

Systemgestaltung

Konstruktion
eines
Schiffs-
getriebes

Wellen-
berechnung

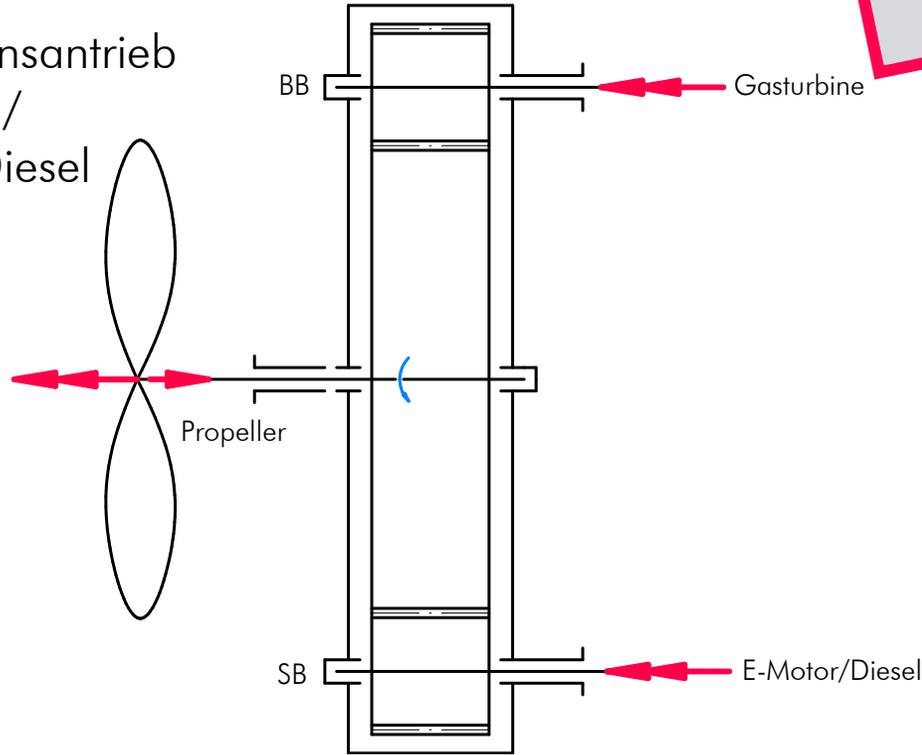


Bild: RENK

Varianten

„Ihre“ Varianten und Parameter werden Ihnen nach der Anmeldung mitgeteilt

Var A
 Kombinationsantrieb
 Gasturbine /
 E-Motor+ Diesel

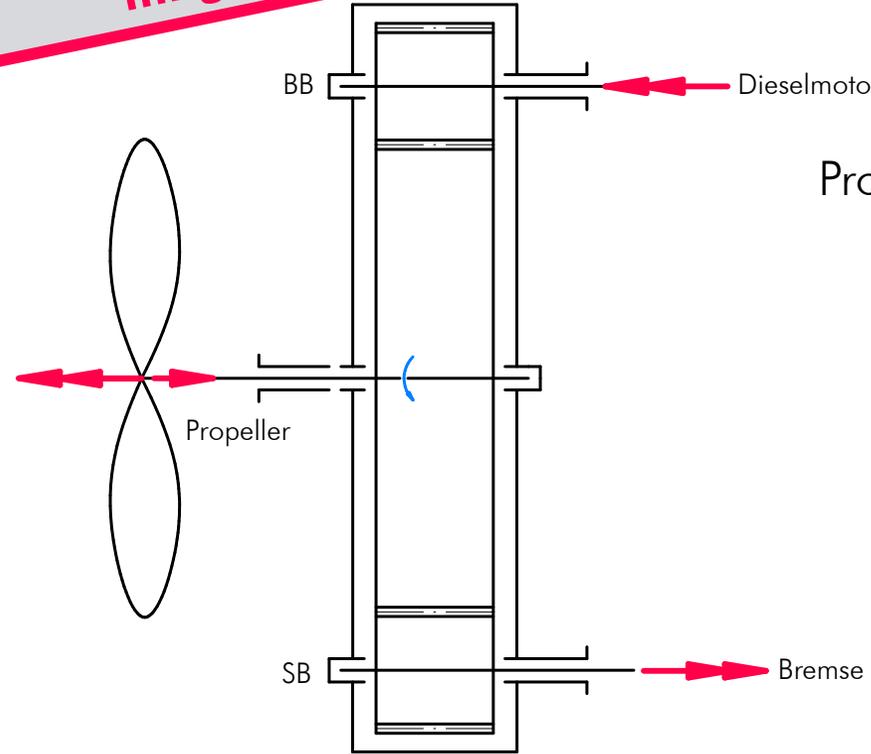


Gasturbine für Schnellfahrt, dieselelektrisch für „halbe“ Fahrt (geringere Leistung) , gutes Manövrieren, auch Bremsbetrieb

Lamellenkupplungen

Nicht gezeichnet, nicht zu konstruieren:

Var B
 Dieselmotor
 Dieselmotor mit
 Propellerbremse



Dieselantrieb mit Wendegetriebe (nicht gezeichnet),
 Bremse, Hilfsantrieb

Wendegetriebe, Bremse, Hilfsantrieb

weitere Parameterdaten

Var A Kombinationsantrieb

Gasturbine

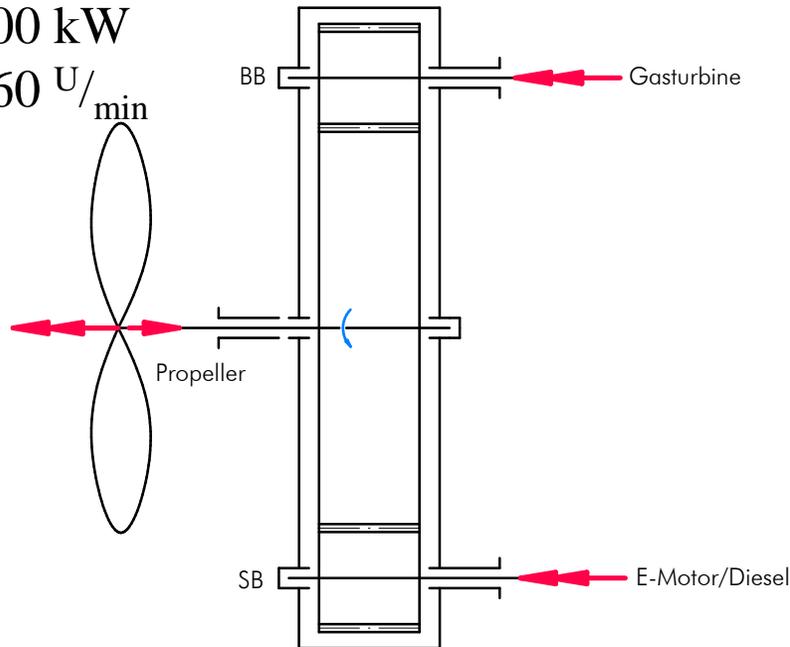
$$P_T = 2000 \div 3000 \text{ kW}$$

$$n_T = 900 \div 1100 \text{ U/min}$$

E-Motor (dieselektrisch)

$$P_E = 800 \div 1200 \text{ kW}$$

$$n_E = 720 \div 960 \text{ U/min}$$



Auslegungspunkt für Propeller: $F_A = 300 \div 400 \text{ kN}$ bei $n_P = 200 \div 280 \text{ U/min}$

Var B Dieselantrieb mit Propellerbremse

Dieselmotor

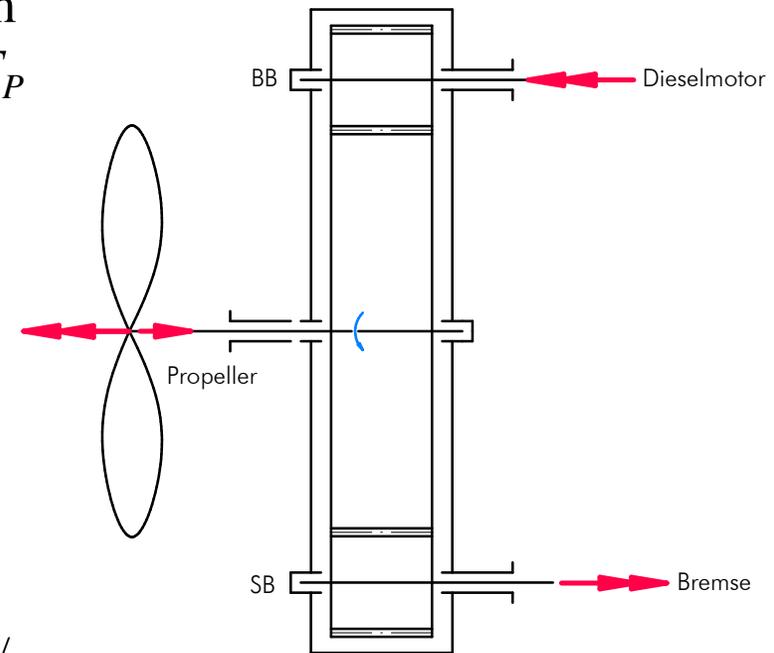
$$P_D = 1800 \div 2600 \text{ kW}$$

$$n_D = 600 \div 1000 \text{ U/min}$$

Propellerbremse ausgelegt für $T_{PB} = 1,3 \cdot T_P$

$$T_B = 15 \div 30 \text{ kNm}$$

Rückwärtsfahrt $T < T_P$



Bennennung

Leistung P Drehmoment T Drehzahl n

Var A

GasTurbine (Backbord) Index T oder BB :

$$P_T, n_T, T_T (P_{BB}, n_{BB}, T_{BB})$$

E-Motor (dieselelektrisch) Index E oder SB :

$$P_E, n_E, T_E (P_{SB}, n_{SB}, T_{SB})$$

(Abtriebs)Drehzahl Propeller bei Antrieb Gasturbine:

$$n_{PT} (n_P, n_{PBB}, n_{abBB})$$

(Abtriebs)Drehzahl Propeller bei Antrieb E-Motor:

$$n_{PE} (n_{PSB}, n_{abSB})$$

Propelleraxialkraft

$$F_A (F_{AP}, F_{abBB})$$

Var B

Dieselmotor Index D oder BB :

$$P_D, n_D (P_{BB}, n_{BB}, T_{BB})$$

PropellerBrems Index B oder SB :

$$T_B, P_B, n_B (T_{SB}, P_{SB}, n_{SB})$$

(Abtriebs)Drehzahl Propeller bei Antrieb Diesel:

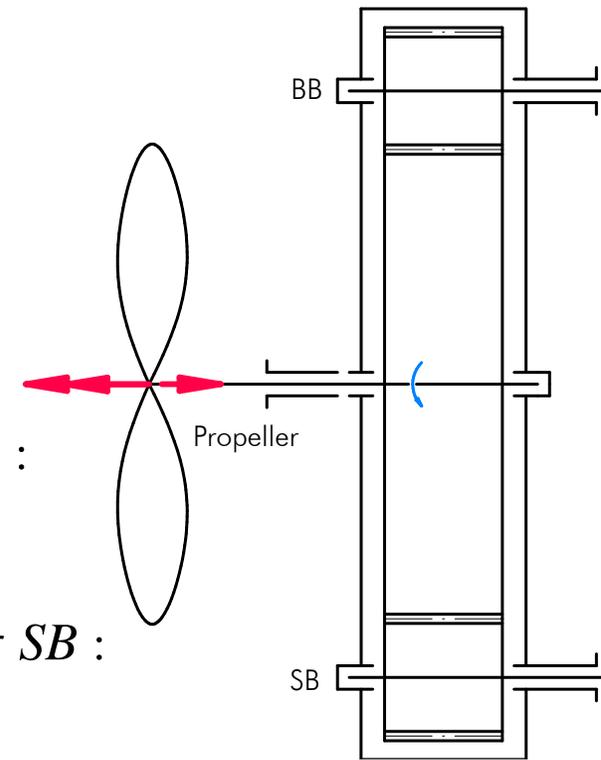
$$n_{PD} (n_P, n_{PBB}, n_{abBB})$$

(Abtriebs)Drehzahl Propeller beim Bremsen:

$$n_{PB} (n_{PSB}, n_{abSB})$$

Propelleraxialkraft

$$F_A (F_{AP}, F_{abBB})$$



Wellenauslegung - Ablauf

- ↓ Leistung – Drehmomente, Lastdaten der Zahnradstufen
- ↓ Wellenmindestdurchmesser, Wellengroblayout
- ↓ Welle-Nabe-Verbindungen WNV
- ↓ Lastdaten für die Wellennachrechnung
- ↓ Kräfteplan
- ↓ Programm Ein- und Ausgabe
- ↓ Überprüfen
- ↓ Dokumentieren

Berechnung Leistung - Drehmoment

$$P = F \cdot v$$

$$P = T \cdot \omega$$

$$\omega = 2\pi \frac{n}{60 \frac{s}{\min}} \quad \text{mit } n \text{ in } \frac{1}{\min}$$

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{P \cdot \frac{60s}{\min}}{n \cdot 2\pi}$$

Einheiten beachten!
(MathCad, RM)

Näherungsformel:

$$T \approx \frac{P}{n} \cdot 9550 \quad \text{mit } T \text{ in Nm, } P \text{ in kW, } n \text{ in } \frac{1}{\min}$$

Beispiel:

$$P = 333 \text{ kW}$$

$$n_1 = 4444 \frac{1}{\min}$$

$$T_1 = 716 \text{ Nm} = 716000 \text{ Nmm}$$

Vergleich der im Computer
berechneten Werte mit
"Handrechnung"!
Plausibilitätskontrolle!

