltet zusätzlich noch eine Überbrückungskupplung. Durch den Innendruck im Wandler kann der mit dem Turbinenrad verbundene Überbrückungskolben gegen das Pumpenrad gedrückt werden. Über den Reibbelag werden dann Reibkräfte erzeugt, die die Pumpe und die Turbine dann schlupffrei kraftschlüssig verbinden.

Die Funktion eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers ist in dem hier verlinkten Video sehr verständlich <https://www.youtube.com/watch?v=97EKbN1ZXfs> beschrieben.



# Aufbau und Funktion eines hydrodynamischen Drehmoment-Wandlers

Dieses Bild zeigt einen hydrodynamischen Wandler mit einer Pumpe 1 auf der rechten Seite und einer Turbine 2 auf der linken Seite. Das erkennt man auch an der Strömungsrichtung, die durch die Pfeile dargestellt wird.

Auf einem inneren Radius fließt das Öl in die Pumpe und wird vom Antriebsdrehmoment auf einen äußeren Radius beschleunigt. Durch die Form der Pumpe und ihre Beschaufelung wird auch die räumliche Richtung des Ölstromes verändert.

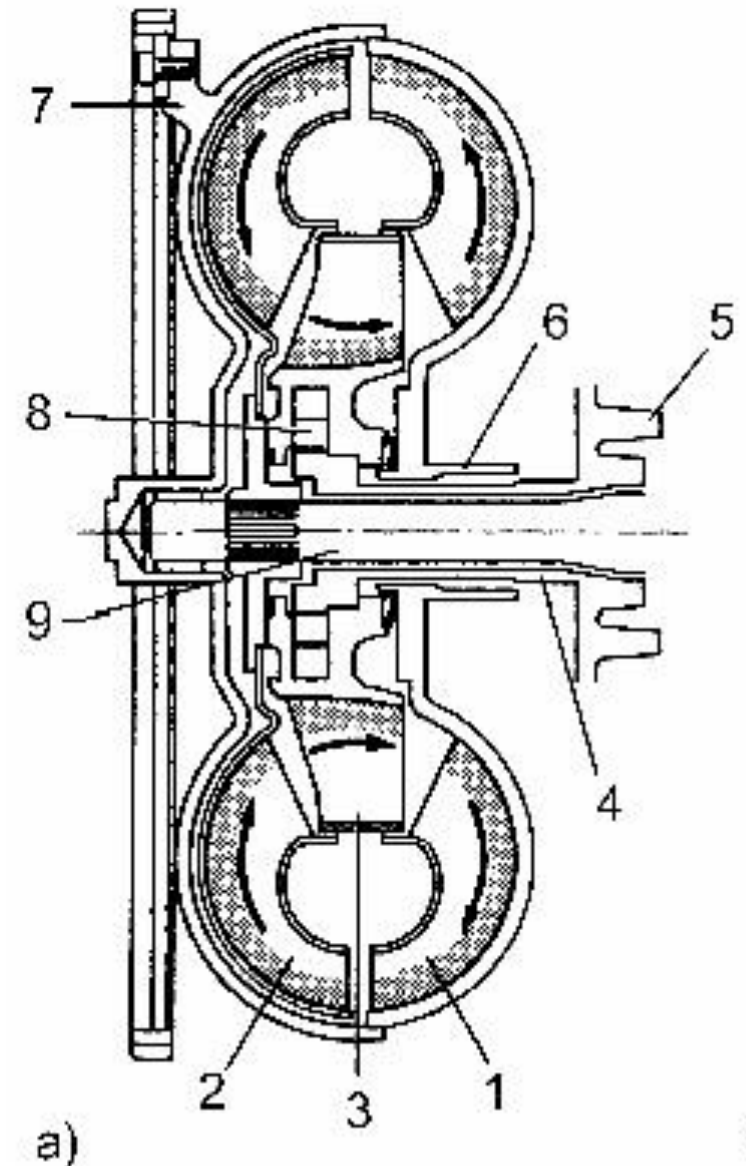
Auf dem äußeren Radius verlässt der Ölstrom die Pumpe 1 und tritt in die Turbine 2 ein.

In der Turbine wird der Volumenstrom von einer großen Geschwindigkeit auf dem äußeren Radius auf eine kleine Geschwindigkeit auf dem inneren Radius verzögert. Auch hier wird die räumliche Richtung der Strömung verändert.

Über das Leitrad 3 wird der Ölstrom wieder zur Pumpe geführt und dabei auch umgelenkt. Dadurch wird erreicht, dass das Turbinendrehmoment betragsmäßig größer als das Pumpendrehmoment ist. Durch das Leitrad wird also aus der Kupplung ein Drehmoment-Wandler

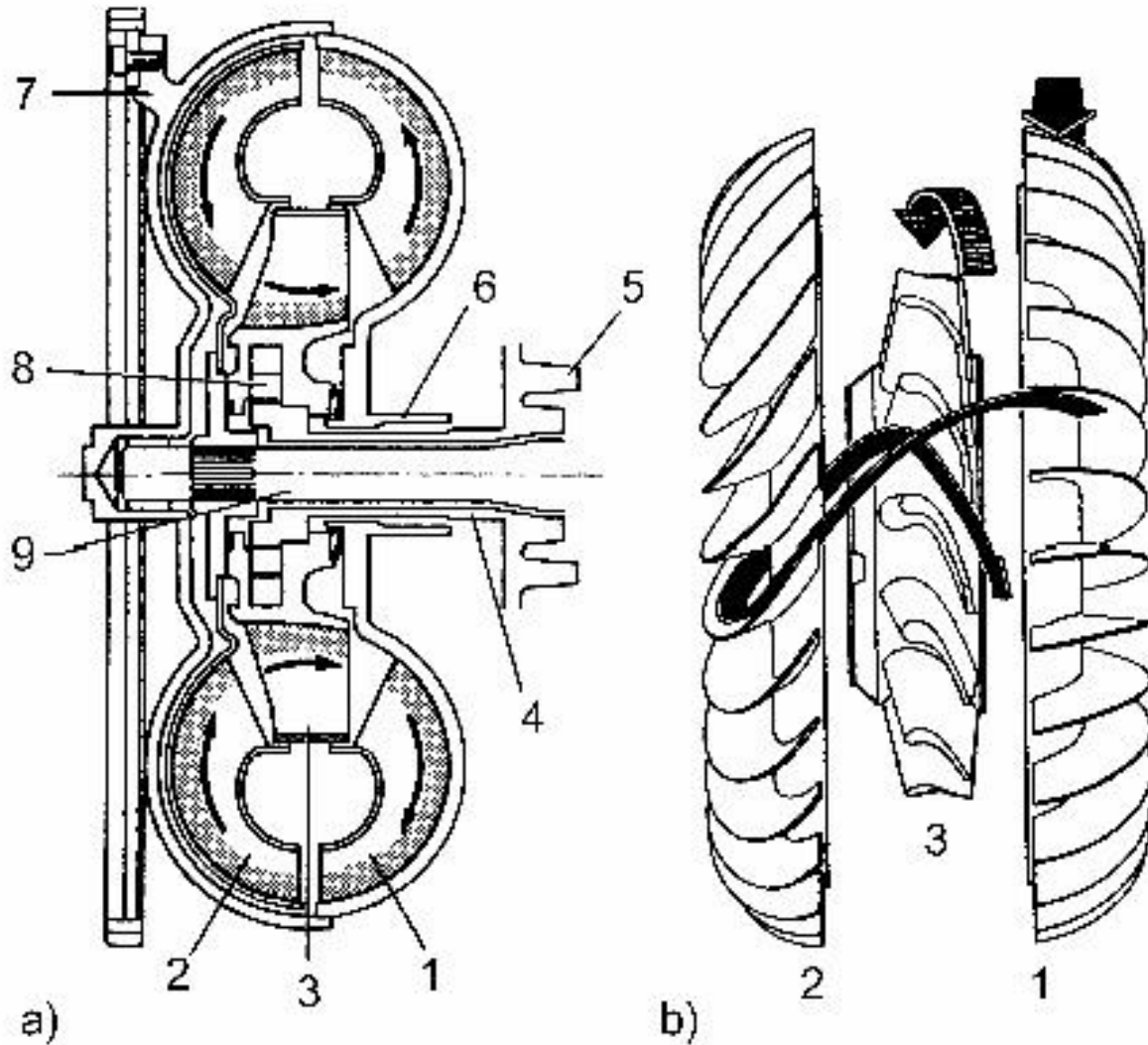
Der Wandler ist mit Öl gefüllt. Über den Füllgrad können die Kennlinien solcher Drehmoment-Wandler auch noch im Betrieb beeinflusst werden.

Damit das Öl aus dem Wandler nicht herausläuft, umschließt das Pumpengehäuse auch die Turbine. Nur die Turbinenwelle ragt auf der Turbinenseite aus dem Pumpengehäuse heraus. Dort sitzt eine Dichtung zwischen Pumpengehäuse und Turbinenwelle. Die Pumpenwelle treibt die Pumpe und das Pumpengehäuse an.



# Aufbau und Funktion eines hydrodynamischen Drehmoment-Wandlers

Veranschaulichung der dreidimensionalen Ölströmung durch Pumpe, Turbine, Leitrad zurück zur Pumpe

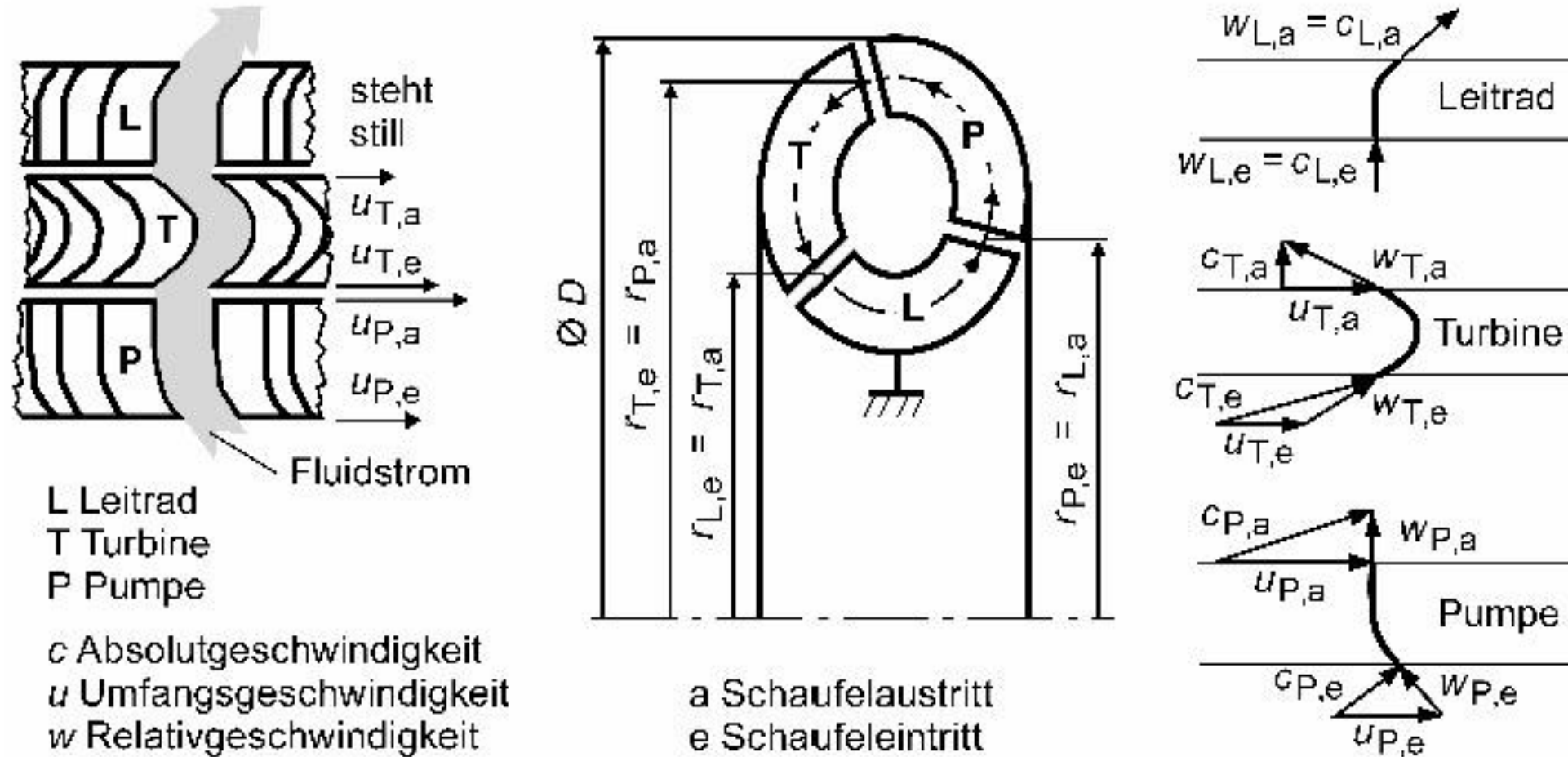


**Abb. 10.17. a** Komponenten eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers [10.8].

- 1 Pumpenrad;
  - 2 Turbinenrad;
  - 3 Leitrad;
  - 4 Hohlwelle für Leitradabstützung am Gehäuse;
  - 5 Gehäuse, feststehend;
  - 6 Pumpenradhohlwelle für Antrieb Getriebeölpumpe;
  - 7 Wandlerdeckel, verbunden mit dem Pumpenrad;
  - 8 Leitradfreilauf;
  - 9 Turbinenwelle (Getriebeeingang);
- b* Strömungsverlauf

# Aufbau und Funktion eines hydrodynamischen Drehmoment-Wandlers

Veranschaulichung der dreidimensionalen Ölströmung durch Pumpe, Turbine, Leitrad zurück zur Pumpe

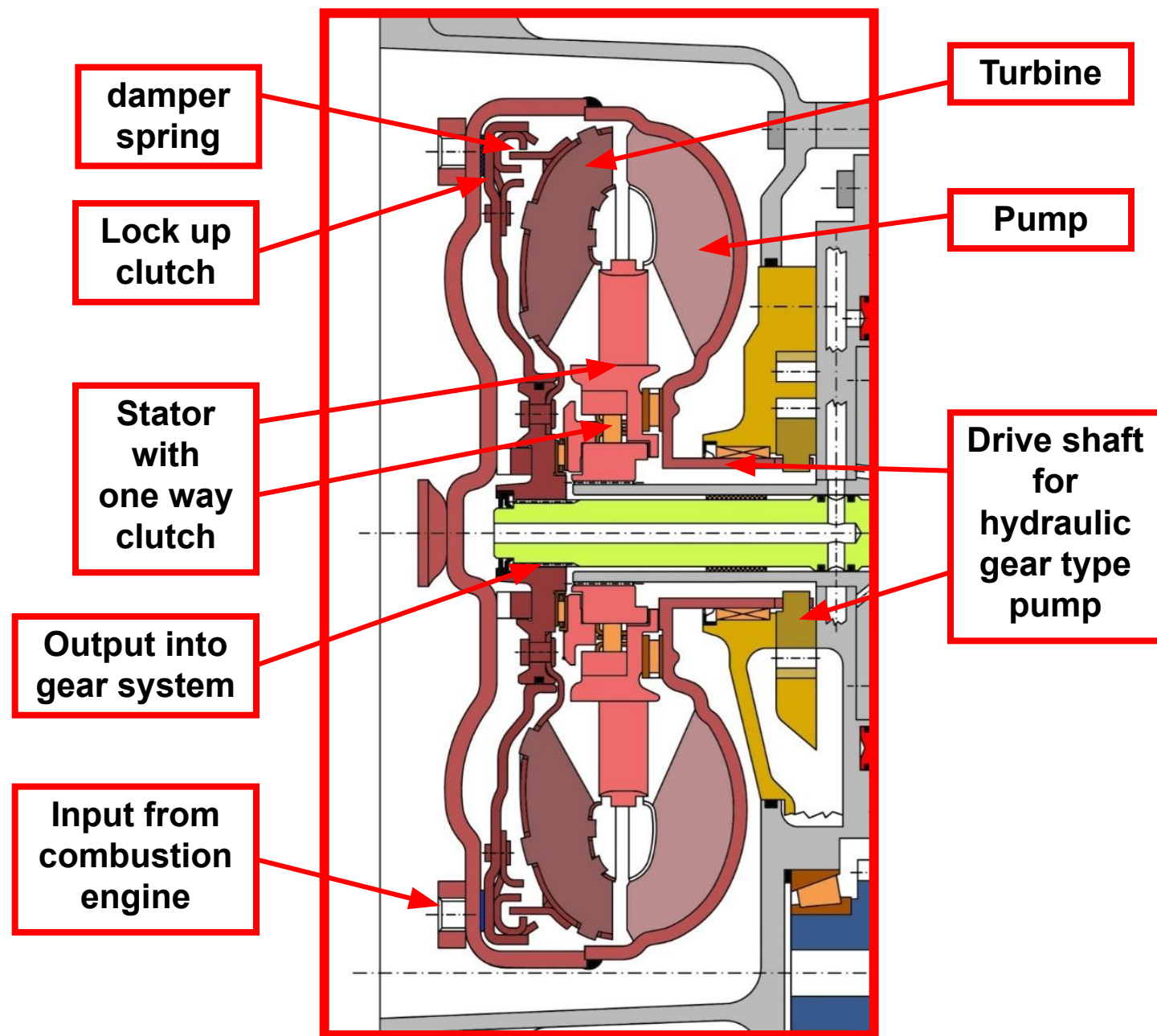


**Abb. 10.18.** Strömungskreislauf im Wandler mit Strömungsgeschwindigkeiten bei stoßfreier Strömung [10.32]

## Aufbau und Funktion eines hydrodynamischen Drehmoment-Wandlers

Das Bild zeigt einen hydrodynamischen Wandler aus einem Pkw-Automatik-getriebe.

Für seine beiden Funktionen als Wandler und als überbrückter Wandler wird die Öldurchflussrichtung umgeschaltet.





## Aufbau und Funktion eines hydrodynamischen Drehmoment-Wandlers

Durchströmung des Wandlers während der Wandlerfunktion.

Über den befüllenden Volumenstrom wird die Überbrückungskupplung geöffnet.

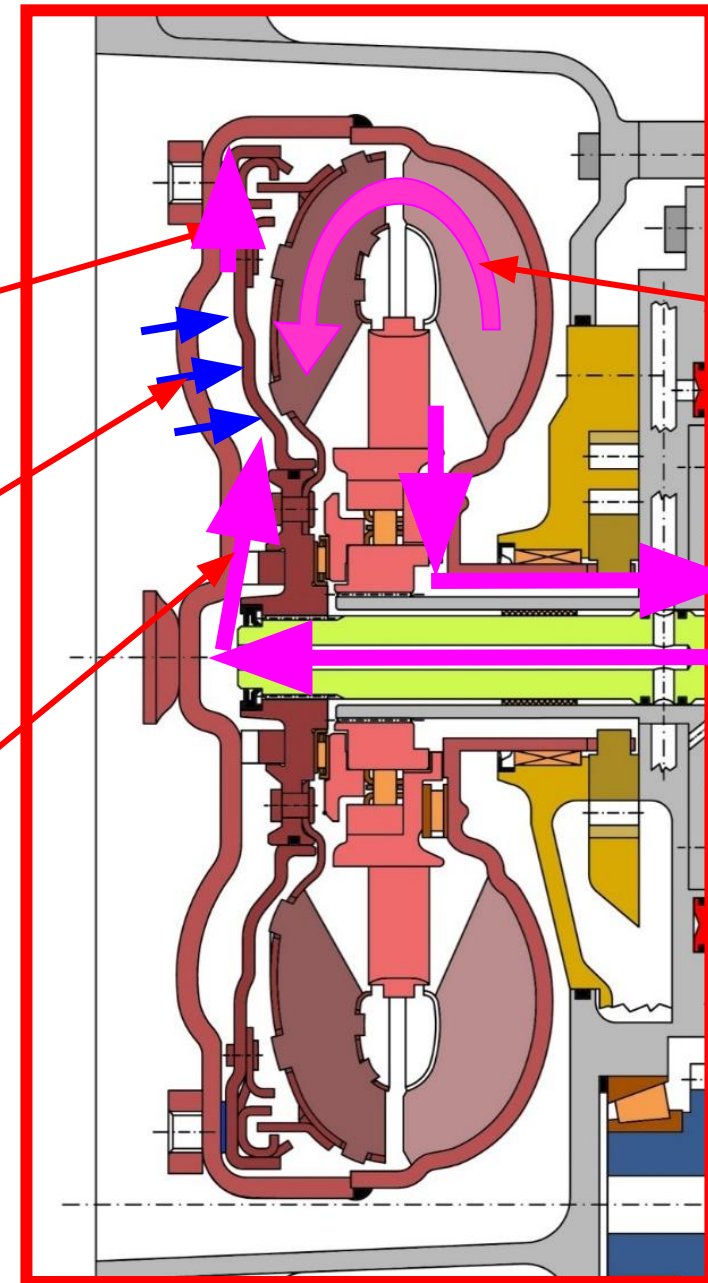
Der große Volumenstrom kann viel Verlustenergie aus dem Wandler abführen.

big oil flow through lock up clutch

even small oil pressure opens lock up clutch

oil feed into torque converter if lock up clutch shall be open

oil circulation in torque converter



## Aufbau und Funktion eines hydrodynamischen Drehmoment-Wandlers

Durchströmung des Wandlers während der Überbrückung

Schließen der Überbrückungskupplung über den Wandlerinnendruck.

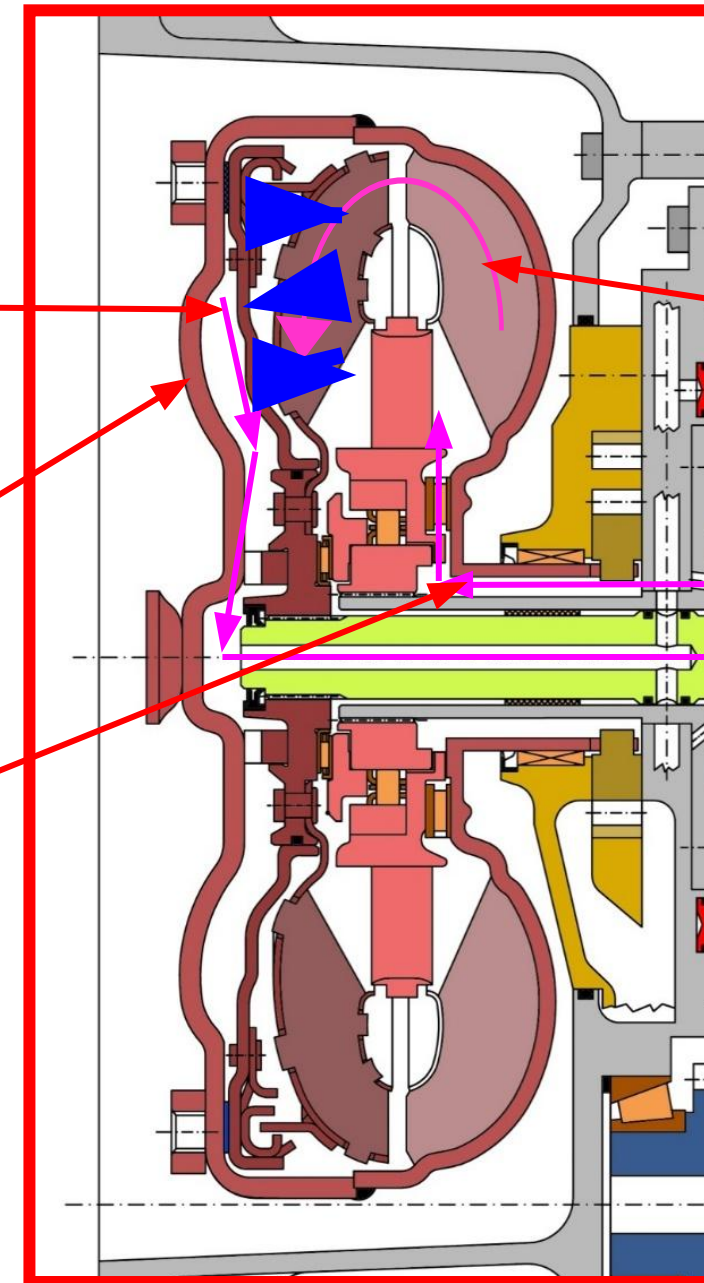
Der dann noch durch den Wandler strömende Volumenstrom ist klein. Der Druck ist aber bis zu 8 bar groß.

very low oil flow through closed lock up clutch

oil pressure of about 5 to 7 bars closes and controls lock up clutch

oil feed into torque converter if lock up clutch shall be closed

oil circulation in torque converter



# Aufbau und Funktion eines hydrodynamischen Drehmoment-Wandlers

## Beispielhafte Kennlinien des Drehmomentwandler für die folgenden Simulationen

Drehzahlverhältnis  
zwischen Turbine T  
und Pumpe P:

$$v = \frac{n_T}{n_P} \quad P = \text{Pumpe}, T = \text{Turbine}$$

Leistungsziffer  $\lambda$  als  
Funktion von  $v$ :

$$\lambda(v) = \begin{cases} (1.1 - 0.4 \cdot v) \cdot \text{atan} [(1 - v) \cdot 100] \cdot \frac{2}{\pi} & \text{if } 1 - v > 0 \\ 0.2 \cdot \text{atan} [(1 - v) \cdot 20] \cdot \frac{2}{\pi} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Nenn Drehmoment der  
Kupplung:

$$TK_{\text{nenn}} = 600 \cdot \text{Nm}$$

Pumpendrehmoment:

$$T_P(n_P, v) = TK_{\text{nenn}} \cdot \left( \frac{n_P}{2000 \text{rpm}} \right)^2 \cdot \lambda(v)$$

Drehmomentwandlung:

$$\mu_W(v) = \frac{-T_T(n_P, v)}{T_P(n_P, v)} = \max(1.8 - 1.1 \cdot v^2, 1)$$

In einer Kupplung ist:

$$\mu_K(v) = 1$$

Turbinendrehmoment:

$$T_T(n_P, v) = -\mu(v) \cdot T_P(n_P, v)$$

Wirkungsgrad in  
einer Kupplung:

$$\eta_K = \frac{-T_T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_T}{T_P \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_P} = \frac{-T_T \cdot n_T}{T_P \cdot n_P} = \mu(v) \cdot v$$

**Die Strömungsverhältnisse in einem Wandler verändern sich stark mit dem Drehzahlverhältnis zwischen Turbine und Pumpe.**

**Die Drehmomentaufnahme der Pumpe wird durch eine Leistungsziffer und ein Nennmoment beschrieben und steigt quadratisch mit der Pumpendrehzahl an.**

