

KISSsoft AG
Frauwis 1
CH - 8634 Hombrechtikon
Telefon:
Fax: +41 55 264 20 33
Email: info@KISSsoft.ch

KISSSOFT
Berechnungssoftware für den Maschinenbau

KISSsys Anwendung:

Berechnung des Wirkungsgrades eines Landeklappen-Antriebes mit Schneckentrieb in Abhängigkeit der Temperatur



Stichworte: Schneckentrieb, Wirkungsgrad, Temperatur

Letzte Änderung: 16. Aug. 2005

1 Aufgabenstellung

Der SABA-Aktuator (Flugzeug-Landeklappen-Antrieb), eine durch ein Schneckenrad getriebene Spindel, wird mit zwei Methoden analysiert:

- durch Messung auf einem programmierbaren Prüfstand, auf welchem die an der Landeklappe angreifenden Kräfte simuliert und Temperaturen zwischen -50°C und $+80^{\circ}\text{C}$ gefahren werden können
- Rechnerische Modellierung des Gesamtsystems in KISSsys unter Einbezug von allen Elementen, welche für die Leistungsbilanz (Verluste) relevant sind

Die Resultate zeigen deutlich, dass vor allem die last-unabhängigen Verlust-Komponenten stark von der Temperatur abhängen. KISSsys erlaubt es, die am Prüfstand ermittelten Faktoren zu übernehmen und damit ein Experten-System aufzubauen, im vorliegenden Fall ein Experten-System für Aktuatoren.

Basierend auf den Prüfstandsmessungen kann die Grundreibungszahl μ_0 , welche entsprechend DIN3996 unabhängig von der Viskosität des Schmierstoffs ist, mit einem temperaturabhängigen Viskositätsfaktor erweitert und in die Berechnungsformeln integriert werden.

Ziel ist es, mit der erweiterten rechnerischen Modellierung, das Verhalten zukünftiger Antriebe über einen weiten Temperaturbereich exakt vorauszusagen.

2 Einführung

Die Aufgabe, einen Flap-Aktuator (Flugzeug-Landeklappen-Antrieb) für einen erweiterten Betriebsbereich (Temperaturen von -50 bis $+80^{\circ}\text{C}$) zu konstruieren war ein willkommene Herausforderung für die Firma Sauter-Bachmann AG [4]. Der SABA Klappen Aktuator (für das einmotorige Transportflugzeug Pilatus-PC12) ist grundsätzlich eine durch einen Schneckentrieb getriebene Linearspindel, welche selbsthemmend ist und zusätzlich eingangsseitig über eine Drehmomentbegrenzung verfügt, welche die maximale Axial-Kraft am Spindel-Ausgang begrenzt.

Ein komplett digitalisierter Prüfstand erlaubt es, umfangreiche Messungen der wirkenden Kräfte und der Verlustleistungen in einem Temperaturbereich von -50°C bis $+80^{\circ}\text{C}$ durchzuführen. Die bekannte Theorie zur Berechnung von Schneckenrädern erlaubt nur relativ unpräzise Schätzungen des Leistungsverlustes durchzuführen. Die vorliegende Untersuchung zeigt, dass mit genauen Messungen des Antriebsdrehmomentes bei variablen Axialkräften an der Spindel ein Aktuator gut analysiert werden kann.

2.1 Beschreibung des Aktuators: Konstruktion und Eigenschaften

Der Schneckentrieb besteht aus einer Schnecke mit Hohlwelle mit sechseckigem Querschnitt an beiden Enden um die Verbindung mit einer flexiblen Welle und mit einem Drehzahlaufnehmer zu erlauben. Das Schneckenrad ist als Hohlräder ausgeführt und sitzt direkt auf einer Linear-Kugelspindel. Diese wandelt die Drehung des Schneckenrades in eine Axialbewegung um. Ein Drehmoment-Begrenzer, welcher auf der Schneckenwelle angebracht ist und aus mehreren feststehenden und drehenden Tellern besteht, funktioniert als Bremse, falls das Antriebsdrehmoment die maximal an der Spindel zulässige Axialkraft übersteigt. Unter normalen Betriebsbedingungen hat der Drehmoment-Begrenzer keinen Einfluss auf das Betriebsverhalten.

Die Untersetzung der Schnecke beträgt 40:1, womit sich bei Nominaldrehzahl am Antrieb von 3280 UpM am Schneckenrad eine Drehzahl von 82 UpM ergibt und damit eine Axial-Bewegung der Spindel von 5.5 mm/sec erzeugt. Die wesentlichen Parameter des Schneckentriebs sind: Zähnezahlen $z_1=1$, $z_2=40$, Normalmodul $m_n=1.1$ mm, Steigungswinkel 4.1° . Der Werkstoff der Schnecke ist Cronidur X30, gehärtet auf 58 ± 2 HRC; das Schneckenrad besteht aus Bronze CuSn12Ni. Kritisch ist der Verschleiss des Schneckenrades. Eine geeignete Werkstoffkombination für tiefe Temperaturen war gefordert, sowie die Wahl von rostfreien Werkstoffen für diejenigen Teile, welche mit der Umgebung in Kontakt kommen, wie z.B. die Schneckenwelle. Sehr anspruchsvoll war auch die Wahl der Dichtung der Schneckenwelle um die Dichtfunktion über den gesamten Temperaturbereich zu gewährleisten.

