

KISSsoft AG - ☎ +41 55 254 20 50
 Uetzikon 4 - ☎ +41 55 254 20 51
 8634 Hombrechtikon - ✉ info@KISSsoft.AG
 Switzerland - www.KISSsoft.AG

Dem Wind die Zähne gezeit

H. Dinner, KISSsoft AG, hanspeter.dinner@KISSsoft.ch

Windkraftanlagen werden je länger je grösser, Windkraftgetriebe komplexer, die Anzahl der Zahnräder in ihnen steigt und ein Getriebeschaden – und damit ein Stillstand der Anlage – wird immer kostspieliger.

Gleichzeitig besteht eine Abhängigkeit des Betreibers vom Anlagenbauer und dieser ist wiederum vom Getriebelieferanten abhängig. Dem gegenüber hat der Getriebebauer einen Wissensvorsprung gegenüber dem Anlagenbauer und dieser weiss wiederum mehr über den Antriebsstrang in seiner Anlage als der Betreiber. Dieser Zustand öffnet Auseinandersetzungen zwischen den Parteien Tür und Tor.

Ziel muss es sein, alle Parteien zu einem Wissensaustausch zu bewegen damit auch die Verantwortung geteilt werden kann. Wissensaustausch kann nur funktionieren, wenn alle Parteien über Solches verfügen. Ziel dieses Artikels ist es, am Beispiel der Verzahnungsberechnung, das als Grundlage für einen fairen und qualifizierten Dialog notwendige Wissen zu skizzieren.



1 Die Problemstellung

Bei der Auslegung und Nachrechnung von Getrieben für Windkraftanlagen sind einige spezifische Problemstellungen gegeben, die atypisch für Getriebe im Bereich Energieerzeugung sind:

- Belastung: schwankende Drehmomente, Lastüberhöhung durch Schwingungen, Momentenrichtungsumkehr, standortabhängige Belastung
- Leistung: hohe Drehmomente bei tiefen Drehzahlen, hohe Leistungsdichte
- Betrieb: Temperaturschwankungen, Kaltstart, Leerlauf, Stillstandsbelastung
- Getriebemasse: Leichtbau gefordert, weiche Lagerung, Biegemomente an der Eingangswelle (insbesondere bei Dreipunktlagerung)
- Zugänglichkeit: die Getriebe sind nur schwer zugänglich, der Transport von Werkzeugen ist schwierig

Neben der technischen Seite treten vermehrt auch Fragestellungen zur Zusammenarbeit zwischen dem Anbieter sowie dem Käufer von Getrieben auf:

- Prozesssicherheit in der Berechnung, Dokumentation der Berechnung
- Sicherer Datenfluss innerhalb und zwischen Unternehmen
- Nachvollziehbarkeit von Annahmen und Berechnungsmethoden
- Einigkeit zwischen den Parteien über Annahmen und zu erreichende Kennwerte
- Rasche Überprüfung der Berechnungen des Getriebebauers durch den Käufer

Auch einige wirtschaftliche Aspekte sind atypisch:

- Windkraftgetriebe haben atypisch lange Lieferzeiten, der Markt ist leergefegt
- Die Zahl der Anbieter ist vergleichsweise klein, einige namhafte Anbieter sind stark mit Anlagenbauern verbunden
- Anlagen und Getriebe werden von Dritten zertifiziert
- Hohe Zahl an Schäden verbunden mit hohen Kosten

Es ist daher von Interesse, in einem Dialog alle Parteien zu integrieren, damit die Risiken von Allen verstanden und gemeinsam getragen werden können. Voraussetzung für dieses Verständnis ist ein Mass an Wissen über Eigenarten von Windkraftgetrieben und Getriebebau im Allgemeinen sowie effektive Methoden und Werkzeuge, um relevante Informationen zu den eingesetzten Getrieben austauschen zu können.

2 Windkraftgetriebe

2.1 Systematik

Die grosse Zahl der Windkraftanlagen ist mit ähnlichen Getrieben ausgerüstet, typisch sind dreistufige Stirnradgetriebe (unterer Leistungsbereich), einstufige Planetengetriebe mit zwei Stirnradstufen (mittlerer Leistungsbereich) und zweistufige Planetengetriebe mit einer Stirnradstufe (oberer Leistungsbereich). Daneben existieren, z.T. nur als Prototypen, interessante Alternativen, siehe Abbildung 2.2-1.

Der Grossteil der Windkraftanlagen verfügt über nur einen Rotor und dieser ist in aller Regel dem Wind zugewandt (Upwind). Ebenso verfügt der Grossteil der Anlagen über nur einen Generator, d.h. dass das Getriebe über genau einen Eingang und einen Ausgang verfügt. Denkbar, und zum Teil realisiert, sind aber die vier Kombinationen wie in Abbildung 2.1-1 aufgeführt. Die Ausführung mit mehreren Generatoren oder mehreren Rotoren ist selten, eine Ausführung mit mehreren Rotoren und mehreren Generatoren ist dem Autor nicht bekannt.

	Single output	Multiple output
Single Input	Ein Rotor, ein Generator Standardfall	Ein Rotor, mehrere Generatoren z.B. Clipper
Multiple Input	Mehrere Rotoren, ein Generator, z.B. Kowintec	Mehrere Rotoren, mehrere Generatoren Nicht bekannt

Abbildung 2.1-1 Mögliche Anlagenkonzepte in Bezug auf Leistungsfluss

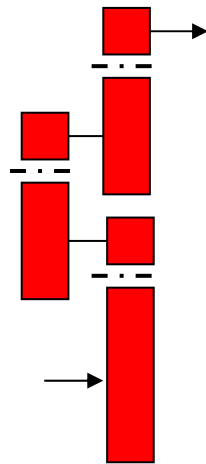
Windkraftgetriebe haben die Aufgabe, die tiefen Drehzahlen und hohen Momente am Getriebeeingang in höhere Drehzahlen und tiefere Moment am Ausgang zu wandeln. Windkraftgetriebe können daher auch nach der Art Ihrer Kinematik klassiert werden:

- Die Standardgetriebe übersetzen Drehmoment und Drehzahl fest von den Werten am Eingang zu denen am Ausgang.

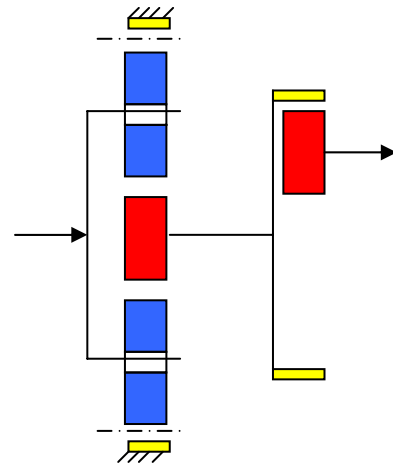
- Drehmomentbegrenzende Getriebe können das Ausgangsdrehmoment (und damit das Eingangsdrehmoment) steuern oder mindestens begrenzen. Die Drehzahl wird dabei nicht gesteuert.
- Die komplexeste Form von Getrieben stellen die CVT Getriebe dar, diese erlauben es – über einen bestimmten Bereich – Drehzahl und Drehmoment am Getriebeausgang zu regeln.

2.2 Konzepte

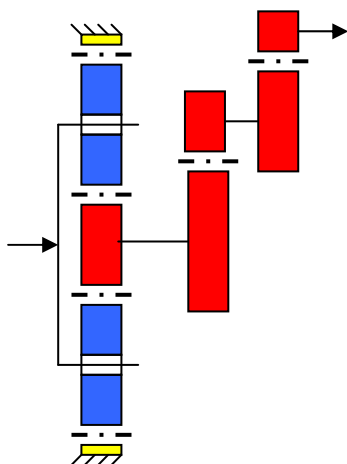
Eine – nicht vollständige – Übersicht über realisierte oder untersuchte Getriebekonzepte zeigt die folgende Abbildung. Insbesondere ein- und zweistufig Planetengetriebe (mit zwei oder einer nachgeschalteten Stirnradstufe) stellen heute den Standard dar. Über die Zeit ist mit dem Anstieg der Leistung auch die Zahl der Verzahnungseingriffe angestiegen, die Verzahnungsberechnung wird damit aufwändiger.



