

Institut für Maschinen- und Fahrzeugtechnik – Lehrstuhl für Maschinenelemente
Technische Universität München

Integration des STEP-Produktmodells in den Getriebeentwicklungsprozess

Michael Jaroš

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen
der Technischen Universität München zur Erlangung
des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. K. Bender

Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. B.-R. Höhn
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. U. Lindemann

Die Dissertation wurde am 20.12.2006 bei der Technischen Universität München eingereicht und
durch die Fakultät für Maschinenwesen am 09.05.2007 angenommen.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl für Maschinenelemente, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebbau (FZG), der Technischen Universität München. Die Grundlage dieser Arbeit bilden die Ergebnisse mehrerer Forschungsvorhaben, die aus Eigenmitteln der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) finanziert wurden und von den Arbeitskreisen „Berechnung und Simulation“ und „Stirnräder“ begleitet wurden. Allen Mitgliedern dieser begleitenden Arbeitskreise möchte ich meinen Dank für die kompetente und engagierte Mitarbeit sowie der engen und konstruktiven Zusammenarbeit ausdrücken.

Ich bedanke mich bei meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. B.-R. Höhn, für die umfassende Betreuung meiner Arbeit und das mir dabei entgegengebrachte Vertrauen. Die von ihm am Institut geschaffenen ausgezeichneten Rahmenbedingungen trugen sehr zum erfolgreichen Abschließen meiner Arbeit bei. Herrn Prof. Dr.-Ing. U. Lindemann danke ich für die Durchsicht der Arbeit und der Übernahme des Co-Referats, Herrn Prof. Dr.-Ing. K. Bender für den Prüfungsvorsitz.

Mein besonderer Dank gilt meinem Forschungsgruppenleiter Herrn Dr.-Ing. K. Steingröver. Durch die Möglichkeit meine Arbeiten sehr selbständig und eigenverantwortlich durchführen zu können, gelang es mir meine eigenen Vorstellungen und Ideen im Rahmen der Forschungsvorhaben in die Realität umzusetzen. Die sehr angenehme und freundschaftliche Arbeitsatmosphäre sowie die zahlreichen Fachgespräche werden mir in guter Erinnerung verbleiben.

Des Weiteren möchte ich mich bei allen stets im Hintergrund stehenden Helfern bedanken, welche die zahllosen während der Arbeit aufkommenden Fragen und Probleme immer geduldig beantworteten bzw. lösten und mich in meiner Arbeit wesentlich unterstützten. Neben den FZG-Kollegen zähle ich dazu auch meine Diplomanden, Semestranden und studentischen Hilfskräfte. Besonders hervorheben möchte ich dabei Herrn Dipl.-Ing. J. Metzler, Herrn Dipl.-Ing. S. Scheidter, sowie meine Bürokollegen Herrn Dipl.-Inf. W. Wallner und Herrn Dipl.-Ing. G. Bansemir.

Meinem Vorgänger am Institut Herrn Dr.-Ing. A. Dyla möchte ich meinen Dank aussprechen für die hervorragende Wegbereitung meiner Arbeit und für die durch sein großes Engagement ermöglichte Initiierung meiner Forschungsthemen an der FZG.

Allen Kolleginnen und Kollegen der FZG danke ich für ständige große Hilfsbereitschaft und das angenehme Arbeitsklima am Institut.

Meinen Eltern gilt der Dank für die Ermöglichung meines Maschinenbau-Studiums sowie die Unterstützung, die zu meinem erfolgreichen beruflichen Werdegang und zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Heidenheim an der Brenz, im Juni 2007

A handwritten signature in black ink that reads "Michael Jans". The signature is written in a cursive style with a small flourish at the end of the last letter.

Inhalt

1	Einleitung	1
2	Stand der Technik	3
2.1	Allgemeines.....	3
2.2	Datenaustausch	4
3	Prozess einer durchgängigen Getriebeentwicklung	8
4	STEP-Produktmodell für Getriebe	13
4.1	Standardisiertes Eingabedatenformat der FVA-Programme	13
4.2	Entwicklung des STEP-Produktmodells für Getriebe	15
4.2.1	Grundlagen von STEP	16
4.2.2	Bestehende Getriebedaten in ISO 10303 AP 214.....	22
4.2.3	Konzepte zur Beschreibung von Getriebedaten in STEP.....	22
4.2.4	Aufbau des STEP-Produktmodells für Getriebe.....	30
4.3	GDE-Format.....	44
5	Verknüpfung von Produktmodell und Geometriemodell	46
5.1	Unterschied zwischen Produktmodell und Geometriemodell	46
5.2	Erzeugung eines Geometriemodells aus den Produktdaten	49
5.3	Einlesen und Interpretation des Geometriemodells.....	52
6	Auslegung, Nachrechnung und Optimierung von Getriebeelementen	57
6.1	Verzahnungen.....	61
6.1.1	Nachrechnung.....	61
6.1.2	Auslegung	63
6.2	Wellen	85
6.3	Wälzlager	86
6.4	Sonstige Getriebeelemente.....	89
6.5	Optimierungsprozess	90
6.5.1	Allgemeines.....	90
6.5.2	Optimierungsverfahren für die Getriebeentwicklung	92
6.5.3	Beispielhafte Umsetzung von Evolutionsstrategien.....	93
6.5.4	Bewertung.....	96
7	Datenhaltung	98
7.1	Voraussetzungen	98
7.2	Ziele	100
7.3	Umsetzung innerhalb der FVA	106

7.3.1	FVA-Konverterprogramm	107
7.3.2	Zuordnungsdatei zum Einlesen einer FVA-Datei	109
7.3.3	STEP-Datei	114
7.3.4	Zuordnungsdatei zum Ausgeben einer FVA-Datei	115
7.3.5	Anbindung an CAD-Systeme	116
7.3.6	Auswahlmechanismus	117
7.3.7	Bewertung	120
7.4	Anbindung von weiteren Programmen	120
8	Beispiel.....	123
9	Zusammenfassung und Ausblick	134
9.1	Zusammenfassung	134
9.2	Ausblick.....	135
10	Zeichen, Benennungen und Einheiten	137
11	Literatur.....	139

1 Einleitung

Im Zuge der Globalisierung, des weltweiten Informationsaustausches mit Hilfe des Internets und der stetig wachsenden Kundenanforderungen stehen Unternehmen aktuell vor neuen Herausforderungen. Um auch in Zukunft wirtschaftlich zu arbeiten, müssen Unternehmen jederzeit mit erfolgreichen Produkten am Markt platziert sein. Erfolgreich heißt hier preiswert, weltweit wettbewerbsfähig, innovativ, vom Kunden akzeptiert und von hoher Qualität. Zur Erfüllung all dieser Forderungen wurden in den letzten Jahren zahlreiche Lösungsansätze entwickelt. Besonderes Gewicht wurde dabei vor allem auf den Entwicklungs- und Konstruktionsprozess gelegt, da ein Großteil des Designs und der Kosten eines Produkts in dieser Phase festgelegt wird.

Der wachsende Kostendruck bei steigenden Qualitätsanforderungen zwingt zu grundlegenden Umstellungen im Entwicklungsprozess. Während Branchen wie die Automobilindustrie schon vor geraumer Zeit das CAE (Computer Aided Engineering) mit Erfolg eingeführt haben, besteht in der Getriebebranche noch ein großer Nachholbedarf. Zwar wurden in der Vergangenheit die meisten Berechnungsverfahren als EDV-Tools umgesetzt; zu einem durchgängigen Prozess, der nicht nur die Einzelberechnungen betrachtet, konnten sich diese Lösungen jedoch nicht entwickeln. Gerade in Zeiten, wo nicht nur der Entwicklungsprozess als einheitlicher Prozess betrachtet wird, sondern für eine noch größere Wirtschaftlichkeit zunehmend auch der gesamte Lebenszyklus eines Produkts mit in die Betrachtung integriert wird, Stichwort PLM (Product Lifecycle Management), wird die Einführung von ganzheitlichen Methoden für die Getriebeentwicklung von immer größerer Bedeutung.

Neben den reinen Getriebeberechnungsprogrammen müssen in einen durchgängigen Entwicklungsprozess auch allgemeine Tools wie CAD-Systeme¹⁾, FEM-Programme²⁾, MKS-Programme³⁾, usw. einbezogen werden. Abgebaut werden sollen vor allem so genannte Insellösungen, die in der Vergangenheit aufgrund der hohen Komplexität mancher Programme entstanden. Dieser „Luxus“ von unabhängigen und parallel arbeitenden Systemen mit dem Zwang zur ständigen Mehrfacheingabe von Daten sollte umgehend abgebaut werden.

Durch die Entwicklung in der EDV änderten sich so manche Voraussetzungen. Während früher gerade in der Auslegung so manch komplexere Rechnung gescheut wurde und durch einfache Überschlagsrechnungen für eine schnelle manuelle Berechnung ersetzt wurde, spielen derartige Gedanken beim Einsatz der EDV keine große Rolle mehr. Heutige EDV-Lösungen können problemlos auch komplexere Berechnungen und sogar aufwendige Iterationsverfahren handhaben. Durch die ständig sprunghaft steigenden Rechnerleistungen sind Rechenzeiten mittlerweile kein The-

¹⁾ CAD = Computer Aided Design

²⁾ FEM = Finite Elemente Methode

³⁾ MKS = Mehrkörpersimulation

ma mehr. Dadurch lassen sich auch bereits in frühe Phasen der Getriebeentwicklung weitaus komplexere Rechenprozesse integrieren, als dies bislang üblich war. Gerade im Auslegungsprozess werden wesentliche Festlegungen getroffen, die im weiteren Entwicklungsprozess nur noch mit Schwierigkeiten wieder revidiert werden können. Dies bedeutet, dass für die Auslegungsverfahren der Trend zu aufwendigeren Berechnungsalgorithmen besteht, die zudem mit den zahlreich vorhandenen, akzeptierten und bewährten Nachrechnungsverfahren korrespondieren und in einen gemeinsamen Prozess integriert werden können. Dazu gilt es zu prüfen, inwieweit sich bestehende Nachrechnungsverfahren für Auslegungsrechnungen – auch unter Inkaufnahme von teils aufwendigen Rechenprozessen - adaptieren lassen.

Ein modernes Vorgehen beim Getriebeentwicklungsprozess bedeutet nicht, dass sämtliche Teilprozesse komplett neu generiert werden müssen. Es soll im Gegenteil im Rahmen dieser Arbeit aufgezeigt werden, wie die aktuell bestehenden Berechnungsmethoden und EDV-Programme am sinnvollsten in einem durchgehenden Prozess eingebunden werden können. Aufgrund der großen Vielfalt der bei den zahlreichen Unternehmen der Getriebeindustrie eingesetzten EDV-Lösungen muss ein besonderes Augenmerk auf einen geringen Aufwand bei der Anbindung jedes einzelnen Programms gesetzt werden.

Das Ziel dieser Arbeit ist es, die vorhandenen und anerkannten Methoden aus der Getriebeentwicklung in einen ganzheitlichen Entwicklungsprozess zu integrieren. Einer der Schwerpunkte liegt dabei in der Neugestaltung des Auslegungsprozesses. Dazu werden bestehende Auslegungsverfahren analysiert und auf Basis der existierenden Nachrechnungsverfahren neue, leistungsfähige Auslegungsmethoden entwickelt. Einen weiteren Schwerpunkt bilden die Methoden zur Einbindung der bestehenden Berechnungsverfahren und –programme in den Gesamtprozess. Grundvoraussetzung für eine durchgängige Datenhaltung während des gesamten Entwicklungsprozesses ist die Definition eines neutralen Datenformats. In vielen anderen Branchen sind genormte Schnittstellen längst zum Standard geworden. In der Getriebeberechnung konnten die Bemühungen jedoch zu keiner national oder international anerkannten Norm geführt werden. Durch die zunehmende Verbreitung von Schnittstellenformaten (STEP [I1], XML), die kein fertiges Datenformat bilden, sondern vorgesehen sind, selbst Produktdaten damit zu definieren, besteht erstmals die Möglichkeit selbst entwickelte Datenmodelle in einem bestehenden Format abzubilden. Es soll daher ein auf der STEP-Norm ISO 10303 basierendes Modell für ein neutrales Datenformat für Getriebedaten sowohl vorgestellt als auch die Anwendungsmöglichkeiten an den bestehenden Getriebeberechnungsprogrammen dargestellt werden.

2 Stand der Technik

2.1 Allgemeines

Der Begriff Getriebe beinhaltet nicht nur die sich im Eingriff befindlichen Zahnradpaare, sondern umfasst auch noch weitere Elemente (Bild 2-1). Dazu zählen Wellen, Lager, Schaltelemente und Kupplungen, Dichtungen, Gehäuse und Fundament genauso wie die benötigten Schmierstoffe und Werkstoffe. Entsprechend vielfältig gestaltet sich beim Entwicklungsprozess die Auslegung und Nachrechnung dieser Bauteile. Dabei spielt bei der Konstruktion nicht mehr nur der Nachweis der geforderten Tragfähigkeit und Lebensdauer eine Rolle. Aspekte wie Wirkungsgrad, Geräuschanregung, Wirtschaftlichkeit, Umweltverträglichkeit oder Recycelbarkeit treten als weitere Größen zunehmend in den Vordergrund.

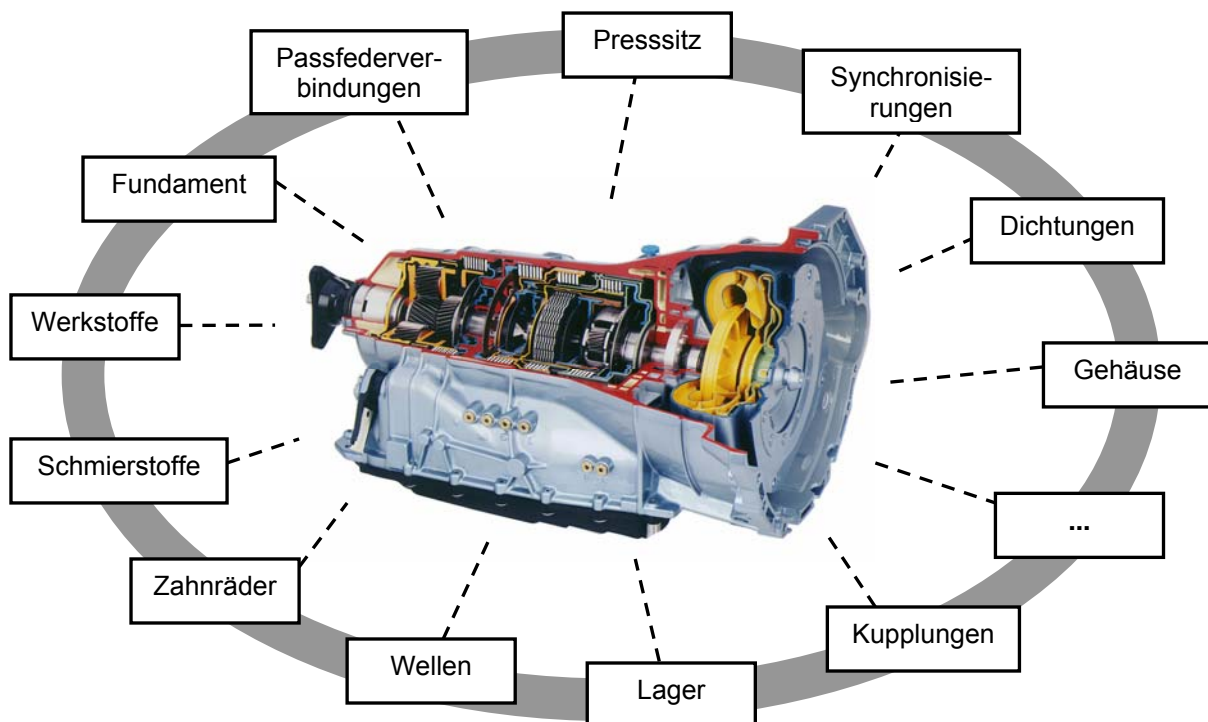


Bild 2-1: Bauelemente eines Getriebes

In der Vergangenheit wurden in der Getriebebranche zahlreiche anerkannte Nachrechnungsverfahren für die einzelnen Getriebeelemente entwickelt, die in den einschlägigen nationalen wie internationalen Normen ihren Eingang fanden. Beispielsweise sind die sehr häufig verwendeten Nachrechnungen der Geometrie und Tragfähigkeit von Stirnradverzahnungen unter anderem in der DIN 3960 [D1] bzw. DIN 3990 [D2] enthalten. Diese Normen fanden auch Anwendung in verschiedenen Berechnungsprogrammen, sowohl in kommerziell vertriebenen Programmsystemen wie in firmeninternen Programmen. In der Getriebeindustrie haben die EDV-Programme der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) eine weite Verbreitung gefun-

den. Diese Programme wurden an renommierten, in der Getriebeforschung beteiligten Instituten zahlreicher Universitäten in enger Zusammenarbeit mit den Mitgliedsfirmen der FVA entwickelt und im Laufe der Jahre stetig optimiert und an neu hinzukommende Anforderungen angepasst. Für die unterschiedlichen Aspekte der Getrieberechnung steht somit eine Vielzahl an leistungsfähigen und im jahrelangen Einsatz erprobten Programmen zur Verfügung (Tabelle 2-1).

Mit in die Getriebeentwicklung integriert sind neben den eigentlichen Getriebeberechnungsprogrammen auch CAD-Systeme und im zunehmenden Maße auch numerische Analysewerkzeuge wie FEM-Programme und Mehrkörpersimulationswerkzeuge. Der Wunsch nach hocheffizienten und gleichzeitig immer kostengünstigeren und zuverlässigeren Produkten verlangt von der Simulationsseite im Entwicklungsprozess einen ständig höheren Aufwand bei der Integration einer wachsenden Anzahl an Entwicklungstools. Die Herausforderung besteht zunehmend darin, all diese verschiedenen Entwicklungswerkzeuge zu einem leistungsfähigen, durchgängigen Prozess zu vereinen.

2.2 Datenaustausch

Mit Ausnahme der FVA-Programme wurden die genannten Werkzeuge überwiegend für allgemeine Anwendungen im Bereich Maschinenbau erstellt und sind nicht speziell für die Getriebeentwicklung ausgelegt. Dies trifft z.B. auf die CAD-Systeme und FEM-Programme zu. Für die Bearbeitung von Getriebedaten, die zumeist genauer spezifiziert werden als nur die Definition der Geometrie von 3-dimensionalen Körpern unter vorgegebenen Belastungen, wurden derartige Programme in der Vergangenheit nicht konzipiert. Ein genereller Datenaustausch von reinen Getriebedaten zwischen diesen Programmen ist naturgemäß nicht vorgesehen. Leistungsfähige Schnittstellen, wie sie für den Geometriedatenaustausch zwischen CAD-Systemen standardmäßig benutzt werden, konnten sich für ein Spezialgebiet wie die Getriebeentwicklung nicht etablieren. In den meisten Fällen bedeutete die Benutzung eines Softwaretools bei Getriebedaten eine komplette manuelle Dateneingabe und vor der Datenweitergabe eine intensive Dateninterpretation.

Die Getriebeberechnungsprogramme der FVA wurden zwar nach einer einheitlichen Richtlinie [F2] erstellt, ein genereller Datenaustausch untereinander war aber nicht vorgesehen. Die FVA-Programme weisen dadurch zwar eine einheitliche Struktur auf, können aber die Daten weder in einer zentralen Datei abspeichern noch über genormte Schnittstellen mit den anderen FVA-Programmen kommunizieren. Nur in Ausnahmefällen wurden einige Programme mit der Ausgabemöglichkeit einer Datei für ein anderes Programm versehen. Selbst zwischen thematisch eng verwandten Programmen wie dem Stirnradprogramm STplus [S4] und dem Ritzelkorrekturpro-

gramm RIKOR [O2] mussten einfache Grunddaten von Stirnrädern wie Modul, Zähnezahl und Zahnbreite manuell transferiert werden.

Stirnräder	STplus	Geometrie- und Tragfähigkeitsberechnung
	RIKOR	Korrekturen und Lastverteilungen an der Flanke
	DZP	Dynamische Zahnkräfte
	STIRAK	Stirnradberechnung mittels FEM
	SIMPLEX	Betriebsverhalten von Planetengetrieben
	CASTOR & POLLUX	Flankenkorrekturerzeugung, Simulation der Stirnradfertigung
	PTWin	Berechnung der Verlustleistungs- und Wärmestromanteile in Planetengetrieben
	PLANKORR	Verzahnungskorrekturen bei Planetengetrieben
	DIN 743+	Tragfähigkeit von Achsen und Wellen
	ANPLA	Anregungspegel bei Planetenstufen
	GAP	Auslegung von Stirnradgetrieben
Kegelräder	KNplus	Geometrie- und Tragfähigkeitsberechnung
	BECAL	Kegelradbeanspruchung
	KERBEROS	Verzahnungsgeometrie durch Fertigungskinetik
Schneckengetriebe + Schraubräder	SNESYS	Schneckenprogrammssystem
	ZSBP	Schneckenverzahnungsprogramm
	AWZ	Schneckenradselbsthemmung
	SNETRA	Tragbildprogramm
	SCHRAD	Berechnung zylindrischer Schraubräder
Schwingungsbe- rechnung	DRESP	Drehschwingungssimulation
	SR3	Dynamik von Rotorwellen
Temperatur	WTplus	Wärmehaushalt und Temperatur von Getrieben
Lager Freiläufe	LAGER	Verformungen und Verkippungen von Lagern
	DYLA	Dynamische Lagerkraftberechnung
	JFRED	Freilaufdynamik
Kupplungen + Synchroni- sierungen	SYNSIM	Simulation von Synchronisierungen
	KUPSIM	Auslegung von Lamellenkupplungen
	SYNTEM	Temperaturverteilung in Synchronisierungen
	SYNKOLL	Synchronisierungsvorgänge in Schaltgetrieben
Welle-Nabe- Verbindun- gen	PFAU	Auslegung von Passfederverbindungen
	PressFit	Berechnung von Presssitzen
Sonstiges	OELDAT	Schmierstoffkennwerte

Tabelle 2-1: Aufstellung der bedeutendsten FVA-EDV-Programme

Ein manueller Datenaustausch zwischen den an der Getriebeentwicklung beteiligten Programmen ist zwangsläufig nicht unproblematisch (Bild 2-2). Der Anwender muss dabei die verschiedenen Ausgabedateien der verwendeten Programme auslesen und in vielen Fällen auch erst richtig interpretieren bevor er mit diesen Werten die Eingabedatei des nächsten Programms „füttert“. Bei thematisch teilweise recht unterschiedlichen Programmen liegen die Daten keineswegs immer in einheitlichen Bezeichnungen vor, gegebenenfalls müssen die Werte vorher umgerechnet werden. Dies kann beispielsweise die unterschiedlichen Koordinatenangaben betreffen. Tabelle 2-2 zeigt Varianten, die sich alleine für die Darstellung des Achsabstands bei den FVA-Programmen RIKOR und STplus sowie CAD-Systemen ergeben. Gerade bei der Rechnung von mehreren Varianten eines Getriebes kann der Überblick über die in den diversen Programmen berechneten Werte leicht verloren gehen.

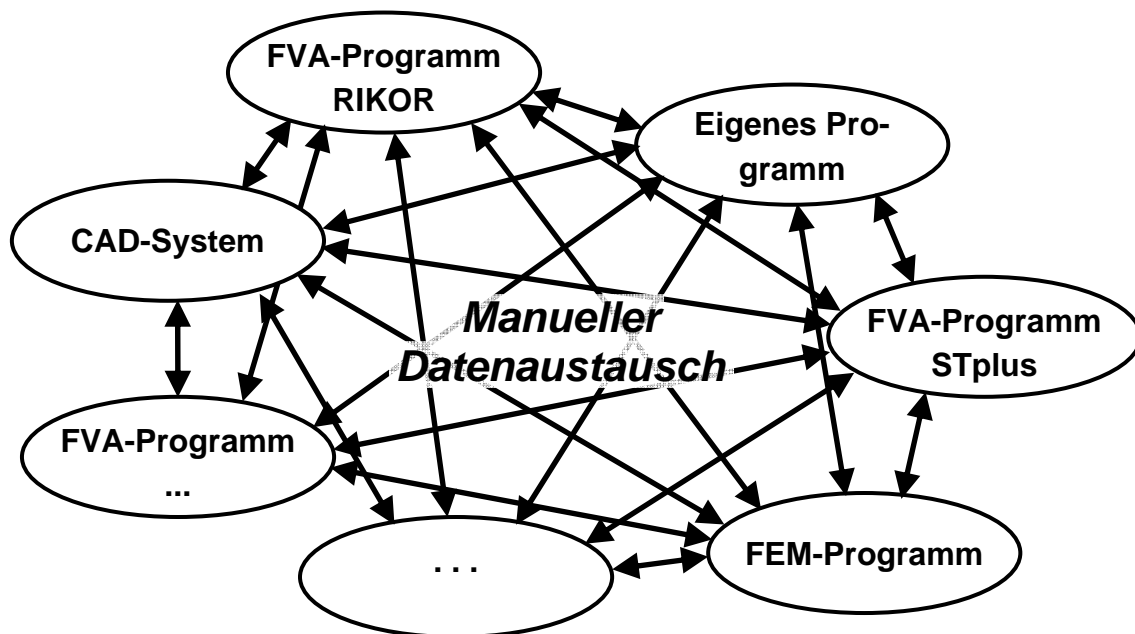


Bild 2-2: Manueller Datenaustausch bei der Getriebeentwicklung

	Angabe des Achsabstands einer Stirnradstufe
STplus	Absoluter Betrag
RIKOR	Achswinkel + Berechnung aus Verzahnungsgrößen <u>oder:</u> Anteilige Angabe im internen u-v-w-Koordinatensystem
CAD-System	x-y-z-Mittelpunktskoordinaten der Zahnräder

Tabelle 2-2: Unterschiedliche Achsabstandsangaben

Für Anwendungen abseits der Getrieberechnungsprogramme wurden in der Industrie mittlerweile leistungsfähige und zuverlässige Schnittstellen entwickelt um den problematischen manuellen Datentransfer zu ersetzen. Für CAD-Systeme haben sich einige Schnittstellenformate (IGES, SET, STEP) durchgesetzt, mit denen der Austausch von 3D-Geometrien praktiziert wird. Auch allgemeine Lösungen für einen durchgängigen Datenaustausch in der Produktentwicklung stehen inzwischen bereit. Gerade bei den umsatzstarken Branchen wie die Automobilindustrie konnte eine Datendurchgängigkeit während des Produktentwicklungszyklus realisiert werden. Diese Datendurchgängigkeit wird in Zukunft vom Entwicklungsprozess auf den gesamten Lebenszyklus eines Produkts ausgedehnt werden. Schlagwörter wie PLM (Product Lifecycle Management) seien hierfür genannt. Dabei wird angestrebt nicht nur die Entwicklung eines jeden Produkts sondern auch den weiteren Lebensprozess sowie das anschließende Recyceln zu betrachten. Dadurch können die Auswirkungen von Aspekten aus der Entwicklungsphase auf spätere Phasen des Produktlebenszyklus wirkungsvoll erfasst werden, was wiederum hilft, Kosten über den gesamten Zeitraum einzusparen. Grundsätzlich wird angestrebt, alle Aspekte eines Produkts in einen Prozess zu integrieren, um dadurch eine vollständige Datendurchgängigkeit zu erzielen.

Im Gegensatz dazu konnten sich auf dem sehr speziellen Gebiet der Getriebeentwicklung noch keine durchgängigen Produktlösungen etablieren. In der Vergangenheit wurden Versuche unternommen, gerade die ohnehin schon recht eng verwandten FVA-Programme mit Hilfe von gemeinsamen Benutzeroberflächen miteinander zu verknüpfen [R4]. Die dennoch vorhandenen Individualitäten der Programme verhinderten jedoch einen durchgreifenden Erfolg dieser Anstrengungen. Erst mit der in Kapitel 4 beschriebenen Entwicklung eines Produktmodells für Getriebe [D9, H3, H4, H5] basierend auf der inzwischen beim Abbilden von Produktdaten bewährten Norm ISO 10303 STEP [I1] konnten die grundlegenden Voraussetzungen für einen durchgängigen Datentransfer in der Getriebeentwicklung geschaffen werden.

3 Prozess einer durchgängigen Getriebeentwicklung

Der komplette Getriebeentwicklungsprozess beinhaltet zahlreiche Zwischenschritte von der Festlegung der Anforderungen bis zur fertigen Konstruktion. Die Anforderungen werden üblicherweise in einem für den Konstruktionsprozess verbindlichen Pflichtenheft niedergeschrieben. Die primäre Anforderung an ein Getriebe ist sicher der Nachweis der geforderten Tragfähigkeit, aber alle anderen aufgeführten Kriterien dürfen dabei keineswegs übergangen werden (Bild 3-1). Da sich die Erfüllung dieser Kriterien oft gegenseitig beeinflusst, ist eine getrennte Betrachtung und Auslegung des Getriebes nach den verschiedenen Gesichtspunkten nicht möglich. So kann ein für einen hohen Wirkungsgrad optimiertes Getriebe eine schlechte Tragfähigkeit aufweisen bzw. von der Herstellung her sehr aufwendig sein, was wiederum zu hohe Kosten verursacht.

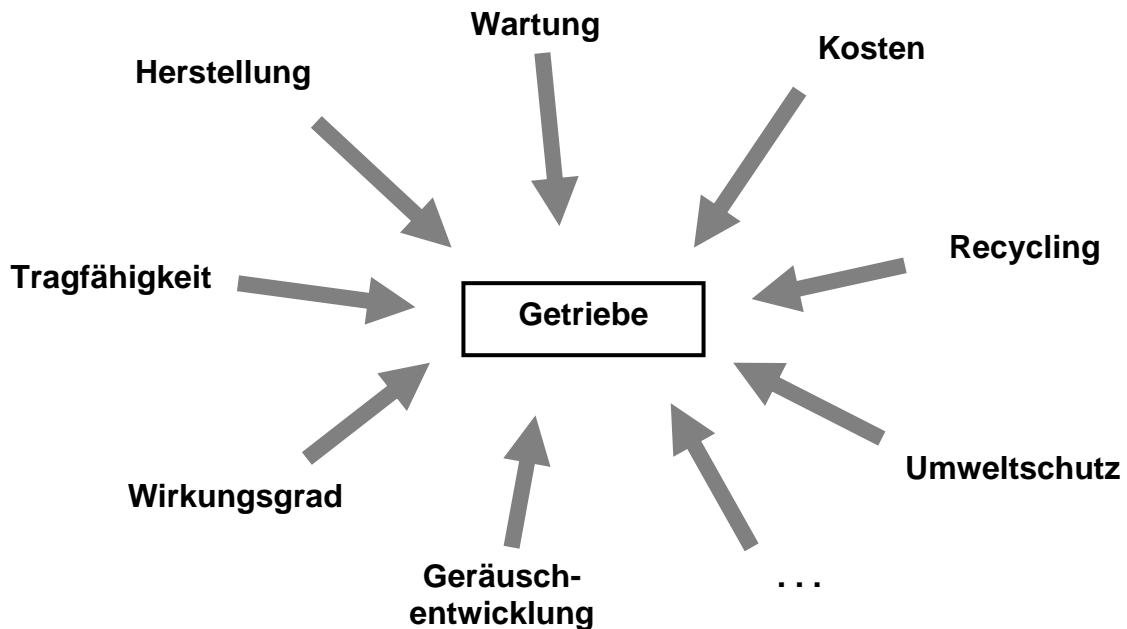


Bild 3-1: Anforderungskriterien an ein Getriebe

Als theoretische Minimalinformationen für die Konstruktion eines Getriebes gelten die Gesamtübersetzung, die Angaben zu Leistung, Drehmoment und/oder Drehzahl, die Mindestsicherheiten und etwaige vorgegebene Abmessungen. In der Praxis besteht ein Pflichtenheft aus einer wesentlich größeren Anzahl von Anforderungen. Ziel des Getriebeentwicklungsprozesses ist das Erstellen der Getriebekonstruktion gemäß dem Pflichtenheft (Bild 3-2). Dazu zählen neben einer vollständig definierten Geometrie (auch in Verbindung mit Herstellwerkzeugen) und den erbrachten Tragfähigkeitsnachweisen auch Wirkungsgrad, Geräuschentwicklung, Kostenabschätzung und ein CAD-Modell für die Fertigung des Getriebes.

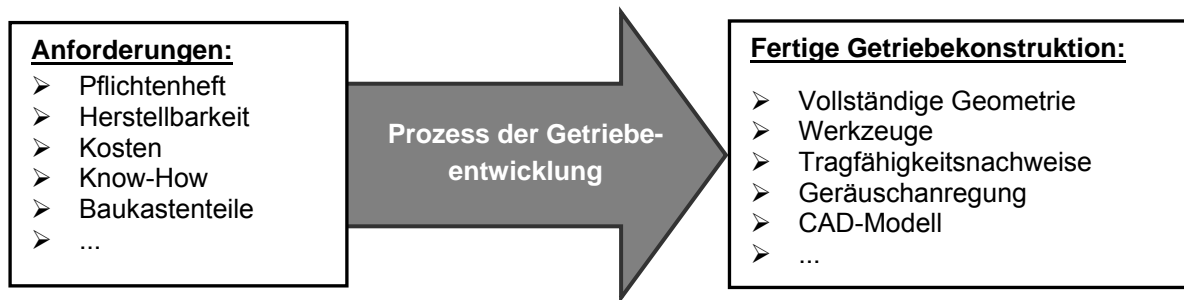


Bild 3-2: Prozess der Getriebeentwicklung

Der Getriebeentwicklungsprozess gliedert sich in mehrere Schritte (Bild 3-3). Aus den gegebenen Angaben werden zuerst die verschiedenen Bauteile für einen Grobentwurf ausgelegt. Je nach den Anforderungen verbleiben mehr oder weniger Freiheiten bei dieser Gestaltung des Erstentwurfs. Diese frühe Phase der Entwicklung besitzt großen Einfluss auf den weiteren Entwicklungsprozess, denn hier werden grundlegende Festlegungen getroffen, auf denen die weitere Entwicklung aufbaut. Beispielsweise wird beim Getriebe in dieser Phase festgelegt, welche Verzahnungsarten (z.B. Stirnrad-, Kegelrad- oder Schneckengetriebe) zur Anwendung kommen sollen, und auf wie viele Stufen die Gesamtübersetzung aufgeteilt werden soll. Diese Entscheidungen können im Zuge einer späteren Optimierung nur noch durch eine komplette Neuauslegung verändert werden.

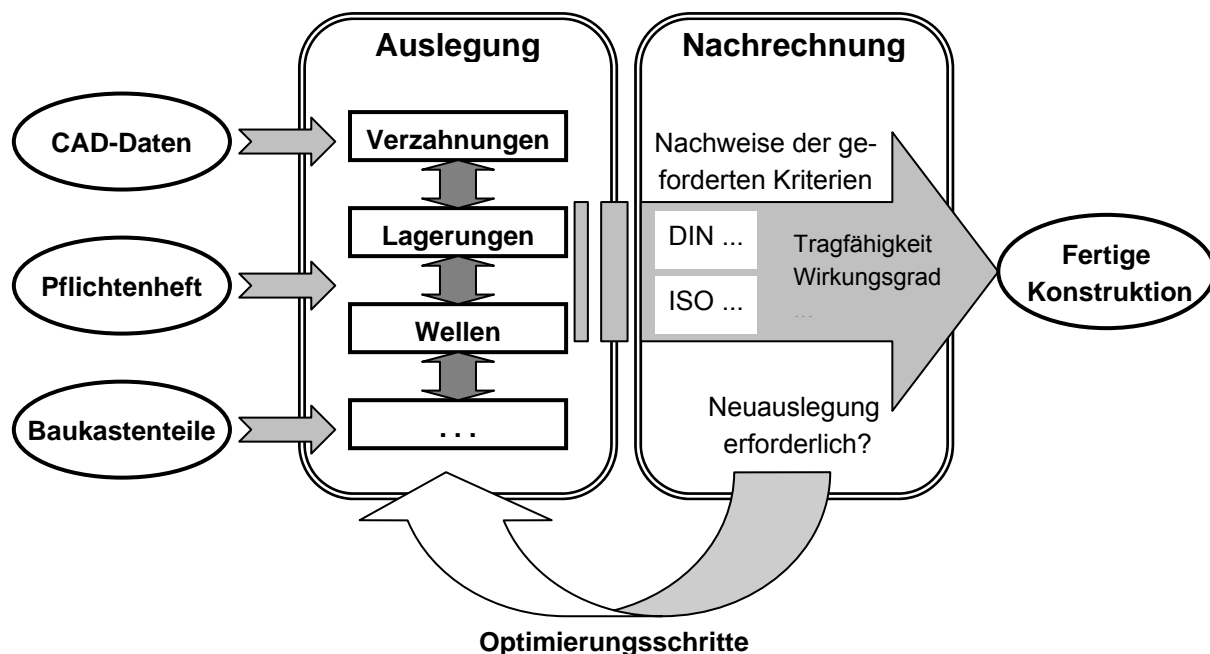


Bild 3-3: Schritte einer durchgängigen Getriebeentwicklung

Bei der Getriebeentwicklung werden zahlreiche Software-Systeme für die Auslegung und Nachrechnung eingesetzt. Die verschiedenen Systeme dürfen keinesfalls als getrennte Systeme betrachtet werden, da diese auf dieselben Grunddaten zurück-

greifen und auch sich teilweise überschneidende Ergebnisse liefern. Eine Nachrechnung und Optimierung eines Getriebes hinsichtlich eines Kriteriums kann zu einer Beeinflussung und im ungünstigen Fall zu einer Nichterfüllung anderer Kriterien führen. Wird z.B. der Wirkungsgrad eines Getriebes durch geeignete Parametervariation in mehreren Optimierungsschritten erhöht, und werden dabei Werte verändert, die in die Tragfähigkeitsberechnung eingehen, muss die Einhaltung der Tragfähigkeitsanforderungen auch für das Getriebe mit dem optimierten Wirkungsgrad überprüft werden. Die Überprüfung gilt auch für alle anderen Aspekte (Dynamik, Einbauvolumen, usw.), bei denen die Veränderungen Auswirkungen verursachen können.

Bild 3-4 zeigt die enge Verknüpfung von Auslegung und Nachrechnung. Der bei der Auslegung erzeugte Entwurf kann verständlicherweise nicht alle in die Nachrechnung eingehenden Details berücksichtigen und beinhaltet daher nur überschlägig ermittelte Werte. Detaillierte Nachrechnungen können durchaus Verbesserungspotentiale aufdecken. Eine wiederholte Auslegung unter Einbeziehung dieser verbesserten Parameter stellt sicher, dass nicht nur die Parameter dieses einen Aspekts in die Auslegung einfließen, sondern auch die restlichen Auslegungswerte an die neuen Bedingungen angepasst werden. Bei einer stetigen Verbesserung des Entwurfs sind alle vorherigen Nachrechnungen mit diesem neuen Entwurf ein weiteres Mal zu wiederholen, da diese Verbesserung eines Kriteriums eine gleichzeitige Verschlechterung anderer, bereits überprüfter Kriterien nach sich ziehen kann. Sollten geometrische Rahmenbedingungen vorliegen, etwa die Einbaumaße des Getriebes in ein Gehäuse, muss jeder Entwurf auf Übereinstimmung mit diesen Bedingungen überprüft werden. Beispielsweise kann eine verbesserte Geräuschanregung bei der Verzahnung eine größere Zahnbreite erfordern, für die wiederum der nötige Platz im Gehäuse vorgesehen sein muss. Es herrscht daher ein ständiges Wechselspiel zwischen Auslegung und Nachrechnung, bei dem die beteiligten Programme kontinuierlich auf die gegenseitig erzeugten Daten zurückgreifen müssen.

Ein derartiger kontinuierlicher Optimierungsprozess erfordert einen immerwährenden Datenaustausch zwischen den angeschlossenen Softwaresystemen. Der Datenfluss kann dabei in allen möglichen Richtungen erfolgen. Für diesen Prozess ist daher die Existenz einer neutralen Datenbasis mit universeller Zugriffsmöglichkeit (Bild 3-5) Voraussetzung. Ein derartiges Werkzeug bietet die Chance den Getriebeentwicklungsprozess grundlegend neu zugestalten und somit auf den Stand der Technik zu bringen.

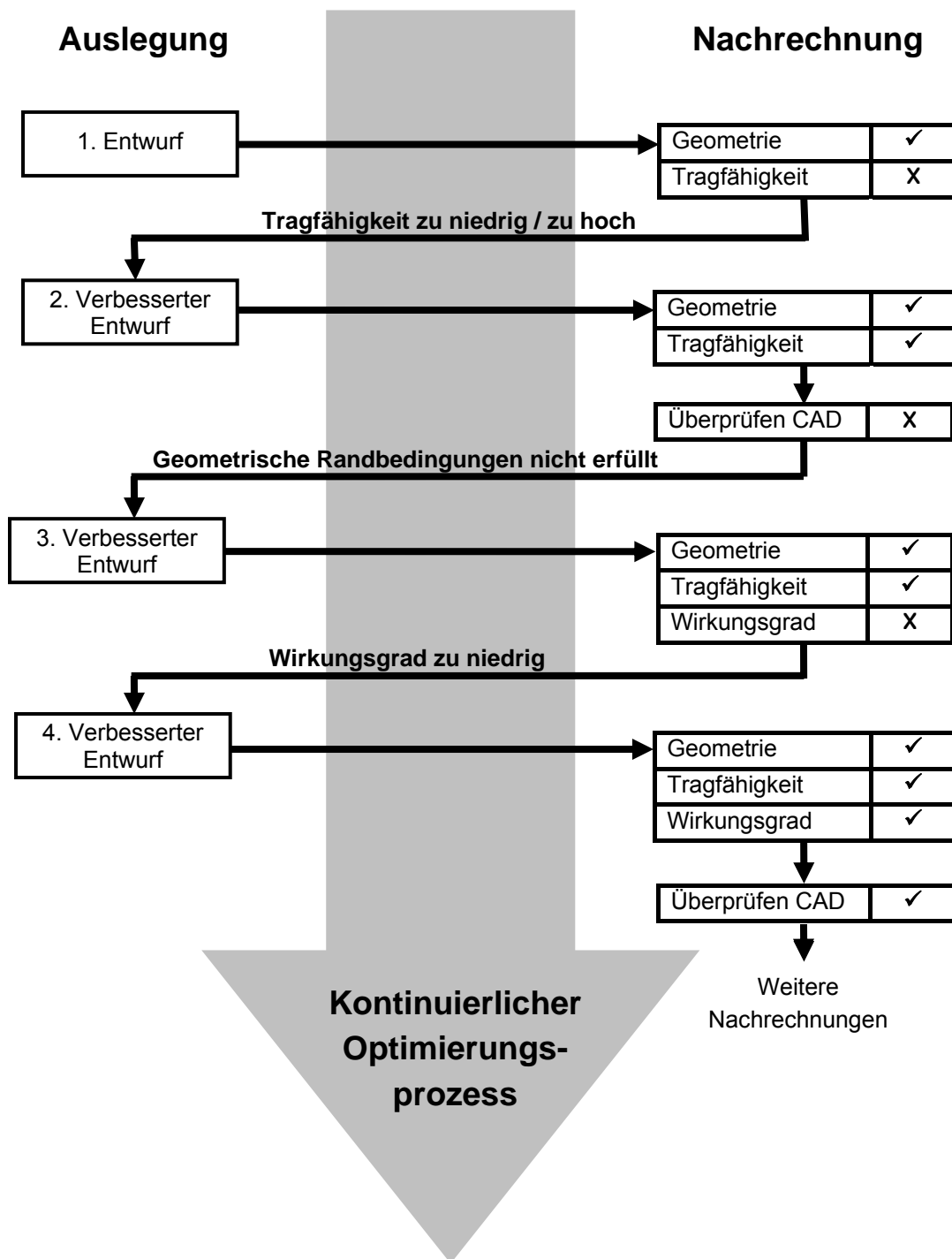


Bild 3-4: Kontinuierlicher Optimierungsprozess

Alle in einem durchgängigen Entwicklungsprozess eingesetzten Programme müssen mit einer genormten Schnittstelle ausgestattet sein, die einen kontinuierlichen Zugriff auf die neutrale Datenbasis erlaubt. Dadurch ist der Entwicklungsprozess nicht an eine festgelegte Reihenfolge der verwendeten Programmsysteme gebunden, die erforderlich wäre, wenn die Programme nur mit einer einzigen Schnittstelle für das jeweils nächste Programm im Prozess versehen wären.

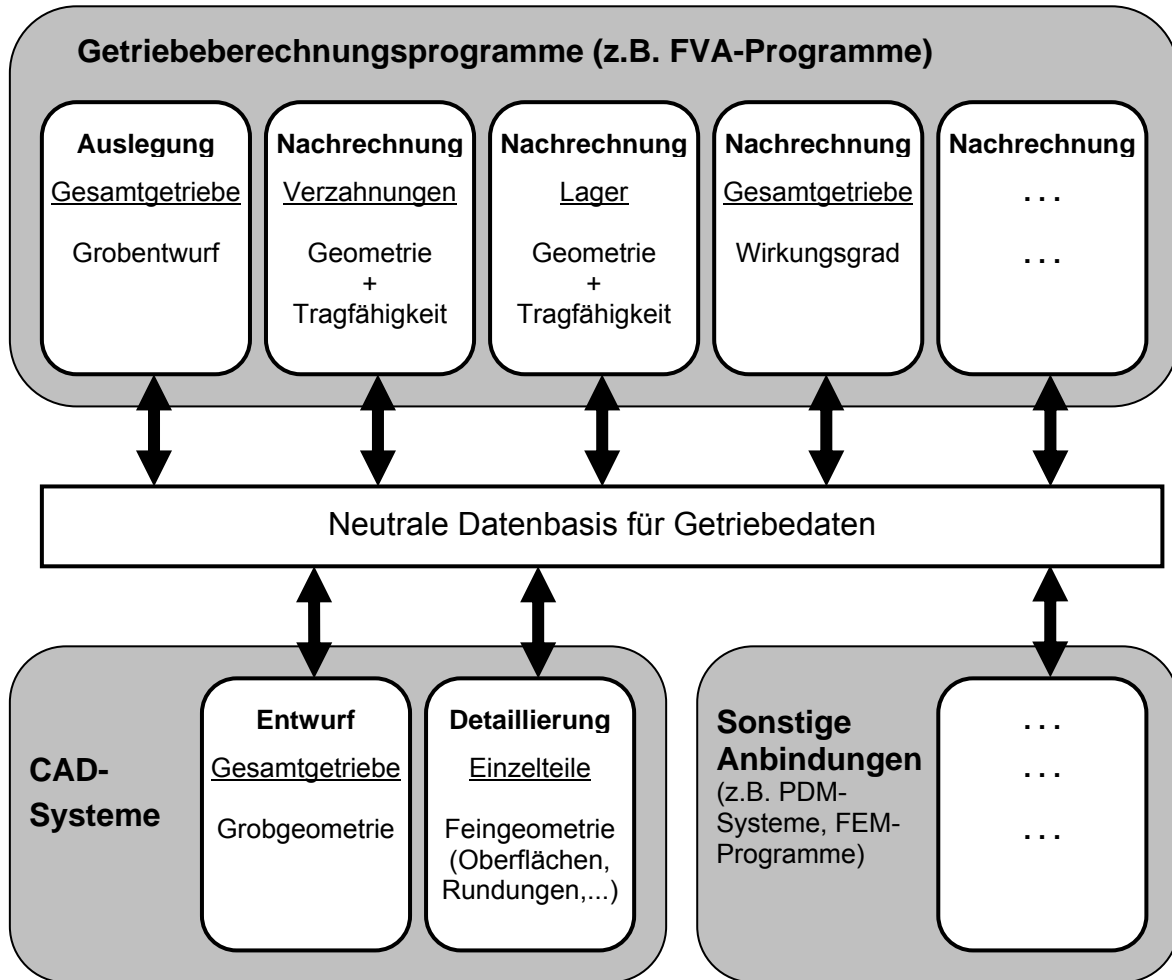


Bild 3-5: Neutrale Datenbasis für den Getriebeentwicklungsprozess

4 STEP-Produktmodell für Getriebe

Für eine durchgängige Produktentwicklung ist es unerlässlich, dass die daran eingebundenen Softwaresysteme wiederholt und in beliebiger Reihenfolge auf die Daten zugreifen können. Gerade die Anforderung, verschiedene Tools nicht nur in einer streng limitierten Reihenfolge benutzen zu können, sondern je nach Bedarf in flexibler Abfolge, erfordert eine Zugriffsmöglichkeit der verwendeten Software auf die Daten zu jedem Zeitpunkt der Entwicklung. Die Daten können daher nicht prozedural von einem Programm zum nächsten weitergegeben werden, sondern müssen zentral in einem neutralen Datenformat abgelegt werden (Bild 4-1).

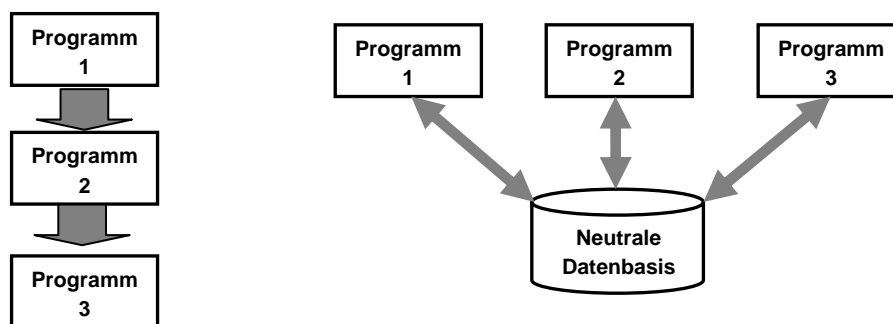


Bild 4-1: Datenaustausch prozedural (links) und über neutrale Schnittstelle (rechts)

Während sich für den Geometriedatenaustausch zwischen CAD-Systemen rasch einige neutrale Austauschformate (DXF, IGES, VDAFS, STEP) etablierten, konnte sich für die Getriebeentwicklung kein allgemein gültiges Datenaustauschformat durchsetzen.

4.1 Standardisiertes Eingabedatenformat der FVA-Programme

Die Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. bietet für die verschiedenen Aspekte der Getriebeberechnung zahlreiche EDV-Programme an. Eine vollständige Überschneidung des Berechnungsumfangs besteht bei den Programmen nicht, aber Grunddaten werden von jeweils mehreren Programmen verwendet. Die Programme wurden an verschiedenen Forschungsinstituten entwickelt, die Programmierrichtlinie der FVA [F2] sorgte jedoch für eine Vereinheitlichung bei der Entwicklung. So ist für alle FVA-Berechnungsprogramme die Struktur mit den Ein- und Ausgabedateien, den Zuordnungsdateien und den Konfigurationsdateien sowie eine Oberfläche als separates Programm fest vorgeschrieben. Außerdem bestehen Programmbibliotheken für allgemeine Dienstleistungsroutinen (IMELIB), für die Grafikausgabe (HCBSLIB) und für die Oberfläche (XVTLIB).

Da die Programme beim Einlesen der Dateien die selben Library-Routinen benutzen, ist die Gestaltung der Eingabedateien genormt (Bild 4-2). Das vorgeschriebene AS-

CII-Format ermöglicht ein einfaches Bearbeiten dieser Dateien mit jedem Texteditor. Zwischen den beiden Schlüsselzeilen „\$ Anfang“ und „\$ Ende“ befinden sich die Zeilen blockweise sortiert jeweils im Format „Bezeichnung = Wert(e)“. Die Datenblöcke werden eingeleitet durch eine Zeile „\$ BLOCKBEZEICHNUNG“. Pro Block darf jede Zeilenbezeichnung nur einmal verwendet werden. Nach dem Gleichheitszeichen können ein oder auch mehrere Werte folgen.

Trotz dieser Standardisierungen ist ein programmübergreifendes Einlesen einer FVA-Eingabedatei nicht möglich. Bei den Blöcken ist nur die Syntax festgelegt, nicht jedoch die Datenstruktur der Blöcke. Einige Programme sortieren die Blöcke nach Bauteilen (\$ WELLE, \$ LAGER, \$ ZAHNRAD), andere Programme unterscheiden nach der Art der Daten (\$ GEOMETRIEDATEN, \$ ALLGEMEINE_TRAGFAEHIGKEITSDATEN). Die Bezeichnungen der Blöcke werden ebenso wie die Bezeichnungen der Werte bei jedem Programm individuell festgelegt. Der Achsabstand einer Getriebestufe wird beispielsweise durch „ACHSABSTAND“ (STplus), „A“ (DZP [G2], RIKOR, WTplus [D8]), „A_V“ und „A_W“ (DZP, RIKOR, WTplus, Achsabstand in die jeweiligen Koordinatenrichtungen) oder durch Angabe absoluter Koordinaten der Zahnräder (z.B. STIRAK [F3]) vorgegeben. Das Einlesen fremder Werte wird dadurch unmöglich.

```
$ Anfang

$ Allgemeine_Daten

BENUTZERTEXT1 = 1. Beispiel
BENUTZERTEXT2 = Ritzel durch zwei Werkzeuge bearbeitet

$ Geometriedaten

ZAEHNEZAHL = 25 65
NORMALMODUL = 5
ACHSABSTAND = 241
EINGRIFFSWINKEL = 20
SCHRAEGUNGSWINKEL = 20
ZAHNBREITE = 50 50
...

$ Ende
```

Bild 4-2: Eingabedatei des FVA-Programms STplus (Auszug)

Die Nutzung gemeinsamer Eingabedateien konnte lediglich beim Schneckenprogrammssystem SNESYS [S5] realisiert werden. Hierbei wurden fünf Berechnungsprogramme für Schneckengetriebe unter einer gemeinsamen Benutzeroberfläche verknüpft. Alle fünf Programme (und die Benutzeroberfläche) greifen dabei auf dieselbe Eingabedatei zu.

Die Eingabedateien für einen gemeinsamen Zugriff durch alle FVA-Programme zu vereinheitlichen wäre mit einem immensen Anpassungsaufwand an den zahlreichen Programmen verbunden. Selbst dann würden nur die Eingabedaten der Programme, nicht aber die noch vielfältigeren Ausgabedaten gespeichert werden. Als zentrale Datenbasis für den allgemeinen Datenaustausch von Getriebedaten eignet sich das Format der FVA-Eingabedateien in dieser Form daher nicht.

Zwischen einigen FVA-Programmen wurde in der Vergangenheit eine Datenaustauschmöglichkeit eingeführt. Dabei wird von einem Programm direkt eine Eingabedatei für das andere Programm erzeugt. In Einzelfällen ist diese Art des Datenaustausches praktikabel, für ein modernes Produktentwicklungsverfahren mit durchgängiger Datenhaltung besteht als Mindestanforderung ein unabhängiges neutrales Datenmodell mit einer universellen Austauschmöglichkeit durch alle angeschlossenen Programme.

4.2 Entwicklung des STEP-Produktmodells für Getriebe

In der Vergangenheit wurden vor allem für den Austausch von Geometriedaten zwischen CAD-Systemen einige inzwischen bewährte Schnittstellenformate entwickelt. Diese Formate dienen zum Austausch von reinen Geometriedaten in zwei und dreidimensionaler Form. Weitere Zusatzinformationen wurden bei der Konzeption nur im sehr geringen Umfang, wie etwa als Textinformationen im Textfeld der Zeichnung, mit einbezogen.

Die rasante Entwicklung in der EDV führte auch zu einer ständig steigenden Komplexität der CAD-Systeme. Mittlerweile werden von CAD-Systemen zu den einzelnen Bauteilen weitaus mehr Informationen erfasst als nur die 3D-Geometrie. Abgebildet werden funktionale Zusammenhänge, welche die Kinematik im Betrieb oder den Vorgang der Montage beschreiben. Innerhalb von umfangreichen Bauteilkatalogen werden zu den Einzelteilen (z.B. Normteile wie Schrauben, Lager, Dichtungen, usw.) neben der Geometrie auch zahlreiche Technologiedaten abgelegt, die während des Konstruktionsprozesses mitgeführt werden und in den Berechnungsprozess eingehen. Für eine durchgängige Datenhaltung während der Prozessketten besteht zwangsläufig der Bedarf von leistungsfähigen Schnittstellen, die auch einen Datenaustausch dieser Zusatzinformationen zulassen.

Für diesen Zweck wurde das Datenformat „STEP“ [11] geschaffen, mit dem neben der Bauteilgeometrie eine nahezu beliebige Menge an Produktdaten definiert werden kann. Damit sollen generell alle Daten abgebildet werden können, die innerhalb des Lebenszyklus eines jeden Produkts auftreten.

4.2.1 Grundlagen von STEP

4.2.1.1 Allgemeines

Während die für den (Geometrie-)Datenaustausch von CAD-Systemen entwickelten neutralen Datenformate nationale Errungenschaften darstellten (SET: Frankreich; VDAFS: Deutschland, IGES: USA), wurden auf internationaler Basis innerhalb der ISO (International Standardization Organization) große Anstrengungen unternommen eine einheitliche Norm zu konzipieren, welche die bisherigen Datenformate ablösen sollte und zudem zusätzlich auch sämtliche anderen Aspekte eines technischen Produkts abbilden kann. Dieses Ziel wurde mit der Erstellung der ISO 10303 „STEP“ erfüllt. STEP bedeutet „Standard for the Exchange of Product Model Data“ und hat sich mittlerweile als leistungsfähiges Datenaustauschformat erwiesen.

In der CAx-Welt (= Sammelbegriff für alle Computer Aided Technologien) konnte sich STEP als Standardlösung für das Abbilden von Produktdaten behaupten (Bild 4-3). Durch die Konzeption als Werkzeug zur Datenmodellierung eignet sich STEP zum Abbilden komplexerer Abläufe in der Produktentwicklung bis hin zum kompletten Produktlebenszyklus. Für das moderne Product-Lifecycle-Management (PLM) erweist sich STEP als passendes Datenformat.

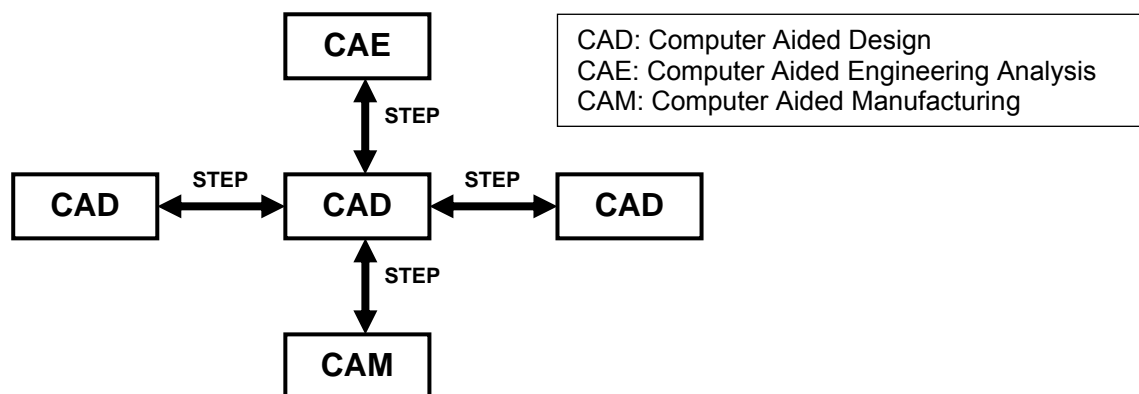


Bild 4-3: Einsatz von STEP in der CAx-Welt (Computer-Aided-Technologien)

STEP darf aber nicht als fertiges Datenformat betrachtet werden, in dem die exakten Datendefinitionen für alle Arten von Produkten anwendungsgerecht hinterlegt sind. Die in der ISO 10303 STEP enthaltenen Definitionen beschreiben vielmehr die Methoden und Regeln, mit denen die Daten modelliert werden können. Mit dem Ziel eine Vielzahl von Daten mit einer überschaubaren Anzahl an Grunddefinitionen abbilden zu können, wurde die STEP-Norm in ihre unterschiedlichen Parts unterteilt (Bild 4-4).