2.2 Der Prüfstand

Das Prüfstand-Konzept ist an den effektiven Einsatz am Flugzeug angepasst. Die Kraft an der Spindel kann programmiert werden in Abhängigkeit der Spindelposition und der

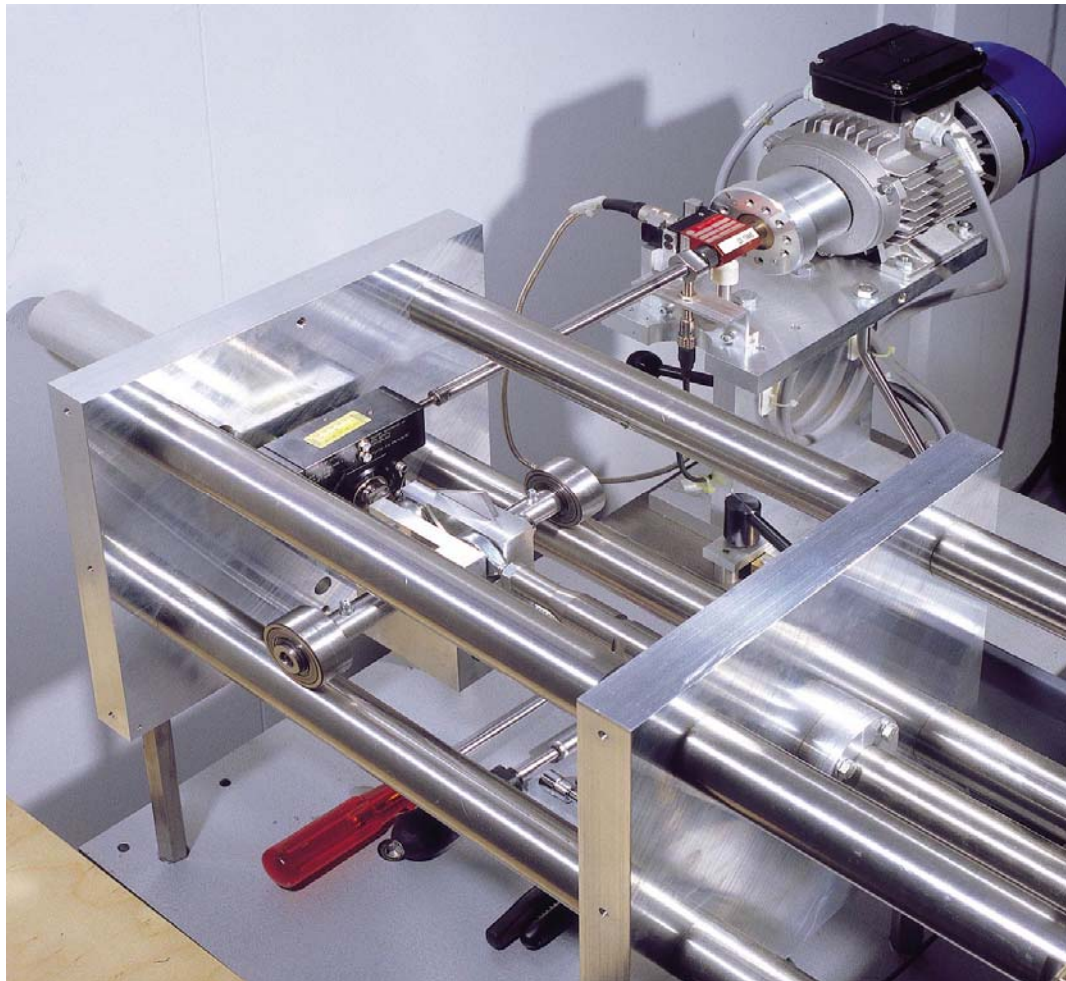


Abbildung 2.2-1 Der Landeklappen-Antrieb auf dem Prüfstand

Spindelgeschwindigkeit um die an den Klappen angreifenden Windkräfte zu simulieren. Das Antriebsdrehmoment an der Schneckenwelle wird mit einem Drehmomentaufnehmer gemessen. Ein Lastzyklus mit Aus- und Einfahren der Landeklappen kann am Prüfstand simuliert und direkt mit der Messung des Antriebsdrehmoments verglichen werden. In einem X/Y-Diagramm (Axialkraft in N und Drehmoment in Nm) wird der Verlauf des Lastzyklus dargestellt und gespeichert (siehe auch Abbildung 2.2-1).

Nebst dem Einsatz des Prüfstands für Abnahmen, kann auch die Gesamtfunktion über zwei identische, in Serie geschaltete Prüfstände getestet werden. Dazu werden beide Prüfstände mit der zentralen Antriebseinheit verbunden und so die Funktion des Inboard- und Outboard-Aktuators mit entsprechenden Kräften am Flügel simuliert. Die Prüfstände sind mit flüssigem Stickstoff auf -55°C kühlbar, um so die Bedingungen in grossen Höhen zu simulieren.

3 Die theoretische Modellierung mit KISSsys

3.1 KISSsys: Software für die Berechnung eines Kraftübertragungssystems

Konzept: KISSsys, [3], ist ein Programm zur Berechnung des Kräfteflusses in einem System. Es stellt ein Modell der Gesamtsicht eines Systems von Maschinenelementen dar und kann Festigkeit und Lebensdauer der verschiedenen Maschinenelemente berechnen, indem es das bewährte Berechnungsprogramm KISSsoft einsetzt, siehe ebenfalls [3]. Somit erhöht KISSsys

die Effizienz und Sicherheit bei neuen sowie bei der Nachrechnung von bestehenden Konstruktionen. Varianten können im selben Rahmen verwaltet werden. Die integrierte Programmierungsmöglichkeit macht KISSsys äusserst flexibel.

