

Masterarbeit

Der intelligente PID-Regler

Frank Virgile Ngassa Tchamba

Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik



Graz, September 2010

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst habe, keine anderen als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am
.....
(Unterschrift)

Kurzfassung

Der Begriff „Regeln“ bezeichnet einen Vorgang, bei dem fortlaufend eine oder mehrere Größen gemessen werden. Diese Größen („Regelgrößen“) werden mit dem Ziel einer Angleichung an die Führungsgrößen beeinflusst. Ein Regelalgorithmus bestimmt, wie die Angleichung erfolgt. In der Industrie spielt der Kostenfaktor beim Entwurf von Reglern eine zunehmend große Rolle. Es ist somit von Vorteil, eine möglichst kostengünstige Lösung zu finden, die die Regelungsaufgabe so gut wie möglich erfüllt. Aus diesem Grund werden in industriellen und technischen Applikationen zu über 80 % die linearen Standardregler P-, PI-, PD- und PID-Regler verwendet.

Diese Regler sind sehr gut erforscht, relativ einfach zu verstehen, kostengünstig zu implementieren und aufgrund ihrer guten Regeleigenschaften für viele Aufgaben geeignet. Obwohl PID-Regelalgorithmen weit verbreitet sind und viele Vorteile bieten, können neue Techniken dazu beitragen, andere PID-Reglervarianten zu implementieren und industrielle Anwendungen mit modernen Steuerungen auszurüsten. Ziel dieser Arbeit ist es, eine Erweiterung des klassischen PID-Reglers, den intelligenten PID-Regler, zu präsentieren.

Im Laufe dieser Masterarbeit wurden intelligente Regler entwickelt und implementiert, um deren Vorteile zu demonstrieren. Der einführende Teil der Arbeit gibt einen Einblick in die Grundlagen. Als anschauliche Beispiele werden zwei einfache Fälle bearbeitet, nämlich eine Geschwindigkeitsregelung und ein Beispiel „Ball and Beam“. Das Hauptaugenmerk liegt jedoch auf dem Entwurf und der Implementierung eines i-PI Reglers für einen Rotary Flexible Joint und dem daraus folgenden Vergleich.

Es wird gezeigt, dass eine Regelungsaufgabe mit einem intelligenten Regler auch bei stark geänderten Parametern für die Regelstrecke leicht zu erfüllen ist. Abschließend werden ein i-PI-Regler und ein klassischer PI-Regler verglichen und die entsprechenden Messergebnisse diskutiert.

Abstract

The term "Control" describes a process with which sequentially one or several sizes are measured. These sizes are influenced with the purpose of an adjustment to the input variables. A control algorithm determines how the adjustment occurs. It is an advantage therefore to find a very reasonable solution which fulfils the regulation task as good as possible. That's why the linear standard controllers P-, PI-, PD- and PID controller are used in industrial and technical applications to more than 80%.

These controllers are very well researched so that they are simply relatively to understand and low cost of implementation, due to their good control qualities, they are suitable for many tasks. Although PID controllers are widespread and offer many advantages, new technologies can serve to implement other controller variations of classical PID and to equip industrial applications with modern control algorithms. The purpose of this work is to present an extension of the classical PID controller (intelligent PID controller).

In the course of this master work intelligent PID controllers were developed and implemented to demonstrate their advantages. The introductory part of the work gives an insight into the bases. As clear examples two easy cases are worked on, namely a speed control and an example „ball and Beam“. Nevertheless, the focus is on the draft and the implementing of an i-PI controller and a classical PI controller for a Rotary Flexible Joint.

It is shown that a control tasks with the intelligent PID controllers also with very changed parameters for the control system are easily accessible. Finally an i-PI controller and a classical PI controller are compared and the suitable measurement results are discussed.

Danksagung

Die Diplomarbeit ist die interessanteste Zeit des Studiums. So kann man endlich sehen, ob sich die letzten Jahre des Studierens gelohnt haben. Allerdings wäre es niemals so weit gekommen, wenn die Strohmayers mich nicht unterstützt hätten. Daher möchte ich mich an dieser Stelle ganz herzlich bei ihnen bedanken und ihnen meine Diplomarbeit widmen. An dieser Stelle möchte ich mich ferner bei meinem Betreuer Professor Hofer bedanken, der mich während meiner Diplomarbeit betreut und umfangreich unterstützt hat. Dank schulde ich auch meinen Schwestern, Carolle Ngassa und Nadine Ngassa, die nicht nur mein Studium weitgehend finanziert haben, sondern auch sehr großes Interesse an meiner Arbeit zeigten und mich stets nach Kräften unterstützten. DANKE!

Graz, im September 2010

Frank Virgile Ngassa Tchamba

Inhaltsverzeichnis

Eidesstattliche Erklärung.....	i
Kurzfassung.....	ii
Abstract.....	iii
Danksagung.....	iv
Inhaltsverzeichnis.....	1
Abbildungsverzeichnis.....	2
Kapitel 1 Einleitung.....	4
1.1 Einleitung und Motivation.....	4
1.2 Zielsetzung.....	4
1.3 Gliederung.....	5
Kapitel 2 Theoretische Grundlagen.....	6
2.1 Die Regelung ohne Modell.....	6
2.2 Lokale Modellbildung.....	7
2.3 Anwendungsbeispiel.....	8
2.3.1 Anwendungsbeispiel 1: Der i-P-Regler.....	9
2.3.2 Anwendungsbeispiel 2: Der i-PI-Regler.....	11
2.3.3 Anwendungsbeispiel 3: Der i-PD-Regler.....	14
2.3.4 Anwendungsbeispiel 4: Der i-PID-Regler.....	17
Kapitel 3: Akademische Beispiele.....	20
3.1 Die Geschwindigkeitsregelung.....	20
3.1.1 Aufgabenstellung.....	20
3.1.2 Übertragungsfunktion.....	21
3.1.3 Dimensionierung des klassischen PI-Reglers: Empirische Dimensionierung.....	21
3.1.4 Dimensionierung des intelligenten PI-Reglers.....	22
3.1.5 Aufbau und Reglervergleiche.....	24
3.1.5.1 Vergleich 1.....	25
3.1.5.2 Vergleich 2.....	27
3.1.5.3 Vergleich 3.....	29
3.1.5.4 Vergleich 4.....	31
3.1.6 Zusammenfassung.....	33
3.2 Ball and Beam.....	34
3.2.1 Aufgabenstellung.....	34
3.2.2 Die Übertragungsfunktion.....	36
3.2.3 Dimensionierung des klassischen PD-Reglers.....	36
3.2.4 Dimensionierung des intelligenten PD-Reglers.....	38
3.2.5 Aufbau und Reglervergleiche.....	40
3.2.5.1 Vergleich 1.....	41
3.2.5.2 Vergleich 2.....	43
3.2.6 Zusammenfassung.....	45
Kapitel 4 Reale Anwendung des Regelungskonzeptes.....	46
4.1 Allgemeine Beschreibung.....	46
4.2 Modellbildung.....	49
4.2.2 Modellierung des Antriebs.....	51
4.2.3 Modell der Strecke.....	52
4.3 Dimensionierung des klassischen PI-Reglers.....	54
4.4 Dimensionierung des intelligenten PI-Reglers.....	56

4.5 Simulationen.....	56
4.5.1 Simulation 1	57
4.5.2 Simulation 2	59
4.6 Reale Anwendung des Regelungskonzeptes	62
4.6.1 Vergleich 1	64
4.6.1.1 Schritt 1: Versuch mit i-PI-Regler	64
4.6.1.2 Schritt 2: Versuch mit PI-Regler	66
4.6.2 Vergleich 2	68
4.6.2.1 Schritt 3: Versuch mit i-PI	68
4.6.2.2 Schritt 4: Versuch mit Pi	69
Kapitel 5 Zusammenfassung	71
Literaturverzeichnis.....	73

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2. 1: Anwendungsbeispiel	8
Abbildung 2. 2: Sprungantwort der Regelstrecke.....	9
Abbildung 2. 3: Reglerstruktur des i-P-Reglers mit Simulink.....	10
Abbildung 2. 4: Koppelplan des Regelkreises mit intelligentem P-Regler	11
Abbildung 2. 5: Sprungantwort des Regelkreises mit intelligentem P-Regler	11
Abbildung 2. 6: Reglerstruktur des intelligenten PI-Reglers mit Simulink	13
Abbildung 2. 7: Koppelplan des Regelkreises mit intelligentem PI-Regler	13
Abbildung 2. 8: Sprungantwort des Regelkreises mit intelligentem PI-Regler	14
Abbildung 2. 9: Reglerstruktur des i-PD-Reglers mit Simulink.....	15
Abbildung 2. 10: Regelkreis mit intelligentem PD-Regler	16
Abbildung 2. 11: Sprungantwort des Regelkreises mit intelligentem PD-Regler	16
Abbildung 2. 12: Reglerstruktur des i-PID-Reglers mit Simulink	18
Abbildung 2. 13: Regelkreis mit intelligentem PID-Regler	18
Abbildung 2. 14: Sprungantwort des Regelkreises mit intelligentem PID-Regler	19
Abbildung 3. 1: Versuchsbeschreibung	20
Abbildung 3. 2: Sprungantwort des Regelkreises mit klassischem PI-Regler.....	21
Abbildung 3. 3: Sprungantwort des Regelkreises mit klassischem PI-Regler ($K_p =$ 800 und $K_i = 40$)	22
Abbildung 3. 4: Reglerstruktur des klassischen PI-Reglers mit Simulink.....	22
Abbildung 3. 5: Sprungantwort des Regelkreises mit intelligentem PI-Regler	23
Abbildung 3. 6: Reglerstruktur des intelligenten PI-Reglers mit Simulink	24
Abbildung 3. 7: Koppelplan des Gesamtsystems mit Simulink	24
Abbildung 3. 8: Verläufe von i-PI-Regler und PI-Regler ($m = 1000 \text{ kg}$).....	25
Abbildung 3. 9: Verläufe von Stellgrößen und Regeldifferenzen ($m = 1000 \text{ kg}$).....	26
Abbildung 3. 10: Verläufe von F und \dot{y} ($m = 1000 \text{ kg}$)	26
Abbildung 3. 11: Verläufe von i-PI-Regler und PI-Regler ($m = 2000 \text{ kg}$).....	27
Abbildung 3. 12: Verläufe von Stellgrößen und Regeldifferenzen ($m = 2000 \text{ kg}$).....	28
Abbildung 3. 13: Verläufe von F und \dot{y} ($m = 2000 \text{ kg}$)	28
Abbildung 3. 14: Verläufe der Ausgänge ($m = 1000 \text{ kg}$)	29
Abbildung 3. 15: Verläufe von Stellgrößen und Regeldifferenzen ($m = 1000 \text{ kg}$).....	30
Abbildung 3. 16: Verläufe von F und \dot{y} ($m = 1000 \text{ kg}$)	30
Abbildung 3. 17: Verläufe der Ausgänge ($m = 2000 \text{ kg}$).....	31
Abbildung 3. 18: Verläufe von Stellgrößen und Regeldifferenzen ($m = 2000 \text{ kg}$).....	32
Abbildung 3. 19: Verläufe von F und \dot{y} ($m = 2000 \text{ kg}$)	32
Abbildung 3. 20: Versuchsaufbau Ball and Beam.....	34
Abbildung 3. 21: Darstellung Ball and Beam.....	34
Abbildung 3. 23: Verlauf von Ausgang r des Regelkreises bei einem Führungssprung von 0,40.....	37
Abbildung 3. 24: Verlauf von Ausgang r des Regelkreises bei einem Führungssprung von 0,40 ($K_p = 15$ und $K_d = 40$)	38
Abbildung 3. 25: Reglerstruktur des PD-Reglers mit Simulink.....	38
Abbildung 3. 26: Reglerstruktur des i-PD-Reglers mit Simulink.....	39
Abbildung 3. 27: Verlauf von Ausgang r des Regelkreises mit i-PD-Regler bei einem Führungssprung von 0,4.....	40
Abbildung 3. 28: Koppelplan des Gesamtsystems.....	41
Abbildung 3. 29: Verläufe der Ausgänge	42
Abbildung 3. 30: Verläufe von Stellgrößen und Regeldifferenzen ($m = 0,111 \text{ kg}$).....	42

Abbildung 3. 31: Verläufe von F und \dot{y} ($m = 0,111 \text{ kg}$)	43
Abbildung 3. 32: Verläufe der Ausgänge ($m=1,11 \text{ kg}$)	43
Abbildung 3. 33: Verläufe von Stellgrößen und Regeldifferenzen ($m = 1,11 \text{ kg}$)	44
Abbildung 3. 34: Verläufe von F und \dot{y} ($m = 1,11 \text{ kg}$)	44
Abbildung 4. 1: Foto der realen Strecke	46
Abbildung 4. 2: Strecke (Ansicht von oben)	47
Abbildung 4. 3: Verbindung im Ruhezustand ($\alpha = 0$)	48
Abbildung 4. 4: Verbindung mit α ungleich null	48
Abbildung 4. 5: Ersatzschaltbild des Motors	51
Abbildung 4. 6: Verlauf des Ausgangs bei einem Führungssprung von 1 ($K_i = 1$ und $K_p = 1$)	54
Abbildung 4. 7: Verlauf des Ausgangs bei einem Führungssprung von 1 ($k_i = 1/6$ und $K_p = 2$)	55
Abbildung 4. 8: Reglerstruktur des PI-Reglers mit Simulink	55
Abbildung 4. 9: Reglerstruktur des i-PI-Reglers mit Simulink	56
Abbildung 4. 10: Koppelplan des Gesamtsystems	57
Abbildung 4. 11: Verläufe der Ausgänge ($\alpha + \theta$)	58
Abbildung 4. 12: Verläufe der Stellgröße und Regeldifferenzen	58
Abbildung 4. 13: Verläufe von α und θ	59
Abbildung 4. 14: Verläufe von F und \dot{y}	59
Abbildung 4. 15: Verläufe der Ausgänge	60
Abbildung 4. 16: Verläufe der Stellgrößen und Regeldifferenzen	61
Abbildung 4. 17: Verläufe von α und θ	61
Abbildung 4. 18: Verläufe von F und \dot{y}	62
Abbildung 4. 19: Struktur der Strecke mit Simulink	63
Abbildung 4. 20: Ausleger und Zusatzarm	64
Abbildung 4. 21: Koppelplan des Versuchs 4.5.1.1	65
Abbildung 4. 22: Verläufe des Ausgangs (Schritt 1)	65
Abbildung 4. 23: Ergebnisse Schritt 1	66
Abbildung 4. 24: Koppelplan des Versuchs 4.5.1.2	66
Abbildung 4. 25: Ausgang des Regelkreises mit PI-Regler (Schritt 2)	67
Abbildung 4. 26: Ergebnisse Schritt 2	67
Abbildung 4. 27: Ausgang des Regelkreises mit i-PI-Regler (Schritt 3)	68
Abbildung 4. 28: Ergebnisse des Schritt 3	69
Abbildung 4. 29: Ausgang des Regelkreises mit PI-Regler (Schritt 4)	69
Abbildung 4. 30: Ergebnisse Schritt 4	70

Kapitel 1 Einleitung

1.1 Einleitung und Motivation

Die PID-Regelung (PID, Proportional Integral Differential) ist der am meisten verbreitete Regelalgorithmus in der Industrie.

Die Beliebtheit von PID-Reglern beruht auf ihrer funktionalen Einfachheit bei einer großen Bandbreite von Betriebsbedingungen, ihrer Effektivität, ihrer unkomplizierten Implementierung sowie ihrer Bedienfreundlichkeit. Allerdings ist eine klassische PID-Regelung in bestimmten Fällen nicht immer die beste Option.

Maschinen durch Differenzialgleichungen zu beschreiben ist oft ein schwieriges Unterfangen, besonders wenn es noch zusätzliche Faktoren wie Reibung, Wärmewirkung, Überalterung, Streuung der Eigenschaften durch die Herstellung in Serie zu berücksichtigen gilt. Diese Arbeit versucht, die Situation dank einer neuen und schnellen Schätzungsmethode zu verbessern.

Diese Arbeit verfolgt eine neue Entwurfsmethode für einen Regler. Der sogenannte i-PID soll ein „besserer PID“ werden. Er besitzt alle Vorteile eines klassischen PIDs bei gleichzeitiger Ausschaltung der Nachteile. Der Regler ist einfach zu implementieren und leicht zu erklären. Das heißt, man benötigt nur einfache mathematische Grundkenntnisse, um seine Grundprinzipien zu verstehen.

Ziel dieser Arbeit ist die Beantwortung der Frage: Wie gut kann ein Regler sein, wenn sich die Parameter der Strecke ständig stark ändern?

1.2 Zielsetzung

Es sind drei verschiedene intelligente Regler zu realisieren und zu implementieren, sowie ein Vergleich durchzuführen, der die Vor- und Nachteile des intelligenten Reglers aufzeigt. Dazu sind folgende Schritte auszuführen:

- Auswahl einer Strecke
- Modellbildung mit Matlab / Simulink, Reglerdesign und dessen Implementierung, sowie Durchführung aller weiteren Berechnungen
- Erweiterung des Aufbaues durch Einbindung einer Maßnahme zur Stellgrößenbeschränkung
- Aufbau und Simulation des gesamten Systems
- Evaluierung

Alle nötigen Berechnungen und Simulationen werden in der Softwareumgebung von Matlab/Simulink® durchgeführt.

1.3 Gliederung

Im folgenden **Kapitel 2** werden die Grundlagen erarbeitet. Diese umfassen den Einblick in die Steuerung ohne Modell, die Lösung gewöhnlicher linearer homogener Differentialgleichungen mit konstanten Koeffizienten und ein Anwendungsbeispiel.

Kapitel 3 befasst sich mit der praktischen Realisierung zweier einfacher Beispiele und beschreibt den Weg von der theoretischen Ausarbeitung zum fertigen Aufbau.

Bei den Experimenten in **Kapitel 4** kommt das R F J (Rotary Flexible Joint) auf den Prüfstand. Dieses elektromechanische System ist schwach gedämpft schwingungsfähig und kann durch einfache Modifikationen am Aufbau zu großen Parameteränderungen veranlasst werden. Dabei zeigen sich die Vor- und Nachteile des intelligenten Reglers.

Im letzten **Kapitel** werden die Ergebnisse zusammenfassend präsentiert und die daraus resultierenden Schlussfolgerungen gezogen.

Kapitel 2 Theoretische Grundlagen

In diesem Kapitel werden wissenschaftliche Grundlagen erklärt. Die folgenden Ideen wurden von Michael Fliess und Cédric Join in [8] erstmals publiziert.

2.1 Die Regelung ohne Modell

Die Steuerung ohne Modell beruht auf einem lokalen Modell, das allein mit der Kenntnis des Eingangs-Ausgangs-Verhaltens ständig aktualisiert wird. Sie unterscheidet sich von anderen Verfahren, wie man sie in der Literatur findet.

Es wird angenommen, dass die vorgegebene Regelstrecke ein Übertragungssystem mit der skalaren Eingangsgröße u und der skalaren Ausgangsgröße y darstellt. Das mathematische Modell hat die folgende sehr allgemeine Form

$$E(y, \dot{y}, \dots, y^{(a)}, u, \dot{u}, \dots, u^{(b)}) = 0 \quad . \quad \text{Gl (2.1)}$$

Man ersetzt die Gleichung (2.1) kurzzeitig durch

$$y^{(n)} = F + \alpha u \quad \text{Gl (2.2)}$$

Die Ableitungszahl n , im Prinzip immer 1 oder 2, wird ebenso wie die Konstante α vom Anwender festgelegt, wobei n nicht unbedingt (a) in der Gleichung (2.1) entsprechen muss. Der Wert von F wird für jeden Zeitpunkt aus u und $y^{(n)}$ ermittelt.

Variante 1

Für $n=1$ wird das gewünschte Verhalten mit einem Regler, dem sogenannten intelligenten P in Kurzform i-P erzielt.

$$u = -\frac{F}{\alpha} + \frac{\dot{y}^*}{\alpha} + K_p \cdot e \quad \text{Gl (2.3)}$$

- y^* ist die Referenztrajektorie
- y ist die Regelgröße
- $e = y - y^*$ ist die Regeldifferenz
- K_p ist der Parameter für den Regler

Variante 2

Für $n=1$ wird das gewünschte Verhalten mit einem Regler, dem sogenannten intelligenten PI in Kurzform i-PI erzielt.

$$u = -\frac{F}{\alpha} + \frac{\dot{y}^*}{\alpha} + K_p \cdot e + K_I \cdot \int_0^t e d\tau \quad \text{Gl (2.4)}$$

- y^* ist die Referenztrajektorie
- y ist die Regelgröße
- $e = y - y^*$ ist die Regeldifferenz
- K_p, K_I sind die Parameter für den Regler.

Variante 3

Für $n=2$ wird das gewünschte Verhalten mit einem Regler, dem sogenannten intelligenten PD in Kurzform i-PD erzielt.

$$u = -\frac{F}{\alpha} + \frac{\ddot{y}^*}{\alpha} + K_P \cdot e + K_D \cdot \dot{e} \quad \text{Gl (2.5)}$$

- y^* ist die Referenztrajektorie
- y ist die Regelgröße
- $e = y - y^*$ ist die Regeldifferenz
- K_D, K_P sind die Parameter für den Regler

Variante 4

Für $n=2$ wird das gewünschte Verhalten mit einem Regler, dem sogenannten intelligenten PID in Kurzform i-PID, erzielt.

$$u = -\frac{F}{\alpha} + \frac{\ddot{y}^*}{\alpha} + K_P \cdot e + K_I \cdot \int_0^t e d\tau + K_D \cdot \dot{e} \quad \text{Gl (2.6)}$$

- y^* ist die Referenztrajektorie
- y ist die Regelgröße
- $e = y - y^*$ ist die Regeldifferenz
- K_D, K_P, K_I sind die Parameter für den Regler

2.2 Lokale Modellbildung

Betrachtet wird das mathematische Modell der Strecke

$$E(t, y, \dot{y}, \dots, y^{(a)}, u, \dot{u}, \dots, u^{(b)}) = 0 \quad \text{Gl (2.7)}$$

Dabei wird angenommen, dass

$$\frac{\partial E}{\partial y^{(n)}} \neq 0$$

für irgend ein n mit der Eigenschaft

$$0 < n \leq a$$

gilt.

Das Theorem der impliziten Funktionen [12] erlaubt uns, Gl (2.7) in einer neuen Form zu schreiben

$$y^{(n)} = C(t, \dot{y}, \dots, y^{(n-1)}, y^{(n+1)}, \dots, y^{(a)}, u, \dot{u}, \dots, u^{(b)}) \quad \text{Gl (2.8)}$$

Wir setzen $C = F + \alpha u$ in die Gleichung (2.8) ein. Dabei erhalten wir $y^{(n)} = F + \alpha u$

- $\alpha \in \mathfrak{R}$ ist ein konstanter Parameter, der vom Anwender festgelegt wird.
- F wird aus $y^{(n)}$, u , α ermittelt.

Das Modell ist jeweils für einen kurzen Zeitraum gültig und wird stets aktualisiert. Die ständige Aktualisierung zielt darauf ab, die mathematischen Modelle, die die Regelstrecken in einem möglichst großen Betriebsbereich beschreiben, zu ersetzen.

Der Regler benötigt eine Referenztrajektorie, die zum Beispiel nach Grundsätzen der Flachheit [13] gebildet wurde.

2.3 Anwendungsbeispiel

Mit Hilfe eines Anwendungsbeispiels soll gezeigt werden, wie einfach es ist, einen intelligenten PID-Regler zu implementieren. Das Anwendungsbeispiel bezieht sich auf ein einfaches Masse-, Feder-, und Dämpfer-System. Es wird angenommen, dass eine Kraft u auf die Masse wirkt und dadurch eine Bewegung stattfindet. Als Ausgangsgröße wird die Position y der Masse gewählt.

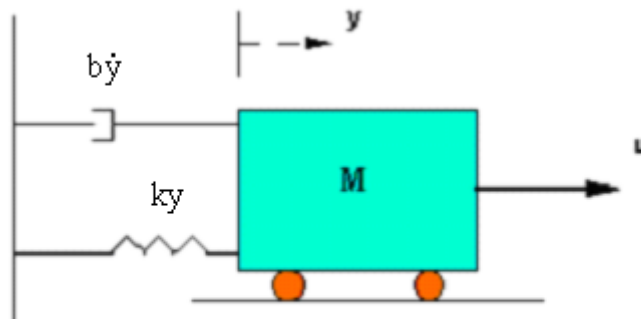


Abbildung 2. 1: Anwendungsbeispiel

Quelle [2]

- $M = 1\text{kg}$
- $b = 10\text{ N.s/m}$
- $k = 20\text{ N/m}$

Das zugehörige mathematische Modell ist durch

$$M \cdot \ddot{y} + b \cdot \dot{y} + k \cdot y = u$$

gegeben.

Die Laplace-Transformation unter der Annahme $y(0) = \dot{y}(0) = 0$ der obigen Gleichung lautet

$$M \cdot s^2 \cdot Y(s) + b \cdot s \cdot Y(s) + k \cdot Y(s) = U(s)$$

Die Übertragungsfunktion zwischen der Position y und dem Eingang u lautet damit

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{1}{M \cdot s^2 + b \cdot s + k} = \frac{1}{s^2 + 10 \cdot s + 20}.$$

Die Sprungantwort des offenen Regelkreises ist im folgenden Bild dargestellt.

