

# Festigkeitsnachweis

## Generischer Getriebefan

Erstellt von

Patrick M. Lorrig

Matrikelnummer

11.02.2015

ILAKON WS 2014/2015 Universität

Stuttgart

# 1.1. Aerodynamik und Thermodynamik

## 1.1.1. Splitteradius

Aus der Aufgabe geben:

Temperatur in der Standardatmosphäre:  $T_{ISA} := -56.5 \text{ } ^\circ\text{C} = 216.65 \text{ } \textcolor{blue}{K}$

Druck in der Standardatmosphäre:  $p_{ISA} := 22632 \text{ } \textcolor{blue}{Pa}$

Isentropenexponent:  $\kappa := 1.4$

Spezifische Wärmekapazität Luft

$$c_{pvADP} := 1004.5 \frac{\textcolor{blue}{J}}{\textcolor{blue}{kg} \cdot \textcolor{blue}{K}}$$

Wirkungsgrad Fan:  $\eta := 0.9$

Gaskonstante Luft:

$$R := 287 \frac{\textcolor{blue}{J}}{\textcolor{blue}{kg} \cdot \textcolor{blue}{K}}$$

Flugmachzahl:  $Ma := 0.8$

Berechnung der lokalen Schallgeschwindigkeit vor dem Fan

$$a := \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_{ISA}} = 295.042 \frac{\textcolor{blue}{m}}{\textcolor{blue}{s}}$$

Berechnung der Strömungsgeschwindigkeit vor dem Fan

$$c_{VorFan} := Ma \cdot a = 236.034 \frac{\textcolor{blue}{m}}{\textcolor{blue}{s}}$$

Berechnung der total Temperatur vor dem Fan

$$T_{tFanEin} := \left( 1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma^2 \right) \cdot T_{ISA} = 244.381 \text{ } \textcolor{blue}{K}$$

Berechnung des statischen Drucks vor dem Fan

$$p_{tFanEin} := \left( 1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \cdot p_{ISA} = 34498.863 \text{ } \textcolor{blue}{Pa}$$

## 1.1.1. Splitteradius

Fan Totaldruckverhältnis Nebenstrom:  $\Pi_{ADPnNS} := 1.5$

Machzahl Nebenstrom:  $Ma_{NS} := 0.5$

Berechnung des total Drucks im Nebenstrom:

$$p_{tNSAus} := p_{tFanEin} \cdot \Pi_{ADPnNS} = 51748.295 \text{ Pa}$$

Berechnung des statischen Drucks im Nebenstrom:

$$p_{NS} := \frac{p_{tNSAus}}{\left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma_{NS}^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}} = 43624.805 \text{ Pa}$$

Berechnung der totalen und statischen Temperatur

$$T_{tNSAus} := (\Pi_{ADPnNS})^{\frac{R}{c_{p,ADP} \cdot \eta}} \cdot T_{tFanEin} = 277.95199 \text{ K}$$

$$T_{NS} := \frac{T_{tNSAus}}{\left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma_{NS}^2\right)} = 264.716 \text{ K}$$

Berechnung der Dichte, lokalen Schallgeschwindigkeit und axial Geschwindigkeit:

$$\rho_{NS} := \frac{p_{NS}}{R \cdot T_{NS}} = 0.57421 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$a_{NS} := \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_{NS}} = 326.13335 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$c_{axNS} := Ma_{NS} \cdot a_{NS} = 163.06667 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Berechnung des Kernstroms

Fan Totaldruckverhältnis Kernstrom:  $\Pi_{ADPnKS} := 1.8$

Machzahl Kernstrom:  $Ma_{KS} := 0.4$

Berechnung des total Drucks im Kernstrom:

$$p_{tKSAus} := p_{tFanEin} \cdot \Pi_{ADPnKS} = 62097.954 \text{ Pa}$$

## 1.1.1. Splitterradius

Berechnung des statischen Drucks im Nebenstrom:

$$p_{KS} := \frac{p_{tKSAus}}{\left(1 + \frac{(\kappa - 1)}{2} \cdot Ma_{KS}^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}} = 55615.82 \text{ Pa}$$

Berechnung der totalen und statischen Temperatur

$$T_{tKSAus} := (P_{ADPnKS})^{\frac{R}{c_{pvADP} \cdot \eta}} \cdot T_{tFanEin} = 294.5145 \text{ K}$$

$$T_{KS} := \frac{T_{tKSAus}}{\left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma_{KS}^2\right)} = 285.382 \text{ K}$$

Berechnung der Dichte, lokalen Schallgeschwindigkeit und axial Geschwindigkeit:

$$\rho_{KS} := \frac{p_{KS}}{R \cdot T_{KS}} = 0.67903 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$a_{KS} := \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_{KS}} = 338.62456 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$c_{axKS} := Ma_{KS} \cdot a_{KS} = 135.44983 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Daraus lässt sich nun zusammen mit dem Nebenstromverhältnis die x-Komponente des Splitters  $r_{\text{Splitter}}$  berechnen.

$$r_{Fan} := 771 \text{ mm} \quad r_{kMax} := 280 \text{ mm}$$

$$BPR := 9$$

$$r_{\text{Splitter}} := \sqrt{\frac{BPR \cdot c_{axKS} \cdot \rho_{KS} \cdot {r_{kMax}}^2 + c_{axNS} \cdot \rho_{NS} \cdot {r_{Fan}}^2}{BPR \cdot c_{axKS} \cdot \rho_{KS} + c_{axNS} \cdot \rho_{NS}}} = 361.71926 \text{ mm}$$

## 2. Spalthaltigkeit und Containment

### 2.1. Containmentdicke

#### Allgemeine Werte zur Berechnung:

Verfestigungskoeffizient:  $\xi := 1.3$

Plastischer Verformungsanteil:  $v := 0.7$

Schub-Verformungsenergieanteil:  $\kappa := 2.5$

Elastischer Verformungsanteil:  $\Psi := 0.05$

Schaufel spitzenflächen umfang:  $U_S := 502.675 \text{ mm}$

Containment-Sicherheitsfaktor:  $S_C := 1.5$

Radius des Fans:  $r_{Fan} := 771 \text{ mm}$

#### Berechnung der kinetischen

#### Energie:

$$v_{tip;ADP} := 351 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_{tip;TO} := \frac{10}{9} \cdot v_{tip;ADP} = 390 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\omega_{TO} := \frac{v_{tip;TO}}{r_{Fan}} = 505.837 \frac{1}{\text{s}}$$

Radius des Fanschwerpunktes (aus CAD ausgelesen):  $r_{Schwerpunkt} := 428.18 \text{ mm}$

$$v_{BladeOff} := \omega_{TO} \cdot r_{Schwerpunkt} = 216.589 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$m_{Fan} := 3.926 \text{ kg}$$

$$m_{Fan;Fu\beta} := 1.884 \text{ kg}$$

$$m_{ges} := m_{Fan} + 0.75 \cdot m_{Fan;Fu\beta} = 5.339 \text{ kg}$$

$$E_{Kin} := \frac{1}{2} \cdot m_{ges} \cdot v_{BladeOff}^2 = 125228488.528 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

## 2.1. Containmentdicke

Allgemeine Formel zur Berechnung der Containmentdicke:

$$t_c \geq \sqrt{\frac{E_{Kin}}{0.65 \cdot \xi \cdot \sigma_{max} \cdot \left( v \cdot \Psi \cdot \frac{\kappa}{2} \right) \cdot U_S}} \cdot S_C$$

Nun müssen verschiedene Werkstoffe betrachtet werden um die das entsprechend optimalste Material zu finden. Für  $\sigma_{max}$  wird nach Roloff/Matek entweder  $R_m$  oder 1,5x  $R_{p0.2}$  benutzt.

