

## PROJEKTBERICHT

# Windpumpensysteme zur dezentralen Energieversorgung von Abwassersystemen

Windenergie – Projekt/Vertiefung  
Sommersemester 2013

9. Juli 2013

### Gruppenmitglieder:

Silvio Chemnitz (321076), Sylvio Donner (320435), Florian Hinze (320140),  
Mats Mojem (320044), Patrick Quandt (321054), Oliver Seidler (320170),  
Moritz Will (320283), Jens Wuthe (320334)



## Eidesstattliche Erklärung

Hiermit erklären wir an Eides statt, dass wir die vorliegende Arbeit selbstständig und eigenständig verfasst und keine anderen als die angegebenen Hilfsmittel verwendet haben. Die Arbeit hat in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegen.

---

Silvio Chemnitz (321076)

---

Patrick Quandt (321054)

---

Sylvio Donner (320435)

---

Oliver Seidler (320170)

---

Florian Hinze (320140)

---

Moritz Will (320283)

---

Mats Mojem (320044)

---

Jens Wuthe (320334)

---

## Inhaltsverzeichnis

<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>v</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>vi</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis</b>	<b>vii</b>
<b>Symbolverzeichnis</b>	<b>vii</b>
<b>Physikalische Größen</b>	<b>ix</b>
<b>1. Recherche</b>	<b>1</b>
1.1. Energieversorgung in Brandenburg . . . . .	1
1.2. Abwasserentsorgung in Brandenburg . . . . .	2
<b>2. Standortwahl und Winddatenanalyse</b>	<b>4</b>
2.1. Standortauswahl . . . . .	4
2.2. Häufigkeitsverteilung der Windgeschwindigkeiten . . . . .	4
<b>3. Anlagenkonzept</b>	<b>6</b>
3.1. Abwasserpumpe . . . . .	6
3.1.1. Anforderungen an Pumpe und Pumpenschachtwerk . . . . .	6
3.1.2. Einfluss von Geschwindigkeit und Durchmesser auf die Pumpenauswahl . . . . .	6
3.1.3. Konzept „Energieertrag“ . . . . .	6
3.1.4. Konzept „Direktantrieb“ . . . . .	7
3.1.5. Konzeptvergleich . . . . .	7
3.1.6. Konzept für Regelung und Betriebsführung der Pumpe . . . . .	8
3.2. Windenergieanlage . . . . .	9
3.2.1. Konzept der Windenergieanlage . . . . .	9
3.2.2. Konzept für die Regelung der Windenergieanlage . . . . .	10
3.3. Gründung und Turm . . . . .	11
<b>4. Auslegung des Rotors und der Flügelgeometrie</b>	<b>12</b>
4.1. Grundlagen der Leistungsentnahme . . . . .	12
4.2. Anforderungen an die Rotorgeometrie . . . . .	14
4.3. Die Auslegung . . . . .	14
4.3.1. Abschätzung des geforderter Jahresenergieertages und des Rotorradius' . . . . .	14
4.3.2. Festlegen des Auslegungspunktes . . . . .	16
4.3.3. Profilwahl . . . . .	17
4.3.4. Auslegung der Rotorblattgeometrie . . . . .	20
4.3.5. Kennfeldberechnung mittels BEM . . . . .	21
4.3.6. Betrieb mit Generator . . . . .	22
4.3.7. Vergleich der Jahresenergieerträge und Auswahl der Rotor-Generator-Kombination	24
<b>5. Regelung der Windenergieanlage - Windnachführung und Sturmsicherung</b>	<b>26</b>
5.1. Auslegung der Windfahne . . . . .	26
5.2. Umsetzung der Sturmsicherung . . . . .	30
5.3. Resultierender Jahresenergieertrag des Rotors . . . . .	34
<b>6. Konstruktion des Antriebsstrangs</b>	<b>35</b>
6.1. Aufbau des Antriebsstrangs . . . . .	35
6.2. Auslegung des Antriebsstrangs . . . . .	36
6.3. Bremse . . . . .	37
<b>7. Konzept der Energiespeicherung und des elektrischen Systems</b>	<b>39</b>
<b>8. Festigkeit und Lebensdauer</b>	<b>41</b>

8.1. Sicherheitsberechnung gegen Bruch der Blattwurzel im Stillstand bei extremer Böe . . . . .	41
8.2. Berechnung der Rotorblattdurchbiegung bei extremer Böe . . . . .	42
8.3. Berechnung der Sicherheit gegen Bruch der Blattwurzel im Produktionsbetrieb mit Fehlerereignis . . . . .	42
8.4. Sicherheitsberechnung gegen Bruch des Turms im Stillstand bei extremer Böe . . . . .	43
8.5. Berechnung der Turmdurchbiegung bei extremer Böe . . . . .	44
8.6. Berechnung der Sicherheit gegen Kippen im Stillstand bei extremer Böe . . . . .	45
8.7. Sicherheit des Turms gegenüber Knicken . . . . .	45
<b>9. Wirtschaftlichkeit</b>	<b>46</b>
9.1. Kosten des Windpumpsystems . . . . .	46
9.2. Kosten einer netzangeschlossenen Pumpe . . . . .	48
9.3. Kosten der Kanalisation und Pumpe . . . . .	48
9.4. Transport mit dem Lkw . . . . .	49
9.5. Kosten von Pflanzenkläranlagen . . . . .	49
9.6. Allgemeine Kenngrößen zur wirtschaftlichen Bewertung von Windparkprojekten . . . . .	49
9.7. Abschließende Betrachtung . . . . .	50
<b>10. Fazit</b>	<b>51</b>
<b>Literatur</b>	x
<b>A. Tabellen und Datenblätter</b>	<b>xiii</b>
A.1. Technische Daten der untersuchten <i>Alxion</i> -Generatoren . . . . .	xiii
A.2. Technische Daten der verwendeten Zugfeder . . . . .	xix
A.3. Wechselrichter - Datenblatt . . . . .	xx
A.4. Wechselrichter - Datenblatt . . . . .	xxi
A.5. Pumpe - Datenblatt . . . . .	xxii
<b>B. Weiterführende Berechnungen</b>	<b>xxiii</b>
B.1. Abschätzung der Machzahl . . . . .	xxiii
B.2. Pumpenwahl . . . . .	xxiv
B.3. Pumpenwahl . . . . .	xxv
B.4. Pumpenwahl . . . . .	xxvi
B.5. Pumpenwahl . . . . .	xxvii
B.6. Pumpenwahl . . . . .	xxviii
B.7. Pumpenwahl . . . . .	xxix
B.8. Pumpenwahl . . . . .	xxx
B.9. Pumpenwahl . . . . .	xxxi
B.10. Pumpenwahl . . . . .	xxxi
B.11. Pumpenwahl . . . . .	xxxiii
B.12. Lagerberechnung . . . . .	xxxiv
B.13. Lagerberechnung . . . . .	xxxv
B.14. Lagerberechnung . . . . .	xxxvi
B.15. Lagerberechnung . . . . .	xxxvii
B.16. Lagerberechnung . . . . .	xxxviii
B.17. Lagerberechnung . . . . .	xxxix
B.18. Lagerberechnung . . . . .	xl
B.19. Lagerberechnung . . . . .	xli
B.20. Passfederberechnung . . . . .	xlii
B.21. Passfederberechnung . . . . .	xliii
B.22. Passfederberechnung . . . . .	xliv
B.23. Passfederberechnung . . . . .	xlv
B.24. Wirkungsgradberechnung . . . . .	xlvi
B.25. Lebensdauerberechnung . . . . .	xlvii
B.26. Lebensdauerberechnung . . . . .	xlviii
B.27. Lebensdauerberechnung . . . . .	xlix
B.28. Lebensdauerberechnung . . . . .	

B.29. Lebensdauerberechnung . . . . .	li
B.30. Lebensdauerberechnung . . . . .	lii
B.31. Lebensdauerberechnung . . . . .	liii
B.32. Lebensdauerberechnung . . . . .	liv
B.33. Lebensdauerberechnung . . . . .	lv
B.34. Lebensdauerberechnung . . . . .	lvi
B.35. Berechnungen zum Antriebsstrang . . . . .	lvii
B.36. Berechnungen zum Antriebsstrang . . . . .	lviii
B.37. Berechnungen zum Antriebsstrang . . . . .	lix
B.38. Berechnungen zum Antriebsstrang . . . . .	lx
B.39. Berechnungen zum Antriebsstrang . . . . .	lxii
B.40. Berechnungen zum Antriebsstrang . . . . .	lxiii
B.41. Berechnungen zum Antriebsstrang . . . . .	lxvii
<b>C. Abbildungen</b>	<b>lxiv</b>
C.1. Kläranlagen in Brandenburg [8] . . . . .	lxiv
C.2. Anschlussgrad an die zentrale Abwasserentsorgung der Gemeinden von Brandenburg [8] . . . . .	lxv
C.3. Schubbeiwerte dreier Rotorgeometrien unterschiedlicher Auslegungsschnelllaufzahl . . . . .	lxvi
C.4. Schubbeiwerte dreier Rotorgeometrien unterschiedlicher Auslegungsschnelllaufzahl . . . . .	lxvi

## Abbildungsverzeichnis

1.1.	Struktur der Energiestrategie 2030 . . . . .	1
1.2.	Anteile verschiedener Arten der Abwassersammlung und Abwasserreinigung 2009 [8] . . . . .	2
1.3.	Anteile verschiedener Arten der Abwassersammlung und Abwasserreinigung 2009 [8] . . . . .	3
2.1.	Kläranlagen und Anschlussgrad im Landkreis Ostprignitz-Ruppin [8] . . . . .	4
2.2.	Histogramm für die Rauhigkeitslänge $z_0 = 0,1\text{m}$ . . . . .	5
3.1.	H-Q-Diagramm für die Pumpe (KRTK 40-250/62UG-S - Daten siehe Anhang A.5) des Konzeptes „Energieertrag“ . . . . .	7
3.2.	H-Q-Diagramm für die Pumpe (CPKN 032-200) des Konzeptes „Direktantrieb“ . . . . .	8
3.3.	Schematische Darstellung für das Regelungskonzept der Abwasserpumpe . . . . .	9
3.4.	Sturmsicherungs- und Windnachführungskonzept der WEA [12] . . . . .	11
3.5.	CAD-Modell der <i>Steel Root</i> . . . . .	11
4.1.	Leistungsbeiwert nach Schmitz aufgetragen über die Auslegungsschnelllaufzahl für verschiedene Rotorblattanzahlen $z$ sowie Profilgleitzahlen $\epsilon$ aus [31] . . . . .	13
4.2.	Prozessbild zum Ablauf der Rotorauslegung . . . . .	15
4.3.	Gegenüberstellung der Windklassenverteilung, der normierten Leistungskurve und des normierten Jahresenergieertrages . . . . .	17
4.4.	Übersicht der miteinander verglichenen Profilgeometrien . . . . .	18
4.5.	Vergleich der aerodynamischen Güte der untersuchten Profilgeometrien für $Re = 400.000$ , $N_{crit} = 6$ und $Ma=0$ . . . . .	19
4.6.	Iterationsschema zur Optimierung der Blatttiefenverteilung und geometrischen Verwindung des Rotorblattes . . . . .	21
4.7.	Resultat der iterativen Rotorblattauslegung für eine Auslegungsschnelllaufzahl $\lambda_A = 5$ . . . . .	21
4.8.	Gewählte Simulationsparameter zur Durchführung der Blattelementenmethode in <i>QBlade v0.6</i> . . . . .	22
4.9.	Zwei dimensionslose Beiwerte für jeweils drei verschiedene Rotorgeometrien. . . . .	22
4.10.	Momentenkennfeld zur Veranschaulichung des Anlaufverhaltens der verschiedenen Rotoren . . . . .	23
4.11.	Leistungskennfeld zur Ermittlung der realen Betriebspunkte und damit verbundenen Leistungsabgabe . . . . .	25
5.1.	Momentengleichgewicht für den Auslegungsfall . . . . .	26
5.2.	An der Windfahne angreifende Kräfte . . . . .	27
5.3.	Momentenbilanz zur Berechnung von $I_{WF}$ . . . . .	29
5.4.	Iterationsschema zur Windfahnenauslegung . . . . .	29
5.5.	Rotorschrägstellung im Schwachwindbereich . . . . .	30
5.6.	Geometrie und Anströmverhältnisse des Sturmsicgerungskonzepts . . . . .	31
5.7.	Anlagenkennwerte über dem gesamten Betriebsbereich . . . . .	32
5.8.	Darstellung ausgewählter Anlagenkennwerte über den gesamten Betriebsbereich der WEA . . . . .	33
6.1.	Schnittansicht des Antriebsstrangs . . . . .	35
6.2.	Aufbau der Nabe . . . . .	36
6.3.	Ersatzmodell des Antriebsstrangs . . . . .	37
6.4.	CAD-Modell der Bremse . . . . .	38
6.5.	CAD-Modell der Bremse, Detailansicht . . . . .	38
7.1.	Kapazität des Akkumulators in Abhängigkeit seiner Temperatur . . . . .	39
7.2.	Elektrische Wirkkette des Gesamtsystems . . . . .	40
8.1.	Prinzipskizze der WKA mit Hebelarmen, Kräften und resultierenden Momenten. . . . .	43

## Tabellenverzeichnis

1.1. Einwohnerspezifische Abwasserbeseitigung in den Landkreisen und kreisfreien Städten im Jahr 2009 [8] . . . . .	3
2.1. Weibull-Parameter $A$ und $k$ , mittlere Windgeschwindigkeit $\bar{v}$ und Windenergiopotential $P$ für Neuruppin . . . . .	5
3.1. Vergleich der Pumpen aus den Konzepten „Energieertrag“ und „Direktantrieb“ . . . . .	8
3.2. Vor- und Nachteile der beiden Konzepte „Energieertrag und „Direktantrieb“ . . . . .	9
4.1. Eckdaten der für den Einsatz in Frage kommenden Generatoren der Firma Alxion . . . . .	23
4.2. Anlaufwindgeschwindigkeiten für die jeweiligen Rotor-Generator-Kombinationen . . . . .	24
5.1. Ergebnisse der iterativen Auslegung des Regelungssystems . . . . .	34
6.1. Lagerlasten, Sicherheit und Lebensdauer . . . . .	36
6.2. Sicherheit der beiden Rotorpassfedern, DIN 6885-1 A 14 x 9 x 45 . . . . .	37
7.1. Wirkungsgrade der elektrischen Komponenten . . . . .	40
8.1. Bemessungslastfälle für das vereinfachte Lastberechnungsverfahren nach DIN EN 61400-2:2006 . . . . .	41
8.2. Biegemomente an der Blattwurzel bei extremer Böe . . . . .	42
8.3. Biegemomente an der Blattwurzel im Produktionsbetrieb mit Fehlerereignis . . . . .	43
8.4. Kennwerte des Turms . . . . .	44
8.5. Resultierende Momente um den Kipppunkt . . . . .	45

## Abkürzungsverzeichnis

<b>BEM</b>	Blattelementenmethode
<b>CAD</b>	Computer Aided Design
<b>KWEA</b>	Kleinwindenergieanlage
<b>WEA</b>	Windenergieanlage

## Symbolverzeichnis

Symbol	Einheit	Bedeutung
$A$	$m/s$	Skalierungsparameter für die Weibullfunktion
$A_{WF}$	$m^2$	Fläche der Windfahne
$\alpha$	$^\circ$	Anstellwinkel der Windfahne
$\alpha_{A_{opt}}$	$^\circ$	Anstellwinkel bei optimaler Gleitzahl
$\alpha_{Bau}$	$^\circ$	Bauwinkel
$\alpha_1$	$^\circ$	Anströmwinkel am Rotorprofil
$c_A$	1	Auftriebsbeiwert
$c_D$	1	Widerstandsbeiwert
$c_L$	1	Auftriebsbeiwert
$c_M$	1	Momentenbeiwert
$c_P$	1	Leistungsbeiwert
$c_{PR}$	1	Rotorleistungsbeiwert
$c_{P_{Betz}}$	1	Leistungsbeiwert nach Betz
$c_{P_{real}}$	1	realer Leistungsbeiwert
$c_{P_{Schmitz}}$	1	Leistungsbeiwert nach Schmitz
$C_{Verursacher}$	$\epsilon$	Kostenanteil des jeweiligen Verursachers
$d$	%	relative Profildicke bzw. Durchmesser
$D$	N	Widerstandskraft
$D_{Blattwurzel}$	$m$	Durchmesser an der Blattwurzel
$D_{Turm}$	$m$	Durchmesser des Turms
$E$	$kWh$	Energiebedarf
$E_{CFK}$	$N/m^2$	E-Modul des Werkstoffes CFK
$E_{Pumpe}$	$kWh$	Energiebedarf der Pumpe
$E_{St}$	$kWh$	E-Modul von Stahl
$E_{Soll}$	$kWh$	Sollenergieertrag
$E_{Rotor}$	$kWh$	Energieertrag des Rotors
$\eta_{Akku}$	1	Wirkungsgrad des Akkumulators
$\eta_{LR}$	1	Wirkungsgrad des Ladereglers
$\eta_{ges,el}$	1	elektrischer Gesamtwirkungsgrad
$\eta_{Profil}$	1	Profilwirkungsgrad
$\eta_S$	1	Systemwirkungsgrad
$\eta_{Tip}$	1	Wirkungsgrad unter Berücksichtigung der Blattspitzenverluste
$\eta_{WR}$	1	Wirkungsgrad des Wechselrichters
$\epsilon$	1	Profilgleitzahl
$f_{Flügel}$	$m$	Durchbiegung des Rotorblattes
$f_{T1}$	$m$	Turmdurchbiegung durch Punktlast
$f_{T2}$	$m$	Turmdurchbiegung durch Streckenlast
$f_{T_{ges}}$	$m$	Summierte Turmdurchbiegung
$F_{axial}$	N	Federkraft entlang der Windfahnenachse
$F_{quer}$	N	Federkraft quer zur Windfahnenachse
$F_{Ax}$	N	Lagerkraft des Lagers A in x-Richtung
$F_{Ay}$	N	Lagerkraft des Lagers A in y-Richtung
$F_{By}$	N	Lagerkraft des Lagers B in y-Richtung
$F_G$	N	Gewichtskraft des Rotors
$F_{Kn}$	N	kritische Knicklast

<b>Symbol</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>
$F_{WF}$	N	Windfahnenkraft
$F_{WF_{eff}}$	N	effektive Windfahnenkraft
$F_S$	N	Schubkraft
$F_{S_{eff}}$	N	effektive Schubkraft
$F_{S_{eff}axial}$	N	effektive Schubkraft entlang der Windfahnenachse
$F_{S_{eff}quer}$	N	effektive Schubkraft quer zur Windfahnenachse
$F_{SS}$	N	radiale Rotorkraft bei maximaler Azimutauslenkung
$\gamma$	°	Winkel nach entsprechender Prinzipskizze
$h_{w_i}$	%	Häufigkeit für das Auftreten einer Windgeschwindigkeit
$h_R$	m	Abstand Rotorschwerpunkt Gondel zur Azimutlagerebene
$h_{TK}$	m	Abstand Schwerpunkt Gondel zur Azimutlagerebene
$h_{VL}$	1	Vollaststundenzahl
$H_i$	m	Hebelarm nach jeweiliger Prinzipskizze
$I_E$	1	Ertragsspezifischer Investitionskostenindex
$I_{Flügel}$	$m^4$	Flächenträgheitsmoment des Rotorblattes
$I_P$	1	Leistungsspezifischer Investitionskostenindex
$I_{Turm}$	$m^4$	Flächenträgheitsmoment des Turms
$J$	$kg \cdot m^2$	Massenträgheitsmoment
$k$	1	Formfaktor der Weibullfunktion
$L$	N	Auftriebskraft
$l_i$	m	Längen und Abstände nach entsprechender Prinzipskizze
$\lambda$	1	Schnelllaufzahl
$\lambda_A$	1	Auslegungsschnelllaufzahl
$Ma$	1	Machzahl
$M_{ax}$	Nm	Drehmoment in axialer Richtung
$M_{Feder}$	Nm	Drehmoment aus dem Federsystem
$M_G$	Nm	Drehmoment aus der Bewegung der Turmkopfmasse bzw. maximales Drehmoment des Generators
$M_L$	Nm	Drehmoment aus Drehimpulsänderung des Rotors
$M_R$	Nm	Reibmoment bzw. Rotormomentmoment um die x-Achse
$M_{Br}$	Nm	Bremsmoment
$M_{Rotor}$	Nm	Rotordrehmoment um die z-Achse
$M_{res, Betrieb}$	Nm	resultierendes Betriebsmoment
$M_S$	Nm	Schubmoment um die Turmachse
$M_u$	Nm	Drehmoment in Umfangsrichtung
$M_{WF}$	Nm	Drehmoment der Windfahne
$\mu$	1	Reibkoeffizient
$N_{crit}$	1	kritischer Verstärkungsfaktor
$n_N$	1/s	Nenndrehzahl
$n$	1/min	Drehzahl
$\Omega$	1/s	Winkelgeschwindigkeit
$\omega_G$	1/s	Winkelgeschwindigkeit des Turmkopfes
$\omega_R$	1/s	Winkelgeschwindigkeit des Rotors
$P$	$W/m^2$	Windenergiopotential
$P_{Wind}$	W	Theoretisch im Wind enthaltene Leistung
$P_{Betz}$	W	Theoretische Leistung nach Betz
$\varphi_{WF}$	°	Einbauwinkel der Windfahne
$P_{Rotor}$	W	Rotorleistung
$\phi_1$	°	Winkel nach entsprechender Prinzipskizze
$\phi_2$	°	Winkel nach entsprechender Prinzipskizze
$\Psi$	°	Azimutwinkel
$Q$	$m^3/s$	Volumenstrom
$r$	m	lokaler Rotorradius
$r_a$	m	Rotorradius an der Blattspitze
$r_i$	m	Rotorradius an der Nabe

<b>Symbol</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>
$R$	$m$	maximaler Rotorradius bzw. Resultierende Kraft
$R_N$	$m$	Nabenradius
$Re$	1	Reynoldszahl
$s_{RB}$	1	Wandstärke des Rotorblattes
$s_{Rohr}$	1	Wandstärke des Turmrohrs
$S$	1	Sicherheit
$S_B$	1	Sicherheit gegen Bruch
$S_K$	1	Sicherheit gegen Kippen
$S_{Kn}$	1	Sicherheit gegen Knicken
$\sigma_D$	$N/m^2$	Dauerfestigkeit
$\sigma_{ges}$	$N/m^2$	Gesamtspannung
$\sigma_{zentri}$	$N/m^2$	Spannung aus Zentrifugalkraft
$\sigma_{zul}$	$N/m^2$	zulässige Spannung
$t$	$m$	Rotortiefe
$T$	a	Auslegungszeitraum der WEA
$t_{Schmitz}$	$m$	Blatttiefe nach Schmitz
$\tau_{Nenn}$	$N/m^2$	Nennbelastung
$\tau_{Max}$	$N/m^2$	Maximalbelastung
$v_i$	$m/s$	Windgeschwindigkeit einer Windklasse
$v_{Start}$	$m/s$	Anlaufwindgeschwindigkeit
$v_{Nenn}$	$m/s$	Nennwindgeschwindigkeit vor der Rotorebene
$v_1$	$m/s$	Windgeschwindigkeit vor der Rotorebene
$v_{1N}$	$m/s$	effektive Windgeschwindigkeit vor der Rotorebene
$v_{1Nmax}$	$m/s$	maximale effektive Windgeschwindigkeit vor der Rotorebene
$v_{1ax}$	$m/s$	Axialkomponente der Windgeschwindigkeit vor der Rotorebene
$v_{1rück}$	$m/s$	Windgeschwindigkeit, bei der der Rotor zurück in den Wind dreht
$v_3$	$m/s$	Windgeschwindigkeit hinter der Rotorebene
$v_{3ax}$	$m/s$	Axialkomponente der Windgeschwindigkeit hinter der Rotorebene
$v_{3u}$	$m/s$	Umfangskomponente der Windgeschwindigkeit hinter der Rotorebene
$v_\infty$	$m/s$	Anströmgeschwindigkeit
$\bar{v}$	$m/s$	mittlere Windgeschwindigkeit
$w$	%	relative Wölbung
$W_{ax}$	$m^3$	axiales Widerstandsmoment
$x_d$	%	relative Dickenrücklage
$x_w$	%	relative Wölbungsrücklage
$z$	1	Rotorblattanzahl, Federanzahl
$z_0$	$m$	Rauhigkeitslänge

## Physikalische Größen

<b>Symbol</b>	<b>Einheit</b>	<b>Wert</b>
$\kappa$	1	1,4
$R$	$J/kg \cdot K$	286
$T$	K	288
$\rho$	$kg/m^3$	1,20
$p$	hPa	1,013

## 1. Recherche

Dieses Kapitel behandelt die im Vorfeld der Auslegung stattgefundene Recherche zur Energie- und Abwasserentsorgung im Land Brandenburg.

### 1.1. Energieversorgung in Brandenburg

Ziel des Landes Brandenburg ist es, den Anteil der erneuerbaren Energie bis 2020 auf 20% des Primärenergieverbrauches zu erhöhen. Zusätzlich sollen der Primärenergieverbrauch um 20% und der Stromverbrauch um 10% gegenüber 2008 und die Treibhausgasemissionen um 40% gegenüber 1990 reduziert werden. Um dieses Ziel zu erreichen, ist eine Anpassung der Energieinfrastruktur des Landes Brandenburg erforderlich. Betroffen davon ist die grenzübergreifende Netzinfrastruktur in einem zukünftigen europäischen Energieinnenmarkt. Darüberhinaus wird ein Strukturwandel von derzeit zentraler zu dezentraler Energieversorgung stattfinden. Da bereits 2009 15,6% des Primärenergieverbrauches durch erneuerbare Energien bereitgestellt wurden, definierte das Land Brandenburg neue Ziele für das Jahr 2030. Abbildung 1.1 zeigt die Struktur der Energiestrategie 2030.

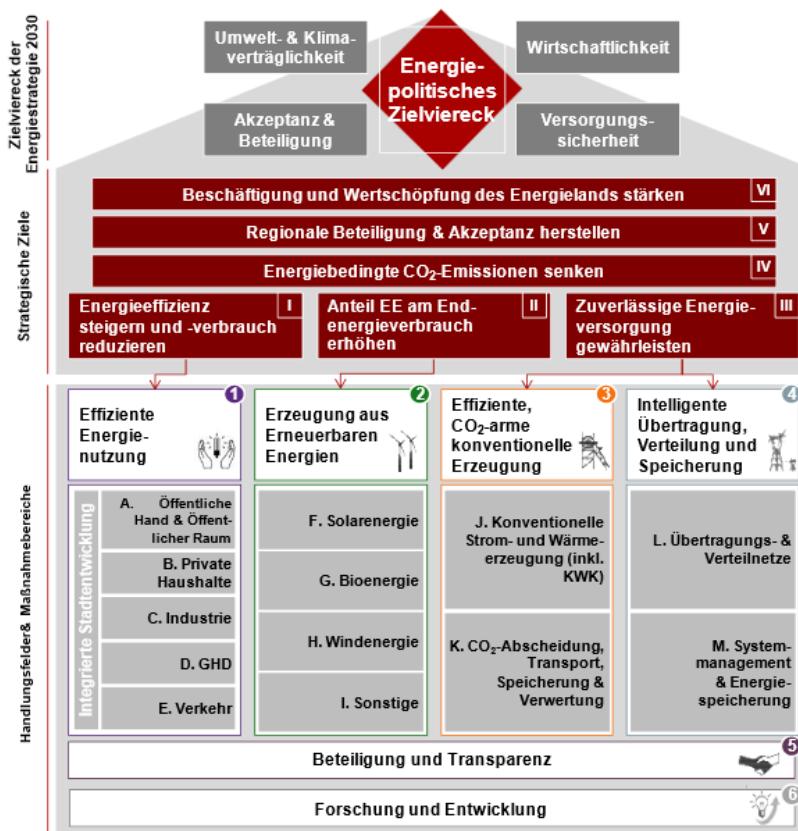


Abb. 1.1 Struktur der Energiestrategie 2030

An der Spitze dieser Struktur sind die vier Eckpunkte „Umwelt- & Klimaverträglichkeit“, „Akzeptanz & Beteiligung“, „Wirtschaftlichkeit“ und „Versorgungssicherheit“ der Strategie zu sehen. Diese vier Punkte stellen das energiepolitische Zielviereck dar. Des Weiteren sind strategische Ziele sowie Handlungsfelder und Maßnahmenbereiche in der Abbildung zu finden. Bei der Umsetzung kam es zu Problemen durch Flächenrestriktionen sowie fehlende Akzeptanz bei den Betroffenen vor Ort. Die Angst vor potentieller Nutzungskonkurrenz, unzureichenden Netzkapazitäten und Speichermöglichkeiten sowie einem langfristig

planbaren Förderumfeld stieg an. Der nötige Ausbau der Netzinfrastruktur konnte aufgrund zunehmender Widerstände der Betroffenen nicht so schnell wie geplant durchgeführt werden. Damit die Energieversorgung dennoch sichergestellt ist, wird diese aus Braunkohlekraftwerken gewonnen. Diese Brückentechnologie führt allerdings zu einem Konflikt mit den geplanten CO<sub>2</sub>-Minderungszielen: Senkung der energiebedingten CO<sub>2</sub>-Emissionen auf 54,6 Millionen Tonnen im Jahre 2020 [18] [19].

## 1.2. Abwasserentsorgung in Brandenburg

Das Land Brandenburg hat 246 Kläranlagen und eine Reinigungsleistung von 214 Millionen Kubikmetern Jahresabwassermenge. In der Jahresabwassermenge sind auch Teile des Abwassers aus Berlin enthalten. Die Abwasserleitungen sind überwiegend als Trennkanalisation ausgeführt. Hierbei wird das Abwasser getrennt vom Regenwasser abgeführt. Das gesamte Kanalisationssystem Brandenburgs erstreckt sich über eine Gesamtlänge von 19000 km. In einigen kommunalen Kläranlagen wird neben dem privaten Abwasser sowohl gewerbliches als auch industrielles Abwasser aufbereitet. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Zahl der industriellen Direkteinleiter sehr gering ist. Von den rund 2,5 Millionen Einwohnern sind 86% (2,2 Millionen Einwohner) an das öffentliche Abwassernetz angeschlossen. Lediglich 11% sammeln ihr Abwasser in abflusslosen Gruben und 3% behandeln es in Kleinkläranlagen. Diese Verteilung ist in Abbildung 1.2 dargestellt. Somit verfügen 14% aller Brandenburger über eine dezentrale Abwasserentsorgung [8].

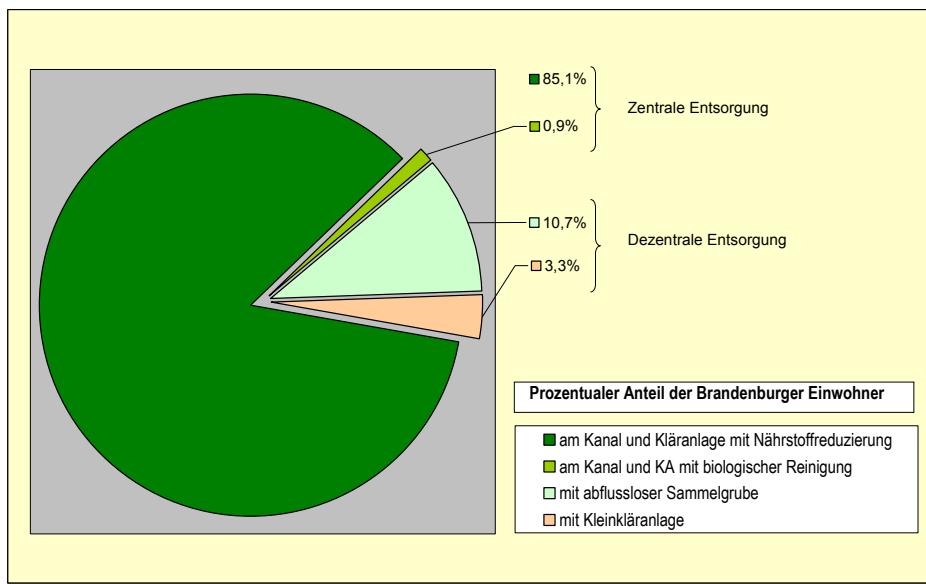


Abb. 1.2 Anteile verschiedener Arten der Abwassersammlung und Abwasserreinigung 2009 [8]

1990 wies Brandenburg mit 52% den geringsten Anschlussgrad an öffentliche Kläranlagen auf. Abbildung 1.3 verdeutlicht den sukzessiven Rückgang der dezentralen Abwasserentsorgung. So wurde der Anteil der dezentralen Abwasserbeseitigung von ehemals rund 10% im Jahr 1996 bis zum Jahr 2009 auf unter 5% verringert. Die große Bedeutung der Abwasserentsorgung wird auch durch die Förderung öffentlicher Abwasseranlagen in Höhe von einer Milliarde Euro zwischen 1991 bis 2010 deutlich. Trotz des gesteigerten Anschlussgrades gibt es noch nicht angeschlossene Ortschaften. So wird das Abwasser von circa 26.000 Einwohnern aus Guben und umliegenden Gebieten in Gubin (Polen) gereinigt. Das Abwasser von weiteren 5.800 Einwohnern aus Brandenburg wird in der Kläranlage Ruhleben in Berlin aufbereitet. Die Tabelle 1.1 listet die Art der Abwasserbeseitigung sowie die Einwohnerdichte der einzelnen Landkreise Brandenburgs auf.

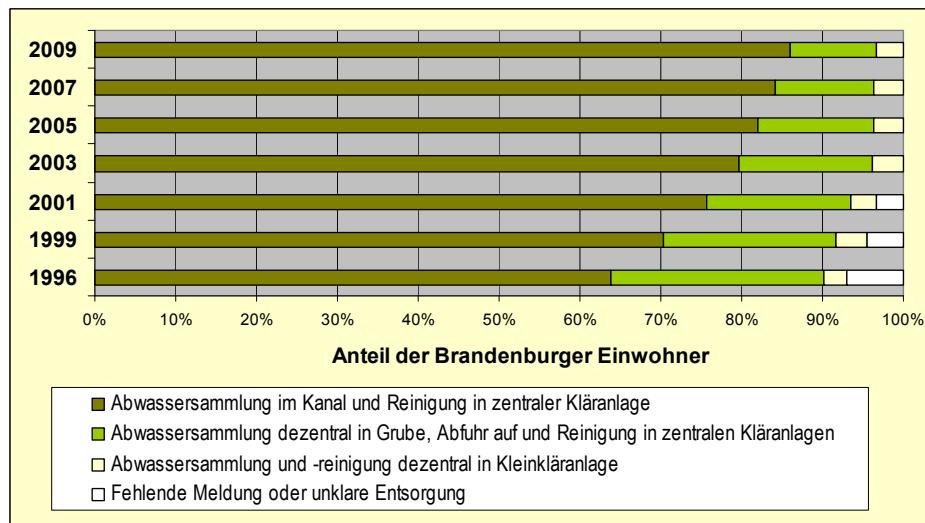


Abb. 1.3 Anteile verschiedener Arten der Abwassersammlung und Abwasserreinigung 2009 [8]

Die Verteilung und Größe der Kläranlagen des Landes Brandenburg sind der Abbildung C.1 zu entnehmen. Besonders auffällig sind die fünf großen Kläranlagen um Berlin. Jede dieser Kläranlagen bereitet das Abwasser von mehr als 150000 Einwohnern auf.

In der Abbildung C.2 ist der prozentual Anschlussgrad der Gemeinden Brandenburgs an die Kanalisation gezeigt. Bemerkenswert ist die relativ große Anzahl an Landkreisen, welche über keinerlei Kanalisationsanschluss verfügen. Hierbei findet keine regionalen Konzentration statt. Einzig der Bereich direkt nördlich von Berlin verfügt über einen hohen Anschlussgrad.

kreisfreie Stadt / Landkreis	Klein-klär-anlage	Sammelgrube und Abfuhr zur KA	Kanalisation und zentrale KA	Fläche	Einwohner-dichte 2009
	Prozentualer Anteil der Bevölkerung <sup>(1)</sup>	km <sup>2</sup>	E/km <sup>2</sup>		
Brandenburg an der Havel	0,2	7,8	92,0	229	316
Cottbus	1,3	5,9	92,8	164	618
Frankfurt (Oder)	0,1	2,7	97,1	148	412
Potsdam	0,5	1,0	98,5	187	818
Barnim	0,8	13,0	86,2	1.493	118
Dahme-Spreewald	6,1	10,4	83,5	2.261	71
Elbe-Elster	8,4	8,6	83,1	1.889	61
Havelland	0,5	12,4	87,1	1.717	90
Märkisch-Oderland	1,0	13,7	85,3	2.128	90
Oberhavel	0,3	9,4	90,3	1.797	113
Oberspreewald-Lausitz	9,5	12,9	77,7	1.217	102
Oder-Spree	0,6	9,5	89,8	2.243	83
Ostprignitz-Ruppin	2,2	12,4	85,4	2.509	42
Potsdam-Mittelmark	1,0	12,5	86,5	2.575	79
Prignitz	20,6	7,4	72,0	2.123	39
Spree-Neiße	12,3	9,3	78,3	1.648	79
Teltow-Fläming	1,5	12,7	85,8	2.092	77
Uckermark	2,6	22,2	75,1	3.058	43

Tab. 1.1 Einwohnerspezifische Abwasserbeseitigung in den Landkreisen und kreisfreien Städten im Jahr 2009 [8]

## 2. Standortwahl und Winddatenanalyse

### 2.1. Standortauswahl

Bei der Suche für einen möglichen Standort wurde sich im Rahmen dieses Projektes im Sinne der Aufgabenstellung auf das Bundesland Brandenburg konzentriert. Da der Zugriff auf Winddaten vom Ort Neuruppin (Kreisstadt von Ostprignitz-Ruppin) bestand, wurde nach Orten in der näheren Umgebung von Neuruppin gesucht, die über keinen Anschluss an das öffentliche Abwassersystem verfügten. Die Abbildung 2.1 zeigt die kommunalen Kläranlagen und den Anschlussgrad der Gemeinden an öffentliche Abwasserbehandlungsanlagen im Landkreis Ostprignitz-Ruppin. Es ist zu sehen, dass Neuruppin einen Anschlussgrad von 100% aufweist. Dies trifft jedoch nicht auf den Ortsteil Buskow zu [17].

Buskow liegt 43m über NN und hat 221 Einwohner. Das durchschnittliche tägliche Abwasservolumen beträgt 98,4l pro Einwohner. Dadurch ergibt sich ein notwendiger Abwasserförderstrom von 0,91m<sup>3</sup>/h. Buskow ist circa 15km vom örtlichen Klärwerk und circa 2 km vom Gewerbepark Süd entfernt. Die Anbindung an das öffentliche Abwassernetz vom Gewerbepark Süd ist daher wesentlich kostengünstiger und praktikabler als eine direkte Anbindung zum Klärwerk.

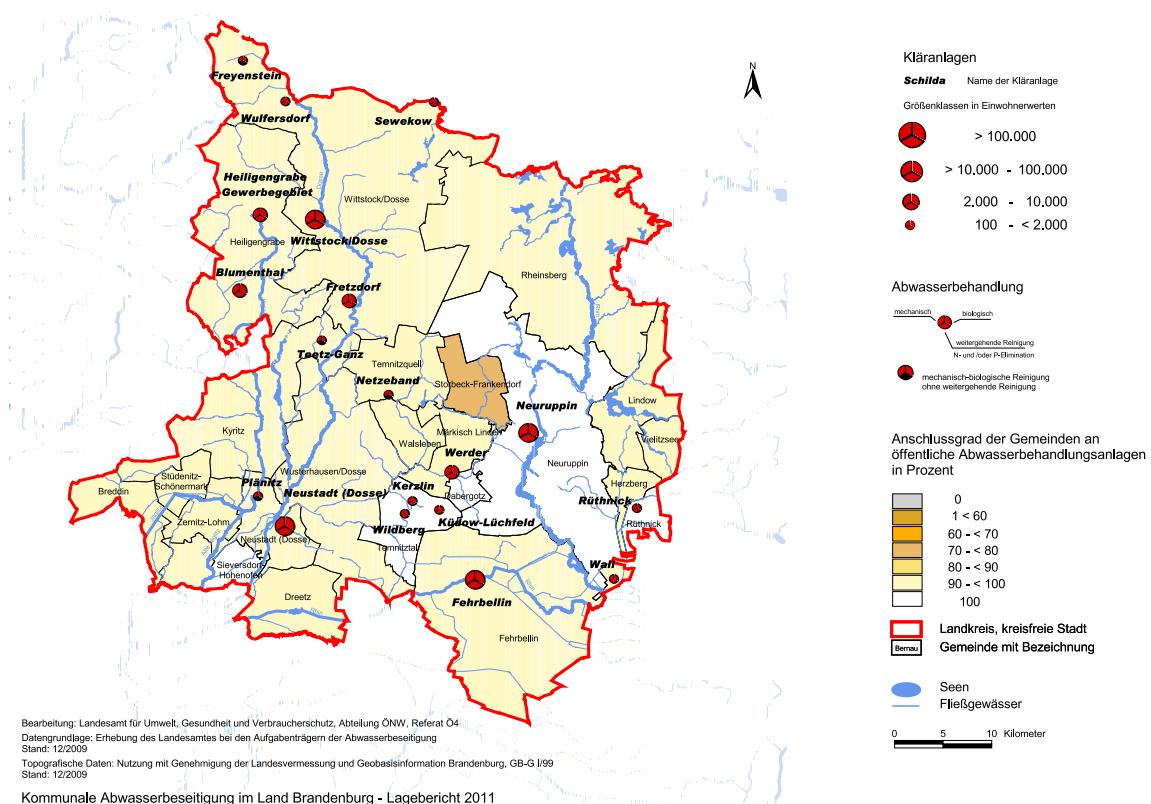


Abb. 2.1 Kläranlagen und Anschlussgrad im Landkreis Ostprignitz-Ruppin [8]

### 2.2. Häufigkeitsverteilung der Windgeschwindigkeiten

Für die Auslegung der Windkraftanlage ist die Kenntnis der Häufigkeitsverteilung der Windklassen erforderlich. Zur Erstellung der Häufigkeitsverteilung wird die Weibullfunktion verwendet:

$$h_{W_i} = \frac{k}{A} \left( \frac{v_i}{A} \right)^{k-1} e^{-(\frac{v_i}{A})^k} \quad (2.1)$$

Dabei repräsentiert der Formfaktor  $k$  die betrachtete Klimazone und der Skalierungsparameter  $A$  die charakteristische Windgeschwindigkeit für die untersuchte Zeitreihe. Die Tabelle 2.1 zeigt diese beiden Parameter für den Standort Neuruppin. Des Weiteren sind die mittlere Windgeschwindigkeit  $\bar{v}$  und das Windenergiopotential  $P$  angegeben [23].

Nabenhöhe	Parameter	Rauhigkeitslänge $z_0 = 0,1\text{m}$
10 m	$A[\text{m/s}]$	3,80
	$k[1]$	1,52
	$\bar{v}[\text{m/s}]$	3,46
	$P[\text{W/m}^2]$	68

Tab. 2.1 Weibull-Parameter  $A$  und  $k$ , mittlere Windgeschwindigkeit  $\bar{v}$  und Windenergiopotential  $P$  für Neuruppin

Auf Grundlage der Winddaten des Deutschen Wetterdienstes aus dem Jahre 2008 kann die Häufigkeitsverteilung der jeweiligen Windklassen errechnet werden. Daraus lässt sich das Windhistogramm ableiten. Dieses ist in Abbildung 2.2 zu sehen. Mit Hilfe dieser Häufigkeitsverteilung können erste Auslegungsparameter festgelegt und eine Berechnung des Jahresenergieertrags durchgeführt werden.

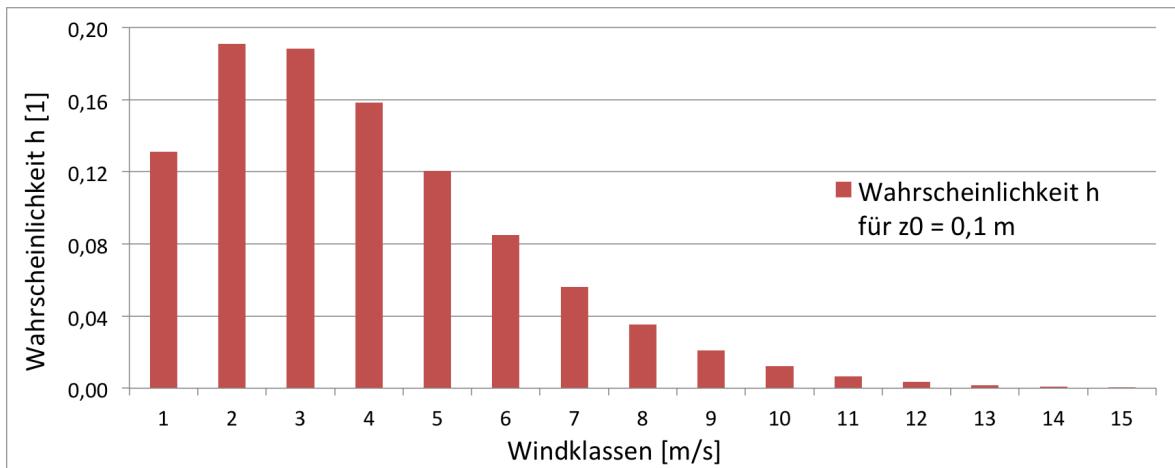


Abb. 2.2 Histogramm für die Rauhigkeitslänge  $z_0 = 0,1\text{m}$

### 3. Anlagenkonzept

#### 3.1. Abwasserpumpe

##### 3.1.1. Anforderungen an Pumpe und Pumpschachtwerk

Die Pumpe soll zur Förderung des kommunalen Abwassers des Stadtteils Buskow verwendet werden. Um Verstopfungen in der Pumpe und in den Leitungen zu vermeiden, enthält die verwendete Pumpe eine Schneideeinrichtung vor dem Laufrad, welche das Fördergut zerkleinert. Die Pumpe wird vom Pumpenhersteller *KSB* bezogen.

Wie im Abschnitt 2.1 beschrieben, fallen in Buskow im Durchschnitt  $0,91m^3/h$  Abwasser an. Dies ergibt ein tägliches Gesamtvolumen von  $21,84m^3$ . Um auch bei Windstille keinen Überlauf des Schachtpumpwerks hervorzurufen, hat dies eine Speicherkapazität von  $135m^3$  und ermöglicht somit eine Überbrückung von sechs Tagen .

Das Schachtpumpwerk ist  $4m$  tief. Mit der Höhendifferenz zwischen Buskow und dem Gewerbepark ergibt sich eine geodätische Höhe von  $5m$ , die die Pumpe zu überwinden hat. Hinzu kommen noch die Reibungsverluste in dem  $2000m$  langen Druckrohr. Da nur Rohreibung verluste betrachtet werden, wird ein Sicherheitsaufschlag von 20% auf die Förderhöhe veranschlagt.

Die minimale Fördergeschwindigkeit beträgt bei geringerer täglicher Gesamtförderzeit  $1m/s$  und bei größerer täglicher Gesamtförderzeit  $0,5m/s$ . Diese Mindestgeschwindigkeit wird benötigt, um Ablagerungen in den Rohrleitungen zu vermeiden [41].

##### 3.1.2. Einfluss von Geschwindigkeit und Durchmesser auf die Pumpenauswahl

Für die Auswahl der Pumpe können die Hauptparameter Fördergeschwindigkeit und Durchmesser der Druckleitung der Anlage variiert werden. In erster Näherung ergeben sich dadurch zwei verschiedene Anlagenkonzepte, die im nächsten Abschnitt erläutert und verglichen werden. Die detaillierten Berechnungen befinden sich in Anhang B.2 und B.7.

Einen großen Einfluss auf die Pumpe hat die Fördergeschwindigkeit. Je höher diese ist, desto größer ist der Volumenstrom. Ein hoher Volumenstrom hat in der Regel positive Auswirkungen auf den Wirkungsgrad der Pumpe. Nachteilig ist jedoch, dass die Rohreibung verluste annähernd quadratisch mit der Geschwindigkeit ansteigen. Dadurch steigt die benötigte Förderhöhe, wodurch eine leistungsfähigere Pumpe benötigt wird, die dann allerdings wieder in einem schlechteren Betriebspunkt arbeitet.

Ein weiterer einflussreicher Parameter ist der Durchmesser der Druckleitung. Je größer dieser ist, desto geringer sind die Reibungsverluste. Diese Abhängigkeit ist linear. Des Weiteren steigt hierdurch auch der Volumenstrom, wodurch sich der Wirkungsgrad der Pumpe verbessert. Jedoch ist zu beachten, dass bei höherem Volumenstrom die Pumpe eine geringere tägliche Gesamtförderzeit hat. Dies hat dann wiederum die höhere Mindestgeschwindigkeit von  $1m/s$  zur Folge, welche den Druckverlust wieder massiv erhöht. Zudem sind die Kosten für ein Rohr mit größerem Durchmesser höher.

##### 3.1.3. Konzept „Energieertrag“

Aus den vorangegangen Zusammenhängen lassen sich zwei unterschiedliche Konzepte ableiten. Das Erste ist das Konzept „Energieertrag“. Die Pumpe wird hierbei auf optimalen Wirkungsgrad getrimmt. Der jährliche Energiebedarf soll so gering wie möglich ausfallen. Die Windkraftanlage wird dann auf diesen Energiebedarf ausgelegt. Um dieses Ziel zu erreichen, wird die Pumpe nur  $0,75h$  täglich betrieben. Der Volumenstrom ist mit  $29m^3/h$  entsprechend hoch, wodurch die Anlage in einem guten Betriebspunkt arbeitet. Durch die Verwendung eines DN100 Rohrs wird ein hoher Volumenstrom bei einer moderaten Fließgeschwindigkeit von

$1\text{m/s}$  realisiert und die Reibungsverluste sind entsprechend gering. Die Pumpe hat in diesem Betriebspunkt eine Leistungsaufnahme von  $4500\text{W}$  und verursacht einen jährlichen Energieverbrauch von  $1237\text{kWh}$ . Das H-Q-Diagramm dieser Konstellation ist in Abbildung 3.1 dargestellt. Da der jährliche Energieverbrauch gering, die Leistungsaufnahme der Pumpe aber hoch ist, muss die Energie, die die Windenergieanlage umwandelt, zwischengespeichert werden. Wie dieser Zwischenspeicher aussieht, wird im Kapitel 7 erläutert. Um die  $1237\text{kWh}$  zu erzeugen, ist eine Windkraftanlage mit weit weniger Leistung als die  $4,5\text{kW}$  der Pumpe nötig. Wie viel Leistung die Anlage genau benötigt, wird ebenfalls im Kapitel 7 beschrieben.