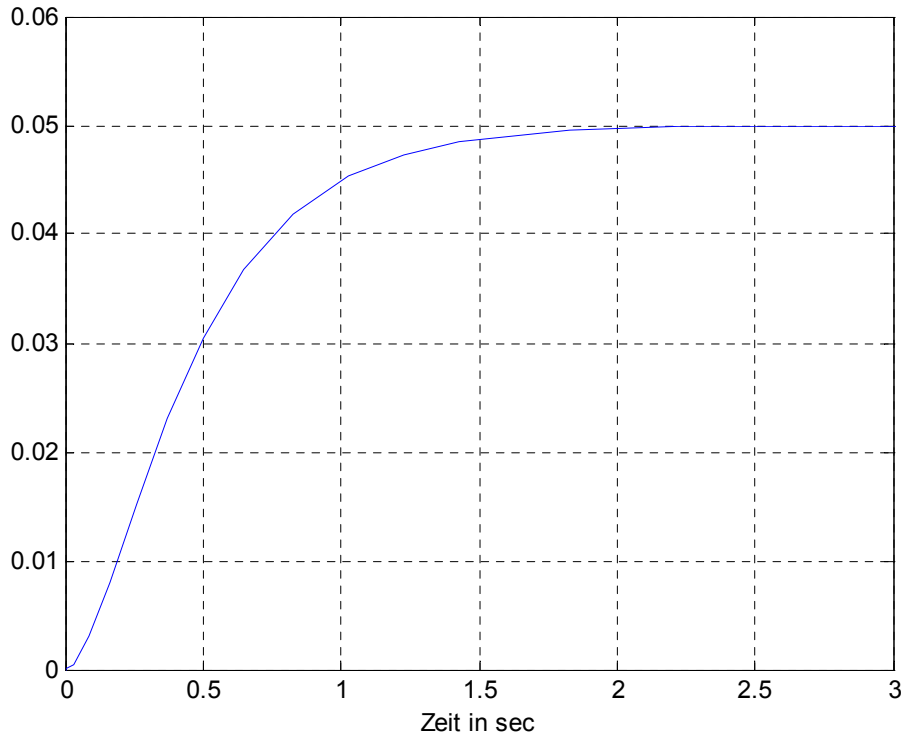


Abbildung 2. 2: Sprungantwort der Regelstrecke

2.3.1 Anwendungsbeispiel 1: Der i-P-Regler

Für $n = 1$ erhält man das gewünschte Verhalten mit dem intelligenten P-Regler in Kurzform i-P.

Als Modell gilt im diesem Fall

$$\dot{y} = F + \alpha u$$

Der Regler definiert sich wie folgt:

$$u = \frac{1}{\alpha} (-F + \dot{y}^* + \alpha K_p e),$$

wobei e die Regeldifferenz

$$e = y - y^*$$

bezeichnet.

- y^* ist die Referenztrajektorie
- y ist die Regelgröße

- K_p ist der Parameter für den Regler

$[F]_e = [\dot{y}]_e - u$, $[F]_e$ ist der Schätzwert für F , und $[\dot{y}]_e$ ist der Schätzwert für \dot{y} .

$$\dot{y} = F + \alpha u = F + \alpha \left(\frac{1}{\alpha} (-F + \dot{y}^* + \alpha K_p e) \right) \quad \text{Gl (2.9)}$$

Man setzt $\dot{y} - \dot{y}^* = \dot{e}$ in die Gleichung (2.9) ein; dabei gilt:

$$\dot{e} = \alpha K_p e. \quad \text{Gl (2.10)}$$

Die Gleichung (2.10), anders geschrieben, lautet:

$$\dot{e} - \alpha K_p e = 0.$$

Wir haben eine gewöhnliche, lineare, homogene Differentialgleichung 1-ter Ordnung mit konstanten Koeffizienten. Die Lösung der Differentialgleichung lautet

$$e(t) = c \cdot e^{\alpha K_p t}.$$

$\alpha \cdot K_p$ muss negativ gewählt werden, damit die Regeldifferenz e gegen 0 abklingt.

Für den Versuch haben wir $K_p = -1$ und $\alpha = 1$ gewählt.

Um eine algebraische Schleife zu vermeiden, haben wir ein Verzögerungsglied in unserem i-P-Regler eingebaut.

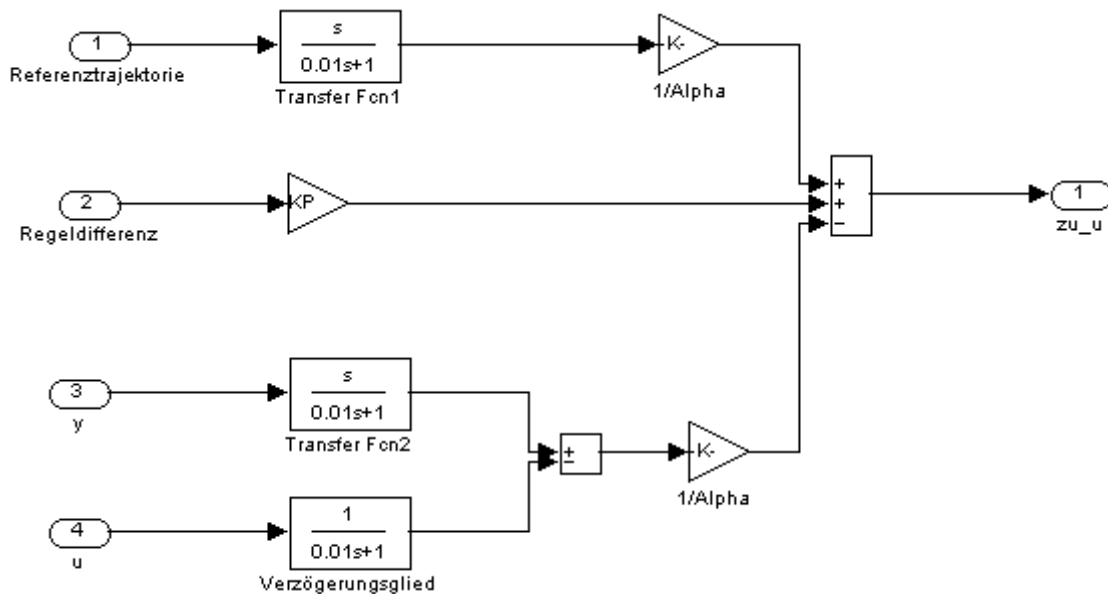


Abbildung 2. 3: Reglerstruktur des i-P-Reglers mit Simulink

Die nächste Abbildung zeigt den Koppelplan des Regelkreises. Die Sprungfunktion für die Führungsgröße wurde durch die folgenden Werte definiert:

- Step time: 0
- Initial Value: 0
- Final Value: 1
- Sample Time: 0

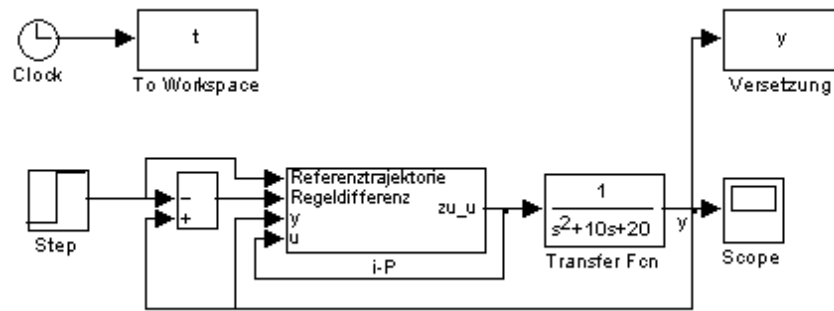


Abbildung 2. 4: Koppelplan des Regelkreises mit intelligentem P-Regler

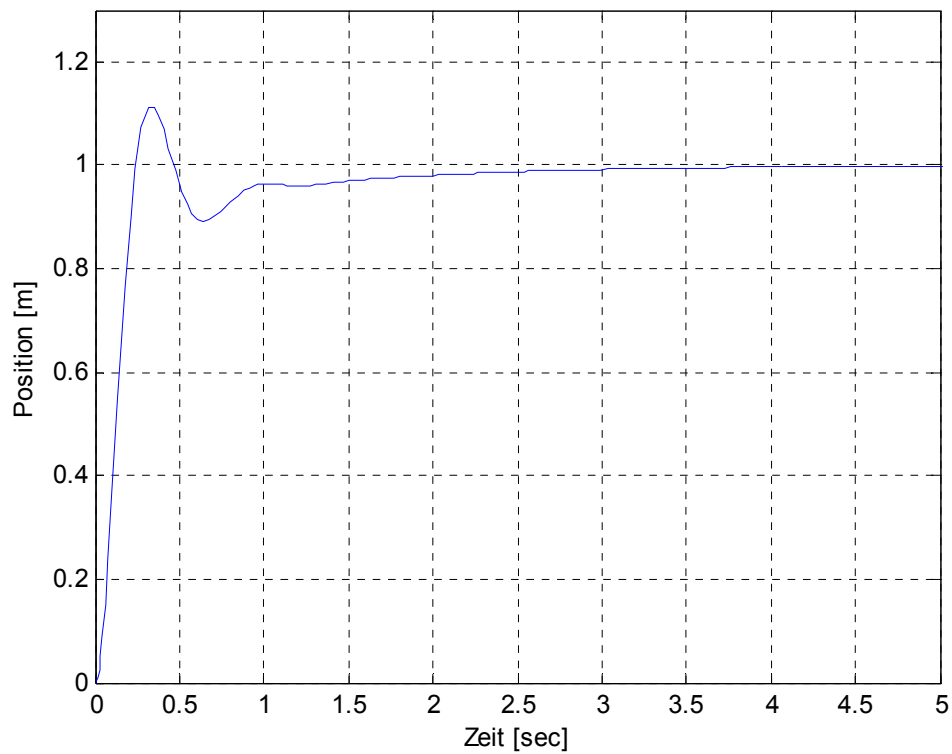


Abbildung 2. 5: Sprungantwort des Regelkreises mit intelligentem P-Regler

2.3.2 Anwendungsbeispiel 2: Der i-PI-Regler

Für $n = 1$ lässt sich das gewünschte Verhalten auch mit einem intelligenten PI-Regler in Kurzform i-PI erzielen.

Das Modell lautet wiederum

$$\dot{y} = F + \alpha u . \tag{2.11}$$

Der Regler wird nun durch folgende Gleichung festgelegt:

$$u = -\frac{F}{\alpha} + \frac{\dot{y}^*}{\alpha} + K_p e + K_I \int_0^t e d\tau \quad . \quad \text{Gl (2.12)}$$

Die Regeldifferenz beträgt

$$e = y - y^* \quad . \quad \text{Gl (2.13)}$$

- y^* ist die Referenztrajektorie
- y ist die Regelgröße
- K_p , K_I sind die Parameter für den Regler

$$[F]_e = [\dot{y}]_e - u \quad .$$

- $[F]_e$ ist der geschätzte Wert von F
- $[\dot{y}]_e$ ist der geschätzte Wert von \dot{y}

Beim Einsetzen der Gleichungen (2.12) und (2.13) in (2.11) gilt:

$$\ddot{e} - \alpha \cdot K_p \cdot \dot{e} - \alpha \cdot K_I \cdot e = 0 \quad . \quad \text{Gl (2.14)}$$

Das charakteristische Polynom $P(\lambda)$ lautet somit

$$P(\lambda) = \lambda^2 - \alpha \cdot K_p \cdot \lambda - \alpha \cdot K_I \quad . \quad \text{Gl (2.15)}$$

$\alpha \cdot K_p$ und $\alpha \cdot K_I$ müssen negativ gewählt werden, damit die Regeldifferenz e gegen 0 abklingt.

Durch die Vorgabe zweier Nullstellen $\lambda_1 = a < 0$ $\lambda_2 = b < 0$ erhält man für die Parameter K_p und K_I die Werte $K_p = \frac{a+b}{\alpha}$ und $K_I = -\frac{a \cdot b}{\alpha}$.

Für die Parameter wurden in diesem Fall die Werte $\alpha = 1$ $K_p = -\frac{3}{2}$ und $K_I = -\frac{1}{8}$ gewählt.

Um eine algebraische Schleife zu vermeiden, haben wir ein Verzögerungsglied in unserem i-PI-Regler eingebaut.

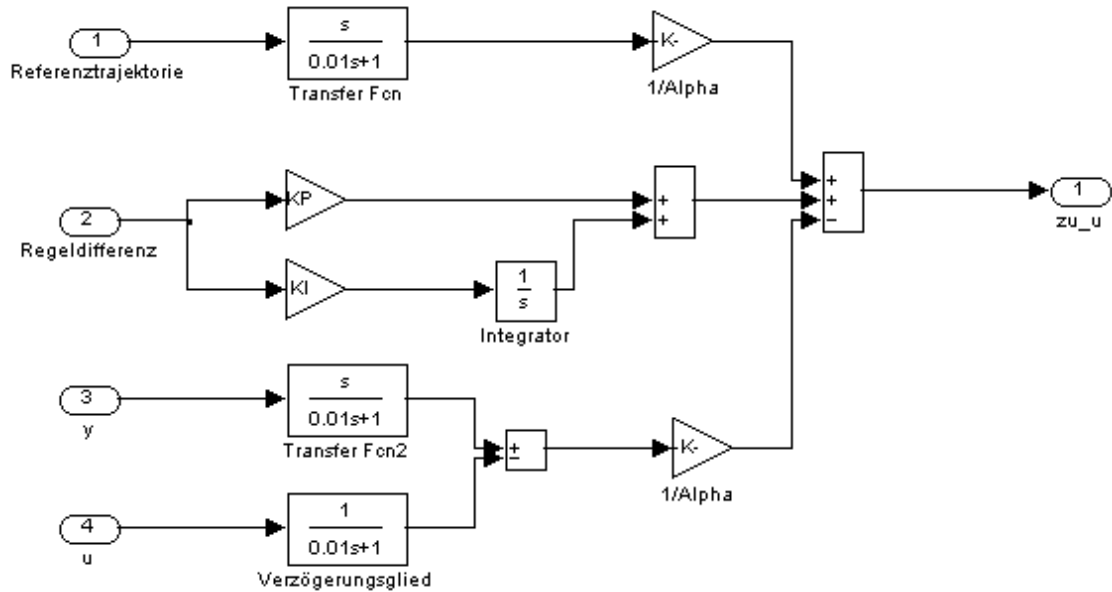


Abbildung 2. 6: Reglerstruktur des intelligenten PI-Reglers mit Simulink

Die nächste Abbildung zeigt den Koppelplan des Regelkreises. Für die Sprungfunktion der Führungsgröße wurden folgende Werte festgelegt:

- Step time: 0
- Initial Value: 0
- Final Value: 1
- Sample Time: 0

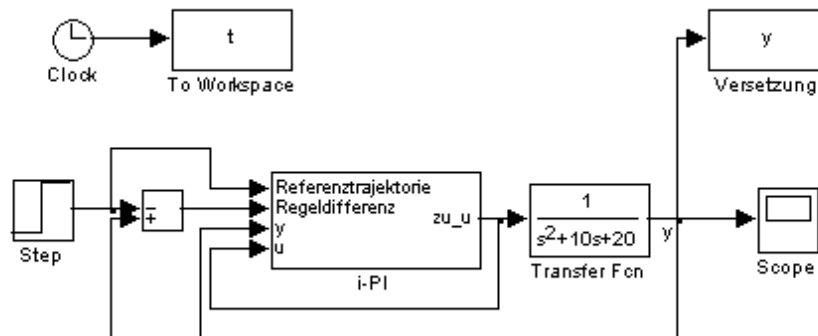


Abbildung 2. 7: Koppelplan des Regelkreises mit intelligentem PI-Regler

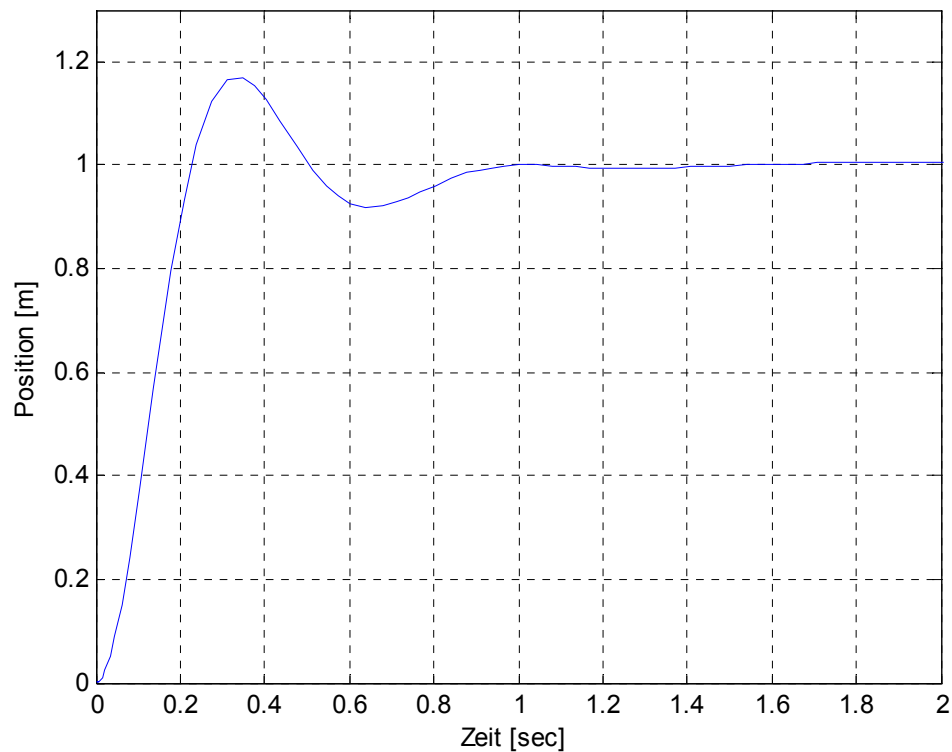


Abbildung 2. 8: Sprungantwort des Regelkreises mit intelligentem PI-Regler

2.3.3 Anwendungsbeispiel 3: Der i-PD-Regler

Für $n = 2$ wird das gewünschte Verhalten auch mit einem intelligenten PD-Regler, in Kurzform i-PD erzielt.

Für das Modell der Strecke wird nun

$$\ddot{y} = F + \alpha \cdot u \quad \text{Gl (2.17)}$$

gewählt.

Der Regler wird in folgender Form angesetzt:

$$u = -\frac{F}{\alpha} + \frac{\ddot{y}^*}{\alpha} + K_P e + K_D \dot{e}. \quad \text{Gl (2.18)}$$

y^* ist die Referenztrajektorie für den Ausgang.

y ist die Regelgröße.

$e = y - y^*$ ist die Regeldifferenz.

K_P, K_D sind die Parameter für den Regler.

$[F]_e = [\ddot{y}]_e - u$, wobei $[F]_e$ und $[\ddot{y}]_e$ Schätzwerte für F und \ddot{y} sind.

Durch Einsetzen der Gleichung (2.18) in (2.17) erhält man:

$$\ddot{e} - \alpha \cdot K_D \cdot \dot{e} - \alpha \cdot K_P \cdot e = 0. \quad \text{Gl (2.19)}$$

$\alpha \cdot K_p$ und $\alpha \cdot K_D$ müssen negativ gewählt werden, damit die Regeldifferenz e gegen 0 abklingt.

Das charakteristische Polynom $P(\lambda)$ lautet somit

$$P(\lambda) = \lambda^2 - \alpha \cdot K_D \cdot \lambda - \alpha \cdot K_p$$

Durch die Vorgabe zweier Nullstellen $\lambda_1 = a < 0$ $\lambda_2 = b < 0$ erhält man für die Parameter K_p und K_D die Werte $K_D = \frac{a+b}{\alpha}$ und $K_p = -\frac{a \cdot b}{\alpha}$.

Die Parameter des Reglers wurden festgelegt: $\alpha = 1$, $K_D = -10$ und $K_p = -20$.

Um eine algebraische Schleife zu vermeiden, haben wir ein Verzögerungsglied in unserem i-PD-Regler eingebaut.

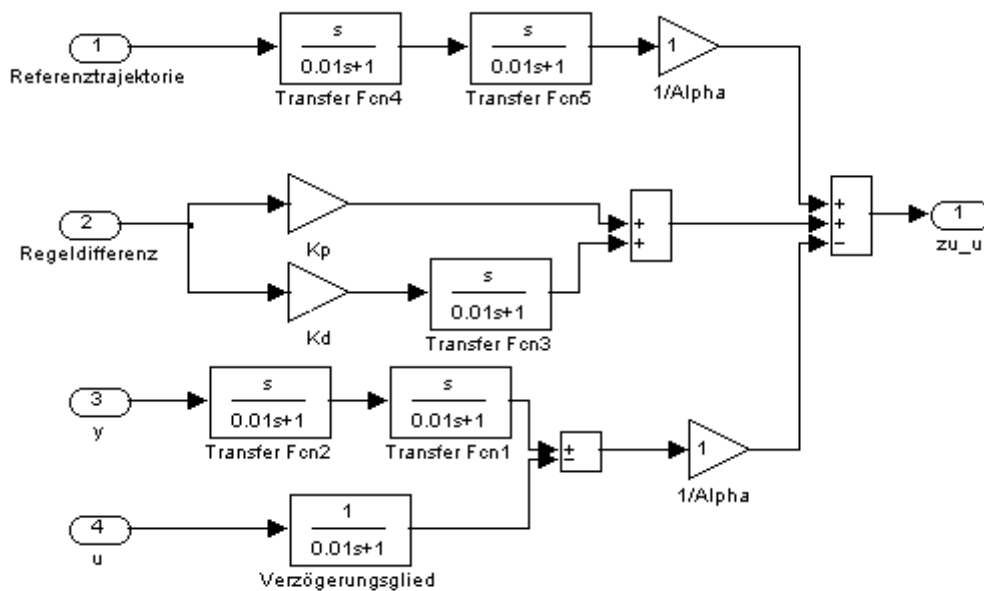


Abbildung 2. 9: Reglerstruktur des i-PD-Reglers mit Simulink

Die nächste Abbildung zeigt den Koppelplan des Regelkreises. Für die Sprungfunktion der Führungsgröße wurden folgende Werte festgelegt:

- Step time: 0
- Initial Value: 0
- Final Value: 1
- Sample Time: 0

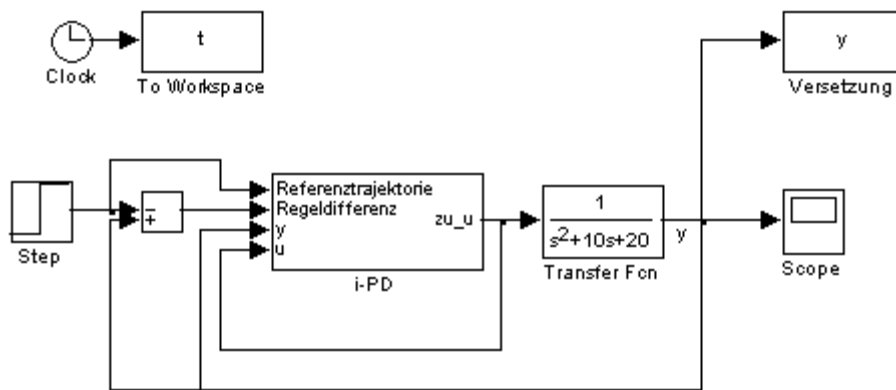


Abbildung 2. 10: Regelkreis mit intelligentem PD-Regler

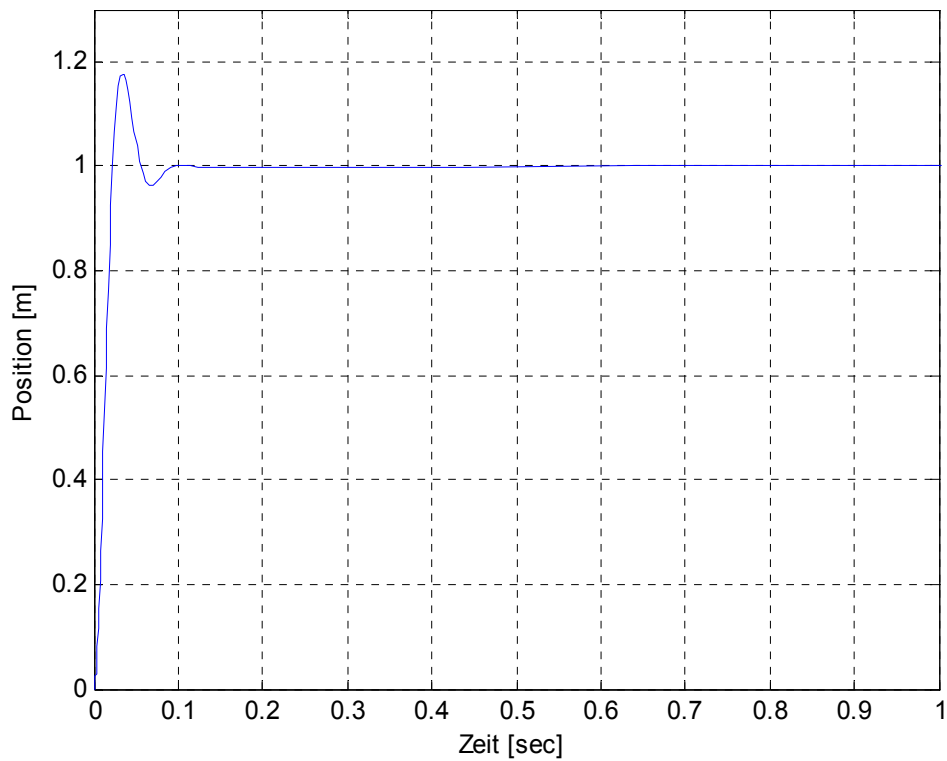


Abbildung 2. 11: Sprungantwort des Regelkreises mit intelligentem PD-Regler

Die Sprungfunktion als Referenztrajektorie verursacht Probleme beim Bilden der zweiten Ableitung auf numerischen Weg.

2.3.4 Anwendungsbeispiel 4: Der i-PID-Regler

Für $n = 2$ lässt sich das gewünschte Verhalten auch mit dem folgenden intelligenten PID-Regler, in Kurzform i-PID, erzielen.

Das Modell lautet im diesem Fall

$$\ddot{y} = F + \alpha \cdot u . \quad \text{Gl (2.20)}$$

Der Regler durch die Gleichung

$$u = -\frac{F}{\alpha} + \frac{\ddot{y}^*}{\alpha} + K_P \cdot e + K_I \cdot \int_0^t e d\tau + K_D \dot{e} . \quad \text{Gl (2.21)}$$

festgelegt.

y^* ist die Referenztrajektorie.

y ist die Regelgröße.

$e = y - y^*$ ist die Regeldifferenz.

K_P, K_I, K_D sind die Parameter für den Regler.

$[F]_e = [\ddot{y}]_e - u$, wobei $[F]_e$ und $[\ddot{y}]_e$ Schätzwerte für F und \ddot{y} sind.