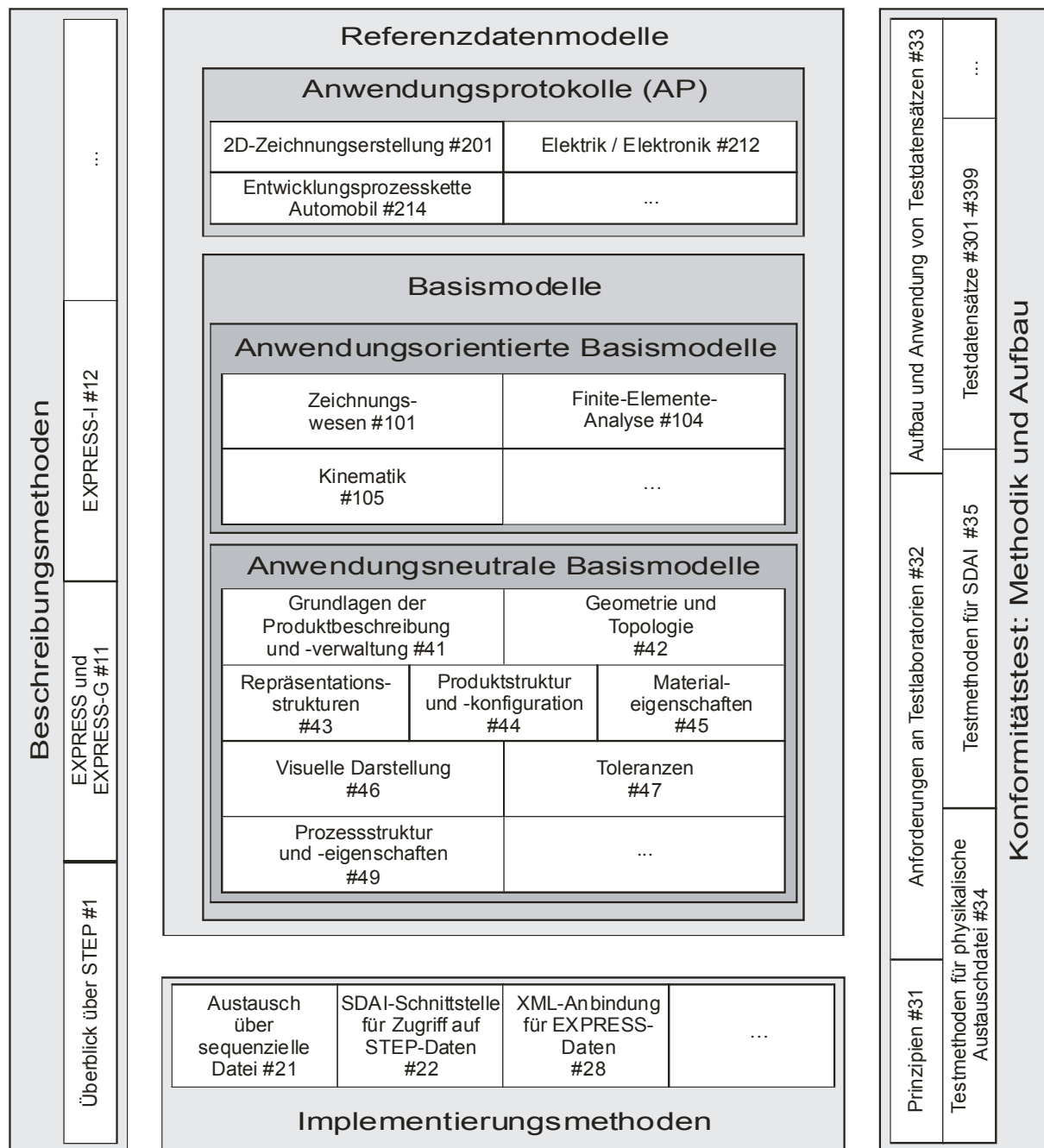


Bild 4-4: Aufbau der STEP-Norm ISO 10303 [I1]

4.2.1.2 Beschreibungsmethoden

Die Parts 1-19 enthalten die **Description Methods**, das sind die Methoden zur formalen Beschreibung der Norm. In Part 11 ist die Beschreibungssprache EXPRESS bzw. deren grafische Darstellungsform EXPRESS-G definiert. EXPRESS enthält Elemente anderer Programmiersprachen (FORTRAN, PASCAL, C), doch im Gegensatz dazu werden die Daten nicht weiterverarbeitet, sondern lediglich beschrieben. EXPRESS darf also nicht als Programmiersprache bezeichnet werden. Mit dem Grundelement Entity besitzt EXPRESS eine objektorientiert aufgebaute Struktur. Ein Entity beschreibt eine durch gleiche Merkmale verbundene Klasse von Objekten mit den

zugehörigen Attributen. Gleich den Klassen besitzen Entities Supertypes und Subtypes, wobei die Supertypes den Subtypes ihre Attribute vererben. Bild 4-5 verdeutlicht die Beziehungen zwischen den Entities, die für die Beschreibung einer Linie notwendig sind.

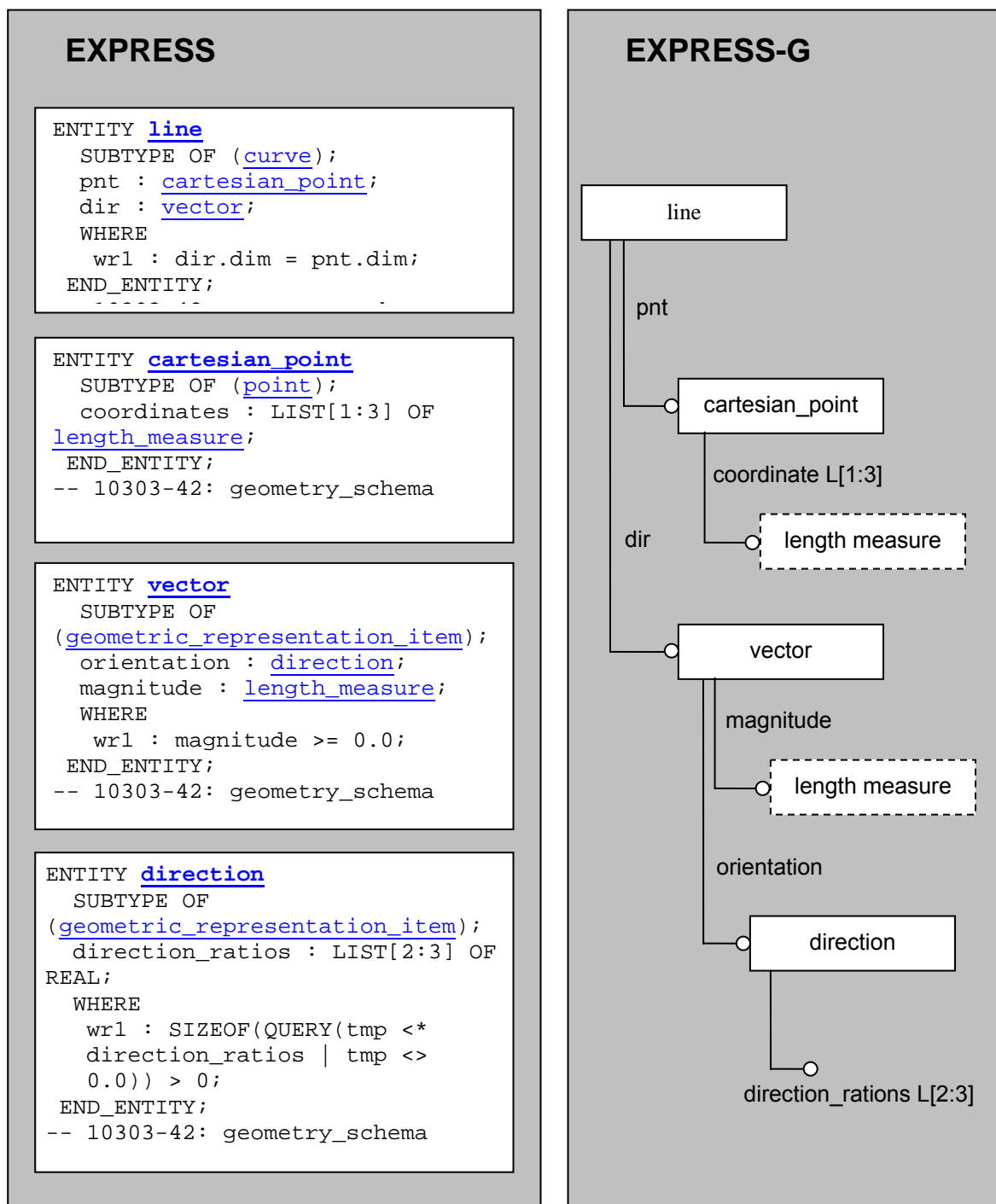


Bild 4-5: EXPRESS- (links) und EXPRESS-G-Spezifikation (rechts) einer Linie

Die in Bild 4-5 aufgeführten Entities sind eine genauere Spezifizierung (Subtype) des in den Definitionen genannten, übergeordneten Supertypes. Beispielsweise ist das Entity LINE ein Sonderfall des Entities CURVE. LINE besitzt als Attribute nur die bei-

den Entities CARTESIAN_POINT und VECTOR. Das Attribut „coordinate“ von CARTESIAN_POINT enthält eine 1- bis 3-elementige Liste von Zahlenwerten mit den Richtungskomponenten der Punktkoordinaten, an dem der im Entity VECTOR beschriebene Vektor beginnt. Dieser Vektor enthält als Attribute einen Verweis auf ein Entity DIRECTION (= Richtung des Vektors mit den Richtungskomponenten als Attribut) und eine Wertangabe für die Länge des Vektors. Im EXPRESS-G-Diagramm drücken die Rechtecke die Entities aus. Die davon wegführenden, dünnen Linien geben eine Attributsbeziehung (mit nebenstehenden Namen) an. Ein Attribut kann sowohl ein weiteres Entity sein als auch ein Zahlenwert oder eine Liste von Zahlenwerten. Diese Werte werden entweder direkt als Attribut angegeben (wie im Fall von DIRECTION mit den „direction_ratios“ oder als TYPE. Ein TYPE fasst den enthaltenen Wert unter einen beschreibenden Oberbegriff zusammen. Bei den Entities CARTESIAN_POINT und VECTOR wird ein Zahlenwert vom TYPE Längeneinheit („length_measure“) benötigt.

4.2.1.3 Implementierung

Bei der Implementierung sieht STEP in den Parts 20-29 mehrere Möglichkeiten vor:

- Part 21 [15]: Datenaustausch über eine sequenzielle Datei
- Part 22 - 27: SDAI-Datenzugriffsmethode (Standard Data Access Interface) mit Einbindung verschiedener Programmiersprachen
- Part 28: XML-Repräsentation des EXPRESS-Schemas

Die Methode mit der geringsten Komplexität dafür aber mit der weitesten Verbreitung ist der traditionelle Datenaustausch durch eine sequenzielle Datei (auch STEP Physical File Format bezeichnet) im ASCII-Format. Das EXPRESS-Schema wird bei dieser Implementierungsform zeilenweise in die Datei übertragen. Für jedes Entity wird dabei eine eigene nummerierte Zeile vorgesehen, in welcher der Entityname und die Attribute aufgeführt werden. Die Attributsbeziehungen zu anderen Entities erfolgen über die Zeilennummern.

Bild 4-6 zeigt beispielhaft eine sequenzielle STEP-Datei für eine 2-dimensionale Linie (Beginn bei Punkt (2.5, 4.5) in Richtung (1.0, 1.0) mit einer Länge 5.0). Eingeraht werden die Zeilen der Entities für die Linie durch den Header und den Anfangs- und Endzeilen, welche die Datei als eine sequenzielle STEP-Datei nach ISO 10303 Part 21 ausweisen.

```
ISO 10303-21;  
HEADER;  
FILE_SCHEMA( ('CONFIG_CONTROL_DESIGN' ));  
ENDSEC;  
DATA;  
#1=CARTESIAN_POINT(' ', (2.5,4.5));  
#2=DIRECTION(' ', (1.0,1.0));  
#3=VECTOR(' ', #2, 5.0);  
#4=LINE(' ', #1, #3);  
ENDSEC;  
END-ISO-10303-21;
```

Bild 4-6: STEP-Austauschdatei nach STEP Part 21 für eine Linie

4.2.1.4 Gemeinsame Ressourcen

Bei der Konzeption von STEP wurde versucht den Datenaustausch auf einem möglichst niedrigen und damit allgemeinen Niveau stattfinden zu lassen, um die Komplexität der Modelle bei der Vielzahl der Anwendungen in einem erfassbaren Rahmen zu halten. Daher wurden in den Parts 41 – 53 und 101 – 110 anwendungsneutrale bzw. anwendungsbezogene Ressourcen geschaffen, die für alle Anwendungen (siehe auch Kapitel 4.2.1.5 Anwendungsprotokolle) als (Grund-)Datenpool dienen. In diesen Ressourcen sind die Grunddefinitionen für alle Arten von Daten, z.B. Geometrie, Topologie, Materialeigenschaften, visuelle Darstellungen, Toleranzen, Prozessstrukturen, technische Zeichnungen, Finite Elemente Methoden, Kinematik, usw. beschrieben. Das Verwenden dieser Ressourcen, auch als STEP-Basismodelle bezeichnet, ist für alle STEP-Anwendungen bei der Implementierung bindend vorgegeben.

4.2.1.5 Anwendungsprotokolle

Zur Nutzbarmachung der gemeinsamen Ressourcen aus den STEP-Parts 41 – 53 und 101 – 110 für spezielle Anwendungen wurden die so genannten Anwendungsprotokolle (APs) eingeführt. Für eine bestimmte Anwendung sind keineswegs immer alle Elemente aus diesen Ressourcen notwendig. Umgekehrt aber verlangen die einzelnen Anwendungen teilweise sehr viel differenziertere und detailliertere Beschreibungen der Produktdaten als in den Ressourcen vorgegeben.

Ein Anwendungsprotokoll besteht aus drei Modellen zur Beschreibung der Daten einer bestimmten Anwendung (siehe Tabelle 4-1). Jedes Modell betrachtet dabei die jeweilige Anwendung aus einer anderen Sicht. Die STEP-Anwendungsprotokolle für die verschiedenen Anwendungen sind in den Parts 201 – 238 festgeschrieben. Die Anwendungsprotokolle definieren zu den Anwendungen aus den Bereichen technische Zeichnungen, Elektrotechnik, Automobilentwicklung, Schiffsbau, Prozessplanung, Bauwesen, etc. jeweils ein eigenständiges Produktmodell. Derzeit bestehen 11

Anwendungsprotokolle als Internationaler Standard, weitere 12 Anwendungsprotokolle befinden sich in der Entwurfsphase.

Modell	Aufgabe
<p>AAM (Application Activity Model)</p>	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Beschreibung der Funktionalitäten und Informationsflüsse (z.B. Qualitätsdaten innerhalb der Qualitätssicherung) ➤ Definiert den Geltungsbereich (z.B. gültig nur für den Entwicklungsprozess, für Prototypen, usw.)
<p>ARM (Application Reference Model)</p>	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Referenzmodell aus Anwendersicht
<p>AIM (Application Interpreted Model)</p>	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Bestehend aus den STEP-Basismodellen ➤ Modell aus Implementierungssicht

Tabelle 4-1: Bestandteile eines Anwendungsprotokolls

Das ARM (Anwendersicht) ist mit dem AIM (Implementierungssicht) über das Mapping verknüpft (Bild 4-7). Während das ARM die zu jeder Anwendung frei gewählten Objekte und Strukturen aufweist, muss das AIM aus den Elementen der STEP-Basismodelle (STEP-Parts 41 – 53 und 101 – 110) aufgebaut sein. Bei der Modellierung ist für das AIM EXPRESS bindend vorgeschrieben. Das Mapping bezeichnet eine Zuordnungsvorschrift, bei der in tabellarischer Form jedem Objekt und jeder Beziehung aus dem ARM eine gleichwertige Struktur von Objekten und Beziehungen aus den STEP-Basismodellen zugewiesen wird, welche das AIM bildet.

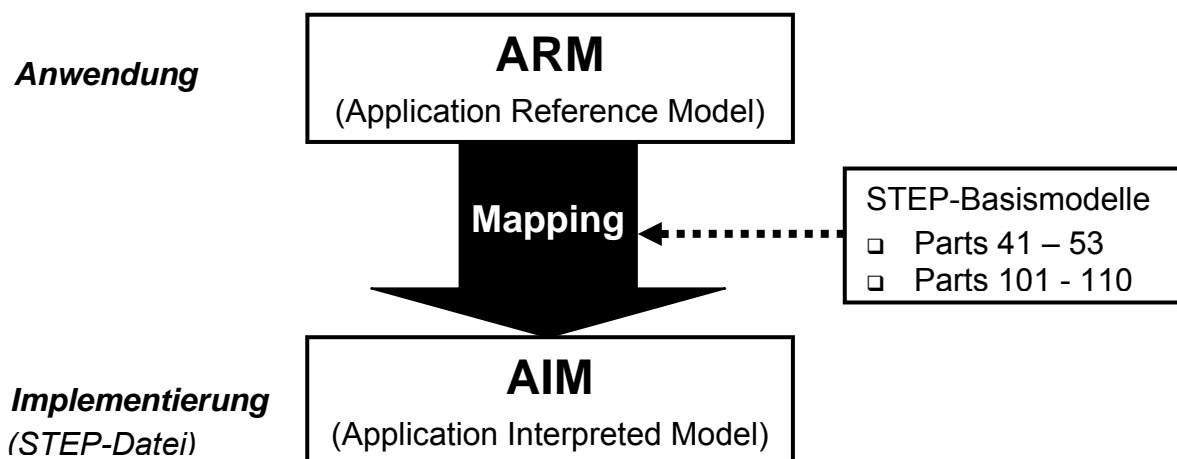


Bild 4-7: Abbildungsmechanismus zwischen ARM und AIM

4.2.2 Bestehende Getriebedaten in ISO 10303 AP 214

Das Anwendungsprotokoll AP 214 [I6] definiert die wesentlichen Daten für den Konstruktionsprozess in der Automobilindustrie. Dazu gehören Daten bezüglich Geometrie, Berechnung, Technologie, Herstellung, Präsentation und Konfiguration. Zur Beschreibung einer Zahnradstufe besteht auf der Ebene des Application Interpreted Model ein Entity GEAR_PAIR.

Die Definitionen dieses GEAR_PAIRs sind vorgesehen, um ein Getriebe mit den wichtigsten äußeren Größen zu bestimmen. Das Entity GEAR_PAIR (Bild 4-8) besitzt als Attribute die Werte für die Radien der beiden Zahnräder, den Schrägungswinkel, den Kegelwinkel und die Übersetzung. Zur Bestimmung der übertragenen Kräfte, Momente und Geschwindigkeiten einer Getriebestufe sind diese Eigenschaften ausreichend.

```
ENTITY gear pair
  SUBTYPE OF (kinematic_pair);
  radius_first_link : length_measure;
  radius_second_link : length_measure;
  bevel : plane_angle_measure;
  helical_angle : plane_angle_measure;
  gear_ratio : REAL;
END_ENTITY;
```

Bild 4-8: AIM-Longform des Entities GEAR_PAIR aus STEP Part 105

Für eine genauere Beschreibung des Getriebes selbst ist jedoch das GEAR_PAIR in der gegenwärtigen Form nicht geeignet. Eine Erweiterung um mehr als die fünf vorgesehenen Attribute kann nicht durchgeführt werden, da die Definition des STEP Parts 105 keine weiteren Attribute zulässt. Auch die Beschreibung von Getriebeelementen wie Lager, Wellen oder Gehäuse sind über das GEAR_PAIR nicht möglich. Eine willkürliche Veränderung am GEAR_PAIR hätte den Verlust jeder Kompatibilität mit der ISO 10303 STEP zur Folge.

Außer dem Entity GEAR_PAIR sind weder im AP 214 noch in den übrigen Parts der ISO 10303 fertige Definitionen zur Modellierung eines kompletten Getriebes hinterlegt. Zur Abbildung eines Getriebes unter STEP müssen daher neue Beschreibungsmethoden eingeführt werden.

4.2.3 Konzepte zur Beschreibung von Getriebedaten in STEP

Die STEP-Norm ist keine fertig festgelegte Sammlung von Definitionen aller Art von Produktdaten, sondern muss als ein leistungsfähiges Werkzeug speziell zum Model-

lieren von Daten verstanden werden. Aus diesem Grund bieten sich zahlreiche Varianten an, um neue Daten in STEP integrieren zu können.

4.2.3.1 Erstellung eines neuen Anwendungsprotokolls

Für Anwendungen wie die Getriebeentwicklung sieht STEP die Erstellung von Anwendungsprotokollen vor, wie dies bereits für einige Anwendungen (AP 212 Elektroindustrie, AP 214 Entwicklungsprozess in der Automobilindustrie, etc.) geschehen ist. Mit diesem Mechanismus könnte ein für die Getriebeentwicklung maßgeschneidertes Anwendungsprotokoll für Getriebedaten neu entwickelt werden, welches die vorgesehenen Anforderungen vollständig erfüllen könnte (Bild 4-9). Auch die Einbindung von CAD-Daten in Form der Integration von Geometriemodellen könnte ähnlich dem AP 214 realisiert werden.

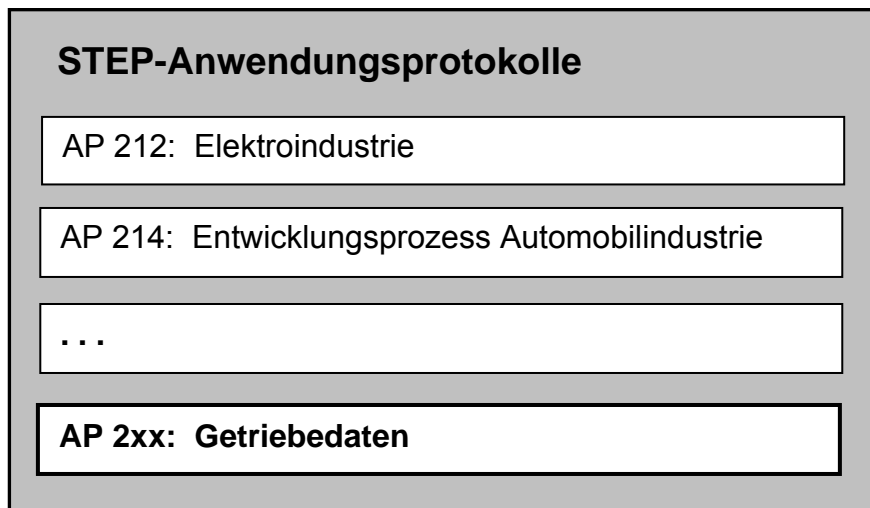


Bild 4-9: Vorschlag für die Erweiterung des GEAR_PAIR aus STEP-Part 105

Der Nachteil beim (Neu-)Erstellen eines Anwendungsprotokolls ist der enorme Entwicklungsaufwand. Neben dem eigentlichen Produktmodell für Getriebedaten ist bei einem Anwendungsprotokoll auch die Einbindung der STEP-Basismodelle (Parts 41-53 und 101 -110) über den Mapping-Mechanismus zum AIM zu definieren. Nach Fertigstellung der Datenmodelle selbst hat ein Anwendungsprotokoll zur Genehmigung sämtliche erforderlichen Normungsgremien zu durchlaufen. Für diesen Prozess sind einige Jahre anzusetzen.

4.2.3.2 Erweiterung der STEP-Basismodelle

Ausgehend vom bestehenden Entity GEAR_PAIR aus dem STEP-Part 105 wäre eine Erweiterung um zusätzliche Attribute mit Verknüpfung zu neu einzuführenden „Getriebe-Entities“ eine denkbare Vision (Bild 4-10).

Da die STEP-Basismodelle (Parts 41-53 und 101 -110) jedoch die Grundlage für generell alle STEP-Anwendungen bilden, müssten alle bereits bestehenden STEP-

Anwendung an die Veränderungen angepasst werden. Auch der Aufwand dafür wäre extrem hoch und ist daher nicht zu empfehlen, zumal der Nutzen der Änderung alleine auf die Getriebeanwendungen beschränkt bleibt.

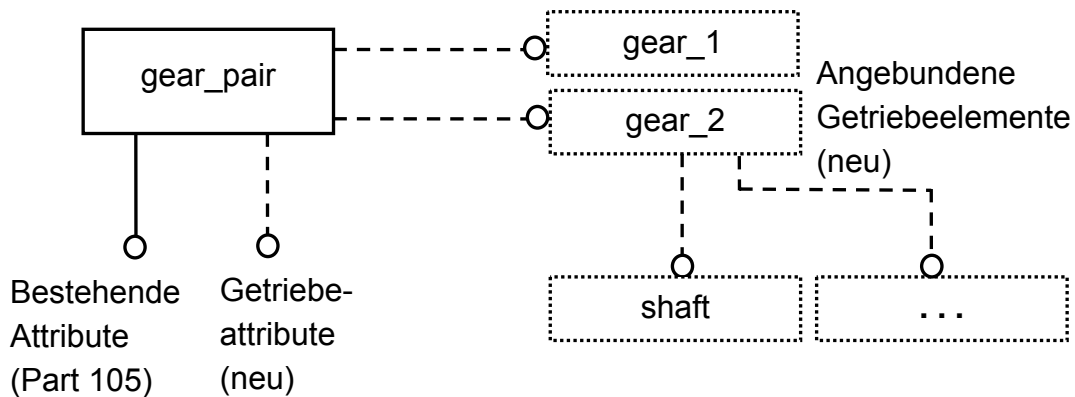


Bild 4-10: Vorschlag für die Erweiterung des GEAR_PAIR aus STEP-Part 105

4.2.3.3 Erweiterung des ARM des AP 214

Das Anwendungsprotokoll AP 214 wurde für die Datendefinition des Entwicklungsprozesses in der Automobilindustrie konzipiert und würde dabei thematisch auch (Automobil-)Getriebe umfassen. Eine explizite Definition von Getriebedaten ist darin jedoch nicht enthalten. Eine auf Getriebedaten ausgelegte Erweiterung des ARM des AP 214 wäre geeignet ein umfassendes Datenmodell für Getriebe abzubilden.

Nachteil wäre wie schon bei der Erweiterung der STEP-Basismodelle die Notwendigkeit, eine bestehende Norm zu verändern, was zu einem nicht akzeptablen Änderungsaufwand an den bestehenden Anwendungen führt.

4.2.3.4 Erstellung eines STEP-unabhängigen ARM's

Die zuvor vorgestellten Lösungsvorschläge besitzen die Problematik, dass eine bestehende und auch von verschiedenen Anwendungen genutzte Norm verändert werden muss, was fast zwangsläufig zu Konflikten führt. Diese Probleme wurden bei der Erstellung eines Produktmodells für den Komplettbau [H11] umgangen, indem das Datenmodell völlig unabhängig von den STEP-Anwendungsprotokollen definiert wurde und keine Anbindung an die STEP-Basismodelle stattfindet. Dieses Produktmodell ist analog dem ARM eines STEP-Anwendungsprotokolls aufgebaut und in der Beschreibungssprache EXPRESS modelliert. Auf die für eine Kompatibilität mit der STEP-Norm ISO 10303 erforderliche Integration der STEP-Basismodelle bei der Implementierung (= Mapping) wurde hingegen bei der Konzeption bewusst verzichtet. Von einer STEP-Anwendung kann daher in diesem Fall nicht mehr gesprochen werden (siehe Bild 4-11).

Der Vorteil eines von STEP unabhängigen Produktmodells besteht darin, dass der aufwändige Prozess zur Integration in die STEP-Norm entfallen kann. Die Objekte und Objektsbezeichnungen sowie die Strukturen, in die diese eingebaut werden, können frei gewählt und an die individuellen Anforderungen angepasst werden. Die Modellierungswerkzeuge von STEP (z.B. EXPRESS) sind nach wie vor anwendbar. Dieser Vorteil steht jedoch einigen schwerwiegenden Nachteilen gegenüber:

- Eine Integration eines Geometriemodells durch Nutzung der entsprechenden STEP-Parts analog dem AP 214 ist nicht möglich.
- Eine Anbindung von CAD-Systemen an ein derart gestaltetes Produktmodell über die genormten Schnittstellen kann nicht erfolgen.
- Da es sich wegen der Umgehung der dafür vorgeschriebenen Nutzung der STEP-Basismodelle um keine STEP-Anwendung handelt, können allgemeine STEP-Anwendungen (z.B. PDM-Systeme) nicht auf dieses Produktmodell zugreifen.

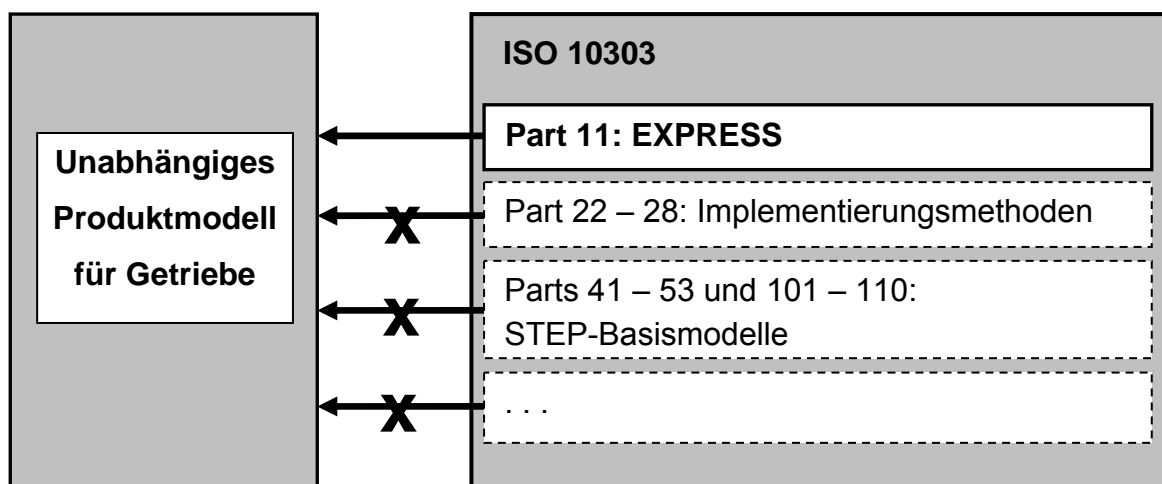


Bild 4-11: Von STEP unabhängiges Datenmodell

4.2.3.5 Nutzung von individuell erweiterten Definitionen des AP 214

Das AP 214 beinhaltet Datendefinitionen, die den Entwicklungsprozess in der Automobilindustrie abbilden. Bei einem derart weit gefächertem Gebiet werden zwangsläufig nicht alle einzelnen Daten detailliert beschrieben. Das Anwendungsprotokoll sieht daher die Möglichkeit vor, bei bestimmten Entities selbst definierte Bezeichnungen zu ergänzen. Dieser Mechanismus könnte zur Beschreibung von Getriebedaten im AP 214 herangezogen werden.

Beispielsweise wird im ARM des AP 214 ein Entity ITEM zur Beschreibung von allgemeinen Objekten definiert. Mit einem weiteren Entity SPECIFIC_ITEM_CLASSIFICATION wird dieses Objekt genauer spezifiziert. Als Attribute besitzt es den Verweis auf das zu beschreibende ITEM, sowie eine Möglichkeit eine allgemeine

Beschreibung (description) anzufügen und einen Namen (classification_name). Für diesen Namen existieren im AP 214 festgelegte Begriffe. Ein Werkzeug, das durch das ITEM und das SPECIFIC_ITEM_CLASSIFICATION beschrieben wird, besitzt als vordefinierte Bezeichnung den Begriff ‚tool‘. Das AP 214 schreibt vor, dass diese vorgegebenen Bezeichnungen (z.B. ‚tool‘, ‚part‘, ‚prototype‘, ‚raw material‘, etc.) bei entsprechender Anwendbarkeit auch verwendet werden müssen. Sollten über die festgelegten Bezeichnungen hinausgehende Begriffe benötigt werden, so ist in diesem Fall die Verwendung eigener Bezeichnungen zulässig. Über das ITEM lassen sich auf diese Art und Weise durch das Einfügen geeigneter Begriffe auch Getriebeelemente abbilden (Bild 4-12). Die Attribute der Daten werden als Properties dem ITEM beigegeben. Auch dafür sind eigene Bezeichnungen für die Attributnamen zu verwenden.

Die Modellierung von Getriebedaten mit dem AP 214 würde auf diesem Weg keinerlei Schwierigkeiten bereiten. Durch Wahl einer entsprechend gewählten Bezeichnung könnten prinzipiell alle Objekte und Attribute abgebildet werden.

Problematisch ist allerdings genau diese freie Wahlmöglichkeit. Im AP 214 sind diese Bezeichnungen nicht festgeschrieben. Jeder Benutzer kann daher seine eigenen Getriebeausdrücke verwenden, die jedoch nicht mit den Ausdrücken der anderen Benutzer übereinstimmen müssen. Auch die Benutzung des Entities ITEM für Getriebeobjekte ist im AP 214 nicht vorgeschrieben, so dass auch andere Objekte dafür herangezogen werden könnten. Die für ein Produktmodell erforderliche Einheitlichkeit der Datendefinitionen kann über diesem Mechanismus nicht gewährleistet werden.

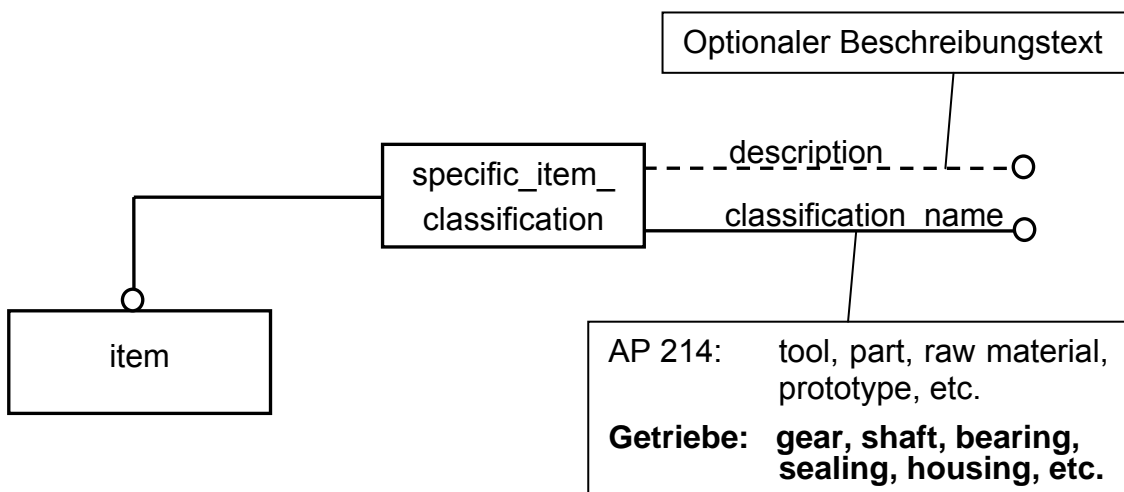


Bild 4-12: Getriebedaten durch selbst definierte Bezeichnungen im AP 214

4.2.3.6 Projektion des Produktmodells in das AP 214

Getriebedaten können thematisch mit dem AP 214 abgedeckt werden. Im Themenbereich „Core Data for Automotive Mechanical Design and Processes“ (Daten für

den Entwicklungsprozess in der Automobilindustrie) sind auch Getriebedaten anzusiedeln. Dieses Anwendungsprotokoll wird längst nicht nur in der Automobilindustrie eingesetzt, sondern kann dank der großen Leistungsfähigkeit problemlos auch auf andere Industriezweige innerhalb des Maschinenbaus übertragen werden. Daten von Getrieben abseits der Automobilindustrie (z.B. für Industriegetriebe, Windkraftanlagen) sind daher mit dem Anwendungsprotokoll AP 214 modellierbar. Der im vorigen Kapitel beschriebene Weg Getriebedaten im AP 214 durch selbst definierte Ergänzungen abzubilden beinhaltet einen gelungenen Ansatz, der aber aufgrund der hohen Komplexität der Datenstrukturen im AP 214 eine mangelhafte Vereinheitlichungsmöglichkeit aufweist.

Um genau diese Vereinheitlichung zu gewährleisten wurde an der FZG der TU München eine Abbildungsvorschrift für ein Produktreferenzmodell für Getriebe im AP 214 erstellt [D9, H3, H4, H5]. Dieses Produktreferenzmodell legt genau fest, welche Elemente aus dem ARM des AP 214 für die Modellierung der Getriebeelemente herangezogen werden. Dadurch können Getriebedaten über eine eindeutige, konforme und gültige Abbildung im AP 214 definiert werden. Dieser Mechanismus wird auch als Projektion eines Produktmodells auf ein bestehendes Anwendungsprotokoll bezeichnet. Das projizierte Produktmodell kann vollständig unabhängig vom Anwendungsprotokoll erstellt werden, da es nur über dem Abbildungsmechanismus mit dem ARM des Anwendungsprotokolls verknüpft ist. Vom Funktionsprinzip entspricht dieser Abbildungsmechanismus dem „Mapping“ zwischen dem ARM und AIM eines Anwendungsprotokolls, bei dem gleichfalls zwei Datenmodelle durch eine Abbildungsvorschrift miteinander verknüpft werden. Dadurch, dass beim Abbilden bestehende ARM-Objekte für die Modellierung herangezogen werden, bleibt auch das projizierte Datenmodell konform mit dem ARM des Anwendungsprotokolls. Die Implementierung des Produktmodells erfolgt genauso wie beim ARM über das Mapping und das AIM (siehe Bild 4-13 und Bild 4-14)).

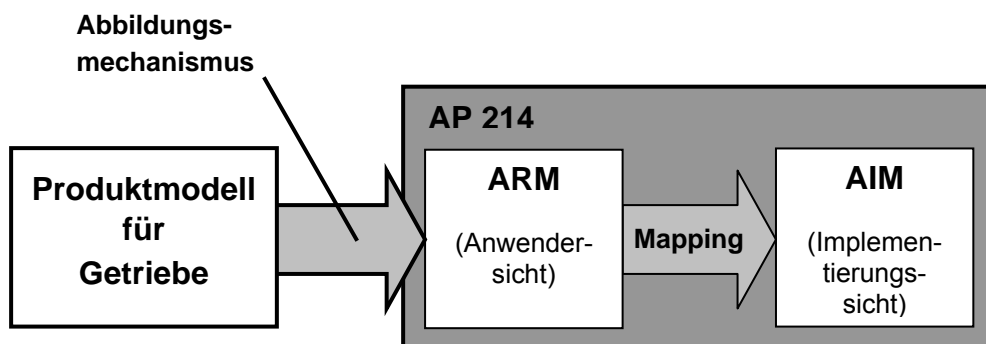


Bild 4-13: Abbildungsmechanismus für ein Produktmodell für Getriebe nach [D9, H3, H4, H5]

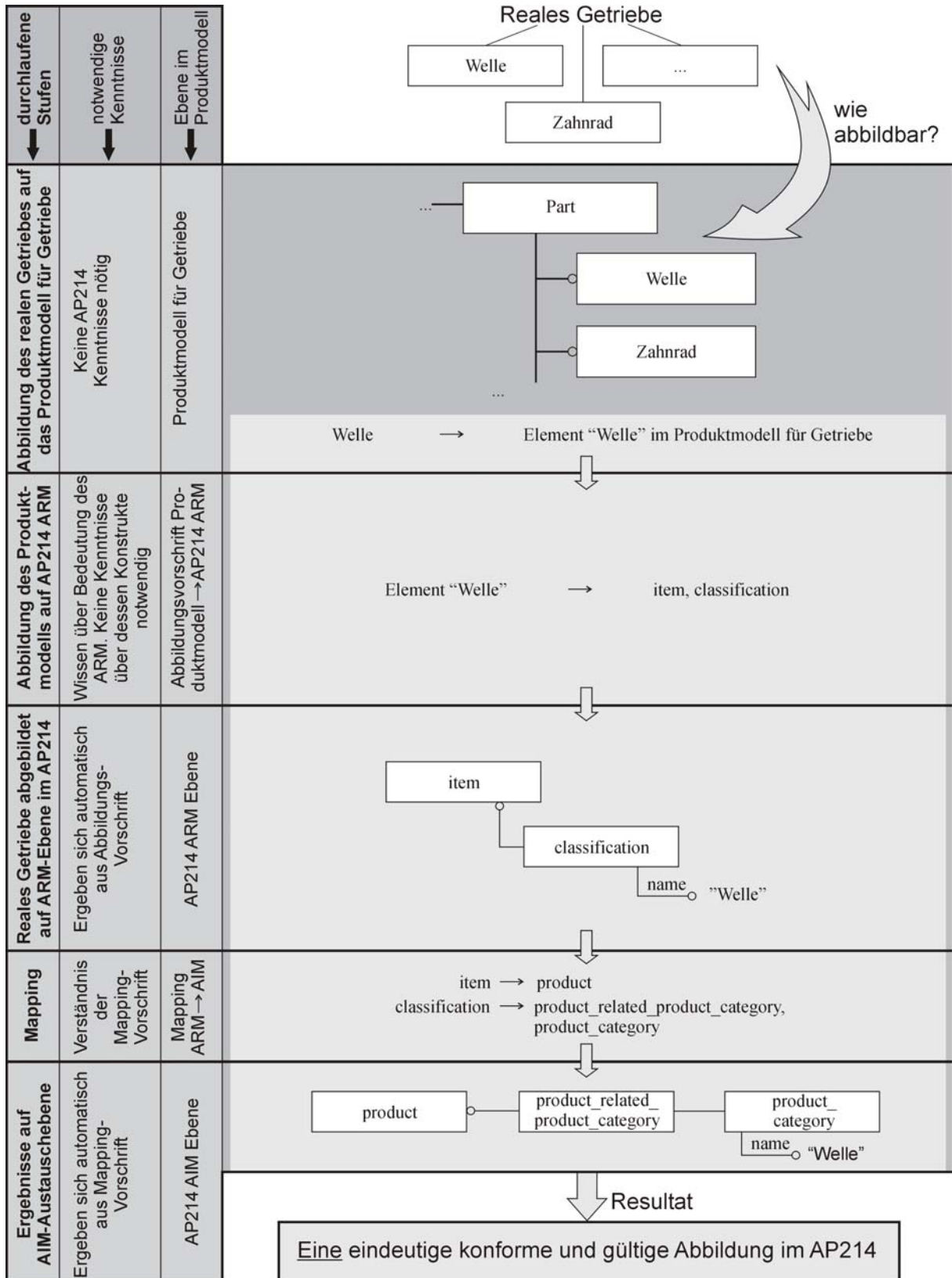


Bild 4-14: Getriebemodellierung mittels des Abbildungsmechanismus auf das AP 214 [D9, H3, H4, H5]

4.2.3.7 Bewertung

Um eine Aussagekraft über die Umsetzbarkeit zu erlangen werden die Varianten anhand einer Tabelle bewertet.

	Neues AP	Erweiterung der STEP-Basismodelle	Erweiterung des ARM eines APs	STEP-unabhängiges ARM	Individuelle Definitionen im AP 214	Projizierung in AP 214
Verwendung eines bestehenden APs	Nein	Möglich	Ja	Nein	Ja	Ja
Änderungen an bestehender Norm notwendig?	Nein	Schwerwiegende	Ja	Nein	Nein	Nein
Aufwand	Hoch	Extrem hoch	Hoch	Mittel	Gering	Mittel
Zeitdauer	Lange	Lange	Mittel	Kurz	Sehr kurz	Kurz
CAD-Anbindung	Möglich	Möglich	Möglich	Nein	Ja	Ja
STEP-Konformität	Ja	Ja	Ja	Nein	Ja	Ja
Vereinheitlichung	Ja	Ja	Ja	Ja	Nein	Ja
Erwartete Akzeptanz	Mittel	Sehr gering	Mittel	Mittel	Gering	Hoch
Realisierbarkeit	Aufwendig	Nein	Schwierig	Einfach	Einfach	Einfach
Erfüllt die Anforderungen?	Nein	Nein	Schlecht	Nein	Schlecht	Ja

Tabelle 4-2: Bewertung der Varianten zur Integration eines Produktmodells für Getriebedaten in STEP

Wichtigste Punkte für die Realisierung des Produktmodells für Getriebe sind eine kurze Zeitspanne und ein möglichst geringer Aufwand. Die in STEP typischerweise vorgesehenen Methoden für die Erstellung eines Produktmodells erfordern einen erheblichen Aufwand für den Normierungsprozess, der sich über mehrere Jahre erstrecken würde. Um CAD-Systeme an das Produktmodell anbinden zu können ist eine Integrationsmöglichkeit eines Geometriemodells vorzusehen. Dies kann am besten in einem neutralen Schnittstellenformat. Außerdem muss ein derartiges Produktmodell als Norm oder Vorschrift dokumentiert sein, um einheitliche Definitionen eindeutig festzulegen.

Die geschilderten Anforderungen werden bei der Projizierung des Produktmodells in ein bestehendes Anwendungsprotokoll am besten erfüllt. Bei Verwendung des AP 214 als Basis ist die Anbindung von CAD-Systemen durch ein Geometriemodell bereits integriert, eine Realisierung ist bei überschaubarem Aufwand in relativ kurzer Zeit möglich. Das Produktmodell für den durchgängigen Getriebeentwicklungsprozess wird daher über den Projektionsmechanismus auf Basis des Anwendungsprotokolls AP 214 erstellt. Man erhält damit eine sehr leistungsfähige und auf wirtschaftliche Weise (Zeitdauer, Arbeitsaufwand) umsetzbare Lösung.

4.2.4 Aufbau des STEP-Produktmodells für Getriebe

Das Anwendungsprotokoll AP 214 ist die Basis für das Produktmodell für Getriebe. Es ist ein eigenständig aufgebautes Datenmodell, bei dem alle Objekte auf AP 214-Elementen abgebildet werden. Eine Abbildungsvorschrift bestimmt, welche Objekte und Strukturen aus dem AP 214 notwendig sind, und welche Vorbelegungen bei den Attributen gesetzt werden müssen.

4.2.4.1 Umfang des STEP-Produktmodells für Getriebe

Prinzipiell sollen alle in einem Getriebe verwendeten Bauteile und ihre Attribute durch das Produktmodell definiert werden. Die Datendefinitionen beschränken sich daher nicht auf die Verzahnungen sondern enthalten die Daten zu allen Getriebeelementen wie Wellen, Lager, Dichtungen, Kupplungen, Welle-Nabe-Verbindungen, etc. (Bild 4-15). Auch die zugehörigen Schmierstoffe und Werkstoffe werden im Produktmodell definiert.



Bild 4-15: Vom Produktmodell berücksichtigte Getriebeelemente

4.2.4.2 Grundelemente des Produktmodells für Getriebe

An wesentlichen Grundelementen unterscheidet das Produktmodell nach [D9] folgende drei Arten:

- Bauteile (Zahnrad, Welle, Lager, etc.)
- Beziehungen zwischen den Bauteilen (Zahnradpaar, Welle-Lager-Beziehung, Welle-Zahnrad-Beziehung, etc.)
- Attribute (alle möglichen Parameter und Kennwerte wie Länge, Breite, Temperaturen, Sicherheiten, Lasten, etc.)

Mit diesen drei Grundelementen können die wesentlichen Definitionen eines Getriebes beschrieben werden. Aus dem AP 214 werden für diese Elemente die Objekte bzw. Konstrukte ITEM, GENERAL_ITEM_DEFINITION_RELATIONSHIP und die Struktur des PROPERTYs zur Abbildung herangezogen.

Entity ITEM:

Das ITEM (Bild 4-16) kann mit den Attributen *description* (Beschreibung), *id* (Identifier) und *name* (Name) genauer definiert werden. Zur exakten Klassifizierung wird dieses ITEM mit einem Entity SPECIFIC_ITEM_CLASSIFICATION verknüpft. Damit kann das ITEM näher bezeichnet werden. Dazu sind im Anwendungsprotokoll für das Attribut *classification_name* Vorbelegungswerte vorgesehen. Mit der Vorbelegung durch den *classification_name* 'assembly' wird das ITEM als Baugruppe festgelegt, die Werte 'part', 'prototype' und 'raw material' definieren das ITEM als (allgemeines) Bauteil, Prototyp oder Rohmaterial. Wenn erforderlich, kann das ITEM auch mit mehr als einem SPECIFIC_ITEM_CLASSIFICATION verknüpft werden.

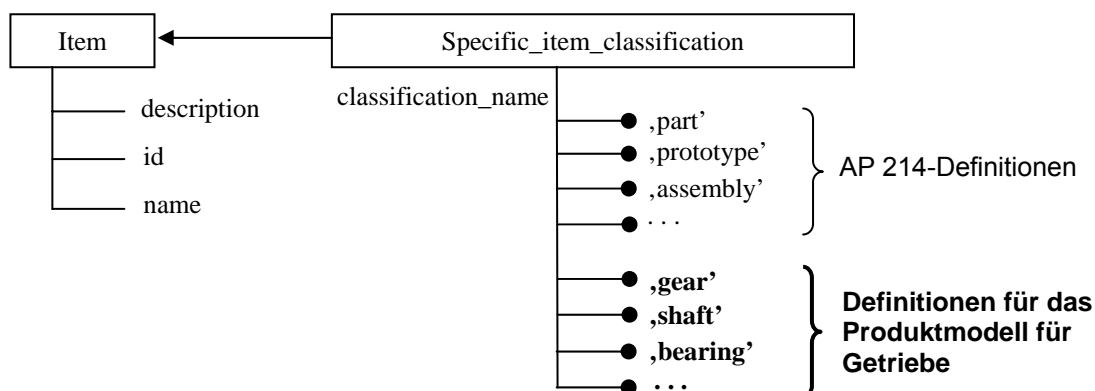


Bild 4-16: Definition von Getriebedaten durch das AP 214-Entity ITEM

Das Anwendungsprotokoll AP 214 schreibt explizit vor, dass die Vorbelegungswerte zu verwenden sind, sofern diese auch anwendbar sind. Im Falle weitergehender Anwendungen können für den *classification_name* aber auch selbst definierte Werte zur Anwendung kommen. Für Getriebedefinitionen besteht die Möglichkeit Attribute wie "Zahnrad", "Welle" oder "Lager" zu bestimmen. Da STEP als ISO-Norm einheitlich in englischer Sprache verfasst ist, empfiehlt es sich, auch neue Definitionen in dieser Sprache auszuführen. Definiert werden daher Ausdrücke wie "gear", "shaft" oder "bearing". Da einzig die Attributswerte neu bezeichnet werden, die Objekte und deren Strukturen dagegen unverändert vom Anwendungsprotokoll AP 214 übernommen werden, sind derartige Definitionen für Getriebeobjekte 100 % konform mit STEP und dem AP 214.

Für die Bildung von Baugruppen kann die Belegung "assembly" aus dem AP 214 herangezogen werden. Mit einem zweiten SPECIFIC_ITEM_CLASSIFICATION kann dieser Baugruppe eine Getriebedefinition (z.B. "Planetengetriebe") zugeordnet werden. Dieses Baugruppen-ITEM wird mit den in der Baugruppe enthaltenen ITEMS verknüpft.

Entity GENERAL_ITEM_DEFINITION_RELATIONSHIP:

Das Anwendungsprotokoll AP 214 gibt die funktionellen Beziehungen zwischen zwei ITEM-Objekten durch ein Entity GENERAL_ITEM_DEFINITION_RELATIONSHIP an (siehe Bild 4-17). Dieses weist Verknüpfungen zu den beiden in Beziehung stehenden ITEMS auf. Als Attribut kann neben einer optionalen Beschreibung (*Description*) die Art der Beziehung als Attribut *Relation_type* angegeben werden. Dieses Attribut besitzt keine vordefinierten Werte. Geeignete Bezeichnungen sind selbst auszuwählen. Für die Anwendung zur Darstellung von Getriebedaten können die Beziehungen zwischen den gebräuchlichsten Getriebeelementen selbst definiert werden. Diese wären z.B. die verschiedenen Arten von Zahnradpaaren ("gear_pair", "cylindrical_gear_pair", "worm_gearing") aber auch funktionelle Beziehungen zwischen den Bauteilen wie Lager und Welle ("shaft_bearing").

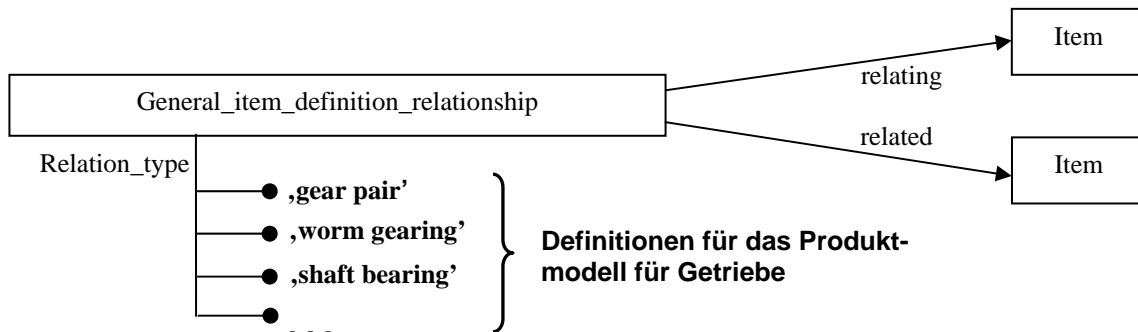


Bild 4-17: Darstellungen von Objeksbeziehungen durch das AP 214-Entity GENERAL_ITEM_DEFINITION_RELATIONSHIP

Properties:

Neben der Struktur der Objekte, die über das ITEM und das GENERAL_ITEM_DEFINITION_RELATIONSHIP abgedeckt werden können, benötigt das Produktmodell die Definitionen für die eigentlichen Daten dieser Objekte. Im Anwendungsprotokoll wird dazu eine komplexere Struktur von Entities angegeben, die sich auf die so genannten Properties beziehen (Bild 4-18).

Für die Datendefinition können als Werte dieser Objekte die Datenbezeichnung, der Text- oder Zahlenwert, optional eine Einheit und ein Berechnungsverfahren (DIN-, ISO-Norm) angegeben werden. Die Property-Art (im Anwendungsprotokoll *proper-*

ty_type) ist ein Attribut eines Entities GENERAL_PROPERTY, welches im AP 214 einige Vorbelegungen aufweist. Für Getriebedaten werden neue Property-Arten definiert. Diese beziehen sich auf die jeweilige Funktion des zugehörigen Attributs. So erhalten Werte zur Tragfähigkeit eines Bauteils die Property-Art 'load_capacity', auf die Lebensdauer bezogene Werte die Property-Art 'life_time', usw.

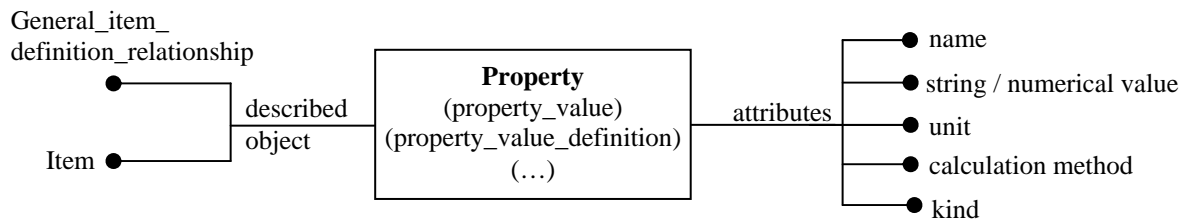


Bild 4-18: In der Property-Struktur enthaltene Daten

Diese komplette Property-Struktur wird mit dem entsprechenden Objekt verknüpft. Das Objekt, zu dem der Attributswert gehört, kann sowohl ein ITEM als auch ein GENERAL_ITEM_DEFINITION_RELATIONSHIP sein, d.h., die Daten können flexibel an alle Arten von Objekten angehängt werden. Diese Struktur der Properties wird vom AP 214 übernommen.

Weitere Objekte:

Selbstverständlich beinhaltet das Produktmodell für Getriebe mehr als die drei Grundelemente. Einige Konstrukte aus dem AP 214 können direkt übernommen werden. Dazu gehören die Definitionen zu den Geometrie-, Werkstoff- und Oberflächenangaben. Diese Attribute werden entsprechend dem AP 214 abgebildet und nicht mit dem Standardmechanismus für alle anderen Properties. Auch die Definitionen für eine Beziehung zwischen einem Werkzeug und einem Bauteil und für das Anhängen von Dokumenten an das Produktmodell entstammen dem AP 214. Ein SHAPE-Objekt beschreibt im AP 214 die Geometrie eines Bauteils oder eines Teils davon und kann mit einem Geometriemodell verknüpft werden. Auch dieser Mechanismus ist im Produktmodell integriert.

Äquivalenz-Mechanismus:

Die als Äquivalenz-Mechanismus bezeichnete Zuordnung von AP 214-Objekten zu den Objekten des Produktmodells legt genau fest, wie und auf welchen AP 214-Objekten die Getriebedaten abgebildet werden. Dieser Prozess entspricht dem „Mapping“ zwischen dem AIM und ARM eines Anwendungsprotokolls. Demzufolge weisen die Tabellen für die Zuordnung dieselbe Form auf. Bild 4-19 zeigt ein Beispiel

für eine Übersetzungstabelle für die Objekte CYLINDRICAL_GEAR und CYLINDRICAL_GEAR_PAIR. Diese werden durch die ARM-Objekte ITEM bzw. GENERAL_ITEM_DEFINITION_RELATIONSHIP beschrieben. Das im ARM auf das ITEM verweisende Objekt SPECIFIC_ITEM_CLASSIFICATION muss zur Erfüllung der Abbildungsvorschrift mit „cylindrical_gear“ und ein zweites Mal mit „part“ als Attribut *classification_name* belegt sein. Beim CYLINDRICAL_GEAR_PAIR ist das Attribut *relation_type* des GENERAL_ITEM_DEFINITION_RELATIONSHIP mit dem Namen „cylindrical_gear_pair“ zu versehen. Das Format der Übersetzungstabelle konnte vom Mapping-Mechanismus der STEP-Anwendungsprotokolle übernommen werden.

Cylindrical_gear	<p style="text-align: center;">Item</p> <pre>{Item<- Specific_item_classification.associated_item Specific_item_classification Specific_item_classification.- classification_name='cylindrical gear'} [Item<- Specific_item_classification.associated_item Specific_item_classification Specific_item_classification.- classification_name='part']}</pre>
Cylindrical_gear_pair	<p style="text-align: center;">General_item_definition_relationship</p> <pre>{General_item_definition_relationship. relation_type='cylindrical gear pair'}</pre>

Bild 4-19: Übersetzungstabelle des Äquivalenz-Mechanismus (Auszug)

Beispiel:

Bild 4-20 zeigt die Schritte zur Übertragung einer Welle („Part“-Objekt SHAFT) des Produktmodells für Getriebedaten in eine STEP-Datei. Der Äquivalenz-Mechanismus bildet die Welle auf einem ITEM im ARM des AP 214 ab. Der Name „shaft“ bleibt als Attribut des auf das ITEM referenzierenden Objekts SPECIFIC_ITEM_CLASSIFICATION erhalten. Innerhalb des AP 214 ist ein weiterer Abbildungsprozess in das AIM zu durchlaufen. Dabei wird das ITEM in ein PRODUCT (aus den STEP-Basismodellen) umgewandelt. Auf das PRODUCT verweist im AIM ein PRODUCT_CATEGORY, als dessen Attribut der Name „Shaft“ erhalten bleibt. Aus den Definitionen dieses Modells wird schließlich die STEP-Datei nach ISO 10303–21 [15] implementiert (Bild 4-21).

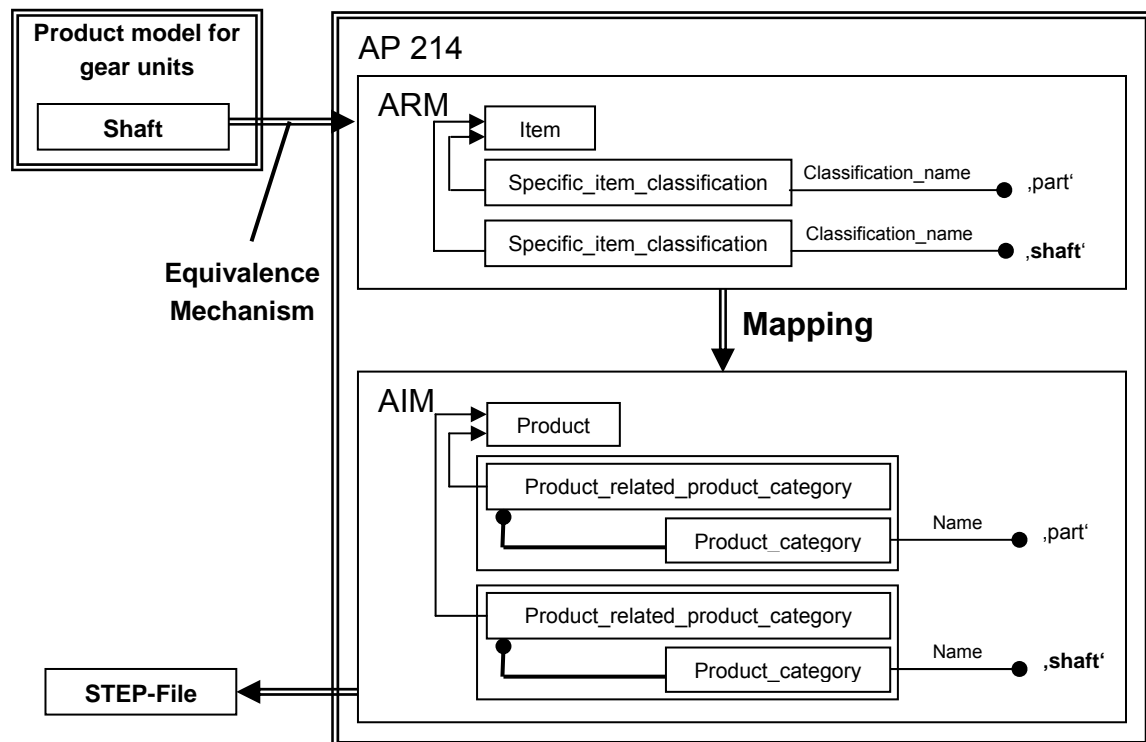


Bild 4-20: Beispiel: Implementierung eines Objekts Welle

```

...
#101 = product(' ',' ',' ',' ');
#102 = product_category('part',' ')product_related_product_category(#101);
#103 = product_category('shaft',' ')product_related_product_category (#101);
...

```

Bild 4-21: STEP-Datei mit den Zeilen für die Definition einer Welle (Auszug)

4.2.4.3 Ausarbeitung zum VDMA-Einheitsblatt 23900

Um das oben beschriebene Produktmodell für Getriebe in die Anwendung überführen zu können, wurde im Rahmen dieser Arbeit das VDMA-Einheitsblatt 23900 [V1] erstellt. Hier zeigte sich, dass in bestimmten Fällen die Beschreibungen des Produktmodells nicht eindeutig genug waren und genauerer Spezifikationen bedurften. Diese Erweiterungen am Produktmodell sind nachfolgend exemplarisch beschrieben.

Positions- und Richtungsangaben:

Zur Angabe der Durchbiegung einer Welle dient das Property mit der Bezeichnung „bending“. Mit der Angabe eines Zahlenwerts dazu wird aber nicht erkennbar, ob es sich hierbei um die maximale Durchbiegung in Wellenmitte handelt, oder ob sich dieser Wert auf eine andere Stelle der Welle bezieht (Bild 4-22). Über die Richtung der Durchbiegung wird ebenfalls keine Information geliefert. Dieses Problem der fehlen-

den Richtungs- und Positionsangaben tritt sowohl bei Attributen (z.B. Kräfte, Momente, Verschiebungen, Lastverteilungen auf Zahnflanken, usw.) als auch bei den Getriebeobjekten selbst auf. Die Lage der Bauteile im Raum kann durch das Produktmodell nur unzureichend über Properties wie Achsabstand und Achswinkel von Getriebestufen abgedeckt werden. Für die exakte Positionsbestimmung wäre zusätzlich auch ein Geometriemodell nach dem AP 214 erforderlich.



