

## Konstruktionsentwurf im Fach Konstruktionslehre

### 4. Studienhalbjahr TM2018

## Berechnung und Konstruktion eines Schienenfahrzeugachsgetriebes

### A) Aufgabestellung

- Nach den Vorgaben des Pflichtenheftes ist ein einstufiges Schienenfahrzeugachsgetriebe zu berechnen und zu konstruieren, das Teil einer Getriebereihe ist.
- Sie sollen eine Variante dieser Reihe mit folgenden individuell vorgegebenen Getriebegrößen bearbeiten: **Zähnezahlverhältnis  $u$ , Achsabstand  $a$ , Auslegungsmoment am Abtrieb  $T_{\text{AuslAb}}$** . Aus diesen Angaben sind alle anderen Geometriegrößen (s. Anlage Variantenliste) zu ermitteln.
- Die Anordnung der Getriebeteile ist dem beigelegten Horizontalschnitt und dem Foto zu entnehmen. Auf der motorabgewandten Seite auf der Abtriebswelle befindet sich das Laufrad in unmittelbarer Getriebe­nähe. Der Laufradsitz - ein größerer, bearbeiteter, zylindrischer Abschnitt - ist auf dem Foto gut sichtbar.
- Für alle Übersetzungsvarianten soll ein einziger, geeigneter Gehäuserohling verwendet werden. **Daher sollen das größte Ritzel und das größte Rad aller Varianten kombiniert mit dem größten Achsabstand** in das Gehäuse hineinpassen. Die Wellenbohrungen werden nach dem jeweiligen Achsabstand gebohrt, die Lage der Abtriebswellenbohrung soll ortsfest sein. Im Bereich vom Ritzellager wird die Gehäusewand nicht kreisförmig, sondern oval verstärkt. Diese Bohrung wird nach dem geforderten Achsabstand gebohrt.
- Die „Richtlinien und Hinweise für die formale Ausführung von Bachelorarbeiten“ sind zu beachten.
- Alle Daten - auch von verwendeten Kaufteilen -, bzw. Berechnungen und Zeichnungen sind **im jeweiligen Originalformat aufgrund der Kontrollmöglichkeit mit der entsprechenden Software** und in einem **allgemein lesbaren Format** wie \*.pdf, \*.tif, \*.jpg usw. 2 x auf CD bzw. 1 x in Papierform abzugeben.
- Berechnungen sollten mit der Software „KISSsoft“ (Nachrechnung) oder den Excel-Blättern (Vordimensionierung) von ME Decker (Software zum Buch) durchgeführt werden. Es ist jedoch aus Zeitgründen empfohlen, mit KISSsoft zu arbeiten.
- Alle Teilaufgaben sind nach Bearbeitung durch eine zweite Person zu prüfen und gegenzuzeichnen.

1) Das **Radpaar** besteht aus der Ritzelwelle und dem auf der Abtriebswelle aufgedrückten Großrad. Das Ritzel ist aus Platzgründen auf die Welle aufgeschnitten. Mit dem Excel-Blatt 22-zahn10.xls (kann wie alle anderen Berechnungen auch in KISSsoft durchgeführt werden) werden die Leistungsdaten zur Dimensionierung der Verzahnungsgeometrie bestimmt. Zunächst müssen passende Zähnezahlen und ein passender Modul gefunden werden, anschließend wird die Profilverschiebung für den gegebenen Achsabstand aufgeteilt. Dazu gibt es 2 Möglichkeiten: a) Manuelle Aufteilung nach Diagramm s. Stuttgarter Skript (S.22-34), Lehrbuch Niemann/Winter oder Roloff/Matek, b) automatische Aufteilung nach DIN 3992 (Formel in Roloff/Matek (21.33) s. Skriptzusatzseite 10-20g)) auf gleiches spezifisches Gleiten an den Zahnfüßen. Sie können frei entscheiden, nach welcher Methode Sie die Profilverschiebung aufteilen möchten. Es ist jedoch einfacher mit der automatischen Aufteilung b) zu beginnen. Sollte dies nicht zur gewünschten Tragfähigkeit führen, können Sie immer noch manuell mit dem Diagramm die Profilverschiebung neu aufteilen oder die Zahnbreite geringfügig erhöhen. Mit den Excel-Blättern 22-zahnrad70.xls und 22-zahnrad80.xls von ME Decker können die Zahnfußfestigkeit und die Grübchentragfähigkeit berechnet werden. **Bitte achten Sie ganz besonders auf die Leistungsangaben** (s. 22-zahnrad10.xls) **und auf die Breitenlastfaktoren!** Die Verzahnungen sind mit den angegebenen Mindestsicherheiten unter Berücksichtigung des Anwendungsfaktors dauerhaft auszulegen.