Durch Einsetzen von Gl (2.21) in Gl (2.20) gilt jetzt:

$$\ddot{e} - \alpha \cdot K_D \cdot \dot{e} - \alpha \cdot K_P \cdot e - \alpha \cdot K_I \cdot \int e = 0 . \quad \text{Gl (2.22)}$$

Das charakteristische Polynom $P(\lambda)$ lautet somit

$$P(\lambda) = \lambda^3 - \alpha \cdot K_D \cdot \lambda^2 - \alpha \cdot K_P \cdot \lambda - \alpha \cdot K_I = 0 . \quad \text{Gl (2.23)}$$

Die Nullstellen von $P(\lambda)$ müssen links von der imaginären Achse der Komplexen Ebene liegen das heißt $\alpha \cdot K_D, \alpha \cdot K_I, \alpha \cdot K_P$ müssen negativ gewählt werden und zusätzlich muss $(\alpha \cdot K_D \cdot \alpha \cdot K_P + \alpha \cdot K_I) > 0$ gelten.

Durch die Vorgabe dreier Nullstellen $\lambda_1 = a < 0$ $\lambda_2 = b < 0$ $\lambda_3 = c < 0$ erhält man für die

Parameter K_P K_D K_I die Werte $K_D = \frac{a+b+c}{\alpha}$ und $K_P = -\frac{(a \cdot b + a \cdot c + b \cdot c)}{\alpha}$ und

$$K_I = \frac{a \cdot b \cdot c}{\alpha} .$$

Die Parameter des Reglers wurden durch

$$K_D = -13$$

$$K_P = -32$$

$$K_I = -20$$

$$\alpha = 1$$

festgelegt.

Um eine algebraische Schleife zu vermeiden, haben wir ein Verzögerungsglied in unseren i-PID-Regler eingebaut.

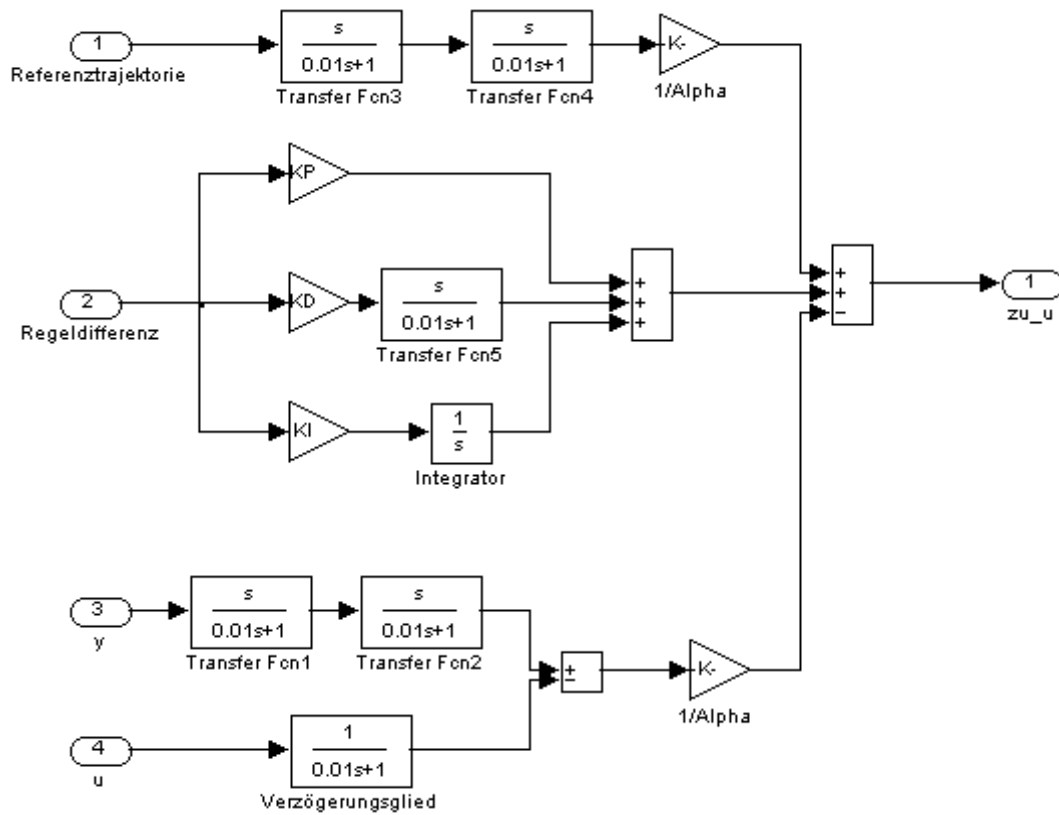


Abbildung 2. 12: Reglerstruktur des i-PID-Reglers mit Simulink

Die nächste Abbildung zeigt den Koppelplan des Regelkreises. Für die Sprungfunktion der Führungsgröße wurden folgende Werte festgelegt:

- Step time: 0
- Initial Value: 0
- Final Value: 1
- Sample Time: 0

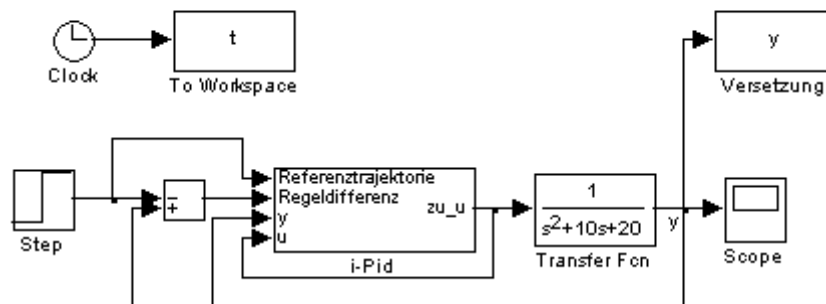


Abbildung 2. 13: Regelkreis mit intelligentem PID-Regler

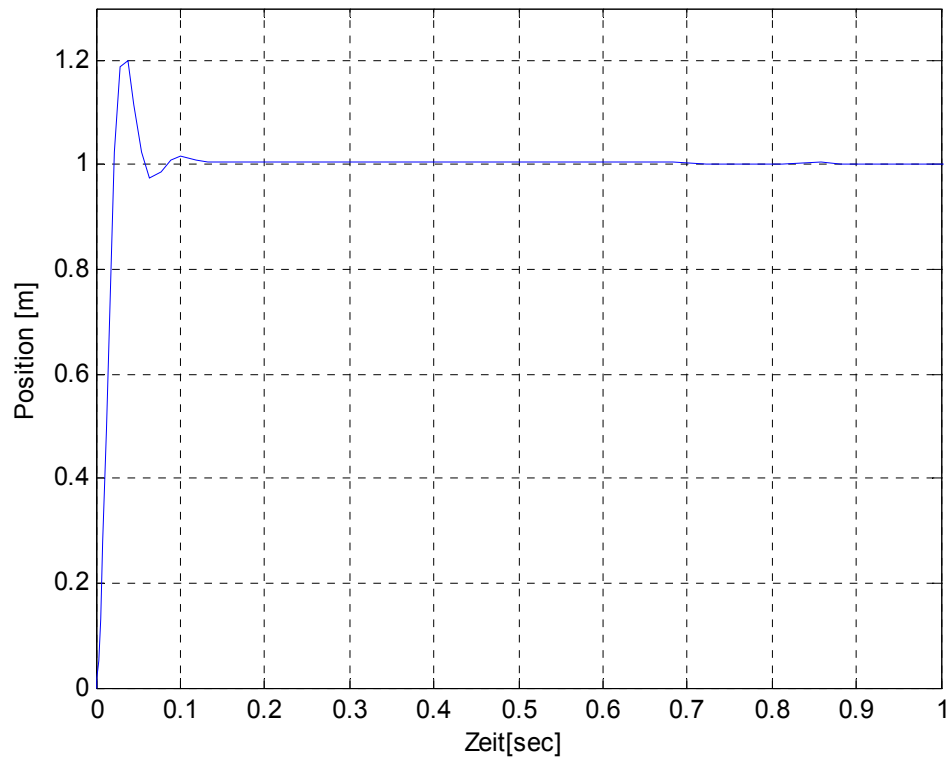


Abbildung 2. 14: Sprungantwort des Regelkreises mit intelligentem PID-Regler

Die Sprungfunktion als Referenztrajektorie verursacht Probleme beim Bilden der zweiten Ableitung auf numerischen Weg.

Kapitel 3: Akademische Beispiele

Dieses Kapitel befasst sich mit zwei akademischen Beispielen, einer Geschwindigkeitsregelung und einem Beispiel „Ball and Beam“. Die beiden Beispiele dienen der Veranschaulichung der Vorteile eines i-PID-Reglers.

3.1 Die Geschwindigkeitsregelung

3.1.1 Aufgabenstellung

Die Geschwindigkeitsregelung ist verhältnismäßig einfach, wenn die Schwungkraft der Räder vernachlässigt wird. Dazu wird angenommen, dass die Reibung zur Geschwindigkeit des Wagens proportional ist. Diese Reibung wirkt der Bewegung des Autos entgegen. Das Problem wird dann ein Massen- und Dämpfersystem.

Bei einer Antriebskraft u 500 N muss der Wagen eine maximale Geschwindigkeit (10 m/sec) erreichen. Diese muss er innerhalb 10 Sekunden erreichen können.

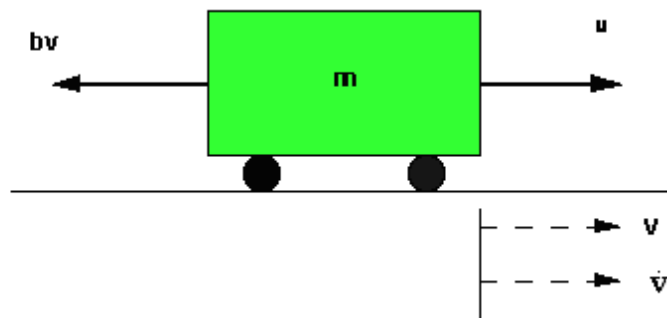


Abbildung 3. 1: Versuchsbeschreibung

Quelle [2]

Unter Verwendung des Newton'schen Gesetzes lauten die modellierenden Gleichungen für das System

$$\begin{aligned} m\dot{v} + bv &= u \\ y &= v, \end{aligned} \quad \text{Gl (3.1)}$$

wobei u die Antriebskraft ist. Für dieses Beispiel nehmen wir an, dass folgende Parameterwerte gelten:

$$\begin{aligned} m &= 1000\text{kg} \\ b &= 50\text{Nsec/m} \end{aligned}$$

3.1.2 Übertragungsfunktion

Die Übertragungsfunktion des Systems lautet dann

$$G(s) = \frac{V(s)}{U(s)} = \frac{1}{m \cdot s + b} = \frac{1}{1000 \cdot s + 50}.$$

3.1.3 Dimensionierung des klassischen PI-Reglers: Empirische Dimensionierung

Schritt 1

Die Sprungfunktion weist folgende Eigenschaften auf:

Step Time	Initial Value	Final Value	Sample Time
0	0	10	0

Für Schritt 2 behalten wir die gleiche Sprungfunktion bei.

Wir bauen einen Regelkreis mit einem PI-Regler ($K_p = 800$ und $K_I = 10$). Abbildung (3.2) zeigt den Ausgang V des geschlossenen Regelkreises bei einem Führungssprung von 10.

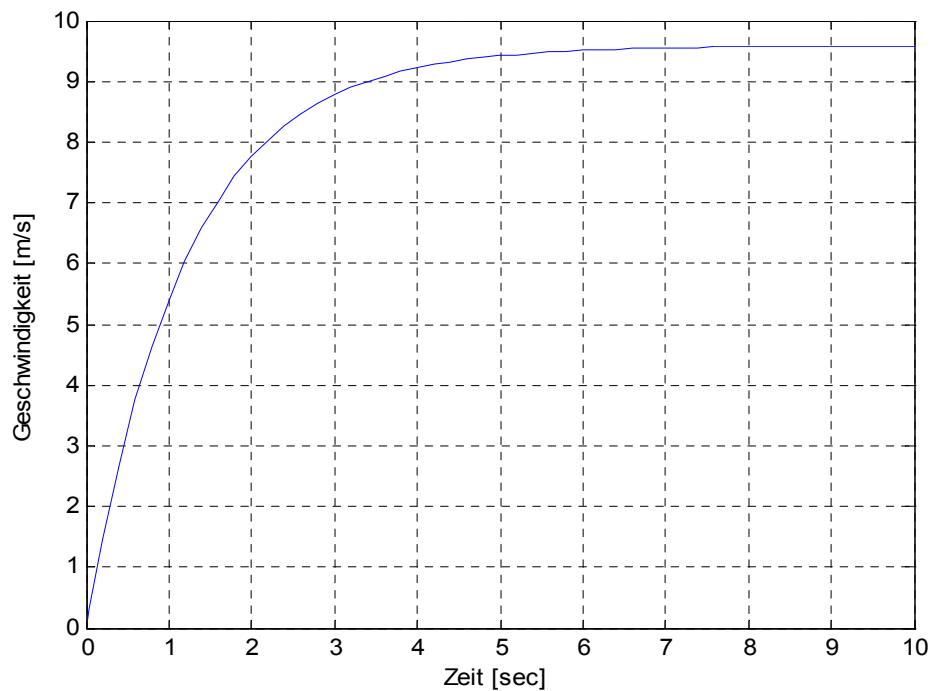


Abbildung 3. 2: Sprungantwort des Regelkreises mit klassischem PI-Regler

Das System ist stabil, aber die Regelabweichung entspricht noch nicht unseren Vorstellungen.

Schritt 2 Wir erhöhen K_I auf 40.

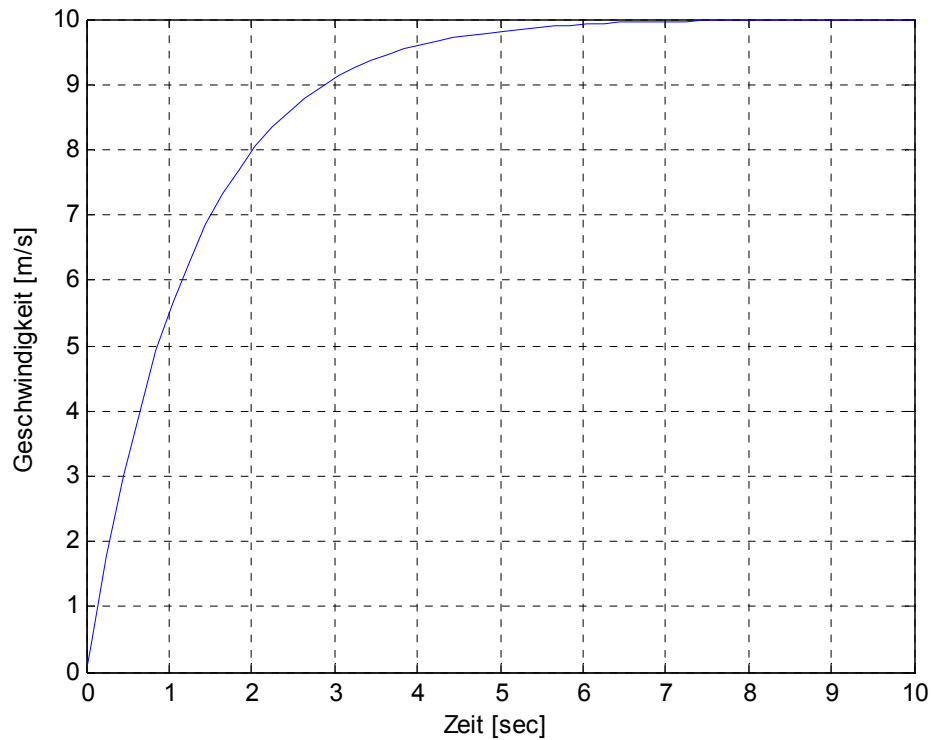


Abbildung 3. 3: Sprungantwort des Regelkreises mit klassischem PI-Regler ($K_p = 800$ und $K_i = 40$)

Dies führt zu einer akzeptablen Regelabweichung.

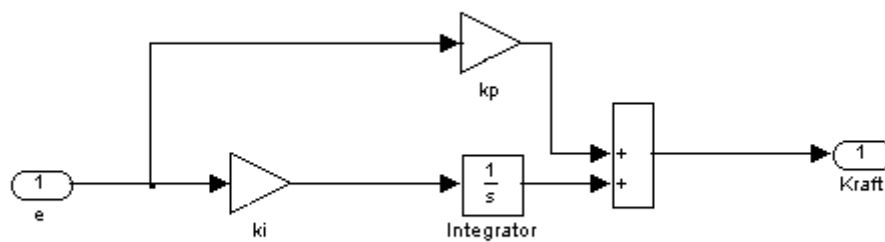


Abbildung 3. 4: Reglerstruktur des klassischen PI-Reglers mit Simulink

3.1.4 Dimensionierung des intelligenten PI-Reglers

Für das lokale Modell wird

$$\dot{y} = F + \alpha u \quad \text{Gl (3.2)}$$

gewählt und der Regler durch die Gleichung

$$u = -\frac{F}{\alpha} + \frac{\dot{y}^*}{\alpha} + K_p e + K_I \int_0^t e d\tau \quad \text{Gl (3.3)}$$

festgelegt.

Die Regeldifferenz beträgt

$$e = y - y^* . \quad \text{Gl (3.4)}$$

- y^* ist die Referenztrajektorie
- y ist die Regelgröße
- K_p , K_I sind die Parameter für den Regler

$$[F]_e = [\dot{y}]_e - u .$$

$[F]_e$ ist der Schätzwert für F , und $[\dot{y}]_e$ ist der Schätzwert für \dot{y} .

Beim Einsetzen der Gleichungen (3.4) und (3.3) in (3.2) erhalten wir

$$\ddot{e} - \alpha \cdot K_p \cdot \dot{e} - \alpha \cdot K_I \cdot e = 0 \quad \text{Gl (3.5)}$$

Das charakteristische Polynom $P(\lambda)$ ist dann

$$P(\lambda) = \lambda^2 - \alpha \cdot K_p \cdot \lambda - \alpha \cdot K_I .$$

Die Berechnung der Parameter wurde in Anwendungsbeispiel 2 theoretisch erklärt.

$\alpha \cdot K_p$ und $\alpha \cdot K_I$ müssen negativ gewählt werden, damit die Regeldifferenz e gegen 0 abklingt.

Es wurden folgende Werte gewählt: $\alpha = 1.1$, $K_p = -800$ und $K_I = -40$.

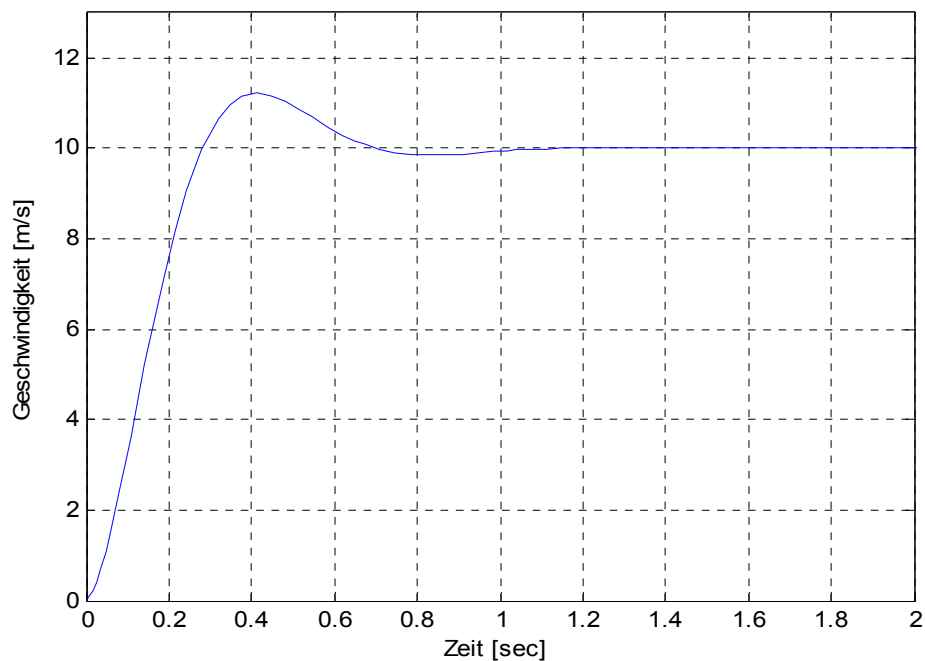


Abbildung 3. 5: Sprungantwort des Regelkreises mit intelligentem PI-Regler

Um eine algebraische Schleife zu vermeiden, haben wir ein Verzögerungsglied in unserem i-PI-Regler eingebaut.

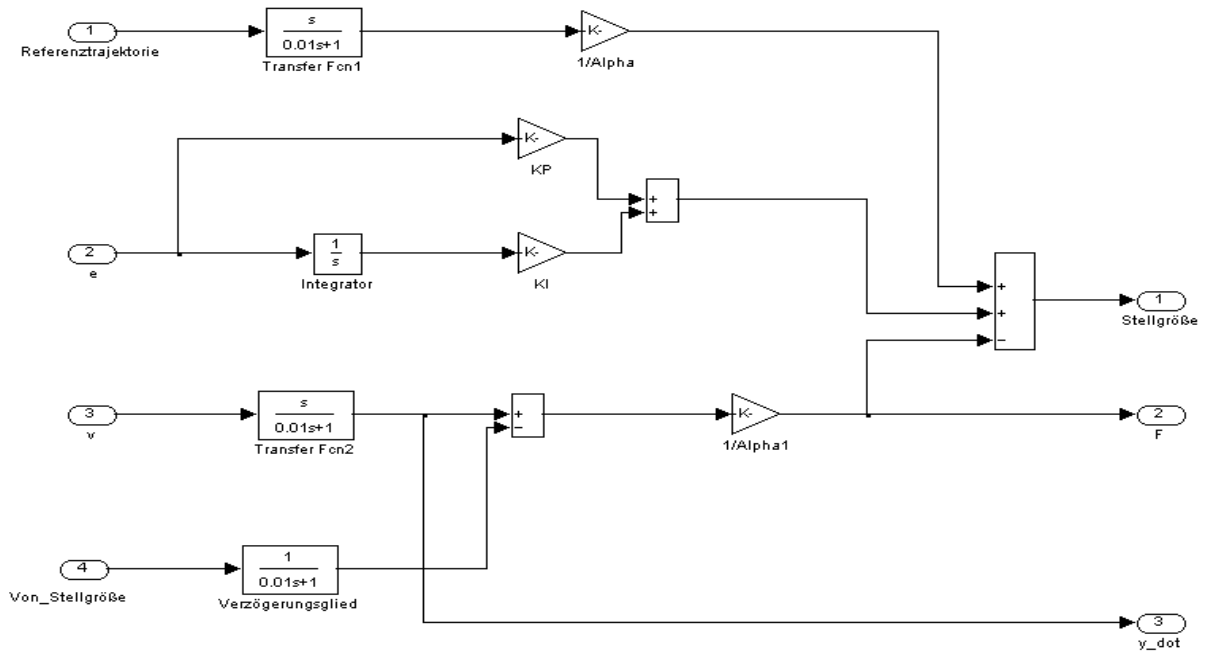


Abbildung 3. 6: Reglerstruktur des intelligenten PI-Reglers mit Simulink

3.1.5 Aufbau und Reglervergleiche

Abbildung (3.7) zeigt den Koppelplan des Gesamtsystems. In den beiden Regelkreisen wird die gleiche Referenztrajektorie vorgegeben.

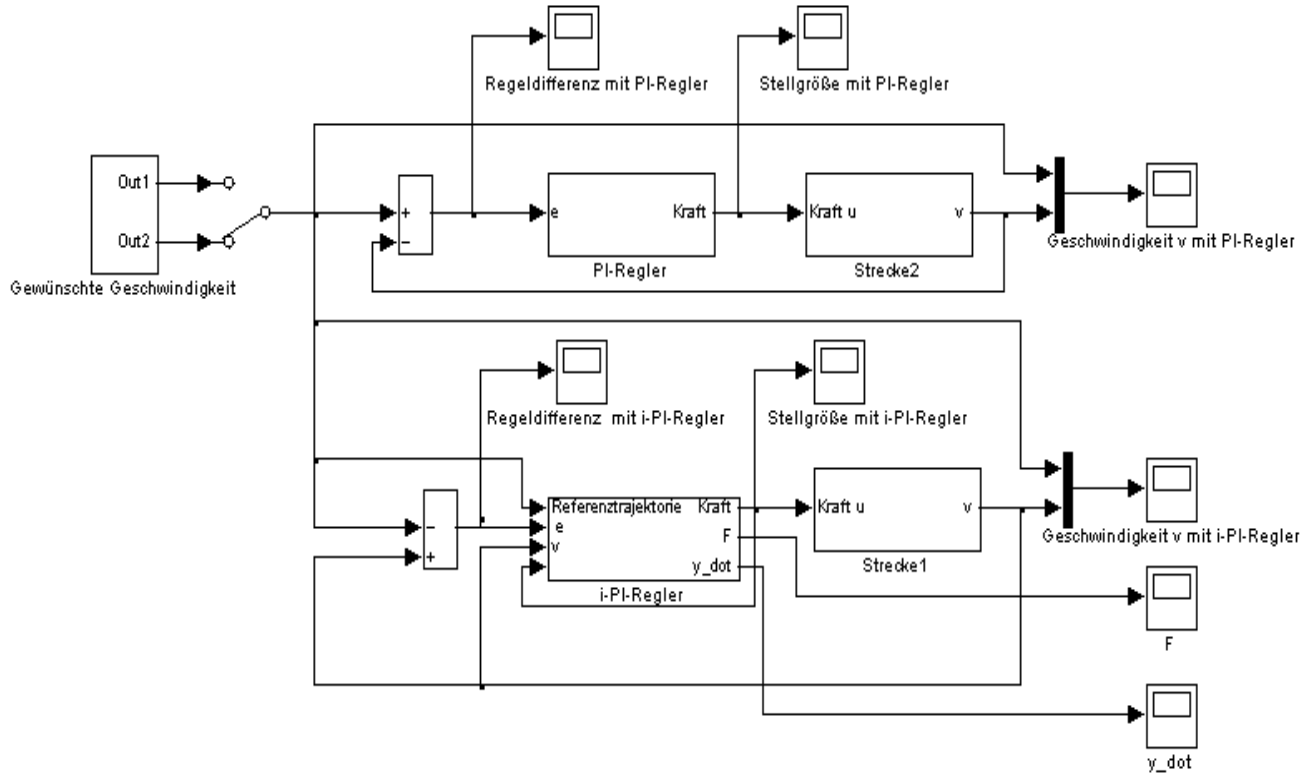


Abbildung 3. 7: Koppelplan des Gesamtsystems mit Simulink

3.1.5.1 Vergleich 1

Vergleich 1 wird unter folgende Bedingungen durchgeführt: Alle Widerstände sind in $b = 50$ Nsec/m summiert. Die Führungsgröße ist eine vorgegebene Referenztrajektorie. Die Masse des Wagens beträgt 1000 kg. Die folgenden Abbildungen zeigen die Ergebnisse.