**Titan:**

Kennwerte Titan:

E-Modul:

$$E_{Ti} := 120 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}$$

Zugfestigkeit:

$$R_{m;Ti} := 932 \frac{N}{mm^2}$$

Ersatzstreckgrenze:

$$R_{p0.2;Ti} := 845 \frac{N}{mm^2}$$

Bruchdehnungsgrenze:

$$\sigma_{max;Ti} := R_{m;Ti}$$

$$t_{c;Ti} := \sqrt{\frac{E_{Kin}}{0.65 \cdot \xi \cdot \sigma_{max;Ti} \cdot \left( v + \Psi + \frac{\kappa}{2} \right) \cdot U_S}} \cdot S_C = 18.865 \text{ mm}$$

**Einsatzstahl:**

Kennwerte Einsatzstahl:

E-Modul:

$$E_{Fe} := 210 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}$$

Zugfestigkeit:

$$R_{m;Fe} := 1270 \frac{N}{mm^2}$$

Ersatzstreckgrenze:

$$R_{p0.2;Fe} := 785 \frac{N}{mm^2}$$

Bruchdehnungsgrenze:

$$\sigma_{max;Fe} := 1.5 \cdot R_{p0.2;Fe}$$

## 2.1. Containmentdicke

$$t_{c;Fe} := \sqrt{\frac{E_{Kin}}{0.65 \cdot \xi \cdot \sigma_{max;Fe} \cdot \left(v + \Psi + \frac{\kappa}{2}\right) \cdot U_S}} \cdot S_C = 16.783 \text{ mm}$$

Aluminium

Kennwerte Aluminium:

E-Modul:

$$E_{Al} := 70 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}$$

Zugfestigkeit:

$$R_{m;Al} := 230 \frac{N}{mm^2}$$

Ersatzstreckgrenze:

$$R_{p0.2;Al} := 182 \frac{N}{mm^2}$$

Bruchdehnungsgrenze:

$$\sigma_{max;Al} := R_{m;Al}$$

$$t_{c;Al} := \sqrt{\frac{E_{Kin}}{0.65 \cdot \xi \cdot \sigma_{max;Al} \cdot \left(v + \Psi + \frac{\kappa}{2}\right) \cdot U_S}} \cdot S_C = 37.974 \text{ mm}$$

Inconell

Kennwerte Inconell:

E-Modul:

$$E_{In} := 195 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}$$

Zugfestigkeit:

$$R_{m;In} := 1400 \frac{N}{mm^2}$$

Ersatzstreckgrenze:

$$R_{p0.2;In} := 1200 \frac{N}{mm^2}$$

Bruchdehnungsgrenze:

$$\sigma_{max;In} := R_{m;In}$$

$$t_{c;In} := \sqrt{\frac{E_{Kin}}{0.65 \cdot \xi \cdot \sigma_{max;In} \cdot \left(v + \Psi + \frac{\kappa}{2}\right) \cdot U_S}} \cdot S_C = 15.392 \text{ mm}$$

## 2.1. Containmentdicke

Um den geeignetesten Werkstoff zu finden wird unter der Berücksichtigung des Leichtbauprinzips der leichteste Werkstoff ausgewählt.

Der Innenradius desContainments wird auf den Fanspitzenradius beim Take-Off festgelegt, da dieser beim Take-Off am größten ist.

Innenradius desContainments:

$$r_{C;Innen} := 772.07 \text{ mm}$$

Länge desContainments:

$$l_C := 350 \text{ mm}$$

Titan:

Außenradius desContainments bei Titan:

$$r_{C;Außen;Ti} := 792.065 \text{ mm}$$

Volumen desContainments:

$$V_{C;Ti} := \pi \cdot l_C \cdot (r_{C;Außen;Ti}^2 - r_{C;Innen}^2) = 34388.526 \text{ cm}^3$$

Dichte von Titan:

$$\rho_{Ti} := 4500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Gewicht desContainments:

$$m_{C;Ti} := V_{C;Ti} \cdot \rho_{Ti} = 154.748 \text{ kg}$$

Aluminium:

Außenradius desContainments bei

$$r_{C;Außen;Al} := 811.174 \text{ mm}$$

Aluminium:

Volumen desContainments:

$$V_{C;Al} := \pi \cdot l_C \cdot (r_{C;Außen;Al}^2 - r_{C;Innen}^2) = 68074.891 \text{ cm}^3$$

Dichte von Aluminium:

$$\rho_{Al} := 2700 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Gewicht desContainments:

$$m_{C;Al} := V_{C;Al} \cdot \rho_{Al} = 183.802 \text{ kg}$$

## 2.1. Containmentdicke

Einsatzstahl:

Außenradius des Containments beim Einsatzstahl:  $r_{C;Außen;Fe} := 789.983 \text{ mm}$

Volumen des Containments:  $V_{C;Fe} := \pi \cdot l_C \cdot (r_{C;Außen;Fe}^2 - r_{C;Innen}^2) = 30766.777 \text{ cm}^3$

Dichte des Einsatzstahls:  $\rho_{Fe} := 7800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Gewicht des Containments:  $m_{C;Fe} := V_{C;Fe} \cdot \rho_{Fe} = 239.981 \text{ kg}$

Damit hat Titan das geringste Gewicht, mittel dicke Wandsträke. Somit wird für das Containment in dieser Konstruktion Titan verwendet.

## 2.2. Spaltabstände

Es wird prinzipiell davon ausgegangen, dass sich das Triebwerk im ADP Zustand befindet.  
Es wird angenommen, dass das Flugzeug erst landet und dann die Triebwerke ausgeschaltet werden. Von diesem kalten ausgeschalteten Zustand (Cold and Dark) werden dann alle weiteren Werte hoch gerechnet. Der Cold and Dark zustand wird bei T=ISA+10 angenommen.

### Feste Werkstoffkennwerte:

Fanschaufel und Fanscheibe sind beide aus Titan gefertigt.

Fan länge

$$l_{Fan;ADP} := 771 \text{ mm}$$

Charakteristische Länge Fanscheibe:

$$l_{Scheibe;ADP} := 190.492 \text{ mm}$$

Dichte von Titan:

$$\rho_{Ti} := 4500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

E-Modul von Titan:

$$E := 120000 \text{ MPa} = (1.2 \cdot 10^{11}) \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2}$$

Wärmeausdehnungskoeffizient:

$$\alpha_{Ti} := 8.6 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{mm} \cdot \text{K}}$$

Standard Temperatur Meereshöhe:

$$T_{ISA;NN} := 15 \text{ }^\circ\text{C} = 288.15 \text{ K}$$

Fanscheibe :

Titan

Standart Temperatur Flughöhe:

$$T_{ISA;Flug} := -56.5 \text{ }^\circ\text{C} = 216.65 \text{ K}$$

Materialausdehnungskoeffizient von Titan:

$$\alpha_{Ti} := 8.6 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{K}}$$

Montageterminatur:

$$T_{Mont} := T_{ISA;NN} + 10 \text{ K} = 298.15 \text{ K}$$

Es wird weiterhin angenommen, dass sich die längre des Fanmoduls wiefolgt zusammensetzt:

$$r_{FanADP} := r_{Kalt} + \Delta l_{Therm;Scheibe} + \Delta l_{Therm;Fan} + \Delta l_{Mech;Scheibe} + \Delta l_{Mech;Fan}$$

1. Thermische Dehung von ADP zu Cold and Dark

$$\Delta l_{Therm;Scheibe} := l_{Scheibe;ADP} \cdot \alpha_{Ti} \cdot (T_{ISA;Flug} - T_{Mont}) = -0.1335 \text{ mm}$$

$$\Delta l_{Therm;Fan} := (l_{Fan;ADP} - l_{Scheibe;ADP}) \cdot \alpha_{Ti} \cdot (T_{ISA;Flug} - T_{Mont}) = -0.4069 \text{ mm}$$

## 2.2. Spaltabstände

2. Mechanische Dehung von ADP zu Cold and Dark

Vereinfachte mechanische Dehung der Scheibe:

Die Formel zur Berechnung der mechanischen Dehnung versteht sich vom Stillstand zum bewegten Zustand. Demnach wird die Formel umgestellt:

$$l_{Scheibe;ADP} := \Delta l_{Therm;Scheibe} + \Delta l_{Mech;Scheibe} + l_{Scheibe;Kalt}$$

$$\varepsilon_{Cr} := 0.0007$$

$$\Delta l_{Mech;Scheibe} := r_{Scheibe;Kalt} \cdot \varepsilon_{Cr}$$

$$l_{Scheibe;ADP} := \Delta l_{Therm;Scheibe} + l_{Scheibe;Kalt} \cdot \varepsilon_{Cr} + l_{Scheibe;Kalt}$$

$$r_{Scheibe;Kalt} := \frac{l_{Scheibe;ADP} - \Delta l_{Therm;Scheibe}}{(\varepsilon_{Cr} + 1)} = 190.492 \text{ mm}$$

$$\Delta l_{Mech;Scheibe} := r_{Scheibe;Kalt} \cdot \varepsilon_{Cr} = 0.1333 \text{ mm}$$

Zur berechnung der mechanischen dehnung der Fanschaufel wird das Integral aus Formel 2.1 gelöst. Mittels Taschenrechner wird numerisch der Fanradius im Cold and Dark Zustand berechent.

$$r_{Fan;Kalt} := 770.32244 \text{ mm}$$

Damit ergibt sich eine mechanische Dehnung des Fans:

$$\Delta l_{Mech;Fan} := l_{Fan;ADP} - r_{Fan;Kalt} - \Delta l_{Therm;Scheibe} - \Delta l_{Therm;Fan} - \Delta l_{Mech;Scheibe} = 1.085 \text{ mm}$$

Entgültig ergibt sich damit als Bezugspunkte folgende Werte im kalten Zustand:

Fanscheibenlänge:  $r_{Scheibe;Kalt} = 190.492 \text{ mm}$

Fanradius:  $r_{Fan;Kalt} = 770.322 \text{ mm}$

Funktionale Fanlänge:  $l_{Funk;Fan;Kalt} := r_{Fan;Kalt} - r_{Scheibe;Kalt} = 579.83 \text{ mm}$

Von hier ausgehend, müssen zur Berechnung vier Verschiedene Zustände des Fans Berücksichtigt werden:

## 2.2. Spaltabstände

1. Take-Off
2. Idle
3. Cruise mit Take-Off-Power

Es wird davon ausgegangen, dass das Triebwerk zunächst aufgrund der Umgebungstemperatur erwähmt und dann die Leistung auf Take-Off Schub erhöht wird.

