

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

Entwurf von Getrieben in engen räumlichen Randbedingungen mit gleichzeitiger Herstellkosten-Schätzung

Effiziente Auslegung von Getrieben inklusive Kostenschätzung mit KISSsys, dargestellt mit Praxis-Beispielen an Standard-Industrie-Getrieben, sowie Feinwerk- und Mikro-Getrieben

Dr. Ing. U Kissling, KISSsoft AG, ulrich.kissling@KISSsoft.ch

1 Die erste Phase im Design-Prozess

Im ersten Schritt der Entwicklung eines Getriebes wird meist eine Prinzipskizze, manuell oder bereits in einem CAD, erstellt. Anschliessend werden die wesentlichen Getriebeelemente (Zahn-räder, Wellen, Lager,...) grob abgeschätzt und dann ein erster Entwurf im CAD aufgebaut. Dabei ergeben sich erste Probleme, zum Beispiel Kollisionen oder Platzprobleme bei den Lagern oder Wellen, welche durch entsprechende Modifikationen bereinigt werden müssen. Das Handling von solchen Änderungen im 3D-CAD ist recht aufwendig und zeitintensiv.

Durch die Modifikationen an einzelnen Elementen ändern sich die Belastungs-verhältnisse im Getriebe, weshalb eine neue Festigkeitsabschätzung erforderlich wird. Da es bis heute nicht möglich ist, die Berechnung der Antriebs-elemente auto-matisch und konsequent im CAD durch-zuführen, sowie im Berechnungs-programm durchgeführte Geometrieänderungen ins CAD zurückzuführen, ist dieser Entwicklungsschritt iterativ und zeitraubend. Viele Ingenieure benützen deshalb heute noch ein 2D-CAD für diese Entwicklungsphase, obwohl dann Kollisionen schwieriger zu erkennen sind.

2 Das Entwicklungstool „KISSsys“

Die primäre Anforderung an das Programm KISSsys war, ein Software-Tool zu erstellen, mit welchem die Berechnungen einzelner Maschinen-elemente vernetzt werden können. Ziel ist es, den Leistungsfluss in einem Antriebssystem abzubilden und damit automatisch sämtliche relevanten Berechnungen zu verbinden. Wird in einem mehrstufigen Getriebe beispielsweise die Übersetzung einer Stufe geändert, ändern sich Drehzahl bzw. Drehmoment aller anschließenden Elemente. KISSsys führt auf Knopfdruck die Nachrechnung aller Elemente des Systems durch und zeigt die wesentlichen Resultate übersichtlich an.

Zusätzlich erlaubt KISSsys auch die massstäbliche 3D-Darstellung des Antriebssystems. Das Erstellen der 3D-Getriebe-Zusammenstellung ist in KISSsys trivial einfach: Die geometrischen Daten der Elemente sind alle aus den Berechnungen bekannt. Die Wälzlager-berechnung beispielsweise bezieht aus der Lagerdatenbank nicht nur die Tragzahlen für die Lebensdauerberechnung sondern holt auch gleich die Geometriedaten, welche an KISSsys übergeben werden. Die 3D-Darstellung in KISSsys ist daher 100%-ig automatisch. Beim

Aufbau eines Modells in KISSsys muss nur definiert werden, wie die Wellen räumlich zueinander positioniert sind [1].

Die 3D-Darstellung in KISSsys, welche bei der Entwicklung der Software von uns als nettes, aber keineswegs strategisch wichtiges, Feature betrachtet wurde, erwies sich als extrem hilfreich bei der Entwicklung von neuen Antrieben. Äussere Randbedingungen können als 3D-Körper vorgegeben (oder als SAT-Datei eingelesen) werden. Die Entwicklung eines Getriebes ab Prinzipskizze wird nun direkt mit KISSsys durchgeführt. Das Konzept (z.B. die Anzahl der Zahnradstufen) muss definiert und dann in KISSsys modelliert werden.

Beim Ausarbeiten eines Antriebskonzepts werden laufend die Sicherheiten (bzw. wahlweise die Lebensdauern) der einzelnen Elemente gezeigt, so dass die Schwachstellen klar erkennbar sind. Mit Hilfe der Auslegungstools in der Berechnungssoftware KISSsoft können die verschiedenen Elemente sehr effizient verändert und optimiert werden. In der 3D-Darstellung können mit Hilfe des 3D-Kerns auch feinste Kollisionen angezeigt werden. Eine Iteration, wie beispielsweise die Veränderung der Übersetzungsverteilung zwischen einzelnen Stufen eines mehrstufigen Getriebes ist innerhalb von wenigen Minuten vollzogen. Ist eine zufrieden stellende Lösung gefunden, kann das 3D-Konzept über Schnittstellen (STEP, SAT oder IGES) in beliebige CADs übertragen werden.

3 Räumliche Randbedingungen

Noch komplexer wird die Aufgabe des Entwicklungsingenieurs, wenn ein Antriebsstrang in eng vorgegebene räumliche Verhältnisse integriert werden muss. In der Antriebstechnik sind solche Problemstellungen sehr häufig, bspw. bei Anwendungen der Fahrzeugtechnik, im Industrie-Sondergetriebebau und in der Feinwerktechnik.

