

Regelung eines Dämpfersystems für einen LKW

Dustin Walker (763190)– School of Engineering, Mechatronik Bachelor

Zusammenfassung—Es soll der Ladebereich eines LKWs aktiv gedämpft werden. Um das System simulieren zu können wird das System in Simulink nachgebaut. Anhand dieses Modells soll nun ein Regler entworfen und parametrisiert werden. Es soll ein digitaler Regler benutzt werden. Hierfür muss noch zusätzlich ein Anti Aliasing Filter designt werden.



Abbildung 1. kleiner LKW mit Laderaum

I. EINLEITUNG

Wenn der Laderaum eines Lkws voll geladen ist und über eine Landstraße brennt, dann kann es doch schon mal etwas holprig werden. Das ist nicht nur für den Fahrer unangenehm. Es kann auch gefährlich für den LKW und seine Ladung werden. Eine zu hart eingestellte Federung kann Unebenheiten nicht ausgleichen, so wird die Ladung und das Fahrwerk nicht geschützt. Wenn die Federung zu weich eingestellt ist kann es wiederum zu schwingungen führen. Um dies zu vermeiden wird eine Dämpfung verwendet. Hierbei wird zusätzlich zu einer Feder mit der Federkonstanten K ein Dämpfer mit der Dämpfungskonstanten μ verwendet. Diese beiden Parameter können nun genau auf die Masse m des LKW und die zu erwartenden Unebenheiten abgestimmt werden. Wenn sich nun aber die Masse ändert, zum Beispiel beim be- und entladen, stimmt das Verhalten der Feder und des Dämpfers nicht mehr. Da sich diese Parameter nicht einfach ändern lassen, wird ein aktives Dämpfungssystem verwendet. Hier wird zusätzlich zu der Feder und dem Dämpfer auch ein, meist pneumatischer aktuator verwendet. Der Aktuator soll störungen entgegenwirken und den Ladebereich auf einer Bestimmten höhe halten. Die Kraft F ist die Stellgröße in unserem Regelkreis.

II. ZIELE DES PROJEKTS

In dieser Arbeit soll der Führungsfall betrachtet werden. Die höhe des Laderaums soll also so geregelt werden, dass

Diese Hausarbeit wird in die eingereichte Fassung als Grundlage für die Benurteilung der Prüfungsleistung für die Prüfung 60040099 Regelungstechnik 2. Der/Die Autor/Autorin versichert, dass dies sein/ihr eigenen Werk ist und alle entnommene Teile anderer Werke richtig zitiert sind.

Wunschhöhe x_w während der laufzeit geändert werden kann. In der Praxis kann diese Funktion beim Be- und Entladen nützlich sein. Oft haben Laderampen eine unterschiedliche höhe. Der Bediener will den Ladebereich beim Entladen auf die richtige höhe einstellen können. Die Vorgabe soll sein, dass die höhe x auf 0 bis 1m eingestellt werden kann.

Der Laderaum soll während dem gesamten Entladeprozess die gleiche höhe beibehalten, auch wenn die Masse geringer wird. Ein Einschwingen ist zu vermeiden. Der LKW sollte nicht mit der Überdachung vor der Entladerampe kollidieren, also ist auch ein Überschwinger zu vermeiden. Die Schnelligkeit des Einregelvorgangs steht in diesem Fall nicht im Vordergrund. Die Einregelzeit ist maßgeblich von der Kraft des Aktuators abhängig. Diese sollte aus Kostengründen so groß wie nötig, aber so klein wie möglich dimensioniert werden. Es wird festgelegt, dass die Kraft des Aktuators (!! wie in Abb. dargestellt) nur nach oben wirkt. Aufgrund des Designs des pneumatischen Aktuators kann die Kraft nicht negativ werden.