Modul und Durchmesser

p : Teilung

z_1, z_2 : Zähnezahlen

d_1, d_2 : Teilkreise

$$d_1 \cdot \pi = p \cdot z_1$$

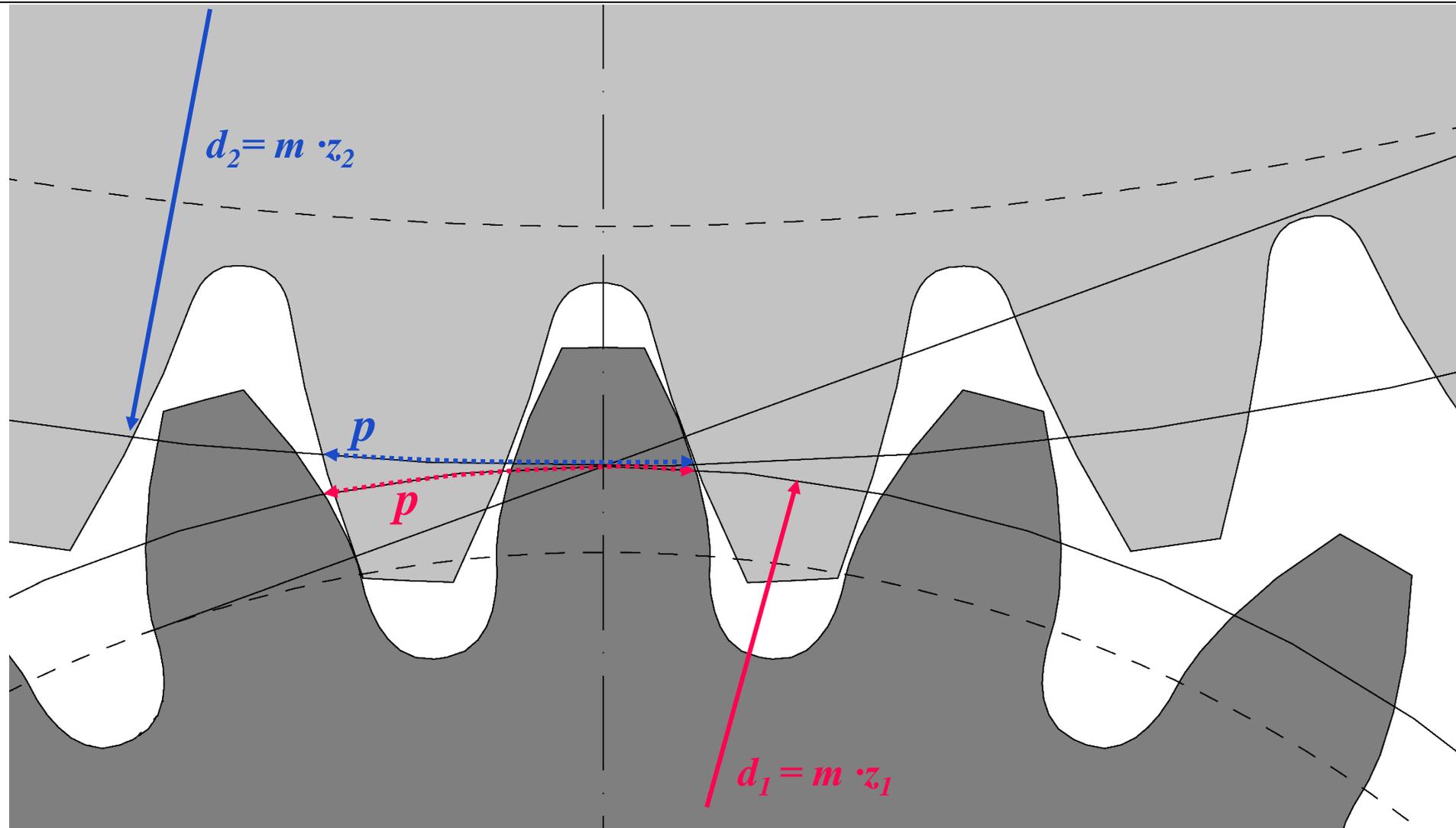
$$d_2 \cdot \pi = p \cdot z_2$$

m : Modul

$$p = m \cdot \pi$$

$$d_1 = m \cdot z_1$$

$$d_2 = m \cdot z_2$$



Zahnradgeometrie

Zahnradkräfte

hier vereinfacht :

Nullverzahnungen, Profilverschiebung
Zahnabmessungen nach RM GL21.5
Schrägverzahnung mit Schägungswinkel β
Durchmesser nach RM GL21.38

$$x_i = 0$$

$$d_i = z_i \cdot m_n \cdot \frac{1}{\cos \beta}$$

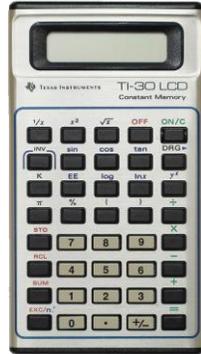
Null- Achsabstand RM GL 21.42

$$a_{(d)} = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

Nenn Drehmoment RM GL 21.70

$$T_i = F_{ti} \cdot \frac{d_i}{2}$$

Rechenwerkzeuge



Apache
OpenOffice™



LibreOffice®



Berechnungswerkzeuge

MathCad

$$\sigma_{HSB} := \sqrt{\frac{F_{tSB}}{b \cdot d_{1SB}} \cdot \frac{i_{SB} + 1}{i_{SB}}} \cdot Z_{nges} \cdot K_{Hges} = 668.09 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Calc, 123,

MS Excel

$$=WURZEL(BX2/BO2/BS2*(BD2+1)/BD2)*AT37*AT39$$

Python

```
F_tSB = 15660      #Zahnumfangskraft N
b      = 75        #Zahnbreite mm
d_1SB  = 122      #Teilkreis Ritzel SB mm
i_SB   = 4.533    #Übersetzung SB
Z_nges= 382.5     #Faktor Nennspannung
K_Hges= 1.206     #Faktor Breitentragen
```

```
sigma_HSB=((F_tSB/b/d_1SB*(i_SB+1)/i_SB)**(0.5))*Z_nges*K_Hges
```

Beispiel MathCad

Rechnen mit Einheiten

Eingabe mit Einheiten (Mechanik)

Eingabe $P_1 := 333 \text{ kW}$ $n_1 := 4444 \cdot \frac{1}{\text{min}}$

Formel $\omega_1 := 2 \cdot \pi \cdot f_1$

Ergebnis $T := \frac{P_1}{\omega_1} = 715.553 \text{ N} \cdot \text{m}$

(MathCad rechnet mit Einheiten!)

(n_1 wird in MathCad "automatisch" behandelt wie $n_1 = 74.067 \frac{1}{\text{s}}$ $f_1 := n_1$)

(Beachte in MathCad den Unterschied zwischen := und =!)

(Standardeinheit im Ergebnis ist hier $J=1 \text{ N} \cdot \text{m}$) (Achtung: 715.553 ist "715 Komma 553"!))

Eingabe ohne Einheiten

Formel $T_{RM} = \frac{P_{RM} \cdot 30}{n_{RM} \cdot \pi}$ mit P_{RM} in W und n_{RM} in $\frac{1}{\text{min}}$.

Eingabe $P_{RM} := 333000$ $n_{RM} := 4444$

Ergebnis $T_{RM} := \frac{P_{RM} \cdot 30}{n_{RM} \cdot \pi} = 715.553$

(Ungünstig. Manchmal nötig für Kompatibilität mit den RM Formeln)

dimensionsloser Weg für RM -Formeln :

$$P'_1 := \frac{P_1}{W} = 333000 \quad n'_1 := \frac{n_1}{\frac{1}{\text{min}}} = 4444 \quad T := \frac{P'_1 \cdot 30}{n'_1 \cdot \pi} = 715.553$$

Übersetzung allgemein Zahnradpaarung

Umfangsgeschwindigkeit $v = r_1 \cdot \omega_1 = r_2 \cdot \omega_2$ $d_i = 2r_i$ $d_i = m \cdot z_i$ $\omega_i = 2\pi \cdot n_i [\dots]$

Übersetzung $i = \frac{n_{an}}{n_{ab}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$ Index **1** : Ritzel (klein) Index **2** : Rad (groß)

Zähnezahlverhältnis $u = \frac{z_1}{z_2}$

- zweckmäßige, eindeutige Bezeichnungen verwenden
z.B. "langsame Stufe – schnelle Stufe" statt "erste Stufe – zweite Stufe"
oder **BB / SB**

Besonderheiten beim Schiffsantrieb

Propellerschub und -drehzahl (Var. A)

Var. A : Gasturbinenantrieb Index T , dieselektrisch Index E

-
- P Leistung
 - η_P Propellerwirkungsgrad $\approx 0,65$
 - F_A Propellerschub, Widerstand des Schiffskörpers
 - n_P Propellerdrehzahl
 - v_S Geschwindigkeit des Schiffes
-

$$\textcircled{1} \quad P \cdot \eta_P = F_A \cdot v_S$$

$$\textcircled{2} \quad F_A \sim v_S^2 \quad \text{oder} \quad \sqrt{F_A} \sim v_S \quad \text{oder} \quad \textcircled{3} \quad F_A \sim n_P^2$$

$$\textcircled{2} \text{ in } \textcircled{1} : P \cdot \eta_P \sim F_A^{\frac{3}{2}} \quad \text{oder} \quad \frac{P_T}{P_E} = \left(\frac{F_{AT}}{F_{AE}} \right)^{\frac{3}{2}} \quad \text{oder} \quad F_{AE} = F_A \left(\frac{P_E}{P_T} \right)^{\frac{2}{3}} \quad \textcircled{4}$$

$$\textcircled{2}, \textcircled{3} \text{ in } \textcircled{1} : P \cdot \eta_P \sim n_P^3 \quad \text{oder} \quad \frac{P_T}{P_E} = \left(\frac{n_{PT}}{n_{PE}} \right)^3 \quad \text{oder} \quad n_{PE} = n_{PT} \sqrt[3]{\frac{P_E}{P_T}} \quad \textcircled{5}$$

Kontrolle der vorgegebenen Werte!

bei Rückwärtsfahrt gleiche Beträge, negative Vorzeichen

Schiffsgetriebe

Berechnung Übersetzungen

Var. A:

Turbinenseite (Backbord):

Propellerdrehzahl im Turbinen-Betrieb n_{PT} aus Turbinendrehzahl n_T und Übersetzung i_{BB}

Diesel-elektrische Seite (Steuerbord):

Propellerdrehzahl Diesel-Betrieb n_{PE} aus n_{PT} , P_E , P_T .

Antriebsdrehzahl n_E aus Übersetzung i_{SB}

Var. B:

Dieselseite (Backbord):

Propellerdrehzahl n_{PD} aus Dieselmotordrehzahl n_D und Übersetzung i_{BB}

Brems-Seite (Steuerbord):

Propellerdrehmoment beim Bremsen T_{PB} aus T_{PD} ,

Besonderheiten beim Schiffsantrieb Übersetzung

$$i = \frac{n_{an}}{n_{ab}} \quad i = \frac{T_{ab}}{T_{an}}$$

Var. A : für Gasturbine → Propeller und E-Motor → Propeller
 $i > 1$ (vom Schnellen ins Langsame)

Var. B : bei Propeller → Bremse $i < 1$, bei Hilfsantrieb → Propeller $i > 1$?

Zähnezahlverhältnis $u = \frac{z_{Rad}}{z_{Ritzel}}$ statt Übersetzungsverhältnis i :

sinnvoll anwenden!

$$T_{P,brems} \approx 1,3 \cdot T_P \quad u_{BR} = \frac{T_B}{1,3 \cdot T_P} = i_{SB}$$

Schiffsgetriebe

- Das Testat zur Wellenberechnung erfolgt mit der Nachrechnung der **Propellerwelle**
- Für die beiden Betriebsfälle (Belastung auf der SB- und der BB-Seite) wird jeweils eine Nachrechnung benötigt. Zum Testat wählen Sie den Betriebsfall mit der größeren Zahnkraft am Zahnrad. Den anderen Fall berechnen Sie später selbständig.
- In der Regel ergeben sich bei der Propellerwelle hohe Sicherheiten, das schadet aber nicht.
(Zu hohe Verzahnungssicherheiten machen das Getriebe groß, schwer und teuer. Hohe Wellensicherheiten beeinflussen Gesamtgröße und –gewicht des Getriebes aber kaum und werden deshalb akzeptiert.
Bei Getriebewellen sind steife Wellen günstig, um Verzahnungsprobleme wegen Wellenbiegung zu vermeiden, auch das führt in der Regel zu relativ hohen Wellensicherheiten.)