Verwaltung der Berechnungen: Die Hauptaufgabe von KISSsys besteht in der Verwaltung von globalen Daten und Resultaten. Dazu stehen die Systemdaten (Antriebsgeschwindigkeit, Drehmomente, Belastungen, Temperaturen, etc.) in KISSsys zur Verfügung. KISSsys definiert Belastungs- und Grenzwerte einzelner Elemente. Die Kinematik und Kraftübertragung im System wird in durchgängiger Weise verwaltet. Das ganze zu berechnende System kann in dreidimensionaler Ansicht dargestellt werden.

Verwaltung von Varianten: Viele Projekte bestehen aus Varianten und Optionen in Form von verschiedenen Gerätetypen einer Baureihe. Auch die Suche nach alternativen Konstruktionslösungen ist wünschenswert. KISSsys kann alle Varianten und Optionen der eingegebenen Werte berücksichtigen. Deshalb können nicht nur Baugruppen oder verschiedene Konstruktionen modelliert, sondern auch variable Belastungs- und Vorgabewerte eingegeben werden. Einzelne Varianten können auf einfache Weise analysiert oder optimiert werden, oder alle Varianten können gleichzeitig berechnet werden, wie zum Beispiel alle Übersetzungen in einem Getriebe.

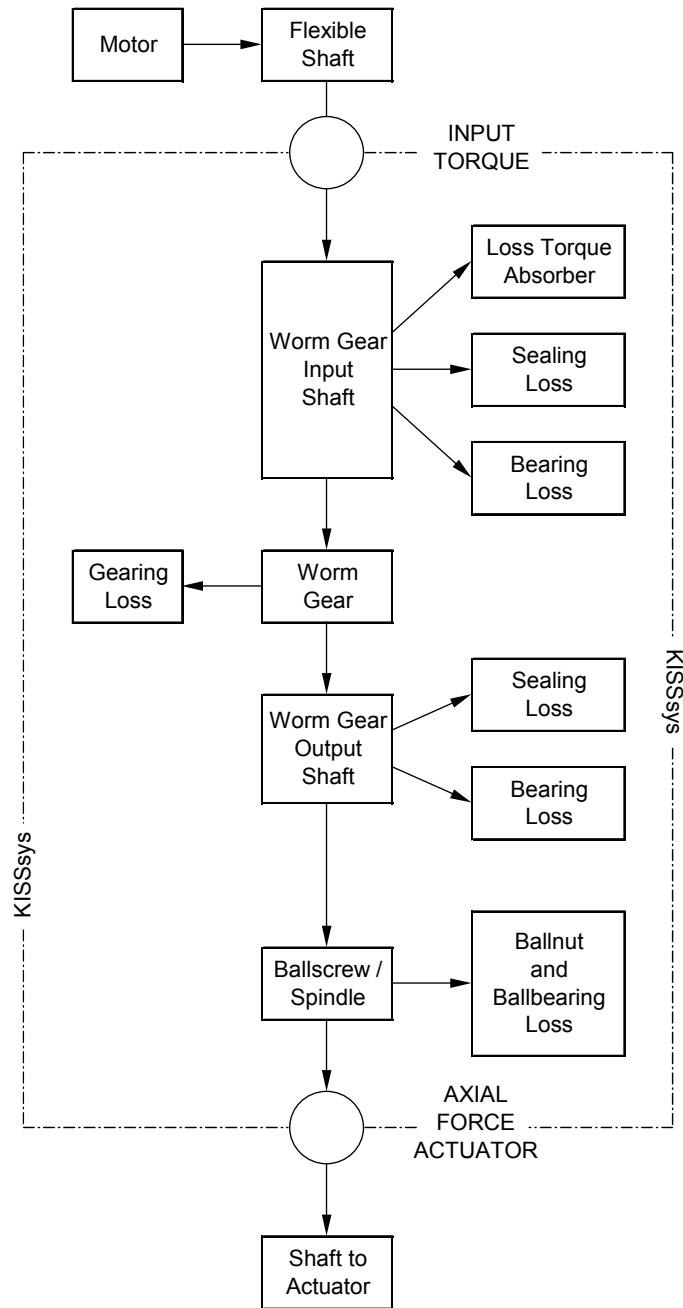


Abbildung 3.1-1 Berechnungsmodell mit Drehmomentübertragungen und Verlusten

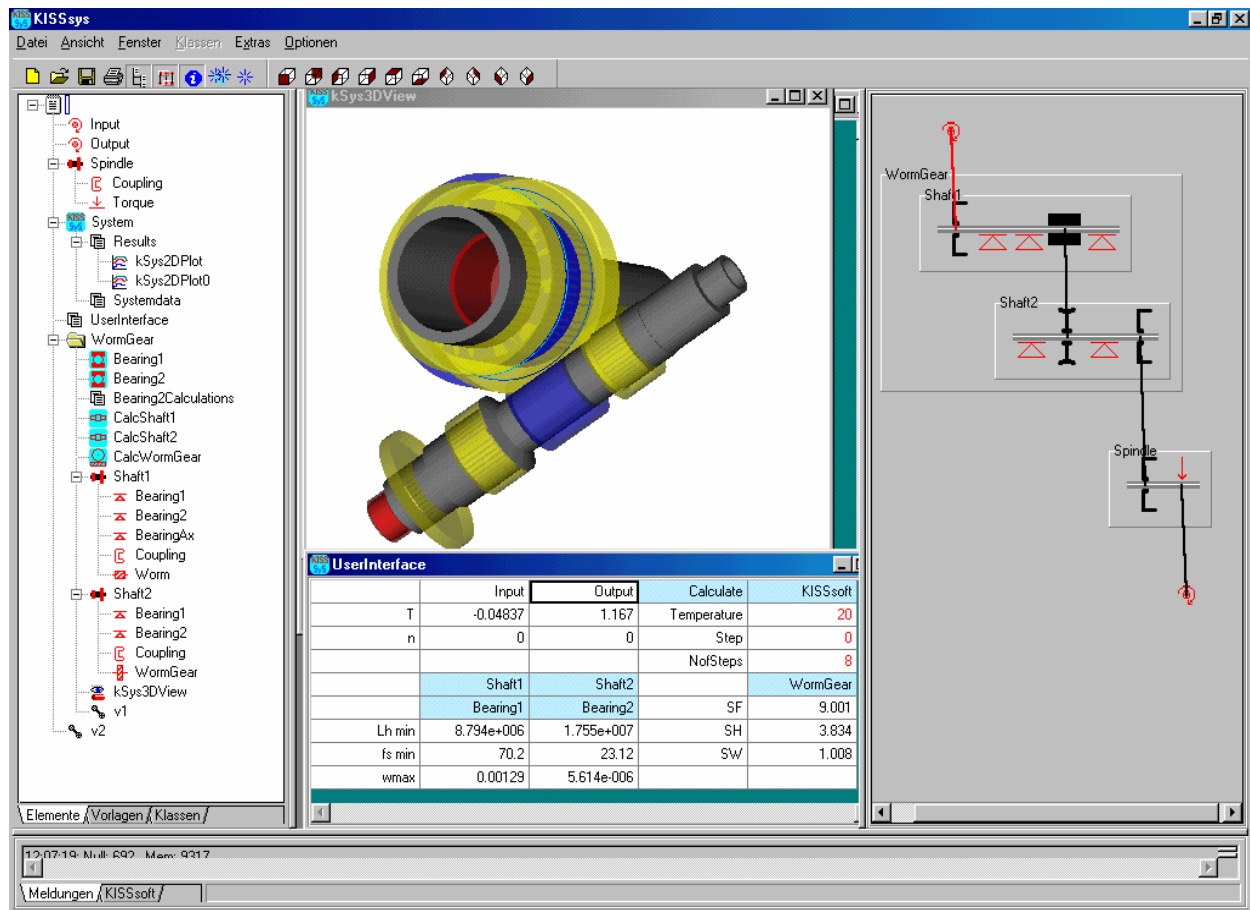


Abbildung 3.1-2 Modell des Landklappenantriebes in KISSsys mit Baumstruktur, 3D Ansicht und Prinzipskizze.