Um diese Ziele zu erreichen, soll ein zeitdiskreter Regler mit den richtigen Parametern entworfen werden. Dazu sind die folgenden Schritte notwendig:

- Nachbauen des Systems in Matlab Simulink
- Analysieren des Systems
- Dimensionieren eines Anti-Aliasing-Filters
- Bestimmung der Regelparameter mit Hilfe eines Parametrierverfahrens
- Optimieren der Regelparameter

III. THEORIE

A. Nachbauen des Systems

Als erster Schritt soll die zu regelnde Strecke in Simulink modelliert werden. Dafür muss zunächst einmal die Differenzialgleichung aufgestellt werden. Die Differenzialgleichung kann aus der Abbildung ?? abgeleitet werden. Nach dem Prinzip Aktio gleich Reaktio muss zu jedem Zeitpunkt ein Kräftegleichgewicht herrschen. x Entspricht der höhe des Laderaums. Die positive x -Richtung zeigt nach oben. Die Feder wirkt mit der Kraft $F_F = K \cdot x$ nach oben. Der Dämpfer wirkt mit der Kraft $F_R = \mu \cdot \dot{x}$ entgegen der Bewegungsrichtung. Die Gewichtskraft $F_G = m \cdot g$ wirkt nach unten in negative x -Richtung. Der Pneumatik-Zylinder wirkt mit der Kraft nach oben. Die Addition dieser Kräfte mit richtigem Vorzeichen ergibt die resultierende Beschleunigungskraft $F_a = m \cdot \ddot{x}$ in x -Richtung.

$$m \cdot \ddot{x} = F_S + K \cdot x - \mu \cdot \dot{x} - m \cdot g \quad (1)$$

Für diese Formel muss angenommen werden, dass sich die Feder für alle realistischen Auslenkungen Δx im linearen elastischen Bereich befindet. Wenn das System stillsteht ist $F_a = 0$

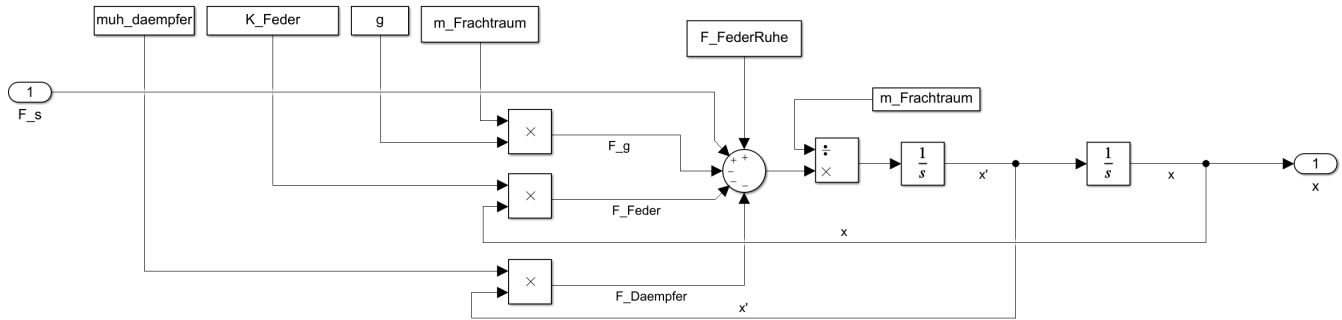


Abbildung 2. Simulink Modell der Regelstrecke

und $F_R = 0$. Damit ist $F_F = F_g$. Diese Stelle wird nun als $x = 0$ definiert. Durch diesen Trick kann F_g weggelassen werden. Um die Gleichung in Simulink nachzubauen, wird sie nach ihrer höchsten Ableitung $a = \ddot{x}$ aufgelöst. Somit erhält man (2).

$$\ddot{x} = \frac{F_S + K \cdot x - \mu \cdot \dot{x} - m \cdot g}{m} \quad (2)$$

Wie in Abbildung 3 dargestellt, ergibt sich \dot{x} und x durch das Integrieren von \ddot{x} .

F_g und $F_{FederRuhe}$ heben sich eigentlich gegenseitig auf. Jedoch wurden sie in dem Simulink Modell gelassen, um die Realität möglichst genau nachzubilden, und alle Freiheiten zu behalten.

B. Analysieren des Systems

Das Simulink Modell kann nun verwendet werden, um Das System zu analysieren. Es soll die statische Verstärkung K , die Eigenfrequenz ω_0 und die Dämpfung d ermittelt werden. Diese Werte lassen sich aus der Sprungantwort ablesen. Es wird ein Sprung von $F_S = 1000$ N auf das System gegeben. Die Sprungantwort sieht wie folgt aus.