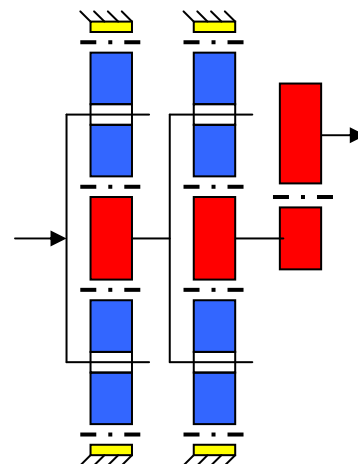
Stirnradstufen, auch leistungsverzweigt



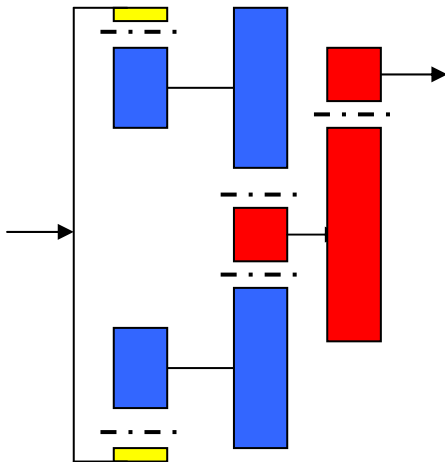
Planetenstufe mit Hohlradstufe
Versuchsanlage in Holland



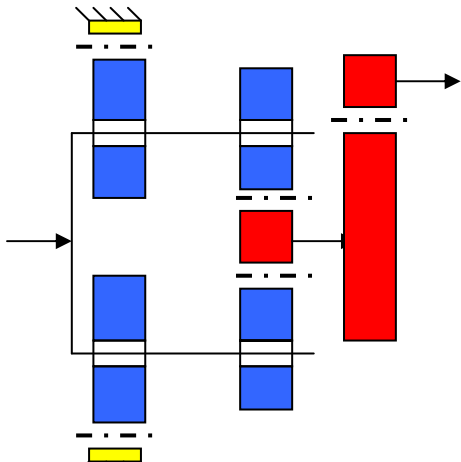
Eine Planeten, zwei Stirnradstufe



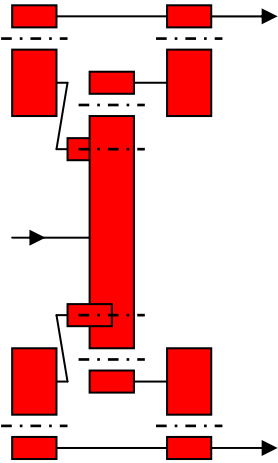
Zwei Planeten, eine Stirnradstufe



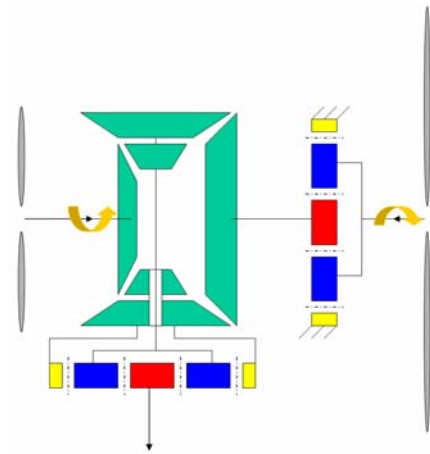
Stufenplanet, Planeten raumfest
Renk Aerogear



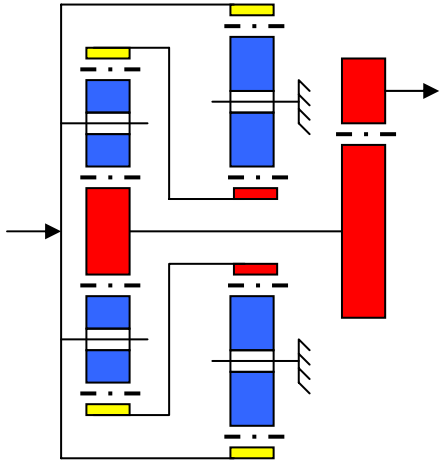
Stufenplanet, Ring raumfest



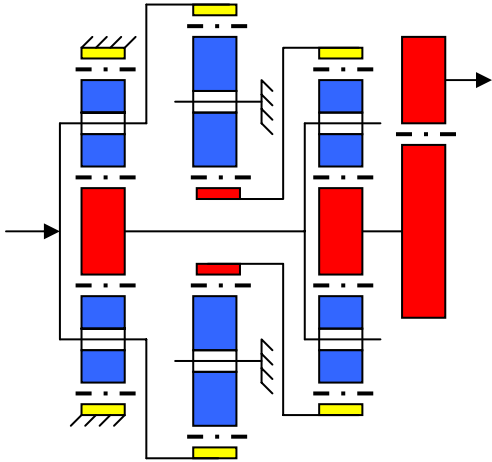
Leistungsverzweigung, mehrere Generatoren
Clipper



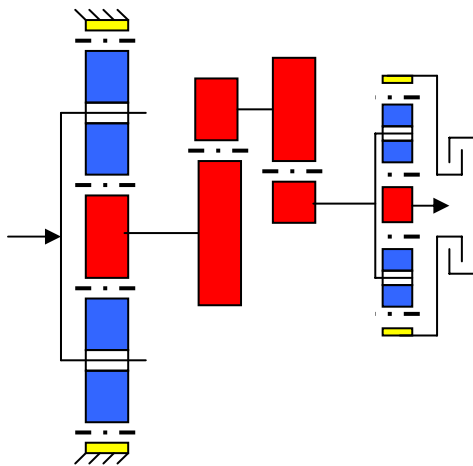
Zwei Eingänge, Luv und Lee Rotor
Kowintec



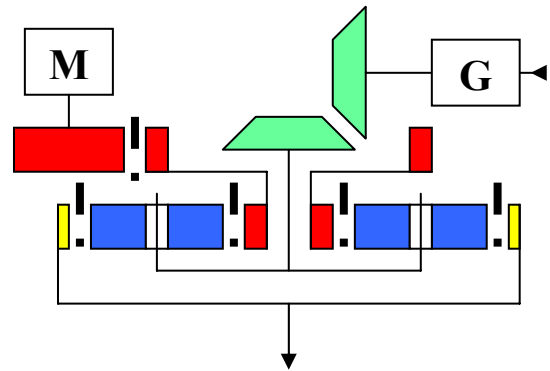
Planetenkoppelgetriebe
MAAG



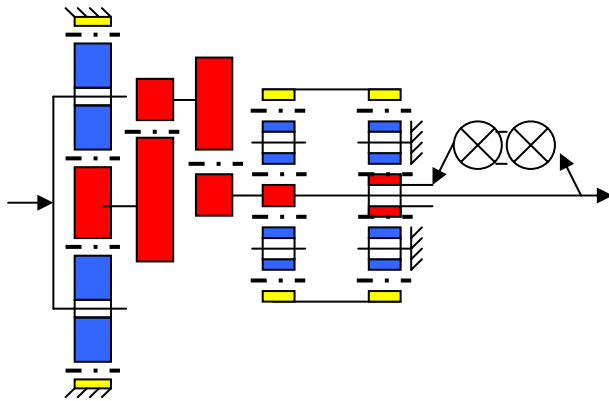
Differenzialgetriebe
Bosch Rexroth



Hydraulische Drehmomentbegrenzung
Henderson Gearbox

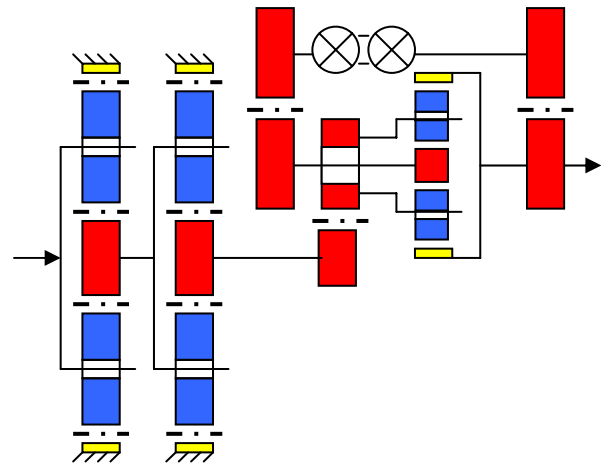


Drehmomentbegrenzung: Elektromotor (M)
Versuchsanlage auf Orkney Insel



Hydrodynamisches Überlagerungsgetriebe
Voith WinDrive

Abbildung 2.2-1 Verschiedene Getriebekonzepte



Hydrostatisches Überlagerungsgetriebe
Windtec/Wikov/Orbital2

3 Verzahnungsberechnung für WKA Getriebe

3.1 Verzahnungsberechnung als Prozess

Eine Verzahnungsberechnung darf nicht auf eine Nachrechnung der Festigkeit reduziert werden, dieser Nachweis ist zwar notwendig und wird explizit gefordert, stellt aber nur einen einzelnen Schritt im gesamten Prozess „Verzahnungsberechnung“ dar.

Die Verzahnungsberechnung muss als Prozess verstanden werden, der bei der Lastermittlung anfängt, nach einer optimalen Verzahnungslösung sucht, diese analysiert und umfangreiche Dokumentation für Fertigung, Qualitätssicherung und Zertifizierung erstellt.

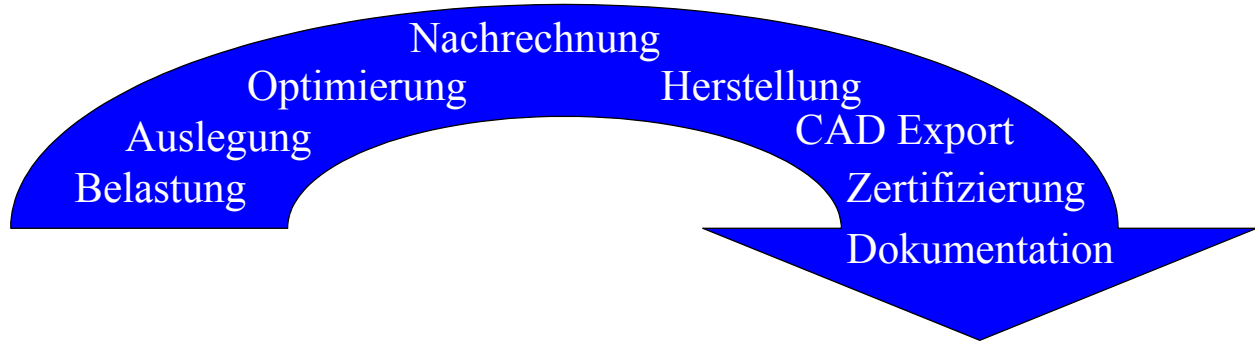


Abbildung 3.1-1 Verzahnungsberechnung als Prozess

Der oben gezeigte Prozess stellt ein Minimum an Schritten dar, die in einer Verzahnungsberechnung zu absolvieren sind. Nicht Teil dieses Prozesses sind insbesondere die vorgeschaltete Erstellung von Lastkollektiven und die nachgeschaltete Umsetzung in Hardware sowie Tests. Einzelne Schritte in diesem Prozess werden in den folgenden Abschnitten illustriert. Eine umfassende Beschreibung der Schritte ist im Rahmen dieses Artikels jedoch nicht möglich, die Thematik ist hierfür zu komplex.