Die Referenztrajektorie für den Vergleich 1 wird durch

$$y^*(t) = 10 \cdot \left[10 \cdot \left(\frac{t}{10}\right)^3 - 15 \cdot \left(\frac{t}{10}\right)^4 + 6 \cdot \left(\frac{t}{10}\right)^5 \right]$$

festgelegt.

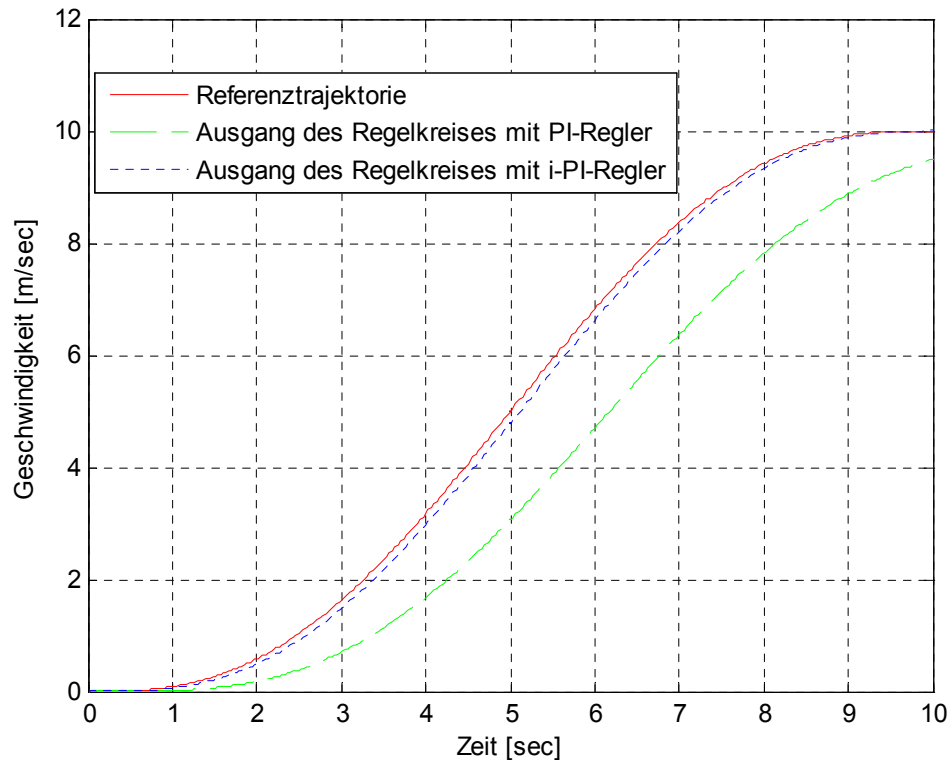


Abbildung 3. 8: Verläufe von i-PI-Regler und PI-Regler ($m = 1000$ kg)

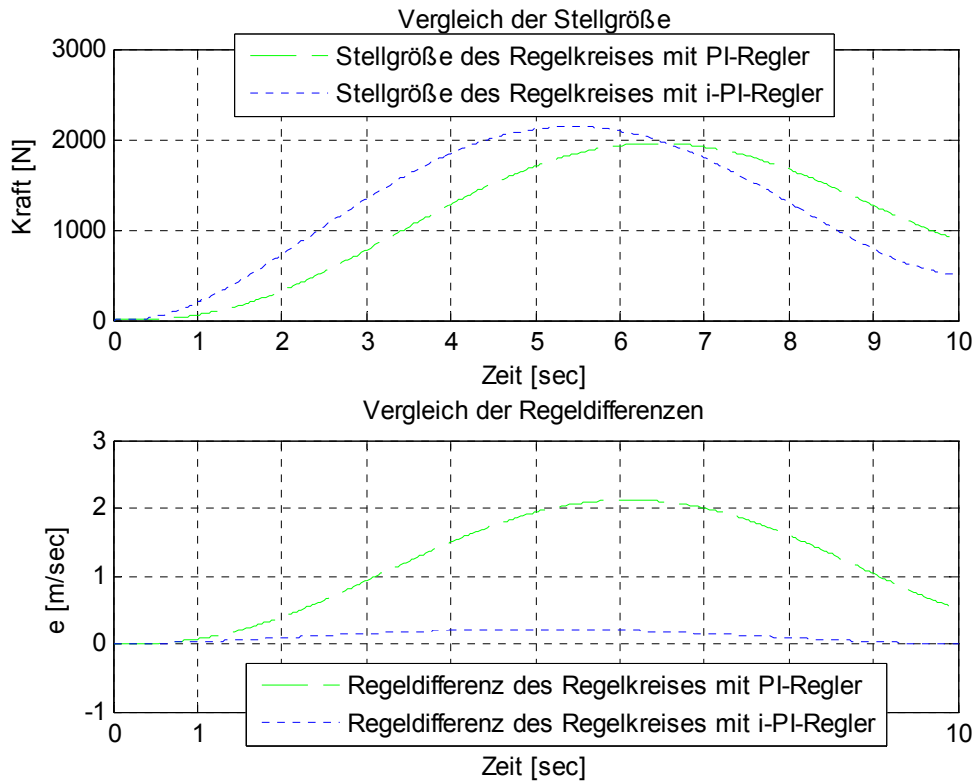


Abbildung 3. 9: Verläufe von Stellgrößen und Regeldifferenzen ($m = 1000 \text{ kg}$)

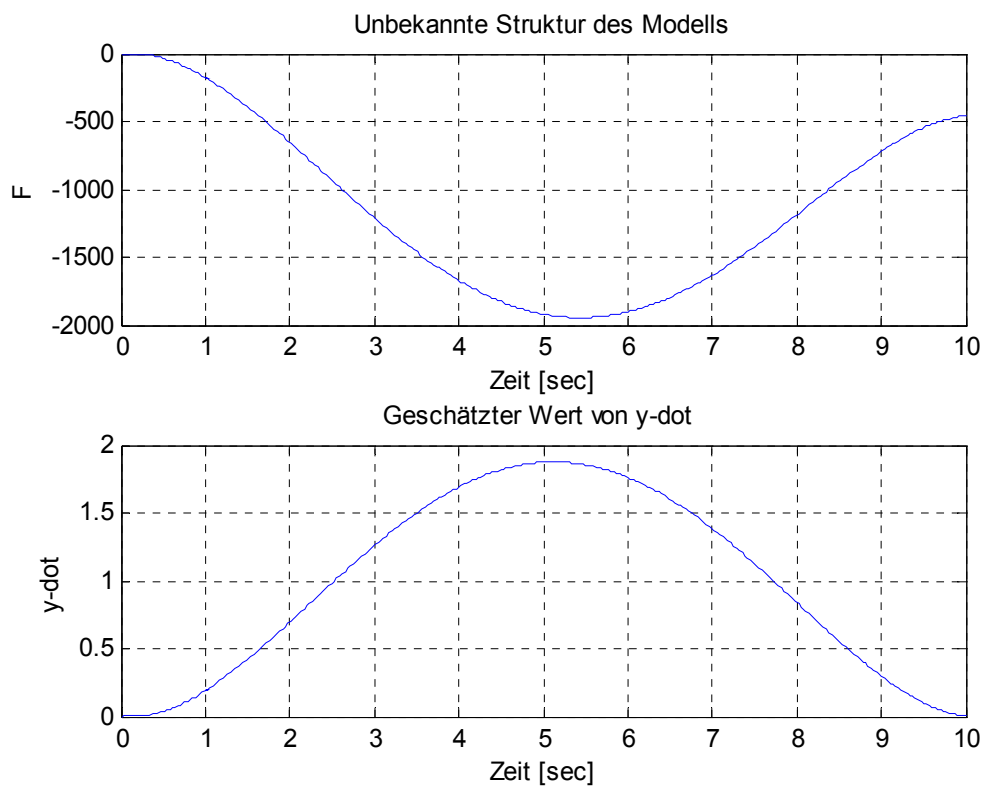


Abbildung 3. 10: Verläufe von F und $y\text{-dot}$ ($m = 1000 \text{ kg}$)

3.1.5.2 Vergleich 2

Nun Wird das Verhalten der beiden Regelkreise bei Parameteränderungen der Regelstrecke untersucht.

Vergleich 2 wird unter folgende Bedingungen durchgeführt: Alle Widerstände sind in $b = 75$ Nsec/m summiert. Die Führungsgröße ist die gleiche vorgegebene Referenztrajektorie. Die Masse des Wagens beträgt jetzt 2000 kg. Die Simulation wird ohne irgendeine neue Kalibrierung der beiden Regler durchgeführt. Die Referenztrajektorie für den Vergleich 2 wird wiederum durch

$$y^*(t) = 10 \cdot \left[10 \cdot \left(\frac{t}{10}\right)^3 - 15 \cdot \left(\frac{t}{10}\right)^4 + 6 \cdot \left(\frac{t}{10}\right)^5 \right]$$

festgelegt.

Die folgenden Abbildungen zeigen die Ergebnisse.

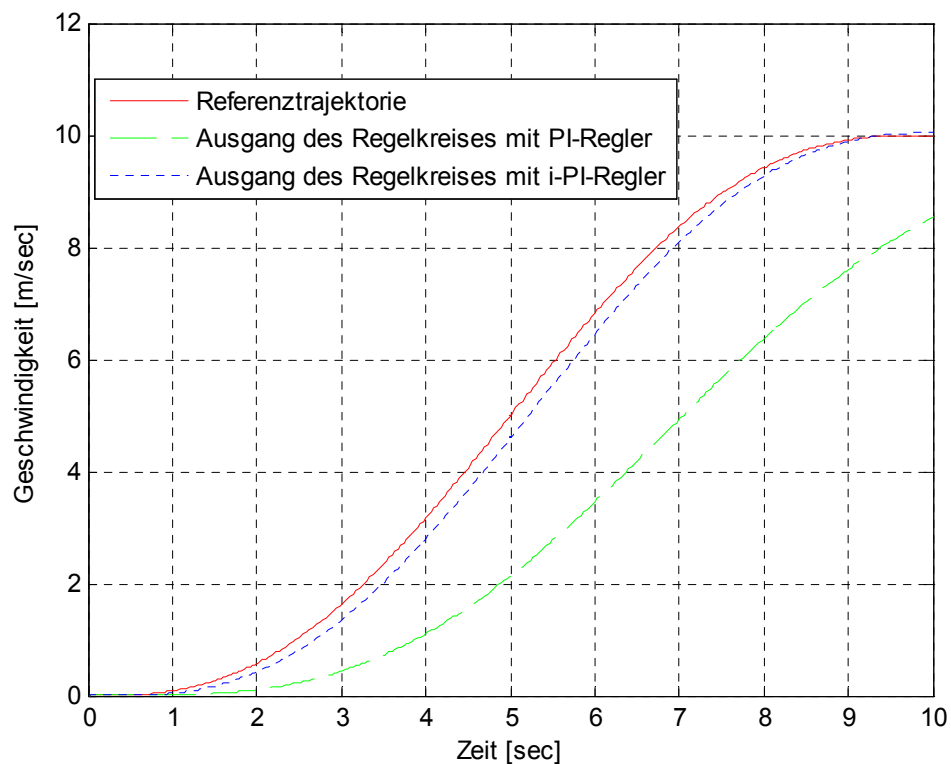


Abbildung 3. 11: Verläufe von i-PI-Regler und PI-Regler ($m = 2000$ kg)

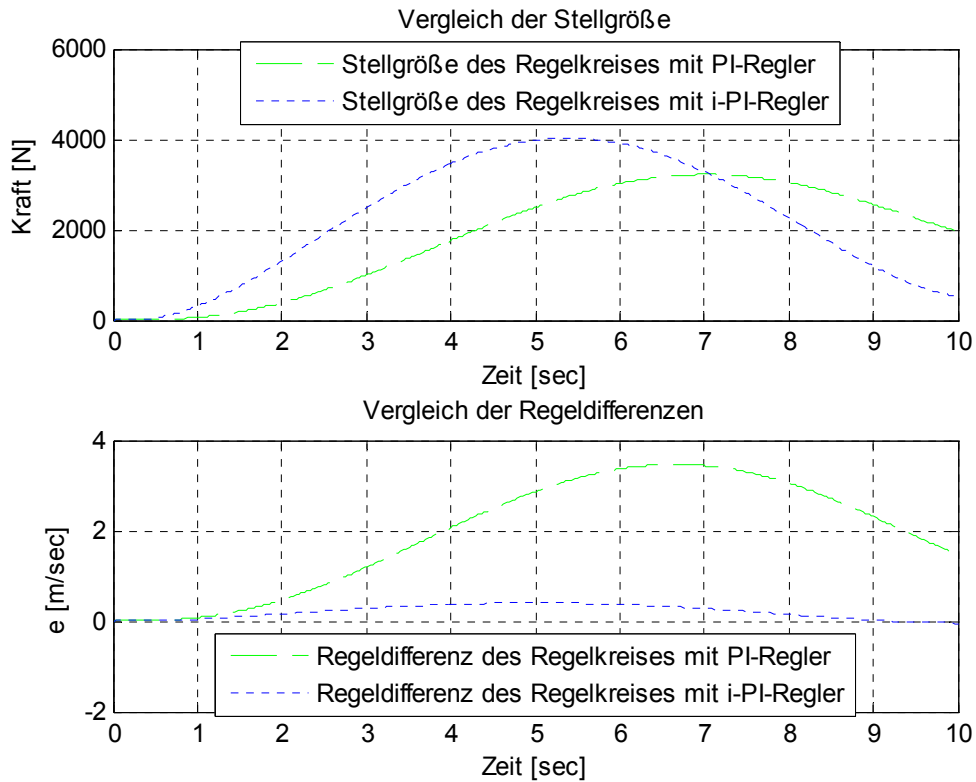


Abbildung 3. 12: Verläufe von Stellgrößen und Regeldifferenzen (m = 2000 kg)

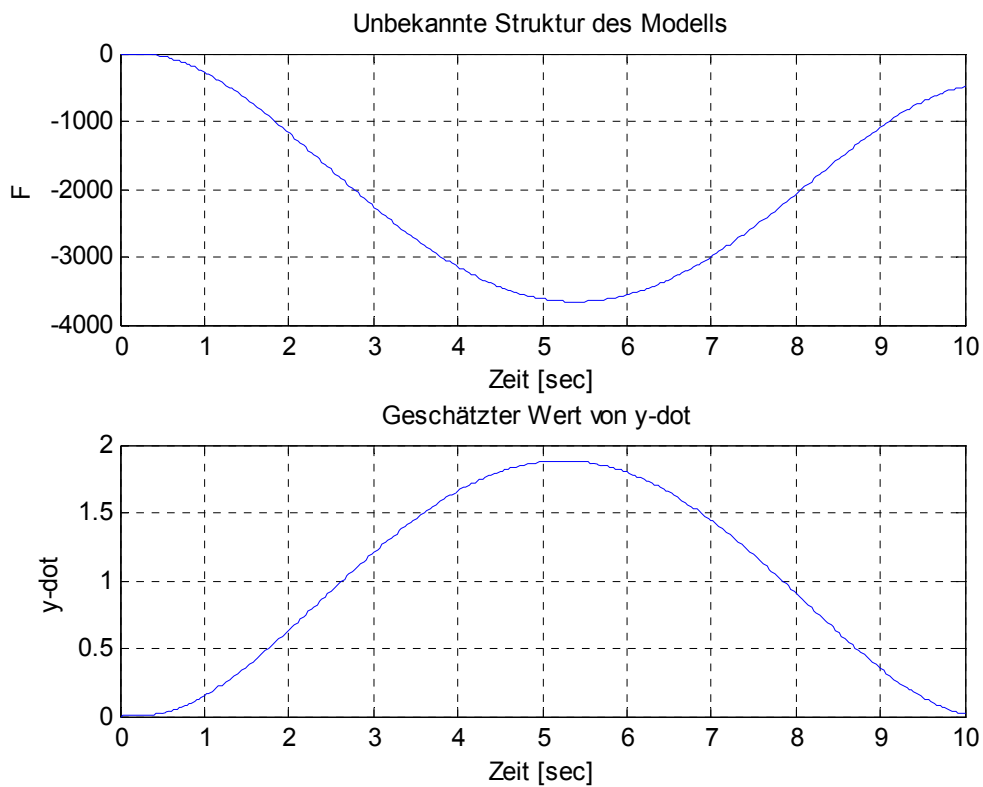


Abbildung 3. 13: Verläufe von F und y-dot (m = 2000 kg)

3.1.5.3 Vergleich 3

Vergleich 3 wird unter folgenden Bedingungen durchgeführt: Alle Widerstände sind in $b = 50 \text{ Nsec/m}$ summiert. Die Masse des Wagens beträgt wieder 1000 kg , aber die Führungsgröße ist eine vorgegebene Referenztrajektorie, die sprunghaft ist. Die folgenden Abbildungen zeigen die Ergebnisse.

Die sprungförmige Referenztrajektorie verursacht Probleme beim Bilden der Ableitungen von y und y^* auf numerischem Weg.

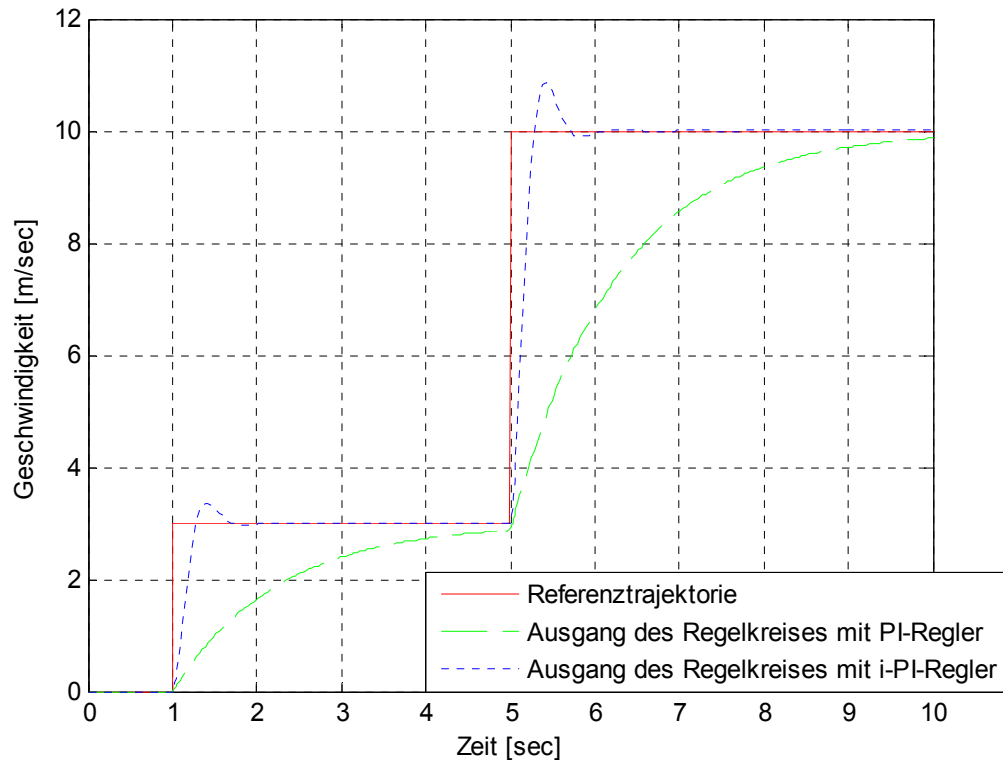


Abbildung 3. 14: Verläufe der Ausgänge ($m=1000 \text{ Kg}$)

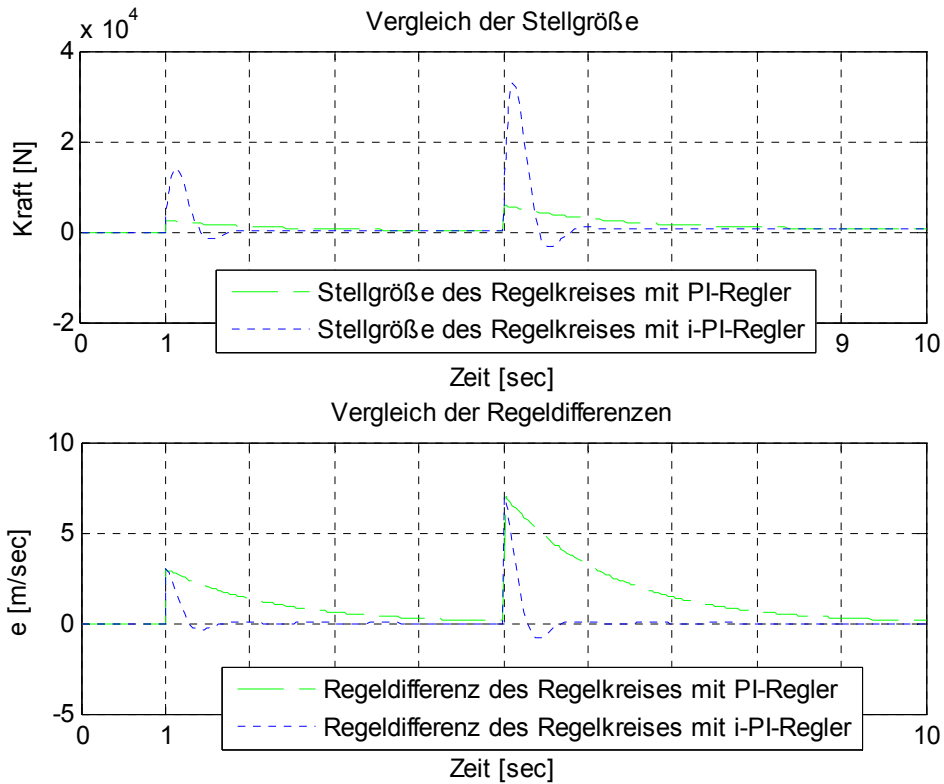


Abbildung 3. 15: Verläufe von Stellgrößen und Regeldifferenzen ($m = 1000$ kg)

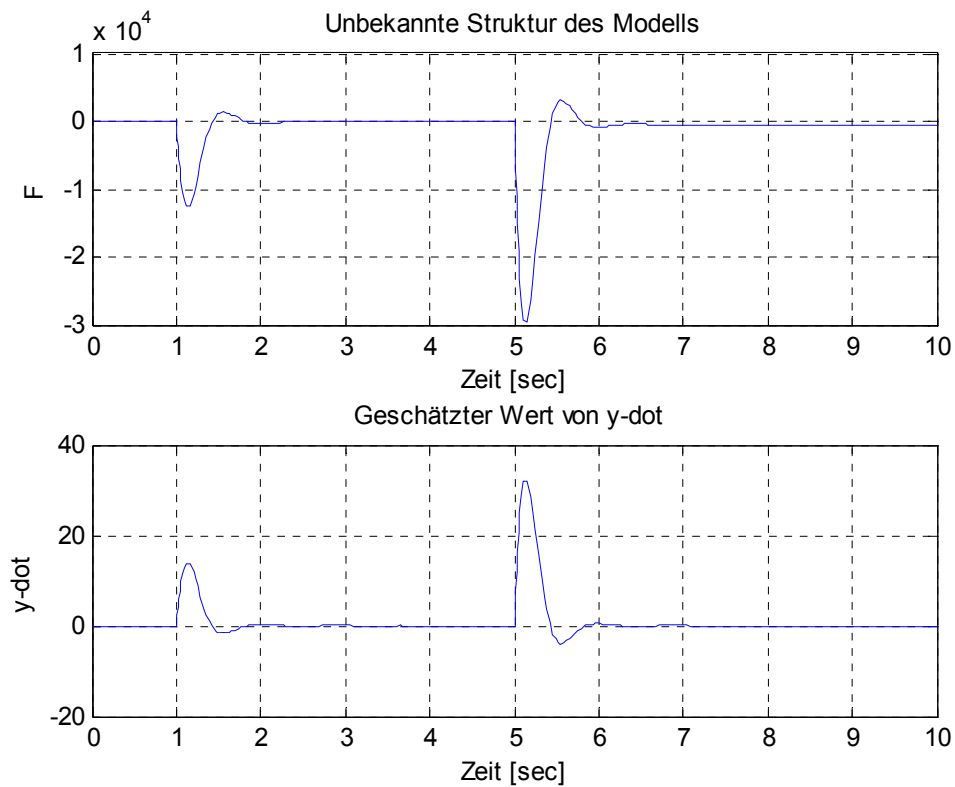


Abbildung 3. 16: Verläufe von F und y-dot ($m = 1000$ kg)

3.1.5.4 Vergleich 4

Vergleich 4 wird unter folgenden Bedingungen durchgeführt: Alle Widerstände sind in $b = 50$ Nsec/m summiert. Die Masse des Wagens beträgt hier 2000 kg, aber die Führungsgröße ist wieder eine vorgegebene Referenztrajektorie, die sprunghaft ist. Die folgenden Abbildungen zeigen die Ergebnisse.