**Die Leistungsziffer fällt im Synchronlauf von Pumpe und Turbine bei  $v=1$  auf 0.**

**Die Drehmomentwandlung verändert sich auch mit dem Drehzahlverhältnis.**

**Bei der Abstützung des Leitrades zum stehenden Gehäuse über einen Freilauf, der nur positive Leitradmomente zulässt, wird aus dem Drehmomentwandler eine Kupplung, wenn am Leitrad negative Drehmomente auftreten würden. Die Drehmomentwandlung kann damit nicht unter 1 fallen.**

**Der Wirkungsgrad eines Wandlers ergibt sich aus dem Produkt aus Drehzahlverhältnis und negativem Drehmomentverhältnis zwischen Turbine und Pumpe.**

# Aufbau und Funktion eines hydrodynamischen Drehmoment-Wandlers

## Beispielhafte Kennlinien des Drehmomentwandler für die folgenden Simulationen

Drehzahlverhältnis  
zwischen Turbine T  
und Pumpe P:

$$v = \frac{n_T}{n_P} \quad P = \text{Pumpe, } T = \text{Turbine}$$

Leistungsziffer  $\lambda$  als  
Funktion von  $v$ :

$$\lambda(v) = \begin{cases} (1.1 - 0.4 \cdot v) \cdot \text{atan} [(1 - v) \cdot 100] \cdot \frac{2}{\pi} & \text{if } 1 - v > 0 \\ 0.2 \cdot \text{atan} [(1 - v) \cdot 20] \cdot \frac{2}{\pi} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Nenn Drehmoment der  
Kupplung:

$$TK_{\text{nenn}} = 600 \cdot \text{Nm}$$

Pumpendrehmoment:

$$T_P(n_P, v) = TK_{\text{nenn}} \cdot \left( \frac{n_P}{2000 \text{rpm}} \right)^2 \cdot \lambda(v)$$

Drehmomentwandlung:

$$\mu_W(v) = \frac{-T_T(n_P, v)}{T_P(n_P, v)} = \max(1.8 - 1.1 \cdot v^2, 1)$$

In einer Kupplung ist:

$$\mu_K(v) = 1$$

Turbinendrehmoment:

$$T_T(n_P, v) = -\mu(v) \cdot T_P(n_P, v)$$

Wirkungsgrad in  
einer Kupplung:

$$\eta_K = \frac{-T_T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_T}{T_P \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_P} = \frac{-T_T \cdot n_T}{T_P \cdot n_P} = \mu(v) \cdot v$$

### Die Strömungsverhältnisse in einem Wandler

**Hydrodynamische Kupplungen und Drehmomentwandler sind seit Jahrzehnten fester Bestandteil der Antriebstechnik und finden Anwendung in Fahrzeugen, Schwerlastantrieben, Lokomotive und überall dort wo Teile von Antrieben voneinander schwingungstechnisch entkoppelt werden sollen.**

**Die in diesen hydrodynamischen Systeme aus den Pumpen- und Turbinenfunktionen hervorgehenden Regelkennlinien stellen eine sehr gute Basis auch für Auslegung der Regler von geregelten Reibungskupplung dar.**

**Deshalb ist das genaue Verständnis der hydrodynamischen Kupplungen und Wandler für Ingenieure der Antriebstechnik so wichtig.**

**Das Drehmomentverhältnis ergibt sich aus dem Produkt aus Drehzahlverhältnis und negativem Drehmomentverhältnis zwischen Turbine und Pumpe.**

# Aufbau und Funktion eines hydrodynamischen Drehmoment-Wandlers

## Beispielhafte Kennlinien des Drehmomentwandlers für die folgenden Simulationen

Drehzahlverhältnis  
zwischen Turbine T  
und Pumpe P:

$$v = \frac{n_T}{n_P} \quad P = \text{Pumpe}, T = \text{Turbine}$$

Leistungsziffer  $\lambda$  als  
Funktion von  $v$ :

$$\lambda(v) = \begin{cases} (1.1 - 0.4 \cdot v) \cdot \text{atan} [(1 - v) \cdot 100] \cdot \frac{2}{\pi} & \text{if } 1 - v > 0 \\ 0.2 \cdot \text{atan} [(1 - v) \cdot 20] \cdot \frac{2}{\pi} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Nenn Drehmoment der  
Kupplung:

$$TK_{\text{nenn}} = 600 \cdot \text{Nm}$$

Pumpendrehmoment:

$$T_P(n_P, v) = TK_{\text{nenn}} \cdot \left( \frac{n_P}{2000 \text{rpm}} \right)^2 \cdot \lambda(v)$$

Drehmomentwandlung:

$$\mu_W(v) = \frac{-T_T(n_P, v)}{T_P(n_P, v)} = \max(1.8 - 1.1 \cdot v^2, 1)$$

In einer Kupplung ist:

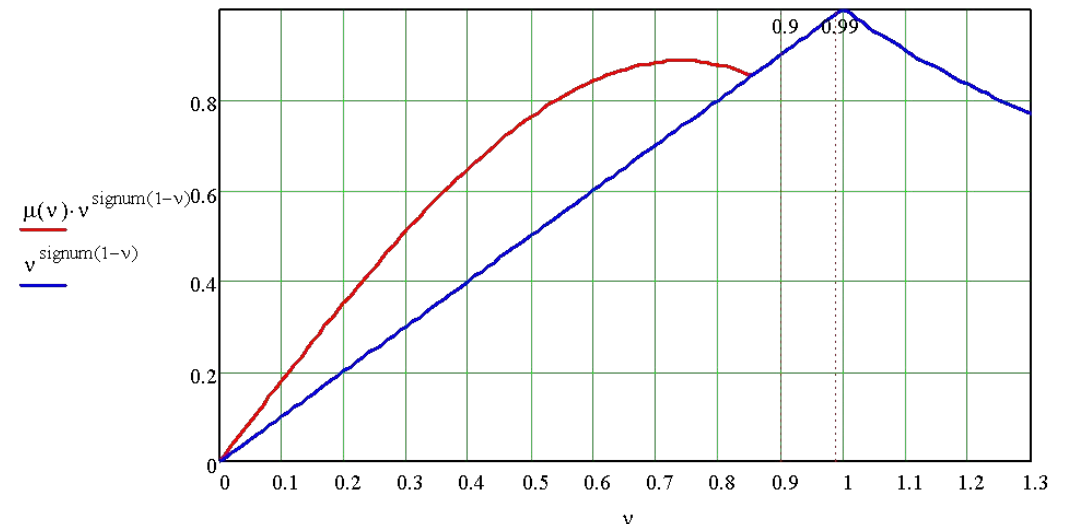
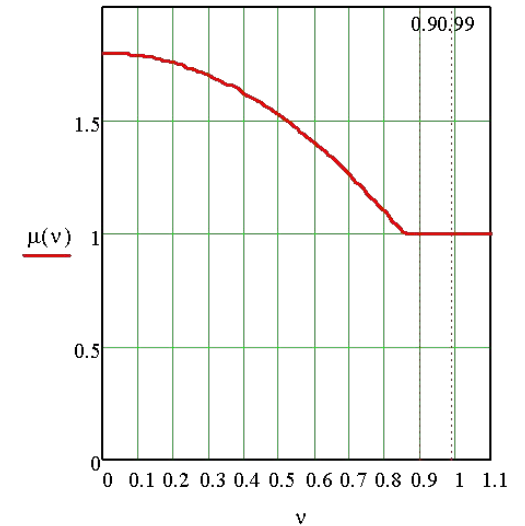
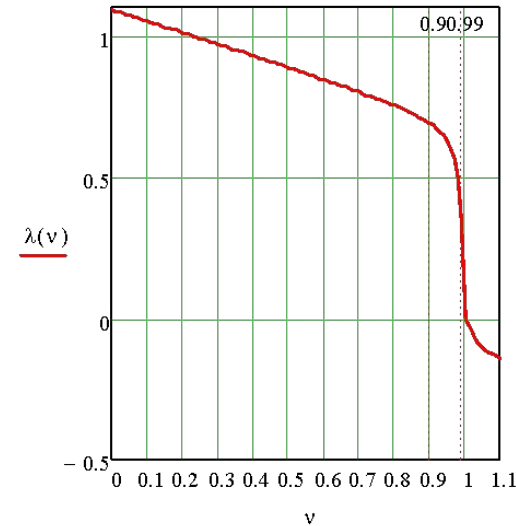
$$\mu_K(v) = 1$$

Turbinendrehmoment:

$$T_T(n_P, v) = -\mu(v) \cdot T_P(n_P, v)$$

Wirkungsgrad in  
einer Kupplung:

$$\eta_K = \frac{-T_T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_T}{T_P \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_P} = \frac{-T_T \cdot n_T}{T_P \cdot n_P} = \mu(v) \cdot v$$



# Dynamische Simulation der Beschleunigung des Antriebssystems aus dem Stillstand in einen Betriebspunkt

Die Drehmomente in dem Wandler hängen von den Drehzahlen auf beiden Seiten des Wandlers ab. Deshalb sind auch die Beschleunigungen auf der Antriebsseite D und auf der Arbeitsprozesseite AP Funktionen beider Drehzahlen.

Die sich daraus ergebenden Bewegungsgleichungen sind deshalb nur simultan als gekoppeltes System lösbar.

$$\alpha_D = \frac{T_D - \frac{T_{AP}}{i_G}}{J_D + J_P + J_T + \frac{J_{AP}}{i_G^2}} = \alpha_{AP} \cdot i_G$$

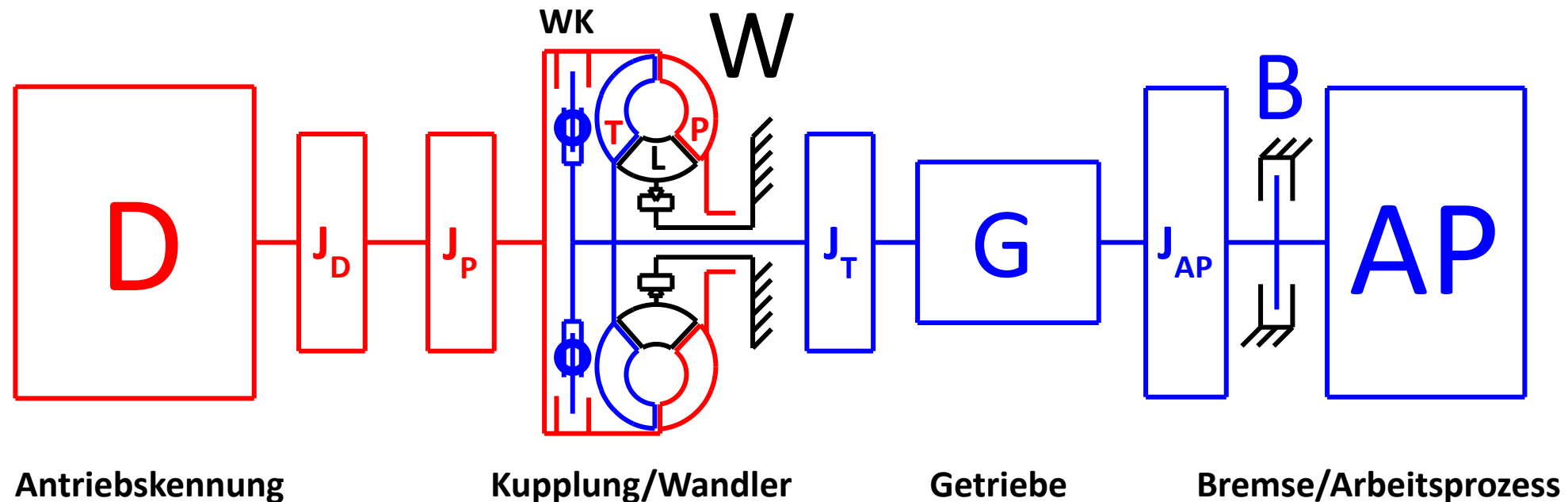
$$\alpha_D = \frac{T_D - T_P}{J_D + J_P}$$

$$\alpha_{AP} = \frac{T_D \cdot i_G - T_{AP}}{(J_D + J_P + J_T) \cdot i_G^2 + J_{AP}}$$

$$\alpha_{AP} = \frac{-T_T \cdot i_G - T_{AP}}{J_T \cdot i_G^2 + J_{AP}}$$

sobald Kupplung/Wandler geschlossen ist

solange Kupplung/Wandler schlupft



# Dynamische Simulation der Beschleunigung des Antriebssystems aus dem Stillstand in einen Betriebspunkt

In einer Mathcad-Notation sind das die Gleichungen für diese beiden Beschleunigungen.

Die Umschaltung zwischen den Zuständen Wandler offen und Wandler geschlossen erfolgen aus Gründen der numerischen Stabilität der Simulation bei  $v = 0,99$  bzw. einem Schlupf im Wandler von 1%.

Beschleunigung an der Antriebsmaschine:

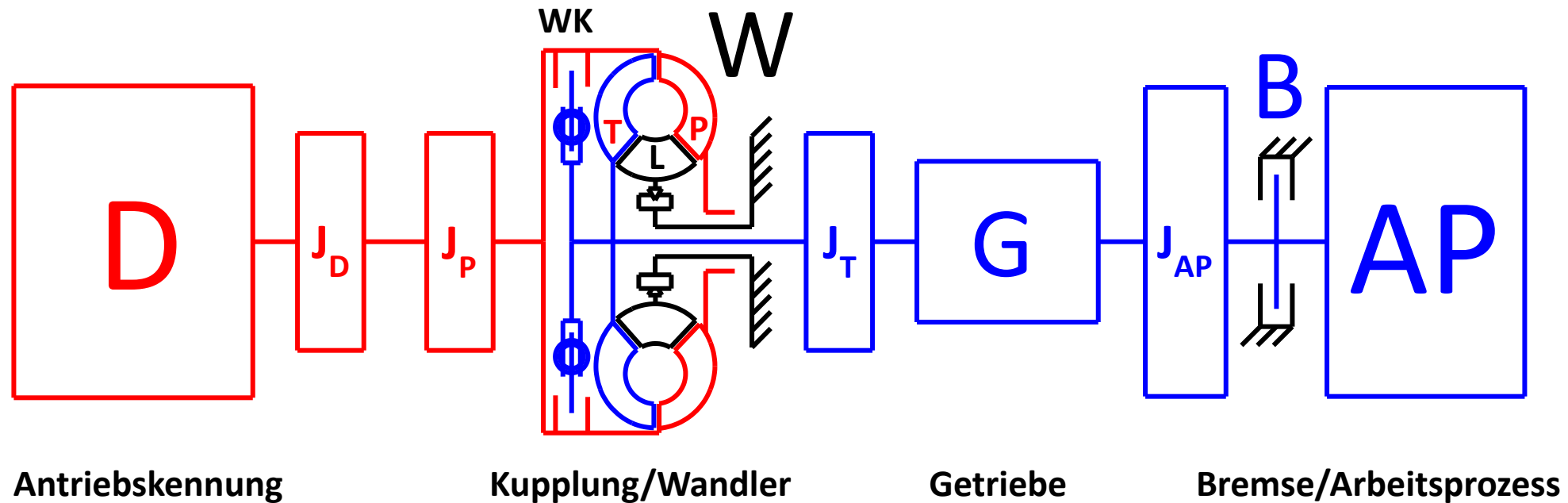
$$\alpha_D(n_D, n_{AP}, RT) := \begin{cases} \frac{T_D(n_D, RT) - T_P(n_D, v(n_D, n_{AP}))}{J_D + J_P} & \text{if } v(n_D, n_{AP}) < 0.99 \\ \frac{T_D(n_D, RT) - \frac{T_{AP}(n_{AP})}{i_G}}{J_D + J_P + J_T + \frac{J_{AP}}{i_G^2}} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Wandler offen  
Wandler zu

Beschleunigung an der Arbeitsmaschine:

$$\alpha_{AP}(n_D, n_{AP}) := \begin{cases} \frac{T_P(n_D, v(n_D, n_{AP})) \cdot \mu(v(n_D, n_{AP})) \cdot i_G \cdot n_{ges} - T_{AP}(n_{AP})}{J_T \cdot i_G^2 + J_{AP}} & \text{if } v(n_D, n_{AP}) < 0.99 \\ \frac{\alpha_D(n_D, n_{AP}, RT)}{i_G} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Wandler offen  
Wandler zu



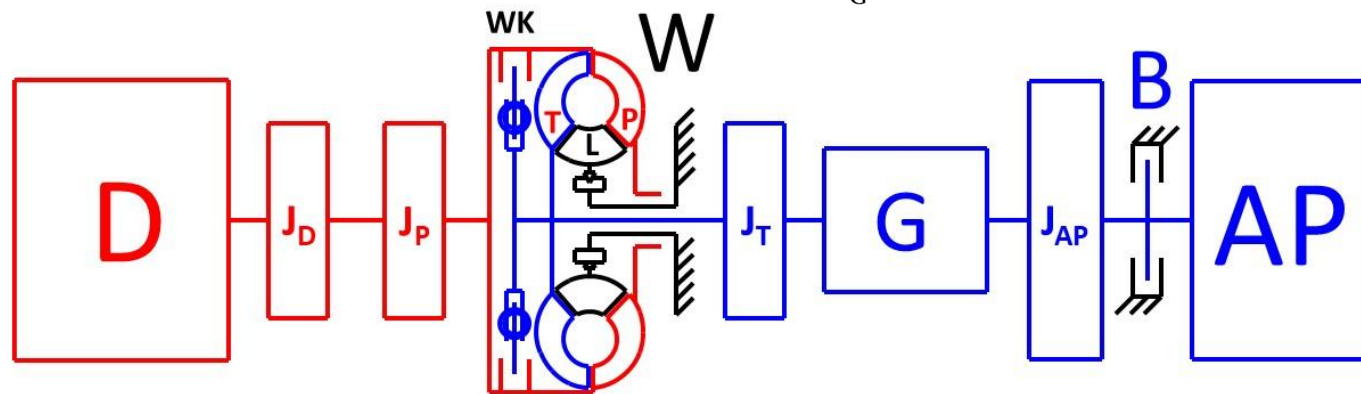
# Dynamische Simulation der Beschleunigung des Antriebssystems aus dem Stillstand in einen Betriebspunkt

Drive = "Asynchronmotor"      Kupplung\_Wandler = "Kupplung"      Arbeitsprozess = "nahezu konstantes Drehmoment"

RT = 1       $J_D = 1 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$      $J_P = 0.6 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$        $J_T = 0.3 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$        $J_{AP} = 12 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

$i_G = 3.916$

Anfahren  
mit  
Asynchronmotor  
und  
Kupplung

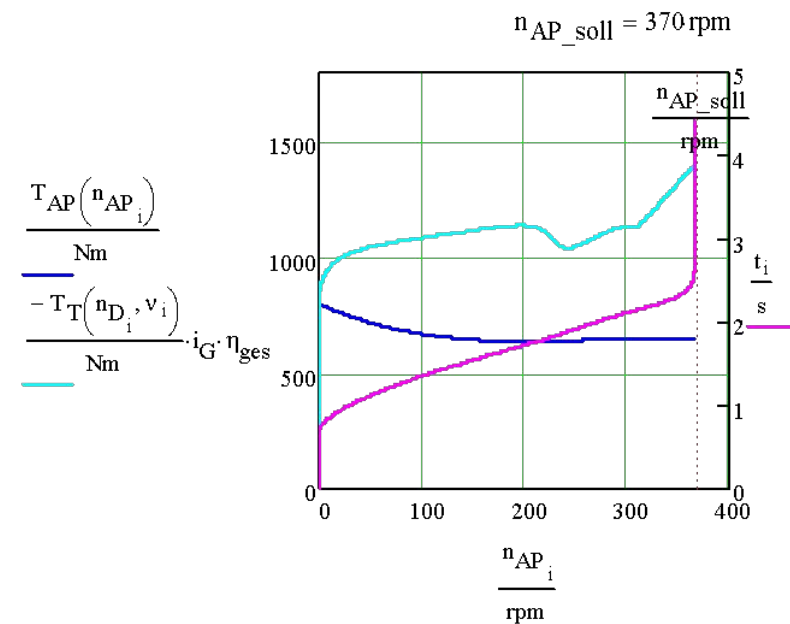
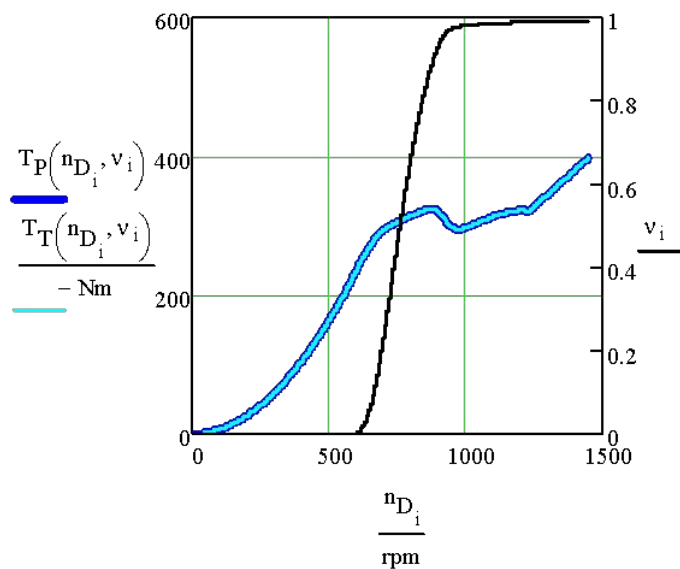
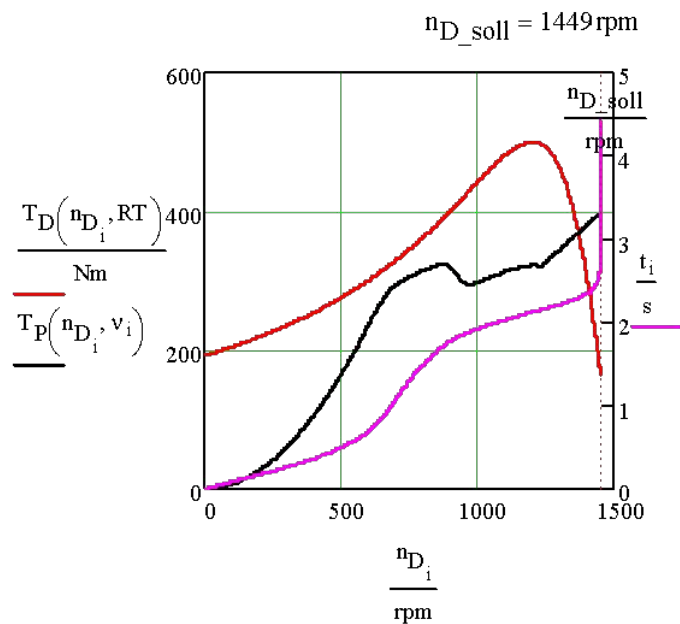


Antriebskennung

Kupplung/Wandler

Getriebe

Bremse/Arbeitsprozess





# Dynamische Simulation der Beschleunigung des Antriebssystems aus dem Stillstand in einen Betriebspunkt

Drive = "Asynchronmotor"

Kupplung\_Wandler = "Kupplung"

Arbeitsprozess = "nahezu konstantes Drehmoment"

RT = 1

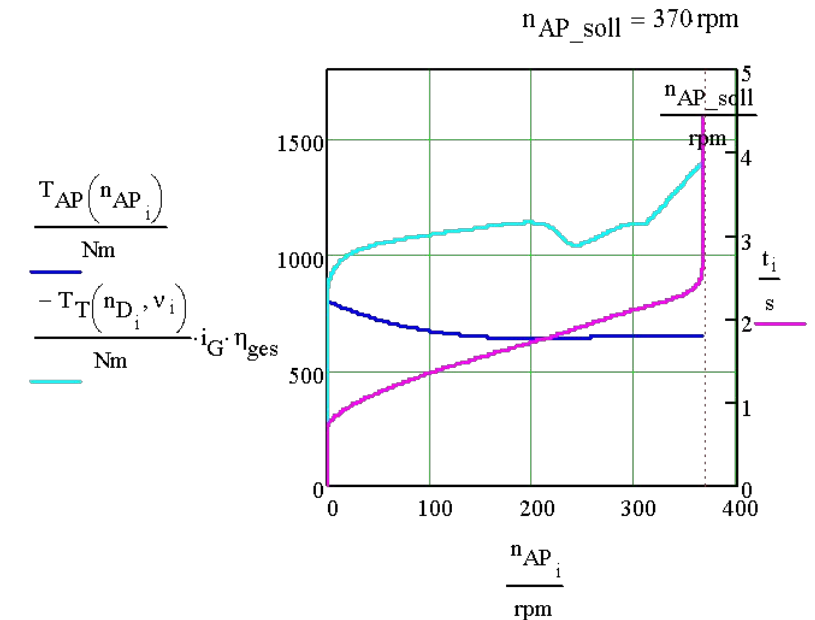
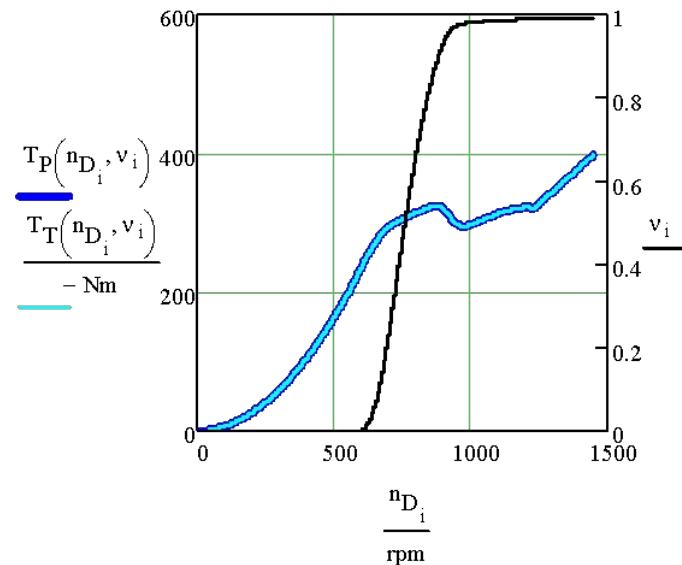
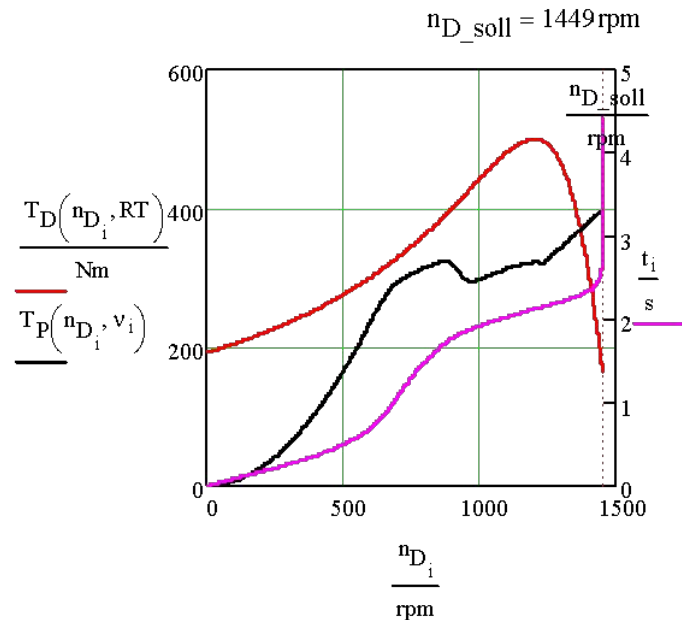
 $J_D = 1 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$  $J_P = 0.6 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$  $J_T = 0.3 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$  $J_{AP} = 12 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$  $i_G = 3.916$ 

Auf der Antriebsseite ist das **Motordrehmoment** immer größer als das von 0 aus mit der Motordrehzahl ansteigende **Pumpendrehmoment**. Die Antriebsseite beschleunigt damit sofort ab dem **Zeitpunkt  $t=0s$** .