Schiffsgetriebe

Var. B

- Wellenbelastung der Bremsenwelle (später)
aus der Höchstbelastung bei Vorwärtsfahrt
Für die Bremsenwelle der Var. B sind wegen der vergleichsweise geringen
Belastungszeitanteile um ca. 25% abgesenkte Sicherheiten der Wellentragfähigkeit
akzeptabel.
Aber: Wellensteifigkeit beachten!
Und: Welle-Nabe-Verbindungen (WNV) benötigen die volle geforderte Sicherheit!
- Lagerbelastung und –lebensdauer (später) :
aus der Höchstbelastung bei Vorwärtsfahrt
Axiallager für Rückwärtsfahren bzw. Bremsen
Lager der Bremsenwelle Var. B

$$L_{h10soll} > 20.000 \text{ h}$$

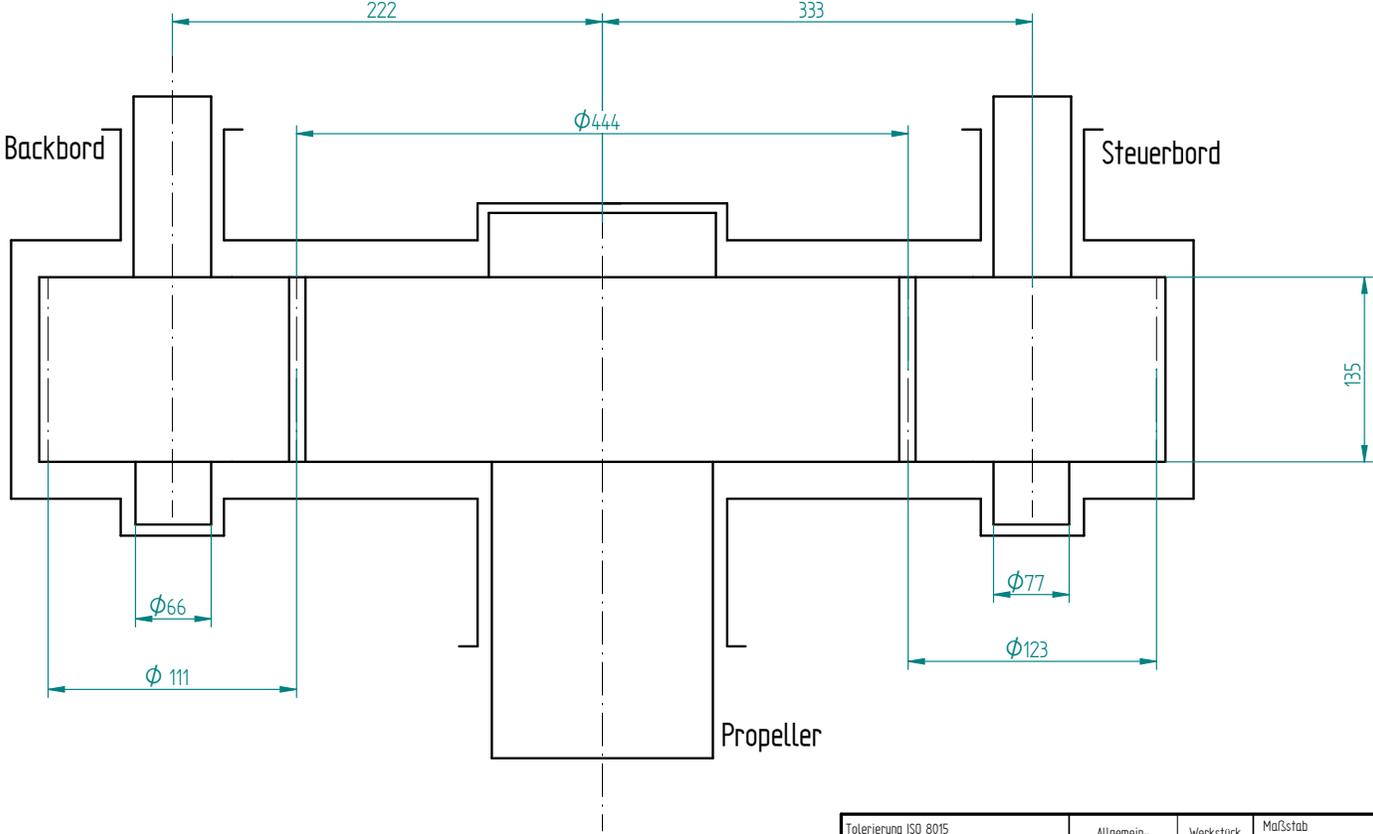
$$L_{h10soll} > 2.000 \text{ h}$$

$$L_{h10soll} > 12.000 \text{ h}$$

Ergebnisse bis jetzt

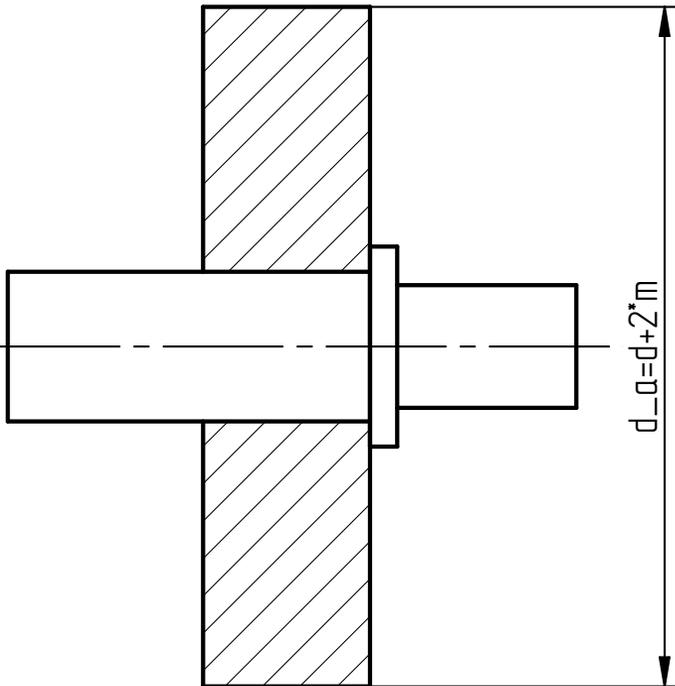
- Drehzahlen
- Drehmomente
- Zahnradabmessungen, Achsabstände

Anordnung auf der Zeichnung

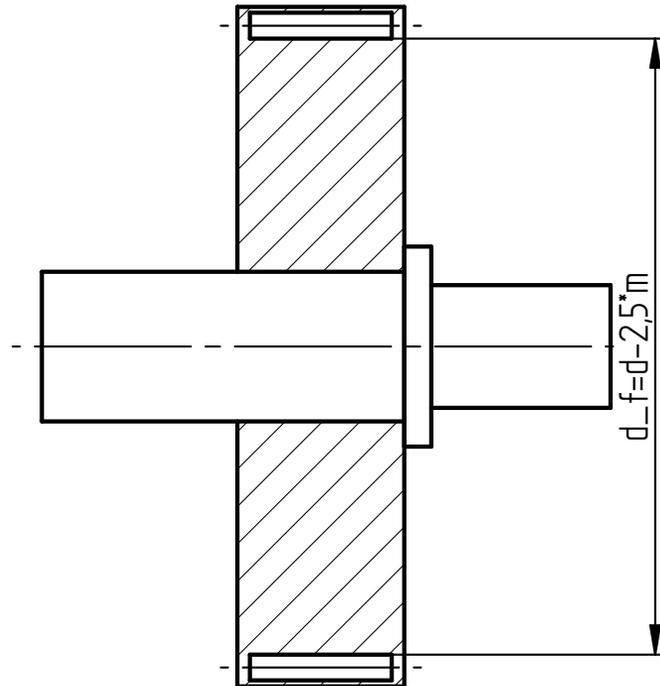


Tolerierung ISO 8015		Allgemein-toleranz ISO 2768-mK		Werkstück-kanten DIN 6784		Maßstab	
						Werkstoff:	
			Datum	Name			
			Bearb.				
			Gepr.				
			Norm				
THA Fakultät Maschinenbau und Verfahrenstechnik						Blatt	
Zust.	Anderung	Datum	Name			BL	

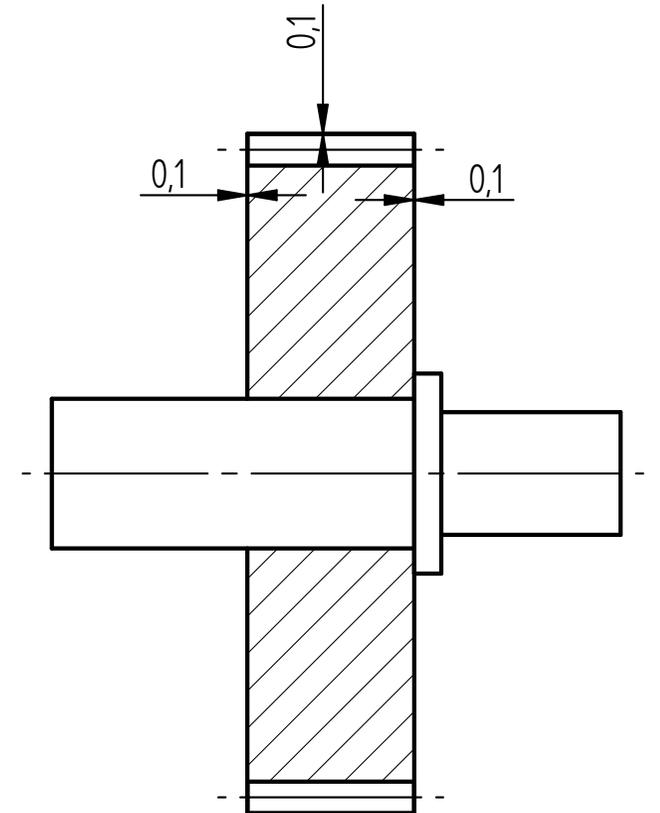
Vereinfachte CAD-Modellierung und normgerechte Darstellung der Zahnräder



◦ Stirnrad als Scheibe mit Kopfkreisdurchmesser



◦ "Ring" "abziehen"



◦ fertiges normgerechtes Zahnrad

Beispiel Schiffsgetriebelagerung (für uns: ohne Kupplung, Hohlwelle, Nebenabtrieb...)