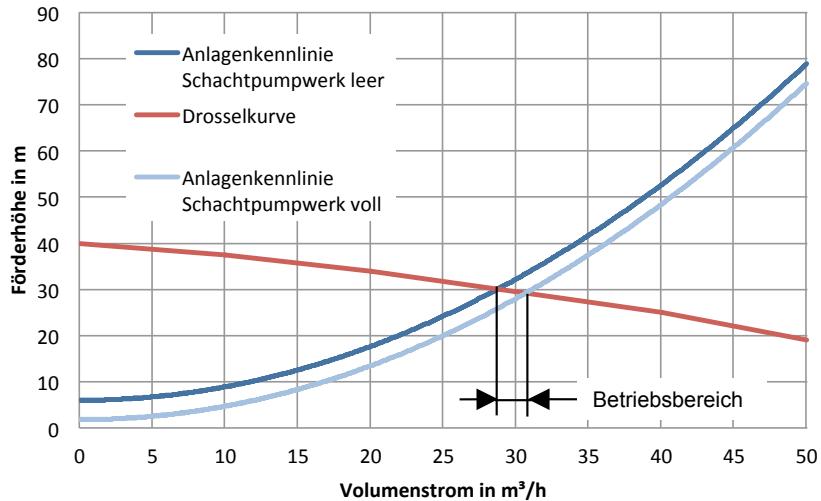


Abb. 3.1 H-Q-Diagramm für die Pumpe (KRTK 40-250/62UG-S - Daten siehe Anhang A.5) des Konzeptes „Energieertrag“

### 3.1.4. Konzept „Direktantrieb“

Die zweite Möglichkeit zum Pumpen des Abwassers besteht in der direkten Kopplung der Windkraftanlage mit der Pumpe. Das Ziel dieser Parametervariation ist es eine möglichst geringe Pumpenleistung zu bewerkstelligen, sodass die Windenergieanlage (WEA) so klein wie möglich ausfällt.

Um dies zu erreichen, wird der Volumenstrom auf  $0,6\text{m}^3/\text{s}$  und der Leitungsquerschnitt auf  $40\text{mm}$  reduziert. Die Pumpe arbeitet bei diesen Bedingungen in einem „schlechten“ Betriebspunkt mit einem geringen Wirkungsgrad. Die Leistung der Pumpe sinkt allerdings auf nur noch  $1810\text{W}$ . Die WEA muss dabei mindestens diese Leistung zur Verfügung stellen, damit die Pumpe zu fördern beginnt. Die Pumpe muss bei dieser Leistung im Durchschnitt täglich  $8,1\text{h}$  betrieben werden. Um diese hohe tägliche Laufzeit zu erreichen, ist es notwendig den Rotor so zu dimensionieren, dass dieser schon bei geringen Windgeschwindigkeiten diese Leistung zur Verfügung stellt. Bei höheren Windgeschwindigkeiten bleibt die zusätzliche Leistung jedoch ungenutzt. Die benötigte Energiemenge beträgt bei dieser Variante  $5344\text{kWh/a}$ . Dafür wird allerdings kein Zwischenspeicher benötigt. Das H-Q-Diagramm dieser Konstellation ist in Abbildung 3.2 dargestellt.

### 3.1.5. Konzeptvergleich

Die Tabelle 3.1 stellt die Parameter der beiden Konzepte gegenüber. Es ist zu erkennen, dass die große Pumpe seltener und effizienter arbeitet, dafür aber mehr Leistung benötigt. Die Vor- und Nachteile dieser beiden Konzepte sind in Tabelle 3.2 zusammengefasst.

Die Entscheidung fällt zugunsten des Konzepts „Energieertrag“, da der Fokus auf der Windenergieanlage liegt. Diese sollte so klein und effizient wie möglich sein. Beim Direktantrieb ist der Rotor überdimensio-

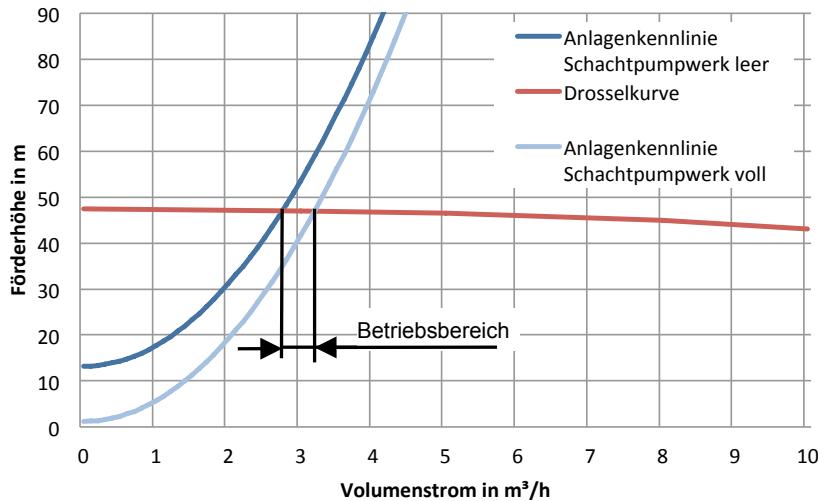


Abb. 3.2 H-Q-Diagramm für die Pumpe (CPKN 032-200) des Konzeptes „Direktantrieb“

niert und wird bei höheren Windgeschwindigkeiten künstlich gedrosselt, um die Pumpe und die weiteren Komponenten nicht zu beschädigen. Den Betrieb bei schlechten Wirkungsgraden am Rande des stabilen Pumpenbetriebs sowie die fehlende Flexibilität durch Wechselwirkungen zwischen dem Pump- und dem Windsystem bestätigten die Entscheidung.

Kenngroße	Einheit	Energieertrag (große Pumpe)	Direktantrieb (kleine Pumpe)
Rohrdurchmesser	[mm]	100	40
Fördergeschwindigkeit in	[m/s]	1,0	0,6
Volumenstrom	[m³/h]	29	2,7
Förderhöhe	[m]	30	39
Wirkungsgrad	[%]	54,3	16,4
tägl. Betriebsstunden	[h]	0,75	8,1
Leistungsaufnahme	[W]	4500	1810
jährlicher Energieverbrauch	[kWh]	1237	5344

Tab. 3.1 Vergleich der Pumpen aus den Konzepten „Energieertrag“ und „Direktantrieb“

### 3.1.6. Konzept für Regelung und Betriebsführung der Pumpe

Für den Pumpenbetrieb müssen zwei Bedingungen erfüllt sein. Zum einen muss eine ausreichende Ladespannung anliegen, um einen 15-minütigen Pumpenbetrieb zu gewährleisten. Andererseits muss ein Mindestfüllstand vorhanden sein, damit die Pumpe während des Betriebes keine Luft ansaugt. Letzteres könnte zu Beschädigungen an der Pumpe sowie einem Abfall des Pumpenwirkungsgrades führen. Um die Erfüllung dieser Bedingungen sicherzustellen, werden drei Sensoren im Pumpschachtwerk verbaut. Die Abbildung 3.3 zeigt eine Prinzipskizze des Pumpschachtwerkes mit den Sensoren und der Pumpe, samt Druckleitung sowie den verschiedenen Füllständen während des Betriebs.

Die Pumpe wird bei Erreichen eines Mindestfüllstands von circa 0,7 m durch den ersten Schwimmer eingeschaltet. Der Schwimmer 1 ist in der Prinzipskizze als rotes Rechteck dargestellt. Der Schwimmer 2 schaltet die Pumpe bei einem Füllstand von ungefähr 0,5 m wieder ab. Damit ist genügend Fördergut vorhanden, damit die Pumpe keine Luft ansaugt. Die Füllstandsdifferenz von 0,2 m resultiert aus dem

	Energieertrag	Direktantrieb
Vorteile	Kleine WKA Getrennte, voneinander unabhängige Systeme (Pumpe/WEA) Großer Betriebsbereich Höhere Pumpenlebensdauer Leistungsreserven	Kleine Pumpe Weniger Elektronik Kleine Druckleitung Kein Zwischenspeicher nötig
Nachteile	Leistungselektronik notwendig Druckleitung größer Zwischenspeicher benötigt Große Pumpe	Extrem großer Rotor Kleiner Betriebsbereich Anfällig gegen Flauten Größere WKA viel schlechterer Pumpemwirkungsgrad

Tab. 3.2 Vor- und Nachteile der beiden Konzepte „Energieertrag“ und „Direktantrieb“

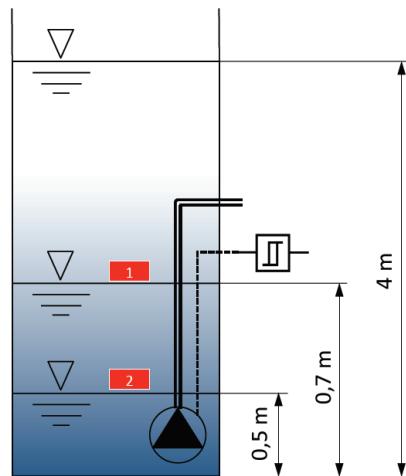


Abb. 3.3 Schematische Darstellung für das Regelungskonzept der Abwasserpumpe

geförderten Volumen der Pumpe während des 15-minütigen Betriebes. Der *Schmitt-Trigger*, der in der Prinzipskizze durch das entsprechende Schaltzeichen repräsentiert ist, misst, ob eine ausreichend große Ladespannung für den Pumpenbetrieb vorhanden ist. Für den Fall, dass eine ausreichende Ladespannung aufgrund von einer Windflaute über einen längeren Zeitraum nicht zur Verfügung steht, ist ein ausreichend großes Sicherheitsvolumen von rund  $135m^3$  durch die Gesamthöhe von  $4m$  des Pumpschachtwerkes gewährleistet. Dadurch ist es möglich, die anfallende Abwassermenge von sechs Tagen aufzufangen, bevor die Pumpe wieder ihren Betrieb aufnehmen muss (genaue Berechnung siehe Anhang B.2 und B.2).

## 3.2. Windenergieanlage

### 3.2.1. Konzept der Windenergieanlage

Vor dem Hintergrund des gewählten Pumpenkonzepts ist es sinnvoll, mit der Windenergieanlage möglichst hohe Leistungsbeiwerte zu erreichen, um so die räumlichen Dimensionen der WEA und damit tendenziell auch die Investitionskosten gering zu halten. Daher wird die Windenergieanlage als Schnellläufer mit drei Rotorblättern konzipiert. Schnellläufige WEA erreichen im Allgemeinen deutlich höhere Rotorleistungsbeiwerte als langsam läufige Varianten. Ein dreiflügeliger Rotor weist gegenüber Rotoren mit nur einem oder zwei Flügeln ebenfalls einen höheren Rotorleistungsbeiwert und geringere dynamische Lasten durch aero-

dynamische Symmetrie auf. Durch eine höhere Rotorblattzahl ließe sich zwar ein noch höherer Rotorleistungsbeiwert erreichen, der Unterschied ist allerdings zu gering, um die Mehrkosten dafür zu rechtfertigen. [28]

Genehmigungsverfahren von Windenergieanlagen sind Zeit- und Geld-intensiv. In einigen Bundesländern Deutschlands ist jedoch eine Verfahrensfreistellung für WEA mit einer Nabenhöhe bis zu zehn Metern möglich, was in Brandenburg allerdings nicht der Fall ist. [5] Dennoch wird die Nabenhöhe der Windenergieanlage auf zehn Meter festgelegt, um den Vorteil der Verfahrensfreistellung für den Fall der Errichtung baugleicher Anlagen in den entsprechenden Bundesländern nutzen zu können.

Die Windenergieanlage wird mit einem permanenterregten Ringgenerator ausgestattet. Dieser besitzt einen höheren Wirkungsgrad als fremderregte Generatoren, da kein Erregerstrom benötigt wird. Weitere Vorteile sind die höhere Leistungsdichte, was eine vergleichsweise kompakte Bauweise zulässt, und das Fehlen von Schleifkontakte, was zu geringeren Wartungskosten führt. Des Weiteren ist mit dieser Generatorform ein drehzahlvariabler, getriebeloser Betrieb möglich. Nachteil der permanenterregten Variante sind allerdings die höheren Anschaffungskosten, vor allem verursacht durch die verbauten Magnete. [28] Dennoch dürften langfristig betrachtet die Vorteile der gewählten Bauform überwiegen. Der vom Generator erzeugte Strom wird über Schleifkontakte im Azimutlager aus der Gondel abgeführt.

### 3.2.2. Konzept für die Regelung der Windenergieanlage

Aufgrund sich fortlaufend ändernder Windverhältnisse ist die Windenergieanlage wechselnden Anströmbedingungen und Belastungen ausgesetzt. Dementsprechend ist auch der Energieertrag ständigen Schwankungen unterworfen. Um einen vollautomatischen Betrieb der WEA zu gewährleisten, ist die Integration eines zuverlässigen Regelungssystems unabdingbar. Der Schutz vor zu starken Belastungen und der Betrieb der WEA bei möglichst hohen Wirkungsgraden zählen bei der Auslegung des Regelungssystems zu den ausschlaggenden Anforderungen [28].

Die Regelung der WEA soll, soweit möglich, mechanisch erfolgen, um auf teure und komplexe Regelungselektronik verzichten zu können. Das Regelungskonzept soll anhand der Abbildung 3.4 erläutert werden. Hinter dem Rotor wird eine Windfahne dezentral, also außerhalb der verlängerten Rotordrehachse, drehbar an der Gondel befestigt (Position 1). Diese ist zusätzlich über einen Hebel durch eine Feder (Position 2) mit der Gondel verbunden. Von oben betrachtet befindet sich der Gondeldrehpunkt um den Rohrturm an der gleichen Stelle wie der Drehpunkt der Windfahne an der Gondel (Position 1). Dieser Aufbau ermöglicht es, den Rotorschub bei hohen Windgeschwindigkeiten für die Sturmsicherung zu nutzen, da dieser durch den dezentralen Gondeldrehpunkt ein Drehmoment um die Turmache verursacht. Während die Windfahne aufgrund der an ihr wirkenden aerodynamischen Kräfte ihre Position hält, wird die Feder zwischen Windfahnenhebel und Gondel gedehnt und der Rotor dreht sich aus dem Wind. Die Sturmsicherung soll erst ab der Nennwindgeschwindigkeit greifen. Daher muss die Feder derart ausgelegt werden, dass es bis zur Nennwindgeschwindigkeit zu keiner Federausdehnung kommt. In diesem Fall ist die Windfahne starr mit der Gondel verbunden und dient zur Windnachführung des Rotors.

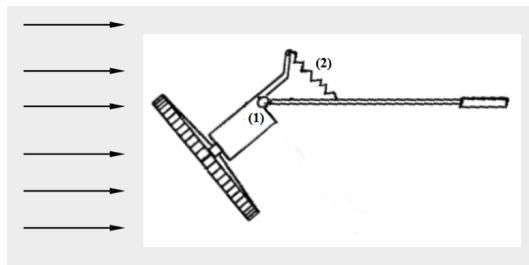


Abb. 3.4 Sturmsicherungs- und Windnachführungskonzept der WEA [12]

Für den Wartungsfall ist ein manuelles, zweistufiges Feststellsystem vorgesehen. Zunächst wird über einen Bowdenzug, der die Gondel mit dem Hebelarm der Windfahne verbindet, der Rotor aus dem Wind gedreht. Anschließend wird über einen zweiten Bowdenzug eine auf der Welle sitzende Feststellbremse betätigt. Auf der elektrischen Seite ist durch die Entscheidung zugunsten des Pumpenkonzepts „Energieertrag“ (siehe Kapitel 3.1.5) eine direkte Versorgung der Pumpe nicht möglich. Hierfür wird ein zwischengeschalteter Speicher benötigt, die Auf- und Entladung des Speichers erfolgt über einen Laderegler. Da die Pumpe mit Wechselstrom läuft, muss der Strom auf der Versorgungsseite durch einen Wechselrichter umgerichtet werden.

### 3.3. Gründung und Turm

Als Gründung wird eine geschweißte Stahlkonstruktion, die sogenannte *Steel Root* verwendet. Sie zeichnet sich durch geringe Investitionskosten und eine schnelle Installation aus. So ist es möglich mit geringem Aufwand die WEA innerhalb eines Tages zu montieren. Es ist kein Betonfundament von Nöten. Es ist lediglich erforderlich, den Aushub zu komprimieren. Die „*Steel Root*“ ist für eine maximale Anlagenleistung von 3500W und eine maximale Nabenhöhe von 10m ausgelegt, wodurch sie sich sehr gut für die Anlage eignet. Ein CAD-Modell der *Steel Root* ist in Abbildung 3.5 dargestellt.

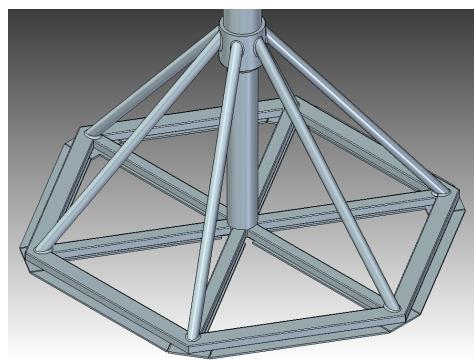


Abb. 3.5 CAD-Modell der *Steel Root*

Aufgrund der niedrigen Nabenhöhe würden die Fertigungskosten eines konischen Turms in keinem Verhältnis zu dem eingesparten Gewicht und dem damit verbundenen geringeren Transportkosten stehen. Daher fiel die Entscheidung auf einen zylindrischen Turm mit konstantem Querschnitt. Dadurch vereinfachen sich sowohl die Berechnung als auch die Fertigung. Darüberhinaus sind die Kosten geringer. Die Wahl fiel auf ein nahtloses Dickwandrohr aus Stahl von der Firma *Klöckner*. Die genauen Kennwerte des verwendeten Stahlrohres sind der Tabelle 8.4 zu entnehmen.

## 4. Auslegung des Rotors und der Flügelgeometrie

Der Rotor bildet das aerodynamische Kernstück einer WEA. Er wandelt die im Wind verfügbare kinetische Energie in mechanische Rotationsenergie um. Als einziges Element in einer Kette von Verbrauchern<sup>1</sup> einer WEA führt er dem Triebstrang Energie zu. Da die Energiequelle, der Wind, möglichst effizient genutzt werden soll, ist es das Ziel der Rotorauslegung auftretende Verluste bei der Umwandlung zu minimieren, um so den Anteil der entnommenen Leistung dem theoretischen Optimum anzunähern.

Trotz der hervorgehobenen Stellung des Rotors muss bereits am Anfang der WEA-Auslegung die Gesamtanlage betrachtet werden. Eine zu späte Betrachtung führt im weiteren Verlauf des Designprozesses zu immensen kompromissbedingten Einbußen im Jahresenergielertrag und im Betriebsverhalten der WEA. Besonderes Augenmerk gilt hierbei der Abstimmung des Rotors mit dem größten Verbraucher des Antriebsstrangs, dem Generator.

Der erste Teil dieses Kapitels erläutert die theoretischen Grenzen der Leistungsentnahme aus dem Wind und diskutiert Annahmen sowie Anforderungen an die Rotorauslegung. Im Anschluss wird detailliert das Vorgehen bei der Rotorblattauslegung beschrieben. Es werden Parameterstudien durchgeführt und die Auswirkungen der Variation einzelner Parameter auf die Gesamtanlage diskutiert.

### 4.1. Grundlagen der Leistungsentnahme

Im Folgenden soll kurz auf die Theorie der Leistungsentnahme aus dem Wind eingegangen werden. Die Grundlage der Berechnungen und weiterführende Informationen sind in [28] zu finden. Die Leistung des Windes über eine durchströmte Kreisfläche beträgt

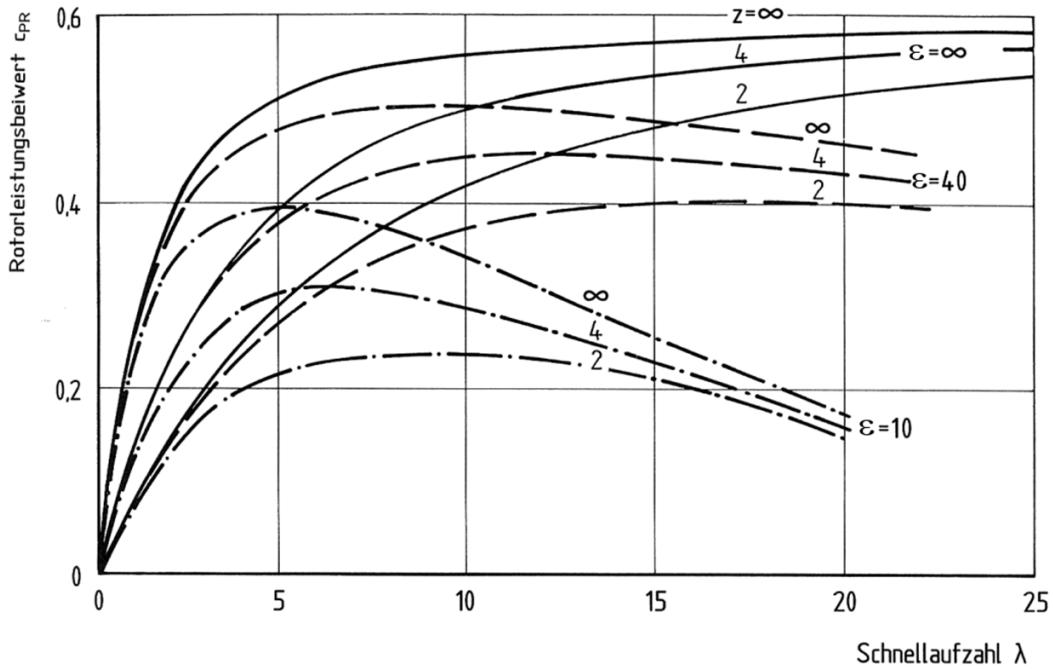
$$P_{Wind} = \frac{1}{2} \rho \pi R^2 v_1^3 \quad (4.1)$$

Da zur Leistungsentnahme aus dem Wind eine Abbremsung der Strömung durch den Rotor von Nöten ist, wäre zur vollständigen Nutzung der im Wind enthaltenen Energie eine komplette Abbremsung der Strömung die Folge. Legt man allerdings für die weiteren Betrachtungen die allgemeine Stromfadentheorie zugrunde und betrachtet die vom Wind durchflossene Stromröhre an ihren Rändern als undurchlässig, wird klar, dass eine vollständige Abbremsung der Strömung eine Verblockung der Strömung hinter dem Rotor zur Folge hätte und nachströmende Luft nicht abtransportiert werden könnte. Folglich muss es ein theoretisches Optimum zwischen der ungehinderten Durchströmung der Stromröhre ohne Rotor und der vollständigen Aufstauung geben. Dieses theoretische Optimum wurde von Albert Betz [21] ermittelt. Demnach ergibt sich für bestimmte Zu- und Abströmbedingungen ein maximaler Leistungsbeiwert von  $c_{P,Betz} = \frac{16}{27} \approx 0,59$ . Der  $c_P$ -Wert drückt hierbei den Anteil der theoretisch nutzbaren Windleistung aus. Die Leistung nach Betz ergibt sich somit wie folgt:

$$P_{Betz} = P_{Wind} \cdot c_{P,Betz} = \frac{1}{2} \rho \pi R^2 v_1^3 \cdot \frac{16}{27} \quad (4.2)$$

Unberücksichtigt bleiben hierbei durch den Rotor generierte Verluste. Abbildung 4.1 zeigt neben den Auswirkungen der durch Schmitz ermittelten Drallverluste die Auswirkungen der Blattspitzenverluste - diese sind umso höher, je weniger Blätter ein Rotor hat - und der Profilverluste - diese sinken mit zunehmender aerodynamischer Güte des Profils. Wie der Grafik zu entnehmen ist, wurden die maximalen Leistungsbeiwerte über der Schnelllaufzahl  $\lambda$  aufgetragen. Dieser dimensionslose Beiwert drückt das Verhältnis zwischen Rotorblattspitzengeschwindigkeit und Anströmwindgeschwindigkeit aus. Mit ihr kann folglich der gesamte

<sup>1</sup> Als Verbraucher zählt jedes Element, welches dem Triebstrang Leistung entzieht, sei es durch Verluste (z.B. Lagerreibung) oder aufgrund der Umwandlung der Energie in andere Formen (z.B. Gleichrichter).



**Abb. 4.1** Leistungsbeiwert nach Schmitz aufgetragen über die Auslegungsschnellaufzahl für verschiedene Rotorblattanzahlen  $z$  sowie Profilgleitzahlen  $\epsilon$ . aus [31]

Betrieb einer WEA beschrieben werden, ohne speziell die Windgeschwindigkeit, die Drehzahl oder den Rotorradius zu kennen, weshalb sie im Folgenden als Auslegungsparameter genutzt wird.

$$\lambda = \frac{\Omega \cdot R}{v_1} = \frac{2\pi n \cdot R}{v_1} \quad (4.3)$$

Daraus können erste Tendenzen hinsichtlich der Rotorgeometrie abgeleitet werden. Wie aus Abbildung 4.1 zu entnehmen ist, ist es wünschenswert die Auslegungsschnellaufzahl so hoch wie möglich zu wählen, um die Drallverluste gering zu halten. Moderne schnellläufige WEA haben Auslegungsschnellaufzahlen bis  $\lambda_A = 10$ . Derart schnellläufige Anlagen erbringen im untersten Drehzahlbereich äußerst geringe Drehmomente, sodass speziell das Anlaufverhalten eines solchen Rotors in Verbindung mit den Verbrauchern auf dem Triebstrang als kritisch zu bewerten ist. Damit moderne WEA trotz dieses Umstandes bereits bei geringen Windgeschwindigkeiten anlaufen, verfügen diese über eine wie auch immer geartete „Anlaufhilfe“. Aufgrund wirtschaftlicher Gesichtspunkte soll bei diesem Projekt auf eine solche verzichtet werden, weshalb im weiteren Verlauf der Auslegung ein Kompromiss aus Schnellläufigkeit und einem gutmütigen Anlaufverhalten gefunden werden muss.

Neben den Drallverlusten haben auch die Profilverluste, speziell für hohe Auslegungsschnellaufzahlen, einen großen Einfluß auf den  $c_P$ -Wert des Rotors. Durch aerodynamisch hochwertige Profile können die Profilverluste stark minimiert werden. Da aber besonders dünne Profile mit besonders glatten Oberflächen hohe Gleitzahlen erreichen, wird auch hier deutlich, dass Kompromisse hinsichtlich Festigkeit, Fertigung und langjährigen Einsatzes im Freifeld (und damit einhergehender Verschmutzung) gemacht werden müssen.

Wie Abbildung 4.1 ebenfalls verdeutlicht, hat im Bereich von  $\lambda_A = 5$  auch die Blattzahl noch einen signifikanten Einfluss auf den Leistungsbeiwert. Da dieser Parameter auch die Strukturdynamik und Regelung der WEA immens beeinflusst, spielt der aerodynamische Blattspitzenverlust in Folge des Druckausgleichs an der Rotorblattspitze eine eher untergeordnete Rolle.

## 4.2. Anforderungen an die Rotorgeometrie

Wie bisher schon deutlich wurde, gibt es eine Vielzahl an Anforderungen, denen ein Rotor gerecht werden muss. Die wichtigste Anforderung (einen sicheren Betrieb vorausgesetzt) ist das Erbringen eines gewünschten Jahresenergieertrages. Diese Größe bestimmt, wie in Kapitel 3.2 klar wurde, auf Basis eines jährlichen Windpotenzials und abgeschätzter Anlagenverluste die prinzipiellen Abmessungen des Rotors.

In den theoretischen Betrachtungen des Jahresenergieertrages bleibt das Anlaufverhalten des Rotors unberücksichtigt. Dieses wird hauptsächlich durch das vom Rotor erbrachte Anlaufmoment und das entgegengesetzt gerichtete Generatormoment beschrieben. Wie später gezeigt wird, hat die Auslegungsschnelllaufzahl neben dem Rotordurchmesser den größten Einfluss auf das Anlaufmoment des Rotors. Das Gegenmoment des permanent erregten Synchrongenerators im Stillstand ist dagegen systembedingt fix, sodass das Anlaufverhalten ausschließlich durch den Rotor beeinflusst werden kann.

Für einen effizienten und wirtschaftlichen Betrieb muss schon im frühen Stadium des Auslegungsprozesses das Abweichen vom „Sollzustand“ betrachtet werden. Faktoren, die hierbei beachtet werden müssen, sind unter anderem das Fehlanströmen der Rotorblätter im Teil- und Überlastbereich oder bei auftreffenden Windböen. Ein tolerantes Verhalten des Rotors umfasst darüber hinaus eine Gutmütigkeit gegenüber Bauabweichungen und betriebsbedingten Verschmutzungen des Rotors. Insbesondere letzterer Punkt kann, wie später gezeigt wird, auch während des Designs bereits berücksichtigt werden.

Oft vorausgesetzt, aber von immenser Bedeutung ist der Punkt der Sicherheit. Klar ist, dass ein gewünschter Jahresenergieertrag nur bei struktureller Integrität des Rotors, auch in Extremsituationen, erbracht werden kann. Diesem essentiellen Thema ist daher das gesamte Kapitel 8 gewidmet.

Wie gerade bei älteren WEA auffällt, weichen deren Rotorblätter stark von den theoretischen durch Betz oder Schmitz geforderten Geometrien ab. Häufig erkennt man streng lineare Strukturen. Diese zum Teil enormen Unterschiede sind einer entsprechend einfacheren Herstellung der Rotorblätter geschuldet. Während kleine Rotorblätter aus einem integralen Bauteil mittels Spritzgussverfahren hergestellt werden, bestehen ihre großen Verwandten aus aufwendigen Compositestrukturen. Letztere wurden gerade in der Vergangenheit aus wirtschaftlichen Beweggründen in ihrer Komplexität zu Lasten der Effizienz stark vereinfacht.

## 4.3. Die Auslegung

Nachdem die prinzipiellen Anforderungen an die Rotorgeometrie ausführlich diskutiert wurden, soll nun die Umsetzung dieser Forderungen in eine konkrete Rotorgeometrie beschrieben werden.

Der Ablauf der Auslegung der Rotorblattgeometrie kann mit dem Lösen eines nichtlinearen Gleichungssystems verglichen werden. Eine Lösung/Auslegung ist nur iterativ möglich. Die in diesem Projekt durchgeführten Auslegungsschritte sind in Abbildung 4.2 dargestellt. Je nach Anforderung kann die Bearbeitungstiefe und somit das Flussbild beliebig erweitert werden. Im Folgenden wird das Vorgehen an jeder Station des Auslegungsprozesses detailliert beschrieben. Die Abbildung 4.2 kann dabei als Orientierung im Designprozess herangezogen werden.

### 4.3.1. Abschätzung des geforderter Jahresenergiertages und des Rotorradius'

Der benötigte Jahresenergieertrag wird durch den Energiebedarf der Abwasserpumpe  $E_{Pumpe}$  (siehe Tabelle 3.1 „große Pumpe“) dividiert durch die Wirkungsgrade der Systemkomponenten errechnet. Anfänglich genügt eine konservative Abschätzung der Komponentenwirkungsgrade, wie sie in Tabelle 7.1 aufgeführt sind: Nach Aufschlag eines Sicherheitsfaktors  $S = 1,4$  ergibt sich der vom Rotor zu erbringende Jahres-

energieertrag.

$$\eta_S = \eta_{Akk} \cdot \eta_{LR} \cdot \eta_{WR} \approx 50\% \quad (4.4)$$

$$E_{soll} = S \cdot \frac{E_{Pumpe}}{\eta_S} \approx 3500 \text{ kWh} \quad (4.5)$$

Auf Basis der Wahrscheinlichkeitsverteilung nach Abbildung 2.2 kann nach Formel 4.6 und 4.7 die benötigte

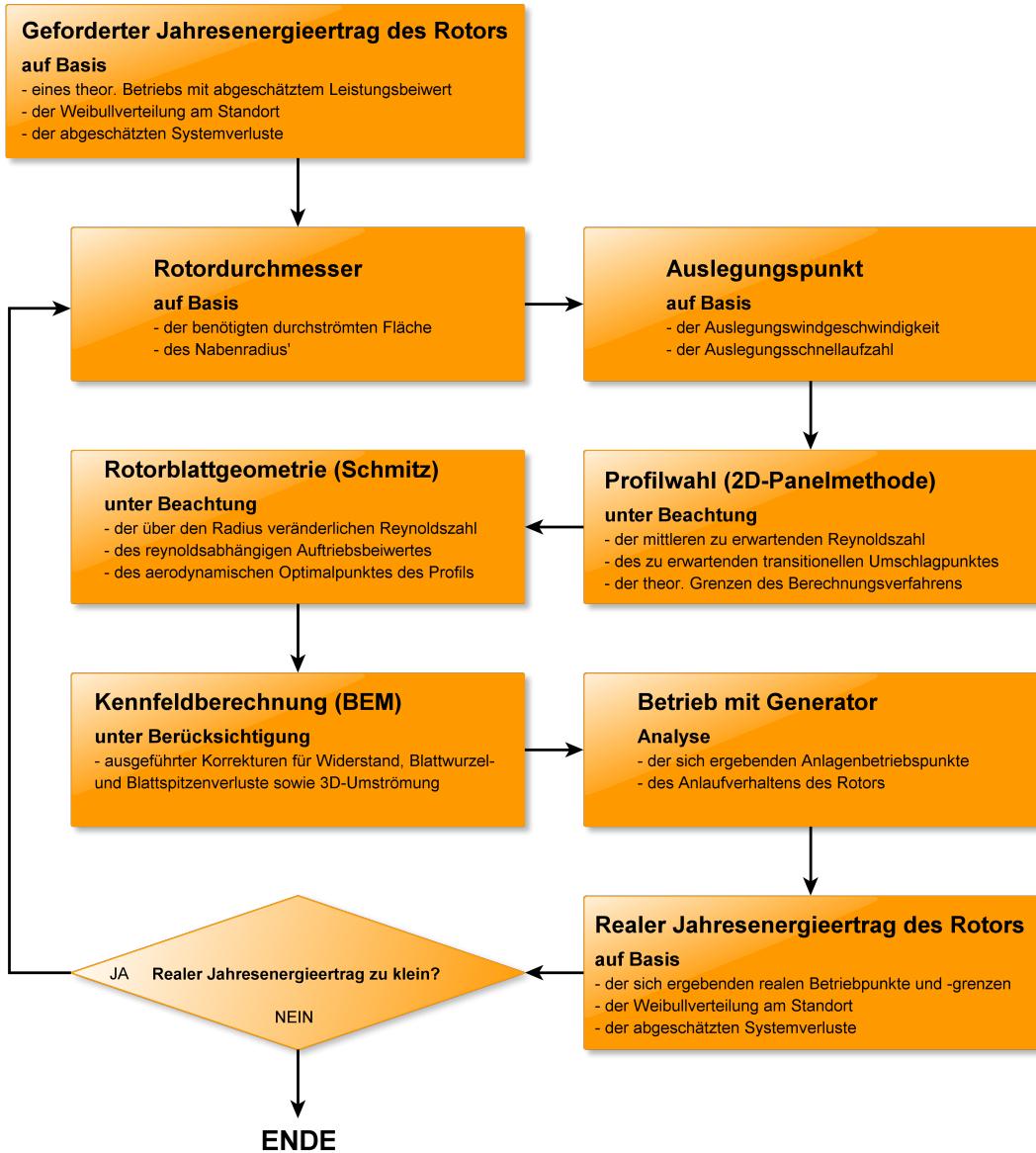


Abb. 4.2 Prozessbild zum Ablauf der Rotorauslegung

Rotorfläche zum Erreichen dieses geforderten Jahresenergieertrags berechnet werden.

$$E_{Rotor} = \sum_{i=1}^{25} P_{Rotor} \cdot h_{W_i} \cdot 8760 \quad (4.6)$$

$$P_{Rotor} = \frac{1}{2} \rho \pi R^2 v_1^3 \cdot c_{P_{real}} \quad (4.7)$$

Wie der Formel zu entnehmen ist, werden für die Berechnung des Jahresenergieertrages ausschließlich die Windklassen zwischen 1 und 25 betrachtet. Höhere Windgeschwindigkeiten treten derart selten auf, dass trotz hoher Leistungsabgaben der WEA keine nennenswerte Änderung des Jahresenergiertages zu verzeichnen ist. Durch eine wiederum konservative Abschätzung des Leistungsbeiwertes kann eine Annahme über den benötigten Rotorradius zum Erreichen des geforderten Jahresenergiertages getroffen werden. Der  $c_P$ -Wert wird in erster Näherung wie folgt bestimmt (nach [28]):

$$c_{P_{real}} = c_{P_{Schmitz}} \cdot \eta_{Profil} \cdot \eta_{Tip} \quad (4.8)$$

$$c_{P_{Schmitz}} = \int_0^1 4 \cdot \lambda_A \cdot \left(\frac{r}{R}\right)^2 \cdot \frac{\sin^3(\frac{2}{3}\alpha_1)}{\sin^2\alpha_1} \cdot d \cdot \left(\frac{r}{R}\right) \quad (4.9)$$

$$\alpha_1 = \arctan\left(\frac{R}{\lambda_A \cdot r}\right) \quad (4.10)$$

$$\eta_{Profil} = 1 - \frac{\lambda_A}{\epsilon} \quad (4.11)$$

$$\eta_{Tip} = 1 - \frac{1.84}{z \cdot \lambda_A} \quad (4.12)$$

Nach iterativer Lösung dieses Gleichungssystems ergeben sich der reale Leistungsbeiwert, der Jahresenergiertag und der daraus resultierende benötigte Rotorradius der WEA.

$$\text{Mit } z = 3, \lambda_A = 5, \epsilon = 80$$

$$c_{P_{real}} = 0,57 \cdot 0,95 \cdot 0,88 = 0,48$$

$$E \approx 3600 \text{kWh} \implies R \approx 2,5 \text{m}$$

Dieser Rotorradius bildet die Grundlage für die weiteren Auslegungsschritte. In ihm enthalten ist bereits der Nabenumfang, sodass sich die effektiv durchströmte Fläche verkleinert. Da eine Kreisfläche allerdings quadratisch mit dem Radius wächst, muss diese Abweichung in diesem Stadium der Auslegung nicht berücksichtigt werden. Der Nabenumfang wird im weiteren Verlauf mit  $R_N = 0,08 \text{m}$  angegeben.

### 4.3.2. Festlegen des Auslegungspunktes

Im nächsten Schritt des Auslegungsprozesses muss ein Betriebspunkt gewählt werden, für den die WEA und folglich der Rotor optimiert wird. Da die Rotorauslegung im ersten Anlauf dimensionslos erfolgt, wird wie schon im letzten Abschnitt geschehen die Auslegungsschnelllaufzahl zur Beschreibung des Auslegungspunktes herangezogen. Nach Formel 4.3 können durch diese dimensionslose Kenngröße Parameter wie die Drehzahl, die Auslegungswindgeschwindigkeit und der Rotorradius beschrieben werden. Wie schon in den vorangegangenen Abschnitten ausführlich erläutert, hat diese Größe immensen Einfluss auf das Betriebsverhalten des Rotors. Um die Vor- und Nachteile unterschiedlicher Auslegungsschnelllaufzahlen objektiv bewerten zu können, wird im Rahmen dieses Projektes eine Parameterstudie über insgesamt drei Auslegungsschnelllaufzahlen ( $\lambda_A = 5; 5,5; 6$ ) durchgeführt und deren Auswirkungen auf verschiedenste Aspekte

des WEA-Betriebs diskutiert.

Als Auslegungswindgeschwindigkeit wird in der Regel jene gewählt, bei der der höchste Energieertrag im Jahr erbracht wird. Ermittelt werden kann diese Geschwindigkeit durch Betrachtung der einzelnen Summanden der Formel 4.6. Betrachtet man die Abbildung 4.3 wird klar, dass die Windgeschwindigkeiten

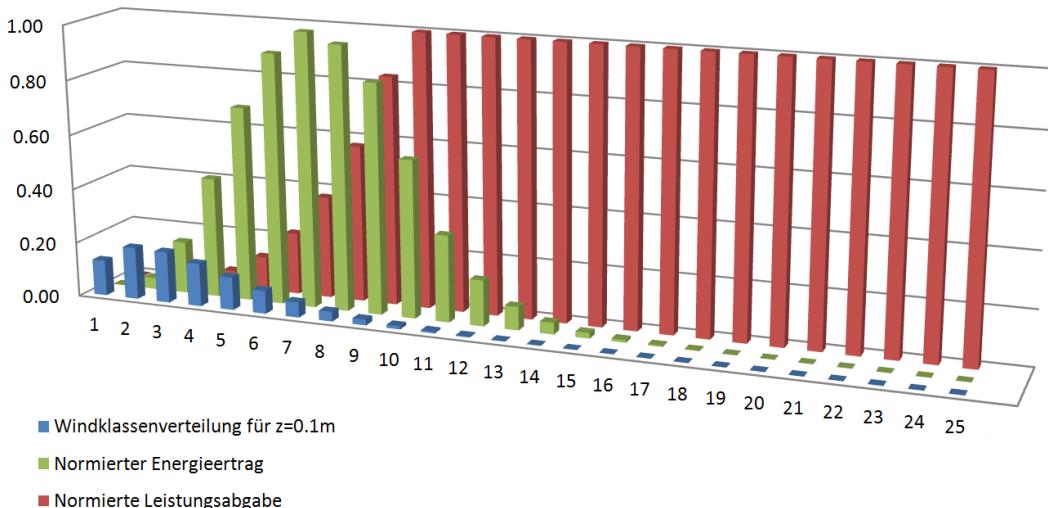


Abb. 4.3 Gegenüberstellung der Windklassenverteilung, der normierten Leistungskurve und des normierten Jahresenergieertrages

für maximale Leistungsentnahme und maximalen Ertrag zum Teil erheblich voneinander abweichen. Die hier gezeigte Leistungskurve wurde auf Basis der Ausführungen in Abschnitt 4.3.1 erstellt und ab einer Leistung von  $3,1\text{kW}^2$  begrenzt. Wie im weiteren Verlauf der Auslegung gezeigt wird, weicht diese angenommene Leistungskurve stark von der tatsächlichen Arbeitslinie im Leistungskennfeld ab, sodass es zu Abweichungen zwischen dem theoretischen und realen Optimalpunkt kommt (siehe dazu Abschnitt 4.3.6).

### 4.3.3. Profilwahl

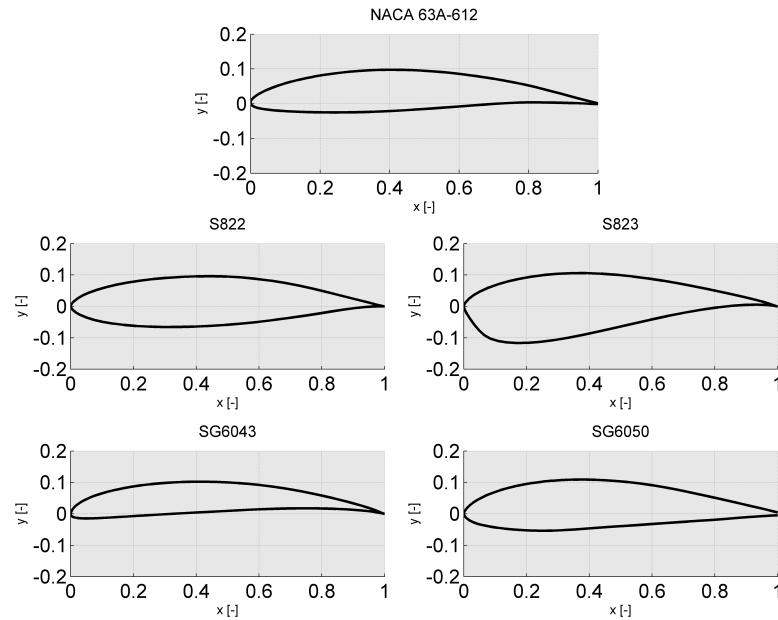
Mit der Wahl des aerodynamischen Profils eines Rotorblattes werden dessen grundlegenden Eigenschaften maßgeblich beeinflusst. Die offensichtlichen Profilverluste nehmen dabei noch den geringsten Stellenwert ein. Betrachtet man erneut Abbildung 4.1 fällt auf, dass für Gleitzahlen größer als 40 im Bereich von  $\lambda_A = 5$  eine steigende aerodynamische Güte der Profile kaum noch Auswirkung auf den maximalen Leistungsbeiwert hat. Größere Bedeutung kommt dagegen den Auswirkungen auf das Regelungs-, Festigkeits- und Schwingungsverhalten des Rotorblattes zu. Für Kleinstwindenergieanlagen, wie sie im Rahmen dieses Projektes betrachtet werden, sind auch die letzteren beiden Punkte als weniger kritisch zu bewerten. In Zeiten moderner Fertigungsverfahren und hoch belastbarer Faserverbundwerkstoffe kann ein kleineres Flächenträgheitsmoment infolge schlanker Profilkonturen durch größere Laminatstärken kompensiert werden ohne nennenswerte Kompromisse hinsichtlich des Gewichts hinnehmen zu müssen.

Mittels der 2D-Panelmethode können die Druckverteilung entlang einer Profilkontur und folglich die aerodynamischen Beiwerte eines Profils numerisch ermittelt werden. Dieses Verfahren ermöglicht es mit geringem Aufwand, Profile miteinander zu vergleichen und die für die jeweilige Anwendung günstigste Profilkontur zu ermitteln. Für die weiteren Untersuchungen wird das von Mark Drela am Massachusetts Institute of Technology (MIT) entwickelte *XFOIL v6.94* verwendet. Es stellt eine um verschiedene Korrekturen erweiterte 2D-Panelmethode zur Verfügung [15].

<sup>2</sup>  $3,1\text{kW}$  entspricht der Nennleistung des zu diesem Zeitpunkt der Recherchen am ehesten in Frage kommenden Generators 300STK2M der Firma Alxion

Da die Ansprüche an die Rotorblattgeometrie von WEA stark von den allgemeinen aus der Luftfahrt bekannten abweichen, wurde in den letzten Jahren damit begonnen, Profilkonturen speziell für den Einsatz an WEA und Klein-WEA zu optimieren.

Im Rahmen dieses Projekts wurden zwei, für den Einsatz an Kleinwindenergieanlagen optimierte, Profilfamilien betrachtet und mit einem herkömmlichen Luftfahrtprofil verglichen. Die Übersicht 4.4 stellt die wichtigsten Eigenschaften der hier verglichenen Profile gegenüber. Wie der Übersicht zu entnehmen

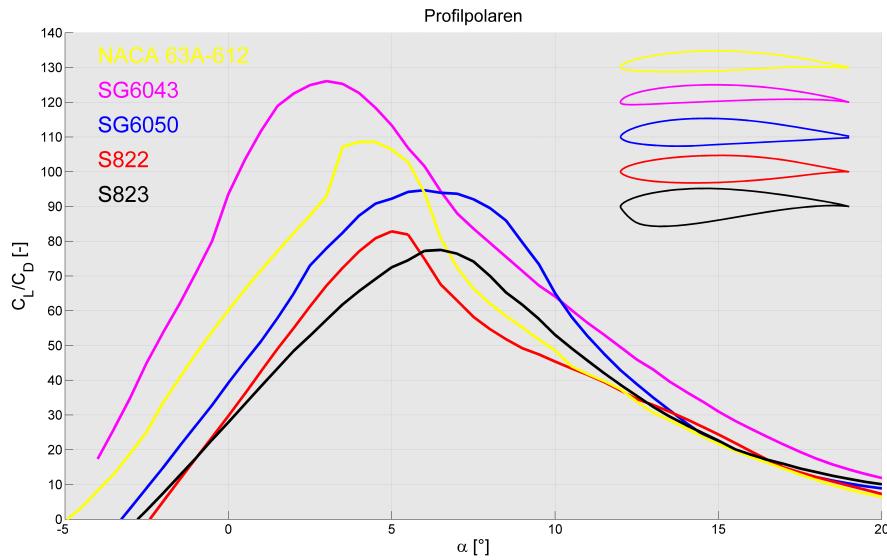


Profil	$d$ [%]	$x_d$ [%]	$w$ [%]	$x_w$ [%]	Einsatzzweck
NACA 63A-612	6,47	35,00	3,23	52	Luftfahrt, Low-Reynolds
S822	16,00	39,20	1,90	59,20	KWEA's ( $R=1-5m$ ), Tip-Profil, Low-Reynolds
S823	21,18	25,50	2,50	70,50	KWEA's ( $R=1-5m$ ), Root-Profil, Low-Reynolds
SG6043	10,02	32,10	5,50	49,70	WEA's, Tip-Profil, Low-Reynolds
SG6050	16,01	31,53	3,24	45,33	WEA's, Root-Profil, Low-Reynolds

Abb. 4.4 Übersicht der miteinander verglichenen Profilgeometrien

ist, wurden zum Vergleich ausschließlich Low-Reynolds-Profile verwendet. Das bedeutet, dass der Einsatzbereich durch Reynoldszahlen von  $Re \leq 500.000$  beschrieben werden kann. Ziel der aerodynamischen Optimierung dieser Profile ist es unter anderem schon bei niedrigen Reynoldszahlen vergleichbar hohe Gleitzahlen zu erbringen und unerwünschte Strömungseffekte, wie laminare Ablöseblasen, zu vermeiden. Der Einsatz herkömmlicher Profile<sup>3</sup> ist aufgrund einer mittleren Reynoldszahl von  $Re \approx 400.000$  entlang des Rotorblattes (siehe Abschnitt 4.3.4) der hier auszulegenden KWEA ungeeignet.

<sup>3</sup> Gängige Reynoldszahlen in der Luftfahrt liegen im Bereich  $Re \approx 10^6 - 10^8$ .



**Abb. 4.5** Vergleich der aerodynamischen Güte der untersuchten Profilgeometrien für  $Re = 400.000$ ,  $N_{crit} = 6$  und  $Ma=0$ .

Alle in Abbildung 4.5 gezeigten Profilpolaren wurden für die gleiche eben erwähnte mittlere Reynoldszahl und einen kritischen Verstärkungsfaktor  $N_{crit} = 6$  erstellt. Letzterer ist ein Indikator für den Zeitpunkt der einsetzenden Transition auf dem Rotorblatt. Niedrige Werte sprechen für einen frühen laminar-turbulenten Umschlag infolge hoher Turbulenz und Oberflächenrauhigkeit, hohe Werte dagegen deuten auf einen späteren Beginn der Transition hin. Der Standardwert dieses Faktors beträgt neun und repräsentiert Testbedingungen im Windkanal. Da eine WEA im Betrieb allerdings einem recht hohen Grad an Turbulenz und Verunreinigungen ausgesetzt ist, wird dieser Wert für die Auslegungen auf sechs reduziert [33]. Der Einfluss der Kompressibilität der Luft, ausgedrückt durch die Machzahl, wurde aufgrund der niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten vernachlässigt<sup>4</sup>. Eine Überschlagsrechnung zur Machzahl findet sich in Anhang B.1.