Der Wandler entkoppelt somit die Antriebsseite von der Arbeitsseite in der Art, dass die Beschleunigungen zeitversetzt erfolgen.

Auf der Arbeitsseite ist das dorthin übersetzte **Turbinendrehmoment** erst nach einer gewissen Zeit größer als das **Bedarfsdrehmoment aus dem Arbeitsprozess**. Erst dann beginnt die abtriebs-seitige Beschleunigung bei einem **Zeitpunkt  $t>0s$** .

Ein Zurückdrehen der Arbeitsmaschine bis zum Beginn der positiven Beschleunigung wird durch die Bremse bzw. Rücklaufsperre verhindert.



# Dynamische Simulation der Beschleunigung des Antriebssystems aus dem Stillstand in einen Betriebspunkt

Drive = "Asynchronmotor"

Kupplung\_Wandler = "Kupplung"

Arbeitsprozess = "nahezu konstantes Drehmoment"

RT = 1

 $J_D = 1 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$  $J_P = 0.6 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$  $J_T = 0.3 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$  $J_{AP} = 12 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$  $i_G = 3.916$ 

Die unten in 5 Bilder über der Zeit dargestellten Zusammenhänge zeigen:

**Bild 1:** Die Leistungsziffer zum Aufbau des Pumpendrehmoments. Mit steigender Pumpendrehzahl steigt das Pumpendrehmoment, nimmt dann aber mit abnehmendem Schlupf wieder ab. Eine konstante Drehmomentwandlung von 1 weist eindeutig darauf hin, dass das Koppellement in diesem Antriebsstrang eine Kupplung ist.

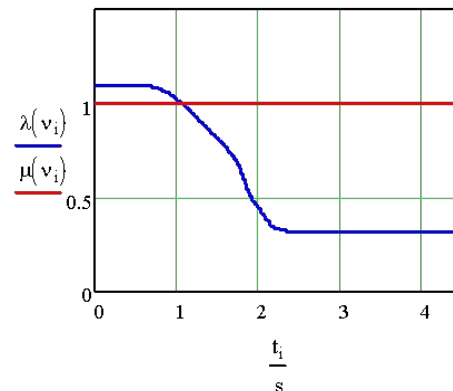
**Bild 2:** Die stark nicht linearen Beschleunigungen im System. Auf der Abtriebsseite wird eine rechnerisch negative Beschleunigung durch die Bremse verhindert.

**Bild 3:** Aus der schrittweisen Integration der Beschleunigungen ergeben sich die Drehzahlen, die sich dann rückwirkend ja wieder auf die Beschleunigungen auswirken.

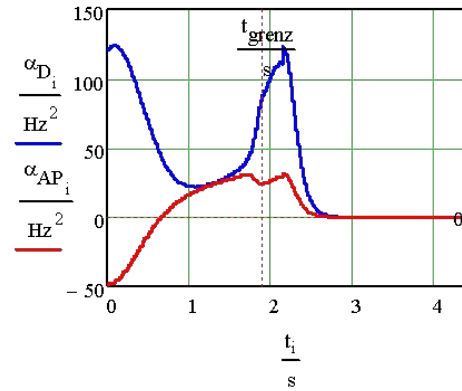
**Bild 4:** Überträgt man die Arbeitsdrehzahl mit der Getriebeübersetzung auf die Turbinenseite der Kupplung, so erkennt man gut, wann sich die Kupplung weitestgehend geschlossen hat.

**Bild 5:** Tatsächlich schließt eine hydrodynamische Kupplung nicht komplett. Sie könnte dann ja kein Drehmoment mehr übertragen. Ab einem Restschlupf von 1% wird in dieser Simulation aber eine feste Kopplung wie mit einer Überbrückungskupplung herbeigeführt.

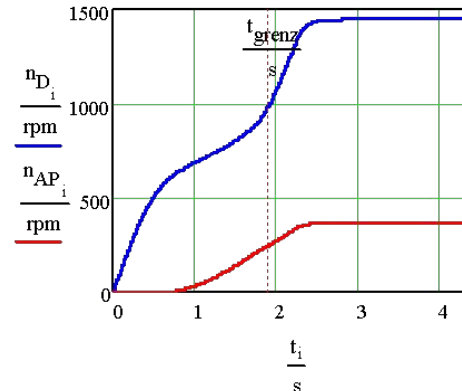
1



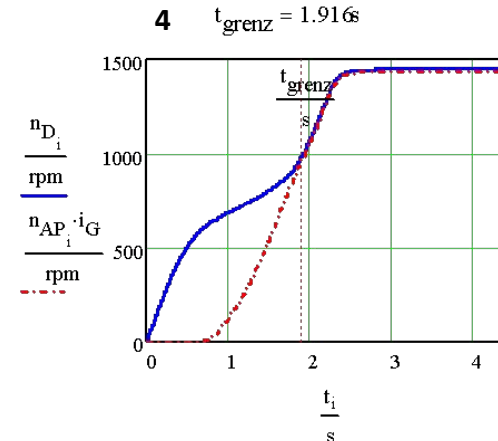
2



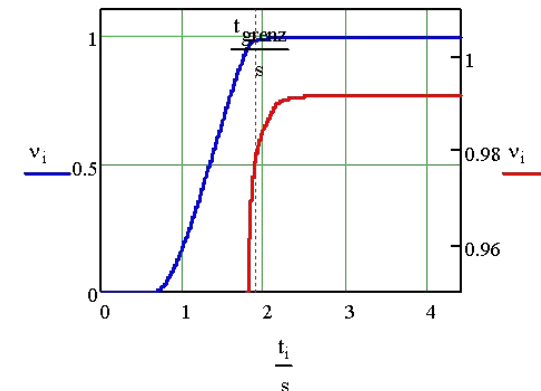
3



4



5

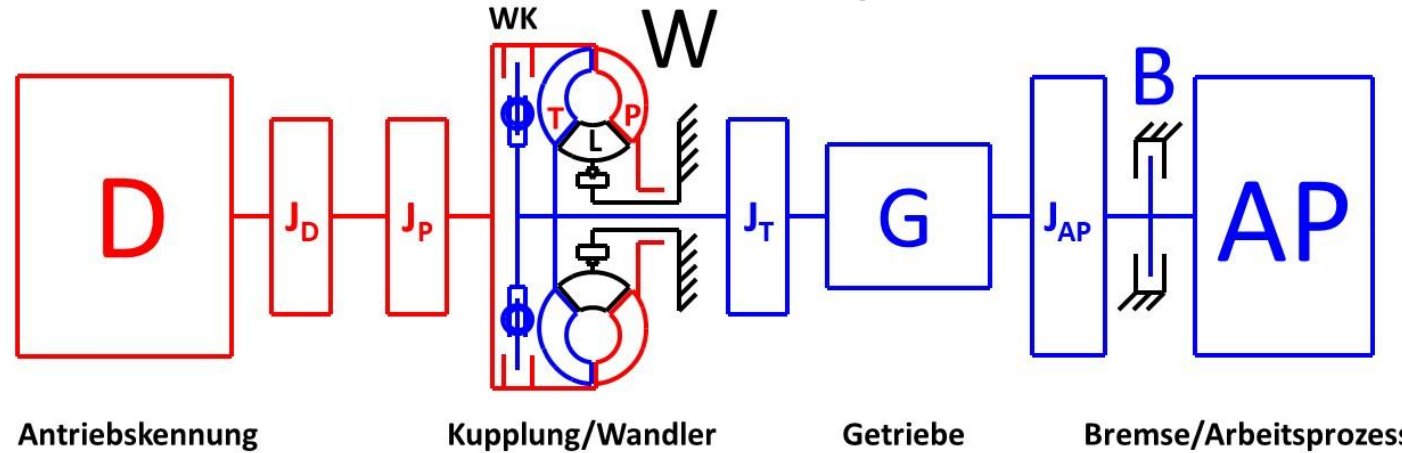


# Dynamische Simulation der Beschleunigung des Antriebssystems aus dem Stillstand in einen Betriebspunkt

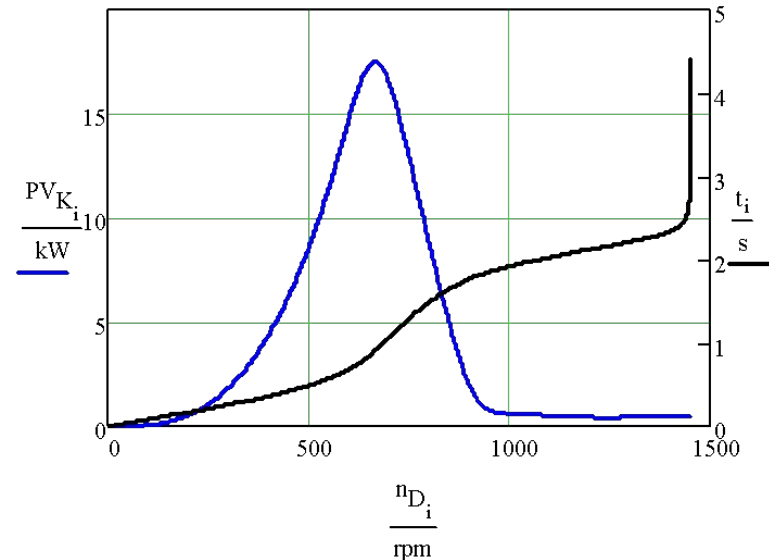
Drive = "Asynchronmotor"      Kupplung\_Wandler = "Kupplung"      Arbeitsprozess = "nahezu konstantes Drehmoment"

RT = 1       $J_D = 1 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$      $J_P = 0.6 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$        $J_T = 0.3 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$        $J_{AP} = 12 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

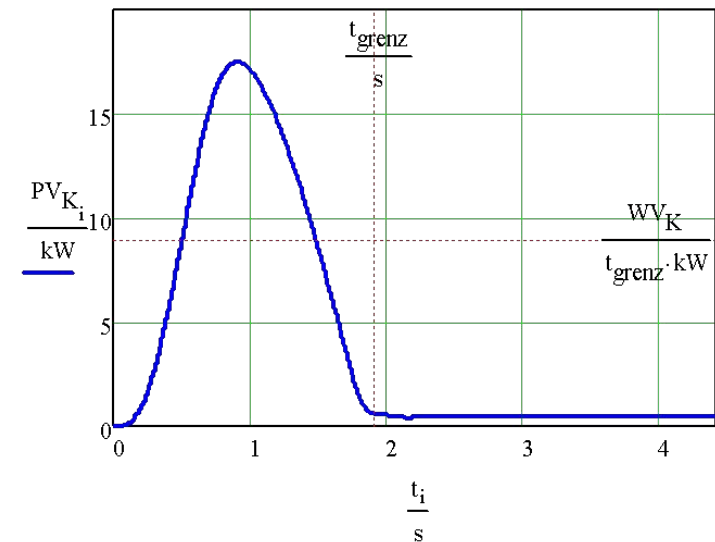
$i_G = 3.916$



Verlustleistung in Kupplung/Wandler:



Verlustenergie während des Kupplungsvorgangs:



Diese beiden Bilder verdeutlichen abschließend die Verlustleistung und die Verlustenergie in der Kupplung bzw. dem Wandler.

Darüber lassen sich dann noch die Kennlinien der Kupplung bzw. des Wandlers hinsichtlich Energieeffizienz optimieren.

$$WV_K = 4.787 \text{ W} \cdot \text{h}$$

$$t_{\text{grenz}} = 1.916 \text{ s}$$

$$\frac{WV_K}{t_{\text{grenz}}} = 8.993 \text{ kW}$$

# Dynamische Simulation der Beschleunigung des Antriebssystems aus dem Stillstand in einen Betriebspunkt

Drive = "Asynchronmotor"

Kupplung\_Wandler = "Wandler"

Arbeitsprozess = "nahezu konstantes Drehmoment"

$RT = 1$

$J_D = 1 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

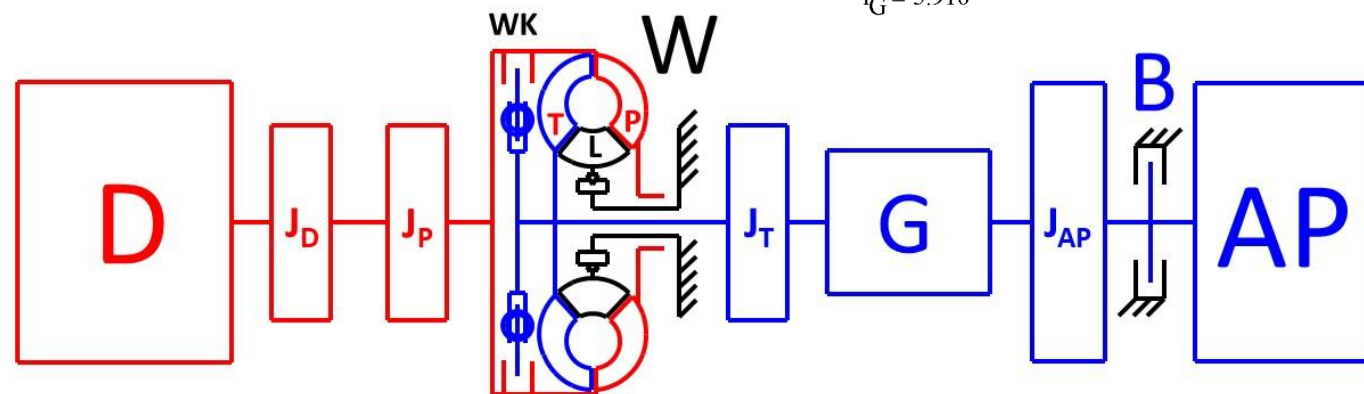
$J_P = 0.6 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

$J_T = 0.3 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

$J_{AP} = 12 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

$i_G = 3.916$

Anfahren  
mit  
Asynchronmotor  
und  
Wandler



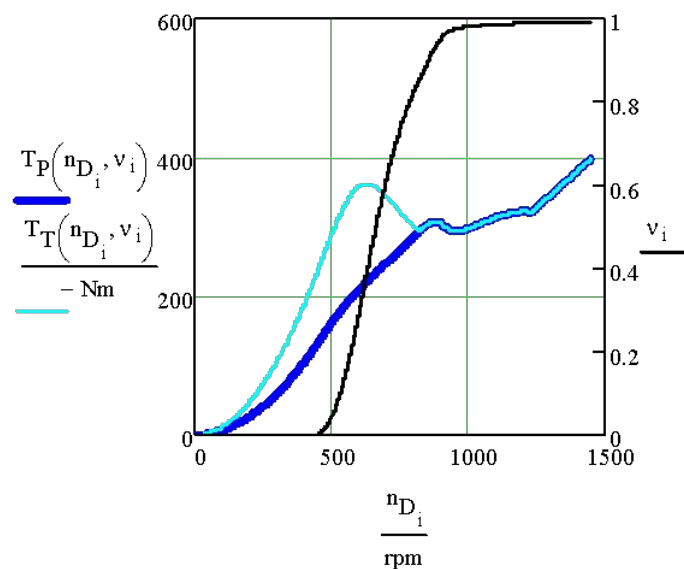
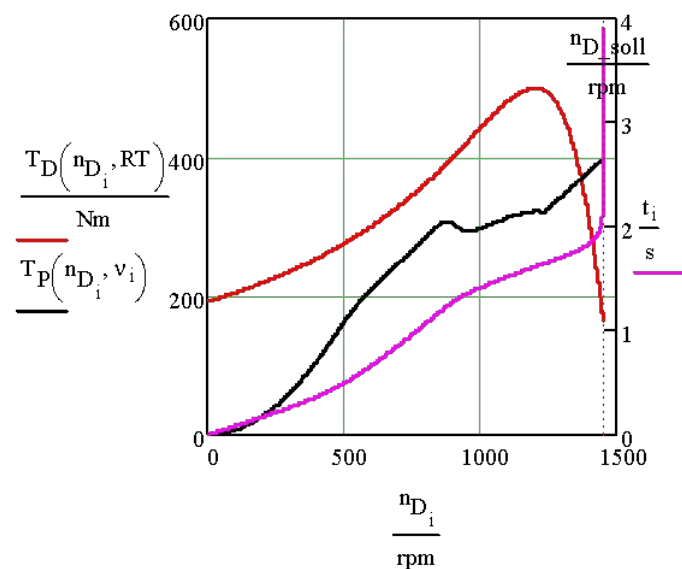
Antriebskennung

Kupplung/Wandler

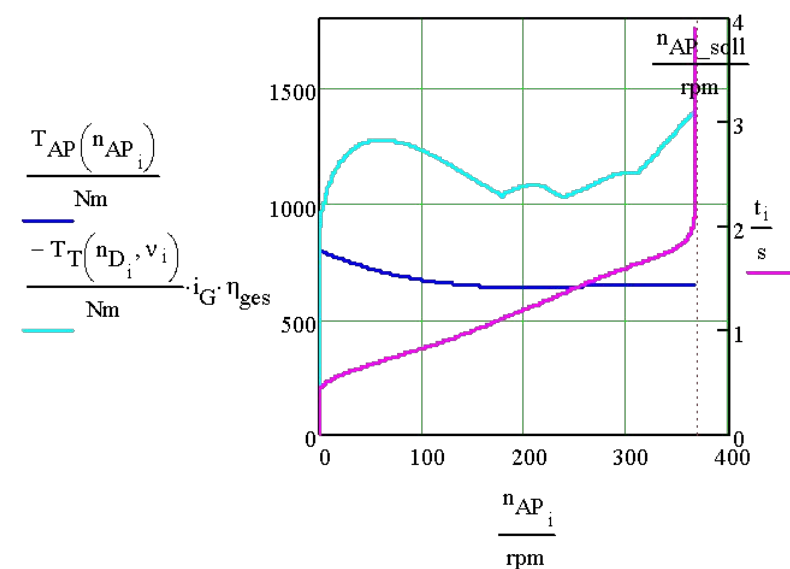
Getriebe

Bremse/Arbeitsprozess

$n_{D\_soll} = 1449 \text{ rpm}$



$n_{AP\_soll} = 370 \text{ rpm}$



# Dynamische Simulation der Beschleunigung des Antriebssystems aus dem Stillstand in einen Betriebspunkt

Drive = "Asynchronmotor"

Kupplung\_Wandler = "Wandler"

Arbeitsprozess = "nahezu konstantes Drehmoment"

$RT = 1$

$J_D = 1 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

$J_P = 0.6 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

$J_T = 0.3 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

$J_{AP} = 12 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

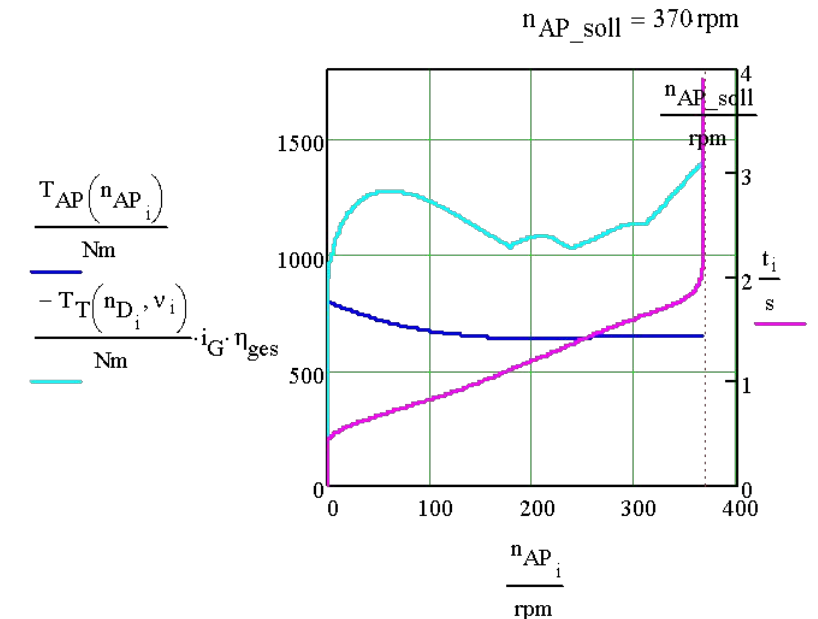
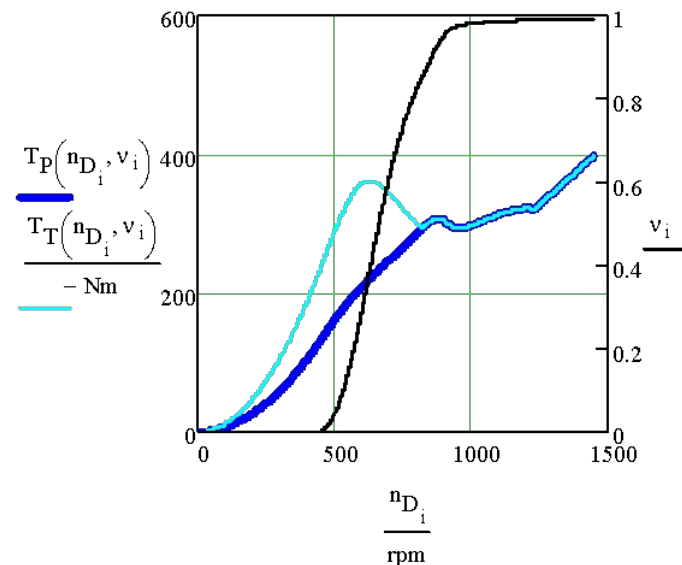
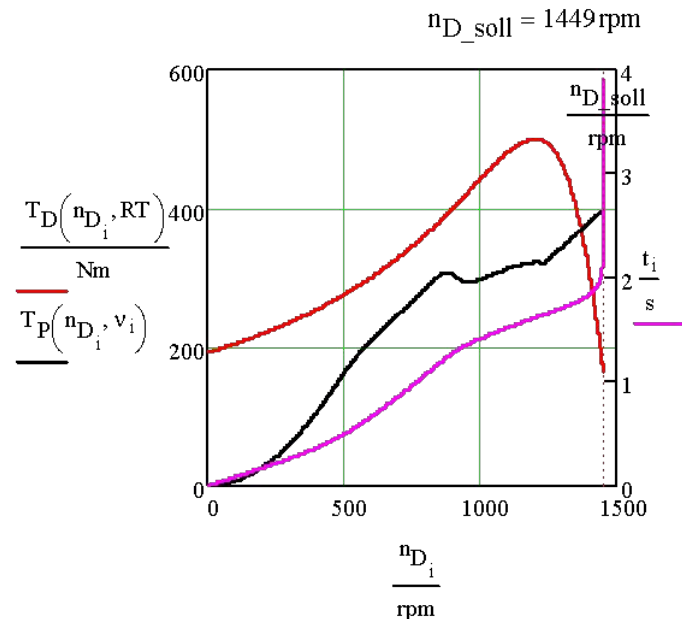
$i_G = 3.916$

Auf der Antriebsseite ist das **Motordrehmoment** immer größer als das von 0 aus mit der Motordrehzahl ansteigende Pumpendrehmoment. Die Antriebsseite beschleunigt damit sofort ab dem **Zeitpunkt  $t=0s$** .

Der Wandler entkoppelt somit die Antriebsseite von der Arbeitsseite in der Art, dass die Beschleunigungen zeitversetzt erfolgen.

Auf der Arbeitsseite ist das dorthin übersetzte **Turbinendrehmoment** erst nach einer gewissen Zeit größer als das **Bedarfsdrehmoment aus dem Arbeitsprozess**. Erst dann beginnt die abtriebs-seitige Beschleunigung bei einem **Zeitpunkt  $t>0s$** .

Ein Zurückdrehen der Arbeitsmaschine bis zum Beginn der positiven Beschleunigung wird durch die Bremse bzw. Rücklaufsperre verhindert.



# Dynamische Simulation der Beschleunigung des Antriebssystems aus dem Stillstand in einen Betriebspunkt

Drive = "Asynchronmotor"

Kupplung\_Wandler = "Wandler"

Arbeitsprozess = "nahezu konstantes Drehmoment"

$RT = 1$

$J_D = 1 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

$J_P = 0.6 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

$J_T = 0.3 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

$J_{AP} = 12 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

$i_G = 3.916$

Die unten in 5 Bilder über der Zeit dargestellten Zusammenhängen zeigen:

**Bild 1:** Die Leistungsziffer zum Aufbau des Pumpendrehmoments. Mit steigender Pumpendrehzahl steigt das Pumpendrehmoment, nimmt dann aber mit abnehmendem Schlupf wieder ab. Eine konstante Drehmomentwandlung von 1 weist eindeutig darauf hin, dass das Koppellement in diesem Antriebsstrang eine Kupplung ist.

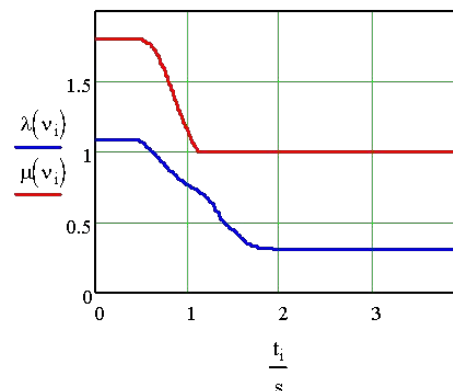
**Bild 2:** Die stark nicht linearen Beschleunigungen im System. Auf der Abtriebsseite wird eine rechnerisch negative Beschleunigung durch die Bremse verhindert.

**Bild 3:** Aus der schrittweisen Integration der Beschleunigungen ergeben sich die Drehzahlen, die sich dann rückwirkend ja wieder auf die Beschleunigungen auswirken.