Da KISSsys die Komponenten eines Antriebsstrangs und die dazugehörigen Berechnungen verwaltet, kann bei der Positionierung der Wellen auf zweckmässige Daten zugegriffen werden. Der Abstand zweier Wellen ergibt sich logischerweise aus dem Achsabstand der entsprechenden Zahnradberechnung. Die Lage (oder der Winkel) der Wellen zueinander kann fest (z.B. horizontal) oder über einfache mathematische Formeln im KISSsys-Modell vorgegeben werden. Damit kann erreicht werden, dass sich der ganze Antriebsstrang bei einer Veränderung des Achsabstandes einer Stufe automatisch an vorgegebene Randbedingungen anpasst.

In manchen Fällen muss ein Antriebsstrang auch in ein bereits vorgegebenes Gehäuse eingepasst werden. Hierzu besteht die Möglichkeit in KISSsys 3D-Zeichnungsdaten in IGES oder STEP-Format einzulesen und darzustellen (Abbildung 1). Während der Auslegung der Antriebs Elemente sind Kollisionen sofort sichtbar. Dies erleichtert die Arbeit des Einpassens der Getriebeteile erheblich.

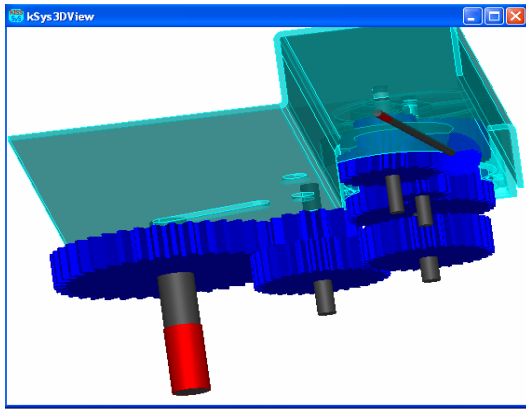
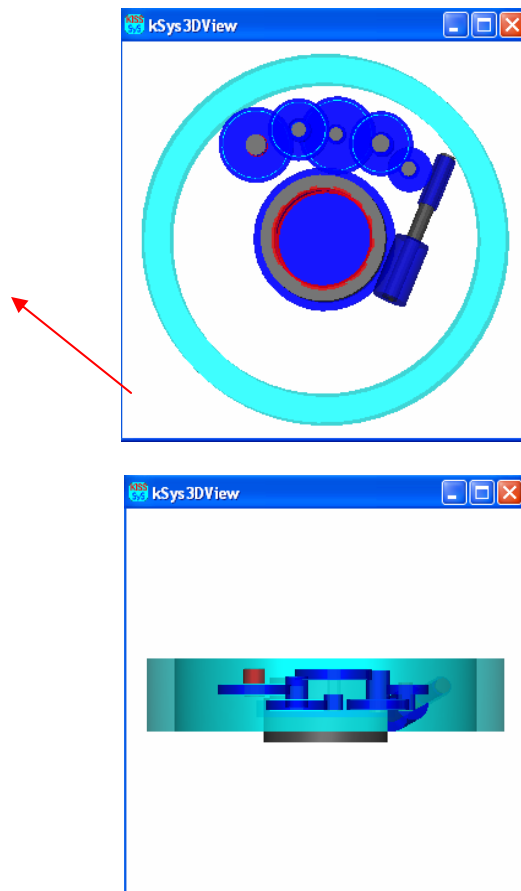


Abbildung 1: Mehrstufiges Getriebe mit Gehäuseteilen. Der Antriebsstrang muss genau in den vorgegeben Bauraum eingepasst werden. Das Gehäuse (Stanzteile) wird im STEP-Format eingelesen und im 3D-Fenster von KISSsys dargestellt.

4 Messgetriebe für Elektromotoren

Die Abbildung 2 zeigt ein Beispiel mit einer Anwendung aus der Mikrotechnik, bei welcher ganz spezielle Einbaubedingungen zu berücksichtigen waren. Es handelt sich um ein Motorfeedback-System für den Einbau in Elektromotoren. Die Antriebsdrehzahl (bis zu 12000 UpM) wird über zwei Schraubrad(-Schnecken)-Stufen und vier Stirnradstufen untersetzt. Durch in die Zahnräder eingesetzte Kleinstmagnete stehen inkrementale Signale mit Auflösungen bis zu 2048 Strich pro Umdrehung zur Verfügung. Das Getriebe ist für Arbeitstemperaturen von -20 bis +110° Grad ausgelegt.



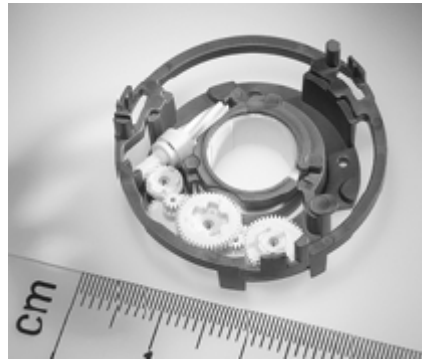


Abbildung 2: Messgetriebe mit einer Kombination mehrerer Schraubrad und Stirnradstufen. Der rote Pfeil markiert die antreibende Schnecke mit Zähnezahl $z=1$.