Bild 4-22: Unvollständige Beschreibung der Durchbiegung einer Welle

Die Einführung eines so genannten Position-Orientierung-Properties erlaubt eine Positions- und/oder Richtungsangabe zu einem beliebigen Property. Ein Position-Orientierung-Property kann jedem (normalen) Property zugeordnet werden und beinhaltet als Attribute die Angaben zu einer Koordinate, einer Richtungsangabe und einer Referenzrichtung (Bild 4-23). Diese Attribute können für Angaben im Dreidimensionalen jeweils aus max. drei Werten bestehen. Aufgrund der Definition als optionale Attribute besteht auch die Möglichkeit einer alleinigen Positions- oder Richtungsangabe.

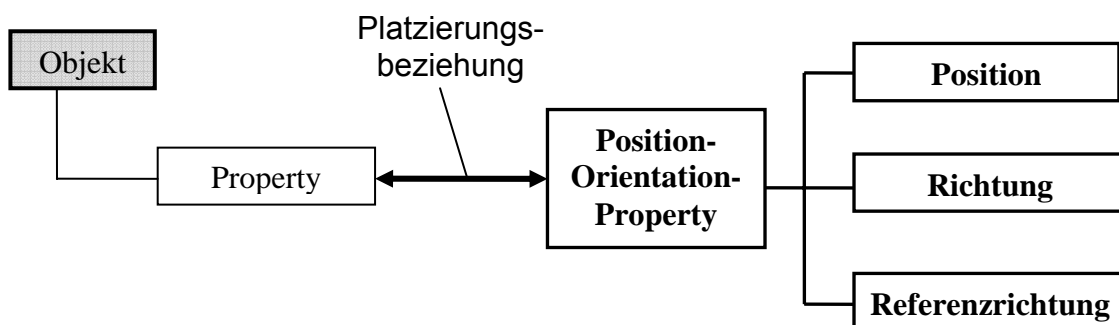


Bild 4-23: Position-Orientierung-Property zu einem „normalen“ Attribut

Im Beispiel der Durchbiegung der Welle wird es mit dem Position-Orientierung-Property möglich mit Hilfe mehrerer Bending-Properties eine Biegelinie anzugeben. Für jede definierte Stelle wird ein Property „bending“ mit Wert der Durchbiegung ($b_1 - b_3$) erzeugt. Die einzelnen Bending-Properties werden durch die verknüpften Position-Orientierung-Properties unterschieden. Im Beispiel (Bild 4-24) werden vom Position-Orientierung-Property nur die Attribute „Position“ und „Richtung“ belegt. Die Position enthält den Wert der x-Koordinate (Wellenlängskoordinate) der Welle, die Rich-

tung zeigt die Komponenten der Durchbiegungsrichtung (hier: negative y-Richtung) an. Die Durchbiegung einer Welle und auch weitere positions- und richtungsabhängige Attribute können mit diesem Mechanismus vollständig beschrieben werden.

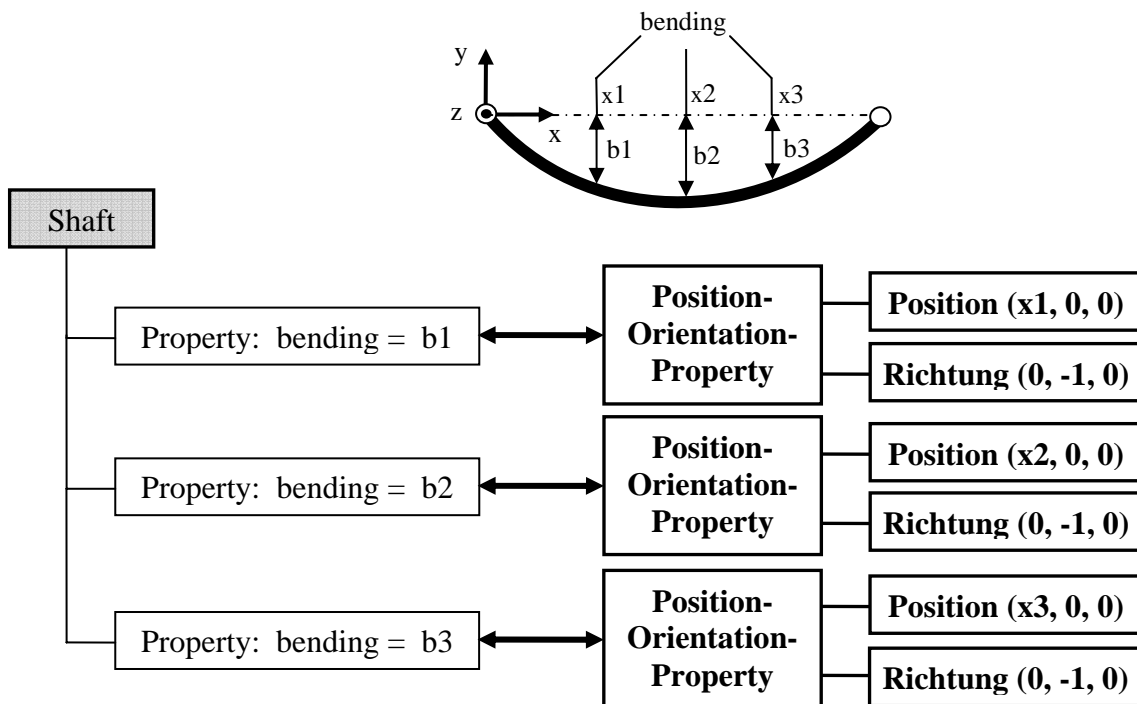


Bild 4-24: Über Position-Orientation-Properties definierte Durchbiegung einer Welle

Das Position-Orientation-Property dient nicht nur der Positionierung und Orientierung von Attributsangaben, sondern umfasst auch die Angabemöglichkeit von Platzierungs- und Richtungskoodinaten zu den Getriebeobjekten selbst. Dafür wird das Position-Orientation-Property direkt an das jeweilige Objekt angehängt. Um zwischen globalen Koordinaten im Gesamtgetriebe und dem lokalen Koordinatensystem eines Bauteils unterscheiden zu können, wird die Platzierungsbeziehung mit einem weiteren Position-Orientation-Property realisiert (Bild 4-25).

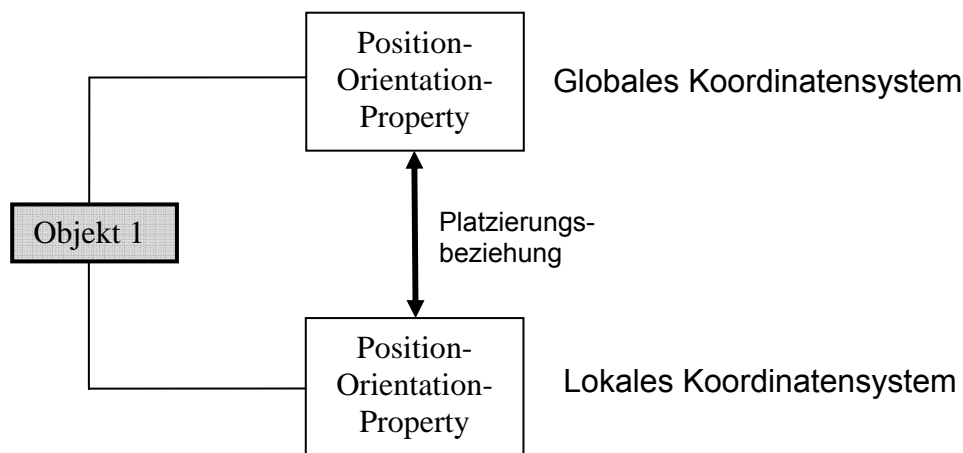


Bild 4-25: Position-Orientation-Properties zur Verknüpfung von zwei Koordinatensystemen

Die Angaben im globalen Koordinatensystem legen die Lage der Bauteile im Gesamtgetriebe fest. Das lokale Koordinatensystem wird für die Beschreibung der Attribute des Bauteils herangezogen. Die Unterscheidung der Koordinatensysteme findet über die Bezeichnung statt.

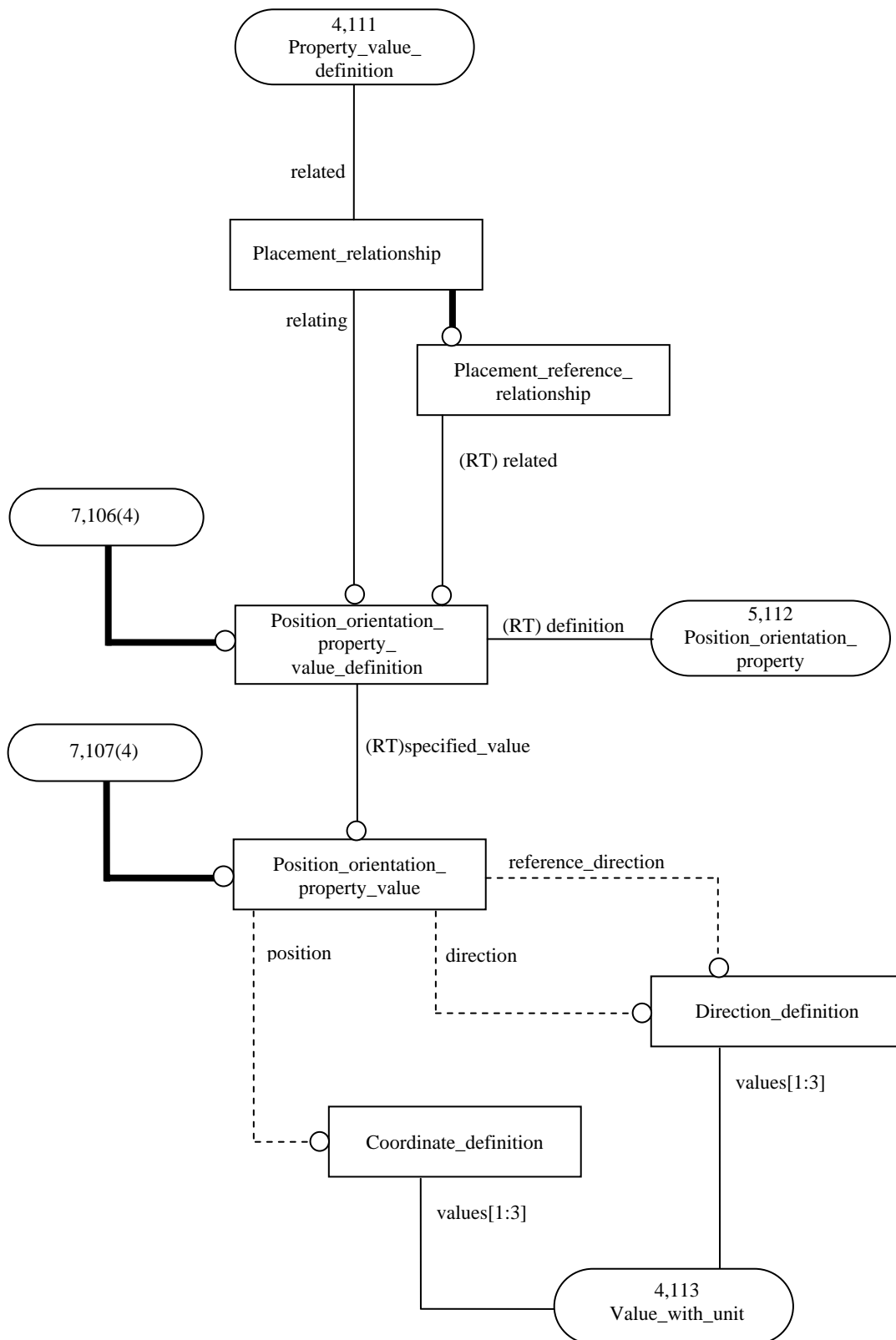


Bild 4-26: Struktur des Position-Orientation-Properties nach [V1]

Der Mechanismus des Position-Orientation-Properties gestaltet sich wesentlich komplexer als in den obigen Grafiken dargestellt. Bild 4-26 zeigt die komplette Struktur. Zentrales Element ist das Entity POSITION_ORIENTATION_PROPERTY_VALUE_DEFINITION: Die Beziehung PLACEMENT_RELATIONSHIP verweist auf dieses Entity. Das POSITION_ORIENTATION_PROPERTY_VALUE_DEFINITION selbst beinhaltet als Attribut ein Entity POSITION_ORIENTATION_PROPERTY_VALUE, das die Attribute „position“, „direction“ und „reference_direction“ enthält.

Verzahnungskorrekturen:

Theoretisch könnte zu jedem Wert einer Verzahnungskorrektur ein eigenes Property definiert werden. Die unterschiedlichen Korrekturarten (Breitenballigkeit, Höhenballigkeit, Kopfrücknahme, Fußrücknahme, usw.) benötigen alle getrennte Bezeichnungen für den Wert selbst und die zusätzlichen Attribute wie Beginn der Korrektur, Ende der Korrektur, symmetrisch/asymmetrisch (Bild 4-27). Die Korrekturen können unterschiedlich für die Zug- und die Schubflanke gestaltet werden. Gleiches gilt für die beiden Pfeilhälften einer Doppelschrägverzahnung. Da alle Attribute der Korrekturen direkt am Objekt Zahnrad angebunden würden, erfordern all diese Korrekturwerte eigene Property-Bezeichnungen.

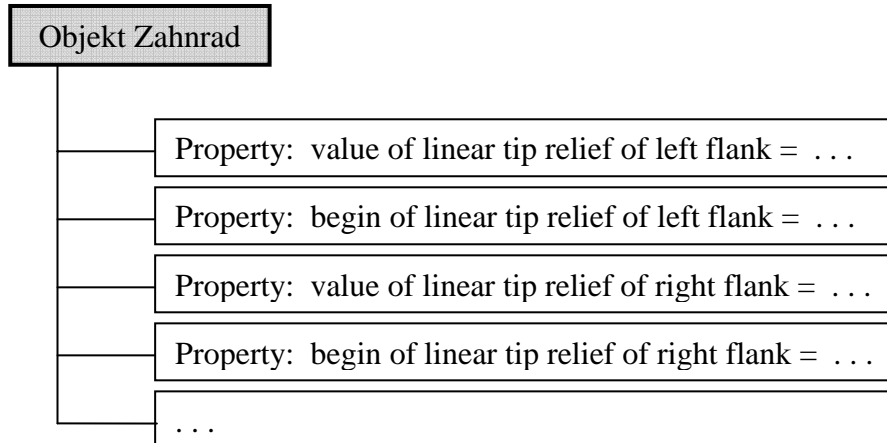


Bild 4-27: Vorschlag für die Abbildung von Korrekturen

Nachteile:

- Große Anzahl (ca. 40 – 50 verschiedene Bezeichnungen) an Property-Definitionen nur für Verzahnungskorrekturen notwendig
- Keine universell einsetzbaren Bezeichnungen
- Keine strukturierte Anordnung der Properties

Diese Nachteile können durch Verwendung eines SHAPE-Objekts behoben werden: Ein SHAPE ist die geometrisch erfassbare Definition eines Objekts. Dies kann sowohl den gesamten Körper beinhalten als auch nur einen definierten Teilbereich (z.B.

Abschnitt einer Welle, Zahn eines Zahnrads). Auch die Verzahnungskorrektur kann als SHAPE-Objekt festgelegt werden. Jede Korrektur wird dabei als eigenes SHAPE definiert. Die Identifizierung findet anhand der Angabe der Korrekturart (Property: type) statt. Unterschieden werden die SHAPES, die dem Zahnrad direkt zugeordnet sind, nach dem Ort des Auftretens (rechte/linke Flanke, erste/zweite Pfeilhälfte), indem die entsprechende SHAPE-Bezeichnung gewählt wird (Bild 4-28):

- „modification“: alle Korrekturen, wenn zusätzlich ein SHAPE für die rechte Flanke gegeben ist, nur gültig für linke Flanke
- „modification right flank“: für alle Korrekturen auf der rechten Flanke
- „modification second helix“: für alle Korrekturen auf der 2. Pfeilhälfte
- „modification right flank second helix“: für alle Korrekturen auf der rechten Flanke der 2. Pfeilhälfte

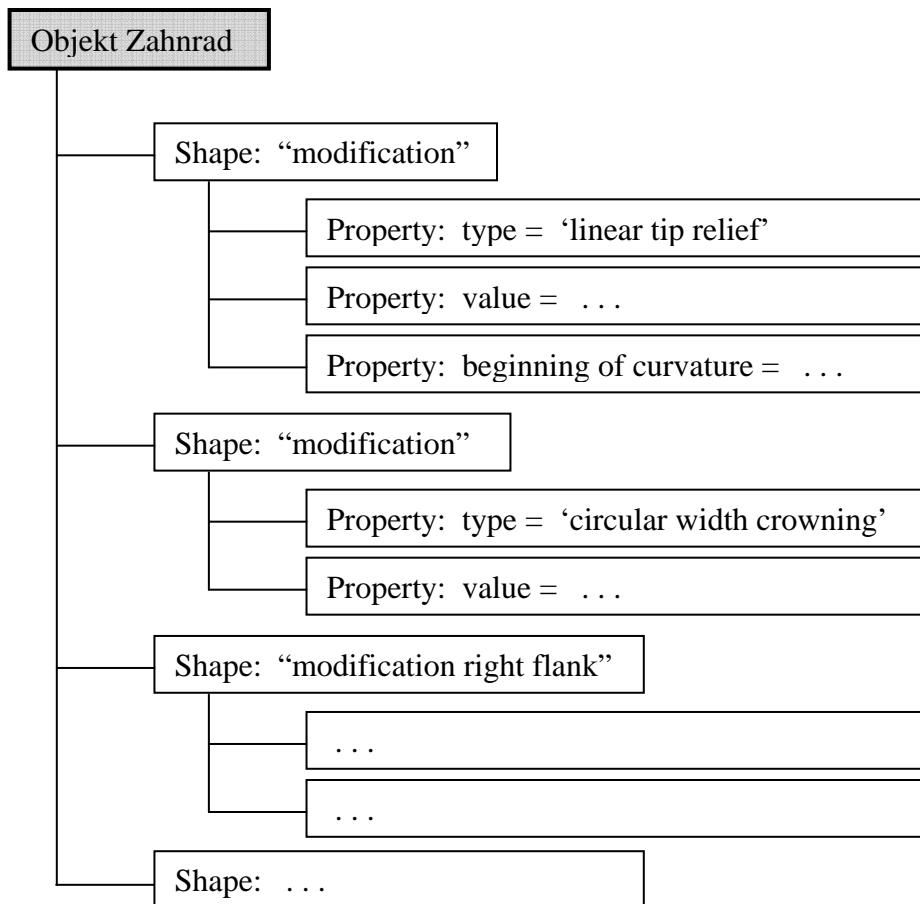


Bild 4-28: Strukturierte Abbildung von Korrekturen durch SHAPE-Objekte

Die Abbildung von Korrekturen als SHAPE-Objekte bietet den Vorteil einer klaren Struktur. Die zu einer Korrektur gehörenden Attribute werden auch unter diesem Korrektur-SHAPE zusammengefasst. Die Anzahl der neu festzulegenden Property-Bezeichnungen wird deutlich reduziert, da die verwendeten Bezeichnungen wie „va-

„type“ und „length“ als Attribute schon vorhanden sind und nicht extra für Korrekturen festgelegt werden müssen.

Doppelte Objektzugehörigkeit von Attributen:

Bestimmte Attribute können einem Zahnrad zugeordnet werden, sind aber vom Eingriff eines anderen Zahnrads abhängig. Beispielsweise wird der Wälzkreis eines Zahnrads für jeden Zahneingriff unabhängig errechnet. Bei Mehrfacheingriffen existiert somit zu jedem Zahnrad pro Eingriff ein eigener Wälzkreis. Für eine korrekte Zuordnung muss am Attribut „Wälzkreis“ daher gekennzeichnet werden, welchem Eingriff es angehört.

Für derartige Attribute wird eine doppelte Zuordnung vorgesehen (Bild 4-29). Das Wälzkreis-Property gehört sowohl zum Zahnrad-Objekt als auch zum Zahnradstufen-Objekt. Durch diesen Mechanismus wird sichergestellt, dass ein Objekt keine zwei (oder mehrere) gleich lautende Attribute aufweist, die nicht mehr eindeutig zuzuordnen sind.

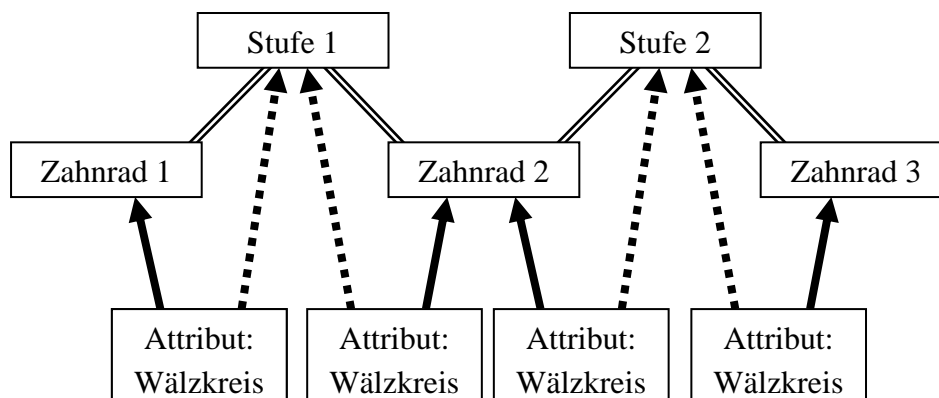


Bild 4-29: Doppelte Zuordnung von Attributen am Beispiel Wälzkreisdurchmesser

Pressverbände und Passfederverbindungen

Die Grunddefinitionen des Produktmodells für Getriebe enthalten Beziehungen zwischen Welle und Zahnrad und Welle und Lager. Welle-Nabe-Verbindungen wie Pressverbände und Passfederverbindungen könnten mit den entsprechenden Attributen über derartige Objekte dargestellt werden. Da die Nabe sowohl ein Zahnrad, ein Lager, eine zweite Welle oder ein Gehäuseteil sein kann, wird für Welle-Nabe-Verbindungen eine neutrale Beziehung SHAFT_COLLAR eingeführt. Die Nabe kann daher ein beliebiges Objekt sein, das die Funktion einer Nabe erfüllt.

Eine SHAFT_COLLAR-Beziehung stellt eine funktionale Verknüpfung von genau zwei Objekten dar. Für eine einfache Pressverbindung wäre diese Art der Darstellung ausreichend. Bei Passfederverbindungen oder Mehrfachpressverbänden bestehen jedoch mehr als die zwei Bauelemente, die in einer SHAFT_COLLAR-Beziehung

nicht berücksichtigt werden könnten. Das SHAFT_COLLAR wird daher ausschließlich für die Verbindung von der Welle mit der Nabe verwendet. Die komplette Welle-Nabe-Verbindung wird als Baugruppe modelliert. Diese Baugruppe enthält beliebig viele Bauelemente, womit Passfedern und Mehrfachpressverbände problemlos abgebildet werden können. Bild 4-30 zeigt die in einer Passfederverbindung (FIT_OF_KEY_ASSEMBLY) enthaltenen Objekte und Strukturen.

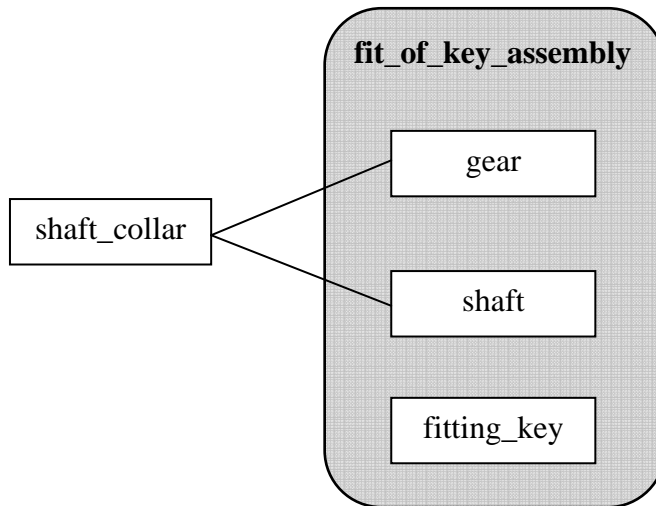


Bild 4-30: Modellierung einer Passfederverbindung mit den Elementen Zahnrad (gear), Welle (shaft) und Passfeder (fitting_key)

Planetengetriebe

Für die Darstellung von Planetengetrieben wird ein ähnliches Prinzip wie bei den Welle-Nabe-Verbindungen angewandt. Die Zahnräder werden als gewöhnliche Zahnrad-Objekte mit den jeweiligen Zahnradstufen betrachtet. Die Kennzeichnung als Element eines Planetengetriebes erfolgt durch die Zugehörigkeit zu einer Baugruppe „Planetengetriebe“. Die Verwendung der Zahnräder als Sonne, Planet und Hohlrad wird durch ein zusätzliches Spezifizierungs-Property angezeigt (Bild 4-31).

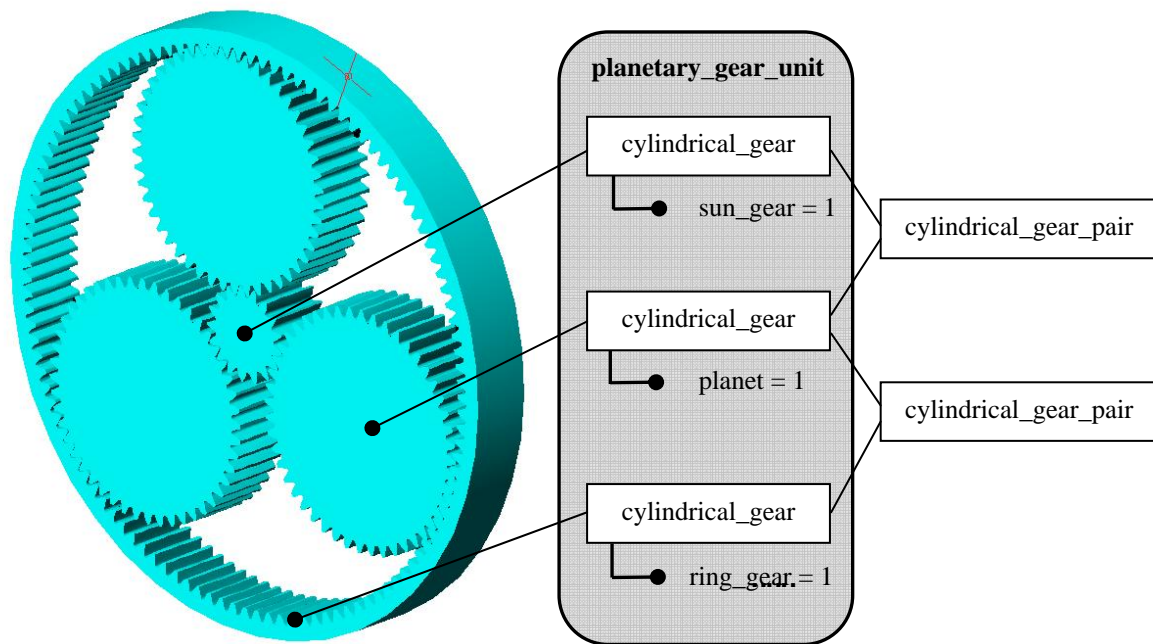


Bild 4-31: Modellierung eines Planetengetriebes als Baugruppe der mit entsprechenden Spezifizierungs-Attributen versehenen CYLINDRICAL_GEAR-Objekten

Ersatzstirnräder bei Kegelrädern

Bei Kegelrädern findet die Tragfähigkeitsberechnung anhand der Daten der Ersatzstirnräder statt. Dabei wird aus den Kegelraddaten ein äquivalentes Stirnrad erzeugt, an dem die Tragfähigkeitsberechnung durchgeführt wird.

Die Daten für das Ersatzstirnrad sind prinzipiell dem Kegelrad hinzu zu fügen, da das Ersatzstirnrad nicht als eigenes Getriebeobjekt modelliert wird. Theoretisch müssten dafür eigene Property-Bezeichnungen eingeführt werden, um diese Daten von den normalen Kegelraddaten zu unterscheiden. Als Property für die Zähnezahl müsste neben der Bezeichnung „number of teeth“ eine weitere Bezeichnung für das Ersatzstirnrad „number of teeth of virtual gear“ eingeführt werden.

Um für die Ersatzstirnradaten keine eigenen Bezeichnungen definieren zu müssen, wird der Mechanismus eines Listen-Properties herangezogen (Bild 4-32). Ein derartiges Property enthält keinen Wert, sondern eine Liste mit anderen Properties. Mit der Einführung eines Listen-Properties „virtual gear“ (Ersatzstirnrad) können die bereits für das „richtige“ Kegelrad verwendeten Bezeichnungen für die Daten des Ersatzstirnrad abermals benutzt werden. Die Properties für das Ersatzstirnrad werden einfach an die Liste angehängt. Eigene Bezeichnungen ausschließlich für die Ersatzstirnradaten können dadurch entfallen.

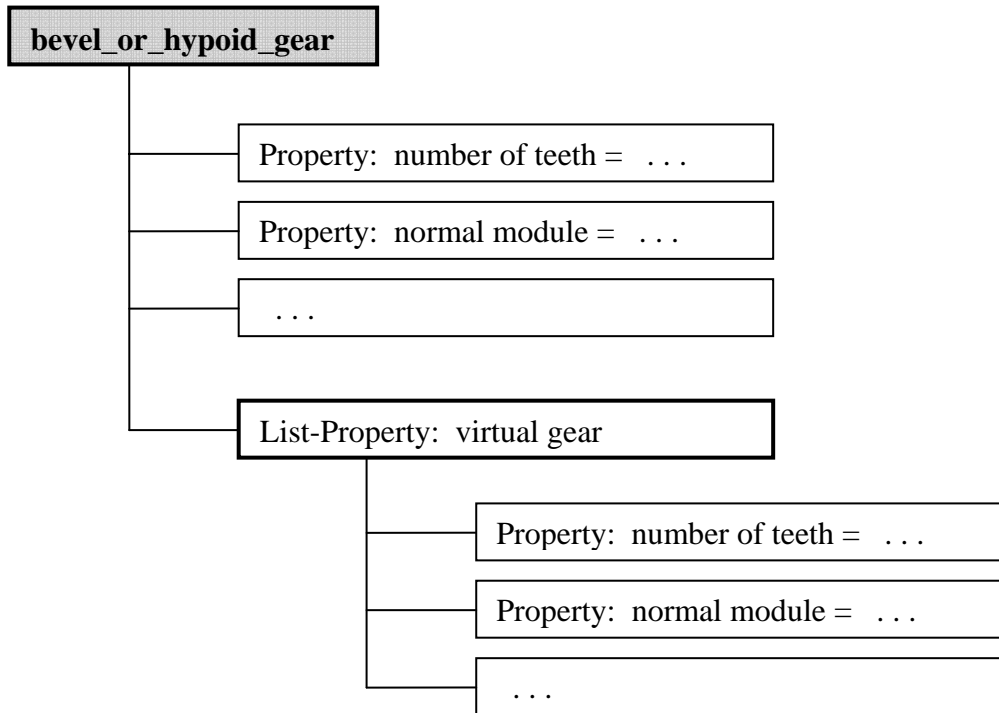


Bild 4-32: Verwendung eines List-Properties für die Daten eines Ersatzstirnrads

Veröffentlichung

Das STEP-Produktmodell für Getriebe einschließlich seiner dargestellten Erweiterungen wurde zwischenzeitlich als VDMA-Einheitsblatt 23900 [V1] veröffentlicht und hat seine Anwendung beim Datenaustausch zwischen den FVA-Getriebeberechnungsprogrammen gefunden. Durch die Veröffentlichung steht es einer breiten Anwendung innerhalb der Getriebeindustrie zur Verfügung. Längerfristig wird das Einbringen des VDMA-Einheitsblatts 23900 in eine ISO-Norm angestrebt, um dieses Produktmodell auch international zugänglich zu machen.

4.3 GDE-Format

In diesem Zusammenhang nicht unerwähnt bleiben soll das Austauschformat für Verzahnungsdaten Gear Data Exchange Format (GDE) [V2], das als VDI-Richtlinie 2610 veröffentlicht wurde. Zum Zeitpunkt, als das Produktmodell für Getriebe [D9] sich noch im Entwicklungsstadium befand, wurde eine schnelle Lösung gesucht, um hauptsächlich Messdaten von Verzahnungen austauschen zu können. Angelehnt an das in Arbeit befindliche STEP-Produktmodell für Getriebe wurde ein auf XML basierendes Format für Verzahnungsdaten generiert. Im speziellen Fall der Messdatenerfassung von Verzahnungen genügt dieses Format den Anforderungen. Die universel-

Die Abbildung eines kompletten Getriebes einschließlich der Integration eines Geometriemodells für CAD-Systeme kann mit diesem Format jedoch nicht bewältigt werden. Im Dokument wird ausdrücklich auf den einfachen Charakter des GDE-Formats hingewiesen. Längerfristig wird ein Zusammenführen dieses Formats mit dem STEP-Produktmodell für Getriebe angestrebt. Eine parallele Entwicklung zweier Getriebeformate ist nicht vorgesehen.

5 Verknüpfung von Produktmodell und Geometriemodell

5.1 Unterschied zwischen Produktmodell und Geometriemodell

Bei der Getriebeentwicklung muss zwischen dem oben erläuterten Produktmodell und einem Geometriemodell unterschieden werden. Während das Produktmodell alle (Technologie-)Daten aus Auslegung und Nachrechnung erfasst, beinhaltet das Geometriemodell die geometrische Beschreibung der Kontur vor allem für die Bearbeitung durch CAD-Systeme.

CAD-Systeme können zum gegenwärtigen Stand der Technik Daten nach dem STEP-AP 214 austauschen. Diese Daten beschränken sich aber meist auf die im AP 214 enthaltenen Geometriedaten. Dafür stellt das AP 214 die Definitionen für verschiedene Geometriedarstellungen (zweidimensional / dreidimensional, Drahtmodell, Solids, usw.) zur Verfügung. Die erweiterten Datendefinitionen des STEP-Produktmodells für Getriebe können nur von der Syntax her von den CAD-Programmen eingelesen werden, aber eine korrekte Interpretation dieser Daten ist aktuell nicht möglich (Bild 5-1). Aus den Attributen „Zahnbreite“ und „Kopfkreisdurchmesser“ eines Zahnrads lässt sich im CAD-System noch kein 3D-Körper mit diesen Außenabmessungen erzeugen. Um auch Daten nach dem Produktmodell für Getriebe einlesen zu können sind Erweiterungen seitens der CAD-Programme erforderlich.

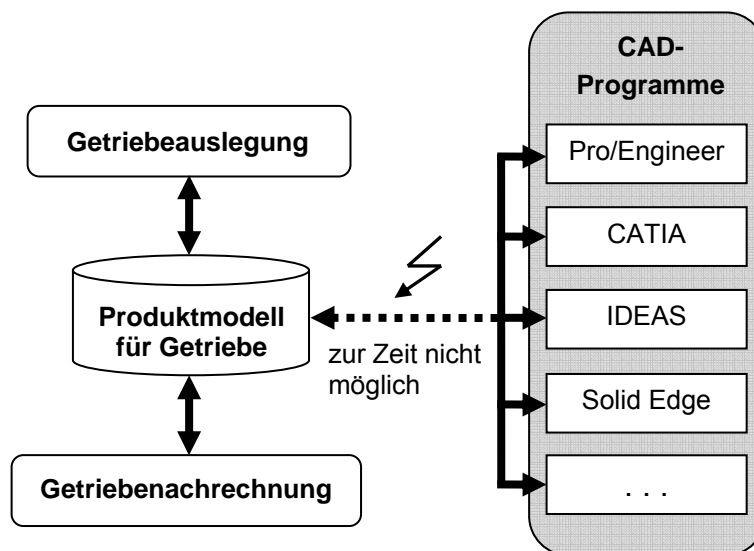


Bild 5-1: Bislang fehlende Anbindung von CAD-Systemen an das Produktmodell

Ein vollständiger Ersatz des Geometriemodells durch das Produktmodell für Getriebe ist auch längerfristig nicht geplant. Bestimmte Geometrien sind durch das Produktmodell nur sehr schwer oder gar nicht definierbar. Die genaue Gestaltung eines Gussgehäuses mit den zahlreichen Rundungen und Freiformflächen kann beispielsweise sinnvoll nur durch eine geometrische Darstellung erfasst werden. Eine Ver-

knüpfung der beiden Modelle dient dazu, um z.B. festzustellen, ob die ausgelegten und nachgerechneten Zahnräder und Wellen von den Außenabmessungen her in das als Geometriemodell vorhandene Gehäuse passen. Beide Modelle müssen daher während der Getriebeentwicklung parallel existieren und einen kontinuierlichen Datenaustausch vollziehen.

Während das Produktmodell für Getriebe die einzelnen Bauelemente als Objekte unterscheidet, und alle Parameter als Attribute an diesen Objekten angehängt sind, kennt das Geometriemodell nur geometrische Körper (Bild 5-2). Diese Körper werden aus Punkten, Linien, Ecken, Kantenzügen und Oberflächen erzeugt und können auch in Baugruppen angeordnet werden. Bild 5-3 zeigt die Struktur, mit der im AP 214 ein geometrischer Körper als Solid in der Boundary-Representation-Methode dargestellt wird. Ein derartiger Geometrikörper besitzt nur wenig zusätzliche Attribute, die von CAD-Programmen verarbeitet werden. Dies sind z.B. der Bauteilname, das Erstellungsdatum und der Anwendername.

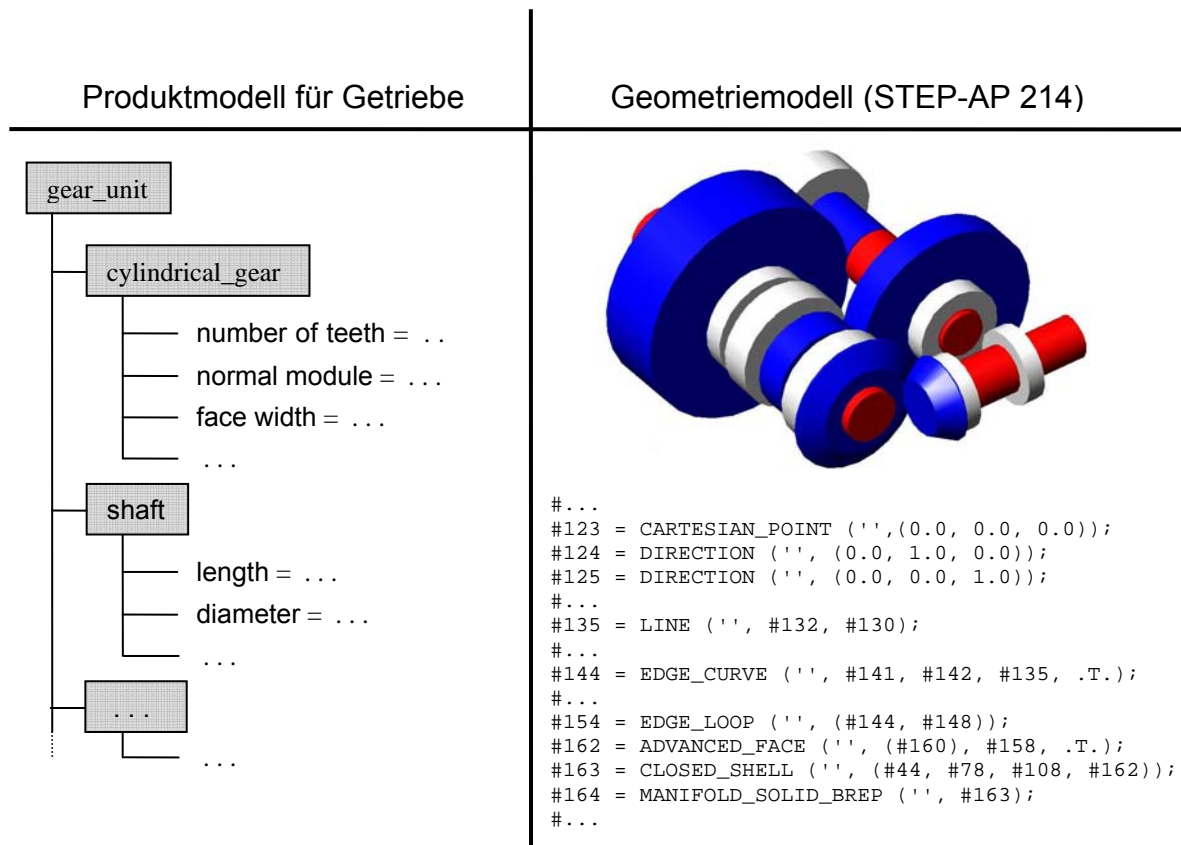


Bild 5-2: Vergleich: Produktmodell - Geometriemodell

Das STEP-AP 214 enthält die Möglichkeit einer vollständigen Darstellung eines Geometriemodells. Da das STEP-Produktmodell für Getriebe ebenfalls auf dem AP 214 basiert, ist die Vereinigung beider Modelle in einer einzigen (AP 214-)Datei möglich. Das Geometriemodell muss nicht zwangsweise aus einer STEP-Datei bestehen, jedes andere Darstellungsformat kann ebenfalls mit dem Produktmodell verknüpft wer-

den. Ein neutrales Schnittstellenformat bietet den Vorteil einer Nutzung durch verschiedene CAD-Systeme.

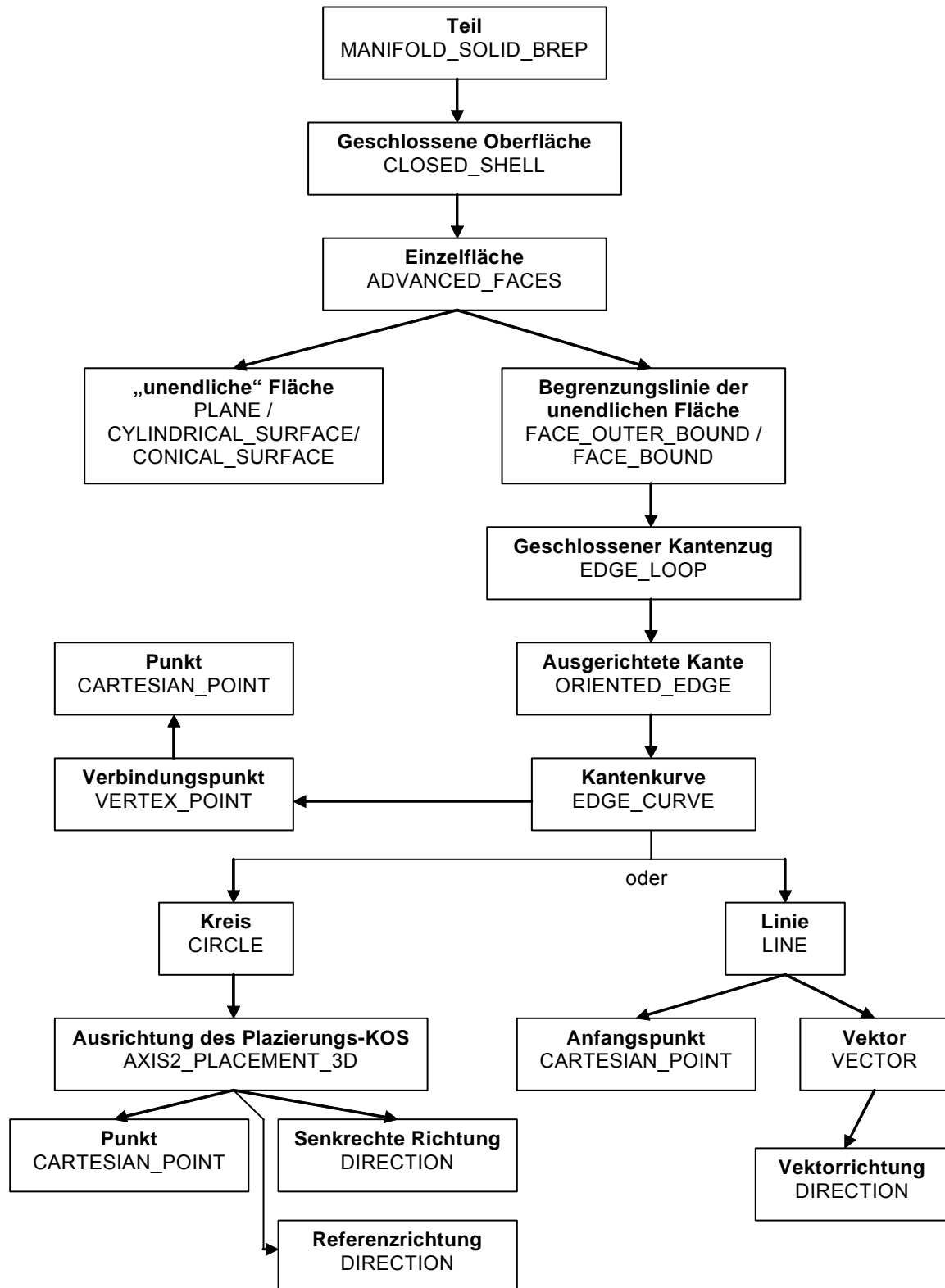


Bild 5-3: Struktur eines Geometrikörpers als Boundary-Representation-Darstellung in STEP

Für einen reibungslosen Datenaustausch mit CAD-Systemen in der Getriebeentwicklung muss das Produktmodell eng mit dem Geometriemodell verknüpft sein. Mangels direkter Zugriffsmöglichkeit durch die CAD-Programme müssen die beiden Modelle von einem externen Konverter jeweils gegenseitig erzeugt werden (Bild 5-4). Nur dadurch kann ein vollständiger Datenaustausch zwischen dem Produktmodell für Getriebe und CAD-Systemen realisiert werden.

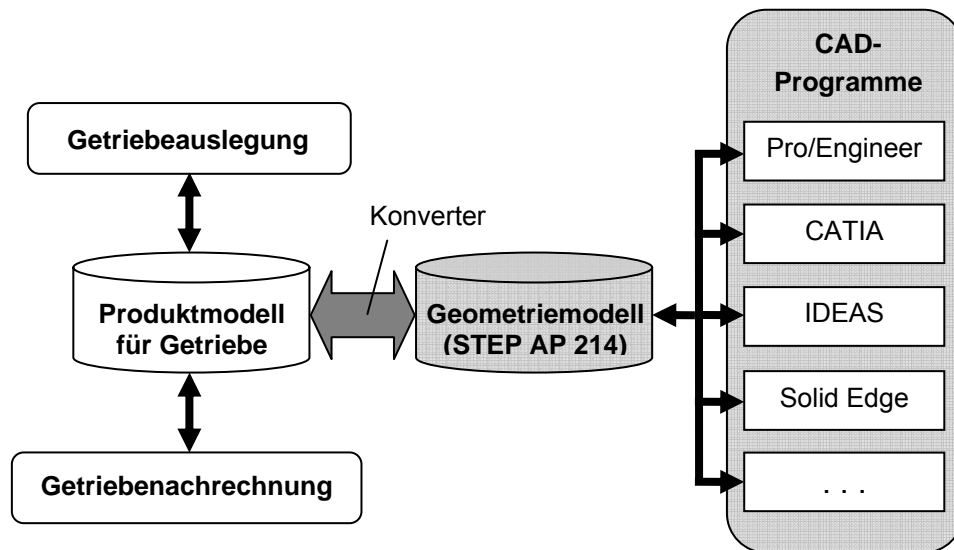


Bild 5-4: Datenaustausch mit CAD-Systemen über ein zwischengeschaltetes Geometriemodell

5.2 Erzeugung eines Geometriemodells aus den Produktdaten

Die Verknüpfung der beiden Modelle bedeutet, dass aus den Daten des einen Modells das jeweils andere Modell erzeugt wird. Bei der Erzeugung des Geometriemodells aus den Daten des Produktmodells für Getriebe können zwei wesentliche Anwendungsfälle unterschieden werden:

- Bei der Auslegung wurde ein erster Grobentwurf eines Getriebes (Wellen, Zahnräder, Lager) erzeugt. Dieser Entwurf wird in ein Geometriemodell umgewandelt, um z.B. mit einem CAD-Programm den Einbauraum festzulegen.
- Das Gehäuse und weitere Bauelemente liegen bereits als fertige Geometriemodelle vor. Die nachgerechneten und optimierten Getriebeelemente (Zahnräder, Lager, Wellen), die im Produktmodell als Parameter vorliegen, müssen überprüft werden, ob sie hinsichtlich der Außenabmessungen in die vorgegebene Geometrie passen.

In beiden Fällen sind die für die Funktion notwendigen Außenabmessungen der Getriebebauteile die wesentlichen Kriterien. Bei einer **einfachen** Geometriedarstellung werden die Getriebeelemente in einer vereinfachten Form ohne große Detaillierungstiefe dargestellt. Die Zahnräder erscheinen als Zylinder (Stirnräder) oder Kegelstümpfe (Kegelräder) mit dem Kopfkreisdurchmesser als Außenabmessung (Bild 5-5). Auch Lager werden als Zylinder mit Bohrung ohne der Darstellung der

dieser einfachen Form der Geometriedarstellung eines Getriebes nicht vorgesehen (Bild 5-6). Für die schnelle Kontrolle eines Getriebeentwurfs während des Getriebeentwicklungsprozesses ist dies eine zweckmäßige Darstellung der Geometrie.

Die **detaillierte** Form der Darstellung kommt erst in der abschließenden Version des Geometriemodells zur Anwendung. Dabei werden die Bauteile mit Rundungen, Nuten, Bohrungen, etc. versehen, außerdem auch die Zahnräder mit Zähnen. Während erstere Formfeatures problemlos durch die CAD-Programme erzeugt werden können ist die Darstellung der Zahnräder mit Zähnen ein komplexeres Unterfangen. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Zähne meist keine Standardform aufweisen, sondern je nach Auslegung entsprechende Profilverchiebungen, Kopfkantenbrüche, Kopfkürzungen, Protuberanzen, etc. besitzen. Die Abbildung der korrekten Zahnform erfordert einen aufwendigeren Prozess:

Erzeugung der Zähne von Zahnrädern:

Die geometrische Form der Zähne ist nicht durch einfache Geometrien darstellbar. Neben den in der Regel evolventischen Zahnflanken müssen auch Kopfkantenbrüche, Protuberanzen und die exakten Fußrundungen beachtet werden. Getriebeberechnungsprogramme wie STplus [S4] können die Form eines oder mehrerer Zähne berechnen und ausplotten (Bild 5-7). Bei Verwendung der damit berechneten 2D-Punkte kann daraus die 2D-Kontur des Zahnrads bestimmt werden. Durch entsprechende Extrusion dieser Kontur werden die Punkte des dreidimensionalen Zahnrads erzeugt. Bei einem schrägverzahnten Stirnrad ist zusätzlich zur Extrusion auch noch

die Verdrehung der Kontur in der Erzeugungsrichtung zu berücksichtigen. Diese dreidimensionale Punktwolke kann durch B-Spline-Curves (Bild 5-8) und B-Spline-Surfaces zu einem vollständigen 3D-Körper gestaltet werden.

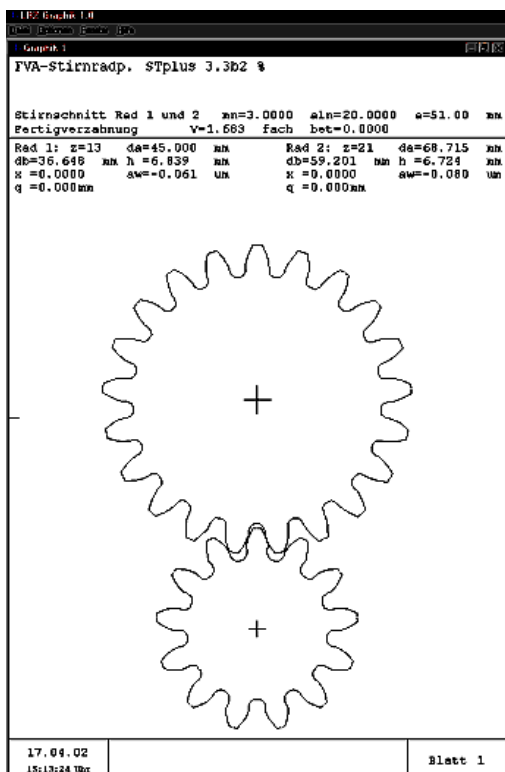


Bild 5-7: Ausdruck des FVA-Stirnradberechnungsprogramms STplus [S4]

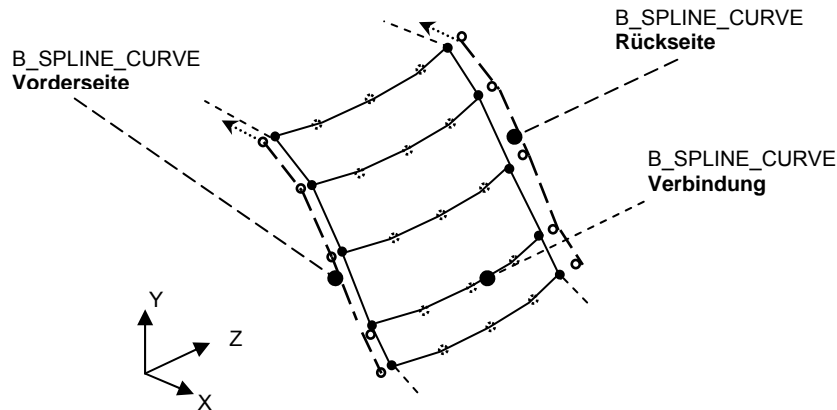


Bild 5-8: Erzeugung der 3D-Kontur eines Zahns (Schrägverzahnung) durch B-Spline-Curves

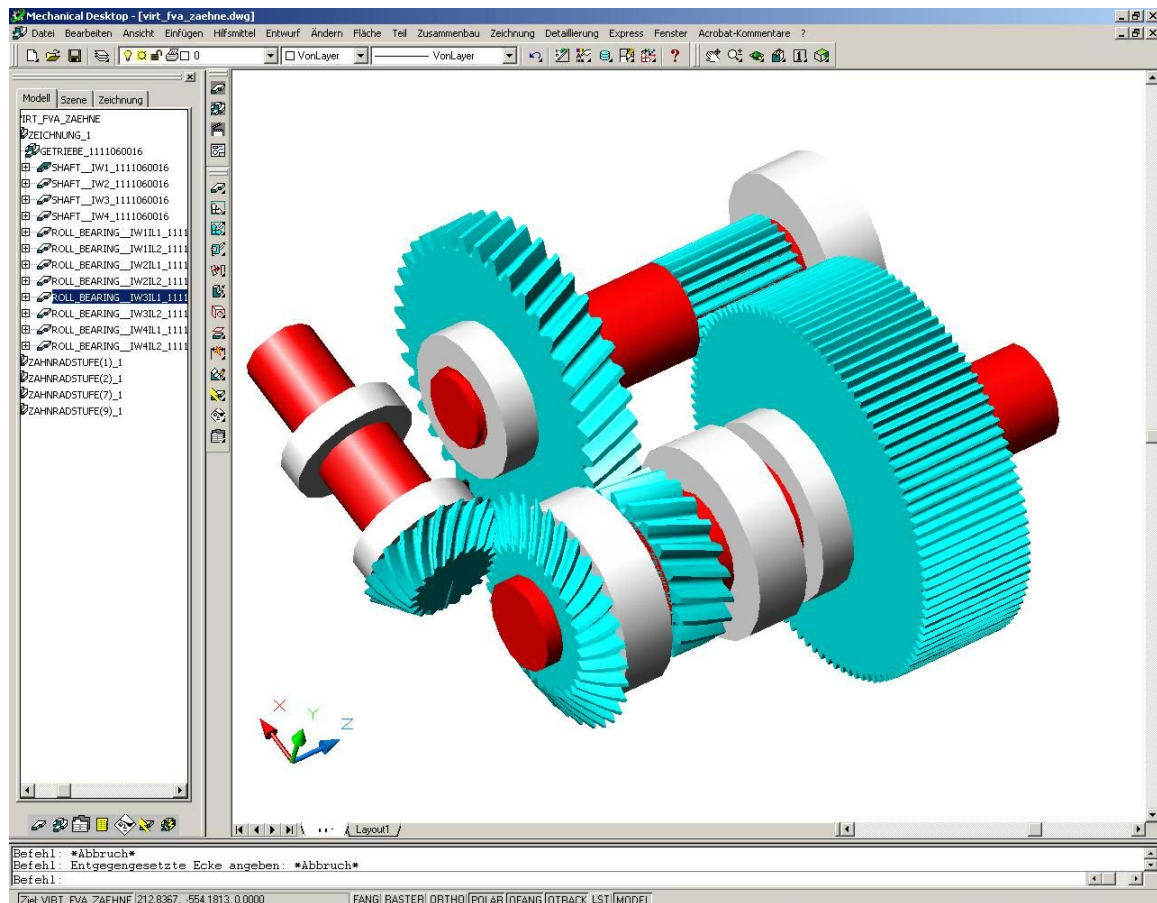


Bild 5-8: Getriebe mit ausgestalteten Zähnen an den Zahnradern

5.3 Einlesen und Interpretation des Geometriemodells

Der umgekehrte Prozess, nämlich das Einlesen der Geometriedaten und das Umwandeln in Daten des Produktmodells, gestaltet sich ungleich anspruchsvoller. Während das Produktmodell alle erforderlichen Daten für eine vollständige Erzeugung des Geometriemodells bereitstellt, ist beim Geometriemodell besonders bei der ver-

einfachten Darstellung nur eine geringe Anzahl an Daten vorhanden. Die eingelesenen Objekte sind als neutrale geometrische Körper definiert und müssen erst als Getriebeobjekte identifiziert werden. Gerade dieser Prozess erfordert eine ausgefeilte Logik.

Für das Einlesen und Interpretieren wird das vereinfachte Geometriemodell betrachtet, d.h. mit der Darstellung der Zahnräder als Zylinder bzw. Kegelstümpfe mit den Kopfkreisdurchmessern und den Lagern als Zylinder. Wellen werden aus zylindrischen und kegeligen Abschnitten modelliert. Direkt in das Produktmodell können die Position und die Lage der Teile sowie ein eventuell vorhandener Teilename übernommen werden. Herauszufinden gilt es, um welche Objektart (Welle, Lager, Zahnrad) es sich handelt, und wie die Außenabmessungen (Außendurchmesser, Breite) gehalten sind (Bild 5-10).

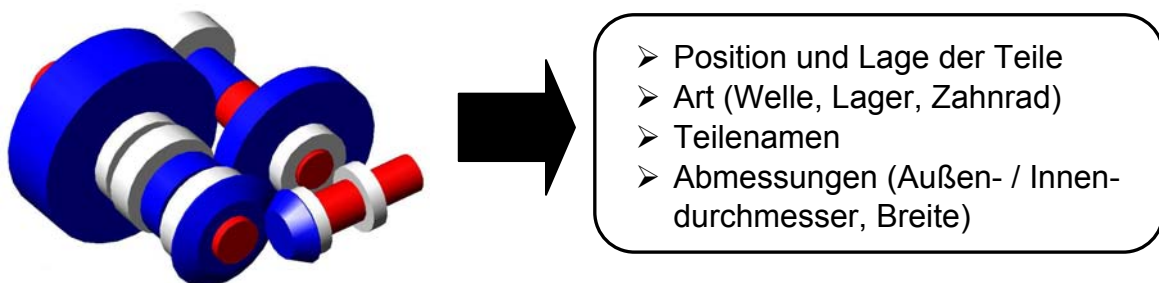


Bild 5-10: Einlesen und interpretieren des Geometriemodells

Eine Möglichkeit der Identifizierung der Bauteile besteht über den Namen des Bauteils: CAD-Systeme bieten in der Regel die Eingabemöglichkeit eines Namens zu jedem erzeugten Bauteil. Durch geeignete Namenswahl (in deutscher oder englischer Sprache) können die Getriebeobjekte unterschieden werden (Tabelle 5-1):

Name des Bauteils (Geometriemodell)	Getriebeobjekt (Produktmodell)
„Gear...“, „Zahnrad...“, „Stirnrad...“, „Ritzel..“	Zahnrad, Stirnrad
„Bevel_gear...“, „Kegelrad...“	Kegelrad
„Worm...“, „Schnecke...“	Schnecke
„Wormwheel...“, „Schneckenrad...“	Schneckenrad
„Bearing...“, „Lager...“	Lager
„Shaft...“, „Welle...“	Welle

Tabelle 5-1: Geeignete Bezeichnungen für die Bauteilidentifikation

Neben dem Inhalt in Form eines Strings mit der Objektbezeichnung können weitere Bezeichnungen daran angehängt werden. Irreführende Bezeichnungen wie „Stirnradwelle1“ oder „Rad2_auf_Welle1“ müssen bei dieser Identifizierungsform jedoch vermieden werden.

Werden bei der Erstellung des Entwurfs keine identifizierenden Namen festgelegt, müssen die Bauteile aus ihrer Lage zueinander identifiziert werden. Bei konzentrisch ineinander positionierten, zylindrischen Körpern ist anzunehmen, dass der innere Körper eine Welle ist, bei dem äußeren Körper kann es sich um ein Zahnrad oder ein Lager handeln (Bild 5-11). Lager ergeben nur Sinn, wenn auch ein zu lagerndes Teil, d.h. eine Welle, vorhanden ist. Auch bei Nichtberücksichtigung des Gehäuses ist zumindest die darin gelagerte Welle konzentrisch zum Lager positioniert.