2) Die **Antriebslagerung** nimmt die radialen und axialen Kräfte getrennt auf. Das Vierpunktlager (QJ2...) ist daher radial beweglich zu gestalten, was im ausgeteilten Horizontalschnitt auf dem dargestellten Detail (Lager mit Distanzscheibe) deutlich zu erkennen ist. Der Bohrungsdurchmesser ist lokal größer als der Außendurchmesser des Vierpunktlagers. Dadurch kann dieses Lager nicht radial belastet werden. Die dynamische äquivalente Belastung für dieses Lager wird daher nach folgender Formel berechnet:  $P = 1,07 \times F_a$ . Ermitteln Sie die Auflagerkräfte und berechnen Sie die Lebensdauer der einzelnen Antriebslager mit den Rechengrößen des Pflichtenheftes. Für die Radiallager ist für beide Fahrtrichtungen mit 50 zu 50 % Zeitanteilen zu rechnen. Anschließend sollen die Einzel Lebensdauer der Lager nach der Formel  $L_{10h,ges} = 100000 / (50 / L_{10h,vorw} + 50 / L_{10h,rückw})$ ;  $L_{vorw} / rückw}$  in [1000 Stunden] summiert werden. Das Vierpunktlager trägt in beiden Fahrtrichtungen die gleiche Axialkraft. Die Abtriebslager müssen nicht nachgerechnet werden, weil sie wegen des großen erforderlichen Wellenquerschnitts überdimensioniert sind. Die Lebensdauer könnte auch mit dem Excel-Blatt 18-waelz10.xls gerechnet werden.

3) Die **Dichtungen** sind wegen der geforderten Getriebelebensdauer von 35 Jahren berührungsfreie Labyrinthdichtungen (Maße s. Pflichtenheft, Gestaltung s. Horizontalschnitt). Die mitdrehenden Ringe sollen mit einer leichten Presspassung gefertigt werden.

4) Legen Sie eine rein elastische **Pressverbindung** des Großrades auf der Abtriebswelle mit den notwendigen Passungen für die kombinierte Belastung aus Torsionsmoment und Axialkraft aus, dieses könnte auch mit Hilfe des Excel-Blattes 09-pressv10.xls von ME Decker geschehen. Rechnen Sie anschließend die gewählte Geometrie nach; auch mit 09-pressv20.xls von ME Decker möglich. Berechnen Sie auch die notwendige Fügetemperaturdifferenz. Das gehärtete Großrad darf wegen Gefügeumwandlung nicht höher als 190°C erhitzt werden. Mit Trockeneis kann die Welle auf -78,5°C, mit flüssigem Stickstoff auf -196°C gekühlt werden. Sollte das Fügen mit Wärme nicht machbar sein, wird die Verbindung als ein Ölpressverband (Kegel 1:50) ausgeführt. Der maximal erzeugbare Ölfügedruck beträgt 3000 bar. Die ISO-Qualität der Fügebohrung ist 6, die von der Welle 5,  $R_t \approx R_z = 0,005$  für beide Fügeflächen. Die Reibziffer gegen Rutschen ist 0,18. In der Nabenmitte unterhalb des Steges ist im Falle einer Ölpressverbindung eine Ölverteiltrillenbreite von 6 mm vorzusehen, welche die Nutbreite der Verbindung schmälert. Die Welle ist aus 25 CrMo4 mit einer Streckgrenze von 400 MPa, die voll ausgenutzt werden darf. Die Nabe hat eine Streckgrenze 750 MPa, die nur max. auf 90% ausgenutzt

werden soll. Für die Berechnung soll die Nabe in mehrere Abschnitte gleichen Außendurchmessers aufgeteilt werden. Im Bereich des Zahnrades soll der Fußkreis der Ersatzdurchmesser werden. Denken Sie daran, dass die Einführschrägen der Bohrung unter  $15^\circ$  an den beiden Stirnseiten die Nutbreite der Pressverbindung schmälern. Unter Berücksichtigung des Anwendungsfaktors  $K_A$  und der Verzahnungsaxialkraft soll eine Haftsicherheit von 2 erreicht werden. Für den Fall „worst case“ (kurzzeitige Überlastung durch 2-poligen Kurzschluss des E-Motors) kann ein geringes Durchrutschen in Kauf genommen werden, das aber nachgerechnet werden soll. Dessen Wahrscheinlichkeit ist sehr gering, weil ein Kurzschlussstoß nur von etwa 0,02 s Dauer ist und auch die Massenträgheiten Energie absorbieren.