Dieses Getriebe ist in einen Ring integriert, welcher auf eine Welle aufgesteckt wird. Das im Ringzentrum positionierte Schraubrad mit einer Bohrung, welche dem Wellendurchmesser entspricht, treibt die nachfolgenden Reduktionsstufen an. Die langsamer drehenden letzten Räder werden zur Erfassung der Drehzahl und des Drehweges der Welle verwendet.

Die Aussen-Abmessungen des Rings (Getriebegehäuse) sind vorgegeben. Um den Platz optimal auszunützen, sollten die Wellenzentren möglichst weit aussen liegen, wobei die Stirnräder die Gehäuse-Innenwand nicht berühren dürfen. Damit kann die Lage der jeweils folgenden Welle definiert werden (Abbildung 3). Mit dieser einfachen Funktion in KISSsys werden so bei Änderung des Achsabstands einer Stufe alle Wellen des Systems neu, optimal Platz sparend, positioniert.

Zentrum von Welle 6 ist definiert durch:	
-	Abstand a_{56} von Zentrum der Welle 5
-	Abstand $d_{Gi}/2 - L_{min} - da_{2_p6}/2$ von Zentrum des Getriebes (Welle 1)
d_{Gi}	Gehäuse-Innendurchmesser
L_{min}	Mindestabstand Kopfkreis zu Gehäuse
da_{2_p5}	Kopfkreis Abtriebsrad Zahnpaar 5
a_{56}	Achsabstand Zahnpaar 5

Abbildung 3: Beispiel einer Wellen-Positionierung in KISSsys
SimPEP-UK-Format-KISSsoft-D.doc

Besonders wichtig bei Messgetrieben ist die Positionier- und Wiederholgenauigkeit, welche durch die Verdrehflankenspiele und Unrundfehler bestimmt wird. Im so genannten Benutzerfenster, einem an das Modell und seine Funktionalität angepassten, frei konfigurierbaren Fenster, wird deshalb der maximale und minimale Gesamt-Verdrehwinkel des Antriebsstrangs angezeigt. Damit kann das Flankenspiel der einzelnen Stufen optimiert werden, bis das Gesamtergebn die Vorgabe erfüllt.

Eine interessante Besonderheit des hier besprochenen Antriebskonzeptes soll noch erwähnt werden. Das Antriebsrad der ersten Stufe (welches auf die Hauptwelle gesteckt wird) muss einen Fusskreisdurchmesser haben, der grösser als der Wellendurchmesser ist. Da die Antriebsdrehzahl der Hauptwelle bereits sehr hoch ist (circa 12000 UpM), sollte die Drehzahl in der ersten Stufe nicht nochmals erhöht werden. Bei einer Ausführung als Stirnradpaar müsste folglich der Teilkreis des Abtriebsrades der ersten Stufe grösser sein als derjenige des Antriebsrades. Aus Platzgründen ist dies aber nicht möglich. Eine gute Lösung ergibt sich durch die Verwendung eines Schraubradpaares. Bei Schraubrädern mit einem kleinen Zähnezahlnverhältnis (z.B. 1:5) wird der Durchmesser des Antriebsrades (Schnecke mit $Z = 1$) ein Vielfaches grösser als der Durchmesser des Abtriebsrades (Abbildung 4). Damit ergibt sich beispielsweise bei einem Zähnezahlnverhältnis von 1:5 ein Teilkreis-Verhältnis von 11:1, was genau die gesuchte Lösung ist.

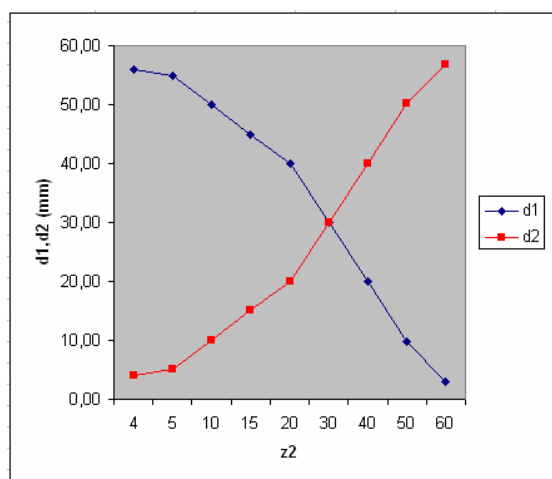


Abbildung 4: Teilkreise d_1 (Rad 1) und d_2 (Rad 2) einer Schraubrad-Paarung mit $Z_1 = 1$, $Z_2 = 4..60$; Achsabstand 30 mm, Normalmodul 1.0 mm.

5 Industriegetriebe-Serie für Hubkranantrieb

Ein ganz anderes Beispiel zeigt Abbildung 5. Für einen Serien-Kran sollte eine Integrations-Getriebereihe konzipiert werden. Die Aussenmasse des Getriebekastens, sowie die Lage der An- und Abtriebswelle sind fest vorgegeben. Ausserdem kommt erschwerend dazu, dass vier Schraubenbolzen quer durch den Getriebekasten verlaufen. Das Getriebe soll in vier verschiedenen Varianten im gleichen Gehäuse mit gleichen Wellenenden, aber unterschiedlichen Gesamtuntersetzungen mit $i = 85$, 110, 130 und 170, gebaut werden (Tabelle 1).