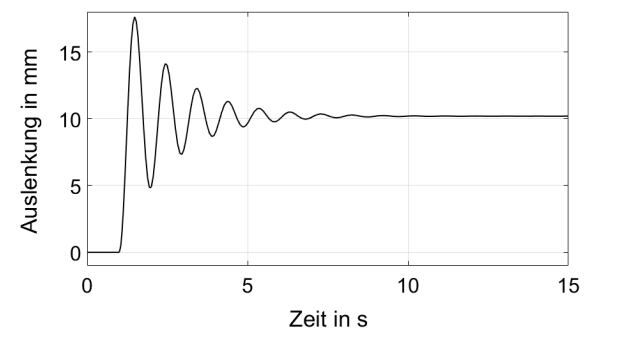


Abbildung 3. Sprungantwort auf 1000N

Die statische Verstärkung ist definiert als:

$$K = \frac{\text{Endwert der Sprungantwort}}{\text{Eingangssprung}} = \frac{10,2 \text{ mm}}{1000 \text{ N}} \quad (3)$$

$$= 10,2 \frac{\text{mm}}{\text{kN}} = 1,02 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}}{\text{N}}$$

Der Endwert der Sprungantwort kann abgelesen werden, nachdem sich das System eingependelt hat.

Aus der Schwingung der Sprungantwort lässt sich die Eigenfrequenz ablesen. Für eine bessere Genauigkeit wird die Zeit t für sechs Schwingungen mit einem Cursor gemessen. Die Eigenfrequenz berechnet sich dann wie folgt

$$T = \frac{t}{6} = \frac{5,783 \text{ s}}{6} = 0,964 \text{ s} \quad (4)$$

$$\omega_0 = 2\pi \cdot f = \frac{2\pi}{T} = \frac{2\pi}{0,964 \text{ s}} = 6,52 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (5)$$

Mithilfe der Formel aus [1, Tabelle 9.8] lässt sich die dämpfung aus der Sprungantwort berechnen:

$$d = \frac{\ln\left(\frac{\Delta h_1}{\Delta h_2}\right)}{\sqrt{4 \cdot \pi^2 + \ln^2\left(\frac{\Delta h_1}{\Delta h_2}\right)}} \quad (6)$$

$$= \frac{\ln\left(\frac{3,95}{2,1}\right)}{\sqrt{4 \cdot \pi^2 + \ln^2\left(\frac{3,95}{2,1}\right)}} = 0,1$$

Mithilfe dieser Werte und der Annahme, dass es sich um ein lineares PT2 Glied handelt, könnte man nun die Übertragungsfunktion (7) im Laplace-Bereich bilden.

$$G(s) = \frac{x(s)}{F_s(s)} = \frac{K}{1 + 2 \cdot d \cdot T \cdot s + T^2 \cdot s^2} \quad (7)$$

Aber die brauchen wir jetzt eigentlich gar nicht mehr.

C. Interpretation der Werte

Aus der statischen Verstärkung K ist zu erkennen, dass eine Große Kraft nötig ist, um die Ladefläche zu bewegen. Mit der Formel (3) kann ausgerechnet werden, welche Kraft nötig ist, um $x = 1 \text{ m}$ zu erreichen.

$$F_s = \frac{x_{max}}{K} = \frac{1}{1,02 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}}{\text{N}}} = 98 \text{ kN} \quad (8)$$

Der Laderaum soll mit vier einfachwirkenden Hydraulikzylindern gesteuert werden. Ein passender Zylinder sollte einen Hub von circa $1,5 \text{ m}$ haben. Die vier Zylinder sollten eine Gemeinsame Kraft von mindestens $F = 50 \text{ kN}$ aufweisen. Es werden Zylinder ähnlich dem in [2] zum Einsatz kommen. Jeder Zylinder hat einen Hub von $1,5 \text{ m}$ und eine Kraft von $F = 1000 \text{ kN}$. Damit ist das Stellglied auf eine Maximalkraft von

$$F_{s,max} = 4 \cdot 1000 \text{ kN} = 4000 \text{ kN} \quad (9)$$

begrenzt. Es bleibt also noch genug Kraft übrig, um Regeln zu können. In der Praxis sollte die Kraft so beschränkt werden, dass die Fracht eine maximal Beschleunigung von circa $0,5g$ erfährt. Für die Simulation wird keine Beschränkung für das Stellglied festgelegt.