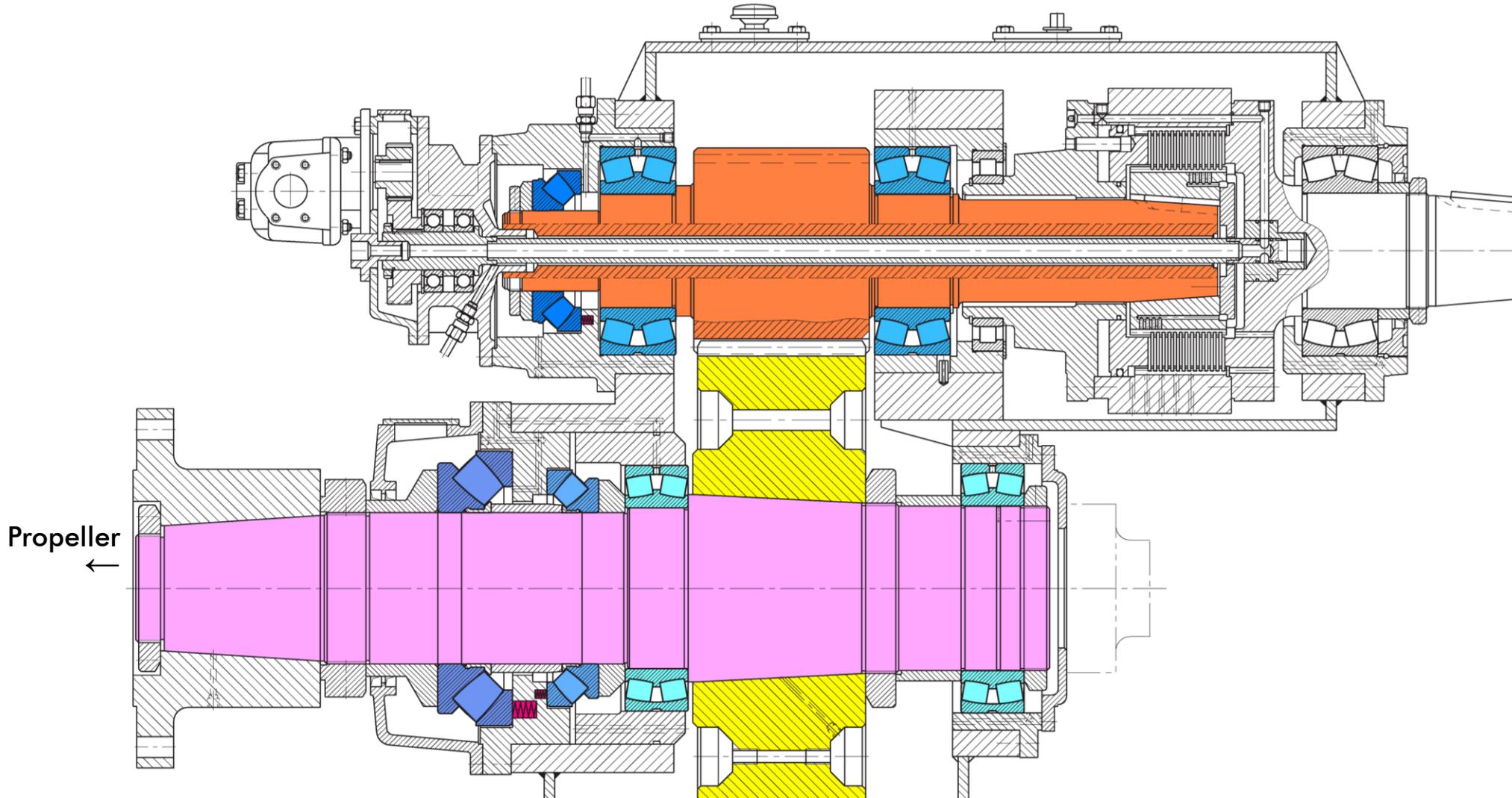


Bild: FAG

Wellenauslegung - Ablauf

- ↓ Leistung – Drehmomente, Lastdaten der Zahnradstufen
- ↓ Wellenmindestdurchmesser, Wellengroblayout
- ↓ Welle-Nabe-Verbindungen WNV
- ↓ Lastdaten für die Wellennachrechnung
- ↓ Kräfteplan
- ↓ Programm Ein- und Ausgabe
- ↓ Überprüfen
- ↓ Dokumentieren

Vorauslegung Wellendurchmesser

- Verzahnung einsatzgehärtet, Welle blindgehärtet
z.B. nach RM Bild 11-21, Gl 11-13 $T = T_{nenn} \cdot K_A$

$$d' \approx 2,7 \cdot 3 \sqrt{\frac{T}{\tau_{tD}}}$$

d' in mm
 T in Nmm
 τ_{tD} in $\frac{N}{mm^2}$

hier im Beispiel:

$$d_{Welle,min} \approx 42 \text{ mm}$$

- Kontrolle Fußkreis Ritzel d_F (β zunächst vernachlässigt)

$$d_F \approx d \cdot 2,5 \cdot m \quad \text{hier} \quad d_F \approx 59 \text{ mm} > d_{Welle} \rightarrow \text{o.k.}$$

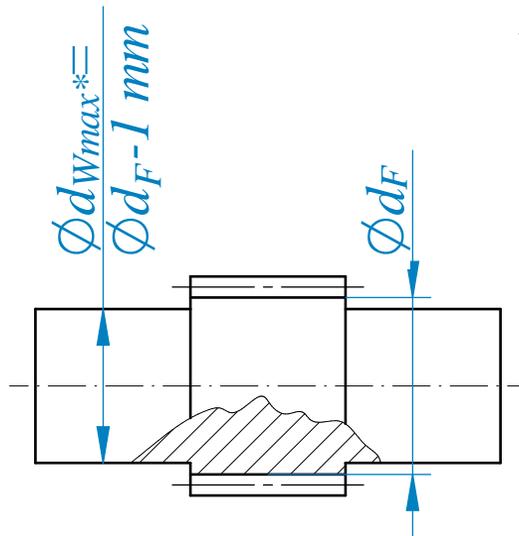
- Wellenenden \approx genormt! (Hoischen Kap.8, "kurz")

Skizze der Räder und Wellen

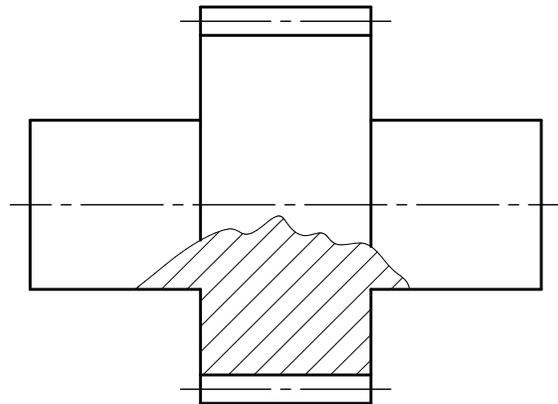
- ⚙ nur Hauptmaße
- ⚙ keine Details und Bearbeitung
- ⚙ Zahnräder als Scheiben, keine Zähne im CAD modelliert
- ⚙ Verzahnungsdarstellung normgerecht (Hoischen!)

Wellen-Groblayout Ritzel und Welle

1. Wellendurchmesser abschätzen nach Folie "Vorauslegung Wellendurchmesser"
2. Bauart Welle:

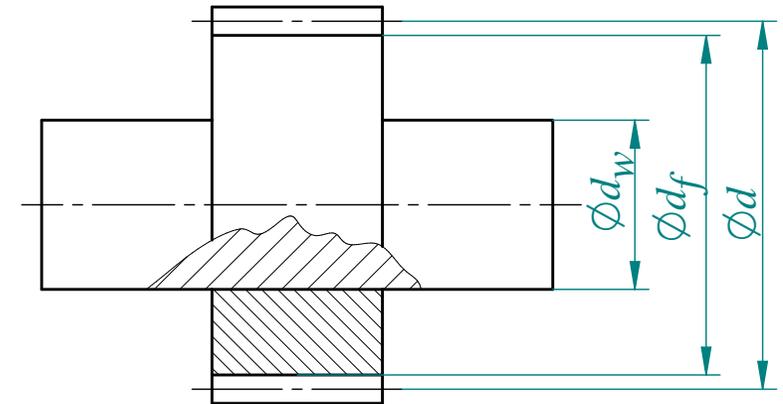


aufgeschnittenes Ritzel



aufgeschnittenes Ritzel
("Ritzelwelle")
möglich bis $d_f - d_w > 1 \text{ mm}$

gebautes Ritzel



gebautes Ritzel empfohlen
bei $d_f - d_w > 5 \cdot m_n$

Wellen-Groblayout

Anhaltswerte

$$a \approx 4\text{mm} + 1,5 \cdot m_{n2} \cdot k$$

$$v_t \leq 50 \frac{\text{m}}{\text{s}} : k = 1$$

$$v_t > 50 \frac{\text{m}}{\text{s}} : k = \frac{1}{40} (v_t \cdot \frac{\text{s}}{\text{m}} - 10)$$

$$a_{\text{max}} = 70\text{mm}$$

$$b \approx d_{\text{Welle}} \cdot \frac{1}{3}$$

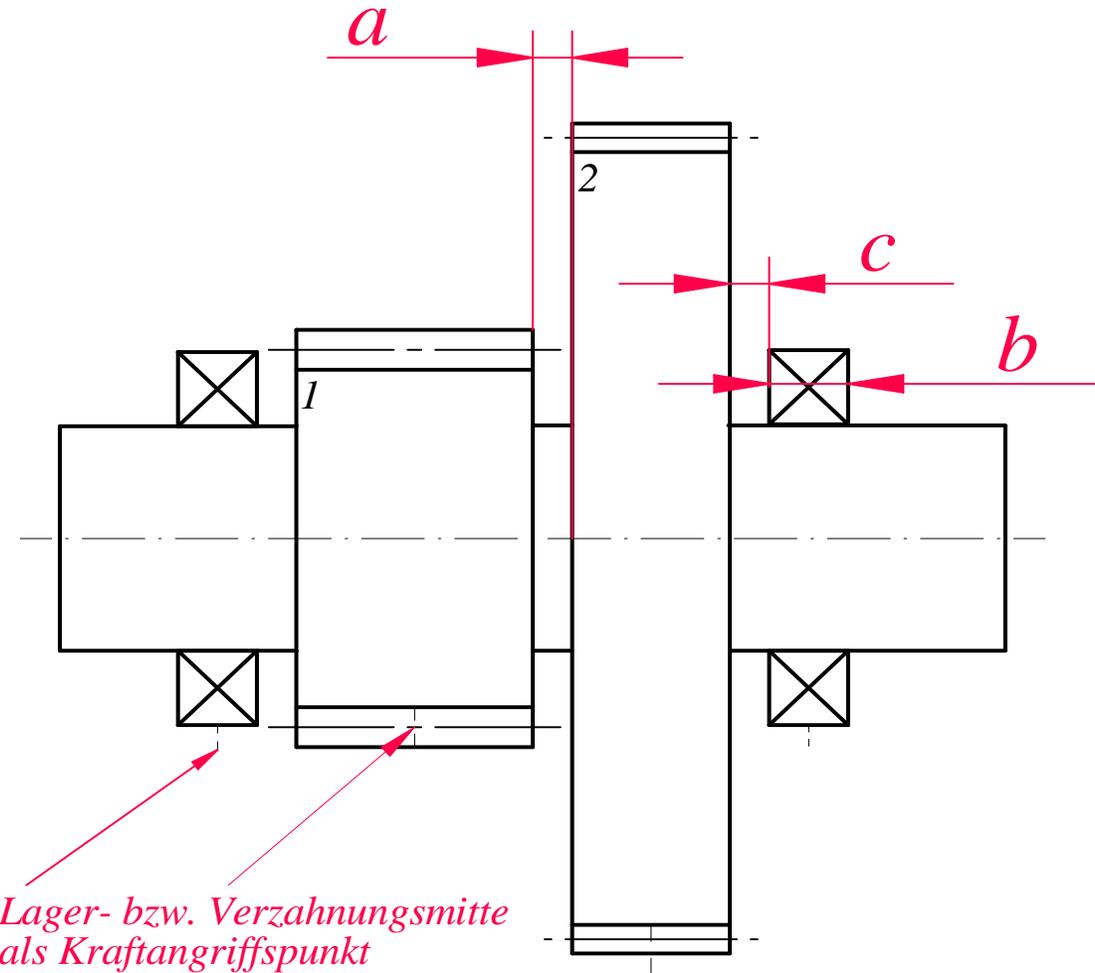
Loslager :

$$c_{LL} \approx 4\text{mm} + 3 \cdot m_{n2} \cdot k \quad (k \text{ wie oben})$$

Festlager

$$c_{FL} \approx 4\text{mm} + 3 \cdot m_{n2} \cdot k + \frac{b}{3}$$

(v_t = Umfangsgeschwindigkeit)



Wellen-Groblayout Propellerwelle Schiff

(nur eine Verzahnung)

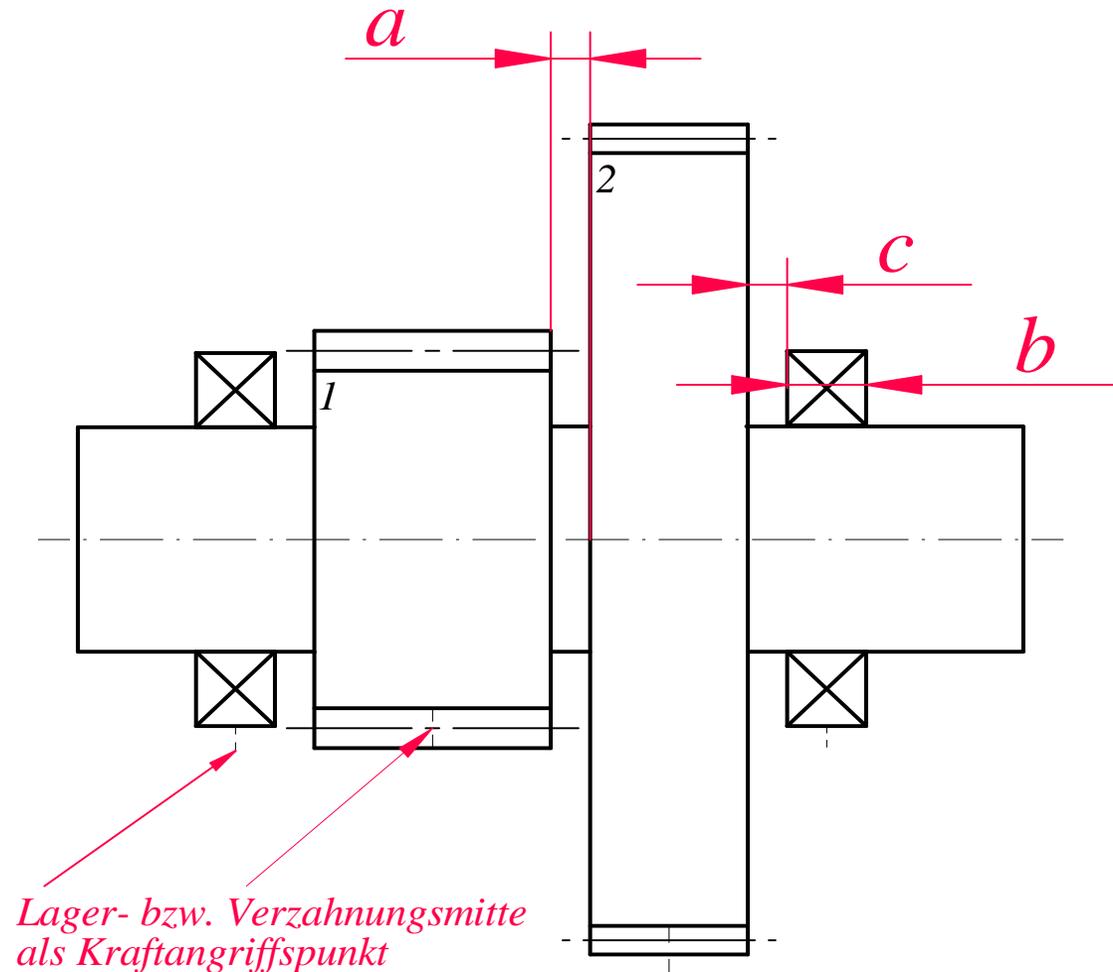
Abschätzung

b , c_{LL} für beide Radiallager als Loslager

Abschätzung Axiallagerkombination

$b \approx d_{Welle}$

Aufbau des CAD-Modells so,
dass später Änderungen
einfach möglich sind!