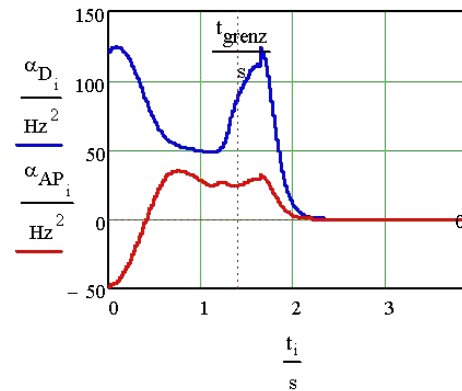
**Bild 4:** Überträgt man die Arbeitsdrehzahl mit der Getriebeübersetzung auf die Turbinenseite der Kupplung, so erkennt man gut, wann sich die Kupplung weitestgehend geschlossen hat.

**Bild 5:** Tatsächlich schließt eine hydrodynamische Kupplung nicht komplett. Sie könnte dann ja kein Drehmoment mehr übertragen. Ab einem Restschlupf von 1% wird in dieser Simulation aber eine feste Kopplung wie mit einer Überbrückungskupplung herbeigeführt.

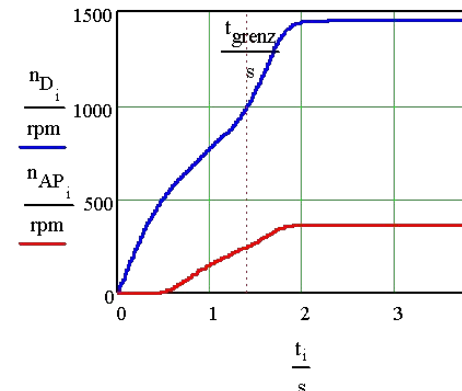
1



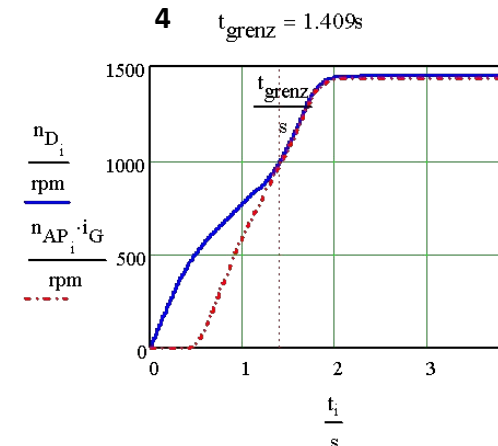
2



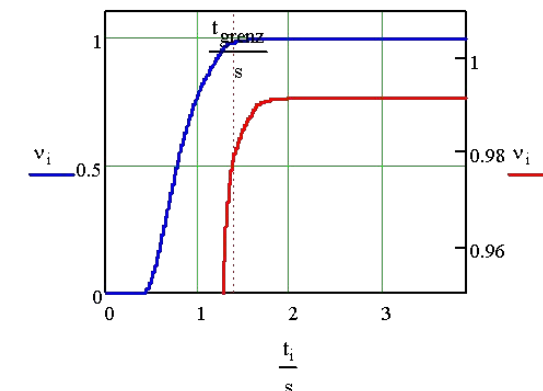
3



4



5

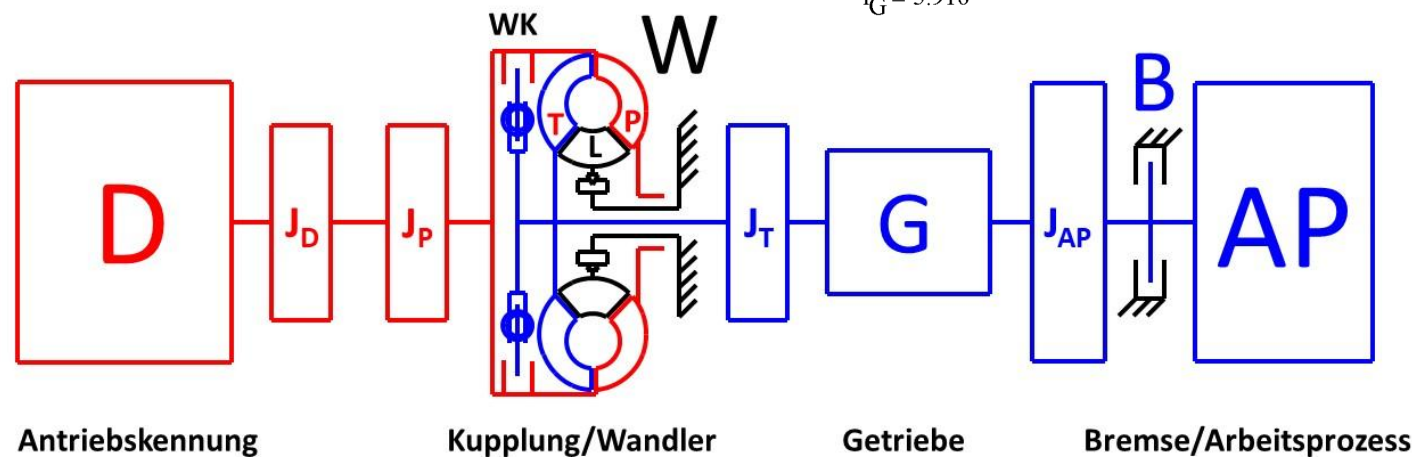


# Dynamische Simulation der Beschleunigung des Antriebssystems aus dem Stillstand in einen Betriebspunkt

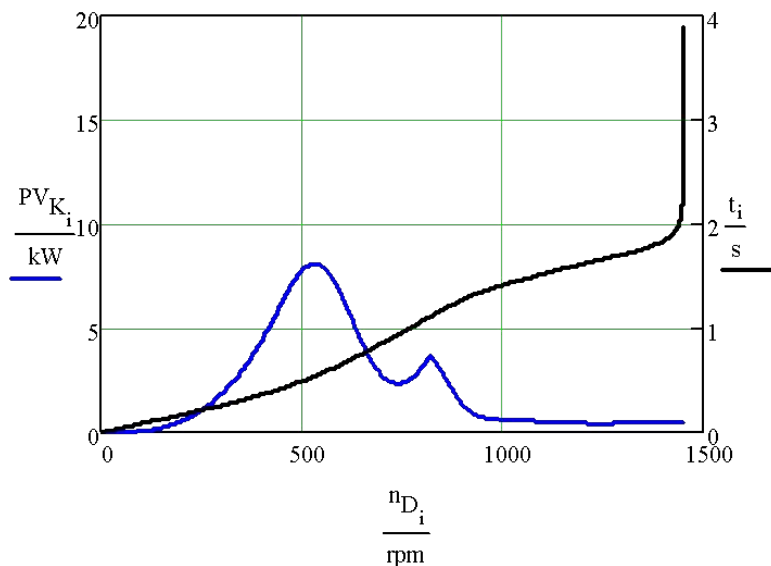
Drive = "Asynchronmotor"

Kupplung\_Wandler = "Wandler"

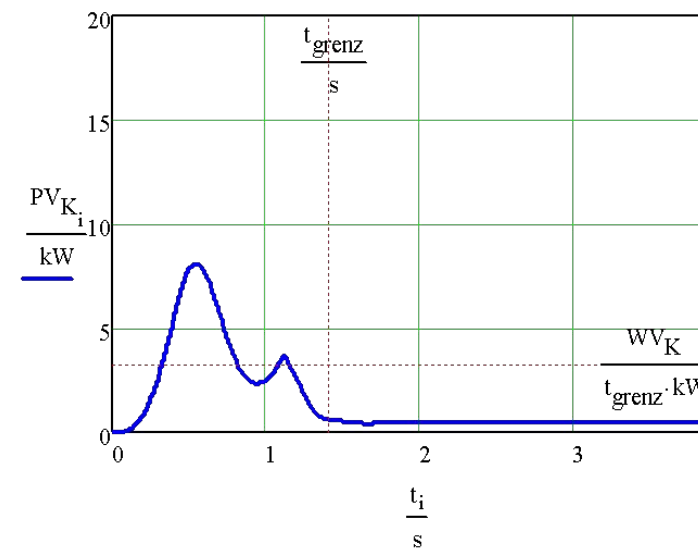
Arbeitsprozess = "nahezu konstantes Drehmoment"

 $RT = 1$  $J_D = 1 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$  $J_P = 0.6 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$  $J_T = 0.3 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$  $J_{AP} = 12 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$  $i_G = 3.916$ 

Verlustleistung in Kupplung/Wandler:



Verlustenergie während des Kupplungsvorgangs:



Diese beiden Bilder verdeutlichen abschließend die Verlustleistung und die Verlustenergie in der Kupplung bzw. dem Wandler.

Darüber lassen sich dann noch die Kennlinien der Kupplung bzw. des Wandlers hinsichtlich Energieeffizienz optimieren.

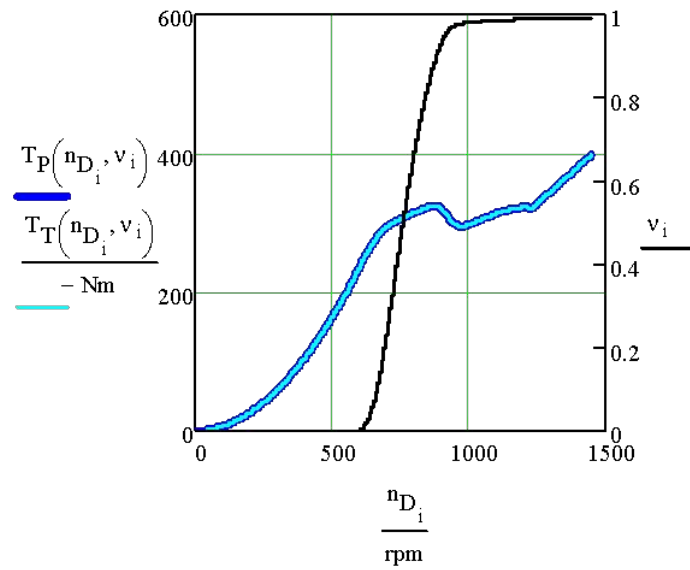
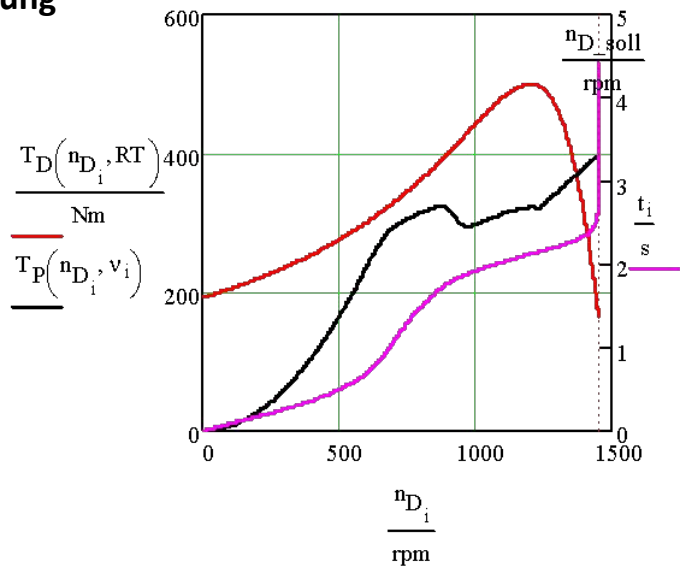
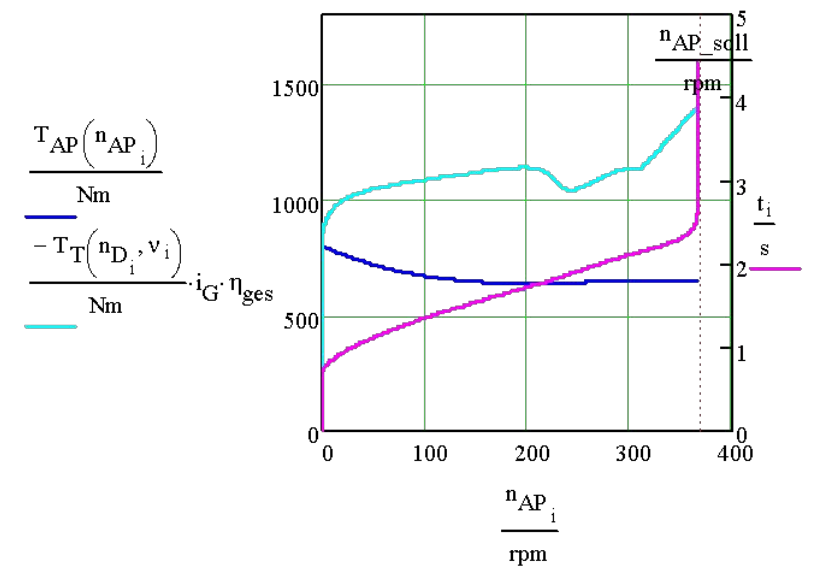
$$WV_K = 1.288 \text{ W} \cdot \text{h}$$

$$t_{\text{grenz}} = 1.409 \text{ s}$$

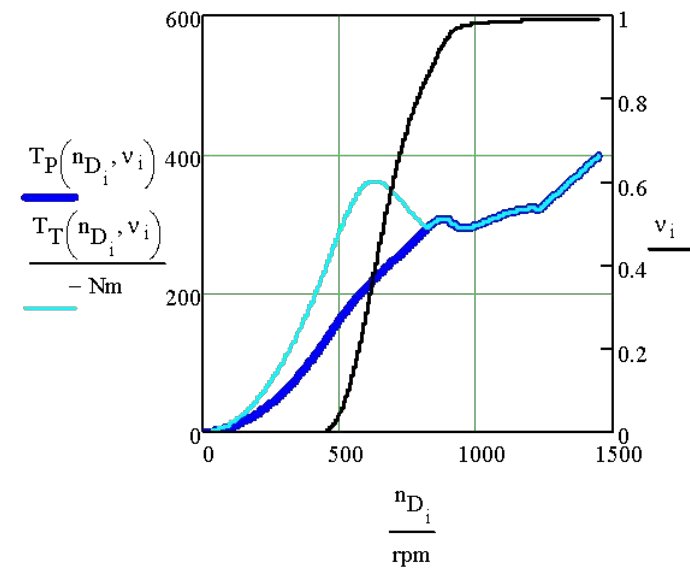
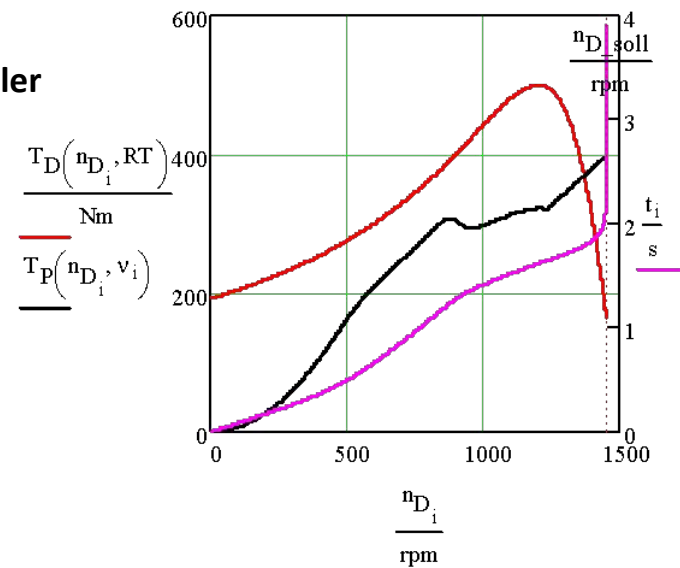
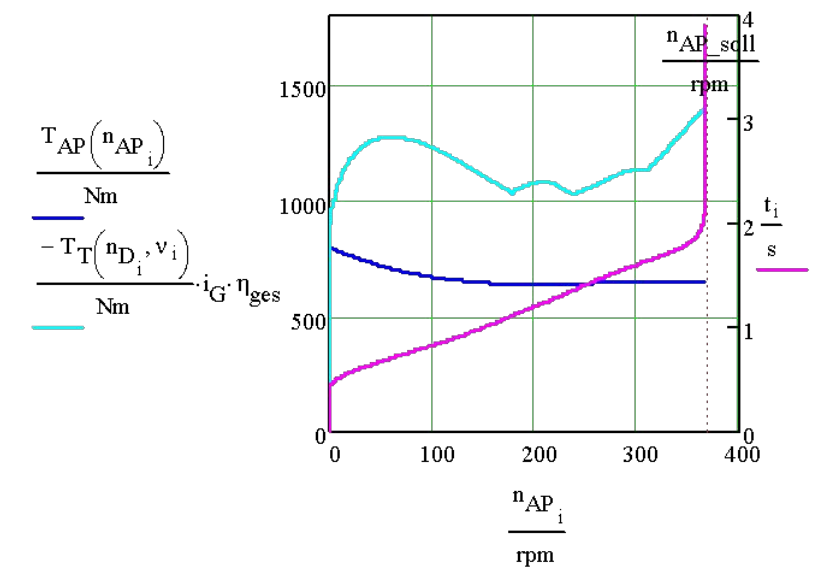
$$\frac{WV_K}{t_{\text{grenz}}} = 3.291 \text{ kW}$$

# Antriebsstrang mit Asynchronmotor: Vergleich Kupplung und Wandler als Anfahrhilfe

## Kupplung

 $n_{D\_soll} = 1449 \text{ rpm}$ 

 $n_{AP\_soll} = 370 \text{ rpm}$ 


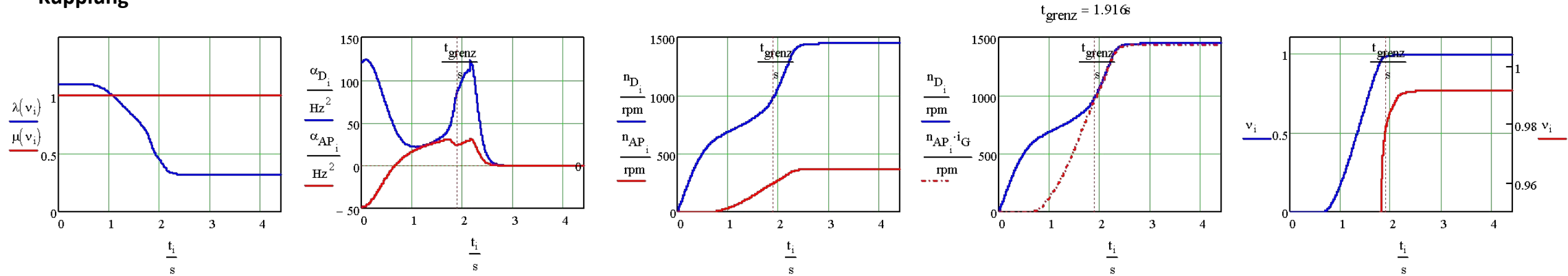
## Wandler

 $n_{D\_soll} = 1449 \text{ rpm}$ 

 $n_{AP\_soll} = 370 \text{ rpm}$ 




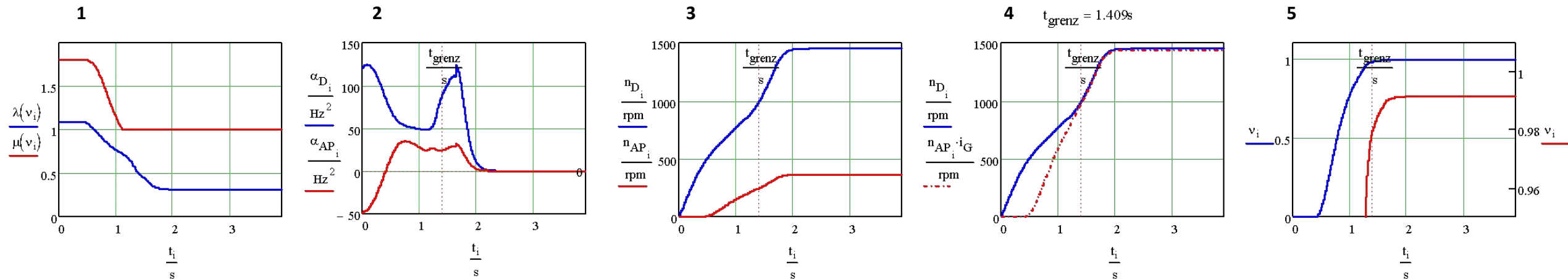
# Antriebsstrang mit Asynchronmotor: Vergleich Kupplung und Wandler als Anfahrhilfe

## Kupplung



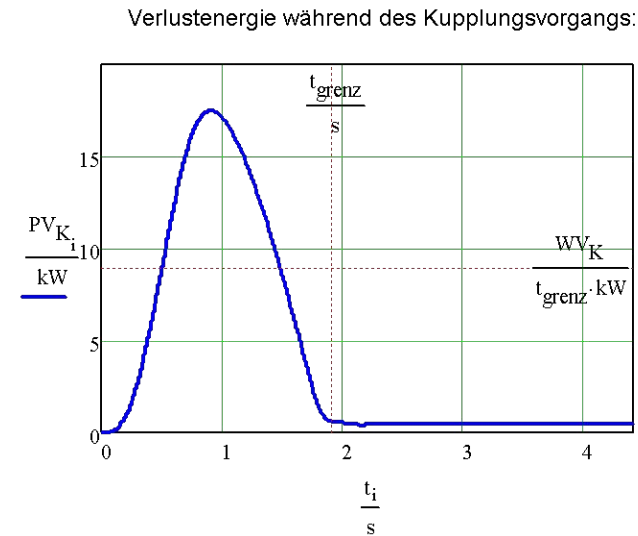
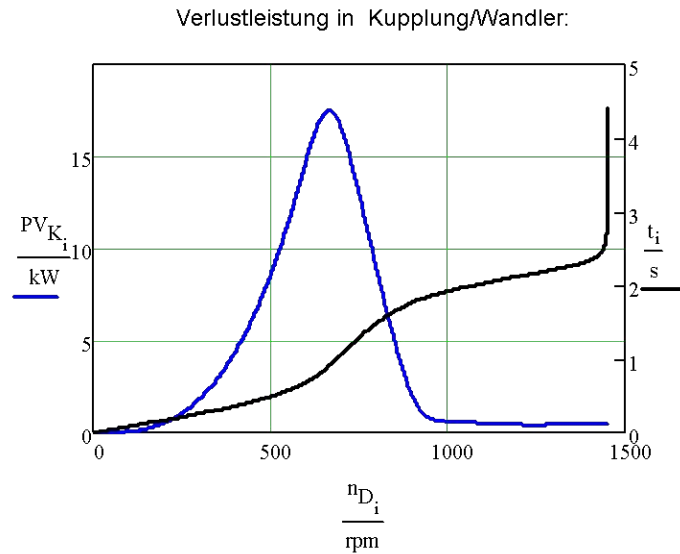
Beim Anfahren mit einem Drehmomentwandler beschleunigen bei dieser Auslegung des Antriebsstrangs die Antriebsmaschine und die Arbeitsmaschine schneller als beim Anfahren mit einer Kupplung. Der Wirkungsgrad ist bei Anfahren mit einem Wandler größer. Die Erwärmung im schlupfenden System ist viel geringer.

## Wandler



# Antriebsstrang mit Asynchronmotor: Vergleich Kupplung und Wandler als Anfahrhilfe

## Kupplung



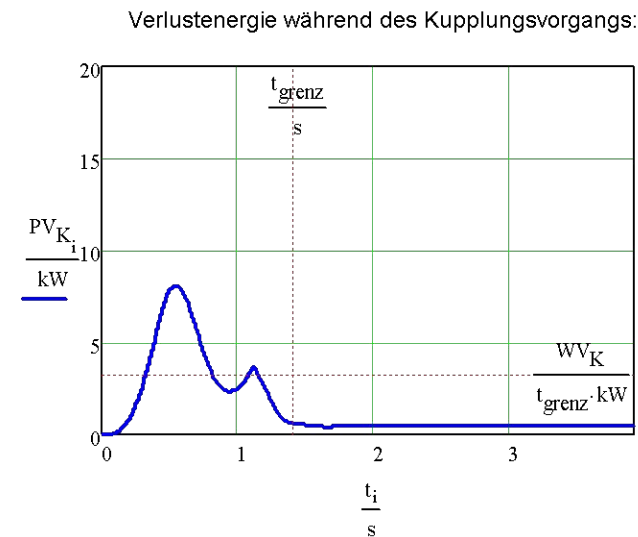
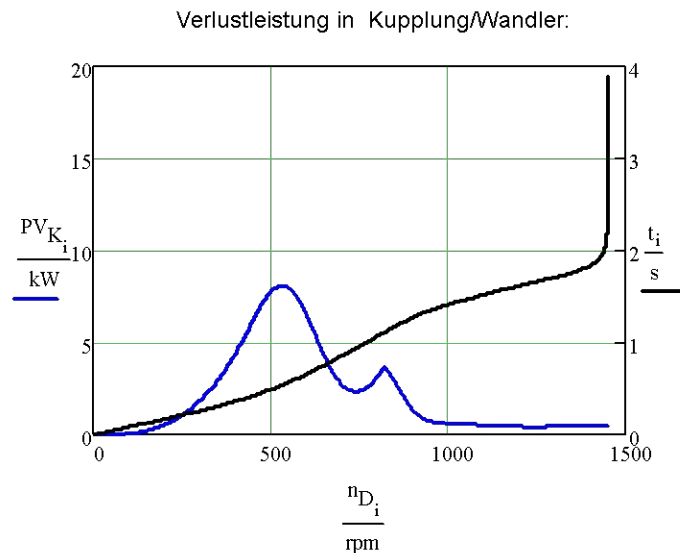
$$WV_K = 4.787 \text{ W}\cdot\text{h}$$

$$t_{\text{grenz}} = 1.916 \text{ s}$$

$$\frac{WV_K}{t_{\text{grenz}}} = 8.993 \text{ kW}$$

Beim Anfahren mit einem Drehmomentwandler beschleunigen bei dieser Auslegung des Antriebsstrangs die Antriebsmaschine und die Arbeitsmaschine schneller als beim Anfahren mit einer Kupplung. Der Wirkungsgrad ist bei Anfahren mit einem Wandler größer. Die Erwärmung im schlupfenden System ist viel geringer.