Die maximale Untersetzung ($i = 170$) kann durch drei Stirnradstufen mit Untersetzung pro Stufe zwischen 5 und 8 realisiert werden. Bei fest vorgegebener Position der An- und Abtriebswelle eines Getriebes mit drei Stufen kann nur noch die Lage der ersten

Zwischenwelle (Winkel γ zwischen Gehäusemittelachse und Achsabstand der 1. Stufe) vorgegeben werden. Die Lage der zweiten Zwischenwelle ist durch die Achsabstände der Stufen 2 und 3 gegeben. Diese Logik kann mit KISSsys problemlos vollzogen werden. Im KISSsys-Modell zur Auslegung dieses Getriebes kann der Winkel γ eingegeben werden. Die vorgegebenen Randbedingungen werden im KISSsys-Modell eingetragen (Quader und Zylinder in transparenter Farbe: Abbildung 5), so dass beim Auslegen der Einzelteile Kollisionen sofort erkenntlich sind.

Um die vorgegebenen Mindestsicherheiten trotz den engen räumlichen Randbedingungen zu erreichen, wird zuerst die Abtriebsstufe mit Welle und Lagerung ausgelegt. Es zeigt sich schnell, dass ab einer Übersetzung grösser 3.7 der Kopfkreis des Abtriebsrades an der Gehäusewand streift. Die Abtriebsstufe muss deshalb mit einer für die hohe Gesamtübersetzung ungewöhnlich kleinen Untersetzung ausgelegt werden. Die Auslegung der Elemente (Zahnräder, Wellen und Wälzlager) ist in wenigen Minuten vollzogen, da von KISSsys aus die Auslegungsfunktionen von KISSsoft verwendet werden, mit welchen die

Tabelle 1: Spezifikation eines Hubgetriebes

Hubtriebereihe	Typ	I	II	III	IV
Nennleistung Motor	KW	20	20	20	20
Gesamtübersetzung	:1	170	130	110	85
Nennmoment am Abtrieb	Nm	8100	8100	6400	5100
Radialkraft am Abtrieb	KN	53125	53125	42521	33220
Nennzahl Motor	U/Min	2840	2840	2840	2840
Wirkungsgrad Getriebestufe	je	0.97	0.97	0.97	0.97
Lebensdauer Nennlast	unter h	800	800	1600	1600
Einschaltdauer	%	50%	40%	40%	40%
Einschaltungen Stunde	pro c/h	300	240	240	240

Zahnradstufen und Wellen/Lager fast augenblicklich ausgelegt werden.

Die Werkstoffe werden festgelegt, in diesem Fall beispielsweise Einsatzstahl für die Zahnräder, da sehr schnell ersichtlich ist, dass mit einer andern Werkstoffart die Rad-Durchmesser zu gross werden. Die ausgelegten Elemente werden unmittelbar in der 3D-Ansicht dargestellt und können durch Nachoptimierung verändert werden.

Bei grossen Übersetzungen in Zahnradstufen tritt oft das Problem auf, dass der Ritzeldurchmesser sehr klein und die Ritzelwelle damit dünner als zulässig wird. Auch dieses Problem ist durch die 3D-Visualisierung sofort sichtbar. Die Übersetzung der ersten und zweiten Stufe kann deshalb optimal verteilt werden. Falls eine Kollision von Wälzlager von zwei benachbarten Wellen stattfindet, kann über die Auslegungsfunktionen entweder der entsprechende Achsabstand vergrössert oder der Wälzlager typ angepasst werden.

Um die Gesamtkosten möglichst gering zu halten, ist anzustreben, dass bei allen vier Untersetzungsvarianten

die Position der Wellen gleich bleibt (gleiches Gehäuse)
 immer die gleichen Lager verwendet werden (gleiche Gehäusebearbeitung)
 wenn möglich bei zwei Stufen immer die gleichen Zahnräder verwendet werden

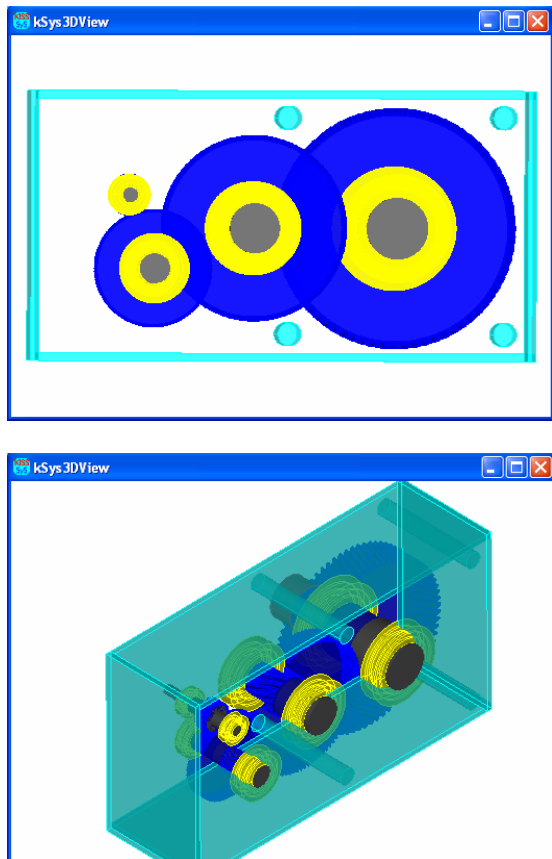


Abbildung 5: Hubgetriebe mit Darstellung der räumlichen Begrenzung, gegebener Lage der An- und Abtriebswelle und 4 Durchgangs-bohrungen (Rohre). Die Darstellung stammt aus dem ersten KISSsys-Release 2001.