3.2 Kinematikanalyse

Die Ermittlung der auf das Getriebe wirkenden Lasten ist in der Regel nicht Aufgabe des Getriebebauers, er muss aber untersuchen inwieweit eine Variation der ihm übergebenen Lastannahmen zu einer veränderten Auslegung der Verzahnung führen würde.

Für die Auslegung der Verzahnung wird dann mit einer aus dem Lastkollektiv reduzierten schadensäquivalenten Last (Drehmoment und Drehzahl am Getriebeeingang) gearbeitet.

Diese Belastung muss dann für die Verzahnungsauslegung in die in der Verzahnung wirksame Wälzleistung umgerechnet werden. Diese Kinematische Analyse kann bei Differenzialgetrieben, Getrieben mit Leistungsverzweigung oder geregelten Getrieben bereits aufwändig werden. Die Darstellung einiger Leistungsflüsse in der folgenden Abbildung mag dies verdeutlichen.

Umfangreiche Kinematikanalysen zur Berechnung der für die Verzahnungsauslegung wirksamen Wälzleistungen lassen sich z.B. in KISSsys ausführen. Diese Simulationssoftware berechnet den Leistungsfluss in Antriebssträngen und verknüpft diese Simulation mit einer Festigkeitsrechnung der im Antriebsstrang vorhandenen Maschinenelemente. Damit lassen sich komplette Getriebe / Antriebsstränge parametrisieren und bezüglich Festigkeit und Lebensdauer analysieren. KISSsys erlaubt es dem Anwender unter anderem, rasch detaillierte Parameterstudien eines kompletten Getriebes / Antriebsstranges durchzuführen um verschiedene Varianten eines Entwurfes effizient zu vergleichen. KISSsys benutzt KISSsoft für die Festigkeits- und Lebensdauerberechnung der verschiedenen Maschinenelemente.

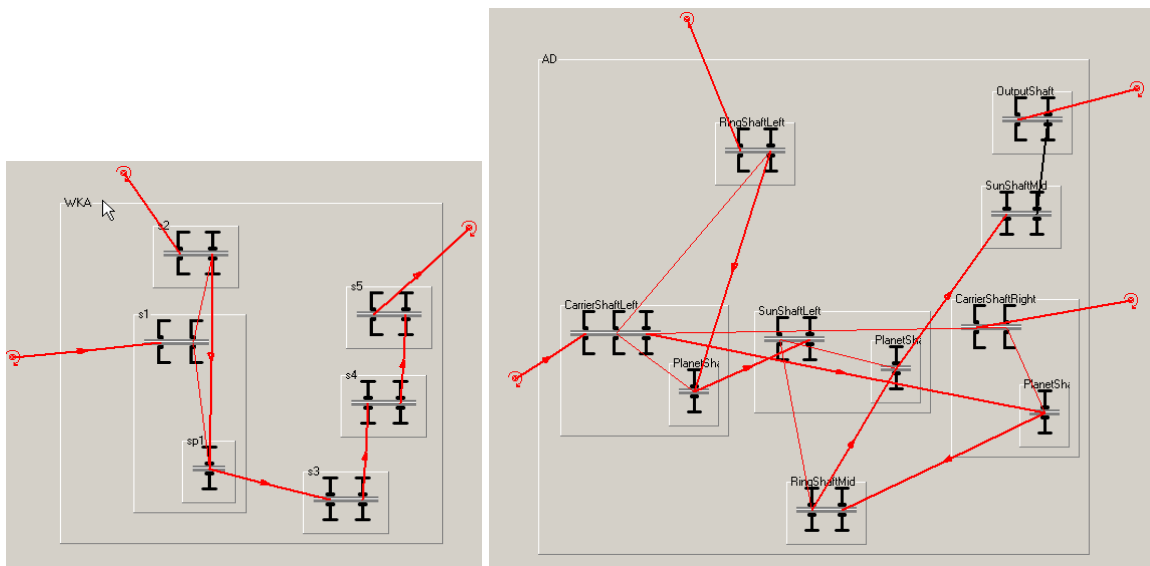
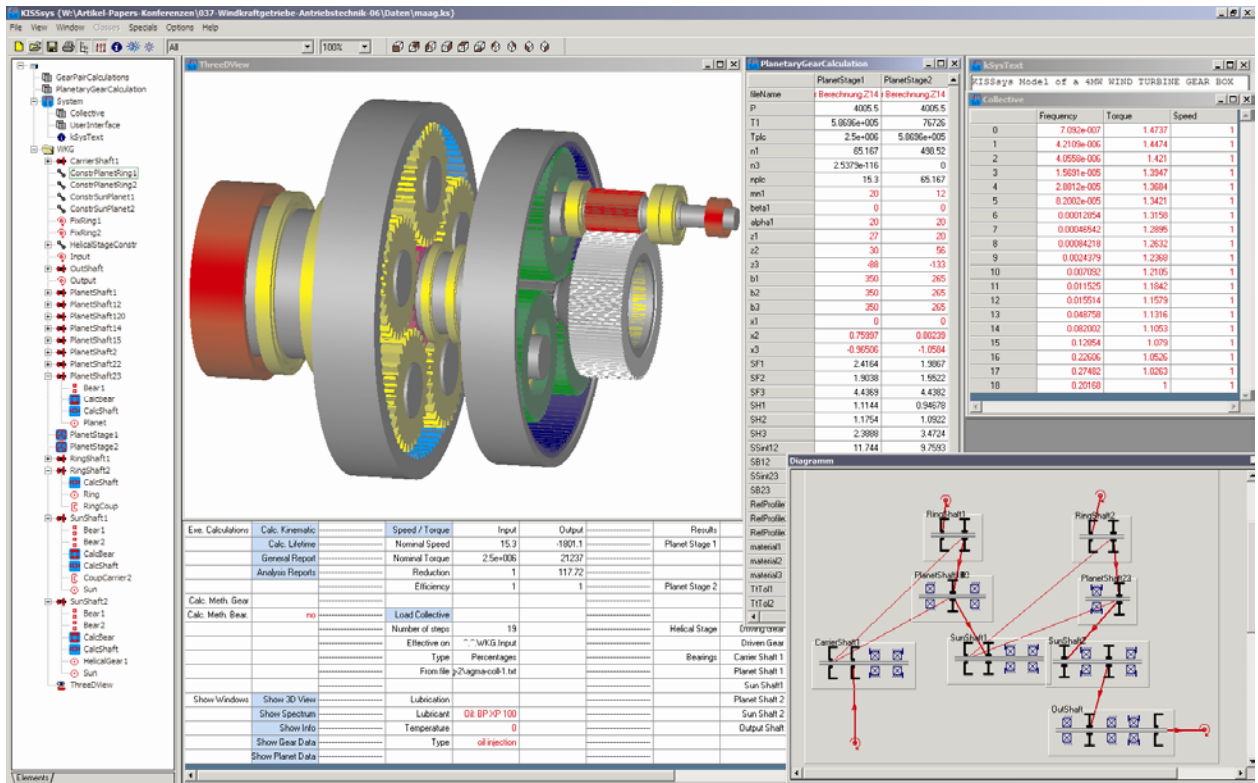


Abbildung 3.2-1 Oben: Berechnungsmodell eines Windkraftgetriebes in KISSsys. Unten links: Darstellung des Leistungsflusses für ein einstufiges Planetengetriebe mit zwei Stirnradstufen. Unten rechts: Darstellung des Leistungsflusses für das Differentialgetriebe von Bosch Rexroth (Drei Planetenstufen und eine Stirnradstufe).

3.3 Auslegung

Ist die Wälzleistung in der Verzahnung bekannt, werden die wesentlichen Größen der Verzahnung (Zähnezahl, Modul, Eingriffswinkel) ausgelegt. Dabei werden Größen wie

- erreichbare Verzahnungsqualität
- Materialkennwerte
- Sollübersetzung und zulässige Abweichung

- Geforderte Lebensdauer / Sicherheit
- Einbaubedingungen / Montierbarkeit

berücksichtigt. Insbesondere die Einbaubedingungen in der ersten Planetenstufe sind zu beachten, hier schränken der grösstmögliche Durchmesser des Hohlrades (Fertigung) sowie der notwendige Durchmesser der Planetenräder (Platz für die Planetenlagerung) den Konstrukteur ein.

3.4 Verzahnungsoptimierung

Die Verzahnung kann danach optimiert werden, die Variation der folgenden Parameter ist dabei üblich

- Zahnhöhe (Erreichen einer optimalen Profilüberdeckung)
- Schrägungswinkel (Erreichen einer optimalen Sprungüberdeckung)
- Profilverschiebung (Beeinflusst spezifisches Gleiten und Festigkeit)
- Optimierung der Fussrundung (z.B. grösserer Radius durch verschobene Wälzung)
- Profil- und Breitenkorrektur (Verbesserung des Tragbildes, Reduktion Eintrittsstoss)
- Oberflächenbehandlung (Verfestigung, Glättung)

Ausgewählte Punkte werden in den folgenden Abschnitten kurz beschrieben.