**5) Die Schraubenverbindung der Drehmomentstütze** soll vollständig nach VDI-Richtlinie 2230 nachgerechnet werden (auch mit dem Excel-Blatt 10-schr100.xls von ME Decker möglich). Es sollte auch kontrolliert werden, dass der Kurzschlussfall die Schraubenverbindung nicht zerstört. Die Schrauben verbinden die Drehmomentstütze (die Stütze sieht in Längsrichtung wie ein „Hundeknochen“ aus / an den verstärkten Enden sind Metall-Gummi-Elemente eingepresst --> ganz links im Schnitt dargestellt) mit dem Gehäuse. Am Gehäuse sind 2 Sechskantschrauben nach DIN EN 24014 mit Normalgewinde vorgesehen. Der Reibwert im Gewinde und unter dem Schraubenkopf ist 0,12. Die angenommene Klemmlänge beträgt ca. 35 mm (Vierkantseitenlänge des anzuschraubenden Metallteils vom Metall-Gummi-Element), die angenommene Durchstecklänge im Gehäuse ist ca. 50 mm, Auflagenoberflächen ca. Rz 0,025, Anziehfaktor  $\alpha=1,4$ , Ausführung der Durchgangsbohrungen: mittel. Führen die hier getroffenen Annahmen nicht zu einer dauerfesten Schraubenverbindung, ändern Sie diese bis es passt.

Die Belastung für die Schrauben der Drehmomentstützenbefestigung ist folgendermaßen zu berechnen:

- a) Der Hebelarm ergibt sich aus dem Abstand von 136,5 mm zwischen Drehmomentstützenmitte und Ritzelmitte, dazu kommt noch der jeweilige Achsabstand  $a$ .
- b) Das abzustützendes Gesamtmoment ist  $(i+1) \times \text{Antriebsmoment}$ .
- c) Aus Drehmoment und Hebelarm sollen die Kraftanteile für beide Schrauben berechnet werden.
- d) Ermittlung der Kraft für eine Schraube
- e) Die mittlere statische Kraft ergibt sich aus dem Auslegungs-Nenndrehmoment  $\times$  Anwendungsfaktor  $K_A$ . Die größte Kraft ergibt sich aus dem Moment des „worst case“ (2-poliger Kurzschluss des E-Motors). Diese dyn. Vorgänge sollen als Schwingbelastung angesehen werden.

## **6) Gestaltung des Gehäuses im Bereich der Drehmomentstützenanbindung**

Infolge der halbabgefederten Aufhängung des Getriebes einerseits auf der Abtriebsachse und zum anderen durch die obere Anbindung der Drehmomentstütze im Drehgestell findet im Betrieb eine ständige Pendelbewegung der Getriebeeinheit in der Vertikalebene statt. Der Drehmittelpunkt für das Getriebe ist die Abtriebsachsmitte. Die üblichen Primärfederwege des Drehgestells in 2 Raumrichtungen (außer quer zur Fahrzeuglängsachse) ergeben eine Auslenkung von  $\pm 3^\circ$  um die Horizontale. Damit wird die Drehmomentstütze relativ zum Gehäuse ebenfalls um  $\pm 3^\circ$  näher hin oder weggeschwenkt. Bei einer Extremauslenkung von  $\pm 6^\circ$  soll die Drehmomentstütze nicht am Gehäuse anecken. Diese Freigängigkeit sollte mit CAD untersucht und geeignet dokumentiert werden.