IV. REGLERENTWURF

A. Digitalisierung und Antialiasing

Die Höhe des Laderaums wird durch einen Sensor ausgelesen. Das Signal dieses Sensors soll digitalisiert werden. Für die digitalisierung wird ein Sample and hold Glied benutzt. Vor dieses Glied muss ein Anti aliasing Filter eingebaut werden. Nun soll die Samplefrequenz und die Grenzfrequenz festgelegt werden. Im letzten Abschnitt wurde die Eigenfrequenz bereits zu $6,52 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ bestimmt. Die Abtastrate sollte nach [3] das zehn bis zwanzigfache der schnellsten Zeitkonstanten betragen.

$$f_s = \frac{\omega_0}{2\pi} \cdot 20 = 20,75 \text{ Hz} \quad (10)$$

Eine Abtastfrequenz von $20,75 \text{ Hz}$ reicht also aus um das System vernünftig regeln zu können. Diese Frequenz ist recht gering. Selbst die günstigsten Analog to Digital Converter (ADC) erreichen viel höhere Abtastraten. Generell gilt, dass eine geringere Abtastfrequenz eine erhöhte Verzögerung des Signals nach sich zieht. Eine erhöhte Verzugszeit T_u erschwert das Regeln. Daher sollte die Abtastfrequenz möglichst hoch gewählt werden. Solange die Auflösung des ADC nicht darunter leidet. Falls der verwendete Sensor hochfrequente Störungen hat, welche größer als eine Stufe des ADC sind, kann versucht werden diese Störungen durch einen Tiefpassfilter herauszufiltern.

In der Simulation ist der x-Wert störungsfrei, also könnte die Abtastfrequenz beliebig hoch gewählt werden. Für diesen Versuch wird sich aber auf eine relativ moderate Frequenz von

$$f_s = 10 \text{ kHz} \quad (11)$$

beschränkt.

Da es wie schon erwähnt in dieser Simulation keine Störungen gibt, wäre kein Anti-Aliasing-Filter notwendig. Er sollte in diesem Fall sogar vermieden werden, da er eine Verzugszeit mit sich bringt. Der Anti-Aliasing-Filter ist Teil der Anforderungen also wird nachfolgend trotzdem einer verwendet. Die Aufgabe des Anti-Aliasing-Filter ist es die Einhaltung des Nyquist-Shannon-Abtasttheorems sicherzustellen. Der Tiefpass soll alle Frequenzen, größer als $f_s/2$ herausfiltern. Um dies sicherzustellen wird die Grenzfrequenz auf

$$f_G = \frac{f_s}{4} = 2,5 \text{ kHz} \quad (12)$$

festgelegt. Diese doppelte Sicherheit ist möglich, da bei der Abtastfrequenz viel Spielraum gelassen wurde. Es ist zu empfehlen einen Filter höherer Ordnung zu wählen. Für diese Arbeit wird einfachheitshalber ein Tiefpass 1. Ordnung verwendet. Für die Zeitkonstante des Filters ergibt sich:

$$T_F = \frac{1}{f_G} = \frac{1}{2,5 \text{ kHz}} = 0,4 \text{ ms} \quad (13)$$

B. Regler Parametrisierung

Für diese Regelstrecke ist das Wendetangentenverfahren nicht geeignet. Es wird das Stabilitätsrandverfahren angewendet. Dazu wird der Regelkreis mit einem reinen P-Regler geschlossen (Abb. 4) und die Verstärkung so lange erhöht bis ein Sprung am Eingang zu einer gleichförmigen Dauerschwingungen am Ausgang führt. Anhand der eingestellten Verstärkung und der Periodendauer der Schwingungen können dann die gesuchten Regelparameter abgeleitet werden.

Es wird ein Sollwertsprung auf eine Mittlere Höhe von $x = 0,5 \text{ m}$ eingestellt. Bei $K_{p,Krit} = 6,668 \cdot 10^6$ schwingt das System gleichmäßig mit konstanter Amplitude. Dies ist der kleinste P-Wert, bei dem ein solches Verhalten festzustellen ist. Die Sprungantwort des geschlossen Systems ist in 5 zu sehen.

Das Ausgangssignal schwingt dabei mit einer Periodendauer von $T_U = 116 \text{ ms}$. Aus diesen Werten können nun die einzelnen Regelparameter berechnet werden. Nach Ziegler-Nichols berechnen sich die Parameter für einen PID-Regler in parallel Form nach Tabelle II.