### 1. Take-Off

#### Thermische Dehnungen:

Take-Off Temperatur:  $T_{TO} := T_{ISA;NN} + 40 \text{ K} = 328.15 \text{ K}$

#### Fanscheibe:

Berechnung der thermischen Dehnung der Fanscheibe beim Take-Off:

$$\Delta l_{Therm;Scheibe;TO} := r_{Scheibe;Kalt} \cdot \alpha_{Ti} \cdot (T_{TO} - T_{Mont}) = 0.049 \text{ mm}$$

#### Fanschaufel:

Thermische Längenänderung:  $\Delta l_{Therm;Fan;TO} := l_{Funk;Fan;Kalt} \cdot \alpha_{Ti} \cdot (T_{TO} - T_{Mont}) = 0.15 \text{ mm}$

Zur weiteren Berechnung ergeben sich dann folgende Werte:

Schaufelspitzenradius bei Take-Off Temperatur:

$$r_{Fan;TO;Therm} := r_{Fan;Kalt} + \Delta l_{Therm;Fan;TO} = 770.472 \text{ mm}$$

Fanscheibenradius bei Take-Off Temperatur:

$$r_{Scheibe;TO;Therm} := r_{Scheibe;Kalt} + \Delta l_{Therm;Scheibe;TO} = 190.541 \text{ mm}$$

Drehfrequenz Take-Off:

$$\omega_{TO} := \frac{\frac{351}{s} \cdot \frac{m}{9}}{\frac{771}{mm}} = 505.837 \frac{1}{s}$$

Dehnungsbeiwert Take-Off:  $\varepsilon_{TO} := 0.0011$

Mechanische Dehnung der Fanschaufel:

$$\Delta l_{Mech;Fan;TO} := \int_{r_{Scheibe;TO;Therm}}^{r_{Fan;TO;Therm}} \frac{\rho_{Ti} \cdot x \cdot \left( r_{Fan;TO;Therm} - \frac{x}{2} \right) \cdot \omega_{TO}^2}{E} dx = 1.34 \text{ mm}$$

## 2.2. Spaltabstände

Mechanische Dehnung der Fanscheibe:

$$\Delta l_{Mech;Scheibe;TO} := r_{Scheibe;TO;Therm} \cdot \varepsilon_{TO} = 0.2096 \text{ mm}$$

Gesamte Längenänderung des Fans bei Take-Off:

$$\Delta l_{TO,Ges} := \Delta l_{Mech;Fan;TO} + \Delta l_{Therm;Fan;TO} + \Delta l_{Mech;Scheibe;TO} + \Delta l_{Therm;Scheibe;TO} = 1.748 \text{ mm}$$

### 2. Idle

Bei dem Sinkflug bzw. der Landung während der das Triebwerk auf Idle läuft ist die mechanische Dehnung konstant. Die thermische Dehnung ist je nach Höhe verschieden. Daher muss auch sicher gestellt sein, dass der Fan das Containment nicht berührt.

Es wird davon ausgegangen, dass bevor der Landeanflug beginnt die Leistung verringert und dann mit dem Sinken begonnen wird. Demnach wird zuerst die Änderung der mechanischen Dehnung berechnet und anschließend, davon ausgehend, die thermische. Dabei werden die Längen aus dem ADP berücksichtigt.

Mechanische Dehnung der Fanscheibe:

Dehnungsbeiwert Idle:  $\varepsilon_{Id} := 0.0001$

$$\Delta l_{Mech;Scheibe;Id} := l_{Scheibe;ADP} \cdot \varepsilon_{Id} = 0.019 \text{ mm}$$

Mechanische Dehnung der Fanschaufel:

Drehfrequenz Idle:

$$\omega_{Id} := \frac{351 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \frac{4}{9}}{771 \text{ mm}} = 202.335 \frac{1}{\text{s}}$$

$$\Delta l_{Mech;Fan;Id} := \int_{l_{Scheibe;ADP}}^{l_{Fan;ADP}} \frac{\rho_{Ti} \cdot x \cdot \left( l_{Fan;ADP} - \frac{x}{2} \right) \cdot \omega_{Id}^2}{E} dx = 0.215 \text{ mm}$$

## 2.2. Spaltabstände

Da beim Landeanflug prinzipiell alle Höhen durchflogen und sich die Ausdehnung in den verschiedenen Höhen ändern kann muss für jede Höhe die spezifische Ausdehnung berechnet werden. Es wird angenommen, dass die mechanische Dehnung während diesen Vorgangs kostant ist. Die berechnung erfolgt der übersichtlichkeit halber in einer Tabelle. Das vorgehen ist das selbe wie bei den obigen Rechnungen.

Höhe (m)	T (C)	T (K)	$\Delta l_{Fan;Id}$ (mm)	$\Delta l_{Scheibe;Id}$ (mm)	Summe (mm)
0	15	288.15	0.3569543692	0.1171335308	0.4740879
1000	8.5	281.65	0.324503972	0.106485028	0.430989
2000	2	275.15	0.2920535748	0.0958365252	0.3878901
3000	-4.5	268.65	0.2596031776	0.0851880224	0.3447912
5000	-17.5	255.65	0.1947023832	0.0638910168	0.2585934
7000	-30.5	242.65	0.1298015888	0.0425940112	0.1723956
9000	-43.56	229.59	0.06460125227	0.02119871173	0.085799964
11000	-56.5	216.65	0	0	0

Damit wäre die maximale Längenänderung auf NN bei:  $\Delta l_{Therm;Id;Ges} := 0.47408 \text{ mm}$

Somit ergibt sich eine gesamte Längenänderung für Idle mit:

$$\Delta l_{Id;Ges} := \Delta l_{Mech;Scheibe;Id} + \Delta l_{Mech;Fan;Id} + \Delta l_{Therm;Id;Ges} = 0.708 \text{ mm}$$

## 3. Cruise und Take-Off Power

Für den Unwahrscheinlichen Fall, dass während des normalen Fluges die Leistung erhöht werden muss sollte der Fan das Containment auch nicht berühren.

Da auf gleicher Flughöhe weitergeflogen wird davon ausgegangen, dass es keine thermische Längenänderung gibt. Daher wird lediglich die mechanische Längenänderung betrachtet:

Mechanische Dehnung der Fanscheibe:

$$\text{Dehnungsbeiwert Take-Off: } \varepsilon_{Id} := 0.0011$$

$$\Delta l_{Mech;Scheibe;Cr;TO} := l_{Scheibe;ADP} \cdot \varepsilon_{Id} = 0.2095 \text{ mm}$$

## 2.2. Spaltabstände

Mechanische Dehnung der Fanschaufel:

Drehfrequenz TO:

$$\omega_{TO} := \frac{351 \frac{m}{s} \cdot \frac{10}{9}}{771 \text{ mm}} = 505.837 \frac{1}{s}$$

$$\Delta l_{Mech;Fan;Cr;TO} := \int_{l_{Scheibe;ADP}}^{l_{Fan;ADP}} \frac{\rho_{Ti} \cdot x \cdot \left( l_{Fan;ADP} - \frac{x}{2} \right) \cdot \omega_{Id}^2}{E} dx = 0.215 \text{ mm}$$

$$\Delta l_{Cr;TO;Ges} := \Delta l_{Mech;Fan;Cr;TO} + \Delta l_{Mech;Scheibe;Cr;TO} = 0.424 \text{ mm}$$

Übersicht der verschiedenen Gesamtausdehnungen:

1. Take-Off:  $\Delta l_{TO;Ges} = 1.748 \text{ mm}$

2. Idle:  $\Delta l_{Id;Ges} = 0.708 \text{ mm}$

3. Cruise mit TO-Power:  $\Delta l_{Cr;TO;Ges} = 0.424 \text{ mm}$

Damit haben ist die gesamte Einheit beim Take-Off am längsten. Der gesamt Radius des Fans beträgt dann:

$$l_{Total} := r_{Fan;Kalt} + \Delta l_{TO;Ges} = 772.07 \text{ mm}$$

## 2.3. Montagespalt

Aus vorherigen Berechnungen folgen folgende Werte:

Innenradius des Containments bei Take-Off:  $r_{Cont;TO} := 772.07 \text{ mm}$

Containmentdicke:  $l_{Cont;ADP} := 18.865 \text{ mm}$

Temperatur MTO:  $T_{ISA;TO} := 55 \text{ }^{\circ}\text{C} = 328.15 \text{ K}$

Temperatur ADP:  $T_{ADP} := -56.5 \text{ }^{\circ}\text{C} = 216.65 \text{ K}$

Temperatur Montage:  $T_{Mont} := 25 \text{ }^{\circ}\text{C} = 298.15 \text{ K}$

Materialausdehnungskoeffizient:  $\alpha_{Ti} := 8.6 \cdot 10^{-6} \frac{1}{K}$

Containmentdicke bei maximaler Take-Off-Temperatur:

$$\Delta l_{Cont;TO} := r_{Cont;TO} \cdot \alpha_{Ti} \cdot (T_{ADP} - T_{ISA;TO}) = -0.74 \text{ mm}$$

Daraus ergibt sich die Höhe auf dem das Containment sitzt mit:

$$r_{Cont;ADP} := r_{Cont;TO} + \Delta l_{Cont;TO} = 771.33 \text{ mm}$$

Da der Fan im ADP einen Fanspitzenradius und 771mm aufweist liegt das Containment noch deutlich darüber. Damit ist gewährleistet, dass auch in diesem Zustand der Fan frei laufen kann.