## Wandler



$$WV_K = 1.288 \text{ W}\cdot\text{h}$$

$$t_{\text{grenz}} = 1.409 \text{ s}$$

$$\frac{WV_K}{t_{\text{grenz}}} = 3.291 \text{ kW}$$

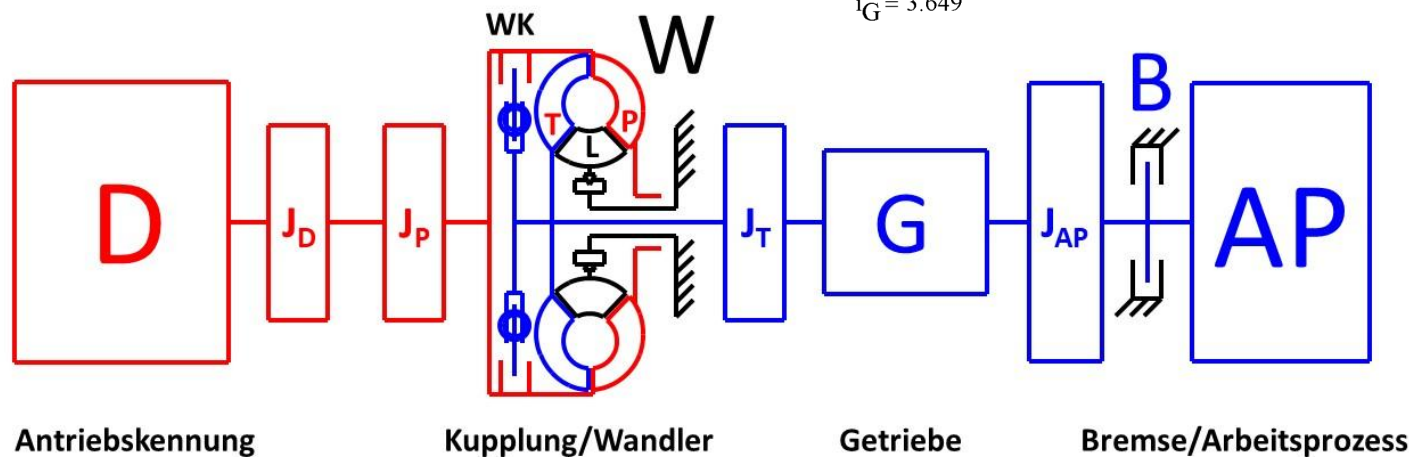
# Dynamische Simulation der Beschleunigung des Antriebssystems aus dem Stillstand in einen Betriebspunkt

Drive = "Synchronmotor"      Kupplung\_Wandler = "Wandler"      Arbeitsprozess = "nahezu konstantes Drehmoment"

$R_T = 1$        $J_D = 1 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$      $J_P = 0.6 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$        $J_T = 0.3 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$        $J_{AP} = 12 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

$i_G = 3.649$

Anfahren  
mit  
Synchronmotor  
und  
Wandler

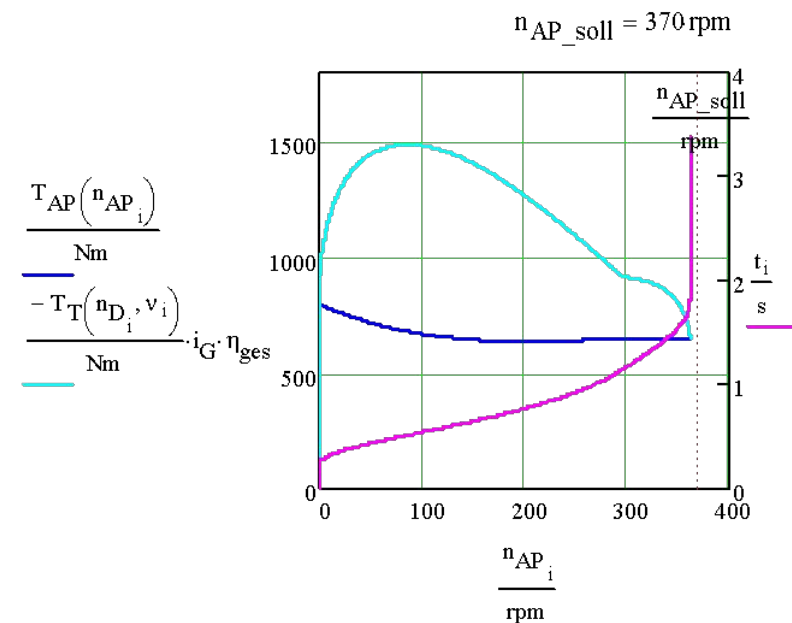
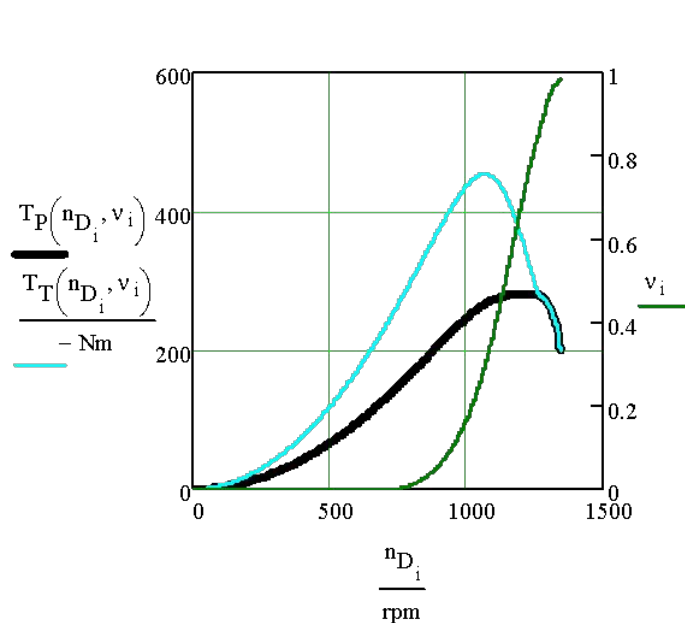
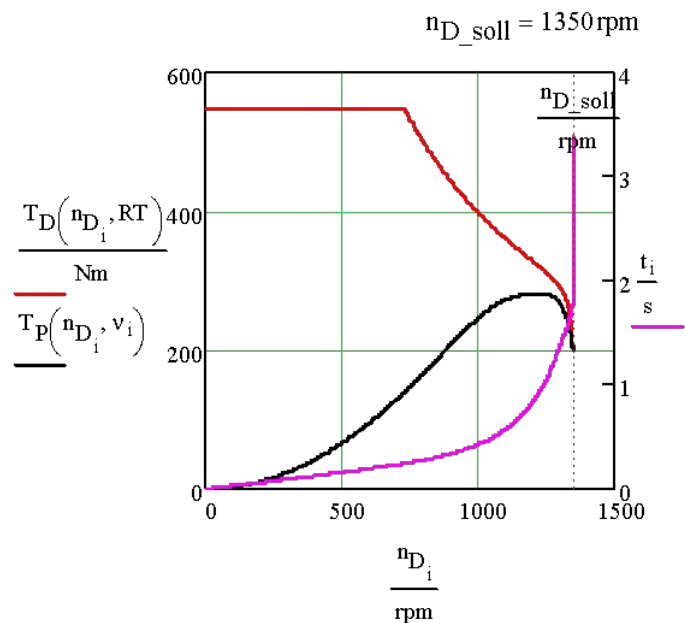


Antriebskennung

Kupplung/Wandler

Getriebe

Bremse/Arbeitsprozess



# Dynamische Simulation der Beschleunigung des Antriebssystems aus dem Stillstand in einen Betriebspunkt

Drive = "Synchronmotor"

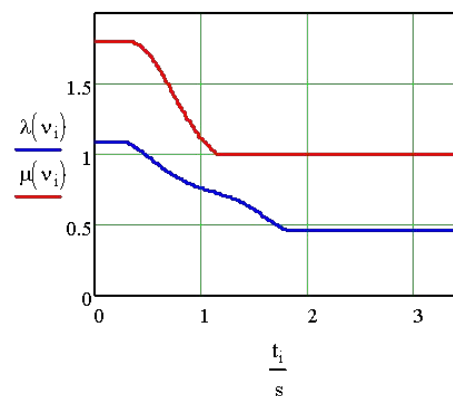
Kupplung\_Wandler = "Wandler"

Arbeitsprozess = "nahezu konstantes Drehmoment"

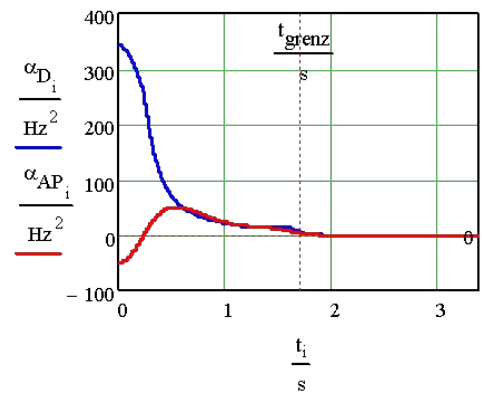
RT = 1

 $J_D = 1 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$  $J_P = 0.6 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$  $J_T = 0.3 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$  $J_{AP} = 12 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$  $i_G = 3.649$ 

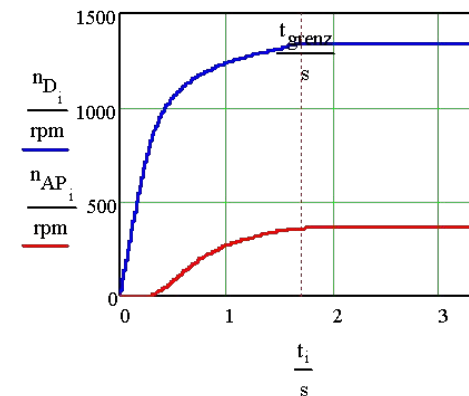
1



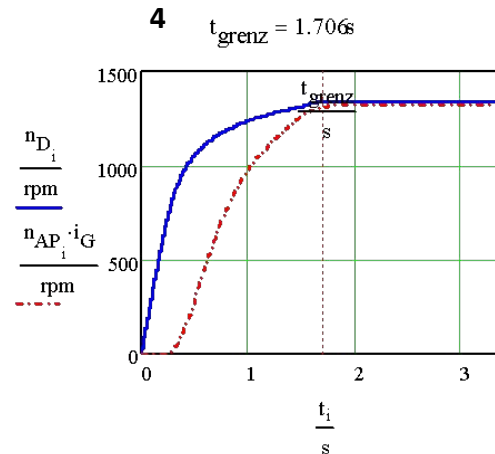
2



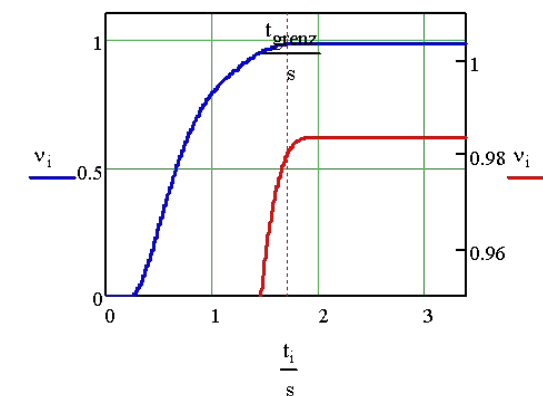
3



4

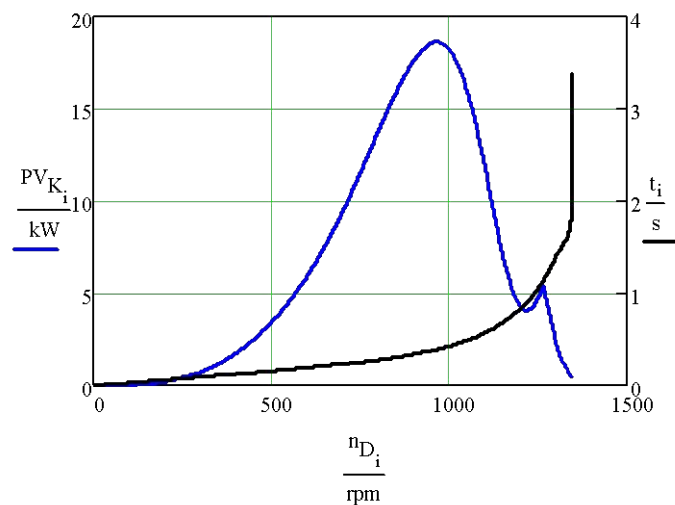


5

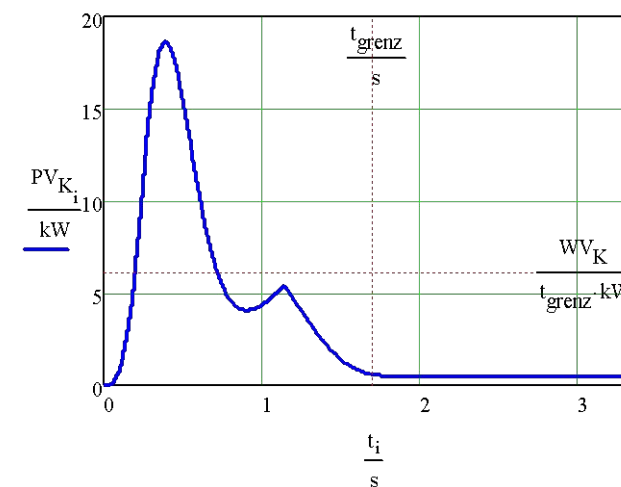


**Mit der Wandlerauslegung wie bei der Asynchronmaschine beschleunigt die Antriebsseite sehr schnell und die Arbeitsmaschine zu langsam. Ein größerer Wandler würde die Abtriebsbeschleunigung erhöhen. Der Wandler würde früher schließen. Die Verlustenergie wäre geringer.**

Verlustleistung in Kupplung/Wandler:



Verlustenergie während des Kupplungsvorgangs:

 $WV_K = 2.932 \text{ W} \cdot \text{h}$  $t_{\text{grenz}} = 1.706 \text{ s}$  $\frac{WV_K}{t_{\text{grenz}}} = 6.186 \text{ kW}$

# Dynamische Simulation der Beschleunigung des Antriebssystems aus dem Stillstand in einen Betriebspunkt

Drive = "Synchronmotor"

Arbeitsprozess = "nahezu konstantes Drehmoment"

$RT = 1$

$J_D = 1 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

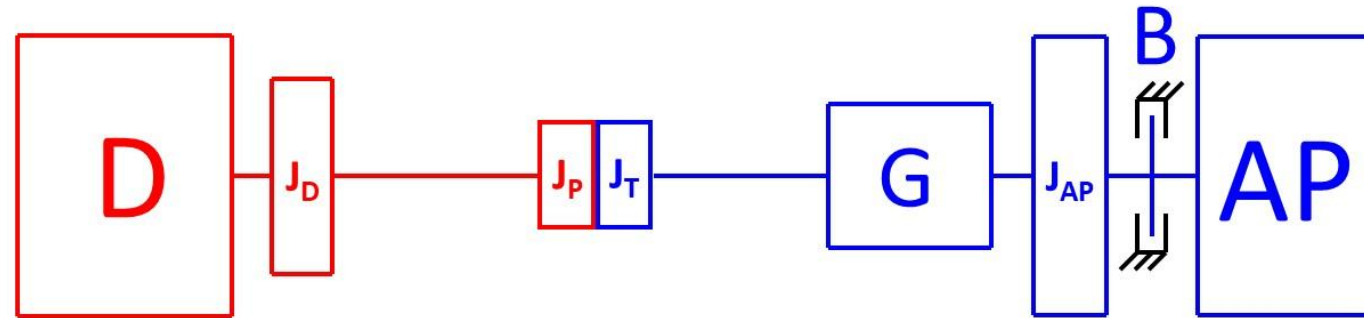
$J_P = 0.6 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

$J_T = 0.3 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

$J_{AP} = 12 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

$i_G = 3.649$

Anfahren  
mit  
Synchronmotor  
und  
starrer Verbindung PT



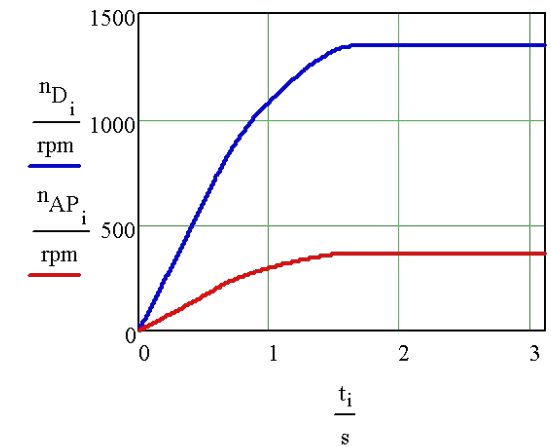
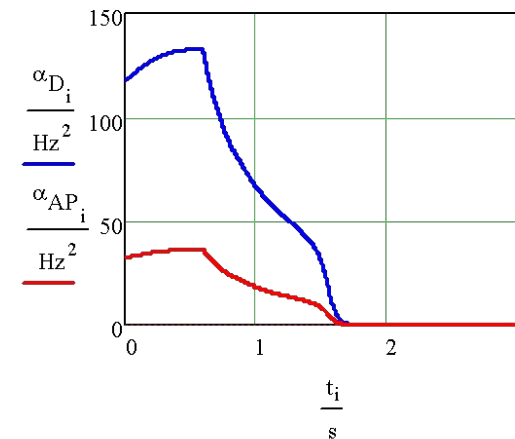
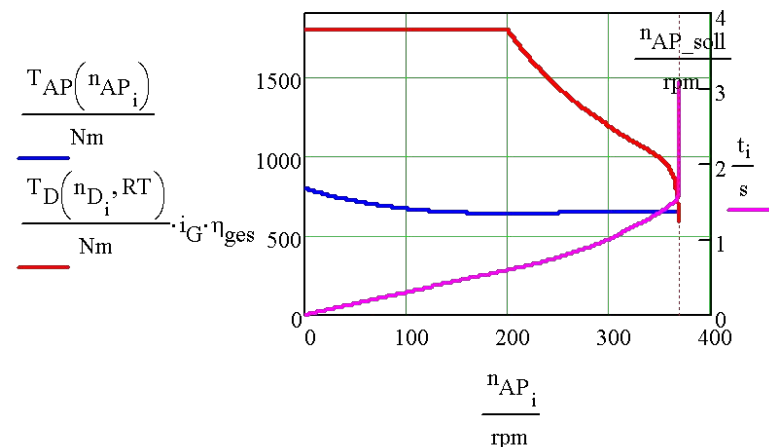
Antriebskennung

starre Kupplung

Getriebe

Bremse/Arbeitsprozess

Der Synchronmotor kann mit der Über-setzung des Getriebes den Arbeitsprozess ohne schlupfendes Anfahrlement schneller als mit dem Wandler und ohne große Verluste anfahren.



# Dynamische Simulation der Beschleunigung des Antriebssystems aus dem Stillstand in einen Betriebspunkt

Drive = "Verbrennungsmotor"

Kupplung\_Wandler = "Wandler"

Arbeitsprozess = "nahezu konstantes Drehmoment"

$RT = 1$

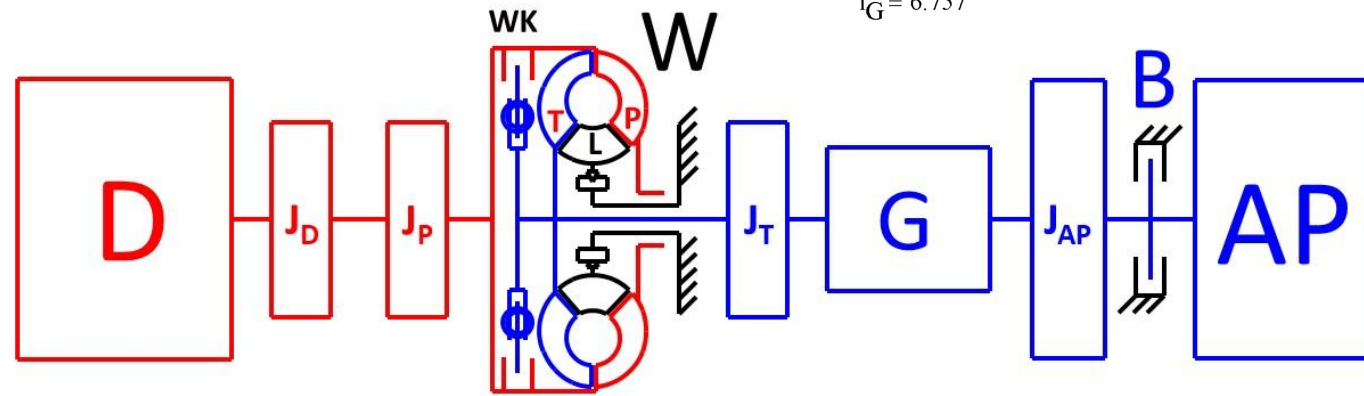
$J_D = 0.15 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$   $J_P = 0.6 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

$J_T = 0.3 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

$J_{AP} = 12 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

$i_G = 6.757$

Anfahren  
mit  
Verbrennungsmotor  
und  
Wandler



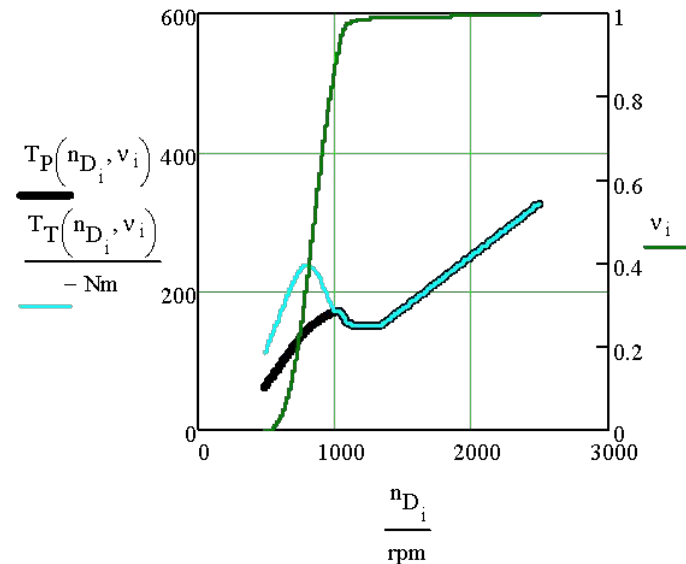
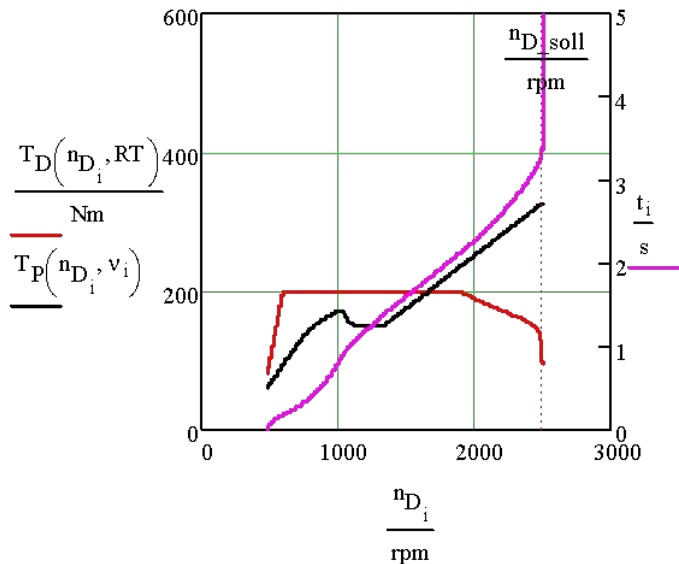
Antriebskennung

Kupplung/Wandler

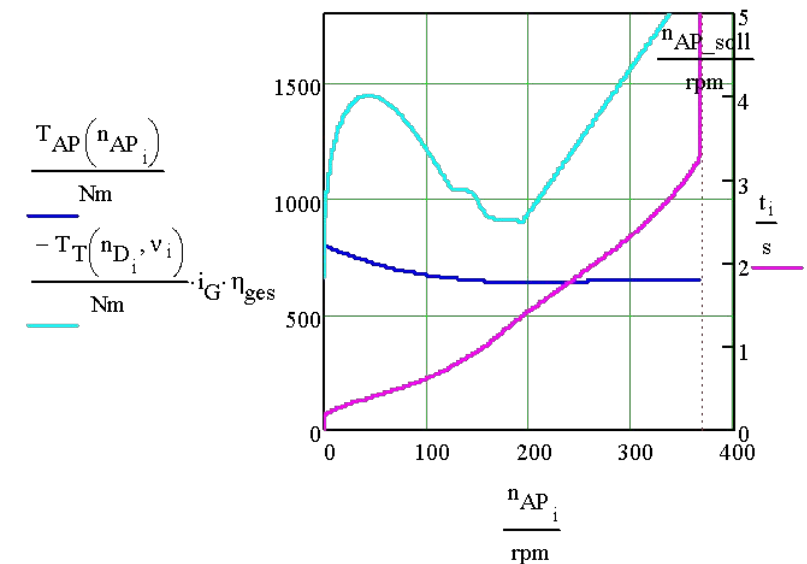
Getriebe

Bremse/Arbeitsprozess

$n_{D\_soll} = 2500 \text{ rpm}$



$n_{AP\_soll} = 370 \text{ rpm}$



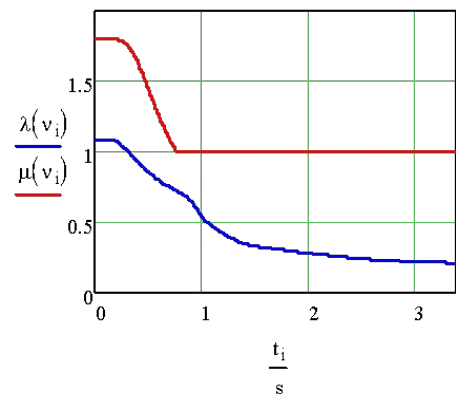
# Dynamische Simulation der Beschleunigung des Antriebssystems aus dem Stillstand in einen Betriebspunkt

Drive = "Verbrennungsmotor"      Kupplung\_Wandler = "Wandler"      Arbeitsprozess = "nahezu konstantes Drehmoment"

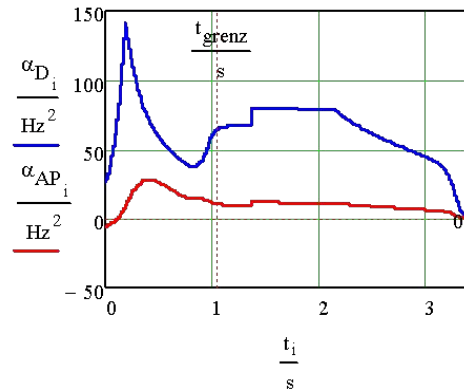
RT = 1       $J_D = 0.15 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$   $J_P = 0.6 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$        $J_T = 0.3 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$        $J_{AP} = 12 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