Beim Vergleich der Profilpolaren sieht man, dass die maximalen Gleitzahlen der beiden S800 Profile deutlich niedriger sind als bei den anderen Profilen. Die Maxima verteilen sich zudem auf einen engeren Bereich als bei den SG6000 Profilen. Diese Ausprägung lässt sich dadurch begründen, dass die S800 Profilfamilie für stallregulierte WEA konzipiert wurde. Die maximalen Gleitzahlen wurden bewusst zugunsten der Unempfindlichkeit gegenüber betriebsbedingter Verschmutzung reduziert. Ein schmaler Anstellwinkelbereich mit hohen Gleitzahlen sowie dicht aneinander liegende Gleitzahlmaxima sind ebenfalls ein Auslegungsziel dieser Profilfamilie. Beides gewährleistet ein über den Radius gleichzeitig eintretenden Strömungsabrisse, was gerade bei stallgeregelten Anlagen gewünscht ist [40].

Die Selig-Giguère (SG) Profile weisen im Vergleich deutlich höhere Gleitzahlen auf, welche sich darüber hinaus auf eine weiteres Band von Anstellwinkeln verteilen. Das ist insofern überraschend, als dass für niedrige Reynoldszahlen, wie sie hier betrachtet werden müssen, die aerodynamische Güte der meisten Profile deutlich abnimmt. Hier zeigt sich besonders deutlich die Optimierung der SG6000 Profile für den Einsatz im Low-Reynoldsbereich [22]. Die breiten Gleitzahlmaxima lassen auf eine hohe Unempfindlichkeit gegenüber Fehlanströmungen infolge von Turbulenz oder Fertigungsungenauigkeiten schließen. Der recht hohe Anstellwinkelbereich zwischen den Gleitzahlmaxima hat im Folgenden, da nicht auf Stall geregelt wird, weniger Relevanz.

An dieser Stelle werden auch die Schwächen herkömmlicher Profile deutlich. Das NACA 63A-612 Profil

<sup>4</sup> Für Machzahlen bis  $Ma = 0,3$  entstehen bei Nichtbeachtung der Kompressibilität Fehler unter 5% [36]

weist trotz seiner geringen Dicke und mittleren Wölbung (siehe Übersicht 4.4) im Vergleich keine günstigen aerodynamischen Eigenschaften auf. Mit einem geringen Flächenträgheitsmoment, mittleren Gleitzahlen und einem schmalen Bereich hoher aerodynamischer Güte ist es für die Anwendung an kleinen WEA ausgesprochen ungeeignet.

Ausgehend von den obigen Ausführungen suggeriert der Einsatz der SG6000 Familie die meisten Vorteile hinsichtlich Effizienz, Betriebsverhalten und Festigkeit, weshalb es im weiteren Verlauf zur Rotorauslegung verwendet wird.

#### 4.3.4. Auslegung der Rotorblattgeometrie

Die wichtigsten geometrischen Größen des Rotorblattes sind nach dem Radius die Blatttiefenverteilung und die geometrische Verwindung. Die Optimierung der beiden letzten Parameter wird in diesem Abschnitt erläutert. Grundlage der Optimierung bildet die bereits erwähnte Theorie von Schmitz [28]. Nach ihr werden entsprechend der folgenden Formeln die Blatttiefe und Verwindung an jeder radialen Position des Rotorblattes bestimmt:

$$t_{Schmitz}(r) = \frac{16\pi r}{zc_A} \sin^2 \left( \frac{1}{3} \arctan \left( \frac{R}{\lambda_A r} \right) \right) \quad (4.13)$$

$$\alpha_{Bau}(r) = \frac{2}{3} \arctan \left( \frac{R}{\lambda_A \cdot r} \right) - \alpha_{A_{\epsilon_{opt}}} \quad (4.14)$$

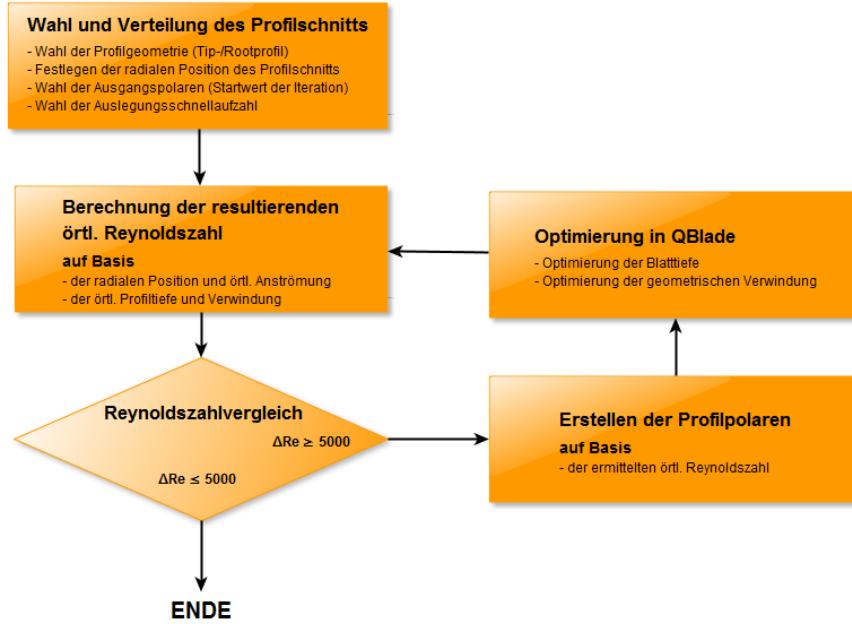
Bei der Verwendung dieser beiden Formeln ist darauf zu achten, dass sich aufgrund des veränderlichen Radius' und Blatttiefe folgende Abhängigkeiten einstellen, die unbedingt berücksichtigt werden müssen:

- $c_A = f(\alpha_{A_{\epsilon_{opt}}})$
- $\alpha_{A_{\epsilon_{opt}}} = f(Re)$
- $Re = f(r, t_{Schmitz}, \lambda_A)$
- $\lambda_A = f(r)$

Wie der Aufstellung zu entnehmen ist, liegt auch hier ein unbestimmtes Gleichungssystem vor, welches ausschließlich iterativ lösbar ist.

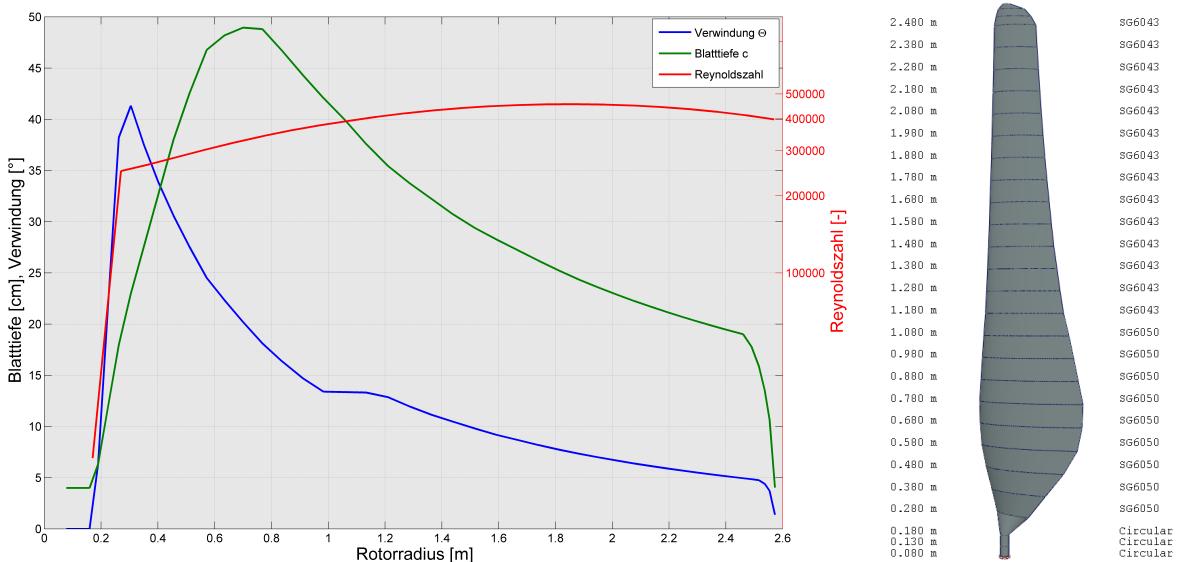
Das zur Geometrieauslegung benutzte Programm *QBlade v0.6* berücksichtigt bei der Optimierung nur einen Teil der oben aufgeführten Korrekturen [34]. Der Einfluss eines Reynoldszahl und Machzahl abhängigen Auftriebsbeiwertes wird von *QBlade* momentan nicht berücksichtigt. Ausgangspunkt der durchgeföhrten Optimierung ist eine einzige Profilpolare<sup>5</sup> pro Profilschnitt. Abbildung 4.6 veranschaulicht den im Rahmen dieses Projektes durchgeföhrten Iterationsvorgang. Die Startwerte für die Iteration werden aus einer ersten Überschlagsrechnung gewonnen. Danach wird für jeden Profilschnitt nacheinander eine Profilpolare, daraus die Blattgeometrie und schließlich eine resultierende Reynoldszahl berechnet. Eine geänderte Reynoldszahl führt zu einer anderen Profilpolare und folglich zu einem anderen aerodynamischen Optimalpunkt. Aus diesem Zusammenhang ergibt sich eine Differenz der Reynoldszahlen zwischen zwei Iterationsschritten. Im Optimalfall wird iterativ eine Reynoldszahl gefunden, die nach Durchführung eines weiteren Optimierungsschritts keine Änderungen in der Blattgeometrie bewirkt. Jedoch sind bei mittleren Reynoldszahlen um  $Re = 400.000$  die Änderungen an den Profilpolaren derart gering, dass ein Konvergenzkriterium von  $\Delta Re = 5000$  ausreichend ist.

<sup>5</sup> Hierbei handelt es sich um eine  $360^\circ$  Polare, welche mittels des Montgomery-Ansatzes aus der Profilpolare extrapoliert wurde. Mehr dazu siehe [34].



**Abb. 4.6** Iterationsschema zur Optimierung der Blatttiefenverteilung und geometrischen Verwindung des Rotorblattes

Die Abbildung 4.7 zeigt das Ergebnis der oben beschriebenen Auslegung eines Rotorblattes mit einer Auslegungsschnellaufzahl von  $\lambda_A = 5$ . Neben der Reynoldzahlverteilung ist die Blatttiefe und die Verwindung dargestellt. Im Nachgang der iterativen Optimierung wurde die Kontur des Rotorblattes manuell



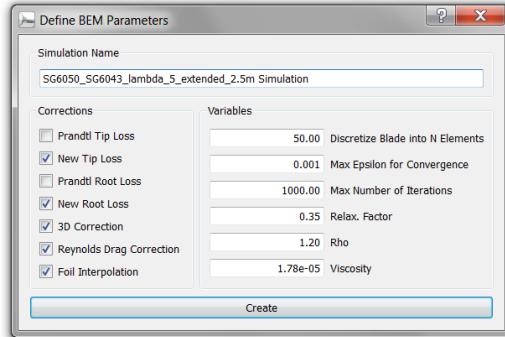
**Abb. 4.7** Resultat der iterativen Rotorblattauslegung für eine Auslegungsschnellaufzahl  $\lambda_A = 5$

geglättet und Modifikationen in der Nabensektion sowie an der Blattspitze vorgenommen. Ursache hierfür waren Überlegungen hinsichtlich der Krafteinleitung in die Blattwurzel und akustische Erwägungen im Außenbereich des Flügels.

#### 4.3.5. Kennfeldberechnung mittels BEM

Aus einer erstellten Blattgeometrie können im Anschluss durch Einsatz der Blattelementenmethode (BEM) zuerst die dimensionslosen und schließlich auch die dimensionsbehafteten Rotorkennfelder erstellt werden.

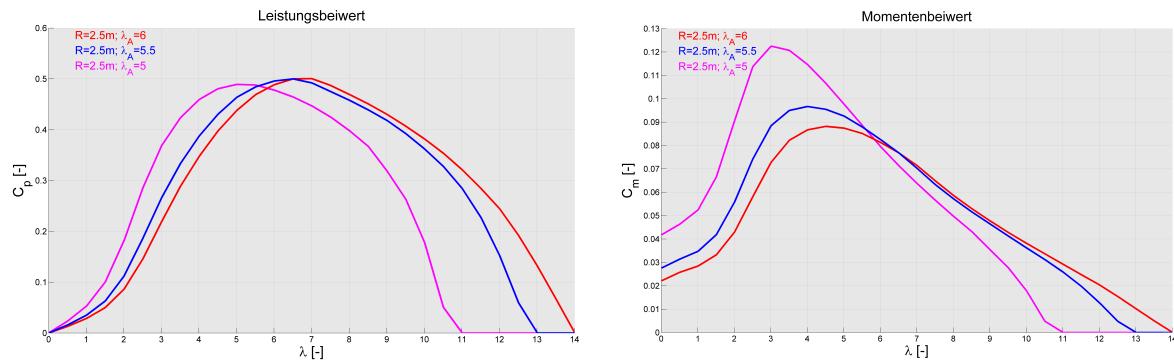
Hinsichtlich einiger Erläuterungen zur BEM sei auf Quelle [28] verwiesen. Eine Übersicht der Simulationsparameter sowie der verwendeten Korrekturen zeigt Abbildung 4.8. Gezeigt wird eine *QBlade* Eingabemaske zur Durchführung der Rotorsimulation. Detaillierte Informationen zu den semiempirischen Korrekturen sind



**Abb. 4.8** Gewählte Simulationsparameter zur Durchführung der Blattelementenmethode in *QBlade* v0.6

in [34] zu finden.

Das Ergebnis der Simulation zeigt die folgende Abbildung. Wie eingangs bereits erwähnt, wurden im Rahmen der Rotorauslegung Parameterstudien über verschiedene Auslegungsschnelllaufzahlen durchgeführt. Daraus kann im nächsten Auslegungsschritt eine flexiblere Rotor-Generatorabstimmung erfolgen. Wie



**Abb. 4.9** Zwei dimensionslose Beiwerte für jeweils drei verschiedene Rotorgeometrien.

erwartet, stellen sich für alle drei Auslegungsschnelllaufzahlen die erwarteten Tendenzen ein. Umso höher Letztere gewählt wird, umso mehr verschieben sich die Punkte maximaler Leistungsbeiwerte ebenfalls zu höheren Schnelllaufzahlen. Zwischen  $\lambda_A = 5$  und  $\lambda_A = 6$  kann man einen geringen Zuwachs des maximalen  $c_p$ -Wertes feststellen. Äquivalent zu den maximalen  $c_p$ -Werten verhalten sich die Leerlaufschnelllaufzahlen. Auch sie wandern mit steigendem  $\lambda_A$  weiter nach rechts und entsprechen bekanntermaßen etwa dem doppelten Wert der zugehörigen Auslegungsschnelllaufzahl. Auch der Momentenbeiwert zeigt keine Widersprüche zur Theorie. Für höhere  $\lambda_A$  nimmt  $c_M$  im unteren Schnelllaufzahlbereich ab. Diese Entwicklung wird, wie wir sehen werden, zu Kompromissen beim Anlaufverhalten führen. Abbildung C.3 des Anhangs zeigt den Schubbeiwert als dritten Vertreter der dimensionslosen Beiwerte.

#### 4.3.6. Betrieb mit Generator

Aus den zuvor diskutierten Größen können beliebig viele weitere den Rotor beschreibende Kenngrößen ermittelt werden. Die mit Abstand wichtigsten Größen, sind die direkten dimensionsbehafteten Vertreter von  $c_p$ ,  $c_M$  und  $c_S$  - Leistung, Drehmoment und Schub. Da diese Größen zur Beschreibung des Betriebes einer

Generator	Nennleistung	Nenndrehzahl	Rastmoment	Polpaare	Nennwirkungsgrad
190STK4M	2,34kW	500 $\frac{1}{min}$	0.9Nm	6	82%
300STK2M	3,14kW	350 $\frac{1}{min}$	1Nm	12	83%

Tab. 4.1 Eckdaten der für den Einsatz in Frage kommenden Generatoren der Firma Alxion

WEA herangezogen werden, macht es an dieser Stelle Sinn das Gesamtsystem, also auch den Generator, mit zu betrachten.

Auf der Suche nach einem geeigneten Generator erfüllten für die hier konzipierten Rotoren nur zwei die grundlegenden Anforderungen. Die wichtigsten Kenndaten der beiden permanent erregten Generatoren der Firma Alxion sind in Tabelle 4.1 aufgeführt. Detaillierte Datenblätter sind im Anhang A.1 dieses Berichtes zu finden. Die Wahl zum Einsatz permanent erregter Generatoren fiel zugunsten der Einsparung einer preisintensiven Windmesseinrichtung und damit verbundener Leistungselektronik aus. Nachteilig äußert sich jedoch der Aspekt, dass die Generatorkennlinien unveränderbar sind, weshalb Kompromisse hinsichtlich der Abstimmung mit dem Rotor gemacht werden müssen. Eine Nutzung des Generators als Anlaufhilfe und Regelungsinstrument (Drehmomentenregelung) entfällt ebenfalls. Letztere Punkte stellen im folgenden besondere Anforderungen an die Rotor-Generatorabstimmung:

1. selbstständiges Überwinden des Rastmomentes schon bei niedrigen Windgeschwindigkeiten
2. selbstständiges und frühzeitiges Verlassen des untersten Drehzahlbereiches zu höheren Drehzahlen
3. externes Begrenzen der Generatorleistung durch Sturmsicherungseinrichtungen

Dem letztgenannten Punkt ist der gesamte Abschnitt 5.2 gewidmet. Die Bewertung der Faktoren die beiden ersten Punkte betreffend, werden im folgenden das Momenten- und Leistungskennfeld betrachtet.

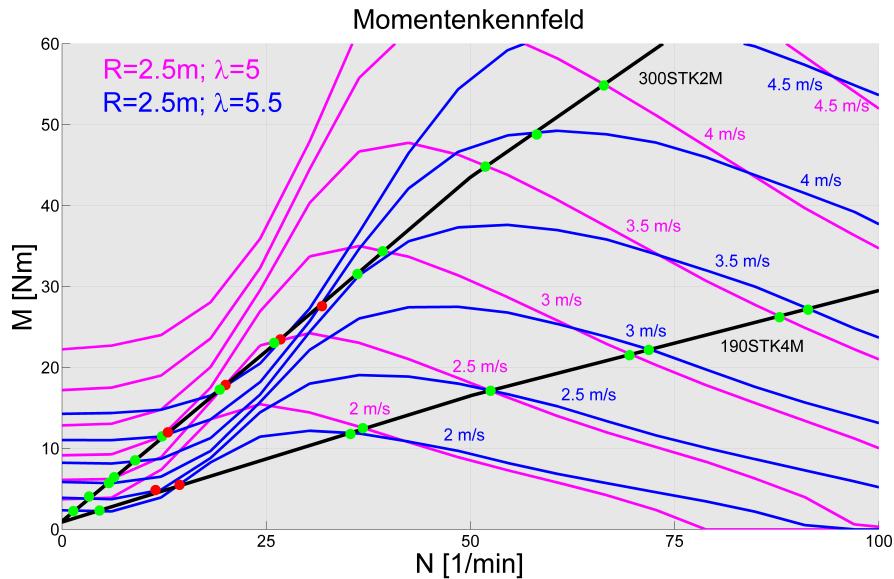


Abb. 4.10 Momentenkennfeld zur Veranschaulichung des Anlaufverhaltens der verschiedenen Rotoren

Zu Beginn soll das Anlaufverhalten des Rotors betrachtet werden. In Abbildung 4.10 ist das Rotormoment über die Drehzahl für niedrige Windgeschwindigkeiten dargestellt. Zugunsten der Übersichtlichkeit

Generator	$\lambda_A$	$v_{Start} \left[ \frac{m}{s} \right]$	E-Ertrag $\left[ \frac{kWh}{a} \right]$	Generator	$\lambda_A$	$v_{Start} \left[ \frac{m}{s} \right]$	E-Ertrag $\left[ \frac{kWh}{a} \right]$
190STK4M	5	2	4060	300STK2M	5	3,5	4080
190STK4M	5,5	2,5	3510	300STK2M	5,5	5	4080
190STK4M	6	3,5	2910	300STK2M	6	6	2680

Tab. 4.2 Anlaufwindgeschwindigkeiten für die jeweiligen Rotor-Generator-Kombinationen

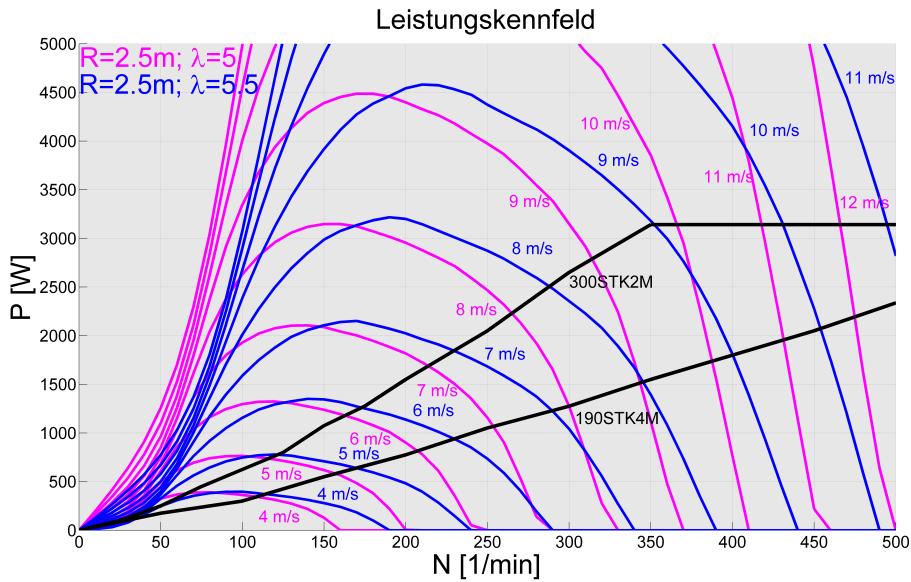
wurde auf die Darstellung des schnellläufigsten Rotors verzichtet. Die Schnittpunkte mit den schwarz eingeziehenen Generatorkennlinien bilden je einen Betriebspunkt für die jeweilige Windgeschwindigkeit. Je nach Anstieg der Generatorkennlinie zur Momentenkennlinie spricht man von stabilen (grün) und instabilen (rot) Betriebspunkten. Bei der Einnahme von stabilen Betriebspunkten bedarf es einer verhältnismäßig großen Störung von außen (z.B. eine Windböe) um den selbigen zum nächsten Betriebspunkt zu verlassen. Bei instabilen Betriebspunkten genügen dafür bereits kleine Störungen. Stabile Betriebspunkte werden je nach Vorzeichen der Beschleunigung im Kennfeld von links oder von rechts kommend eingenommen. Beim Anfahrprozess, also einer positiver Rotorbeschleunigung, wird sich den Betriebspunkten von links genähert. Betrachtet man erneut Abbildung 4.10 stellt man fest, dass in bestimmten Fällen mehrere Schnittpunkte für eine Windgeschwindigkeit mit den Generatorkennlinien existieren. In einigen Fällen existieren bis zu drei Betriebspunkte (zwei stabile, ein instabiler) mit dem Generator. Damit einhergehend stellt man fest, dass das anfänglich größere Rotormoment meist im Bereich  $n \leq 35 \frac{1}{min}$  unter das Generatormoment sinkt und erst bei höheren Drehzahlen wieder oberhalb des selben liegt. Dieses „Momentenloch“ hat ein schlechtes Anlaufverhalten des Rotors zur Folge. Dieses beschreibt in diesem Fall explizit die Einnahme eines stabilen Betriebspunktes im untersten Drehzahlbereich und damit verbunden eine geringe Leistungsabgabe des Generators, obwohl ein zweiter stabiler Betriebspunkt bei höheren Drehzahlen existiert. Erst ab einer gewissen Grenzwindgeschwindigkeit wird der unterste Drehzahlbereich im stationären Betrieb ausgelassen. Diese Windgeschwindigkeit kann als Anlaufwindgeschwindigkeit bezeichnet werden. An diesem Punkt in der Rotorauslegung äußert sich der geringe Momentenbeiwert schnellläufiger Rotoren. In Abbildung C.4 des Anhangs ist das Momentenkennfeld für alle drei untersuchten Rotorgeometrien dargestellt, zur Übersichtlichkeit allerdings nur mit den jeweiligen Anlaufwindgeschwindigkeiten. In Tabelle 4.2 sind letztere nochmals gegenübergestellt.

Neben dem Anlaufverhalten ist von Interesse, welche Betriebspunkte die Rotor-Generator-Kombination über den gesamten Betriebsbereich einnimmt und wie groß die Leistungsabgabe in jedem Betriebspunkt ist. Zu diesem Zweck muss kann das Leistungskennfeld, wie es in Abbildung 4.11 dargestellt ist, betrachtet werden. Aus dieser geht hervor, dass trotz des besseren Anlaufverhaltens des „kleineren“ Generators (190STK4M), der „Größere“ effizienter mit dem Rotor zusammen arbeitet. Dessen Generatorkennlinie liegt für mittlere Windgeschwindigkeiten deutlich näher am Leistungsmaximum als der 190STK4M. Welche Auswirkungen das auf den Energieertrag hat, ist ebenfalls in Tabelle 4.2 dargestellt. Der Energieertrag wurde nach Formel 4.6 errechnet. Jedoch wurde jetzt für jeden Rotor die jeweilige reale Leistungskennlinie verwendet.

#### 4.3.7. Vergleich der Jahresenergieerträge und Auswahl der Rotor-Generator-Kombination

Nachdem im letzten Kapitel ausführlich auf die wichtigsten Aspekte der Rotorauslegung und der Abstimmung zwischen Rotor und Generator eingegangen wurde, muss sich nun für eine Konstellation entschieden werden. Vergleicht man die Daten aus Tabelle 4.2 können folgende Schlussfolgerungen getroffen werden.

- Der Rotor mit  $\lambda_A = 6$  scheidet aufgrund seines sehr späten Anlaufs sowie seiner daraus resultierenden



**Abb. 4.11** Leistungskennfeld zur Ermittlung der realen Betriebspunkte und damit verbundenen Leistungsabgabe

geringen Jahresenergieerträge aus dem Optimierungsverfahren aus

- Der Rotor mit  $\lambda_A = 5,5$  in Verbindung mit dem Generator 190STK4M scheidet trotz seines guten Anlaufverhaltens aufgrund seines geringen Jahresenergieertrags nach Abschnitt 4.3.1 ebenfalls aus
- Ein gutes Anlaufverhalten spricht für den Rotor mit  $\lambda_A = 5$  und beide in Frage kommenden Generatoren.
- Festigkeits- und Schallemissionsüberlegungen sprechen für den Generator 300STK2M mit der niedrigeren Nenndrehzahl

Nach Bewertung der wichtigsten Kennwerte des Rotors und des Generators wird als Optimum der hier beschriebenen Auslegung die Kombination aus einem Rotor mit einer Auslegungsschnellaufzahl von  $\lambda_A = 5$  und dem Generator 300STK2M mit einer Nennleistung von  $3,1\text{kW}$  und einer Nenndrehzahl von  $350 \frac{1}{\text{min}}$  angesehen. Die weitere Auslegung der WEA wird sich auf Größen und Werte dieser Anordnung beziehen.

## 5. Regelung der Windenergieanlage - Windnachführung und Sturmsicherung

### 5.1. Auslegung der Windfahne

Ausschlaggebend für die Auslegung der Windfahne sind die Anforderungen der Windnachführung und des Betriebs mit größtmöglicher Energieumwandlung im Schwachwindbereich. Die Berechnungen beider Anforderungen beeinflussen sich in der Auslegung gegenseitig, wie noch zu zeigen ist. Daher muss die Auslegung iterativ erfolgen. Durch die dezentrale Lagerung des Turmkopfes (siehe Kapitel 3.2.2) ergeben sich auch bei axialer Anströmung des Rotors Schubmomente  $M_S$  um die Turmachse. Da sich der Schub und die aerodynamische Kräfte an der Windfahne unterschiedlich stark mit  $v_1$  ändern, müssen sich zwangsläufig unterschiedliche Winkel der Rotorebene zur Anströmung ergeben. Als Konsequenz erfolgt die Auslegung der Windfahne derart, dass eine orthogonale Anströmung des Rotors beim Auftreten der Auslegungsgeschwindigkeit erfolgt, da hier der größte Energieertrag zu erwarten ist. Aus dem Momentengleichgewicht

$$M_S = M_{WF} \quad , \text{ mit: } M_S = F_S \cdot l_S \quad \text{und: } M_{WF} = F_{WF} \cdot l_{WF} \quad (5.1)$$

ergibt sich bei bekanntem Hebelarm  $l_{WF}$  die benötigte Kraft  $F_{WF}$ . Hier ist  $l_2$  der Abstand des Gondeldrehpunkts zur verlängerten Rotordrehachse und beträgt 0,04 m (siehe Kapitel 3.2.2). Die Windfahnenkraft  $F_{WF}$  steht senkrecht auf der projizierten Fläche der Windfahne. Korrekterweise wäre an dieser Stelle die Auswirkung des Einbauwinkels auf den effektiven Anteil von  $F_{WF}$  zu berücksichtigen. Dies wird zunächst zugunsten einer einfacheren Berechnung vernachlässigt und anschließend gesondert bewertet. Der Schub  $F_S$  ist den Berechnungen mit QBlade zu entnehmen. In Abbildung 5.1 wird das Momentengleichgewicht für den Auslegungsfall veranschaulicht.

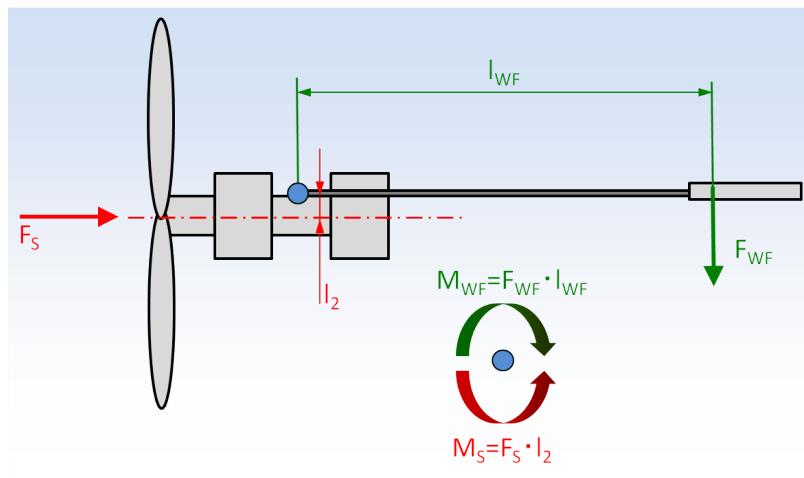


Abb. 5.1 Momentengleichgewicht für den Auslegungsfall

Zur Bestimmung des Bauwinkels aus der nötigen Windfahnenkraft wird diese mit den theoretischen Windfahnenkräften über mehrere Anstellwinkel verglichen. Auch hier werden die Kräfte tangential zur Windfahne betrachtet. In Abbildung 5.2 sind die an der Windfahne angreifenden Kräfte abgebildet. Die Berechnung der zur Windfahne tangentialen Kraft  $F_{WF}$  erfolgt indirekt über die aerodynamischen Kräfte, also Auftrieb

$$L = \frac{\rho}{2} \cdot A_{WF} \cdot v_\infty^2 \cdot c_L \quad (5.2)$$

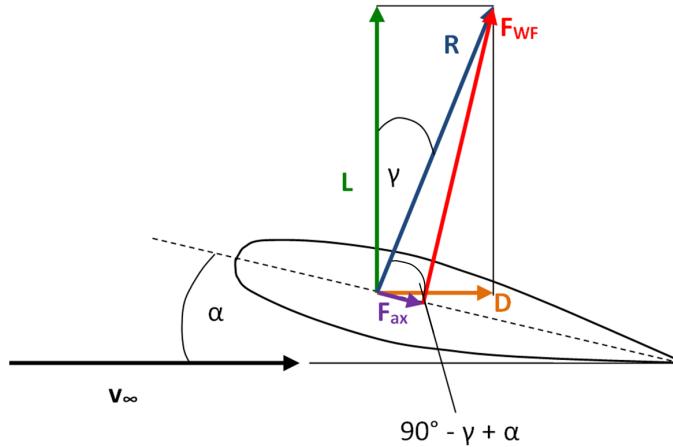


Abb. 5.2 An der Windfahne angreifende Kräfte

und Widerstand [37]

$$D = \frac{\rho}{2} \cdot A_{WF} \cdot v_\infty^2 \cdot c_D \quad (5.3)$$

Die aerodynamischen Kräfte werden dann zur resultierenden Kraft  $R$  an der Windfahne wie folgt

$$R = \sqrt{L^2 + D^2} \quad (5.4)$$

zusammengefasst. Der Winkel  $\gamma$  zwischen  $R$  und  $L$  lässt sich über

$$\tan(\gamma) = \frac{D}{L} = \frac{c_D}{c_L} \quad (5.5)$$

berechnen. Dieser wird für die Berechnung von  $F_{WF}$  benötigt, da

$$F_{WF} = R \cdot \cos(90^\circ) + \alpha - \gamma \quad (5.6)$$

gilt, wobei  $\alpha$  der Anstellwinkel der Windfahne ist. Die Windfahnenfläche wird auf zehn Prozent der Rotorfläche geschätzt, was einen Wert von  $1,96 m^2$  ergibt. Für die Anströmgeschwindigkeit  $v_\infty$  wird die Nachlaufgeschwindigkeit des Rotors  $v_3$  angenommen. Für die Berechnung dieser Geschwindigkeit wird zunächst das Verhältnis  $\frac{v_3}{v_1}$  aus dem Rotorleistungsbeiwert  $c_P$  aus

$$c_P = \frac{1}{2} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{v_3}{v_2} \right)^2 \right] \cdot \left[ 1 + \frac{v_3}{v_1} \right] \quad (5.7)$$

berechnet [28]. Mit einem Leistungsbeiwert von 0,48 ergibt sich ein Verhältnis  $\frac{v_3}{v_1}$  von etwa 0,65 und daraus folgend eine Anströmgeschwindigkeit von etwa  $4,2 m/s$ . Die Beiwerte  $c_L$  und  $c_D$  als letzte fehlende Größen für die Berechnung von  $F_{WF}$  werden mithilfe von QBlade für verschiedene Anstellwinkel berechnet. Für die Windfahne wird dabei das NACA0016-Profil gewählt. Durch dessen hohe relative Dicke werden auch bei vergleichsweise geringen Anströmgeschwindigkeiten hohe aerodynamische Kräfte erzeugt. Durch den Vergleich der nötigen Windfahnenkraft mit der Windfahnenkraft über den Anstellwinkel lässt sich nun der Bauwinkel der Windfahne bestimmen.

Bisher ist die Berechnung des Hebelarms  $l_{WF}$  nicht erfolgt, daher lässt sich der Bauwinkel noch nicht

Bestimmen. Die Dimensionierung des Hebelarms erfolgt über die Anforderung der Windnachführung. Für die Auslegung wird eine maximale Schräganströmung von  $30^\circ$  geschätzt. Des Weiteren wird die Annahme getroffen, dass nur der axiale Anteil der Anströmgeschwindigkeit  $v_1$  durch den Rotor abgebremst wird und einen Beitrag zum Schub leistet. Daher wird der mit QBlade berechnete Schub für  $v_{1ax} = v_1 \cdot \cos(30^\circ) \approx 5,6 \text{ m/s}$  zur Berechnung der resultierenden Momente verwendet. Der zu  $v_1$  tangentiale Schub lässt sich über die Faktoren  $\sin(30^\circ)$  bzw.  $\cos(30^\circ)$  in einen umfänglichen und einen axialen Schubanteil aufteilen. Der Hebelarm  $l_1$  für den umfänglichen Schubanteil ist  $0,25 \text{ m}$  (siehe Kapitel 3.2.2). Die resultierenden Momente betragen  $M_u = 44,9 \text{ Nm}$  und  $M_{ax} = 18,7 \text{ Nm}$ . Da nur  $v_{1ax}$  durch den Rotor abgebremst wird, beträgt die Anströmgeschwindigkeit der Windfahne

$$v_3 = \sqrt{v_{3u}^2 + v_{3ax}^2} = \sqrt{v_{1u}^2 + \left(v_{1ax} \cdot \frac{v_{3ax}}{v_{1ax}}\right)^2} \approx 4,9 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (5.8)$$

wobei  $\frac{v_{3ax}}{v_{1ax}}$  dem bereits berechneten Verhältnis  $\frac{v_3}{v_1}$  entspricht. Da es durch die Windnachführung zu einer Drehbewegung der Gondel kommt, sind zusätzlich zum Schub noch das Reibungsmoment  $M_R$ , das Moment  $M_L$  aus der Drehimpulsänderung des Rotors und das Moment  $M_G$  aus der Bewegung der Turmkopfmasse zu berücksichtigen. Die Momente  $M_L$  und  $M_G$  hängen von den jeweiligen Massenträgheitsmomenten  $J$  ab. Für die Berechnung des Reibungsmoments wird als Azimutlager ein Gleitlager mit einem Reibungskoeffizienten von  $\mu = 0,05$  [10] angenommen. Der Außendurchmesser des Lagers wird dem Innendurchmesser des Rohrturms gleichgesetzt und beträgt  $121,7 \text{ mm}$  (siehe Kapitel 8.4). Der Innendurchmesser wird zu 80% des Außendurchmessers angenommen und beträgt folglich  $97,36 \text{ mm}$ . Mit einem geschätzten Gewicht der Gondel von  $90 \text{ kg}$  und des Rotors von  $20 \text{ kg}$  ergibt sich das Reibungsmoment  $M_R$  nach [29] zu

$$M_R = \mu \cdot m \cdot g \cdot \frac{r_a + r_i}{2} \approx 3 \text{ Nm} \quad (5.9)$$

Die beiden Massenträgheitsmomente lassen sich über

$$J = \left( \frac{t^2}{12} + \frac{d^2}{16} + l_{SP}^2 \right) \cdot m \quad (5.10)$$

berechnen [1], wobei  $d$  für den Durchmesser,  $t$  für die Tiefe und  $l_{SP}$  für den Abstand des Schwerpunktes zur Gondeldrehachse des betrachteten Teilkörpers stehen. Für die Berechnung werden Gondel und Rotor als Vollzylinder bzw. Vollscheibe mit gleichmäßiger Massenverteilung betrachtet. Das Massenträgheitsmoment des Rotors ergibt sich zu  $32,6 \text{ kgm}^2$  und das der Gondel zu  $4,6 \text{ kgm}^2$ . Für die Drehmomente  $M_G$  und  $M_L$  gelten nach [30] die Zusammenhänge

$$M_G = J_{ges} \cdot \frac{d\omega_G}{dt} \quad \text{bzw.} \quad M_L = J_R \cdot \omega_G \cdot \omega_R, \quad (5.11)$$

wobei  $\omega_G$  für die Winkelgeschwindigkeit des Turmkopfes und  $\omega_R$  für die Winkelgeschwindigkeit des Rotors stehen. Für die Berechnungen wurde die Annahme einer konstanten Winkelbeschleunigung der Gondel während der Drehung durch die Windnachführung getroffen. Des Weiteren soll der Vorgang der Windnachführung nach zehn Sekunden abgeschlossen sein. Daraus ergeben sich die Momente zu  $M_G = 0,4 \text{ Nm}$  und  $M_L = 66,5 \text{ Nm}$ . Die Addition aller Momente ergeben das benötigte Moment, welches von der Windfahne aufzubringen ist. Eine Übersicht der Momente ist in Abbildung 5.3 gegeben. Aus der über die aerodynamischen Kräfte berechnete relevante Windfahnenkraft  $F_{WF}$  lässt sich so der benötigte Hebelarm bestimmen. Da der Einbauwinkel der Windfahne die Anströmbedingungen der Windfahne zur Dimensionierung des Hebelarms mitbestimmt, der Einbauwinkel aber wiederum vom Hebelarm der Windfahne abhängt, ist eine

iterative Berechnung unumgänglich. Das Iterationsschema der Auslegung ist in Abbildung 5.4 dargestellt.

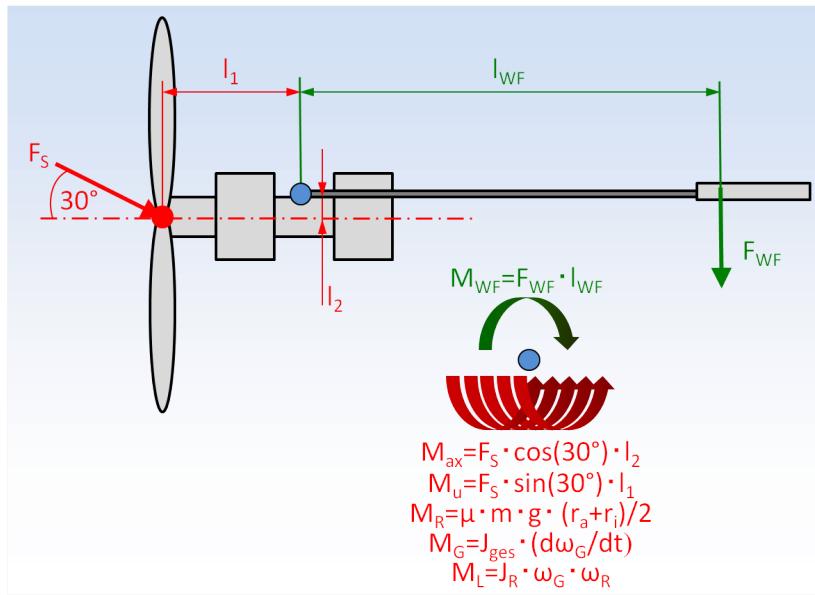


Abb. 5.3 Momentenbilanz zur Berechnung von  $l_{WF}$

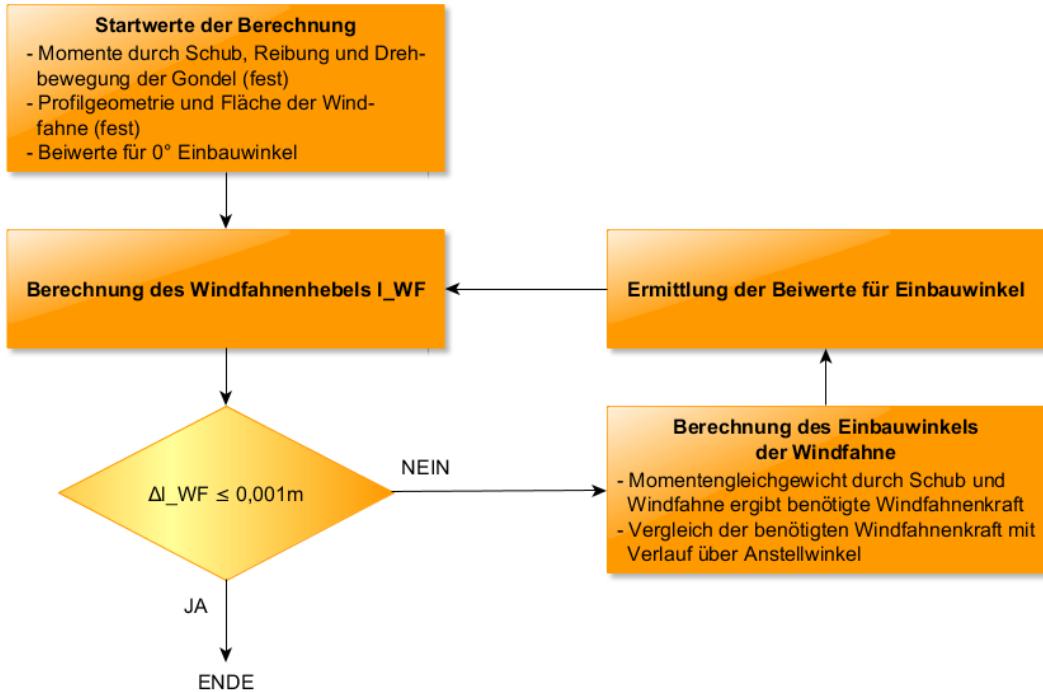


Abb. 5.4 Iterationsschema zur Windfahnenauslegung

Als Ergebnis der Iteration ergeben sich der Hebelarm der Windfahne zu  $l_{WF} = 4,66\text{m}$  und der Einbauwinkel der Windfahne zu  $\varphi_{WF} = 2,9^\circ$ . Durch den sehr kleinen Einbauwinkel gilt

$$F_{WF_{eff}} = F_{WF} \cdot \cos(\varphi_{WF}) \approx F_{WF}. \quad (5.12)$$

Daher wird auf die eingangs erwähnte Korrektur verzichtet. Ausgehend von den Ergebnissen der Ausle-

gung lässt sich die Rotorschrägstellung gegenüber der Anströmung für verschiedene Windgeschwindigkeiten berechnen. Diese sollte möglichst klein ausfallen, um die negativen Effekte auf den Jahresenergieertrag gering zu halten. Für jede Windgeschwindigkeit finden sich dabei zwei stabile Zustände. Diese sind für den Schwachwindbereich in Abbildung 5.5 dargestellt. Da im gesamten Schwachwindbereich der Betrag der Rotorschrägstellung  $4,7^\circ$  nicht übersteigt und somit die Leistung um maximal 1% abfällt, sind keine nennenswerten Ertragseinbußen zu erwarten.

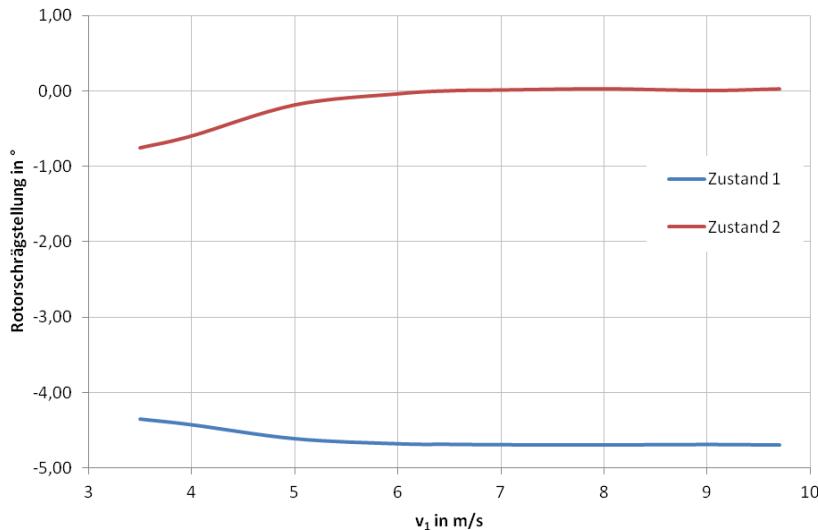


Abb. 5.5 Rotorschrägstellung im Schwachwindbereich

## 5.2. Umsetzung der Sturmsicherung

Quadratisch mit der Windgeschwindigkeit ansteigende Luftkräfte, eine kubisch wachsende Leistungsabgabe und mit zunehmender Beschleunigung des Rotors anwachsende Rotorbeiwerte verlangen Maßnahmen, um die auf den Rotor und Triebstrang wirkenden Kräfte im Überlastbereich zu reduzieren. Nachdem das Verhalten der WEA im letzten Abschnitt für den Teil- und Nennlastbereich ausführlich erläutert wurde, sollen im weiteren Verlauf die Herausforderungen im Überlastbereich betrachtet werden. Oberhalb der Nennwindgeschwindigkeit<sup>6</sup> von  $9,7 \frac{m}{s}$  kann von Überlast gesprochen werden. Um eine Überlastung des Generators, des Triebstrangs sowie der Rotorblätter zu vermeiden, muss die Leistungsabgabe des Rotors ab dieser Windgeschwindigkeit reduziert werden. Permanent erregte Synchrongeneratoren, wie sie auch bei diesem Konzept zum Einsatz kommen, bieten systembedingt keine Möglichkeit dazu. Folglich müssen externe Mechanismen genutzt werden. Quelle [28] stellt neben rein mechanischen Möglichkeiten auch aerodynamisch und elektrisch arbeitende Regelungssysteme vor. An dieser Stelle sei erwähnt, dass eine klare Trennung zwischen Regelung und Sturmsicherung in vielen Fällen nicht möglich ist, obwohl sich die Aufgaben klar unterscheiden [28].

Wie bereits anfangs erwähnt, wurde im Rahmen dieses Projektes für ein rein mechanisches, den Rotschub nutzendes, Prinzip gewählt. Abbildung 5.6 zeigt eine systematische Darstellung des durch Federn, Hebelarme und den Rotschub regulierten Systems. Durch die asymmetrische Lagerung des Rotors zum Azimutlager entsteht ein den Rotor aus dem Wind drehendes Moment, welches unterhalb der Nenngeschwindigkeit vollständig von der Windfahne kompensiert wird. Die Verbindung zwischen dem Rotor und der Gondel ist starr. Zwischen der Windfahne und der Gondel befindet sich ein System aus Hebelarmen

<sup>6</sup> Dieser Wert ergibt sich aus der zuvor gewählten Rotor-Generator-Kombination in Abschnitt 4.3.7

und Federn. Unterhalb der Nennlast muss dieses System ein Momentengleichgewicht zwischen Rotor und Windfahne ermöglichen, ohne dabei ausgelenkt zu werden. Dieses Ziel ist nur durch eine ausreichende Vorspannung des Federsystems zu erreichen. Ab Überschreiten der Nennwindgeschwindigkeit wird die Vorspannkraft der Federn überschritten und sie werden ausgelenkt, bis erneut ein Momentengleichgewicht zwischen Rotor, Federsystem und Windfahne besteht. Nach Abbildung 5.6 sieht man, dass eine Auslenkung des Federsystems mit einer Auslenkung des Rotors einhergeht. Kann dieses Gleichgewicht nicht erreicht werden, weil das Rotormoment überwiegt, klappt der Rotor bis zum Erreichen der Maximalauslenkung aus dem Wind. Durch geschickte Abstimmung der resultierenden Drehmomente kann das Verhalten der WEA bei verschiedenen Windgeschwindigkeiten gesteuert werden. Im Optimalfall werden alle Kräfte

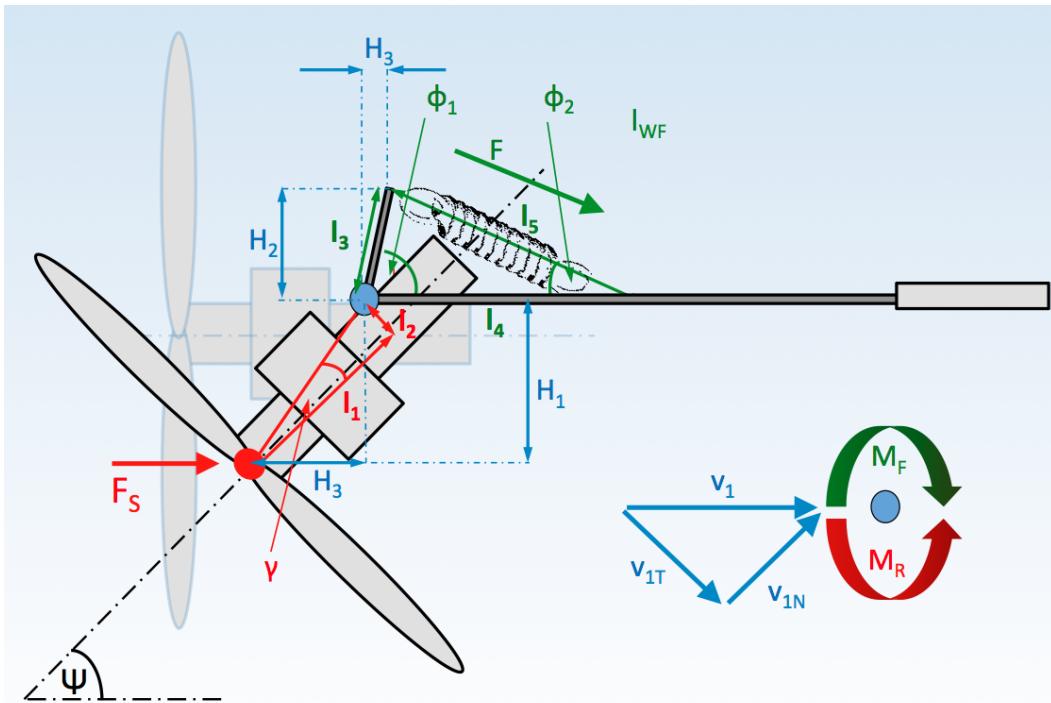


Abb. 5.6 Geometrie und Anströmverhältnisse des Sturmsicgerungskonzepts

und Hebelarme so aufeinander abgestimmt, dass die WEA zu jedem Zeitpunkt des Betriebs oberhalb der Nennwindgeschwindigkeit auf Nennleistung läuft. Wie eben angedeutet und später gezeigt wird, ist dieser Idealfall in der Praxis nicht umsetzbar.