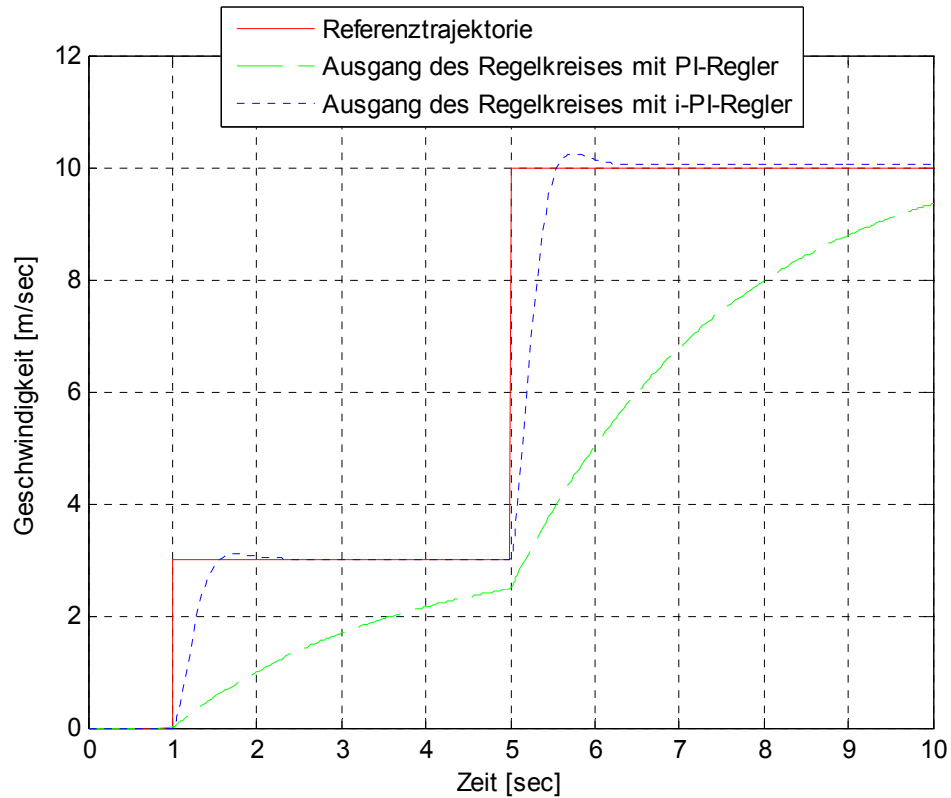


Abbildung 3. 17: Verläufe der Ausgänge ($m = 2000$ kg)

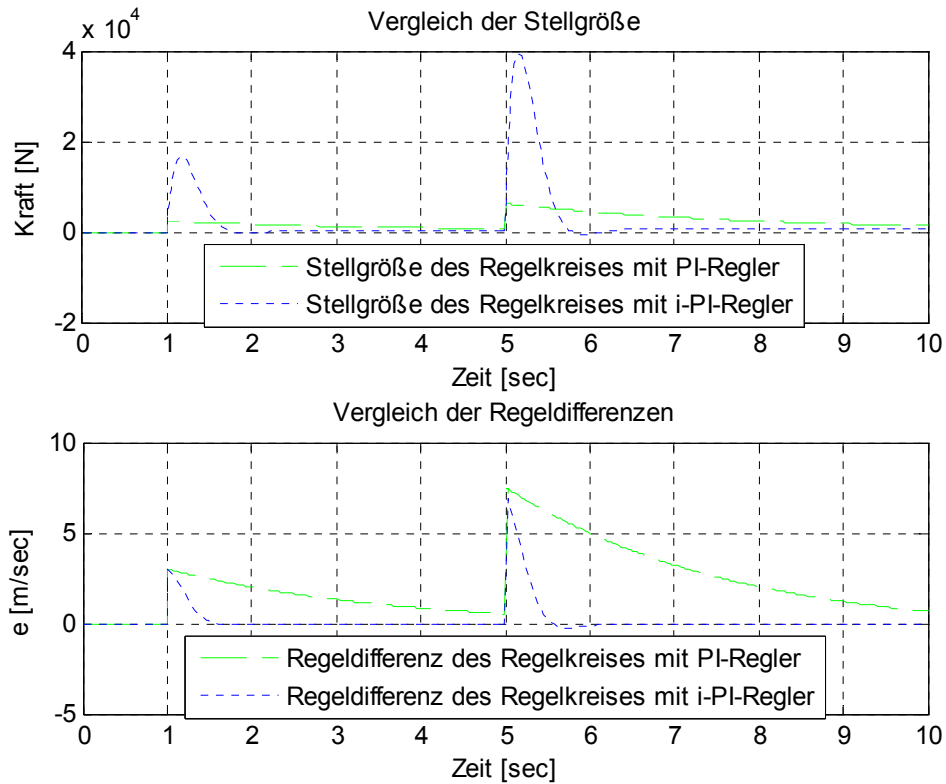


Abbildung 3. 18: Verläufe von Stellgrößen und Regeldifferenzen ($m = 2000 \text{ kg}$)

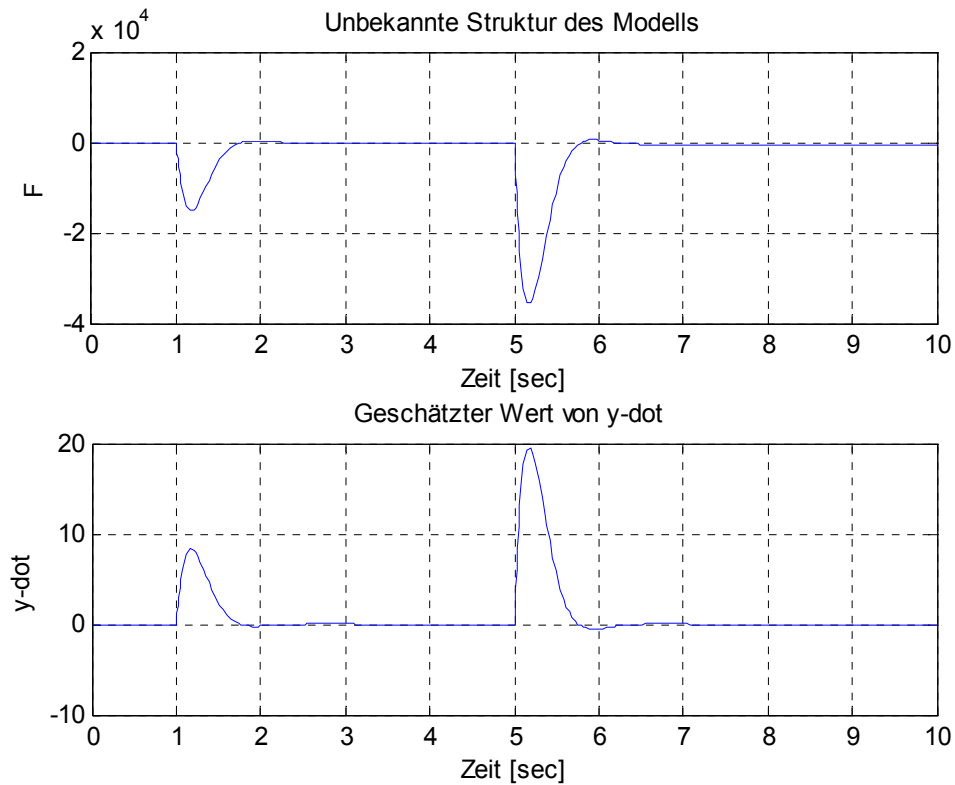


Abbildung 3. 19: Verläufe von F und \dot{y} ($m = 2000 \text{ kg}$)

3.1.6 Zusammenfassung

Es wurden vier Vergleiche durchgeführt. Was können wir zusammenfassend festhalten?

Vergleich 1

Auch unter normalen Bedingungen ist die Leistung des i-Reglers einfach besser. F , welches die unbekannte Struktur der Strecke beinhaltet, geht ganz schnell gegen 0.

Vergleich 2

Die Masse m des Wagens wird verdoppelt. Diese Änderung wirkt sich auf die beide Regelkreise aus. Sie bleibt aber minimal im Regelkreis mit dem i-Regler. Je größer die Masse gewählt wird, desto größer ist der Unterschied zwischen den beiden Regelkreisen. Dieser Unterschied ist so groß, dass beim klassischen Regler eine Korrektur der Reglerparameter erforderlich ist.

Vergleich 3

Auch hier ist der Regelkreis mit dem i-Regler unter normalen Bedingungen besser. F , das die unbekannte Struktur der Strecke beinhaltet, geht ganz schnell gegen 0. Der sprunghafte Verlauf der Referenztrajektorie macht Probleme beim Erzeugen von \dot{y}^* .

Vergleich 4

Die Überlegenheit des i-Reglers ist deutlich erkennbar. Trotz Problemen bei der Erzeugung von \dot{y}^* bleibt der Regelkreis mit dem i-Regler sehr gut. Weil die Struktur der Strecke in F beinhaltet ist, und F sehr schnell gegen 0 geht, wirken sich die Änderungen nur minimal auf den Regelkreis mit dem i-Regler aus.

3.2 Ball and Beam

3.2.1 Aufgabenstellung

Eine Kugel auf einer Wippe, siehe Abbildung unten, rollt ungebremst entlang dieser Wippe hinab. Ein Hebelarm wird am Ende des Balkens und ein Servozahnrad am anderen Ende angebracht. Während das Servozahnrad sich um einen Winkel θ dreht, ändert sich der Winkel der Wippe um α . Ändert sich der Winkel und verlässt die Wippe die horizontale Position, so rollt die Kugel aufgrund der Schwerkraft entlang der Wippe in eine Richtung. Für dieses System wird ein PID-Regler entworfen, um die Position (r) der Kugel auf der Wippe zu bestimmen bzw. abzuändern.

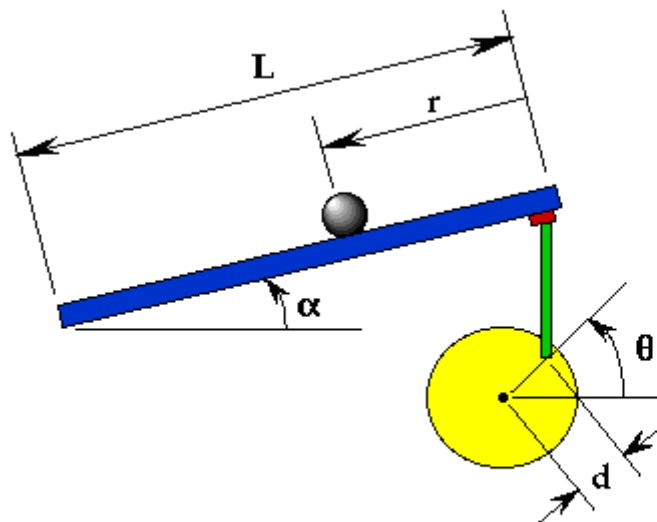


Abbildung 3. 20: Versuchsaufbau Ball and Beam

Quelle[5]

Annahme:

- Eine Konstruktion verhindert, dass θ größer als $\frac{\pi}{2}$ oder kleiner als $-\frac{\pi}{2}$ wird.
- Die Kugel rollt ohne zu gleiten und die Reibung zwischen der Wippe und der Kugel kann vernachlässigt werden.

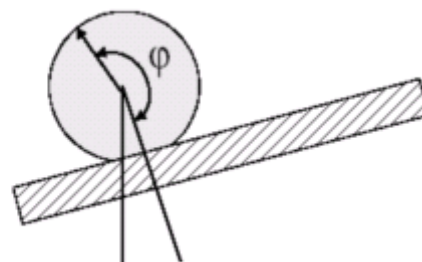


Abbildung 3. 21: Darstellung Ball and Beam

Quelle[10]

m Masse der Kugel	0,11 kg
R Radius der Kugel	0,015 m
J Trägheitsmoment der Kugel	9.99e-6 kgm ²
J _s Trägheitsmoment der Wippe	
φ Drehwinkel der Kugel	
d Hebelarm	0,03 m
g Gravitationsbeschleunigung	9,8 m/s ²
l Länge der Stange	1 m
r Position der Kugel auf der Wippe	
α Winkel der Wippe	
θ Rad-Winkel	
U Kinetische Energie	
w Rotationsgeschwindigkeit der Kugel	
v Translatorische Geschwindigkeit der Kugel	

Für U als kinetische Energie gilt

$$U = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 + \frac{1}{2} \cdot J \cdot w^2 + \frac{1}{2} \cdot J_s \cdot \dot{\alpha}^2.$$

Der zurückgelegte Weg ist

$$r = R \cdot \varphi.$$

Die Rotationsgeschwindigkeit der Kugel ist

$$w = \dot{\varphi} + \dot{\alpha} = \frac{\dot{r}}{R} + \dot{\alpha}.$$

Die translatorische Geschwindigkeit der Kugel definiert sich als

$$v = [\dot{r}^2 + (r \cdot \dot{\alpha})^2]^{1/2}.$$

Unter Verwendung der Gleichung der Rotationsgeschwindigkeit und der Gleichung der translatorischen Geschwindigkeit ergibt sich für die Lagrange Funktion

$$L = \frac{1}{2} \{ m \cdot [\dot{r}^2 + (r \cdot \dot{\alpha})^2] + J \cdot \left[\frac{\dot{r}}{R} + \dot{\alpha} \right]^2 + J_s \cdot \dot{\alpha}^2 \}.$$

Die erste Lagrange-Gleichung für die Strecke lautet

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial}{\partial \dot{r}} L \right) - \frac{\partial}{\partial r} L = m \cdot g \cdot \sin \alpha. \quad \text{Gl (3.6)}$$

Nach Ausführung der Gleichung (3.6) ergibt sich folgende nicht lineare Differentialgleichung

$$\left(m + \frac{J}{R^2} \right) \cdot \ddot{r} + \left[\frac{J}{R} \right] \cdot \ddot{\alpha} - m \cdot r \cdot \dot{\alpha}^2 = m \cdot g \cdot \sin \alpha. \quad \text{Gl (3.7)}$$

Um die Gleichung (3.7) zu linearisieren, nehmen wir an, dass das Kontrollsystem, für kleine Störungen, die Kugel durch eine kleine Bewegung der Wippe in Ruhelage bringen wird. Daher werden der Winkel α der Wippe und seine Ableitungen klein angenommen. Die Linearisierung der Gleichung (3.7) ergibt

$$\left(m + \frac{J}{R^2}\right) \cdot \ddot{r} = m \cdot g \cdot \alpha.$$

Der Winkel Alpha kann durch den Rad-Winkel (θ) ausgedrückt werden.

$$\alpha = \frac{d}{l} \cdot \theta \quad \text{Gl (3.8)}$$

Beim Einsetzen von Gl (3.8) in Gl (3.7) erhält man

$$\left(\frac{J}{R^2} + m\right) \cdot \ddot{r} = m \cdot g \cdot \frac{d}{l} \cdot \theta. \quad \text{Gl (3.9)}$$

3.2.2 Die Übertragungsfunktion

Die Laplace-Transformation der Gleichung Gl (3.9) ergibt

$$\left(\frac{J}{R^2} + m\right) \cdot R(s) \cdot s^2 = m \cdot g \cdot \frac{d}{l} \cdot \theta(s).$$

Die zugehörige Übertragungsfunktion lautet dann

$$\frac{R(s)}{\theta(s)} = \frac{m \cdot g \cdot d}{L\left(\frac{J}{R^2} + m\right)} \cdot \frac{1}{s^2}.$$

3.2.3 Dimensionierung des klassischen PD-Reglers

Schritt 1

Wir bauen einen Regelkreis mit einem PD-Regler ($K_p = 10$ und $K_d = 10$). Die unterstehende Abbildung zeigt den Ausgang r des geschlossenen Regelkreises bei einem Führungssprung von 0,40.

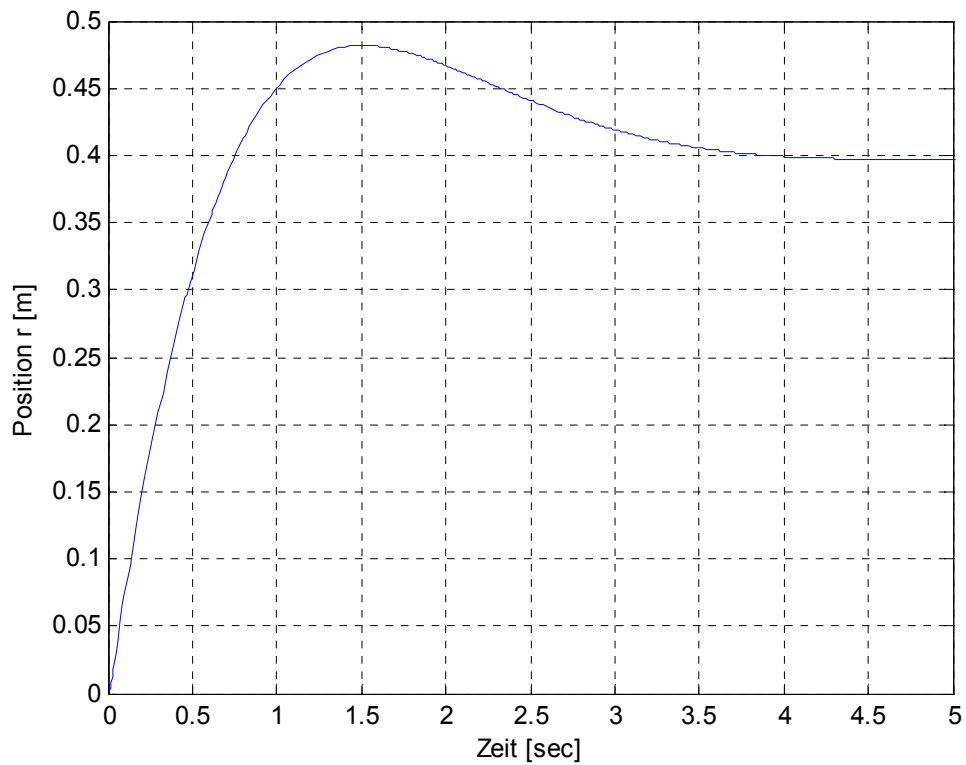


Abbildung 3. 22: Verlauf von Ausgang r des Regelkreises bei einem Führungssprung von 0,40

Das System ist stabil, aber das Überschwingen ist groß.

Schritt 2

Wir erhöhen K_p und K_d auf 15 bzw. 40.

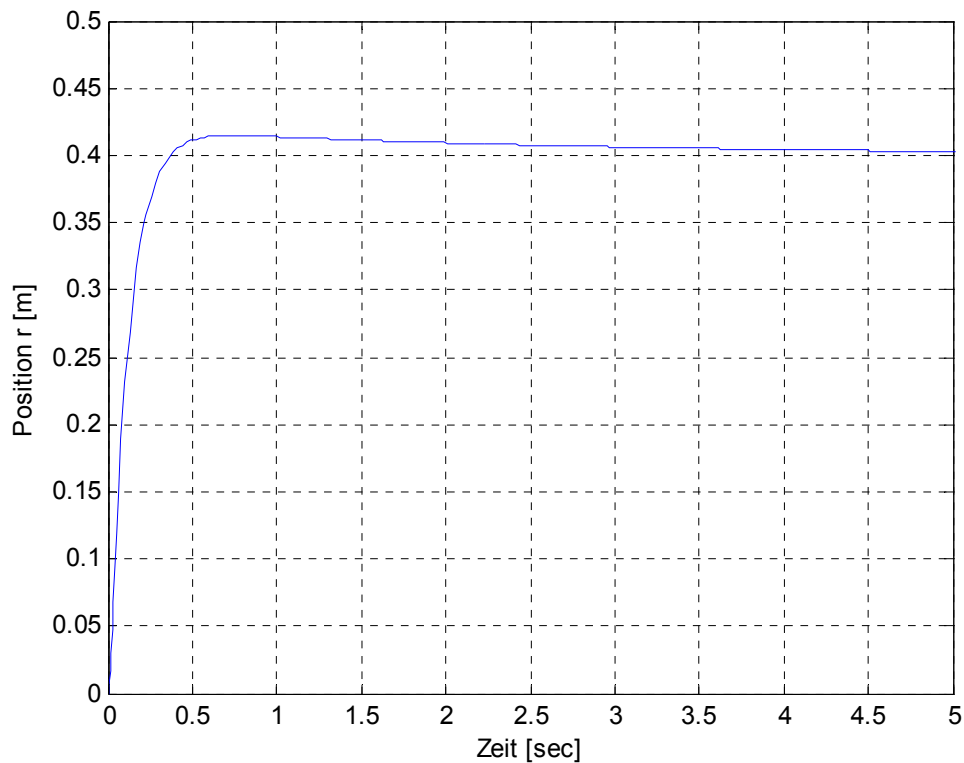


Abbildung 3. 23: Verlauf von Ausgang r des Regelkreises bei einem Führungssprung von 0,40 ($K_p = 15$ und $K_d = 40$)

Das Resultat ist ein kleineres Überschwingen und eine akzeptable Regelabweichung. Eine Spannung am Motor angelegt bringt das Servozahnrad zum Drehen und um zu verhindern, dass θ nicht größer als $\frac{\pi}{2}$ und nicht kleiner als $-\frac{\pi}{2}$ wird, haben wir im PD-Regler eine Maßnahme zur Stellgrößenbeschränkung eingebaut.

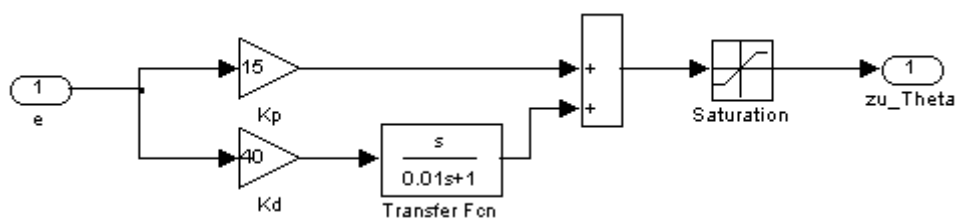


Abbildung 3. 24: Reglerstruktur des PD-Reglers mit Simulink

3.2.4 Dimensionierung des intelligenten PD-Reglers

Für die Regelstrecke wird hier das Modell

$$\ddot{y} = F + \alpha \cdot u$$

verwendet. Dabei gilt $y = r$ und $u = \theta$.

Der Regler definiert sich durch

$$u = -\frac{F}{\alpha} + \frac{\ddot{y}^*}{\alpha} + K_P e + K_D \dot{e}.$$

y^* ist die Referenztrajektorie für den Ausgang.

y ist die Regelgröße.

$e = y - y^*$ ist die Regeldifferenz.

K_P, K_D sind die Parameter für den Regler.

$[F]_e = [\ddot{y}]_e - u$, wobei $[F]_e$ der Schätzwert für F und $[\ddot{y}]_e$ der Schätzwert für \ddot{y} sind.

Für das charakteristische Polynom $P(\lambda)$ werden zwei reelle negative Nullstellen a und b vorgegeben.

Wir haben folgende Werte gewählt:

$$\alpha = 100$$

$$K_D = \frac{b + a}{\alpha} = -40$$

$$K_P = -\frac{a \cdot b}{\alpha} = -40$$

Um eine algebraische Schleife zu vermeiden haben wir ein Verzögerungsglied im i-PD-Regler eingebaut.

Um zu verhindern, dass Θ nicht größer als $\frac{\pi}{2}$ oder nicht kleiner als $-\frac{\pi}{2}$ wird, haben wir im i-PD-Regler eine Maßnahme zu Stellgrößenbeschränkung eingebaut.

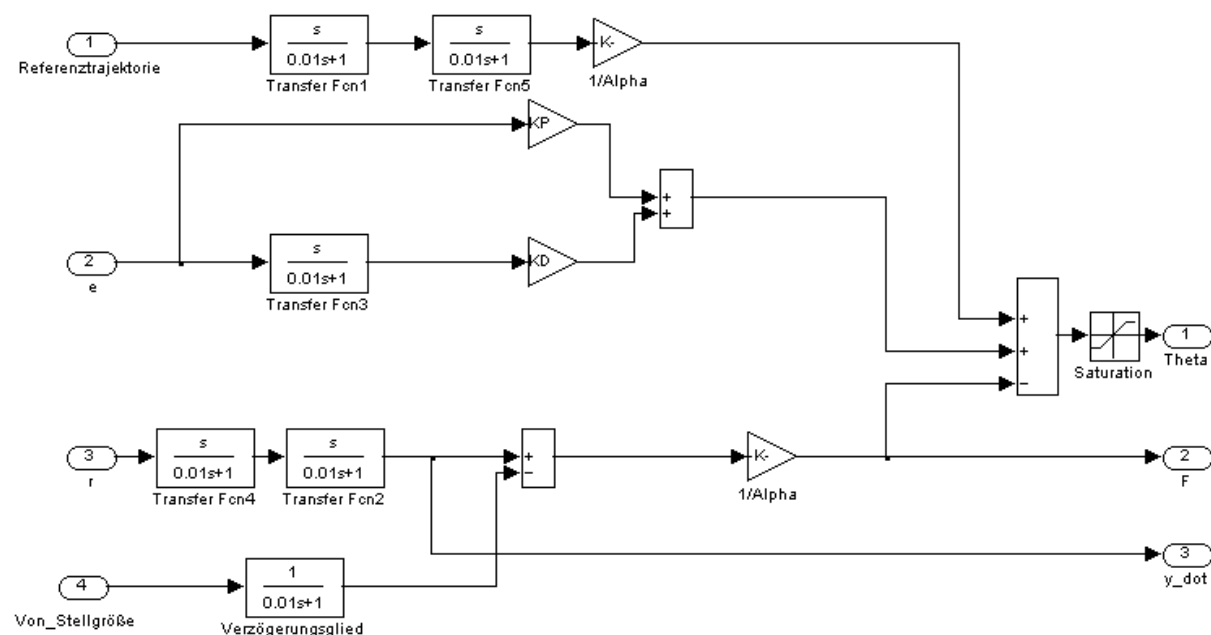


Abbildung 3. 25: Reglerstruktur des i-PD-Reglers mit Simulink

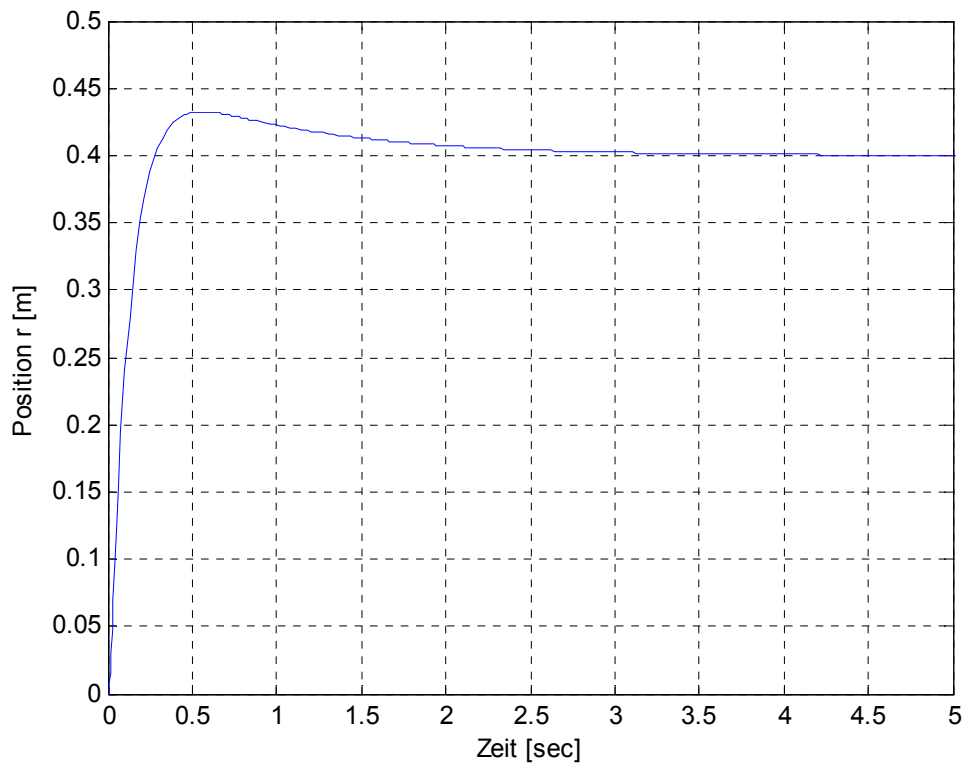


Abbildung 3. 26: Verlauf von Ausgang r des Regelkreises mit i-PD-Regler bei einem Führungssprung von 0,4

3.2.5 Aufbau und Reglervergleiche

Abbildung (3.28) zeigt den Koppelplan des Gesamtsystems. Beide Regelkreise weisen die gleiche Referenztrajektorie auf.