Um dies zu erreichen wird zunächst die optimale Lösung für die Variante mit maximaler Übersetzung gesucht, anschliessend die Lösung für die minimale Gesamtübersetzung.

Im Vergleich zum konventionellen Vorgehen beim Entwurf eines solchen Getriebekonzeptes konnte in diesem Fall der Zeitbedarf um gut 65% verringert werden.

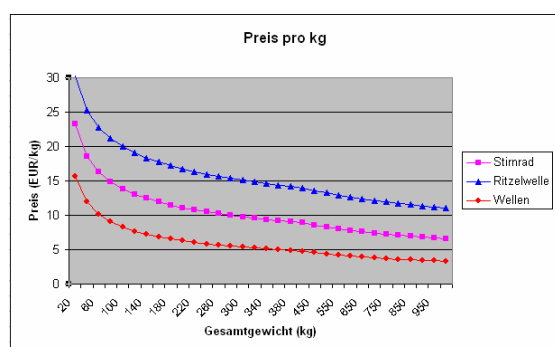
6 Kostenberechnung

Bei Getriebeentwicklungen für Kunden sollte immer möglichst kurzfristig nach der Festlegung der Anforderungen und der grundsätzlichen Bejahung der Realisierbarkeit die ungefähre Baugrösse bestimmt werden können. Gleich anschliessend oder parallel dazu müssen auch die Herstellkosten grob geschätzt werden können. Um ein seriöses Angebot der Herstellkosten des Getriebes abgeben zu können, ist der Aufwand bedeutend. Es ist deshalb äusserst nützlich, wenn ein Instrument zur Verfügung steht, mit welchem innert ein bis zwei Stunden eine brauchbare Richtgrösse für Platzbedarf, Gewicht und Preis gemacht werden kann.

Die Berechnungssoftware KISSsoft verfügt über viele ausgereifte Tools um die wesentlichen Elemente von Antriebs-systemen schnell und präzise auszulegen. Die Nutzung dieser Tools

von der übergeordneten KISSsys-Plattform aus erlaubt es, sehr schnell ein komplettes Getriebe mit ausgewogenen Lebens-dauern aller seiner Komponenten zu konzipieren. Für alle üblichen Systeme wie 2- bis 5-stufige Stirnrad-, Kegelstirnrad- oder Planetengetriebe sind KISSsys-Modelle verfügbar, mit welchen neue Getriebe ausgelegt werden können. Bei Vorgabe der gewünschten Mindest-sicherheiten für Zahnräder und Wellen, sowie der vorgeschriebenen Lebensdauer der Wälzlager, kann in wenigen Minuten eine präzise Auslegung der Elemente erfolgen. Da KISSsys über KISSsoft auf alle Eigenschaften der Getriebeteile zugreifen kann, ist auch das Gewicht der Einzelteile oder bei Wälzlagern über die Datenbank der Einkaufspreis verfügbar.

Eine vor einigen Jahren bei Firma L. Kissling in Zürich durchgeführte Analyse der Herstellkosten von typischen Getriebeteilen wie Wellen, Ritzelwellen und Zahnräder hat deutlich gemacht, dass bei klassischen Getriebeteilen innerhalb eines gewissen Bereichs eine recht genaue Kostenschätzung über das Teilgewicht gemacht werden kann. Dabei ist zu beachten, dass bei der im Getriebesonderbau tätigen Firma die typische Losgrösse in der Fabrikation zwischen 2 und 10 Stück beträgt. Es zeigte sich, dass die Variation der Herstellkosten (über Nachkalkulation) eines gleichen Teiles bei wiederholter Herstellung etwa gleich gross ist, wie der Unterschied zwischen den Herstellkosten von zwei unterschiedlichen, aber ähnlichen, Teilen gleichen Gewichts. Trotz beträchtlicher Streuung der Kosten von einzelnen Fertigungsaufträgen war nach Auswertung der Kosten von hunderten Teilen im Bereich von 20 bis 2000 kg eine klare Tendenz zwischen Preis und Gewicht erkennbar (Abbildung 6). Die Darstellung gilt für Kleinserien einsatz-gehärteter und geschliffener Zahnräder mit Wellen aus Vergütungsstahl.



Teileart	Preis in EUR/kg (x = Gewicht in kg)
Stirnräder	$Y = 60.9 * x^{-0.3206}$
Ritzelwellen	$Y = 65.4 * x^{-0.2564}$
Wellen	$Y = 52.0 * x^{-0.3985}$

Abbildung 6: Kostenfunktion in Abhängigkeit des Gewichts für klassische Getriebeteile.

Logischerweise ist zu erwarten, dass bei einer Produktion in grösseren Serien etwas genauer differenziert werden muss, da dort die Streuung zwischen Wiederhollosen deutlich kleiner ist. Die grundsätzliche Anwendung dieser Vorgehensweise kann auch mit einem entsprechend verfeinerten Ansatz gemacht werden.