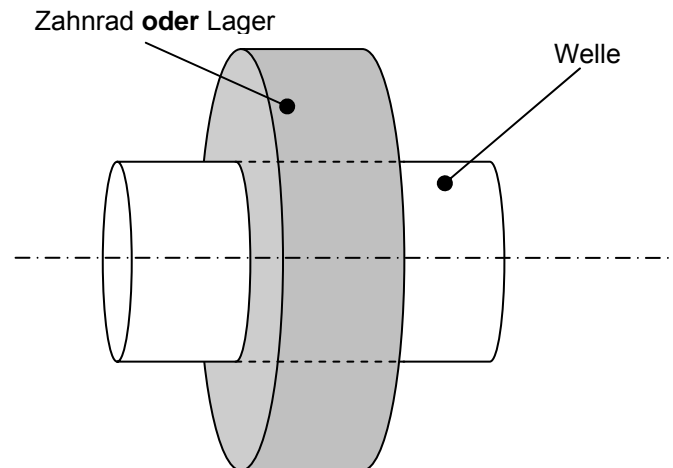


Bild 5-11: Identifikation von Welle bzw. Zahnrad oder Lager bei konzentrischen Teilen

Da Zahnräder mit dem Kopfkreisdurchmesser als Außendurchmesser dargestellt werden sollen, besteht bei sich im Eingriff befindlichen Zahnpaaren eine Überschneidung der Körper. Diese Überschneidung tritt in dieser Darstellungsform – eine korrekte Konstruktion vorausgesetzt – ausschließlich bei Verzahnungen auf. Die beiden Körper dürfen dabei nicht konzentrisch ineinander liegen. Aus der Geometrie lassen sich auch verschiedene Verzahnungsarten differenzieren. Bild 5-12 zeigt die Arbeitsweise der benötigten Logik. Auch Innenverzahnungen, Planetengetriebe und in eine Welle geschnittene Verzahnungen werden über diese Logik erfasst (Bild 5-13 und Bild 5-14). Bei einer in die Welle geschnittenen Verzahnung wird nicht nur ein Objekt „Welle“ erzeugt: Die Verzahnung wird als Objekt „Zahnrad“ definiert, zur Unterscheidung gegenüber dem Fall, dass Welle und Zahnrad zwei getrennte Bauteile bilden, wird zusätzlich die Baugruppe „Ritzelwelle“ erzeugt.

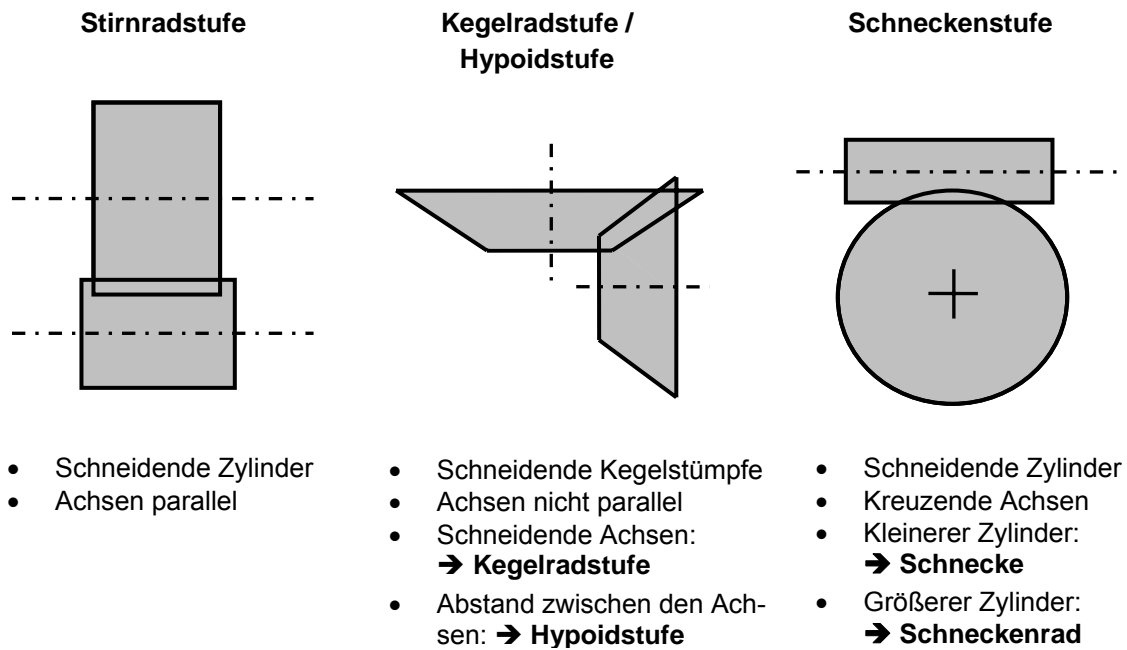


Bild 5-12: Identifikation von unterschiedlichen Getriebestufen bei sich schneidenden Körpern

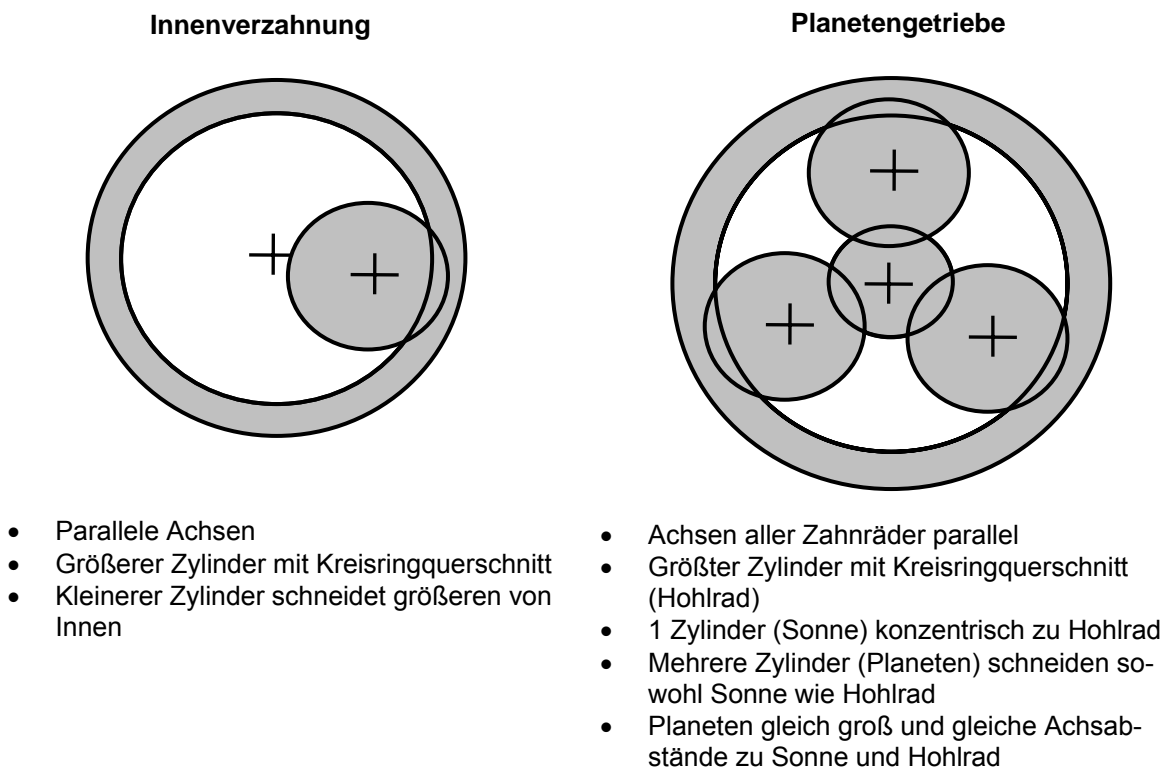


Bild 5-13: Identifikation von Innenverzahnungen und Planetengetrieben

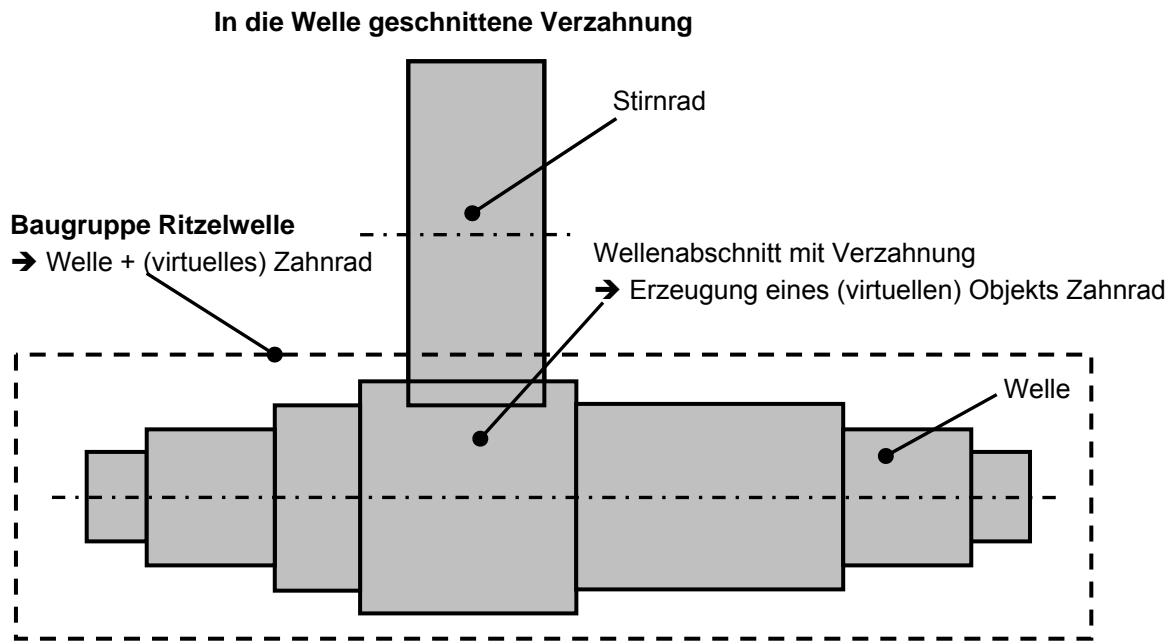


Bild 5-14: Identifikation einer in eine Welle geschnittenen Verzahnung

Ein Programm muss für den automatischen Datenaustausch zwischen CAD-Systemen und dem STEP-Produktmodell die Konturen der Geometriekörper sowie deren Anfangskoordinaten und Erzeugungsrichtungen aus der STEP-Datei (STEP-AP 214) erkennen können. Die Getriebeelemente sind für diese Art des Einlesens als vereinfachte Zylinder bzw. Kegelstümpfe darzustellen. Detailliert dargestellte Zahnräder mit Zähnen und Wellen mit Nuten und Freistichen können nicht mit vertretbarem Aufwand in das STEP-Produktmodell eingelesen werden. Derartige Details werden am sinnvollsten erst nach der Berechnung im endgültigen CAD-Modell ergänzt.

6 Auslegung, Nachrechnung und Optimierung von Getriebeelementen

Der Entwicklungsprozess des Gesamtgetriebes untergliedert sich in die Entwicklung der verschiedenen Einzelkomponenten des Getriebes (Bild 6-1). In der Regel beste-

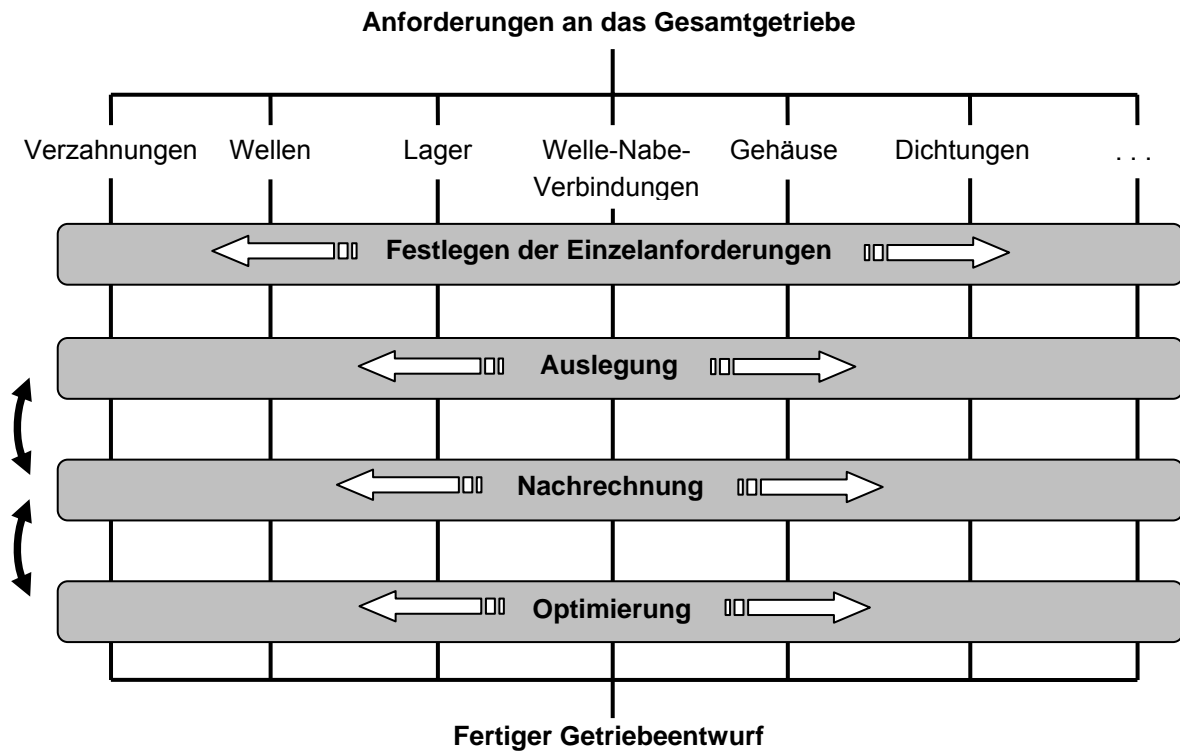


Bild 6-1: Entwicklung des Getriebes in Einzelkomponenten

hen dabei zwischen den Einzelkomponenten mehr oder weniger große Abhängigkeiten, durch welche die jeweiligen Anforderungen an die Bauteile festgelegt sind. Dazu durchläuft wiederum jedes Getriebeelement die einzelnen Prozessschritte Auslegung, Nachrechnung und Optimierung (Bild 6-2). Aus den gegebenen Anforderungen

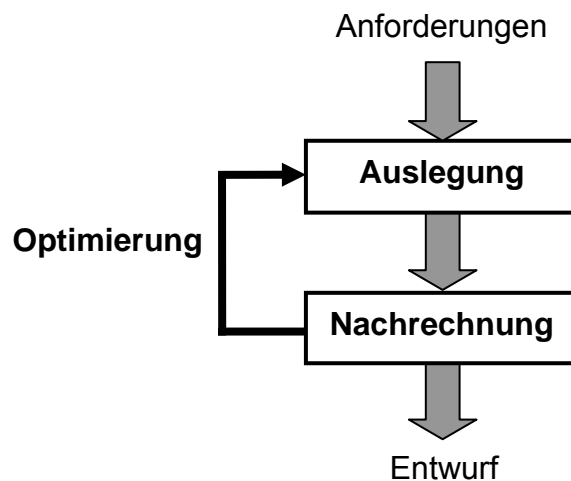


Bild 6-2: Verknüpfung von Auslegung, Nachrechnung und Optimierung

wird in der (Erst-)Auslegung ein relativ grober Entwurf erzeugt, der mit Hilfe der bewährten Nachrechnungsmethoden in einem fortlaufenden Optimierungsprozess präzisiert wird. Diese Prozessschritte sind dabei keineswegs streng getrennt zu betrachten, sondern gehen fließend ineinander über. Bei einem ungünstigen Prozessverlauf muss oftmals mit einer erneuten Auslegung der Bauteile begonnen werden.

Während sich für die Nachrechnung der Bauteile zahlreiche auch international anerkannte Rechenverfahren etabliert haben (nach DIN, ISO, usw.), wird bei der Erstauslegung der Getriebeelemente vielfach nur auf firmeninterne Erfahrungswerte zurückgegriffen. Nicht zuletzt wegen der nur schwierigen Verifizierungsmöglichkeiten und der mangelnden Berücksichtigung firmenspezifischer Belange existieren in den bekannten Normen keine Auslegungsmethoden.

Der Getriebeentwicklungsprozess beginnt nach der Festlegung der Anforderungen im Lastenheft üblicherweise mit der Auslegung der einzelnen Grundkomponenten eines Getriebes (Bild 6-3). Obwohl bei diesem Teil des Prozesses nur recht überschlägige Werte ermittelt werden, und die Berechnungen keineswegs als sehr detailliert bezeichnet werden können, sind die durch die Auslegung hervorgerufenen Festlegungen für das Endprodukt stets recht schwerwiegend. Eine gelungene Konstruktion basiert daher immer auf einer ebenso gelungenen Auslegung. Dagegen können Fehlentscheidungen zu Beginn der Auslegung im weiteren Prozessverlauf nur sehr schwer wieder korrigiert werden. Maßgebende Größen wie z.B. die Wahl der Anzahl der Getriebestufen oder die Anordnung der Lager können im weiteren Verlauf der Getriebeentwicklung nicht mehr problemlos verändert werden. Die weiteren Getriebeelemente werden aufbauend auf diese Schlüsselgrößen konzipiert. Eine nachträgliche Veränderung dieser Werte kann zu einer fast kompletten Neukonzeption, die mit entsprechendem Zeit- und Arbeitsaufwand verbunden ist, führen. Den ersten Schritten der Auslegung kommt daher im Getriebeentwicklungsprozess eine sehr bedeutende Rolle zu.

Aufgrund der Verschiedenheit der Bauteile eines Getriebes kann kein genereller Weg für Auslegung, Nachrechnung und Optimierung vorgeschlagen werden. Viele Werte ergeben sich aus den Anforderungen bzw. werden durch andere Festlegungen bestimmt. Eine Dichtung ist z.B. durch die abzudichtenden Medien und die Abmessungen der Bauteile (z.B. Durchmesser von Welle und Gehäuse an der Dichtstelle) fast automatisch definiert. Dagegen gibt es für andere Elemente wie etwa die Zahnradstufen unzählige Variationsmöglichkeiten, für die wirkungsvolle Auslegungsverfahren notwendig sind.

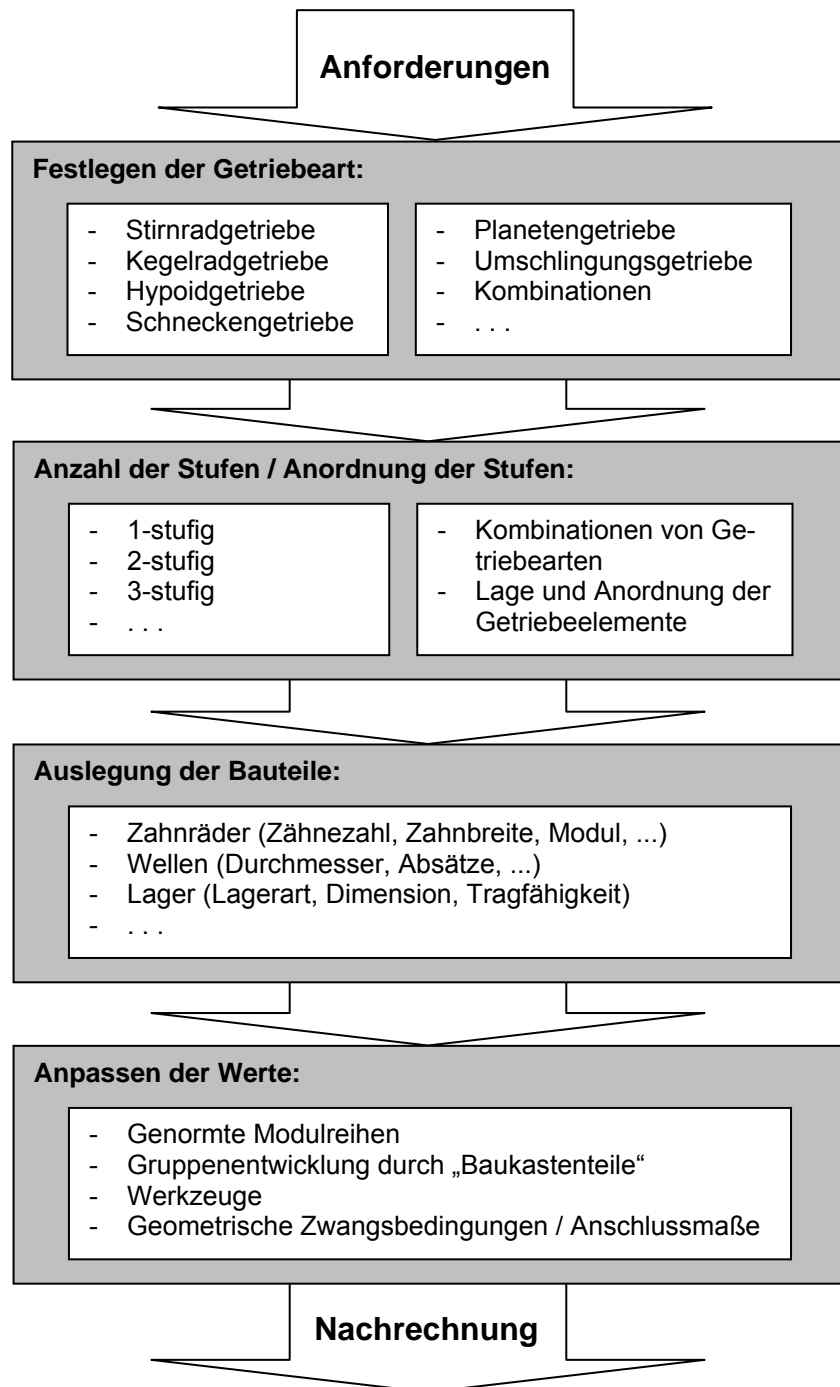


Bild 6-3: Prozess der Auslegung als Bindeglied zwischen Anforderungen und Nachrechnung

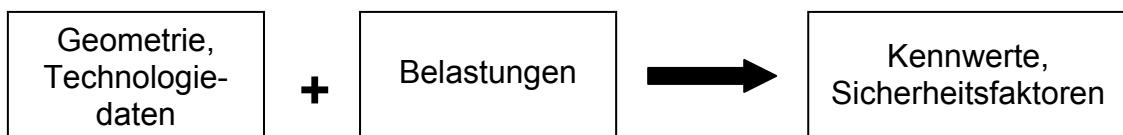
Die Auslegungsverfahren der Vergangenheit stellten häufig nur eine mehr oder weniger große Gedankenstütze für einen erfahrenen Konstrukteur dar. Die dabei entstandenen Gleichungen besitzen daher oft einen provisorischen Charakter mit wenigen Kenngrößen, durch die auch ohne großen Rechenaufwand schnell ein für den Konstrukteur brauchbares Ergebnis erzielt werden sollte. Für eine allgemeine Anwendung sind derartige Auslegungsmethoden nicht geeignet.

Der Einsatz der EDV hat die Möglichkeiten bei der Auslegung von Bauteilen grundlegend verändert. Während früher Wert auf kurze und einfache Algorithmen gelegt

wurde, um auch manuell rasch ein Ergebnis zu erzielen, können moderne Rechnerprogramme innerhalb von Sekunden auch aufwendige Gleichungssysteme mit großen Datenmengen bewältigen. Gesucht sind daher nicht mehr kurze Überschlagsformeln für die speziellen Anwendungen, sondern allgemein gehaltene Auslegungsverfahren, die für den universellen Einsatz eine Vielzahl von Daten berücksichtigen können. Dabei ist es erforderlich, dass diese Algorithmen präzisere und mit der anschließenden Nachrechnung in Einklang befindliche Resultate liefern.

Generell gilt, dass sich die Auslegungsmethoden prinzipiell an den Nachrechnungsalgorithmen orientieren sollen, um mit der anschließenden Nachrechnung zu korrespondieren (Bild 6-4). Die Nachrechnungsformeln folgen üblicherweise dem Schema, dass aus den Geometrie- und Technologiedaten sowie den vorgegebenen Belastungen eines Bauteils die relevante Kenngröße (Sicherheit, Wirkungsgrad, Geräuschpegel, usw.) ermittelt wird. In der Auslegung sollen dagegen aus den gegebenen Belastungen und Kenngrößen die Geometrie- und Technologiedaten eines neuen Bauteils bestimmt werden. Sofern keine explizit hergeleiteten Rechenmethoden existieren, kann mit diesem Prinzip mit Hilfe von geeigneten Vorbelegungswerten ein mit der Nachrechnung übereinstimmender Vorschlag für einen Entwurf bestimmt werden. Da die Umkehrung der üblichen Nachrechnungsalgorithmen in den meisten Fällen mehrere gültige Lösungen ermöglicht, kommt der Wahl von sinnvollen Vorbelegungen und günstigen Werteverhältnissen sowie der anschließenden Interpretation eine wichtige Rolle zu.

Nachrechnung:



Aus Nachrechnung abgeleitete Auslegung:

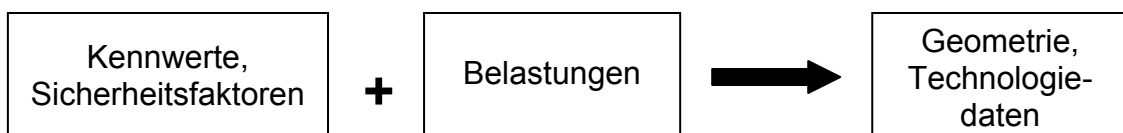


Bild 6-4: Auslegungsalgorithmen durch „Umkehrung“ bewährter Nachrechenverfahren

Die Optimierung ist im Prinzip eine wiederholte Durchführung der Nachrechnung mit einer ständigen Variation der Eingabegrößen. Es gilt dabei die Lösung unter den zahlreichen Varianten mit den günstigsten Ergebniswerten zu finden. Moderne Optimierungsalgorithmen [S1] (z.B. Evolutionsalgorithmus [S2], Simulated Annealing,

usw.) beschleunigen diesen Prozess von einer langwierigen und zeitaufwändigen Durchrechnung sämtlicher möglicher Wertekombinationen zu einem leistungsfähigen Mechanismus, bei dem durch Interpretation der vorangegangenen Berechnungen und geschickte Auswahl der Variationswerte der mögliche Lösungsraum rasch eingegrenzt werden kann. Diese Rechenverfahren können problemlos in Kombination mit den bewährten Nachrechnungsverfahren für Getriebeelemente als leistungsfähige Optimierungswerkzeuge eingesetzt werden.

6.1 Verzahnungen

Die Verzahnungen sind mit die anspruchsvollsten Komponenten innerhalb eines Getriebes. Neben den verschiedenen Bauformen (Stirnräder, Kegelräder, Schneckengetriebe) und Anordnungen (Hohlräder, Planetenstufen) können zahlreiche Parameter variiert werden um die geforderten Bedingungen zu erfüllen.

Für die Nachrechnung von Verzahnungen existieren zahlreiche national und international bewährte Rechenverfahren (DIN, ISO, AGMA, usw.), die in der Industrie eine breite Anerkennung gefunden haben. Für die Auslegung dagegen konnte bisher keine Rechenmethode eine auch nur annähernde Akzeptanz finden.

6.1.1 Nachrechnung

Die Nachrechnung von Verzahnungen ist sehr gut in zahlreichen Regelwerken auf nationaler wie internationaler Ebene hinterlegt. Dabei muss zwischen den einzelnen Thematiken (Geometrie, Tragfähigkeit, Geräuschentwicklung, Wirkungsgrad) unterschieden werden (Bild 6-5). Für die einzelnen Themen existieren zahllose mehr oder weniger verbreitete Nachrechnungsverfahren. Anerkannt sind vor allem die Berechnungsverfahren nach DIN/ISO. Tabelle 6-11 zeigt eine Auswahl der vielfältigen Nachrechnungsverfahren, aufgelistet nach den verschiedenen Kriterien.

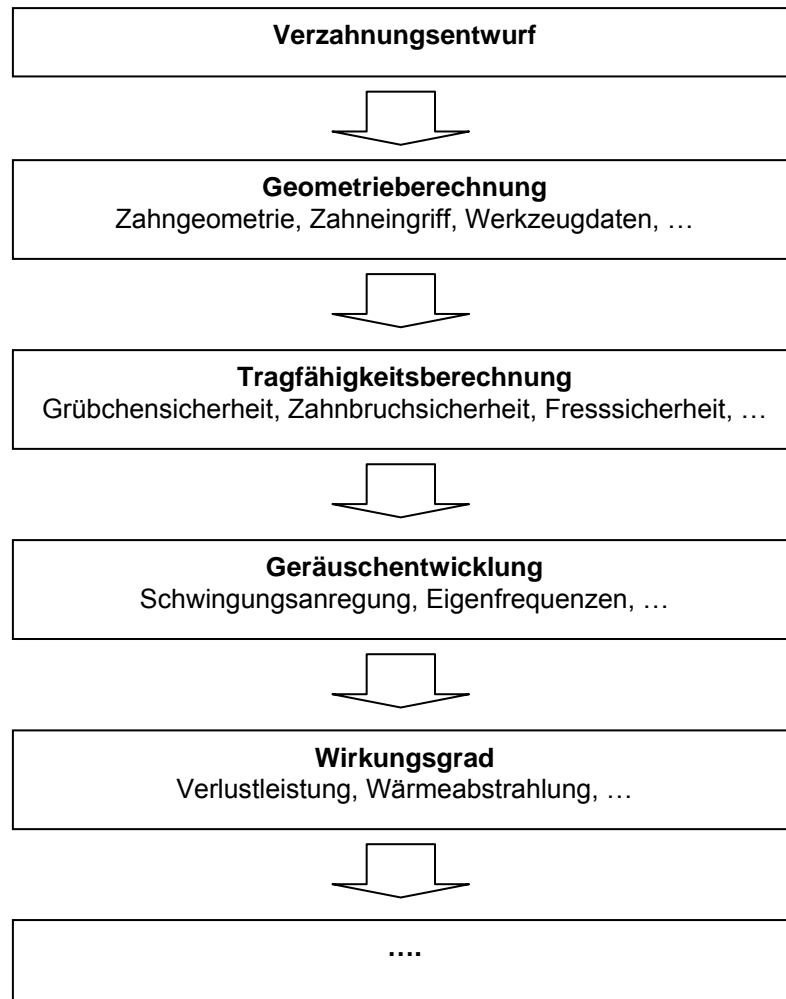


Bild 6-5: Nachrechnung von Verzahnungen

Kriterium	Norm/Verfahren
Geometrieberechnung von Stirnrädern und Stirnradpaaren	DIN 3960
Grübchentragfähigkeit, Zahnfußtragfähigkeit und Fresstragfähigkeit von Stirnrädern und Stirnradstufen	DIN 3990
Grübchentragfähigkeit, Zahnfußtragfähigkeit von Stirnrädern und Stirnradstufen	ISO 6336
Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern und Stirnradstufen	ANSI/AGMA 2001-D05
Tragfähigkeitsberechnung von Kegelrädern	DIN 3991
Tragfähigkeitsberechnung von Hypoidstufen	Niemann/Winter
...	...

Tabelle 6-1: Nachrechnungsverfahren von Verzahnungen

Stellvertretend hervorgehoben werden sollen die Tragfähigkeitsberechnungen bezüglich Grübchensicherheit und Zahnbruchsicherheit nach DIN 3990 Teil 2 bzw. Teil

3. Diese Verfahren sind auch für die daraus abgeleiteten Auslegungsverfahren von großer Bedeutung.

Berechnung der Grübchentrugfähigkeit nach DIN 3990 Teil 2:

$$\sigma_H = Z_{B,D} \cdot \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP} \quad (\text{Formel 6-1})$$

$$\sigma_{H0} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad (\text{Formel 6-2})$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\text{lim}} \cdot Z_{NT}}{S_{H\text{min}}} \cdot Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X \quad (\text{Formel 6-3})$$

Analog erfolgt die Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit nach DIN 3990 Teil 3 (Methode C):

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP} \quad (\text{Formel 6-4})$$

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \quad (\text{Formel 6-5})$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FE} \cdot Y_{NT}}{S_{F\text{min}}} \cdot Y_{\text{relT}} \cdot Y_{R\text{relT}} \cdot Y_X \quad (\text{Formel 6-6})$$

Erläuterung der Formelzeichen siehe Kapitel 10 Zeichen, Benennungen und Einheiten.

Entscheidend bei diesen Berechnungen ist, dass die auftretenden Spannungen (σ_H bzw. σ_F) die nach dem Berechnungsverfahren zulässigen Spannungen (σ_{HP} bzw. σ_{FP}) nicht übersteigen.

6.1.2 Auslegung

Aus den Anforderungen, die an ein zu konstruierendes Getriebe gestellt werden, wird mit Hilfe von geeigneten Auslegungsalgorithmen ein funktionsfähiger Getriebeentwurf erstellt. Die Verifikation dieses Entwurfs geschieht anschließend mit den anerkannten Nachrechnungsverfahren.

6.1.2.1 Auslegung von Verzahnungsart, Stufenanzahl und Übersetzungsaufteilung

Bevor die Auslegung der Zahnräder selbst beginnt, sind die dafür notwendigen Rahmenbedingungen zu bestimmen. Dazu gehört die Festlegung der Getriebeart und anschließend die Anzahl und Anordnung der Stufen.

Da die Auslegungsalgorithmen theoretische Werte ermitteln, die sich nur selten sofort in firmeneigene Normreihen einfügen, sind diese Werte vor der Fertigstellung des Entwurfs entsprechend anzupassen.

Art der Verzahnung

Für die Auswahl der Verzahnungsart können keine Formeln hergeleitet werden. Die Art der Verzahnung richtet sich nach den jeweiligen Gegebenheiten. Dies sind Anordnung der Antriebs- und Abtriebsachsen, übertragene Leistungen, Drehzahlen, erforderliche Lastaufteilungen und vorgegebene Lastkollektive. Im überwiegenden Fall werden einfache Stirnradgetriebe eingesetzt. Die Nachrechnung der Tragfähigkeit von Kegelrad- bzw. Hypoidgetrieben erfolgt mit Hilfe der Ersatz-Stirnradverzahnung [D3] bzw. über die Ersatz-Kegelradverzahnung [N2]. Damit werden Kegel- und Hypoidräder im Prinzip mit denselben Methoden wie die Stirnräder berechnet.

Im Rahmen dieser Arbeit sollen Getriebe im Allgemeinen betrachtet werden. Bei Verzahnungen werden nur die am häufigsten eingesetzten Stirnradverzahnungen genauer analysiert. Kegelrad- und Hypoidverzahnungen können über die Ersatzstirnradverzahnung eingebracht werden.

Anzahl der Stufen

Generell ist es günstiger mit einer möglichst geringen Anzahl an Stufen auszukommen, da dadurch die Anzahl der benötigten Bauteile verringert wird und somit Kosten gespart werden können. Die geometrischen Verhältnisse bzw. eine zu hohe Übersetzung pro Stufe stehen dieser Reduzierung der Stufenanzahl oftmals im Weg. Zum einen darf eine minimale Zähnezahl beim Ritzel nicht unterschritten werden, zum anderen kann das Gegenrad mangels Bauraum meist nicht beliebig groß gewählt werden. In Abhängigkeit von der Gesamtübersetzung des Getriebes entstanden daher folgende Empfehlungen für die zu verwendende Stufenanzahl.

Niemann / Winter [N1]:

- 1 Stufe: Gesamtübersetzung ≤ 6 (extrem 18)
- 2 Stufen: $6 < \text{Gesamtübersetzung} \leq 35$ (extrem 60)
- 3 Stufen: $35 < \text{Gesamtübersetzung} \leq 150$ (extrem 300)

Römhild [R3]:

Nach [R3] wird eine Methode für eine masseminimierte Getriebeauslegung beschrieben. Die Empfehlungen der Stufenanzahl für bis zu 3-stufige Getriebe weichen von den Zahlenwerten nach Niemann/Winter geringfügig ab:

- 1 Stufe: Gesamtübersetzung ≤ 5
 2 Stufen: $5 < \text{Gesamtübersetzung} \leq 15$
 3 Stufen: $15 < \text{Gesamtübersetzung}$

Dabei handelt es sich um Richtwerte. Beim individuellen Getriebe kann auch eine davon abweichende Stufenanzahl zum Einsatz kommen, sofern es die individuellen Gegebenheiten (Bauraum, Baugruppenentwicklung) erfordern.

Aufteilung der Übersetzung

Eng verbunden mit der Anzahl der Stufen ist die Festlegung der Aufteilung der Übersetzung auf die vorgegebenen Stufen. Eine – zunächst nahe liegende - gleichmäßige Aufteilung der Übersetzung auf die vorhandenen Stufen führt keineswegs automatisch zur günstigsten Lösung. Durch eine geschickte Aufteilung kann die Festigkeit der Zahnradwerkstoffe maximal ausgenutzt werden oder das Getriebevolumen minimiert werden.

Zur Aufteilung der Getriebeübersetzung bei bis zu dreistufigen Stirnradgetrieben wurden einige Verfahren nach bestimmten Kriterien ausformuliert (Tabelle 6-2).

Verfahren nach...	Aufteilungskriterium
Niemann/Winter [N1]	Minimales Gesamtvolumen bei vorgegebenen Werkstofffestigkeiten
Niemann/Winter [N1]	Maximale Ausnutzung der Werkstofffestigkeit bei gegebenen Achsabstands- und Breitenverhältnissen
Sperling [S3]	Minimale Einzelabmessungen der Getriebestufen (hinsichtlich Länge, Höhe oder Gesamtvolumen)
Ehrenspiel/Figel [E2]	Kostengünstigste Übersetzungsaufteilung durch Minimierung bei großen Getrieben des Volumens oder bei kleinen Getrieben der Oberfläche; außerdem Berücksichtigung von firmenspezifischen Kosten
Römhild [R3]	Minimale Masse: Mittels moderner Optimierungsverfahren konnte ein Ansatz für eine Übersetzungsaufteilung mit minimaler Getriebemasse gefunden werden.
Möser [M1]	Minimales Zahnradvolumen aufbauend auf älteren Auslegungsverfahren
Moulantzikos, Kanarachos, Zalimidis [K1]	Auslegung volumenminimierter Stirnradgetriebe durch Näherungslösung mit anschließender mathematischer Optimierung

Tabelle 6-2: Verfahren zur günstigen Übersetzungsaufteilung von Stirnradgetrieben

Neben den in der Tabelle aufgeführten Verfahren existieren noch zahlreiche weitere Methoden, welche die Übersetzung unter anderem auch nach den Kriterien maximaler Wirkungsgrad und minimales Massenträgheitsmoment auf die einzelnen Stufen

aufteilen. Die Verfahren müssen teilweise als überholt gelten bzw. eignen sich nur bedingt als Vorgabe zur allgemeinen Getriebeauslegung. Das Hauptpotential bei der Übersetzungsaufteilung besteht in der Reduzierung der Herstellkosten durch Minimierung von Volumen/Masse/Bauraum. Diese Größen weisen alle einen direkten Zusammenhang auf: Kleinere Zahnräder mit geringerem Volumen besitzen logischerweise weniger Masse und benötigen einen kleineren Bauraum. Mit dem Volumen sinken gleichzeitig die Materialkosten und bei einer verringerten Oberfläche ist auch ein reduzierter Bearbeitungsaufwand zu erwarten.

Hervorgehoben werden sollen die beiden Verfahren nach Niemann/Winter [N1], die eine recht große Verbreitung und Akzeptanz gefunden haben, sowie die Methode nach [R3], welche als am modernsten bezeichnet werden kann (Tabelle 6-3).

Stufenanzahl	Maximale Ausnutzung der Werkstofffestigkeit nach Niemann/Winter [N1]	Minimales Gesamtvolumen nach Niemann/Winter [N1]	Minimale Masse nach Röhild [R3]
1	$u_1 = u$	$u_1 = u$	$u_1 = u$
2	$u_1 = \frac{u - (u \cdot f_a)^{1/3}}{(u \cdot f_a)^{1/3} - 1}$ $u_2 = \frac{u}{u_1}$ <p>mit:</p> $f_a = \left(\frac{\sigma_{H \lim II}}{\sigma_{H \lim I}} \right)^2 \cdot \frac{b_{II} / a_{II}}{b_I / a_I}$	$u_1 \approx 0,8 \cdot (u \cdot \sigma_{H \lim I} / \sigma_{H \lim II})^{2/3}$ $u_2 = \frac{u}{u_1}$	$u_1 \approx 0,7332 \cdot u^{0,6438}$ $u_2 = \frac{u}{u_1}$
3	Iterationslösung aus Ansatz für 2 Stufen	$u_1 \approx 0,6 \cdot u^{4/7} (\sigma_{H \lim I} / \sigma_{H \lim II})^{2/7} \cdot (\sigma_{H \lim I} / \sigma_{H \lim III})^{4/7}$ $u_2 \approx 1,1 \cdot u^{2/7} (\sigma_{H \lim I} / \sigma_{H \lim I})^{4/7} \cdot (\sigma_{H \lim II} / \sigma_{H \lim III})^{2/7}$ $u_3 = \frac{u}{u_1 \cdot u_2}$	$u_1 \approx 0,4643 \cdot u^{0,609}$ $u_2 \approx 1,205 \cdot u^{0,262}$ $u_3 = \frac{u}{u_1 \cdot u_2}$

Tabelle 6-3: Formeln zur Aufteilung der Übersetzung nach Niemann/Winter und Röhild

Während die beiden Verfahren nach Niemann/Winter unterschiedliche Werkstoffesfestigkeiten der Stufen bei der Übersetzungsaufteilung berücksichtigen, werden nach [R3] die Übersetzungen ausschließlich aus der Gesamtübersetzung ermittelt. Mit der Festlegung der Übersetzung der Einzelstufen kann die weitere Auslegung für jede Stufe separat erfolgen. Übernommen werden muss lediglich die tatsächliche Stufen-

übersetzung und die Auswirkungen auf die anderen Stufen. Aufgrund ganzzahliger Zähnezahlen ist grundsätzlich mit einer leichten Abweichung von der theoretisch vorgegebenen Übersetzung zu rechnen.

6.1.2.2 Bestehende Verfahren zur Auslegung der Einzelstufen

Auslegung nach Niemann/Winter [N1]:

Die Theorie nach Niemann/Winter verwendet für den Entwurf den K- und den U-Faktor (Bild 6-6). Diese beiden Faktoren werden von bestehenden und bewährten Getrieben errechnet und für den aktuellen Entwurf übernommen. Als Grundlage für den Entwurf sollte ein Getriebe als Basismodell herangezogen werden, das dem neu zu erzeugenden möglichst ähnlich ist bzw. deren Verwendungszweck weitgehend übereinstimmt.

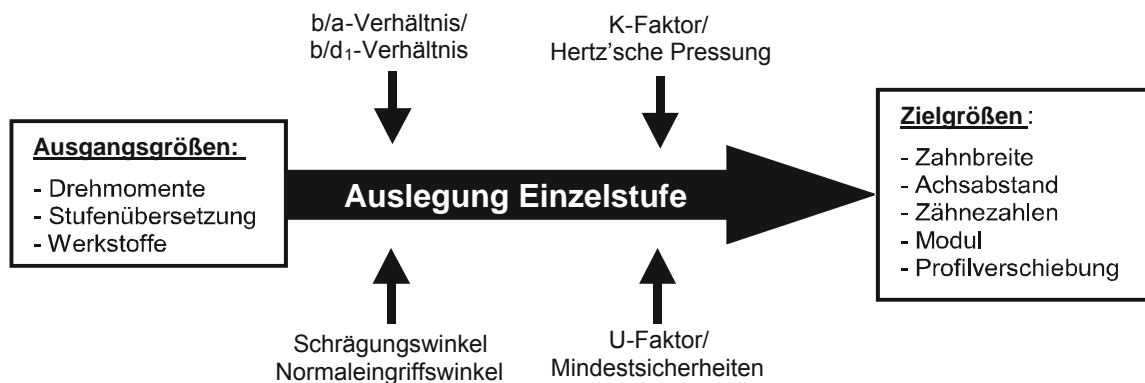


Bild 6-6: Auslegung einer Einzelstufe nach Niemann/Winter

Als Ausgangsgrößen sind das Drehmoment am Ritzel, die gewünschte Stufenübersetzung sowie der Werkstoff bzw. die Wärmebehandlung beider Räder vorauszusetzen. Weiter sind auch der Schrägungswinkel und der Normaleingriffswinkel vorzugeben. Sofern die Breite oder der Achsabstand nicht bekannt sind, wird als diesbezügliche Größe das **Verhältnis b/d_1** oder **b/a** zur Auslegung herangezogen. Kompakte Getriebe erweisen sich in der Regel als kostengünstiger. Daher werden bei möglichst geringen Zahnradurchmessern möglichst große Breitenwerte angestrebt. Allerdings gelten Obergrenzen für die Breite, um die ungleichmäßige Lastverteilung aufgrund von Verformungen und Verzahnungsabweichungen im tolerierbaren Rahmen zu halten. Bei Norm-Baukastengetrieben, bei denen üblicherweise genormte Breiten- und Achsabstandswerte verwendet werden, bildet das b/a -Verhältnis die Grundlage der Auslegung, bei allen übrigen Getrieben ist das b/d_1 -Verhältnis die Regel. Die Größtwerte hängen ab von der Wärmebehandlung der Zahnräder, der Bauform des Getriebes (steifes, ortsfestes Fundament oder leichtes Stahlgerüstfunda-

ment) und von der Art der Lagerung (symmetrisch, unsymmetrisch, fliegend). In [N1] werden die zulässigen Größtwerte in Form von Tabellen angegeben.

Der K-Faktor (kurz K^*) ist ein vereinfachter Kennwert für die Flankentragfähigkeit. Er errechnet sich nach folgender Formel aus der Umfangskraft F_t , der Zahnbreite b , dem Teilkreisdurchmesser des Ritzels d_1 und der Stufenübersetzung u :

$$K^* = \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u} \quad \text{Formel (6-7)}$$

Ist das Verhältnis b/d_1 gegeben und wird die Umfangskraft F_t durch das (vorgegebene) Ritzeldrehmoment T_1 ausgedrückt, ergibt sich daraus ein Vorschlagswert für den Teilkreisdurchmesser:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2000 \cdot T_1}{K^* \cdot (b/d_1)} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad \text{Formel (6-8)}$$

d_1 kann gleichfalls über das Verhältnis b/a hergeleitet werden.

Aus dem U-Faktor (kurz U), einem Kennwert für die auftretende Zahnfußspannung, lässt sich die Zähnezahzahl des Ritzels z_1 bestimmen. Neben U gehen die Breite b , der Teilkreisdurchmesser des Ritzels d_1 sowie das Drehmoment am Ritzel T_1 in die Formel ein:

$$z_1 = \frac{U \cdot (b \cdot d_1^2)}{2000 \cdot T_1} \quad \text{Formel (6-9)}$$

Aus der Zähnezahzahl kann der Modul direkt nach Formel (6-10) bestimmt werden:

$$m_n = \frac{d_1}{z_1} \quad \text{Formel (6-10)}$$

Als letzte bestimmende Größe muss die Summe der Profilverschiebungsfaktoren festgelegt werden. DIN 3992 [D4] bietet dazu die Vorlage für einen günstigen Wert. Die Werte liegen für gut ausgeglichene Verzahnungen zwischen 0 und 0.6, für Verzahnungen mit hoher Zahnfuß- und Flankentragfähigkeit haben sich Werte zwischen 0.6 und 1.2 als vorteilhaft erwiesen. Durch die Wahl der Profilverschiebung ergibt sich auch der endgültige Wert des Achsabstands.

Auslegung nach Linke [L5]:

[L5] sieht eine detailliertere Auslegung basierend auf den Formeln für die Tragfähigkeitsberechnung vor. Dabei wird nicht auf Kenngrößen aus einem ausgewählten Modellgetriebe aufgebaut, sondern die Werte werden für jede Auslegung individuell bestimmt. Unter Nutzung von Vereinfachungen gegenüber der Nachrechnung mit den Formeln gibt [L5] drei verschiedene Wege für die Auslegung vor:

Überschlagskriterium Zahnflankentragfähigkeit:

Aus den in die Flankentragfähigkeit eingehenden Kenngrößen wird mit folgender Formel ein Vorschlagswert für den Teilkreisdurchmesser des Ritzels gebildet:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K_H \cdot T_1 \cdot Z_E^2 \cdot Z_H^2 \cdot Z_\epsilon^2}{(Z_N \cdot \sigma_{H\lim} / S_H)^2 \cdot (b/d_1)} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad \text{Formel (6-11)}$$

Sofern keine Werte vorgegeben sind, können nach [L5] Vorbelegungswerte gesetzt werden (Tabelle 6-4).

Parameter	Bezeichnung	Beschreibung
K_H	Beanspruchungsfaktor Zahnflanke	$K_H = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta}$ K_A ...Anwendungsfaktor; Vorbelegung: $K_A = 1$ K_v ...Dynamikfaktor $K_{H\alpha}$...Stirnfaktor; Vorbelegung: $K_v K_{H\alpha} = 1,2$ $K_{H\beta}$...Breitenfaktor; Vorbelegung: $K_A = 1,5$
T_1	Drehmoment am Ritzel	
Z_E	Elastizitätsfaktor	Für Stahl gegen Stahl $Z_E = 190 \sqrt{N / \text{mm}^2}$
Z_H	Zonenfaktor	Bei Geradverzahnung und $\Sigma x = 0$: $Z_H = 2,5$
Z_ϵ	Übersdeckungsfaktor	Bei Geradverzahnung: $Z_\epsilon = 1$ Bei Schrägverzahnung: $Z_\epsilon = 0,85$
u	Zähnezahlverhältnis	
Z_N	Lebensdauerfaktor	Im Dauerfestigkeitsbereich: $Z_N = 1$
$\sigma_{H\lim}$	Flankenfestigkeit	
S_H	Rechnerische Sicherheit	Soweit nicht vorgegeben: $S_H = 1,2$
b/d_1	Breiten-/Durchmesserverhältnis	Vorbelegung: $b/d_1 = 0,6 \dots 1,2$

Tabelle 6-4: Kenngrößen zur Auslegung bezüglich Flankentragfähigkeit nach [L5]

Der restliche Gang der Auslegung nach diesem Kriterium verläuft nach Bild 6-7. Sowohl die Zähnezahl als auch der Schrägungswinkel müssen vorgegeben sein.

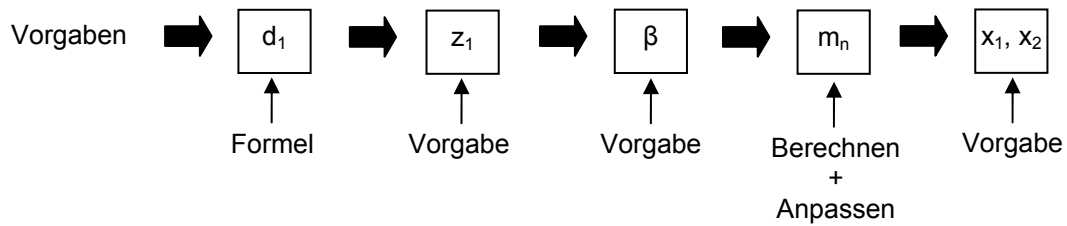


Bild 6-7: Auslegung bezüglich Flankentragfähigkeit nach [L5]

Mindestwert des Moduls:

Anstelle der Vorgabe der Zähnezahl kann durch Umstellung der Gleichung für die Zahnfußtragfähigkeit (ähnlich DIN 3990, siehe Formeln 6-4 bis 6-6) ein Wert für den Mindestwert des Moduls ermittelt werden, aus dem sich ein Vorschlag für die Zähnezahl ergibt:

$$m_n = \frac{K_F \cdot F_t \cdot (Y_{FS} \cdot Y_\epsilon)}{b \cdot Y_N \cdot (\sigma_{FE} / S_F)} \quad \text{Formel (6-12)}$$

Parameter	Bezeichnung	Beschreibung
K_F	Belastungsfaktor Zahnfuß	$K_F = K_H$; siehe oben
F_t	Tangentialkraft am Teilkreis	$F_t = 2T/d_1$
$(Y_{FS} Y_\epsilon)$	Spannungsfaktor	Vorbelegungen: mit Protuberanz ($h_f/m_n=1,4$; $\rho_{a0}/m_n=0,4$): $(Y_{FS} Y_\epsilon)=2,9$ ohne Protuberanz ($h_f/m_n=1,25$; $\rho_{a0}/m_n=0,25$): $(Y_{FS} Y_\epsilon)=3,1$
b	Zahnbreite	
σ_{FE}	Zahnfußdauerfestigkeit	Für einsatzgehärtete Verzahnungen: $\sigma_{FE}=800 \text{ N/mm}^2$
Y_N	Lebensdauerfaktor	Dauerfestigkeitsbereich: $Y_N = 1$
S_F	Rechnerische Sicherheit gegen Ermüdungsbruch	Soweit nicht vorgegeben: $S_F = 1,3$

Tabelle 6-5: Kenngrößen zur Auslegung bezüglich des Mindestmoduls nach [L5]

Mit den Formeln (6-11) und (6-12) werden der Teilkreisdurchmesser und der Modul berechnet. Nach Vorgabe des Schrägungswinkels kann ein Vorschlagswert für die Zähnezahl gefunden werden (Bild 6-8). Die Zähnezahl muss durch Nachrechnung überprüft werden und bei ungünstigen Werten entsprechend angepasst werden.

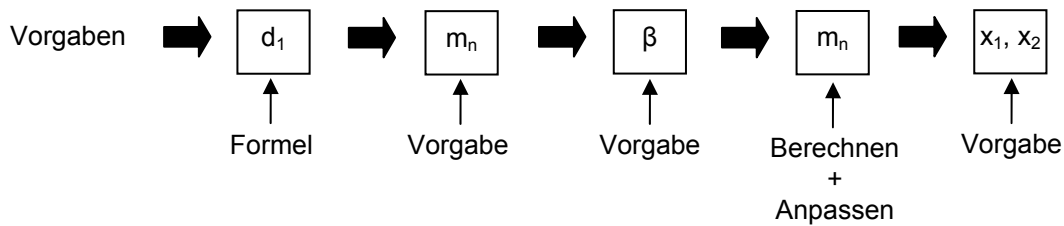


Bild 6-8: Auslegung bezüglich Flankentragfähigkeit und Mindestmodul nach [L5]

Überschlagskriterium Zahnfußtragfähigkeit:

Als dritten Weg gibt [L5] die Auslegung der Verzahnungsgrunddaten aus den Formeln für die Zahnfußtragfähigkeit an. Dieses Kriterium eignet sich vor allem bei Verzahnungen mit kritischer Zahnfußtragfähigkeit (z.B. bei sehr großen Zähnezahlen). Dafür wurde eine Formel zur Ermittlung eines Vorschlagswerts für den Normalmodul hergeleitet.

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2K_F \cdot T_1 \cdot (Y_{FS} \cdot Y_\epsilon) \cdot \cos^2 \beta}{(\sigma_{FE} \cdot Y_N / S_F) \cdot (b / d_1) \cdot z_1}} \quad \text{Formel (6-13)}$$

Parameter	Bezeichnung	Beschreibung
m_n	Normalmodul	
K_F	Belastungsfaktor Zahnfuß	$K_F = K_H$; siehe Tabellen 6-3 und 6-4
T_1	Drehmoment am Ritzel	
$(Y_{FS} Y_\epsilon)$	Spannungsfaktor	Vorbelegungen: siehe Tabelle 6-4
β	Schrägungswinkel	
σ_{FE}	Zahnfußdauerfestigkeit	Für einsatzgehärtete Verzahnungen: $\sigma_{FE} = 800 \text{ N/mm}^2$
S_F	Rechnerische Sicherheit gegen Ermüdungsbruch	Soweit nicht vorgegeben: $S_F = 1,3$
Y_N	Lebensdauerfaktor	Dauerfestigkeitsbereich: $Y_N = 1$
b/d_1	Breiten-/Durchmesserverhältnis	Vorbelegung: $b/d_1 = 0,6 \dots 1,2$
z_1	Zähnezahl (Ritzel)	Vorbelegung: Industriegetriebe: $z_1 = 14 \dots 25$ Turbogetriebe: $z_1 = 25 \dots 45$ Kraftfahrzeuggetriebebau: $z_1 = 8 \dots 25$

Tabelle 6-6: Kenngrößen zur Auslegung bezüglich der Zahnfußtragfähigkeit nach [L5]

Alternativ kann der Modul auch mit dem Verhältnis b/m_n statt b/d_1 berechnet werden. Als Vorgabe für die Formel müssen der Schrägungswinkel sowie ein Wert für die Zähnezahl festgelegt sein. Der Teilkreisdurchmesser ist im Anschluss aus den vorliegenden Größen zu ermitteln. Als letztes wird wie bei den anderen Kriterien die Pro-

filverschlebungssumme festgelegt, mit der gleichzeitig der Achsabstand feststeht (Bild 6-9).

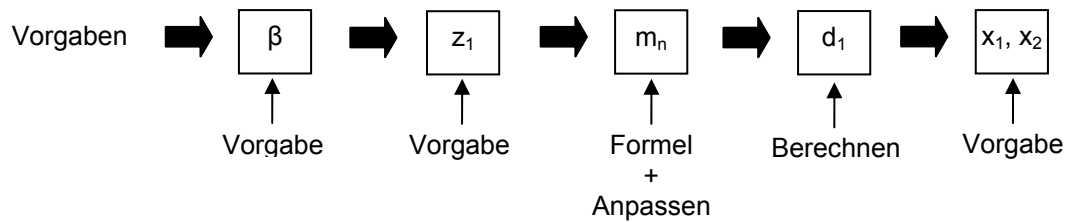


Bild 6-9: Auslegung bezüglich Zahnfußtragfähigkeit nach [L5]

6.1.2.3 Bewertung der Verfahren nach Niemann/Winter und Linke

Auslegung der Einzelstufen nach Niemann/Winter:

- Auslegung ist sehr vom Basisgetriebe (Faktoren K^* und U) abhängig.
 - Keine Eingabemöglichkeit von Werkstoffkennwerten und Mindestsicherheitsfaktoren → Diese Werte müssen mit dem Basisgetriebe übereinstimmen.
 - Bei der Auslegung sind detaillierte Kenntnisse des Basisgetriebes zwingend erforderlich.
 - Werte für die Sicherheitsfaktoren (Grübchen, Fußbruch) können (als Verhältnis) für die Berechnung der Zähnezahls verwendet werden, bei den Berechnungen der restlichen Größen gehen diese Werte allerdings nicht ein.
 - Die Auslegungsmethode ist zum raschen manuellen Auslegen auch ohne Rechnerunterstützung geeignet.
 - Vorgaben für das weitere Vorgehen beim Anpassen der Vorschlagswerte an Werte aus der Praxis (z.B. Normreihen) werden nicht gegeben.
- Als Vorlage für ein rechnerunterstütztes Auslegungsverfahren nicht flexibel genug.

Auslegung der Einzelstufen nach Linke:

- Berücksichtigung einer größeren Anzahl an Parametern bei der Auslegung als nach Niemann/Winter (z.B. auch Sicherheitsfaktoren, Werkstoffkennwerte, etc.)
- Keine Abhängigkeit von einem Basisgetriebe
- Flexibilität ist gegeben.
- Für die Zähnezahls wird kein Vorschlagswert errechnet. Dieser Wert muss geschickt und mit der Erfahrung des Anwenders ausgewählt werden.

- Der Achsabstand ergibt sich als letzter Wert aus den anderen Größen. Es wird kein Weg für ein Vorgehen bei gegebenem Achsabstand aufgezeigt.
- Die Tragfähigkeitskennwerte gehen häufig nur als Vorbelegungswerte in die Auslegung ein. Gegenüber den nachgerechneten Werten können dabei teils gravierende Unterschiede entstehen.

→ Die Auslegungen nach [L5] sind deutlich detaillierter als nach [N1].

Für ein modernes Auslegungsverfahren lassen beide Verfahren noch zuviel Fragen offen, die der Anwender durch seine Erfahrung lösen muss.

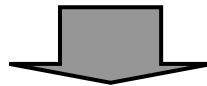
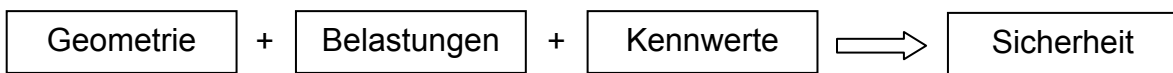
6.1.2.4 Modifizierter Vorschlag für eine Auslegung der Einzelstufen

Während die Nachrechnungsverfahren bezüglich der Grübchensicherheit und Zahnfußsicherheit allgemein anerkannt und akzeptiert sind (Kapitel 6.1.1), konnte bislang keine der Auslegungsmethoden auch nur annähernd eine weite Verbreitung finden. Problem sind die nur selten auf die individuellen Bedürfnisse abgestimmten Auslegungsroutinen sowie die mangelnde Übereinstimmung mit den Nachrechnungsmethoden. Vorgaben wie „wählen Sie eine günstige Zähnezahl“ oder „häufige Werte sind ...“ geben nur wenig zwingende Vorschriften und erfordern tiefere Kenntnisse in der Getriebeauslegung, um zu den gewünschten Ergebnissen zu gelangen. Das Auslegen mit in der Industrie nur gering verbreiteten Kennwerten (z.B. K^* und U nach Niemann/Winter) trägt genauso wenig zum Vertrauen in das Auslegungsverfahren bei, wie das komplette Fehlen der Eingabemöglichkeit von gebräuchlichen Kennwerten.

Ein modernes Auslegungsverfahren, das in einen durchgängigen Getriebeentwicklungsprozess integrierbar ist, muss eine enge Verbindung mit den entsprechenden Nachrechnungsmethoden aufweisen. Am wirkungsvollsten und mit der größten zu erwartenden Akzeptanz ist ein aus den Nachrechenalgorithmen hergeleitetes Auslegungsverfahren. Die im Kapitel 6.1.1 beschriebenen Gleichungen für die Berechnung der Grübchensicherheit und der Zahnfußbruchsicherheit können für diesen Zweck als solide und anerkannte Basis Verwendung finden. Für eine erste überschlägige Auslegung der Verzahnungsgrunddaten eignen sich diese beiden Sicherheitskriterien am besten. Andere Grenzen wie etwa die Fresssicherheit (DIN 3990 Teil 4) spielen bei Verzahnungen eher eine untergeordnete Rolle. Erweiterte Anforderungen, wie die in Teil 6 der DIN 3990 definierten Sicherheiten bezüglich detailliert angegebener Lastkollektive, eignen sich eher für eine anschließende Nachrechnung und Anpassung des Grobentwurfs. Neben den Berechnungsmethoden nach DIN 3990 existieren die sehr ähnlichen und davon abgeleiteten internationalen Nachrechnungsverfahren nach ISO 6336 [19]. Diese sind als Basis für eine Auslegung gleichwertig verwendbar.