3.4.1 Optimierung der Zahnhöhe

Wird ein Standardbezugsprofil, z.B. mit einer Zahnhöhe von 2.25mm verwendet, resultiert in der Regel eine Profilüberdeckung zwischen 1.00 und 2.00. Dies bedeutet dann, dass für eine bestimmte Zeit ein Zahn, und für eine bestimmte Zeit zwei Zähne im Eingriff sind. Damit ändert sich die Steifigkeit des Eingriffes ständig von einem Wert zum Doppelten. Diese Änderung kann Schwingungen provozieren. Ziel ist es, eine ganzzahlige Überdeckung zu erreichen, so dass zu jeder Zeit gleich viele Zähne im Eingriff sind. Dies wird erreicht indem die Zahnhöhe vergrössert wird, die Verzahnung regt dann weniger zu Schwingungen an.

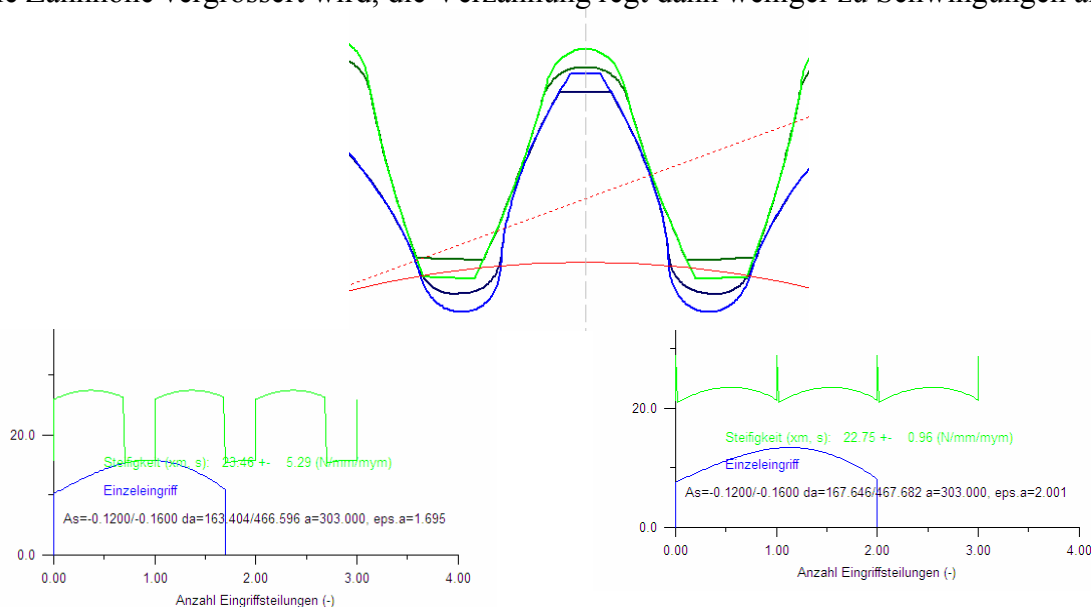


Abbildung 3.4-1 Änderung des Verlaufs der Eingriffsteifigkeit infolge erhöhter Zahnhöhe

3.4.2 Profilkorrekturen

Von Windkraftgetrieben werden von der Öffentlichkeit tiefe Schallpegel gefordert. Die Vibrationsanregung aus der Verzahnung ist dabei eine massgebliche Ursache für das

Geräusch. Ziel muss es daher sein, einerseits die Drehwegschwankungen gering zu halten, andererseits den Eintrittsstoss zu verringern. Der Auslegung der Zahnhöhe und der Kopfrücknahme (Betrag, Art und Höhe) kommt daher besondere Bedeutung zu.

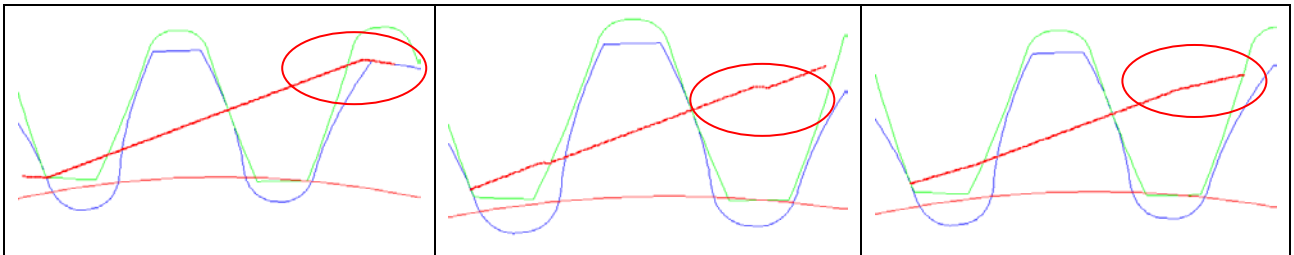
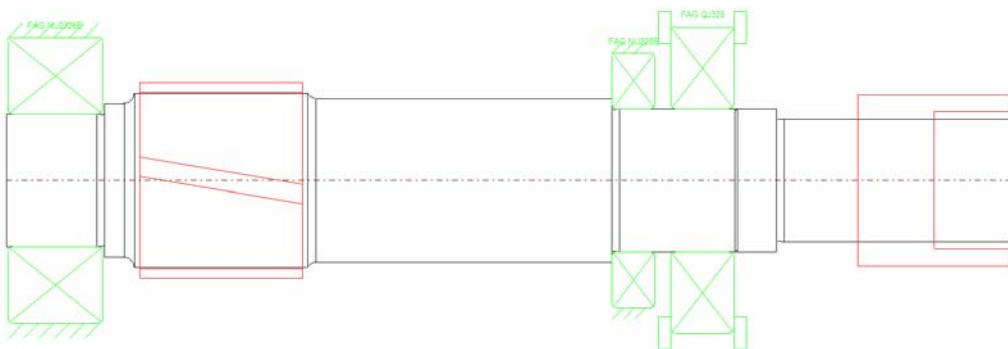


Abbildung 3.4-2 Eingriffslinie unter Last. Links: verfrühter Eingriff bei nicht korrigierter Verzahnung (Knick in der Eingriffslinie). Mitte: Verzahnung mit kurzer, linearer Kopfrücknahme (6.2µm und 5.0µm). Rechts: Verzahnung mit progressiver Kopfrücknahme (9.3µm und 7.5µm). Schlussstufe einer 3.6MW Anlage.

Der verfrühte Eingriff (Verlängerungen der Eingriffslinien) in der linken Abbildung führt zum so genannten Eintrittsstoss. Dieser kann durch eine Kopfrücknahme reduziert werden, die Eingriffslinie weist danach die charakteristischen Verlängerungen nicht mehr auf. Hingegen ist bei einer linearen Rücknahme eine Unstetigkeit in der Eingriffslinie sichtbar (mittlere Abbildung), diese abrupte Drehwinkeländerung kann zu Schwingungen führen. Bei einer progressiven Kopfrücknahme wird dies vermieden (Abbildung rechts). Die Profilkorrektur führt auch zu einer geringeren Pressung zu Beginn des Eingriffes und reduziert damit die Gefahr von Fressern, siehe Abbildung 3.5-4.

3.4.3 Korrektur entlang der Zahnbreite

Infolge der Deformation der Wellen, Spiel in den Lagern, Durchbiegung der Zähne sowie Verschiebung der Lagerung der Wellen (Lager und Gehäuse), stellt sich in einer nicht korrigierten Verzahnung eine ungleichmässige Belastungsverteilung über deren Breite ein. Dies führt dazu, dass die Festigkeit der gesamten Verzahnung von einzelnen, hoch belasteten Bereichen derselben reduziert wird (nachfolgende Abbildung, links unten). Durch eine Korrektur der Zahnform entlang der Breite (typischerweise eine Kombination von Schrägungswinkelkorrektur, Endrücknahmen und Balligkeit) wird erreicht, dass die Verzahnungen unter Last sauber aneinander anliegen und dass die Lastverteilung über der Breite möglichst gleichmässig ist (nachfolgende Abbildung, rechts unten). Die Berechnung dieser Korrekturen ist eine der anspruchsvolleren Aufgaben und auch eine in der die Erfahrung des Getriebebauers unabdingbar ist.