Tabelle I
PARAMETER-BERECHNUNG NACH ZIEGLER-NICHOLS MIT DEM STABILITÄTSRANDVERFAHREN

	K_p	K_i	K_d
PID	$0,6 \cdot K_{p,Krit}$	$K_p / (0,5 \cdot T_U)$	$K_p \cdot 0,12 \cdot T_U$

Daraus ergeben sich die folgenden Regler-Parameter:

$$K_p = 0,6 \cdot K_{p,Krit} = 0,6 \cdot 6,668 \cdot 10^6 = 4,00 \cdot 10^6 \quad (14)$$

$$K_i = K_p / (0,5 \cdot T_U) = \frac{6,668 \cdot 10^6}{0,5 \cdot 116 \text{ ms}} = 115 \cdot 10^6 \quad (15)$$

$$K_d = 6,668 \cdot 10^6 \cdot 0,12 \cdot 116 \text{ ms} = 92,8 \cdot 10^3 \quad (16)$$

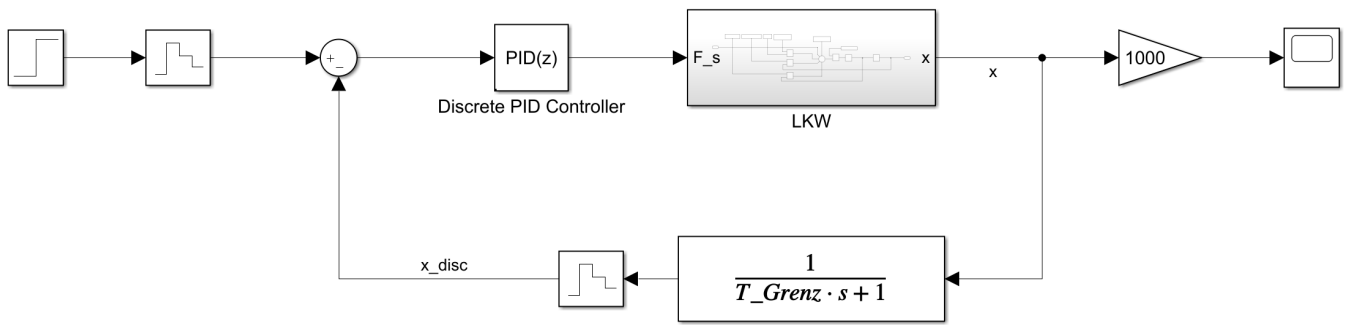
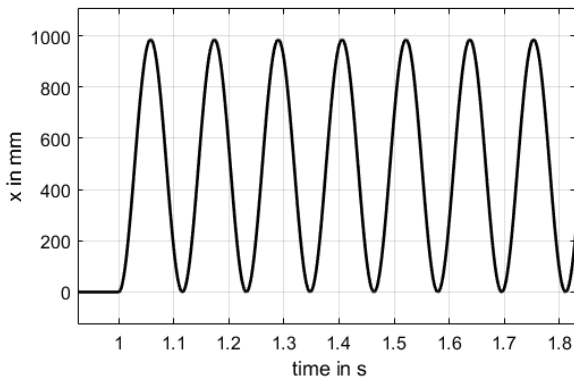


Abbildung 4. geschlossene Regelstrecke


 Abbildung 5. Sprungantwort der mit $K_{P,krit}$ geschlossenen Regelstrecke

Die berechneten Werte müssen nicht zu zeitdiskreten Parametern umgerechnet werden, da Simulink diese Umrechnung übernimmt. Die Sprungantwort mit den berechneten Parametern ist in Abbildung 6 zu sehen.

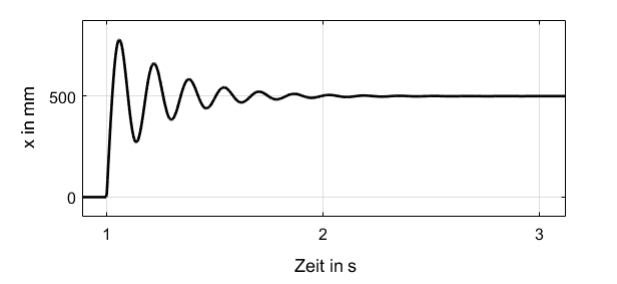


Abbildung 6. mit berechneten Parametern geregelte Sprungantwort

V. VALIDIERUNG UND VERBESSERUNGEN

In diesem Abschnitt wird die Regelung mit den berechneten Parametern getestet und die Ergebnisse analysiert. Im Anschluss werden die Parameter so optimiert, dass die geforderten Projektziele erreicht werden.