Aus der vorherigen Rechnung lässt sich der Schaufel spitzenradius bei Montage übernehmen:

Fanradius:  $r_{Fan;Kalt} := 770.322 \text{ mm}$

Thermische Längenänderung des Containments:

$$\Delta l_{Cont;Mont.} := r_{Cont;ADP} \cdot \alpha_{Ti} \cdot (T_{Mont} - T_{ADP}) = 0.541 \text{ mm}$$

Es wird angenommen, dass sich das Containment in alle Richtungen gleichmäßig Ausdehnt.

Daraus ergibt sich ein Containmentradius bei der Montage von:

## 2.3. Montagespalt

$$r_{Cont;Montage} := r_{Cont;ADP} + \Delta l_{Cont;Mont.} = 771.87 \text{ mm}$$

Aus der Differenz der Radien lässt sich nun der Montagespalt berechnen.

$$\Delta s_m := r_{Cont;Montage} - r_{Fan;Kalt} = 1.54829 \text{ mm}$$

Damit herrscht bei der Montage ein Spalt von 1,55mm.

### 3. Planetenrädergetriebe und Wellen-Festigkeit

#### 3.1. Übersetzungsverhältnis und Kutzbachplan

Zur Berechnung des Übersetzungsverhältnisses werden zunächst die Eingangs- und Ausgangsdrehzahlen betrachtet. Da in dieser Konstruktion das Sonnenrad den Antrieb und das Hohlrad den Abtrieb können für die Drehzahlen die der entsprechenden Bauteile verwendet werden.

Niederdruckturbinendrehzahl (Antrieb):

$$n_{\text{Sonnenrad}} := 14165 \frac{1}{\text{min}}$$

Fandrehzahl (Abtrieb):

$$n_{\text{Hohlrad}} := \frac{350 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0.771 \frac{\text{m} \cdot 2 \cdot \pi}{\text{s}}} = 4334.96 \frac{1}{\text{min}}$$

Das Übersetzungsverhältnis ist wie folgt gegeben:

$$i := \frac{n_{\text{Sonnenrad}}}{n_{\text{Hohlrad}}} = 3.268$$

Die grobe Anzahl der Zähne wird mit Hilfe des Kutzbachplans bestimmt.

Des weiteren müssen folgende Beziehungen gelten:

$$\frac{z_{\text{Sonnenrad}} + |z_{\text{Hohlrad}}|}{n_{\text{Planeten}}} = \text{ganzzahlig}$$

$$\frac{z_{\text{Hohlrad}}}{z_{\text{Sonnenrad}}} = i$$

Durch Annahme verschiedener Zahlsituationen im Getriebeauslegungstool ergaben sich folgende Zähnezahlen welche am nächsten an dem Übersetzungsverhältnis liegen und die Kräfte übertragen können:

$$z_{\text{Hohlrad}} := -115$$

$$z_{\text{Sonnenrad}} := 35$$

$$z_{\text{Planetenrad}} := 40$$

Anzahl der Planeten:

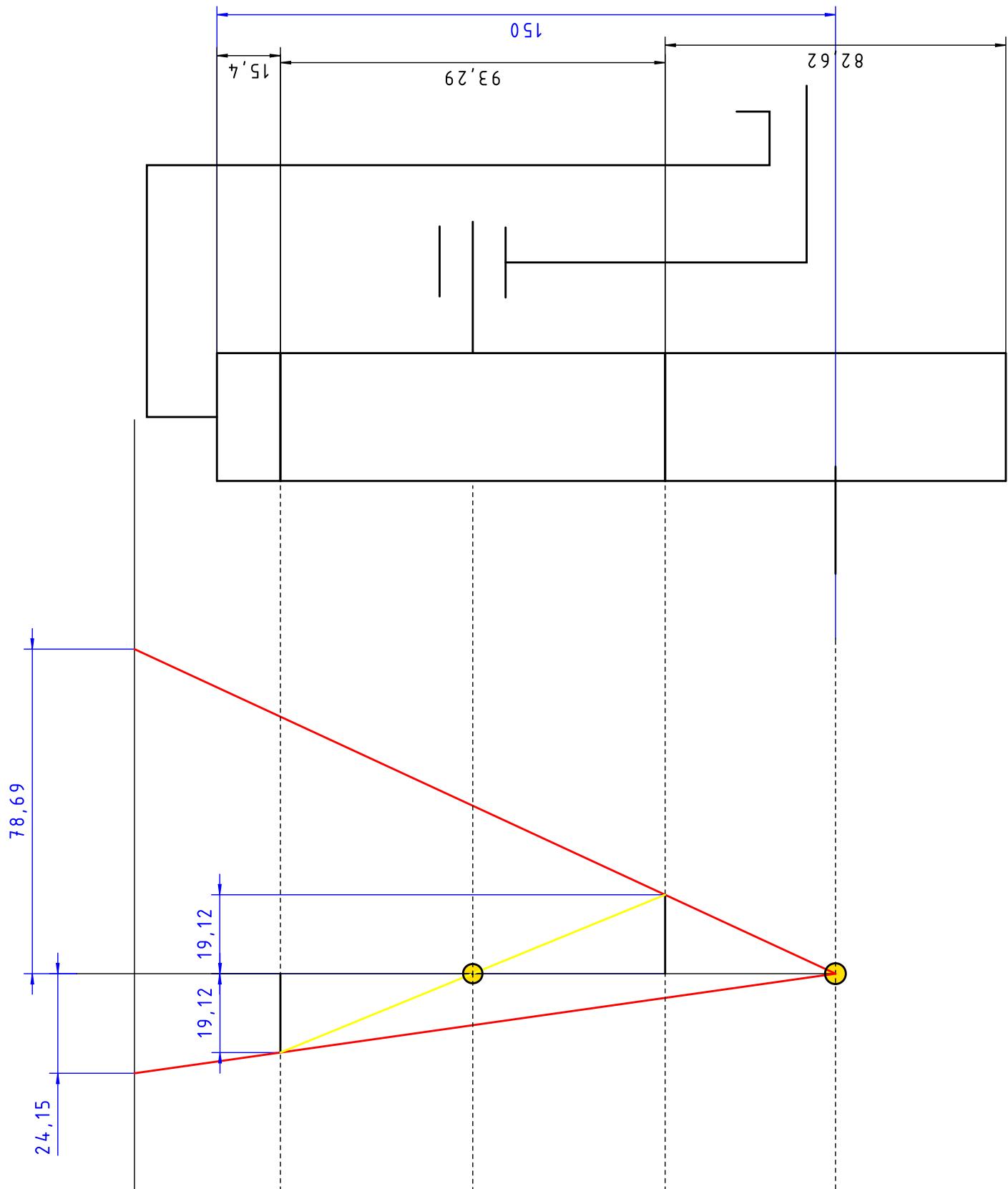
$$n_{\text{Planeten}} := 5$$

Daraus ergibt sich:

$$\frac{z_{\text{Sonnenrad}} + |z_{\text{Hohlrad}}|}{n_{\text{Planeten}}} = 30$$

$$\frac{|z_{\text{Hohlrad}}|}{z_{\text{Sonnenrad}}} = 3.286$$

### 3.1. Übersetzungsverhältnis und Kutzbachplan



### 3.3. Anbindung zur Niederdruckwelle

#### Welle Niederdruckturbine:

Es wird davon ausgegangen, dass beim Take-Off der größte Lastfall für die Welle vorherrscht und damit maßgeblich für die Auslegung ist:

Zulässige Torsionsspannung des Sonnenrads:

$$\tau_{t;zul;Fe} := 520 \frac{N}{mm^2}$$

Torsionsmoment der Niederdruckturbine bei Take-Off:

$$T_{NDT;TO} := 3313.262 N \cdot m$$

Verhältnis von Innen- zu Außendurchmesser:

$$k := 0.7894$$

Mindest außendurchmesser:

$$d_a := \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot (1 - k^4)} \cdot \frac{T_{NDT;TO}}{\tau_{t;zul;Fe}}} = 37.575 mm$$

$$d_{a;Real} := 95 mm$$

$$d_{i;Real} := 75 mm$$

Realverhältnis von Innen- zu Außendurchmesser:

$$k_{real} := \frac{d_{i;Real}}{d_{a;Real}} = 0.789$$

Damit ist die Welle größer als der geforderte Mindestwellendurchmesser und hält die Belastung aus.