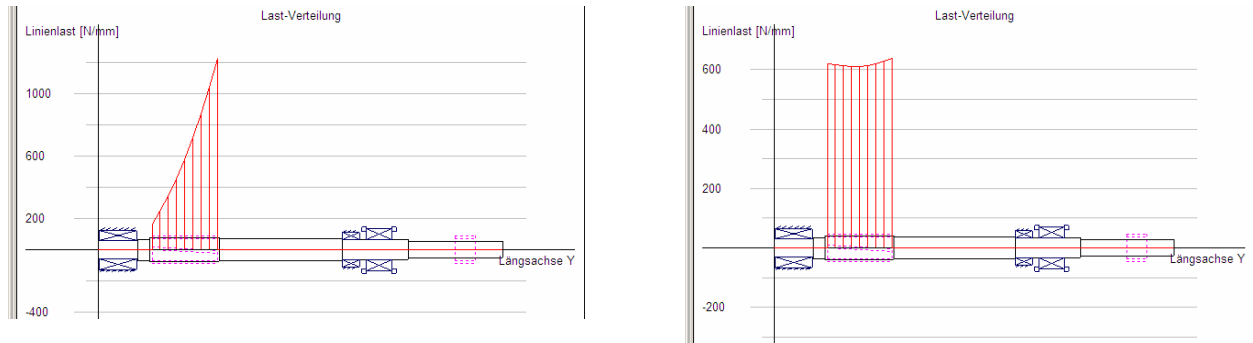


Abbildung 3.4-3 Lastverteilung entlang der Breite, Ausgangswelle eines 1.5MW Getriebes. Links: ohne Korrektur, Rechts: mit Schrägungswinkelkorrektur und Balligkeit korrigierte Verzahnung

3.5 Festigkeitsnachweis

Nachdem nun die ausgelegte Verzahnung optimiert und damit endgültig festgelegt wurde, ist zu prüfen, ob sie die geforderten Sicherheitsfaktoren erreicht. Bei diesem Nachweis der Festigkeit darf nun nicht mehr mit der oben für die Auslegung verwendeten schädigungsäquivalenten Einzellast gearbeitet werden, sondern es muss ein Nachweis unter Verwendung eines Lastkollektivs mittels einer Schädigungsrechnung durchgeführt werden. Die Nachweise der Verzahnung erfolgt nach den zur Zeit gültigen Normen und Richtlinien. Im Folgenden wird Kenntnis dieser Rechenmethoden vorausgesetzt und auf spezifische, von der Norm abweichende Berechnungen, die für Verzahnungen für Windkraftgetriebe sinnvoll sind, hingewiesen.

3.5.1 Zahnfussfestigkeit

Die Normen unterschätzen in der Regel den Effekt der Überdeckung, gerade bei der in Windkraftgetrieben üblichen, hohen Fertigungsgenauigkeit. Die effektive Spannungslage (Flanke: hellblau, Fuss 1: violett, Fuss 2: rot) im Vergleich zum rechnerischen Wert nach DIN3990 über den Eingriff zeigt die folgende Abbildung. Insbesondere die Fussspannung wird überschätzt. Die folgende Abbildung zeigt den Vergleich zwischen der Fussspannung nach Norm und der Fussspannung unter Berücksichtigung der Lastaufteilung. Der Vergleich der beiden Abbildungen macht ausserdem den Einfluss des Teilungsfehlers auf die Spannungslage deutlich.

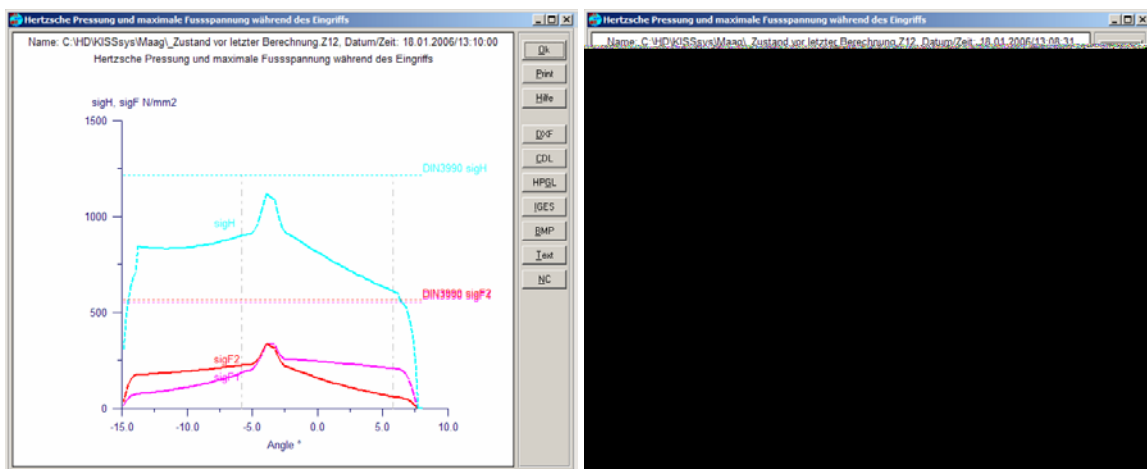


Abbildung 3.5-1 Einfluss der Lastverteilung über mehrere Zähne auf die Spannungsniveaus. Links für Qualität 7, rechts für Qualität 5. Schlussstufe einer 3.6MW Anlage, $\epsilon_a=1.73$.

Für die Berechnung der Fussfestigkeit des Hohlrades sind folgende Modifikationen empfohlen:

- Berechnung am Berührungspunkt der 60° Tangente unter Berücksichtigung der vom Stossen tatsächlich erzeugten Fusskontur, wie z.B. in der aktuellen Ausgabe der ISO6336:2006 (oder der VDI2737) vorgeschlagen
- Berechnung der exakten Zahnform aufgrund der Abwälzsimulation mit dem Werkzeug für die Berechnung von YF und YS entlang der gesamten Fussrundung („grafische Methode“, Auswirkung siehe Abbildungen unten)
- Berücksichtigung der Wandstärke des Hohlrades auf die Zahnfussspannung nach VDI2737

Der Vergleich in der folgenden Abbildung zeigt, dass die Berechnung nach der DIN3990 und ISO6336:1996 und ISO6336:2006 die Festigkeit der Verzahnung von Hohlrädern im Fussbereich unterschiedlich errechnet.

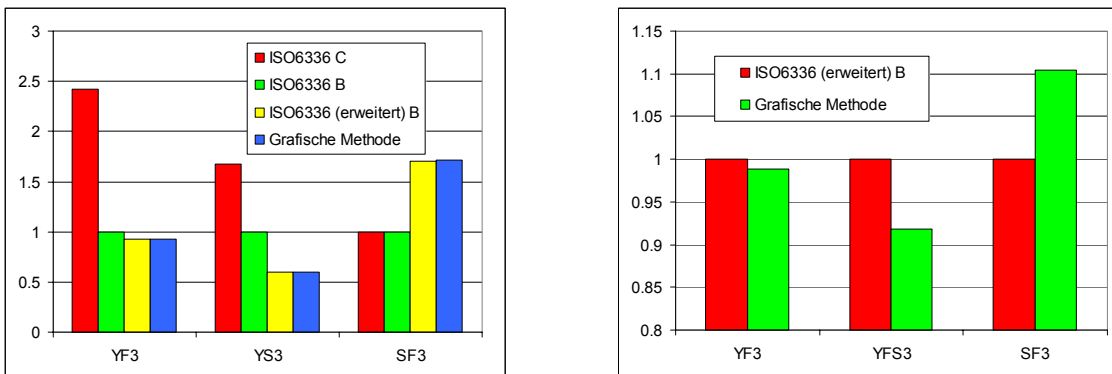


Abbildung 3.5-2 Einfluss der Rechenmethodik auf die rechnerische Fussicherheit von Innenverzahnungen. Links: Bezugsprofil 1.25/0.38/1.00, Rechts: Bezugsprofil 1.40/0.38/1.25

3.5.2 Zahnflankenfestigkeit

Infolge der Pressungsbelastung der Flanke baut sich über die Tiefe ein Schubspannungsverlauf auf, dessen Maximum unter der Oberfläche liegt. Bei Überlast führt die überhöhte Schubspannung zu Rissen unterhalb der Oberfläche, die zu 0.5-1mm grossen Materialausbrüchen (Grübchen) führt. Bei der Härtung der Zahnflanken muss daher die Einhärtetiefe (EHT) grösser sein als das Maximum der Schubspannung tief liegt. Andererseits soll aus Kostengründen die EHT möglichst gering sein, die Berechnung des Schubspannungsverlaufes wie unten gezeigt ist daher von Interesse.

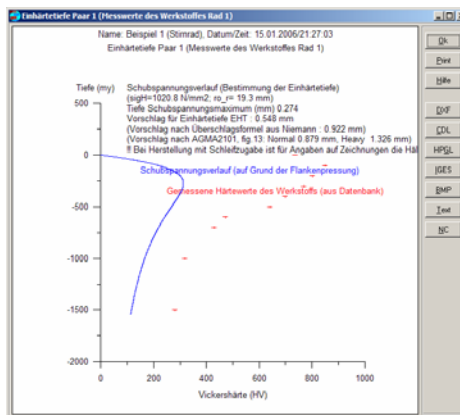


Abbildung 3.5-3 Verlauf der Hertzschen Spannung von der Oberfläche ins Innere der Verzahnung

3.5.3 Fressen

Für den Nachweis gegen Fressen bietet die ISO6336 keine Handhabe, hier ist üblich, nach DIN3990 Teil 4 vorzugehen. Sowohl AGMA6006 als auch die GL Richtlinie verlangen dabei, dass die FZG Fresslaststufe des Schmierstoffes für die Berechnung um eine Einheit reduziert wird. Da aber moderne Öle mit EP Zusätzen eine Fresslaststufe >12 aufweisen und das Rechenverfahren nur bis zu einer Fresslaststufe 12 gültig ist, ist diese Einschränkung wenig praxisrelevant. Die Berechnung der Sicherheit gegen Fressen beruht auf einer Temperaturabschätzung im Zahnkontakt, diese Temperatur ist von der Pressung und der Gleitgeschwindigkeit abhängig. Fressen tritt daher vorzugsweise im Kopf- / Fussbereich auf, dort wo hohe Relativgeschwindigkeiten vorliegen. Um die Kontaktkraft in diesem Bereich des Eingriffes zu reduzieren wird eine Kopfrücknahme (und oder Fussrücknahme) ausgeführt, der Einfluss derselben auf die Kontakttemperatur zeigt die Abbildung unten.