Bei der Auslegung der Getriebedaten dürfen die auftretenden Belastungen (Drehmoment, Drehzahl) als gegeben betrachtet werden, die geforderten Sicherheiten müssen vorgegeben sein. Die verschiedenen Kennwerte können bei der ersten Grobauslegung zwangsläufig nur überschlägig ermittelt werden und müssen in einem anschließenden Prozess genauer bestimmt werden. Diese Werte können daher entweder von einem geeigneten Basisgetriebe übernommen werden oder müssen als Vorbelegungswerte in die Rechnung eingehen. Durch geschicktes Umstellen der Gleichungen können daraus die Geometriegrunddaten der Verzahnung hergeleitet werden (Bild 6-10).

Nachrechnung:



Auslegung:

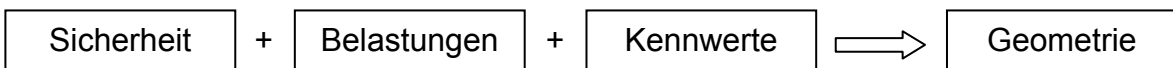


Bild 6-10: Ableitung der Auslegungsberechnung aus Nachrechnungsalgorithmen

Zusammengefasst und vereinfacht dargestellt ergeben die Gleichungen nach DIN 3990 Teil 2 zur Berechnung der **Grübchensicherheit** (Formeln 6-1 bis 6-3 in Kapitel 6.1.1) folgendes Bild (Bild 6-11):

$$\text{Einflussfaktoren (Pressung)} \cdot \sqrt{\frac{T_1 \cdot 2}{d_1^2 \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u}} \leq \frac{\text{Werkstofffestigkeit}}{\text{Mindestsicherheit}} \cdot \text{Einflussfaktoren (Festigkeit)}$$

Bild 6-11: Abstrahiert dargestellt Gleichung für die Berechnung der Grübchensicherheit

In dieser Beziehung dürfen für die Auslegung das Drehmoment am Ritzel T_1 , die Stufenübersetzung u , die Werkstofffestigkeit und die Mindestsicherheit gegen Grübchenbildung als bekannt vorausgesetzt werden. Die zahlreichen Einflussfaktoren bezüglich Pressung und Festigkeit werden in diesem ersten Schritt als (vorläufige) Vorbelegungswerte ebenfalls als gegeben angenommen. Die einzige unbekannte Größe in obiger Beziehung bleibt das Produkt $d_1^2 b$.

Damit gilt: $d_1^2 \cdot b = \text{const.}$

Unter der Voraussetzung, dass die Tragfähigkeitskennwerte unberührt bleiben, kann theoretisch formuliert werden, dass für jede gültige Kombination $d_1^2 \cdot b = const.$ die Gleichungen nach DIN 3990 erfüllt sind.

Für die Ermittlung konkreter Werte für d_1 und b muss eine weitere Beziehung herhalten: Ein geeignetes Verhältnis b/d_1 . Günstig sind kompakte Getriebe mit möglichst großem b und kleinem d_1 . Dadurch lässt sich das Volumen der Zahnräder, und damit auch die Herstellungskosten reduzieren. Geeignete Verhältnisse b/d_1 werden von [N1] und von [R3] vorgeschlagen. Mit dieser ebenfalls bekannten Beziehung kann schließlich eine Gleichung für den Teilkreisdurchmesser des Ritzels hergeleitet werden, die unter den theoretischen Voraussetzungen vollständig mit der Nachrechnung nach DIN 3990 übereinstimmt.

$$b = (b/d_1) \cdot d_1 \quad \text{Formel (6-14)}$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1}{(b/d_1)} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \left(\frac{S_{H\min}}{\sigma_{H\lim}} \cdot \frac{Z_B \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}}{Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X} \right)^2}$$

Formel (6-15)

Tabelle 6-7 beschreibt die erforderlichen Vorbelegungswerte. Weitere Erläuterungen der Formelzeichen siehe Kapitel 10 „Zeichen, Benennungen und Einheiten“.

Parameter	Bezeichnung	Beschreibung/Vorbelegung
b/d_1	Breiten-/Durchmesserverhältnis	Entweder Übernahme vom Basisgetriebe oder Vorbelegung : Nach [R3] $b/d_1=0,6 \dots 1,4$ (in Abhängigkeit der Gesamtübersetzung, der Stufennummer und der Gehäuseform) Nach [N1] $b/d_1=0,3 \dots 1,6$ (in Abhängigkeit der Wärmebehandlung und der Bauform des Fundaments)
$S_{H\min}$	Mindestsicherheit gegen Grübchen	Mindestsicherheit für die jeweilige Anwendung muss vorgegeben sein, z.B. nach DIN 3990 Teil 11 für Industriegetriebe: $S_{H\min} = 1,0$
Z_B	Ritzel-Eingriffsfaktor	Vorbelegung mit $Z_B = 1,0$
Z_H	Zonenfaktor	Abhängig von Schrägungswinkel und Eingriffswinkel, Vorbelegung mit $Z_H = 2,5$
Z_E	Elastizitätsfaktor	Zu berechnen aus dem E-Modul des Werkstoffs: $Z_E = \sqrt{0,175 \cdot E}$ (DIN 3990 Teil 2)
Z_ε	Überdeckungsfaktor	Abhängig von der Überdeckung ε ; Vorbelegung nach [L5] 1,0 (Geradverzahnung) bzw. 0,85 (Schrägverzahnung)
Z_β	Schrägenfaktor	Wird aus den gegebenen Schrägungswinkel berechnet: $Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$
K_A	Anwendungsfaktor	Sofern nicht vorgegeben: Vorbelegung $K_A = 1,0$
K_v	Dynamikfaktor	Ohne Zähnezah und Umfangsgeschwindigkeit nicht berechenbar. Angenäherter Vorbelegungswert $K_v \approx 1,1$
$K_{H\alpha}$	Stirnfaktor	Abhängig von Verzahnungsqualität und Wärmebehandlung

		sowie der Linienlast. Angenommener Vorbelegungswert $K_{H\alpha} \approx 1,2$ (Mittelwert nach DIN 3990 Teil 1, Tabelle 7.1)
$K_{H\beta}$	Breitenfaktor	Wenn $K_{H\beta}$ nicht als Zielwert für eine Flankenkorrektur vorgegeben ist, Vorbelegungswert $K_{H\beta} = 1,5$ nach [L5] (ohne Korrekturen) bzw. $K_{H\beta} = 1,2$ nach DIN 3990 Teil 1 (mit Korrekturen)
Z_{NT}	Lebensdauerfaktor	Ohne Angabe wird die Dauerfestigkeit der Verzahnung angenommen. Vorbelegungswert $Z_{NT} = 1,0$ (DIN 3990 Teil 2)
Z_L, Z_v, Z_R	Einflussfaktoren für die Schmierfilmbildung	Nach DIN 3990 Teil 2 Gleichungen (9.14) bis (9.16) hängt das Produkt Z_L, Z_v, Z_R vom Herstellverfahren ab (Werte zwischen 0,85 und 1,0). Ohne Angabe: Vorbelegung mit 1,0
Z_W	Werkstoffpaarungsfaktor	Erhöhung der Grübchenfestigkeit bei Paarung weiches Rad – hartes Ritzel wird bei Grobauslegung nicht berücksichtigt. Daher $Z_W = 1,0$
Z_X	Größenfaktor	Abhängig vom Normalmodul liegt der Wert für den Größenfaktor bei 0,75 ... 1,08. Da vor der ersten Auslegung kein Wert für den Normalmodul vorliegt wird die Vorbelegung $Z_X = 1,0$ gesetzt.

Tabelle 6-7: Vorbelegungswerte zur Gleichung (6-15)

Damit kann für jedes günstige Verhältnis b/d_1 ein eindeutiger Teilkreisdurchmesser d_1 und eine Zahnbreite b auf theoretische Weise hergeleitet werden.

Aus den Formeln für die Zahnbruchsicherheit nach DIN 3990 Teil 3 (Gleichungen 6-4 bis 6-6, Kapitel 6.1.1) können ebenfalls Größen ermittelt werden. Die vereinfacht ausgedrückte Form der zusammengefassten Gleichungen zeigt folgendes Bild (Bild 6-12):

$$\text{Einflussfaktoren (Fußspannung)} \cdot \frac{T_1 \cdot 2}{d_1 \cdot b \cdot m_n} \leq \frac{\text{Werkstofffestigkeit}}{\text{Mindestsicherheit}} \cdot \text{Einflussfaktoren (Festigkeit)}$$

Bild 6-12: Abstrahiert dargestellte Gleichung für die Berechnung der Zahnfußsicherheit

Mit den aus den Formeln für die Grübchensicherheit errechneten Größen Teilkreisdurchmesser d_1 und Zahnbreite b verbleibt in den Formeln für die Zahnfußsicherheit der Normalmodul m_n als einziger unbekannter Wert in der Gleichung. Dies geschieht unter der theoretischen Voraussetzung, dass die Werkstofffestigkeit am Zahnfuß, die gewünschte Mindestsicherheit und alle Einflussfaktoren auf Fußspannung und Festigkeit zumindest als Vorbelegungswerte vorliegen.

Zusammengefasst und aufgelöst nach dem Normalmodul ergeben die Formeln 6-4 bis 6-6 (Kapitel 6.1.1) folgende Gleichung:

$$m_n \geq \frac{2 \cdot T_1}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{S_{F \min}}{\sigma_{FE}} \cdot \frac{Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}}{Y_{NT} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X} \quad \text{Formel (6-16)}$$

Tabelle 6-8 beschreibt die erforderlichen Vorbelegungswerte zu Formel (6-16). Weitere Erläuterungen der Formelzeichen siehe Kapitel 10 „Zeichen, Benennungen und Einheiten“.

Parameter	Bezeichnung	Beschreibung/Vorbelegung
$S_{F \min}$	Mindestsicherheit gegen Zahnfußbruch	Mindestsicherheit für die jeweilige Anwendung muss vorgegeben sein, z.B. nach DIN 3990 Teil 11 für Industriegetriebe: $S_{H \min} = 1,0$
Y_{FS}	Kopffaktor	Abhängig vom Bezugsprofil, der Zähnezah und der Profilverschiebung. Bei der Erstauslegung mangels vorhandener Werte nicht bestimmbar. Vorbelegungswerte für das Produkt $Y_{FS} Y_\varepsilon$ nach [L5]: mit Protuberanz ($h_f/m_n=1,4$; $\rho_{a0}/m_n=0,4$): $(Y_{FS} Y_\varepsilon)=2,9$ ohne Protuberanz ($h_f/m_n=1,25$; $\rho_{a0}/m_n=0,25$): $(Y_{FS} Y_\varepsilon)=3,1$
Y_ε	Überdeckungsfaktor	Siehe Kopffaktor Y_{FS}
Y_β	Schrägenfaktor	Abhängig von Schrägungswinkel und Überdeckung. Wert für die Überdeckung bei der Erstauslegung nicht vorhanden. Vorbelegung $Y_\beta = 1,0$
K_A	Anwendungsfaktor	Sofern nicht vorgegeben: Vorbelegung $K_A = 1,0$
K_v	Dynamikfaktor	Ohne Zähnezah und Umfangsgeschwindigkeit nicht berechenbar. Angenäherter Vorbelegungswert $K_v \approx 1,1$
$K_{F\alpha}$	Stirnfaktor	Abhängig von Verzahnungsqualität und Wärmebehandlung sowie der Linienlast. Angenommener Vorbelegungswert $K_{F\alpha} \approx 1,2$ (Mittelwert nach DIN 3990 Teil 1, Tabelle 7.1)
$K_{F\beta}$	Breitenfaktor	Wenn $K_{F\beta}$ nicht als Zielwert für eine Flankenkorrektur vorgegeben ist, Vorbelegungswert $K_{F\beta} = 1,5$ nach [L5] (ohne Korrekturen) bzw. $K_{F\beta} = 1,18$ nach DIN 3990 Teil 1 (mit Korrekturen)
Y_{NT}	Lebensdauerfaktor	Ohne Angabe wird die Dauerfestigkeit der Verzahnung angenommen. Vorbelegungswert $Y_{NT} = 1,0$ (DIN 3990 Teil 3)
$Y_{\delta relT}$	Relative Stützziffer	Nach Methode D [DIN 3990 Teil 3] gilt für alle Werkstoffe $Y_{\delta relT} = 1,0$ (Übernahme für die Auslegung)
Y_{RrelT}	Relativer Oberflächenfaktor	Nach Methode D (DIN 3990 Teil 3) gilt für alle Werkstoffe $Y_{RrelT} = 0,9$ (Übernahme für die Auslegung)
Y_X	Größenfaktor für Zahnfußfestigkeit	Abhängig vom Normalmodul liegt der Wert für den Größenfaktor bei 0,7 ... 1,075. Da vor der ersten Auslegung kein Wert für den Normalmodul vorliegt wird die Vorbelegung $Y_X = 1,0$ gesetzt.

Tabelle 6-8: Vorbelegungswerte zur Gleichung (6-16)

Die Formeln (6-14) bis (6-16) geben eine Beziehung für den Teilkreisdurchmesser des Ritzels, die Zahnbreite und den Normalmodul vor, für welche die Gleichungen nach DIN 3990 eine (vereinfachte) Gültigkeit besitzen. Bei den ermittelten Werten handelt es sich um **Mindestwerte**, da diese sich auf die vorgegebenen Mindestsi-

cherheiten beziehen. Für das reale Getriebe müssen daher alle Werte größer/gleich als die Mindestwerte sein.

Das Ziel bei der Auslegung des ersten Entwurfs der Verzahnungsgrunddaten ist keineswegs eine stark überdimensionierte Geometrie, die auch nach allen Anpassungen der Werte noch die Mindestsicherheiten erfüllt. Ziel der Auslegung ist vielmehr ein Entwurf, der die Mindestsicherheiten nur knapp überschreitet. In die Auslegung gehen nicht nur der Aspekt der Mindestsicherheiten ein sondern auch die gegenteiligen Tendenzen, dass Zahnräder mit minimiertem Volumen, d.h. mit einem möglichst kleinen Produkt $d_1^2 b$, kostengünstiger sind, und dass Verzahnungen mit einem kleinem Modul ein günstigeres Gleitverhalten im Eingriff und damit einen höheren Verzahnungswirkungsgrad aufweisen. Einem Anwender, der eine Verzahnung mit diesen Gleichungen auslegt, soll als Ergebnis eine Geometrie geliefert werden, die eine gute Basis für weitere Variationen bildet und sich daher bereits recht nahe an der Sicherheitsgrenze befindet.

Mit den drei gegebenen Grundgrößen liegen die Hauptdimensionen der Verzahnungen bereits fest (Bild 6-13). Einige Werte müssen als Vorgaben vorliegen. Dazu zählen eine sinnvolle Kombination aus den Größen Leistung/Drehmomente/Drehzahlen sowie die Stufenübersetzung, die sich aus der gewünschten Gesamtübersetzung nach Tabelle 6-3 ermitteln lässt. Je nach Fall liegt zu den Belastungen ein Anwendungsfaktor vor, der die über die Nenn-Umfangskraft hinausgehenden Lasten berücksichtigt. Dieser Faktor kann direkt in die Gleichungen (6-15) und (6-16) eingegeben werden. Üblich ist auch die Angabe der Mindestsicherheiten gegen Grübchen und Zahnbruch, die normalerweise im Pflichtenheft der Getriebekonstruktion vorliegen. Verzahnungsqualität, Rauheiten an Flanke und Zahnfuß sind weitere Größen, die bereits vor der Auslegung festgelegt werden sollten (Eingehen in die Kennwerte).

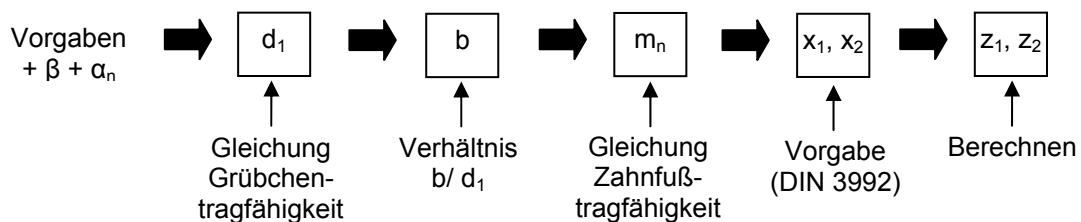


Bild 6-13: Modifiziertes Auslegungsverfahren abgeleitet aus DIN 3990

Für den Schrägungswinkel β fällt es schwer ein Auslegungsverfahren zu finden. Prinzipiell wird mit dem Schrägungswinkel das Geräuschverhalten der Verzahnung beeinflusst. Theorien nach [M2] und [M3] zeigen, dass für ganzzahlige Sprungüberdeckungen bzw. ganzzahlige Gesamtüberdeckungen eine deutlich geringere Schwingungsanregung hervorgerufen wird (siehe Bild 6-14). Durch Anpassung von Breite

und/oder Schrägungswinkel werden diese Werte beeinflusst. Da die Veränderung der Breite Rückwirkungen bei den Größen in den Auslegungsgleichungen (6-15) und (6-16) verursachen, ist die Anpassung auf Seiten des Schrägungswinkels an eine ganzzahlige Profil- bzw. Gesamtüberdeckung die günstigste Lösung. Prinzipiell sind schneller umlaufende Stufen mit einem größeren Schrägungswinkel zu versehen als langsam laufende. [N1] schlägt für ein 3-stufiges Getriebe vor: 1. (schnelllaufende) Stufe $\beta=10\dots15^\circ$, 2. Stufe $\beta=8\dots12^\circ$ und 3. (langsamlaufende) Stufe $\beta=0^\circ$. Die Auswahl des geeigneten Schrägungswinkels ist eher in den Nachrechnungs- bzw. Optimierungsprozess als in die (Grob-)Auslegung zu legen.

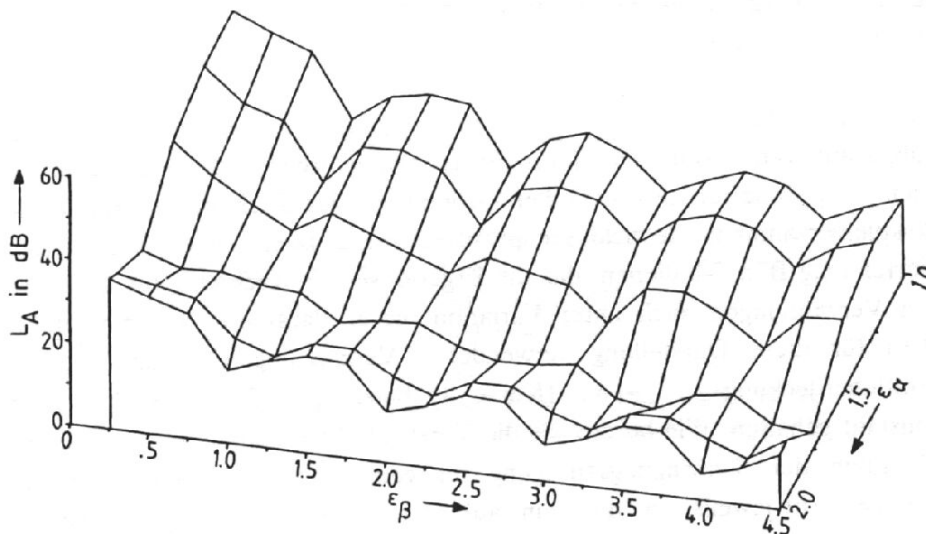


Bild 6-14 Geräuschanregung in Abhängigkeit von Profil- und Sprungüberdeckung nach [M2]

Die Summe der Profilverschiebungen ist möglichst günstig auszuwählen. DIN 3992 gibt Empfehlungen für eine gut ausgeglichene Verzahnung ($x_1 + x_2 = 0,0 \dots 0,6$) und für eine Verzahnung mit hoher Zahnfuß- und Flankentragfähigkeit ($x_1 + x_2 = 0,6 \dots 1,2$) vor. Aus Optimierungsrechnungen leitet [R3] Gleichungen für eine optimale Profilverschiebungssumme $x_1 + x_2$ ab. Gleichung (6-17) gilt für eine Übersetzung ins Langsame, Gleichung (6-18) für Übersetzungen ins Schnelle. Für Schrägverzahnungen sind beide Gleichungen nicht gültig. Hierfür wird nur sinngemäß eine „möglichst große Profilverschiebungssumme“ [R3] empfohlen.

$$(x_1 + x_2)_{opt} = (0,0718 \cdot u + 0,2448) \cdot z_1^{(-0,0123 \cdot u + 0,538)} \quad \text{Formel (6-17)}$$

$$(x_1 + x_2)_{opt} = 0,3117 \cdot u^{0,3952} \cdot z_1^{(0,0046 \cdot u^2 - 0,037 \cdot u + 0,5575)} \quad \text{Formel (6-18)}$$

Die Aufteilung der Profilverschiebungssumme auf die einzelnen Zahnräder kann mit verschiedenen Methoden bestimmt werden. DIN 3992 empfiehlt eine Aufteilung, die den Vorzug einer bezüglich Tragfähigkeit und Gleitgeschwindigkeit ausgeglichenen

Verzahnung bietet. Weitere Kriterien sind an Ritzel und Rad jeweils ausgeglichene Zahnfußspannungen, Gleitgeschwindigkeiten und gleiche Wälzpressungen. Auch besteht die Möglichkeit, die Profilverschiebung gleichmäßig auf beide Zahnräder aufzuteilen. Die günstigste Lösung wird am zweckmäßigsten durch eine detaillierte Nachrechnung der Geometrie und der Tragfähigkeit ermittelt. Da die Unterschiede zwischen den Verfahren sehr gering sind, ist das Ermitteln der Profilverschiebung der einzelnen Zahnräder nicht im Auslegungsprozess anzusiedeln. Nach Setzen einer beliebigen (Standard-)Vorbelegung kann dieser Parameter durch Nachrechnung und Optimierung genau bestimmt werden.

Aus den gegebenen Größen lässt sich zuletzt die Zähnezahzahl z_1 und daraus über die gegebene Stufenübersetzung die Zähnezahzahl z_2 berechnen. Die Zähnezahlen werden logischerweise auf ganze Zahlen gerundet. Eine leichte Abweichung der Übersetzung ($<2\%$) ist bei der tatsächlichen Stufenübersetzung zu akzeptieren.

Der Achsabstand a ergibt sich ebenfalls aus den ausgelegten Werten. Wird ein Wert für den Achsabstand a vorgegeben, wird aus diesem Wert und der Übersetzung ein erster Überschlagswert für den Teilkreisdurchmesser des Ritzel d_1 gebildet, bei dem in diesem Fall die Profilverschiebungen noch keine Berücksichtigung finden. Für diesen Achsabstand ergibt sich somit auch ein neuer Wert für die Zahnbreite b , der nicht über das Verhältnis b/d_1 sondern aus der Gleichung (6-15) für die Grübchentragfähigkeit bestimmt werden muss. Mit diesen Werten wird der Normalmodul m_n und danach auch die Zähnezahlen z_1 und z_2 nach Gleichung (6-16) neu bestimmt. Um letztendlich mit dem exakten Wert für den Achsabstand überein zu stimmen muss nach Rundung der Zähnezahlen der Modul oder die Profilverschiebungssumme angepasst werden.

Das weitere Vorgehen zum Anpassen aller Werte an vorgegebene Zahlenreihen, Normen oder vorhandene Werkzeuge wird im Kapitel 6.1.2.7 „Anpassen der Werte“ beschrieben.

6.1.2.5 Iteration der Kennwerte

Die Vorbelegung der Kennwerte führt dazu, dass eine Abweichung der Auslegung von der anschließenden Nachrechnung fast unvermeidlich ist. Viele der Tragfähigkeitskennwerte enthalten in ihren Gleichungen Geometriegrößen (z.B. Modul, Zähnezahzahl, Breite, Durchmesser, Überdeckungen). Diese Werte liegen vor der ersten Auslegung zwangsläufig noch nicht vor, so dass nur sehr allgemein gehaltene Vorbelegungswerte herangezogen werden können. Es bleibt der Erfahrung eines Anwenders überlassen passende Werte selbst zu ermitteln. Extreme Beispiele von Abweichungen zwischen den Vorbelegungswerten und den tatsächlichen Werten der

Kennwerte und den Einfluss auf die damit ausgelegten Getriebegrunddaten zeigt Tabelle 6-7.

Kennwert	Vorbelegung	Beispielverzahnung	Wert DIN 3990	Abweichung Kennwert	Abweichung Auslegungsgröße
Größenfaktor Z_X	1,0	Großverzahnung ($m_n = 30$ mm), Nitrierstahl	0,75	-25%	d_f : +21%
Größenfaktor Y_X	1,0	Großverzahnung ($m_n = 25$ mm), GGG	0,7	-30%	m_n : -30%
Stirnfaktoren K_{Ha}, K_{Fa}	1,2	Schrägverzahnung, einsatzgehärtet, Verzahnungsqualität 9 (ISO 1328)	1,4	+17%	d_f : +6% m_n : +17%
Schrägenfaktor Y_β	1,0	Schrägverzahnung ($\beta=30^\circ$)	0,75	-25%	m_n : -25%

Tabelle 6-7: Extreme Abweichungen der Kennwerte zwischen Vorbelegung und der DIN 3990-Rechnung

Die in Tabelle 6-7 aufgeführten Beispiele treten zwar nur bei besonderen Wertekombinationen auf, doch auch Abweichungen im geringeren Umfang sind unerwünscht.

Um eine Auslegung statt mit den Vorbelegungen mit für den jeweiligen Entwurf angepassten Kennwerten durchzuführen, ist eine zusätzliche Iteration vorzusehen. Ein erster Grobentwurf für die Verzahnungsgrunddaten wird mit Hilfe der Vorbelegungswerte erstellt. Dieser Entwurf weist die aus den ungenauen Vorbelegungswerten stammenden Abweichungen auf. Eine Nachrechnung nach DIN 3990 zeigt die Abweichungen der errechneten Kennwerte von den Vorbelegungswerten auf. Dementsprechend wird die Ungenauigkeit auch auf die Getriebegrunddaten in der Auslegungsrechnung übertragen.

Die aus dem Grobentwurf durch eine DIN 3990-Nachrechnung ermittelten Kennwerte sind deutlich genauer als die ursprünglichen Vorbelegungen und sind mit der Nachrechnung konform. Werden in einem zweiten Auslegungsschritt diese Kennwerte anstelle der Vorbelegungswerte in die Formeln (6-15) bis (6-16) eingesetzt, stimmen die Werte der vorgegebenen Mindestsicherheiten bereits bei nur einer Iterationschleife deutlich besser mit den Sicherheiten der DIN 3990-Nachrechnung überein (Bild 6-15). Je nach Verzahnung kann dieser Iteration auch ein weiterer Berechnungsgang folgen. Für eine Auslegung ist der einfache Durchlauf der Schleife in den meisten Fällen jedoch ausreichend.

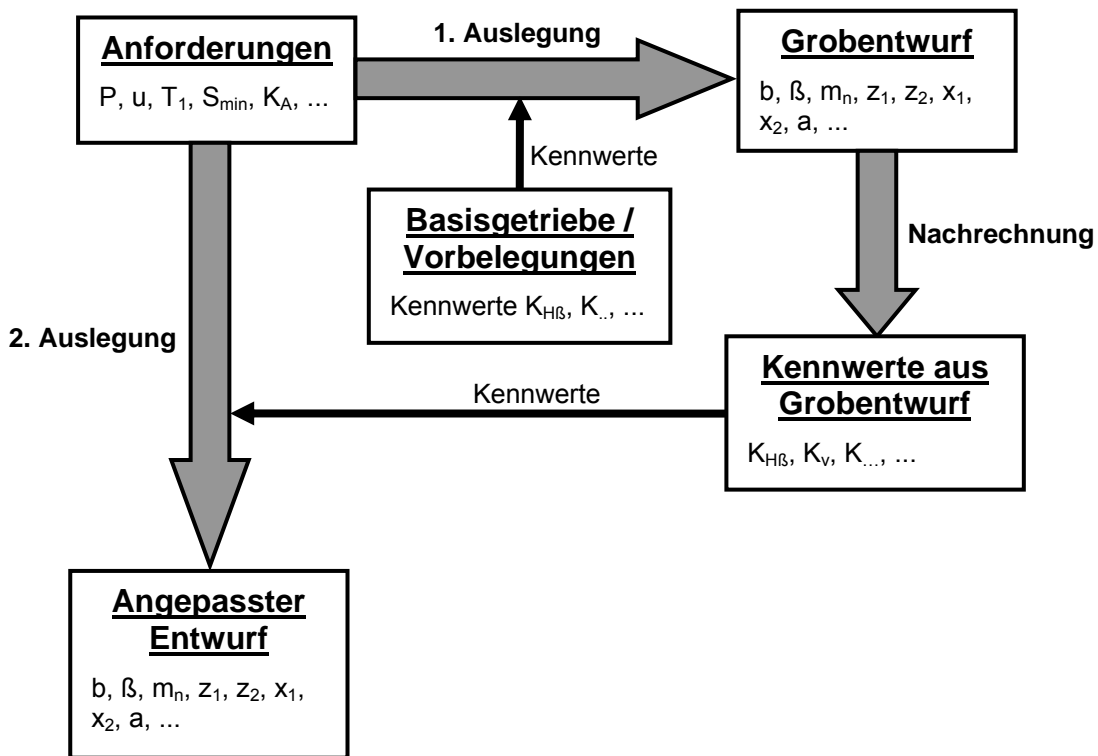


Bild 6-15: Ermittlung der Kennwerte durch zwischengeschaltete DIN 3990-Nachrechnung

6.1.2.6 Vergleich der Auslegungskriterien

Anhand einer Beispielauslegung soll die Leistungsfähigkeit des neu entwickelten Auslegungsverfahrens nach DIN 3990 mit anschließender Kennwerteiteration demonstriert werden. Ausgelegt werden soll eine Verzahnung für folgende Anforderungen:

- Leistung 400 kW
- Drehmoment am Eingang 3000 Nm
- Stufenübersetzung $3,3$
- Mindestsicherheit gegen Grübchen $1,2$
- Mindestsicherheit gegen Zahnbruch $1,3$

Als vorausgesetzt dürfen diese Größen betrachtet werden:

- Werkstoff: Einsatzstahl ($\sigma_{Hlim} = 1500 \text{ N/mm}^2$; $\sigma_{FE} = 920 \text{ N/mm}^2$)
- Schrägungswinkel 25°
- Normaleingriffswinkel 20°
- Maximales b/d_1 -Verhältnis $0,9$
- Profilverschiebungssumme $0,8$ (nach Empfehlung aus DIN 3992)

Betrachtet wird die Auslegungsmethode durch Verwendung der DIN 3990-Gleichungen ohne und mit anschließender Kennwerteiteration im Vergleich zum Auslegungsverfahren nach [L5]. Das Auslegungsverfahren nach [N1] benötigt als Vorgabe die Faktoren K^* und U eines geeigneten Basisgetriebes. Da diese Auslegung auf die Ähnlichkeit des Basisgetriebes angewiesen ist, wird es beim Vergleich nicht berücksichtigt.

Verfahren	Linke	DIN 3990	DIN 3990 mit Iteration der Kennwerte
Teilkreisdurchmesser des Ritzel d_1	<i>111,4 mm</i>	<i>118,3 mm</i>	100,5 mm
Zahnbreite b	<i>100,2 mm</i>	<i>106,5 mm</i>	90,4 mm
Normalmodul m_n	<i>4,20 mm</i>	<i>4,59 mm</i>	3,36 mm
Zähnezahlen z_1/z_2	<i>24 / 79</i>	<i>23 / 77</i>	27 / 89
Achsabstand a	<i>241,0 mm</i>	<i>256,8 mm</i>	217,6 mm
Grübchensicherheit S_H (Nachrechnung)	<i>1,46</i>	<i>1,59</i>	1,30
Zahnbruchsicherheit S_F (Nachrechnung)	<i>1,95</i>	<i>2,41</i>	1,38
Abweichung von den Mindestsicherheiten (S_H / S_F)	+22% / +50%	+32% / +85%	+8% / +6%

Tabelle 6-8: Vergleich der Auslegungsverfahren

Zum besseren Vergleich wurden die ausgelegten Werte nicht an genormte Zahlenreihen angepasst (Ausnahme: Zähnezahlen wurden auf ganze Zahlen gerundet). Die ausgelegte Verzahnung wurde jeweils anschließend nach DIN 3990 bezüglich Grübchensicherheit und Zahnbruchsicherheit nachgerechnet. Das Ziel des Auslegungskriteriums ist nicht möglichst große Sicherheiten zu erzielen (=Überdimensionierung), sondern eine Verzahnung mit Grunddaten zu erzeugen, bei denen eine Nachrechnung Werte für die Sicherheiten ergeben, die möglichst wenig von den vorgegebenen Mindestsicherheiten abweichen. Um die Qualität der Auslegung nicht durch Anpassung der Zahlenwerte an zufällige passende Normreihen zu verzerren, wurden die theoretisch ermittelten Werte miteinander verglichen.

Außer den notwendigen Eingaben wurden keine weiteren Werte vorgegeben, d.h. es wurden die Vorbelegungswerte bei der Auslegung herangezogen. Die Ergebnisse sind in Tabelle 6-8 dargestellt. In diesem Fall werden die Unterschiede zwischen den Methoden nach [L5] und nach DIN 3990 ohne anschließender Iteration fast nur durch die Vorbelegungswerte für den aktuellen Fall verursacht. Bei beiden Methoden sind die Abweichungen der Zahnbruchsicherheit von der Mindestsicherheit sehr groß. Diese Verzahnungen sind somit bezüglich der Zahnbruchsicherheit deutlich überdimensioniert. Die Auslegung nach DIN 3990 mit Iteration der Kennwerte zeigt nur noch geringfügige Abweichungen von den vorgegebenen Mindestsicherheiten und die insgesamt günstigsten Werte. Eine Abweichung von den geforderten Mindestsicherheiten von kleiner als 10% darf für eine Auslegung als gutes Ergebnis gelten.

Der Vorteil bei der Iteration der Kennwerte liegt in der Unabhängigkeit der Auslegung von der Güte bzw. Eignung der Vorbelegungswerte. Mit der Iteration kann daher auch für Verzahnungen mit extremen Werten (Großverzahnungen, hohe Belastungen) eine sinnvolle Auslegung durchgeführt werden.

6.1.2.7 Anpassen der Werte

Die oben vorgestellten Gleichungen zur Verzahnungsauslegung ermitteln theoretische Werte, die nur selten für reale Verzahnungen übernommen werden können. Zwar werden die Zähnezahlen auf ganze Werte gerundet, alle anderen Größen bleiben möglichst unverändert. Während des Auslegungsprozesses macht dies Sinn, da durch ein ständiges Anpassen der Werte an Zahlenreihen und Normen die Abweichung von den theoretisch idealen Werten immer weiter zunimmt. Nach der Erstellung des Entwurfs besteht der nächste Schritt in der Anpassung der Werte an reale Vorgaben aus Normen und firmeninternen Zahlenreihen. Gründe hierfür sind z.B. nur für bestimmte Moduln vorhandene Werkzeuge, Gehäuse mit genormten Achsabständen oder die Verwendung von bestehenden Zahnrädern mit ähnlichen Parametern.

Bei Veränderung eines der Werte müssen die anderen Werte entsprechend angepasst werden, um als Minimalanforderung eine funktionsfähige Verzahnung zu ergeben. Solange die Freiheiten es zulassen sollen die Werte noch über die Auslegungsgleichungen ermittelt werden, damit sie mit den vorgegebenen Tragfähigkeitsgrenzen übereinstimmen. Ab einer bestimmten Anzahl an festen Wertvorgaben können diese Gleichungen nicht mehr berücksichtigt werden. Die Übernahme von Normwerten bedeutet daher zumeist auch eine Überdimensionierung der Verzahnung, da das theoretisch ermittelte Optimum in den wenigsten Fällen erreicht werden kann.

Bild 6-16 zeigt die bei der Anpassung von Werten zu berücksichtigenden Bedingungen. Beim ersten veränderten Wert lässt sich noch eine vollständige Neuauslegung

durchführen, alle weiteren Eingaben führen zum Überschreiben der als optimal ausgelegten Größen. Dabei muss mit einer Über- bzw. Unterdimensionierung der Verzahnung bei zu starken Veränderungen gerechnet werden, d.h. es muss geprüft werden, ob ein Wert auf- oder abgerundet wird. Der letzte Wert darf nicht eingegeben werden, da sich dieser aus den Gleichungen für die Verzahnungsgeometrie bestimmt. Sollten die Anpassungen zu unzulässigen Werten (z.B. ganzzahliges Zähnezahlnverhältnis, zu geringe Überdeckung) führen, müssen die Werte erneut angepasst werden, was bis zu einer kompletten Neuauslegung führen kann.

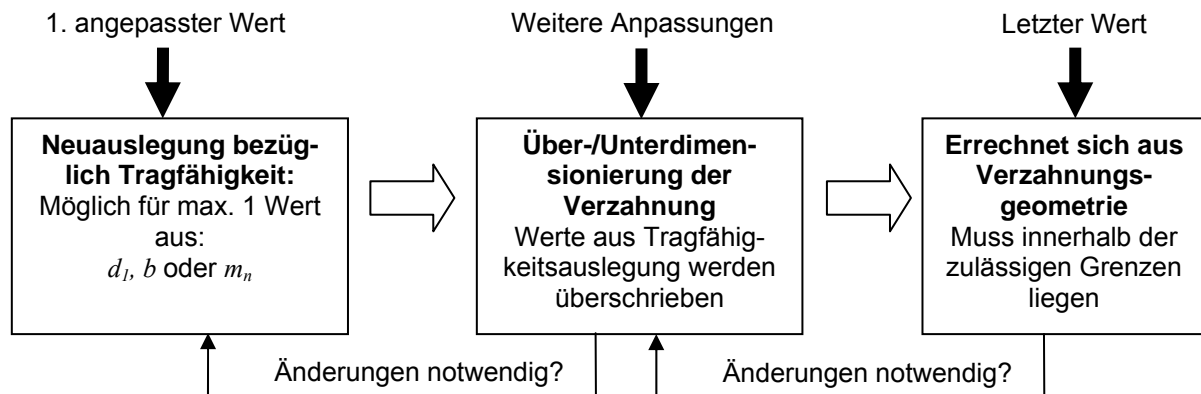


Bild 6-16: Vorgehensweise bei der Anpassung von Werten

6.2 Wellen

Bei den Wellen könnte analog zu den Verzahnungen vorgegangen werden, indem anhand der Gleichungen eines Tragfähigkeitsverfahrens die groben Abmessungen ermittelt werden. Nachrechenmethoden für Wellen existieren z.B. mit der DIN 743 [D7].

Kritisch bei Wellen sind Stellen mit geringem Widerstandsmoment und Stellen, an denen eine Spannungserhöhung aus Kerben und Absätzen vorherrscht. Da aber diese spannungserhöhenden Stellen meist aus der individuellen Konstruktion der Bauteile entstammen, ist eine generelle Auslegung gerade dieser Abmessungen zu Beginn nur wenig sinnvoll. Derartige Berechnungen werden am besten erst dann durchgeführt, wenn die Absätze und Kerben, sowie deren genauen geometrischen Abmessungen (Radien, Durchmesserhältnisse) feststehen. Somit sind diese Berechnungen eher in den Nachrechnungs- oder Optimierungsprozess anzusiedeln.

Für die Auslegung empfiehlt sich lediglich die überschlägige Dimensionierung der Durchmesser bzw. der Widerstandsmomente. Abhängig von der überwiegenden Belastung (Torsion oder Biegung) werden nach Niemann/Winter/Höhn [N3] aus den

Gleichungen zur Spannungsermittlung Beziehungen zur Berechnung des Minstdurchmessers hergeleitet.

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \leq \sigma_{bzul} \quad \text{mit:} \quad W_b = \frac{\pi}{32} d^3 \quad \Rightarrow \quad d = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_b}{\sigma_{bzul}}} \quad \text{Formel (6-19)}$$

bzw. für Torsion

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} \leq \tau_{tzul} \quad \text{mit} \quad W_t = \frac{\pi}{16} d^3 \quad \Rightarrow \quad d = 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau_{tzul}}} \quad \text{Formel (6-20)}$$

Parameter	Bezeichnung	Beschreibung/Vorbelegung
σ_b	Biegespannung	Durch das Biegemoment hervorgerufene Biegespannung
σ_{bzul}	Zulässige Biegespannung	Aufgrund der Werkstofffestigkeit maximal zulässige Biegespannung
M_b	Biegemoment	
W_b	Widerstandsmoment gegen Biegung	
d	Außendurchmesser der Welle	
τ_t	Schubspannung	Durch das Torsionsmoment hervorgerufene Schubspannung
τ_{tzul}	Zulässige Schubspannung	Aufgrund der Werkstofffestigkeit maximal zulässige Schubspannung
M_t	Torsionsmoment	
W_t	Widerstandsmoment gegen Torsion	

Tabelle 6-9: Parameter bei der Wellenauslegung

Die mit diesen Gleichungen ermittelten Werte sind für den ersten Entwurf ausreichend und müssen im weiteren Entwicklungsprozess entsprechend angepasst werden.

6.3 Wälzlager

Die Position eines Lagers auf der Welle wird üblicherweise durch die Gehäusegeometrie vorgegeben. Aus der Position sind die radialen und axialen Kräfte bestimmbar. Da der Wellendurchmesser in der Regel auch bereits vorliegen muss, beschränkt sich die Auslegung der Lager auf Auswahl eines Lagers mit passender Tragfähigkeit aus den Lagerkatalogen.

Wälzlager besitzen als Tragfähigkeitskenngrößen die statische und die dynamische Tragzahl. Die statische Tragzahl C_0 eines Wälzlagers ist in der DIN ISO 76 [I10] fest-

geschrieben. Die statische Sicherheit S_0 berechnet sich aus der statischen Tragzahl C_0 und der statisch äquivalenten Belastung P_0 .

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad \text{Formel (6-21)}$$

mit $P_0 = X_0 \cdot F_{0r} + Y_0 \cdot F_{0a}$ X_0, Y_0 nach DIN ISO 76

Für den Fall der Lagerauslegung kann aus den gegebenen Kräften die statisch äquivalente Belastung P_0 berechnet werden. Da zu diesem Zeitpunkt die Lagerbauart nicht bekannt ist und deshalb die Faktoren X_0, Y_0 für das auszulegende Lager nicht bestimmbar sind, kann überschlägig der einfache Fall $X_0 = 1, Y_0 = 0$ für überwiegend radiale Belastung bzw. $X_0 = 0, Y_0 = 1$ für überwiegend axiale Belastung angenommen werden. Aus P_0 und der notwendigen Sicherheit kann ein Richtwert für die statische Tragzahl C_0 des auszulegenden Lagers ermittelt werden (Bild 6-17).

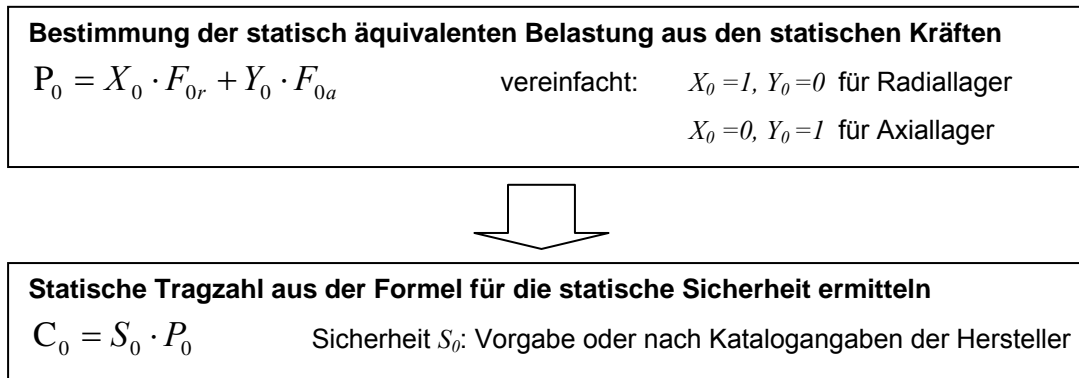


Bild 6-17: Ermittlung der statischen Tragzahl für Wälzlager

Analog zur statischen Tragzahl C_0 existiert für dynamische Belastungen die dynamische Tragzahl C nach DIN ISO 281 [18]. Aus der dynamischen Tragzahl und der am Lager auftretenden dynamisch äquivalenten Belastung P kann die Lebensdauer L eines Lagers bestimmt werden.

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad \text{Formel (6-22)}$$

mit $P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$ X, Y nach DIN ISO 281

Kugellager: $p=3$; Rollenlager: $p=10/3$

Umgedreht kann diese Formel zur Auslegung eines Lagers herangezogen werden, wenn die Belastungen und die erwartete Lebensdauer gegeben ist (Bild 6-18). Gleich der statischen Belastung werden auch hier die Faktoren X, Y mangels eindeutiger

Werte in der überschlägigen Form $X=1, Y=0$ für überwiegend radiale Belastung bzw. $X=0, Y=1$ für überwiegend axiale Belastung vorgelegt.

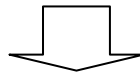
Eine derartige Vereinfachung der Faktoren ist für einen Festigkeitsnachweis unzulässig, für eine grob überschlägige Auslegung für die Auswahl der geeigneten Lager ist sie hingegen akzeptabel.

Bestimmung der dynamisch äquivalenten Belastung aus den Kräften

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

vereinfacht: $X=1, Y=0$ für Radiallager

$X=0, Y=1$ für Axiallager



Dynamische Tragzahl aus der Formel für die Lebensdauer ermitteln

$$C = \sqrt[p]{L} \cdot P$$

Lebensdauer L : Geforderte Lebensdauer in Mio Umdrehungen

Bild 6-18: Ermittlung der dynamischen Tragzahl für Wälzlager

Die beiden Tragzahlen C_0 und C geben bei der Getriebeauslegung eine Hilfestellung welche Lager unter den gegebenen Bedingungen eingesetzt werden können. Aus der unüberschaubaren Anzahl von Lagern in den Katalogen der einschlägigen Hersteller kann dadurch eine Auswahl getroffen werden. Weiter sind die geometrischen Randbedingungen – Wellendurchmesser, Bohrungsdurchmesser, Lagerbreite – zu beachten. Die Entscheidung über die Lagerart kann aber durch diese Kennzahlen nicht übernommen werden. Ebenfalls aufgrund der vorgenommenen Vereinfachungen nicht ersetzbar bleibt eine anschließende detaillierte Nachrechnung der ausgewählten Lager.

Bild 6-19 gibt den Prozess bei der Lagerauslegung vor. Zuerst sind die überschlägigen Kennwerte zu bestimmen, anschließend werden passende Kataloglager ausgewählt, die durch eine Nachrechnung in ihrer Auswahl bestätigt werden müssen.

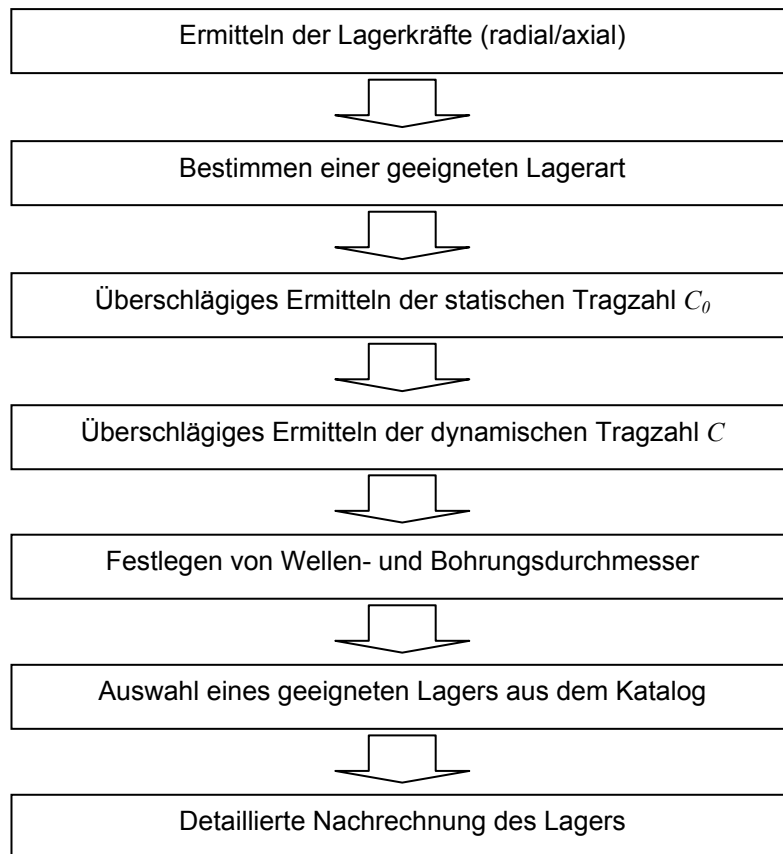


Bild 6-17: Prozess der Lagerauslegung im Getriebeentwicklungsprozess

6.4 Sonstige Getriebeelemente

Neben den Grundelementen - Verzahnungen, Wellen und Lager – existieren innerhalb eines Getriebes zahlreiche weitere Elemente. Diese sind z.B.:

- Dichtungen
- Gehäuse
- Welle-Nabe-Verbindungen
- Ölhaushalt
- Kupplungen
- Bremsen
- Gelenke
- ...

Allgemein gültige Auslegungsmethoden lassen sich für die verschiedenen Elemente mehr oder weniger schwer definieren. Teilweise sind die Freiheitsgrade für die Aus-

legung durch die vorgegebenen Randbedingungen ohnehin soweit eingeschränkt, dass sich eine Auslegung erübrigt. Beispielsweise sind Dichtungen aufgrund der abzudichtenden Medien und der Abmessungen und Bewegungen der Bauteile in ihrer Variationsvielfalt ziemlich begrenzt. Andere Bauelemente wie Gehäuse benötigen für eine günstige Gestaltung aufwendige Finite-Elemente-Methoden (FEM) anstelle von einfachen Auslegungsalgorithmen.

6.5 Optimierungsprozess

Auch die beste Auslegung kann die Nachrechnung nicht ersetzen, denn nur anhand allgemein akzeptierter Nachrechenmethoden ist ein Getriebeentwurf verifizierbar. Komplexere, teilweise nur durch aufwendige Iterationsverfahren lösbare Nachrechnungsverfahren können nicht durch einfaches Umstellen von Gleichungen in Auslegungsalgorithmen umgewandelt werden. Die gängige Vorgehensweise zum Auslegen komplexerer Größen besteht fast ausschließlich im wiederholten Verwenden der Nachrechnungsmethoden.

6.5.1 Allgemeines

In der Vergangenheit wurde dieser Weg stets manuell beschritten. Dabei „füttert“ am besten ein erfahrener Anwender, der die Ergebnisse korrekt deuten kann, die Eingaben für die Nachrechnung und versucht bei jedem weiteren Durchlauf das Ergebnis den gegebenen Anforderungen anzunähern (Bild 6-18). Dies ist ein zeitraubender Prozess der zugleich genaue Kenntnisse des Berechnungsverfahrens erfordert.

Manuell:

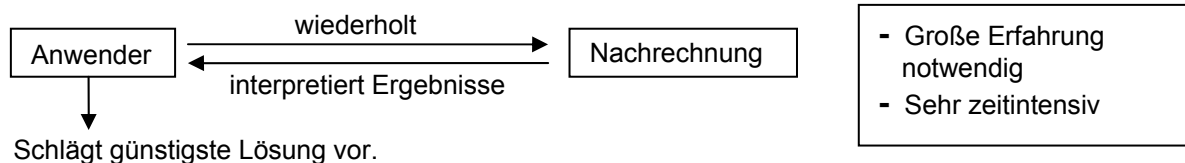


Bild 6-18: Manuelle Optimierung durch erfahrenen Anwender

Durch die Entwicklung in der EDV gelang es in der Vergangenheit die gebräuchlichen Rechenverfahren (Normen nach DIN, ISO, usw.) in EDV-Programmen abzubilden. Damit kann ein Nachrechnungsprogramm durch ein weiteres EDV-Programm beliebig oft aufgerufen werden. Eine derartige Variantenrechnung kann zur Optimierung des Entwurfs herangezogen werden. Werden dabei alle theoretisch möglichen Eingabekombinationen durchgerechnet, lässt sich aus der Summe der Ergebnisse

die günstigste Lösung ermitteln (Bild 6-19). Dieser Weg der Optimierung erfordert keine speziellen Kenntnisse und ist EDV-technisch leicht zu realisieren.

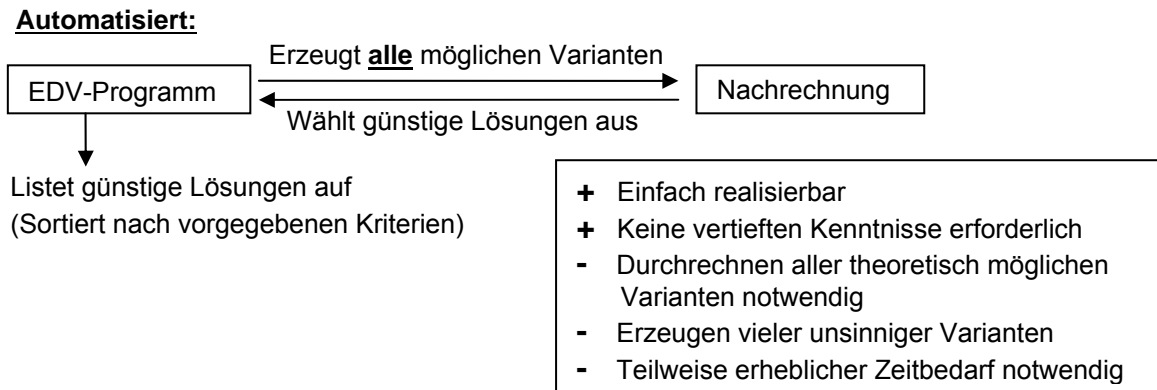
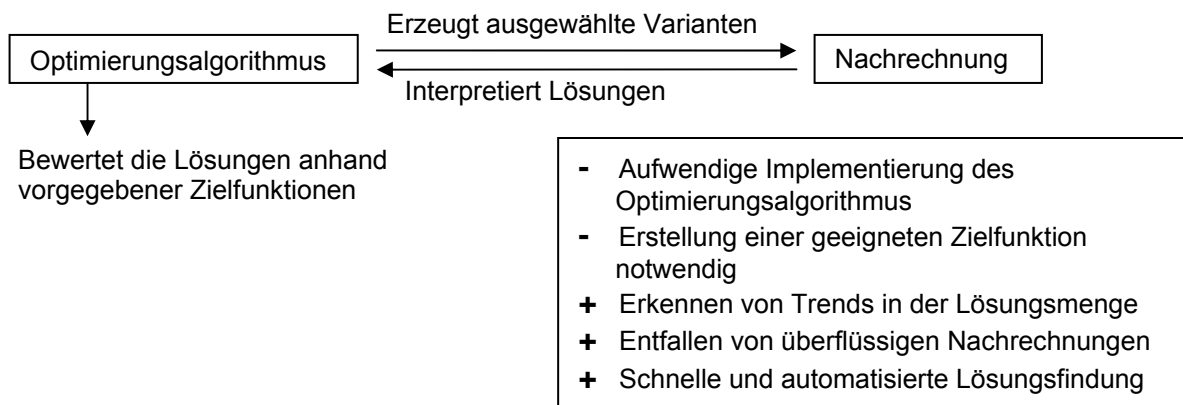


Bild 6-19: Automatische Variantenrechnung durch ein EDV-Programm

Alle gültigen Lösungen können vom EDV-Programm nach einem bestimmten Kriterium (z.B. Sicherheitsfaktor) sortiert in einer Datei ausgegeben werden. Die Brauchbarkeit dieses Verfahrens hängt vom Anwendungsfall ab: Ist die Anzahl der möglichen Varianten überschaubar, so hält sich die Rechenzeit in Grenzen und die günstigste Lösung kann aus der Menge aller vom Programm in die Datei geschriebenen Lösungen leicht ausgewählt werden. Bei komplexeren Nachrechnungen (z.B. Verzahnungen) mit einer Vielzahl an veränderbaren Variablen, die in relativ kleinen Schritten innerhalb eines großen Bereichs variiert werden können, ergibt sich eine große Menge an Varianten. Die Rechenzeit steigt unter Umständen rasch vom Minutenbereich in den Bereich von Stunden und Tagen. Da ein einfaches Variationsprogramm unsinnige bzw. überflüssige Varianten nicht im Voraus erkennen kann, wird viel Zeit beim Nachrechnen von unbrauchbaren Lösungen beansprucht. Ein Variationsbereich wird bis zum Ende durchgerechnet, auch wenn der Trend der Ergebnisse diese Berechnungen als überflüssig erscheinen lässt. Da ein Entwurf häufig bezüglich mehrerer Kriterien optimiert wird (z.B. Verzahnungen bezüglich Grübchensicherheit, Zahnbruchsicherheit und Fresssicherheit) muss aus der Vielzahl aller gültigen Lösungen (Es muss gelten: Sicherheit \geq Mindestsicherheit) die Lösung mit der Summe der jeweils günstigsten Einzelkriterien gefunden werden. Für die Beurteilung der Gewichtung der einzelnen Kriterien sind vertiefte Kenntnisse der Materie notwendig.

Die geschilderten Probleme bei der reinen Variationsrechnung kann durch Einführen von modernen Optimierungsverfahren umgangen werden (Bild 6-20). Ziel ist es bereits beim Berechnen der Varianten Trends zu erkennen und nur noch Varianten in „günstigen“ Bereichen durchzuführen. Damit lässt sich die Anzahl der zu berechnenden Varianten deutlich reduzieren, was einen Optimierungsprozess innerhalb weniger Minuten ermöglicht.

Optimierungsverfahren:**Bild 6-20:** Automatische Variantenrechnung durch EDV-Programm

Allen Optimierungsverfahren gemeinsam ist das Auswerten der Ergebnisse jeder Berechnung und Berücksichtigung für die Bildung der Werte für die nächste Variante. Die Auswertung geschieht mit Hilfe einer Zielfunktion, welche die verschiedene Gewichtung unterschiedlicher Auswertekriterien berücksichtigt.

6.5.2 Optimierungsverfahren für die Getriebeentwicklung

Im Laufe der Zeit wurden für die rechnergestützte Optimierung viele verschiedene Methoden entwickelt. Diese Methoden sind zum Teil sehr anwendungsbezogen, was sich in der Vorgehensweise und den Grenzen ausdrückt. Schneider [S1] gliedert die Optimierungsaufgaben in drei Bereiche:

- Reihenfolgeoptimierung
- Auswahloptimierung
- Parameteroptimierung

Im Falle der Getriebeoptimierung gilt es die Eingabeparameter so zu kombinieren, dass das Ergebnis als optimal bezeichnet werden kann. Im weiteren Verlauf wird daher nur die Parameteroptimierung beschrieben. Nach [S1] müssen noch folgende Unterscheidungskriterien definiert werden:

- Statische oder dynamische Parameter?
- Analytische oder numerische Lösbarkeit?
- Deterministischer oder stochastischer Verlauf?

Beim Optimierungsprozess eines Getriebes können die Eingabeparameter als zeitlich konstant, d.h. **statisch** betrachtet werden. Da die Zielfunktion nur in den wenigsten Fällen linear und stetig differenzierbar ist, muss das Optimum in iterativer Suche, d.h. **numerisch** bestimmt werden. Bei deterministischen Verfahren werden die Opti-

ma auf algebraischem Weg mittels mathematischer Methoden eindeutig und präzise ermittelt.

Bei der Getriebeoptimierung werden stattdessen die Routinen bewährter Getriebeberechnungsprogramme herangezogen, über deren Verlauf für die Optimierung keine Aussage möglich ist. Aus diesem Grund muss die Optimierung auf **stochastische** Weise erfolgen. Diese auch als kombinatorische bzw. nicht-deterministische Optimierungsverfahren bezeichneten Methoden fanden erst in den letzten Jahrzehnten im Zusammenhang mit der Rechnerunterstützung größere Beachtung. Dabei sind allen die zufällige Erzeugung von Konfigurationen der Variationsparameter und die Entwicklung einer Lösung nach bestimmten Strategien gemeinsam.

Zu den numerisch-stochastischen Verfahren, die prinzipiell für eine Anwendung in der Getriebeoptimierung eingesetzt werden können, zählen folgende Verfahren:

- **Simulated Annealing**: Dieses Verfahren lehnt sich an den Abkühlprozess von kristallisierten Flüssigkeiten an. Die Parameter werden durch die Atome in der Gitterstruktur dargestellt, die bei der Abkühlung unterschiedliche energetische Zustände annehmen. Ziel ist das Finden des globalen Optimums, d.h. den Ort mit der niedrigsten Energie.
- Der **Sintflut-Algorithmus** kann als eine Vereinfachung des Simulated Annealings betrachtet werden. Als Optima werden die bei der Sintflut aus dem Wasser herausragenden Berge betrachtet. Der höchste (erreichbare) Berg wird als das globale Optimum definiert.
- **Genetische Algorithmen** und **Evolutionstrategien** [N4, S2] sind beide dem Gebiet der Evolutionären Algorithmen zuzuordnen. Beide Verfahren arbeiten nach dem Prinzip der natürlichen Auslese (Selektion) entsprechend der Fitness eines Individuums. Ein Individuum entspricht dabei einer Parameterkombination in der Getriebeberechnung. Durch Veränderung des Erbguts (Mutation) und Austausch der Erbinformation (Rekombination) werden neue Individuen erzeugt, die sich wiederum anhand ihrer Fitness bewerten lassen müssen. Je näher das Individuum, d.h. die Parameterkombination, am Optimum liegt, desto länger überlebt es den Optimierungsprozess.

6.5.3 Beispielhafte Umsetzung von Evolutionstrategien

Die Evolutionstrategien wurden an der TU Berlin durch Rechenberg und Schwefel [R1] entwickelt. Die natürliche Fortpflanzung wird dabei als Optimierungsverfahren umgesetzt. Bild 6-21 zeigt das Vorgehen bei der Anwendung.