$i_G = 6.757$

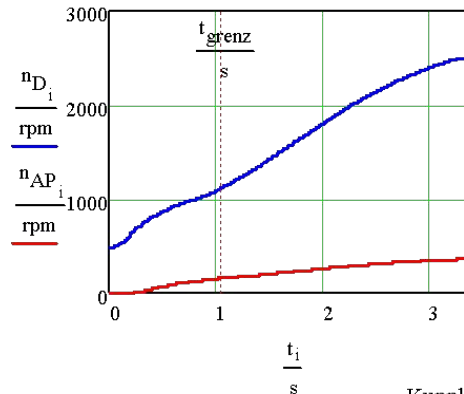
1



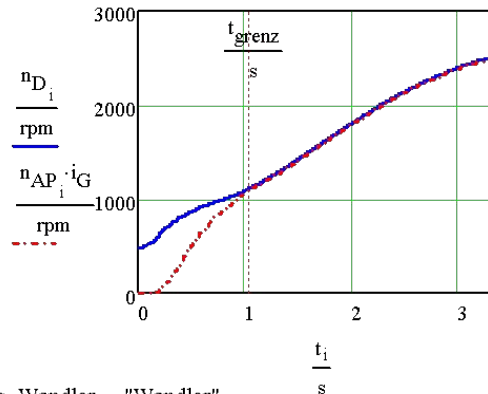
2



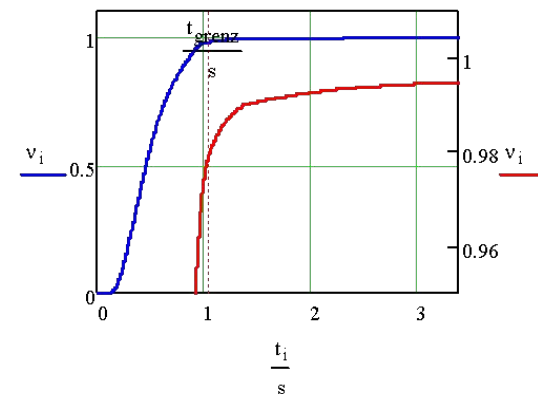
3



4



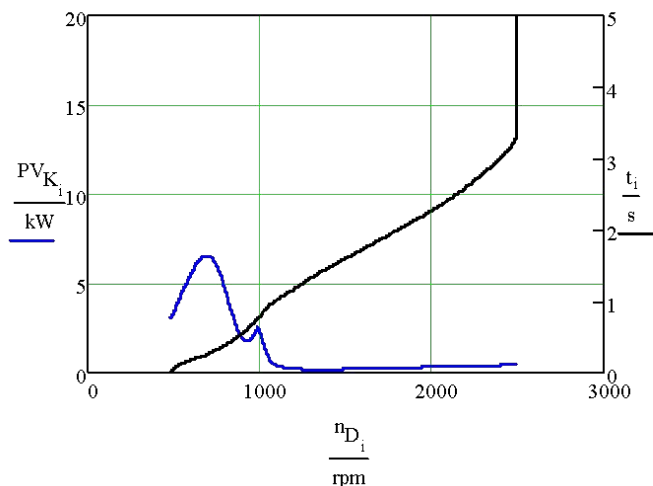
5



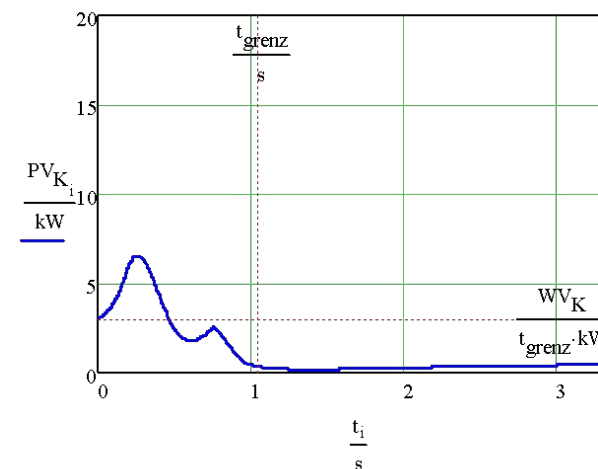
Kupplung\_Wandler = "Wandler"

**Mit der Wandlerauslegung wie bei der Asynchronmaschine beschleunigt die Antriebsseite sehr schnell und die Arbeitsmaschine zu langsam. Ein größerer Wandler würde die Abtriebsbeschleunigung erhöhen. Der Wandler würde früher schließen. Die Verlustenergie wäre geringer.**

Verlustleistung in Kupplung/Wandler:



Verlustenergie während des Kupplungsvorgangs:



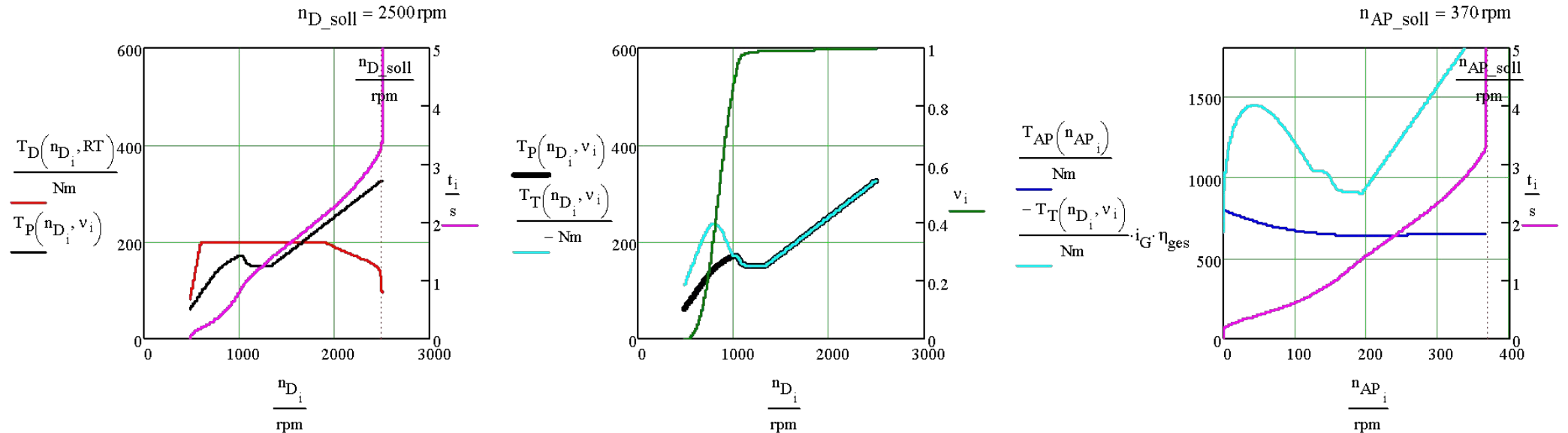
$WV_K = 0.898 \text{ W} \cdot \text{h}$

$t_{\text{grenz}} = 1.056 \text{ s}$

$\frac{WV_K}{t_{\text{grenz}}} = 3.062 \text{ kW}$

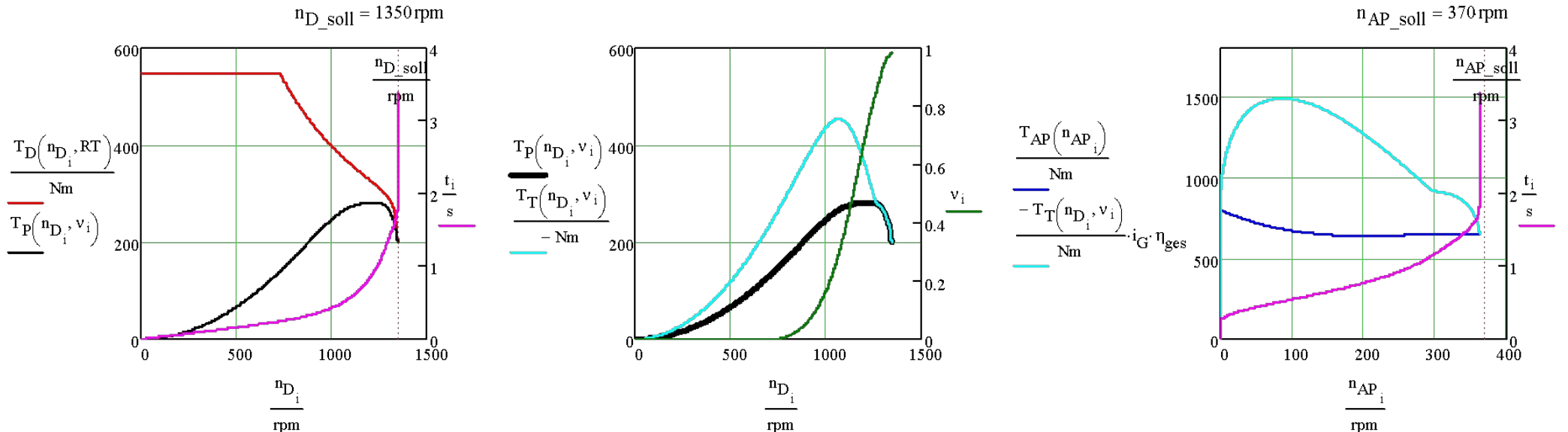
# Antriebsstrang mit Wandler: Vergleich schneller VM mit $i_G = 6,757$ und langsamer SM mit $i_G = 3,649$

VM



Der VM hat beim Anfahren bei  $t=0s$  schon eine Drehzahl und damit auch schon ein Pumpendrehmoment und ein Turbinendrehmoment. Mit  $i_G$  multipliziert ist in beiden Antriebssträngen das Antriebsdrehmoment an der Arbeitsmaschine fast gleich groß. Im Antriebsstrang mit dem VM liegt es aber früher an. Dadurch startet die Beschleunigung der Arbeitsmaschine früher.

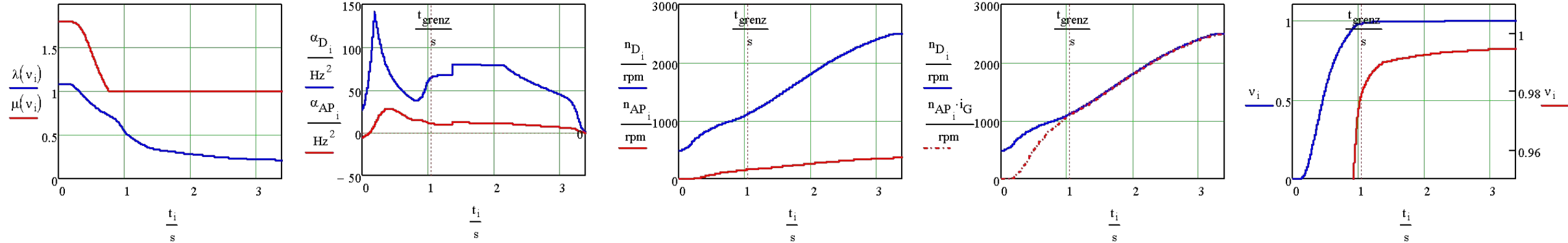
SM





# Antriebsstrang mit Wandler: Vergleich schneller VM mit $i_G = 6,757$ und langsamer SM mit $i_G = 3,649$

## VM

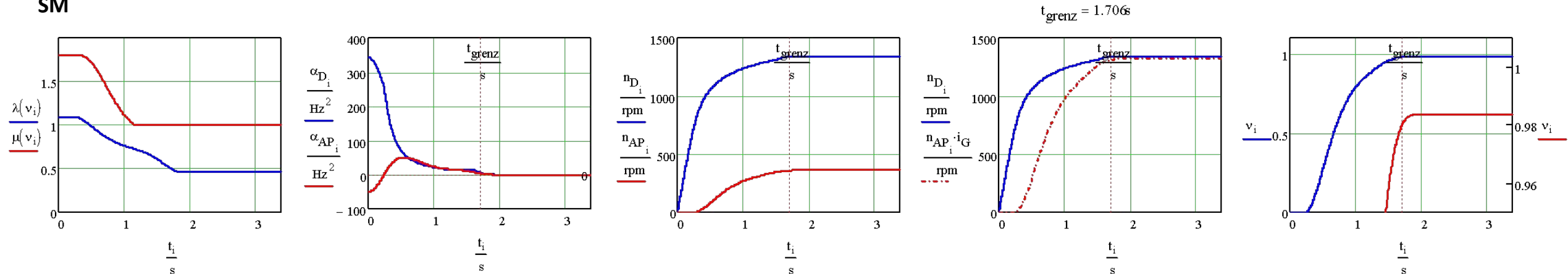


Der VM hat beim Anfahren bei  $t=0$ s schon eine Drehzahl und damit auch schon ein Pumpendrehmoment und ein Turbinendrehmoment.

Mit  $i_G$  multipliziert ist in beiden Antriebssträngen das Antriebsdrehmoment an der Arbeitsmaschine fast gleich groß. Im Antriebsstrang mit dem VM liegt es aber früher an. Dadurch startet die Beschleunigung der Arbeitsmaschine früher. Der Schlupfzustand im Wandler endet früher, weil der VM langsamer beschleunigt. Die Verlustenergie im Wandler ist wesentlich geringer.

Der Antrieb mit SM und Wandler nutzt aber länger die Drehmomentwandlung und beschleunigt schneller in den Betriebszustand, muss dafür aber deutlich größere Wandlerverluste in Kauf nehmen.

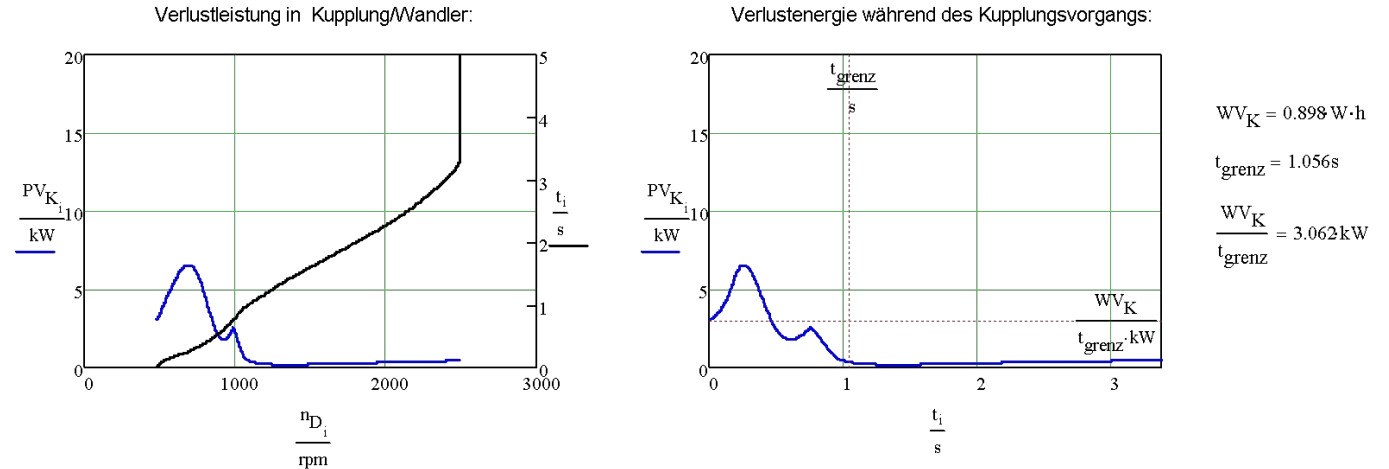
## SM



# Antriebsstrang mit Wandler: Vergleich schneller VM mit $i_G = 6,757$ und langsamer SM mit $i_G = 3,649$

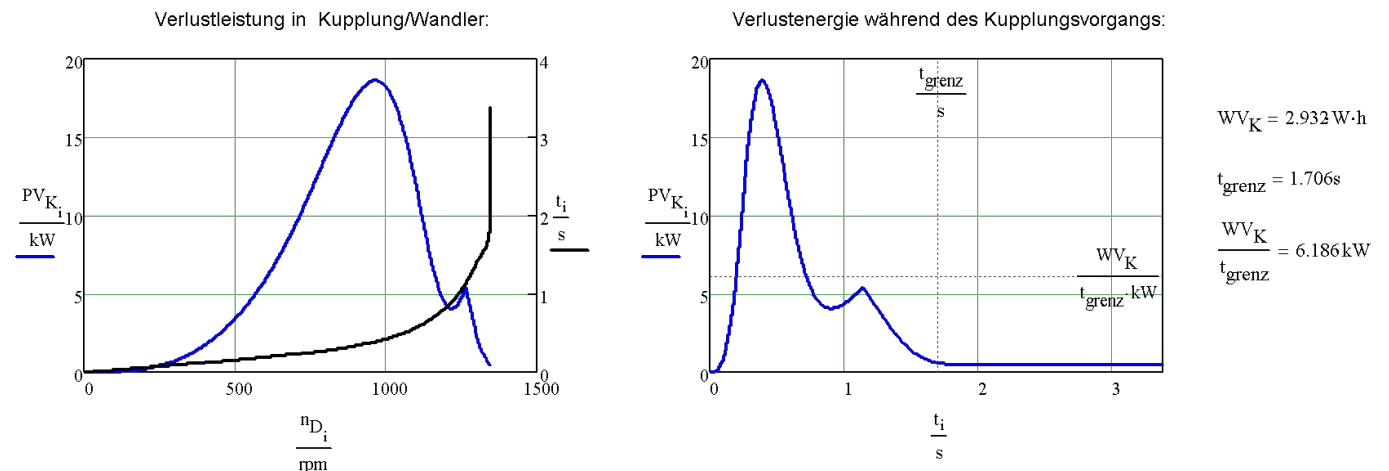
Kupplung\_Wandler = "Wandler"

VM



Der VM hat beim Anfahren bei  $t=0\text{s}$  schon eine Drehzahl und damit auch schon ein Pumpendrehmoment und ein Turbinendrehmoment. Mit  $i_G$  multipliziert ist in beiden Antriebssträngen das Antriebsdrehmoment an der Arbeitsmaschine fast gleich groß. Im Antriebsstrang mit dem VM liegt es aber früher an. Dadurch startet die Beschleunigung der Arbeitsmaschine früher. Der Schlupfzustand im Wandler endet früher, weil der VM langsamer beschleunigt. Die Verlustenergie im Wandler ist wesentlich geringer. Der Antrieb mit SM und Wandler nutzt aber länger die Drehmomentwandlung und beschleunigt schneller in den Betriebszustand, muss dafür aber deutlich größere Wandlerverluste in Kauf nehmen.

SM

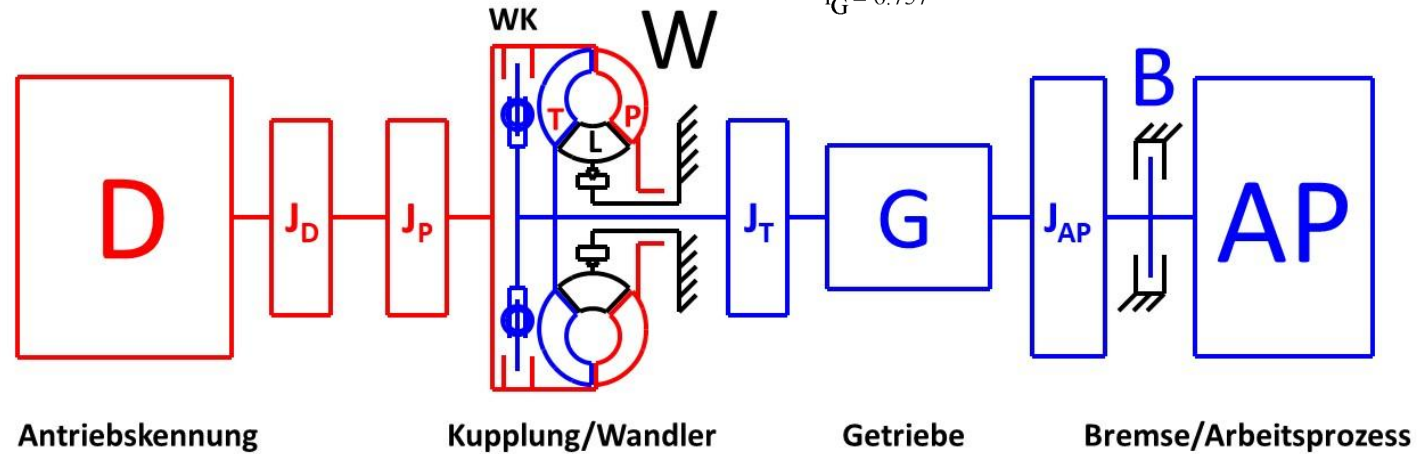


# Dynamische Simulation der Beschleunigung des Antriebssystems aus dem Stillstand in einen Betriebspunkt

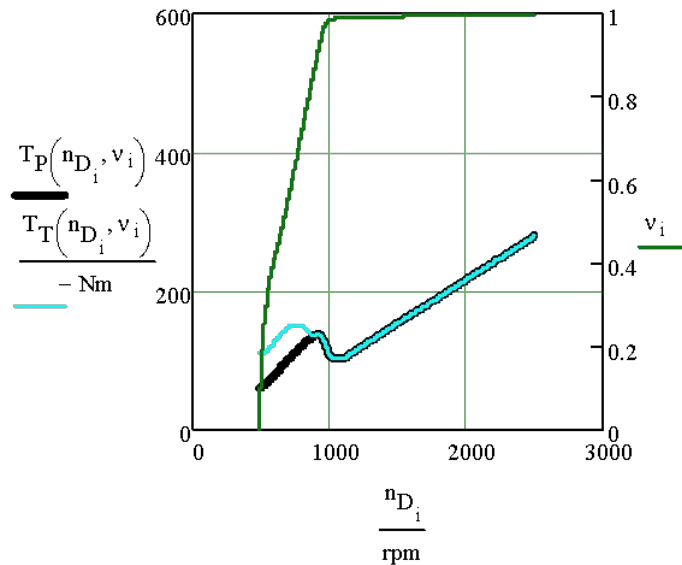
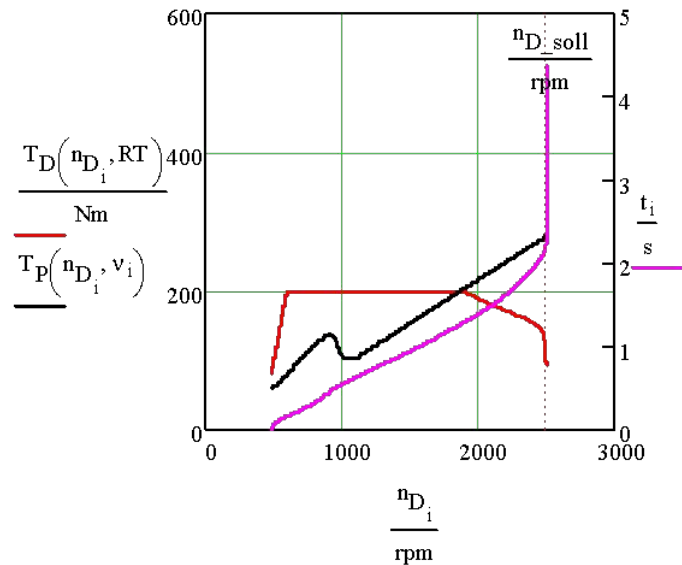
Drive = "Verbrennungsmotor"      Kupplung\_Wandler = "Wandler"      Arbeitsprozess = "progressiv ansteigendes Drehmoment"  
 RT = 1       $J_D = 0.15 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$        $J_P = 0.6 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$        $J_T = 0.3 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$        $J_{AP} = 12 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$

$i_G = 6.757$

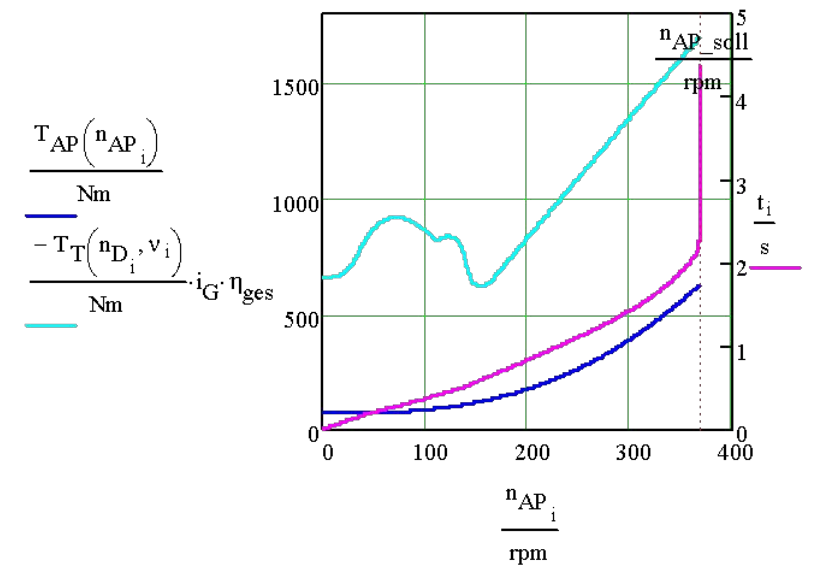
Anfahren mit Verbrennungsmotor und Wandler, aber ein progressiv ansteigende Drehmomentkurve des Arbeitsprozesses, wie beim Fahren mit einem Fahrzeug in der Ebene



$n_{D\_soll} = 2500 \text{ rpm}$



$n_{AP\_soll} = 370 \text{ rpm}$



# Dynamische Simulation der Beschleunigung des Antriebssystems aus dem Stillstand in einen Betriebspunkt

Drive = "Verbrennungsmotor"

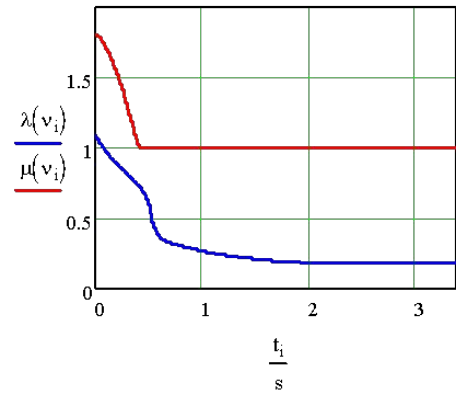
Kupplung\_Wandler = "Wandler"

Arbeitsprozess = "progressiv ansteigendes Drehmoment"

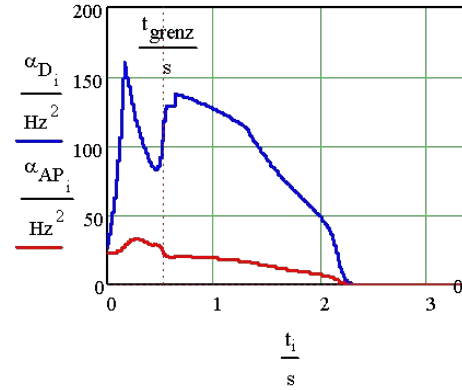
RT = 1

 $J_D = 0.15 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  $J_P = 0.6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  $J_T = 0.3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  $J_{AP} = 12 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  $i_G = 6.757$ 

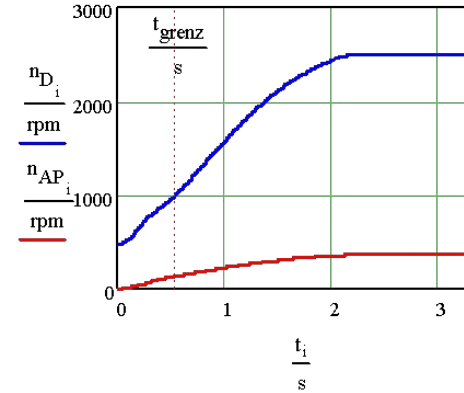
1



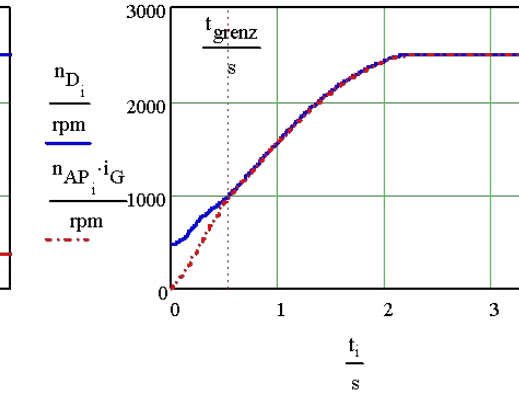
2



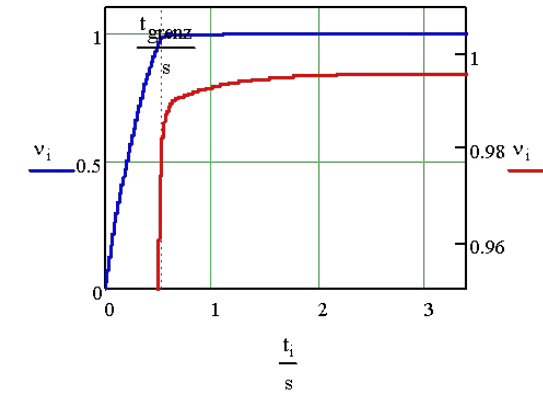
3



4



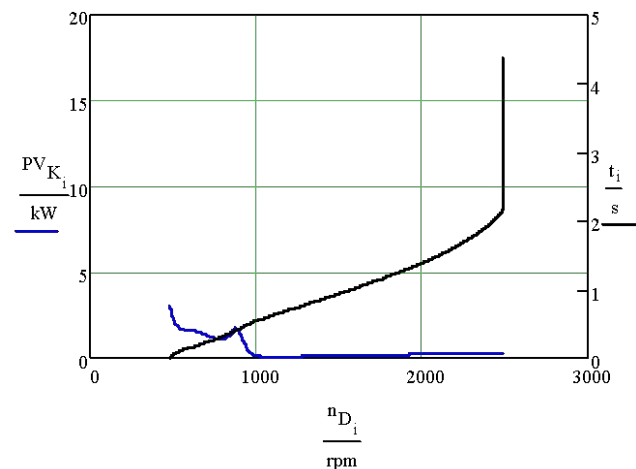
5



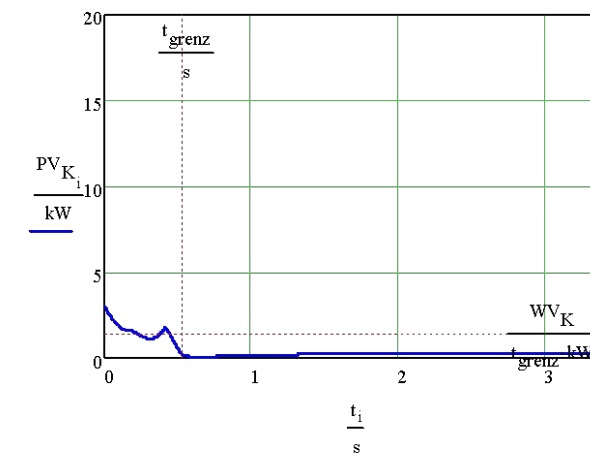
Kupplung\_Wandler = "Wandler"

Zum Beschleunigen eines Fahrzeugs ist die Kombination eines Verbrennungsmotors und eines Getriebes mit einem hydrodyn. Drehmomentwandler sehr geeignet. Für unterschiedliche Arbeitsprozesse wie Anfahren in der Ebene oder vollbeladenes Anfahren an einer Steigung hat das Getriebe mehrere Gänge, um hier die Kennfelder der Maschinen noch besser an einander anzupassen.