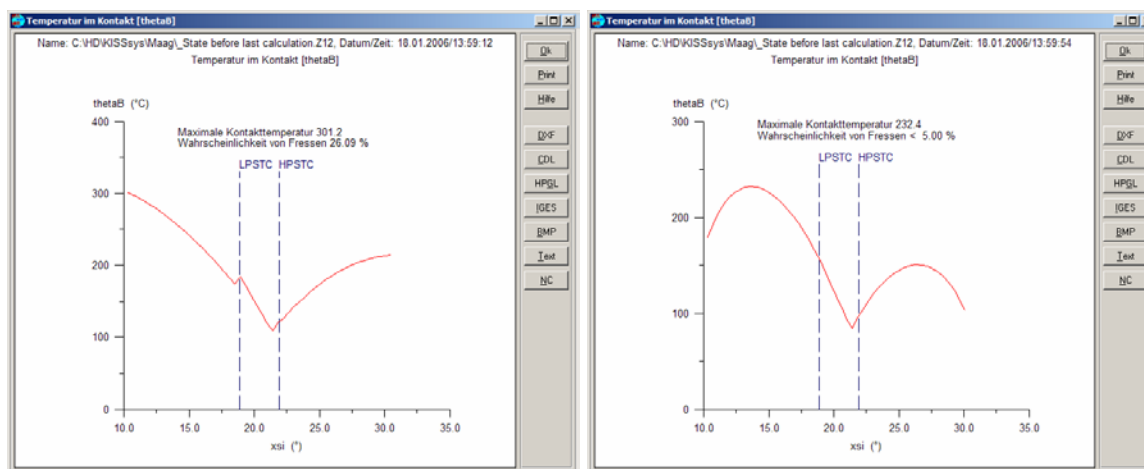


Abbildung 3.5-4 Reduktion der Blitztemperatur von 300C auf 230C infolge Kopfrücknahme. Schlussstufe einer 3.6MW Anlage. Berechnung nach AGMA925-A03.

3.5.4 Graufleckigkeit

Bei unzureichender Schmierung infolge hoher Belastung oder ungünstiger Betriebsparameter vergrößert sich der Reibbeiwert zwischen den Zahnflanken durch Kontakt der Zahnrauigkeit (Mischreibung, $\mu=0.2-0.4$, im Gegensatz zu viskoser Reibung mit $\mu =0.05$). Infolge der erhöhten Reibkraft entsteht an der Oberfläche der Verzahnung eine Schubspannung, die schon bei einem für Grübchenbildung noch unkritischen Drehmoment einen kritischen Wert übersteigen kann. Diese Überbeanspruchung führt zu Materialabtrag (Ausbrüche mit Tiefe ca. 10-20 μm und Fläche ca. 20 μm x 100 μm) und einer Grauverfärbung der Verzahnungsoberfläche. Der resultierende Formfehler führt zu erhöhter Zahnbelastung ($KH\alpha$, $KF\alpha$, K_v , Geräusch steigen an), und erhöht das Risiko von Grübchenbildung. Als Mass für das Risiko von Graufleckigkeit dient der Quotient aus Schmierfilmdicke und Oberflächenrauigkeit der Verzahnung, die spezifische Schmierfilmdicke λ . Die Berechnung erfolgt nach AGMA925 oder den FVA Arbeitsblättern 54 / 259, eine ISO Norm ist in Arbeit.

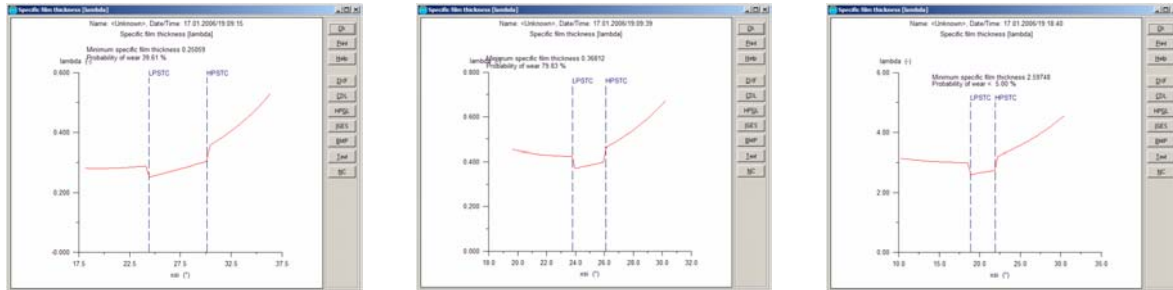


Abbildung 3.5-5 λ Werte für erste und zweite Planetenstufe (Eingriff Sonne-Planet) und Stirradstufe eines 3.6MW Getriebes einer WEA

3.5.5 Statische Nachweise

Ebenfalls geführt werden sollte der statische Festigkeitsnachweis auf plastische Verformung oder Bruch der Verzahnung. Da der klassische statische Nachweis in den Normen nicht abgedeckt ist, wird er oft als Ermüdungsnachweis mit einer Zykluszahl = 1 geführt. Korrekt ist jedoch ein Nachweis gegen Fließ- respektive Bruchgrenze.

3.6 Überprüfung der Herstellung

Zu prüfen ist auch wie die Verzahnung hergestellt werden kann, respektive es ist basierend auf der gewünschten Zahnform die Geometrie der für die Herstellung notwendigen Werkzeuge zu berechnen. Sind die verschiedenen Schritte der Fertigung festgelegt, ist mittels einer abschliessenden Simulation der Herstellung die resultierende Zahnform zu berechnen (siehe nachfolgende Abbildung, links). Diese kann nun von der gewünschten Zahnform abweichen (siehe nachfolgende Abbildung, rechts) und es ist zu prüfen (in Bezug auf Festigkeit, Eingriffsstörungen usw.) ob diese Abweichungen zulässig sind. Es ist nicht ausreichend, eine Verzahnung festzulegen und in der Fertigung in Auftrag zu geben, auch hier ist ein Dialog zwischen Berechnung, Konstruktion und Fertigung notwendig.

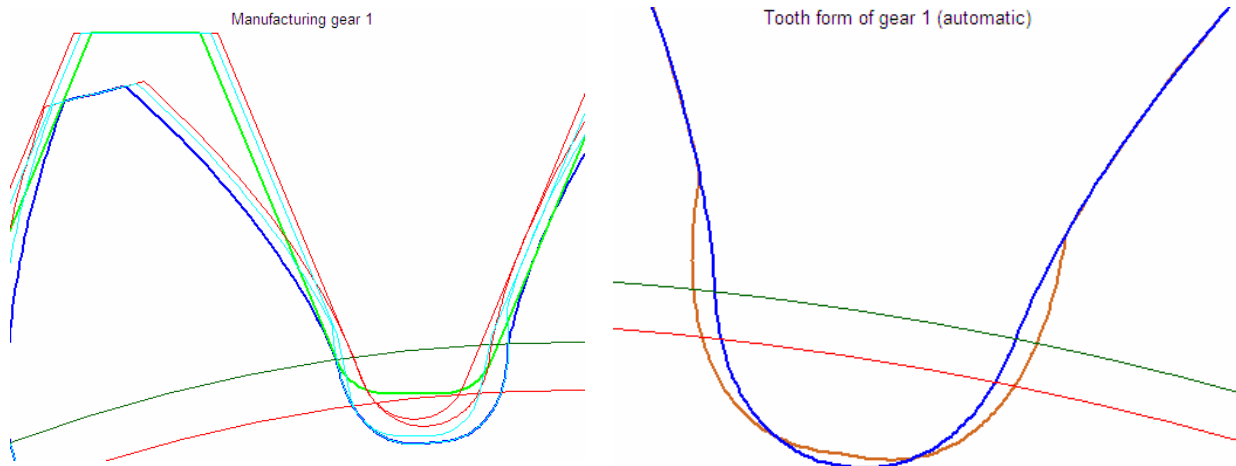


Abbildung 3.6-1 Links: Simulation der Herstellung mit drei Werkzeugen (Vorbearbeitung, Protuberanzwerkzeug, Schleifscheibe). Rechts: Unterschied zwischen theoretischer Fussform und hergestellter Fussform.

3.7 Datenaustausch zum CAD

Die rechnerisch ausgelegte Verzahnung kann nun für die Zeichnungserstellung an das CAD Systemübergeben werden, hier sind insbesondere der Verzahnungsstempel sowie 2D und 3D

Daten von Interesse. Ziel ist es, auf der Fertigungszeichnung die Verzahnung in allen relevanten Details dargestellt zu haben, genau so, wie sie oben ausgelegt und optimiert wurde. Dies bedingt dass Daten nahtlos von der Verzahnungssoftware an das CAD System übergeben werden können.