Durch eine Auslenkung des Rotors zum Wind wird die projizierte Rotorfläche kleiner. Gleichermaßen nimmt auch die Normalkomponente der Windgeschwindigkeit  $v_{1N}$  ab.  $v_{1N}$  entspricht der Geschwindigkeit, die vom Rotor „wahrgenommen“ und folglich zur Energiegewinnung genutzt wird. Aus Abbildung 5.6 wird ersichtlich, dass mit zunehmender Schräganströmung die Normalkomponente der Geschwindigkeit und folglich die Belastung auf den Rotor sinkt.

Nach dieser Theorie kann im Folgenden auch der Rottorschub berechnet werden. Die Grundlage der Berechnung bildet die Annahme, dass sich der Rotor zu jedem Zeitpunkt der Regelung mit Nenndrehzahl  $n_N = 350 \frac{1}{min}$  dreht. Aus dieser Annahme lässt sich der Rottorschub im gesamten Überlastbereich angeben<sup>7</sup> (siehe Abb. 5.7). Nach [28] kann der effektive Schub des aus dem Wind gedrehten Rotors wie folgt abgeschätzt werden:

$$F_{S_{eff}} \approx F_S \cdot \cos^2(\Psi) \quad (5.13)$$

<sup>7</sup> Unterhalb des Nennpunktes, richtet sich die Drehzahl nach den gemeinsamen Betriebspunkten von Rotor und Generator

Der Gesamtschub  $F_S$  kann mit Hilfe der zuvor gewonnenen Kennfelder ermittelt werden. Grundlage der hier durchgeführten Berechnungen bilden die aus *QBlade* exportierten Schubdaten. Abbildung 5.7 stellt verschiedene Parameter während der „Soll-Regelung“ gegenüber. Der windgeschwindigkeitsabhängige Azimutwinkel  $\Psi$  wurde so gewählt, dass  $v_{1N}$  über alle Betriebspunkte oberhalb von  $v_{Nenn}$  konstant bei  $9,7 \frac{m}{s}$  bleibt.

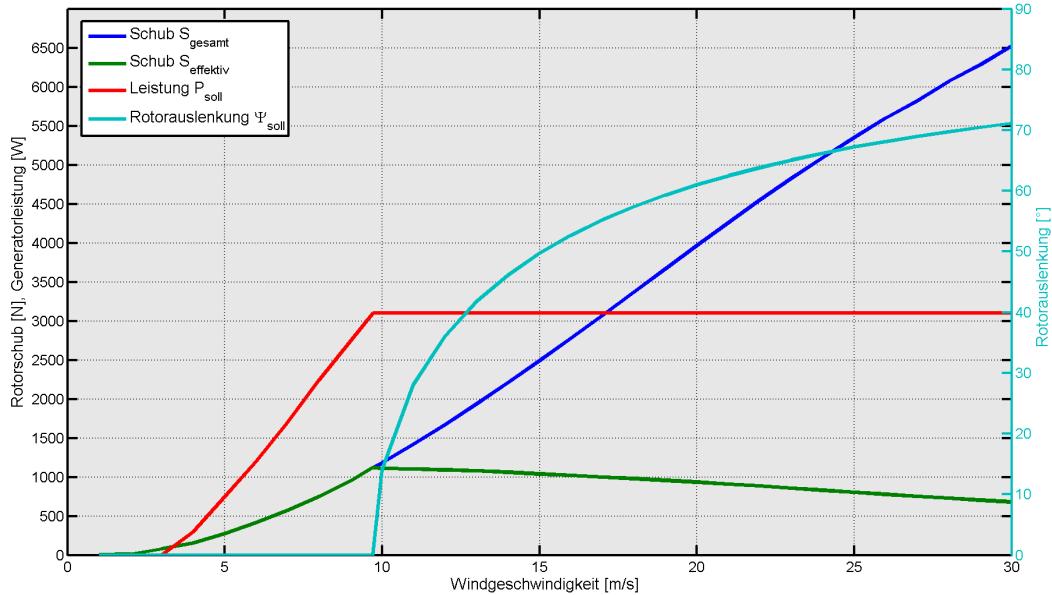


Abb. 5.7 Darstellung ausgewählter Anlagenkennwerte über den gesamten Betriebsbereich der WEA bei optimaler Regelung

Mit Hilfe des effektiven Schubs, den Hebelarmen an Rotor und Gondel sowie den Eigenschaften der Feder kann nun die Abstimmung der resultierenden Momente beginnen. Dazu wird im Folgenden ein Gleichungssystem aufgestellt, welches nur iterativ gelöst werden kann. Für die folgende stationäre Auslegung wird die Windfahne als fix angesehen. Zusätzliche Auslenkungen zum Aufbringen des fahnenseitigen Drehmoments werden erst im Nachgang der Auslegung berücksichtigt.

$$M_{\text{Rotor}} = M_{\text{Feder}} \quad (5.14)$$

$$M_{\text{Rotor}} = F_{S_{\text{eff}} \text{ axial}} \cdot H_1 - F_{S_{\text{eff}} \text{ quer}} \cdot H_3 \quad (5.15)$$

$$M_{\text{Feder}} = F_{\text{axial}} \cdot H_2 + F_{\text{quer}} \cdot H_4 \quad (5.16)$$

$$F_{S_{\text{eff}} \text{ axial}} = F_{S_{\text{eff}}} \cdot \cos(\Psi) \quad (5.17)$$

$$F_{S_{\text{eff}} \text{ quer}} = F_{S_{\text{eff}}} \cdot \sin(\Psi) \quad (5.18)$$

$$F_{\text{axial}} = F \cdot \cos(\phi_2) \quad (5.19)$$

$$F_{\text{quer}} = F \cdot \sin(\phi_1) \quad (5.20)$$

$$F = \sum_{z=1}^{z_{\max}=5} F_0 + C_F \cdot (l_5 - l_0) \quad (5.21)$$

$$l_{12} = \sqrt{l_1^2 + l_2^2} \quad (5.22)$$

$$H_1 = l_{12} \cdot \sin(\gamma + \Psi) \quad (5.23)$$

$$H_3 = l_{12} \cdot \cos(\gamma + \Psi) \quad (5.24)$$

$$H_2 = l_3 \cdot \sin(\phi_1 + \Psi) \quad (5.25)$$

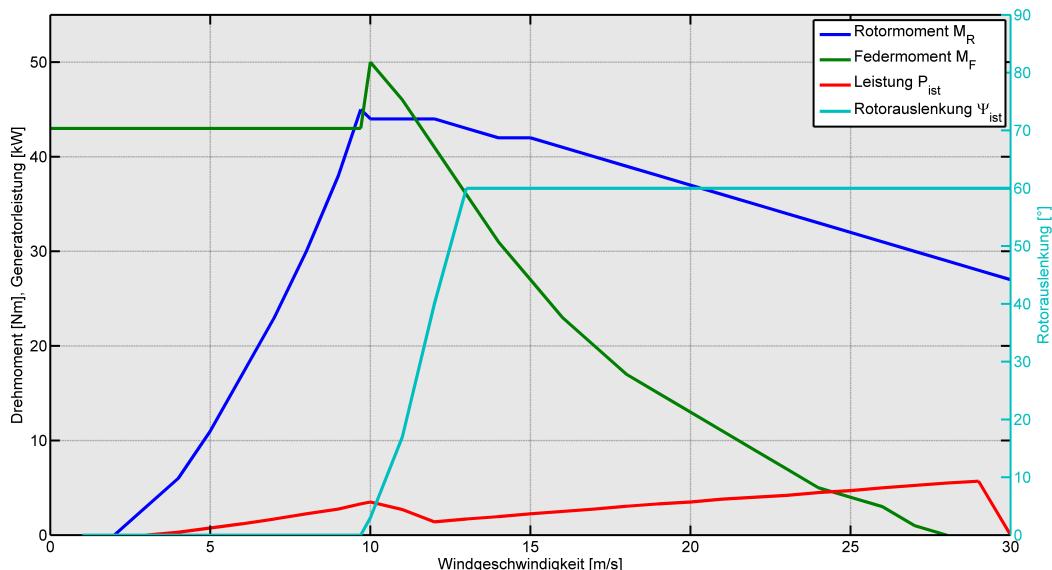
$$H_4 = l_3 \cdot \cos(\phi_1 + \Psi) \quad (5.26)$$

$$l_4 = l_3 \cdot \cos(\phi_1) + l_0 \cdot \cos(\phi_2) \quad (5.27)$$

Durch diese geometrischen Beziehung ist das gesamte Regelungssystem beschrieben. Setzt man alle obigen Zusammenhänge ineinander ein, erhält man ein Gleichungssystem bestehend aus zwei Gleichungen ( $M_{Rotor}, M_{Feder}$ ), vier Unbekannten ( $l_1, l_2, l_3, \phi_1$ ) und einer Verträglichkeitsbedingung (Glg. 5.14). Betrachtet man darüber hinaus den Fakt, dass sowohl die geforderte Federvorspannung, die verfügbare freie Weglänge und benötigte Federsteifigkeit abhängig von der Regelungsgeometrie sind, bekommt das Gleichungssystem drei weitere Unbekannte hinzu. Folglich ist auch dieses Gleichungssystem nur iterativ lösbar.

Bei der Lösung muss weiterhin beachtet werden, dass die maximal zulässigen Federspannungen nicht überschritten werden dürfen. Nach einer ersten Abschätzung konnten grundlegende Federanforderungen festgelegt werden. Dabei fiel auf, dass keine der angebotenen Serienfedern hohe Vorspannungen, Federsteifigkeiten und freie Weglängen zugleich aufwies. Demnach wurde ein Federpaket von mehreren parallel geschalteten Federn genutzt. Diese Vorgehensweise ermöglichte es, alle drei zuletzt genannten Anforderungen zu erfüllen. Dem Datenblatt aus Anhang A.2 können die genauen Kennwerte der im Folgenden genutzten Zugfeder entnommen werden. Um zu gewährleisten, dass die minimal benötigte Federanzahl am Regelungssystem verbaut wird, wurde die Federanzahl  $1 \leq z \leq 5$  als weitere unabhängige Iterationsvariable in den Auslegungsprozess aufgenommen.

Als Iterationskriterium wurde die minimale Abweichung zwischen dem Rotormoment und dem Moment des Federsystems gewählt. Wie Abbildung 5.8 zeigt, mussten trotz der hohen Zahl unabhängiger Iterationsvariablen große Kompromisse hinsichtlich des Regelungsverhaltens eingegangen werden. Die Ergebnisse des hier durchgeführten iterationsprozesses zeigen, dass eine kontrollierte Leistungsanpassung des Rotors nur bedingt und nur im Bereich zwischen  $9.7 \frac{m}{s} \leq v_1 \leq 12 \frac{m}{s}$  möglich ist. Oberhalb davon klappt der Rotor bis auf die maximale Auslenkung von  $60^\circ$  um. In diesem Stadium kann nur noch von Sturmsicherung, nicht mehr von Regelung gesprochen werden. Die maximale Auslenkung des Rotors wurde auf  $60^\circ$  beschränkt, um ein selbstständiges Zurückschwenken bei niedrigeren Windgeschwindigkeiten zu gewährleisten.



**Abb. 5.8** Darstellung ausgewählter Anlagenkennwerte über den gesamten Betriebsbereich der WEA

Tabelle 5.1 zeigt abschließend die Ergebnisse der Dimensionierung. Neben den geometrischen Größen ist auch die Windgeschwindigkeit aufgeführt, bei der der Rotor nach Einnahme der Sturmposition wieder

Regelparameter	$l_1[m]$	$l_2[m]$	$l_3[m]$	$l_4[m]$	$\phi_1[^\circ]$	$z[-]$	$v_{1\text{rück}}[\frac{m}{s}]$
Wert	0.25	0.04	0.24	0.17	110	5	6

**Tab. 5.1** Ergebnisse der iterativen Auslegung des Regelungssystems

in die Ausgangslage zurückkehrt. Bemerkenswert ist hierbei die Beobachtung einer Hysterese. Der Rotor dreht erst bei einer verhältnismäßig niedrigen Windgeschwindigkeit zurück in den Wind - gemessen an den Windstärken, die ihn in die Sturmposition auslenken. Hierbei sei allerdings an die Annahmen der Berechnung erinnert. Der mit  $60^\circ$  aus dem Wind gedrehte Rotor wird bei  $v_1 = 6 \frac{m}{s}$  mit deutlich niedrigerer als der angenommenen Drehzahl drehen. Die sich ergebenen Schubbeiwerte und daraus resultierenden Rotormomente sind folglich deutlich niedriger als hier berechnet. Es besteht also eine klare Tendenz dazu, dass der Rotor schon deutlich oberhalb von  $v_1 = 6 \frac{m}{s}$  zurück in den Wind dreht.

Wie der Abbildung 5.8 zu entnehmen ist, wird der Rotor im Extremfall bei voller Auslenkung mit  $v_{1\text{max}}$  angeströmt. Dies führt zu einer kurzzeitigen Überlastung des Generators, die aber herstellerseitig<sup>8</sup> abgestimmt ist. Windgeschwindigkeiten oberhalb von  $20 \frac{m}{s}$  treten statistisch gesehen derart selten auf, dass ein langanhaltender Überlastbetrieb der Anlage ausgeschlossen werden kann.

Ursachen für ein derart ernüchterndes Ergebnis hinsichtlich des Regelungsverhaltens liegen unter anderem in der Tatsache, dass Winkel und Hebelarme innerhalb konstruktiv umsetzbarer Grenzen iteriert werden mussten und folglich eine theoretisch ideale Regelung/Sturmsicherung praktisch nicht realisierbar ist.

### 5.3. Resultierender Jahresenergieertrag des Rotors

Nachdem nun das Regelungsverhalten von Windfahne und Sturmsicherung bekannt sind, kann aufbauend darauf ein neuer Jahresenergieertrag<sup>9</sup> ermittelt werden. Dieser kommt aufgrund der summierten Fehlstellung des Rotors durch die Auslenkung der Windfahne und der Abweichung von einer idealen Regelung zustande. Werden beide Einflüsse berücksichtigt, ergibt sich eine resultierende Leistungskurve der WEA über den gesamten Betriebsbereich und folglich nach Formel 4.6 der resultierende Jahresenergieertrag zu:

$$E \approx 4070 \text{kWh} \quad (5.28)$$

Damit bleibt abschließend festzuhalten, dass regelungsbedingte Abweichungen vom gewünschten Sollzustand nur marginalen Einfluss auf den Jahresenergieertrag haben, was für den Erfolg der Auslegung der oben vorgestellten Systeme spricht. Nur geringe Auslenkungen durch die Windfahne und seltenes Auftreten der Windgeschwindigkeiten bei denen der Rotor „komplett“ aus dem Wind gedreht wird, sind eine Erklärung für diese gute Übereinstimmung.

Die als konstant angenommene Rotordrehzahl oberhalb von  $v_{1N}$ , die Nichtbeachtung von Hystereseefekten und die gänzliche Betrachtung des Betriebsverhaltens als quasistationären Zustand müssen jedoch als Anhaltspunkt zur kritischen Betrachtung dieses Wertes genommen werden.

<sup>8</sup> Laut Herstellerangaben sind alle Alxion Generatoren kurzzeitig 100% Überlastfähig

<sup>9</sup> Man beachte, dass hier ausschließlich vom Energieertrag des Rotors die Rede ist.

## 6. Konstruktion des Antriebsstrangs

### 6.1. Aufbau des Antriebsstrangs

Der Aufbau des Antriebsstrangs ist einfach und günstig. Da kein Getriebe benötigt wird, können Bauraum und Kosten gespart werden. Die Abbildung 6.1 zeigt die Schnittansicht des Antriebsstrangs.

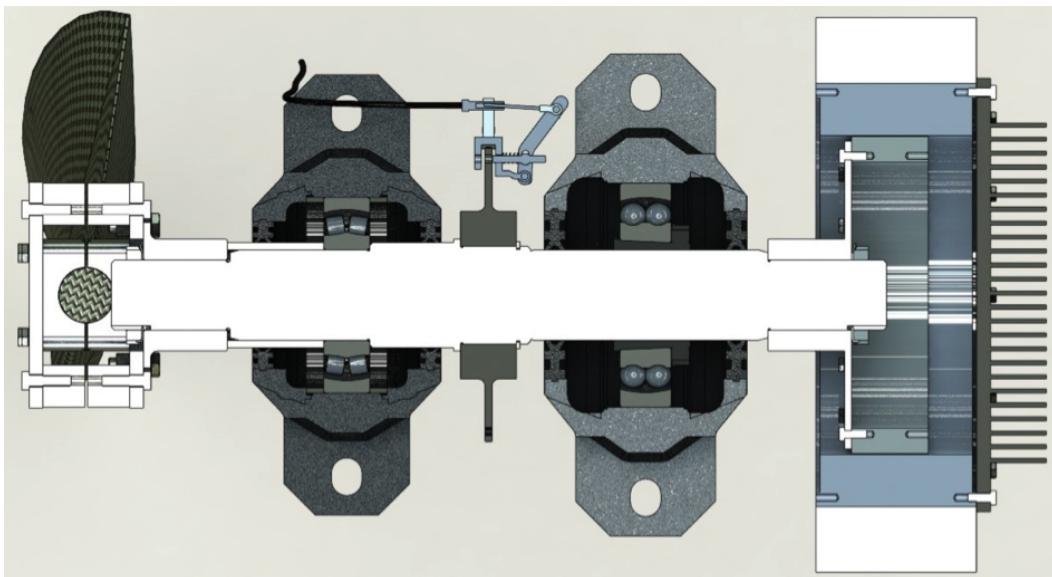
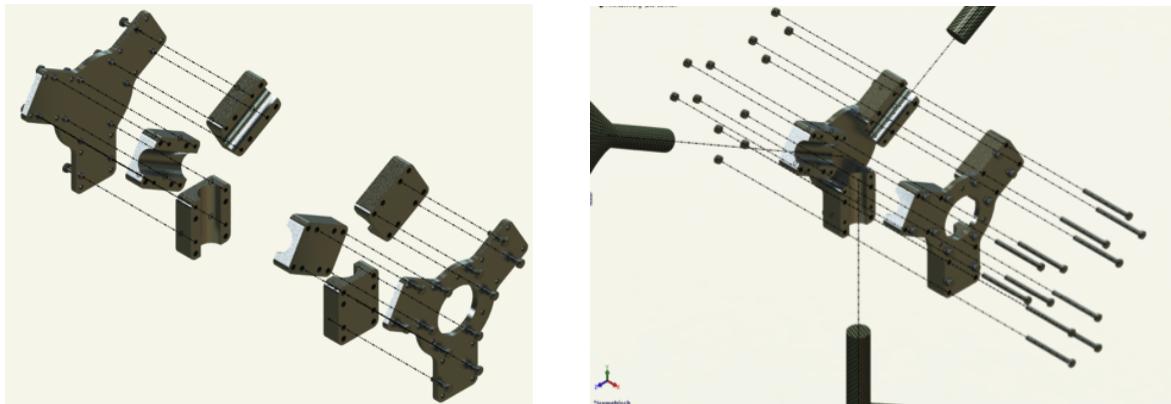


Abb. 6.1 Schnittansicht des Antriebsstrangs

Auf der rechten Seite befindet sich der Generator Alxion 300STK2M. Der Stator des Generators enthält die Spulen und befindet sich auf der Außenseite. Zur Kühlung ist um den Stator ein Ring aus Aluminium-Finnen angebracht. Der Stator wird mittels einer gebogenen Stahlplatte mit dem Maschinenträger verbunden. Diese Platte enthält ebenfalls Finnen zur Kühlung. Der Anker des Generators wird durch eine Kupplungsscheibe mit der Welle verbunden. Eine Nutmutter sowie zwei Passfedern sichern die Scheibe gegen axiale und radiale Verschiebung. Als Lagerungsart wird eine Fest-Los-Lagerung gewählt. Das Loslager ist ein Pendelkugellager mit der Produktbezeichnung FAG SNV160-L-1315. Es befindet sich auf der rechten Seite. Die Fixierung dieses Lagers auf der Welle erfolgt mittels einer Spannhülse. Diese sorgt dafür, dass das Lager frei axial positioniert werden kann, wodurch Ungenauigkeiten am Maschinenträger ausgeglichen werden. Als Festlager wird das Pendelrollenlager FAG SNV140-21313-E1 verwendet. Die axiale Fixierung erfolgt Wellenseitig durch eine Nutmutter und eine Wellenschulter. Gehäuseseitig wird das Lager mittels, von FAG gelieferten, Festringen gesichert. Durch die Verwendung eines Rollenlagers wird gewährleistet, dass die hohen Axiallasten, die durch den Schub hervorgerufen werden, sicher aufgenommen werden. Die Lager sind mit Zweilippendiffektoren abgedichtet. Durch diese beiden Lippen wird sichergestellt, dass kein Fett austritt und keine Verschmutzungen ins Lager gelangen. Zwischen den beiden Lagern befindet sich die Feststellbremse. Deren Aufbau und Funktionsweise wird im Abschnitt 6.3 behandelt. Auf der linken Seite befindet sich die Nabe, die die Welle mit den Flügeln verbindet. Diese ist, wie der Generator, über zwei Passfedern mit der Welle verbunden. Die Flügel werden jeweils zwischen zwei Spannklötzen eingeklemmt. Der Aufbau geht aus Abbildungen 6.2 hervor.

	Lager A	Lager B
	$F_{Ax}$	$F_{Ay}$
Dauerbelastung in N	6200	8728
Nennbelastung in N	6200	285
Statische Sicherheit	9,7	7,2
Lebensdauer in Jahren	32	>100

**Tab. 6.1** Lagerlasten, Sicherheit und Lebensdauer**Abb. 6.2** Aufbau der Nabe

## 6.2. Auslegung des Antriebsstrangs

Bei der Auslegung des Antriebsstrangs wird der Ablauf nach [24] befolgt. Dabei werden nur die wichtigsten Schritte und Ergebnisse vorgestellt. Detaillierte Berechnungen sind dem Anhang B.35 zu entnehmen. Die auf die Welle wirkenden Extremlasten sind:

- Die Gewichtskraft des Rotors  $F_G = 152N$ .
- Der maximale Rotorschub (ab  $9,7m/s$  konstant wegen Drehung der Gondel aus dem Wind) von  $F_S = 6200N$ .
- Die Radiale Kraft, die entsteht, wenn der Rotor um  $61^\circ$  geneigt ist ( $20m/s$ ) und eine Böe von  $30m/s$  auf den Rotor trifft. Diese beträgt  $F_{SS} = 4500N$ .
- Das maximale Drehmoment des Rotors  $M_R = 110Nm$
- Das Bremsmoment der Feststellbremse  $M_{Br} = 10Nm$
- Das maximale Drehmoment des Generators  $M_G = 110Nm$

Die Angriffspunkte und Richtungen der Kräfte sind in Abbildung 6.3 dargestellt. Die Auflagerreaktionen und die Lebensdauer der Lager sind in der Tabelle 6.1 zusammengefasst. Dabei wird unterschieden zwischen dem Betrieb bei Nennleistung bei  $9,7m/s$  und dem Extremfall einer Böe von  $30m/s$  bei  $20m/s$  Windgeschwindigkeit. Die Berechnung erfolgte mit Hilfe des Online Berechnungstools der *Schaeffler Technologies AG & Co KG* [38]. Die Berechnungsprotokolle befinden sich im Anhang B.12.

Die Lebensdauer und die Sicherheit der Lager ist zu hoch. Jedoch ist die Belastung durch die Böe so stark, dass ein kleineres Lager diese nicht überstehen würde. Wird für das Lager B das nächstkleinere gewählt, dann erreicht dieses keine Sicherheit größer als eins. Die Verwendung eines Pendelrollenlagers

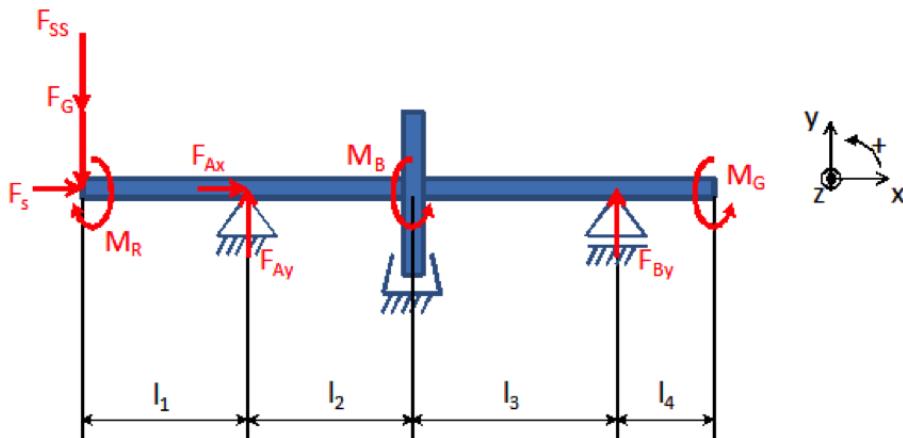


Abb. 6.3 Ersatzmodell des Antriebsstrangs

als Festlager ist notwendig, um die hohen axialen Kräfte aufzunehmen. Die Auslegung der Passfedern erfolgten mit dem Programm *eAssistant*. Das Protokoll der Berechnungen befindet sich im Anhang B.20. Da sich die Passfedern am Motor und am Rotor nicht unterscheiden, wird nur ein Protokoll angehängt. Die Ergebnisse der Berechnung sind in der Tabelle 6.2 dargestellt. Die Sicherheit bei Nennbelastung entspricht der Sicherheit gegenüber einem Ermüdungsbruch. Die Sicherheit bei maximal Belastung entspricht der Sicherheit gegenüber einem Sprödbruch.

	Welle	Nabe	Passfeder
Sicherheit bei $\tau_{nenn}$	1,26	1,22	1,45
Sicherheit bei $\tau_{max}$	12,6	12,19	14,49

Tab. 6.2 Sicherheit der beiden Rotorpassfedern, DIN 6885-1 A 14 x 9 x 45

Es wird davon ausgegangen, dass während der gesamten Lebensdauer der WEA das maximale Rotor-drehmoment von  $110\text{Nm}$  auf die Passfeder wirkt. Die Berechnung des Mindestwellendurchmessers ergab einen minimalen Durchmesser  $46\text{mm}$ . Zur Gestaltung der Welle werden daher  $50\text{mm}$  als Mindestmaß verwendet. Der Verlauf von Biegemoment, Torsionsmoment und der Querkraft befinden sich im Anhang. Auf einen Dauerfestigkeitsnachweis wird verzichtet, da der Mindestwellendurchmesser schon mit Sicherheiten beaufschlagt ist und die Stelle mit dem maximalen Biegemoment (Lager A) sogar einen Durchmesser von  $65\text{mm}$  aufweist. Als Material für die Welle wird C45 verwendet.

### 6.3. Bremse

Ziel der mechanischen Bremse ist es ein automatisches Anlaufen der Anlage aus dem Stillstand bei Wartungsarbeiten oder Ähnlichem zu verhindern. Die Bremse ist formschlüssig konzipiert und wird über einen Bowdenzug vom Boden aus bedient. Das eigentliche Abbremsen des Rotors geschieht durch das Herausdrehen aus dem Wind, sodass die mechanische Bremse lediglich die letzte Drehung aus dem System nehmen muss. Dazu wird durch das Ziehen des Bowdenzuges ein Bolzen betätigt, der die Welle an der Rotation hindert. Die Welle kommt zum Stillstand und das System kann erst wieder in Rotation versetzt werden, wenn der Bowdenzug gelöst und der Bolzen durch die Rückstellfeder aus der Bremsscheibe gefahren ist. Das CAD-Modell ist in den Abbildungen 6.4 und 6.5 zu sehen.

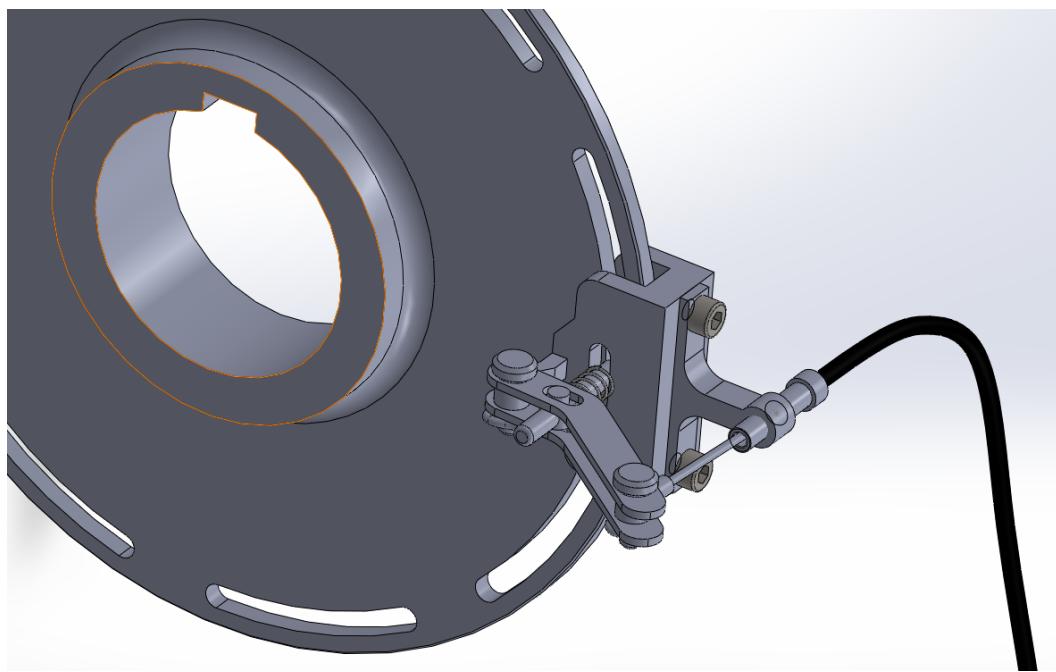


Abb. 6.4 CAD-Modell der Bremse

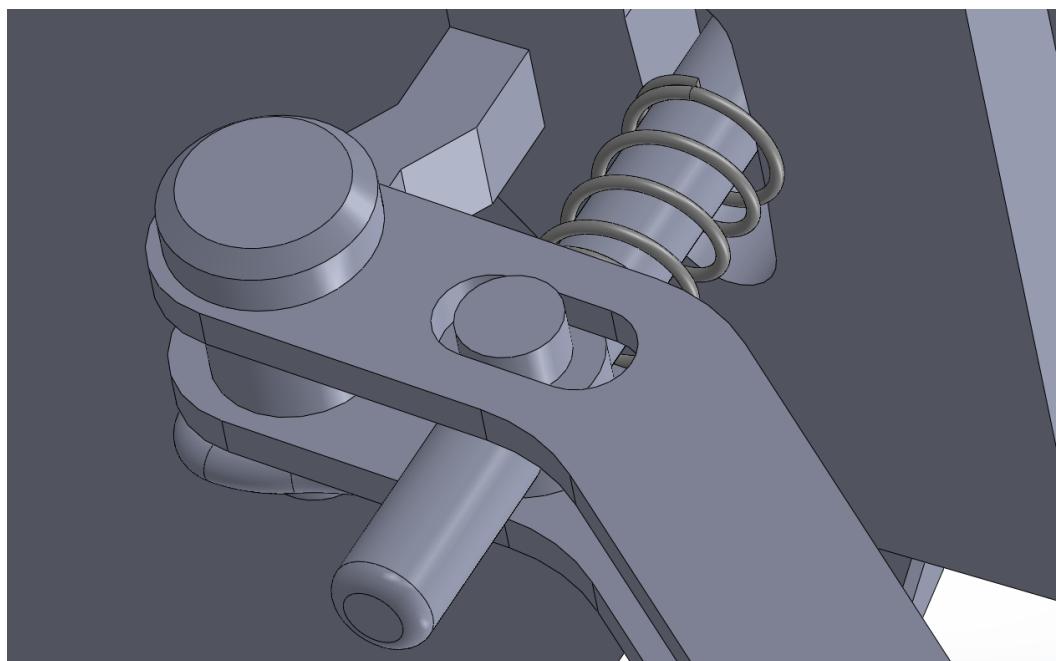


Abb. 6.5 CAD-Modell der Bremse, Detailansicht

## 7. Konzept der Energiespeicherung und des elektrischen Systems

Aufgrund des gewählten Pumpenkonzepts und dem Inselbetrieb der WEA ist eine Energiespeicherung notwendig. Als Speichermedium werden acht GEL OGiV 122400 L-Akkumulatoren von der Firma *RP-Technik Notstromsysteme* eingesetzt. Sie besitzen jeweils eine Spannung von 12V und eine Kapazität von 240Ah. Die Akkumulatoren sind für eine Lebensdauer von 12 Jahren ausgelegt. Darüber hinaus sind sie zyklenfest und tiefentladesicher. Dadurch sind sie vor irreversiblen Schäden und einem möglichen Kapazitätsverlust geschützt. Das Kunststoffgehäuse aus ABS ist schlag- und bruchfest. Das umweltschädliche Elektrolyt ist durch den Zusatz von Kieselsäure zu einem Gel gebunden, sodass die Gefahr einer Umweltverschmutzung durch Auslaufen des Elektrolyts deutlich gemindert wird. Die GEL OGiV 122400 L-Akkumulatoren zeichnen sich ebenfalls durch einen wartungsfreien Betrieb aus. Der Stückpreis beträgt nach einem Angebot von *RP-Technik Notstromsysteme* 416,00 €, sodass die gesamte Energiespeicherung mit acht Akkumulatoren 3328,00 € kostet.

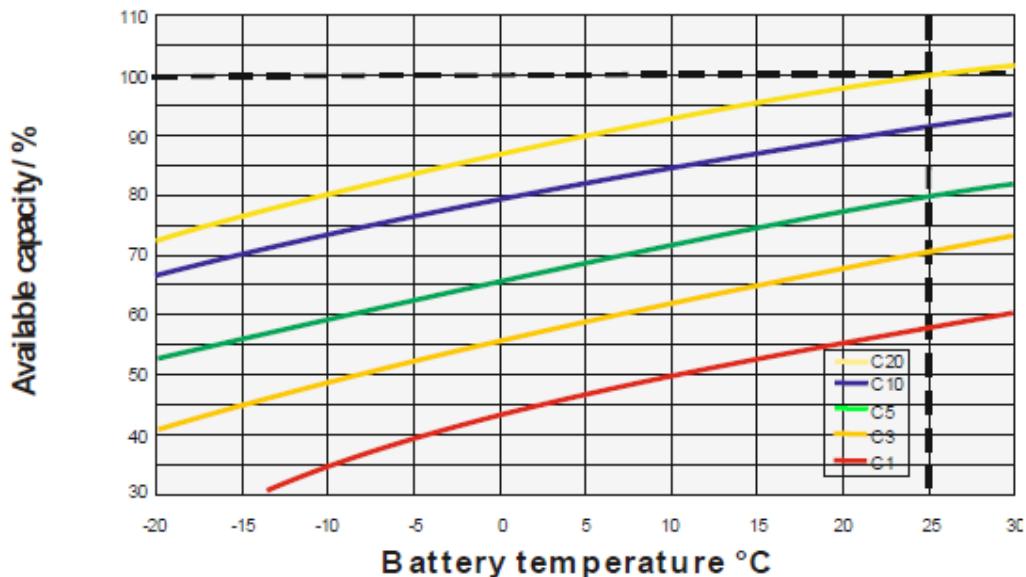


Abb. 7.1 Kapazität des Akkumulators in Abhängigkeit seiner Temperatur

Es werden jeweils vier Akkumulatoren in Reihe geschaltet, um eine ausreichende Spannung von 48V für den Laderegler zu gewährleisten. Zwei solcher Reihenschaltung, die wiederum parallel zueinander geschaltet sind, stellen einen störungsfreien Betrieb sicher. Falls ein Akkumulator innerhalb einer Reihenschaltung ausfallen sollte, steht immer noch die zweite Reihenschaltung zur Verfügung. Die elektrische Wirkkette ist in Abbildung 7.2 dargestellt.

Die GEL OGiV 122400 L-Akkumulatoren stellen selbst bei einer Akkumulatortemperatur von  $-10^{\circ}\text{C}$  noch 80% ihrer Maximalkapazität zur Verfügung. Diese Kapazität sowie ein Ladewirkungsgrad von 60% [27] werden für die Speicherauslegung angenommen. Bei höheren Akkumulatortemperaturen steigt die verfügbare Kapazität auf 100% an. Die Abbildung 7.1 zeigt die verfügbare Kapazität in Abhängigkeit von der Temperatur des Akkumulators. Der ausgewählte Akkumulator trägt die Bezeichnung C 20 [4].

Die Berechnung ergibt eine Akkumulatorkapazität von insgesamt 18,4 kWh. Damit kann die ausgewählte Pumpe mit einem Leistungsbedarf von 4500W rund 4,1 Stunden betrieben werden. Es wird eine tägliche Betriebszeit der Pumpe von 45 Minuten angenommen, sodass bei Windstille und vollständig geladenen Akkumulatoren das anfallende Abwasser 5,5 Tage abgepumpt werden kann. Um dies sicherzustellen muss

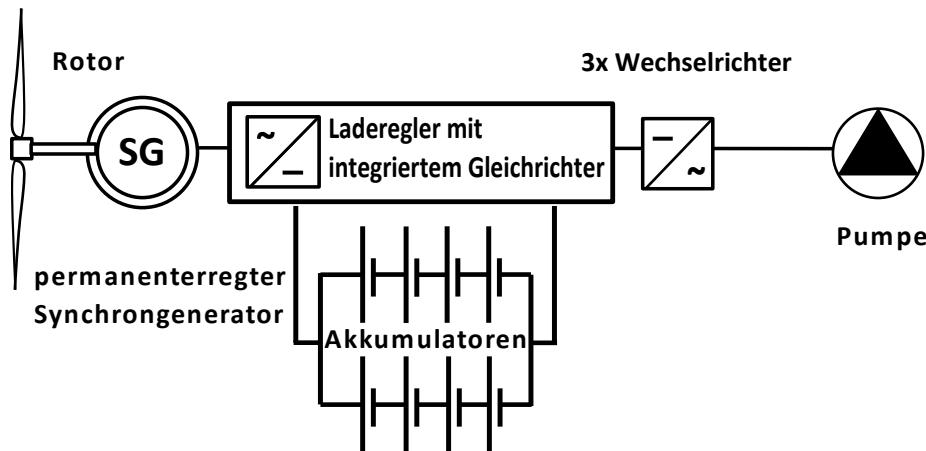


Abb. 7.2 Elektrische Wirkkette des Gesamtsystems

der Generator eine jährliche Energiemenge von  $2663,7\text{ kWh}$  an die Akkus liefern. Diese erhöhte Energiemenge resultiert aus den Wirkungsgraden der verbauten elektrischen Komponenten. Diese Komponenten und deren Wirkungsgrade sind in der nachfolgenden Tabelle aufgelistet:

Bauteil	Wirkungsgrad $\eta$
Laderegler mit integriertem Gleichrichter	90%
Akkumulatoren	60%
3x Wechselrichter A.3	95%

Tab. 7.1 Wirkungsgrade der elektrischen Komponenten

Das Produkt der einzelnen Wirkungsgrade ergibt den Gesamtwirkungsgrad des elektrischen Systems. Die expliziten Rechnungen sind dem Anhang B.24 beigefügt.

$$\eta_{ges,el} = 0,9 \cdot 0,6 \cdot 0,95 = 0,51 \hat{=} 51\% \quad (7.1)$$

## 8. Festigkeit und Lebensdauer

Für die Berechnung der Bruch- und Dauerfestigkeit der einzelnen Komponenten der Windkraftanlage wird das vereinfachte Lastmodell nach DIN EN 61400-2:2006 verwendet. Zugunsten der Übersichtlichkeit werden nur essentielle Formeln im Hauptdokument aufgeführt. Detaillierte Berechnungen sind den Anhängen B.25, B.28 und B.32 zu entnehmen. Das vereinfachte Lastmodell darf benutzt werden, da die Windkraftanlage folgende Anforderungen erfüllt [25]:

- horizontale Achse
- zwei oder mehr Rotorblätter
- freitragende Rotorblätter
- starre Nabe (keine Pendel- oder Schwenknabe)

In der DIN EN 61400-2:2006 werden zur Abschätzung der Lebensdauer der Komponenten der Windkraftanlage folgende Betriebsbedingungen mit unterschiedlichen Lastfälle für das vereinfachte Lastberechnungsverfahren aufgelistet:

Betriebsbedingungen	Lastfälle
Produktionsbetrieb	A Normalbetrieb B Gierbewegung C Gierfehler D Größter Schub
Produktionsbetrieb mit Fehlerereignis	E Größte Rotordrehzahl F Kurzschluss am Lastanschluss
Abschaltung	G Abschaltung (Bremsen)
Parkstellung (Leerlauf oder Stillstand)	H Windlast in Parkstellung
Parkstellung und Fehlerzustand	I Windlast in Parkstellung, größte Windangriffsfläche
Transport, Montage, Instandhaltung und Reparatur	J Vom Hersteller anzugeben

Tab. 8.1 Bemessungslastfälle für das vereinfachte Lastberechnungsverfahren nach DIN EN 61400-2:2006

Die Blattwurzel, der Übergang von der Gondel zum Turm und vom Turm zum Fundament bilden die kritische Stellen für die Sicherheitsberechnungen. Darüber hinaus werden die Durchbiegung von Rotorblatt und Turm berechnet. Die Gefahr des Turmkippens aufgrund einer zu hohen Windgeschwindigkeit wird ebenfalls betrachtet.

### 8.1. Sicherheitsberechnung gegen Bruch der Blattwurzel im Stillstand bei extremer Böe

Für die Sicherheitsberechnung gegen einen möglichen Bruch der Blattwurzel wird der Lastfall H für das vereinfachte Lastberechnungsverfahren nach DIN EN 61400-2:2006 angenommen. Dieser betrachtet die auftretende Windlast in Parkstellung der Windkraftanlage. Bei diesem Bemessungslastfall kommt es zu einer Überlagerung des Biegemoments aus der Schubkraft und Gewichtskraft sowie dem maximalem Schwenk- und Schlagmoment der Rotorblätter. Die auftretende maximale Windgeschwindigkeit wird mit  $v_1 = 30 \text{ m/s}$  [42] angenommen. Bei dieser Windgeschwindigkeit befindet sich die Windkraftanlage in ihrer Parkstellung. Dabei ist die Gondel aus dem Wind gedreht, sodass sich durch die verringerte Windangriffsfläche eine Schubkraft von 6520 N ergibt. Der Schwerpunkt der Rotorblätter wird bei einem Drittel des Radius angenommen.

Dadurch ergibt sich ein Biegemoment aus der Schubkraft von  $1,8kNm$ . Sämtliche Berechnungsergebnisse sind nachfolgend tabellarisch aufgeführt:

Biegemoment aus Schubkraft	$1,8kNm$
Biegemoment aus Gewichtskraft	$40,9Nm$
Schwenkmoment	$40,9Nm$
Schlagmoment	$2,1Nm$
Resultierendes Biegemoment	$1,8kNm$

Tab. 8.2 Biegemomente an der Blattwurzel bei extremer Böe

Das resultierende Biegemoment von  $1,8kNm$  verdeutlicht die sehr starken Einfluss der Schubkraft auf die Gesamtbelastung der Blattwurzel. Der Blattwurzelquerschnitt entspricht einem Kreisring, sodass sich das axiale Widerstandsmoment wie folgt berechnet:

$$W_{ax} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_{Blattwurzel}^4 - (D_{Blattwurzel} - 2 \cdot s_{RB})^4}{D_{Blattwurzel}} = 5,9cm^3 \quad (8.1)$$

Der Quotient aus resultierendem Biegemoment und axialem Widerstandsmoment ergibt eine auftretende Spannung in der Blattwurzel von  $307,8N/mm^2$ . Das Rotorblatt samt Blattwurzel besteht aus Basalt Fasern. Diese besitzt eine Dauerfestigkeit von  $\sigma_D = 4840N/mm^2$  [39]. Es ergibt sich somit eine Sicherheit gegen Bruch von  $S_B = 15,7$ . Damit ist ein Bruch der Blattwurzel infolge einer erhöhten Beanspruchung bei einer extremen Böe ausgeschlossen.

## 8.2. Berechnung der Rotorblattdurchbiegung bei extremer Böe

Die Berechnung der Durchbiegung des Rotorblattes wird analytisch durchgeführt. Es wird vereinfacht von einem elliptischen Profil ausgegangen, das ein Flächenträgheitsmoment von  $22,2cm^4$  aufweist. Da die Durchbiegung für einen einzelnen Flügel berechnet wird, wird auch nur ein Drittel der Schubkraft als angreifende Last angenommen. Die Schubkraft greift punktuell bei  $2/3$  des Rotorradius an und verursacht nach folgender Formel eine Durchbiegung von rund  $169,9mm$ .

$$f_{Flügel} = \frac{\frac{F_S}{3} \cdot \left(\frac{2 \cdot D_R}{6}\right)^3}{3 \cdot E_{CFK} \cdot I_{Flügel}} = 169,9mm \quad (8.2)$$

Die Gondel ist um  $3^\circ$  bezüglich der Horizontalen geneigt, sodass eine Kollision von Rotorblatt und Turm infolge der Durchbiegung selbst bei extremer Böe ausgeschlossen ist.

## 8.3. Berechnung der Sicherheit gegen Bruch der Blattwurzel im Produktionsbetrieb mit Fehlerereignis

Für diese Sicherheitsberechnung wird das Bemessungslastfall E nach DIN EN 61400-2:2006 herangezogen (vgl. Tabelle 8.1). Dieser Lastfall betrachtet ein Fehlerereignis während des Produktionsbetriebes und geht von der größten Rotordrehzahl aus. Ein mögliches Fehlerereignis könnte sein, dass ein Mensch die Windkraftanlage während des Produktionsbetriebes bremst, ohne diese vorher aus dem Wind zu drehen. Dadurch wirken das Rotormoment, die Zentrifugal- und Gewichtskraft sowie die Schubkraft und das Schwenk- und Schlagmoment auf die Blattwurzel. In diesem Lastfall wird von einer Windgeschwindigkeit  $v_1 = 9,7m/s$ , einer Drehzahl  $n_N = 350min^{-1}$  sowie einem Momentenbeiwert  $c_M = 0,122$  ausgegangen. Die Ergebnisse der Berechnung sind tabellarisch aufgeführt.

Biegemoment aus Schubkraft	298,6 Nm
Biegemoment aus Gewichtskraft	40,9 Nm
Schwenkmoment	40,9 Nm
Schlagmoment	2,1 Nm
Rotormoment	115 Nm
Zugspannung aus Zentrifugalkraft	5,9 N/mm <sup>2</sup>
Resultierendes Biegemoment	359,4 Nm

Tab. 8.3 Biegemomente an der Blattwurzel im Produktionsbetrieb mit Fehlerereignis

Das resultierende Biegemoment wird weitestgehend vom Rotormoment und dem Biegemoment aus der Schubkraft beeinflusst. Die auf die Blattwurzel wirkende Gesamtspannung ergibt sich zu:

$$\sigma_{ges} = \frac{M_{res, \text{Betrieb}}}{W_{ax}} + \sigma_{Zentri} = 67 \frac{N}{mm^2} \quad (8.3)$$

Mit der Dauerfestigkeit von CFK berechnet sich die Sicherheit gegen Bruch im Produktionsbetrieb mit auftretendem Fehlerereignis zu  $S_B = 72,3$ . Ein Bruch der Blattwurzel ist damit ausgeschlossen.

#### 8.4. Sicherheitsberechnung gegen Bruch des Turms im Stillstand bei extremer Böe

Zur Auslegung der Turmmaße wird die fünfte Übung „Lasten“ zur integrierten Lehrveranstaltung „Windenergie-Grundlagen“ herangezogen. Es wird von einem zylindrischen Turm ausgegangen, da bei einer Nabenhöhe von 10m die Fertigung eines konischen Turms zu teuer ist und in keinem Verhältnis zur Materialeinsparung steht. Damit der Turm nicht bei einer extremen Böe bricht, wird von einer maximalen Windgeschwindigkeit  $v_1 = 30m/s$  ausgegangen. Wie im Kapitel 8.1 wird auch bei dieser Berechnung angenommen, dass die Gondel bei einer extremen Böe aus dem Wind gedreht ist. Durch die verringerte Windangriffsfläche ergibt sich eine angreifende Schubkraft von 6520N. Die Abbildung 8.1 (links) zeigt die Prinzipskizze der Windkraftanlage, die die Berechnungsgrundlage darstellt.