Wellenauslegung - Ablauf

- ↓ Leistung – Drehmomente, Lastdaten der Zahnradstufen
- ↓ Wellenmindestdurchmesser, Wellengroblayout
- ↓ Welle-Nabe-Verbindungen WNV
- ↓ Lastdaten für die Wellennachrechnung
- ↓ Kräfteplan
- ↓ Programm Ein- und Ausgabe
- ↓ Überprüfen
- ↓ Dokumentieren

Wellen-Layout

Drehmoment übertragende Teile (meist fürs Groblayout noch nicht nötig)

An-, Abtrieb, Zahnrad auf Welle, ...

- Passfeder? (zur Eignung beachte RM Bild 12-1. Auch l/d beachten!)

Zahnwellen? (z.B. DIN 5480, l/d beachten!)

- **zyl. Pressverband (Schrumpfsitz) ←Empfehlung!**

höhere Sicherheit als bei Welle und Verzahnung erforderlich

wegen z.B. Herstelltoleranzen, Reibwertunsicherheit, ...

Fliehkrafteinfluss beachten!

Fügetemperatur < Anlasstemperatur Einsatzstahl (Welle kühlen?)

Spannung außen am Außenteil?

(sollte hier bei Zahnrädern < **100** N/mm² sein, Zahnfußsicherheit beachten!)

Berechnung mit MDESIGN, nicht mit Excel-File von RM!

Zuerst Vorauslegung, dann NACHrechnung (Ausdruck zur Abgabe: nur Nachrechnung!).

Ergebnis: **$T_{übertragbar} >! T_{nenn} \cdot \text{Sicherheit}$**

„Sicherheit“ ggf. von Hand ausrechnen und nachweisen!

- Stirnflächen-Schraubverbindung z.B. RM Bsp.8.3

Wellenauslegung - Ablauf

- ↓ Leistung – Drehmomente, Lastdaten der Zahnradstufen
- ↓ Wellenmindestdurchmesser, Wellengroblayout
- ↓ Welle-Nabe-Verbindungen WNV
- ↓ Lastdaten für die Wellennachrechnung
- ↓ Kräfteplan
- ↓ Programm Ein- und Ausgabe
- ↓ Überprüfen
- ↓ Dokumentieren

Welle Nachweis

Festigkeitsnachweis

Nachweis der **Sicherheit gegen Dauerbruch**
(Ermüdungs- oder Schwingungsbruch)

Nachweis der **Sicherheit gegen Verformung**
(Anriss oder Gewaltbruch)

Wellenberechnung mit MDESIGN-Welle

Zur Wellenberechnung ist die Vollversion oder die Studentenversion von MDESIGN nicht nötig.

Die Version *MDESIGN-Roloff/Matek Edition*

ist für Studenten kostenfrei und funktionseingeschränkt, aber hier ausreichend. Andere Programme zur Wellenberechnung nach DIN 743 sind auch möglich, werden aber nicht von uns betreut.

Die Studentenversion von MDesign

(s.o., im Rechenzentrum, oder gegen xx€ beim Hersteller, Sammelbestellung?)

ist in einigen Features etwas komfortabler.



Wellenberechnung mit MDESIGN-Welle

Mdesign Roloff/Matek

eingeschränkte Funktionalität bei Wellenberechnung,
z.B. mögliche Zahl der Wellenabschnitte begrenzt,
Hohlwelle nicht möglich.

Abhilfen:

- Verwendung von *Mdesign Student* im Rechenzentrum
- Sinnvolle Konstruktion, Vereinfachung der Wellengeometrie
(nicht belastete Wellenabschnitte weglassen, Welle "aufteilen",
Welle im Bereich hoher Sicherheiten gröber modellieren?)

Wellenberechnung mit MDESIGN-Welle

in Anlehnung an DIN 743

Programmeingaben

- ↩ Berechnungsumfang
- ↩ Wellenwerkstoff
- ↩ Wellengeometrie
- ↩ Position der Lager
- ↩ Belastungen (Kräfte und Momente)
- ↩ Sicherheiten

MDESIGN mechanical

↳ Wellen, Achsen, Träger

↳ Wellenberechnung Basis



Belastung

Kräfte, Momente

Drehmoment wechselnd oder schwellend ?

Axialkraft Verzahnung wechselnd oder schwellend, Richtung ?

Propelleraxialkraft?

→ Überlegen, s. Angabe!

Anwendungsfaktor $K_A = ?$

→ s. Angabe

WELLEN Dauerfestigkeit:

Die Wellenberechnung erfolgt mit einem Bezugsmoment,
eine Verwendung von K_A ist im Programm nicht vorgesehen. (→Folie Bezugsbelastung)

hier also: $T_{Bez} = T_{nenn} \cdot K_A$ ebenso: $F_{xx} = F_{verz.rechn.} \cdot K_A$ und $P_{Bez} = P_{nenn} \cdot K_A!$

statische Festigkeit:

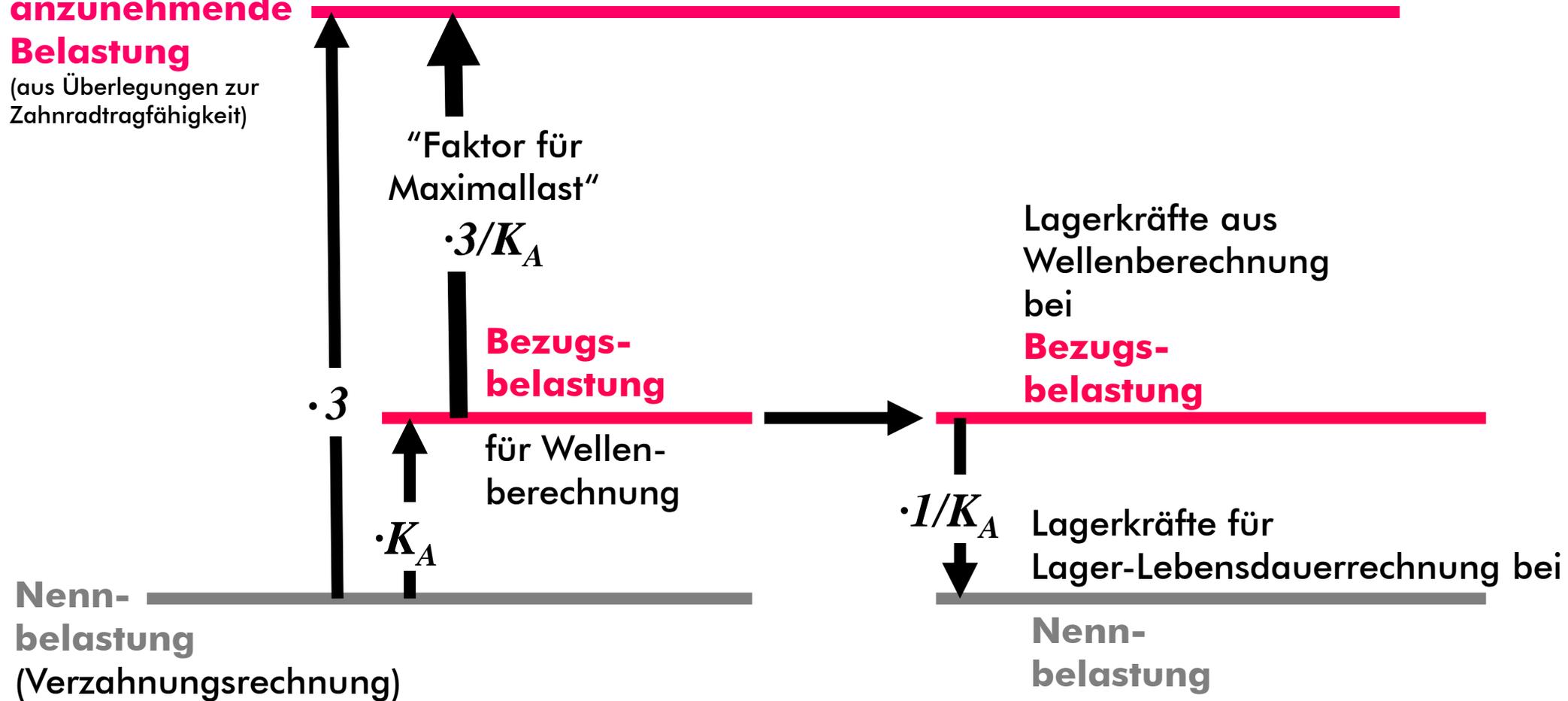
hier vorgegeben: $T_{max} = T_{nenn} \cdot 3$

dem Wellenprogramm ist aber T_{nenn} nicht „bekannt“, also gilt für den Faktor $f_{max} = T_{max} / T_{Bez}$.

Belastungen in Verzahnungs-, Wellen-, und Lagerrechnung

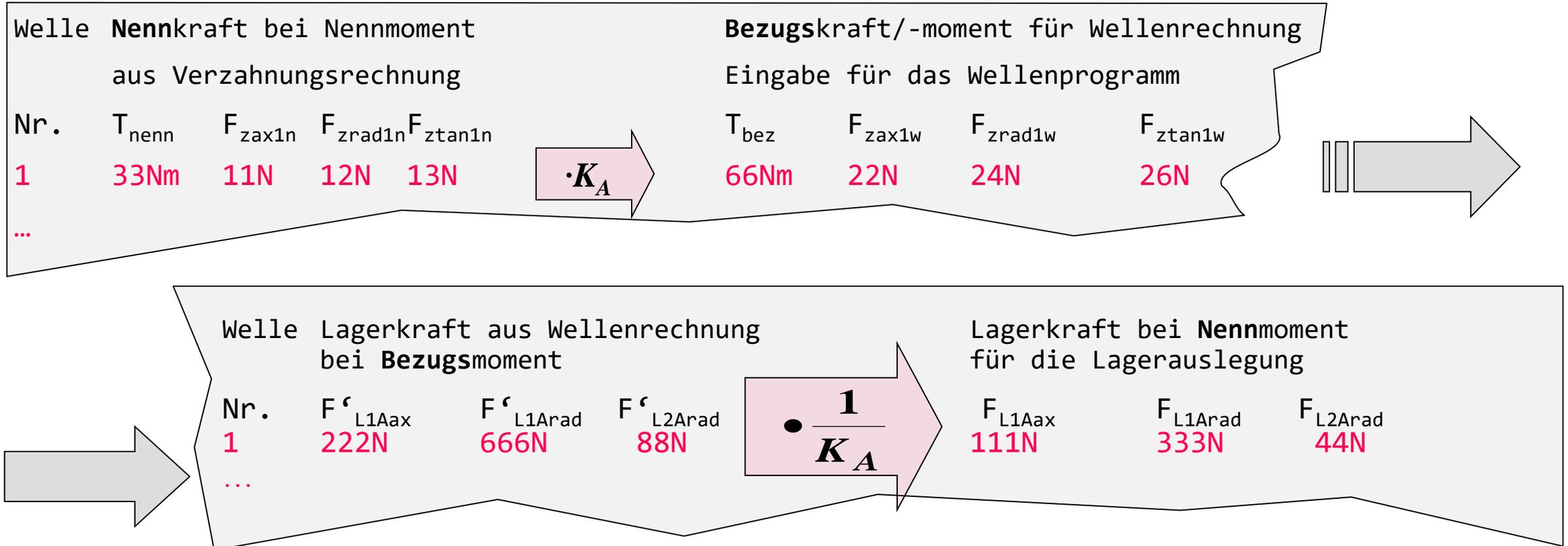
Maximal anzunehmende Belastung

(aus Überlegungen zur
Zahnradtragfähigkeit)



Belastungswerte für verschiedene Berechnungen übersichtlich Darstellen

Beispieltabelle für $\kappa_A=2$: (Achtung: κ_A Ihrer Aufgabe kann einen anderen Wert haben!)