Anpassungen durch Programmieren: KISSsys besitzt eine Programmiersprache auf Interpreterbasis. Damit ist die Definition komplexer Anwendungen wie z.B. Zahnradketten möglich. Zudem kann über spezielle Begrenzungselemente in der 3D-Darstellung überprüft werden, ob eine Konstruktion in ein bestehendes Gehäuse passt. Designspezialisten können in der Firma Experten-Systeme definieren, die dann auch von den Ingenieuren der Kundenfirmen benützt werden können.

3.2 Formeln zur Berechnung von Festigkeiten, Lebensdauer und Wirkungsgrad

Die Eingabedaten für die Berechnungen stammen aus der Vorgabe des Lastzyklus im Flugzeug. Das Lastzyklus-Diagramm (Abb. 4) zeigt die Belastungskurve des Lineartriebs. Daraus wird das notwendige Antriebs-Drehmoment der Schnecke berechnet. Das Berechnungsmodell hat zwei Aufgaben:

- 1.) Es berechnet den Wirkungsgrad aller Systemkomponenten bei Temperaturen zwischen -50 und $+80^{\circ}\text{C}$.
- 2.) Es prüft die Dauerfestigkeit der einzelnen Elemente (Schneckenräder, Lager, Wellen, Lineartrieb).

Anhand der gegebenen Belastungskurve kann das Antriebs-Drehmoment berechnet werden. Die Berechnung des Schneckenrad-Paares wurde nach DIN 3996 [1] durchgeführt. Diese neue Norm basiert auf den detailliertesten bekannten Methoden für Schneckenräder. Die Lebensdauer der Lager werden gemäss den Formeln der Hersteller berechnet, Wirkungsgrade

oder Verluste der Lager werden nach Herstellerangaben bestimmt, zusätzlich bietet die ISO/TR 14179, [2], teilweise eine differenziertere Methode. Für den Lineartrieb wird der Wirkungsgrad und die Festigkeit nach Rechenregeln des Herstellers berechnet, da in der Fachliteratur keine brauchbaren Angaben zu finden sind. Die Daten für das benutzte Fett ISOFLEX TOPAS NCA 51 stammen von Klüber Lubrification.