## B) Pflichtenheft für das Schienenfahrzeugachsgetriebe:

### • Fahrzeugdaten:

- Max. Achslast: 15 - 17 t
- Raddurchmesser, neu (ohne Spurkranz): 860 mm
- Raddurchmesser, abgenutzt (ohne Spurkranz): 770 mm
- Getriebebodenfreiheit (Gehäuseunterkante bei abgefahrenem Radreifen bis Schienenlaufläche): 62,5 mm
- Fahrzeughöchstgeschwindigkeit: 100 km/h
- Max. Motorantriebsdrehzahl: 3000 - 5000 1/min

### • Allgemeine Getriebedaten:

- Zentrale der Getriebereihe (Achsabstand): 340 – 345 – 350 – 352 – 360 mm
- Übersetzung der Getriebereihe: 6 – 7,6
- Übersetzungsabweichung vom Soll: +/- 1%
- Getriebewandstärke: 8 mm
- Min. Abstand Getriebewand-Zahnradkopfkreis: 5 mm
- Kein Inspektionsdeckel

### • Gussgehäusegestaltung:

- Gehäusewerkstoff: EN-GJS-500-7
- Ein Gehäuse für alle Achsabstände und Zahnbreiten vorsehen (das Getriebe im dargestellten, von oben betrachteten Horizontalschnitt hat einen Achsabstand von 345 mm, **größter Großraddurchmesser ca. 619 mm**)
- Möglichst geringe Getriebebreite anzustreben, Ölreservoir so breit wie möglich
- Alle Radiallager an der angegebenen Stelle im Horizontalschnitt vorsehen, d. h. Mitte Verzahnung bleibt bei unterschiedlichen Zahnbreiten erhalten.
- Seitlicher Abstand zwischen Lager und Verzahnung ca. 10 mm
- Allgemeine Gehäusewandstärke 8 mm
- Gehäuseteilung: schräg geteilt im Bereich des Abtriebs mit Flanschstärke 20 mm (wegen leichter Ausbaumöglichkeit des Getriebes unter dem Fahrzeug)
- Waagrechte innere Ölleitungskanäle für die Lagerschmierung
- Kein Kollisionsschutz am Gehäuse oben
- Anguss für Ölschauglas am Gehäuse vorzusehen
- Öleinfüllung: Überlaufhöhe variiert bei unterschiedlichen Übersetzungen!
- Drehmomentstütze möglichst nahe am Ritzelgehäuse (**größter Ritzelkopfdurchmesser ca. 127 mm**) vorbei, Anschraubhöhe für KE 4 auf einer bestimmten Höhe vorzusehen; seitliche Lage s. Horizontalschnitt
- Notfang in der Nähe der Drehmomentstützenaufnahme auf einer Seite auszubilden
- Verwendung von möglichst gleichartigen Schrauben für Lagerdeckel und Teilfläche beachten!  
Empfehlung: M10 oder M12, 8,8 gleicher Länge
- Schraubenteilung für die Teilfläche ca. 8 x Schraubendurchmesser wegen Dichtheit, im Bereich der Abtriebslager (so nah wie möglich am Lageraußendurchmesser vorbei) ca. je 2 x M16 für die Lagerkraftaufnahme in der Teilfläche