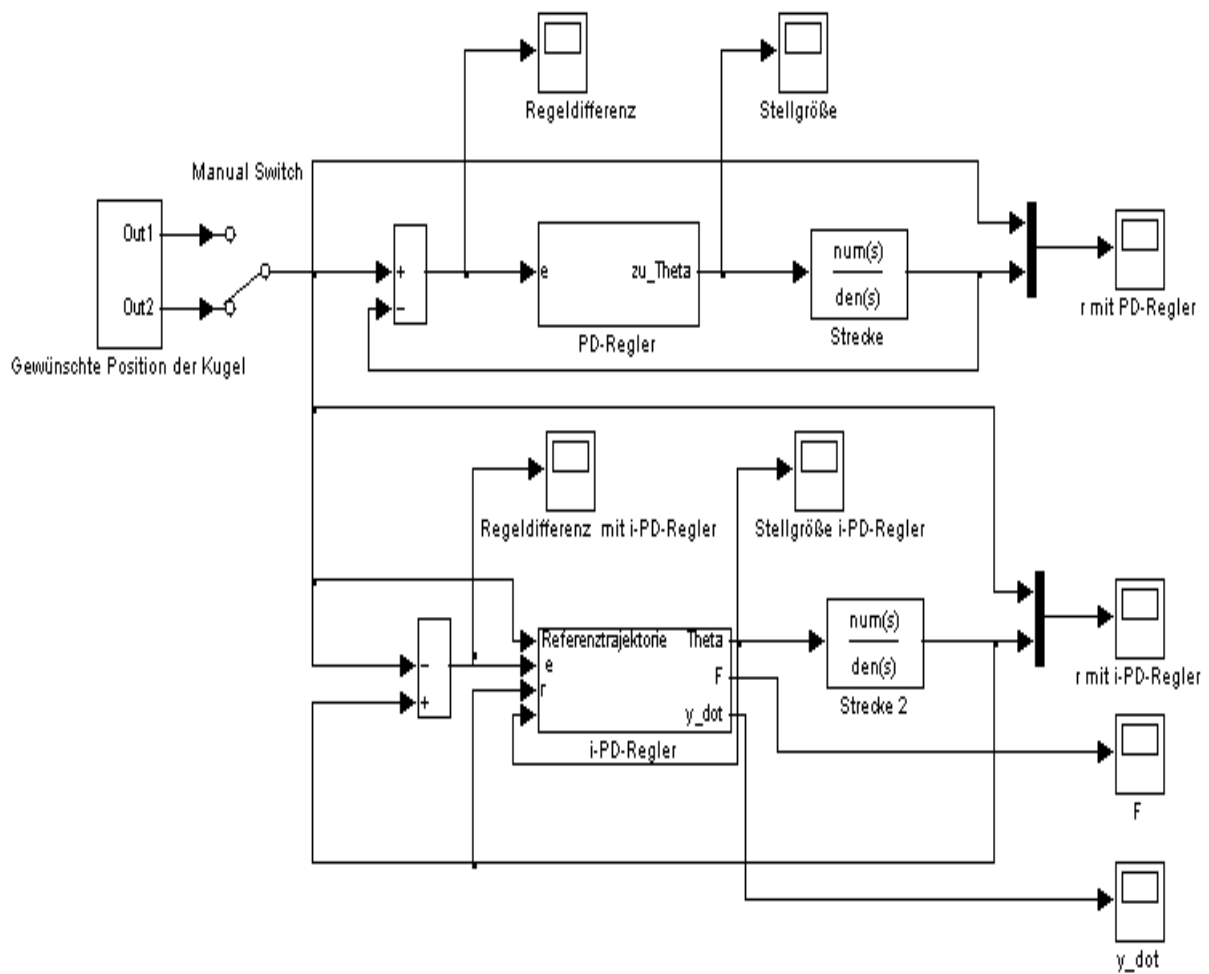


Abbildung 3. 27: Koppelplan des Gesamtsystems

3.2.5.1 Vergleich 1

Vergleich 1 wird unter normalen Bedingungen durchgeführt. Die Masse m der Kugel beträgt 0,111 kg, der Radius R der Kugel ist 0,015 m, die Länge L des Balkens beträgt 1 m.

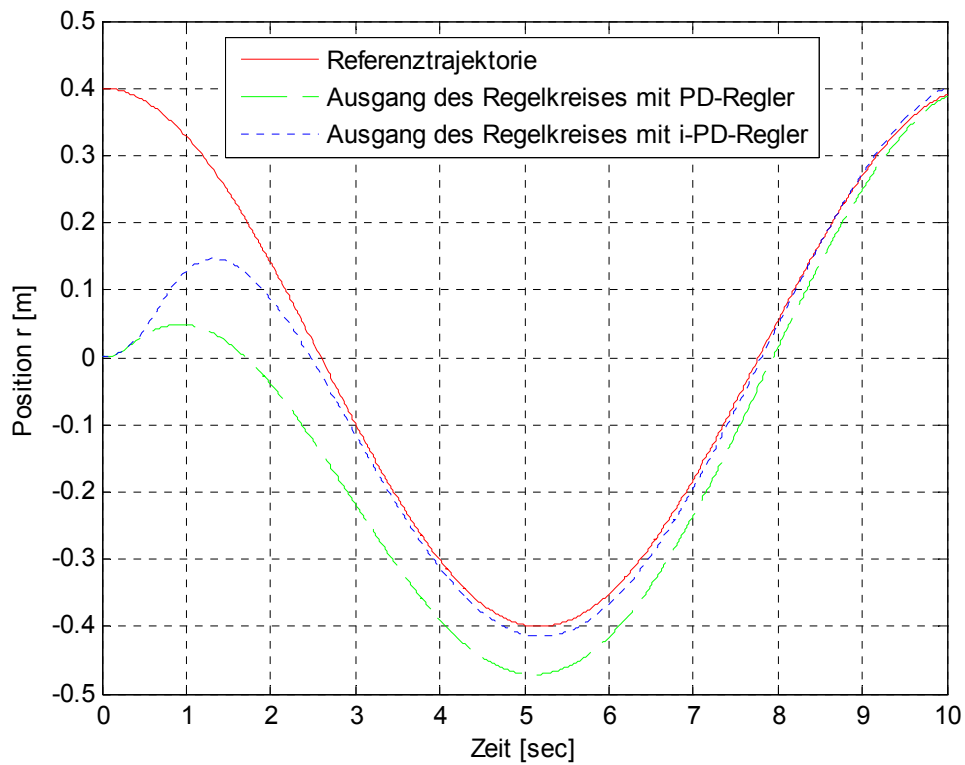


Abbildung 3. 28: Verläufe der Ausgänge

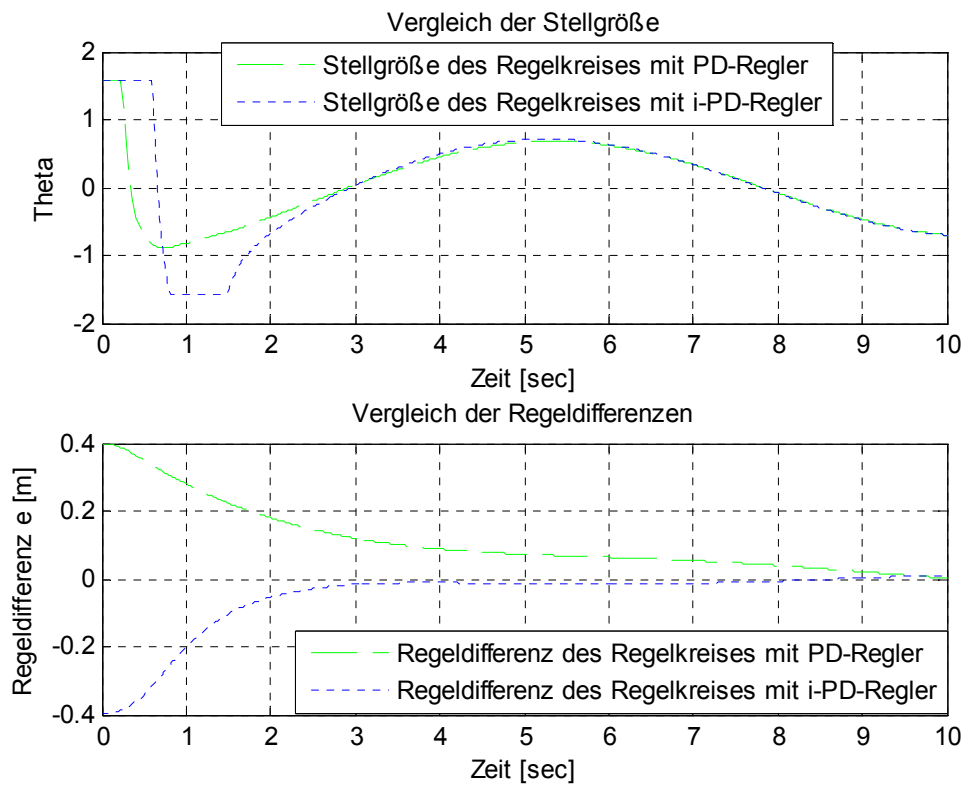


Abbildung 3. 29: Verläufe von Stellgrößen und Regeldifferenzen ($m = 0,111$ kg)

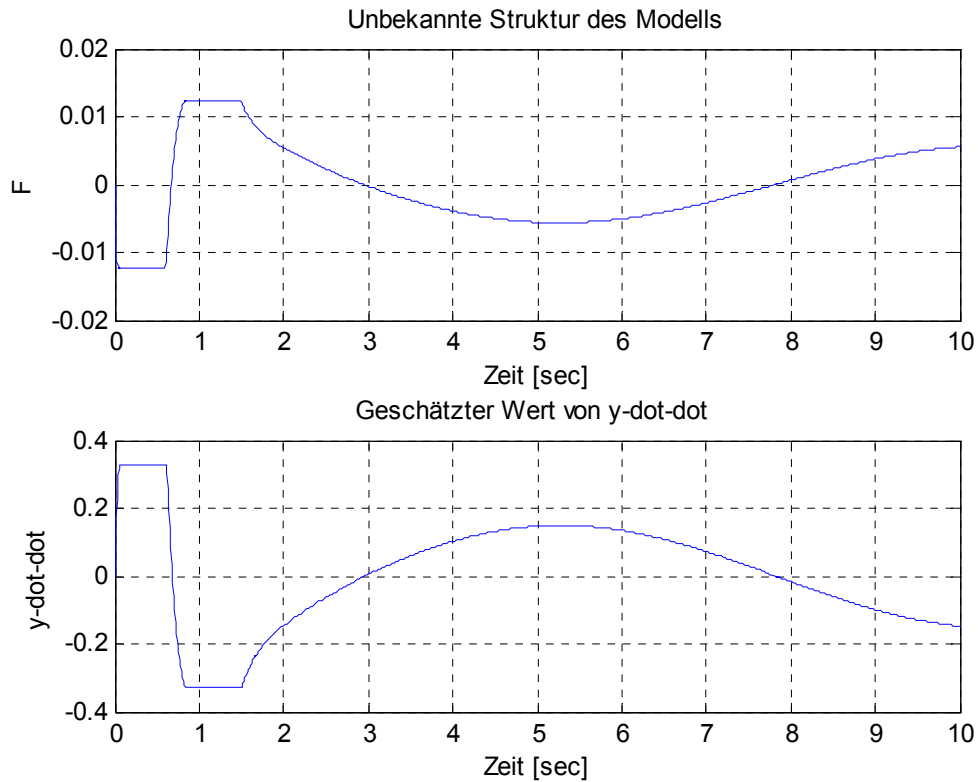


Abbildung 3. 30: Verläufe von F und $y\text{-dot-dot}$ ($m = 0,111$ kg)

3.2.5.2 Vergleich 2

Für Vergleich 2 wird die Masse m der Kugel auf 1,11 kg erhöht.

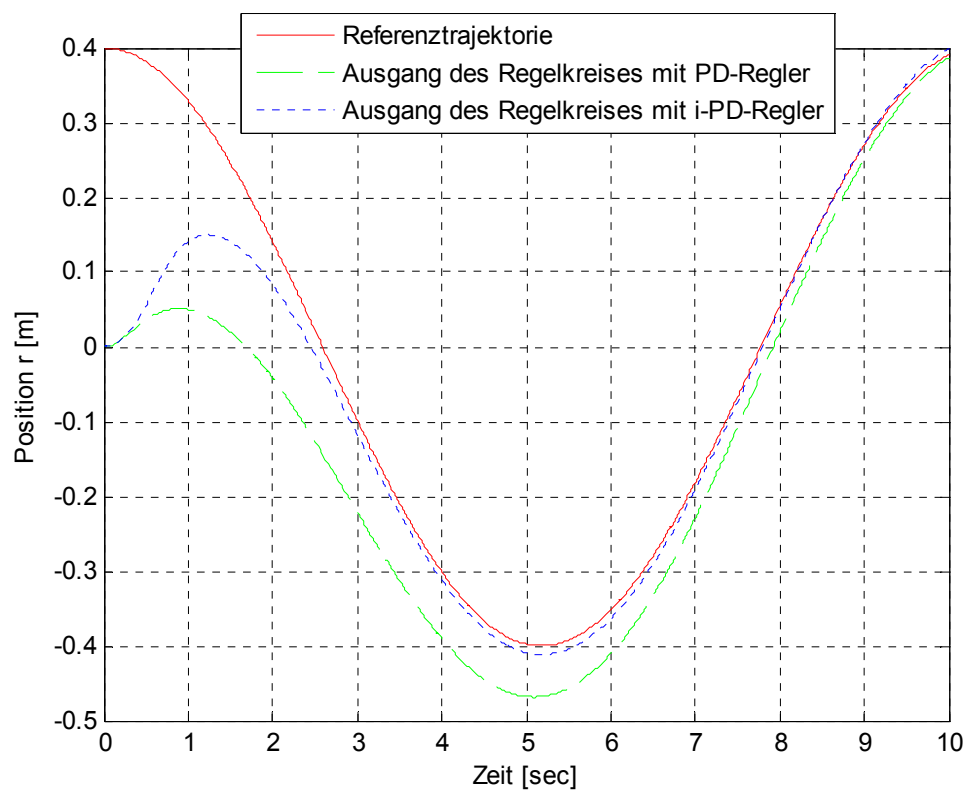


Abbildung 3. 31: Verläufe der Ausgänge ($m=1,11$ kg)

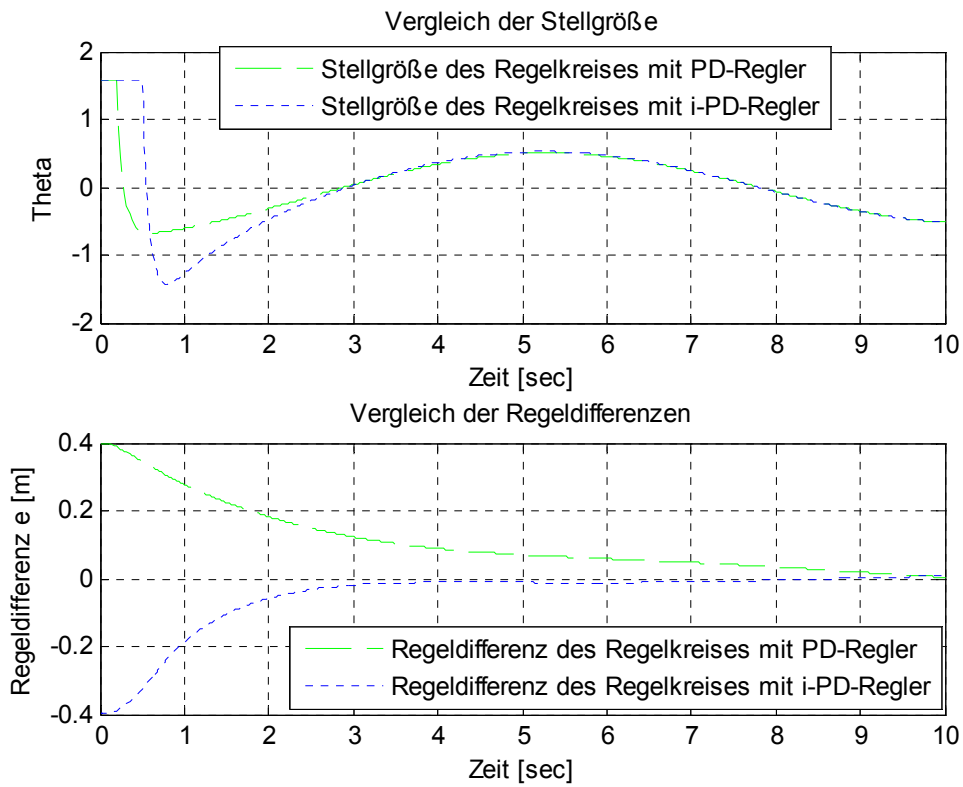


Abbildung 3. 32: Verläufe von Stellgrößen und Regeldifferenzen ($m = 1,11 \text{ kg}$)

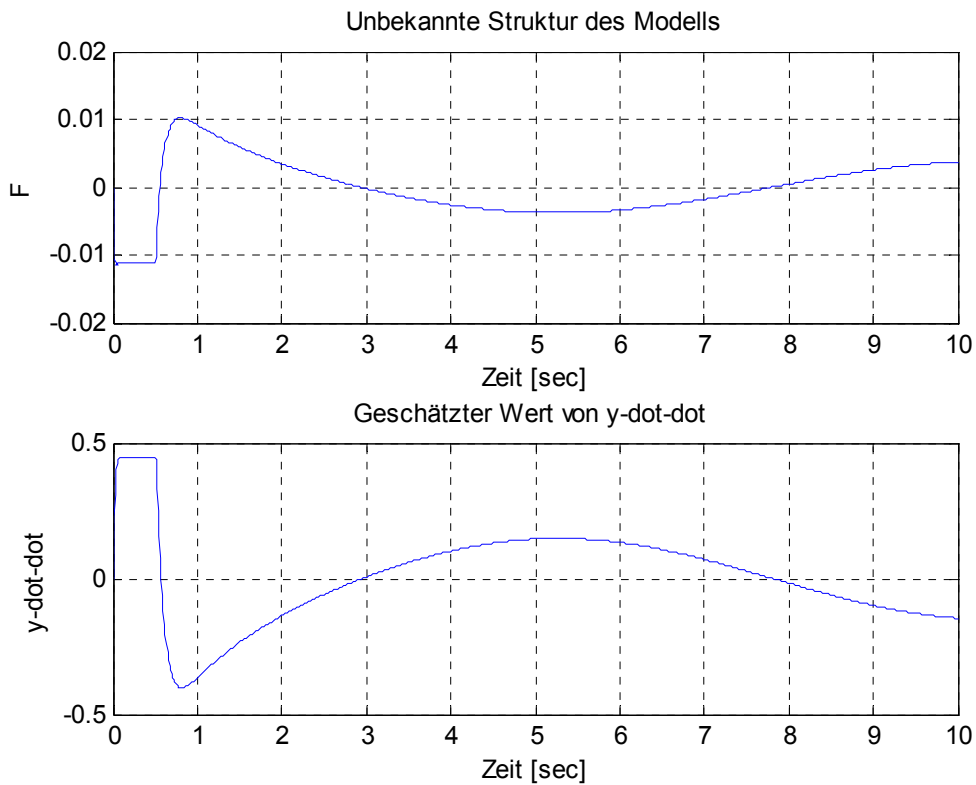


Abbildung 3. 33: Verläufe von F und $y\text{-dot-dot}$ ($m = 1,11 \text{ kg}$)

3.2.6 Zusammenfassung

Wir haben zwei Vergleiche durchgeführt. Was können wir zusammenfassend festhalten?

Vergleich 1

Auch unter normalen Bedingungen ist die Leistung des i-Reglers einfach besser. F, das die unbekannte Struktur der Strecke beinhaltet, wird innerhalb 1 Sekunde auf 0 gebracht.

Vergleich 2

Die Änderungen an der Strecke sind am Verlauf von F ablesbar, da F die Struktur der Strecke angibt. Die Leistung des i-PD-Reglers wird von Änderungen an der Strecke minimal beeinflusst. Im Gegensatz zu einem intelligenten Regler ist ein gut abgestimmter PID-Regler nicht imstande, Änderungen der Streckeneigenschaften zu berücksichtigen.

Der intelligente PID-Regler ist einfach abzustimmen. Eine einmalige Einstellung genügt, unabhängig von einer späteren Änderung der Regelstrecke. Die Abstimmung eines konventionellen PID-Reglers ist aufwändiger, obwohl in der Literatur ausgiebig dokumentiert.

Kapitel 4 Reale Anwendung des Regelungskonzeptes

Zielsetzung dieses Kapitels ist es, einen Regler für das Rotary Flexible Joint zu entwerfen. Der Regler muss eine gewünschte Winkelposition regulieren und die Schwingungen des Auslegers in einem akzeptablen Rahmen halten.

4.1 Allgemeine Beschreibung

Der in Abbildung (4.1) dargestellte Laborversuch Rotary Flexible Joint (RFJ) besteht aus dem Sockel, dem gegenüber dem Sockel drehbar gelagerten und mit einem Gleichstrommotor angetriebenen Träger sowie einem Ausleger, der gegenüber dem Träger drehbar gelagert und mit Hilfe zweier Federn flexibel verbunden ist. Eine wichtige Eigenschaft dieses Systems ist, dass die Lagerung des Auslegers nahezu reibungsfrei ist.

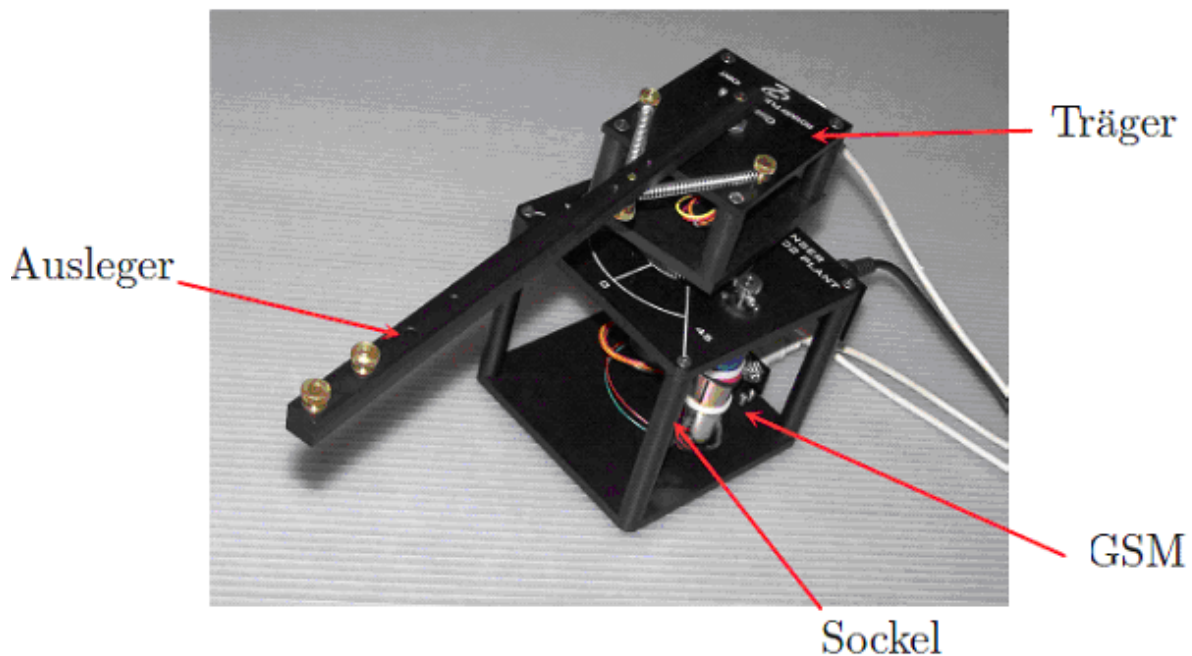


Abbildung 4. 1: Foto der realen Strecke

Quelle [11]

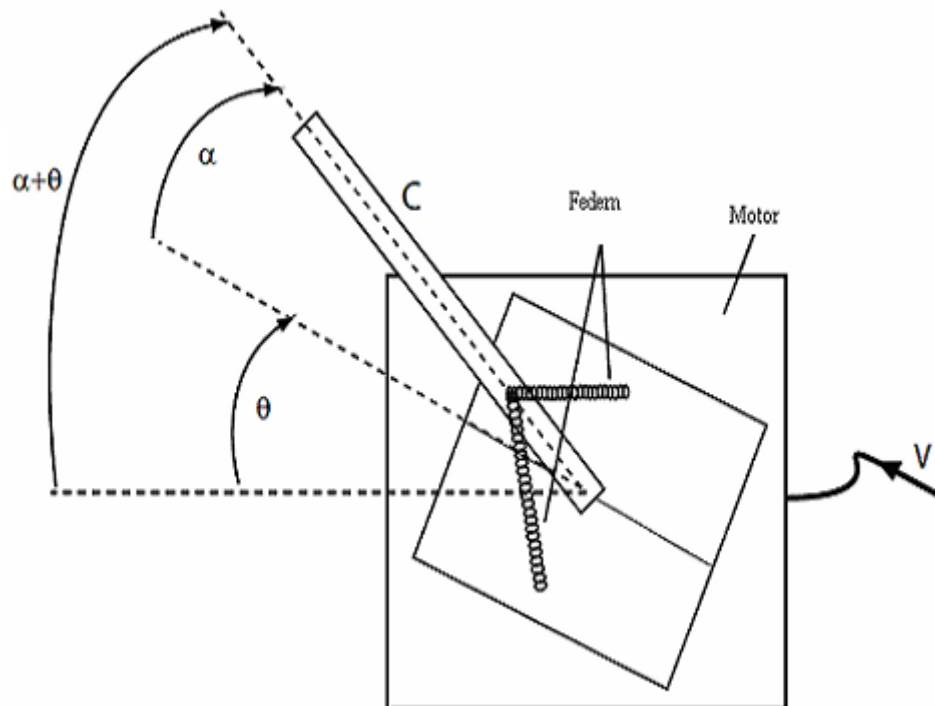


Abbildung 4. 2: Strecke (Ansicht von oben)

Quelle [11]

Symbol	Beschreibung
R	Abstand von Gelenk zu Ankerpunkt (A)
d	Abstand von Gelenk zu Ankerpunkt (B)
r	festgelegter Abstand ($r = 3,18 \text{ cm}$)
θ	Winkel des Trägers
α	Winkel des Auslegers
L_1, L_2	Längen der Federn #1 & #2
F_1, F_2	Kräfte auf Federn 1 und 2
K	Federkonstante
M	Rückstellmoment der Federn

Wie aus den Abbildungen (4.3) und (4.4) ersichtlich, wird die Flexibilität des Auslegers mit zwei Federn erreicht.