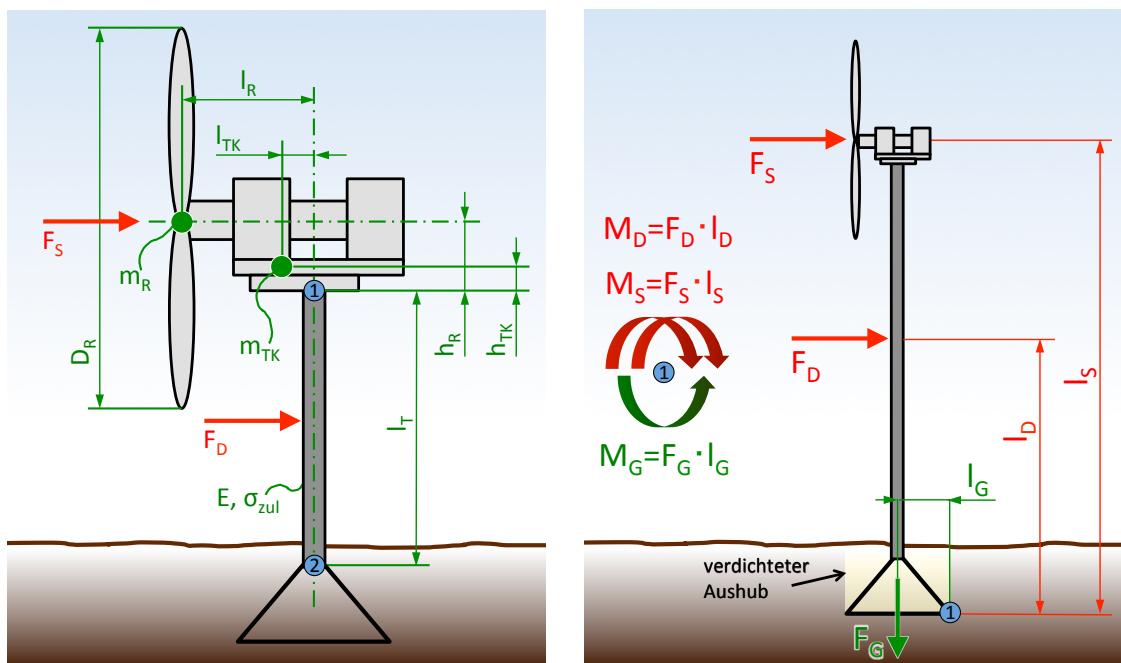


Abb. 8.1 Prinzipskizze der WKA mit Hebelarmen, Kräften und resultierenden Momenten.

Durch die Schubkraft, die Widerstandskraft des Turms sowie die Gewichtskraft von Turmkopf und Rotorblättern ergibt sich ein resultierendes Moment um Punkt 1 von  $4,7\text{ kNm}$ . Dieses Moment ist relevant für die Auslegung des Azimutlagers an dieser Stelle. Für die Turmauslegung ist die Stelle 2 als kritisch anzusehen. An dieser Stelle tritt das größte Moment mit  $70,9\text{ kNm}$  auf. Der Turm wird aus Stahl gefertigt und besitzt eine zulässige Spannung von  $120\text{ N/mm}^2$ . Daraus ergibt sich ein benötigtes Mindestwiderstandsmoment des Turms von  $591\text{ cm}^3$ . Da der Turmquerschnitt einem Kreisring entspricht, berechnet sich das axiale Widerstandsmoment wie folgt:

$$W_{ax, \text{Turm}} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_{Turm}^4 - (D_{Turm} - 2 \cdot s_{Rohr})^4}{D_{Turm}} \quad (8.4)$$

Nach einer Internetrecherche fiel die Wahl auf ein nahtloses Dickwandrohr aus Stahl von der Firma Klöckner [32]. Dieses hat folgende Kennwerte:

Länge	$10\text{ m}$
Elastizitätsmodul	$2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$
Zulässige Spannung	$120\text{ N/mm}^2$
Außendurchmesser	$193,7\text{ mm}$
Wandstärke	$36\text{ mm}$
Spezifische Masse	$140\text{ kg/m}$

Tab. 8.4 Kennwerte des Turms

Durch den Außendurchmesser und die Wandstärke ergibt sich das axiale Widerstandsmoment des Turms sich zu  $602,3\text{ cm}^3$ . Da das vorhandenen axiale Widerstandsmoment des Turmes größer ist als das benötigte Mindestwiderstandsmoment, ist ein Turmbruch bei extrem Last ausgeschlossen.

Zum Erreichen der Nabenhöhe von  $10\text{ m}$  wird eine Turmhöhe von  $9,73\text{ m}$  benötigt, sodass sich die Masse des Turms auf  $1,4t$  beläuft. Die fehlenden  $0,27\text{ m}$  werden durch das Azimutlager und die Gondel überbrückt.

## 8.5. Berechnung der Turmdurchbiegung bei extremer Böe

Die Durchbiegung des Turms wird analytisch durchgeführt. Die Windgeschwindigkeit wird mit  $v_1 = 30\text{ m/s}$  und der Widerstandsbeiwert des zylindrischen Turms mit  $c_D = 1,2$  [7] angenommen. Die Widerstandskraft des Turms ergibt eine konstante Streckenlast von  $128,1\text{ N/m}$ . Das Flächenträgheitsmoment berechnet sich zu:

$$I_T = \frac{\pi}{4} \cdot \left[ \left( \frac{D_{Rohr}}{2} \right)^4 - \left( \frac{D_{Rohr} - 2 \cdot s_{Rohr}}{2} \right)^4 \right] = 5833\text{ cm}^4 \quad (8.5)$$

Zur Bestimmung der Durchbiegung wird das Superpositionsprinzip angewandt. Der erste Fall geht von einer punktuell angreifenden Schubkraft am Ende des Turms aus. Hieraus ergibt sich die Durchbiegung  $f_{T1}$ . Im zweiten Fall bewirkt die konstant über die gesamte Turmlänge wirkende Widerstandsstreckenlast die Durchbiegung  $f_{T2}$ .

$$f_{T1} = \frac{F_S(l_t + h_R)^3}{3 \cdot E_{St} \cdot I_T} = 177,4\text{ mm} \quad (8.6)$$

$$f_{T2} = \frac{F_{Dq} \cdot l_T^4}{8 \cdot E_{St} \cdot I_T} = 11,7\text{ mm} \quad (8.7)$$

$$f_{T_{ges}} = f_{T1} + f_{T2} = 189,1\text{ mm} \quad (8.8)$$

Beide Durchbiegungen wurden addiert, sodass sich eine Gesamtdurchbiegung des Turms bei extremer Böe von  $189,1\text{mm}$  ergibt. Dieses Ergebnis befindet sich im Toleranzbereich für Turmbiegungen von Windkraftanlagen und ist daher als nicht kritisch einzustufen.

## 8.6. Berechnung der Sicherheit gegen Kippen im Stillstand bei extremer Böe

Die Abbildung 8.1 (rechts) stellt die Prinzipskizze der Windkraftanlage mit allen relevanten Hebelarmen, Kräften und die sich daraus ergebenen Momente für die Sicherheitsberechnung gegen ein mögliches Kippen des Turmfußes dar. Im Folgenden wird das Momentengleichgewicht um den Punkt 1 aufgestellt, um zu untersuchen, ob der Turm im Stillstand bei extremer Böe umkippen würde.

Da sich die Windkraftanlage bei extremer Böe aus dem Wind dreht, steht nur eine verringerte Windangriffsfläche zur Verfügung. Daher ergibt sich ein Schubkraft von  $6520\text{N}$ . Die Widerstandskraft des Turms berechnet sich zu  $1247\text{N}$ . Die Turmmasse beläuft sich auf  $1,4t$  und die Masse des Aushubs auf  $13,6t$ . Die resultierenden Momente sind der nachgestellten Tabelle zu entnehmen:

Moment aus Gewichtskraft	$185,9\text{kNm}$
Moment aus Schubkraft	$77,1\text{kNm}$
Moment aus Widerstandskraft	$8,3\text{kNm}$

Tab. 8.5 Resultierende Momente um den Kippunkt

Der Turm kippt nicht um, wenn das Moment aus der Gewichtskraft der gesamten Windkraftanlage größer ist als die Summe der Momente aus Schub- und Widerstandskraft. Dies ist der Fall und es ergibt sich eine Sicherheit des Turms gegenüber Kippen bei extremer Böe im Stillstand von  $S_K = 2,2$ . Damit ist sichergestellt, dass die Schub- und Widerstandskraft die Windkraftanlage selbst unter Extrembedingungen nicht umkippen können.

## 8.7. Sicherheit des Turms gegenüber Knicken

Der Turm der Windkraftanlage würde eher unter der wirkenden Gewichtskraft knicken als brechen. Daher wird im Folgenden die Sicherheit gegenüber Knicken untersucht. Die kritische Knicklast berechnet sich zu:

$$F_{Kn} = \pi^2 \cdot \frac{I_T \cdot E_{St}}{l_T^2} = 1277\text{kN} \quad (8.9)$$

Die auf den Turm wirkende Gewichtskraft setzt sich aus der Masse der drei Rotorblätter, des Turmkopfes (Gondel) und des Turmes selbst zusammen. Daraus ergibt sich eine Gewichtskraft von  $14,1\text{kN}$  und somit eine Sicherheit gegen Knicken von  $S_{Kn} = 90,3$ . Da die kritische Knicklast wesentlich größer als die auftretende Gewichtskraft ist, besteht keine Gefahr eines Knickens des Turms.

## 9. Wirtschaftlichkeit

Zur Beurteilung der Wirtschaftlichkeit des Windpumpsystems werden dessen Kosten mit den Kosten eines Netzanschlusses der Abwasserpumpe verglichen und das Gesamtsystem aus Kanalisation und Windpumpensystem mit dem derzeitigen Transport des Abwassers mit dem Lkw und mit Planzenkläranlagen verglichen. Zur Vereinfachung der Berechnung des hochkomplexen Sachverhalts wird statisch gerechnet und für den gesamten Auslegungszeitraum Folgendes angenommen:

1. Der Wasserverbrauch von Buskow ist in jedem Jahr gleich hoch.
2. Die Weibullverteilung des Windes ist in jedem Jahr gleich der angenommenen Verteilung, siehe 2.1.
3. Alle Preise sind konstant, insbesondere die Strom- und Abwasserkosten sowie die Betriebs- und Wartungskosten der KWEA.
4. Die Betriebs- und Wartungskosten des Abwasser- und Speichersystems werden nicht berücksichtigt.
5. Buskow hat alle nötigen Mittel zur Finanzierung und stellt sie zinsfrei zur Verfügung.
6. Die Wirtschaftlichkeit wird nur anhand monetärer Gesichtspunkte gemessen. Das Projekt ist wirtschaftlich, wenn die Kosten über die gesamte Anlagenlebensdauer geringer, als die Kosten einer Alternative sind.
7. Externe Kosten durch z.B. Umweltschäden sowie deren eventuelle Verhinderung durch die KWEA werden vernachlässigt.
8. Die Lebensdauern aller Komponenten sind mindestens gleich dem Auslegungszeitraum.

Diese Vereinfachungen sind sehr drastisch, vor allem die Annahme 6 ist zwar üblich in den Wirtschaftswissenschaften, die reine finanzielle Gewinnmaximierung führt jedoch nur in stark idealisierten Modellen zu dem Ziel der maximalen Bedürfnisbefriedigung. Auch die Kosten der benötigten Produkte und Dienstleistungen sind meist nur ungenau bekannt oder geschätzt, deshalb ist die Wirtschaftlichkeitsrechnung nur eine grobe Abschätzung der Kosten. Als Auslegungszeitraum  $T$  wird die allgemein für WEAs übliche Dauer von 20 Jahren gewählt. Alle Preise ohne Quellenangabe sind geschätzt oder wurden vom jeweiligen Anbieter auf Anfrage angegeben.

### 9.1. Kosten des Windpumpsystems

Das Windpumpensystem besteht aus der KWEA, dem elektrischen Speichersystem und dem Pump- und Speichersystem. Die Kosten aller drei Teilsysteme ergeben die Kosten des Windpumpensystems.

Für die *Steel Root* mit einer Masse von 772kg wurde der gleiche Preis pro Kilogramm wie beim Turm

angenommen. Die Kosten der Komponenten der KWEA sind wie folgt:

$$C_{\text{Windfahne}} = 200 \text{ €} \quad (9.1)$$

$$C_{\text{Rotorblätter}} = 450 \text{ €} \quad (9.2)$$

$$C_{\text{Generator}} = 1900 \text{ €} \quad (9.3)$$

$$C_{\text{Triebstrang}} = 1000 \text{ €} \quad (9.4)$$

$$C_{\text{Loslagergehäuse}} = 371,50 \text{ €} \quad (9.5)$$

$$C_{\text{Loslager}} = 280 \text{ €} \quad (9.6)$$

$$C_{\text{Festlagergehäuse}} = 305,50 \text{ €} \quad (9.7)$$

$$C_{\text{Festlager}} = 363,50 \text{ €} \quad (9.8)$$

$$C_{\text{Gondelgehäuse}} = 500 \text{ €} \quad (9.9)$$

$$C_{\text{Turm}} = 7134 \text{ €} \quad (9.10)$$

$$C_{\text{SteelRoot}} = 4000 \text{ €} \quad (9.11)$$

$$C_{\text{Aufbau, Transport}} = 1500 \text{ €} \quad [20] \quad (9.12)$$

Das führt zu Gesamtkosten der KWEA von:

$$C_{\text{KWEA}} = 16500 \text{ €} \quad (9.13)$$

Die Betriebs- und Wartungskosten der WEA belaufen sich auf 1% der Investitionskosten pro Jahr [26]. Die Nebenkosten, die die KWEA verursacht, sind folgende:

$$C_{\text{Grundstückspacht}} = 1000 \text{ €} \quad (9.14)$$

$$C_{\text{Betrieb, Wartung}} = T \cdot \frac{0,01 C_{\text{KWEA}}}{a} = 3300 \text{ €} \quad (9.15)$$

$$C_{\text{Planung, Genehmigung}} = 0 \text{ €} \quad (9.16)$$

Die Nebenkosten summieren sich zu:

$$C_{\text{Neben}} = 5800 \text{ €} \quad (9.17)$$

Das elektrische Speichersystem setzt sich aus den Akkus und der Elektronik zusammen:

$$C_{\text{Laderegler}} = 962 \text{ €} \quad (9.18)$$

$$C_{\text{Wechselrichter}} = 7716,09 \text{ €} \quad (9.19)$$

$$C_{\text{Akkus}} = 7386 \text{ €} \quad (9.20)$$

Die Gesamtkosten für das elektrische Speichersystem betragen:

$$C_{\text{Speicher}} = 16000 \text{ €} \quad (9.21)$$

Der Abwasserspeicher besteht aus einem Speicherbecken mit  $135 m^3$  Volumen (siehe 3.1.1) und kostet  $150 \text{ €}/m^3$  [9]:

$$C_{\text{Abwasserspeicher}} = 20000 \text{ €} \quad (9.22)$$

Das gesamte Windpumpsystem kostet:

$$C_{\text{Windpumpsystem}} = C_{\text{KWEA}} + C_{\text{Neben}} + C_{\text{Speicher}} + C_{\text{Abwasserspeicher}} \quad (9.23)$$

$$= 59000 \text{ €} \quad (9.24)$$

und liegt damit mehr als eine Größenordnung über den Kosten des Netzbetriebs der Pumpe.

## 9.2. Kosten einer netzangeschlossenen Pumpe

Bei diesem Konzept wird die Abwasserpumpe direkt mit Strom aus dem Stromnetz betrieben. Dazu wird eine Stromleitung vom nächsten Haus bis zur Pumpe gelegt. Das kostet 9,50 € [11] pro Meter verlegtem Kabel. Das Pumpwerk soll 175m vom nächsten Haus entfernt gebaut werden, sodass sich Baukosten  $C_{\text{Netz}}$  für die Anbindung an das Stromnetz von:

$$C_{\text{Netz}} = 9,50 \frac{\text{€}}{\text{m}} \cdot 175 \text{ m} = 1660 \text{ €} \quad (9.25)$$

ergeben. Die Energie, die die Pumpe pro Jahr benötigt, beträgt laut 3.1.3 1237 kWh, damit benötigt sie im Auslegungszeitraum:

$$E = 20 \text{ a} \cdot 1237 \text{ kWh/a} = 24740 \text{ kWh}. \quad (9.26)$$

Der Strompreis  $C_{\text{Strom}}$  pro kWh bei dem Anbieter *Naturstrom* betrug zum Zeitpunkt der Berechnung der Wirtschaftlichkeit 0,2575 € und wird für die Berechnung verwendet. Der Anbieter *Naturstrom* wird gewählt, weil er Strom aus erneuerbaren Energien anbietet, d.h. aus Kraftwerken, die am ehesten mit der KWEA vergleichbar sind. Die über 20 Jahre kumulierten Stromkosten  $C_{\text{Strom}}$  betragen:

$$C_{\text{Strom}} = E \cdot C_{\text{Strom pro kWh}} = 6371 \text{ €} \quad (9.27)$$

Die Pumpe kostet:

$$C_{\text{Pumpe}} = 2000 \text{ €} \quad (9.28)$$

Da im Falle eines Netzanschlusses der Pumpe kaum Speicherkapazität benötigt werden würde, würde eine Abwassergrube mit einem Volumen von 10m<sup>3</sup> für  $C_{\text{Grube10}} = 2500 \text{ €}$  einschließlich Erdarbeiten verwendet werden. Die Gesamtkosten  $C_{\text{Netz ges}}$  des Netzanschlusses betragen dann:

$$C_{\text{Netz ges}} = C_{\text{Netz}} + C_{\text{Strom}} + C_{\text{Grube10}} + C_{\text{Pumpe}} = 14000 \text{ €}. \quad (9.29)$$

## 9.3. Kosten der Kanalisation und Pumpe

Die Länge der Druckleitung von Buskow bis zur Kanalisation beträgt 2000m (siehe 2.1). Ein Meter Druckleitung mit 100 mm Nennweite im Straßennebenbereich oder Gelände kostet 50 € [35]. Das führt zu Kosten für die Druckleitung von 100000 €. Durchschnittlich leben in einem brandenburger Haushalt 1,97 Personen [3]. Unter der Annahme, dass jeder Haushalt einen Abwasseranschluss bekommt und bei Kosten von 5000 € pro Anschluss [2], betragen die Gesamtanschlusskosten 560000 €. Beim Netzbetrieb wird die gleiche Pumpe verwendet wie im Windpumpsystem. Die Gesamtkosten der Kanalisation und Pumpe belaufen sich auf:

$$C_{\text{Kanalisation}} = C_{\text{Anschlusskosten}} + C_{\text{Druckleitung}} + C_{\text{Pumpe}} \quad (9.30)$$

$$= 660000 \text{ €} \quad (9.31)$$

Die Kosten pro  $m^3$  Abwasser betragen in Brandenburg 2,5069 € [13]. In Buskow fallen im Auslegungszeitraum 160000  $m^3$  Abwasser an, was zu Gesamtabwasserkosten von:

$$C_{\text{Abwasser}} = 400000 \text{ €} \quad (9.32)$$

führt. Die Gesamtkosten für die Kanalisation und das Windpumpsystem betragen:

$$C_{\text{Kanalisation gesamt}} = C_{\text{Windpumpsystem}} + C_{\text{Kanalisation}} + C_{\text{Abwasser}} \quad (9.33)$$

$$= 1120000 \text{ €} \quad (9.34)$$

#### 9.4. Transport mit dem Lkw

Wenn Buskow wie bisher das Abwasser mit dem Lkw abfahren lässt, fallen Abwasserkosten von  $C_{\text{Sammelgrube}} = \frac{2,099}{m} \text{ €}^3$  [16] und zusätzlich die Kosten für die Fäkalienabfuhr von  $C_{\text{Lkw}} = \frac{8,34}{m} \text{ €}^3$  [6] an. Die Gesamtkosten dafür betragen:

$$C_{\text{Abwasser Lkw}} = (C_{\text{Sammelgrube}} + C_{\text{Lkw}}) V_{\text{Abwasser}} = 1700000 \text{ €} \quad (9.35)$$

Der Vergleich zeigt, dass das Windpumpsystem unter den gemachten Annahmen weniger kostet als der Transport des Abwassers mit dem Lkw.

#### 9.5. Kosten von Pflanzenkläranlagen

Eine Pflanzenkläranlage für eine 4-köpfige Familie kostet 3000 € bis 5000 €. Die Abwasserreinigung in Pflanzenkläranlagen würde mit 170000 € bis 440000 € deutlich weniger kosten [14]. Vielerorts ist aber per Gesetz der Anschluss an die Kanalisation festgeschrieben.

#### 9.6. Allgemeine Kenngrößen zur wirtschaftlichen Bewertung von Windparkprojekten

Nach [28] wurden die in der Praxis am häufigsten genutzten Kenngrößen zur wirtschaftlichen Bewertung von WEAs berechnet.

- Leistungsspezifischer Investitionskostenindex  $I_P \approx 5000 \frac{\text{€}}{\text{kW}}$
- Ertragsspezifischer Investitionskostenindex  $I_E \approx 4 \frac{\text{€}}{\text{kWh}}$
- Vollaststundenzahl  $h_{VL} \approx 1300$

Darüber hinaus können zur Bewertung einer WEA zur Abwasserentsorgung noch die folgenden Kennwerte berechnet werden.

- Stromgestehungskosten  $C_{SG} \approx 0,27 \frac{\text{€}}{\text{kWh}}$
- Abwasserkosten je Kubikmeter  $C_{AW} \approx 4,53 \text{ €}$

Mit Hilfe der hier berechneten Kenngrößen kann ein Vergleich mit anderen Windenergieanlagen angestellt werden. Darauf soll allerdings im Rahmen dieses Projektes nicht eingegangen werden.

## 9.7. Abschließende Betrachtung

Das Windpumpsystem rentiert sich gegenüber der netzangeschlossenen Pumpe bei weitem nicht. Gründe dafür sind, Kompromisse bei „Fertigbauteilen“, die einerseits die Kosten senken, aber auch Nachteile hinsichtlich der Abstimmung mit der Gesamtanlage aufweisen. Ein weiterer Grund sind die großen, teuren Speicher. Einen elektrischen Speicher statt eines Netzanschlusses zu verwenden ist aus wirtschaftlicher Sicht aus mehreren Gründen ungünstig:

1. Die Speicher mit dem nötigen Zubehör, die für das Windpumpsystem verwendet werden können, sind sehr teuer. Die hier verwendeten Bleiakkus kosten 0,30 € pro kWh. Ein Netzanschluss würde sie komplett überflüssig machen.
2. Die Windgeschwindigkeit ist im Sommer viel niedriger als im Winter, sodass der Akku oder der Abwasserspeicher 15% des Gesamtertrages speichern muss, was zu einem sehr großen Abwasserspeicher und hohen Kosten führt.
3. Das Stromangebot, die Nachfrage und die Strompreise schwanken zeitabhängig und in Zukunft wird das Angebot an erneuerbaren Energien immer häufiger die Nachfrage übersteigen. Eine an das Netz angeschlossene Anlage könnte das Abwasser dann abpumpen, wenn das Stromangebot die Nachfrage übersteigt und der Erlös aus der eigenen Stromproduktion dementsprechend gering ist.
4. Die Versorgungssicherheit wäre bei einer netzbetriebenen Pumpe deutlich höher und das Windpumpsystem müsste nicht überdimensioniert werden, um auch windschwache Zeiten überbrücken zu können.

Aufbauend auf den in diesem Kapitel getroffenen Annahmen, durchgeführten Berechnungen und Erläuterungen lässt sich schlussfolgern, dass für diesen konkreten Fall eine KWEA zum Betreiben einer Abwasserpumpe nicht wirtschaftlich ist.

Hierzu sei allerdings darauf hingewiesen, dass sich dieser Fakt schnell durch die Wahl eines alternativen Standortes ändern kann. Größere Distanzen zu einem verfügbaren Stromnetz oder schwerzugängliches Gelände, lassen die Kosten für den Netzanschluss überproportional ansteigen. Ein WEA-Konzept, wie es in diesem Projekt erarbeitet wurde ist zwar anhand, aber nicht ausschließlich für einen Standort konzipiert. Das Konzept kann in dieser oder ähnlicher Form mit geringem Aufwand an anderen Standorten umgesetzt werden. Die zuvor getroffene Wahl eines recht hohen Sicherheitsfaktors von  $S = 1,4$  zur Dimensionierung des Rotors, welche auf dem ersten Blick unwirtschaftlich erscheint, ermöglicht nun den Einsatz des WEA-Konzepts an Orten mit niedrigerem verfügbaren Windpotenzial.

Zum gegenwärtigen Zeitpunkt ist ein konkurrenzfähiger Einsatz von Kleinwindenergie nicht möglich. Niedrige Strompreise seitens von Großenergiiekonzernen und sinkende staatliche Subventionierungsprogramme (z.B. das EEG) sind nur einige Ursachen dafür. Chancen jedoch, bestehen im vermehrten Einsatz dieser Systeme im urbanen Raum auf Hausdächern oder Industrieanlagen.

Aus technischer Sicht würden durch eine besseren Abstimmung der Systemkomponenten untereinander große Vorteile entstehen. Diese betrifft neben der Rotor-Generator-Abstimmung, auch die Wahl der elektrischen Komponenten. Ein größeres Angebot von Zulieferern und sinkende Preise würden positive Auswirkungen sowohl auf den Jahresenergieertrag der Anlagen, als auch auf die Herstellungskosten der selbigen haben. Mit der Eigenkonstruktion aller Systemkomponenten könnte ein Optimum erzielt werden. Dies jedoch mit der Folge stark steigender Investitionskosten.

Abschließend ist also festzuhalten, dass eine Anlage, wie die hier konzipierte, gerade in der Zukunft nicht nur technisch, sondern auch wirtschaftlich große Erfolge verspricht!

## 10. Fazit

Das Ziel dieser Arbeit ist die Auslegung eines Windpumpsystems zur dezentralen Abwasserentsorgung. Dabei sind möglichst kostengünstige Lösung anzustreben, um die Installation eines solchen Systems wirtschaftlich gestalten zu können. Des Weiteren wurde das System für den Inselbetrieb ausgelegt. Zunächst wurde eine bedarfsgerechte Standortwahl getroffen und die örtlichen Windverhältnisse ermittelt. Die Wahl fiel auf Buskow, einen Ortsteil Neuruppins ohne Anschluss an ein öffentliches Abwassersystem. Aus der Forderung des Abwassertransports entwächst die Notwendigkeit der Verlegung von Druckleitungen vom Standort des Windpumpsystems zum bereits existierenden Abwassernetz eines nahegelegenen Gewerbe-parks.

Aus der Anwohnerzahl Buskows und dem durchschnittlichen Abwasseraufkommen pro Kopf des Landes Brandenburg konnte die zu erwartende tägliche Fördermenge an Abwasser berechnet werden. Diese diente als Grundlage zur Bestimmung des Betriebskonzepts und zur Auswahl einer geeigneten Abwasserpumpe. Das Konzept der Windenergieanlage wurde auf das gewählte Konzept der Pumpe, bei der der jährliche Energieverbrauch möglichst gering gehalten werden soll, abgestimmt. Die Auslegung der Windenergie-anlage zielte daher auf die Erwirtschaftung hoher Energieerträge und dementsprechend die Realisierung hoher Wirkungsgrade ab. Durch das gewählte Konzept kommt man jedoch nicht ohne Energiespeicher mit entsprechender Regelungselektronik zwischen Windenergieanlage und Abwasserpumpe aus, welche einen erheblichen, zusätzlichen Kostenfaktor ausmachen. Bei den Regelungssystemen der Pumpe und der Win-denergieanlage konnte jedoch größtenteils auf Elektronik verzichtet werden. Für die Gründung und den Turm der Windenergieanlage wurden mit einer „Steel Root“ und einem einfach hohlzylindrischen Stahl-turm kostengünstige Varianten ermittelt.

Aus dem jährlichen Energiebedarf der Pumpe und Annahmen bezüglich der elektronischen Komponen-ten wurde der benötigte jährliche Energieertrag ermittelt. Dieser wurde dazu verwendet, den Leistungs-beiwert und den Durchmesser des Rotors zunächst überschlägig zu bestimmen. Anschließend folgte die iterative Auslegung des Rotors, deren Abbruchkriterium die Einhaltung des benötigten Jahresenergieer-trages war. Im Zuge der iterativen Berechnung wurden unter anderem die komplette Flügelgeometrie, die Rotorkennfelder und die Betriebspunkte unter Berücksichtigung des Generatorverhaltens ermittelt. Betrachtet wurden dabei mehrere mögliche Auslegungsschnelllaufzahlen in Kombination mit geeigneten Generatoren. Der Vergleich der Kombinationen untereinander brachte dann die Entscheidung sowohl hin-sichtlich der Auslegungsschnelllaufzahl als auch der Wahl des zu verwendenden Generators. Für die Flügel wurden für Kleinwindenergieanlagen im Low-Reynolds-Bereich optimierte Profile verwendet. Für die Festigkeitsnachweise einzelner Komponenten wurden die Sicherheiten der Blattwurzel gegenüber Bruch, des Turm gegenüber Bruch und Knicken, der Gesamtanlage gegenüber Kippen sowie die maximalen Blatt- und Turmdurchbiegungen ermittelt. Dabei wurde stets vom Lastfall einer extremen Böe ausgegangen. Alle berechneten Sicherheiten und Durchbiegungen haben sich als unkritisch erwiesen. Des Weiteren wurden im Zuge dessen Turmdurchmesser und -wandstärke bestimmt.

Die Ergebnisse der Rotorauslegung ermöglichten die Dimensionierung der Regelung der Windenergiean-lage über eine Windfahne in Kombination mit mehreren Federn zur Windnachführung und Sturmsicherung. Maßgebliche Anforderungen waren der Schutz der Anlage vor zu hohen Belastungen und der Betrieb grös-tmöglicher Energieumwandlung.

Die Auslegung des Antriebsstrangs erfolgte nach Roloff Mattek unter Berücksichtigung von Extrem-lasten, woraus sich ein Mindestdurchmesser der Welle ergab. Des Weiteren wurde die Feststellbremse für Wartungszwecke und die zu verwendenden Wellenlager dimensioniert.

Für die Auswahl geeigneter elektrischer Speicher wurde unter anderem auf hohe Lebensdauer, Zyklen-festigkeit und geringe Kapazitätsverluste geachtet. Für die Berechnung der benötigten Gesamtkapazität

---

wurden auch Windflauten mit berücksichtigt.

Die Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen ergaben, dass das Windpumpsystem über 20 Jahre gesehen gegenüber des Abwassertransports per Lastkraftwagen die wirtschaftlichere Lösung darstellt. Allerdings wäre eine am Netz angeschlossene Pumpe nochmals deutlich wirtschaftlicher als das ausgelegte Windpumpsystem im Inselbetrieb. Dies ist vor Allem auf die elektrischen Speicher zurückzuführen. Eine weitere günstige Alternative wäre der Einsatz von Pflanzenkläranlagen.

Das Projekt brachte die Herausforderung mit sich, diverse Bereiche der Ingenieurs-, Natur- und Wirtschaftswissenschaften eingehend zu betrachten und die Erkenntnisse zu einer Gesamtheit zusammenzuführen. Eine Aufteilung der Teilaufgaben war während der Durchführung vor dem Hintergrund des Termindrucks durch die Meilensteine unumgänglich. Durch die klare Verteilung der Aufgaben einerseits und die Gruppengröße andererseits war es dabei nicht immer selbstverständlich, dass alle (Teil-)Ergebnisse innerhalb der Gruppe ausreichend kommuniziert wurden. Das wurde dann problematisch, sobald die Fortführung oder der Abschluss einer Berechnung von den Ergebnissen der anderen Projektteilnehmer abhing. Natürlich bringt die Gruppengröße und der begrenzte Bearbeitungszeitraum auch organisatorische Hürden mit sich. Auf der anderen Seite wäre eine sachgerechte Bearbeitung eines Projektes dieser Größenordnung innerhalb des gleichen Zeitraums mit einer geringeren Gruppenstärke kaum zu bewältigen.

Die Auslegung des Windpumpsystems zur dezentralen Abwasserentsorgung zeigt im Ergebnis eine Verbesserung gegenüber der aktuellen Situation hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit und durch den Anschluss des Ortsteils an die Kanalisation auch hinsichtlich des Lebensstandards. Damit wurde der theoretische Nachweis erbracht, dass mit einem autarken System eine dezentrale Lösung der Abwasserentsorgung möglich ist. Der wirtschaftliche Vergleich mit einer am Netz angeschlossenen Pumpe oder mit Pflanzenkläranlagen offenbart jedoch das Optimierungspotenzial des Systems.

Einige selbstgewählte Vereinfachungen und Annahmen sollten dahingehend nochmal kritisch betrachtet und gegebenenfalls präzisiert werden. Bezuglich der Auslegung des Antriebsstrangs könnte beispielsweise eine Dauerfestigkeitsbetrachtung zur Berechnung des Wellendurchmessers statt der Betrachtung extremer Lasten durchgeführt werden. Auch wurde bisher eine maximale Aufenthaltsdauer des Abwassers im Schachtpumpwerk und in den Druckleitungen nicht berücksichtigt.

Eine Verfeinerung der Überlegungen und Berechnungen im Bereich der Regelungselektronik und Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen sollte durchgeführt werden, da diese Disziplinen von keinem der Projektgruppenmitglieder durch sein entsprechendes Studium explizit abgedeckt werden.

Das Regelungssystem der Windenergieanlage durch die Nutzung des Rotorschubs in Kombination mit einer Windfahne und einem Federsystem sollte kritisch hinterfragt werden. Der einfache Aufbau und die mechanische Funktionsweise sind zwar sehr robust und kostengünstig, haben aber in der Auslegung suboptimale Ergebnisse geliefert. Es empfiehlt sich, weitere mechanische oder auch elektrische Regelungskonzepte zu untersuchen und anschließend (auch) in wirtschaftlicher Hinsicht mit dem aktuell ausgelegten System zu vergleichen.

Wie bereits erwähnt wurde, sind die elektrischen Speicher und deren dazugehörige Regelungselektronik maßgeblich an den hohen Kosten dieses Systems beteiligt. Daher ist die Empfehlung zur Untersuchung des Direktantriebkonzepts und der anschließende Vergleich mit dem im Rahmen dieses Projekts durchgerechneten Systems naheliegend.

## Literatur

- [1] *Bestimmung des Massenträgheitsmoments.* Online: <http://download.fibro-laepple.de/standard/b5/RotationHy/PDF/BestimmungMassentr%20agheit.pdf>. Letzter Zugriff am 11.06.2013.
- [2] *Erschließungs- und Anschlusskosten.* Online: <http://www.hausbaukosten.net/anschluss-erschliesung/>. Letzter Zugriff am 05.07.2013.
- [3] *Gebiet und Bevölkerung.* Online: [http://www.statistik-portal.de/Statistik-Portal/de\\_jb01\\_jahrtab4.asp](http://www.statistik-portal.de/Statistik-Portal/de_jb01_jahrtab4.asp). Letzter Zugriff am 05.07.2013.
- [4] *GEL-OGiV Longlife Baureihe L.* Online: <http://www.rptechnik.de/index.php/de/component/virtuemart/batterien/gel-ogiv-detail.html?Itemid=0>. Letzter Zugriff am 12.06.2013.
- [5] *Genehmigung und Recht.* Online: <http://www.klein-windkraftanlagen.com/basisinfo/genehmigung-rechtliche-grundlagen/>. Letzter Zugriff am 04.07.2013.
- [6] *Informationen zur mobilen Entsorgung in den Gebieten MAWV, Mittenwalde, Heidesee, Friedersdorf.* Online: <http://www.mawv.de/mobile-entsorgung-mawv.html>. Letzter Zugriff am 05.07.2013.
- [7] *Kenndaten umströmter Körper.* Online: <http://www.uni-magdeburg.de/isut/LSS/Lehre/Arbeitsheft/VII.pdf>. Letzter Zugriff am 12.06.2013.
- [8] *Kommunale Abwasserentsorgung im Land Brandenburg - Lagebericht 2011.* Online: <http://www.mugv.brandenburg.de/cms/media.php/lbm1.a.3310.de/kawb2011.pdf>. Letzter Zugriff am 07.07.2013.
- [9] *Kosten der Außenanlagen und Erschließung.* Online: <http://www.bfl-online.de/media/alb03.pdf>. Letzter Zugriff am 05.07.2013.
- [10] *Reibung.* Online: <http://www.lubcon.com/reibung.0.html>. Letzter Zugriff am 12.06.2013.
- [11] *Seite 1 von 3 Preisblatt zu den Ergänzenden Bedingungen der GEN Greizer Energienetze GmbH zur Niederspannungsanschlussverordnung -NAV-.* Online: [http://www.evgreiz.de/PDF/Preisblatt\\_EgB\\_Strom.pdf](http://www.evgreiz.de/PDF/Preisblatt_EgB_Strom.pdf). Letzter Zugriff am 07.07.2013.
- [12] *Skript zur Integrierten Veranstaltung Windkraftanlagen I.* Online: [https://www.isis.tu-berlin.de/file.php/624/Skript\\_WKA1.pdf](https://www.isis.tu-berlin.de/file.php/624/Skript_WKA1.pdf). Letzter Zugriff am 04.07.2013.
- [13] *Wasser- und Abwasserpreise in Deutschland.* Online: [http://de.wikipedia.org/wiki/Wasser- und\\_Abwasserpreise\\_in\\_Deutschland](http://de.wikipedia.org/wiki/Wasser- und_Abwasserpreise_in_Deutschland). Letzter Zugriff am 05.07.2013.
- [14] *Welche Kosten sind mit dem Bau einer Pflanzenkläranlage verbunden?.* Online: [http://www.zuhause.de/welche-kosten-sind-mit-dem-bau-einer-pflanzenklaeranlage-verbunden-/id\\_50822200/index](http://www.zuhause.de/welche-kosten-sind-mit-dem-bau-einer-pflanzenklaeranlage-verbunden-/id_50822200/index). Letzter Zugriff am 05.07.2013.
- [15] *XFOIL version notes November 2001.* Online: [http://web.mit.edu/drela/Public/web/xfoil/version\\_notes.txt](http://web.mit.edu/drela/Public/web/xfoil/version_notes.txt). Letzter Zugriff am 01.07.2013.
- [16] *Zwei Arten Abwasser. Zwei Preise.* Online: <http://www.bwb.de/content/language1/html/1252.php>. Letzter Zugriff am 05.07.2013.

- [17] Neues Ruppin. Online: <http://www.swn.de/fileadmin/swn.de/PDF/Kundenmagazin/NEUesRUPPIN/2010-01-NEUesRUPPIN.pdf>, 2010. Letzter Zugriff am 03.07.2013.
- [18] Energiestrategie 2030 des Landes Brandenburg. Online:[http://www.energie.brandenburg.de/media/bb1.a.2865.de/Energiestrategie\\_2030.pdf](http://www.energie.brandenburg.de/media/bb1.a.2865.de/Energiestrategie_2030.pdf), 2011. Letzter Zugriff am 03.07.2013.
- [19] Weiterentwicklung der Energiestrategie 2020 des Landes Brandenburg. Online:[http://www.energie.brandenburg.de/media/bb1.a.2865.de/Gutachten\\_ES2030\\_TeillI\\_Endbericht\\_160411\\_Final.pdf](http://www.energie.brandenburg.de/media/bb1.a.2865.de/Gutachten_ES2030_TeillI_Endbericht_160411_Final.pdf), 2011. Letzter Zugriff am 03.07.2013.
- [20] Preise für Kleinwindkraftanlagen richtig deuten und Fehlinvestitionen vermeiden. Online: <http://www.klein-windkraftanlagen.com/allgemein/preise-fuer-kleinwindkraftanlagen-fehlinvestitionen-vermeiden/>, 9 2012. Letzter Zugriff am 30.06.2013.
- [21] BETZ, A.: *Windkraftanlagen: Grundlagen, Entwurf, Planung und Betrieb*. Vandenhoeck and Ruprecht, Göttingen, 1926.
- [22] CHRISTOPHER A. LYON, ANDY P. BROEREN, PHILIPPE GIGUERE, ASHOK GOPALARATHNAM AND MICHAEL S. SELIG: *Summary of Low-Speed Airfoil Data, Volume 3*. Research Report, Department of Aeronautical and Astronautical Engineering University of Illinois at Urbana-Champaign, 1997.
- [23] DEUTSCHER WETTERDIENST: *Wind und Windenergiopotentiale für Deutschland - Winddaten für Windenergienutzer*. 2.Auflage, Version 6 Aufl., 2008.
- [24] DIETER MUHS, HERBERT WITTEL, D. J. J. V.: *Roloff/Matek Maschinenelemente - Normung Berechnung Gestaltung*. Vieweg, Wiesbaden, 18. Aufl., 2007.
- [25] DIN: *EN61400-2 Windenergieanlagen - Teil 2: Sicherheit kleiner Windenergieanlagen*. 2006.
- [26] ECOWATT ERNEUERBARE ENERGIEN GMBH: *Leitfaden zur Errichtung von Windkraftanlagen in der Steiermark*. Online: [www.ecowatt.at](http://www.ecowatt.at), 2007. Letzter Zugriff am 05.07.2013.
- [27] FREHNER, M.: *Alles über Akkus*. Online: <http://www.funkcom.ch/akkuinfos.htm>. Letzter Zugriff am 12.06.2013.
- [28] GASCH, R.: *Windkraftanlagen: Grundlagen, Entwurf, Planung und Betrieb*. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 7. Aufl., 2011.
- [29] GÖLLER, M.: *Formelsammlung Technische Mechanik*. Online: [http://www.goeller.net/studium/Formelsammlung\\_TM\\_1+2.pdf](http://www.goeller.net/studium/Formelsammlung_TM_1+2.pdf), 2000. Letzter Zugriff am 12.06.2013.
- [30] HAHN, U.: *Dynamik*. Online: <http://www.fh-dortmund.de/de/studi/fb/3/personen/lehr/hahn/medien/Dynamik.pdf>. Letzter Zugriff am 13.06.2013.
- [31] HAU, E.: *Windkraftanlagen. Grundlagen, Technik, Einsatz, Wirtschaftlichkeit*. Springer Verlag, Heidelberg, 4. Aufl., 2008.
- [32] KLOECKNER STAHL UND METALLHANDEL: *Gewichte und Toleranzen nahtloser Dickwandrohre nach EN 10297/ EN 10210*. Online: [http://www.kloeckner-stahl-und-metallhandel.de/uploads/media/gewichte\\_toleranzen\\_nahtlose\\_dickwandrohre\\_102011.pdf](http://www.kloeckner-stahl-und-metallhandel.de/uploads/media/gewichte_toleranzen_nahtlose_dickwandrohre_102011.pdf). Letzter Zugriff am 12.06.2013.

- [33] LUTZ, T. und S. WAGNER: *NUMERICAL SHAPE OPTIMIZATION OF NATURAL LAMINAR FLOW BODIES*. Research Report, Institute of Aerodynamics and Gasdynamics, University of Stuttgart Stuttgart, Germany, 1998.
- [34] MARTEN, D. und J. WENDLER: *QBlade Guidelines*. Online: <http://qblade.de.to/>, January 2013. Letzter Zugriff am 05.07.2013.
- [35] MINISTERIUM FÜR LANDWIRTSCHAFT, UMWELTSCHUTZ UND RAUMORDNUNG DES LANDES BRANDENBURG: *Abwasserentsorgung in Brandenburg*. Online: [http://www.mugv.brandenburg.de/cms/media.php/lbm1.a.3310.de/werte\\_03.pdf](http://www.mugv.brandenburg.de/cms/media.php/lbm1.a.3310.de/werte_03.pdf), 2003. Letzter Zugriff am 05.07.2013.
- [36] NITSCHE, W.: *Aerodynamik I, Skript zum Sommersemester 2010*. Institut für Luft- und Raumfahrt, Technische Universität Berlin, 2010.
- [37] PFLEIDERER, C. und H. PETERMANN: *Strömungsmaschinen*. Springer Verlag, Heidelberg, 7. Aufl., 2004.
- [38] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG & Co. KG: *Online Berechnungstool*. Online: <http://medias.schaeffler.de/medias/de!hp.ec.br.pr2/;biGYyxph7ny4?mode=calc>. Letzter Zugriff am 07.07.2013.
- [39] SWISS COMPOSITE: *Faserverbund-Werkstoffdaten*. Online: <http://www.swiss-composite.ch/pdf/i-Werkstoffdaten.pdf>. Letzter Zugriff am 12.06.2013.
- [40] TANGLER, J. und D. SOMERS: *NREL Airfoil Families for HAWTs*. Research Report, National Renewable Energy Laboratory, 1617 Cole Boulevard Golden, Colorado 80401-3393, 1995.
- [41] TECHNISCHE UNIVERSITÄT DRESDEN: *Bemessung und Betrieb von Abwasserpumpstationen*. Online: [http://tu-dresden.de/die\\_tu\\_dresden/fakultaeten/fakultaet\\_forst\\_geo\\_und\\_hydrowissenschaften/fachrichtung\\_wasserwesen/isiw/sww/lehre/dateien/aweIII/awe3\\_ss2011/awe3\\_pumpen.pdf](http://tu-dresden.de/die_tu_dresden/fakultaeten/fakultaet_forst_geo_und_hydrowissenschaften/fachrichtung_wasserwesen/isiw/sww/lehre/dateien/aweIII/awe3_ss2011/awe3_pumpen.pdf). Letzter Zugriff am 07.07.2013.
- [42] THOMAS DEUTSCHLÄNDER, C. D.: *Auswertung regionaler Klimaprojektionen für Deutschland hinsichtlich der Änderung des Extremverhaltens von Temperatur, Niederschlag und Windgeschwindigkeit*. Deutscher Wetterdienst, 2012.