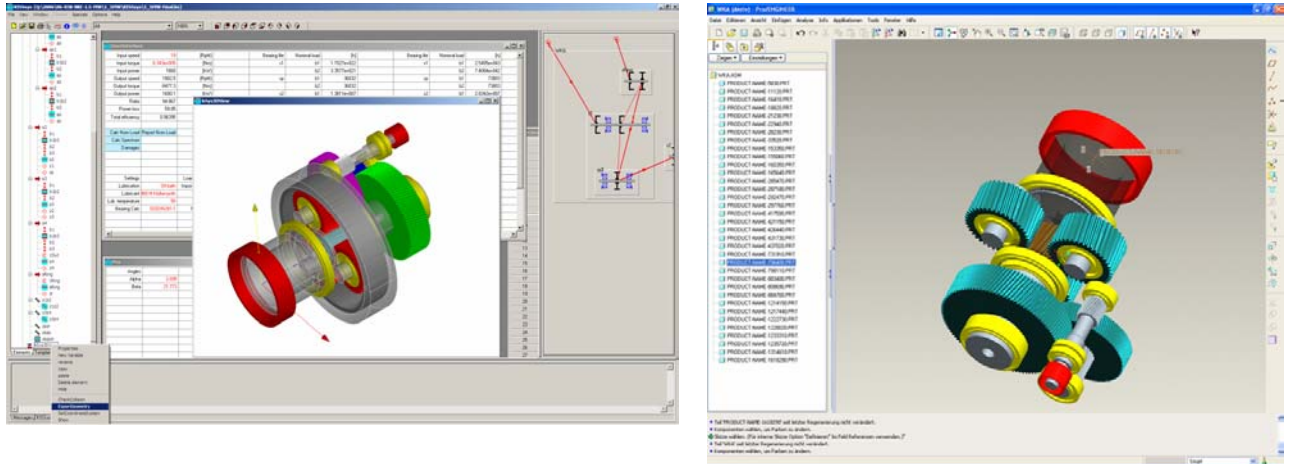


Abbildung 3.7-1 Übergabe der 3D Getriebegeometrie (von KISSsys) in ein CAD (z.B. Pro-Engineer)

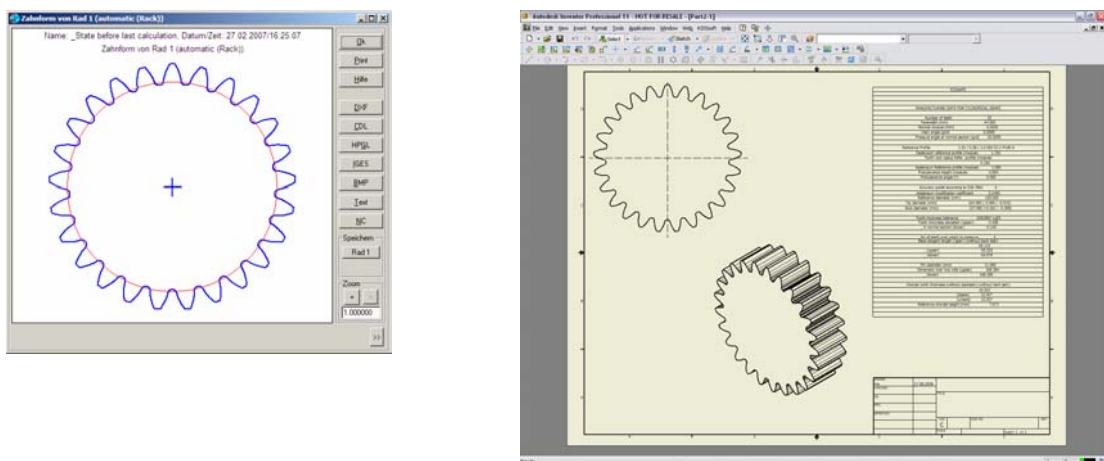


Abbildung 3.7-2 Übergabe der 2D Verzahnungsdaten und Verzahnungstempel von der Berechnung (hier KISSsoft) in ein CAD System (hier Inventor)

3.8 Berechnung für die Zertifizierung

Für die Zertifizierung des Getriebes ist zu beachten, dass die oben geführten Nachweise den Richtlinien und Normen genügen. Die Richtlinien der Zertifizierer schreiben zum Teil detailliert vor, wie die oben erwähnte Nachrechnung durchzuführen ist. Insbesondere werden in den einschlägigen Richtlinien die so genannten K-Faktoren festgelegt. Auch zu erreichende Sicherheitsfaktoren sind vorgeschrieben, wobei diese wiederum von den angesetzten Materialkennwerten abhängen, die aber nicht vorgeschrieben werden.

3.8.1 Anwendungsfaktor K_A

Für die Auslegung der Verzahnung kann ein Lastkollektiv vereinfachend durch eine Nennlast und einen Anwendungsfaktor K_A ersetzt werden. Die Berechnung von K_A erfolgt z.B. nach DIN3990, Teil 6, Methode III oder nach AGMA6006 vereinfacht wie folgt:

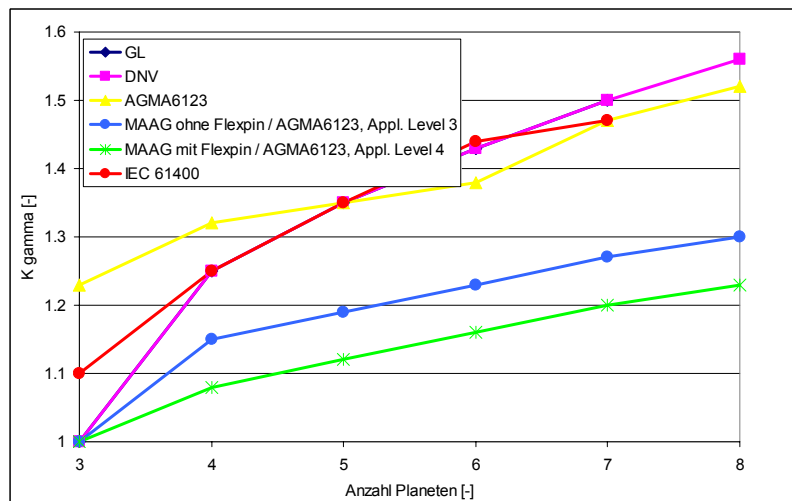
$$K_A = \frac{T_{eq}}{T_n}, T_{eq} = \left(\frac{\sum_i n_i * T_i^p}{\sum_i n_i} \right)^{1/p}$$

p: Steigung Wöhlerlinie, n_i: Lastwechsel Stufe i, T_i: Drehmoment in Stufe i

Die Berechnung des äquivalenten Drehmomentes mit daraus abgeleiteten K_A für die Auslegung einer Verzahnung berücksichtigt keine Dauerfestigkeit und ist daher konservativ. Da die Steigung p der Wöhlerlinie für unterschiedliche Materialtypen und Behandlungsarten sowie für Fuss und Flanke unterschiedlich ist, sind mehrere K_A Werte (für jedes p separat) zu bestimmen. Dies ist unpraktisch. Generell sollte deshalb für den Nachweis nicht mit einem Anwendungsfaktor, sondern über eine Schadensakkumulation (z.B. nach DIN3990 oder ISO6336:2006, Teil 6) gerechnet werden.

3.8.2 Lastverteilungsfaktor

Infolge Fertigungstoleranzen und Deformationen ist die Lastaufteilung auf die verschiedenen Lastpfade (Planeten) nicht gleichmässig. Für die Berechnung von Planetensätzen wird daher die Belastung mit einem Faktor K_γ beaufschlagt. Die Angaben zu für Windkraftgetriebe vorgeschlagenen Werten variieren je nach Quelle stark, siehe Abbildung unten. Um die Lastaufteilung zwischen den Planeten zu verbessern, können einzelne Elemente des Planetensatzes (Sonne, Ring, Planet) elastisch oder fliegend gelagert werden, z.B. fliegende Sonnenwelle oder elastische Lagerung des Ringes. Alternativ kann eine flexible Planetenlagerung als elastisches Element verwendet werden. Der Flexpin erlaubt eine Ausrichtung der Planeten in radialer wie auch in Umfangsrichtung. Der Effekt dieser flexiblen Planetenlager ist in der unten stehenden Grafik als Unterschied zwischen den Linien „MAAG ohne Flexpin“ und „MAAG mit Flexpin“ ersichtlich, die teils auf Messungen, teils auf Erfahrungen beruhen. Die von MAAG vorgeschlagenen Werte für K_γ werden wohl in der neuen Version der AGMA6123 übernommen werden.



3.8-1 Lastverteilungsfaktor in Funktion der Anzahl Planeten

Messungen, zeigen, dass die Werte für K_γ mit zunehmender Last sinken, da die Fertigungstoleranzen im Vergleich zu den lastabhängigen Deformationen an Gewicht verlieren. Sie sind aber aufwendig und lassen Rückschlüsse nur auf das Produkt K_v*K_γ zu. Die oben angegebenen Richtwerte sind daher als Obergrenze anzusehen. Erst dadurch, dass tiefe K_γ Werte erreichbar sind, werden Lösungen mit mehr als drei Planeten überhaupt

wirtschaftlich. Beispielsweise lässt sich mit fünf Planeten und einem gemessenen $K_\gamma=1.12$ 95% des Drehmomentes übertragen, wie mit sieben gleich breiten Planeten und $K_\gamma=1.50$ (konservative Annahme / Vorschrift). Dies wiederum erlaubt eine höhere Übersetzung in der Stufe oder bietet mehr Raum für die Gestaltung des Planetenträgers.

3.8.3 Breitenlastfaktor

Die Verteilung der Umfangskraft über die Breite der Verzahnung und deren Auswirkung auf die Flanken- ($K_{H\beta}$) und Fussbelastung ($K_{F\beta}$) wird durch den Breitenlastfaktor K_β beschrieben. Neben den vereinfachten Berechnungen wie in den Normen beschrieben, wird in den Vorschriften für WKA Getrieben eine detaillierte, numerische Berechnung der Lastverteilung gefordert, wenn ein geforderter Mindestwert ($K_\beta \geq 1.15$) unterschritten werden soll. Dafür stehen verschiedene Berechnungsprogramme wie LVR, Rikor, Plankorr oder LDP zur Verfügung.