• **Labyrinthdichtungsgestaltung:**

s. Horizontalschnitt, radiale Spalthöhe 0,3 mm; min. Axialspalt ca. 3 mm

• **Verzahnungsdaten:**

- Evolventenverzahnungsprofil nach DIN 867
- Mindestzähnezahl des Ritzels 14
- Modul  $m_n$  4 – 4,5 – 5 – 5,5 – 6
- Teilschrägungswinkel 11 – 12 – 13 – 14 – 15°
- Schrägungssinn des Ritzels rechts
- Schrägungssinn des Rades links
- Zahnradbreite: 65 – 70 – 75 – 80 mm
- Breitenverhältnis zum Ritzeldurchmesser  $b/d_1 = 0,6 – 1,05$
- Breiten-Modulverhältnis  $b_1/m$  11,8 – 20
- Profilverschiebungsfaktorensumme 0 - 1,5 (1,8)
- Auslegungs-Nennmoment am Abtrieb Auslegungsmoment /  $K_A$  lt. Variantenliste Nm
- Max. statisches Abtriebsmoment 2,5 x Auslegungsmoment lt. Variantenliste Nm („worst case“)
- Anwendungsfaktor nach DIN 3990  $K_A = 2$  (somit  $\eta=1$  rechnen)
- Wechsellastfaktor nach DIN 3990  $Y_A = 0,85$
- Breitenlastverteilungsfaktor nach DIN 3990  $K_{H\beta} = 1,1$ ;  $K_{F\beta} = 1,07$
- Dynamikfaktor nach DIN 3990  $K_v = 1$  für  $n_1 = 300$  1/min
- Stirnfaktor nach DIN 3990  $K_{Fa} = K_{Ha} = 1$
- Grübchensicherheit nach DIN 3990  $S_{H\min} = 1,0$
- Zahnfußsicherheit nach DIN 3990  $S_{F\min} = 1,1$
- Zahnkopfhöhenfaktor  $h_{aP\max}^* = 1$  (1,068 für leichte Hochverzahnung mit höherer Profilüberdeckung und durch KISSsoft nachgerechnet)
- Kopfspielfaktor  $c^*_{\min} = 0,2$
- Zahnkopfdickenfaktor  $s_{an}^*_{\min} = 0,35$
- Flankenrauheit  $R_a = 0,0008$  mm
- Fußrauheit  $R_a = 0,0032$  mm
- Zahnradqualität nach DIN 3961 6
- Achsabstandstoleranz nach DIN 3964 js 7
- Zahndickentoleranzreihe nach DIN 3967 e26
- Zahnradwerkstoff: 18CrNiMo7-6 (1.6587) mit  $\sigma_{F\lim} = 500$  MPa,  $\sigma_{H\lim} = 1510$  MPa  
einsatzgehärtet auf 740 HV +/- 20 HV Kernhärte 400 HV und geschliffen
- Einsatzhärte tiefe nach dem Schleifen der Flanken 0,15... 0,2 x  $m_n$
- E-Modul 210 GPa
- Öl: SHC 75W90 GL5 mit Sumpftemperatur = 90°C; tauchgeschmiert  
( $v_{40^\circ C} = 108$  cSt;  $v_{100^\circ C} = 15,5$  cSt);  $p_{15^\circ C} = 0,892$  kg/m<sup>3</sup>

• **Lager:**

- Antriebslagerdurchmesser NJ2.. oder NU22...: 70 – 75 – 80 mm / Reihe 2  
( $C_{dyn} = 140 / 154 / 165$  kN) oder Reihe 22 ( $C_{dyn} = 184 / 191 / 220$  kN), Angaben in Reihenfolge der Bohrungsdurchmesser

- Antriebslagerdurchmesser QJ2..: 70 – 75 – 80 mm mit  $C_{dyn\ rad} = 118 / 125 / 132\ kN$
- Wahl der Antriebslagerungsvarianten zwischen: NU + QJ/NU, NJ + QJ/NU oder NJ/NJ bzw. 2 x Kegelrollenlagern:
  - NJ-Lager nur als Verliersicherung des Innenringes denkbar
  - NJ-Lager als Axiallager wegen hoher axialer Zahnkraft nicht geeignet, daher keine Option für das im Horizontalschnitt dargestellte Getriebe
- Abtriebslagertyp: TIMKEN LM742710 / LM742747
- Aus Kosten- und Platzgründen eventuell Verzicht auf Verdrehsicherungsstift des Vierpunktlageraußenrings (Praxiserprobung notwendig); Unter Umständen aus Kostengründen Verzicht auf Stützring und auf Distanzringe zwischen den Lagern (wie im Gesamtschnitt dargestellt) → ABER: Die Ölzufuhr muss trotzdem zwischen den Lagern erfolgen (wie in der Einzelheit dargestellt)!
- Die Lagerlebensdauer ist für alle Ritzellager nach der vereinfachten (ohne Kollektivrechnung) X-Y-Methode durchzurechnen. Die Berechnungen sind mit folgenden Angaben durchzuführen: **Rechenmoment am Antrieb von 920 Nm für Lagerdurchmesser 80 mm und 790 Nm für Lagerdurchmesser 75 und 70 mm bei 50% von  $n_{1\ max}$** , die sich bei mittlerem Laufraddurchmesser bei maximaler Fahrzeuggeschwindigkeit ergibt. Soweit es möglich ist, sollte eine rechnerische Lebensdauer von 3,2 Mio. km bei 10% Ausfallwahrscheinlichkeit erreicht werden.
- **Kupplung**
  - Antriebskupplungsart: Bogenzahnkupplung
  - Abtriebskupplungsart: Großrad direkt auf Abtriebswelle befestigt
- **Antriebszapfen** mit Kegel 1:50, etwa gleich lang oder etwas länger (um 10 – 20%) als der Lagerinnendurchmesser