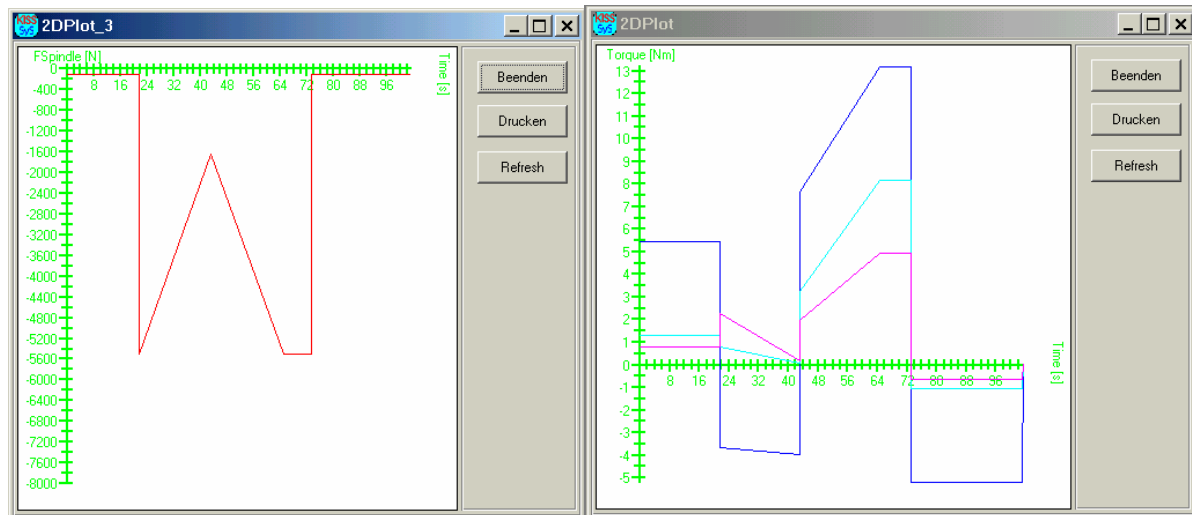


Abbildung 3.2-1

Links: Belastungs-Diagramm der Landeklappen-Antriebsspindel in KISSsys (Axialkraft auf dem Lineartrieb bei Start und Landung)

Rechts: Drehmoment auf der Spindel (rot), auf der Schnecke (hellblau) und auf der Eingangswelle (multipliziert mit der Übersetzung $i=40$, dunkelblau) während dem Lastzyklus

3.3 Berechnung charakteristischer Parameter für die Simulation auf dem Prüfstand

Auf dem Prüfstand wird ein vereinfachter Lastzyklus gefahren: Erhöhung der Axialbelastung von 1650 N auf 6800 N in 30 Sekunden und wieder zurück auf 1650 N in 30 Sekunden. Das Messsystem zeichnet die Werte auf, wobei die X-Achse die vorhandene Kraft auf dem Spindeltrieb und die Y-Achse das Antriebsdrehmoment auf der Schnecke zeigt.

KISSsys kann die Axialkraft als zeitliche Funktion vorgeben. Die Berechnung wird automatisch für vordefinierte Zeitabschnitte durchgeführt.

Die Diagramme in KISSsys können so konfiguriert werden, dass sie genau der Darstellung des Plotters auf dem Prüfstand entsprechen. Somit kann das Resultat der Berechnung direkt mit dem Messprotokoll des Versuchs auf dem Prüfstand verglichen werden.

Die KISSsys Benutzerschnittstelle, Abbildung 3.1-2, listet die wichtigsten Ein- und Ausgabewerte des Berechnungsmodelles auf. Hier sind das: Lebensdauer der Lager, Sicherheitsfaktoren des Schneckenradpaares und die verschiedenen Verluste, welche auf dem Prüfstand durch Messung feststellbar sind. Des Weiteren kann die Temperatur als Parameter in Funktionen verwendet werden. Das ist wichtig, weil in den Grundformeln (Kapitel 3.5) der Einfluss der kinematischen Viskosität des Schmierstoffes (bei jeweiliger Temperatur) nicht berücksichtigt wird.

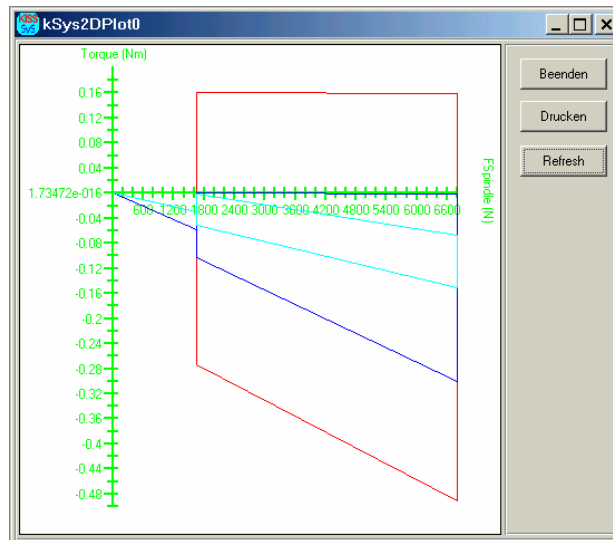


Abbildung 3.3-1 Berechnung des Lastzyklus mit KISSsys auf dem Prüfstand bei 20°C.

Dargestellt wird das Resultat in der gleichen Konfiguration wie beim Prüfstand-Plotter (Axialkraft auf der Horizontal-Achse, Eingangsdrehmoment auf der Vertikal-Achse)

Rote Linie: Eingangsdrehmoment

Dunkelblaue Linie: Drehmoment des Schneckenrades (dividiert durch 40, um die Drehmomente im selben Diagramm darstellen zu können.)

Hellblaue Linie: Drehmoment auf der Spindel (dividiert durch 40)

Die Differenz der Drehmomente zeigt die Verluste.