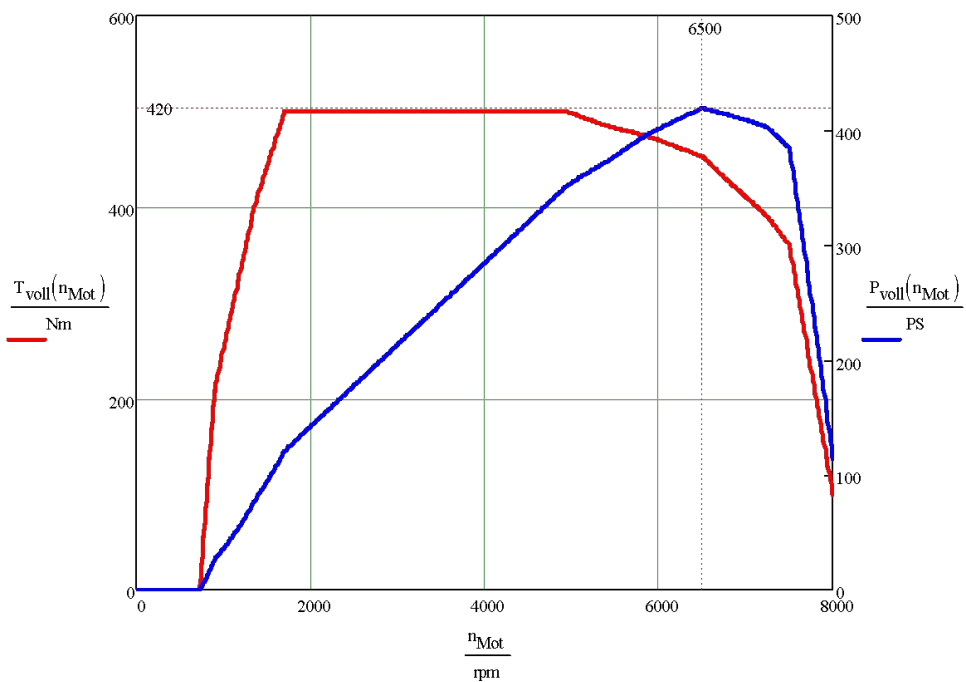
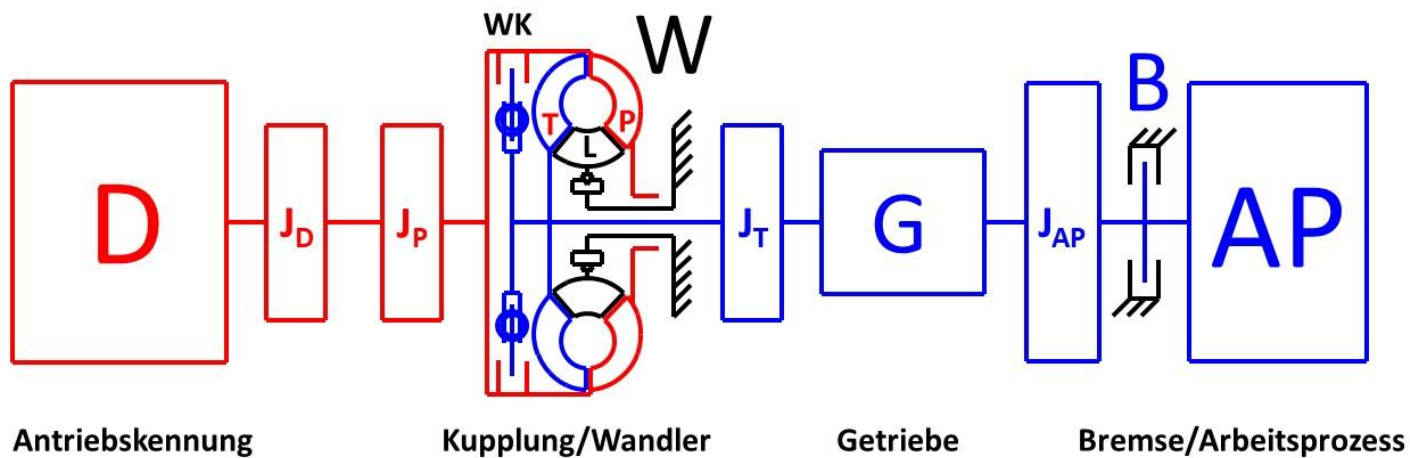
Verlustleistung in Kupplung/Wandler:



Verlustenergie während des Kupplungsvorgangs:

 $WV_K = 0.225 \text{ W} \cdot \text{h}$  $t_{\text{grenz}} = 0.532 \text{ s}$  $\frac{WV_K}{t_{\text{grenz}}} = 1.522 \text{ kW}$

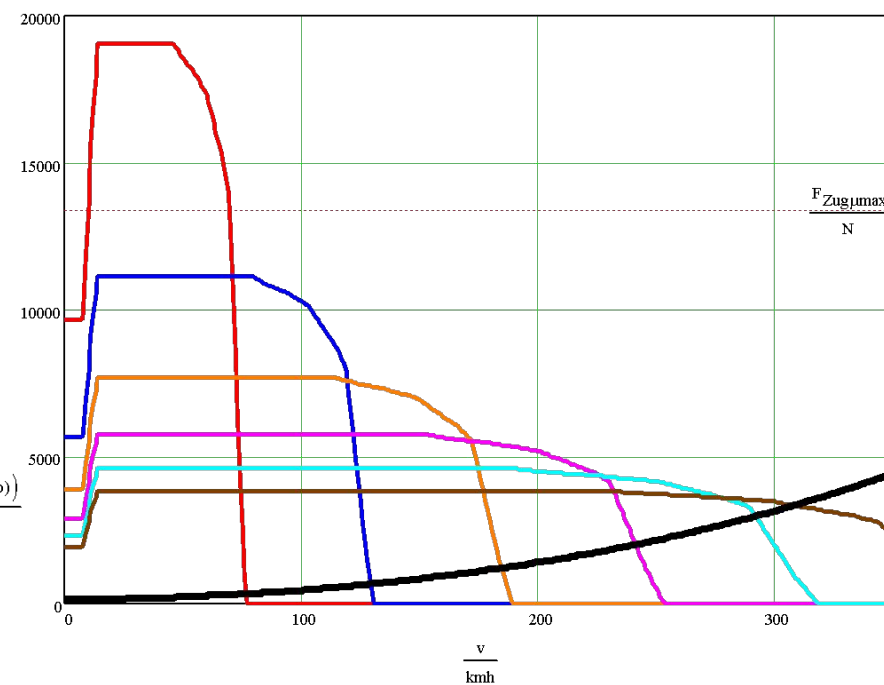
# Dynamische Simulation der Vollastbeschleunigung eines Porsche 911 Carrera S mit automatischem Getriebe



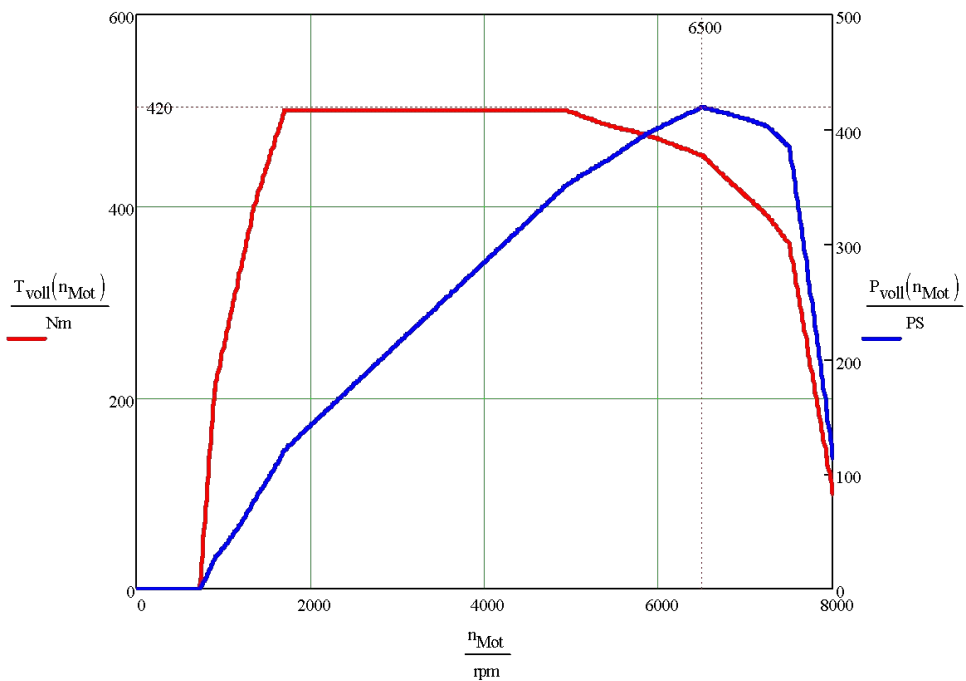
- I. 3,91
- II. 2,29
- III. 1,58
- IV. 1,18
- V. 0,94
- VI. 0,79
- VII. 0,69
- R. 3,55

3,59:1

- $\frac{F_{Zug}(v, i_1)}{N}$
- $\frac{F_{Zug}(v, i_2)}{N}$
- $\frac{F_{Zug}(v, i_3)}{N}$
- $\frac{F_{Zug}(v, i_4)}{N}$
- $\frac{F_{Zug}(v, i_5)}{N}$
- $\frac{F_{Zug}(v, i_6)}{N}$
- $\frac{(F_R(v, p) + F_L(v) + F_{St}(p))}{N}$



## Kennung des Verbrennungsmotors Baujahr 2015



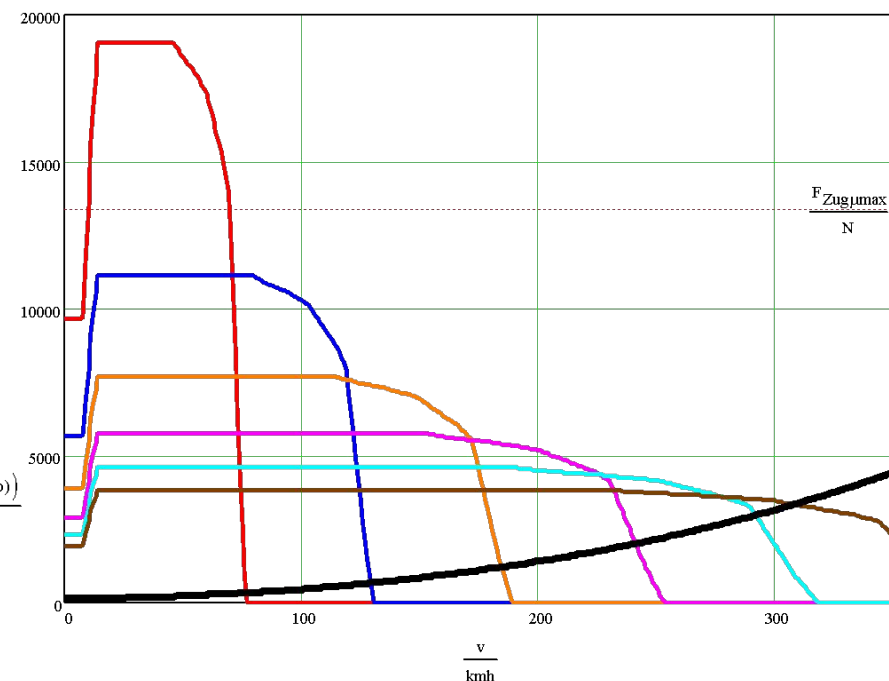
## Übersetzungen des Porsche Doppelkupplungs- getriebes

- I. 3,91
- II. 2,29
- III. 1,58
- IV. 1,18
- V. 0,94
- VI. 0,79
- VII. 0,69
- R. 3,55

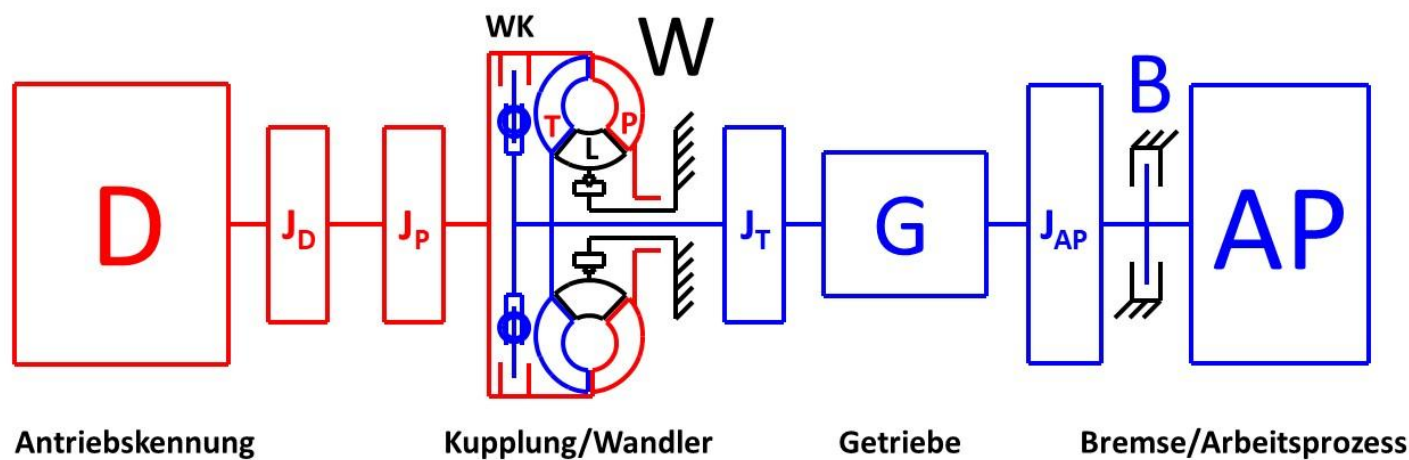
3,59:1

## Zugkraft an den Rädern beim Fahren in der Ebene. Verfügbare Zugkraft an den Rädern aus Drehmoment des VM, Getriebeüber-setzungen und Reifenradius.

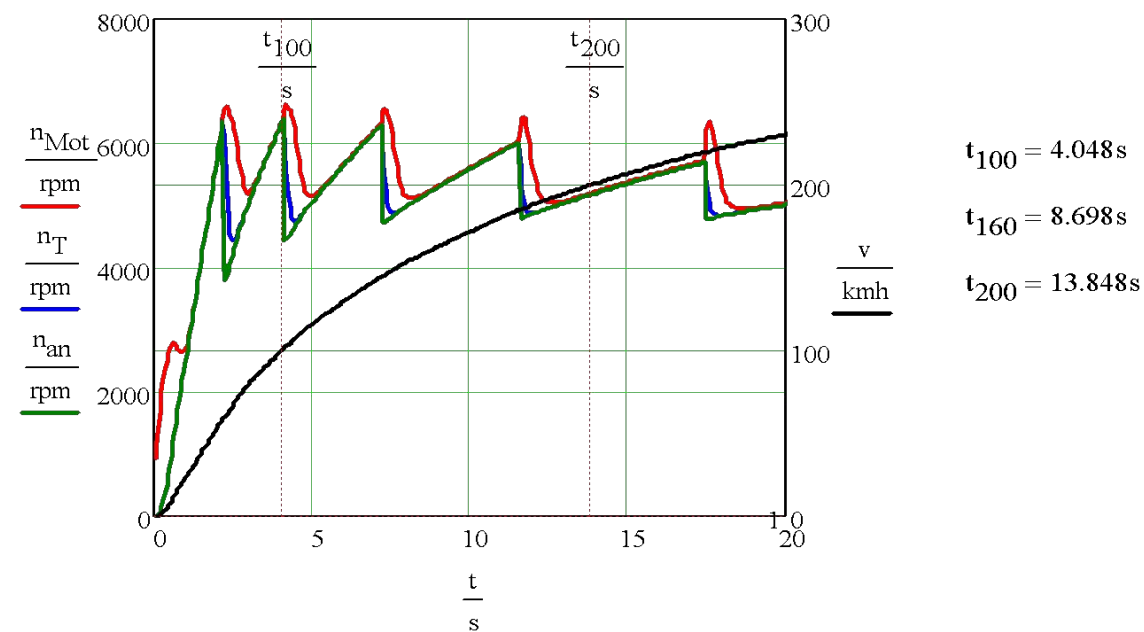
- $\frac{F_{Zug}(v, i_1)}{N}$
- $\frac{F_{Zug}(v, i_2)}{N}$
- $\frac{F_{Zug}(v, i_3)}{N}$
- $\frac{F_{Zug}(v, i_4)}{N}$
- $\frac{F_{Zug}(v, i_5)}{N}$
- $\frac{F_{Zug}(v, i_6)}{N}$
- $\frac{(F_R(v, p) + F_L(v) + F_{St}(p))}{N}$



# Dynamische Simulation der Vollastbeschleunigung eines Porsche 911 Carrera S mit automatischem Getriebe



Mit so einem Antriebsstrangmodell kann man die Beschleunigungszeiten beliebiger Antriebsstränge und auch so eines sportlichen Fahrzeugs sehr genau voraus berechnen.



## Dynamische Simulation der Beschleunigung des Antriebssystems aus dem Stillstand in einen Betriebspunkt

Die Drehmomente in dem Wandler hängen von den Drehzahlen auf beiden Seiten des Wandlers ab. Deshalb sind auch die Beschleunigungen auf der Antriebsseite D und auf der Arbeitsprozesseite AP Funktionen beider Drehzahlen.

Die sich daraus ergebenden Bewegungsgleichungen sind deshalb nur simultan als gekoppeltes System lösbar.

$$\alpha_D = \frac{T_D - \frac{T_{AP}}{i_G}}{J_D + J_P + J_T + \frac{J_{AP}}{i_G^2}} = \alpha_{AP} \cdot i_G$$

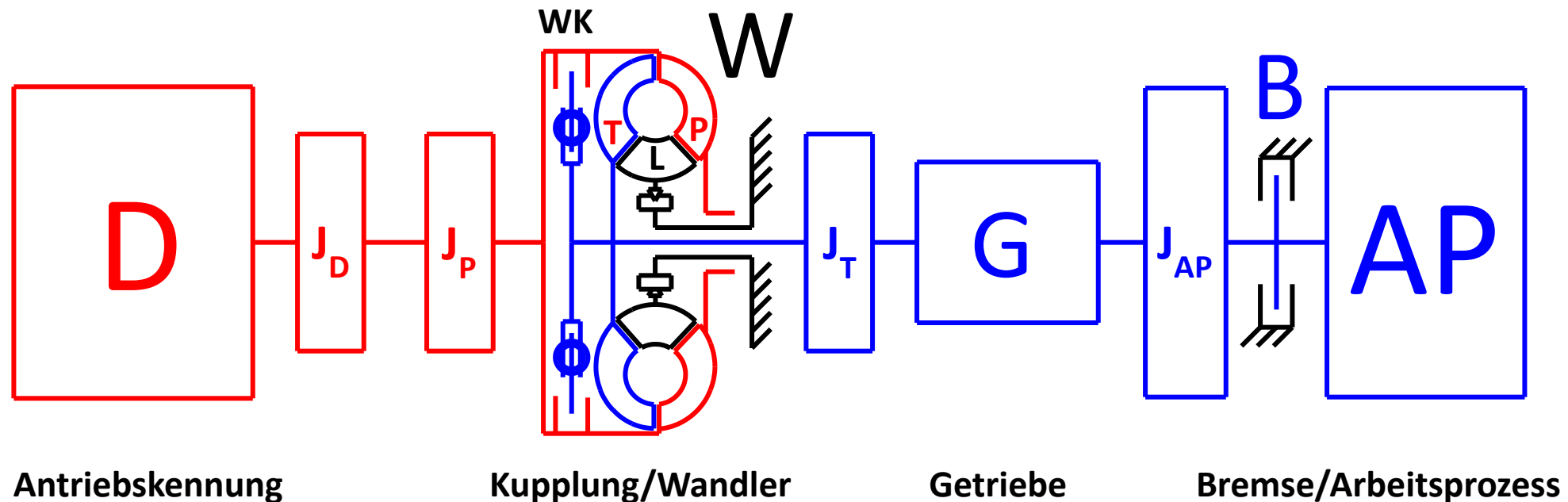
$$\alpha_D = \frac{T_D - T_P}{J_D + J_P}$$

$$\alpha_{AP} = \frac{T_D \cdot i_G - T_{AP}}{(J_D + J_P + J_T) \cdot i_G^2 + J_{AP}}$$

$$\alpha_{AP} = \frac{-T_T \cdot i_G - T_{AP}}{J_T \cdot i_G^2 + J_{AP}}$$

sobald Kupplung/Wandler geschlossen ist

solange Kupplung/Wandler schlupft





# Numerische Integration gekoppelter Differenzialgleichungen

Alle oben dargestellten Simulationen wurden mit dem folgenden Algorithmus einer numerischen Integration von zwei gekoppelten Beschleunigungen berechnet, der ein Integrationsverfahren nach Runge-Kutta benutzt.