## A. Tabellen und Datenblätter

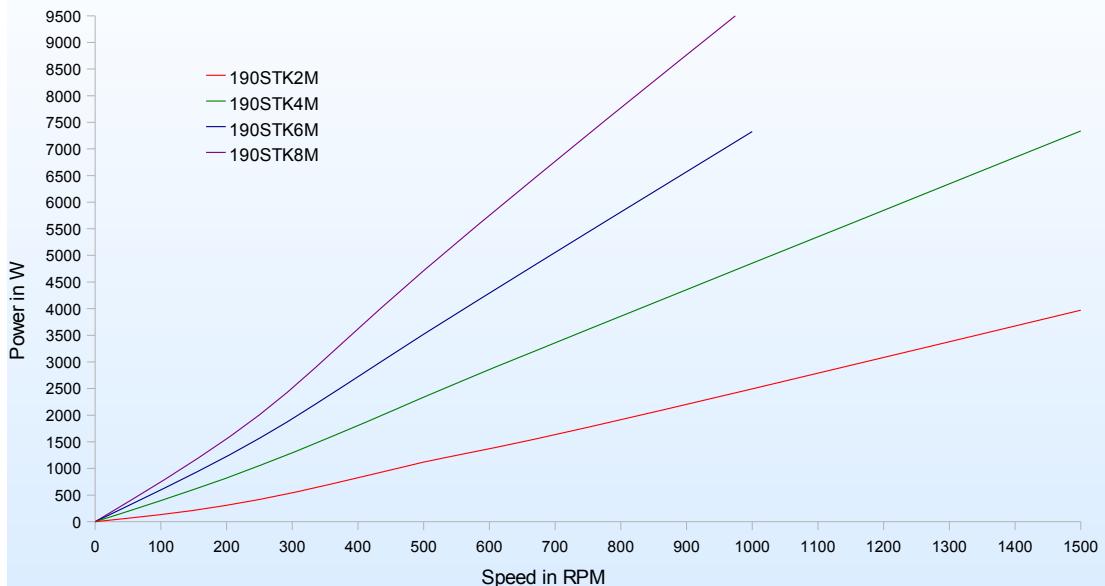
### A.1. Technische Daten der untersuchten Alxion-Generatoren

## TECHNICAL CHARACTERISTICS 190 STK ALTERNATORS

*See also the curves of Voltage, Torque, Efficiency vs Speed*

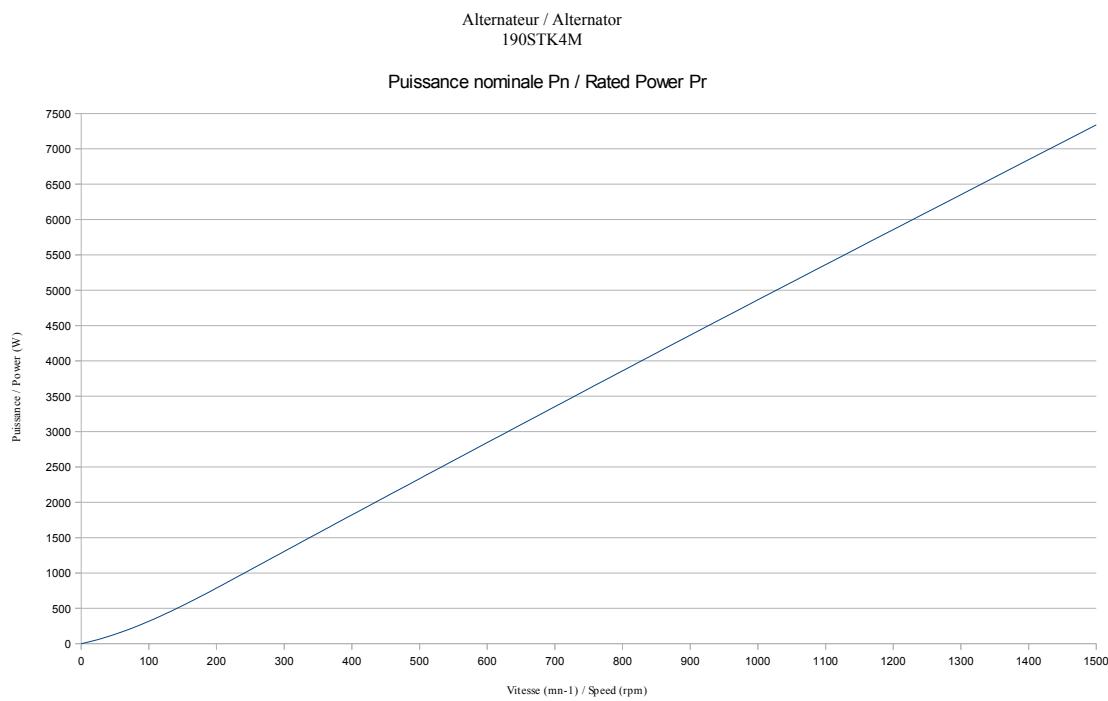
		Rpm	500	1500	500	1500	500	1000	500	1000
Rated Power at Rated speed	Rated power (1)(2)	W	1118	3972	2337	7339	3519	7325	4713	9757
	Input torque at rated speed(1)(2)	N.m	27.2	30.9	54.3	53.1	80.7	79.9	107.3	106.1
	Efficiency at rated power (1)(2)	%	79	85	83	88	84	87	84	88
	Current at rated power (1)	Amps	2.8	11.1	5.7	19.5	8.6	17.8	11.4	25.6
	Voltage at rated power (1)(2)(3)	V	244	229	249	234	251	253	252	235
Rated Power at Half speed	Rated Power at half speed (1)(2)	W	416	1773	1051	3608	1565	3519	2005	4713
	Input torque at half speed (1)(2)	N.m	21.8	31	54.4	53.8	81.5	80.7	98.2	107.3
	Efficiency at half speed (1)(2)	%	73	83	71	86	74	84	78	84
	Number of poles (number of pairs of poles)						12 (6)			
	Cogging torque	N.m	0.5		0.9		1.3		1.7	
	Phase resistance at 20°C	Ohm	8.82	0.84	3.03	0.27	1.82	4.42	1.23	0.24
	Phase inductance (5)	mH	83.8	8.3	40.8	3.5	25	6.3	20.4	4.1
	Voltage at no load (back emf) at 20°C (4)	V	357	334	352	308	357	337	352	313
	Rotor inertia	10 <sup>-3</sup> Kg.m <sup>2</sup>	4.12		7.5		10.88		14.26	
	Weight	Kg	13		22		31		40	
	Power cable square section (6)	mm <sup>2</sup>	4x1.5		4x1.5	4x2.5	4x1.5	4x2.5	4x1.5	4x4
	Power cable diameter	mm	Ø8		Ø8	Ø9.6	Ø8	Ø9.6	Ø8	Ø11.1

Alternator 190STK Power - Speed



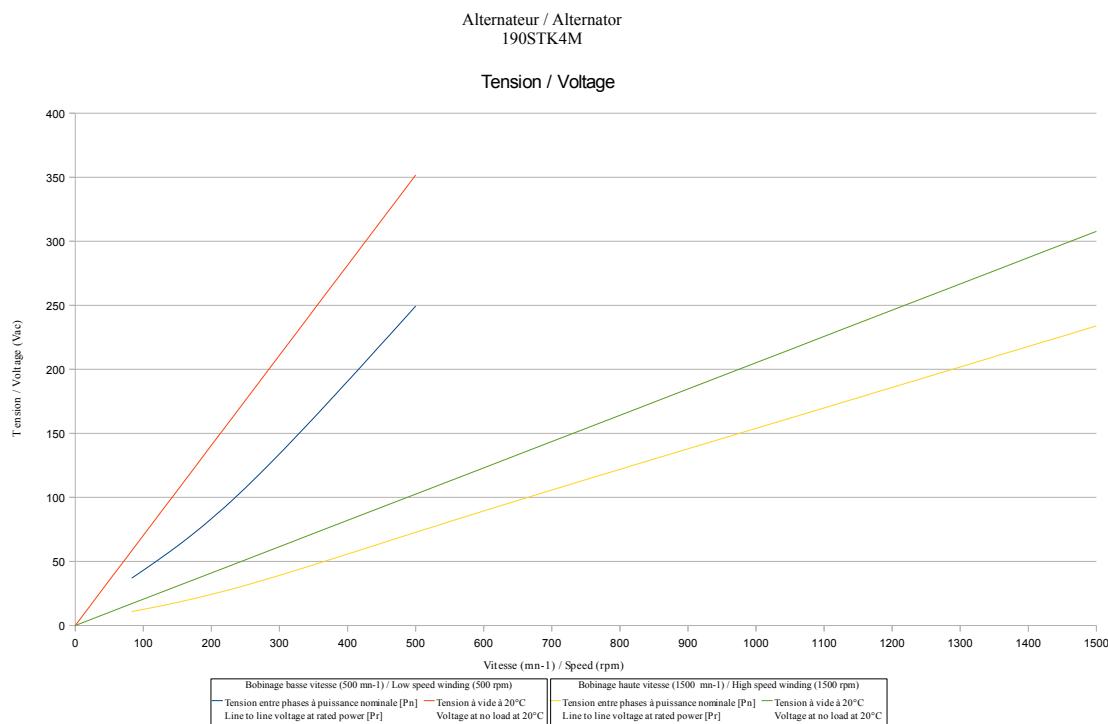
- (1) Ambient temperature 40°C  
Wind speed 10 m/s cooling the housing  
Winding temperature rise < 100°C  
Stator housing in contact with the ambient air or integral on all its peripheral area with a metallic armature in contact with the ambient air  
Stator housing secured on a metallic frame getting an area equal to twice the cross section of the housing
- (2) Operation in sine wave mode with unity power factor  
(3) Line to line voltage. Voltage level may be adapted according to the application; please contact us  
(4) Line to line voltage, alternator at no load, rated speed and at 20°C  
(5) For current at rated power  
(6) For currents lower than 53 Amps, one cable  
For currents over 53 Amps, four single wires output (highlighted in the table)

**ALXION**  
**Automatique**  
**& Productique**



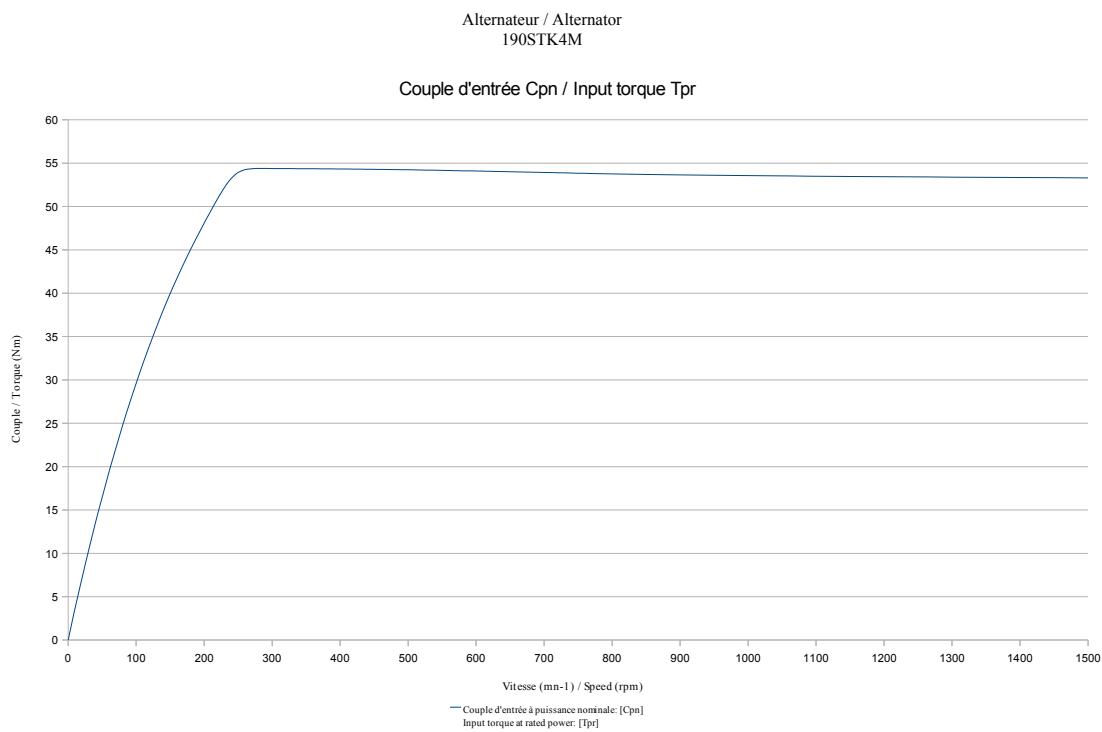
**ALXION** se réserve le droit de modifier toutes les données sans préavis. Pour plus d'information consulter notre site, internet: [www.alxion.com](http://www.alxion.com), ainsi que notre Note d'application sur les Kits d'Alternateurs STK pour entraînement direct d'éoliennes.  
**ALXION** keeps the right to modify all data without prior notice. For more information, consult our web site: [www.alxion.com](http://www.alxion.com), and our application note related to ALXION STK permanent magnets brushless alternators for direct drive of wind turbines

Edition du 02/11/2010



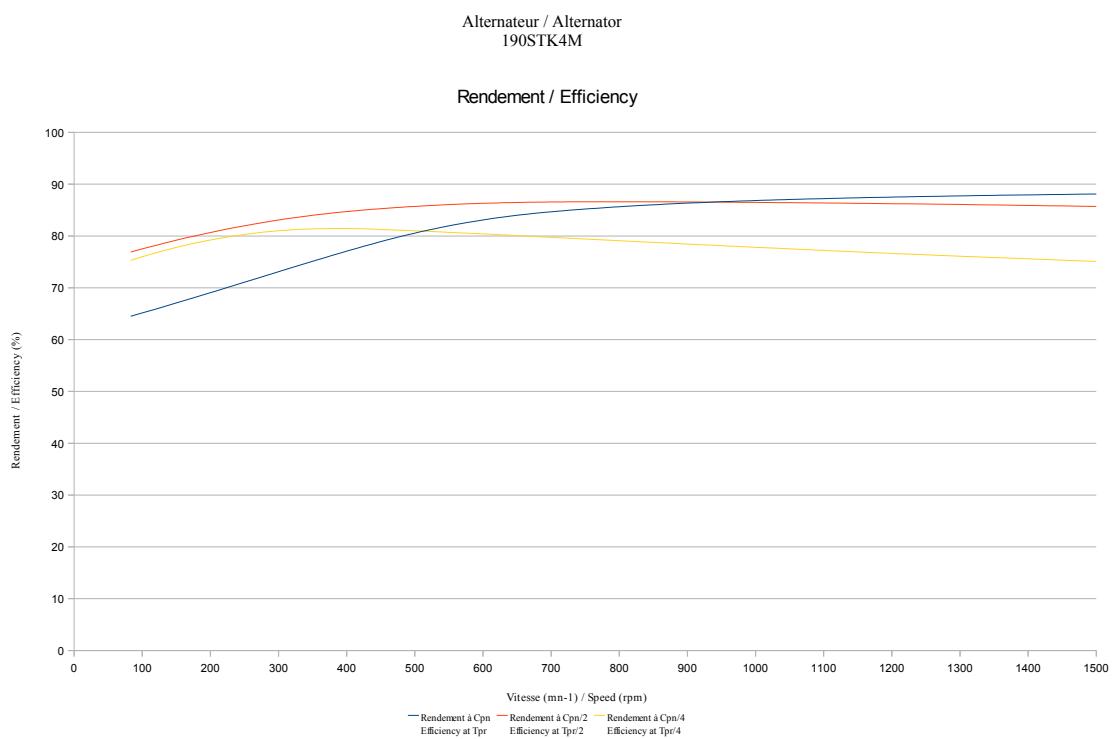
**ALXION** se réserve le droit de modifier toutes les données sans préavis. Pour plus d'information consulter notre site, internet: [www.alxion.com](http://www.alxion.com), ainsi que notre Note d'application sur les Kits d'Alternateurs STK pour entraînement direct d'éoliennes.  
**ALXION** keeps the right to modify all data without prior notice. For more information, consult our web site: [www.alxion.com](http://www.alxion.com), and our application note related to ALXION STK permanent magnets brushless alternators for direct drive of wind turbines

Edition du 02/11/2010



**ALXION** se réserve le droit de modifier toutes les données sans préavis. Pour plus d'information consulter notre site, internet: [www.alxion.com](http://www.alxion.com), ainsi que notre Note d'application sur les Kits d'Alternateurs STK pour entraînement direct d'éoliennes.  
**ALXION** keeps the right to modify all data without prior notice. For more information, consult our web site: [www.alxion.com](http://www.alxion.com), and our application note related to ALXION STK permanent magnets brushless alternators for direct drive of wind turbines

Edition du 02/11/2010



**ALXION** se réserve le droit de modifier toutes les données sans préavis. Pour plus d'information consulter notre site, internet: [www.alxion.com](http://www.alxion.com), ainsi que notre Note d'application sur les Kits d'Alternateurs STK pour entraînement direct d'éoliennes.  
**ALXION** keeps the right to modify all data without prior notice. For more information, consult our web site: [www.alxion.com](http://www.alxion.com), and our application note related to ALXION STK permanent magnets brushless alternators for direct drive of wind turbines

Edition du 02/11/2010

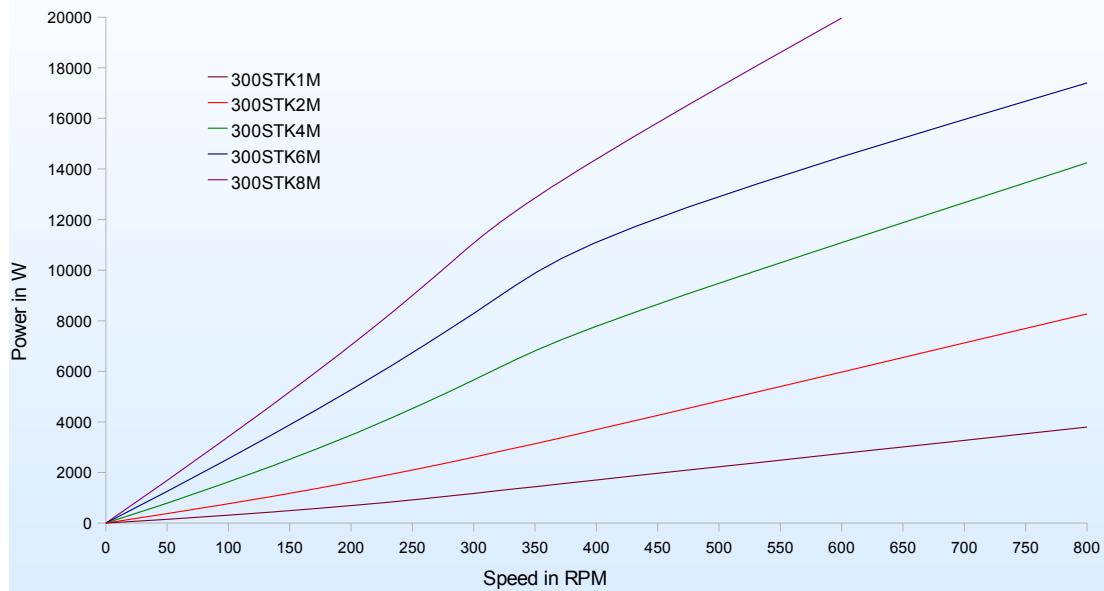
## TECHNICAL CHARACTERISTICS

### 300 STK ALTERNATORS

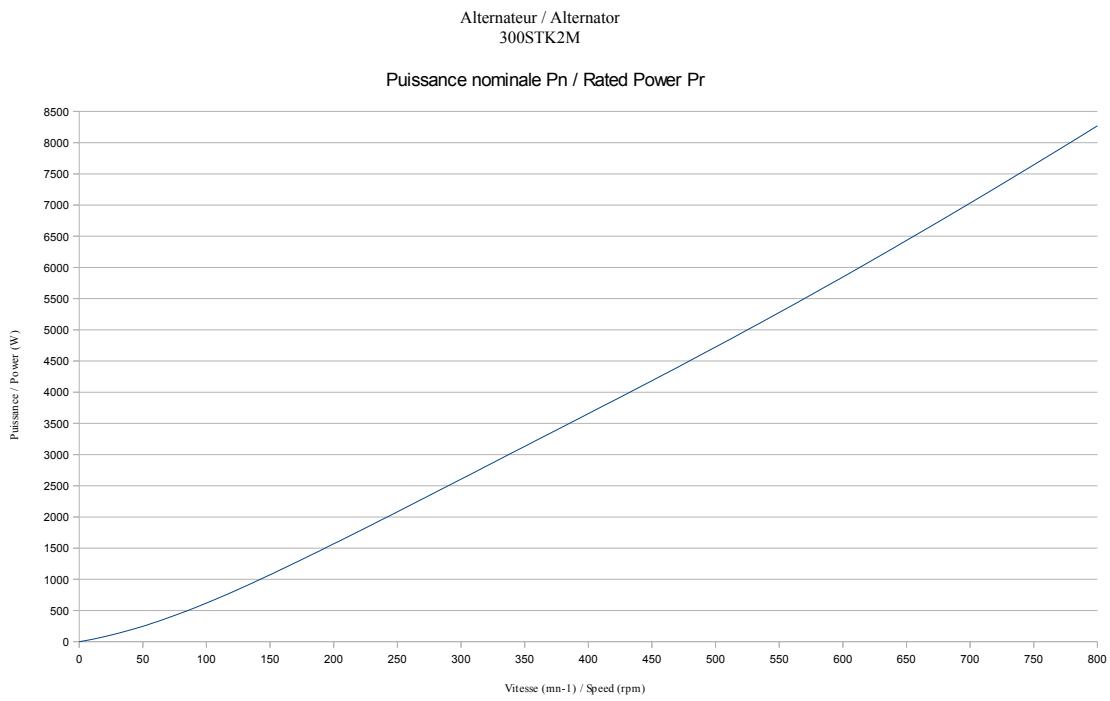
*See also the curves of Voltage, Torque, Efficiency vs Speed*

		300STK1M		300STK2M		300STK4M		300STK6M		300STK8M	
Rated speed	Rpm	350	800	350	800	350	800	350	800	350	600
Rated Power at Rated speed	Rated power (1)(2)	W	1444	3793	3141	8270	6858	14240	9782	17399	13201
	Input torque at rated speed(1)(2)	N.m	52.5	52.4	104	111	225	187	310	226	415
	Efficiency at rated power (1)(2)	%	75	87	82	89	84	92	87	92	87
	Current at rated power (1)	Amps	3.7	9.9	7.3	19.2	16.8	34.2	23.6	42.9	30.4
	Voltage at rated power (1)(2)(3)	V	232	230	255	258	242	251	247	247	258
Rated Power at Half speed	Rated Power at half speed (1)(2)	W	496	1706	1276	3665	2688	7985	4333	11700	5853
	Input torque at half speed (1)(2)	N.m	40.5	52.4	99	104.5	186	225	310	309	415
	Efficiency at half speed (1)(2)	%	67	78	71	84	78	85	77	88	77
	Number of poles (number of pairs of poles)							24 (12)			
	Cogging torque	N.m	0.5		1		2		3		4
	Phase resistance at 20°C	Ohm	8.75	1.24	2.87	0.51	0.97	0.15	0.53	0.08	0.4
	Phase inductance (5)	mH	33.4	4.8	17.3	3	8.1	1.25	5.2	0.75	4.1
	Voltage at no load (back emf) at 20°C (4)	V	329.0	284.0	335.0	316.0	323.0	289.0	311.0	277	323
	Rotor inertia	$10^{-3}$ Kg.m <sup>2</sup>	26.4		52.7		105.5		158.2		211
	Weight	Kg	11.5		18		31		44		57
	Power cable square section (6)	mm <sup>2</sup>	4x1.5		4x1.5	4x2.5	4x1.5	4x6	4x4	4x10	4x4
	Power cable diameter	mm	Ø8		Ø8	Ø9.6	Ø8	Ø13.4	Ø11.1	Ø16.7	Ø11.1

**Alternator 300STK Power - Speed**

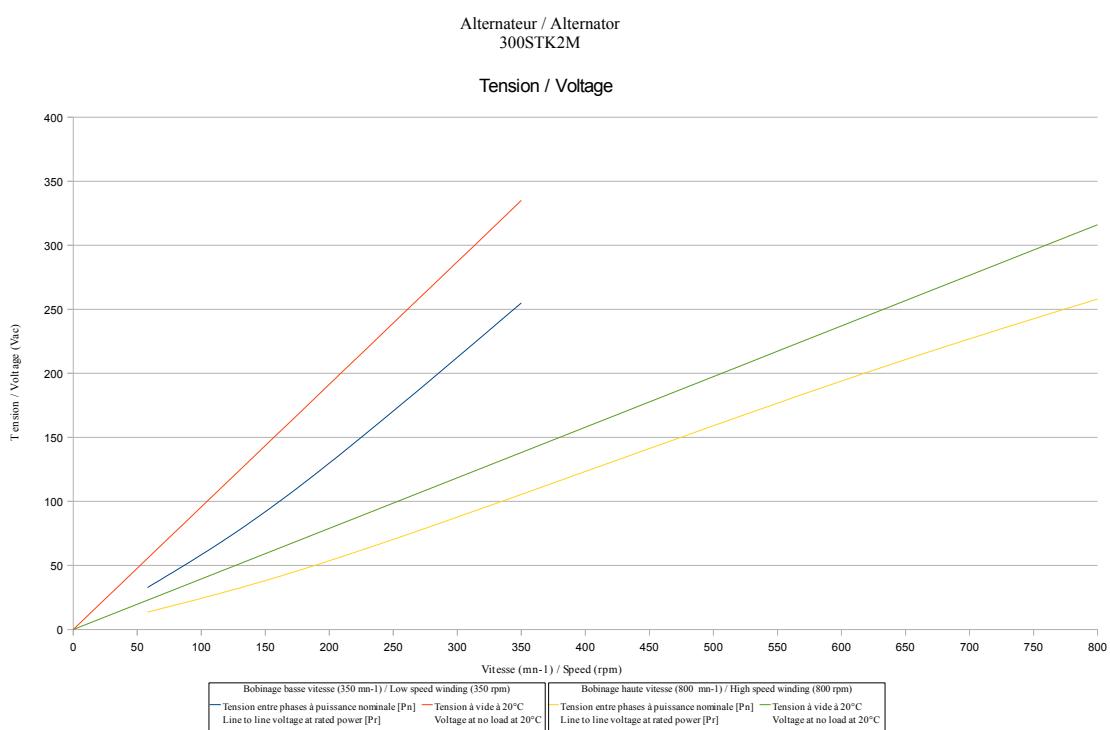


- (1) Ambient temperature 40°C
- Wind speed 10 m/s cooling the housing
- Winding temperature rise < 100°C
- Stator housing in contact with the ambient air or integral on all its peripheral area with a metallic armature in contact with the ambient air
- Stator housing secured on a metallic frame getting an area equal to twice the cross section of the housing
- (2) Operation in sine wave mode with unity power factor
- (3) Line to line voltage. Voltage level may be adapted according to the application; please contact us
- (4) Line to line voltage, alternator at no load, rated speed and at 20°C
- (5) For current at rated power
- (6) For currents lower than 53 Amps, one cable
- For currents over 53 Amps, four single wires output (highlighted in the table)



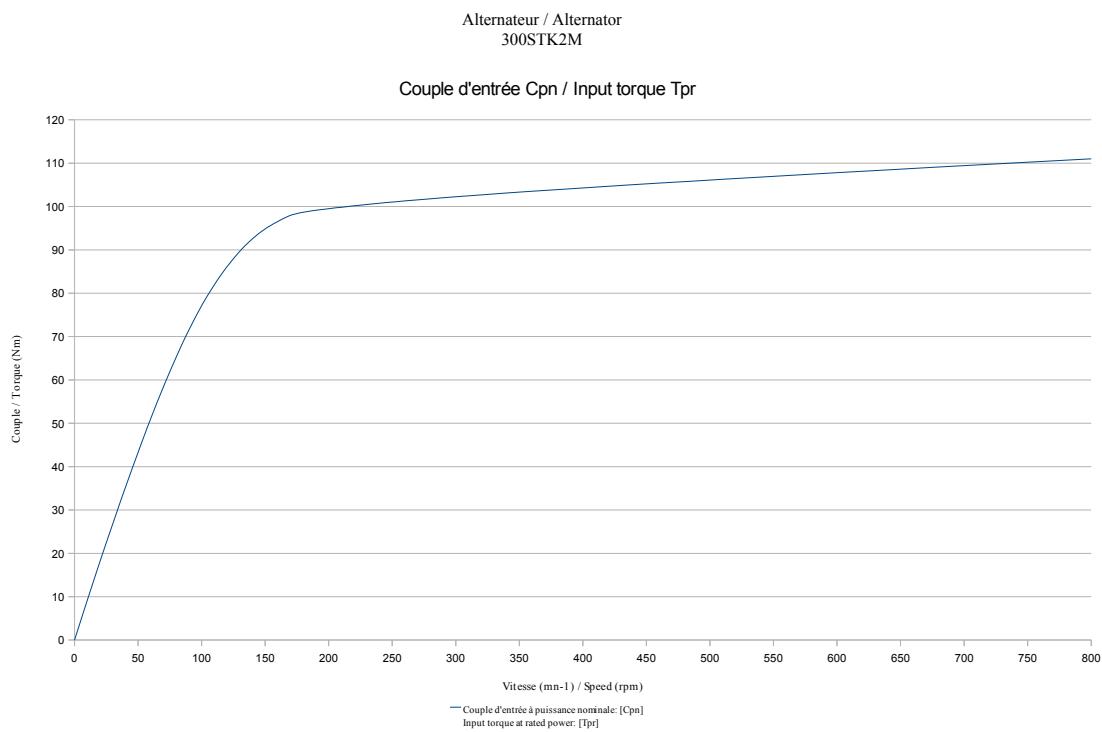
**ALXION** se réserve le droit de modifier toutes les données sans préavis. Pour plus d'information consulter notre site, internet: [www.alxion.com](http://www.alxion.com), ainsi que notre Note d'application sur les Kits d'Alternateurs STK pour entraînement direct d'éoliennes.  
**ALXION** keeps the right to modify all data without prior notice. For more information, consult our web site: [www.alxion.com](http://www.alxion.com), and our application note related to ALXION STK permanent magnets brushless alternators for direct drive of wind turbines

Edition du 02/11/2010



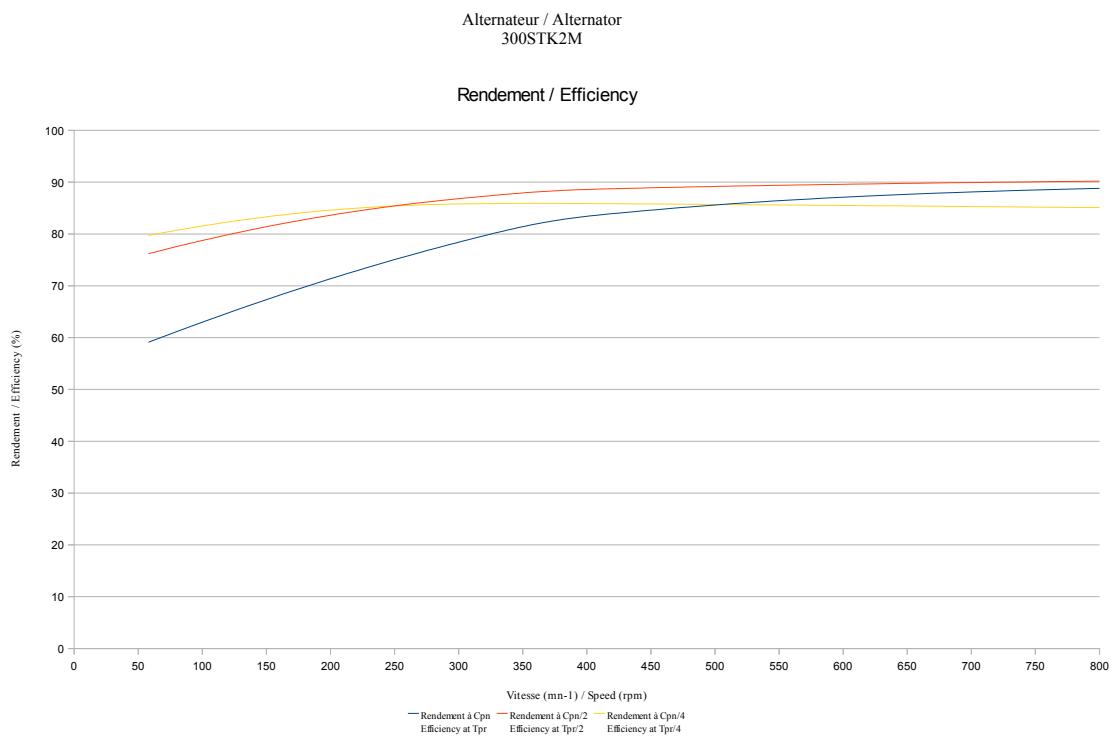
**ALXION** se réserve le droit de modifier toutes les données sans préavis. Pour plus d'information consulter notre site, internet: [www.alxion.com](http://www.alxion.com), ainsi que notre Note d'application sur les Kits d'Alternateurs STK pour entraînement direct d'éoliennes.  
**ALXION** keeps the right to modify all data without prior notice. For more information, consult our web site: [www.alxion.com](http://www.alxion.com), and our application note related to ALXION STK permanent magnets brushless alternators for direct drive of wind turbines

Edition du 02/11/2010



**ALXION** se réserve le droit de modifier toutes les données sans préavis. Pour plus d'information consulter notre site, internet: [www.alxion.com](http://www.alxion.com), ainsi que notre Note d'application sur les Kits d'Alternateurs STK pour entraînement direct d'éoliennes.  
**ALXION** keeps the right to modify all data without prior notice. For more information, consult our web site: [www.alxion.com](http://www.alxion.com), and our application note related to ALXION STK permanent magnets frameless alternators for direct drive of wind turbines.

Edition du 02/11/2010

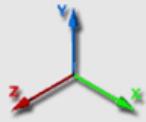


**ALXION** se réserve le droit de modifier toutes les données sans préavis. Pour plus d'information consulter notre site, internet: [www.alxion.com](http://www.alxion.com), ainsi que notre Note d'application sur les Kits d'Alternateurs STK pour entraînement direct d'éoliennes.  
**ALXION** keeps the right to modify all data without prior notice. For more information, consult our web site: [www.alxion.com](http://www.alxion.com), and our application note related to ALXION STK permanent magnets frameless alternators for direct drive of wind turbines.

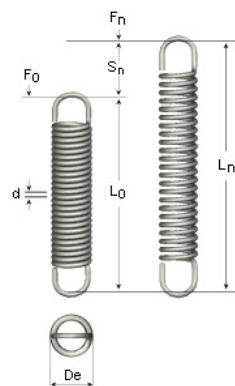
Edition du 02/11/2010

## A.2. Technische Daten der verwendeten Zugfeder

**SODEMANN**  
INDUSTRIFJEDRE A/S



Extension springs Serie A Music wire Ø2,80 - 5,00



Stock number

33360

Type

Extension Spring A 33360



Material	DIN 17223 C wire W. nr. 1.1200
d Wire	5.00
De External diameter	55.00
L0 Free Length	277.00
Ln Max loaded length	639.00
sn Max travel	362.00
Fn Max force	543.00
F0 Prestress	79.64
R Constant N/mm	1.28

Created: 2013-06-16 11:02:46

Address:

Sodemann Industrifjedre A/S  
Industrivej 21  
DK-8260 VIBY J  
Denmark

Phone:  
Fax:  
Web:

0045 86 72 00 99  
0045 86 29 97 86  
www.fjedre.dk, www.fjadra.se, www.jouset.com,  
www.fjaer.net, www.industrial-springs.com

### A.3. Wechselrichter - Datenblatt



**Phoenix Inverter  
24/5000**

#### SinusMax – Spitzentechnik

Die Phoenix Wechselrichter-Baureihe wurde für den gewerblichen Einsatz entwickelt; sie eignet sich für eine Vielzahl von Anwendungen. Die Entwicklung zielte kompromisslos auf einen Wechselrichter mit sauberem Sinusausgang bei hohem Wirkungsgrad. Durch Anwendung neuester Hybrid-HF-Technik war es möglich ein Qualitätsprodukt mit kompakten Abmessungen bei geringem Gewicht vorzustellen, das jede gewünschte Leistung problemlos abgeben kann.

#### Höchste Startleistung

Ein wesentliches Merkmal der SinusMax Technologie ist die besonders hohe Startleistung. Mit konventioneller HF-Technik ist das nicht möglich. Phoenix Wechselrichter sind in der Lage die hohen Anlaufströme z.B. von Kühlkompressoren, Werkzeugmotoren und ähnlichem zu verkräften.

#### Pрактиk unbegrenzte Leistung durch Parallel-Schaltung und Drei-Phasenbetrieb

Bis zu sechs Wechselrichter-Einheiten können zur Leistungssteigerung parallel geschaltet werden. Sechs 24/5000 Einheiten können z.B. 24kW / 30kVA Leistung abgeben. Ein Drei-Phasenbetrieb ist auch möglich.

#### Lastumschaltung auf andere Wechselstromquellen: Der automatische Lastumschalter

Bei kleineren Leistungen empfehlen wir den Filax Automatik-Umschalter. Computer und andere empfindliche elektronische Geräte können damit praktisch unterbrechungsfrei weiterbetrieben werden, da die Schaltzeiten sehr kurz (unter 20 msec) sind.

#### Computer Schnittstellen

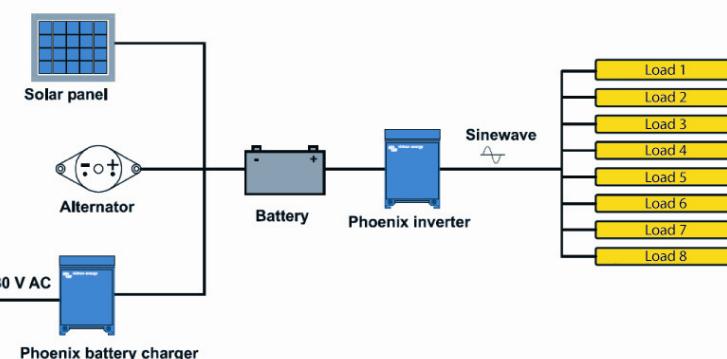
Alle Modelle haben einen RS-485 Zugang. Sie benötigen lediglich unser MK2 Interface (siehe auch unter Zubehör). Diese Schnittstelle übernimmt die galvanische Trennung zwischen der Wechselrichter und dem Computer und konvertiert von RS-485 auf RS-232. Ein RS-232 zu USB Konvertierungskabel ist ebenfalls erhältlich. Mit unserer VEConfigure Software, die kostenlos von unserer Website [www.victronenergy.com](http://www.victronenergy.com), herunterladbar ist, können die Wechselrichter bedarfsgemäß angepasst werden. Hierzu gehört die Ausgangsspannung und Frequenz, die oberen und unteren Spannungsgrenzen und die Programmierung des Relais. Das Relais kann z.B. zur Erzeugung von Signalen bei speziellen Situationen oder aber auch zum Start eines Generators genutzt werden. Die Wechselrichter können auch an VENet, das innovative Leistung Überwachungs-Netzwerk von Victron Energy, oder anderen rechnergestützten Regelungs- und Überwachungssystemen genutzt werden.

#### Neuartige Anwendungen von Hochleistungs-Wechselrichtern

Die Möglichkeiten mit parallel geschalteten Wechselrichtern sind tatsächlich erstaunlich. Vorschläge, Beispiele und Kapazitätsberechnungen können Sie in unserem Buch "Immer Strom" nachlesen. (Kostenfrei erhältlich bei Victron Energy und herunterladbar von [www.victronenergy.com](http://www.victronenergy.com)).



**Phoenix Inverter Compact  
24/1600**



## A.4. Wechselrichter - Datenblatt

Phoenix Wechselrichter	C12/1200 C24/1200	C12/1600 C24/1600	C12/2000 C24/2000	12/3000 24/3000 48/3000	24/5000 48/5000			
Parallel und 3 Phasen Betrieb	Ja							
<b>INVERTER</b>								
Bereich Eingangsspannung (V DC)			9,5 – 17V	19 – 33V	38 – 66V			
Ausgang			Ausgang: 230V ± 2% Frequenz: 50 Hz ± 0,1% (1)					
Ausgangsdauerleistung bei 25 °C (VA) (2)	1200	1600	2000	3000	5000			
Ausgangsdauerleistung bei 25 °C (W)	1000	1300	1600	2500	4500			
Ausgangsdauerleistung bei 40 °C (W)	900	1200	1450	2200	4000			
Peak power (W)	2400	3000	4000	6000	10000			
Max. efficiency 12 / 24 / 48 V (%)	92 / 94	92 / 94	92 / 92	93 / 94 / 95	94 / 95			
Zero-load power 12 / 24 / 48 V (W)	8 / 10	8 / 10	9 / 11	15 / 15 / 16	25 / 25			
Zero-load power in AES mode (W)	5 / 8	5 / 8	7 / 9	10 / 10 / 12	20 / 20			
Zero-load power in Search mode (W)	2 / 3	2 / 3	3 / 4	4 / 5 / 5	5 / 6			
<b>ALLGEMEIN</b>								
Programmierbares Relais (3)			Ja					
Schutz (4)			a - g					
VE.Bus Schnittstelle	Bei Parallelschaltungen und Drei-Phasen-Betrieb, Fernüberwachung und Systemintegration							
Ferngesteuerter Ein-/Aus-Schalter			Ja					
Gemeinsame Merkmale	Bereich Betriebstemperatur: -20 bis +50°C (Lüfter-Kühlung) Feuchte (nicht kondensierend): max 95%							
<b>GEHÄUSE</b>								
Gemeinsame Merkmale	Material & Farbe: aluminium (blau Ral 5012)		Schutzart: IP 21					
Batterie Anschluss	Batteriekabel von 1.5 meter mitgeliefert		M8 bolzen	2+2 M8 bolzen				
230 V AC-Anschluss	G-ST18i Stecker		Federklemme	Schraub-Anschluss				
Gewicht (kg)	10		12	18	30			
Abmessungen (hxwd in mm)	375x214x110		520x255x125	362x258x218	444x328x240			
<b>STANDARDS</b>								
Sicherheit	EN 60335-1							
Emission / Immunity	EN 55014-1 / EN 55014-2							
Automobil-Richtlinie	2004/104/EC	2004/104/EC		2004/104/EC				
1) Kann auch auf 60Hz und 240V eingestellt werden 2) Spitzenfaktor bei nichtlinearer Belastung 3:1 3) Programmierbares Relais für allgemeinen Alarm, Gleichstrom-Unterspannung, und Generatorstart-Signal (MK2 Schnittstelle und VE Configure Software erforderlich) Start/Stop: Wechselstrom: 230V/4A Gleichstrom: 4A bei bis zu 35VDC, 1A bei 60VDC	4) Schutz/Sicherheit a) Kurzschluss am Ausgang b) Überlastung c) Batterie-Spannung zu hoch d) Batteriespannung zu niedrig e) Temperatur zu hoch f) 230 V AC am Wechselrichter Ausgang g) Zu hohe Brummspannung am Eingang							



### Phoenix Inverter Kontrolle

Dieses Panel ist für Modelle mit RS-485 Datenschnittstellen vorgesehen. Es kann auch bei Phoenix Multi zur Lastumschaltung bei deaktivierter Lader-Funktion verwendet werden. Nächts wird die LED-Helligkeit automatisch reduziert.

### Computergesteuerter Betrieb und Überwachung

Es sind mehrere Schnittstellen verfügbar:  
- MK2.2 VE.Bus zu RS232-Konverter

Lässt sich an den RS232-Port eines Computers anschließen (siehe 'A guide to VEConfigure' [Leitfaden zu VEConfigure])

- MK2-USB VE.Bus zu USB-Konverter

Lässt sich an einen USB-Port anschließen (siehe 'A guide to VEConfigure' [Leitfaden zu VEConfigure])

- VE.Net zu VE.Bus-Konverter

Schnittstelle zu VE.Net (siehe VE.Net Dokumentation)

- VE.Bus zu NMEA 2000-Konverter

- VE.Bus zu E-PLEX-Konverter

- Victron Global Remote

Das Global Remote ist ein Modem, das Alarne, Warnmeldungen und Berichte über den Systemstatus per Textnachricht (SMS) an Mobiltelefone sendet. Es kann außerdem Daten von Victron-Batterie-Wächtern, Multis, Quattros und Wechselrichtern protokollieren und über eine GPRS-Verbindung an eine Website senden. Der Zugang zu dieser Website ist kostenlos.

- Victron Global Remote

Zum Anschluss an das Ethernet.



### BMV Battery Monitor

Der Batterie-Monitor BMV bedient sich eines intelligenten mikroprozessorgesteuerten Messsystems, mit dem die Batteriespannung und der Lade-/Entladestrom mit hoher Präzision gemessen und gespeichert werden. Mit komplexen Algorithmen – wie z. B. der Peukert-Formel – wird der aktuelle Ladezustand der Batterie bestimmt. Der BMV zeigt wahlweise die Batteriespannung, den Strom, verbrauchte A-Stunden und Restlaufzeit an. Der Monitor speichert eine Vielzahl von Daten und Ereignissen bezüglich er Leistung und der Batterienutzung.

Es sind verschiedene Modelle verfügbar (siehe auch Batterie-Monitor-Dokumentation).

## A.5. Pumpe - Datenblatt

### Kompaktdatenblatt



Kunden-Pos.-Nr.:

Bestell-Datum:

Bestellnummer:

Menge: 1

Nummer: ES 2391636

Positionsnr.:200

Datum: 08.06.2013

Seite: 3 / 5

**KRTK 40-250/52UG-S**

Versions-Nr.: 1

	<b>Werkstoffe G</b> Pumpengehäuse (101) Grauguss JL1040 Druckdeckel (163) Grauguss JL1040 Welle (210) Chrom-Stahl Laufrad (230) 1.4021+QT800 Grauguss JL1040
	<b>Betriebsdaten</b> Fördermedium Abwasser, kommunal ungegereinigt Chemisch und mechanisch die Werkstoffe nicht angreifend
	Umgebungslufttemperatur 20,0 °C Temperatur Fördermedium 20,0 °C Förderstrom 29,00 m³/h Förderhöhe 30,00 m Wirkungsgrad 54.3 % Leistungsbedarf 4,50 kW Pumpendrehzahl 2910 1/min Ausführung Einzelpumpe 1 x 100 %
	<b>Antrieb, Zubehör</b> Antriebstyp Elektromotor Frequenz 50 Hz Betriebsspannung 400 V Motorbemessungsleist. P2 5,00 kW vorhandene Reserve 11,16 % Motornennstrom 10,4 A Anlaufstromverhältnis IA/IN 5,8 Wärmeklasse F nach IEC 34-1 Motorschutzart IP68 Temperaturfühler Bimetallschalter 2x Wicklung 400 / 690 V Einschaltart Direkt/Stern-Dreieck möglich Gummischlauchleitung Leitungsausführung 10,00 m
<b>Ausführung</b>	
Ausführung	Blockbauweise, Tauchmotor
Aufstellart	Vertikal
Aufstellart Saugflansch Pumpe (DN1)	unbearbeitet
Aufstellart Druckflansch Pumpe (DN2)	DN 40 / PN 16 / gebohrt nach EN 1092-2
Wellendichtung	2 GLRD in Tandemanordnung mit Ölvorlage
Typ	MG
Werkstoffcode	SIC/SIC/NBR
Laufradform	Radiales geschl. Mehrkanalrad (K)
Laufraddurchmesser	164,0 mm
Freier Durchgang	15,0 mm
Drehrichtung von Antriebsseite	Rechts im Uhrzeigersinn
<b>Aufstellteile</b>	
Aufstellungart	stationär mit Seilführung
Lieferumfang	Pumpe mit Aufstellteilen
Einbautiefe	4,50 m
Werkstoffkonzept	G
<b>Fußkrümmer</b>	
Druckflansch Fußkrümmer (DN2 / DN3)	DN 40 / 50 gebohrt nach EN
Größe / Werkstoff	DN 40 / 50/Grauguss JL1040
Befestigung	Klebeanker
Halterung	gerade
Halterung	
Größe	DN 40 / 50
Hebekette / -seil	Kette
Werkstoff	CrNiMo-Stahl 1.4404

## B. Weiterführende Berechnungen

### B.1. Abschätzung der Machzahl

Um abwägen zu können, ob der Einfluss der Kompressibilität der Luft bei den Berechnungen berücksichtigt werden muss, wird im Folgenden die maximal erwartete relative Machzahl am Rotorblatt für den Auslegungspunkt, also bei Auslegungsschnellaufzahl  $\lambda_A = 5$  berechnet.

$$Ma_N(\lambda_A) = \frac{w_2}{a} = \frac{\sqrt{v_{1N}^2 + u_{RN}^2}}{a} \quad (B.1)$$

$$Ma_N(\lambda_A) = \frac{\sqrt{v_{1N}^2 + (2\pi n_N R)^2}}{\sqrt{\kappa RT}} \quad (B.2)$$

$$Ma_N(\lambda_A) = 0.10 \quad (B.3)$$

Für derart niedrige Machzahlen kann hinsichtlich der Rotorauslegung eindeutig von der Inkompressibilität der Luft ausgegangen werden.

## B.2. Pumpenwahl

### Pumpenauslegung (Energieertrag)

Anforderungen (Quelle 2):

#### Bemessungsgrundlagen

- Mindestkugeldurchgang für Armaturen, DL und Fördereinrichtung 100 mm,
- ansonsten zusätzliche Schneideeinrichtung notwendig  
→ erhöhte Ablagerung durch zerkleinertes Fördergut möglich
- Mindestgeschwindigkeit von 0,5 m/s bei größerer tgl. Gesamtförderzeit einzuhalten und bei geringerer tgl. Gesamtförderzeit von 1,0 m/s
- Höchstgeschwindigkeit bis 500 m Leitungslänge

Lichte Weite [mm]	Geschwindigkeit [m/s]	Förderstrom [l/s]
80	2,0	10
100	2,0	16
150	2,2	40
200	2,4	75

gegeben:

Dichte von Abwasser (Quelle 1):

$$\rho_A := 1030 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Sicherheitsaufschlag Förderhöhe:

$$S_H := 1.2$$

Geodätische Höhe Buskow (Quelle ?):

$$z_1 := 43\text{m}$$

Geodätische Höhe des Abwassernetzes (Quelle ?):

$$z_2 := 44\text{m}$$

Volumenstrom (Quelle "Ortsteile ohne Abwasseranschluss nahe Neuruppin" Buskow):

$$Q_{\text{ort}} := 0.91 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Länge der Rohrleitung von Pumpe zu Abwassernetz (Quelle "Ortsteile ohne Abwasseranschluss nahe Neuruppin" Buskow):

$$L_1 := 2000\text{m}$$

Tiefe des Schachtpumpwerks:

$$z_{\text{Spw}} := 4\text{m}$$

Fließgeschwindigkeit:

$$v := 1.0 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Minimaler Rohrleitungs durchmesser (DN100):

$$d := 100\text{mm}$$

Viskosität von Wasser (5°) (Quelle 3):

$$\eta := 1.52 \times 10^{-3} \frac{\text{Pa}\cdot\text{s}}{\text{Pa}\cdot\text{s}}$$

Begründung: Außentemperatur

Ladewirkungsgrad der Akkumulatoren:

$$\eta_{\text{Akku}} := 0.6$$

Wirkungsgrad Laderegler:

$$\eta_{\text{LR}} := 0.9$$

Wirkungsgrad Wechselrichter:

$$\eta_{\text{WR}} := 0.95$$

### B.3. Pumpenwahl

Berechnung des (mindest) Pumpenvolumenstrom:

$$\text{Jährliches Fördervolumen: } V_j := Q_{\text{ort}} \cdot 8760 \cdot h = 7971.6 \cdot m^3$$

$$Q_{P\min} := A \cdot v \quad \rightarrow \quad Q_{P\min} := \pi \frac{d^2}{4} \cdot v = 28.2743 \cdot \frac{m^3}{h}$$

Maximale jährliche Betriebszeit:

$$t_j := \frac{V_j}{Q_{P\min}} = 281.9 \cdot h$$

tägliche Förderzeit:

$$tdj := \frac{24 \cdot h \cdot Q_{\text{ort}}}{Q_{P\min}} = 46.3 \cdot \text{min}$$

Berechnung der Anlagenkennlinie:

$$\text{Anlagenkennlinie allg. (Quelle 2): } H_A := z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho_A \cdot g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + H_V$$

Rohrleitungsverluste (Quelle 2 und 4) allg.:

$$H_V := \lambda \cdot \frac{L_1}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Reynoldszahl:

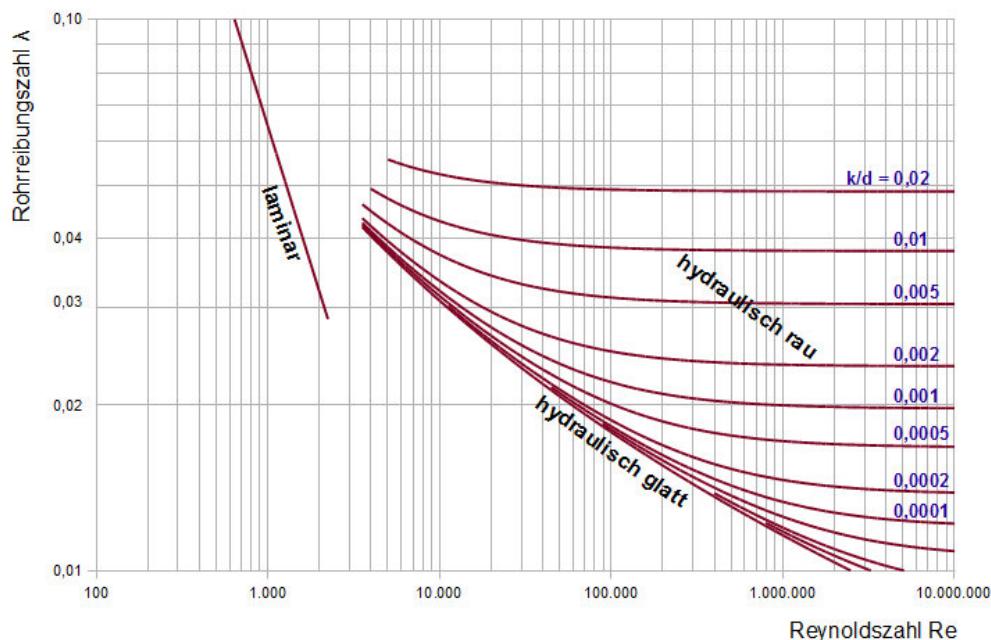
$$R_e := \frac{\rho_A \cdot v \cdot d}{\eta} = 67763$$

weil größer als 2300  
ist die Strömung  
turbulent

$$\text{Rauhigkeitslänge } k: \quad k := 0.007 \text{ mm} \quad \rightarrow \quad \frac{k}{d} = 0.00007$$

Rohreibungszahl ablesen:  $\lambda := 0.019$

Rohreibungsdigramm



(Quelle 4)

## B.4. Pumpenwahl

Rohrleitungsverluste (Quelle 2 und 4):

$$H_V := \lambda \cdot \frac{L_1}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = 19.3746 \text{ m}$$

Verluste durch Armaturen und Formstücke werden nicht berechnet. Zum Ausgleich wird auf die Förderhöhe ein Sicherheitsaufschlag von 20% gemacht.