#### Fanwelle:

Zulässige Torsionsspannung der Fanwelle:

$$\tau_{t;zul;Fe} := 520 \frac{N}{mm^2}$$

Torsionsmoment der Fanwelle bei Take-Off:

$$T_{Fan;TO} := 10794 N \cdot m$$

Verhältnis von Innen- zu Außendurchmesser:

$$k := 0.27$$

Mindest außendurchmesser:

$$d_a := \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot (1 - k^4)} \cdot \frac{T_{Fan;TO}}{\tau_{t;zul;Fe}}} = 47.368 mm$$

$$d_{a1;Real} := 54.9 mm$$

$$d_{i1;Real} := 23.5 mm$$

$$d_{a2;Real} := 65 mm$$

$$d_{i2;Real} := 56 mm$$

### 3.3. Anbindung zur Niederdruckwelle

Realverhältnis von Innen- zu Außendurchmesser:

$$k_{1;Real} := \frac{d_{i1;Real}}{d_{a1;Real}} = 0.428$$

Realverhältnis von Innen- zu Außendurchmesser:

$$k_{2;Real} := \frac{d_{i2;Real}}{d_{a2;Real}} = 0.862$$

$$d_{a1;Min} := \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot (1 - k_{1;Real}^4)} \cdot \frac{T_{Fan;TO}}{\tau_{t;zul;Fe}}} = 47.826 \text{ mm}$$

$$d_{a2;Min} := \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot (1 - k_{2;Real}^4)} \cdot \frac{T_{Fan;TO}}{\tau_{t;zul;Fe}}} = 61.747 \text{ mm}$$

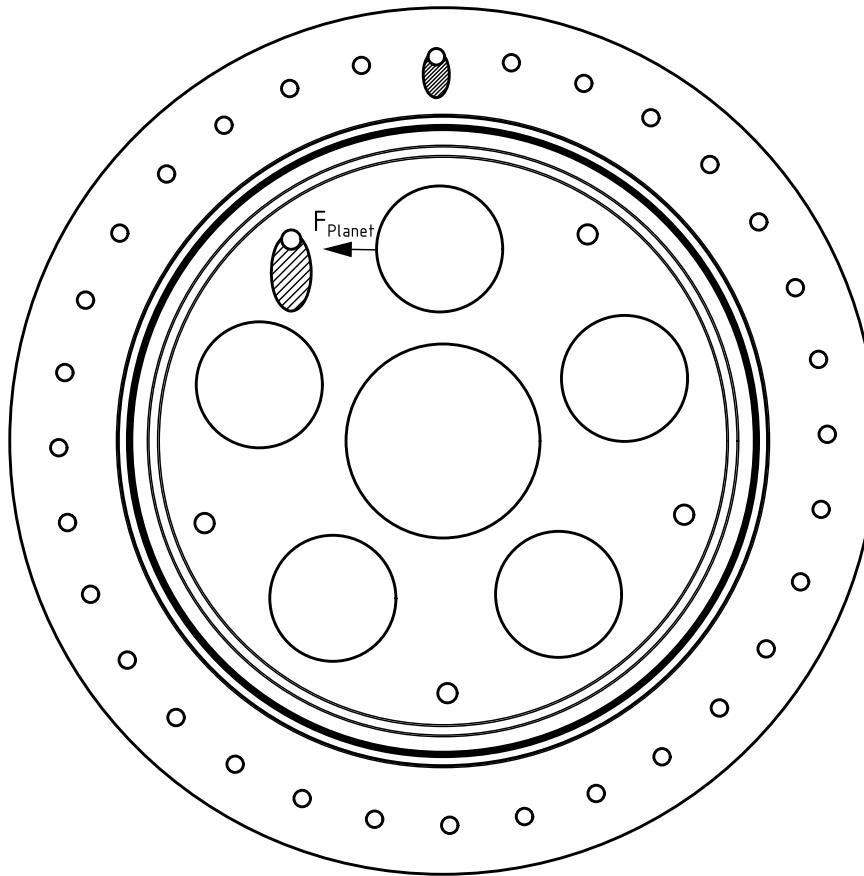
Damit ist die Welle größer als der geforderte Mindestwellendurchmesser und hält die Belastung aus.

### 3.3. Getriebeabstützung zum Zwischengehäuse

Erforderliche Bauteildicke der Getriebeabstützung:

Es wird davon ausgegangen, dass die Getriebeabstützung zum Gehäuse vorwiegend durch die Gewichtskraft und das Moment an den Planetenrädern belastet wird.

In dieser Konstruktion ist die Getriebeabstützung mit Bolzen, welche die Planetenräder aufhängen vorgesehen. Daher wird das Bauteil auf Lochleibung untersucht.



Inner Löcher:

Übertragene Kraft aller Planeten:

$$F_{\text{Planet}} := \frac{14079.13 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.110529 \text{ m}} = 127.38 \text{ kN}$$

Gewichtskraft des  
Getriebes:

$$F_m := 58.753 \text{ kg} \cdot g = 576.17 \text{ N}$$

Gesamtkraft:

$$F_{\text{ges}} := F_{\text{Planet}} + F_m = 127.956 \text{ kN}$$

Bauteildicke:

$$s := 5 \text{ mm}$$

Lochdurchmesser:

$$d := 10 \text{ mm}$$

### 3.3. Getriebeabstützung zum Zwischengehäuse

Anzahl der Bolzen:  $n := 5$

$$\sigma_L := \frac{F_{ges}}{s \cdot d \cdot n} = 511.823 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{zul} := 1270 \frac{N}{mm^2} = R_{m;Stahl}$$

Damit ist die zulässige Spannung kleiner als die Lochleibungsspannung. Somit hält die Getriebeabstützung.

Äußere Löcher:

Gesamtkraft:  $F_{ges} := F_{Planet} + F_m = 127.956 \text{ kN}$

Bauteildicke:  $s := 5.509 \text{ mm}$

Lochdurchmesser:  $d := 8 \text{ mm}$

Anzahl der Bolzen:  $n := 32$

$$\sigma_L := \frac{F_{ges}}{s \cdot d \cdot n} = 90.729 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{zul} := 1270 \frac{N}{mm^2} = R_{m;Stahl}$$

Damit ist die zulässige Spannung kleiner als die Lochleibungsspannung. Somit hält die Getriebeabstützung.

### 3.4. Kühlleistung Getriebe

Temperaturdifferenz:

$$\Delta T = 24 \left( 1 + \frac{kg}{s \cdot m'} \right) \cdot K$$

Spezifische Wärmekapazität des Kühlmittels (Tabelle):

$$c := 2100 \frac{J}{kg \cdot K}$$

Getriebewirkungsgrad:

$$\eta := 0.997$$

Weiterhin gilt folgende Beziehung:

$$\eta = \frac{P_{ein}}{P_{aus}}$$

Ausgangsleistung aus Getriebetool:

$$P_{Aus;TO} := 5460 \text{ kW}$$

Eingangsleistung:

$$P_{ein;TO} := \frac{P_{Aus;TO}}{\eta} = 5476.429 \text{ kW}$$

Es wird davon ausgegangen, dass die Leistung, welche nicht übertragen wird komplett in Wärme umgesetzt wird.

$$Q_{Getriebe} := P_{ein;TO} - P_{Aus;TO} = 16.429 \text{ kW}$$

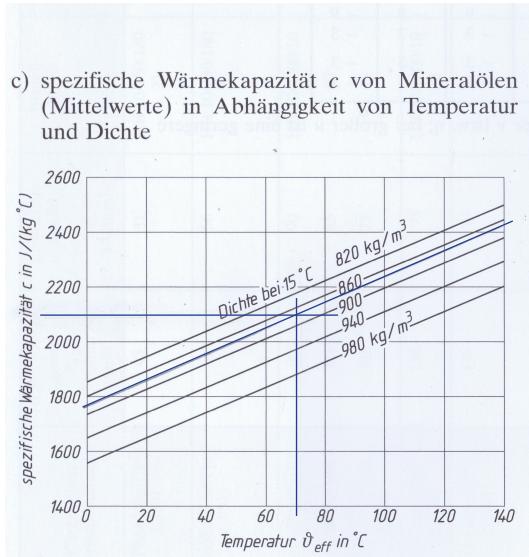


Tabelle zur Bestimmung von  $c$

# 4. Lagerauslegung

## 4.1. Aufschlüsselung nach Baugruppen

Die Aufschlüsselung der Bauteile findet nach chronologisch, wie sie bei der Montage benötigt werden, statt. Es wird in der Zeile "ROT" danach unterschieden ob das Bauteil drehend oder stehend ist. Ebenso wurde die Unterscheidung getroffen ob das drehende Teil zur Niederdruckturbinenwelle (NDW) oder zur Fanwelle gehört (FAN).