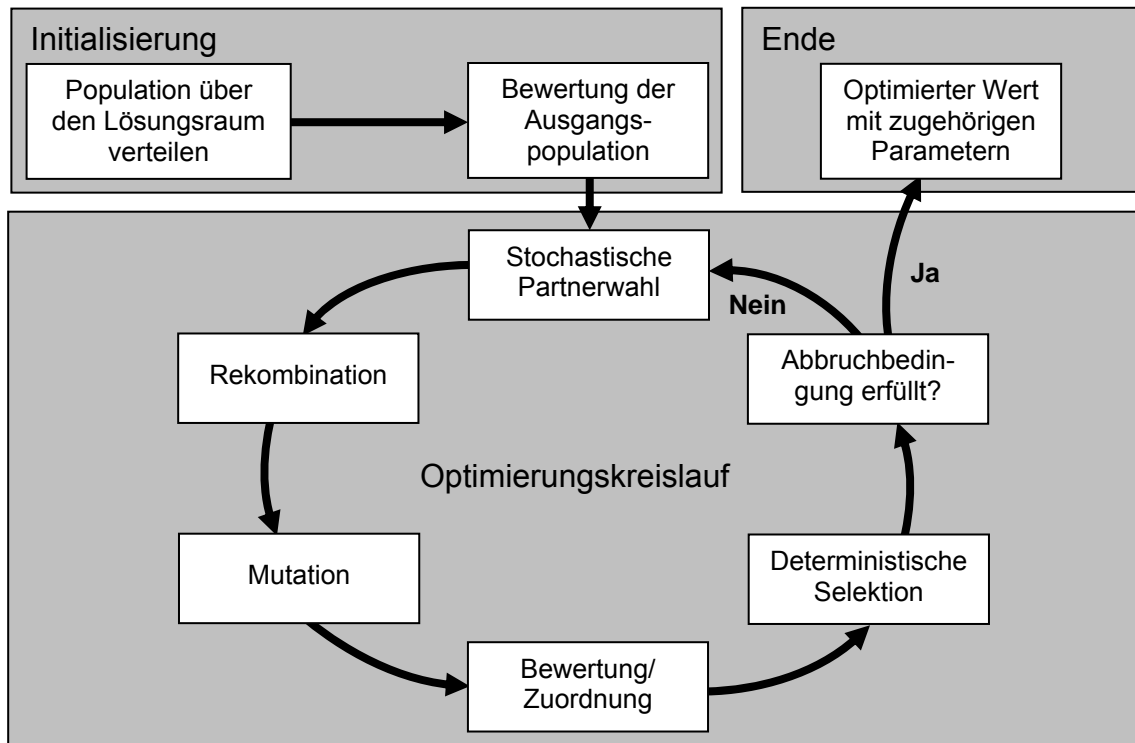


Bild 6-21: Optimierung nach den Evolutionsstrategien [R2]

Als Beispiel für die Optimierung soll eine Stirnradstufe dienen, bei der die Parameter Zahnbreite b , Normalmodul m_n , Zähnezah z_1 und Schrägungswinkel β innerhalb vorgegebener Grenzen variiert werden sollen. Die Zähnezah z_2 wird durch die feststehende Übersetzung angepasst. Alle Parameter können unabhängig voneinander verändert werden, gesucht werden soll eine Variante, bei der die Sicherheiten gegen Grübchen S_H und Zahnfußbruch S_F den günstigsten Wert ergeben. Günstig bedeutet, die berechneten Sicherheiten sollen beide nur geringfügig über den vorgegebenen Mindestsicherheiten liegen. Dazu wird eine Zielfunktion aufgestellt, bei der die Summe der Differenzen von Mindestsicherheit und berechneter Sicherheit ein Minimum ergeben. Lösungen, bei denen die berechnete Sicherheit kleiner als die Mindestsicherheit ist, werden automatisch ausgeschlossen.

$$(S_H - S_{H \min}) + (S_F - S_{F \min}) \Rightarrow \text{Minimum} \quad \text{Formel (6-27)}$$

Diese Formel setzt die Sicherheiten bezüglich Grübchen und Zahnfußbruch als gleichwertig bei der Lösungsfindung. Die Einführung von Gewichtungsfaktoren G_H und G_F versieht die Sicherheiten mit einer entsprechend vorgegebenen Gewichtung.

$$\frac{G_H}{G_H + G_F} (S_H - S_{H \min}) + \frac{G_F}{G_H + G_F} (S_F - S_{F \min}) \Rightarrow \text{Minimum}$$

Formel (6-28)

Werden neben den beiden Sicherheiten weitere Ergebnisse betrachtet, so ist die Zielfunktion entsprechend zu erweitern.

Die Optimierung beginnt mit der Erzeugung einer Population mit einer Anzahl von Individuen. Ein Individuum entspricht einer möglichen Kombination der Parameter (Bild 6-22). Aus den innerhalb der Variationsmöglichkeiten (Ober- und Untergrenzen, Schrittweite) erlaubten Parameterkombinationen wird eine vorgegebene Anzahl an Individuen gebildet.

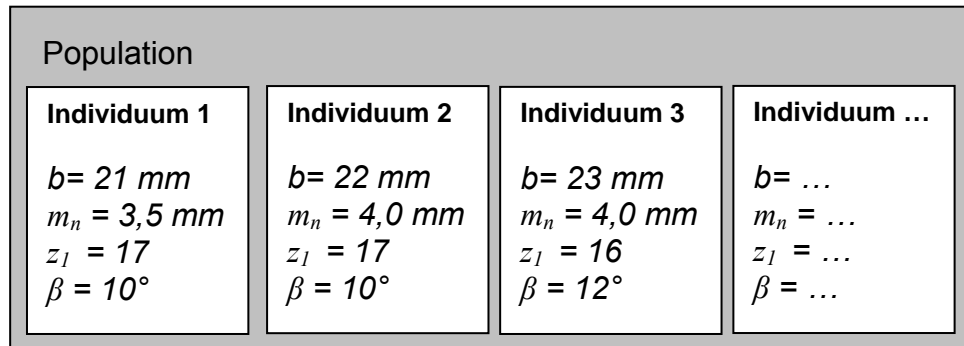


Bild 6-22: Population aus Individuen mit Parametervarianten

Diese Individuen werden hinsichtlich ihrer Fitness bewertet (Bild 6-23), d.h. aus den Parametern des Individuums und den unveränderlichen Größen wird eine Eingabedatei für das Nachrechnungsprogramm erzeugt und die Berechnung anschließend gestartet. Aus den berechneten Sicherheiten gegen Grübchen und Zahnbruch wird die Zielfunktion berechnet. Das Individuum mit der höchsten Fitness ergibt den kleinsten Zahlenwert (Minimum). Individuen mit ungültigen Werten (Sicherheit kleiner Mindestsicherheit) werden sofort aus der Population entfernt und bestreiten den weiteren Prozess nicht mehr.

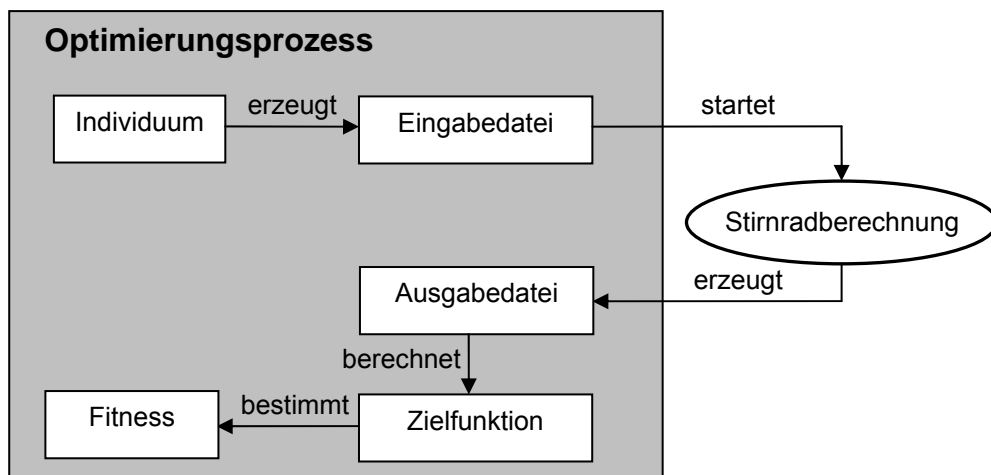


Bild 6-23: Bestimmung der Fitness eines Individuums

Bei der stochastischen Partnerwahl werden willkürlich zwei beliebige Individuen als Elternteile bestimmt. Diese bilden die Basis zur Fortpflanzung und Erzeugung eines neuen Individuums durch Rekombination (Bild 6-24). Dabei übernimmt das Nachkommen Parameter beider Eltern.

	b	m_n	z_l	β
Elternteil 1	21	3,5	17	10
Elternteil 2	19	4,5	16	14
Nachkommen	21	4,5	17	14

Bild 6-24: Rekombination von Eltern-Individuen zu einem Nachkommen

Um neue Werte in die Population einzubringen wird die Mutation durchgeführt. Je nach Einstellung werden einer oder mehrere der Parameter willkürlich durch einen neuen Wert ersetzt.

Die Nachkommen werden wieder hinsichtlich ihrer Fitness bewertet und der Population hinzugefügt. Um die Anzahl der Lösungen einzugrenzen wird die deterministische Selektion durchgeführt und die Individuen mit schlechter Fitness aussortiert. Diese aussortierten Individuen können sich nicht mehr weiter fortpflanzen, die Individuen mit guter Fitness hingegen bilden wieder neue Nachkommen. Je nach Einstellungen kann die Selektion strenger (=schnelle Optimierung) oder milder (= gründlichere Optimierung) erfolgen.

Das Abbruchkriterium ist ein hinreichend kleines Minimum der Zielfunktion. Je nach Bedarf kann entweder nur das Individuum mit der höchsten Fitness oder eine Liste mit den besten Individuen ausgegeben werden. Dies bedeutet, dass der Anwender die Parametervariante erhält, welche in diesem Fall die Sicherheiten ergeben, die am geringsten von den Mindestsicherheiten abweichen.

Die Genauigkeit bzw. Geschwindigkeit der Optimierung wird von den eingestellten Größen (Anzahl der Individuen, Intensität der Mutation, Strenge der Selektion und Abbruchbedingung) beeinflusst und kann dadurch an die Bedürfnisse der Anwendung angepasst werden.

6.5.4 Bewertung

Prinzipiell sind alle numerisch-stochastischen Verfahren für die Optimierung von Getriebeparametern geeignet. Die Möglichkeit des Einsatzes von Evolutionsstrategien wurde detailliert am Beispiel der Tragfähigkeit von Stirnradverzahnungen dargestellt. Neben den Sicherheitsfaktoren können auch andere Werte wie z.B. Wirkungsgrad, Geräuschanregung oder Lebensdauern als Größen in die Zielfunktion eingehen. Zudem besteht die Option auch mehrere Nachrechnungsprogramme gleichzeitig in den Optimierungsprozess einzubinden.

Für alle Nachrechnungsmethoden von Getriebeelementen können mit den Optimierungsverfahren leistungsfähige Funktionen zum Finden der günstigsten Lösung hinzugefügt werden.

7 Datenhaltung

7.1 Voraussetzungen

Alle Auslegungen, Nachrechnungen und Optimierungen erzielen nur dann ihre volle Wirkung, wenn die entsprechenden Berechnungstools auch miteinander verknüpft sind, und somit eine volle Datendurchgängigkeit durch alle Prozesse hindurch und für alle Bauteile eines Getriebes besteht. Voraussetzung ist somit ein Datenaustausch zwischen den EDV-Programmen mit zentraler Speichermöglichkeit in einem anwendungsneutralen Produktmodell. Für die Anbindung der zahlreichen bestehenden und auch seit Jahren bewährten Getriebeberechnungsprogramme stellt dies hohe Anforderungen an die Schnittstellen und zu verwendenden Konverter.

Bei CAD-Systemen wird ein Datenaustausch durch zahlreiche allgemein bewährte Schnittstellen realisiert (Bild 7-1). Die Voraussetzungen bei den CAD-Programmen liegen wesentlich günstiger als bei den Getriebeberechnungsprogrammen. CAD-Systeme wurden schon seit geraumer Zeit mit der Problematik des Datenaustausches konfrontiert und sind daher meist mit einer Vielzahl an Schnittstellen ausgerüstet, die im Laufe der Zeit stetig weiterentwickelt wurden. Die CAD-Systeme können in der Regel das komplette Geometriemodell aus einem anderen CAD-Programm importieren. Die Vereinigung von verschiedenen Modellen kann innerhalb jedes CAD-Programms erfolgen. Die Schnittstellen haben daher nur die Funktion des reinen Datenaustausches.

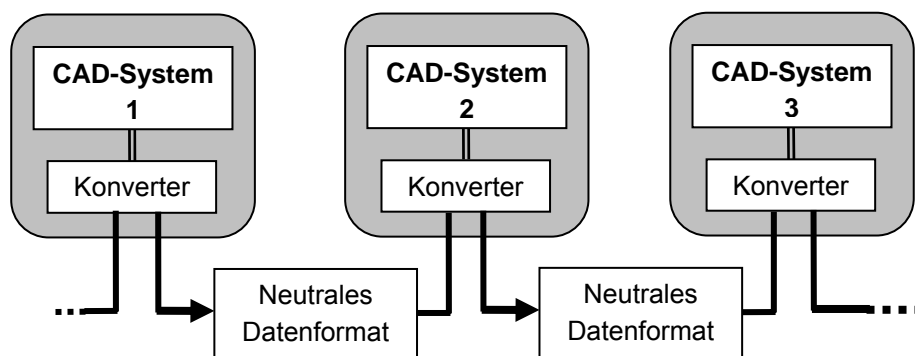


Bild 7-1: Datenaustausch zwischen CAD-Systemen über neutrale Schnittstellen

Bei den verschiedenen Getriebeberechnungsprogrammen sind die Funktionen wesentlich vielfältiger. Die Bandbreite reicht von den kommerziellen Programmen (z.B. KissSoft, FVA) bis hin zu selbst geschriebenen Tools, teilweise nur als Excel-Tabellen vorliegend. Diese verschiedenen Softwareprogramme bilden fast alle eigenständige Insellösungen, die keinerlei Datenaustausch untereinander zulassen (Bild 7-2). Ein einheitliches Datenformat für Getriebedaten, das zumindest auf nationaler Ebene allgemein akzeptiert wird, konnte in der Vergangenheit nicht definiert

werden. Für einen durchgängigen Getriebeentwicklungsprozess ist es aber notwendig all diese Programme und Tools zu einem Prozess zu vereinen. Wegen der großen Vielfalt sind Methoden zu entwickeln, die dieses Vereinen mit möglichst geringem Aufwand und universell einsetzbaren Konvertern verwirklichen.

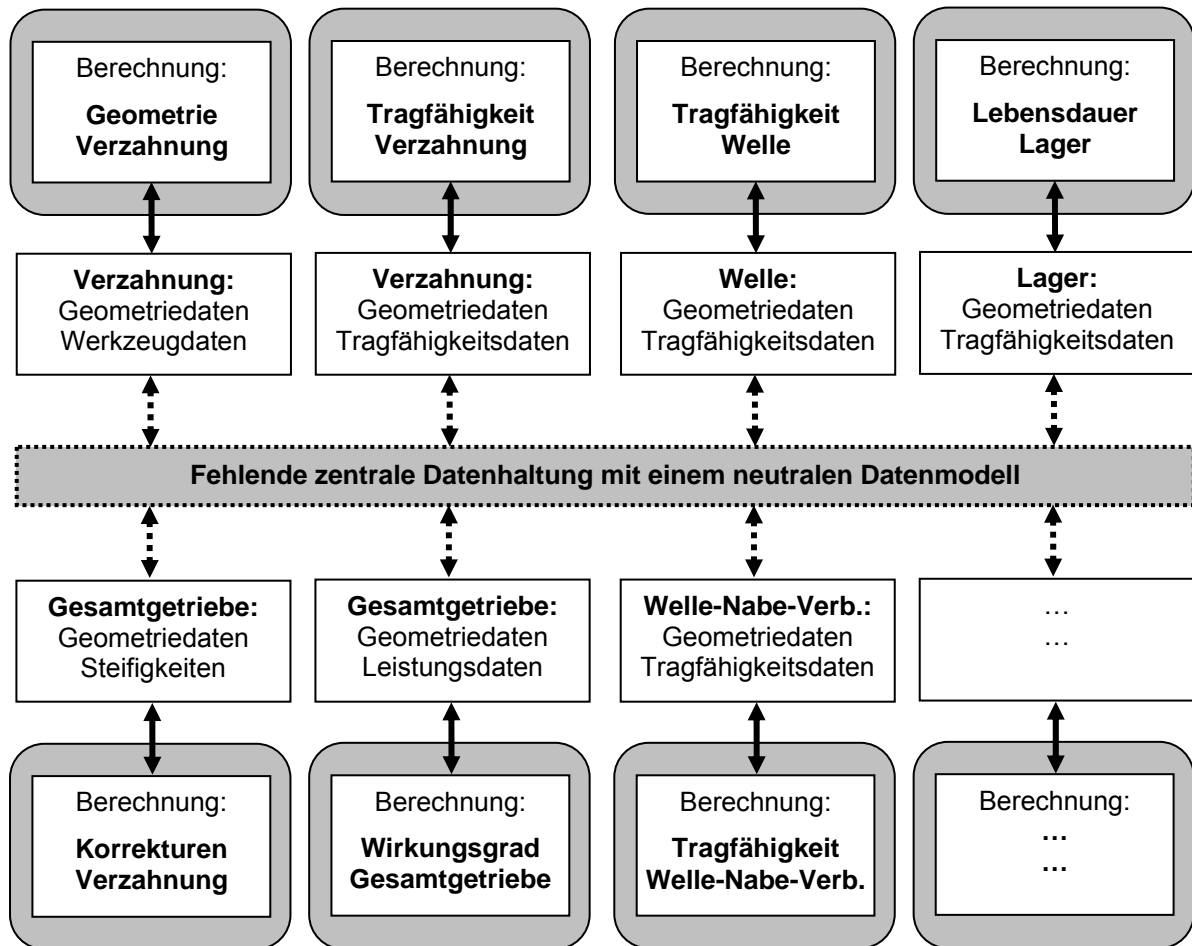


Bild 7-2: Fehlende systemtechnische Verknüpfung bei der Getriebeberechnung

In den bestehenden Programmen ist sehr viel Know-How hinterlegt. Dieses teilweise in jahrelanger Arbeit angesammelte Wissen wurde in der Vergangenheit in EDV-Programmen implementiert, die sich bis zum heutigen Tag bewährt haben, und die nach wie vor unverzichtbar sind. Auch bei Existenz wesentlich jüngerer und leistungsfähiger Programme werden diese bewährten Programme gerne zur Verifikation und als letzte Kontrolle eingesetzt. Ein Ersatz der vielen Insellösungen durch ein einziges modernes „Getriebeentwicklungsprogramm“ muss daher als Lösung ausgeschlossen werden. In absehbarer Zeit können die in langen Jahren bewährten Softwarelösungen nicht abgeschafft werden. Ein moderner Getriebeentwicklungsprozess muss daher auch diese Programme einschließen können.

7.2 Ziele

Im vorliegenden Fall ist zwingend notwendig, dass eine Vielzahl unterschiedlich gestalteter Programme datentechnisch miteinander verknüpft wird. Der Anbindungsmechanismus muss dementsprechend auf alle Programme übertragbar sein. Der Aufwand für die Anbindung der einzelnen Programme sollte durch einheitliche Komponenten möglichst minimiert werden.

Im Gegensatz zu den CAD-Systemen, die gegenseitig die kompletten Geometriedaten austauschen, sind die Getriebeberechnungsprogramme Speziallösungen, die nur jeweils eine sehr eingeschränkte Menge der Getriebedaten betrachten. Ein Programm zur Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern beinhaltet meist keine Lagerdaten, während ein Lagerberechnungsprogramm keine Daten zur Berechnung von Welle-Nabe-Verbindungen berücksichtigt. Diese Voraussetzungen stellen erheblich höhere Anforderungen an das Datenmanagement wie die CAD-Systeme.

Erstes Ziel ist das Ausstatten der Getriebeberechnungsprogramme mit der Import-/Export-Funktion für ein neutrales Datenformat (Bild 7-3). Am zweckmäßigsten hat sich dafür das STEP-Produktmodell für Getriebe (siehe Kapitel 4) erwiesen. Im Folgenden soll daher das neutrale Datenformat als STEP-Datenbank bezeichnet werden. Unter „Getriebeberechnungsprogramm“ werden sowohl Auslegungsprogramme als auch Nachrechnungsprogramme verstanden, die alle gemeinsam in einen durchgängigen Getriebeentwicklungsprozess eingebunden werden sollen.

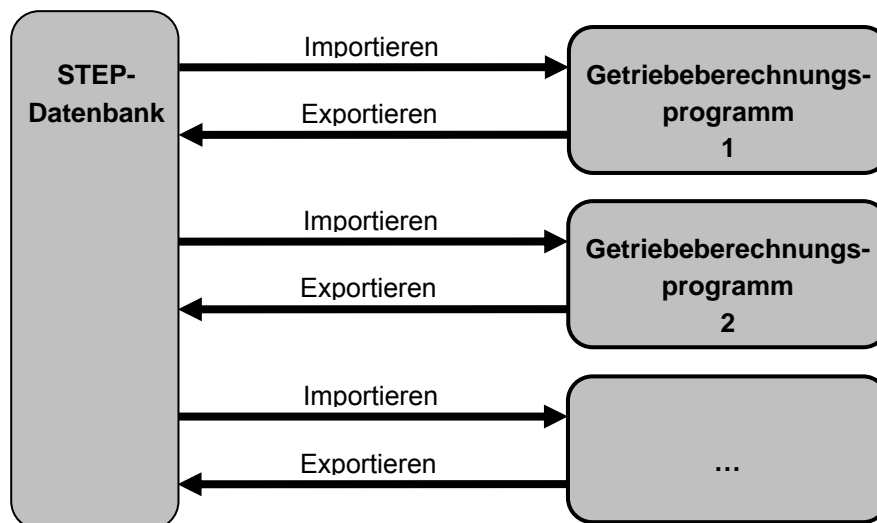


Bild 7-3: Anbindung von Getriebeberechnungsprogrammen an eine gemeinsame STEP-Datenbank

Eine derartige Konfiguration bedingt, dass jedes einzelne Programm um die Import-/Exportfunktionen erweitert werden muss. In der zentralen Datenbank werden sehr viele Daten abgelegt. Neben den Zahlenwerten bestehen zahlreiche Verknüpfungen mit weiteren Informationen zu Einheiten, Versionen, Abweichungen und den zuge-

ordneten Objekten. Ein Mechanismus, der eine Datenbank einlesen und auch Daten wieder zurück schreiben kann, erfordert einen höheren Programmieraufwand, der auch zugleich vertiefte Kenntnisse zur Struktur der Datenbank benötigt. Die Ausstattung auch kleinerer, einfacherer Getrieberechnungsprogramme mit derart aufwendigen Mechanismen kann als nicht realistisch betrachtet werden.

Es empfiehlt sich daher eine Vereinheitlichung der Import-/Exportfunktionen für eine flexible Anwendungsmöglichkeit unter den verschiedenen Getrieberechnungsprogrammen: Ein universell anwendbarer Konverter erledigt die Verknüpfung mit der STEP-Datenbank (Bild 7-4). Unter Verwendung der bestehenden, nativen Ein- und Ausgabedateien der Berechnungsprogramme muss der Konverter für jedes Programm so angepasst werden, dass er aus den Daten der STEP-Datenbank die entsprechende Eingabedatei generiert, und dass er die Daten aus der jeweiligen Ausgabedatei einlesen kann und in die STEP-Datenbank zurück schreibt. Der Konverter kann mit geringfügigen Veränderungen bei allen Programmen beibehalten werden, so dass die Anpassungen nur die Seite der Ein- und Ausgabedateien der jeweiligen Programme betreffen, nicht aber den aufwendigen Mechanismus zur Bearbeitung der STEP-Datenbank.

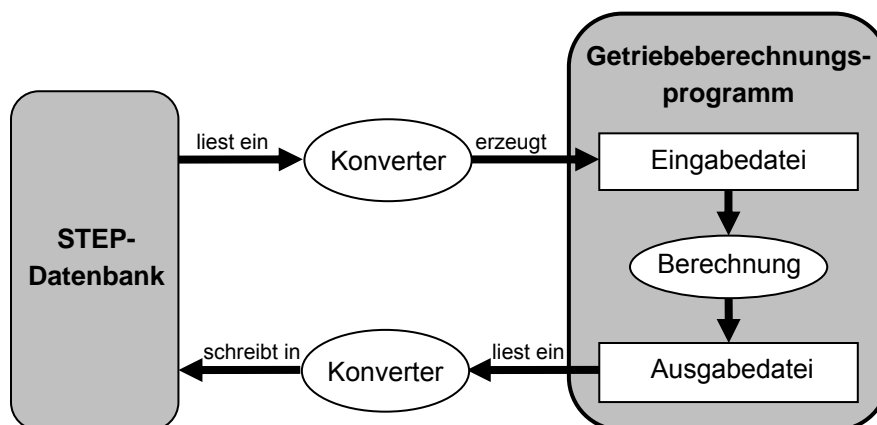


Bild 7-4: Anbindung von Getrieberechnungsprogrammen durch vereinheitlichte Konverter

Beim Import der Daten hat der Konverter die Aufgabe die vom Programm benötigten Daten herauszufiltern und im Format der jeweiligen Eingabedatei auszugeben. Es muss davon ausgegangen werden, dass gerade in frühen Phasen des Entwicklungsprozesses nur wenige Daten vorliegen und nicht alle vom Programm erforderlichen Daten in der STEP-Datenbank vorliegen. Diese fehlenden Daten müssen entweder auf konventionelle Weise vom Programm in der Eingabedatei ergänzt werden, oder der Konverter erzeugt geeignete Vorbelegungen, mit denen die Berechnung durchgeführt wird.

Die Eingabedateien wurden individuell für jedes Programm geschaffen und sind meist an keine Richtlinie gebunden. Gewisse Informationen (Einheiten, Parameter-

bezeichnungen, usw.) werden durch das Programm automatisch richtig interpretiert und bedürfen keiner weiteren Erklärung. Der Konverter hingegen benötigt genau diese Informationen, in welcher Einheit die vorliegenden Daten herausgeschrieben werden sollen, und mit welchen Bezeichnungen welcher Wert in welche Zeile und welche Spalte geschrieben werden soll. Zur Definition dieser Bedingungen wird zu jedem Programm eine eigene Zuordnungsdatei geschaffen, in welcher die Informationen zur zu erzeugenden Eingabedatei abgelegt sind (Bild 7-5). Diese Zuordnungsdateien können individuell gestaltet sein, um die Eigenheiten jedes der anzubindenden Programme zu erfassen. Kapitel 7.3 beschreibt die Umsetzung von Zuordnungsdateien für die FVA-Getriebeberechnungsprogramme. Der Vorteil dieses Prinzips mit den Zuordnungsdateien liegt darin, dass für alle an die STEP-Datenbank anzuschließenden Programme der identische Konverter zum Einsatz kommen kann und nur die Zuordnungsdateien neu erstellt werden müssen. Dies ist ein wichtiger Beitrag um eine möglichst große Anzahl an bestehenden Programmen mit geringem Aufwand miteinander zu verknüpfen.

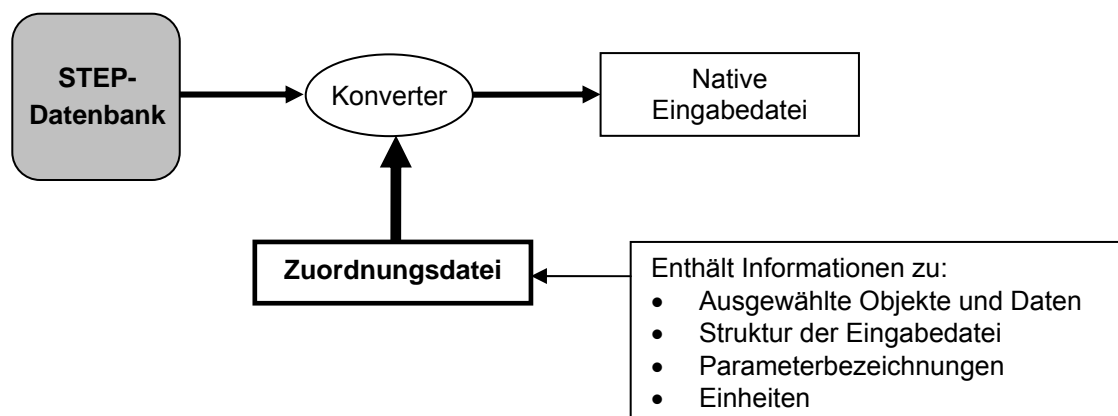


Bild 7-5: Einlesen einer Zuordnungsdatei zum Erzeugen einer Eingabedatei

Auch im integrierten Zustand bleiben alle Funktionen der Programme erhalten. Der Unterschied besteht im Wesentlichen darin, dass die Eingabedatei durch ein „fremdes“ Programm erzeugt wird und dass die Ausgabedatei hinterher automatisiert weiterverarbeitet wird. Das Eingeben von nicht aus der STEP-Datenbank erhaltenen Größen ist nicht nur möglich, sondern oft auch für die Durchführung einer Rechnung erforderlich. Genauso können bestehende Daten verändert werden, wie dies beim Optimierungsprozess praktiziert wird. Dies kann zur Folge haben, dass aus der STEP-Datenbank eingelesene Daten durch ein Programm geändert werden. Beim Zurückschreiben der Daten in die STEP-Datenbank entsteht eine Inkonsistenz der Daten. Während die veränderten Werte mit den Daten der aktuell einzulesenden Datei übereinstimmen, werden die Ergebnisse der Berechnungen in der STEP-Datenbank, die zuvor mit anderen Programmen ausgeführt wurden und die auf die noch unveränderten Werte zurückgriffen, ungültig. Alle vorangegangenen Berech-

nungen, von denen Daten verändert werden, müssen mit den neuen Werten ein weiteres Mal durchgeführt werden. Der Export von Daten aus einem an die STEP-Datenbank angeschlossenen Programm besteht daher aus weit mehr als einer Umformatierung der Daten.

Als Beispiel mag die Nachrechnung einer Stirnradverzahnung dienen (Bild 7-6). Eine hinsichtlich Geometrie und Tragfähigkeit nachgerechnete Verzahnung liegt in der STEP-Datenbank vor und soll im nächsten Schritt bezüglich des Wirkungsgrads mit einem eigenen Programm überprüft werden. Der Konverter erzeugt eine Eingabedatei für das Wirkungsgradberechnungsprogramm zum Durchführen der Berechnung. Das Zurückschreiben der Wirkungsgraddaten in die STEP-Datenbank ist kein Problem, wenn keiner der eingelesenen Werte verändert wird. In diesem Fall werden die neuen Werte einfach der STEP-Datenbank hinzugefügt. Bei der Berechnung stellt sich jedoch heraus, dass der Wirkungsgrad zu niedrig ist. Die Daten werden so lange optimiert, bis eine Verzahnung mit kleinerem Modul und dafür entsprechend größerer Zähnezahl gefunden ist, die den gewünschten Wirkungsgrad erreicht. Beim Exportieren des Datensatzes in die STEP-Datenbank entsteht das Problem, dass die Modifizierung des Moduls und der Zähnezahlen die Geometrie der Verzahnung komplett verändert hat. Die sich aus der ursprünglichen Geometrie- und Tragfähigkeitsberechnung in der STEP-Datei befindlichen Daten werden somit augenblicklich ungültig. Die aus der Wirkungsgradberechnung eingelesenen Werte überschreiben die alten Werte. Auch nicht überschriebene Werte aus den vorangegangenen Berechnungen sind nicht mehr gültig, da die Basis für deren Berechnung verändert wurde. Der Konverter muss in diesem Fall eine Warnung ausgeben.

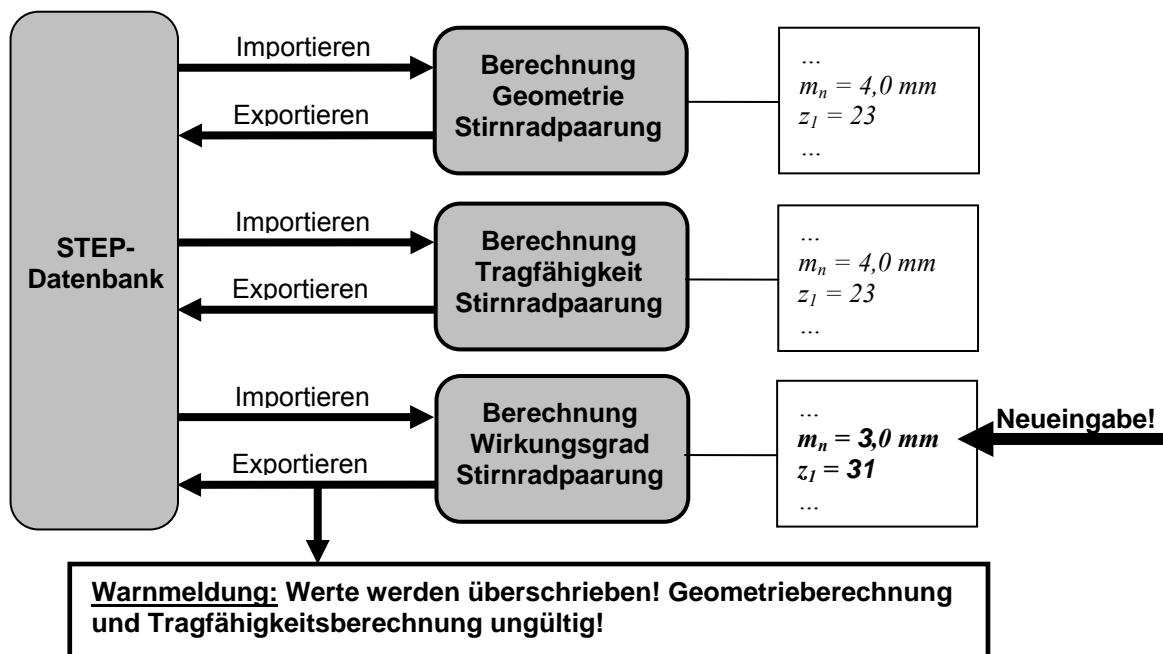


Bild 7-6: Beispiel Stirnradberechnung: Verändern von Daten bei der Wirkungsgradberechnung

Dem Konverter kommen beim Exportieren von Daten weitere Funktionen zu (Bild 7-7). Zuerst muss überprüft werden, ob die Daten aus der aktuellen Berechnung Daten aus der STEP-Datenbank überschreiben. Dazu muss neben der Ausgabedatei somit auch der gesamte Inhalt der STEP-Datenbank eingelesen werden, damit die Daten verglichen werden können. Das Einlesen der Ausgabedatei erfolgt analog zum Ausgeben der Eingabedatei mit Hilfe einer Zuordnungsdatei, die wiederum die notwendigen Informationen zu Einheiten, Wertebezeichnungen, der Dateistruktur und den zugeordneten Objekten liefert. Bestehen keine Inkonsistenzen kann der Inhalt der Ausgabedatei ohne weitere Aktionen in die STEP-Datenbank eingefügt werden. Werden jedoch Parameter entdeckt, bei denen die Werte abweichen, ist der alte Wert aus der STEP-Datenbank durch den aktuellen Wert aus der Ausgabedatei zu ersetzen. Da in der STEP-Datenbank zu allen Daten auch die Information abgelegt wird, mit welchem Programm oder welchem Berechnungsverfahren dieser Wert erzeugt wurde, kann sofort erkannt werden, welche Berechnungen mit welchen Programmen durch das Überschreiben ungültig wurden. Diese Berechnungen sind für eine Konsistenz der Daten in der STEP-Datenbank unverzüglich mit den aktuellen Werten zu wiederholen. Für den Anwender sind diese Aktionen in Warn- und Protokolldateien anzuzeigen, um zu erkennen, welche Daten mit welchen Zahlenwerten überschrieben wurden und welche Berechnungen er neu durchzuführen hat. Bei Anbindung von mehreren Programmen kann diese Prozedur wiederholt vorkommen. Es ist daher stets auf eine eindeutige Anzeige des Status der Daten zu achten, um den Anwender seine erforderlichen Berechnungen vorzugeben.

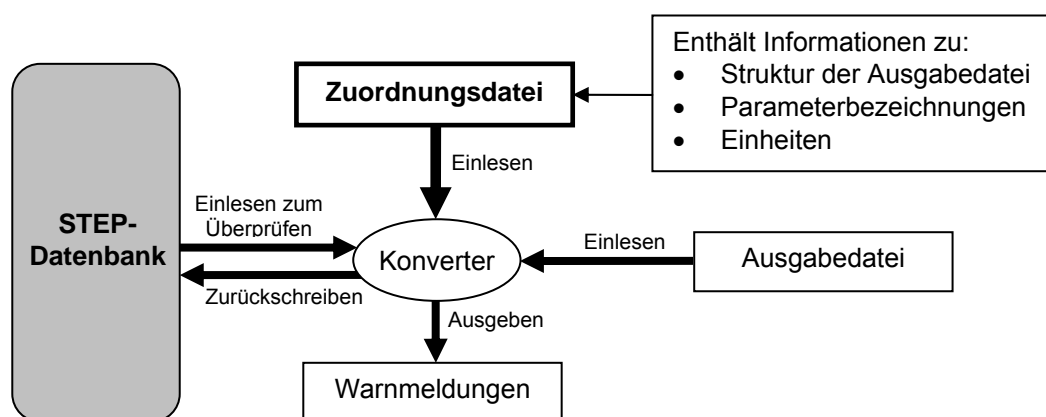


Bild 7-7: Aktionen beim Exportieren der Ausgabedaten in die STEP-Datenbank

Beim Überprüfen der Daten aus der Ausgabedatei und aus der STEP-Datenbank muss der Konverter zuerst alle Getriebeobjekte mit den zugehörigen Attributen entsprechend des STEP-Produktmodells (Kapitel 4) modellieren, um anschließend den Vergleich starten zu können (Bild 7-8). Im Prinzip wird dabei Objekt für Objekt miteinander verglichen. Um die Identität zweier Objekte zu erkennen, muss neben der Gleichheit der Objektart (z.B. beide Objekte Lager) auch das identifizierende Attribut

übereinstimmen. Da ein Getriebe in der Regel auch mehrere Zahnräder, Wellen, Lager, etc. enthält müssen diese Objekte anhand eines eindeutig zu identifizierenden Attributs unterschieden werden. Bei den FVA-Programmen hat sich hierfür eine Kombination aus Wellennummer (IW) und Zahnradnummer bzw. Lagernummer (IR bzw. IL) durchgesetzt. Jeder andere kennzeichnende Wert kann diesen Zweck genauso erfüllen. Dieses identifizierende Attribut muss auch bei der Berechnung mit den angeschlossenen Programmen übertragen werden und darf als einziges Attribut nicht verändert werden. Theoretisch könnte ein Anwender bei der Berechnung alle anderen Werte ändern. Die Identifizierung und Zuordnung der Objekte beim Zurückschreiben erfolgt ausschließlich durch dieses eine Attribut.

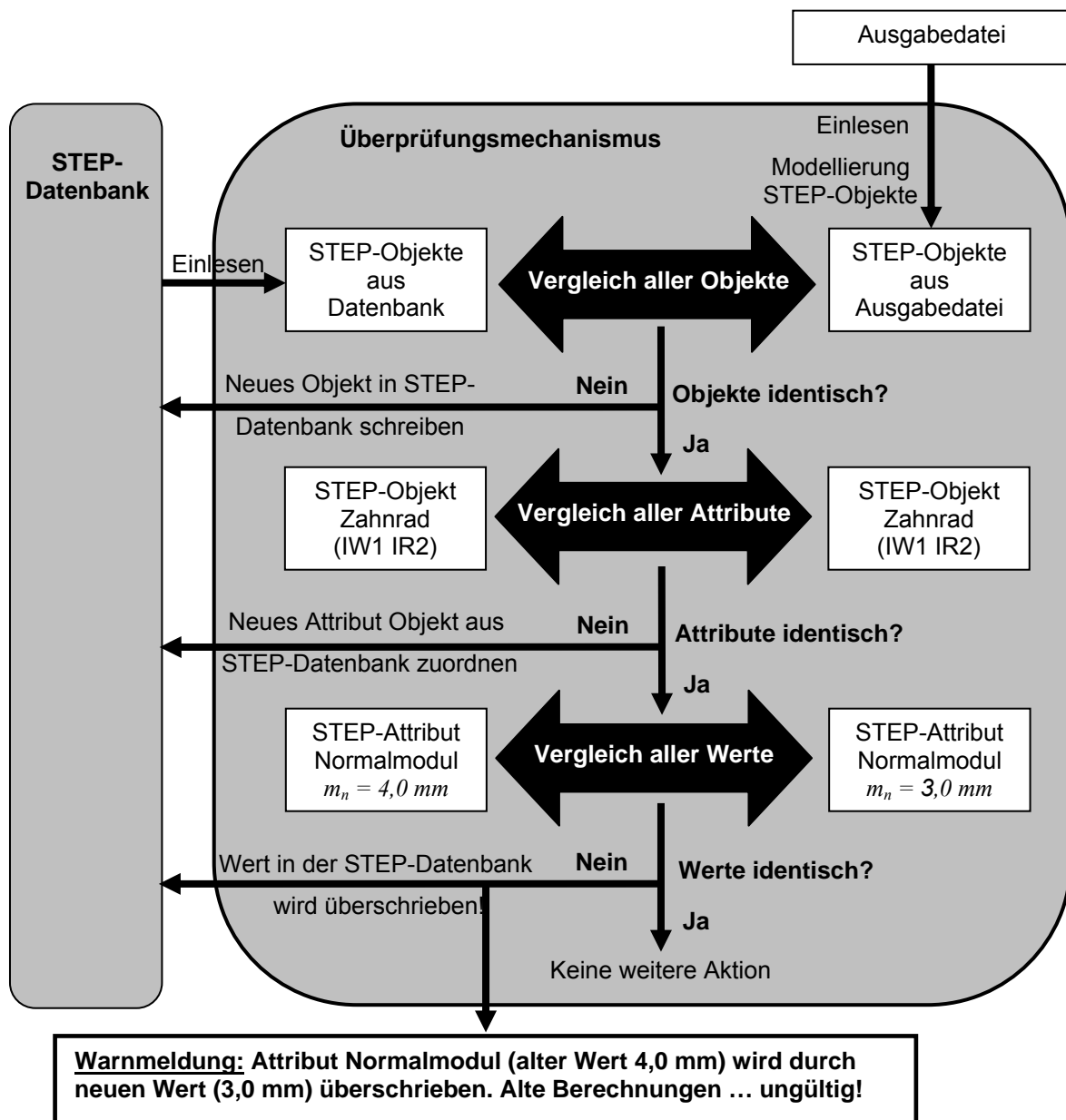


Bild 7-8: Im Konverter integrierter Überprüfungsmechanismus zum Vergleich der Objekte

Werden zwei Objekte als identisch erkannt, werden sämtliche Attribute miteinander verglichen. Alle Attribute des Objekts aus der Ausgabedatei werden dem Objekt aus der STEP-Datenbank angefügt, sofern diese Attribute noch nicht vorhanden sind. Bei bereits existierenden Attributen werden die Werte überprüft. Hierfür ist gegebenenfalls eine Umrechnung der Einheiten (z.B. Inch in mm, Radiant in Grad, etc.) erforderlich, da STEP bei der Wahl der Einheiten ungebunden ist. Bei identischen Werten wurde bei der Berechnung nichts verändert und der Wert kann in der STEP-Datenbank unverändert verbleiben. Ergänzt wird bei diesem Attribut nur die Information um die Verwendung bei der aktuellen Berechnung. Im Nachhinein wird dadurch nachvollziehbar, in welche Berechnungen dieser Wert einging und welche Berechnungen im Falle eines Überschreibens neu durchgeführt werden müssen. Bei unterschiedlichen Werten muss der Wert aus der aktuellen Berechnung den Wert aus der STEP-Datenbank ersetzen. Gleichzeitig ist dieses Überschreiben für den Anwender in einer Warndatei anzuzeigen. Aus der Information des überschriebenen Wertes, bei welchen Berechnungen dieser verwendet wurde, können direkt die erforderlichen Neuberechnungen vorgegeben werden. Objekte, die bei der aktuellen Berechnung neu entstanden sind, werden ohne weiteren Vergleich direkt in die STEP-Datenbank eingefügt.

Da die Mechanismen für den Import und für den Export von Daten viele Übereinstimmungen (Zuordnungsdateien, Einlesen der STEP-Datenbank) besitzen, macht es Sinn beide Funktionen in einem einzigen Konverter zu bündeln. Programme, die an die STEP-Datenbank angeschlossen werden sollen, benötigen als Ergänzung lediglich dieses eine Zusatzprogramm und die entsprechenden Zuordnungsdateien.

7.3 Umsetzung innerhalb der FVA

Die EDV-Programme der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) decken weite Bereiche der Getriebeberechnung ab (siehe Kapitel 2). Bei der Entwicklung der vielfältigen Programme an den Forschungsinstituten wurden die neuesten Erkenntnisse aus der Forschung darin umgesetzt. Bei der Konzeption der Richtlinien [F2] wurden zwar gemeinsame Routinen für das Datenmanagement vorgesehen, die Voraussetzungen für einen allgemeinen Datenaustausch unterblieben jedoch. Dies hatte zur Folge, dass sich die Programme häufig als Insellösungen weiterentwickelten und ein Datenaustausch nur in Ausnahmefällen realisiert werden konnte. Selbst zwischen thematisch ähnlich angesiedelten Programmen wie RIKOR und STplus mussten einfache Verzahnungsgrunddaten wie Modul und Zähnezahle von Hand ausgetauscht werden.

7.3.1 FVA-Konverterprogramm

Im Rahmen eines Forschungsvorhabens [J1, J3] wurde auf Basis des STEP-Produktmodells für Getriebe eine Datenschnittstelle für die FVA-Programme eingeführt. Analog zur Beschreibung in Kapitel 7.2 wurde ein FVA-Konverterprogramm für den Datenaustausch entwickelt, welches universell von den FVA-Programmen verwendet werden kann. Der Datenaustausch zwischen den FVA-Programmen sollte grundsätzlich über eine zentral abgespeicherte, neutrale STEP-Datei erfolgen. Außer dem Datenaustausch untereinander sollten im FVA-Konverterprogramm auch Funktionen zum bidirektionalen Datenaustausch mit CAD-Systemen integriert werden (Bild 7-9).

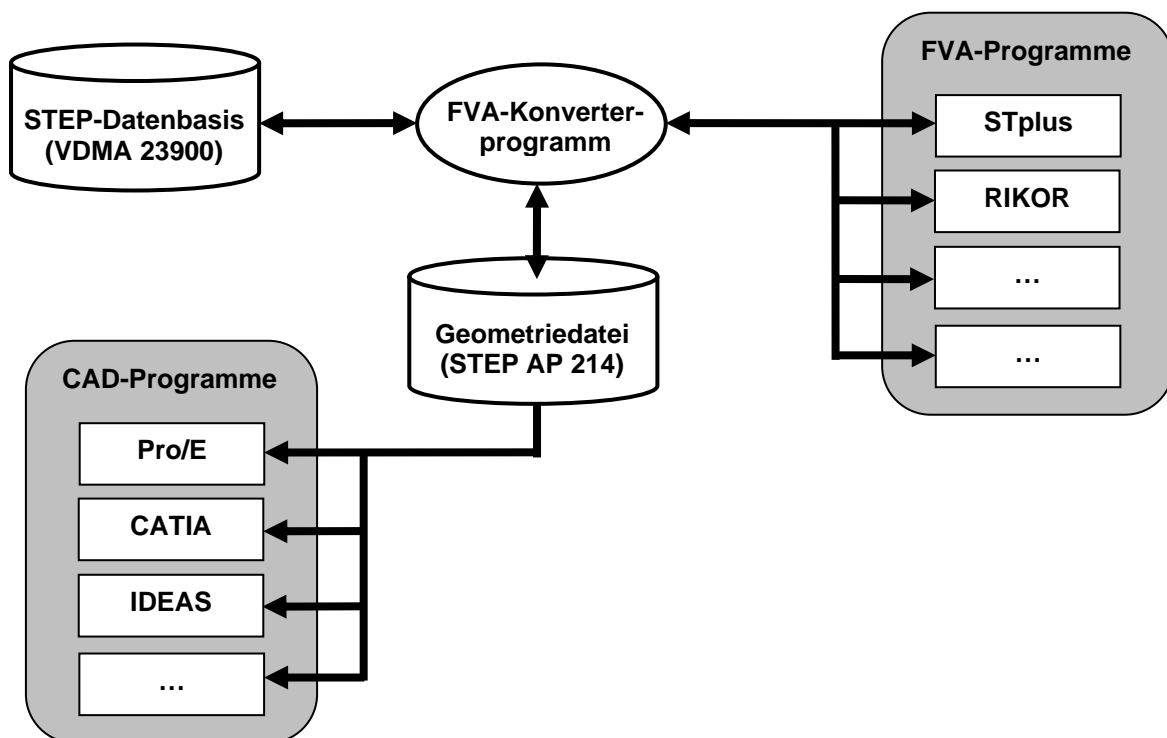


Bild 7-9: Datenaustausch zwischen den FVA-Programmen und CAD-Systemen mit dem FVA-Konverterprogramm

Das FVA-Konverterprogramm muss für diese Anforderungen drei verschiedene Dateiarten einlesen und ausgeben können (Bild 7-10): Die Dateien der FVA-Programme, eine STEP-Datei nach dem im VDMA-Einheitsblatt 23900 [V1] beschriebenen STEP-Produktmodell für Getriebe sowie eine STEP-Datei nach dem STEP AP 214 mit den Geometrieinformationen zum Austausch mit CAD-Systemen.

Der Datenaustausch mit den FVA-Programmen erfolgt mit Hilfe von Zuordnungsdateien, welche die individuellen Formatierungen der jeweiligen Dateien berücksichtigen können (Bild 7-11). Ausgegeben wird eine Eingabedatei für das FVA-Programm, eingelesen wird nicht die standardmäßige Ausgabedatei. Diese Ausgabedatei wurde für das Betrachten durch den Benutzer optimiert und ist daher für ein EDV-gerechtes

Weiterverarbeiten weniger geeignet. Die FVA-Programmierrichtlinie fordert daher von den FVA-Programmen eine weitere Ausgabedatei. Diese als Schnittstellendatei bezeichnete Datei enthält alle Daten aus der Ausgabedatei, allerdings im Format der Eingabedatei.

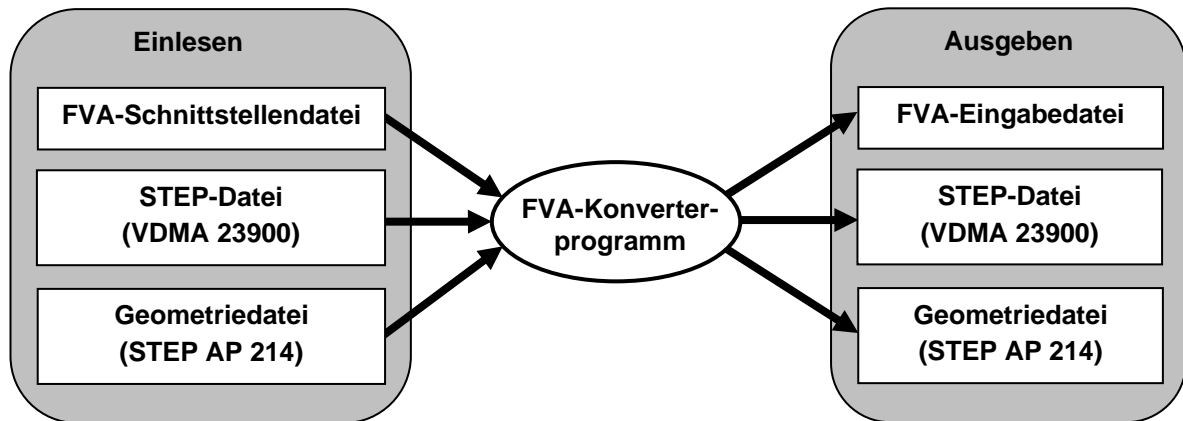


Bild 7-10: Leistungsumfang des FVA-Konverterprogramms

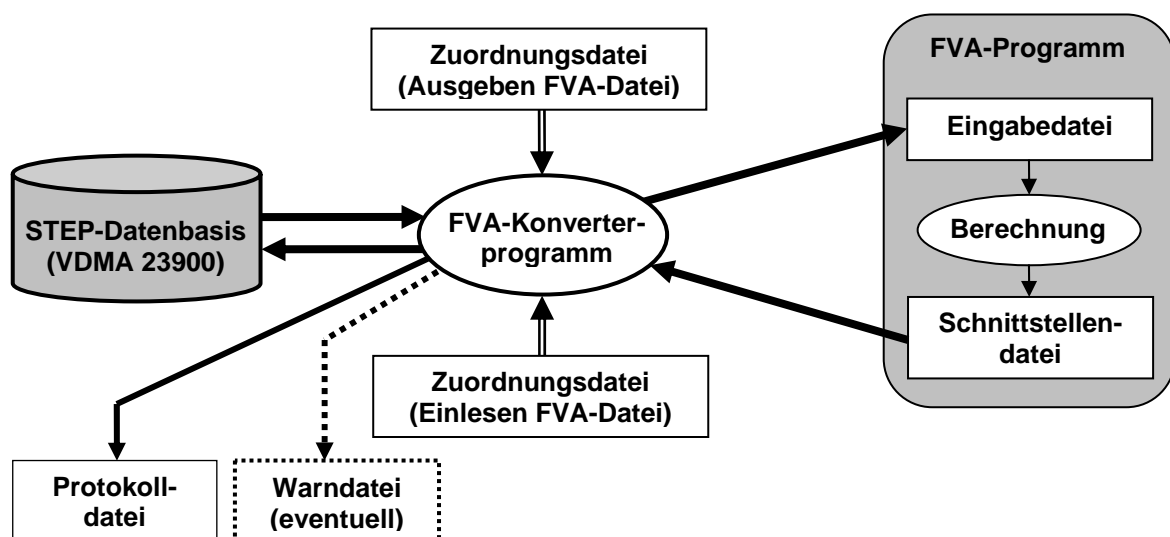


Bild 7-11: Anbindung der FVA-Programme mit Zuordnungsdateien

Die Aktionen des FVA-Konverterprogramms müssen für den Anwender protokolliert werden. Die durchgeführten Aktionen (Einlesen, Ausgeben der angegebenen Dateien, Überschreiben von Daten) werden deshalb in einer Protokolldatei niedergeschrieben. In der Beispiel-Protokolldatei (Bild 7-12) wurde die Zahnbreite („face_width“) mit dem Wert „58 mm“ aus einer älteren STplus-Berechnung („ST“) und RIKOR-Berechnung („RI“) bei einer aktuelleren STplus-Berechnung mit dem Wert „60 mm“ überschrieben. Neben dem Eintrag in die Protokolldatei erzeugt das Konverterprogramm zusätzlich eine Warndatei, die von STplus bzw. jedem anderen FVA-Programm durch die Oberfläche angezeigt wird (Bild 7-13). Damit wird der Be-

nutzer informiert, dass die Berechnungen mit den angezeigten Programmen neu durchzuführen sind, da die bestehenden Werte nicht mehr gültig sind.

```
PROTOKOLLDATTEI
=====

Datum: Wed Feb 22 17:00:49 2006

*** Einlesen der FVA-Schnittstellendatei: f:\fva\stplus\work\ausgabe.sts
* Zuordnungsdatei fertig eingelesen!

*** Ueberpruefen der eingelesenen Objekte:
- gear
- gear
- lubricant
- basic_material
- basic_material
- tool      ==> Loeschen, da kein Attribut vorhanden!
- tool      ==> Loeschen, da kein Attribut vorhanden!
...
* Ueberpruefen der eingelesenen Objekte:
* Vereinigen der beiden Parts: GEAR_IW3_IR1 - GEAR_IW3_IR1
==> Ueberpruefen der Attribute der beiden Objekte auf Identitaet
- Attribut PR_FACE_WIDTH_GEOMETRY_PROPERTY_DIN_3960_1987 wird ueberschrieben!
  Alter Wert: 58.00000, Einheit: MILLI_METRE, aus Programm: ['ST','RI' ]
  Neuer Wert: 60.00000, Einheit: MILLI_METRE, aus Programm: ['ST']
...

```

Bild 7-12: Protokolldatei des FVA-Konverterprogramms bei Überschreiben von Werten (Auszug)

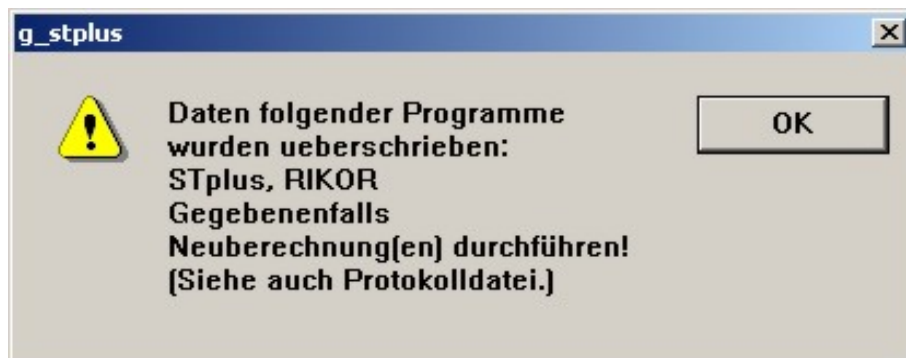


Bild 7-13: In der STplus-Oberfläche angezeigte Warnmeldung bei Überschreiben von Daten

7.3.2 Zuordnungsdatei zum Einlesen einer FVA-Datei

Sowohl in der Eingabe- als auch in der Schnittstellendatei sind die Daten blockweise sortiert im Format „Name = Wert“ (Bild 7-14). Programme, die nicht das komplette Getriebe modellieren können, sondern nur spezielle Elemente berechnen, benötigen für das spätere Zurückschreiben in die STEP-Datenbasis die identifizierenden Kennungen für das jeweilige Element. Im Beispiel von Bild 7-14 wird ein Auszug der Schnittstellendatei von STplus dargestellt. STplus berechnet nur Stirnradstufen und kann nicht das vollständige Getriebe abbilden. Da in einem Getriebe auch mehrere Stirnradstufen vorliegen können, müssen diese Stufen für den Datenaustausch ein-

deutig bezeichnet sein. Sowohl in der Eingabe- als auch in der Schnittstellendatei wurde daher ein zusätzlicher Datenblock („\$ STEP_Daten“) eingeführt, der die Kennnummern der Stufe enthält. Es sind dies die Nummern der beiden Wellen (IW bzw. IWG für Gegenwelle) und die Nummern der Räder auf den Wellen (IR bzw. IRG für das Gegenrad). Diese Nummern werden von anderen FVA-Programmen (RIKOR, WTplus, DZP) bei der Modellierung des Gesamtgetriebes verwendet und sind daher als eindeutige Identifizierung festgelegt. Das Programm STplus bzw. jedes andere FVA-Programm muss diesen Datenblock lediglich von der Eingabe- in die Schnittstellendatei übertragen. Die Änderungen am Programm halten sich somit in Grenzen.

```

$ ANFANG

$ STEP_DATEN

IW = 3
IR = 4
IWG = 5
IRG = 6

$ ALLGEMEINE_DATEN

BENUTZERTEXT1      = Minimalbeispiel mit einer Stirnradpaarung
BENUTZERTEXT2      = Eingriffspaarung 1

$ GEOMETRIEDATEN

NORMALEINGRIFFSWINKEL =      20.00000
STIRNEINGRIFFSWINKEL =      21.17283
BETRIEBSEINGRIFFSWINKEL =     18.94606
SCHRAEGUNGSWINKEL_TELK =     20.00000
SCHRAEGUNGSWINKEL_GRUND =     18.74724
ZAEHNEZAHL          =              36           25
ACHSABSTAND          =     64.00000
NORMALMODUL          =      2.00000
...

```

Bild 7-14: FVA-Schnittstellendatei von STplus (Auszug) mit Datenblock „STEP_Daten“

In der Eingabe- bzw. Schnittstellendatei existieren weder Informationen zu den festgelegten Einheiten, noch sind die exakten STEP-Attributnamen und die genaue Zuordnung zu den STEP-Getriebeobjekten definiert. Für das Liefern dieser Angaben wurden die Zuordnungsdateien geschaffen. Bild 7-15 zeigt beispielhaft die Zuordnungsdatei zum Einlesen einer STplus-Schnittstellendatei. Prinzipiell werden in dieser Datei zu jeder Zeile der Schnittstellendatei die zusätzlichen Informationen geliefert. Kommentarzeilen werden in der Datei mit „#“ eingeleitet, ein „+“ in der ersten Spalte bedeutet, dass es sich um die Fortsetzung der vorherigen Zeile handelt.

Der erste Teil der Datei, der mit „<<< Vorbelegung“ eingeleitet wird, besteht aus dem Vorbelegungsblock, in dem Daten definiert werden, die für die gesamte Datei gültig bleiben sollen. Im STplus-Beispiel werden darin die zum Export benötigten STEP-Objekte vordefiniert. Derartige Definitionen können entweder im Vorbelegungsblock erfolgen oder auch zu jedem Datenblock bzw. zu jeder Zeile. Im Fall von STplus werden die PARTS und PART_DEFINITION_RELATIONSHIPS (abgekürzt als „rela-

tionships“) aus dem STEP-Produktmodell im Vorbelegungsteil der Datei festgelegt. Zur Erzeugung eines Objekts nach dem Produktmodell für Getriebe sind folgende Festlegungen erforderlich:

```
parts = cylindrical_gear(CG1,IW,IR)/cylindrical_gear(CG2,IWG,IRG)/...
```

Die Objekte werden getrennt nach Part, Beziehung und Baugruppe definiert. Auf die Bezeichnung im STEP-Produktmodell (hier: CYLINDRICAL_GEAR) folgen in Klammern die Abkürzung (hier: CG1 bzw. CG2) und die zur Identifizierung erforderlichen Attribute (hier: Wellen- und Radnummer IW und IR bzw. IWG und IRG beim Gegenrad). Die Abkürzung wird verwendet, um die Werte der Datei den jeweiligen Objekten im weiteren Verlauf der Datei zuzuordnen. Die in der Schnittstellendatei vorhandenen Werte für die Kennungen IW, IR, usw. werden während des zeilenweisen Einlesens beim Auftreten automatisch den Objekten zugeordnet. Das identifizierende Attribut muss keineswegs immer eine dieser Kennungen sein: Bei den Schmierstoffen, Werkstoffen und Werkzeugen werden dafür die ohnehin bestehenden Namen aus den jeweiligen FVA-Datenbanken verwendet.

```
relationships = general_gear_pair(CG1,(CG1(IW,IR),CG2(IWG,IRG)))/...
```

Die Beziehungen werden auf ähnliche Weise deklariert: Nach dem STEP-Namen werden in Klammern die Abkürzungen der Objekte, die verknüpft werden sollen, mit den Kennungen angegeben. Bei den Baugruppen (ASSEMBLIES) gilt gleiches.