## C) Abzugebende Unterlagen

### C1) Zum 1. Testat bzw. in der Konstruktionsmappe zur Endabgabe

**Detaillierte Handzeichnung sowie Dimensionierungsberechnungen nach dem Vorlesungsstoff (bis 3 Tage vor der Abgabe):**

- Erster Entwurf als Handzeichnung mit Hauptdimensionen und allen notwendigen Ansichten und Schnitten im Maßstab 1:1 auf kariertem oder Millimeterpapier und den erforderlichen Einzelheiten
- Diese Handzeichnung (ca. 2 x DIN A3 Seiten) muss im 1. Testat in ordentlicher Qualität vorgelegt werden, sonst wird die Endnote schlechter als 2,0.

### C2) Zum 2. Testat bzw. in der Konstruktionsmappe zur Endabgabe

#### 1) CAD-Zeichnung mit integrierter Stückliste bestehend aus:

- Umrisszeichnung mit allen erforderlichen Ansichten, Anschluss- und Außenmaßen
- Horizontalschnitt durch das Ritzel und Schnitt durch die Teilebene des Abtriebs und mit Zahnrad - und Funktionsmaßen bzw. den Positionsnummern für die Stückliste
- Hauptabmessungen,
- Funktionsabmessungen
- Passungen und alle notwendigen Toleranzarten mit Toleranzwerten
- Funktionsgerechte Oberflächenangaben
- Schraubenanziehmomente lediglich nach Tabelle

## **2) Vollständige Berechnungen mit Excel und/oder KISSsoft**

### **3) Anleitungen, Erklärungen**

- Inhaltsverzeichnis der Mappe und Aufgabenstellung im Original
- Eigenständigkeitserklärung aller Teammitglieder
- Erläuterungen zur Konstruktion
- Montage- und Demontageanleitung
- Aufgabenstellung als Checkliste umfunktioniert; Projektplan (wer macht was bis wann)

## **D) Abgabeform der Unterlagen**

### **D1) Mappe in Papierform**

- Es soll wie ein ordentliches Angebot aussehen, und es wird **1 Exemplar** benötigt.
- Die normgerecht gefaltete Zeichnungen (kein Transparentpapier) sowie die schriftliche Ausarbeitung sind in einem Kunststoffschnellhefter im Format DIN A4 in Papierform abzugeben und

### **D2) In elektronischer Form (CD/DVD)**

Alle Daten (auch von verwendeten Kaufteilen), Berechnungen (auch Handrechnungen), Zeichnungen und Skizzen sind auf einer CD/DVD in allgemein lesbaren Formaten (pdf, jpg, Word-Format, Txt-Format ...) mit abzugeben. Es werden **2 CD/DVD Exemplare** benötigt.

**Die äußere Form und die Art der Darstellung wird mit bewertet!**

## **E) Termine**

1. Skizzentestat mit vorhandenen Berechnungen **KW6**
2. Testat mit CAD-Zeichnung und vollständigen Berechnungen in **KW9**
3. **Spätester Abgabetermin: KW11**