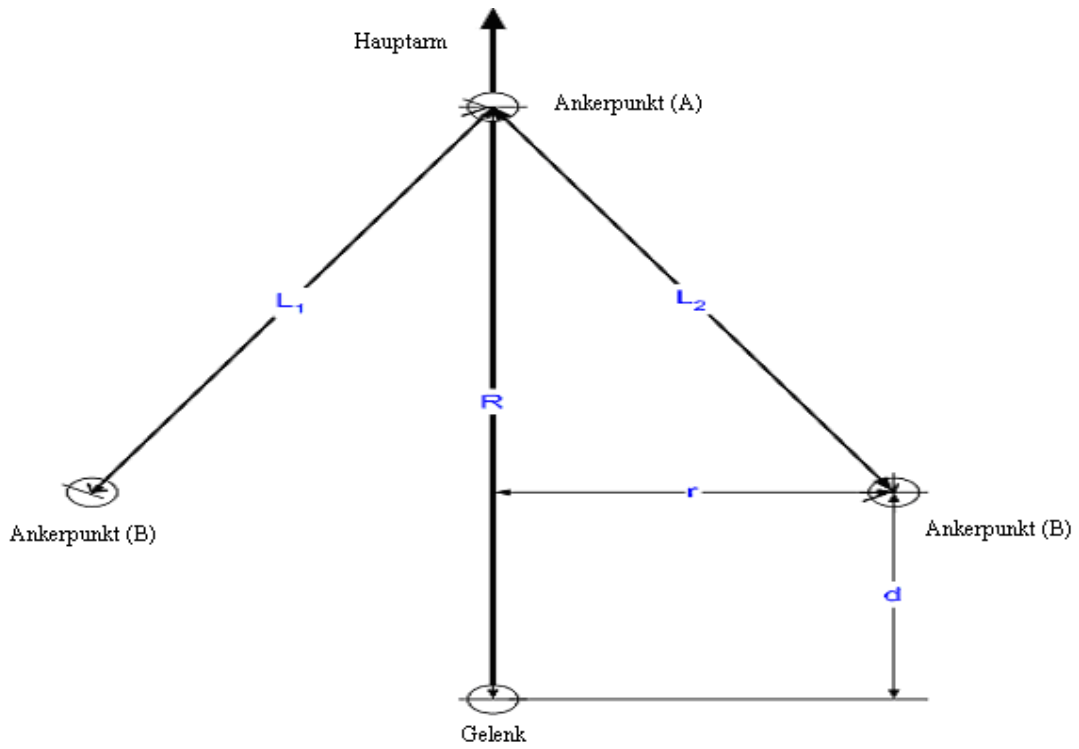


Abbildung 4. 3: Verbindung im Ruhezustand ($\alpha = 0$)

Quelle [4]

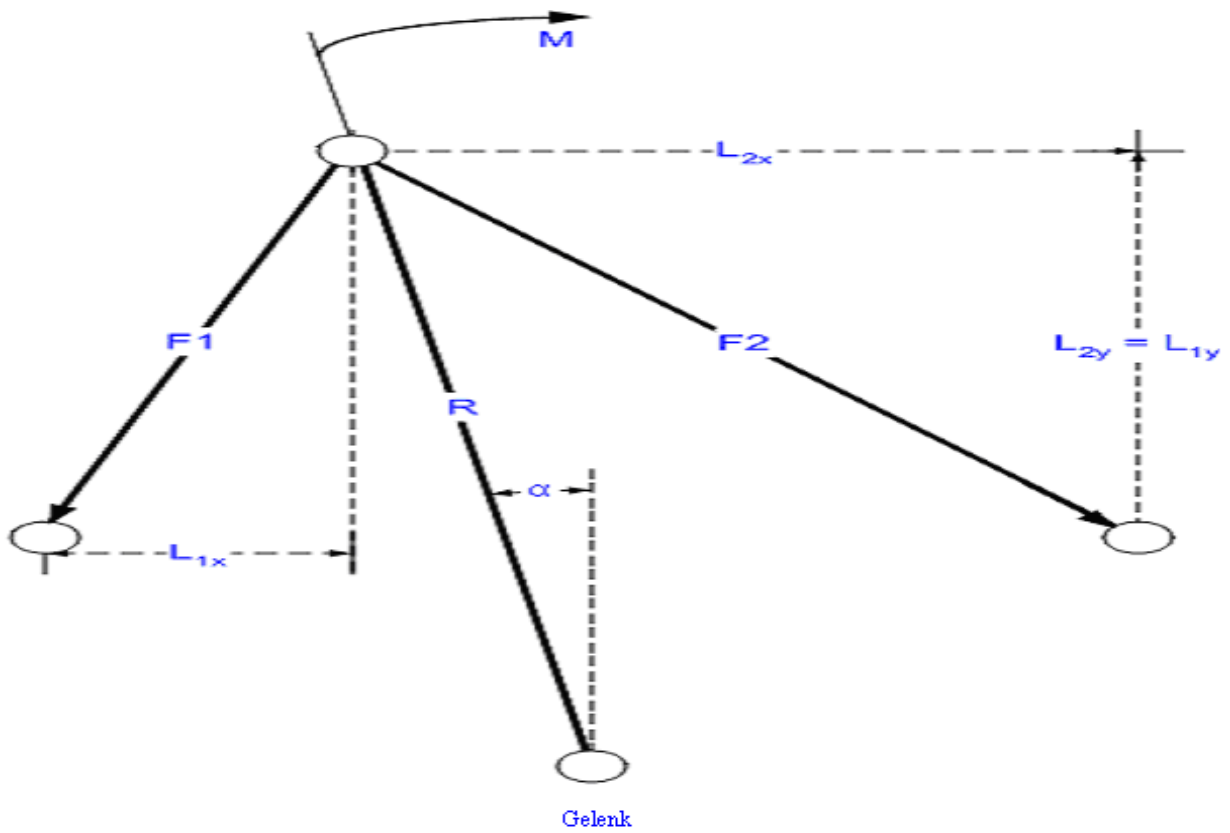


Abbildung 4. 4: Verbindung mit Alpha ungleich null

Quelle [4]

4.2 Modellbildung

Symbol	Bedeutung
M	Rückstellmoment
J_b	Trägheitsmoment des Auslegers bezüglich der Drehachse
J_m	Trägheitsmoment des Aufbaus bezüglich der Drehachse
M_m	Antriebsmoment des Motors (nach Getriebe)
\tilde{M}_m	Antriebsmoment des Motors (vor Getriebe)
K_{Stiff}	Federsteifigkeit
\ddot{u}	Übersetzungsverhältnis
k	Drehmomentkonstante des Antriebs
R_m	Ankerwiderstand

Wir beginnen mit der Ableitung der Länge der Federn in Abbildung (4.4).

$$L_{1x} = r - R \cdot \sin \alpha$$

$$L_{1y} = R \cdot \cos \alpha - d$$

$$L_{2x} = r + R \cdot \sin \alpha$$

$$L_{2y} = L_{1y} = R \cdot \cos \alpha - d$$

$$L_1 = \sqrt{L_{1x}^2 + L_{1y}^2}$$

$$L_2 = \sqrt{L_{2x}^2 + L_{2y}^2}$$

Die auf die Federn wirkenden Kräfte werden wie folgt abgeleitet:

$$F_1 = K \cdot (L_1 - L) + F_r$$

$$F_2 = K \cdot (L_2 - L) + F_r$$

$$F_{1x} = F_1 \frac{L_{1x}}{L_1}, \quad F_{1y} = F_1 \frac{L_{1y}}{L_1}$$

$$F_{2x} = F_2 \frac{L_{2x}}{L_2}, \quad F_{2y} = F_2 \frac{L_{2y}}{L_2}$$

Gl (4.1)

wobei die Kraft F_r die Vorspannkraft der Federn bezeichnet.

Abbildung (4.4) zeigt, dass F_1 und F_2 beide auf den Ankerpunkt des Auslegers wirken (jener Punkt, an dem beide Federn am Ausleger befestigt sind). Durch einfache Kontrolle können wir feststellen, dass die X-Komponenten einander entgegen wirken, während die Y-Komponenten in der gleichen Richtung wirken.

$$F_x = F_{2x} - F_{1x}$$

$$F_y = F_{2y} + F_{1y}$$

Wir haben jetzt 2 Kräfte, die den Ausleger in seine Ausgangsposition zurückbringen. Diese zwei Kräfte verursachen eine Drehkraft über die Verbindung. Das Rückstellmoment M ergibt sich somit als

$$\begin{aligned}
 M_x &= R \cdot F_x = R \cdot \left(F_2 \cdot \frac{L_{2x}}{L_2} - F_1 \cdot \frac{L_{1x}}{L_1} \right) = R \cdot \cos \alpha \cdot (F_{2x} - F_{1x}) \\
 M_y &= R \cdot F_y = R \cdot \left(F_2 \cdot \frac{L_{2y}}{L_2} + F_1 \cdot \frac{L_{1y}}{L_1} \right) = -R \cdot \sin \alpha \cdot (F_{2y} + F_{1y}) \\
 M &= M_x + M_y = R \cdot \cos \alpha (F_{2x} - F_{1x}) - R \cdot \sin \alpha \cdot (F_{2y} + F_{1y})
 \end{aligned}
 \tag{4.2}$$

Für die Rotationsbewegung des Auslegers erhält man durch Anwendung des Drallsatzes:

$$J_b \cdot \left(\frac{d^2 \alpha}{dt^2} + \frac{d^2 \theta}{dt^2} \right) = -M. \tag{4.3}$$

Die Differentialgleichung für die Bewegung des Aufsatzes lautet:

$$J_m \frac{d^2 \theta}{dt^2} = M_m + M. \tag{4.4}$$

Gleichung (4.4) charakterisiert das dynamische Verhalten der betrachteten Anordnung. Es wird angenommen, dass der Winkel α sehr kleine Werte annimmt. Damit kann die Relation für das Drehmoment M in Abhängigkeit von Winkel α vereinfacht werden. Hierzu wird durch Linearisierung um den Wert $\alpha = 0$ folgende Beziehung erzeugt:

$$M(\alpha) \approx \left. \frac{\partial M}{\partial \alpha} \right|_{\alpha=0} \alpha =: K_{\text{Stiff}} \cdot \alpha.$$

Durch diese lineare Beziehung wird das Verhalten einer linearen Drehfeder mit der Federsteifigkeit K_{Stiff} beschrieben.

Laut Datenblatt haben wir

$$K_{\text{Stiff}} = \left(\frac{2 \cdot R}{D^{3/2}} \right) \cdot \left((D \cdot d - D \cdot r^2) \cdot F_r + (D^{3/2} \cdot d - D \cdot L \cdot d + R \cdot r^2 \cdot L) \cdot K \right),$$

wobei gilt:

$$D = r^2 + (R - d)^2.$$

Zusammengefasst haben wir

$$\begin{aligned}
 J_b \cdot \left(\frac{d^2 \alpha}{dt^2} + \frac{d^2 \theta}{dt^2} \right) &= -K_{\text{Stiff}} \cdot \alpha \\
 J_m \frac{d^2 \theta}{dt^2} &= M_m + K_{\text{Stiff}} \cdot \alpha
 \end{aligned}
 \tag{4.5}$$

4.2.2 Modellierung des Antriebs

Als Antrieb wird ein Gleichstrommotor mit dem Ankerwiderstand R_m und der Ankerinduktivität L_m verwendet.

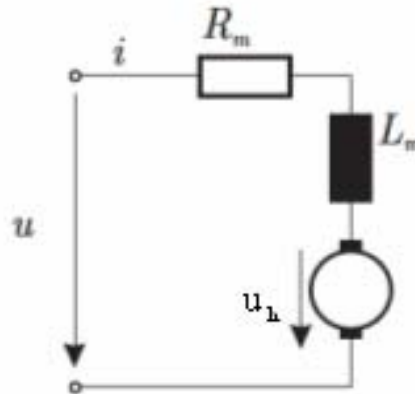


Abbildung 4. 5: Ersatzschaltbild des Motors

Dazu erhält man folgendes mathematisches Modell:

$$u = R_m \cdot i + L_m \frac{di}{dt} + k \cdot w . \quad \text{Gl (4.6)}$$

- u ist die angelegte Spannung
- w ist die Winkelgeschwindigkeit
- i ist der Ankerstrom

Für das Motordrehmoment (vor Getriebe) \tilde{M}_m gilt nun der Zusammenhang

$$\tilde{M}_m = k \cdot i .$$

- k ist die so genannte Drehmomentkonstante des Antriebs

Ein Untersetzungsgetriebe wird mit dem Übersetzungsverhältnis \ddot{u} verwendet, um das Drehmoment zu erhöhen und die Winkelgeschwindigkeit des Rotors zu reduzieren.

$$M_m = \ddot{u} \cdot k \cdot i . \quad \text{Gl (4.7)}$$

Der Strom lässt sich unter Vernachlässigung der Ankerinduktivität aus der folgenden Gleichung errechnen:

$$u = R_a \cdot i + k \cdot \ddot{u} \frac{d\theta}{dt} ,$$

$$i = \frac{1}{R_a} \left(u - k \ddot{u} \frac{d\theta}{dt} \right) .$$

Für das Drehmoment des Motors gilt

$$M_m = \frac{\ddot{u} \cdot k}{R_a} \left(u - \ddot{u} \cdot k \frac{d\theta}{dt} \right) . \quad \text{Gl (4.8)}$$

4.2.3 Modell der Strecke

Die Gleichungen (4.5) und (4.8) können so zusammengefasst werden:

$$J_b \cdot \left(\frac{d^2 \alpha}{dt^2} + \frac{d^2 \theta}{dt^2} \right) = -K_{\text{Stiff}} \cdot \alpha$$

$$J_m \frac{d^2 \theta}{dt^2} = M_m + K_{\text{Stiff}} \cdot \alpha = \frac{\ddot{u} \cdot k}{R_m} \left(u - \ddot{u} \cdot k \frac{d\theta}{dt} \right) + K_{\text{Stiff}} \cdot \alpha$$

Nach einer Umformung sieht die obige Differentialgleichung so aus:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \alpha}{dt^2} &= -\frac{\ddot{u} \cdot k}{J_m \cdot R_m} u + \frac{\ddot{u}^2 \cdot k^2}{J_m \cdot R_m} \frac{d\theta}{dt} - \frac{J_b + J_m}{J_b \cdot J_m} K_{\text{Stiff}} \cdot \alpha \\ \frac{d^2 \theta}{dt^2} &= \frac{\ddot{u} \cdot k}{J_m \cdot R_m} u - \frac{\ddot{u}^2 \cdot k^2}{J_m \cdot R_m} \frac{d\theta}{dt} + \frac{K_{\text{Stiff}}}{J_m} \alpha \end{aligned} \quad \text{Gl (4.9)}$$

Folgende Abkürzungen werden eingeführt:

$$\begin{aligned} K_1 &= \ddot{u} \cdot k \\ K_2 &= \frac{\ddot{u} \cdot k}{J_m \cdot R_m} \\ K_3 &= \frac{K_{\text{Stiff}}}{J_m} \\ K_4 &= \left(\frac{1}{J_m} + \frac{1}{J_b} \right) \cdot K_{\text{Stiff}} \end{aligned} \quad \text{Gl (4.10)}$$

Damit erhält die Gleichung (4.9) die Form

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \alpha}{dt^2} &= -K_2 \cdot u + K_1 \cdot K_2 \frac{d\theta}{dt} - K_4 \cdot \alpha \\ \frac{d^2 \theta}{dt^2} &= K_2 \cdot u - K_1 \cdot K_2 \frac{d\theta}{dt} + K_3 \cdot \alpha \end{aligned} \quad \text{Gl (4.11)}$$

Führt man den Zustandsvektor

$$x = \left[\theta \quad \alpha \quad \frac{d\theta}{dt} \quad \frac{d\alpha}{dt} \right]^T \quad \text{Gl (4.12)}$$

ein, lautet das mathematische Modell der Versuchsanordnung:

$$\frac{dx}{dt} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & K_3 & -K_1 \cdot K_2 & 0 \\ 0 & -K_4 & K_1 \cdot K_2 & 0 \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ K_2 \\ -K_2 \end{bmatrix} u \quad \text{Gl (4.13)}$$

Die bei der Erstellung des mathematischen Modells benötigten Konstanten sind in der folgenden Tabelle zusammengefasst

Drehmomentkonstante	k	0.00764	Nm/A
Trägheitsmoment des Balkens bezüglich der Drehachse	J_b	0.0058	kgm^2
Trägheitsmoment des Aufbaus bezüglich der Drehachse	J_m	0.00207	kgm^2
Federsteifigkeit	K_{Stiff}	1.58562	Nm/rad
Ankerwiderstand	R_m	2.6	Ohm
Übersetzungsverhältnis	\ddot{u}	70	

Setzt man die Größen in die Gleichung (4.13) ein, so ergibt sich folgende Beschreibung für das Labormodell:

$$\frac{dx}{dt} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 766 & -53 & 0 \\ 0 & -1040 & -53 & 0 \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 99 \\ -99 \end{bmatrix} u$$

$$y = [1 \quad 1 \quad 0 \quad 0]x$$

Der zulässige Bereich für die an den Motor angelegte Spannung ist

$$-5V \leq u \leq 5V.$$

Die zugehörige Übertragungsfunktion lautet dann

$$G(s) = \frac{27126}{s^4 + 53 \cdot s^3 + 1040 \cdot s^2 + 14522 \cdot s}.$$

4.3 Dimensionierung des klassischen PI-Reglers

Wir bauen einen Regelkreis mit einem PI-Regler ($K_p = 1, K_i = 1$). Die folgende Abbildung zeigt den Ausgang des geschlossenen Regelkreises mit einem Führungssprung von 1.

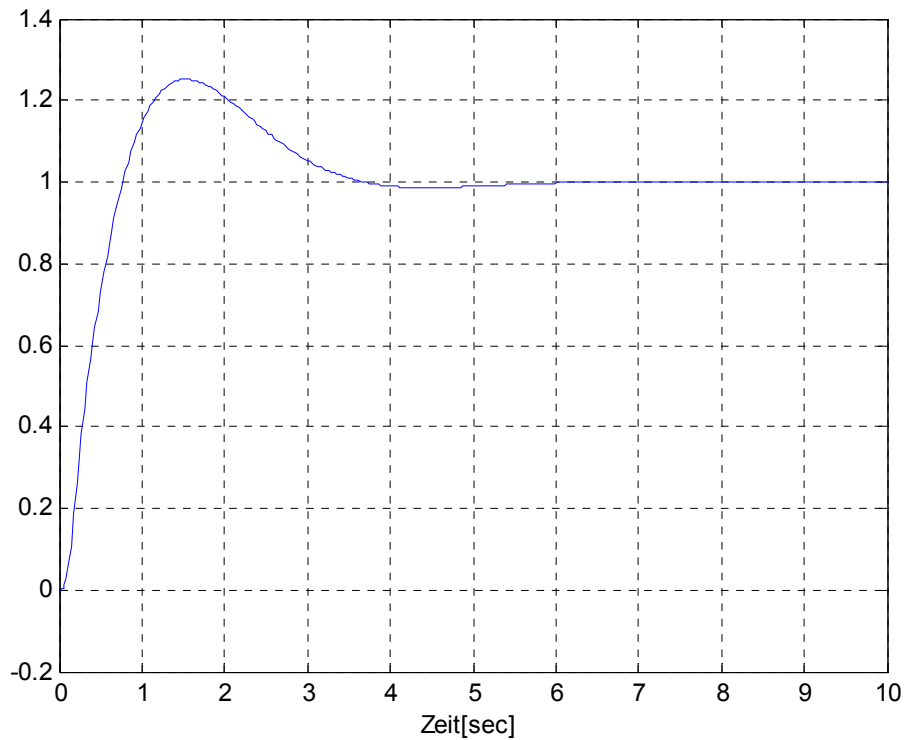


Abbildung 4. 6: Verlauf des Ausgangs bei einem Führungssprung von 1 ($K_i = 1$ und $K_p = 1$)

Der Führungssprung hat folgende Eigenschaften:

Step Time	Initial Value	Final Value	Sample Time
0	0	1	0

Das System ist stabil, aber das Überschwingen ist sehr groß. Wir erhöhen K_p auf 2 und reduzieren K_i auf $1/6$.

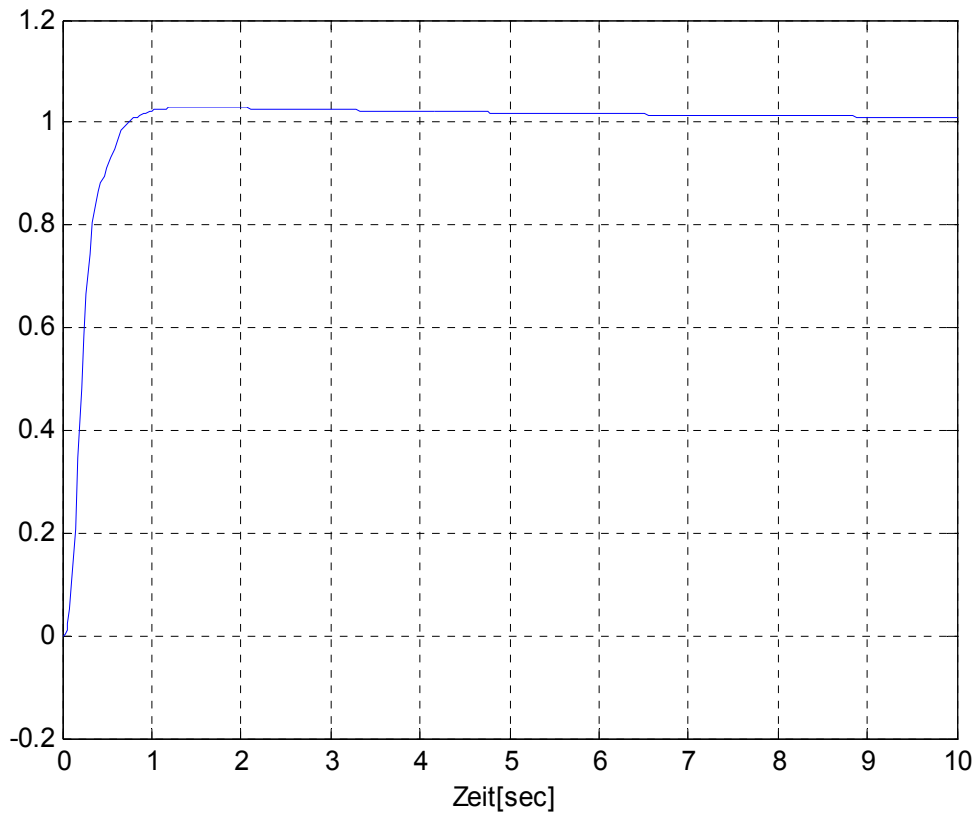


Abbildung 4. 7: Verlauf des Ausgangs bei einem Führungssprung von 1 ($k_i = 1/6$ und $K_p = 2$)

Jetzt haben wir ein kleineres Überschwingen und eine akzeptable Regelabweichung. Weil die Stellgröße u nicht größer als 5 Volt oder kleiner als -5 Volt sein soll, haben wir im PI-Regler eine Maßnahme zur Stellgrößenbeschränkung eingebaut, zusätzlich soll ein Anti Wind Up Verfahren das Aufintegrieren des Regelfehlers verhindern.