Die in Abbildung 6 dargestellte regelt recht schnell auf die Wunschkhöhe ein. Jedoch erfüllt dieses Verhalten in keinsten Weise die Anforderungen.

- Der Überschwinger ist zu groß
- Das System schwingt zu stark

- Die Beschleunigung ist nicht human

Da das Modell als Differenzialgleichung aufgebaut ist, und nicht als eine einzelne Übertragungsfunktion, kann in der Simulation auch die Beschleunigung gemessen werden. Die Laderaum wird mit bis zu 100.000g beschleunigt. Dies ist inakzeptabel.

A. Verbesserung durch manuelle Veränderung der Parameter

Optimalerweise sollte ein Aperiodische Regelverhalten erreicht werden. Ein langsames einregeln ist nicht nur erlaubt, sogar erwünscht, da die Ladung nicht durch zu große Beschleunigung belastet werden soll. Die Annahme ist nun, dass dieses Verhalten durch ein Erhöhen des D-Anteils erreicht werden kann. Dafür wird schrittweise der D-Anteil manuell erhöht und der Effekt analysiert.

Der D-Anteil wird um den Faktor 10 erhöht.

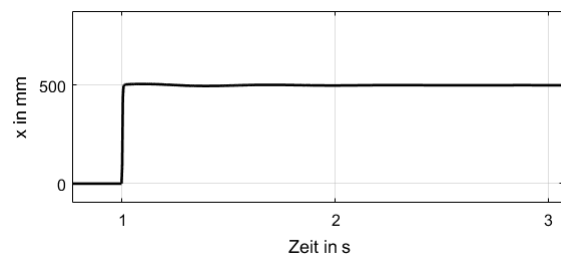


Abbildung 7. geregelte Sprungantwort mit erhöhtem D-Anteil

Die Sprungantwort in 7 sieht schon sehr gut aus. Der Überschwinger ist maximal und die Wunschkhöhe ist so gut wie sofort erreicht. Jedoch wird auch mit diesen Parametern wieder eine Beschleunigung von bis zu 200.000g erreicht. Auch sollte erwähnt werden, dass die eingestellten Parameter des „Simulink-Solver“ für eine solche schnelle Regelung ungeeignet sind. Mit diesen Parametern wird der Wunschkhöhe in 18 Simulations-Schritten erreicht.

- Solver-Type: Fixed-step
- Fixed-step size: $0,5 \cdot 10^{-4} \text{ s}$

B. Limitierung des Outputs

Um die Beschleunigung zu limitieren soll die Kraft F_s so begrenzt werden, dass die maximale Beschleunigung $0,5g$

nicht überschreitet.

$$F_{s,max} = F_a = m \cdot a_{max} = 2300 \text{ kg} \cdot 5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 11,5 \text{ kN} \quad (17)$$

Dieser Wert liegt aber unter dem in III-C berechneten Wert für die minimale Kraft. Die Kraft wird also auf $F_{s,max} = 100 \text{ kN}$ festgelegt. Da es sich um einen einfach wirkenden Zylinder handelt wird $F_{s,min}$ auf 0 kN festgelegt. Um den Anti-windup Effekt zu verhindern wird im PID-Regler die „Anti-windup Methode“ „clamping“ aktiviert.

Das System erreicht zwar die gewünschte Position, aber die Beschleunigung ist zu groß und das System schwingt enorm. Das Limitieren der Stellgröße verändert die Dynamik des Systems drastisch.

Das Stabilitätsrandverfahren wird also erneut angewandt. Es stellt sich heraus, dass sich $K_{p,Krit}$ und T_U hat sich nicht verändert haben.

C. Wandernder Arbeitspunkt

Es ergibt sich ein Dilemma: Die Stellgröße muss limitiert sein, damit die Beschleunigung nicht zu groß ist. Aber mit diesem limitierten Output ist nicht genügend Kraft vorhanden um die Rückstellkraft der Feder zu überwinden und einen Wert, auch nur annähernd an der gewünschten Höhe zu erreichen.