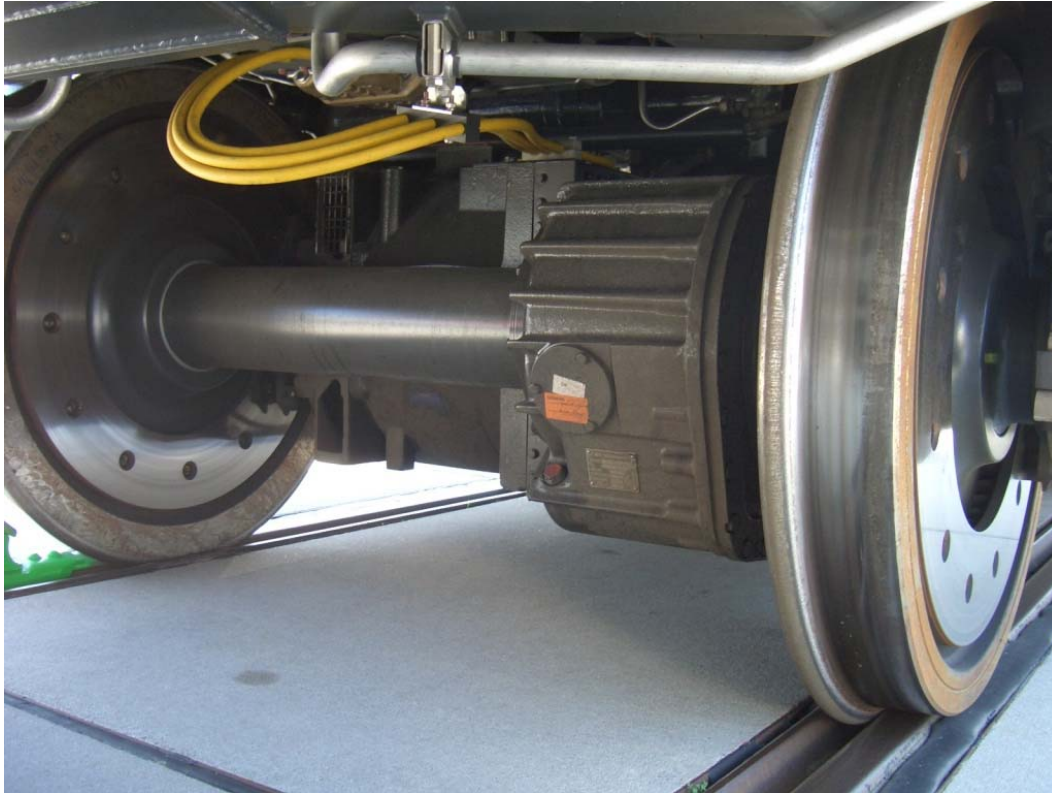
## **F) Anlagen**

- Tabelle der individuellen Eingangsgrößen Horizontalschnitt ohne Teilflächendarstellung
- Maßblatt der Fa. TIMKEN für das Abtriebslager
- Diagramm für die manuelle Profilverschiebungsaufteilung (1x)