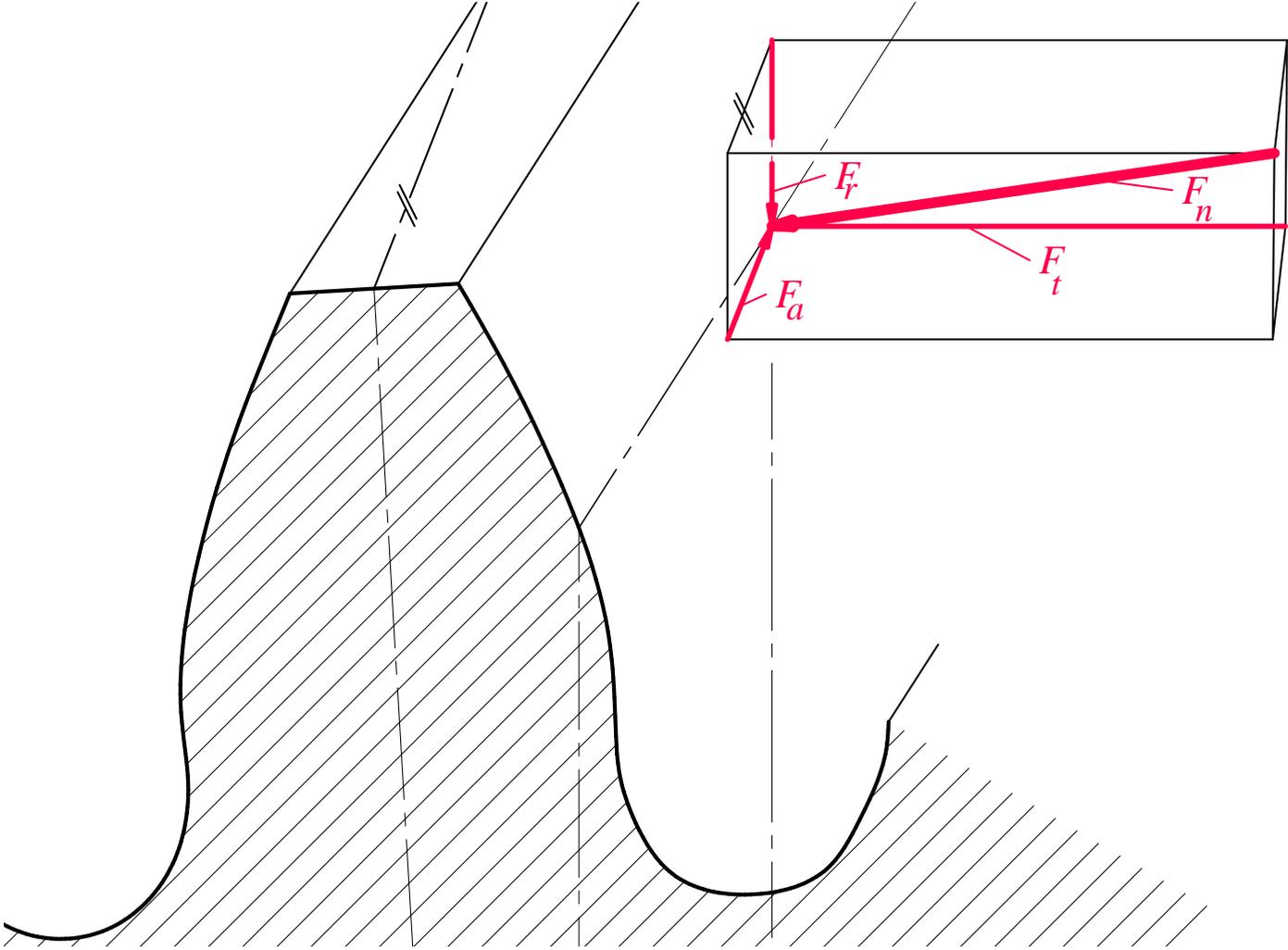
MDESIGN- Wellenberechnung

- Eingabe zu Beanspruchungsart:
 - Zug-Druck, Biegung, Torsion:
schwellig, wechselnd, ...?
Aus Angabe oder eigenen Überlegungen (aufschreiben?)
- Faktor für Maximallast: s.oben
- Wellenwerkstoff: lt. RM oder aus Konstruktion
- Wellengeometrie, Kerbform, Lager:
Vorerst nach Groblayout
- Überlastungsfall nach RM Kap.3.5.2 Abs.2

Wellenauslegung - Ablauf

- ↓ Leistung – Drehmomente, Lastdaten der Zahnradstufen
- ↓ Wellenmindestdurchmesser, Wellengroblayout
- ↓ Welle-Nabe-Verbindungen WNV
- ↓ Lastdaten für die Wellennachrechnung
- ↓ Kräfteplan
- ↓ Programm Ein- und Ausgabe
- ↓ Überprüfen
- ↓ Dokumentieren

Verzahnungskräfte Schrägverzahnung

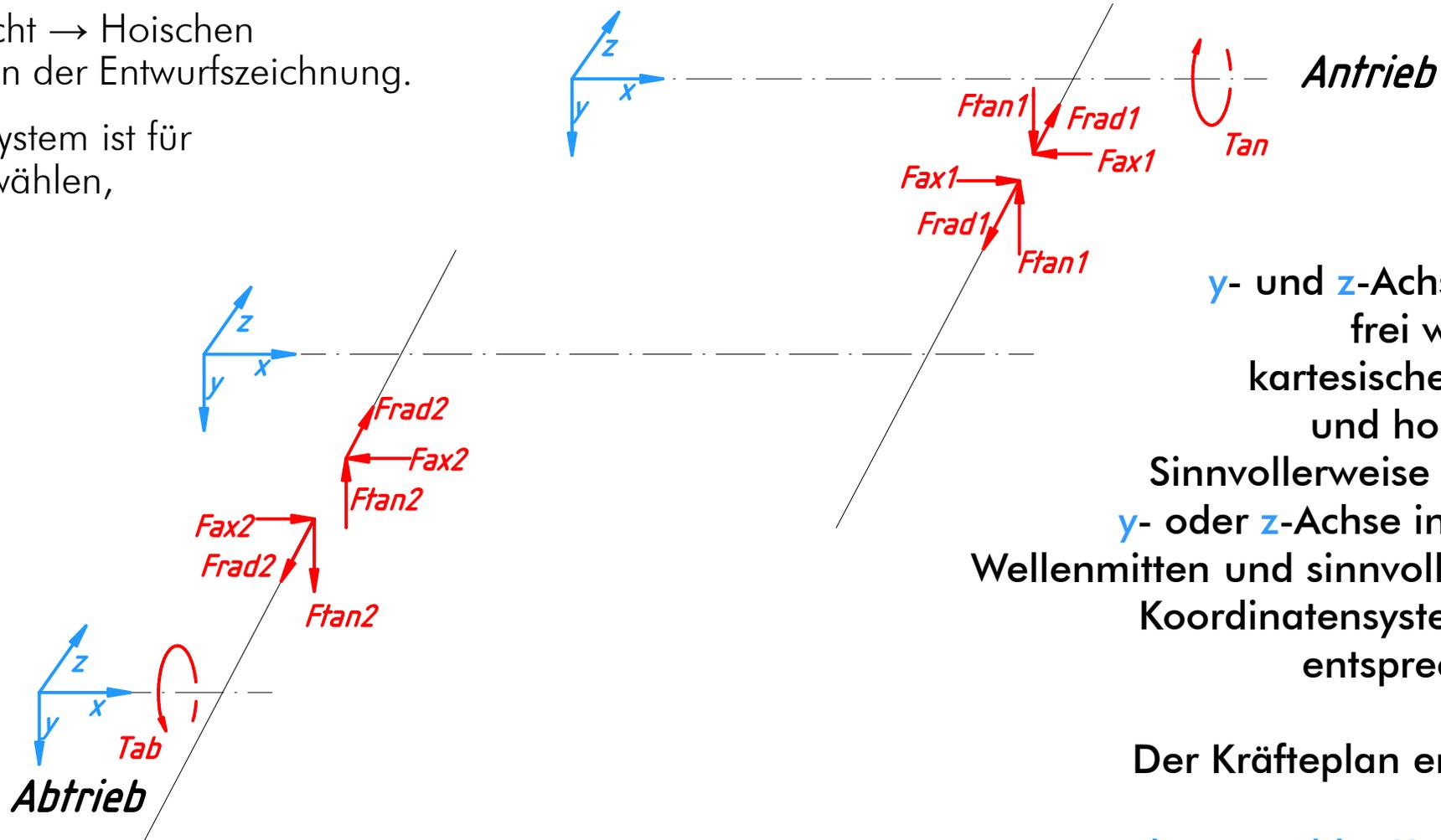


Kräfteplan gesamt

(Beispiel, weicht evtl. von der aktuellen Aufgabe ab!)

Isometrische Ansicht → Hoischen
Blickrichtung wie in der Entwurfszeichnung.

Das Koordinatensystem ist für
jede Welle so zu wählen,
dass die
x-Achse
jeweils
in der
Wellenmitte liegt.



y- und z-Achsenrichtung sind
frei wählbar, aber als
kartesisches Rechts-System
und horizontal/vertikal.
Sinnvollerweise liegen entweder
y- oder z-Achse in der Ebene aller
Wellenmitten und sinnvollerweise sind die
Koordinatensysteme aller Wellen
entsprechend orientiert.