Außerdem im Vorbelegungsteil enthalten sind die Vorbelegungen für Einheit, Berechnungsverfahren und Property-Art. Im Falle von STplus erhält nur die Einheit den Wert „Millimeter“ zugewiesen.

```
unit = si__milli_metre
```

```
unit = dr_newton*milli_metre^-2
```

Einheitenangaben werden unterschieden nach SI-Einheiten (,SI__') und zusammengesetzten Einheiten (,DR__' für derived units). Zusammengesetzte Einheiten werden nacheinander durch „*“ verbunden dargestellt. Jede einzelne Einheit besteht aus dem Vorsatz (optional) und – durch „_“ getrennt – dem Namen entsprechend den Definitionen der ISO 10303 STEP. Potenzen werden hinter einem nachgestelltem „^“ angegeben.

Ab der Zeile „<<< Schnittstellendaten“ folgen für jede (erwünschte) Zeile der Schnittstellendatei die notwendigen Zusatzinformationen.

```
$ ALLGEMEINE_DATEN; kind = specification_property; unit = -
```

```

# Zuordnungsdatei zum Einlesen von STplus-Schnittstellendatei

<<< Vorbelegungen

# Objekte
parts = gear(cg1,IW,IR)/gear(cg2,IWG,IRG)/
+ lubricant(l1,PR__IDENTNAME__SPECIFICATION_PROPERTY__-)/
+ basic_material(m1,PR__IDENTNAME__SPECIFICATION_PROPERTY__-)/
+ basic_material(m2,PR__IDENTNAME__SPECIFICATION_PROPERTY__-)/
...

relationships = general_gear_pair(cgpl,(cg1(IW,IR),cg2(IWG,IRG)))/
+ lubricant_part(lp1,(l1,cg1))/material_part(mp1,(m1,cg1))/
+ material_part(mp2,(m2,cg2))/lubricant_part(lp2,(l1,cg2))/
...

assemblies = gear_unit(gu,all)/
...

# Vorbelegung Einheit
unit = si__milli_metre

# Vorbelegung Berechnungsverfahren
calculation_method = -

# Vorbelegung Propertyart
kind = -

<<< Schnittstellendaten

$ ALLGEMEINE_DATEN; kind = specification_property; unit = -

BENUTZERTEXT1      = cgpl;   name = description; kind_of_value = text
BENUTZERTEXT2      = cgpl;   name = description2; kind_of_value = text
...

# Geometriedaten
$ GEOMETRIEDATEN; kind = geometry_property; calculation_method = DIN_3960_1987

NORMALEINGRIFFSWINKEL = cgpl;   name = normal pressure angle; unit = si__radian;
+                       kind = mesh; factor = 1.745329251994E-2
STIRNEINGRIFFSWINKEL = cgpl;   name = transverse angle; unit = si__radian;
+                       kind = mesh; factor = 1.745329251994E-2
BETRIEBSEINGRIFFSWINKEL = cgpl;   name = working transverse pressure angle;
+                       unit = si__radian; kind = mesh; factor = 1.745329251994E-2
SCHRAEGUNGSWINKEL_TEILK = cg1 cg2; name = helix angle reference diameter;
+                       unit = si__radian; factor = 1.745329251994E-2; for_all = 1
SCHRAEGUNGSWINKEL_GRUND = cg1 cg2; name = helix angle base diameter; unit = si__radian;
+                       factor = 1.745329251994E-2; for_all = 1
ZAEHNEZAHL           = cg1 cg2; name = number of teeth; unit = -
VIRTUELLE_ZAEHNEZAHL = cg1 cg2; name = virtual number of teeth; unit = -
ZAEHNEZAHLVERHAELTNIS = cgpl;   name = gear ratio; unit = -; kind = mesh
STANDUEBERSETZUNG_OZ = cgpl;   name = stationary gear ratio OZ; unit = - ;
+                       calculation_method = -; no_value = 0
...

```

Bild 7-15: Zuordnungsdatei zum Einlesen einer STplus-Schnittstellendatei (Auszug)

Die Daten sind in der Schnittstellendatei in Blöcke unterteilt, die mit der Zeile “\$ Blockname” eingeleitet werden. In der Zuordnungsdatei können auch für jeden Block Werte vordefiniert werden. Im Block „Allgemeine_Daten“ werden überwiegend Text-

strings eingelesen, die keine Einheit aufweisen und der Property-Art „SPECIFICATION_PROPERTY“ zugeordnet werden. Um diese Definitionen nicht in jede Zeile schreiben zu müssen, reicht eine einmalige Zuordnung am Anfang des Blocks. Die Vorbelegungen für die gesamte Datei werden damit überschrieben.

```
ZAEHNEZAHL = cg1 cg2; name = number of teeth; unit = -
```

Die Angabe der Zähnezahl erfolgt in der Schnittstellendatei mit der Bezeichnung „Zaehnezahl“. Nach dem „=-Zeichen folgen die Werte für die beiden im Eingriff befindlichen Stirnräder. Die Zuordnungsdatei leitet die zugehörige Zeile ebenfalls mit „Zaehnezahl =“ ein. Anstelle der Werte folgen hier die Kürzel der beiden Zahnräder (cg1 und cg2 aus dem Vorbelegungsteil), denen diese Werte zugeordnet werden sollen. Mindestens notwendig für eine Zeile ist die Angabe der Bezeichnung des Attributs („number of teeth“) im Produktmodell für Getriebe nach „name =“. Weitere Angaben zu Berechnungsverfahren, Einheit und Property-Art werden nur notwendig, wenn diese sich von den Vorbelegungen der Datei oder des Blocks unterscheiden.

Die Angaben zu allen anderen Datenzeilen der Schnittstellendatei erfolgen analog. Die Bezeichnungen vor dem „=-Zeichen sind in Schnittstellen- und Zuordnungsdatei identisch. Dahinter werden anstelle der Zahlenwerte die Kürzel der zugehörigen Objekte gesetzt. Der Name, unter den der Wert in die STEP-Datenbasis geschrieben wird, ist – soweit vorhanden – den Property-Tabellen des STEP-Produktmodells [V1] zu entnehmen.

```
... unit = si__radian; factor = 1.745329251994E-2
```

Der Schrägungswinkel wird von STplus in Grad angegeben, STEP gibt Winkelangaben generell in Radiant an. Der STplus-Angabewert muss daher bei der Übergabe nach STEP umgerechnet werden. Dafür wurde eine Umrechnungsfunktion in das FVA-Konverterprogramm integriert. In der Zuordnungsdatei ist dazu ein Umrechnungsfaktor nach „factor =“ anzugeben.

Zur Erhöhung der Flexibilität des Konverterprogramms wurden weitere Zusatzinformationen in die Zuordnungsdatei aufgenommen:

```
... no_value = 0
```

Bei STplus (und anderen FVA-Programmen) werden zahlreiche Daten, die nicht berechnet wurden, mit dem Wert „0.0“ ausgegeben. Dies betrifft beispielsweise Werte zu einem nicht vorhandenen Vorverzahnungswerkzeug. Diese Zeilen würden fälschlicherweise als Attribute mit Wert „0.0“ in die STEP-Datenbasis geschrieben. Ein generelles Übergehen von Werten „0.0“ kann nicht realisiert werden, da manche Werte tatsächlich einen Wert „0.0“ annehmen können. Die Zusatzangabe in der Zeile „no_value = 0.0“ bedeutet, dass das Attribut im Falle eines Werts „0.0“ nicht erzeugt wird.

```
... for_all = 1
```

Der Schrägungswinkel ist beispielsweise für beide Zahnräder einer Stufe (vom Betrag her) gleich. STplus gibt daher nur einen Wert für den Schrägungswinkel (und vergleichbare Werte) aus. Das Produktmodell für Getriebe ordnet den Schrägungswinkel jedoch nicht der Stufe sondern jedem Zahnrad einzeln zu. Der eine Zahlenwert muss deshalb zwei STEP-Objekten (hier: cg1 und cg2) zugewiesen werden. Standardmäßig ordnet das FVA-Konverterprogramm jeden Wert nur genau einem einzigen Objekt zu. Der Wert des Schrägungswinkels würde so nur dem erstem Zahnrad angefügt werden. Damit auch das zweite Zahnrad dieses Attribut erhält, wurde die Angabe „for_all = 1“ in der Zuordnungsdatei realisiert.

Durch diese Elemente in der Zuordnungsdatei konnte eine große Flexibilität erreicht werden, was den Aufwand bei der Anbindung weiterer FVA-Programme reduziert.

7.3.3 STEP-Datei

Die vom Konverterprogramm mit der Zuordnungsdatei eingelesenen Daten werden als STEP-Datei nach dem VDMA-Einheitsblatt 23900 abgespeichert. Diese als „STEP physical file“ bezeichnete Datei beinhaltet die Getriebedaten, wie sie durch das Application Interpreted Model (AIM) im Anwendungsprotokoll AP 214 vorgegeben werden. Die Getriebedaten werden in die Elemente der STEP-Basismodelle (Parts 41-53 und Parts 101-110) integriert. Die Verknüpfungen werden durch die Zeilennummern realisiert. Ein Erfassen und Bearbeiten der Daten ist in dieser Form manuell kaum mehr möglich. Die STEP-Datei wird daher nur noch EDV-mäßig behandelt. Bild 7-16 zeigt einen Auszug einer STEP-Datei mit Daten aus STplus.

```
...
#174=(PRODUCT('','GEAR_IW2_IR1','Keine Beschreibung',$));
#175=(PRODUCT_CATEGORY('cylindrical gear','')PRODUCT_RELATED_PRODUCT_CATEGORY
((#174,#519)));
#176=(PRODUCT_DEFINITION_FORMATION('Version 1','',#174));
#177=(PRODUCT_DEFINITION('','',#176,#12));
#178=(PROPERTY_DEFINITION_REPRESENTATION(#179,#180));
#179=(PROPERTY_DEFINITION('','',#177));
#180=REPRESENTATION('',( #181,#184),'');
#181=QUALIFIER_REPRESENTATION_ITEM('',( #182,#183,''))
#182=TYPE_QUALIFIER('calculated');
#183=TYPE_QUALIFIER('DIN_3960_1987');
#184=(MEASURE_WITH_UNIT(70.0,#41)LENGTH_MEASURE_WITH_UNIT()MEASURE_REPRESENTATIO
N_ITEM('face_width'));
#185=(NAMED_UNIT(#186)SI_UNIT(.MILLI.,.METRE.)LENGTH_UNIT());
#186=DIMENSIONAL_EXPONENTS(1.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0);
#187=GENERAL_PROPERTY_ASSOCIATION('','',#188,180);
...
```

Bild 7-16: STEP-Datei mit Getriebedaten (Auszug)

7.3.4 Zuordnungsdatei zum Ausgeben einer FVA-Datei

Zum Ausgeben einer FVA-Eingabedatei aus der STEP-Datenbasis wurde eine vergleichbare Zuordnungsdatei generiert (Bild 7-17). Die in der STEP-Datei abgelegten Daten werden, soweit verfügbar, zeilenweise in der geforderten Einheit mit der für das jeweilige FVA-Programm relevanten Bezeichnung in eine Datei im Format einer FVA-Eingabedatei herausgeschrieben.

Der Vorbelegungsteil dieser Zuordnungsdatei ist ähnlich aufgebaut, jedoch mit der Möglichkeit der Vorbelegung von Einheit (unit), Berechnungsverfahren (calculation_method) und Property-Art (kind). Zur besseren Übersicht kann zusätzlich bei jedem herauszuschreibenden Wert die Anzahl der Nachkommastellen mit „nachkomma = ..“ angegeben werden. Auch hierfür ist eine Vorbelegung vorgesehen. Die Zuordnungsdatei besitzt folgende Abschnitte:

```
<<< cgp = cylindrical_gear_pair; cg1 = cylindrical_gear(cgp.part1);  
+                                     cg2 = cylindrical_gear(cgp.part2)
```

Der Hauptteil der Zuordnungsdatei gliedert sich in Blöcke, die durch “<<< ...”-Zeilen eingeleitet werden. In dieser Zeile wird jeweils ein Hauptobjekt mit seiner Abkürzung angegeben (hier: cgp = cylindrical_gear_pair). Die Abkürzung wird für die Datenzeilen verwendet. Die folgenden Datenzeilen (bis zum nächsten <<< ...) werden vom Konverterprogramm für jedes Objekt der selben Klasse aus der STEP-Datenbasis in die Eingabedatei geschrieben. Im in Bild 7-17 gezeigten Fall der RIKOR-Zuordnungsdatei werden für jede im STEP-Datensatz enthaltene Stirnradstufe die nachfolgenden Zeilen erzeugt. Vom Hauptobjekt abhängige Nebenobjekte werden durch die im STEP-Produktmodell vorgegebenen Beziehungen definiert. Die beiden mit der Stirnradstufe verbundenen Stirnräder werden über die „.part1“- bzw. „.part2“-Beziehung erkannt.

Ein Teil der herauszuschreibenden Zeilen besteht aus reinem Text. Diese Zeilen werden mit den Datenzeilen herausgeschrieben. Jede Zeile besteht aus einer (einmaligen) Zeilennummer, optional der Angabe „a“, „e“ oder „n“, die bei Vorhandensein einen Zeilenumbruch einfügt, und dem eigentlichen Textstring. Die Angaben „a“ und „e“ rahmen einen Datenblock ein. Die Zeilen zwischen „a“ und „e“ werden nur dann ausgegeben, wenn zumindest eine Datenzeile mit Wert ausgegeben wird. Damit kann vermieden werden, dass „leere“ Blöcke ohne Inhalt in die Eingabedatei geschrieben werden.

Die übrigen Zeilen für die eigentlichen Daten sind alle nach dem selben Schema aufgebaut. Auf die (vierstellige) Zeilennummer und die Kennung für den Zeilenumbruch („n“, „a“ oder „e“) folgt der/die Kürzel(n) für das nachfolgende Objekt (im Beispiel: cg1, cg2 und cgp) und die Bezeichnung des Attributs aus dem STEP-Produktmodell für Getriebe. Sofern abweichend von der Vorbelegung können sich im Weiteren An-

gaben zu Einheit (unit = ...), zur Property-Art (kind = ...), zum Berechnungsverfahren (calculation_method = ...), zu einem Umrechnungsfaktor (factor = ...) und zur Anzahl der Nachkommastellen (nachkomma = ...) anschließen. Zur Vermeidung von Überbestimmungen dürfen bei den Programmen bestimmte Werte nicht gleichzeitig in der Eingabedatei vorkommen. Hier im Beispiel reicht die Angabe eines der beiden Drehmomente T1 oder T2 aus, da die Übersetzung durch das Zähnezahlverhältnis bestimmt ist. In der Zuordnungsdatei kann vorgegeben werden, dass eine Zeile bei Vorhandensein einer anderen nicht ausgegeben wird. Für diesen Mechanismus wurden die Zeilen mit Nummern versehen. Die Angabe der Bedingung „BED: not if 0008“ in Zeile 0009 bedeutet, dass Zeile 0009 nicht in die Eingabedatei geschrieben wird, wenn Zeile 0010 bereits vorhanden ist.

```

### Zuordnungsdatei zur Ausgabe einer RIKOR-Eingabedatei
# Vorbelegungen
<<< Vorbelegungen

unit = si__milli_metre
calculation_method = -
kind = -
nachkomma = 4

# Zeilen fuer zu erstellende Eingabedatei

# Stufendaten
<<< cgp = cylindrical_gear_pair; cg1 = cylindrical_gear(cgp.part1);
+                                     cg2 = cylindrical_gear(cgp.part2)
0001 a ' '
0002 n '$ STUFENDATEN'
0003 n ' '
0004 n 'IW = ' cg1 cg2;                name = IW; kind = steuer
0005 n 'IR = ' cg1 cg2;                name = IR; kind = steuer
0008 n 'T1 = ' cg1;                    name = nominal torque; kind = torque_force;
+                                     unit = dr_newton*metre
0009 n 'T2 = ' cg2;                    name = nominal torque; kind = torque_force;
+                                     unit = dr_newton*metre; BED: not if 0008
0010 n 'ALFA = ' cgp;                  name = normal pressure angle; unit = si__radian;
+ factor = 57.29577955; kind = mesh; calculation_method = DIN_3960_1987 ;nachkomma = 3
0011 n 'DREHZAHL = ' cg 1 cg2;         name = nominal rotational speed;
+                                     unit = si__second^-1; kind = power_rotation_speed; factor = 60
0012 n 'SIGMA = ' cgp;                 name = shaft angle; kind = parameter_property;
+                                     unit = si__radian; factor = 57.29577955
0013 n 'A_V = ' cgp;                   name = ACHSABSTAND_V; kind = x
...
0024 e ' '
...

```

Bild 7-17: Zuordnungsdatei zum Ausgeben einer RIKOR-Eingabedatei (Auszug)

7.3.5 Anbindung an CAD-Systeme

Als weitere Funktionsmöglichkeit ist beim Konverterprogramm der Datenaustausch mit CAD-Systemen vorgesehen (Bild 7-18). Die Anbindung der CAD-Systeme an das Konverterprogramm erfolgt über eine STEP-Geometriedatei entsprechend der ISO 10303 AP 214 (siehe dazu Kapitel 5). Diese Datei enthält keine Getriebedaten sondern ausschließlich Geometriedaten. CAD-Systeme können die Produktdaten des STEP-Produktmodells nicht interpretieren, daher erstellt das Konverterprogramm

dazu eine Geometriedatei. Diese Geometriedatei wird ebenfalls im neutralen STEP-Format (AP 214) erzeugt, damit ein Zugriff durch die verschiedenen CAD-Systeme gewährleistet ist. Die Bauteile werden als Solids durch geometrische 3D-Körper dargestellt. Lager und Zahnräder werden vereinfacht als Zylinder oder Kegelstümpfe (bei Kegelrädern) abgebildet. Als Außendurchmesser wird bei den Zahnrädern der Kopfkreisdurchmesser verwendet. Für die unterschiedlichen Objektarten können die Farben durch Angabe in der Konfigurationsdatei vom Benutzer gewählt werden (z.B. Rot für alle Wellen).

Der Datenaustausch mit CAD-Systemen erfolgt in beiden Richtungen und ist mit allen CAD-Systemen mit STEP-Schnittstelle möglich. Eingelesen werden die vereinfacht dargestellten Getriebeelemente als Welle, Lager und Zahnrad (Stirnräder, Kegelräder und Schnecken). Die Identifizierung der verschiedenen Bauelemente erfolgt wie in Kapitel 5 beschrieben.

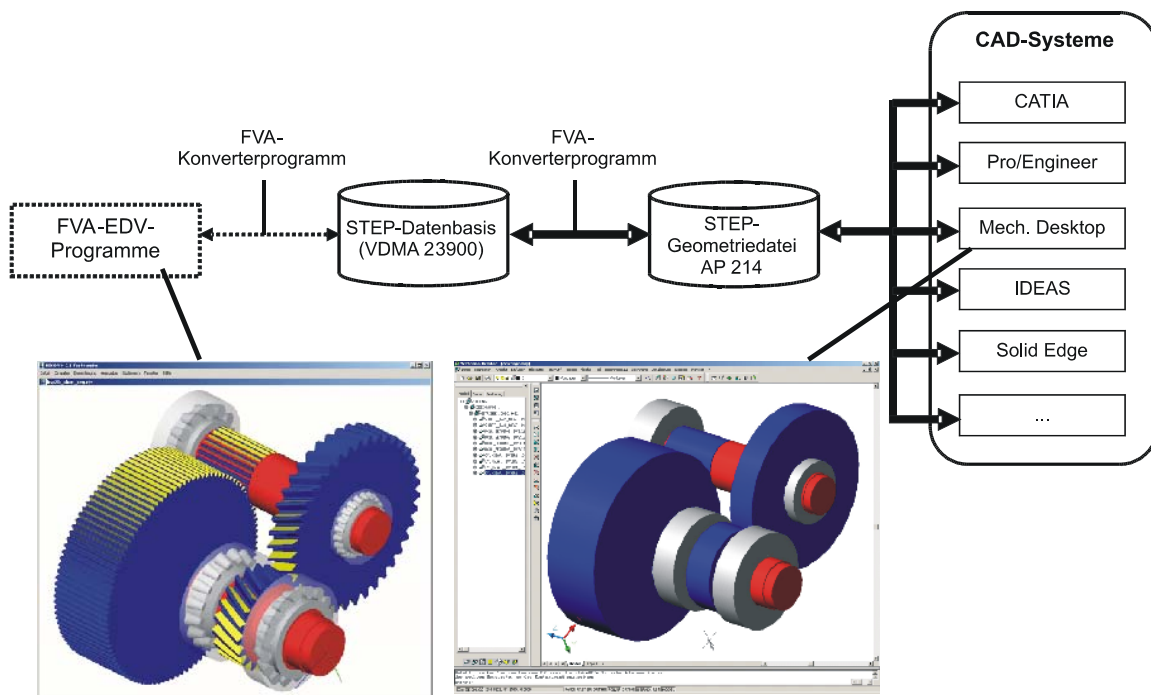


Bild 7-18: Anbindung von CAD-Systemen durch das FVA-Konverterprogramm

7.3.6 Auswahlmechanismus

Für einen Spezialfall beim Datenaustausch musste eine Sonderlösung gefunden werden. Die FVA-Programme PFAU [L1] und PressFit [L2] dienen zur Nachrechnung von Passfederverbindungen nach DIN 6892 [D5] bzw. Pressverbänden nach DIN 7190 [D6]. Mit der Erweiterung um eine STEP-Schnittstelle können die Daten von Passfederverbindungen bzw. Pressverbänden aus einer STEP-Datei importiert werden. Für jede in der STEP-Datei befindliche Passfederverbindung bzw. jeden Pressverband wird dabei eine eigene Eingabedatei erzeugt. Dies setzt jedoch voraus, dass die Passfederverbindungen und Pressverbände auch als solche in der

STEP-Datei definiert sind. Wird jedoch ein STEP-Datensatz z.B. mit RIKOR erzeugt, fehlen jegliche Informationen zu den Welle-Nabe-Verbindungen, da RIKOR die Art der Verbindung zwischen den Zahnrädern und Wellen nicht berücksichtigt. Beim Importversuch dieser Datei nach PFAU oder PressFit würden demnach keine Passfederverbindungen oder Pressverbände erkannt werden. Es können somit keine Eingabedateien erstellt werden.

Es musste daher ein neuer Mechanismus entwickelt werden, der auch potentielle Passfederverbindungen und Pressverbände identifiziert, die vom Benutzer wiederum zum Einlesen nach PFAU / PressFit ausgewählt werden können. Realisiert wurde dieser Prozess mit Hilfe so genannter Auswahl-Dateien (Bild 7-19).

Beim Einlesen einer STEP-Datei nach PFAU / PressFit läuft folgender Prozess ab: PFAU / PressFit ruft das Konverterprogramm zum Erzeugen der Auswahl-Datei auf. Dabei wird anstelle der sonst üblichen Eingabedatei eine so genannte Auswahldatei mit einer Übersicht aller potentiellen Passfederverbindungen bzw. Pressverbänden ausgegeben. Dies beinhaltet alle Welle-Zahnrad-Beziehungen aus der STEP-Datei genauso wie bereits definierte Passfederverbindungen bzw. Presssitze. Von diesen Objekten werden nur die wichtigsten Daten (Wellen-, Rad- und Lagernummern, Wellenlängskoordinate sowie Hauptabmessungen), die dem Benutzer zur Identifizierung dienen, herausgeschrieben. Das Format entspricht mit der Einteilung in \$-Blöcke dem einer FVA-Eingabedatei (Bild 7-20).

Diese Auswahl-Datei wird von PFAU / PressFit eingelesen. In der Oberfläche dieser Programme erhält der Benutzer alle in Frage kommenden Passfeder- bzw. Pressverbindungen dargestellt. Dies sind neben den bereits als Passfederverbindung bzw. Presssitze definierten Verbindungen generell alle Verbindungen zwischen Zahnrädern und Wellen, welche in der STEP-Datei enthalten sind. Der Benutzer wählt daraus diejenigen Verbindungen aus, welche als Passfederverbindungen durch PFAU bzw. Presssitze durch PressFit berechnet werden sollen. Die angezeigten Werte (Durchmesser und Längen) dienen als Orientierung bei der Auswahl.

Die ausgewählten Verbindungen bleiben in der Auswahl-Datei erhalten, alle anderen Verbindungen werden durch die Oberfläche gelöscht. In der Auswahl-Datei ist somit eine Vorgabe entstanden, welche die aus der STEP-Datei einzulesenden Objekte festlegt. Die Oberfläche ruft das Konverterprogramm ein zweites Mal auf, diesmal zum Einlesen der STEP-Datei **und** der Auswahl-Datei. Das FVA-Konverterprogramm wurde so erweitert, dass bei Vorhandensein einer Auswahl-Datei nur die darin angegebenen Objekte für die weitere Berechnung ausgegeben werden.

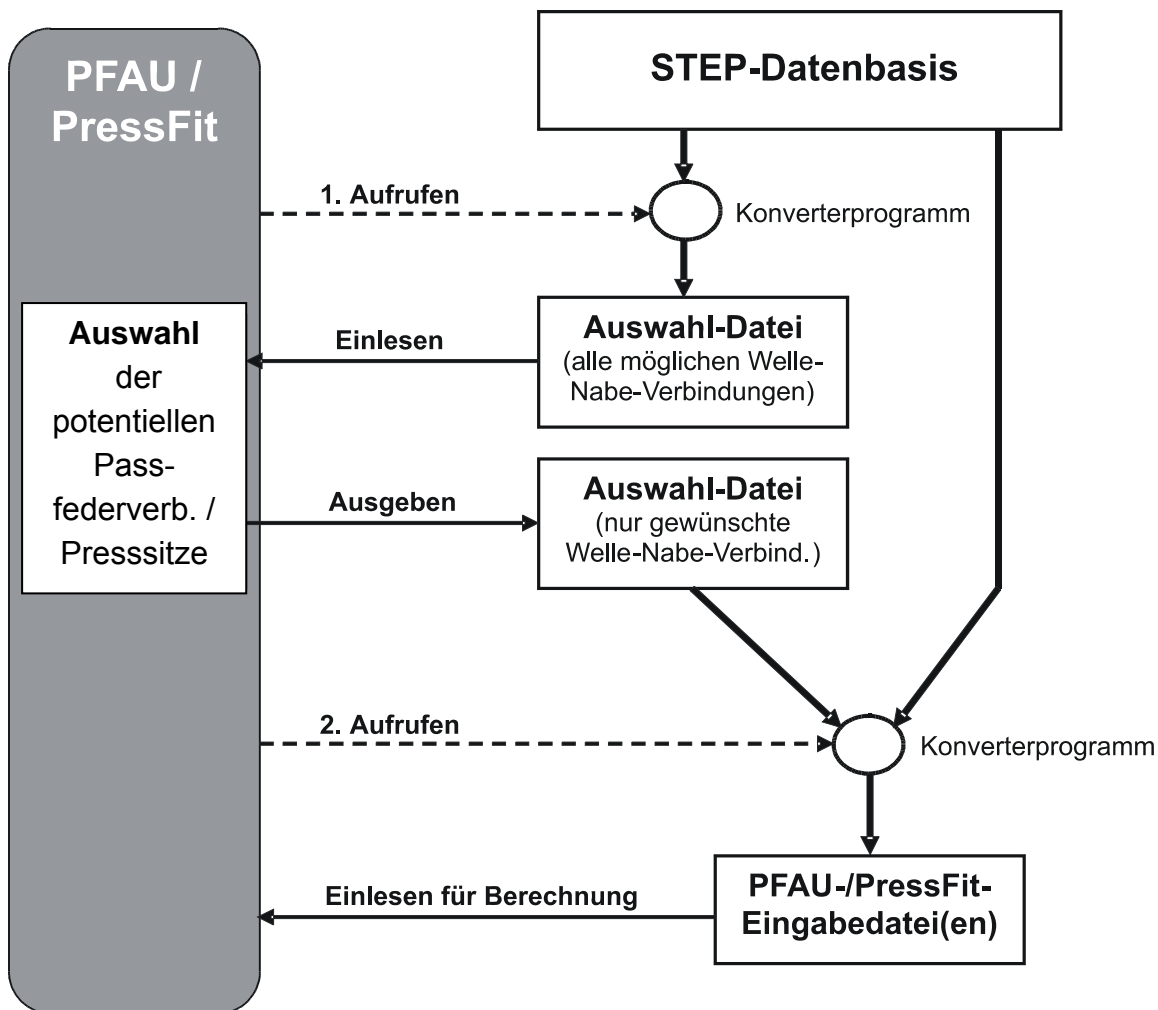


Bild 7-19: Auswahlmechanismus zum Einlesen von Daten für die FVA-Programme PFAU und PressFit

```

$ ANFANG
#-----
$ PRESSITZ
#-----

IW                = 2
IR                = 1
UK                = 138.

Innendurchmesser_IT      = 10
Aussendurchmesser_AT    = 172.2036
Durchmesser_der_Fuge    = 120.
Laenge_der_Fuge        = 63.
...
    
```

Bild 7-20: Auswahldatei zum Einlesen eines Presssitzes für das FVA-Programm PressFit

Für jede Passfederverbindung bzw. jeden Presssitz aus der Auswahl-Datei wird vom Konverterprogramm eine eigene PFAU- / PressFit-Eingabedatei ausgegeben. Diese

stehen für die weitere Ergänzung bzw. Veränderung der Daten und einer anschließenden Nachrechnung bereit.

7.3.7 Bewertung

Mit der Einführung der STEP-Datenschnittstelle bei den FVA-Programmen konnte ein bedeutender Beitrag zur Verbesserung der Datendurchgängigkeit realisiert werden. Die auf dem neu entwickelten STEP-Produktmodell für Getriebe basierende Schnittstelle nutzt ein universell für alle FVA-Programme einsetzbares Konverterprogramm, mit dem nicht nur untereinander Daten sondern auch mit CAD-Systemen Geometriedaten ausgetauscht werden. Daten, die bislang nur von Hand transferiert werden konnten, werden durch diese Schnittstelle automatisch zwischen den Programmen übergeben. Die Schnittstelle wurde bewusst so gestaltet, dass die Änderungen an den bestehenden FVA-Programmen nur einen minimalen Aufwand erfordern. Zu den bisher sieben angebotenen Programmen (Bild 7-21) können deshalb künftig weitere FVA-Programme mit nur geringem Aufwand ergänzt werden.

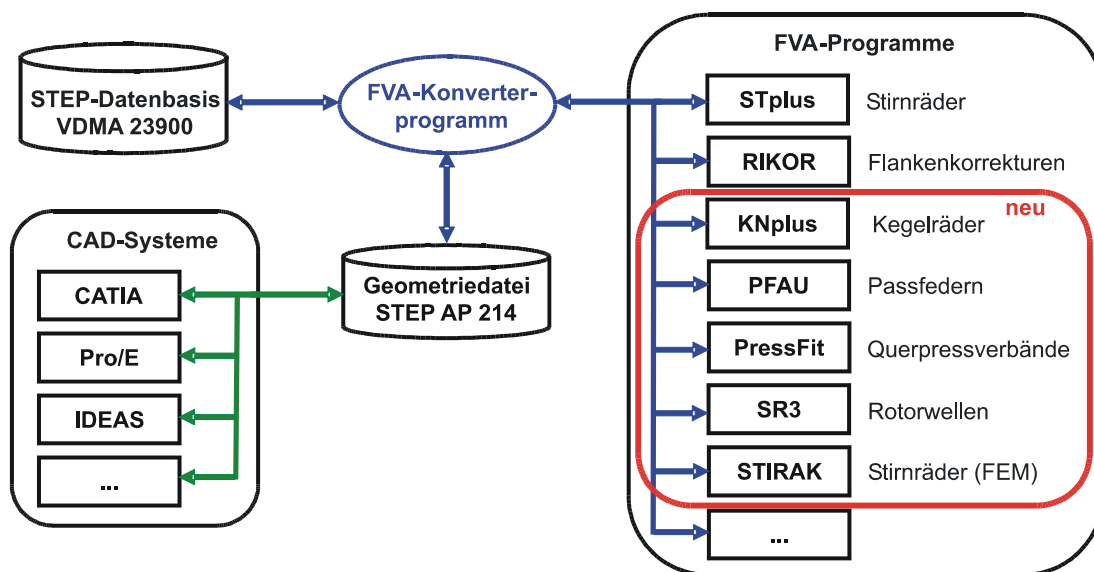


Bild 7-21: STEP-Datenschnittstelle bei den FVA-Programmen

7.4 Anbindung von weiteren Programmen

Während die FVA-Programme durch gemeinsame Ein- und Ausleseroutinen genormte Datenformate aufweisen, kann dies für andere, fremde Programme nicht vorausgesetzt werden. In Firmen wurde das interne Wissen häufig auch in Form von EDV-Programmen abgelegt. Derartige Programme entsprechen oft genau den Anforderungen und werden bei Bewährung auch nach längerer Zeit noch zur Verifikation neuerer Programme und als Kontrolle eingesetzt. Weiter existieren zahlreiche kommerzielle Programme außerhalb der FVA, die ebenfalls während der Getriebeent-

wicklung zum Einsatz kommen. Eine Anbindungsmöglichkeit auch dieser Programme an die gemeinsame STEP-Datenbasis erscheint daher sehr sinnvoll.

Sofern die Programme ähnlich den FVA-Programmen (Ein- und Ausgabedateien im ASCII-Format, Zugriff auf den Quellcode) gestaltet sind, ist eine Anbindung an die STEP-Datenbasis relativ problemlos über das FVA-Konverterprogramm möglich. Problematisch wird es dagegen, wenn folgende Fälle auftreten:

- Die Ein- und Ausgabedateien weichen zu sehr vom FVA-Format ab, so dass das FVA-Konverterprogramm nicht oder nur mit aufwendigen Änderungen eingesetzt werden kann.
- Einige identifizierende Daten müssen vom Programm selbst von der Eingabe- in die Ausgabedatei geschrieben werden, um die berechneten Daten anschließend richtig zuordnen zu können. Ist jedoch der Quellcode eines Programms nicht mehr verfügbar, können diese notwendigen Ergänzungen nicht durchgeführt werden.
- Bei kommerziell erworbenen Programmen ist der Zugriff auf den Quellcode oft nur beschränkt möglich. Ein individuelles Ändern ist zudem nicht sinnvoll, da dieses beim Erscheinen jeder neuen Programmversion wiederholt werden muss. Am günstigsten ist eine Möglichkeit, ein solches Programm anzubinden ohne jede Änderung.

In diesen Fällen empfiehlt es sich, das Programm in ein eigenes, neu geschriebenes Programm „einzupacken“ (Bild 7-22) und vom Konverterprogramm so genannte Zwischenein- bzw. Ausgabedateien erzeugen zu lassen, die durch das Programm in die nativen Dateien umgewandelt werden.

Das neue „Oberprogramm“ hat dabei nur folgende Funktionen zu erfüllen:

- Aufruf des FVA-Konverterprogramms zum Import der Daten aus der STEP-Datenbank
- Umwandeln der durch das Konverterprogramms erzeugten Zwischen-Eingabedatei in eine Original-Eingabedatei für das Berechnungsprogramm
- Auslesen der für den Datenaustausch relevanten Daten (Zuordnungsdaten, identifizierende Kennwerte), die nicht in das Berechnungsprogramm integriert werden können
- Aufruf des (Original-)Berechnungsprogramms
- Umwandeln der Original-Ausgabedatei in eine Ausgabedatei, die vom FVA-Konverterprogramm eingelesen werden kann.

- Dabei Zurückschreiben der Zuordnungsdaten und identifizierenden Kennwerte in diese Ausgabedatei
- Aufruf des FVA-Konverterprogramms zum Export der Daten in die STEP-Datenbasis

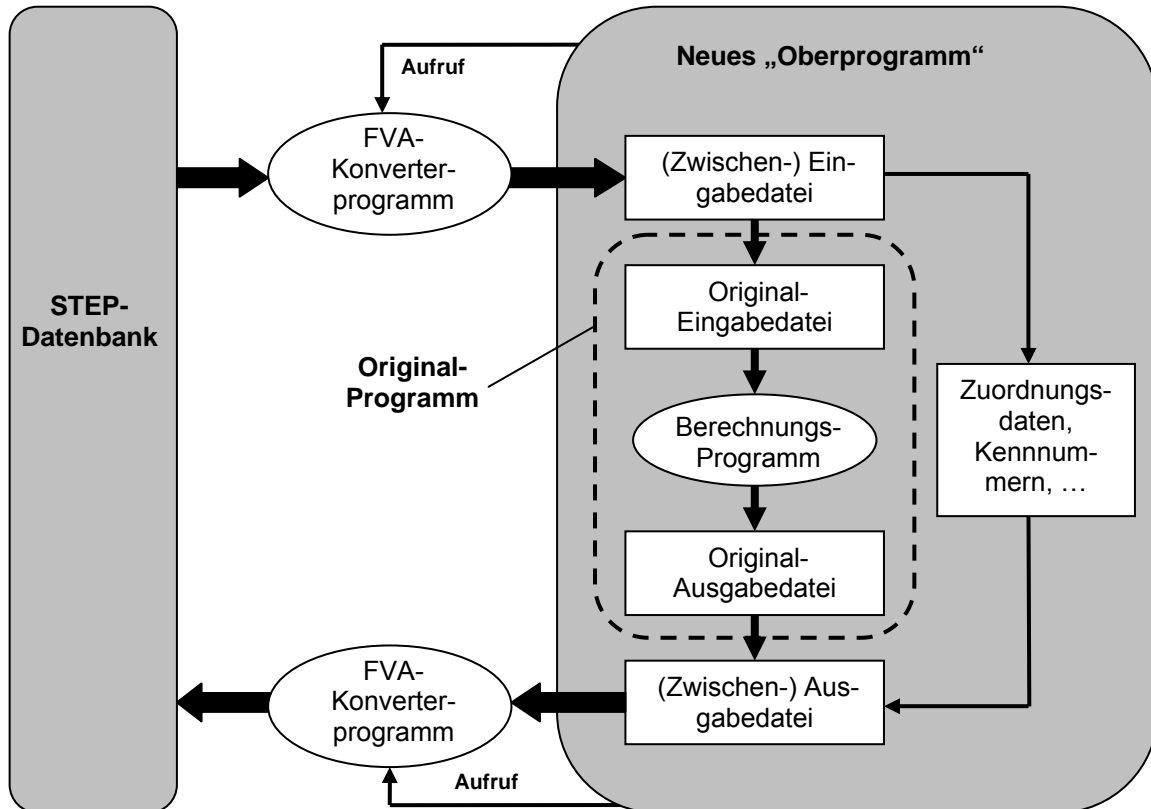


Bild 7-22: Anbindung von Nicht-FVA-Programmen durch „Kapseln“ in ein Oberprogramm

Durch die Nutzung des FVA-Konverterprogramms zum Datenimport/-export können dessen Funktionen zur Überprüfung der Datenkonsistenz und zum Einfügen der Daten in die Datenbasis nach wie vor voll genutzt werden.

8 Beispiel

Als Beispiel für eine durchgängige Auslegung und Nachrechnung soll das virtuelle FVA-Getriebe dienen, das eigens erstellt wurde, um damit alle EDV-Programme der FVA verifizieren zu können (siehe [W1]). Es besteht aus einer Kegelradstufe am Antrieb und zwei weiteren Stirnradstufen (siehe Bild 8-1).

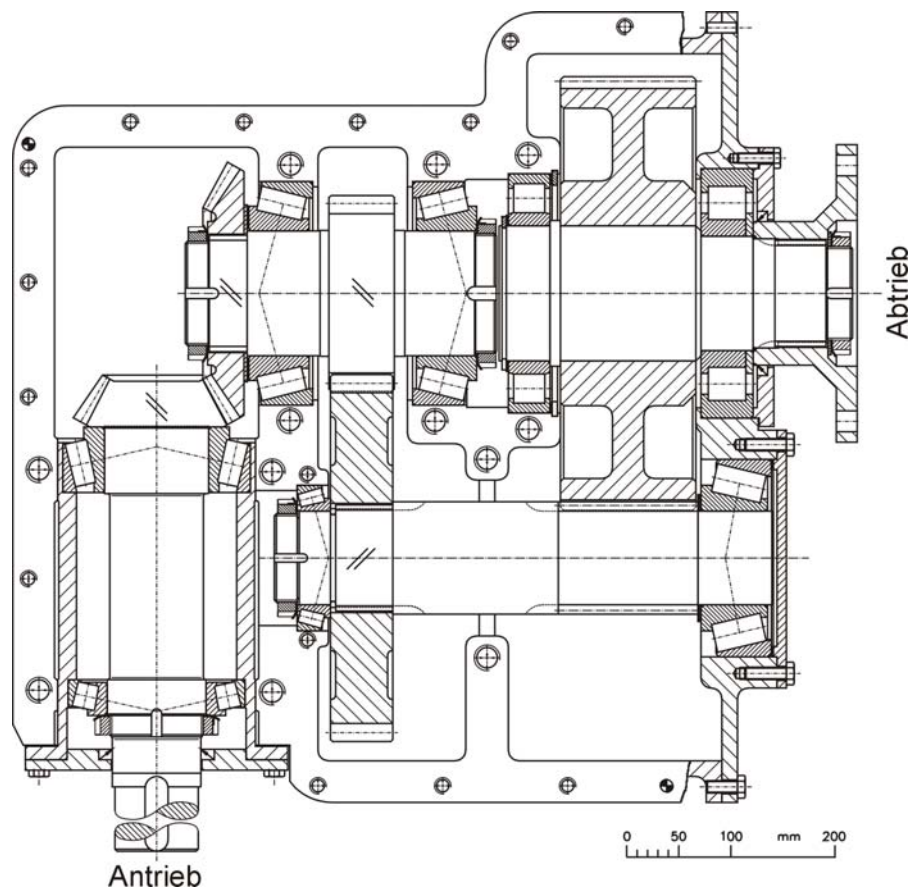


Bild 8-1: Virtuelles FVA-Getriebe

Für das Gesamtgetriebe sind folgende Grunddaten gegeben:

- Leistung: 345 kW
- Antriebsdrehzahl: 3000 1/min
- Gesamtübersetzung: 13,1274

Für die Beispielrechnung sollen zur Vereinfachung nur die beiden Stirnradstufen betrachtet werden. Aufbauend auf den wenigen Eckdaten dieser Stufen soll eine Auslegung mit den Formeln nach DIN 3990 einschließlich einer Iteration der Kennwerte (siehe Kapitel 6.1.2) sowie eine anschließende Nachrechnung mit dem FVA-Stirnradprogramm STplus erfolgen. Geeignete Flankenkorrekturen werden im Anschluss durch das Ritzelkorrekturprogramm RIKOR in einem Optimierungsprozess ermittelt.

1. Angaben

Eine direkte Nachrechnung der Stirnradstufen des virtuellen FVA-Getriebes bezüglich der Grübchen- und Zahnfußbruchsicherheit ergibt teilweise sehr große Werte für die Sicherheiten (Zahnfußbruchsicherheit zwischen 5 ... 6). Im Beispiel soll daher eine Neuauslegung und Nachrechnung für eine Verzahnung mit an die Mindestsicherheiten angenäherten Sicherheitsfaktoren durchgeführt werden. Für die Auslegung der beiden Stirnradstufen sollen folgende Daten als Startwerte gegeben sein:

Daten für die Stirnradstufe(n)	
Leistung	$P = 345 \text{ kW}$
Eingangsdrehmoment	$T_{An} = 1815 \text{ Nm}$
Übersetzung der beiden Stirnradstufen	$u = 6,732$
Werkstoffe (für alle Zahnräder)	$16\text{MnCr}5$
Grübchendauerfestigkeit (16MnCr5)	$\sigma_{Hlim} = 1460 \text{ N/mm}^2$
Zahnfußdauerfestigkeit (16MnCr5)	$\sigma_{Flim} = 430 \text{ N/mm}^2$
Kernhärte	380 HV
Oberflächenhärte	750 HV
Gemittelte Rauheit (Zahnflanke)	$R_z = 4 \text{ }\mu\text{m}$
Gemittelte Rauheit (Zahnfuß)	$R_z = 16 \text{ }\mu\text{m}$
Schmieröl	<i>FVA-Referenzöl Nr. 3</i>
Schmierungsart	<i>Einspritzschmierung</i>
Dichte des Öls bei 15°C	$\rho_{15} = 0,88 \text{ g/cm}^3$
Kinematische Viskosität bei 40°C	$\nu_{40} = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$
Kinematische Viskosität bei 100°C	$\nu_{100} = 11 \text{ mm}^2/\text{s}$
Öleinspritztemperatur	$T_{öl} = 60^\circ\text{C}$
Angenommene Mindestsicherheit gegen Grübchen	$S_{Hmin} = 1,2$
Angenommene Mindestsicherheit gegen Zahnfußbruch	$S_{Flmin} = 1,3$

Tabelle 8-1: Angaben zur Neuauslegung der beiden Stirnradstufen

2. Anzahl der Stufen

Sowohl die Aufteilung nach Niemann/Winter [N1] als auch nach Röhild [R3] führt übereinstimmend zum selben Ergebnis:

Gesamtübersetzung: $u = 6,732 \rightarrow$ Anzahl der Stufen: $n = 2$

3. Aufteilung der Übersetzung:

Die Werkstoffe sollen für alle Zahnräder der beiden Stufen gleich angenommen werden (16MnCr5). Da kein Einfluss aus unterschiedlichen Werkstoffen in die Aufteilung eingeht, wird die Aufteilung bezüglich minimaler Masse [R3] herangezogen:

Übersetzung Stufe 1: $u_1 = 2,503$

Übersetzung Stufe 2: $u_2 = 2,690$

4. Auslegung Stufe 1:

Für die Auslegung werden die Gleichungen (6-14) bis (6-16) nach Kapitel 6 herangezogen. Es werden die Vorbelegungswerte aus den Tabellen 6-7 und 6-8 verwendet, sofern die Werte nicht oben in Tabelle 8-1 gegeben sind. Das Verhältnis b/d_1 soll mit 0,8 vorgegeben sein, der Breitenlastverteilungsfaktor $K_{H\beta}$ bzw. $F_{H\beta}$ wird mit 1,2 vorbelegt, da eine spätere Flankenkorrektur vorgesehen ist. Vom Original des virtuellen FVA-Getriebes wird der Schrägungswinkel mit $\beta = 21,7^\circ$ übernommen.

Daraus ergeben sich die Überschlagswerte für den ersten Entwurf:

Teilkreisdurchmesser Ritzel:	$d_1 = 101,57 \text{ mm}$
Zahnbreite:	$b = 81,25 \text{ mm}$
Normalmodul:	$m_n = 3,39 \text{ mm}$
Zähnezahl Ritzel:	$z_1 = 28$
Zähnezahl Rad:	$z_2 = 70$
Summe der Profilverschiebungsfaktoren:	$\Sigma x = 0,8$
Achsabstand:	$a = 181,37 \text{ mm}$
(Profilüberdeckung:	$\varepsilon_\alpha = 1,49$)
(Sprungüberdeckung:	$\varepsilon_\beta = 2,82$)

In der Iteration werden die vorbelegten Tragfähigkeitsfaktoren aus diesen Entwurfsdaten neu nach DIN 3990 berechnet. Die Werte werden zu diesem Zweck nicht an Norm-Zahlenreihen angepasst, d.h. es wird auch mit einem Modul von 3,39 mm weitergerechnet. Diese Berechnung ergibt statt der Vorbelegungswerte folgende Faktoren (Werte in Klammern sind fest vorgegeben.):

Bezeichnung	K_A	K_v	$K_{H\alpha}$	$K_{H\beta}$	$K_{F\alpha}$	$K_{F\beta}$
Vorbelegung	1,0	1,1	1,2	1,2	1,2	1,2
Berechnet	(1,0)	1,04	1,04	(1,2)	1,04	(1,2)

Z_B	Z_H	Z_E	Z_ε	Z_β	Z_{NT}	Z_L	Z_v	Z_R	Z_W	Z_X
1,0	2,5	191,7	0,85	0,964	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
1,0	2,236	191,6	0,829	0,964	1,00	0,963	1,00	0,993	1,00	1,00

Y_{FS}	Y_β	Y_{NT}	$Y_{\delta rel T}$	$Y_{R rel T}$	Y_X
2,9	1,0	1,0	1,0	0,9	1,0
3,01	0,819	1,00	1,00	0,972	1,00

Mit diesen genaueren Tragfähigkeitskennwerten ergibt eine erneute Auslegung nach den Gleichungen (6-14) bis (6-16) den angepassten Entwurf:

Teilkreisdurchmesser Ritzel:	$d_1 = 91,05 \text{ mm}$
Zahnbreite:	$b = 72,84 \text{ mm}$
Normalmodul:	$m_n = 2,72 \text{ mm}$
Zähnezahl Ritzel:	$z_1 = 31$
Zähnezahl Rad:	$z_2 = 78$
Summe der Profilverschiebungsfaktoren:	$\Sigma x = 0,8$
Achsabstand:	$a = 161,64 \text{ mm}$
(Profilüberdeckung:	$\varepsilon_\alpha = 1,51$)
(Sprungüberdeckung:	$\varepsilon_\beta = 3,15$)

Die im angepassten Entwurf aus den berechneten Kennwerten generierte Verzahnung ist gegenüber der Erstauslegung klar erkennbar schwächer dimensioniert. Auf sinnvolle und normgerechte Werte gerundet ergibt sich folgende Verzahnung. Dabei ist zu beachten, dass beim Runden der Wert des Moduls für eine ausreichende Zahnfußbruchsicherheit möglichst nur vergrößert wird.

Zahnbreite:	$b = 73,0 \text{ mm}$
Normalmodul:	$m_n = 3,0 \text{ mm}$
Schrägungswinkel:	$\beta = 21,7^\circ$
Zähnezahl Ritzel:	$z_1 = 31$
Zähnezahl Rad:	$z_2 = 78$
Summe der Profilverschiebungsfaktoren:	$\Sigma x = 0,701$
Achsabstand:	$a = 178 \text{ mm}$
(Teilkreisdurchmesser Ritzel:	$d_1 = 100,09 \text{ mm}$)
(Profilüberdeckung:	$\varepsilon_\alpha = 1,51$)
(Sprungüberdeckung:	$\varepsilon_\beta = 2,86$)
Sicherheit gegen Grübchen	$S_H = 1,37 \geq S_{Hmin} = 1,2$
Sicherheit gegen Zahnfußbruch	$S_F = 1,62 / 1,50 \geq S_{Fmin} = 1,3$

5. Auslegung Stufe 2:

Nach gleichem Schema wird die 2. Stirnradstufe berechnet. Auch hier wird der Schrägungswinkel von $\beta = 0^\circ$ vom Originalgetriebe übernommen.

Zahnbreite:	$b = 111,0 \text{ mm}$
Normalmodul:	$m_n = 4,0 \text{ mm}$
Schrägungswinkel:	$\beta = 0^\circ$
Zähnezahl Ritzel:	$z_1 = 34$
Zähnezahl Rad:	$z_2 = 91$
Summe der Profilverschiebungsfaktoren:	$\Sigma x = 0,783$
Achsabstand:	$a = 253 \text{ mm}$
(Teilkreisdurchmesser Ritzel:	$d_1 = 136,0 \text{ mm}$)

(Profilüberdeckung:	$\varepsilon_a = 1,70$	
Sicherheit gegen Grübchen	$S_H = 1,24$	$\geq S_{Hmin} = 1,2$
Sicherheit gegen Zahnfußbruch	$S_F = 1,41 / 1,30$	$\geq S_{Fmin} = 1,3$

Die Werte der Sicherheiten der entworfenen Verzahnungen liegen nur knapp über den geforderten Mindestsicherheiten. Damit ist das erste Ziel erreicht worden, nämlich Verzahnungen zu erzeugen, die infolge geringerer Dimensionen auch entsprechend kostengünstiger sind.

6. Anpassen des Achsabstands / Geometriewerte aus dem CAD-System

Die beiden Verzahnungen wurden nacheinander für sich ausgelegt. Im Gegensatz zum Original-Getriebe wurden für beide Stufen unterschiedliche Achsabstände erzeugt. Diese Werte sind zwar für die jeweilige Verzahnung die als optimal bestimmten Werte, in manchen Fällen sind jedoch geometrische Randbedingungen zu beachten. Die Lage der Wellen, Lager und Zahnräder soll gegenüber dem bestehenden virtuellen FVA-Getriebe nicht verändert werden, um beispielsweise keine grundlegenden Änderungen am Gehäuse durchführen zu müssen. Die erforderlichen Grundabmessungen können aus einem einfachen 3D-Modell im CAD-System importiert werden (Bild 8-2). Entsprechend dem in Kapitel 5 beschriebenen Mechanismus sind die Wellen, Lager und Zahnräder als vereinfachte Zylinder und Kegelstümpfe dargestellt. Die genaue Geometrie der Bauteile wird erst im Auslegungsprozess bestimmt, aber die Position der Bauteile zueinander und im Gehäuse kann mit einem derartigen Modell rasch festgelegt werden. Neben den Achsabständen werden somit auch die Positionen der Zahnräder und Lager auf den Wellen festgelegt. Der vom ursprünglichen virtuellen FVA-Getriebe importierte Achsabstand beträgt für beide Stufen 254 mm. Entsprechend dieser Neueingabe werden die Verzahnungen angepasst. Dies betrifft im Beispiel vor allem für die erste Stufe eine komplette Veränderung der Werte. Dazu wird eine vollständige Neuauslegung durchgeführt, bei der lediglich ein Überschlagswert für den Teilkreisdurchmesser des Ritzels vorgegeben wird, der sich aus dem Achsabstand und der Übersetzung der Stufe bei Vernachlässigung der Profilverschiebung ergibt.

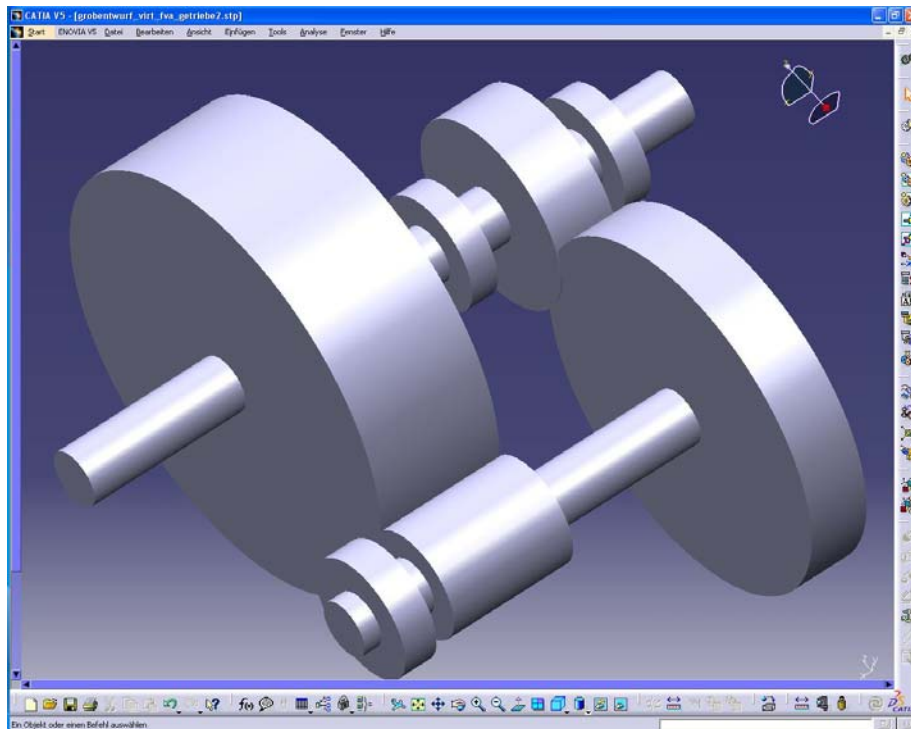


Bild 8-2: Vereinfachtes Geometriemodell im CAD-System zum Importieren in die STEP-Datenbasis

Die neu ausgelegten Verzahnungen mit einem übereinstimmenden Achsabstand 254 mm sind in Tabelle 8-2 dargestellt.

Parameter	Stufe 1	Stufe 2
Zahnbreite	30 mm	110 mm
Normalmodul	5,0 mm	4,0 mm
Schrägungswinkel	21,7°	0°
Zähnezah Ritzel	26	34
Zähnezah Rad	67	91
Summe der Profilverschiebungsfaktoren	0,7886	1,057
Achsabstand	254 mm	254 mm
Teilkreisdurchmesser Ritzel	139,9 mm	136,0 mm
Profilüberdeckung / Sprungüberdeckung	1,44 / 0,71	1,64 / -
Sicherheit gegen Grübchen ($S_{Hmin} = 1,2$)	1,20	1,24
Sicherheit gegen Zahnfußbruch ($S_{Hmin} = 1,3$)	1,31	1,30

Tabelle 8-2: Stirnradstufen des virtuellen FVA-Getriebes neu ausgelegt mit den ursprünglichen Achsabständen

Auch mit dem fest vorgegebenen Achsabstand kann ein Verzahnungsentwurf mit Sicherheiten knapp über den Mindestsicherheiten erstellt werden.

Ungünstig bei dieser Lösung wirkt sich die Tatsache aus, dass die 2. Stufe gegenüber dem Entwurf nahezu unverändert übernommen wird, bei der 1. Stufe dagegen der Achsabstand stark vergrößert wurde. Aus diesem Grund weicht die 1. Stufe von

der ursprünglich vorgesehenen optimalen Lösung deutlich ab. Der vergrößerte Achsabstand führt zu einer Verzahnung mit einer entsprechend reduzierten Zahnbreite, die aber wiederum für die Fußtragfähigkeit durch einen vergrößerten Modul kompensiert werden muss. Die Kennwerte dieser Verzahnung liegen zwar innerhalb der erlaubten Grenzen, jedoch tritt der in der Praxis eher ungewohnte Fall ein, dass die Stufe mit dem höheren Drehmoment einen kleineren Modul aufweist.

Sofern kein koaxialer An- und Abtrieb der beiden Stirnradstufen gefordert wird, ist daher eine Lösung sinnvoller, bei der die Achsabstände aus den als optimal errechneten Vorschlagswerten abgeleitet werden. Für den weiteren Lösungsweg soll deswegen eine Lösung aufgezeigt werden, die sich an die Vorschlagswerte der Grobauslegung (siehe 4. und 5.) orientiert.

7. Alternative Lösung mit günstig gewählten Achsabständen

Die unter 4. und 5. für die beiden Stirnradstufen berechneten Achsabstände lauten folgendermaßen:

$$a_1 = 178 \text{ mm}; a_2 = 253 \text{ mm}$$

Eine geringfügige Anpassung an glatte Werte führt zu folgenden Werten für die beiden Achsabstände:

$$a_1 = 175 \text{ mm}; a_2 = 250 \text{ mm}$$

Eine erneute Auslegung beider Stufen mit der Vorgabe der neu gewählten Achsabstände ergibt nach Erzeugen normgerechter ganzzahliger Werte unten stehende Lösung:

Parameter	Stufe 1	Stufe 2
Zahnbreite	70 mm	140 mm
Normalmodul	3,0 mm	4,0 mm
Schrägungswinkel	21,7°	0°
Zähnezahl Ritzel	31	33
Zähnezahl Rad	77	90
Summe der Profilverschiebungsfaktoren	0,2172	1,0582
Achsabstand	175 mm	250 mm
Teilkreisdurchmesser Ritzel	100,1 mm	132,0 mm
Profilüberdeckung / Sprungüberdeckung	1,52 / 2,75	1,63 / -
Sicherheit gegen Grübchen ($S_{Hmin} = 1,2$)	1,22	1,24
Sicherheit gegen Zahnfußbruch ($S_{Hmin} = 1,3$)	1,31	1,35

Tabelle 8-3: Stirnradstufen des virtuellen FVA-Getriebes mit günstig gewählten Achsabständen

Das Ziel, eine Verzahnung für beide Stirnradstufen zu erzeugen, die hinsichtlich der Sicherheiten gegen Grübchen und Zahnfußbruch gerade geringfügig über den geforderten Mindestsicherheiten liegt, kann voll erfüllt werden.

Ob diese Werte für eine tatsächliche Verzahnung geeignet sind muss eine genauere Analyse bei der weiteren Nachrechnung auch anderer Aspekte (Fresstragfähigkeit, Wirkungsgrad, Geräuschanregung, Fertigungsmöglichkeiten, usw.) zeigen. Nicht betrachtet wurden für diesen Entwurf Optimierungsmöglichkeiten durch die Aufteilung der Profilverschiebung auf die beiden Zahnräder und die Existenz vorhandener Werkzeuge. Die Werte für die Zahnbreite stellen gerundete Mindestwerte dar, die jederzeit nach oben korrigiert werden können.

8. Ganzzahlige Sprungüberdeckung

Getriebe gelten nach [M2] als besonders geräuscharm, wenn sich eine ganzzahlige Sprungüberdeckung ergibt. Im Fall der ersten Stufe ist die Zahnbreite b leicht zu erhöhen, bis sich in der (STplus-)Nachrechnung ein ganzzahliger Wert $\varepsilon_\beta = 3,00$ (statt 2,75) ergibt. Dies tritt ein bei einer Breite von $b = 76,5 \text{ mm}$ (statt $70,0 \text{ mm}$). Für eine weitere exakte Bestimmung der Geräusch- und Anregungsverhaltens können weitere Analysen durchgeführt werden, z.B. mit dem FVA-Programm DZP [G2].