Nun ist mir eine Idee gekommen. Die Beschleunigung des Laderaums und die Überwindung der Feder-Rückstellkraft kann unabhängig voneinander sein. In jedem beliebigen Arbeitspunkt kann die Kraft der Feder berechnet werden, und auf die Stellgröße oben drauf gerechnet werden. So kann sich der Regler auf die Beschleunigung der Masse konzentrieren.

Das Simulink Modell wird, wie in Abbildung 8 dargestellt, erweitert:

Diese Erweiterung übernimmt größtenteils die Arbeit des I-Anteils. Also werden die Regelparameter nochmals nach dem Stabilitätsrandverfahren berechnet. Aber diesmal für einen PD-Regler

Tabelle II
PARAMETER-BERECHNUNG NACH ZIEGLER-NICHOLS MIT DEM
STABILITÄTSRANDVERFAHREN

	K_p	K_i	K_d
PD	$0.55 \cdot K_{p,Krit}$	0	$K_p \cdot 0.15 \cdot T_U$

Durch Ausprobieren wurde herausgefunden, dass die Anti-Windup Methode „back-calculation“ recht gut funktioniert. Es wird der K_b Koeffizient der „back-calculation“ Methode und der I-Anteil der Reglers so lange angepasst, bis sich das System aperiodisch verhält. Die folgenden Parameter [18] ergeben ein sehr gutes Regelverhalten (Abbildung 9)

$$\begin{aligned} K_p &= 3,67 \cdot 10^6 \\ K_i &= 10 \cdot 10^6 \\ K_d &= 116 \cdot 10^6 \\ \text{Back-calculation coefficient (Kb)} &= 30 \\ \text{Output Saturation} & \\ \text{Upper limit} &= 10 \text{ kN} \\ \text{Lower limit} &= -10 \text{ kN} \end{aligned} \quad (18)$$

Aufgrund der Limitierung der Stellgröße ist für diesen Verlauf (9) auch die Beschleunigung human (Abbildung 10).

Es ist schön zu sehen, dass der Laderaum erst beschleunigt wird, und gegen Ende dann einmal abnehmend abgebremst wird. Dies ist ein annähernd optimales Verhalten. Die Beschleunigung würde im realen System wahrscheinlich langsamer ansteigen, da das Hydraulik Aggregat den nötigen Druck erstmal erzeugen muss.

VI. BEOBACHTUNGEN UND ANDERE EFFEKTE

Ich habe eine weitaus größer Abtaste gewählt als mein Kommilitone Eric Kern. Dies hatte zur Folge, dass mein System ganz anders reagiert hat als das seine. Bei dem Stabilitätsrandverfahren sind ganz andere Ergebnisse herausgekommen. Und ich konnte mein System um Einiges Schneller regeln.

Es hat sich aber herausgestellt, dass in diesem Fall schneller nicht wirklich besser ist. Eine wichtige Erkenntnis ist, dass es essentiell ist, die Anforderungen richtig zu definieren.

In einem Wissenschaftlichen Paper sollte man sich zwar nicht selbst loben, deshalb wird das jetzt auch nicht gemacht. Aber der Trick mit dem wandernden Arbeitspunkt hätte, wenn dies eine Benotete Arbeit wäre, möglicherweise schon ein paar Extrapunkte verdient.

Eine Weitere wichtige Erkenntnis ist es, dass sowohl das Parametrierverfahren, als auch die Simulink Tune Funktionalität für das Erweiterte Modell keine guten Parameter hervor gebracht haben. Diese Parameter mussten manuell eingestellt werden. Der K_b Wert der Back-calculation hat auch einen signifikanten Einfluss auf das System. Jedoch habe ich hierfür keine Möglichkeit gefunden ihn zu berechnen. Dies liegt wohl auch daran, dass ich immer noch keine Ahnung hab was diese Technik überhaupt macht. Trotzdem hat sie recht gut funktioniert.

VII. SCHLUSSFOLGERUNGEN

Generell bin ich sehr zufrieden mit dem Ergebnis.

Die Bedingung von einer geringen Beschleunigung wurde, wenn auch mit viel Aufwand und einem Trick, erfolgreich erfüllt. Ich denke diese Lösung ist auch umsetzbar. Die Beschleunigung kann durch ändern von $F_{s,max}$ im Stellglied angepasst werden, ohne das Regelverhalten zu zerstören.