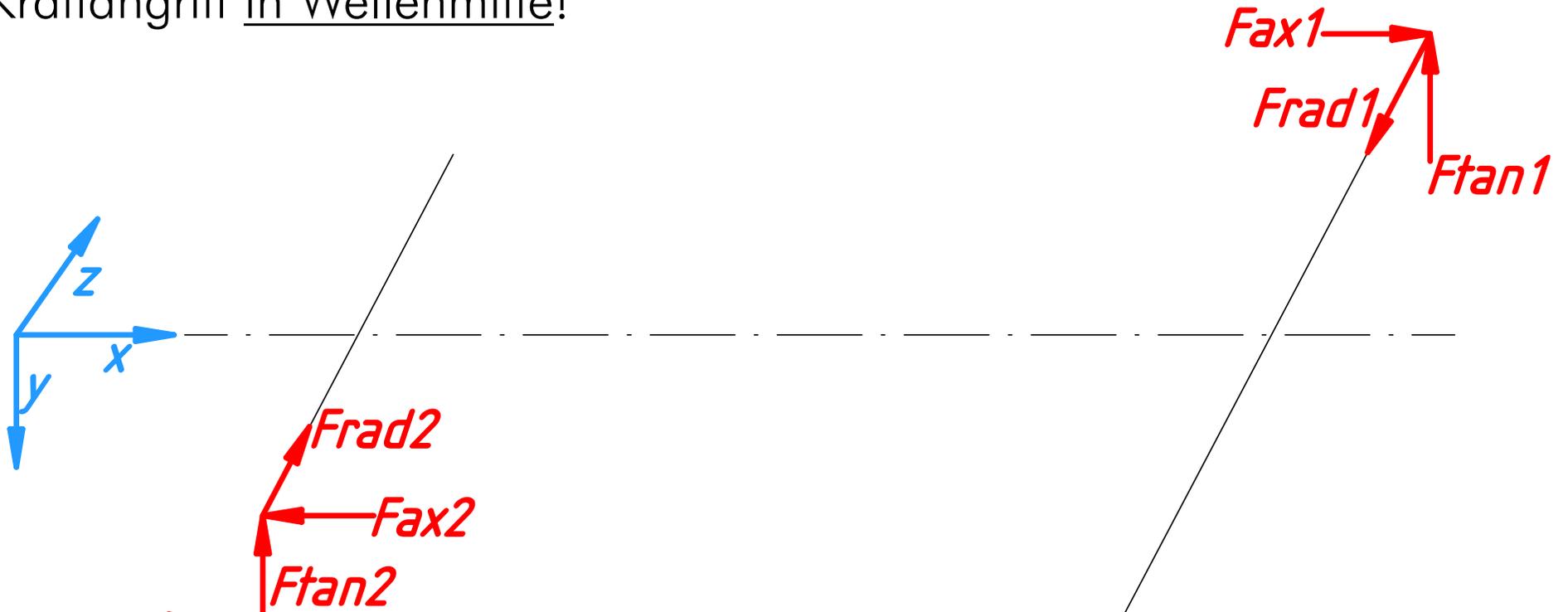
Der Kräfteplan enthält unbedingt

- alle Kräfte
- das gewählte Koordinatensystem

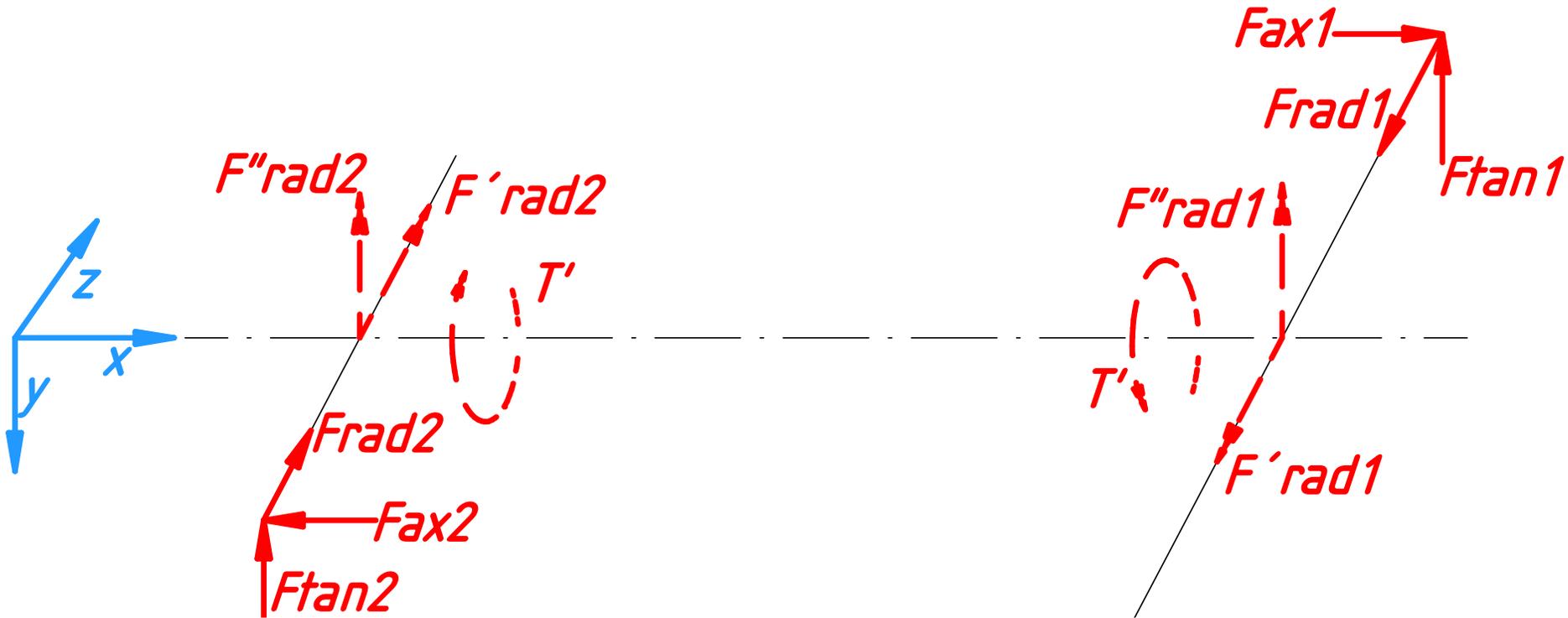
Kräfteplan Zwischenwelle (Beispiel)

Verzahnung: F_{tan} , F_{rad} , F_{ax} am Verzahnungsdurchmesser,
Kräfte von außen aufs Zahnrad

MDESIGN-Welle verarbeitet Kräfte senkrecht zur Wellendrehachse
aber nur mit Kraftangriff in Wellenmitte!



Kräfteplan Zwischenwelle

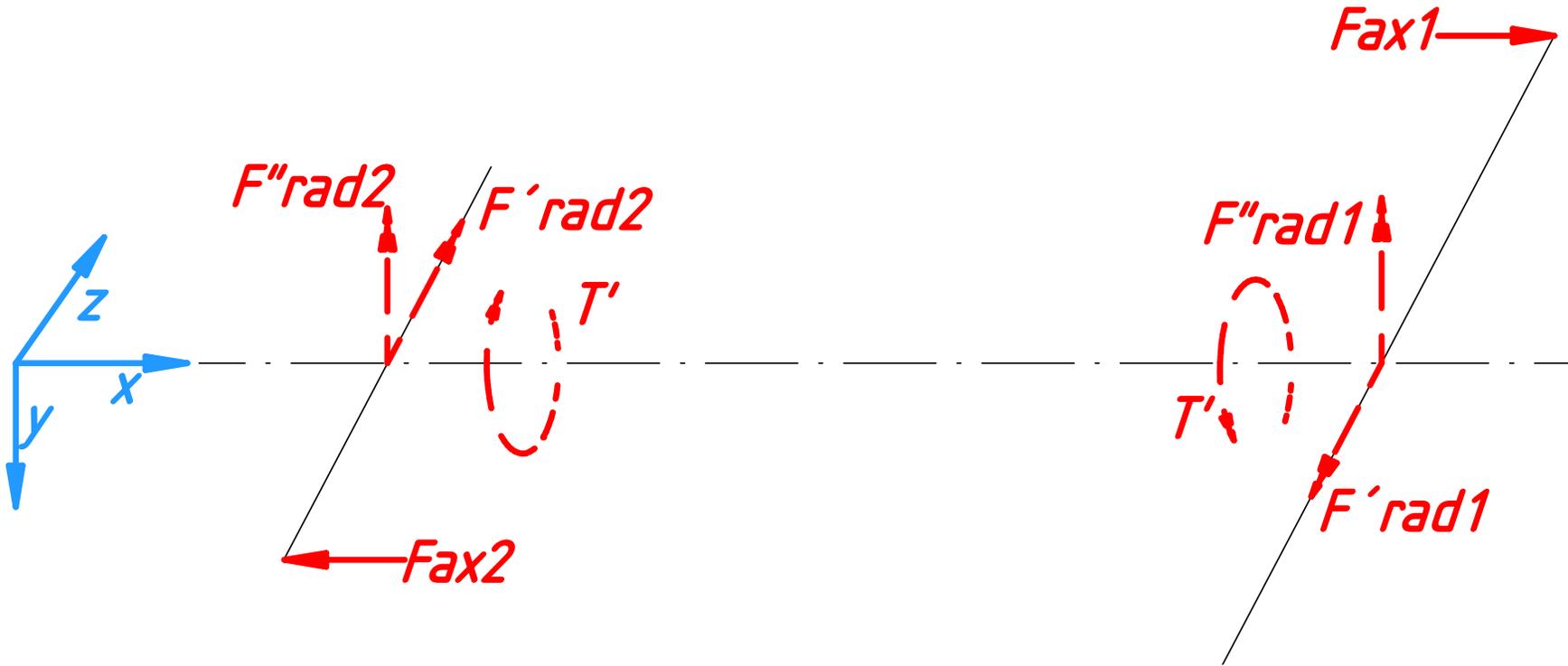


F_{rad1} wird entlang der Wirkungslinie verschoben zu F'_{rad1} .

F_{tan1} muss ersetzt werden durch F''_{rad1} und Drehmoment T' !

Ebenso die Kräfte in 2.

Kräfteplan Zwischenwelle für MDESIGN



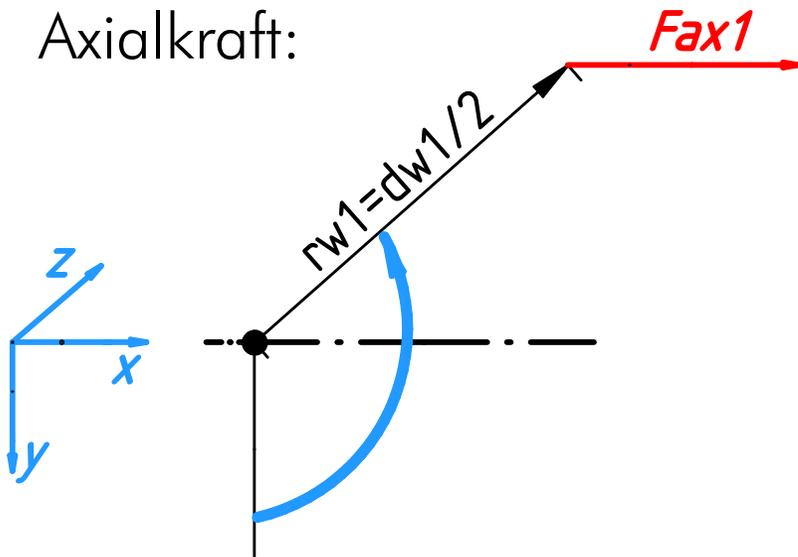
**Nur diese Kräfte und Momente werden
nun für die Berechnung mit MDESIGN verwendet!**

MDESIGN-Welle

Angabe der Axialkraft im Raum

Im Programm ist ausgehend vom vorher gewählten Koordinatensystem für die Angabe der Kräfte im Raum ein strenges Schema vorgegeben.

Axialkraft:



„Drehe von Richtung **y**-Achse um die **x**-Achse in Richtung **z**-Achse bis zum Kraftangriff!“

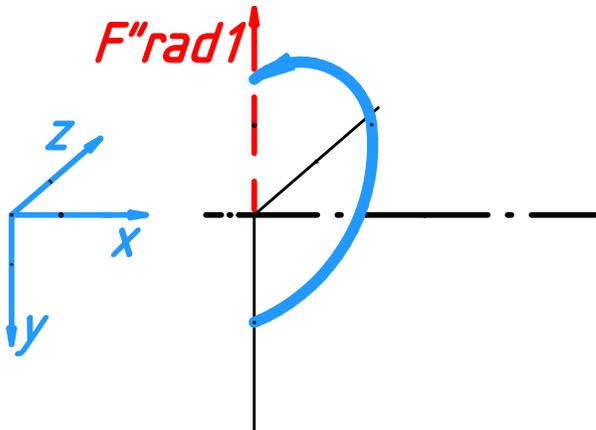
Hier im Beispiel:

Fax1: Betrag : positiv
Radius: Wälzkreisradius
Winkel α : 90°

MDESIGN-Welle

Angabe der Radialkrafttrichtung

Radialkräfte greifen immer in Wellenmitte an.
Zahnradtangentialkräfte sind umzurechnen (s.oben).



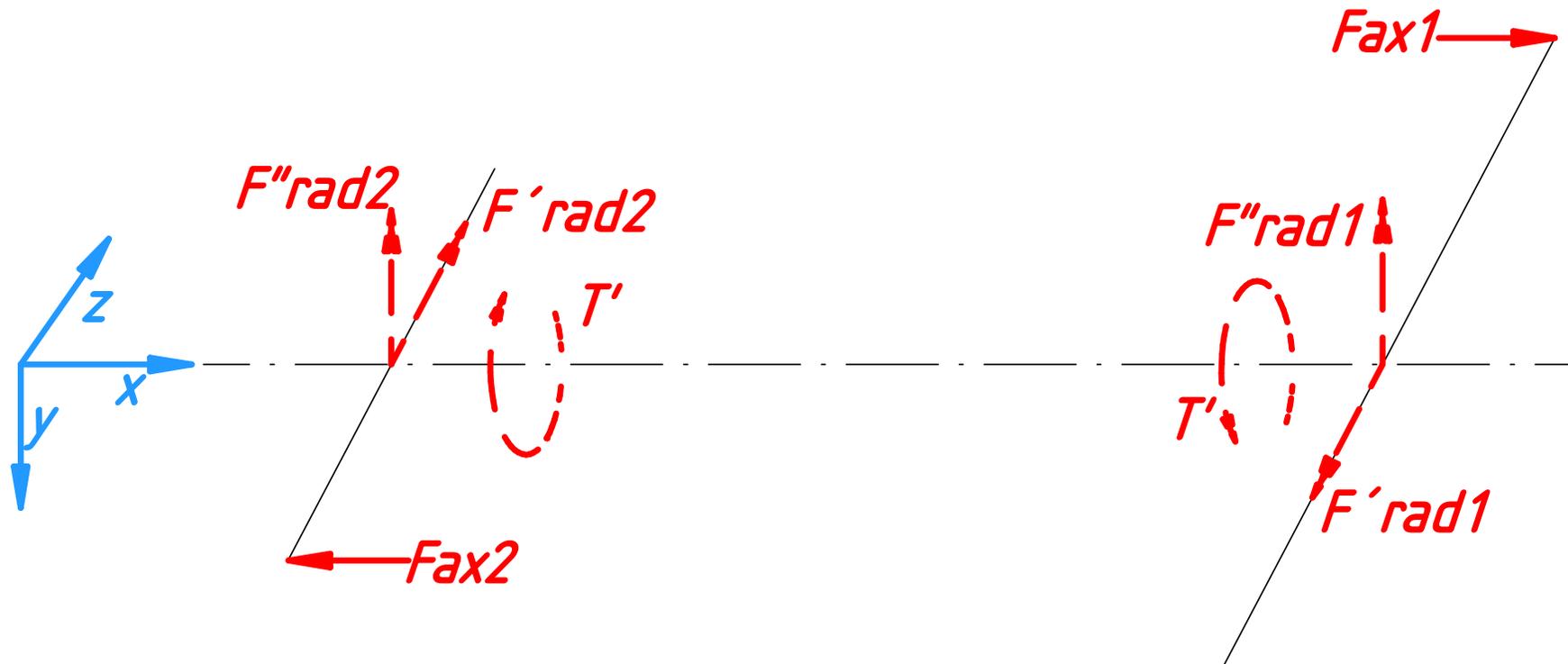
„Drehe von Richtung **y**-Achse
um die **x**-Achse in Richtung
z-Achse bis zum Kraftangriff!“