3.4 Vergleich zwischen den Messungen des Prüfstandes und den Berechnungen des Modells

Aufgrund des Aufbaus auf dem Prüfstand kann der Einfluss einzelner Elemente auf den Gesamtwirkungsgrad gemessen werden. Z.B.:

- der Verlust beim Drehmomentbegrenzer
- der Verlust durch die Dichtungen an der Schneckenwelle
- der Verlust durch die Dichtungen am Schneckenrad
- der Gesamtverlust ohne Belastung

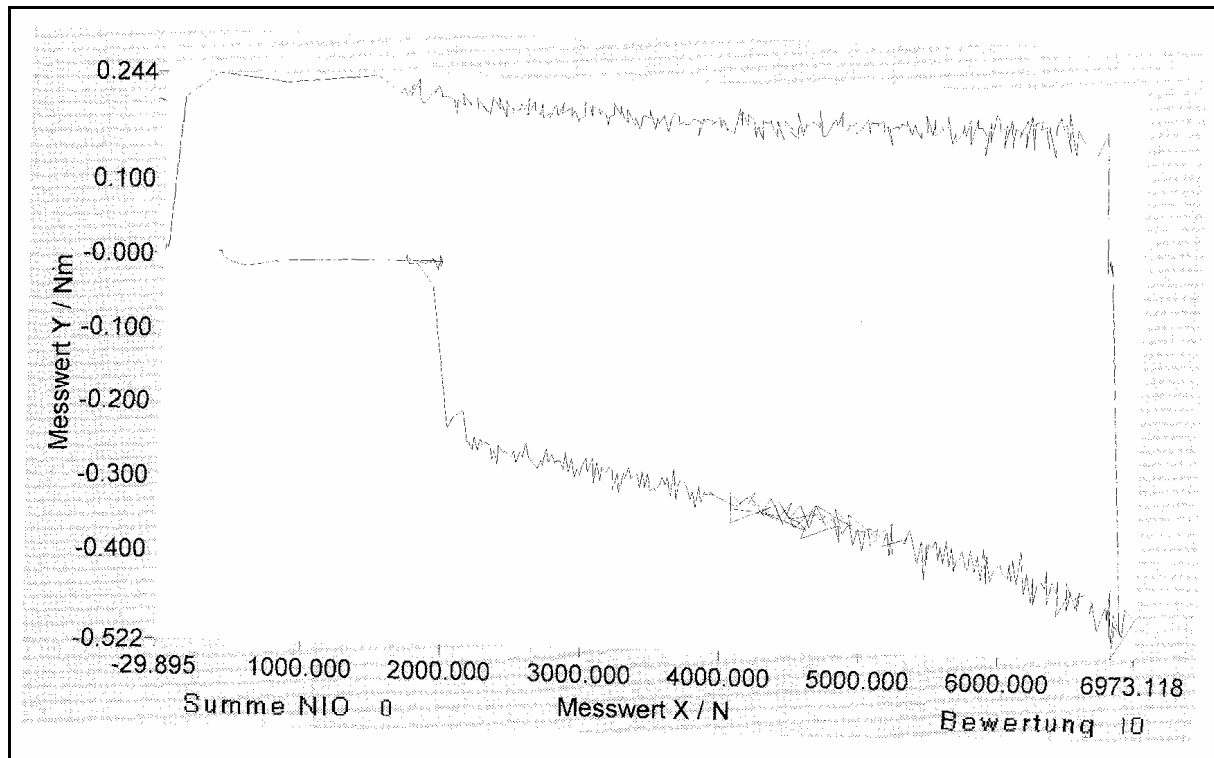


Abbildung 3.4-1 Messungen auf dem Prüfstand bei 20°C (Die horizontale Achse zeigt die gemessene, hydraulisch erzeugte Axialkraft; die vertikale Achse das Antriebsdrehmoment; der Versuchsablauf ist oben beschrieben.)

Diese gemessenen Verluste können, da in der Fachliteratur keine gute Dokumentation zu finden ist, direkt in das Berechnungsmodell übernommen werden. Abbildung 3.4-1 zeigt die Prüfstandresultate bei einer Umgebungstemperatur von (20°C). Die Messungen und die Resultate des Prüfstandes stimmen mit den oben gezeigten Resultaten () der Berechnung überein. Bei den absoluten Werten als auch beim qualitativen Verlauf der Belastungskurve zeigt sich eine gute Übereinstimmung. Der Vergleich der Prüfstandresultate mit den Resultaten der Berechnung (einschliesslich Viskositätsfaktor wie besprochen) im Temperaturbereich zwischen -50° und 80°C zeigt eine maximale Abweichung von 11%, was ein überraschend gutes Resultat darstellt!

3.5 Der Einfluss der Temperatur auf den Wirkungsgrad des Schneckenradtriebes

Die Norm DIN 3996, [1], beschreibt die Berechnung des Verzahnungswirkungsgrades und einiger Verlustfaktoren (Lager, Dichtungen, belastungsunabhängige Verluste). Berechnungen mit gleichen Schmierstoffen bei unterschiedlichen Temperaturen (z.B. 20°C oder 70°C) ergeben gleiche Resultate. Auch für Schmierstoffe mit sehr unterschiedlicher kinematischer Viskosität (z.B. 32 oder 680 mm²/s) ergibt sich kein nennenswerter Unterschied. Das ist erstaunlich und bedeutet, dass die starke Abhängigkeit der Viskosität von der Temperatur bei der Bestimmung des Wirkungsgrades nicht berücksichtigt wird. Grund dafür sind wahrscheinlich fehlende systematische Untersuchungen.

Um nun den Wirkungsgrad der Schnecke auf dem Prüfstand möglichst genau messen zu können, werden die Testmessungen ohne Dichtungen und Drehmoment-Begrenzer

durchgeführt. Somit ergeben sich neben der Schnecke nur noch Verluste durch die Lager und den Lineartrieb.