Ein über die Zahnbreite gleichmässiges Tragen kann über eine Korrektur der Verzahnung erreicht werden. Ganz allgemein ist der Breitenlastfaktor von dünnen Verzahnungen günstiger als von breiten. Wiederum sei der Flexpin erwähnt, der ein Verkippen der Planeten unter Last verhindert (dadurch K_β direkt reduziert) und durch den günstigen K_γ Wert die Verwendung von fünf oder sieben dünneren Planeten (mit tieferem K_β) zulässt. Für solche selbstzentrierende Systeme ist die Verwendung auch tieferer $K_\beta < 1.15$ in der Berechnung zulässig.

Werte für K_β über 1.30 führen zu einem nicht akzeptablen Tragbild, das in der Praxis (im Prüflauf) auch erkannt werden muss. D.h. dass realisierte Getriebe ein K_β zwischen 1.10 und 1.30 aufweisen. Der Breitenlastfaktor ist in der Praxis (gerade unter Last) meist tiefer, als gemäss der rechnerischen Ermittlung anzunehmen wäre.

3.8.4 Stirnlastfaktor

Der Stirnlastfaktor K_α berücksichtigt die Lastüberhöhung in der Flanke ($K_{H\alpha}$) und im Fuss ($K_{F\alpha}$) infolge Teilungsfehler und ungleichmässige Lastverteilung über mehrere sich im Eingriff befindlicher Zähne. Die Berechnung erfolgt nach ISO6336. Bei den in WKA Getrieben geforderten Verzahnungsqualitäten (z.B. mind. Qualität 6 für Aussenverzahnungen nach GL Richtlinie) ist die Verwendung von $K_\alpha=1$ zulässig. Da der Breitenlastfaktor K_β einen stärkeren Einfluss auf das Tragverhalten hat, wird alternativ eine 3D Kontaktanalysen zur genauen Berechnung des Produktes $K_\beta \cdot K_\alpha$ gefordert, es wird dann mit einem kombinierten Faktor $K_{\alpha\beta}$ gearbeitet.

3.8.5 Dynamikfaktor

Der Dynamikfaktor K_v berücksichtigt die Lastüberhöhung in der Flanke (K_{Hv}) und im Fuss (K_{Fv}) infolge Verzahnungssteifigkeitsschwankungen im Eingriff. Ist die Frequenz der Steifigkeitsschwankung / Drehzahl gerade vergleichbar mit der Eigenfrequenz des Eingriffes, so treten dynamische Zusatzkräfte auf. Der Rechenansatz folgt ISO6336, Methode B und unterscheidet zwischen drei Drehzahlbereichen (unterkritisch: $N \ll 1$, kritisch: $N \sim 1$, überkritisch: $N \gg 1$), die durch die bezogene Drehzahl N (Ritzeldrehzahl n_1 verglichen mit Resonanzdrehzahl n_{E1}) definiert sind, wobei N die reduzierte Masse der Verzahnung m_{red} und die Verzahnungssteifigkeit c_γ berücksichtigt:

$$N = \frac{n_1}{n_{E1}} = 2\pi n_1 z_1 \sqrt{\frac{m_{red}}{c_\gamma}}, \quad K_v = f(N)$$

Aufgrund der tiefen Drehzahlen werden WKA Getriebe im unterkritischen Bereich betrieben, die Werte für K_v werden dementsprechend tief angesetzt. In den Vorschriften der Zertifizierer von WKA Anlagen sowie den einschlägigen Normen wird ein Wert $K_v=1.05$ oder grösser gefordert. Soll ein tieferer Wert verwendet werden, so wird eine Messung oder eine detaillierte Rechnung gefordert.

3.8.6 Geforderte Sicherheiten

Die erforderlichen, rechnerischen Sicherheiten sind in Richtlinien spezifiziert. Die Bestimmung tatsächlich erforderlicher Sicherheiten ist schwierig und Bedarf umfangreicher Felderfahrung. Das Wissen um diese erforderlichen Sicherheitsfaktoren stellt ein enormes Kapital für Getriebebauer dar, das nicht eingekauft sondern nur erarbeitet werden kann.

Vorschrift	Nachweis nach	SF (Ermüdung / statisch)	SH (Ermüdung / statisch)
AGMA6006	AGMA2101-C95	1.0	1.0
AGMA6006	ISO6336	1.56	1.25
GL Richtlinie	ISO6336	1.5 (1.4)	1.2 (1.0)
Danish WT Cert. Sch.	ISO6336	1.45	1.2
IEC61400	ISO6336	1.56	1.25

3.9 Dokumentation

Sämtliche Berechnungen sind zu dokumentieren damit diese für die Zertifizierung vorgelegt und überprüft werden können. Der Dokumentationsaufwand nimmt dabei stetig zu, hier ist es notwendig, dass diese automatisch erstellt werden kann.

4 Zusammenfassung

4.1 Ist das alles?

Nein. Die Verzahnungsberechnung ist ein wesentlicher Bestandteil der Getriebeauslegung, der auch das Design der anderen Komponenten (Wellen, Lager, Verbindungen), des Gehäuses und der Schmierung beeinflusst. Die Auslegung und Berechnung derselben ist aber wiederum ein eigener Prozess, dessen Beschreibung den Rahmen des Artikels sprengen würde.

Weiter ist klar, dass die Berechnung alleine nicht zum störungsfreien Betrieb eines Getriebes in einer Anlage führt. Insbesondere die Themen Lastannahmen, Test der Getriebe, Betriebsführung und Betriebsüberwachung sind in diesem Zusammenhang zu nennen. Die Berechnung ist also wiederum als einzelner, notwendiger, aber nicht ausreichender Schritt in einem übergeordneten Prozess zu sehen.

4.2 Prozesssicherheit

Nicht nur der Getriebebauer, sondern auch Zulieferer, Anlagenbauer sowie Betreiber sollten den Berechnungsprozess kennen. Nur dann sind sie in der Lage, einen qualifizierten und gleichberechtigten Dialog mit ihren jeweiligen Lieferanten und Kunden zu führen. Risiken, die der Abnehmer eines Getriebes oder einer Anlage eingeht, werden damit transparenter und können gemeinsam getragen werden.

Der Berechnungsprozess muss als solcher implementiert und beherrscht werden. Noch immer ist es leider so, dass Berechnungen auch beim Getriebebauer nicht konsequent als Prozess gesehen wird der über verschiedene Abteilungen hinweg funktionieren muss. Die Zeiten, in der die Berechnungsabteilung etwas rechnet, die Konstruktion etwas Zweites konstruiert und die Fertigung etwas Drittes herstellt müssen vorbei sein. Dazu sind Werkzeuge, die entlang des ganzen Prozesses eingesetzt werden können, notwendig. Dieselben Werkzeuge müssen auch in der Lage sein, Informationen sicher vom Komponentenlieferanten (z.B. dem Verzahner) zum Getriebebauer und dann weiter über den Anlagenbauer zum Endkunden (dem Betreiber) zu tragen. So ist dieser dann auch in der Lage, Service und Reparaturen in eigener Verantwortung durchführen zu können, es liegen ihm dann sämtliche relevanten Informationen vor, auch wenn der Servicevertrag mit dem Anlagenbauer bereits ausgelaufen ist.

4.3 Wie weiter

Im Getriebebau ist die Berechnung als Prozess aufzufassen, der auch die Konstruktion und die Fertigung umfasst. Nicht bei allen Getriebebauern hat es sich durchgesetzt, dass alle Abteilungen in der notwendigen Intensität miteinander kommunizieren, zu stark verharnt man noch im Abteilungsdenken, an den Schnittstellen geht zu viel Information und Energie verloren.

In der Windenergie ist die Berechnung zudem als Prozess aufzufassen der nicht nur den Getriebebauer sondern auch die Lastengruppe, den Anlagenbauer, Zertifizierer und den Endkunden einbezieht. Dazu ist seitens der Anlagenbauer und insbesondere auf Seite der Betreiber noch einiges an Anstrengung notwendig, um in diesem Prozess mitwirken zu können. Um mit dem Getriebebauer einen Dialog führen zu können, ist ein Mass an Wissen notwendig, das bei den Zertifizierern vorhanden sein sollte, bei den Anlagenbauern zur Zeit stark ausgebaut wird, aber bei den Betreibern kaum vorhanden ist. Dies ist zu ändern.

5 Ausgewählte Literatur

- U. Giger, G.P. Fox, Leistungsverzweigte Planetengetriebe in Windenergieanlagen mit flexibler Planetenlagerung, ATK03
- R. Grzybowski, B. Niederstucke, Betriebsfestigkeitsberechnung von Getrieben in Windenergieanlagen mit Verweildauerkollektiven, Allianz Report 2004
- R. Poore, T. Lettenmaier, Alternative Design Study Report: Wind PACT Advanced Wind Turbine Drive Train Designs Study, NREL/SR-500-33196
- H. Dinner, Gleichberechtigter Dialog als Erfolgsrezept, Verzahnungsberechnung für Windenergieanlagengetriebe, Antriebstechnik 5/2006
- F. D. Krull, T. Siegenbruck, Windenergieanlagen fordern hohe Leistungsdichten, Ermittlung der Breitenlastverteilung in Planetengetrieben, Antriebstechnik 9/2004
- H. Dinner, Integrierte Auslegung, Optimierung, Nachrechnung und Zeichnungserstellung von Verzahnungen für Windkraftgetriebe, Antriebsstränge in Windenergieanlagen, Haus der Technik, März 07