Modul:			NDT-Welle					No 0	
	Pos.	Name	Material	FAN	NDW	ROT	Gewicht [kg]	Anzahl	
1	37	NDT-Stubshaft	Stahl	---	X	X	2,896	1	
2	36	HD-Flansch	Aluminium	---	---	---	0,793	1	
		GESAMT	---	---	---	---	3,689		

Modul:			Strutmodul					No 1	
	Pos.	Name	Material	FAN	NDW	ROT	Gewicht [kg]	Anzahl	
1	2	Strutmodul	Titan	---	---	---	76,11	1	
2	40	Mutter EN 3014 - 080	Stahl	---	---	---	0,00421	79	
		GESAMT	---	---	---	---	76,44259		

Modul:			NDT-Aufhängung					No 2	
	Pos.	Name	Material	FAN	NDW	ROT	Gewicht [kg]	Anzahl	
1	34	Hintere Aufhngung	Aluminium	---	---	---	0,954	1	
2	33	Mittlere Aufhängung	Aluminium	---	---	---	1,082	1	
3	32	Vordere Aufhängung	Aluminium	---	---	---	1,206	1	
4	35	Spindellager B7017-E-T-P4S	---	---	---	---	0,875	2	
5	44	Passsraube - 12 012	Stahl	---	---	---	0,025347	27	
6	46	Mutter MJ12	Stahl	---	---	---	0,022	27	
7	41	Schraube EN 3328 - 080 - 008	Stahl	---	---	---	0,01434	23	
8	43	Schraube EN 3328 - 100 - 005	Stahl	---	---	---	0,02312	12	
9	45	Mutter MJ 10	Stahl	---	---	---	0,0126	12	
		GESAMT	---	---	---	---	7,028829		

Modul:			Getriebe					No 3	
	Pos.	Name	Material	FAN	NDW	ROT	Gewicht [kg]	Anzahl	
1	29	Passfeder	Stahl	---	---	X		5	
2	27	Planetenwelle	Stahl	---	---	X	1,322	5	
3	26	Rillenkugellager	Stahl	---	---	---	0,052	10	
4	28	Planetenrad	Stahl	---	---	X	3,672	5	
5	31	Sonnenrad	Stahl	---	X	X	8,284	1	
6	25	Hintere Planetenbefestigung	Stahl	---	---	---	7,65	1	
7	24	Vordere Planetenbefestigung	Stahl	---	---	---	2,355	1	
8	23	Hinteres Hohlrad	Stahl	X	---	X	4,162	1	
9	30	Gehäusebefestigung	Stahl	---	---	---	6,415	1	
10	47	Passschraube MJ10 x 90mm	Stahl	---	---	---	0,043483	5	
11	45	Mutter MJ10	Stahl	---	---	---	0,0126	21	
12	48	Passschraube MJ8 x 14mm	Stahl	---	---	---	0,00974	32	
13	39	Sicherungsblech MJ48	Stahl	---	X	X	0,0147	1	
14	38	Nutmutter MJ48	Stahl	---	X	X	0,142	1	
15	22	Vorderes Hohlrad	Stahl	X	---	X	9,492	1	
16	43	Schraube MJ10 x 5mm	Stahl	X	---	X	0,02312	16	
		GESAMT	---	---	---	---	65,168315		

## 4.1. Aufschlüsselung nach Baugruppen

Modul:			Fanwelle					No 4	
	Pos.	Name	Material	FAN	NDW	ROT	Gewicht [kg]	Anzahl	
1	15	Zylinderrollenlager NUP314	---	---	---	---	2,89	1	
2	14	Hintere Festlageraufhängung	Titan	---	---	---	3,153	1	
3	13	Vordere Festlageraufhängung	Titan	---	---	---	0,598	1	
4	49	Schraube MJ8 x 8mm	Stahl	---	---	---	0,01434	23	
5	42	Mutter MJ8	Stahl	---	---	---	0,0084	50	
6	8	Fanscheibe	Titan	X	---	X	57,217	1	
7	12	Fanwelle	Stahl	X	---	X	7,038	1	
8	50	Schraube MJ12 x 20mm	Stahl	X	---	X	0,05018	17	
9	46	Mutter MJ12	Stahl	X	---	X	0,022	17	
10	18	Loslager Innenring	Stahl	X	---	X	0,355	1	
11	19	Zylinderrollenlager NUP311	---	---	---	---	3,54	1	
12	20	Dichtungsbeläge	Titan	---	---	---	1,742	1	
13	21	Lageraufhängung Steg	Titan	---	---	---	9,99	1	
14	51	Schrauben MJ8 x 21mm	Stahl	---	---	---	0,01944	27	
15	16	Nutmutter MJ35	Stahl	X	---	X	0,0621	1	
16	17	Sicherungsblech MJ35	Stahl	X	---	X	0,00987	1	
		GESAMT	---	---	---	---	89,09673		

Modul:			Statoren					No 5	
	Pos.	Name	Material	FAN	NDW	ROT	Gewicht [kg]	Anzahl	
1	3	Statorpaket 7er NS	Titan	---	---	---	9,674	1	
2	4	Statorpaket 6er NS	Titan	---	---	---	8,292	5	
3	6	Statorpaket 5er KS	Titan	---	---	---	1,296	1	
4	7	Statorpaket 6er KS	Titan	---	---	---	1,563	7	
5	48	Schraube MJ8 x 14mm	Stahl	---	---	---	0,00974	47	
6	52	Schraube MJ6 x 8mm	Stahl	---	---	---	0,00723	32	
7	53	Mutter MJ6	Stahl	---	---	---	0,0041	32	
		GESAMT	---	---	---	---	64,19134		

Modul:			Fan					No 6	
	Pos.	Name	Material	FAN	NDW	ROT	Gewicht [kg]	Anzahl	
1	5	Fanschaufel	Titan	X	---	X	5,957	16	
2	10	Nosescheibe	Titan	X	---	X	1,825	1	
3	54	Einnietmutter MJ6	Stahl	X	---	X	0,00302	32	
4	40	Einnietmutter MJ8	Stahl	X	---	X	0,00421	12	
5	55	Schrauben MJ8 x 7mm	Stahl	X	---	X	0,01396	32	
6	42	Mutter MJ8	Stahl	X	---	X	0,0084	32	
7	9	Fanabdeckung	Aluminium	X	---	X	0,454	16	
8	56	Schraube MJ6 x 3mm	Stahl	X	---	X	0,00614	32	
9	8	Nosecone	Aluminium	X	---	X	3,072	1	
10	57	Schraube MJ8 x 20mm	Stahl	X	---	X	0,01905	12	
		GESAMT	---	---	---	---	108,76076		

## 4.1. Aufschlüsselung nach Baugruppen

Modul:			Containment				No 7	
	Pos.	Name	Material	FAN	NDW	ROT	Gewicht [kg]	Anzahl
1	1	Containment	Titan	---	---	---	167,522	1
2	41	Schrauben MJ8 x 6mm	Stahl	---	---	---	0,01356	144
3	42	Mutter MJ8	Stahl	---	---	---	0,0084	144
		GESAMT	---	---	---	---	170,68424	

GESAMT 585,061804

GESAMT ROTIEREND 225,00041

GESAMT STEHEND 360,061394

## 4.2. Lagerauslegung Fanlager

Die Auslegung der Lager an der Fanwelle erfolgte iterativ. Hier soll nur die endgültige Rechnung und der Nachweis erfolgen:

Als Radialkraft wird die Gewichtskraft der rotierenden Teile angenommen:

Gewicht (aus CAD):

$$m_{rot;Fan} := 188.3861 \text{ kg}$$

Radialkraft:

$$F_{Fan;Rad} := m_{rot;Fan} \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} = 1848.068 \text{ N}$$

Fandurchmesser ADP:

$$d_{Fan} := 771 \text{ mm} \cdot 2 = 1542 \text{ mm}$$

Radial und Axialfaktor aus Herstellerangaben:

Radialfaktor:

$$X := 0.92$$

Axialfaktor:

$$Y := 0.6$$

Exponent da Rollenlager:

$$p := \frac{10}{3}$$

Lagerlast Take-Off

$$F_{Fan;TO;Ax} := 12 \frac{N}{mm} \cdot d_{Fan} = 18504 \text{ N}$$

$$P_{TO} := X \cdot F_{Fan;Rad} + Y \cdot F_{Fan;TO;Ax} = 12802.622 \text{ N}$$

Lagerlast Cruise

$$F_{Fan;Cr} := 9 \frac{N}{mm} \cdot d_{Fan} = 13878 \text{ N}$$

$$P_{Cr} := X \cdot F_{Fan;Rad} + Y \cdot F_{Fan;Cr} = 10027.022 \text{ N}$$

Lagerlast Idle

$$F_{Fan;Id} := 1 \frac{N}{mm} \cdot d_{Fan} = 1542 \text{ N}$$

$$P_{Id} := X \cdot F_{Fan;Rad} + Y \cdot F_{Fan;Id} = 2625.422 \text{ N}$$

## 4.2. Lagerauslegung Fanlager

Dynamisch äquivalente Belastung

$$m_{TO} := 5$$

$$n_{TO} := 4830.38 \frac{1}{min}$$

$$m_{Cr} := 93$$

$$n_{Cr} := 4347.351 \frac{1}{min}$$

$$m_{Id} := 2$$

$$n_{Id} := 1932.15 \frac{1}{min}$$

$$P := \left( \frac{m_{TO} \cdot n_{TO} \cdot P_{TO}^p + m_{Cr} \cdot n_{Cr} \cdot P_{Cr}^p + m_{Id} \cdot n_{Id} \cdot P_{Id}^p}{m_{TO} \cdot n_{TO} + m_{Cr} \cdot n_{Cr} + m_{Id} \cdot n_{Id}} \right)^{\frac{1}{p}} = 10208.036 N$$

Es wird angenommen, dass die Kräfte von zwei Lagern getragen werden. Somit halbiert sich das P für die Auslegung eines Lagers.

$$P_{Auslegung} := \frac{P}{2} = 5104.018 N$$

Nachweis für das Loslager:

Aus dem Produktdatenblatt des Lagers NUP 311-E-TVP2:

Dynamische Traglast:

$$C := 159000 N$$

Grenzdrehzahl:

$$n_G := 7000 \frac{1}{min}$$

$$L_h := \left( \frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{33.3}{n_{TO}} \cdot 500 \cdot (60) = 32529.902 \text{ hr}$$

Die Grenzdrehzahl ist kleiner als die maximale Drehzahl und das Lager hat eine Lebensdauer von mehr als 10000 Stunden.

## 4.2. Lagerauslegung Fanlager

Nachweis für das Festlager:

Aus dem Produktdatenblatt des Lagers NUP 314-E-TVP2:

Dynamische Traglast:  $C := 142000 \text{ N}$

Grenzdrehzahl:  $n_G := 5500 \frac{1}{\text{min}}$

$$L_h := \left( \frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{33.3}{n_{TO}} \cdot 500 \cdot (60) = 22314.482 \text{ hr}$$

Die Grenzdrehzahl ist kleiner als die maximale Drehzahl und das Lager hat eine Lebensdauer von mehr als 10000 Stunden.

## 4.3. Lagerauslegung NDT-Lager

Die Auslegung des Lager an der Niederdruckturbinenwelle erfolgte iterativ. Hier soll nur die Entgültige Rechnung und Nachweis erfolgen:

Als Radialkraft wird die Gewichtskraft der rotierenden Teile angenommen:

Gewicht (aus CAD):

$$m_{rot;NDT} := 11.81 \text{ kg}$$

Radialkraft:

$$F_{NDT;Rad} := 11.18 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 109.676 \text{ N}$$

Radial und Axialfaktor aus DIN ISO 281:

Radialfaktor:

$$X := 0.72$$

Axialfaktor:

$$Y := 1.63$$

Exponent da Kugellager:

$$p := 3$$

Lagerlast Take-Off

$$F_{NDT;TO;Ax} := 9.8 \text{ kN}$$

$$P_{TO} := X \cdot F_{NDT;Rad} + Y \cdot F_{NDT;TO;Ax} = 16052.967 \text{ N}$$

Lagerlast Cruise

$$F_{NDT;Cr} := 7.2 \text{ kN}$$

$$P_{Cr} := X \cdot F_{NDT;Rad} + Y \cdot F_{NDT;Cr} = 11814.967 \text{ N}$$

Lagerlast Idle

$$F_{NDT;Id} := 0.8 \text{ kN}$$

$$P_{Id} := X \cdot F_{NDT;Rad} + Y \cdot F_{NDT;Id} = 1382.967 \text{ N}$$

## 4.3. Lagerauslegung NDT-Lager

Dynamisch äquivalente Belastung

$$m_{TO} := 5 \quad n_{Cr} := 14165 \frac{1}{min}$$

$$m_{Cr} := 93 \quad n_{TO} := n_{Cr} \cdot \frac{10}{9} = 15738.889 \frac{1}{min}$$

$$m_{Id} := 2 \quad n_{Id} := n_{Cr} \cdot \frac{4}{9} = 6295.556 \frac{1}{min}$$

$$P := \left( \frac{m_{TO} \cdot n_{TO} \cdot P_{TO}^p + m_{Cr} \cdot n_{Cr} \cdot P_{Cr}^p + m_{Id} \cdot n_{Id} \cdot P_{Id}^p}{m_{TO} \cdot n_{TO} + m_{Cr} \cdot n_{Cr} + m_{Id} \cdot n_{Id}} \right)^{\frac{1}{p}} = 12104.506 N$$

Nominelle Lebensdauer:  $L_h := 10000 \text{ hr}$

Dynamische Tragzahl:

$$C := \left( \frac{n_{TO} \cdot L_h}{33.3 \cdot 500 \cdot (60)} \right)^{\frac{1}{p}} \cdot P = 255937.352 N$$

Da es kein Lager zur Verfügung gibt, welches diese Lasten aufnehmen könnte, muss beim Hersteller ein Lager angefordert werden, welches diesen Anforderungen gerecht wird und dem Bauraum der Lager B7012-E-T-P4S entspricht.

## 4.4. Lagerauslegung Planetenrad

Die Auslegung des Lagers erfolgte iterativ. Hier soll nur die Entgültige Rechnung und Nachweis erfolgen:

Als Radialkraft wird die Gewichtskraft der rotierenden Teile angenommen:

Gewicht (aus CAD):

$$m_{Planet} := 4.665 \text{ kg}$$

Radialkraft:

$$F_{Planet} := m_{Planet} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 45.764 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2}$$

Radial und Axialfaktor aus Herstellerangaben:

Radialfaktor:

$$X := 0.56$$

Axialfaktor:

$$Y := 1$$

Exponent da Kugellager:

$$p := 3$$

Es wird davon ausgegangen, dass aufgrund der V-Verzahnung keine Axialenbelastungen auftreten.

Lagerlast Take-Off

$$F_{Planet;TO;Ax} := 0 \text{ N}$$

$$P_{TO} := X \cdot F_{Planet} + Y \cdot F_{Planet;TO;Ax} = 25.628 \text{ N}$$

Lagerlast Cruise

$$F_{Planet;Cr} := 0 \text{ N}$$

$$P_{Cr} := X \cdot F_{Planet} + Y \cdot F_{Planet;Cr} = 25.628 \text{ N}$$

Lagerlast Idle

$$F_{Planet;Id} := 0 \text{ N}$$

$$P_{Id} := X \cdot F_{Planet} + Y \cdot F_{Planet;Id} = 25.628 \text{ N}$$

## 4.4. Lagerauslegung Planetenrad

Dynamisch äquivalente Belastung

$$m_{TO} := 5 \quad n_{TO} := 13887.35 \frac{1}{min}$$

$$m_{Cr} := 93 \quad n_{Cr} := n_{TO} \cdot \frac{9}{10} = 12498.615 \frac{1}{min}$$

$$m_{Id} := 2 \quad n_{Id} := n_{TO} \cdot \frac{4}{10} = 5554.94 \frac{1}{min}$$

$$P := \left( \frac{m_{TO} \cdot n_{TO} \cdot P_{TO}^p + m_{Cr} \cdot n_{Cr} \cdot P_{Cr}^p + m_{Id} \cdot n_{Id} \cdot P_{Id}^p}{m_{TO} \cdot n_{TO} + m_{Cr} \cdot n_{Cr} + m_{Id} \cdot n_{Id}} \right)^{\frac{1}{p}} = 25.628 N$$

Nachweis für das Lager:

Aus dem Produktdatenblatt des Lagers B7215-C-T-P4S:

Dynamische Traglast:  $C := 7200 N$

Grenzdrehzahl:  $n_{G;Öl} := 19700 \frac{1}{min}$

$$L_h := \left( \frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{33.3}{n_{TO}} \cdot 500 \cdot (60) = 26586814.085 hr$$

Die Grenzdrehzahl ist kleiner als die maximale Drehzahl und das Lager hat eine Lebensdauer von mehr als 10000 Stunden.

Luftfahrtzulassung des Lagers ist noch zu prüfen.

## 4.5. Kühlleistung NDT-Lager

Die Berechnung der Kühlleistung für die Lager erfolgt über das Gesamtreibungsmoment je Lager. Daraus kann, zusammen mit der Drehzahl, die erforderliche Kühlleistung berechnet werden.