Benötigte Förderhöhe:

$$H_A := \left( z_2 + z_{Spw} - z_1 + \frac{v^2}{2 \cdot g} + H_V \right) \cdot S_H = 29.3107 \text{ m}$$

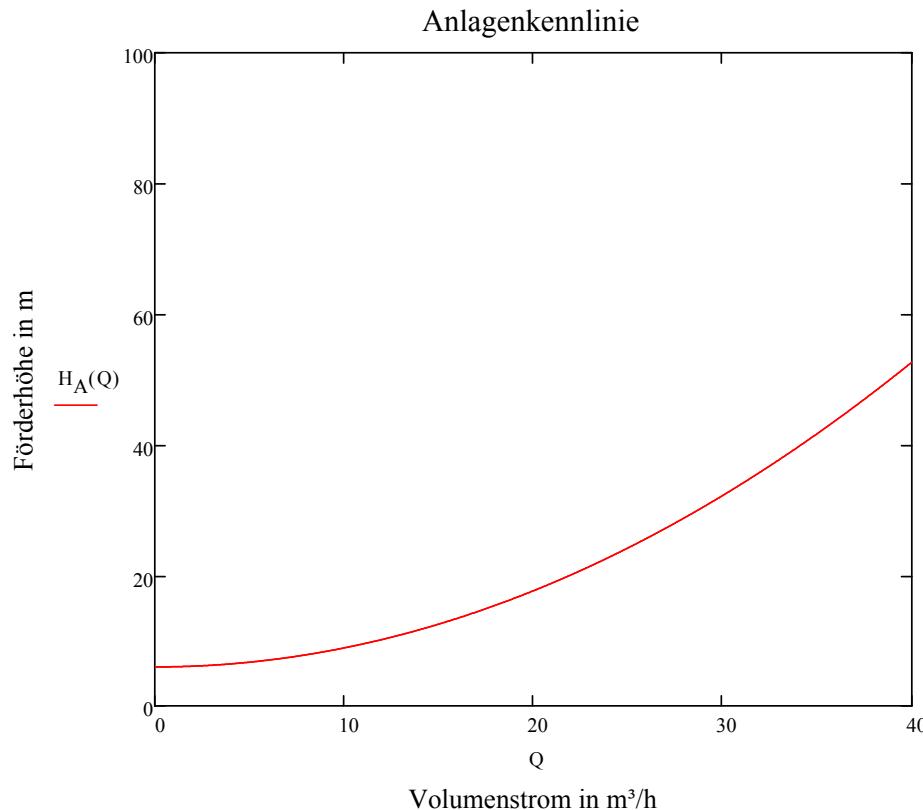
benötigte Pumpenleistung:

$$P_{Pmin} := \rho_A \cdot g \cdot Q_{Pmin} \cdot H_A = 2325 \text{ W}$$

Jährlicher Energieverbrauch:

$$E_P := P_{Pmin} \cdot t_j = 656 \cdot \text{kW} \cdot \text{h}$$

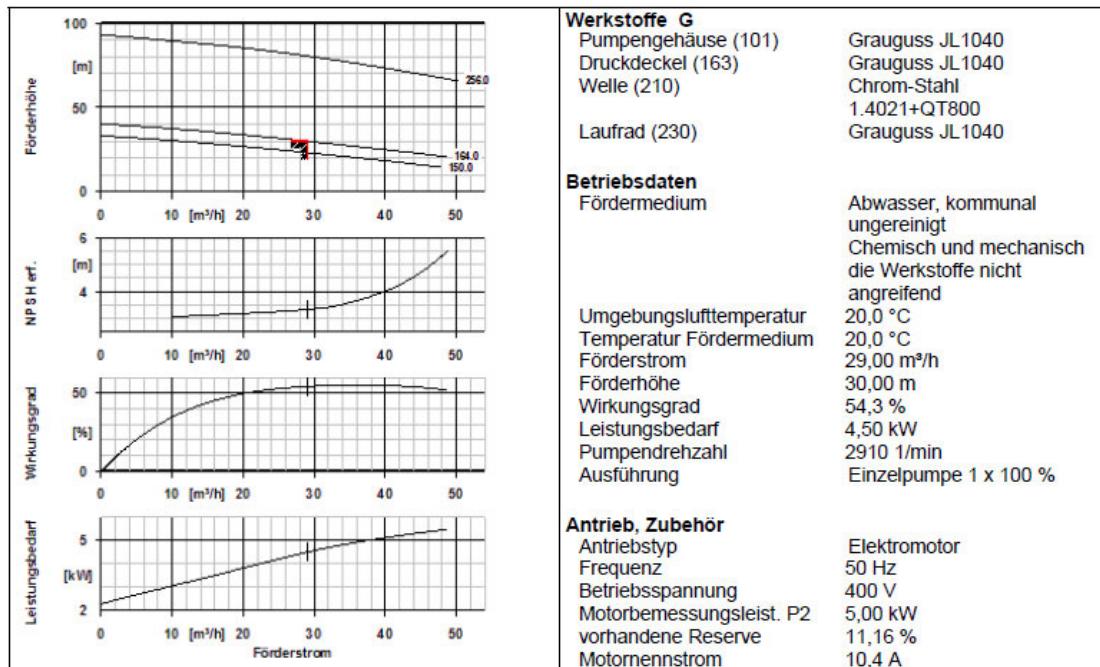
$$H_A(Q) := \left[ z_2 + z_{Spw} - z_1 + \frac{\left( \frac{4Q}{3600 \cdot \pi \cdot d^2} \right)^2}{2 \cdot g} + \lambda \cdot \frac{L_1}{d} \cdot \frac{\left( \frac{4Q}{3600 \cdot \pi \cdot d^2} \right)^2}{2 \cdot g} \right] \cdot S_H$$



## B.5. Pumpenwahl

### Pumpenauswahl und Betriebsparameter:

Hersteller: KSB



Leistungsbedarf am Motor:

$$P_{\text{Motor}} := 4500 \text{ W}$$

Nennvolumenstrom:

$$Q_N := 29 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

jährliche Förderzeit bei Nennvolumenstrom:

$$t_{jN} := \frac{V_j}{Q_N} = 275 \cdot \text{h}$$

tägliche Förderzeit bei Nennvolumenstrom:

$$t_{dN} := \frac{24 \cdot \text{h} \cdot Q_{\text{ort}}}{Q_N} = 45 \cdot \text{min}$$

Jährlich benötigte Energiemenge der Pumpe:

$$E_{JP} := P_{\text{Motor}} \cdot t_{jN} = 1237 \cdot \text{kW} \cdot \text{h}$$

Jährliche vom Generator zu liefernde Energiemenge:

$$E_{JG} := \frac{E_{JP}}{\eta_{\text{Akku}} \cdot \eta_{\text{WR}} \cdot \eta_{\text{LR}}} = 2411,3 \cdot \text{kW} \cdot \text{h}$$

## B.6. Pumpenwahl

### Speicherkapazität des Schachtpumpwerks:

Radius des Schachtpumpwerks:  $r_{Spw} := 3.5\text{m}$

Minimale Resthöhe im Schachtpumpwerk:  $z_R := 0.5\text{m}$

Speichervolumen:  $V_{Spw} := \pi \cdot r_{Spw}^2 \cdot (z_{Spw} - z_R) = 134.6958 \cdot \text{m}^3$

Speicherdauer:  $t_S := \frac{V_{Spw}}{Q_{\text{ort}}} = 6.2 \cdot \text{day}$

Pumpzeit:  $t_{\text{Pump}} := 15\text{min}$

In  $t_{\text{Pump}} = 15\text{-min gefördertes Volumen:}$   $V_{12\text{min}} := Q_N \cdot t_{\text{Pump}} = 7.25 \cdot \text{m}^3$

Füllstandsabsenkung nach  $t_{\text{Pump}}$   $z_H := \frac{V_{12\text{min}}}{\pi \cdot r_{Spw}^2} = 0.1884 \text{ m}$

## B.7. Pumpenwahl

### Pumpenauslegung (Direktantrieb)

Anforderungen (Quelle 2):

#### Bemessungsgrundlagen

- Mindestkugeldurchgang für Armaturen, DL und Fördereinrichtung 100 mm,
- ansonsten zusätzliche Schneideeinrichtung notwendig  
→ erhöhte Ablagerung durch zerkleinertes Fördergut möglich
- Mindestgeschwindigkeit von 0,5 m/s bei größerer tgl. Gesamtförderzeit einzuhalten und bei geringerer tgl. Gesamtförderzeit von 1,0 m/s
- Höchstgeschwindigkeit bis 500 m Leitungslänge

Lichte Weite [mm]	Geschwindigkeit [m/s]	Förderstrom [l/s]
80	2,0	10
100	2,0	16
150	2,2	40
200	2,4	75

gegeben:

Dichte von Abwasser (Quelle 1):  $\rho_A := 1030 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Sicherheitsaufschlag Förderhöhe:  $S_H := 1.2$

Geodätische Höhe Buskow (Quelle ?):  $z_1 := 43\text{m}$

Geodätische Höhe des Abwassernetzes (Quelle ?):  $z_2 := 44\text{m}$

Volumenstrom (Quelle "Ortsteile ohne Abwasseranschluss nahe Neuruppin" Buskow):  $Q_{\text{ort}} := 0.91 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$

Länge der Rohrleitung von Pumpe zu Abwassernetz (Quelle "Ortsteile ohne Abwasseranschluss nahe Neuruppin" Buskow):  $L_1 := 2000\text{m}$

Tiefe des Schachtpumpwerks:  $z_{\text{Spw}} := 4\text{m}$

Fließgeschwindigkeit:  $v := 0.6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Rohrleitungsduchmesser:  $d := 40\text{mm}$

Viskosität von Wasser (5°) (Quelle 3):  $\eta := 1.52 \times 10^{-3} \frac{\text{Pa}\cdot\text{s}}{\text{Pa}\cdot\text{s}}$   
Begründung: Außentemperatur

#### Berechnung des (mindest) Pumpenvolumenstrom:

Jährliches Fördervolumen:  $V_j := Q_{\text{ort}} \cdot 8760 \cdot h = 7971.6 \cdot \text{m}^3$

$$Q_{\text{Pmin}} := A \cdot v \quad \rightarrow \quad Q_{\text{Pmin}} := \pi \frac{d^2}{4} \cdot v = 2.714 \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

## B.8. Pumpenwahl

Maximale jährliche Betriebszeit:

$$t_j := \frac{V_j}{Q_{P\min}} = 2936.9 \cdot h$$

tägliche Förderzeit:

$$tdj := \frac{24 \cdot h \cdot Q_{\text{ort}}}{Q_{P\min}} = 8.046 \cdot h$$

Berechnung der Anlagenkennlinie:

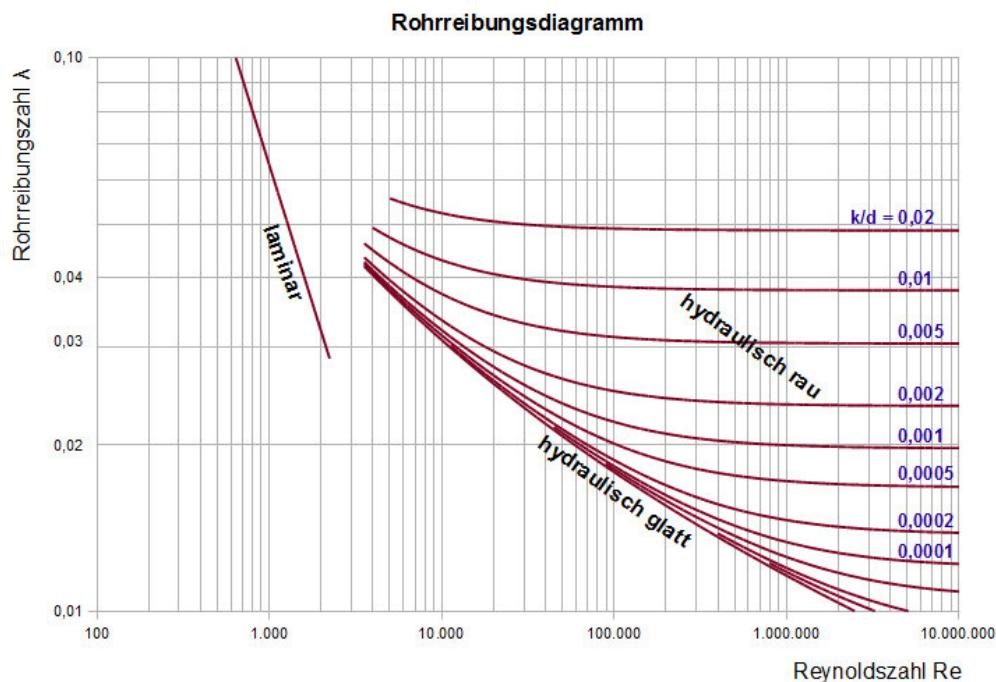
Anlagenkennlinie allg. (Quelle 2):  $H_A := z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho_A g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + H_V$

Rohrleitungsverluste (Quelle 2 und 4) allg.:  $H_V := \lambda \cdot \frac{L_1}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$

Reynoldszahl:  $R_e := \frac{\rho_A \cdot v \cdot d}{\eta} = 16263$  weil größer als 2300 ist die Strömung turbulent

Rauhigkeitslänge  $k$ :  $k := 0.007 \text{ mm} \rightarrow \frac{k}{d} = 0.000175$

Rohreibungszahl ablesen:  $\lambda := 0.03$



Quelle 4

## B.9. Pumpenwahl

Rohrleitungsverluste (Quelle 2 und 4):

$$H_V := \lambda \cdot \frac{L_1}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = 27.532 \text{ m}$$

Verluste durch Armaturen und Formstücke werden nicht berechnet. Zum Ausgleich wird auf die Förderhöhe ein Sicherheitsaufschlag von 20% gemacht.

Benötigte Förderhöhe:

$$H_A := \left( z_2 + z_{Spw} - z_1 + \frac{v^2}{2 \cdot g} + H_V \right) \cdot S_H = 39.061 \text{ m}$$

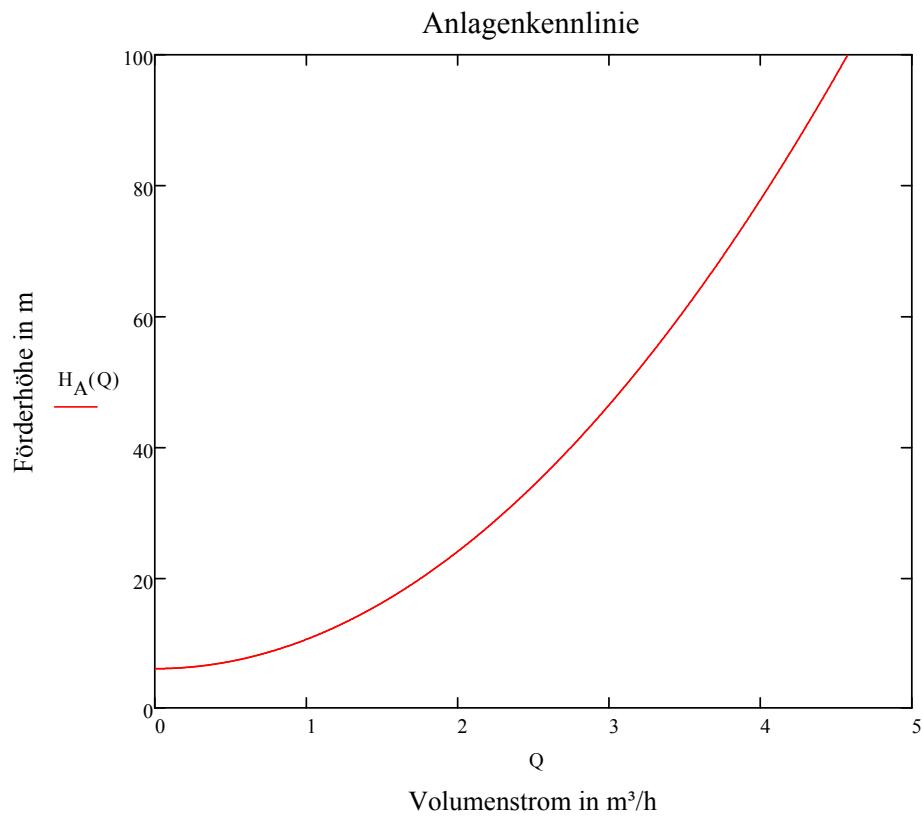
benötigte Pumpenleistung:

$$\bar{P}_{Pmin} := \rho_A \cdot g \cdot Q_{Pmin} \cdot H_A = 297 \text{ W}$$

Jährlicher Energieverbrauch:

$$\bar{E}_P := P_{Pmin} \cdot t_j = 874 \cdot \text{kW} \cdot \text{h}$$

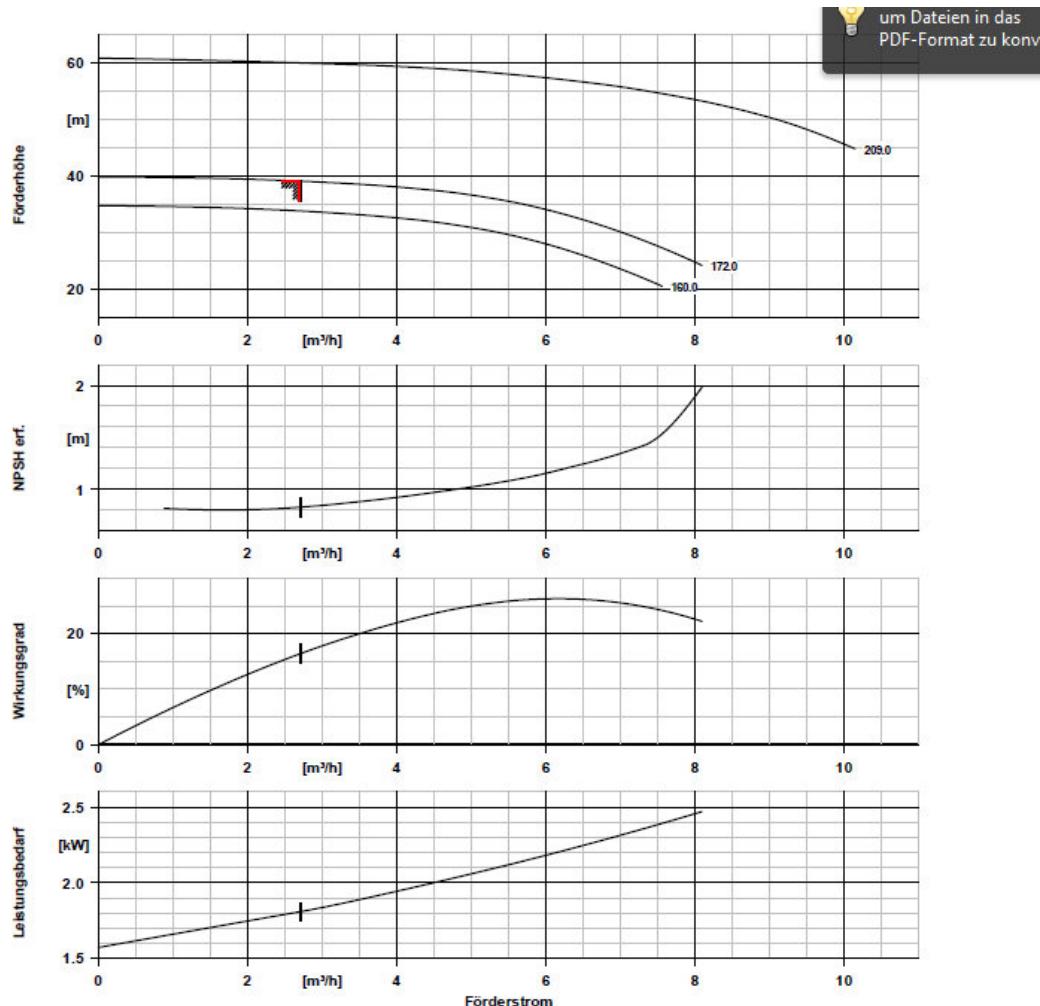
$$H_{AA}(Q) := \left[ z_2 + z_{Spw} - z_1 + \frac{\left( \frac{4Q}{3600 \cdot \pi \cdot d^2} \right)^2}{2 \cdot g} + \lambda \cdot \frac{L_1}{d} \cdot \frac{\left( \frac{4Q}{3600 \cdot \pi \cdot d^2} \right)^2}{2 \cdot g} \right] \cdot S_H$$



## B.10. Pumpenwahl

### Pumpenauswahl und Betriebsparameter:

Hersteller: KSB



#### Kurvendaten

Drehzahl	2943 1/min	Wirkungsgrad	16,4 %
Mediumdichte	1030 kg/m <sup>3</sup>	Leistungsbedarf	1,81 kW
Viskosität	1,00 mm <sup>2</sup> /s	NPSH erforderlich	0,83 m
Förderstrom	2,70 m <sup>3</sup> /h	Kurvennummer	K2721.452/53
Angefragter Förderstrom	2,70 m <sup>3</sup> /h	Effektiver	172,0 mm
Förderhöhe	39,08 m	Laufraddurchmesser	
Angefragte Förderhöhe	39,00 m	Abnahmenorm	Toleranzen gemäss ISO 9906 Klasse 3B; kleiner 10 kW gemäss § 4.4.2

## B.11. Pumpenwahl

Leistungsbedarf am Motor:

$$P_{\text{Motor}} := 1810 \text{ W}$$

Nennvolumenstrom:

$$Q_N := 2.7 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

jährliche Förderzeit bei Nennvolumenstrom:

$$t_{jN} := \frac{V_j}{Q_N} = 2952 \cdot \text{h}$$

tägliche Förderzeit bei Nennvolumenstrom:

$$t_{dN} := \frac{24 \cdot \text{h} \cdot Q_{\text{ort}}}{Q_N} = 8.1 \cdot \text{h}$$

Jährlich benötigte Energiemenge:

$$E_J := P_{\text{Motor}} \cdot t_{jN} = 5344 \cdot \text{kW} \cdot \text{h}$$

## B.12. Lagerberechnung

medias® online

[http://medias.schaeffler.de/medias/calc/data/output/1372196261581\\_c...](http://medias.schaeffler.de/medias/calc/data/output/1372196261581_c...)

### Lagerbeurteilung

#### Berechnung / Einbauvorschlag

Datum: 2013-06-25 23:36:53

##### Achtung

Bitte beachten Sie die Warnungen am Ende der Druckausgabe.

Für diese Unterlage behalten wir uns alle Rechte vor, auch für den Fall der Patenterteilung oder Gebrauchsmustereintragung. Die Unterlage ist vertraulich zu behandeln. Ohne unsere schriftliche Zustimmung darf weder die Unterlage selbst, noch Vervielfältigungen davon oder sonstige Wiedergaben des vollständigen oder auszugsweisen Inhalts Dritten zugänglich gemacht werden oder durch den Empfänger in anderer Weise missbräuchlich verwendet werden. Basis der Ausarbeitung der Unterlage sind Ihre oben angeführten Vorgaben und unsere Annahmen. Unsere Angaben berücksichtigen diejenigen Risiken, die uns auf Grund der von Ihnen zur Verfügung gestellten Vorgaben erkennbar waren. Die Erarbeitung der Unterlage erfolgt ausschließlich im Zusammenhang mit dem Erwerb unserer Produkte. Die Ergebnisse der Unterlage sind sorgfältig und nach dem Stand der Technik erarbeitet, stellen jedoch im juristischen Sinne keine Beschaffenheits- oder Haltbarkeitsgarantie dar und ersetzen nicht die von Ihnen zu verifizierende Eignung. Wir haften für die Angaben in der Unterlage nur im Falle von Vorsatz und Fahrlässigkeit. Ist die Unterlage Bestandteil einer Liefervereinbarung gelten die dort vereinbarten Haftungsregeln.

#### Inhaltsverzeichnis

- 1 Eingaben
- 1.1 Eingabedaten für alle Lastfälle:
- 2 Ergebnisse
- 2.1 Ergebnisse der Lastfälle:
- 3 Warnungen

#### 1 Eingaben

##### Lager:

Bezeichnung	21313-E1
Innendurchmesser	d 65.000 mm
Außendurchmesser	D 140.000 mm
Breite	B 33.000 mm
Dynamische Tragzahl	C 249000 N
Statische Tragzahl	C0 270000 N
Ermüdungsgrenzbelastung	Cu 33500 N
Bezugsdrehzahl	n_ref 3600.0 1/min
Grenzdrehzahl	n_lim 5000.0 1/min

## B.13. Lagerberechnung

medias® online

[http://medias.schaeffler.de/medias/calc/data/output/1372196261581\\_c...](http://medias.schaeffler.de/medias/calc/data/output/1372196261581_c...)
**Grundfrequenzen:**

Überrollfrequenz am Innenring	BPFI	10.8858 1/s
Überrollfrequenz am Außenring	BPFO	8.1142 1/s
Überrollfrequenz am Wälzkörper	BSF	3.3208 1/s
Ringkontaktefrequenz am Wälzkörper	RPFB	6.6415 1/s
Drehzahl des Wälzkörpersatzes für drehenden Innenring FTF_i		0.4271 1/s
Drehzahl des Wälzkörpersatzes für drehenden Außenring FTF_o		0.5729 1/s

**Schmierungsbedingungen:**

Zulässige Schmiermittel	Öl oder Fett	
Art der Schmierung	Fettschmierung	
Fettart	GA01	
ISO VG Klasse	Viskositäten eingeben	
Bezeichnung des Schmierstoffs		
Viskosität bei 40°C	ny 40	102.0 mm²/s
Viskosität bei 100°C	ny 100	12.9 mm²/s
Verschmutzung	normale Sauberkeit	
Fremdwärmestrom	dQ/dt	0.0 kW

**Sonstige Bedingungen:**

Umgebungstemperatur	t	20 °C
Überlebenswahrscheinlichkeit	90 %	
Umlaufverhältnis	drehender Innenring	

### 1.1 Eingabedaten für alle Lastfälle:

**Lastfalldaten**

Bez	q		n_i	T
	%		1/min	°C
Lastfall 1	0.100	rotierend	350.00	60
Lastfall 2	99.900	rotierend	350.00	60

**Tabellenerklärungen:**

Bez: Bezeichnung

q: Zeitanteil

n\_i: Drehzahl

T: Mittlere Betriebstemperatur

**Belastung**

Bez	Fr	Fa
	N	N
Lastfall 1	8730.0	6200.0
Lastfall 2	285.0	6200.0

**Tabellenerklärungen:**

Bez: Bezeichnung

## B.14. Lagerberechnung

medias® online

[http://medias.schaeffler.de/medias/calc/data/output/1372196261581\\_c...](http://medias.schaeffler.de/medias/calc/data/output/1372196261581_c...)

Fr: Radiallast

Fa: Axiallast

## 2 Ergebnisse

### 2.1 Ergebnisse der Lastfälle:

#### Überrollfrequenzen

Bez	BPFO	BPFI	BSF	RPFB	FTF
	1/s	1/s	1/s	1/s	1/s
Lastfall 1	47.3331	63.5003	19.3711	38.7422	2.4912
Lastfall 2	47.3331	63.5003	19.3711	38.7422	2.4912

#### Tabellenerklärungen:

Bez: Bezeichnung

BPFO: Überrollfrequenz am Außenring

BPFI: Überrollfrequenz am Innenring

BSF: Überrollfrequenz am Wälzkörper

RPFB: Ringkontaktefrequenz am Wälzkörper

FTF: Drehzahl des Wälzkörpersatzes

#### Lastfaktoren und Äquivalenzlasten

Bez	P0	P_i
	N	N
Lastfall 1	27764.00	34803.10
Lastfall 2	19319.00	29144.95

#### Tabellenerklärungen:

Bez: Bezeichnung

P0: Äquivalente statische Belastung

P\_i: Äquivalente dynamische Belastung

#### Reibung und thermische zulässige Drehzahl

Bez	M0	M1	MR	NR	n_theta_r
	N mm	N mm	N mm	kW	1/min
Lastfall 1	151.7	1090.9	1242.6	0.05	1700
Lastfall 2	151.7	967.8	1119.6	0.04	1800

#### Tabellenerklärungen:

Bez: Bezeichnung

M0: Drehzahlabhängiges Reibmoment

M1: Lastabhängiges Reibmoment

MR: Gesamtreibmoment

NR: Gesamtreibleistung

## B.15. Lagerberechnung

medias® online

[http://medias.schaeffler.de/medias/calc/data/output/1372196261581\\_c...](http://medias.schaeffler.de/medias/calc/data/output/1372196261581_c...)

n\_theta\_r: Thermisch zulässige Drehzahl

### Schmierung

Bez	ny	ny1	kappa	a_ISO
	mm <sup>2</sup> /s	mm <sup>2</sup> /s		
Lastfall 1	43.3	34.4	1.26	3.33
Lastfall 2	43.3	34.4	1.26	4.58

### Tabellenerklärungen:

- Bez: Bezeichnung  
 ny: Betriebsviskosität  
 ny1: Bezugsviskosität  
 kappa: Viskositätsverhältnis  
 a\_ISO: Lebensdauerbeiwert

### Wälzlagerverhalten 21313-E1:

Statische Tragsicherheit	S0_min	9.725
Gesamtlebensdauer in Stunden (nominell)	Lh10	60655 h
Modifizierte Lebensdauer in Stunden	Lh_nm	277412 h
Maximale äquivalente statische Belastung	P0_max	27764.00 N
Äquivalente Drehzahl	n	350.0 1/min
Äquivalente dynamische Belastung	P	29152.00 N

## 3 Warnungen

Lager nicht überdimensionieren - Nominelle Lebensdauern (nach DIN ISO 281) über 60000 Stunden führen in der Regel zu überdimensionierten Lagerungen.

[www.ina.com](http://www.ina.com)

[www.fag.de](http://www.fag.de)

2013-06-25 23:36:53 (8.0)

## B.16. Lagerberechnung

medias® online

[http://medias.schaeffler.de/medias/calc/data/output/1372196964847\\_c...](http://medias.schaeffler.de/medias/calc/data/output/1372196964847_c...)

### Lagerbeurteilung

#### Berechnung / Einbauvorschlag

Datum: 2013-06-25 23:48:29

##### Achtung

Bitte beachten Sie die Warnungen am Ende der Druckausgabe.

Für diese Unterlage behalten wir uns alle Rechte vor, auch für den Fall der Patenterteilung oder Gebrauchsmustereintragung. Die Unterlage ist vertraulich zu behandeln. Ohne unsere schriftliche Zustimmung darf weder die Unterlage selbst, noch Vervielfältigungen davon oder sonstige Wiedergaben des vollständigen oder auszugsweisen Inhalts Dritter zugänglich gemacht werden oder durch den Empfänger in anderer Weise missbräuchlich verwertet werden. Basis der Ausarbeitung der Unterlage sind Ihre oben angeführten Vorgaben und unsere Annahmen. Unsere Angaben berücksichtigen diejenigen Risiken, die uns auf Grund der von Ihnen zur Verfügung gestellten Vorgaben erkennbar waren. Die Erarbeitung der Unterlage erfolgt ausschließlich im Zusammenhang mit dem Erwerb unserer Produkte. Die Ergebnisse der Unterlage sind sorgfältig und nach dem Stand der Technik erarbeitet, stellen jedoch im juristischen Sinne keine Beschaffenheits- oder Haltbarkeitsgarantie dar und ersetzen nicht die von Ihnen zu verifizierende Eignung. Wir haften für die Angaben in der Unterlage nur im Falle von Vorsatz und Fahrlässigkeit. Ist die Unterlage Bestandteil einer Liefervereinbarung gelten die dort vereinbarten Haftungsregeln.

#### Inhaltsverzeichnis

- 1 Eingaben
- 1.1 Eingabedaten für alle Lastfälle:
- 2 Ergebnisse
- 2.1 Ergebnisse der Lastfälle:
- 3 Warnungen

#### 1 Eingaben

##### Lager:

Bezeichnung	1315-K-M-C3
Innendurchmesser	d 75.000 mm
Außendurchmesser	D 160.000 mm
Breite	B 37.000 mm
Dynamische Tragzahl	C 80000 N
Statische Tragzahl	C0 29500 N
Ermüdungsgrenzbelastung	Cu 1690 N
Bezugsdrehzahl	n_ref 6600.0 1/min
Grenzdrehzahl	n_lim 6300.0 1/min
Grenzdrehzahl Öl	n_lim_o 6300.0 1/min
Grenzdrehzahl Fett	n_lim_g 3600.0 1/min

## B.17. Lagerberechnung

medias® online

[http://medias.schaeffler.de/medias/calc/data/output/1372196964847\\_c...](http://medias.schaeffler.de/medias/calc/data/output/1372196964847_c...)
**Grundfrequenzen:**

Überrollfrequenz am Innenring	BPFI	9.2679 1/s
Überrollfrequenz am Außenring	BPFO	6.7321 1/s
Überrollfrequenz am Wälzkörper	BSF	3.0408 1/s
Ringkontaktefrequenz am Wälzkörper	RPFB	6.0817 1/s
Drehzahl des Wälzkörpersatzes für drehenden Innenring FTF_i		0.4208 1/s
Drehzahl des Wälzkörpersatzes für drehenden Außenring FTF_o		0.5792 1/s

**Schmierungsbedingungen:**

Zulässige Schmiermittel	Öl oder Fett	
Art der Schmierung	Fettschmierung	
Fettart	GA01	
ISO VG Klasse	Viskositäten eingeben	
Bezeichnung des Schmierstoffs		
Viskosität bei 40°C	ny 40	102.0 mm²/s
Viskosität bei 100°C	ny 100	12.9 mm²/s
Verschmutzung	normale Sauberkeit	
Fremdwärmestrom	dQ/dt	0.0 kW

**Sonstige Bedingungen:**

Umgebungstemperatur	t	20 °C
Überlebenswahrscheinlichkeit	90 %	
Umlaufverhältnis	drehender Innenring	

### 1.1 Eingabedaten für alle Lastfälle:

**Lastfalldaten**

Bez	q		n_i	T
	%		1/min	°C
Lastfall 1	0.100	rotierend	350.00	60
Lastfall 2	99.900	rotierend	350.00	60

**Tabellenerklärungen:**

Bez: Bezeichnung

q: Zeitanteil

n\_i: Drehzahl

T: Mittlere Betriebstemperatur

**Belastung**

Bez	Fr	Fa
	N	N
Lastfall 1	4076.0	0.0
Lastfall 2	133.0	0.0

**Tabellenerklärungen:**

Bez: Bezeichnung

## B.18. Lagerberechnung

medias® online

[http://medias.schaeffler.de/medias/calc/data/output/1372196964847\\_c...](http://medias.schaeffler.de/medias/calc/data/output/1372196964847_c...)

Fr: Radiallast

Fa: Axiallast

## 2 Ergebnisse

### 2.1 Ergebnisse der Lastfälle:

#### Überrollfrequenzen

Bez	BPFO	BPFI	BSF	RPFB	FTF
	1/s	1/s	1/s	1/s	1/s
Lastfall 1	39.2705	54.0628	17.7382	35.4764	2.4544
Lastfall 2	39.2705	54.0628	17.7382	35.4764	2.4544

#### Tabellenerklärungen:

Bez: Bezeichnung

BPFO: Überrollfrequenz am Außenring

BPFI: Überrollfrequenz am Innenring

BSF: Überrollfrequenz am Wälzkörper

RPFB: Ringkontaktefrequenz am Wälzkörper

FTF: Drehzahl des Wälzkörpersatzes

#### Lastfaktoren und Äquivalenzlasten

Bez	P0	P_i
	N	N
Lastfall 1	4076.00	4076.00
Lastfall 2	133.00	133.00

#### Tabellenerklärungen:

Bez: Bezeichnung

P0: Äquivalente statische Belastung

P\_i: Äquivalente dynamische Belastung

#### Reibung und thermische zulässige Drehzahl

Bez	M0	M1	MR	NR	n_theta_r
	N mm	N mm	N mm	kW	1/min
Lastfall 1	228.5	65.1	293.6	0.01	3200
Lastfall 2	228.5	0.5	229.1	0.01	3300

#### Tabellenerklärungen:

Bez: Bezeichnung

M0: Drehzahlabhängiges Reibmoment

M1: Lastabhängiges Reibmoment

MR: Gesamtreibmoment

NR: Gesamtreibleistung

n\_theta\_r: Thermisch zulässige Drehzahl

## B.19. Lagerberechnung

medias® online

[http://medias.schaeffler.de/medias/calc/data/output/1372196964847\\_c...](http://medias.schaeffler.de/medias/calc/data/output/1372196964847_c...)
**Schmierung**

Bez	ny	ny1	kappa	a_ISO
	mm <sup>2</sup> /s	mm <sup>2</sup> /s		
Lastfall 1	43.3	32.1	1.35	21.89
Lastfall 2	43.3	32.1	1.35	50.00

**Tabellenklärungen:**

Bez: Bezeichnung

ny: Betriebsviskosität

ny1: Bezugsviskosität

kappa: Viskositätsverhältnis

a\_ISO: Lebensdauerbeiwert

**Wälzlagerverhalten 1315-K-M-C3:**

Statische Tragsicherheit	S0_min	7.237
Gesamtlebensdauer in Stunden (nominell)	Lh10	> 1000000 h
Modifizierte Lebensdauer in Stunden	Lh_nm	> 1000000 h
Maximale äquivalente statische Belastung	P0_max	4076.00 N
Äquivalente Drehzahl	n	350.0 1/min
Äquivalente dynamische Belastung	P	412.26 N

## 3 Warnungen

Lager nicht überdimensionieren - Nominelle Lebensdauern (nach DIN ISO 281) über 60000 Stunden führen in der Regel zu überdimensionierten Lagerungen.

C/P>100 - Im Dauerbetrieb ist eine Mindestbelastung in der Größenordnung von P>C/100 erforderlich.

- Lastfall 2

---

[www.ina.com](http://www.ina.com)
[www.fag.de](http://www.fag.de)

2013-06-25 23:48:29 (8.0)

rotative.vg2

## B.20. Passfederberechnung

Jens Wuthe  
 Technische Universität Berlin  
 Fakultät V  
 Ecke-von-Repkow-Platz 1  
 10555 Berlin  
 Tel: 030/89757350  
[jens.wuthe@campus.tu-berlin.de](mailto:jens.wuthe@campus.tu-berlin.de)

24. Juni 2013 - 20:03  
**eAssistant**  
 the engineering assistant  
 Version 1.27  
 Projekt: Wind  
 Dateiname: Passfeder Rotor.ftk

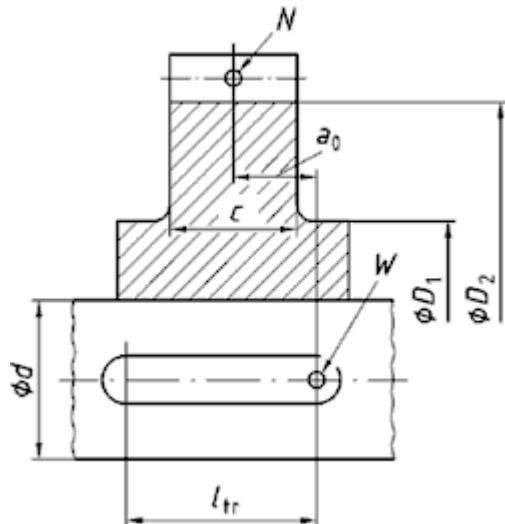
### Inhalt

[Eingabewerte](#)  
[Berechnungsergebnisse](#)  
[Welle](#)  
[Nabe](#)  
[Paßfeder](#)

### Meldungen

- Die Paßfeder ist für die eingegebenen Daten geeignet.

### Eingabewerte



Wellendurchmesser (d):	50.0 mm
Anwendungsfaktor ( $K_A$ ):	1.1
Anzahl Paßfedern ( $i_p$ ):	2
Nenndrehmoment ( $T_{nenn}$ ):	110.0 Nm
minimales Reibschlüßdrehmoment ( $T_{Rmin}$ ):	0.0 Nm
maximales Lastspitzendrehmoment ( $T_{max}$ ):	110.0 Nm

## B.21. Passfederberechnung

Protokoll Paßfederberechnung DIN 6892:1998-11

GWJ Technology - www.eAssistant.de

Anzahl der Lastspitzen ( $N_L$ ):	100000000.0
Kleinerer Außendurchmesser Nabe ( $D_1$ ):	80.0 mm
Größerer Außendurchmesser Nabe ( $D_2$ ):	150.0 mm
Axialer Abstand zwischen Lastein- und ableitungsstelle ( $a_0$ ):	15.5 mm
Breite der Nabe ( $c$ ):	10.0 mm
maximales Rückwärtsdrehmoment ( $T_{\max\text{Rück}}$ ):	110.0 Nm
Anzahl der Lastrichtungswechsel ( $c$ ):	10000000000.0
Belastungsart:	Wechselmoment mit zeitlich langsamem Momentenanstieg.
Mindest-Sicherheit ( $S_{\min}$ ):	1.2

### Berechnungsergebnisse

Verwendete Berechnungsmethode:	B
Außendurchmesser Nabe (D):	87.352 mm
Äquivalentes Drehmoment ( $T_{\text{eq}}$ ):	121.0 Nm
Äquivalente Umfangskraft ( $F_{\text{eq}}$ ):	4840.0 N
Umfangskraft bei Lastspitzen ( $F_{\max}$ ):	4400.0 N
Lastrichtungswechselfaktor ( $f_W$ ):	0.1
Lastverteilungsfaktor ( $K_{\lambda}$ ):	1.088
Reibschlüßfaktor ( $K_R$ ):	1.0
Traganteilfaktor Äquivalent ( $K_{n\text{eq}}$ ):	0.667
Traganteilfaktor Lastspitze ( $K_{n\text{umax}}$ ):	0.556

#### Welle

Materialname:	C45 normalgeglüht
Materialnummer:	1.0503
Datenherkunft:	Datenbank FORMAT, Datenbank Stahlwissen NaviMat 3.1, DIN EN 10083-2:1996-10, DIN 7190:2001-02
Materialart:	Duktil
Streckgrenze ( $R_e$ ):	305.0 N/mm <sup>2</sup>
Stützfaktor ( $f_S$ ):	1.2
Härteeinflußfaktor ( $f_H$ ):	1.0
Tragende Länge ( $l_{1\text{tr}}$ ):	31.0 mm
Nuttiefe ( $t_1$ ):	5.5 mm
Lastspitzenhäufigkeitsfaktor ( $f_{1L}$ ):	1.0
Tragende Nuttiefe ( $t_{1\text{tr}}$ ):	3.9 mm
Schrägung oder Rundung ( $s_1$ ):	0.0 mm
Äquivalente Flächenpressung ( $p_{1\text{eq}}$ ):	29.037 N/mm <sup>2</sup>

## B.22. Passfederberechnung

Protokoll Paßfederberechnung DIN 6892:1998-11

GWJ Technology - www.eAssistant.de

Flächenpressung bei Lastspitze ( $p_{1\max}$ ):	29.037 N/mm <sup>2</sup>
Zulässige Flächenpressung ( $p_{1zul}$ ):	366.0 N/mm <sup>2</sup>
Sicherheit bei Betriebsbelastung ( $S_{1eq}$ ):	1.26
Sicherheit bei Spitzenbelastung ( $S_{1max}$ ):	12.604

### Nabe

Materialname:	C45 normalgeglüht
Materialnummer:	1.0503
Datenherkunft:	Datenbank FORMAT, Datenbank Stahlwissen NaviMat 3.1, DIN EN 10083-2:1996-10, DIN 7190:2001-02
Materialart:	Dukttil
Streckgrenze ( $R_e$ ):	275.0 N/mm <sup>2</sup>
Stützfaktor ( $f_S$ ):	1.5
Härteeinflußfaktor ( $f_H$ ):	1.0
Tragende Länge ( $l_{2tr}$ ):	31.0 mm
Nuttiefe ( $t_2$ ):	3.8 mm
Lastspitzenhäufigkeitsfaktor ( $f_{2L}$ ):	1.0
Tragende Nuttiefe ( $t_{2tr}$ ):	3.348 mm
Schrägung oder Rundung ( $s_2$ ):	0.8 mm
Äquivalente Flächenpressung ( $p_{2eq}$ ):	33.825 N/mm <sup>2</sup>
Flächenpressung bei Lastspitze ( $p_{2\max}$ ):	33.825 N/mm <sup>2</sup>
Zulässige Flächenpressung ( $p_{2zul}$ ):	412.5 N/mm <sup>2</sup>
Sicherheit bei Betriebsbelastung ( $S_{2eq}$ ):	1.219
Sicherheit bei Spitzenbelastung ( $S_{2max}$ ):	12.195

### Paßfeder

Paßfederbezeichnung:	DIN 6885-1 A 14 x 9 x 45
Paßfedernormblatt:	DIN 6885 Blatt 1 - 8/1968
Paßfederauswahlmethode:	automatisch
Paßfederform:	A
Paßfederbreite (b):	14.0 mm
Paßfederhöhe (h):	9.0 mm
Schrägung oder Rundung ( $r_1$ ):	0.6 mm
Materialname:	C45 vergütet
Materialnummer:	1.0503
Datenherkunft:	DIN 743, DIN EN 10084, Datenbank FORMAT, Datenbank Stahlwissen NaviMat 3.1, DIN EN 10083-2:1996-10, DIN 7190:2001-02
Materialart:	Dukttil

## B.23. Passfederberechnung

Streckgrenze ( $R_e$ ):	490.0 N/mm <sup>2</sup>
Stützfaktor ( $f_S$ ):	1.0
Härteeinflußfaktor ( $f_H$ ):	1.0
Lastspitzenhäufigkeitsfaktor ( $f_{3L}$ ):	1.0
Äquivalente Flächenpressung ( $p_{3eq}$ ):	33.825 N/mm <sup>2</sup>
Flächenpressung bei Lastspitze ( $p_{3max}$ ):	33.825 N/mm <sup>2</sup>
Zulässige Flächenpressung ( $p_{3zul}$ ):	490.0 N/mm <sup>2</sup>
Sicherheit bei Betriebsbelastung ( $S_{3eq}$ ):	1.449
Sicherheit bei Spitzenbelastung ( $S_{3max}$ ):	14.486

## B.24. Wirkungsgradberechnung

### Akkumulatoren als Speicher

Stunde in Sekunden:  $h := 3600s$

Kilo:  $k := 1000$

#### "GEL OGiV 122400 L"-Akkumulatoren von RP-Technik:

Spannung:  $U_{\text{Akku}} := 12V$

Kapazität:  $C_{\text{Akku}} := 240A \cdot h$

Verfügbare Kapazität bei -10°C:  $\eta_{\text{kap}} := 0.8$

Ladewirkungsgrad:  $\eta_{\text{Akku}} := 0.6$

Anzahl der Akkus:  $z_{\text{Akku}} := 8$

Stückpreis in €:  $\epsilon_{\text{Stück}} := 416$

Gesamtpreis in €:  $\epsilon_{\text{Ges}} := z_{\text{Akku}} \cdot \epsilon_{\text{Stück}}$

$$\boxed{\epsilon_{\text{Ges}} = 3328}$$

Gesamt Akku-Energie:  $E_{\text{Akku}} := z_{\text{Akku}} \cdot U_{\text{Akku}} \cdot C_{\text{Akku}} \cdot \eta_{\text{kap}}$

$$\boxed{E_{\text{Akku}} = 18432 \cdot W \cdot h}$$

Energie zur vollständigen Aufladung:  $E_{\text{Ladeenergie}} := \frac{E_{\text{Akku}}}{\eta_{\text{Akku}}} = 30720 \cdot W \cdot h$

benötigte Pumpenleistung:  $P_{\text{Pmin}} := 4500W$

Betriebszeit:  $t_{\text{Betrieb}} := \frac{E_{\text{Akku}}}{P_{\text{Pmin}}}$

$$\boxed{t_{\text{Betrieb}} = 4.1 \cdot h}$$

Betriebstage:  $d_{\text{Betrieb}} := t_{\text{Betrieb}} \cdot \frac{\text{day}}{45\text{min}} = 5.46 \cdot \text{day}$

Mit den ausgewählten Akkumulatoren ist eine Betriebsdauer der Pumpe von  $t_{\text{Betrieb}} = 4.1 \cdot h$  möglich, ohne dass die WKA in Betrieb sein muss. Das entspricht einem Betrieb von  $d_{\text{Betrieb}} = 5.46 \cdot \text{day}$ .