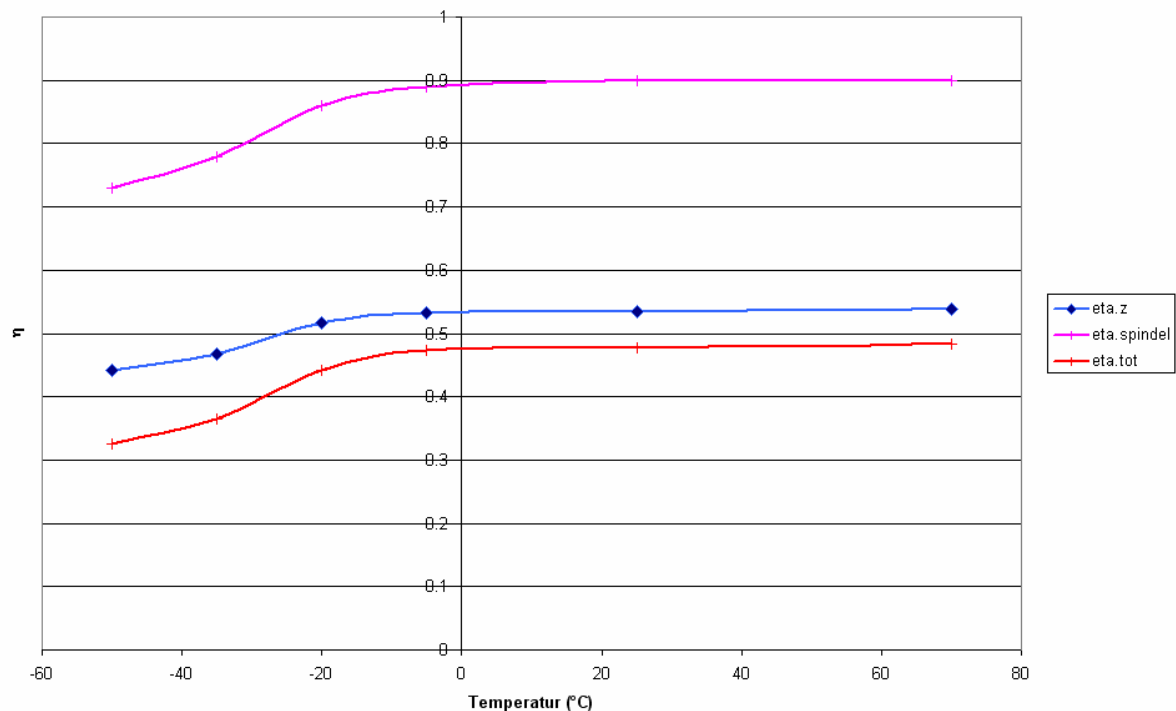


Abbildung 3.5-1 Wirkungsgrad (ohne Dichtungen): Total: η_{tot} (gemessen); Spindel: $\eta_{spindel}$ (Herstellerangaben); Schneckentrieb: η_z (berechnet).

Die Abbildung oben zeigt den Wirkungsgrad des Aktuators in Abhängigkeit der Temperatur. Mit dem Testaufbau ist es nicht möglich, den Drehmomentverlust am Lineartrieb und an der Schnecke separat zu messen. Die Kurve η_{tot} zeigt also den gemessenen Wirkungsgrad der Kombination Lineartrieb und Schneckenrad. Die Werte für den Wirkungsgrad der Spindel sind durch den Spindelhersteller spezifiziert. Daraus kann der Wirkungsgrad η_z des Schneckenrades abgeleitet werden.

Die Berechnung des Wirkungsgrades η_z der Schnecke beruht auf der bekannten Formel, [1]:

$$\eta_z = (\tan \gamma_m) / (\tan (\gamma_m + \arctan \mu_{zm}))$$

Der durchschnittliche Reibungskoeffizient μ_{zm} gemäss DIN3996 wird mit der Grundreibungszahl μ_{ot} berechnet:

$$\mu_{zm} = \mu_{ot} * Y_S * Y_G * Y_W * Y_R$$

Die Faktoren Y_S (Grösse), Y_G (Geometrie), Y_W (Material) und Y_R (Oberfläche) hängen von der Geometrie, dem Material und der Oberflächenqualität ab, haben aber keinen Bezug zur Schmierung. Bei der vorliegenden Untersuchung bleiben diese Faktoren unverändert. Die Schwankungen des Gesamtwirkungsgrades in Abhängigkeit von der Temperatur (durch die unterschiedliche Schmierstoffviskosität) lassen sich somit auf die Grundreibungszahl μ_{ot} zurückführen. Der Schneckenwirkungsgrad wird aus den Messungen bestimmt. Daraus lässt sich der Reibungskoeffizient μ_{zm} und die Grundreibungszahl μ_{ot} bestimmen (Tabelle unten). Im Vergleich: $\mu_{ot} = 0.058$ gemäss DIN 3996, unabhängig von Temperatur oder Viskosität.

| Temperatur (°C) | -50 | -35 | -20 | -5 | 25 | 70 |
|----------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| η_{tot} | 0,325 | 0,365 | 0,442 | 0,473 | 0,477 | 0,484 |
| η_{spindle} | 0,730 | 0,780 | 0,806 | 0,890 | 0,900 | 0,900 |
| η_z | 0,441 | 0,468 | 0,516 | 0,532 | 0,534 | 0,538 |
| μ_{zm} | 0,090 | 0,081 | 0,067 | 0,063 | 0,062 | 0,061 |
| μ_{ot} | 0,069 | 0,062 | 0,051 | 0,048 | 0,047 | 0,047 |
| ν (mm ² /s) | 30000 | 5000 | 1020 | 310 | 57 | 11 |
| Y_{VISC} | 1,46 | 1,31 | 1,08 | 1,01 | 1,00 | 1,00 |

Ableiten der Grundreibung μ_{ot} bei unterschiedlichen Temperaturen. Vorgeschlagener Viskositätsfaktor Y_{VISC} abhängig von der kinematischen Viskosität des Schmierstoffes.