Das Regelverhalten könne gestört werden, wenn sich die Masse verändert, oder Federkonstante nicht genau genug bestimmt ist. Als mögliche Lösung könnte mithilfe der eines Sensors im Hydraulik Aggregat die gesamte Kraft gemessen werden. Daraus könnte dann die momentane Masse des Systems erfasst werden. So könnte der Regler dynamisch auf die Masse reagieren.

LITERATUR

- [1] Hochschule Karlsruhe, „Übertragungsglieder der Regelungstechnik“, online, <https://www.eit.hs-karlsruhe.de/mesysto/teil-a-zeitkontinuierliche-signale-und-systeme/uebertragungsglieder-der-regelungstechnik/zusammengesetzte-uebertragungsglieder/pt2-glied.html>, accessed 11.07.2020.
- [2] <https://www.hydrauliktechnik24.de/>, Webshop für Hydraulikzylinder, online, <https://www.hydrauliktechnik24.de/Hydraulikzylinder-einfachwirkend-60-er-Stange-900-Hub-EBL-1022> accessed 11.07.2020.

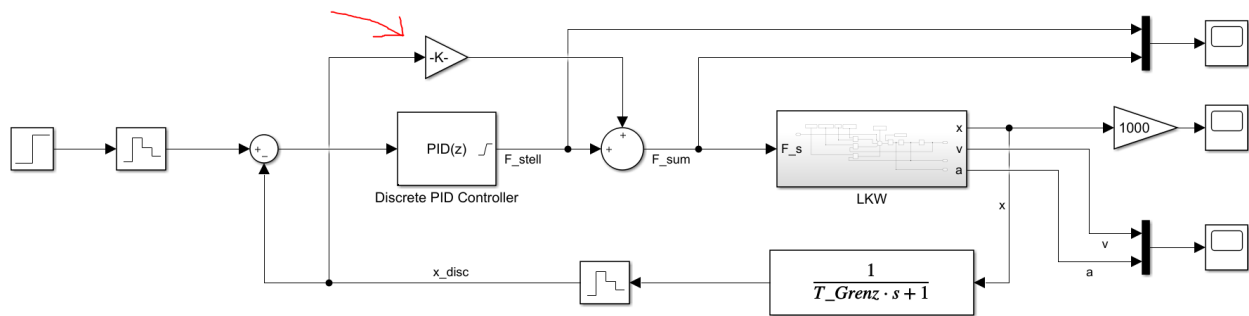


Abbildung 8. Erweitertes Simulink-Modell

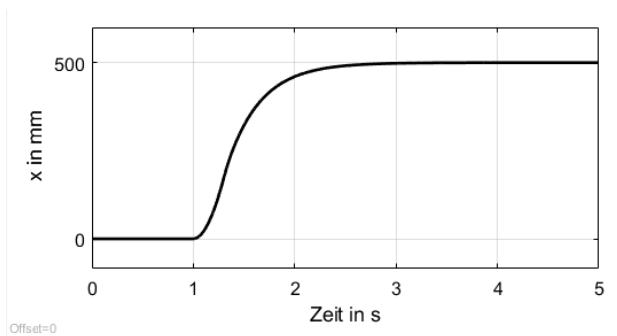


Abbildung 9. geregelte aperiodische Sprungantwort

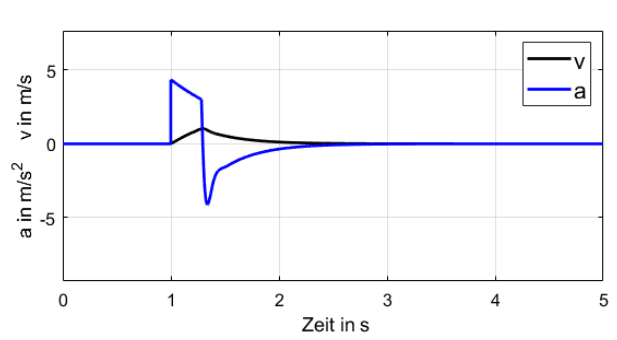


Abbildung 10. Beschleunigung und Geschwindigkeitsverhalten der aperiodischen Regelung

- [3] Prof. Dr.-Ing. Antonio Notholt, "Regelungstechnik 1 Thema 5, Übertragungsfunktionen im Bildbereich - Typische Übertragungsfunktionen", (WiSe 2019/2020), S.13 ff