9. Optimierung der Breitenlastverteilung

Die Breitenlastverteilungsfaktoren $K_{H\beta}$ bzw. $K_{F\beta}$ waren in den vorangegangenen Auslegungsrechnungen stets mit 1,2 vorbelegt. Dieser Wert soll durch die Vorgabe geeigneter Flankenkorrekturen für den vorliegenden Entwurf erreicht werden. Das FVA-Ritzelkorrekturprogramm RIKOR ermöglicht eine derartige Berechnung.

Für dieses Beispiel sollen sowohl die Wellen als auch die Lager vom virtuellen FVA-Getriebe übernommen werden. Theoretisch wäre auch für die Wellen und Lager eine Neuauslegung entsprechend den vorgestellten Auslegungsmethoden möglich. Unter Berücksichtigung sowohl der Wellendurchbiegung als auch der Lagersteifigkeiten aus den gegebenen Kräften kann mit RIKOR die Breitenlastverteilung im Eingriff bestimmt werden und durch Eingeben von (Standard-)Korrekturen beeinflusst werden. Die im virtuellen FVA-Getriebe bestehende Kegelradstufe vor den beiden Stirnradstufen wird unverändert übernommen.

Stirnradstufe 1:

Aufgrund der relativ geringen Zahnbreite werden auch ohne vorgegebene Korrekturen Breitenlastfaktoren kleiner 1,2 erreicht ($K_{H\beta} = 1,14$ bzw. $K_{F\beta} = 1,09$). Zur Vermei-

dung von Kantenträgern der Zahnflanken wird eine Breitenballigkeit von $10 \mu\text{m}$ als sinnvoll empfohlen.

Stirnradstufe 2:

Ohne Korrekturen berechnet RIKOR (Bild 8-3) die Breitenlastfaktoren mit $K_{H\beta} = 1,28$ und $K_{F\beta} = 1,26$. Diese Werte liegen über den geforderten Grenzwerten und müssen durch Optimieren angepasst werden.

Mit der Vorgabe einer Breitenballigkeit von $10 \mu\text{m}$ und einer Schrägungswinkelkorrektur von $12 \mu\text{m}$ werden günstige Breitenlastfaktoren ($K_{H\beta} = 1,07$ bzw. $K_{F\beta} = 1,06$) ermittelt. Diese Korrekturen dürften die in der Tragfähigkeitsberechnung vorausgesetzten Breitenlastfaktoren von 1,2 für die vorgegebenen Belastungen erfüllen.

10. Ergebnis:

Die Neuauslegung der beiden Stirnradstufen des virtuellen FVA-Getriebes geschieht in diesem Beispiel mit der Vereinfachung, dass ausschließlich die Tragfähigkeiten hinsichtlich Grübchen und Zahnbruch als Auslegungskriterien herangezogen werden. Weitere Nachrechnungen können zu müssen auch die Tauglichkeit dieses Entwurfs hinsichtlich weiterer Kriterien (Fresstragfähigkeit, Wirkungsgrad, Geräuschanregung, usw.) bestätigen.

Zum Vergleich mit dem ursprünglichen FVA-Getriebe eignet sich die Variante mit den unverändert übernommenen Achsabständen und Lagerpositionen am besten. Bei beiden Stufen kann eine deutliche Verringerung der Zahnbreite festgestellt werden (Stufe 1: 30mm statt 63 mm bzw. Stufe 2: 110 mm statt 130 mm). Selbst nachträgliche Anpassungen lassen eine leichtere und kostengünstigere Verzahnung erwarten. Gleiches gilt im Prinzip auch für die Variante mit den neu ausgelegten Achsabständen. Durch die geringeren Achsabstände entsteht ein kompakteres Getriebe, das durch die kleineren Zahnrad Durchmesser ebenfalls leichter und kostengünstiger ausfallen wird wie das Original-FVA-Getriebe. Es ist zu bemerken, dass diese günstigeren Werte nicht erst nach umfangreichen Nachrechnungen sondern bereits beim Entwurf erreicht werden.

Anhand des virtuellen FVA-Getriebes konnte somit die Leistungsfähigkeit der neuen Auslegungsmethode durch Verwendung der DIN 3990-Gleichungen mit anschließender Iteration der Kennwerte dargestellt werden. Die herkömmlichen Auslegungsalgorithmen würden hingegen deutlich abweichende, meist zu große Ergebnisse liefern. Im Beispiel konnte durch die neue Auslegungsmethode eine kompaktere und somit leichtere und kostengünstigere Verzahnung gefunden werden.

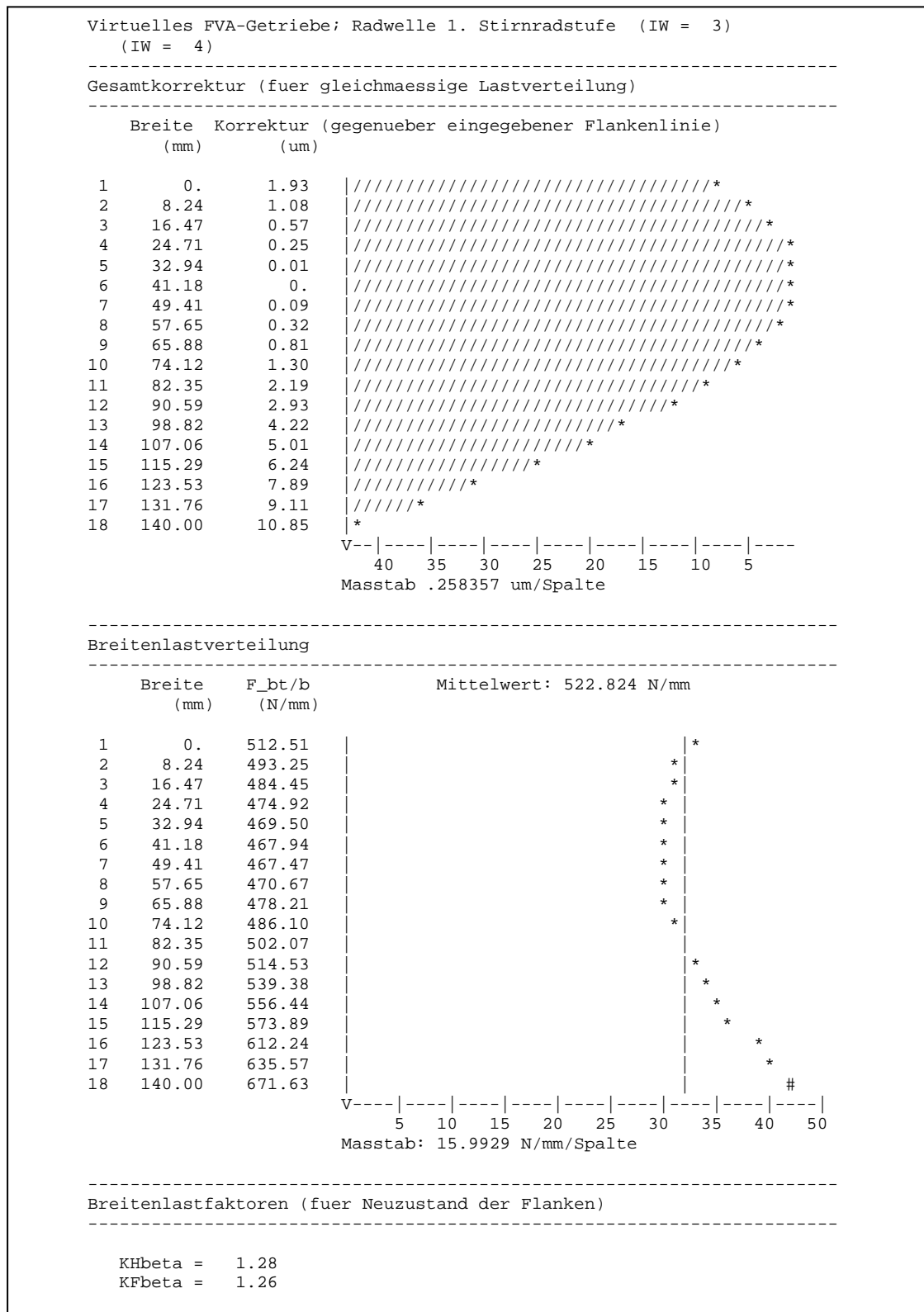


Bild 8-3: RIKOR-Berechnung des Breitenlastfaktors aus der Lastverteilung über der Flanke (Auszug aus der Ausgabedatei)

Für den weiteren Konstruktionsprozess kann aus den Getriebedaten wiederum mit Hilfe des FVA-Konverterprogramms ein CAD-Modell generiert werden, welches die neu bestimmten Dimensionen aufweist (Bild 8-4). Damit kann z.B. das Gehäuse an die veränderten Zahnraddimensionen angepasst werden.

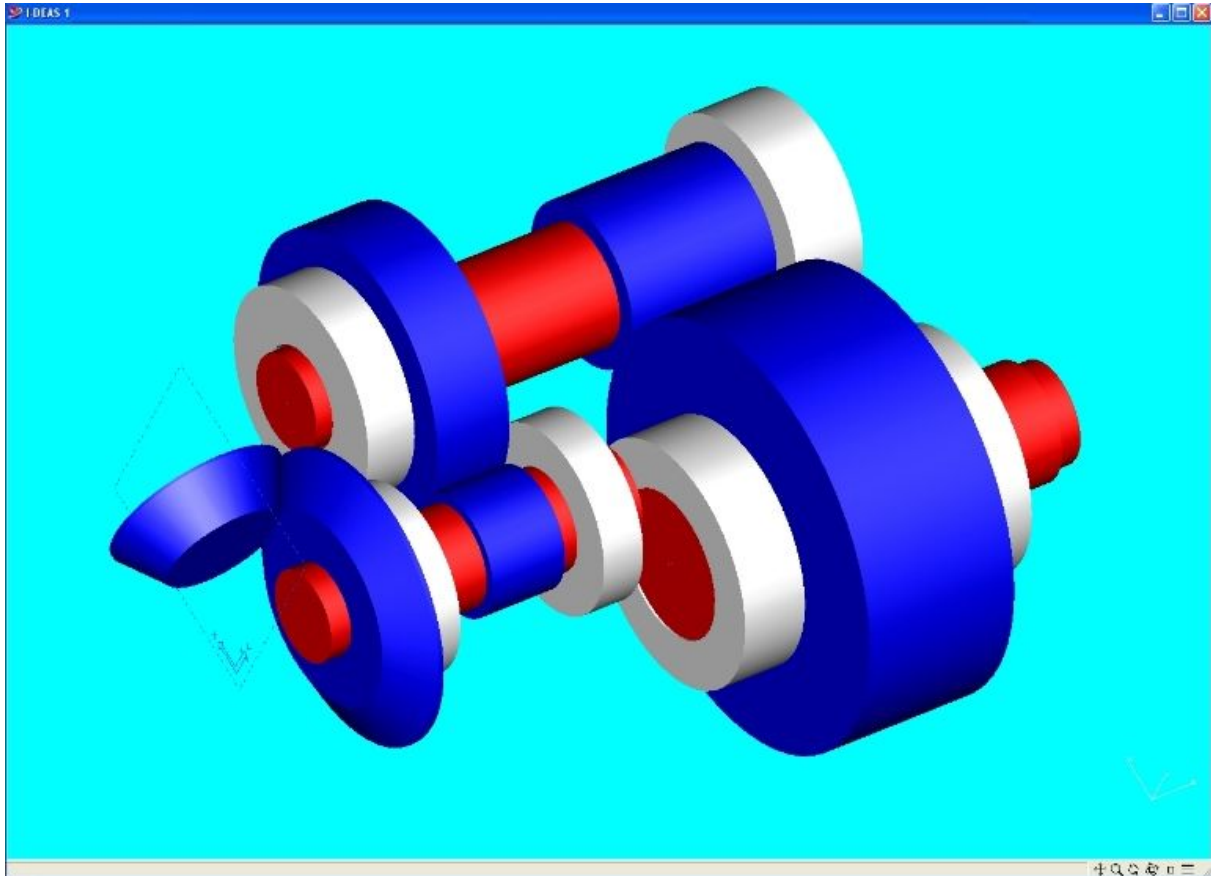


Bild 8-4: CAD-Darstellung des virtuellen FVA-Getriebes mit den neu berechneten Werten

9 Zusammenfassung und Ausblick

9.1 Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurden Methoden entwickelt, die den Getriebeentwicklungsprozess erheblich verbessern. Dabei mussten sowohl bekannte und bewährte Algorithmen integriert werden als auch neue Überlegungen eingebracht werden.

Die Grundvoraussetzung für einen verbesserten Getriebeentwicklungsprozess war die Realisierung einer durchgängigen Datenhaltung, womit die ebenso unerwünschten wie fehleranfälligen Mehrfacheingaben von Daten in verschiedene Programme wegfallen. Aufbauend auf das Schnittstellenformat STEP konnte ein komplettes und flexibel ausbaufähiges Produktmodell für Getriebedaten detailliert ausgearbeitet werden. Dabei wurden neue Methoden angewandt, welche die Definition von Getriebedaten als eigenständiges Modell innerhalb des bestehenden STEP-Anwendungsprotokolls AP 214 auf einfachem und schnellem Wege ermöglichten. Mit diesem Produktmodell für Getriebe steht erstmals ein Werkzeug zur Verfügung, mit dem Getriebedaten zentral in einem neutralen Format abgespeichert werden können. Durch die Veröffentlichung dieses Produktmodells als VDMA-Einheitsblatt 23900 steht es einem breiten Publikum zur Verfügung.

Der Prozess zur Auslegung der Bauteile steht meist am Beginn der Getriebeentwicklung. Die zu diesem frühen Zeitpunkt getroffenen Entscheidungen sind später nur schwer zu revidieren und beeinflussen den weiteren Prozessverlauf erheblich. Aus diesem Grund kommt diesem Teil des Getriebeentwicklungsprozesses eine immer wichtigere Rolle zu. Die bisherigen Auslegungsmethoden dienten mehr als Hilfe für erfahrene Anwender, für eine Integration in einen modernen Auslegungsprozess sind sie jedoch weniger geeignet. Gefordert sind im Zeitalter leistungsfähiger Rechner und Rechenmethoden Auslegungsalgorithmen, die flexibel auf die unterschiedlichen Anforderungen reagieren können und zudem mit den bewährten Nachrechenmethoden (nach DIN, ISO) korrespondieren. Das in dieser Arbeit vorgestellte Verfahren unter Verwendung und Umstellung der Gleichungen der Nachrechnungsmethoden mit anschließenden Iterationsrechnungen für die Kennwerte erfüllt diese Voraussetzungen an ein modernes Auslegungsverfahren. Beispielberechnungen zeigen die gegenüber den bestehenden Verfahren höhere Flexibilität und größere Leistungsfähigkeit auch im Bereich extremer Werte.

Eine weitere Steigerung der Leistungsfähigkeit besteht in der Anwendung von Optimierungsverfahren für die Nachrechnung. Die gegenüber herkömmlichen Variantenrechnungen wesentlich effektiver und flexibler arbeitenden Optimierungsalgorithmen können die theoretisch günstigste Lösung für eine vorgegebene Nachrechnung rasch ermitteln. Die Anwendbarkeit von Optimierungsalgorithmen auf die bestehenden

Nachrechnungsmethoden konnte exemplarisch aufgezeigt werden. Für die Zukunft sind gerade im Bereich der Optimierung nennenswerte Steigerungen der Leistungsfähigkeit durch weitere Entwicklungen zu erwarten.

Die Integration der bestehenden und künftig zu entwickelnden Berechnungsverfahren als EDV-Programme in einen durchgängigen Entwicklungsprozess erfordert bei den Voraussetzungen in der Getriebeentwicklung erhebliche Anforderungen an das Datenmanagement. Die Vielzahl der bisher als Inselösungen existierenden Getriebeberechnungsprogramme verlangt nach einem extrem einfachen und flexiblen Anbindungsmechanismus an die zentrale Datenbank nach dem STEP-Produktmodell für Getriebe. Die erarbeitete Lösung mit einem aufgrund von Zuordnungsdateien äußerst flexibel für alle Anwendungen einsetzbaren Konverters konnte die an den jeweiligen Programmen erforderlichen Änderungen auf ein notwendiges Minimum beschränken.

Da bei der Konstruktion von Getrieben CAD-Systeme einen wichtigen Bestandteil bilden, mussten auch Wege gefunden werden CAD-Programme an das STEP-Produktmodell für Getriebe anzubinden. Die STEP-Schnittstelle der CAD-Systeme kann Daten nach dem STEP-Produktmodell für Getriebe nicht interpretieren. Daher musste auch hier wieder der Mechanismus des Konverters eingeführt werden, der das Produktmodell für Getriebe in ein für CAD-Programme zugängliches Geometriemodell umwandelt bzw. diesen Prozess in umgekehrter Richtung durchführt.

Der komplette Prozess der Datenhaltung konnte unter Verwendung des STEP-Produktmodells für Getriebe bei den FVA-Programmen angewandt werden. Mit einem neu entwickelten FVA-Konverterprogramm wurden mittlerweile sieben FVA-Berechnungsprogramme mit einer STEP-Schnittstelle versehen. Alle Programme können ihre Daten aus einer zentralen STEP-Datenbasis einlesen bzw. in die STEP-Datenbasis zurück schreiben. Beim Überschreiben von Daten werden dem Benutzer automatisch Warnmeldungen angezeigt. Das FVA-Konverterprogramm beinhaltet auch zusätzlich alle Funktionen zum Datenaustausch mit CAD-Systemen. Die Realisierbarkeit des gesamten Prozess konnte somit eindrucksvoll bestätigt werden.

9.2 Ausblick

Für die Zukunft ist mit einer weiteren Verbreitung der STEP-Datenschnittstelle für Getriebedaten zu rechnen. Dies betrifft nicht nur den Bereich der FVA-Programme sondern auch weitere kommerzielle wie firmeneigene Programme. Durch die angestrebte Weiterentwicklung des VDMA-Einheitsblatts 23900 zu einer internationalen ISO-Norm besteht der Kreis potentieller Anwender nicht nur im deutschsprachigen Raum der FVA, sondern es bestehen Chancen für eine internationale Verbreitung.

Bei entsprechendem Bedarf können auch nicht Getriebe-spezifische Programme wie CAD-Systeme, FEM-Programme oder moderne MKS-Systeme mit einer direkten Schnittstelle zum Produktmodell für Getriebe ausgestattet werden. Dies würde künftig die Anzahl der Funktionen des Konverters reduzieren können.

Künftige Entwicklungen sind auch im Bereich der Auslegung und Optimierung zu erwarten. Der Anteil von Programmen mit derartigen Funktionen ist bei der FVA im Augenblick als eher untergeordnet anzusehen. Dabei müssen nicht zwangsläufig komplett neue Programmsysteme entstehen. Der Einbau von modernen Auslegungs- und Optimierungsalgorithmen in die bestehenden Programme unter Verwendung der bereits implementierten Berechnungsverfahren könnte ein möglicher und relativ einfacher erster Schritt sein.

Die Umsetzung aller geschilderten Methoden bringt erhebliche Verbesserungen im Getriebeentwicklungsprozess. Die auf Seiten der EDV in den letzten Jahren erzielten Fortschritte können dadurch auch auf die Getriebeentwicklung übertragen werden. Damit lassen sich die Entwicklungszeiten deutlich reduzieren bei gleichzeitig zunehmender Qualität der Endprodukte. Die Ergebnisse dieser Arbeit können somit einen Beitrag liefern, die Wirtschaftlichkeit Getriebe entwickelnder Unternehmen zu steigern.

10 Zeichen, Benennungen und Einheiten

Parameter	Einheit	Bezeichnung	Beschreibung
b	mm	Zahnbreite	Kleinerer Wert von Ritzel oder Rad, und zwar Breite im Fußkreis ohne Berücksichtigung sinnvoll ausgeführter Stirnkantenbrüche oder Stirnkantenabrundungen
b/d_1	-	Breiten-/Durchmesserverhältnis	
d_1	mm	Teilkreisdurchmesser	Teilkreisdurchmesser des Ritzels
F_t	N	Umfangskraft	Nenn-Umfangskraft am Teilzylinder im Stirnschnitt
K_A	-	Anwendungsfaktor	Krafterhöhung durch äußere Einwirkungen am Ein- und Ausgang
K_{Ha}	-	Stirnfaktor für Flankenpressung	Berücksichtigt die ungleichmäßige Kraftverteilung in Umfangsrichtung (z.B. durch Teilungsabweichung)
$K_{H\beta}$	-	Breitenfaktor für Flankenpressung	Berücksichtigt die ungleichmäßige Kraftverteilung über die Zahnbreite (z.B. durch elastische Verformung)
K_{Fa}	-	Stirnfaktor für Zahnfußbeanspruchung	Berücksichtigt die ungleichmäßige Kraftverteilung in Umfangsrichtung (z.B. durch Teilungsabweichung)
$K_{F\beta}$	-	Breitenfaktor für Zahnfußbeanspruchung	Berücksichtigt die ungleichmäßige Kraftverteilung über die Zahnbreite (z.B. durch elastische Verformung)
K_v	-	Dynamikfaktor	Berücksichtigt die Kraftüberhöhung durch inner dynamische Einwirkungen
m_n	mm	Normalmodul	
S_{Fmin}	-	Mindest-Sicherheitsfaktor	Geforderter Mindest-Sicherheitsfaktor für Zahnfußbeanspruchung
S_{Hmin}	-	Mindest-Sicherheitsfaktor	Geforderter Mindest-Sicherheitsfaktor für Flankenpressung
T_1	Nm	Drehmoment am Ritzel	
u	-	Übersetzung	Zähnezahlverhältnis z_1/z_2 (für Außenverzahnungen positiv, für Innenverzahnungen negativ)
Y_{FS}	-	Kopffaktor	Berücksichtigt den Einfluss der Zahnform und die spannungserhöhende Wirkung der Kerbe (=Fußrundung)
Y_{NT}	-	Lebensdauerfaktor für Zahnfußbeanspruchung	Berücksichtigt die höhere Tragfähigkeit für eine begrenzte Anzahl von Lastwechseln
Y_{RelT}	-	Relativer Oberflächenfaktor	Berücksichtigt den Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit in der Fußrundung
Y_X	-	Größenfaktor für Zahnfußfestigkeit	Berücksichtigt den Einfluss der Zahnabmessungen
Y_β	-	Schrägenfaktor	Berücksichtigt, dass die Verhältnisse für die Fußbeanspruchung infolge der schrägen Berührlinien günstiger werden, als sie bei der zugrunde gelegten virtuellen Verzahnung sind.
$Y_{\delta relT}$	-	Relative Stützziffer	Berücksichtigt den Einfluss der Kerbempfindlichkeit des Werkstoffes

Y_e	-	Überdeckungsfaktor	Berücksichtigt die Umrechnung der für Kraftangriff am Zahnkopf ermittelten örtlichen Spannung auf die Verhältnisse bei Kraftangriff im äußeren Einzeleingriffspunkt und erfasst damit die Lastaufteilung auf mehrere Zahnpaare und den Einfluss des Biegebelarms auf den Spannungskorrekturfaktor
z_1	-	Zähnezahl (Ritzel)	
z_2	-	Zähnezahl (Radl)	
Z_B	-	Ritzel-Eingriffsfaktor	Berücksichtigt die Umrechnung der Flankenpressung vom Wälzpunkt auf dem maßgebenden Eingriffspunkt (bei Rad: Rad-Eingriffsfaktor Z_D)
Z_E	$\sqrt{N/mm^2}$	Elastizitätsfaktor	Berücksichtigt die spezifischen Werkstoffgrößen Elastizitätsmoduln E_1, E_2 und Poisson-Konstanten ν_1, ν_2
Z_H	-	Zonenfaktor	Berücksichtigt die Krümmungsradien der Flanken im Wälzpunkt und die Umrechnung der Umfangskraft vom Teilzylinder auf den Wälzzyylinder
Z_L	-	Schmierstofffaktor	Einfluss des Schmierstoffes – Viskosität
Z_{NT}	-	Lebensdauerfaktor für Flankenpressung	Berücksichtigt die höhere Tragfähigkeit für eine begrenzte Anzahl von Lastwechseln
Z_e	-	Überdeckungsfaktor	Berücksichtigt den Einfluss der effektiven Länge der Berührlinien
Z_β	-	Schrägenfaktor	Berücksichtigt den Einfluss des Schrägungswinkels
Z_R	-	Rauheitsfaktor	Einfluss der Oberflächenrauheit
Z_v	-	Geschwindigkeitsfaktor	Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit
Z_W	-	Werkstoffpaarungsfaktor	Berücksichtigt die Wirkung eines oberflächengehärteten o.ä. Gegenrads
Z_X	-	Größenfaktor für Flankenpressung	Einfluss der Zahnabmessungen auf die zulässige Flankenpressung
σ_F	N/mm^2	Auftretende Zahnfußspannung	
σ_{F0}	N/mm^2	Zahnfuß-Nennspannung	Bei Belastung einer fehlerfreien Verzahnung durch das statische Nennmoment am Zahnfuß auftretende maximale örtliche Zugspannung
σ_{FE}	N/mm^2	Dauerfestigkeit	Dauerfestigkeit der ungekerbten Probe unter der Annahme, dass der Werkstoff - einschließlich Wärmebehandlung – voll elastisch ist (Zahnfuß-Grundfestigkeit)
σ_{FP}	N/mm^2	Zulässige Zahnfußspannung	
σ_H	N/mm^2	Auftretende Flankenpressung	Auf Basis der Hertzschen Pressung auftretende Flankenpressung
σ_{H0}	N/mm^2	Nominelle Flankenpressung	Nominelle Flankenpressung im Wälzpunkt
σ_{Hlim}	N/mm^2	Dauerfestigkeit für Flankenpressung	Einfluss von Werkstoff, Wärmebehandlung der Oberfläche des Standard-Referenz-Prüfrads
σ_{HP}	N/mm^2	Zulässige Flankenpressung	Grenzwert der Flankenpressung

11 Literatur

- [A1] AGMA 2001-D05 American National Standard – Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth. Alexandria 2005.
- [A2] Amft, M.; Dyla, A.; Höhn, B.-R.; Lindemann, U.: Bidirektionale Integration von Berechnung und Gestaltung; Konstruktion (2001) 10, S. 77-81
- [A3] Anderl, R.: CAD-Schnittstellen; München: Hanser 1992
- [A4] Anderl, R.; Trippner, D.: Standard for the Exchange of Product Model Data; Stuttgart: Teubner 2000
- [A5] Annast, R.; FVA-Kegelradnormprogramm KNplus, Benutzeranleitung Version 1.1; FVA-Heft Nr. 233 (2000)
- [A6] ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03: American National Standard: Standard for the Design and Specification of Gearboxes for Wind Turbines, AGMA (2003)
- [D1] DIN 3960: Begriffe und Bestimmungsgrößen für Stirnräder (Zylinderräder) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung. Beuth-Verlag Berlin: 1987.
- [D2] DIN 3990: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern. Beuth-Verlag Berlin: 1987.
- [D3] DIN 3991: Tragfähigkeitsberechnung von Kegelrädern ohne Achsversetzung. Beuth-Verlag Berlin: 1988.
- [D4] DIN 3992: Profilverschiebung bei Stirnrädern mit Außenverzahnung. Beuth-Verlag Berlin: 1964.
- [D5] DIN 6892: Mitnehmerverbindungen ohne Anzug – Passfedern – Berechnung und Gestaltung. Beuth-Verlag Berlin: 1998
- [D6] DIN 7190: Pressverbände – Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln. Beuth-Verlag Berlin: 2001
- [D7] DIN 743: Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen. Beuth-Verlag Berlin: 2000
- [D8] Doleschel, A.: FVA-EDV Programm WTplus: Benutzeranleitung. Version 1.1, 2002.
- [D9] Dyla, A.: Modell einer durchgängig rechnerbasierten Produktentwicklung; Dissertation FZG, TU München (2002)
- [E1] Ehrlenspiel, K.: Integrierte Produktentwicklung: Methoden für Prozessorganisation, Produktentwicklung und Konstruktion. München: Hanser 1995.
- [E2] Ehrlenspiel, K.; Fiegel, K.: Kostengünstige Übersetzungsaufteilung bei

- mehrstufigen Stirnradgetrieben; Antriebstechnik 24 (1985) 2
- [F1] FAG Wälzlager; Katalog Ausgabe 1999
- [F2] FVA-Merkblatt 0/11: Programmierrichtlinie für FORTRAN-Programme der FVA; 2000
- [F3] FVA-Programmsystem FE-Stirnradkette (STIRAK), Benutzeranleitung Version 3.0; FVA-Heft 723 (2003)
- [F4] FVA-Programm SR3; Benutzeranleitung Version 2.2; FVA-Heft 273 (2003)
- [G1] Gärtner, P; Herrwig, D.; Verfahren zur Auslegung von Zahnradgetrieben mit minimaler Masse; Maschinenbautechnik 23 (1974)
- [G2] Geiser, H.-J.: Benutzeranleitung zum EDV-Programm „Dynamische Zahnkräfte“ DZP, Version 4, FVA-Heft 635 (2001)
- [H1] Hohle, A.: Wissensbasiertes System zur Auslegung von anregungsarmen, beanspruchungsgerechten Verzahnungen, FVA-Heft 512 (1997)
- [H2] Höhn, B.-R.; Steingröver, K.; Dyla, A.: Computer-Aided-Gear-Development; Proc. DMMI 99, 4th Int. Conference, Podcetrtek, Slovenia (1999) S. 540-551
- [H3] Höhn, B.-R.; Steingröver, K.; Dyla, A.: Rechnerbasierte Produktentwicklung. Konstruktion (2000) 1/2 S. 36-40.
- [H4] Höhn, B.-R.; Steingröver, K.; Dyla, A.: Rechnerunterstützte Getriebeentwicklung. Konstruktion (1999) 1/2, S. 17-20.
- [H5] Höhn, B.-R.; Steingröver, K.; Dyla, A.: Systemneutrale Modellierungs- und Entwicklungsumgebung zur objektorientierten Erzeugung eines Produktmodells von Zahnradgetrieben; DFG-Zwischenbericht (2000)
- [H6] Höhn, B.-R.; Steingröver, K.; Dyla, A.: Verteiltes Getriebeprogrammsystem zum Entwerfen, Gestalten und Nachrechnen von Zahnradgetrieben unter Verwendung von Datenschnittstellen; DFG-Abschlussbericht (1998)
- [H7] Höhn, B.-R.; Steingröver, K.; Jaroš, M.: Modelling a New Product Model on the Basis of an Existing STEP Application Protocol; Acta Polytechnica Vol. 45 No. 3/2005 S. 49-55
- [H8] Höhn, B.-R.; Steingröver, K.; Jaroš, M.: Modelling a New Product Model on the Basis of an Existing STEP Application Protocol; Proc. of Advanced Engineering Design 2004, Glasgow, UK, 5th-8th September
- [H9] Höhn, B.-R.; Steingröver, K.; Jaroš, M.: Product Model for Gear Units. In: Proc. of 9th International Power Transmission and Gearing Conference 2003, Chicago, Illinois, USA, September 2-6, 2003; S. 451
- [H10] Höhn, B.-R.; Steingröver, K.; Jaroš, M.: STEP-Datenschnittstelle für EDV-Programme der Forschungsvereinigung Antriebstechnik; Industrie-

- Management 21 (2005) S. 23-26
- [H11] Hörenbaum, Ch.: Ein Produktmodell für den Komplettbau; Dissertation, TH Karlsruhe (2002)
- [H12] Hösel, Th.: FVA-Forschungsvorhaben Nr. 1: FVA-Stirnradprogramm; Benutzeranleitung und Programmdokumentation; FVA-Heft 209 (1995)
- [H13] Howard, M.: STEP: Growing capability in the global market; ISO Focus; February 2005; S. 9-10
- [I1] ISO 10303: STEP (2001)
- [I2] ISO 10303-1: Industrielle Automatisierungssysteme und Integration – Produktdarstellung und –austausch – Teil 1: Überblick und grundlegende Prinzipien; Berlin: Beuth, 1994.
- [I3] ISO 10303-11 (Technical Corrigendum 1): Industrielle Automatisierungssysteme und Integration – Produktdarstellung und –austausch – Teil 11: Beschreibungsmethoden: Handbuch der Modellierungssprache EXPRESS; Berlin: Beuth, 1999.
- [I4] ISO 10303-201: Industrielle Automatisierungssysteme und Integration – Produktdarstellung und –austausch – Teil 201: Anwendungsprotokoll: Explizite Zeichnungsdarstellung; Berlin: Beuth, 2001.
- [I5] ISO 10303-21 (Technical Corrigendum 1): Industrielle Automatisierungssysteme und Integration – Produktdarstellung und –austausch – Teil 21: Implementierungsmethoden: Klartext-Kodierung der Austauschstruktur; Berlin: Beuth, 1996.
- [I6] ISO 10303-214: Industrielle Automatisierungssysteme und Integration – Produktdarstellung und –austausch – Teil 214: Anwendungsprotokoll: Datenmodelle für die Prozesskette Mechanik in der Automobilindustrie; Beuth, 2001.
- [I7] ISO 10303-22: Industrielle Automatisierungssysteme und Integration – Produktdarstellung und –austausch – Teil 22: Implementierungsmethoden: Standard Data Access Interface; Berlin: Beuth, 1998.
- [I8] ISO 281: Wälzlager: Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer; Berlin: Beuth 1993
- [I9] ISO 6336: Calculation of load capacity of spur and helical gears; 1996
- [I10] ISO 76: Wälzlager: Statische Tragzahlen; Berlin: Beuth, 1988
- [J1] Jaroš, M; Entwicklung einer Datenschnittstelle auf Basis des Produktdatenmodells „STEP“; FVA-Heft 747 (2004)
- [J2] Jaroš, M; Erstellung eines EDV-Programms zum Auslegen von Getrieben; FVA-Heft 756 (2005)

- [J3] Jaroš, M.; Erweiterung der STEP-Datenschnittstelle um weitere FVA-Programme; FVA-Heft 788 (2006)
- [K1] Kanarachos, A.; Moulantzikos, G.; Zalimidis, P.: Auslegung volumenminimaler Stirnradgetriebe; Konstruktion 39 (1987)
- [L1] Leidich, E.; Forbig, F.: Einfluss der Fertigungsgenauigkeit auf die Beanspruchung von Passfederverbindungen. Abschlussbericht; FVA-Heft Nr. 768 (2005)
- [L2] Leidich, E.; Schierz, M.: Beanspruchungsgerechte Dimensionierung von Pressverbindungen. Abschlussbericht; FVA-Heft Nr. 757 (2005)
- [L3] Lindemann, U.: Methoden der Produktentwicklung; Konstruktion (2001) 1/2, S. 3
- [L4] Lindemann, U.; Amft, M.: Rechnergestützte Integration von Gestaltung und Berechnung im Konstruktionsprozess; Konstruktion (2000) 10, S. 78-82
- [L5] Linke, H.: Stirnradverzahnung: Berechnung – Werkstoffe – Fertigung; Carl Hanser Verlag; München Wien; 1996
- [M1] Moeser, H.: Übersetzungsaufteilung bei mehrstufigen Getrieben; Maschinenbautechnik 31 (1982)
- [M2] Müller, R.: Schwingungs- und Geräuschanregung bei Stirnradgetrieben, Dissertation, FZG, TU München, 1990
- [N1] Niemann, G.; Winter, H.: Maschinenelemente Band II: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe – Grundlagen, Stirnradgetriebe. Berlin/Heidelberg/New York: Springer 1983.
- [N2] Niemann, G.; Winter, H.: Maschinenelemente Band III: Berlin/Heidelberg/New York: Springer 1986.
- [N3] Niemann, G.; Winter, H.; Höhn, B.-R.: Maschinenelemente Band I: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen; 3. Auflage; Berlin: Springer 2001
- [N4] Nissen, V.: Einführung in evolutionäre Algorithmen: Optimierung nach dem Vorbild der Evolution. Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg 1997.
- [O1] Oldendorf, U.: Lebensdauerberechnung von Passfederverbindungen. FVA-Vorhaben 217/III FVA-Abschlussbericht
- [O2] Otto, M.: FVA-Ritzelkorrekturprogramm RIKOR H, Benutzeranleitung Version 1.0; FVA-Heft 481 (2005)
- [P1] Papageorgiou, M.: Optimierung: statische, dynamische, stochastische Verfahren für die Anwendung. Wien: Oldenburg 1991.
- [P2] Plazek, T.; Wikidal, F.: EDV-Programm zur Ermittlung der Zahnflankenkorrekturen zum Ausgleich der lastbedingten Zahnverformungen (RIKOR E),

- FVA-Forschungsreport (1991)
- [P3] Prüfer, H.-P.: Parameteroptimierung – Ein Werkzeug des rechnergestützten Konstruierens. Dissertation, Ruhr-Universität, Bochum 1982.
- [R1] Rechenberg, I.: Evolutionsstrategie '94/Ingo Rechenberg. Stuttgart: Frommann-Holzboog 1994.
- [R2] Richter, W.: Auslegung profilverschobener Außenverzahnungen; Konstruktion (1962) Heft 5, S. 180-196
- [R3] Römhild, I.; Auslegung mehrstufiger Stirnradgetriebe - Übersetzungsaufteilung für minimale Masse und Wahl der Profilverschiebung auf Basis neuer Berechnungsgrundlagen; Dissertation, TU Dresden (1993)
- [R4] Rudzewski, St.: FVA-Forschungsvorhaben Nr. 127/Ib: „Programmsystem zur rechnerunterstützten Auslegung und Nachrechnung von Getrieben – GETSY“; Benutzeranleitung und Programmdokumentation; FVA-Heft 417 (1994)
- [S1] Schneider, S.: Rechnergestützte, kooperativ arbeitende Optimierungsverfahren am Beispiel der Fabriksimulation. Kassel: Kassel University Press 2001.
- [S2] Schöneburg, E.: Genetische Algorithmen und Evolutionsstrategien: Eine Einführung in Theorie und Praxis der simulierten Evolution. Bonn: Addison-Wesley 1994.
- [S3] Sperling, M.: Entwurf von Stirnradgetrieben; Maschinenbautechnik 27 (1978)
- [S4] Steingröver, K.; FVA-Stirnradprogramm STplus, Benutzeranleitung Version 4.0; FVA-Heft 477 (2003)
- [S5] Steingröver, K.; FVA-Schneckenprogrammsystem SNESYS, Benutzeranleitung Version 2.0; FVA-Heft 556 (2000)
- [T1] Theißen, J.: Kopplung von Gestaltung und Berechnung während und nach der Entwicklungsphase einer Industrie-Getriebebaureihe; Konstruktion (2000) 1/2, S. 21-23
- [V1] VDMA-Einheitsblatt 23900: Empfehlung eines Produktmodells für Getriebe (2003)
- [V2] VDI/VDE 2610: Austauschformat für Verzahnungsdaten – Gear Data Exchange Format (GDE) – Definition. Verein deutscher Ingenieure, 2002
- [W1] Winter, H.; Placzek, T.; Benkler, K.: Konstruktion und Berechnung von Getrieben mit FVA-Programmen – dargestellt am Beispiel des virtuellen FVA-Getriebes; Antriebstechnik 27 (1988) 7, S. 35-40

Dissertationen der FZG

- 1 PERRET, H. Übertragung konstanter Leistung durch stufenlos mechanische Regeltriebe. TH Braunschweig 1935.
- 2 BELLMANN, H. Beiträge zur Prüfung von Bremsbelägen. TH Braunschweig 1939.
- 3 HIERSIG, H.M. Der Zusammenhang von Gestaltung und Beanspruchung bei Schneckengetrieben mit Evolventenverzahnung. TH Braunschweig 1943.
- 4 HELBIG, F. Walzenfestigkeit und Grübchenbildung von Zahnrad- und Wälzlagerwerkstoffen. TH Braunschweig 1943.
- 5 ARF, D. Pendelrollenlager mit symmetrischen und unsymmetrischen Rollen. TH Braunschweig 1944.
- 6 OESMANN, W. Entwicklung einer Stahlsand-Schalt- und Regelkupplung. TH Braunschweig 1945.
- 7 RUBO, E. Ermittlung der Achsfehler-Empfindlichkeit verschiedener Zylinder-Schneckengetriebe mit Hilfe des Einlauf-Abschliffvolumens. TH Braunschweig 1948.
- 8 GLAUBNITZ, H. Drehmomentmessungen zum Wendevorgang bei Raupenfahrwerken. TH Braunschweig 1948.
- 9 TALKE, H. Beiträge zur hydrodynamischen Schmiertheorie des ebenen Gleitshuhs auf ebener Fläche. TH Braunschweig 1948.
- 10 CRAMER, H. Über die Reibung und Schmierung feinmechanischer Geräte. TH Braunschweig 1949.
- 11 THOMAS, W. Reibscheiben-Regelgetriebe mit Linienberührung. TH Braunschweig 1949.
- 12 MAUSHAKE, W. Theoretische Untersuchung von Schneckengetrieben mit Globoidschnecke und Stirnrad. TH Braunschweig 1950.
- 13 KRAUPNER, K.W. Das plastische Verhalten umlaufender Stahlrollen bei Punktberührung. TH Braunschweig 1951.
- 14 BANASCHEK, K. Die Gleitreibung geschmierter Flächen kleiner Schmiegun. Einfluß von Werkstoffpaarung, Krümmung, Oberfläche und Schmierstoff. TH Braunschweig 1951.
- 15 HEYER, E. Versuche mit Zylinderschneckenrieben. Einfluß von Zahnform, Modul, Durchmesser und Schmierstoff auf Verlustleistung und Tragfähigkeit. TH München 1952.
- 16 HENTSCHEL, G. Der Hochleistungswälztrieb. Entwicklungsstand und Entwicklungsmöglichkeiten. TH München 1952.
- 17 WINTER, H. Tragfähigste Evolventengeradverzahnung. TH München 1954.
- 18 ROY, A.K. Spannungsoptische Untersuchung eines schrägverzahnten Stirnrades. TH München 1957.
- 19 RETTIG, H. Dynamische Zahnkraft. TH München 1957.
- 20 OHLENDORF, H. Verlustleistung und Erwärmung von Stirnrädern. TH München 1958.
- 21 UNTERBERGER, M. Geräuschuntersuchungen an geradverzahnten Zahnradern. TH München 1958.
- 22 LOOMAN, J. Das Abrichten von profilierten Schleifscheiben zum Schleifen von schrägverzahnten Stirnrädern. TH München 1959.
- 23 JARCHOW, F. Versuche an Stirnrad-Globoidschneckenrieben. TH München 1960.
- 24 POPOVIC, L. Einfluß von Zahnform und Bearbeitung auf die Zahnfußfestigkeit. TH München 1960.
- 25 EHRENSPIEL, K. Die Festkörperreibung von geschmierten und ungeschmierten Metallpaarungen mit Linienberührung. TH München 1962.

- 26 PITTROFF, H. Riffelbildung infolge Stillstandserschütterungen bei Wälzlagern. TH München 1962.
- 27 SCHREIBER, H. Zur Auswertung von Lebensdauerversuchen an Wälzlagern. TH München 1962.
- 28 ROTH, K. Untersuchungen über die Eignung der Evolventenzahnform für eine allgemein verwendbare feinwerktechnische Normverzahnung. TH München 1963.
- 29 NARUSE, Ch. Verschleiß, Tragfähigkeit und Verlustleistung bei Schraubenradgetrieben. TH München 1964.
- 30 GARTNER, F. Die Mischreibung bei Linienberührung. TH München 1964.
- 31 ASSMANN, H. Vergleichende Untersuchung von Getriebeölen im FZG-Stirnrad- und Esso-Hypoidprüfstand. TH München.
- 32 REISTER, D. Einseitiges Breitentragen bei Stirnrädern. TH München 1965.
- 33 KORRENN, H. Gleitreibung in den Kontaktstellen zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen der Ringe von Wälzlagern. TH München 1965.
- 34 HÖSEL, Th. Geräuschuntersuchungen an schrägverzahnten Stirnrädern mit Evolventenverzahnung. TH München 1965.
- 35 LANGENBECK, K. Die Verschleiß- und Freßgrenzlast der Hypoidgetriebe. TH München 1966.
- 36 MEMMEL, M. Untersuchungen über die Tragfähigkeit und Gebrauchsdauer von Gelenklagern. TH München 1966.
- 37 BÖTSCH, H. Der Einfluß der Oberflächenbearbeitung und -behandlung auf die Flankenfestigkeit von Stirnrädern aus Vergütungsstahl. TH München 1966.
- 38 LECHNER, G. Die Freßlastgrenze bei Stirnrädern aus Stahl. TH München 1966.
- 39 LANGE, S. Untersuchungen von Helicon- und Spiroidgetrieben mit abwickelbaren Schneckenflanken nach der hydrodynamischen und nach der Hertzschens Theorie. TH München 1967.
- 40 SCHWÄGERL, D. Untersuchung von Helicon- und Spiroidgetrieben mit trapezförmigem Schneckenprofil nach der Hertzschens und nach der hydrodynamischen Theorie. TH München 1967.
- 41 MICHELS, K. Schneckengetriebe mit Werkstoffpaarung Stahl/Grauguß. TH München 1968.
- 42 GACKSTETTER, G. Verlustarme Verzahnung. TH München 1968.
- 43 GEUPEL, H. Flüssigkeitsreibung bei Punktberührung. TH München 1969.
- 44 GREKOUSSIS, R. Vergleichende Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit von Hypoid- und Stirnrädern. TH München 1969.
- 45 BAETHGE, J. Zahnfederhärte, Drehwegfehler und Geräusch bei Stirnrädern. TH München 1969.
- 46 SCHULZ, H.D. Untersuchung über Tragfähigkeiten und Verlustleistung von Schneckengetrieben mit trapezförmigem Schneckenprofil und kegelliger Schnecke. TH München 1969.
- 47 STÖLZLE, K. Leistungsübertragung in Planetengetrieben bei statischem und dynamischem Betrieb. Berechnung, Optimierung und Versuchsergebnisse. TH München 1970.
- 48 SEITZINGER, K. Die Erwärmung einsatzgehärteter Zahnräder als Kennwert für ihre Freßtragfähigkeit. TU München 1971.
- 49 STÖSSEL, K. Reibungszahlen unter elasto-hydrodynamischen Bedingungen. TU München 1971.
- 50 SCHMIDT, G. Berechnung der Wälzpressung schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung. TU München 1972.
- 51 HIRT, M. Einfluß der Zahnfußausrundung auf Spannung und Festigkeit von Geradstirnrädern. TU München 1974.

- 52 WILKESMANN, H. Berechnung von Schneckengetrieben mit unterschiedlichen Zahnprofilformen (Tragfähigkeits- und Verlustleistung für Hohlkreis-, Evolventen- und Geradlinienprofil). TU München 1974.
- 53 RICHTER, M. Der Verzahnungswirkungsgrad und die Freßtragfähigkeit von Hypoid- und Schraubenradgetrieben - Versuchsergebnisse und Berechnungsmethoden. TU München 1976.
- 54 RÖSCH, H. Untersuchungen zur Wälzfestigkeit von Rollen - Einfluß von Werkstoff, Wärmebehandlung und Schlupf. TU München 1976.
- 55 GAGGERMEIER, H. Untersuchungen zur Reibkraftübertragung in Regel-Reibradgetrieben im Bereich elasto-hydrodynamischer Schmierung. TU München 1977.
- 56 KÄSER, W. Beitrag zur Grübchenbildung an gehärteten Zahnradern. Einfluß von Härtetiefe und Schmierstoff auf die Flankentragfähigkeit. TU München 1977.
- 57 KNABEL, W. Geräusche und Schwingungen an Stirnradgetrieben. Untersuchungen geometrischer Einflüsse bei hohen Drehzahlen und Belastungen. TU München 1977.
- 58 WIRTH, X. Über den Einfluß von Schleiferkerben auf die Zahnfußtragfähigkeit und das Schädigungsverhalten oberflächengehärteter Zahnradern. TU München 1977.
- 59 HUBER, G. Zylinderschneckengetriebe, ein Beitrag zur Berechnung von Grübchen- und Gleitverschleiß und Angaben zum Wirkungsgradverhalten aus Versuchen. TU München 1978.
- 60 BROSSMANN, U. Über den Einfluß der Zahnfußausrundung und des Schrägungswinkels auf Beanspruchung und Festigkeit schrägverzahnter Stirnräder. TU München 1979.
- 61 PLEWE, H.-J. Untersuchungen über den Abriebverschleiß von geschmierten, langsam laufenden Zahnradern. TU München 1980.
- 62 FRESEN, G. Untersuchungen über die Tragfähigkeit von Hypoid- und Kegelradgetrieben (Grübchen, Ridging, Rippling, Graufleckigkeit und Zahnbruch). TU München 1981.
- 63 OSTER, P. Beanspruchung der Zahnflanken unter Bedingungen der Elastohydrodynamik. TU München 1982.
- 64 HORNING, K. Zahnradern aus Bainitischem Gusseisen mit Kugelgraphit. TU München 1983.
- 65 WEISS, T. Zum Festigkeits- und Verzugsverhalten von randschichtgehärteten Zahnradern. TU München 1983.
- 66 VOJACEK, H. Das Reibungsverhalten von Fluiden unter elastohydrodynamischen Bedingungen. Einfluß der chem. Struktur des Fluides, der Werkstoffe und der Makro- und Mikrogeometrie der Gleit/Wälzkörper. TU München 1984.
- 67 SCHÖNNENBECK, G. Einfluß der Schmierstoffe auf die Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit und Grübchenbildung) hauptsächlich im Umfangsgeschwindigkeitsbereich 1...9 m/s. TU München 1984.
- 68 WIENER, H. Untersuchung der Rollenkinematik im Axial-Pendelrollenlager. TU München 1984.
- 69 MATHIAK, D. Untersuchungen über Flankentragfähigkeit, Zahnfußtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinderschneckengetrieben. TU München 1984.
- 70 STRASSER, H. Einflüsse von Verzahnungsgeometrie, Werkstoff und Wärmebehandlung auf die Zahnfußtragfähigkeit. TU München 1984.
- 71 JOACHIM, F.-J. Untersuchungen zur Grübchenbildung an vergüteten und normalisierten Zahnradern (Einfluß von Werkstoffpaarung, Oberflächen- und Eigenspannungszustand). TU München 1984.
- 72 GERBER, H. Innere dynamische Zusatzkräfte bei Stirnradgetrieben - Modellbildung, innere Anregung und Dämpfung. TU München 1984.

- 73 SIMON, M. Messung von elasto-hydrodynamischen Parametern und ihre Auswirkung auf die Grübchentragfähigkeit vergüteter Scheiben und Zahnräder. TU München 1984.
- 74 SCHMIDT, W. Untersuchungen zur Grübchen- und zur Zahnfußtragfähigkeit geradzahnter evolventischer Innenstirnräder. TU München 1984.
- 75 FUNCK, G. Wärmeabführung bei Getrieben unter quasistationären Betriebsbedingungen. TU München 1985.
- 76 PAUL, M. Einfluß von Balligkeit und Lageabweichungen auf die Zahnfußbeanspruchung spiralverzahnter Kegelräder. TU München 1986.
- 77 HOPPE, F. Das Abschalt- und Betriebsverhalten von mechanischen Sicherheitskupplungen. TU München 1986.
- 78 MICHAELIS, K. Die Integraltemperatur zur Beurteilung der Freßtragfähigkeit von Stirnradgetrieben. TU München 1987.
- 79 WECH, L. Untersuchungen zum Wirkungsgrad von Kegelrad- und Hypoidgetrieben. TU München 1987.
- 80 KNAUER, G. Zur Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder - Einfluß von Werkstoff, Schmierstoff und Betriebstemperatur. TU München 1988.
- 81 PLACZEK, T. Lastverteilung und Flankenkorrektur in gerad- und schrägverzahnten Stirnradstufen. TU München 1988.
- 82 PFLAUM, H. Das Reibungsverhalten ölgeschmierter Kegelreibkupplungen in Synchronisationseinrichtungen von Kraftfahrzeug-Schaltgetrieben. TU München 1988.
- 83 BRINCK, P. Zahnfußtragfähigkeit oberflächengehärteter Stirnräder bei Lastrichtungsumkehr. TU München 1989.
- 84 entfallen
- 85 NEUPERT, K. Verschleißtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinder-Schneckengetrieben. TU München 1990.
- 86 PREXLER, F. Einfluß der Wälzflächenrauheit auf die Grübchenbildung vergüteter Scheiben im EHD-Kontakt. TU München 1990.
- 87 SCHALLER, K.-V. Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Grübchenbildung an einsatzgehärteten Stirnradflanken. TU München 1990.
- 88 COLLENBERG, H.-F. Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit schnellaufender Stirnradgetriebe. TU München 1991.
- 89 MÜLLER, R. Schwingungs- und Geräuschanregung bei Stirnradgetrieben. TU München 1991.
- 90 ANZINGER, M. Werkstoff- und Fertigungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit, insbesondere im hohen Zeitfestigkeitsgebiet. TU München 1991.
- 91 KAGERER, E. Messung von elasto-hydrodynamischen Parametern im hochbelasteten Scheiben- und Zahnkontakt. TU München 1991.
- 92 HASLINGER, K. Untersuchungen zur Grübchentragfähigkeit profilkorrigierter Zahnräder. TU München 1991.
- 93 VOLLHÜTER, F. Einfluß der Achsversetzung auf die Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit von spiralverzahnten Kegelrädern. TU München 1992.
- 94 PINNEKAMP, B. Das Schaltverhalten von PKW-Getriebesynchronisierungen. TU München 1992.
- 95 SCHUBERT, M. Einfluß der Befestigungsart und Radkranzdicke auf die Zahntragfähigkeit von Innenstirnrädern. TU München 1993.
- 96 STEINGRÖVER, K. Untersuchung zu Verschleiß, Verlustgrad und Fressen bei Zylinder-Schneckengetrieben. TU München 1993.
- 97 ELSTORPFF, M.-G. Einflüsse auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder bis in das höchste Zeitfestigkeitsgebiet. TU München 1993.
- 98 EMMERT, S. Untersuchungen zur Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit, Grübchenbildung) schnellaufender Stirnradgetriebe. TU München 1994.

- 99 SUCHANDT, Th. Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder und zur Bruchfestigkeit vergüteter Laschenketten. TU München 1994.
- 100 HÄMMERL, B. Lebensdauer- und Temperaturverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen bei Lastkollektivbeanspruchung. TU München 1994.
- 101 WEISS, R. Einfluß der Ölalterung auf die Zahnflankentragfähigkeit. TU München 1994.
- 102 SCHLENK, L. Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit von Großzahnradern. TU München 1995.
- 103 MANN, U. Schmierfilmbildung in elastohydrodynamischen Kontakten, Einfluß verschiedener Grundöle und Viskositäts-Index-Verbesserer. TU München 1995.
- 104 RUDZEWSKI, S. Systemtechnische Verknüpfung eingeführter Getrieberechnungsprogramme. TU München 1995.
- 105 RANK, R. Untersuchungen zur Lebensdauerprüfung von Synchronisierungen. TU München 1995.
- 106 EBERSPÄCHER, C. Reihenfolgeeffekte bei der Grübchen-Betriebsfestigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München 1995.
- 107 RANK, B. Untersuchungen zur Grübchenbildung bei Zylinder-Schneckengetrieben. TU München 1996.
- 108 SATTELBERGER, K. Schwingungs- und Geräuschanregung bei ein- und mehrstufigen Stirnradgetrieben. TU München 1997.
- 109 HIRSCHMANN, V. Tragfähigkeitsuntersuchungen an stufenlosen Umschlingungsgetrieben. TU München 1997.
- 110 THOMAS, J. Flankentragfähigkeit und Laufverhalten von hartfeinbearbeiteten Kegelrädern. TU München 1998.
- 111 WIKIDAL, F. Berechnung der Flankenpressung gerad- und schrägverzahnter Stirnräder für last- und fertigungsbedingte Abweichungen. TU München 1998.
- 112 PERPONCHER, V., CH. Einflüsse von Reibflächentopographie und Beanspruchungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen. TU München 1998.
- 113 SCHEDL, U. Einfluß des Schmierstoffs auf die Grübchenlebensdauer einsatzgehärteter Zahnräder. TU München 1998.
- 114 VOLLMER, T. Methodik zur Entwicklung einer Fahrstrategie für Fahrzeuge, ausgeführt am Beispiel des Autarken Hybrids. TU München 1998.
- 115 HEITMANN, A. Entwicklung des i²-Getriebes für den Autarken Hybrid-Antriebsstrang. TU München 1998.
- 116 PFLEGER, F. Schalt- und Lebensdauerverhalten von Lamellenkupplungen. TU München 1998.
- 117 KERSCHL, S. Der Autarke Hybrid - Optimierung des Antriebsstrangs hinsichtlich Energieverbrauch und Bestimmung des Einsparpotentials. TU München 1998.
- 118 DÖBEREINER, R. Tragfähigkeit von Hochverzahnungen geringer Schwingungsanregung. TU München 1998.
- 119 WEIGAND, U. Werkstoff- und Wärmebehandlungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit. TU München 1999.
- 120 SCHRADE, U. Einfluß von Verzahnungsgeometrie und Betriebsbedingungen auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben. TU München 2000.
- 121 KÖLL, J. Konstruktion des Getriebes für ein Pkw-Hybridantriebssystem. TU München 2000.
- 122 FÖRSTER, W. Der Lastschaltvorgang beim stufenlosen i²-Getriebe des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs. TU München 1999.

- 123 LANGE, N. Hoch fresstragfähige Schneckengetriebe mit Rädern aus Sphaeroguß. TU München 2000.
- 124 LUTZ, M. Methoden zur rechnerischen Ermittlung und Optimierung von Tragbildern an Schneckengetrieben. TU München 2000.
- 125 KOPATSCH, F. Wirksamkeit von Viskositätsindex-Verbesserern im EHD-Zahnradkontakt. TU München 2000.
- 126 BAYERDÖRFER, I. Einfluß von betriebsbedingten Schmierstoffveränderungen auf die Flankentragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. TU München 2000.
- 127 TOBIE, T. Zur Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München 2001.
- 128 STAHL, K. Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Gerad- und Schrägverzahnungen unter besonderer Berücksichtigung der Pressungsverteilung. TU München 2001.
- 129 NEUMÜLLER, M. Einfluß der Ölalterung auf Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen. TU München 2001.
- 130 MOSBACH, C. Das Reibungs- und Reibschwing-Verhalten nasslaufender Lamellenkupplungen. TU München 2002.
- 131 DYLA, A. Modell einer durchgängig rechnerbasierten Produktentwicklung. TU München 2002.
- 132 GRASWALD, C. Reibung im elastohydrodynamischen Kontakt von Reibradgetrieben. TU München 2002.
- 133 GEISER, H.. Grundlagen zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens von Stirnrädern. TU München 2002.
- 134 SCHINAGL, S. Zahnfußtragfähigkeit schrägverzählter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung. TU München 2002.
- 135 DOLESCHEL, A. Wirkungsgradberechnung von Zahnradgetrieben in Abhängigkeit vom Schmierstoff. TU München 2003.
- 136 ANNAST, R. Kegelrad-Flankenbruch. TU München 2003
- 137 SÜSSMUTH, J.-F. Eignungsbeurteilung von Schmierstoffen für stufenlose Umschlingungsgetriebe. TU München 2003.
- 138 MATTEN, D. Methode zur Entwicklung ingenieurwissenschaftlicher Berechnungsprogramme. TU München 2003.
- 139 GEIER, N. Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens nasslaufender Kupplungen in Abhängigkeit ihrer Reibflächentopographie. TU München 2003
- 140 HERTTER, T. Rechnerischer Festigkeitsnachweis der Ermüdungstragfähigkeit vergüteter und einsatzgehärteter Stirnräder. TU München 2003.
- 141 KRIEGER, H. Alterung von Schmierstoffen im Zahnradprüfstand und in Praxisgetrieben. TU München 2004.
- 142 STEUTZGER, M. Einfluß der Baugröße auf die Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. TU München 2004.
- 143 SCHMIDBAUER, T. Aufbau und Erprobung des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs im Versuchsfahrzeug. TU München 2004.
- 144 LIU, W. Einfluss verschiedener Fertigungsverfahren auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben. TU München 2004.
- 145 FEHLING, R. Höhere Tragfähigkeit bei Zahnradflanken durch eine nichtevolventische Profilmodifikation. TU München 2004.
- 146 GUTTENBERG, P. Der autarke Hybrid am Prüfstand - Funktion, Kraftstoffverbrauch und energetische Analyse. TU München 2004
- 147 WIMMER, T. Einflüsse auf das Lastübernahmeverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen. TU München 2004.

- 148 RADEV, T. Einfluss des Schmierstoffes auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder - Entwicklung des Praxisnahen Pittingtests. TU München 2005
- 149 KRASDEV, I. Optimierung des Lastschaltvorgangs im i²-Getriebe. TU München 2005
- 150 HEILEMANN, J. Tragfähigkeit und Wirkungsgrad bei unterschiedlichen Schnecken-Zahnflankenformen unter Berücksichtigung der Oberflächenhärte und Härtetiefe. TU München 2005.
- 151 HEIZENRÖTHER, M. Das Stirnradifferential mit Innenverzahnung im Vergleich zum Kegeldifferential inklusive einer Sperrwertanalyse. TU München 2005.
- 152 WIMMER, A. Lastverluste von Stirnradverzahnungen - Konstruktive Einflüsse, Wirkungsgradmaximierung, Tribologie. TU München 2006.
- 153 BRUCKMEIER, S. Flankenbruch bei Stirnradgetrieben. TU München 2006.
- 154 HAUSER, C. Einfluss der Ölalterung auf Reibcharakteristik und Reibschwingverhalten von Lamellenkupplungen. TU München 2007.
- 155 GROSSL, A. Einfluss von PVD-Beschichtungen auf die Flanken- und Fußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. TU München 2007.
- 156 STEINBERGER, G. Optimale Grübchentragfähigkeit von Schrägverzahnungen. TU München 2007.
- 157 JAROS, M. Integration des STEP-Produktmodells in den Getriebeentwicklungsprozess. TU München 2007.