### NDT-Lager: Spindellager B7012-E-T-P4S

Gesamtreibungsmoment:

$$M_R = M_0 + M_1$$

Kinematische Viskosität:

$$\nu := 55.5 \frac{mm^2}{s}$$

Lagerbeiwert (aus Tabelle):

$$f_0 := 3.1$$

Mittlerer Lagerdurchmesser:

$$d_m := 77.5 \text{ mm}$$

Betriebsdrehzahl:

$$n_{TO} := 15738.889 \frac{1}{min}$$

Maßgebende Belastung für das Reibungsmoment:

$$P_1 := 13709.0324 \text{ N}$$

Lagerbeiwert (aus Tabelle):

$$f_1 := 0.00036533$$

$$M_0 := f_0 \cdot (\nu \cdot n_{TO})^{\frac{2}{3}} \cdot d_m^3 \cdot 10^{-7} = 1318.595$$

$$M_1 := f_1 \cdot P_1 \cdot d_m = 388.145$$

Gesamtreibungsmoment:

$$M_R := M_0 + M_1 = 1706.74 \text{ Nmm}$$

Reibleistung:

$$N_R := M_R \cdot \frac{n_{TO}}{9550} = 2812.795 \text{ W}$$

Damit würde das komplette NDT-Lager an der NDT 5625,59W Kühlung benötigen.

### Planetenlager: Rillenkugellager 61810-Y

Kinematische Viskosität:

$$\nu := 55.5 \frac{mm^2}{s}$$

Lagerbeiwert (aus Tabelle):

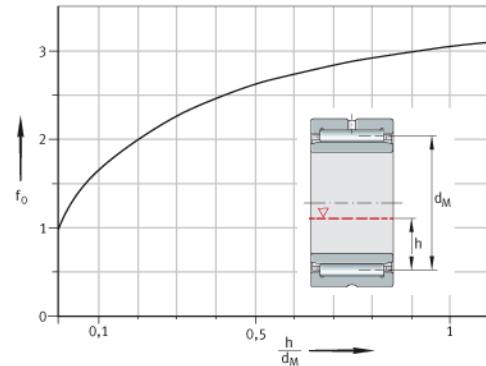
$$f_0 := 3.1$$

Mittlerer Lagerdurchmesser:

$$d_m := 57.5 \text{ mm}$$

Betriebsdrehzahl:

$$n_{TO} := 13887.35 \frac{1}{min}$$



## 4.5. Kühlleistung Fanlager

Maßgebende Belastung für das Reibungsmoment:  $P_1 := 0.45764 \text{ N}$

Lagerbeiwert (aus Tabelle):  $f_1 := 0.00002983054$

$$M_0 := f_0 \cdot (\nu \cdot n_{TO})^{\frac{2}{3}} \cdot d_m^3 \cdot 10^{-7} = 495.42$$

$$M_1 := f_1 \cdot P_1 \cdot d_m = 7.85 \cdot 10^{-4}$$

Gesamtreibungsmoment:  $M_R := M_0 + M_1 = 495.421 \text{ Nmm}$

Reibleistung:  $N_R := M_R \cdot \frac{n_{TO}}{9550} = 720.427 \text{ W}$

Damit würde dieses Lager pro Planetenrad 720,54W Kühlung benötigen.  
Insgesamt wären dies: 7204,27W

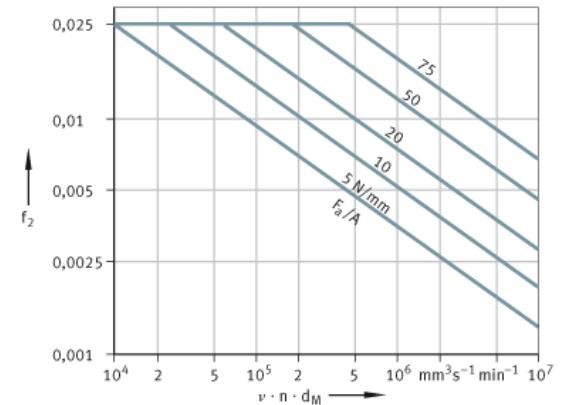
### Fanlager: Zylinderrollenlager NUP314-E-TVP2

Kinematische Viskosität:  $\nu := 55.5 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$

Lagerbeiwert (aus Tabelle):  $f_0 := 3.1$

Mittlerer Lagerdurchmesser:  $d_m := 110 \text{ mm}$

Betriebsdrehzahl:  $n_{TO} := 4830.38 \frac{1}{\text{min}}$



Maßgebende Belastung für das Reibungsmoment:  $P_1 := 22204 \text{ N}$

Lagerbeiwert (aus Tabelle):  $f_1 := 0.00005$

$$M_0 := f_0 \cdot (\nu \cdot n_{TO})^{\frac{2}{3}} \cdot d_m^3 \cdot 10^{-7} = 1715.494$$

$$M_1 := f_1 \cdot P_1 \cdot d_m = 122.122$$

Lagerbeiwert (aus Tabelle):  $f_2 := 0.01$

Axiale Lagerlast:  $F_A := 18504 \text{ N}$

$$M_2 := f_2 \cdot F_A \cdot d_m = 2.035 \cdot 10^4$$

## 4.5. Kühlleistung Fanlager

Gesamtreibungsmoment:  $M_R := M_0 + M_1 + M_2 = 22192.016 \text{ Nmm}$

Reibleistung:  $N_R := M_R \cdot \frac{n_{TO}}{9550} = 11224.699 \text{ W}$

Fanlager: Zylinderrollenlager NUP311-E-TVP2

Kinematische Viskosität:  $\nu := 55.5 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$

Lagerbeiwert (aus Tabelle):  $f_0 := 3.1$

Mittlerer Lagerdurchmesser:  $d_m := 87.5 \text{ mm}$

Betriebsdrehzahl:  $n_{TO} := 4830.38 \frac{1}{\text{min}}$

Maßgebende Belastung für das Reibungsmoment:  $P_1 := 22204 \text{ N}$

Lagerbeiwert (aus Tabelle):  $f_1 := 0.00005$

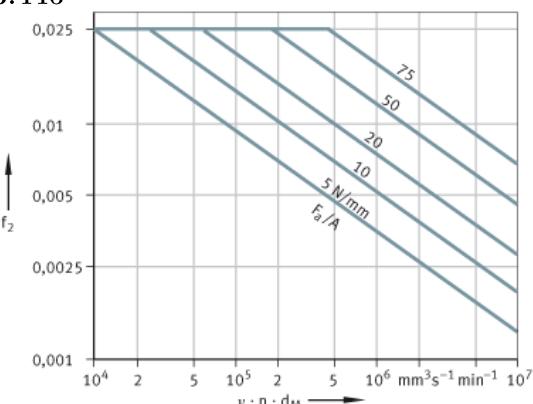
$$M_0 := f_0 \cdot (\nu \cdot n_{TO})^{\frac{2}{3}} \cdot d_m^3 \cdot 10^{-7} = 863.446$$

$$M_1 := f_1 \cdot P_1 \cdot d_m = 97.143$$

Lagerbeiwert (aus Tabelle):  $f_2 := 0.01$

Axiale Lagerlast:  $F_A := 18504 \text{ N}$

$$M_2 := f_2 \cdot F_A \cdot d_m = 1.619 \cdot 10^4$$



Gesamtreibungsmoment:  $M_R := M_0 + M_1 + M_2 = 17151.589 \text{ Nmm}$

Reibleistung:  $N_R := M_R \cdot \frac{n_{TO}}{9550} = 8675.256 \text{ W}$

Damit benötigen beide Lager der Fanwelle 19,899kW Kühlleistung

## 4.6. Ölmassenstrom

Für die Berechnung des Massestroms im gesamten Prozess findet unter der Berücksichtigung der entstandenen Wärme durch das Getriebe und der Lager statt.

$$Q_{Ges} + Q_{Getriebe} + Q_{Lager}$$

$$Q_{Ges} = Q_{Getriebe} + Q_{Lager} = 16429W + 32728 W = 49157W$$

Da dem gesamten Prozess Wärme entzogen werden muss, muss nun das Vorzeichen gewechselt werden. Sogesehen  $-Q_{Ges}$

Für den Massestrom des Öls am Getriebe ergibt sich:

$$Q_{Ges} = c \cdot m' \cdot \Delta T$$
$$-49157 W = 2100 \cdot \frac{J}{kg \cdot K} m' \cdot 24 \left( 1 + \frac{kg}{s \cdot m'} \right) \cdot K$$

Mit hilfe des Taschenrechners wird die Formel nach  $m'$  umgestellt und numerisch gelöst.

Daraus ergibt sich:

$$m' := -1.9753 \frac{kg}{s}$$

Da der Ölstrom vom System aus betrachtet negativ ist, ist der gesamte Strom als Betrag anzusehen.

Dieser Massestrom bezieht sich auf den Take-Off-Zustand. Da dieser jedoch nur recht kurz herscht kann der Massestrom angepasst werden um auch im Cruise gerade die Wärme abzuführen die entsteht. Jedoch kann sie auch belassen werden, da dies für das System lediglich bedeuten würde, dass es etwas kühler als  $T=70^\circ C$  wird.

Daher wird der Massestrom bei  $m' := 1.9753 \frac{kg}{s}$  belassen.