Die Kosten der Getriebeteile können mit diesen Daten direkt im KISSsys-Modell ermittelt werden (Abbildung 7). Über die Gehäuseausenmasse kann auch zusätzlich das Gewicht des Getriebegehäuses geschätzt werden, falls dies gewünscht wird. Die Genauigkeit der Kosten-

schätzung hängt ganz klar von der Qualität der verwendeten Gewichts-Kostenfunktion ab, wie sie beispielsweise in Abbildung 6 angegeben ist. Dass dieses Vorgehen keinen exakten Preis ergeben kann, ist selbstverständlich. Die Erfahrung zeigt jedoch, dass – auch wenn die absolute Aussage nicht allzu präzise sein kann – diese Art der Kostenbeurteilung sehr gut für den Vergleich der Kosten von Varianten ist. Wie oft geht es doch darum, frühzeitig und schnell entscheiden zu können, ob beispielsweise ein Antriebssystem in zwei- oder dreistufig Ausführung kostengünstiger ist. Oder in der Feinwerktechnik, ob ein Getriebestrang als Kegel-Stirnrad-, Kronen-Stirnrad- oder Schnecken-Stirnrad-Kombination ausgeführt werden soll.

Approximate costs for the gearbox components (without the costs of the casing) in EUR	
Gears:	
^.Shaft1.Gear1	0
^.Shaft2.Gear2	239.4
^.Shaft2.Gear3	0
^.Shaft3.Gear4	699.2
^.Shaft3.Gear5	0
^.Shaft4.Gear6	1438
Shafts:	
^.Shaft4	515.24
Pinion Shafts:	
^.Shaft1	152.47
^.Shaft2	268.39
^.Shaft3	560.29
Total approximate costs:	3872.98

Abbildung 7: Kostenberechnungs-Resultate in KISSsys (hier ohne Wälzlager)

7 Anwendung der Kostenberechnung bei einem dreistufigen Stirnradgetriebe

Bei mehrstufigen Getrieben können die Dimensionen der Getriebeteile je nach Verteilung der Gesamtübersetzung auf die Stufen sehr stark variieren. Als klassisches Beispiel zeigt Abbildung 8 den Einfluss der Untersetzungsverteilung auf die Stufen eines dreistufigen Getriebes. Auch aus der Literatur ist bekannt, dass es vorteilhaft ist, bei der Abtriebsstufe eine etwas kleinere Untersetzung als bei den Antriebsstufen zu machen. Die kostengünstigste Untersetzungs-Verteilung hängt jedoch von vielen Faktoren ab, die sich nicht durch eine Faustregel abdecken lassen.

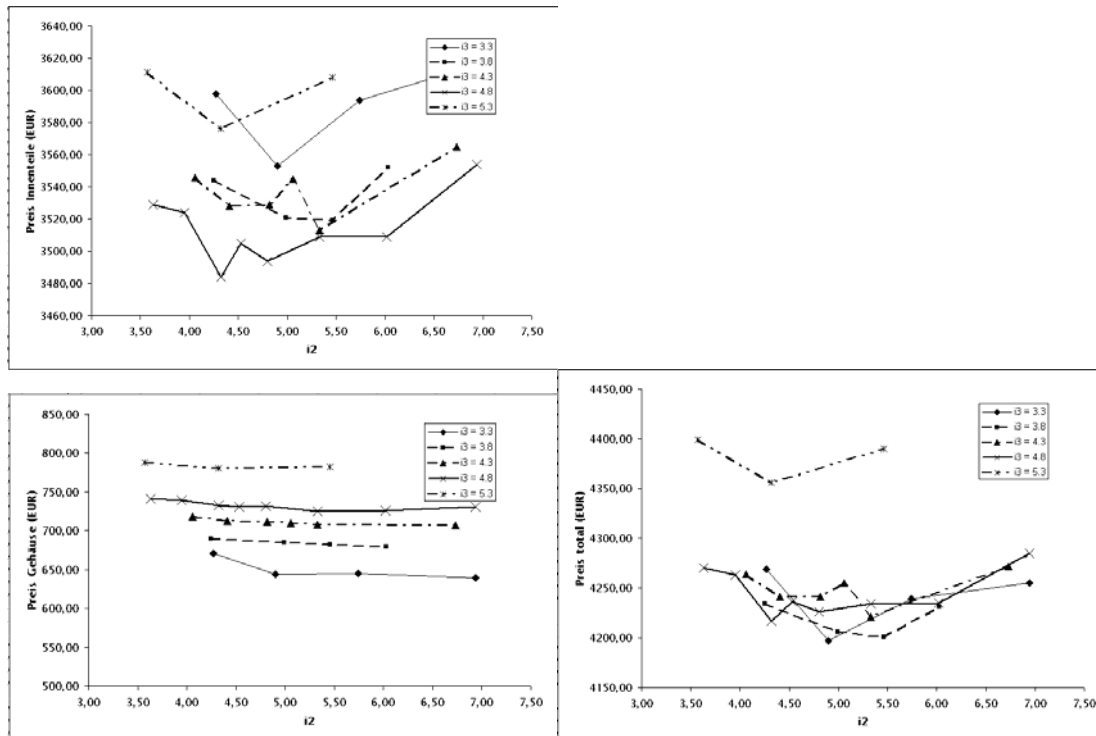


Abbildung 8: Kosten der Innenteile und Gesamtkosten (mit Gehäuse) eines dreistufigen Stirnradgetriebes in Abhängigkeit der Übersetzungsverteilung. Gesamtunter-setzung $i = 110$, Antriebsdrehmoment 25 kNm bei 9 UpM (i_3 : Untersetzung der Antriebsstufe, i_2 : Untersetzung der mittleren Stufe)