Es erstaunt nicht, dass die Grundreibungszahl von der Viskosität des Schmierstoffes abhängig ist. Dieser Koeffizient erhöht sich, wenn die kinematische Viskosität auf über 500 mm²/s steigt. Um diesem Phänomen Rechnung zu tragen, sollte ein Viskositätsfaktor Y_{VISC} der Formel für μ_{zm} hinzugefügt werden.

$$\mu_{\text{zm}} = \mu_{\text{ot}} * Y_{\text{S}} * Y_{\text{G}} * Y_{\text{W}} * Y_{\text{R}} * Y_{\text{VISC}}$$

Abbildung 2.2-1 zeigt diesen Faktor, empfohlen für die Berechnung des Wirkungsgrades von Schneckenrädern im tiefen Temperaturbereich.

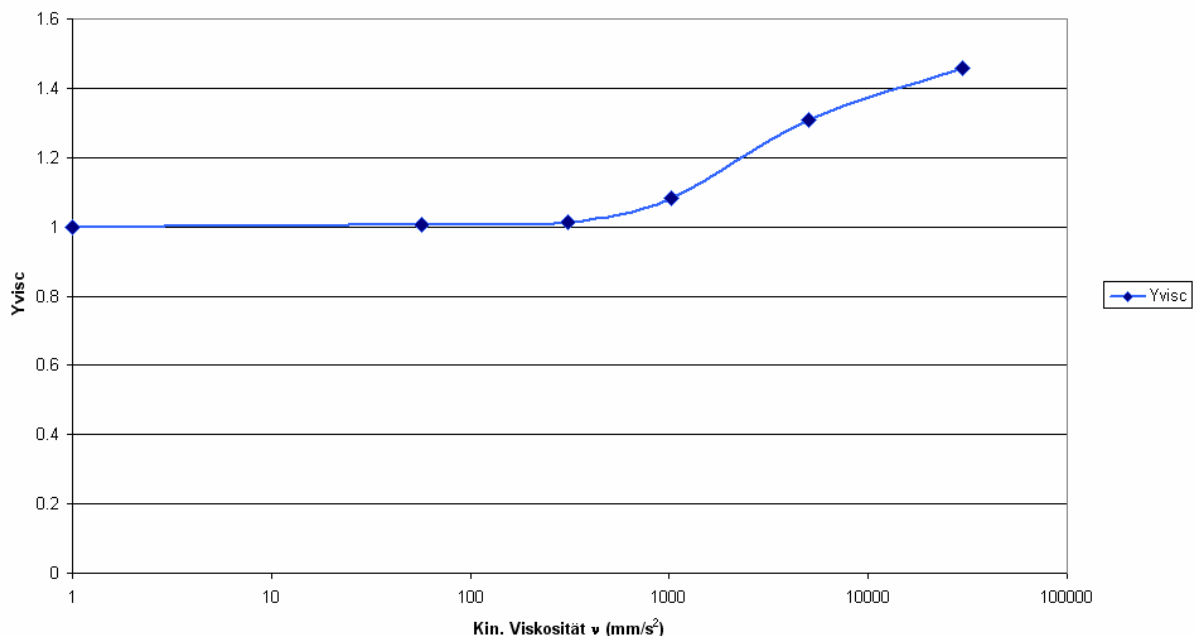


Abbildung 3.5-2 Viskositätsfaktor Y_{VISC}

4 Schlussfolgerungen

Eine gründliche Analyse der theoretischen Basis zeigt, dass die Temperaturabhängigkeit der Verlustkomponenten in der Literatur nicht ausreichend dokumentiert ist. Basierend auf den

Prüfstandsmessungen kann die Grundreibungszahl μ_0 (definiert nach DIN3996) mit einem Viskositätsfaktor erweitert und in die Berechnungsformeln integriert werden. Die Modellierung des Landeklappen-Antriebs in KISSsys auf der Basis von Formeln aus Normen und Hersteller-Angaben wurden mit Messungen auf dem Prüfstand verglichen. Das Berechnungsmodell erlaubt die Eingabe der auf dem Prüfstand ermittelten Verlustfaktoren als Temperaturfunktionen. Damit wird das mit dem Modell verfolgte Ziel erreicht, das tatsächliche Verhalten des Systems abzubilden und die Funktions-Tüchtigkeit in extremen Temperaturbereichen vorauszusagen. Daher kann das Modell auch dazu verwendet werden, das Verhalten von Landeklappen-Antrieben anderer Baugrösse und mit anderen Belastungs- und Temperaturprofilen vorauszusagen. Ausserdem kann die Auswirkung von Designänderungen zur Verbesserung der Funktions-Zuverlässigkeit quantifiziert werden.

5 Bibliographie

- [1] DIN 3996, Calculation of load capacity of cylindrical Worm Gear Pairs, 1998.
- [2] ISO/TR 14179-2, Gears - Thermal load-carrying capacity, 2001.
- [3] Zusätzliche Information auf www.KISSsoft.ch
- [4] Zusätzliche Information auf www.sauterbachmann.ch