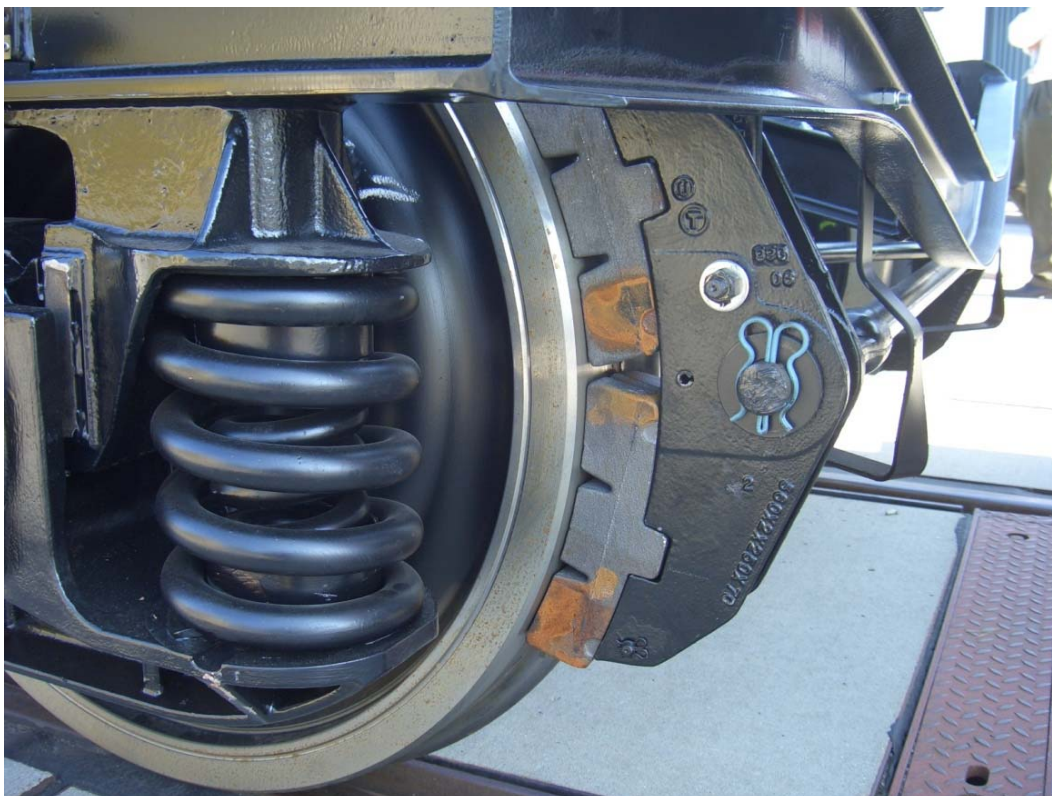


### G) Fotos in dieser Aufgabenstellung

Einbaubeispiel des zu konstruierenden Achsgetriebes im Drehgestell

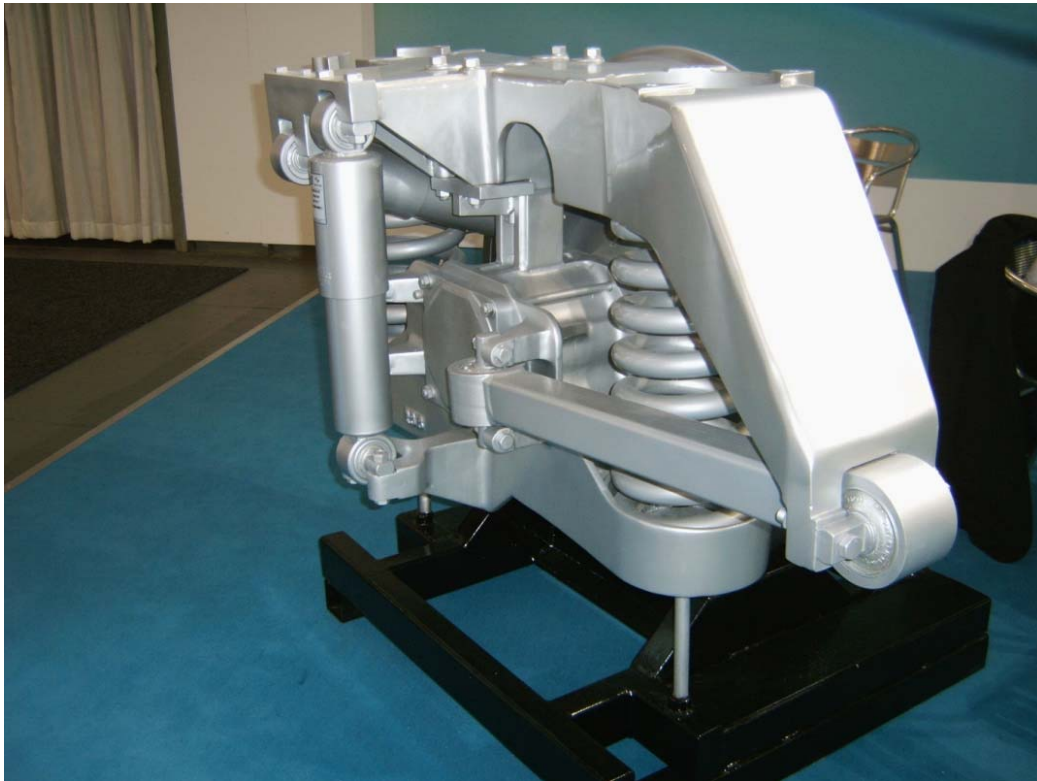


Primärfederung des Drehgestells, die über die Bogenzahnkupplung ausgeglichen wird:





Außen angeordnetes Radsatzlager für einen Einzelradantrieb, der die Zugkräfte für die translatorische Bewegung des Wagenkastens überträgt:



## Entwurf eines Getriebes

### Varianten der Aufgabenstellung

Variante Nr.	Zähnezahilverh. u	Zähnezahl z <sub>1</sub>	Zähnezahl z <sub>2</sub>	Achsabstand (mm)	Auslegungsmoment einschl. K <sub>A</sub> (Nm)
1	5,941			340	20800
2	6,167			340	21100
3	6,278			340	21800
4	6,350			340	21700
5	6,375			340	22800
6	5,947			345	22200
7	6,217			345	19500
8	6,278			345	23100
9	6,438			345	22100
10	6,438			345	23600
11	6,706			345	23200
12	6,053			350	22600
13	6,143			350	21600
14	6,190			350	23000
15	6,389			350	25200
16	6,350	20	127	350	20900
17	6,053			352	22700
18	6,105			352	22600
19	6,176			352	23800
20	6,286			352	22700
21	5,938			352	26100
22	6,118			352	26000
23	5,524			360	23100
24	5,609			360	20300
25	5,652			360	21600
26	5,526			360	26500
27	5,571			360	26600
28	5,526			360	28300
29	5,579			360	29200
30	6,350	20	127	345	24000
31	6,438			345	24600