Hier im Beispiel:

F''rad1: Betrag: positiv (von der Welle weg)

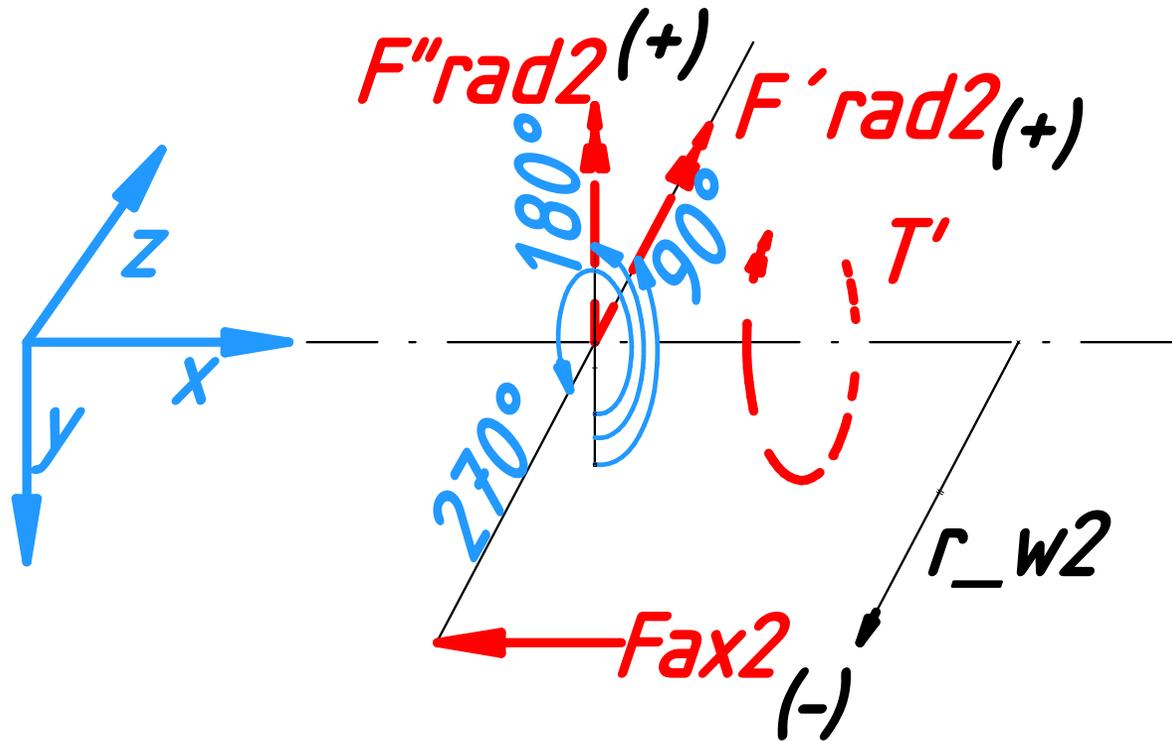
Winkel α : **+180°**

Beispiel Kräfteplan Zwischenwelle für MDESIGN



Beispiel Kräfteplan für MDESIGN

Zwischenwelle Zahneingriff2



Wellenauslegung - Testat

- zum Testat wird zunächst nur die mittlere Welle bearbeitet
- Layout dieser Welle zunächst grob,
nach dem Testat weiter detailliert

- andere Wellen erst nach dem Testat und nach weiteren Hinweisen!

Wellenauslegung - Ablauf

- ↓ Leistung – Drehmomente, Lastdaten der Zahnradstufen
- ↓ Wellenmindestdurchmesser, Wellengroblayout
- ↓ Welle-Nabe-Verbindungen WNV
- ↓ Lastdaten für die Wellennachrechnung
- ↓ Kräfteplan
- ↓ Programm Ein- und Ausgabe
- ↓ Überprüfen
- ↓ Dokumentieren

MDESIGN- Wellenberechnung

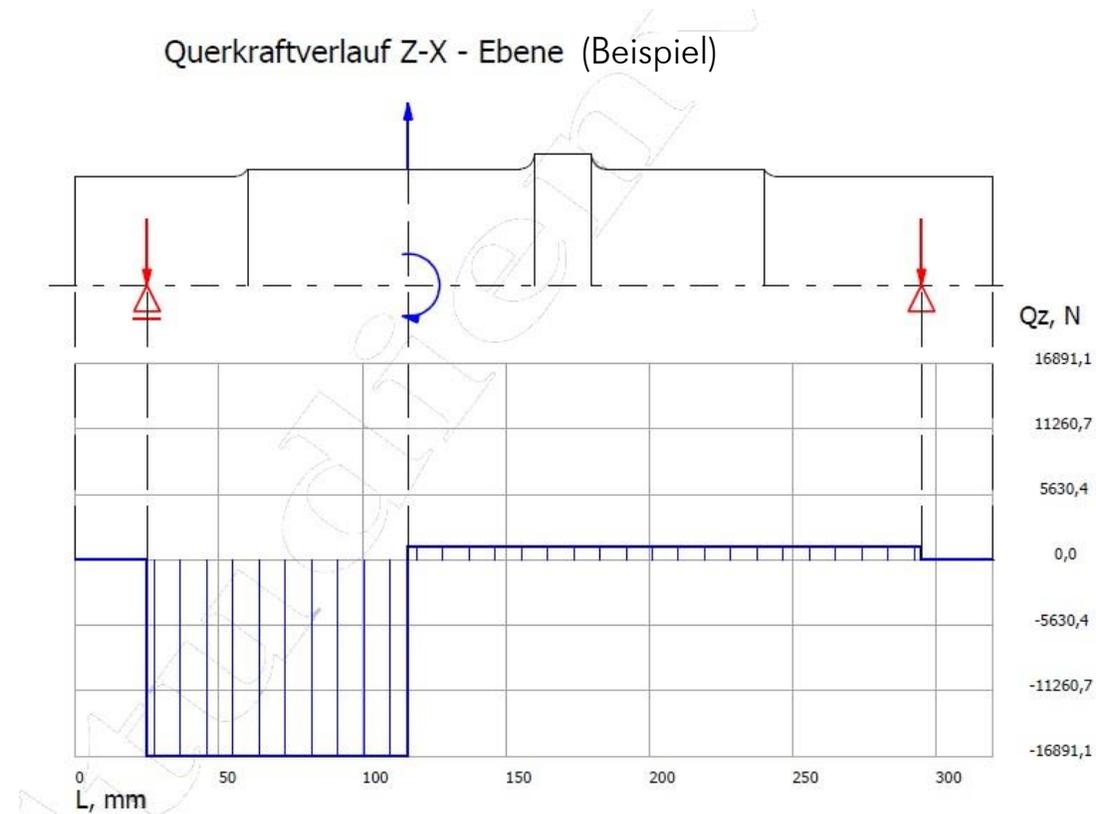
- **F'rad** und **F''rad** nehmen Sie am besten immer positiv an, das erleichtert Ihnen und uns die Kontrolle
- Vergessen Sie nicht die Eingabe der Torsionsmomente nicht!
- Überlastungsfall (RM Kap. 3.5.2) ?
- Sicherheiten wählen Sie hier selbst und begründen diese schriftlich!
(Schadensfolge, Entdeckungswahrscheinlichkeit, ...)
z.B. nach RM

Wellenauslegung - Ablauf

- ↓ Leistung – Drehmomente, Lastdaten der Zahnradstufen
- ↓ Wellenmindestdurchmesser, Wellengroblayout
- ↓ Welle-Nabe-Verbindungen WNV
- ↓ Lastdaten für die Wellennachrechnung
- ↓ Kräfteplan
- ↓ Programm Ein- und Ausgabe
- ↓ Überprüfen
- ↓ Dokumentieren

Kontrolle der Eingabe

- Sind alle Eingabewerte vorhanden?
- Krafrichtungen in der 3D-Ansicht der Welle überprüfen
- Querkraftverlauf in x-y- und x-z-Richtung mit ausplotten und überprüfen!



Kontrolle der Ergebnisse

- Plausibilität?
- Warnmeldungen?
- Sicherheit ausreichend?

Abhilfe bei zu geringer Sicherheit

Kerbwirkung verringern
Durchmesser vergrößern
evtl. Werkstoff ändern

Sicherheiten?

Auswahl schriftlich begründen!

(Schadensfolge,
Entdeckungswahrscheinlichkeit, ...)
z.B. nach RM

Sicherheiten nie aufrunden!

Beispiel:

$$S_{\text{gefordert}} = 1,3$$

$$S_{\text{berechnet}} = 1,29$$

ist also zu wenig



Bild: pindakaas / wikimedia

Sicherheiten zu groß?

Verzahnungssicherheit zu groß

⇒ Getriebekosten zu hoch:
Verzahnung optimieren

Wälzlagerlebensdauer zu hoch

⇒ Lagerkosten zu hoch, evtl. Schadensrisiko:
Lagerwahl verbessern

Wellensicherheit hoch

⇒ oft kaum Einfluss auf Getriebekosten:
Welle so belassen

Wellenauslegung - Ablauf

- ↓ Leistung – Drehmomente, Lastdaten der Zahnradstufen
- ↓ Wellenmindestdurchmesser, Wellengroblayout
- ↓ Welle-Nabe-Verbindungen WNV
- ↓ Lastdaten für die Wellennachrechnung
- ↓ Kräfteplan
- ↓ Programm Ein- und Ausgabe
- ↓ Überprüfen
- ↓ Dokumentieren

EDV

-  Datei sinnvoll benennen
-  Projekteigenschaften ausfüllen?
-  Ausgabeumfang?
-  Backup
-  Berechnung zuhause und in Rechenzentrum kann unterschiedliche Ergebnisse liefern (→PDF?)
-  Ausgabedatei überprüfen!
-  Dateibenennung bei Abgabe wie in moodle angegeben!

Abgabe zum Testat „Welle“

- s. Angabe
- Deckblatt mit Hauptdaten, Ergänzendes Hauptwerte mit eigener Rechnung (MathCadExpress, Open Calc, 123, Excel, Smath ...)
z.B. Übersetzung, Vergleich mit Sollwert
- Wellenberechnung:
(unwichtige Ausgabeseiten abwählen)
wichtig sind aber: alle Eingabewerte
Verläufe in x-y und x-z-Richtung und
zusätzlich: Definition Koordinatensysteme, Kräfteplan; Kräftetabelle

zum Testat „Welle“

- Zeichnung:
 - 3D-Gesamtansicht isometrisch
 - 2D-Gesamtansicht in Teilfugenebene (Abstand Zahnräder!)
 - Mittlere Welle detaillierter, andere Wellen grob,
keine Fertigungszeichnung mit Detailbemaßung.
 - Zahnräder vereinfacht modellieren, normgerecht darstellen.
(→ Hinweis zur vereinfachten Ersatzlösung)
 - Zeichnungsrahmen, Schriftfeld, ... nicht vergessen!
- Das CAD-Modell bauen Sie so auf, dass es Zug um Zug verfeinert werden kann.
An- und Abtriebswelle vorerst nur als Zylinder, Mittelwelle genauer
- später: s. Hoischen, Kap. 13.1.3
- ⚠ Keine Fertigungszeichnung, keine Form- und Lagetoleranzen,
keine Oberflächenangaben, keine Detailbemaßungen!
- ⚠ Nur was im Testat vorgelegt wird, kann geprüft werden!

und wie geht es weiter?

- Vorbesprechung "Lager und Gehäuse"
- Testat Welle, Korrektur, Verbesserung
- Gestaltung der anderen Wellen
- Lagerauslegung → evtl. Welle anpassen
- Schrumpfverbindung Rad-Welle → evtl. Welle anpassen
- Testat Entwurf
- Gehäusegestaltung, weitere Teile