Im dargestellten Beispiel (Abbildung 8) mit Gesamtübersetzung $i_{tot} = 110$ (durchschnittliche Untersetzung pro Stufe $i_{stufe} = 4.79$) zeigt sich, dass sich bei den Innenteilen die tiefsten Kosten bei einer Untersetzung der Abtriebsstufe i_3 im Bereich von 4.30..4.80 ergeben. Die Gehäusekosten hingegen nehmen mit kleiner werdender Untersetzung i_3 stetig ab. Damit sind die Gesamtkosten in einem recht weiten Bereich für i_3 von 3.30..4.80 wenig unterschiedlich.

Da KISSsys die Möglichkeit bietet, mit der eingebauten Programmiermöglichkeit Modelle zu parametrisieren und Berechnungen zu automatisieren, ist es sogar denkbar, Übersetzungsvariationen mit Dimensionierung und Kostenberechnung selbstständig ablaufen zu lassen und damit direkt Auswertungen, wie in Abbildung 8 gezeigt, zu erzeugen.

8 Ein Hilfsmittel für die Getriebe-konzeption und für die Getriebeoptimierung

Was KISSsys tut, ist das was jeder Berechnungsingenieur in der Getriebeentwicklung macht: Auf Grund des Leistungs-Drehzahl-Verlaufs die Belastung an den einzelnen Getriebeelementen zu ermitteln und dann diese Elemente auszulegen.

Die Idee zu KISSsys ist nicht neu, sondern fast trivial. Wer Berechnungsprogramme zur Dimensionierung von Maschinen-elementen einsetzt, wird sich logischerweise überlegen, wie die einzelnen Berechnungen in ein durchgehendes Antriebsberechnungs-Konzept eingebettet werden können.

Wir haben bereits 1990, damals noch als DOS-Applikation, einen ersten Prototypen programmiert [2]. Die Berechnung des Systems erfolgte in einem Batch-Verfahren und war zeitintensiv, aber durchaus brauchbar. Unsere Hauptidee aus diesem Ansatz war, dass

für eine effiziente Systemsoftware die Struktur der Berechnungsprogramme der einzelnen Elemente ganz anders aufgebaut sein muss; beispielsweise braucht es eine saubere Trennung von Eingabe – Berechnung – Ausgabe. Dinge, die heute (fast) selbstverständlich sind. Damals waren effiziente DLL-Konzepte hingegen noch Zukunftsvision.

Es gab in den 90er-Jahren diverse Anläufe, vor allem an Deutschen Hochschulen wie beispielsweise in Paderborn, eine Software zur Berechnung des kompletten Antriebsstrangs zu entwickeln. Dabei wurden durchaus brauchbare Konzepte zum flexiblen Aufbau eines Antriebsstrangs in einer Software entwickelt; der Strang konnte auch komplett durchgerechnet werden. Dazu wurde auf selbst gestrickte Maschinenelement-Berechnungen zugegriffen, die aus Kapazitätsgründen äusserst einfach waren. Wäre eine professionelle Berechnungssoftware eingebunden worden, hätten diese Ansätze durchaus zu einem marktfähigen Produkt entwickelt werden können.

Ein anderer Ansatz wurde in der Berechnungssoftware TBK beschritten. Diese Getriebe-berechnungssoftware war unter DOS nach Hexagon und KISSsoft eines der drei am meisten in Deutschland von Getriebeherstellern eingesetzten käuflichen Produkte. In TBK können komplette Getriebe berechnet werden, beispielsweise zwei- und dreistufige Stirnradgetriebe mit Zahnrädern und Wellen. Der Nachteil ist, dass die Getriebestruktur nicht vom Benutzer selber definiert werden kann, da die Struktur fest programmiert und vorgegeben ist. Die Anpassung der Struktur und auch der Einbau von spezifischen Auswertungen (nach Wunsch des Anwenders) ist damit nicht durch den Benutzer machbar. Diese massive Begrenzung war der Grund, dass diese Lösung sich bei den Getriebeentwicklern nicht durchsetzen konnte.

Eine ähnliche Problematik besteht bei verschiedenen grossen deutschen Getriebeherstellern. Einer davon, Weltmarktführer im Bereich Getriebemotoren, hat seit Jahren eine eindruckliche Berechnungslösung womit Stirnrad-Getriebe komplett berechnet werden können. Als Maschinenelement-Berechnungen sind FVA-Programme wie STplus und eigene Software eingebunden. Auch bei dieser Lösung ist die Getriebestruktur starr vorgegeben. Anforderungen von Tochterfirmen nach Varianten, z.B. mit Planetenstufen, konnten nicht in gegebener Zeit nachgekommen werden. Dies führte dazu, dass seit nun drei Jahren KISSsys konzernweit eingesetzt wird.