Quellen: Datenblatt GEL OGiV 122400 L  
Angebot RPower GELOGiV122400L Batterie  
<http://www.funkcom.ch/akkuinfos.htm>

## B.25. Lebensdauerberechnung

### Sicherheitsberechnung gegen Bruch des Turms im Stillstand bei extremer Böe

**Daten:**

Rotor:  $D_R := 5\text{m}$  Turmkopf:  $l_{TK} := 0.4\text{m}$  Sonstige:  $\rho_{Luft} := 1.225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$l_R := 0.65\text{m}$   $h_{TK} := 0.2\text{m}$  Extreme Böe:  $v_1 := 30 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

$h_R := 0.27\text{m}$   $m_{TK} := 65\text{kg}$  Schubbeiwert:  $c_S := 0.95$

$n := 0\text{min}^{-1}$   $P_{Gen} := 3.1\text{kW}$  (Quelle: Windenergie-Grundlagen WS  
12/13, VL 6 "Lasten und Dynamik an  
WEA")

$h := 3600\text{s}$   $\eta_{Get\_Gen} := 0.71$

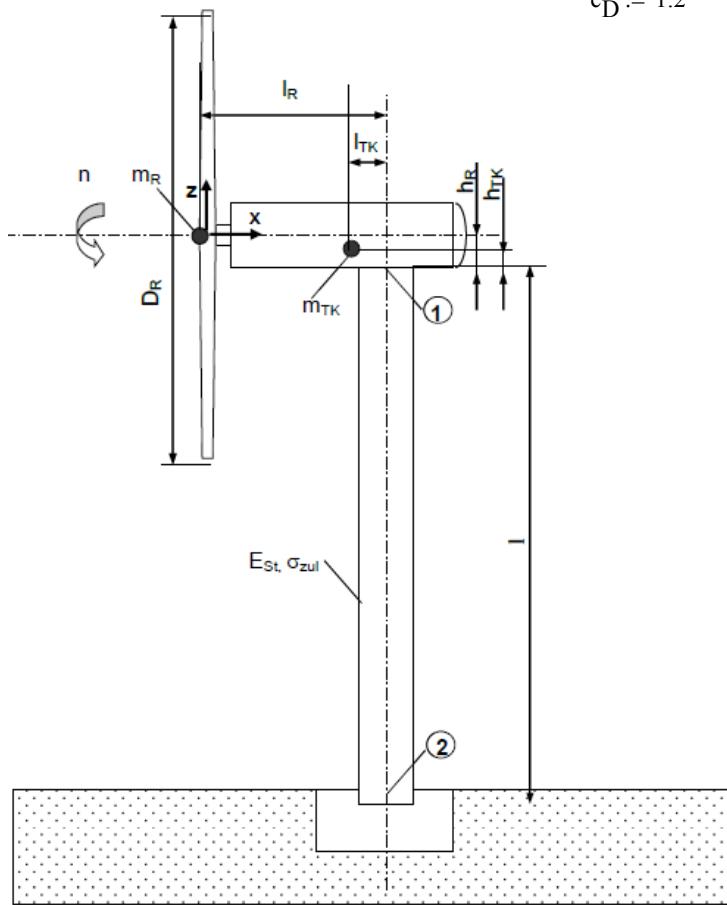
Rotorblatt  $D_{Blattwurzel} := 0.04\text{m}$  Turm (AlMgSi1):  $l_T := 10\text{m} - h_R$   $D_{Rohr} := 193.7\text{mm}$

$m_{RB} := 5\text{kg}$   $l_T = 9.73\text{ m}$   $s_{Rohr} := 36\text{mm}$

$s_{RB} := 0.01\text{m}$   $E_{St} := 2.1 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$   $G_{spez} := 140 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$

$m_R := 3 \cdot m_{RB}$

$c_D := 1.2$   $\sigma_{zul} := 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$



## B.26. Lebensdauerberechnung

Schubkraft:  $F_T := 6520 \text{ N}$  (Wert aus Excel-Tabelle "Regelung.xlsx")

$$\text{Widerstandskraft des Turms: } F_D := \frac{\rho_{\text{Luft}}}{2} \cdot D_{\text{Rohr}} \cdot l_T \cdot v_1^2 \cdot c_D = 1.247 \times 10^3 \text{ N}$$

$$\text{Moment um Punkt 1: } M_{y1} := - (m_{TK} \cdot l_{TK} + 3m_{RB} \cdot l_R) \cdot g + F_T \cdot h_R - F_D \cdot \frac{l_T}{2}$$

$M_{y1} = -4.656 \times 10^3 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$

$$\text{Moment um Punkt 2: } M_{y2} := F_T \cdot (l_T + h_R) - (m_{TK} \cdot l_{TK} + 3m_{RB} \cdot l_R) \cdot g + F_D \cdot \frac{l_T}{2}$$

$M_{y2} = 7.091 \times 10^4 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$

$$\text{Mindestwiderstandsmoment des Turms: } W_{\min} := \frac{M_{y2}}{\sigma_{zul}}$$

$W_{\min} = 590.956 \cdot \text{cm}^3$

$$\text{Widerstandsmoment des gewählten Stahl-Rohres: } W_{ax\_Turm} := \frac{\pi}{32} \cdot \frac{[D_{\text{Rohr}}^4 - (D_{\text{Rohr}} - 2 \cdot s_{\text{Rohr}})^4]}{D_{\text{Rohr}}}$$

$W_{ax\_Turm} = 602.31 \cdot \text{cm}^3$

$$\text{Masse des Turms: } m_T := l_T \cdot G_{\text{spez}}$$

$m_T = 1.362 \times 10^3 \cdot \text{kg}$

$$\text{Maximale Biegebeanspruchung des Turms: } \sigma_{\text{Turm}} := \frac{M_{y2}}{W_{ax\_Turm}} = 117.738 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Sicherheit gegen Bruch: } S_{\text{Turm}} := \frac{\sigma_{zul}}{\sigma_{\text{Turm}}}$$

$S_{\text{Turm}} = 1.019$

## B.27. Lebensdauerberechnung

### Durchbiegung des Turms bei extremer Böe

Streckenlast am Turm:  $F_{Dq} := \frac{\rho_{Luft}}{2} \cdot D_{Rohr} \cdot v_1^2 \cdot c_D = 128.133 \cdot \frac{N}{m}$

Flächenträgheitsmoment:  $I_T := \frac{\pi}{4} \left[ \left( \frac{D_{Rohr}}{2} \right)^4 - \left( \frac{D_{Rohr} - 2 \cdot s_{Rohr}}{2} \right)^4 \right] = 5.833 \times 10^3 \cdot cm^4$

Durchbiegung:  $f_{T1} := \frac{F_T \cdot (l_T + h_R)}{3 \cdot E_{St} \cdot I_T} = 177.414 \cdot mm$

$$f_{T2} := \frac{F_{Dq} \cdot (l_T)^4}{8 \cdot E_{St} \cdot I_T} = 11.719 \cdot mm$$

$$f_{Tges} := f_{T1} + f_{T2}$$

$$f_{Tges} = 189.133 \cdot mm$$

Quellen:

- <http://www.aluservice.de/lieferprogramm/rundrohre.html>
- Windenergie-Grundlagen WS 12/13, VL 6 "Lasten und Dynamik an WEA"
- Abschlussbericht Oktober 2012 "Auswertung regionaler Klimaprojektionen für Deutschland hinsichtlich der Änderung des Extremverhaltens von Temperatur, Niederschlag und Windgeschwindigkeit" vom Bundesamt für Bevölkerungsschutz und Katastrophenhilfe, Bundesanstalt Technisches Hilfswerk, Deutscher Wetterdienst, Umweltbundesamt, Autoren: Thomas Deutschländer (Deutscher Wetterdienst) und Clementine Dalelane (Deutscher Wetterdienst)
- <http://www.haeuselmann.ch/webautor-data/23/EN6082.pdf>
- [http://www.kloeckner-stahl-und-metallhandel.de/uploads/media/gewichte\\_toleranzen\\_nahtlose\\_dickwandrohre\\_102011.pdf](http://www.kloeckner-stahl-und-metallhandel.de/uploads/media/gewichte_toleranzen_nahtlose_dickwandrohre_102011.pdf)

## B.28. Lebensdauerberechnung

### Berechnung der Sicherheit gegen Bruch der Blattwurzel im Stillstand bei extremer Böe

#### Daten:

Rotor:  $D_R := 5\text{m}$  Turmkopf:  $l_{TK} := 0.4\text{m}$  Sonstige:  $\rho_{Luft} := 1.225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$l_R := 0.65\text{m}$   $h_{TK} := 0.2\text{m}$  Extreme Böe:  $v_1 := 30 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

$h_R := 0.27\text{m}$   $m_{TK} := 65\text{kg}$  Schubbeiwert:  $c_S := 0.95$

$n := 0\text{min}^{-1}$   $P_{Gen} := 3.1\text{kW}$  (Quelle: Windenergie-Grundlagen WS 12/13, VL 6 "Lasten und Dynamik an WEA")  
 $h := 3600\text{s}$   $\eta_{Get\_Gen} := 0.71$

Rotorblatt:  $D_{Blattwurzel} := 0.04\text{m}$  Turm (AlMgSi1):  $l_T := 10\text{m} - h_R$   $D_{Rohr} := 200\text{mm}$

$m_{RB} := 5\text{kg}$   $l_T = 9.73\text{ m}$   $s_{Rohr} := 20\text{mm}$

$s_{RB} := 0.01\text{m}$   $E_{St} := 2.1 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$   $G_{spez} := 121 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$   
 $\sigma_D := 4840\text{MPa}$

$E_{Basalt} := 89000\text{MPa}$   $\phi_{Achs} := 3^\circ$   $\sigma_{zul} := 240 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

$t_{Flügel} := 0.26\text{m}$   $\sigma_D = 4.84 \times 10^3 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$   
 $b_{Flügel} := 0.026\text{m}$

Schubkraft:  $F_T := 6520\text{N}$  (Wert aus Excel-Tabelle "Regelung.xlsx")

Gewichtskraft:  $F_G := m_{RB} \cdot g$

Biegemoment aus Gewichtskraft:  $M_{Gewicht} := F_G \cdot \frac{D_R}{2} \cdot \frac{1}{3}$

$$M_{Gewicht} = 40.861 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Biegemoment aus Schubkraft:  $M_{SM} := F_T \cdot \frac{1}{9} \cdot \frac{D_R}{2}$

$$M_{SM} = 1.811 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Maximales Schwenkmoment:  $M_{Schwenk} := m_{RB} \cdot g \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{D_R}{2}$

$$M_{Schwenk} = 40.861 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

## B.29. Lebensdauerberechnung

Maximales Schlagmoment:  $M_{\text{Schlag}} := M_{\text{Schwenk}} \cdot \sin(\phi_{\text{Achs}})$

$$M_{\text{Schlag}} = 2.139 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Resultierendes Biegemoment:  $M_{\text{res}} := \sqrt{M_{\text{SM}}^2 + (M_{\text{Schwenk}} + M_{\text{Gewicht}})^2 + M_{\text{Schlag}}^2}$

$$M_{\text{res}} = 1.813 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Axiales Widerstandsmoment der Blattwurzel (Kreisring):

$$W_{\text{ax}} := \frac{\pi}{32} \cdot \frac{\left[ D_{\text{Blattwurzel}}^4 - (D_{\text{Blattwurzel}} - 2 \cdot s_{\text{RB}})^4 \right]}{D_{\text{Blattwurzel}}}$$

$$W_{\text{ax}} = 5.89 \cdot \text{cm}^3$$

Maximale Biegebeanspruchung der Blattwurzel  $\sigma_{\text{Blattwurzel\_max}} := \frac{M_{\text{res}}}{W_{\text{ax}}}$

$$\sigma_{\text{Blattwurzel\_max}} = 307.777 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Sicherheit gegen Bruch:  $S_B := \frac{\sigma_D}{\sigma_{\text{Blattwurzel\_max}}}$

$$S_B = 15.726$$

Die Sicherheit gegen Bruch beträgt  $S_B = 15.726$  und gewährleistet damit eine ausreichend Dauerfestigkeit der Blattwurzel, da mit der dauerhaft zulässigen Spannung gerechnet wurde.

Quellen:

- [http://www.cg-tec.de/uploads/media/Wissen\\_ber\\_CFK\\_Modul\\_2\\_08.pdf](http://www.cg-tec.de/uploads/media/Wissen_ber_CFK_Modul_2_08.pdf)
- <http://www.swiss-composite.ch/pdf/i-Werkstoffdaten.pdf>

## B.30. Lebensdauerberechnung

### Berechnung der Rotorblattdurchbiegung bei extremer Böe

$$\begin{aligned} a_1 &:= \frac{b_{\text{Flügel}}}{2} & b_1 &:= \frac{t_{\text{Flügel}}}{2} \\ a_2 &:= a_1 - s_{\text{RB}} & b_2 &:= b_1 - s_{\text{RB}} \end{aligned}$$

Flächenträgheitsmoment:  $I_{\text{Flügel}} := \frac{\pi}{4} \left( a_1^3 \cdot b_1 - a_2^3 \cdot b_2 \right) = 22.177 \cdot \text{cm}^4$

Durchbiegung:

$$f_{\text{Flügel}} := \frac{\frac{F_T}{3} \cdot \left( \frac{2}{3} \cdot \frac{D_R}{2} \right)^3}{3 \cdot E_{\text{Basalt}} \cdot I_{\text{Flügel}}}$$

$$f_{\text{Flügel}} = 169.923 \cdot \text{mm}$$

### Berechnung der Sicherheit gegen Bruch der Blattwurzel im Produktionsbetrieb mit Fehlerereignis nach DIN EN 61400-2-2006, Tabelle 2, Lastfall E: größte Rotordrehzahl

Fehler: Mensch bremst WKA im Produktionsbetrieb ab ohne die WKA aus dem Wind zu drehen. Dadurch wirken das Rotormoment, die Zentrifugal- und Gewichtskraft sowie die Schubkraft und das Schwenk- und Schlagmoment auf die Blattwurzel.

$$\begin{aligned} v_{1\text{Betrieb}} &:= 9.7 \frac{\text{m}}{\text{s}} & c_m &:= 0.122 \\ n_{\text{Betrieb}} &:= 350 \text{min}^{-1} & \lambda_{\text{Betrieb}} &:= \frac{2\pi \cdot n_{\text{Betrieb}} \cdot \frac{D_R}{2}}{v_{1\text{Betrieb}}} = 9.446 \\ \omega_{\text{Betrieb}} &:= 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{Betrieb}} \end{aligned}$$

Zentrifugalkraft:  $F_{\text{Zentri}} := m_{\text{RB}} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{D_R}{2} \cdot \omega_{\text{Betrieb}}^2$

$$F_{\text{Zentri}} = 5.597 \times 10^3 \text{ N}$$

Zugspannung aus Zentrifugalkraft:  $\sigma_{\text{Zentri}} := \frac{F_{\text{Zentri}}}{\frac{\pi}{4} \cdot [D_{\text{Blattwurzel}}^2 - (D_{\text{Blattwurzel}} - 2 \cdot s_{\text{RB}})^2]}$

$$\sigma_{\text{Zentri}} = 5.939 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

### B.31. Lebensdauerberechnung

Gewichtskraft:

$$F_G = 49.033 \text{ N}$$

Biegemoment aus Gewichtskraft:  $M_{\text{Gewicht}} = 40.861 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$

Schubkraft:

$$F_{\text{TBetrieb}} := \frac{\rho_{\text{Luft}}}{2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_R^2 \cdot v_{1\text{Betrieb}}^2 \cdot c_S$$

$$F_{\text{TBetrieb}} = 1.075 \times 10^3 \text{ N}$$

Biegemoment aus Schubkraft:

$$M_{\text{SMBetrieb}} := F_{\text{TBetrieb}} \cdot \frac{1}{9} \cdot \frac{D_R}{2}$$

$$M_{\text{SMBetrieb}} = 298.607 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Rotormoment:

$$M_{\text{Rotor}} := \frac{\rho_{\text{Luft}}}{2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_R^2 \cdot \frac{D_R}{2} \cdot v_{1\text{Betrieb}}^2 \cdot c_m$$

$$\frac{M_{\text{Rotor}}}{3} = 115.042 \cdot \text{N} \cdot \text{m}, \text{ da nur ein einzelner Flügel betrachtet wird.}$$

Schwenkmoment:

$$M_{\text{Schwenk}} = 40.861 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Schlagmoment:

$$M_{\text{Schlag}} = 2.139 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Resultierendes Biegemoment:

$$M_{\text{resBetrieb}} := \sqrt{(M_{\text{SMBetrieb}} + M_{\text{Schlag}})^2 + \left(M_{\text{Schwenk}} + M_{\text{Gewicht}} + \frac{M_{\text{Rotor}}}{3}\right)^2}$$

$$M_{\text{resBetrieb}} = 359.394 \text{ J}$$

Gesamtspannung:

$$\sigma_{\text{ges}} := \frac{M_{\text{resBetrieb}}}{W_{\text{ax}}} + \sigma_{\text{Zentri}}$$

$$\sigma_{\text{ges}} = 66.952 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Sicherheit gegen Bruch:

$$S_{\text{BBetrieb}} := \frac{\sigma_D}{\sigma_{\text{ges}}}$$

$$S_{\text{BBetrieb}} = 72.291$$

## B.32. Lebensdauerberechnung

### Berechnung der Sicherheit des Turmfusses gegen Kippen im Stillstand bei extremer Böe

**Daten:**

$$\text{Rotor: } D_R := 5\text{m} \quad \text{Turmkopf: } l_{TK} := 0.4\text{m} \quad \text{Luftdichte: } \rho_{\text{Luft}} := 1.225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$l_R := 0.65\text{m} \quad h_{TK} := 0.2\text{m} \quad \text{Extreme Böe: } v_1 := 30 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$h_R := 0.27\text{m} \quad m_{TK} := 65\text{kg} \quad \text{Schubbeiwert: } c_S := 0.95$$

$$\text{Rotorblattmasse: } m_{RB} := 5\text{kg} \quad \text{Turm: } l_T := 10\text{m} - h_R \quad D_{\text{Rohr}} := 193.7\text{mm}$$

$$E_{St} := 2.1 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad l_T = 9.73\text{ m} \quad s_{\text{Rohr}} := 36\text{mm}$$

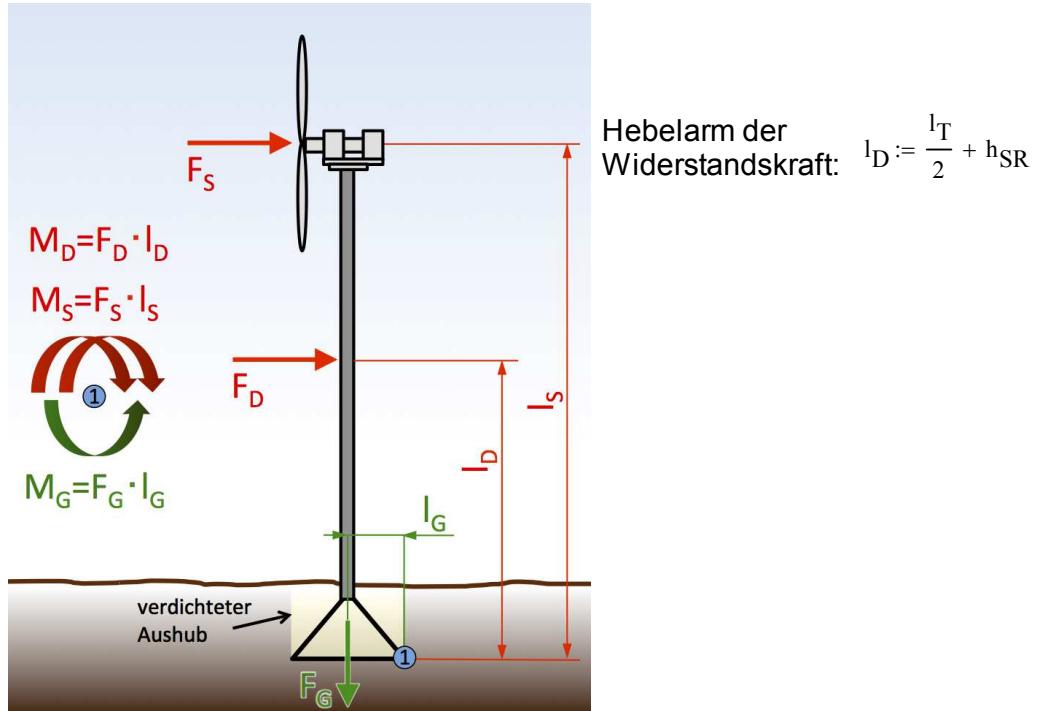
$$c_D := 1.2 \quad G_{\text{spez}} := 140 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$\text{Fundament (Steel-Root): } m_{SR} := 772\text{kg} \quad h_{SR} := 1.82\text{m}$$

$$R_{SR} := 1.2\text{m}$$

$$\text{Hebelarm der Gewichtskraft: } l_G := 1.2\text{m} \quad \text{Dichte des Erdreichs: } \rho_{\text{Erde}} := 1650 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Hebelarm der Schubkraft: } l_S := 11.82\text{m}$$



### B.33. Lebensdauerberechnung

Schubkraft:  $F_S := 6520\text{N}$  (Wert aus Excel-Tabelle "Regelung.xlsx")

Widerstandskraft des Turms:  $F_D := \frac{\rho_{Luft}}{2} \cdot D_{Rohr} \cdot l_T \cdot v_1^2 \cdot c_D$

$$F_D = 1.247 \times 10^3 \text{ N}$$

Masse des Turms:  $m_T := l_T \cdot G_{spez}$

$$m_T = 1.362 \times 10^3 \cdot \text{kg}$$

Volumen des Aushubs:  $V_{Erde} := \pi \cdot R_{SR}^2 \cdot h_{SR} = 8.233 \cdot m^3$

Masse des Aushubs:  $m_{Erde} := V_{Erde} \cdot \rho_{Erde}$

$$m_{Erde} = 1.359 \times 10^4 \text{ kg}$$

Gewichtskraft:  $F_G := (3 \cdot m_{RB} + m_{TK} + m_T + m_{SR} + m_{Erde}) \cdot g = 154.94 \cdot \text{kN}$

Moment aus Gewichtskraft:  $M_G := F_G \cdot l_G$

$$M_G = 185.928 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Moment aus Schubkraft:  $M_S := F_S \cdot l_S$

$$M_S = 77.066 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Moment aus Widerstandskraft:  $M_D := F_D \cdot l_D$

$$M_D = 8.334 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Sicherheit gegen Kippen:  $S_{Kippen} := \frac{M_G}{M_S + M_D}$

$$S_{Kippen} = 2.177$$

Die Sicherheit gegenüber Kippen beträgt  $S_{Kippen} = 2.177$ . Damit ist sichergestellt, dass die Schub- und Widerstandskraft bei einer extremen Böe die WKA im Stillstand nicht umkippt.

Quellen:

- <http://www.baustoffe-liefern.de/Rechner/Erde-Mutterboden.html#dichte>
- <http://www.uni-magdeburg.de/isut/LSS/Lehre/Arbeitsheft/VII.pdf>

## B.34. Lebensdauerberechnung

### Sicherheit des Turms gegen Knicken

Flächenträgheitsmoment:  $I_T := \frac{\pi}{4} \cdot \left[ \left( \frac{D_{Rohr}}{2} \right)^4 - \left( \frac{D_{Rohr} - 2 \cdot s_{Rohr}}{2} \right)^4 \right]$

Kritische Knicklast:  $F_K := \pi^2 \cdot \frac{I_T \cdot E_{St}}{l_T^2}$

$$F_K = 1.277 \times 10^3 \cdot kN$$

Gewichtskraft:  
(ohne Steel-Root)  $F_{GK} := F_G - (m_{SR} + m_{Erde}) \cdot g$

$$F_{GK} = 14.143 \cdot kN$$

$$F_K > F_G$$

Sicherheit gegen Knicken:  $S_K := \frac{F_K}{F_{GK}}$

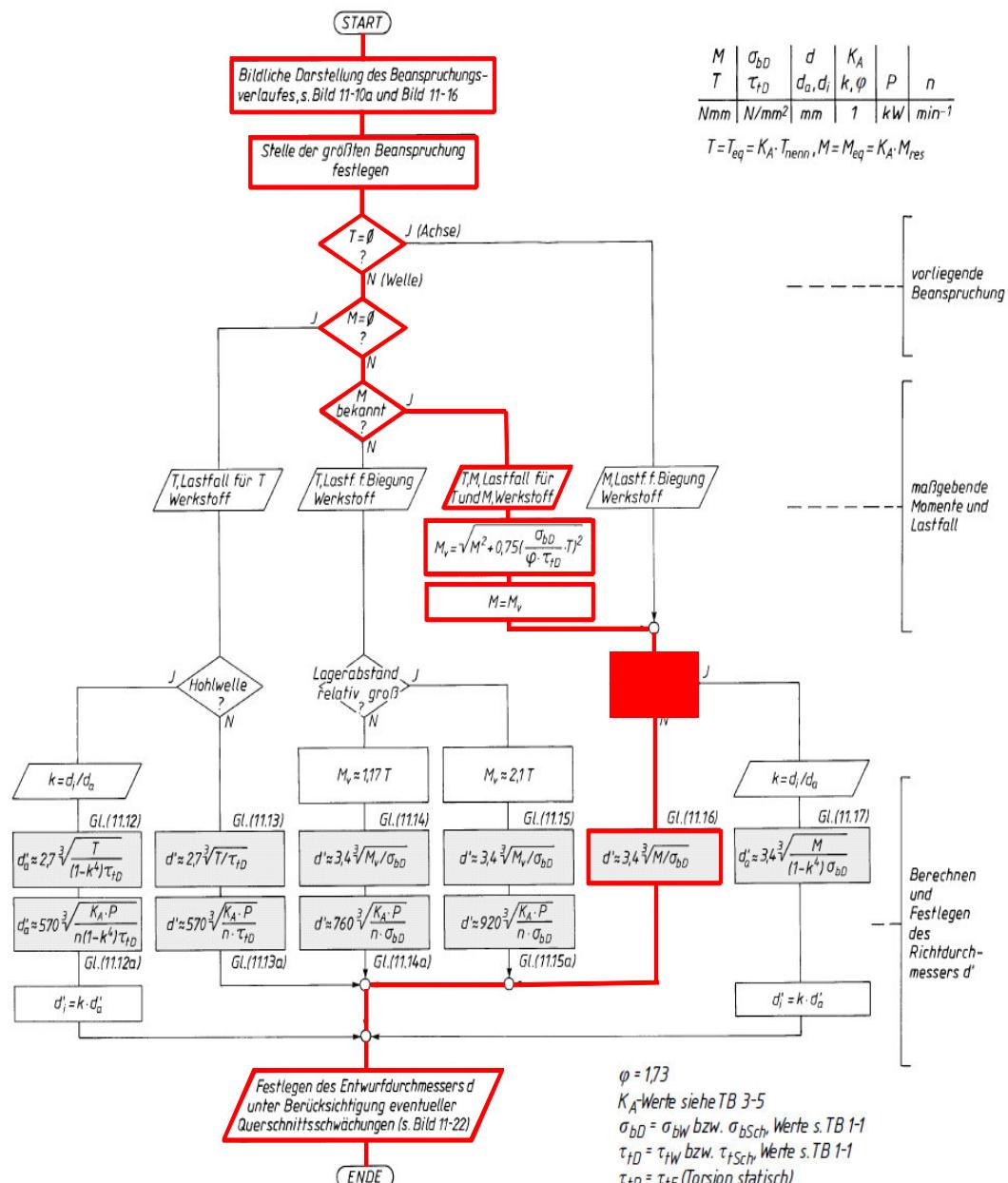
$$S_K = 90.296$$

Da die kritische Knicklast wesentlich größer als die auftretende Gewichtskraft ist, besteht keine Gefahr des Knickens des Turms.

## B.35. Berechnungen zum Antriebsstrang

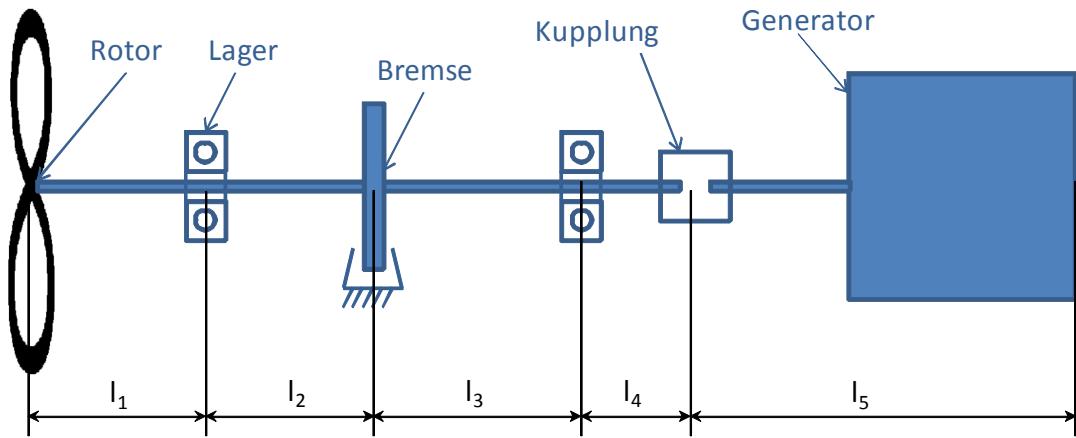
### Auslegung des Antriebstrangs

Vorgehen (Roloff Matek S.355):



## B.36. Berechnungen zum Antriebsstrang

### System und gegebene Größen



#### Geometrie:

$$l_1 := 187.5 \text{ mm} \quad l_2 := 107 \text{ mm} \quad l_3 := 107 \text{ mm} \quad l_4 := 50 \text{ mm} \quad l_5 := 100 \text{ mm}$$

#### Kräfte:

Gewichtskraft des Rotors:  $F_G := (3.5 \text{ kg} + 0.5 \text{ kg}) \cdot g = 152.003 \text{ N}$

Rotorschub:  $F_s := 6200 \text{ N}$

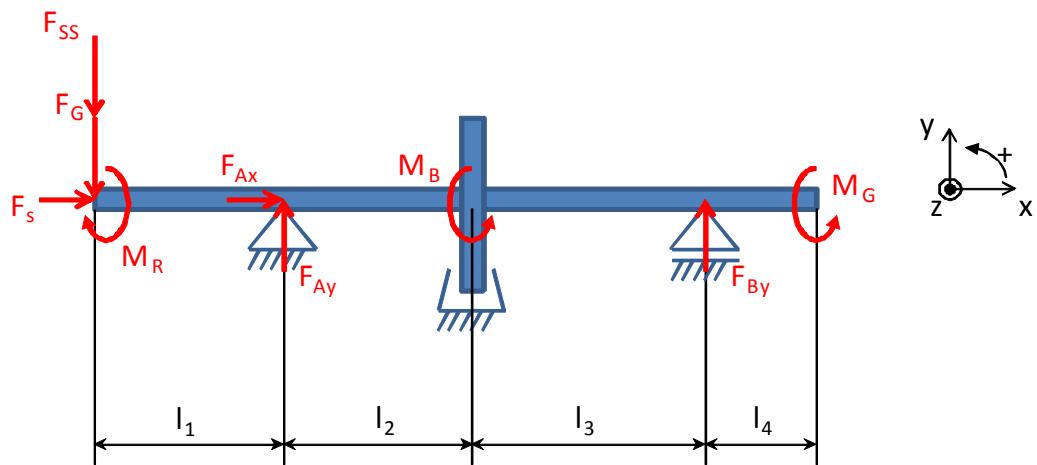
Radiale Schubkraft bei Rotorneigung um  $61^\circ$ :  
(Windgeschw.: 20 m/s ; Böe von 30 m/s)  $F_{SS} := 4500 \text{ N}$

Rotormoment:  $M_R := 110 \text{ N} \cdot \text{m}$

Bremsmoment:  $M_{Br} := 10 \text{ N} \cdot \text{m}$

Drehmoment des Generators:  $M_G := 110 \text{ N} \cdot \text{m}$

#### Auflagerreaktionen



### B.37. Berechnungen zum Antriebsstrang

Kräftegleichgewicht in x-Richtung:

$$\sum F^x := 0 \quad F_{Ax} := -F_s = -6200 \text{ N}$$

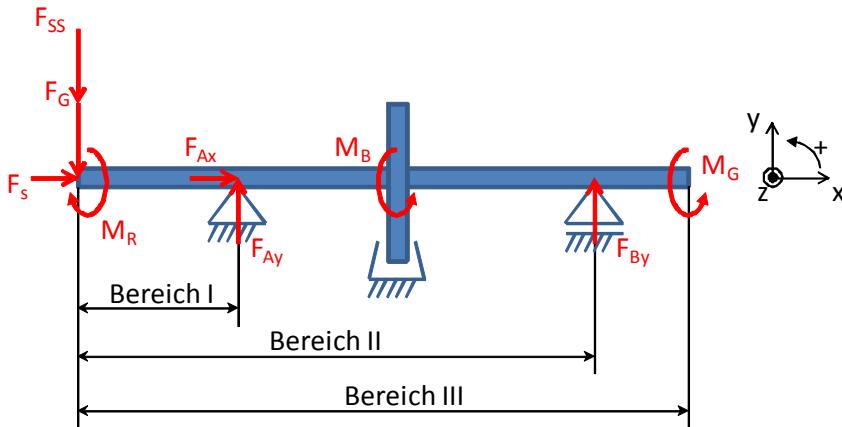
Momentengleichgewicht um Lager A:

$$\sum M^A := 0 \quad (F_G + F_{SS}) \cdot l_1 + F_{By} \cdot (l_2 + l_3) := 0 \quad F_{By} := \frac{-(F_G + F_{SS}) \cdot l_1}{l_2 + l_3} = -4075.937 \text{ N}$$

Kräftegleichgewicht in y-Richtung:

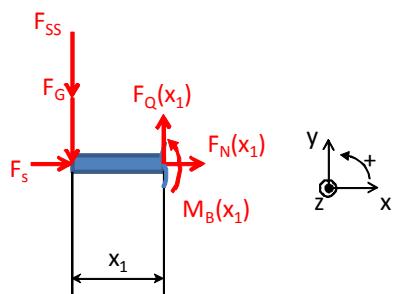
$$\sum F^y := 0 \quad F_{Ay} := F_G + F_{SS} - F_{By} = 8727.94 \text{ N}$$

#### Verlauf der Schnittkräfte und -momente



Einteilung der Welle in einzelne Bereiche, in denen dann der Verlauf bestimmt wird.

Bereich I     $0 < x_1 < l_1$



Kräftegleichgewicht in x-Richtung:

$$\sum F^x := 0 \quad F_{N1}(x_1) := -F_s$$

## B.38. Berechnungen zum Antriebsstrang

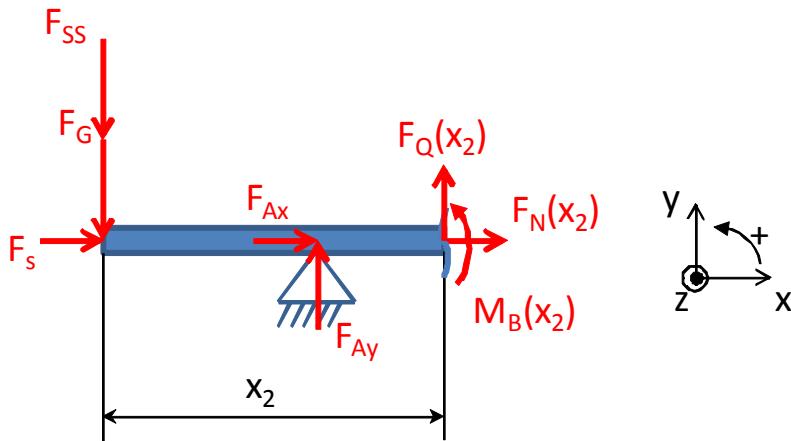
Momentengleichgewicht um Schnittpunkt:

$$\sum M^S := 0 \quad (F_G + F_{SS}) \cdot x_1 + M_{B1}(x_1) := 0 \quad M_{B1}(x_1) := -(F_G + F_{SS}) \cdot x_1$$

Kräftegleichgewicht in y-Richtung:

$$\sum F^y := 0 \quad F_{Q1}(x_1) := F_G + F_{SS}$$

Bereich II  $l_1 < x_2 < l_1 + l_2 + l_3$



Kräftegleichgewicht in x-Richtung:

$$\sum F^x := 0 \quad F_{N2}(x_2) := -F_s - F_{Ax}$$

Momentengleichgewicht um Schnittpunkt:

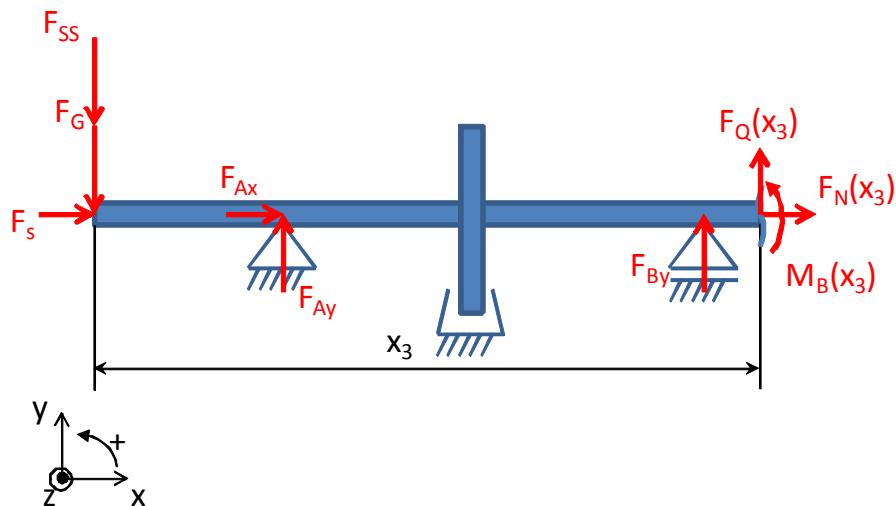
$$\sum M^S := 0 \quad (F_G + F_{SS}) \cdot x_2 + M_{B2}(x_2) - F_{Ay}(x_2 - l_1) := 0 \quad M_{B2}(x_2) := -(F_G + F_{SS}) \cdot x_2 + F_{Ay}(x_2 - l_1)$$

Kräftegleichgewicht in y-Richtung:

$$\sum F^y := 0 \quad F_{Q2}(x_2) := F_G + F_{SS} - F_{Ay}$$

### B.39. Berechnungen zum Antriebsstrang

Bereich III  $l_1 + l_2 + l_3 < x_3 < l_1 + l_2 + l_3 + l_4$



Kräftegleichgewicht in x-Richtung:

$$\sum_{\text{red}} F^x := 0 \quad F_{N3}(x_3) := -F_s - F_{Ax}$$

Momentengleichgewicht um Schnittpunkt:

$$\sum_{\text{red}} M^S := 0 \quad (F_G + F_{SS}) \cdot x_3 + M_{B3}(x_3) - F_{Ay}(x_3 - l_1) - F_{By}[x_3 - (l_1 + l_2 + l_3)] := 0$$

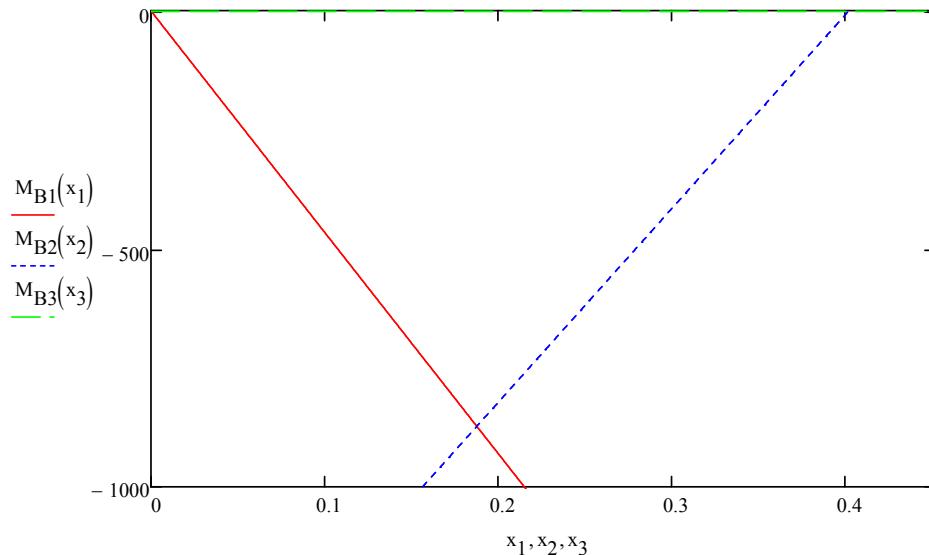
$$M_{B3}(x_3) := -(F_G + F_{SS}) \cdot x_3 + F_{Ay}(x_3 - l_1) + F_{By}[x_3 - (l_1 + l_2 + l_3)]$$

Kräftegleichgewicht in y-Richtung:

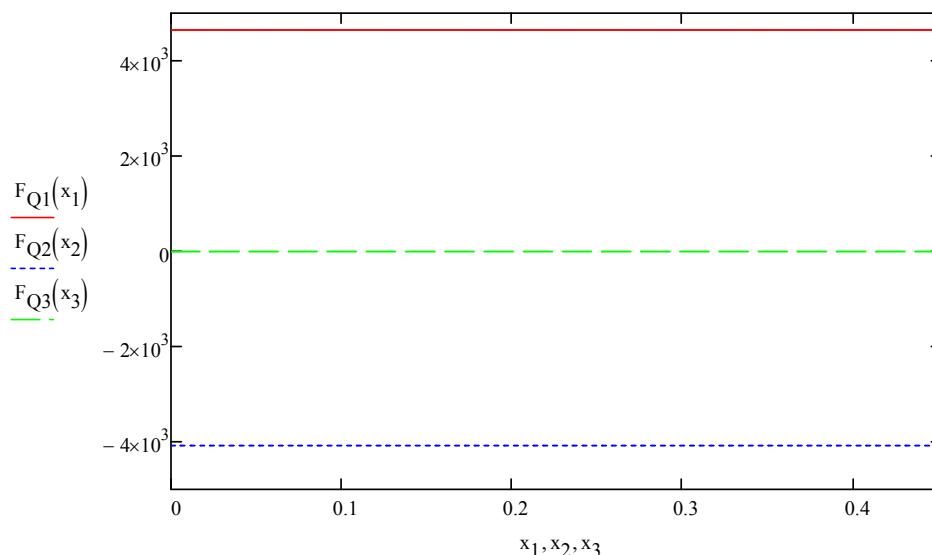
$$\sum_{\text{red}} F^y := 0 \quad F_{Q3}(x_3) := F_G + F_{SS} - F_{Ay} - F_{By}$$

## B.40. Berechnungen zum Antriebsstrang

### Biegemomentenverlauf



### Querkraftverlauf



Maximales Biegemoment bei  $l_1$

$$M_{B\max} := M_{B1}(l_1) = -872.251 \cdot N\cdot m$$

## B.41. Berechnungen zum Antriebsstrang

### Bestimmen des Wellenmindestdurchmessers

Die Bestimmung des Wellenmindestdurchmessers erfolgt nach "Roloff-Matek: Maschinenelemente, 14. Auflage, Kapitel 11". Es wird von der Gestaltänderungshypothese für duktile Werkstoffe ausgegangen. Als Werkstoff wird C45E verwendet.

Für das maximale Torsionsmoment wird folgende Annahme getroffen: Der Rotor bringt kein Drehmoment auf, ist aber in Bewegung. Der Generator und die Bremse setzen zusammen der Rototrägheit ihr maximales Drehmoment entgegen.

$$M_{T\max} := M_{Br} + M_G = 120 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Als nächstes wird das Vergleichsmoment berechnet. Dafür werden die Werkstoffkennwerte  $\sigma_{bD}$  und  $\tau_{td}$  benötigt. Diese werden aus der Tabelle (<http://me-lrt.de/1-dimensionierung-trager-statische-beanspruchung>) abgelesen.

$$\sigma_{bD} := 350 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \tau_{td} := 210 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\varphi := 1.73 \quad (\text{siehe Ablaufdiagramm})$$

$$M_V := \sqrt{M_{B\max}^2 + 0.75 \cdot \left( \frac{\sigma_{bD}}{\varphi \cdot \tau_{td}} \cdot M_{T\max} \right)^2} = 877.978 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$d_{\min} := 3.4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_V}{\sigma_{bD}}} = 46.197 \text{ mm}$$

### Lagerlebensdauer

#### **Wälzlagerverhalten 21313-E1:**

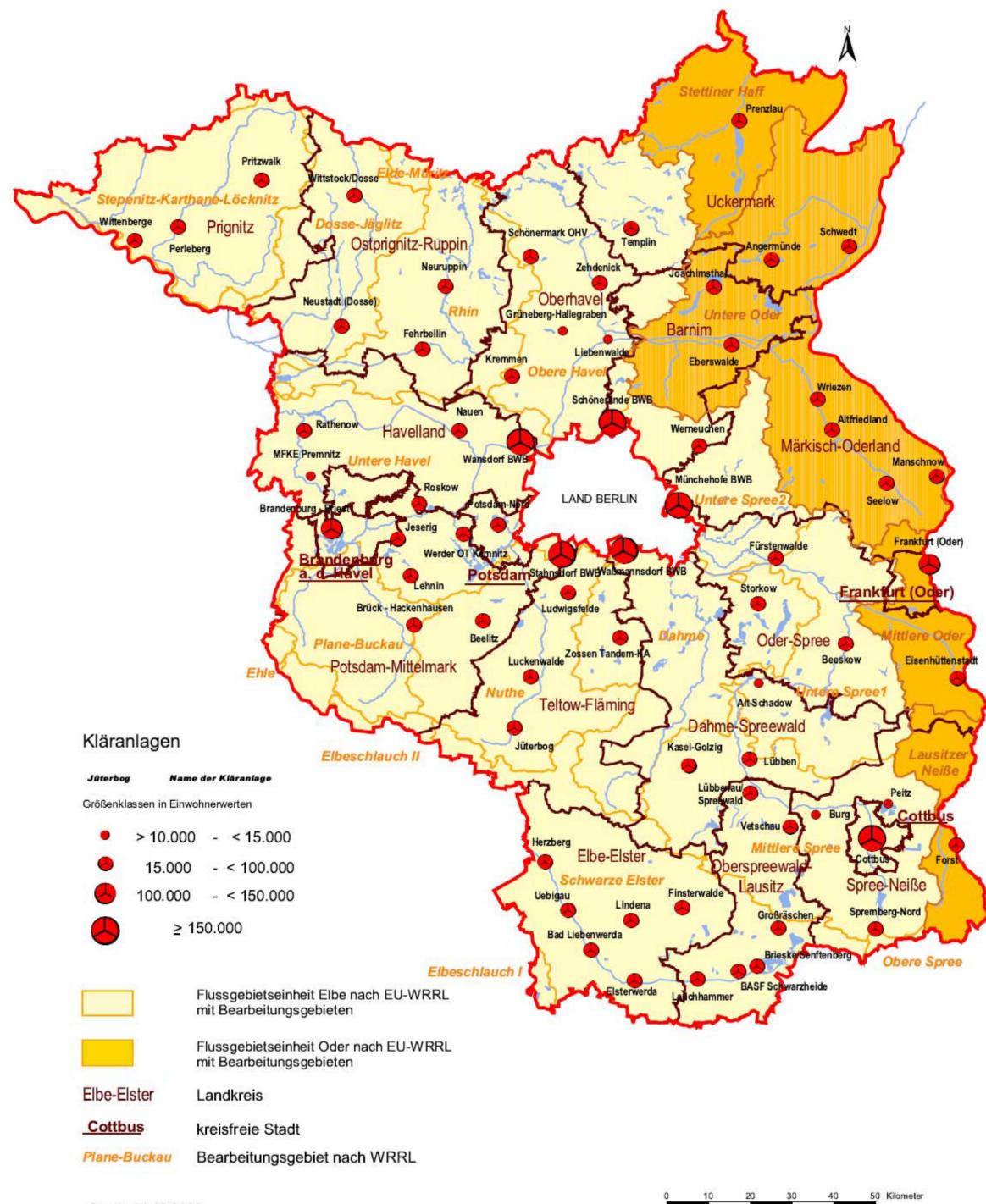
Statische Tragsicherheit	S0_min	9.725
Gesamtlebensdauer in Stunden (nominell)	Lh10	60655 h
Modifizierte Lebensdauer in Stunden	Lh_nm	277412 h
Maximale äquivalente statische Belastung	P0_max	27764.00 N
Äquivalente Drehzahl	n	350.0 1/min
Äquivalente dynamische Belastung	P	29152.00 N

#### **Wälzlagerverhalten 1315-K-M-C3:**

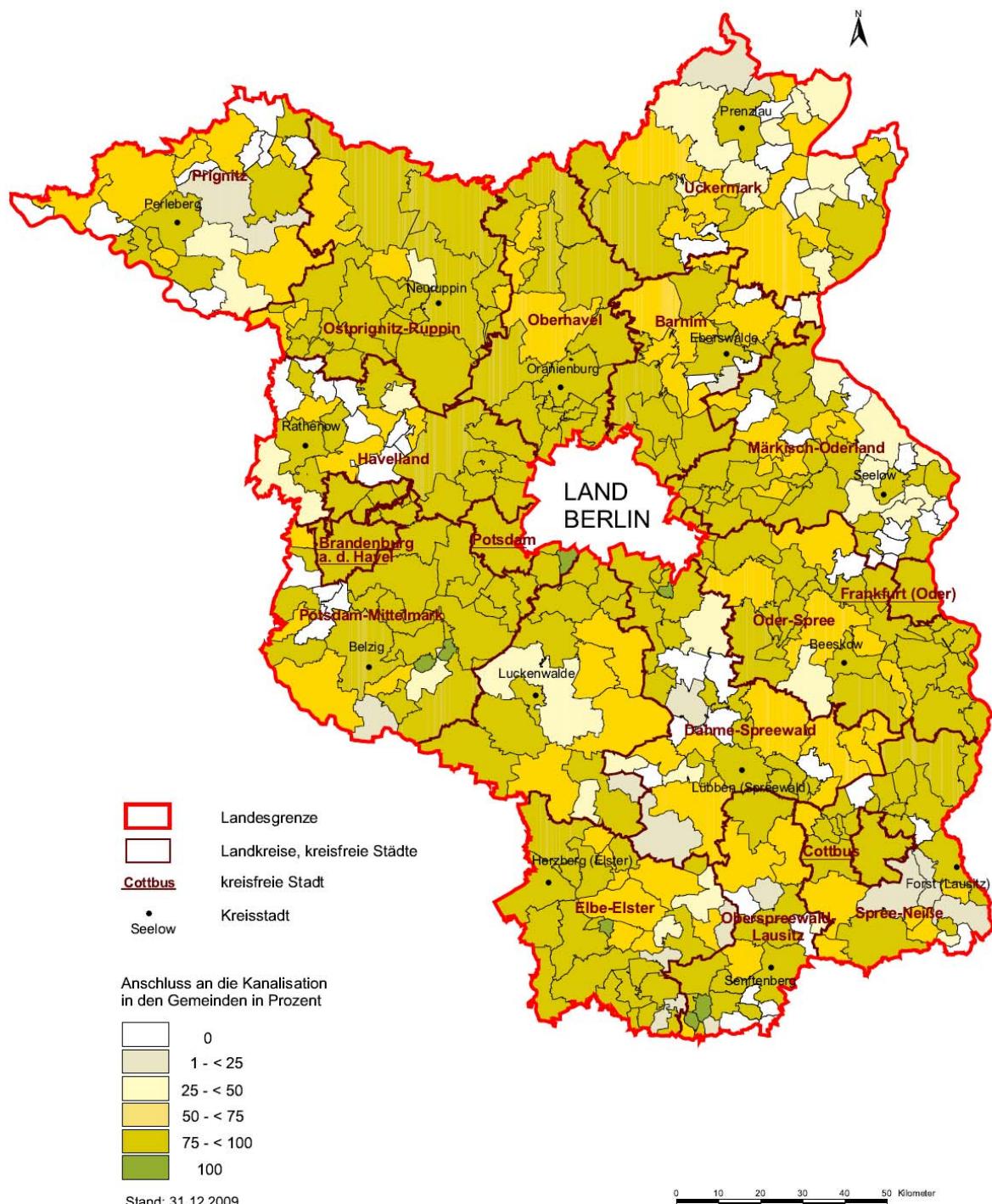
Statische Tragsicherheit	S0_min	7.237
Gesamtlebensdauer in Stunden (nominell)	Lh10	> 1000000 h
Modifizierte Lebensdauer in Stunden	Lh_nm	> 1000000 h
Maximale äquivalente statische Belastung	P0_max	4076.00 N
Äquivalente Drehzahl	n	350.0 1/min
Äquivalente dynamische Belastung	P	412.26 N

## C. Abbildungen

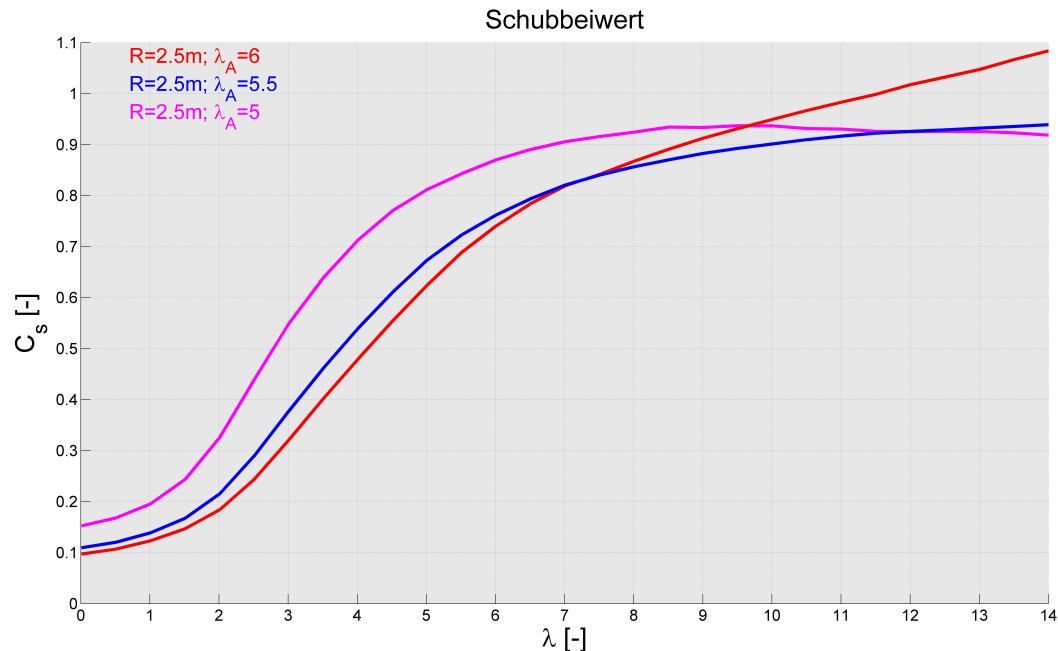
### C.1. Kläranlagen in Brandenburg [8]



## C.2. Anschlussgrad an die zentrale Abwasserentsorgung der Gemeinden von Brandenburg [8]



### C.3. Schubbeiwerte dreier Rotorgeometrien unterschiedlicher Auslegungsschnellaufzahl



### C.4. Schubbeiwerte dreier Rotorgeometrien unterschiedlicher Auslegungsschnellaufzahl