Sim := "Definition von Startwerten"

```

t ← 0; x
Δt ← Δt_min

( n_Dm_x
  n_APm_x ) ← ( n_D_start
                0-rpm )

( α_Dm_x
  α_APm_x ) ← ( α_D( n_Dm_x, n_APm_x, RT )
                α_AP( n_Dm_x, n_APm_x ) )

i ← 0
ii ← 0

```

Weg der Differenzialgleichungen zwischen einem Anfangszeitpunkt x und einem Endzeitpunkt e  
 while i ≤ 20000

"Einfachere Methode" Integration von x nach m, in die Mitte des n

$$\begin{pmatrix} n_{Dm_x} \\ n_{APm_x} \end{pmatrix} \leftarrow \frac{1}{2 \cdot \pi} \begin{pmatrix} 2 \cdot \pi \cdot n_{Dx} + \frac{\Delta t}{2} \cdot \alpha_{Dm_x} \\ \text{Bsd}_{AP} \left( 2 \cdot \pi \cdot n_{APx} + \frac{\Delta t}{2} \cdot \alpha_{APm_x} \right) \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} \alpha_{Dm_x} \\ \alpha_{APm_x} \end{pmatrix} \leftarrow \begin{pmatrix} \alpha_D(n_{Dm_x}, n_{APm_x}, RT) \\ \alpha_{AP}(n_{Dm_x}, n_{APm_x}) \end{pmatrix}$$

"Mit dieser Beschleunigung verbesserte Integration von x nach m"

$$\begin{pmatrix} n_{Dm} \\ n_{APm} \end{pmatrix} \leftarrow \frac{1}{2 \cdot \pi} \begin{pmatrix} 2 \cdot \pi \cdot n_{Dx} + \frac{\Delta t}{2} \cdot \frac{\alpha_{Dm_x} + \alpha_{Dm_x}}{2} \\ \text{Bsd}_{AP} \left( 2 \cdot \pi \cdot n_{APx} + \frac{\Delta t}{2} \cdot \frac{\alpha_{APm_x} + \alpha_{APm_x}}{2} \right) \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} \alpha_{Dm} \\ \alpha_{APm} \end{pmatrix} \leftarrow \begin{pmatrix} \alpha_D(n_{Dm}, n_{APm}, RT) \\ \alpha_{AP}(n_{Dm}, n_{APm}) \end{pmatrix}$$

"Einfach Integration von x nach e mit der mittleren Beschleunigung"

$$\begin{pmatrix} n_{De_x} \\ n_{APE_x} \end{pmatrix} \leftarrow \frac{1}{2 \cdot \pi} \begin{pmatrix} 2 \cdot \pi \cdot n_{Dx} + \Delta t \cdot \alpha_{Dm} \\ \text{Bsd}_{AP} \left( 2 \cdot \pi \cdot n_{APx} + \Delta t \cdot \alpha_{APm} \right) \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} \alpha_{De_x} \\ \alpha_{APE_x} \end{pmatrix} \leftarrow \begin{pmatrix} \alpha_D(n_{De_x}, n_{APE_x}, RT) \\ \alpha_{AP}(n_{De_x}, n_{APE_x}) \end{pmatrix}$$

"Verbesserte Integration von x nach e mit mittleren Gradienten nach Runge-Kutta"

$$\begin{pmatrix} \alpha_{Dm_e_x} \\ \alpha_{APm_e_x} \end{pmatrix} \leftarrow \frac{1}{6} \begin{pmatrix} \alpha_{Dx} + 4 \cdot \alpha_{Dm} + \alpha_{De_x} \\ \alpha_{APx} + 4 \cdot \alpha_{APm} + \alpha_{APE_x} \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} n_{De} \\ n_{APE} \end{pmatrix} \leftarrow \frac{1}{2 \cdot \pi} \begin{pmatrix} 2 \cdot \pi \cdot n_{Dx} + \Delta t \cdot \alpha_{Dm_e_x} \\ \text{Bsd}_{AP} \left( 2 \cdot \pi \cdot n_{APx} + \Delta t \cdot \alpha_{APm_e_x} \right) \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} \alpha_{De} \\ \alpha_{APE} \end{pmatrix} \leftarrow \begin{pmatrix} \alpha_D(n_{De}, n_{APE}, RT) \\ \alpha_{AP}(n_{De}, n_{APE}) \end{pmatrix}$$

"Wiederholung des letzten Schrittes"

$$\begin{pmatrix} \alpha_{Dm_e} \\ \alpha_{APm_e} \end{pmatrix} \leftarrow \frac{1}{6} \begin{pmatrix} \alpha_{Dx} + 4 \cdot \alpha_{Dm} + \alpha_{De} \\ \alpha_{APx} + 4 \cdot \alpha_{APm} + \alpha_{APE} \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} n_{De} \\ n_{APE} \end{pmatrix} \leftarrow \frac{1}{2 \cdot \pi} \begin{pmatrix} 2 \cdot \pi \cdot n_{Dx} + \Delta t \cdot \alpha_{Dm_e} \\ \text{Bsd}_{AP} \left( 2 \cdot \pi \cdot n_{APx} + \Delta t \cdot \alpha_{APm_e} \right) \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} \alpha_{De} \\ \alpha_{APE} \end{pmatrix} \leftarrow \begin{pmatrix} \alpha_D(n_{De}, n_{APE}, RT) \\ \alpha_{AP}(n_{De}, n_{APE}) \end{pmatrix}$$

"Datenausgabe"

t	x	n <sub>Dx</sub>	α <sub>Dx</sub>	n <sub>APx</sub>	α <sub>APx</sub>
		rpm	Hz <sup>2</sup>	rpm	Hz <sup>2</sup>
"Zwischenschritt"		n <sub>Dm_x</sub>	α <sub>Dm_x</sub>	n <sub>APm_x</sub>	α <sub>APm_x</sub>
		rpm	Hz <sup>2</sup>	rpm	Hz <sup>2</sup>
"..."		n <sub>Dm</sub>	α <sub>Dm</sub>	n <sub>APm</sub>	α <sub>APm</sub>
		rpm	Hz <sup>2</sup>	rpm	Hz <sup>2</sup>
"Zwischenschritt"		n <sub>De_x</sub>	α <sub>De_x</sub>	n <sub>APe_x</sub>	α <sub>APe_x</sub>
		rpm	Hz <sup>2</sup>	rpm	Hz <sup>2</sup>
"..."		n <sub>De</sub>	α <sub>De</sub>	n <sub>APe</sub>	α <sub>APe</sub>
		rpm	Hz <sup>2</sup>	rpm	Hz <sup>2</sup>
"..."		n <sub>De_x</sub>	α <sub>De_x</sub>	n <sub>APm_e_x</sub>	α <sub>APm_e_x</sub>
		rpm	Hz <sup>2</sup>	rpm	Hz <sup>2</sup>

"Wiederholungsbedingung"

i < i + 1

i < i + Δt

"Weg des letzten/verbleibenden/bleibenden/Intervalls"

$$\Delta t \leftarrow \Delta t + \frac{\Delta t_{\text{neu}} \cdot (\alpha_{Dm_e} - \alpha_{Dm_x})}{10}$$

Berechnung der Werte am Anfang des neuen Intervalls mittels Endwerten vom vorherigen Intervall"

n<sub>Dx</sub> ← n<sub>Dm</sub>

n<sub>APx</sub> ← n<sub>APm</sub>

n<sub>Dx</sub> ← n<sub>De</sub>

n<sub>APx</sub> ← n<sub>APe</sub>

"Erhalten eines Δt bis zur nächsten Iteration"

ii < i if (|n<sub>Dx</sub> - n<sub>De</sub>| > 0.1 · Hz<sup>2</sup>) & (ii = 0)

"Δt bis zum nächsten Schritt (weiterer Zeitintervall)"

break if ((i = ii + 1) & (ii = 0)) & i = 20

# Numerische Integration gekoppelter Differenzialgleichungen

Sim := "Definition von Startwerten"

$t \leftarrow 0_s$

$\Delta t \leftarrow \Delta t_{\min}$

$$\begin{pmatrix} n_{Dz} \\ n_{APz} \end{pmatrix} \leftarrow \begin{pmatrix} n_{Dz_{start}} \\ 0 \cdot \text{rpm} \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} \alpha_{Dz} \\ \alpha_{APz} \end{pmatrix} \leftarrow \begin{pmatrix} \alpha_D(n_{Dz}, n_{APz}, RT) \\ \alpha_{AP}(n_{Dz}, n_{APz}) \end{pmatrix}$$

$i \leftarrow 0$

$ii \leftarrow 0$

Weg der Differentialgleichungen zwischen einem Anfangszeitpunkt  $x$  und einem Endzeitpunkt  $z$

while  $i \leq 20000$

"Einfachschrittweise" Integration von  $x$  nach  $m$ , in die Mitte des  $n$

$$\begin{pmatrix} n_{Dm_x} \\ n_{APm_x} \end{pmatrix} \leftarrow \frac{1}{2 \cdot \pi} \begin{pmatrix} 2 \cdot \pi \cdot n_{Dz} + \frac{\Delta t}{2} \cdot \alpha_{Dz} \\ \text{Bwd}_{AP} \left( 2 \cdot \pi \cdot n_{APz} + \frac{\Delta t}{2} \cdot \alpha_{APz} \right) \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} \alpha_{Dm_x} \\ \alpha_{APm_x} \end{pmatrix} \leftarrow \begin{pmatrix} \alpha_D(n_{Dm_x}, n_{APm_x}, RT) \\ \alpha_{AP}(n_{Dm_x}, n_{APm_x}) \end{pmatrix}$$

"Mit dieser Beschleunigung verbesserte Integration von  $x$  nach  $m$ "

$$\begin{pmatrix} n_{Dm} \\ n_{APm} \end{pmatrix} \leftarrow \frac{1}{2 \cdot \pi} \begin{pmatrix} 2 \cdot \pi \cdot n_{Dz} + \frac{\Delta t}{2} \cdot \frac{\alpha_{Dz} + \alpha_{Dm_x}}{2} \\ \text{Bwd}_{AP} \left( 2 \cdot \pi \cdot n_{APz} + \frac{\Delta t}{2} \cdot \frac{\alpha_{APz} + \alpha_{APm_x}}{2} \right) \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} \alpha_{Dm} \\ \alpha_{APm} \end{pmatrix} \leftarrow \begin{pmatrix} \alpha_D(n_{Dm}, n_{APm}, RT) \\ \alpha_{AP}(n_{Dm}, n_{APm}) \end{pmatrix}$$

"Einfach Integration von  $x$  nach  $z$  mit der mittleren Beschleunigung"

$$\begin{pmatrix} n_{Dz_x} \\ n_{APz_x} \end{pmatrix} \leftarrow \frac{1}{2 \cdot \pi} \begin{pmatrix} 2 \cdot \pi \cdot n_{Dz} + \Delta t \cdot \alpha_{Dm} \\ \text{Bwd}_{AP} \left( 2 \cdot \pi \cdot n_{APz} + \Delta t \cdot \alpha_{APm} \right) \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} \alpha_{Dz_x} \\ \alpha_{APz_x} \end{pmatrix} \leftarrow \begin{pmatrix} \alpha_D(n_{Dz_x}, n_{APz_x}, RT) \\ \alpha_{AP}(n_{Dz_x}, n_{APz_x}) \end{pmatrix}$$

Die Simulation startet bei  $t=0s$ .

Die erste Schrittweite für den erste Zeitschritt wird auf einen Minimalwert gesetzt.

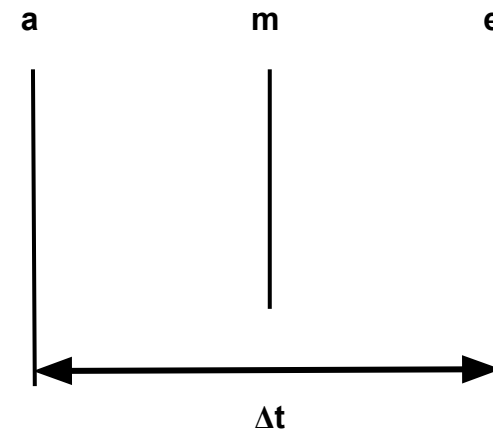
Am Anfang des ersten Zeitintervall sind die Drehzahlen und damit Kennungen der Antriebs- und Arbeitsmaschine auch die Beschleunigungen bekannt.

Ein Schrittzähler  $i$  wird zu 0 vordefiniert.

Ein weiterer Zähler  $ii$  für ein Abbruchkriterium wird ebenfalls zu 0 definiert.

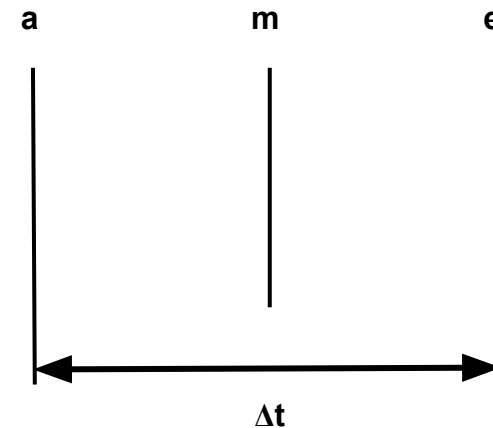
Die maximale Anzahl der zu berechnenden Zeitschritt ist in diesem Beispiel auf 20000 begrenzt.

Jedes Zeitintervall hat einen Anfang  $a$ , eine Mitte  $m$  und ein Ende  $e$



# Numerische Integration gekoppelter Differenzialgleichungen

Jedes Zeitintervall hat einen Anfang a, eine Mitte m und ein Ende e



Sim := "Definition von Startwerten"

```

t ← 0_x
Δt ← Δt_min

$$\begin{pmatrix} n_{D_x} \\ n_{AP_x} \end{pmatrix} \leftarrow \begin{pmatrix} n_{D\_start} \\ 0\_rpm \end{pmatrix}$$


$$\begin{pmatrix} \alpha_{D_x} \\ \alpha_{AP_x} \end{pmatrix} \leftarrow \begin{pmatrix} \alpha_D(n_{D_x}, n_{AP_x}, RT) \\ \alpha_{AP}(n_{D_x}, n_{AP_x}) \end{pmatrix}$$

i ← 0
ii ← 0

```

Wäg der Differenzialgleichungen zwischen einem Anfangszeitpunkt x und einem Endzeitpunkt z "

while i ≤ 20000

WEinfachzeitpunkt Integration von x nach m, in die Mitte des x

$$\begin{pmatrix} n_{D_{m_x}} \\ n_{AP_{m_x}} \end{pmatrix} \leftarrow \frac{1}{2 \cdot \pi} \begin{pmatrix} 2 \cdot \pi \cdot n_{D_x} + \frac{\Delta t}{2} \cdot \alpha_{D_x} \\ \text{Besd}_{AP} \left( 2 \cdot \pi \cdot n_{AP_x} + \frac{\Delta t}{2} \cdot \alpha_{AP_x} \right) \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} \alpha_{D_{m_x}} \\ \alpha_{AP_{m_x}} \end{pmatrix} \leftarrow \begin{pmatrix} \alpha_D(n_{D_{m_x}}, n_{AP_{m_x}}, RT) \\ \alpha_{AP}(n_{D_{m_x}}, n_{AP_{m_x}}) \end{pmatrix}$$

"Mit dieser Beschleunigung verbesserte Integration von x nach m"

$$\begin{pmatrix} n_{D_m} \\ n_{AP_m} \end{pmatrix} \leftarrow \frac{1}{2 \cdot \pi} \begin{pmatrix} 2 \cdot \pi \cdot n_{D_x} + \frac{\Delta t}{2} \cdot \frac{\alpha_{D_x} + \alpha_{D_{m_x}}}{2} \\ \text{Besd}_{AP} \left( 2 \cdot \pi \cdot n_{AP_x} + \frac{\Delta t}{2} \cdot \frac{\alpha_{AP_x} + \alpha_{AP_{m_x}}}{2} \right) \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} \alpha_{D_m} \\ \alpha_{AP_m} \end{pmatrix} \leftarrow \begin{pmatrix} \alpha_D(n_{D_m}, n_{AP_m}, RT) \\ \alpha_{AP}(n_{D_m}, n_{AP_m}) \end{pmatrix}$$

"Einfach Integration von x nach z mit der mittleren Beschleunigung"

$$\begin{pmatrix} n_{D_{e_x}} \\ n_{AP_{e_x}} \end{pmatrix} \leftarrow \frac{1}{2 \cdot \pi} \begin{pmatrix} 2 \cdot \pi \cdot n_{D_x} + \Delta t \cdot \alpha_{D_m} \\ \text{Besd}_{AP} \left( 2 \cdot \pi \cdot n_{AP_x} + \Delta t \cdot \alpha_{AP_m} \right) \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} \alpha_{D_{e_x}} \\ \alpha_{AP_{e_x}} \end{pmatrix} \leftarrow \begin{pmatrix} \alpha_D(n_{D_{e_x}}, n_{AP_{e_x}}, RT) \\ \alpha_{AP}(n_{D_{e_x}}, n_{AP_{e_x}}) \end{pmatrix}$$

Mit den Beschleunigungen im Zeitpunkt a werden die Drehzahlen im Zeitpunkt m abgeschätzt.

Daraus ergeben sich dann erste Beschleunigungen im Zeitpunkt m.

Die Drehzahlen im Zeitpunkt m werden dann nochmals und genauer mit den mittleren Beschleunigungen im Zeitfenster zwischen a und m bestimmt.

Daraus ergeben sich dann auch genauer berechnete Beschleunigungen im Zeitpunkt m.

Die Drehzahlen im Zeitpunkt e werden nun erst einmal über mittlere Beschleunigungen aus dem Zeit m berechnet.

Damit sind erste Beschleunigungen im Zeit e berechenbar.

# Numerische Integration gekoppelter Differenzialgleichungen

"Verbesserte Integration von  $x$  nach  $x$  mit mittleren Gradienten nach Runge-Kutta"

$$\begin{pmatrix} \alpha_{D_{arm\_x}} \\ \alpha_{AP_{arm\_x}} \end{pmatrix} \leftarrow \frac{1}{6} \begin{pmatrix} \alpha_{D_x} + 4\alpha_{D_m} + \alpha_{D_{e\_x}} \\ \alpha_{AP_x} + 4\alpha_{AP_m} + \alpha_{AP_{e\_x}} \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} n_{D_k} \\ n_{AP_k} \end{pmatrix} \leftarrow \frac{1}{2 \cdot \pi} \begin{pmatrix} 2 \cdot \pi \cdot n_{D_x} + \Delta t \cdot \alpha_{D_{arm\_x}} \\ \text{Bed}_{AP} (2 \cdot \pi \cdot n_{AP_x} + \Delta t \cdot \alpha_{AP_{arm\_x}}) \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} \alpha_{D_k} \\ \alpha_{AP_k} \end{pmatrix} \leftarrow \begin{pmatrix} \alpha_D(n_{D_k}, n_{AP_k}, RT) \\ \alpha_{AP}(n_{D_k}, n_{AP_k}) \end{pmatrix}$$

"Wiederholung des letzten Schrittes"

$$\begin{pmatrix} \alpha_{D_{arm}} \\ \alpha_{AP_{arm}} \end{pmatrix} \leftarrow \frac{1}{6} \begin{pmatrix} \alpha_{D_x} + 4\alpha_{D_m} + \alpha_{D_e} \\ \alpha_{AP_x} + 4\alpha_{AP_m} + \alpha_{AP_e} \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} n_{D_k} \\ n_{AP_k} \end{pmatrix} \leftarrow \frac{1}{2 \cdot \pi} \begin{pmatrix} 2 \cdot \pi \cdot n_{D_x} + \Delta t \cdot \alpha_{D_{arm}} \\ \text{Bed}_{AP} (2 \cdot \pi \cdot n_{AP_x} + \Delta t \cdot \alpha_{AP_{arm}}) \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} \alpha_{D_k} \\ \alpha_{AP_k} \end{pmatrix} \leftarrow \begin{pmatrix} \alpha_D(n_{D_k}, n_{AP_k}, RT) \\ \alpha_{AP}(n_{D_k}, n_{AP_k}) \end{pmatrix}$$

"Datenausgabe"

$$L_1 \leftarrow \begin{pmatrix} \frac{t}{x} & \frac{n_{D_x}}{\omega \cdot m} & \frac{\alpha_{D_x}}{H_z^2} & \frac{n_{AP_x}}{\omega \cdot m} & \frac{\alpha_{AP_x}}{H_z^2} \\ \text{"Zwischenschritt"} & \frac{n_{D_{m\_x}}}{\omega \cdot m} & \frac{\alpha_{D_{m\_x}}}{H_z^2} & \frac{n_{AP_{m\_x}}}{\omega \cdot m} & \frac{\alpha_{AP_{m\_x}}}{H_z^2} \\ \dots & \frac{n_{D_m}}{\omega \cdot m} & \frac{\alpha_{D_m}}{H_z^2} & \frac{n_{AP_m}}{\omega \cdot m} & \frac{\alpha_{AP_m}}{H_z^2} \\ \text{"Zwischenschritt"} & \frac{n_{D_{e\_x}}}{\omega \cdot m} & \frac{\alpha_{D_{e\_x}}}{H_z^2} & \frac{n_{AP_{e\_x}}}{\omega \cdot m} & \frac{\alpha_{AP_{e\_x}}}{H_z^2} \\ \dots & \frac{n_{D_e}}{\omega \cdot m} & \frac{\alpha_{D_e}}{H_z^2} & \frac{n_{AP_e}}{\omega \cdot m} & \frac{\alpha_{AP_e}}{H_z^2} \\ \dots & \dots & \frac{\alpha_{D_{arm}}}{H_z^2} & \dots & \frac{\alpha_{AP_{arm}}}{H_z^2} \end{pmatrix}$$

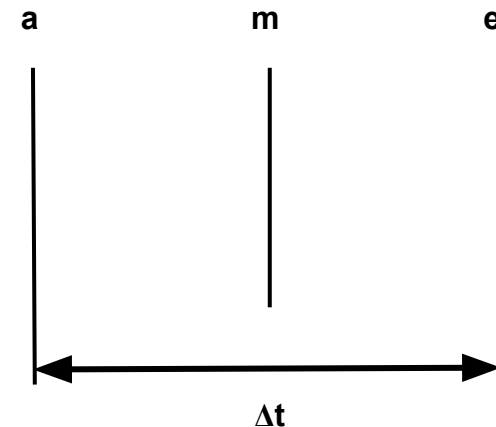
Nun lässt sich eine mittlere Beschleunigung im Zeitfenster  $a$  bis  $e$  nach Runge-Kutta berechnen, die bei einem quadratischen Verlauf der Beschleunigungen sogar dem exakten Werte entspräche.

Daraus ergeben sich dann wieder neue Drehzahlen und neue Beschleunigungen im Zeitpunkt  $e$ .

Damit kann man dann den vorherigen Schritt wiederholen, im Prinzip beliebig oft, bis sich keine neue Werte mehr ergeben.

Zuletzt werden die berechneten Drehzahlen und Beschleunigungen aus diesem Zeitfenster, z.B. als Matrix gespeichert.

Jedes Zeitintervall hat einen Anfang  $a$ , eine Mitte  $m$  und ein Ende  $e$



# Numerische Integration gekoppelter Differenzialgleichungen

```

!Variableaktualisierung
t ← t + 1
t ← t + Δt
!Zur neuen Zeitvariable korrigierte Zeitschrittlänge
Δt ← Δt +  $\frac{\Delta t_{\text{neu}} (m_{\text{Dama}} - m_{\text{Dama}}) - \Delta t}{1.0}$ 
!Berechnung der Werte am Anfang des neuen Intervalls mit den Endwerten vom vorherigen Intervall
m_Da ← m_De
m_Da ← m_De
n_Da ← n_De
n_Da ← n_De
!Erkennen eines Abbruchkriteriums
ll ← 1 if ((m_Da) > 0.1 * 34) && (ll == 0)
!Abbrechen nach einer Anzahl weiterer Zeitschritte
break if ((ll == 1) && (ll == 0)) && t > 5

```

Zur Vorbereitung des nächsten Zeitschritts wird der Zeitschrittzähler um 1 und die Zeitvariable t um  $\Delta t$  erhöht.

Eine neue Zeitschrittlänge  $\Delta t$  ergibt sich z.B. aus den Beschleunigungen des vorherigen Intervalls und einer zulässigen maximalen Drehzahländerung pro Zeitschritt.

Die Anfangswerte im Zeitpunkt a des neuen Zeitschritts entsprechen den Endwerten im Zeitpunkt e des vorherigen Zeitschritts.

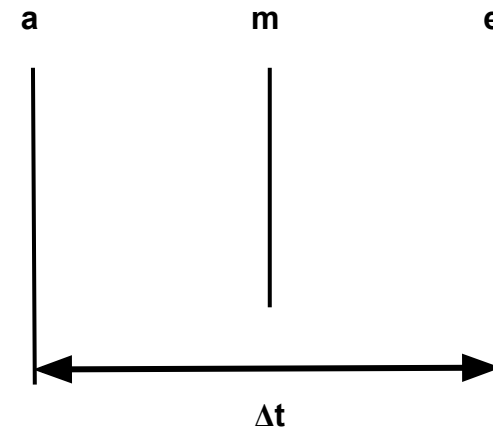
Ein Abbruchkriterium ergibt sich z.B. in diesen Simulationen beim Erreichen einer konstanten Geschwindigkeit an der Drive-Maschine.

Nachdem dieses Abbruchkriterium erkannt wurde, läuft in diesem Beispiel die Simulation noch einige Schritte weiter. Sie endet aber spätestens nach 5s.

Bei der Verwendung kommerzieller Rechenprogramme macht sich ein guter Ingenieur mit allen Parametern der dort verwendeten Algorithmen der numerischen Integration, der Schrittweitensteuerung, der Abbruchkriterien, etc. vertraut.

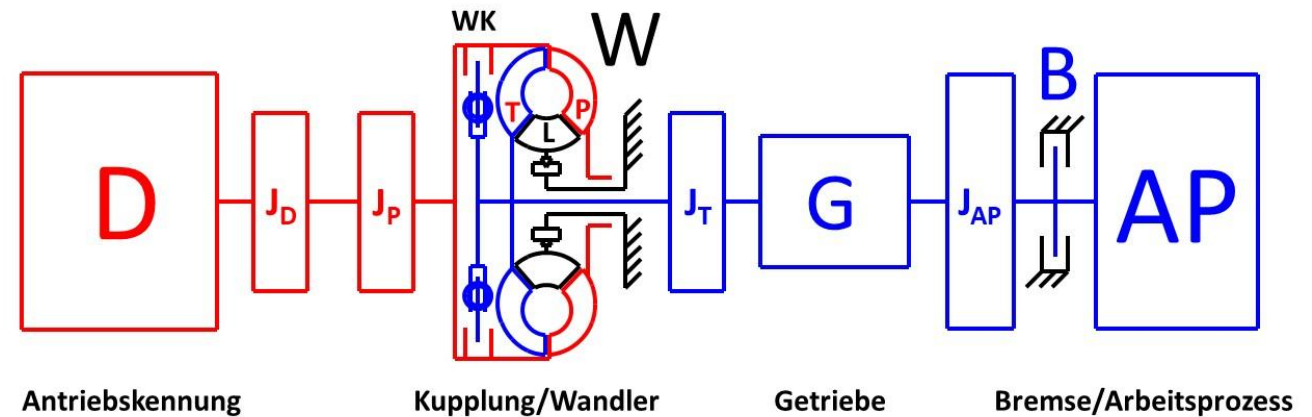
Nur dann kann er die Ergebnisse hinsichtlich der Berechnungsgenauigkeit gut einordnen.

Jedes Zeitintervall hat einen Anfang a, eine Mitte m und ein Ende e



## Zusammenfassung

Das dynamische Verhalten eines Antriebsstrangs ergibt sich aus dem Zusammenwirken der Kennungen der Antriebsmaschine, der Kennungen der Arbeitsmaschine, der charakteristischen Kennlinien aller Kupplungen und Drehmomentwandler im Antriebsstrang, der Getriebeübersetzungen, etc. und der im System wirkenden Regler.



Wegen der meist nicht linearen Kennlinien ist das dynamische Verhalten nicht trivial berechenbar. Nur in den seltensten Fällen oder unter sehr vereinfachenden Annahmen sind die Bewegungsgleichung analytisch lösbar.

Numerische Simulationen führen dagegen immer zu genauen Lösungen der Gleichungen.

**Zum Erkennen aller Bauteilbelastungen und zur guten Auslegung von Antriebssträngen und zur Optimierung dieser Auslegungen hinsichtlich Baugrößen, Wirkungsgraden, Energieeffizienz und Kosten sind Simulationen des kompletten Systemverhaltens in allen Betriebszuständen und auch bei Fehlbedienungen unabdingbar.**