Eine weitere Lösung bietet die Software Romax, welche in England von einem Lagerspezialisten entwickelt wurde. Mit Romax kann der Benutzer Antriebssysteme konfigurieren, durchrechnen und 3D-visualisieren. Neben KISSsys ist Romax heute die einzige Software, mit welcher Festigkeitsberechnungen von kompletten Antriebssträngen durchgeführt werden können. Mit Ausnahme der Wälzlager sind die Festigkeitsberechnungen eher bescheiden, insbesondere auch die entsprechenden Dokumentationen. Vermutlich ist dies, nebst dem hohen Preis, der Hauptgrund, weshalb Romax in Deutschland wenig verbreitet ist. Im Gegensatz zu KISSsys lassen sich hingegen Getriebe-Schwingungen und -Vibrationen berechnen. Dies ist der Grund, weshalb öfters auch KISSsys und Romax in der gleichen Firma eingesetzt wird. Wobei KISSsys für die Lebensdauer- und Festigkeitsberechnung mit Lastkollektiven (inklusive Schaltstellungen) verwendet wird.

KISSsys ist heute für die Festigkeitsberechnung von kompletten Antriebssträngen das weltweit führende Produkt. Die zwei Hauptgründe dafür sind:

KISSsys verwendet für die Festigkeitsberechnung KISSsoft, eine Software, welche im Bereich Zahnradberechnung/Optimierung anerkannt führend ist.

KISSsys ist ein äusserst flexibles Werkzeug. Mit einer eingebauten Interpretersprache können alle denkbaren Varianten von Antriebssträngen modelliert werden.

Erfahrungswerte mit KISSsys in Entwicklungsabteilungen verschiedener Firmen haben Verkürzungen der Entwicklungszeiten von neuen Antriebskonzepten bis um Faktor 5 ergeben. Diese hohe Effizienzsteigerung (Faktor 5) im Getriebedesign ist ein Erfahrungswert einer der ersten Anwender von KISSsys, der Firma Getrag, welche diese Software seit 2001 einsetzt.

Last but not least ist auch der Dokumentations- und Verwaltungsaufwand mit dem Einsatz von KISSsys wesentlich reduziert. Solange die Berechnungen einzeln durchgeführt und abgelegt werden, besteht ein Getriebe-nachweis immer aus Dutzenden von Dokumenten und Dateien aus mehreren Entwicklungs-Phasen. Wenn Monate oder Jahre nach dem Abschluss eines Projektes Fragen beantwortet oder Änderungen gemacht werden müssen, so beginnt oft die zeitraubende Suche nach dem letzten Stand der Dinge. Dies entfällt mit KISSsys komplett, da im Modell der letzte Stand abgespeichert ist und alle Elemente vollumfänglich dokumentiert sind. Im Sinne eines PDM-Konzeptes ist damit automatisch die Getriebeauslegung verwaltet. Im Engineering-Bereich ist dies eine nützlich und zeitsparende Sache; wenn beispielsweise der Kunde anruft, für welchen wir das Messgetriebe (siehe Abbildung 1) entwickelt haben, so haben wir das Getriebe im aktuellsten Zustand innerhalb von 30 Sekunden gefunden und können Fragen beantworten.

9 Schlussbemerkungen

Der Entwicklungs-Prozess kann mit dem Software-Tool „KISSsys“ ganz wesentlich beschleunigt werden. In KISSsys wird das Getriebe-konzept maßstäblich 3-dimensional abgebildet. Die Daten der Elemente (wie Zahnrad-durchmesser und Breite) werden jedoch nicht eingegeben wie in einem CAD, sondern stammen direkt aus der Festigkeitsberechnung des entsprechenden Bauteils. KISSsys ist direkt auf die Maschinenelement-Software KISSsoft aufgesetzt. Die kräfteübertragenden Elemente werden in KISSsoft ausgelegt. Die für das Getriebe relevanten Daten einzelner Elemente werden automatisch an KISSsys übermittelt und dort verarbeitet, indem sowohl der Leistungsfluss wie auch die 3D-Darstellung laufend aktualisiert wird. Durch die logische Verknüpfung der vorhandenen Daten in einem KISSsys-Modell ist – ohne irgendeine manuelle Manipulation – das Getriebe-3D-Modell laufend aktualisiert und Kollisionen unmittelbar sichtbar.

Die Arbeit mit diesem Tool wird an unterschiedlichen Beispielen gezeigt. Da auf gewünschte Eigenschaften der einzelnen Elemente, wie beispielsweise das Gewicht, zugegriffen werden kann, kann auch eine Herstell-Kostenschätzung gemacht werden.

Eine historische und aktuelle Betrachtung der verfügbaren Tools für die Festigkeitsberechnung von Antriebssträngen zeigt, dass KISSsys heute das führende Produkt ist. Erfahrungswerte mit diesem Tool aus Entwicklungsabteilungen verschiedener Firmen haben Verkürzungen der Entwicklungszeiten von neuen Antriebskonzepten bis um Faktor 5 ergeben.

[1] Kissling, U., Raabe, M., Dinner, H.P. (2004) *Evaluating Gearbox Design Concepts*, 3rd International CTI Symposium, Berlin, 2004.

[2] Kissling, U. (1990) *Vom Berechnungsprogramm zum integrierten kompletten Konstruktionsmittel*, Antriebstechnik 29, Nr. 1, 1990.