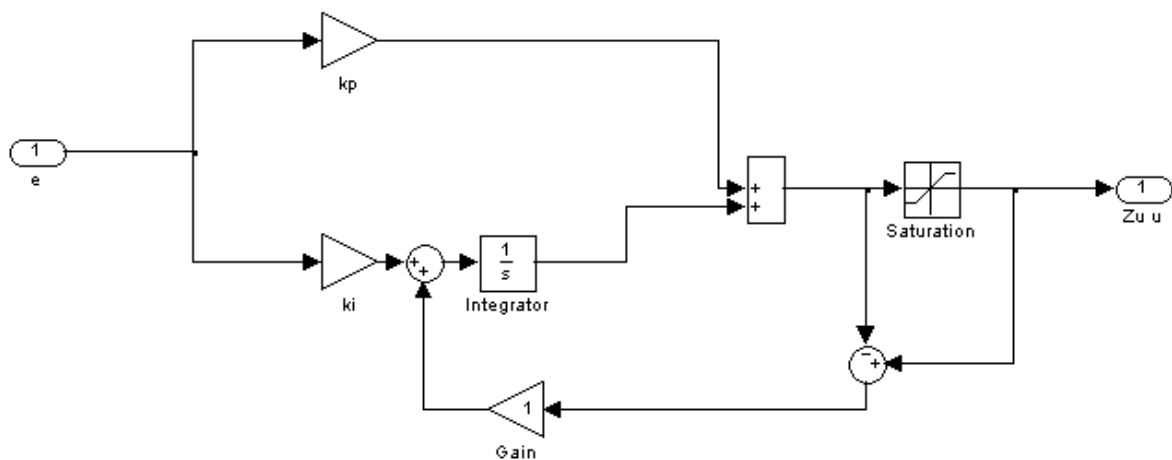


Abbildung 4. 8: Reglerstruktur des PI-Reglers mit Simulink

4.4 Dimensionierung des intelligenten PI-Reglers

Die Berechnung der Parameter wurde in Anwendungsbeispiel 2 theoretisch erklärt. Das charakteristische Polynom $P(\lambda)$ lautet

$$P(\lambda) = \lambda^2 - \alpha \cdot K_P \cdot \lambda - \alpha \cdot K_I \quad \text{Gl (2.15)}$$

$\alpha \cdot K_P$ und $\alpha \cdot K_I$ müssen negativ gewählt werden, damit die Regeldifferenz e gegen 0 abklingt.

Durch die Vorgabe zweier Nullstellen $\lambda_1 = a < 0$ $\lambda_2 = b < 0$ erhält man für die Parameter K_P und K_I die Werte $K_P = \frac{a+b}{\alpha}$ und $K_I = -\frac{a \cdot b}{\alpha}$.

Für die Parameter wurden in diesem Fall die Werte $K_P = -2$, $K_I = -\frac{1}{6}$ und $\alpha = 12$ gewählt.

Weil die Stellgröße u nicht größer als 5 Volt oder kleiner als -5 Volt sein soll, haben wir im i-PI-Regler eine Maßnahme zur Stellgrößenbeschränkung eingebaut, zusätzlich soll ein Anti Wind Up Verfahren das Aufintegrieren des Regelfehlers verhindern.

Um eine algebraische Schleife zu vermeiden, haben wir auch ein Verzögerungsglied im i-PI-Regler eingebaut.

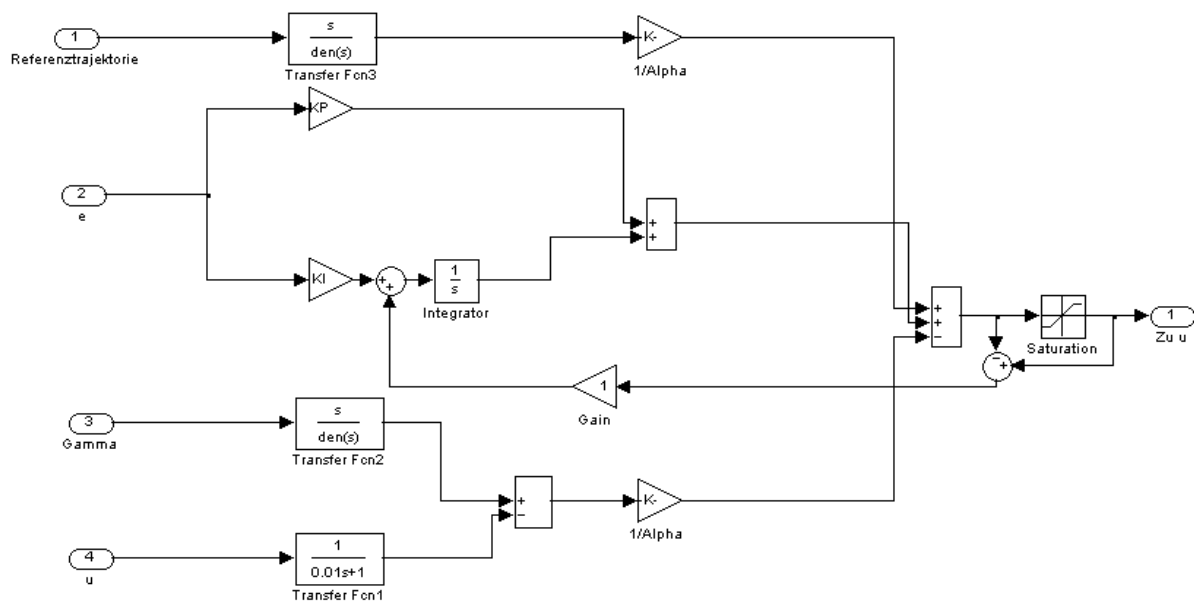


Abbildung 4. 9: Reglerstruktur des i-PI-Reglers mit Simulink

4.5 Simulationen

Bevor wir beide Regler im Labor vergleichen, soll ihre Qualität mithilfe zweier Simulationen überprüft werden. Die folgende Abbildung zeigt den Koppelplan des Versuchs.

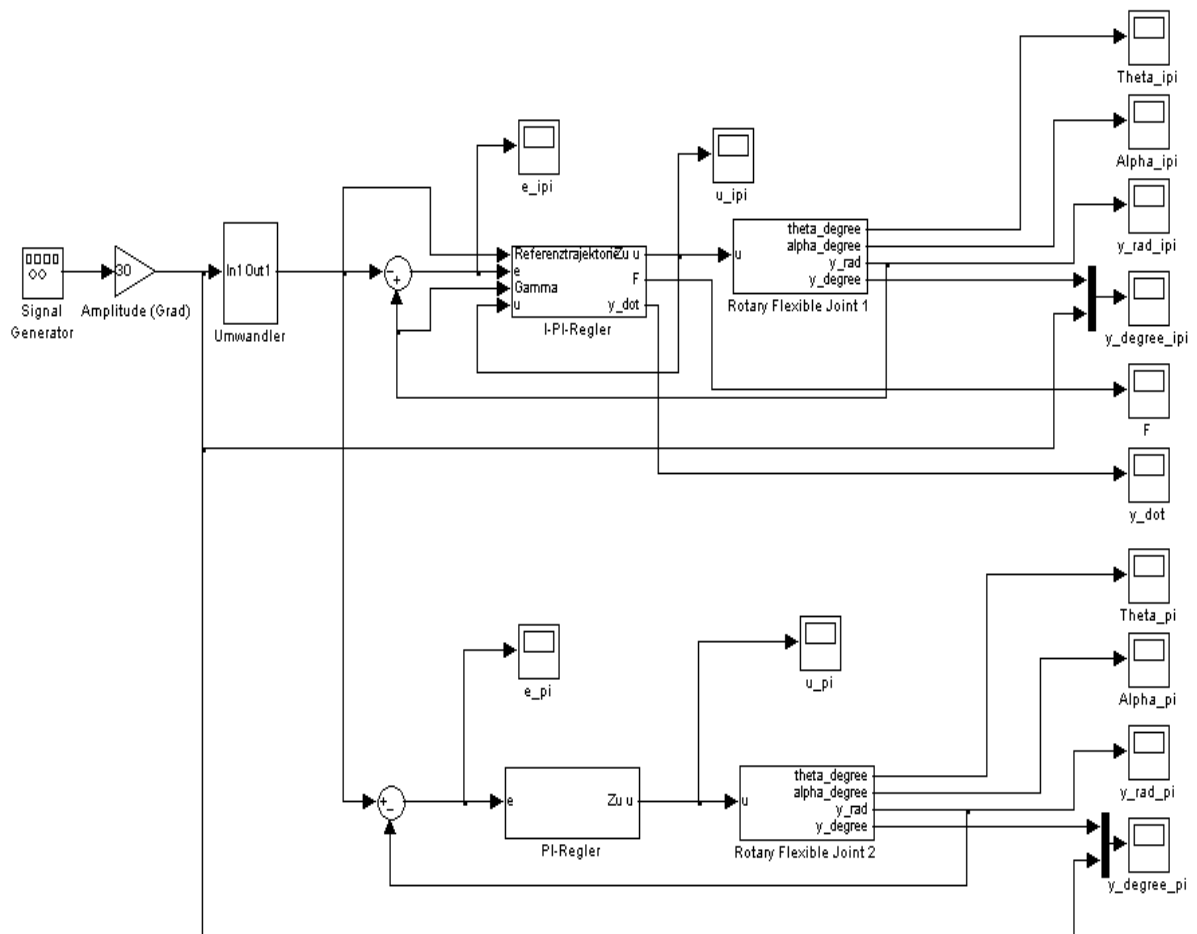


Abbildung 4. 10: Koppelplan des Gesamtsystems

4.5.1 Simulation 1

Die Rechteckschwingung, die als Führungsgröße verwendet wurde, ist durch

- Wave Form: Square
- Amplitude: 1
- Frequency: 1/5
- Units: Hertz

festgelegt.

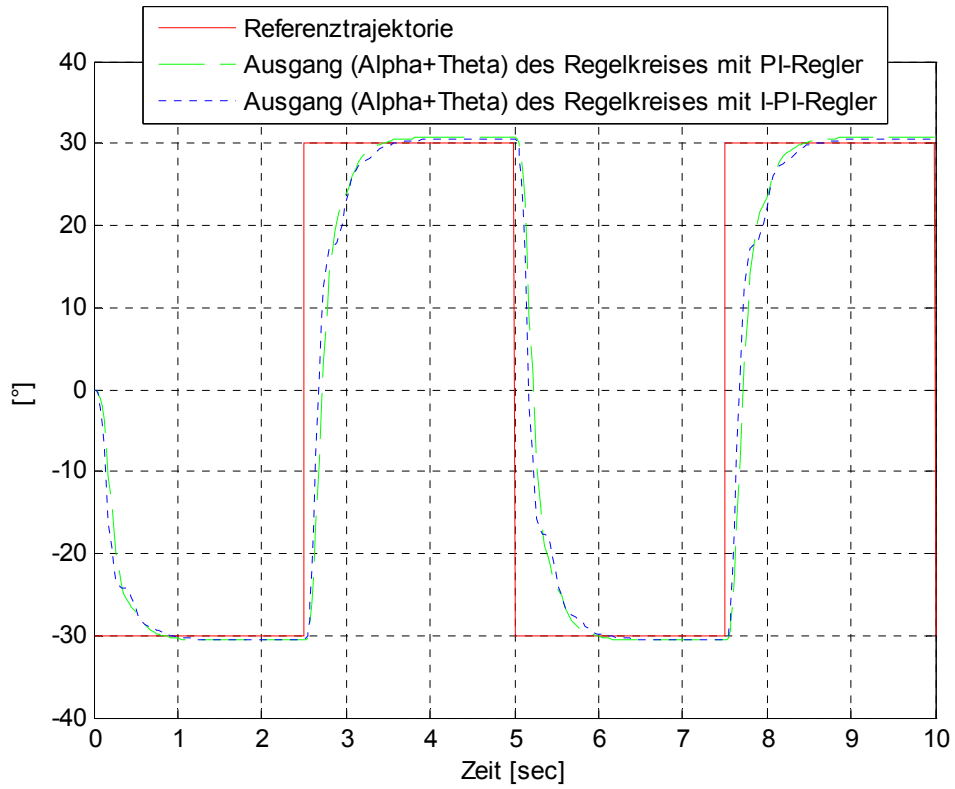


Abbildung 4.11: Verläufe der Ausgänge (Alpha + Theta)

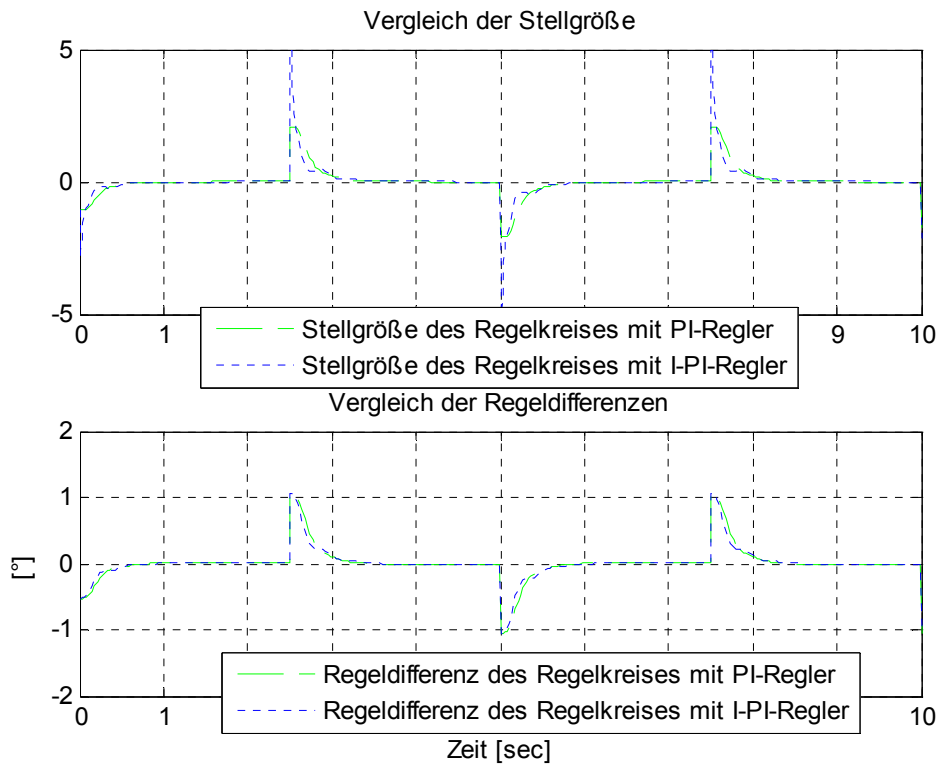


Abbildung 4.12: Verläufe der Stellgröße und Regeldifferenzen

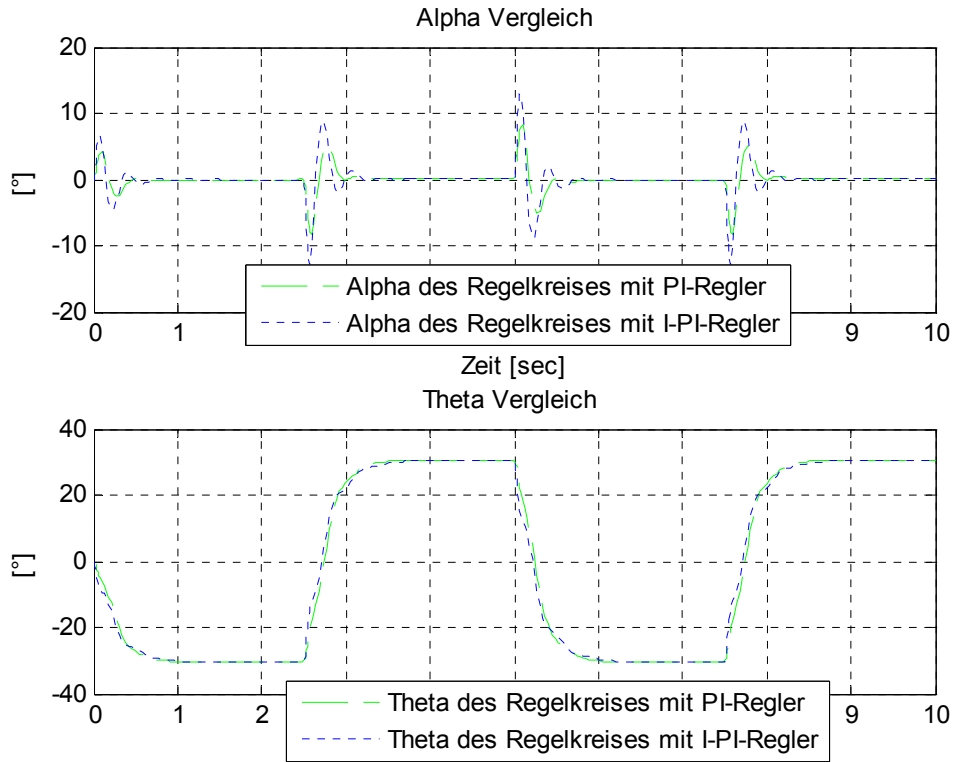


Abbildung 4. 13: Verläufe von Alpha und Theta

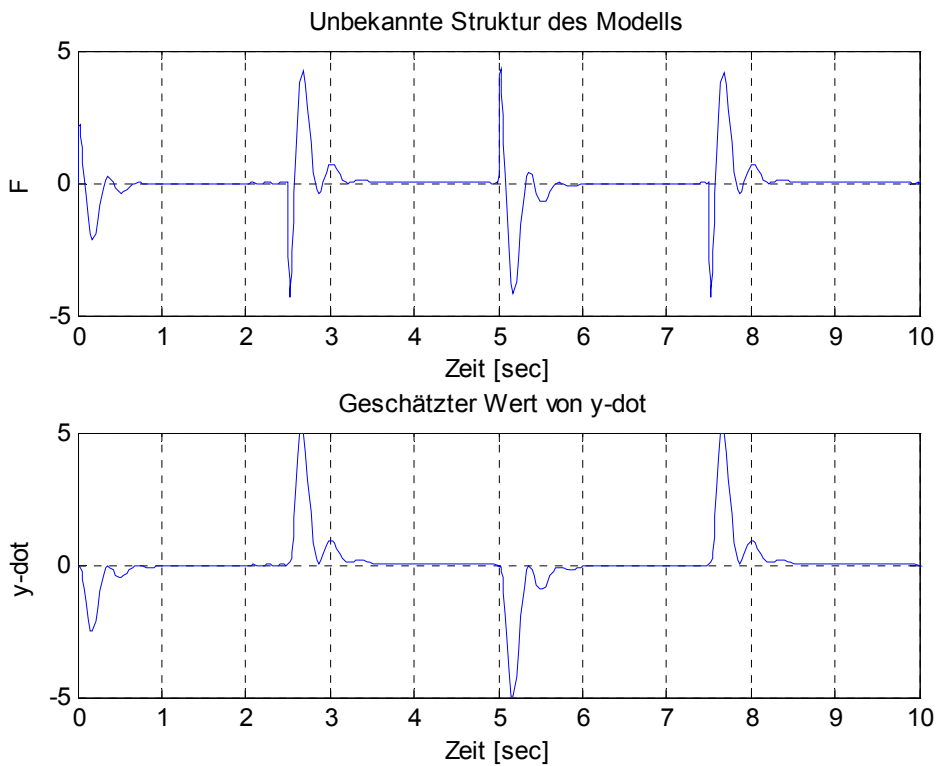


Abbildung 4. 14: Verläufe von F und y-dot

4.5.2 Simulation 2

Die Sinusfunktion, die als Führungsgröße verwendet wurde, ist durch

- Wave Form: Sine
- Amplitude: 1
- Frequency: 1/5
- Units: Hertz

festgelegt.

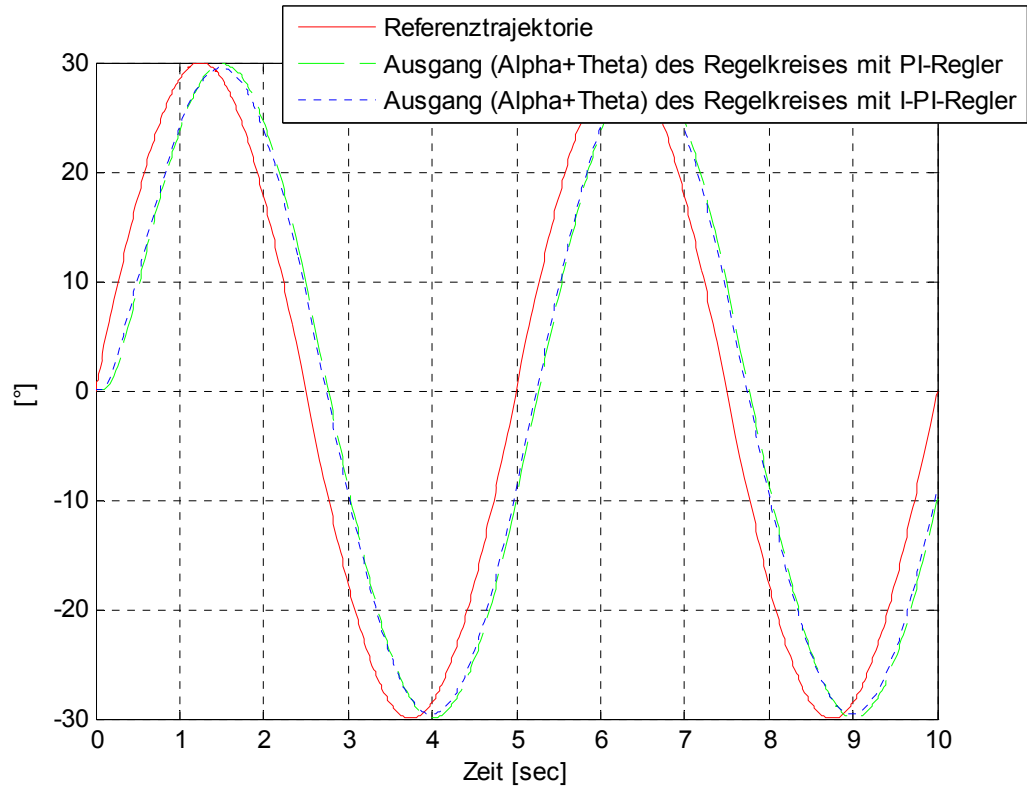


Abbildung 4. 15: Verläufe der Ausgänge

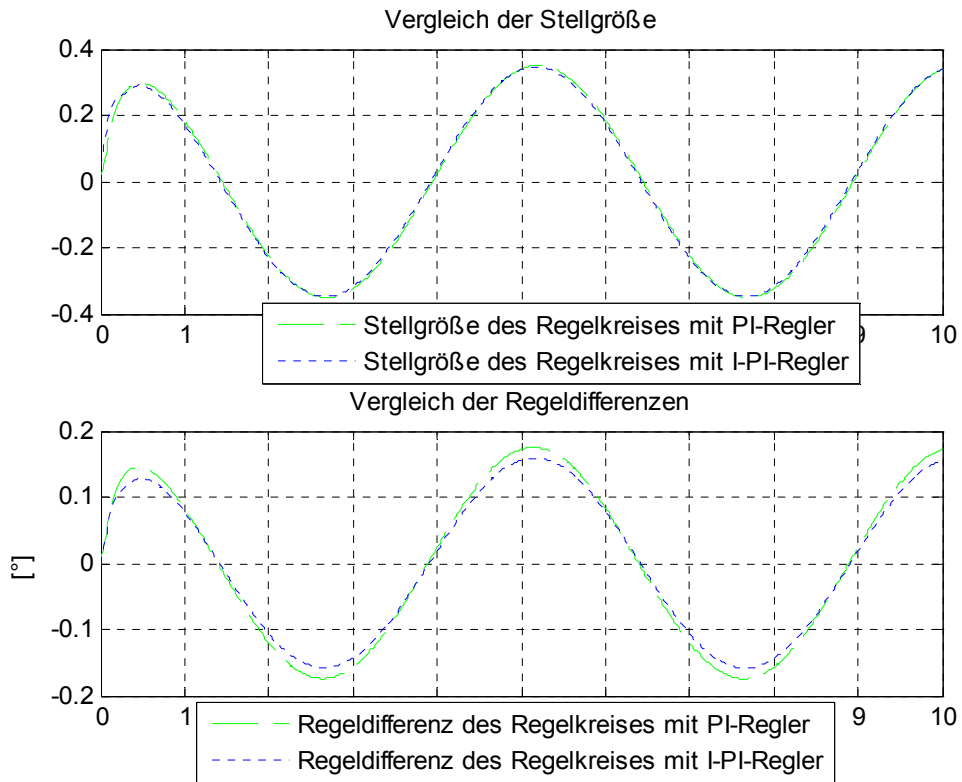


Abbildung 4. 16: Verläufe der Stellgrößen und Regeldifferenzen

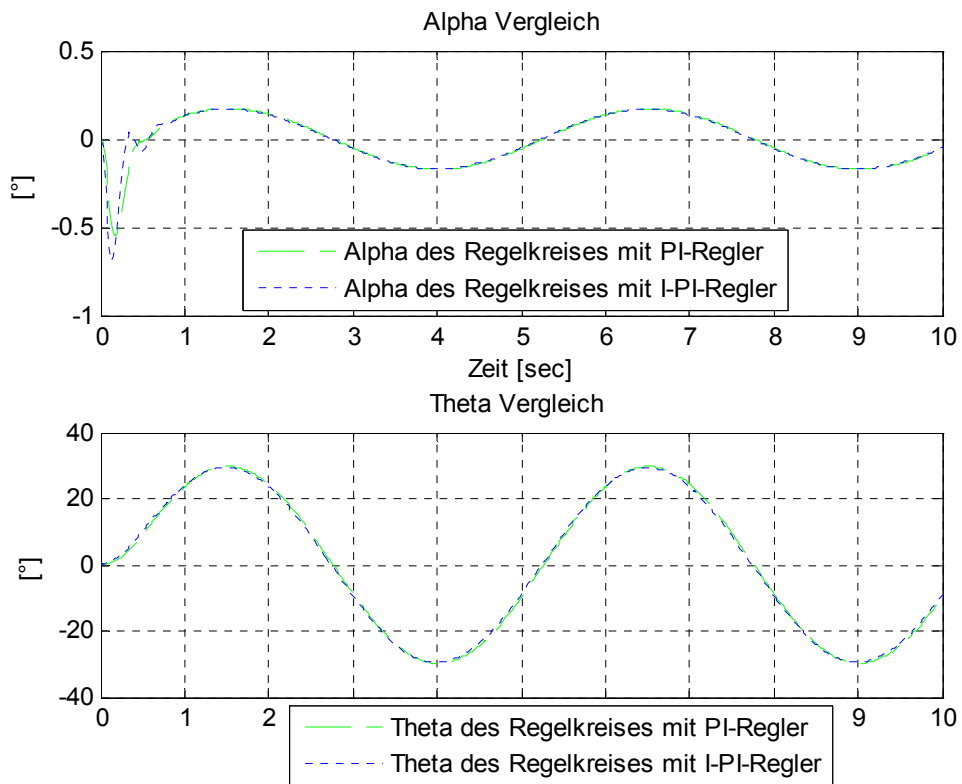


Abbildung 4. 17: Verläufe von Alpha und Theta

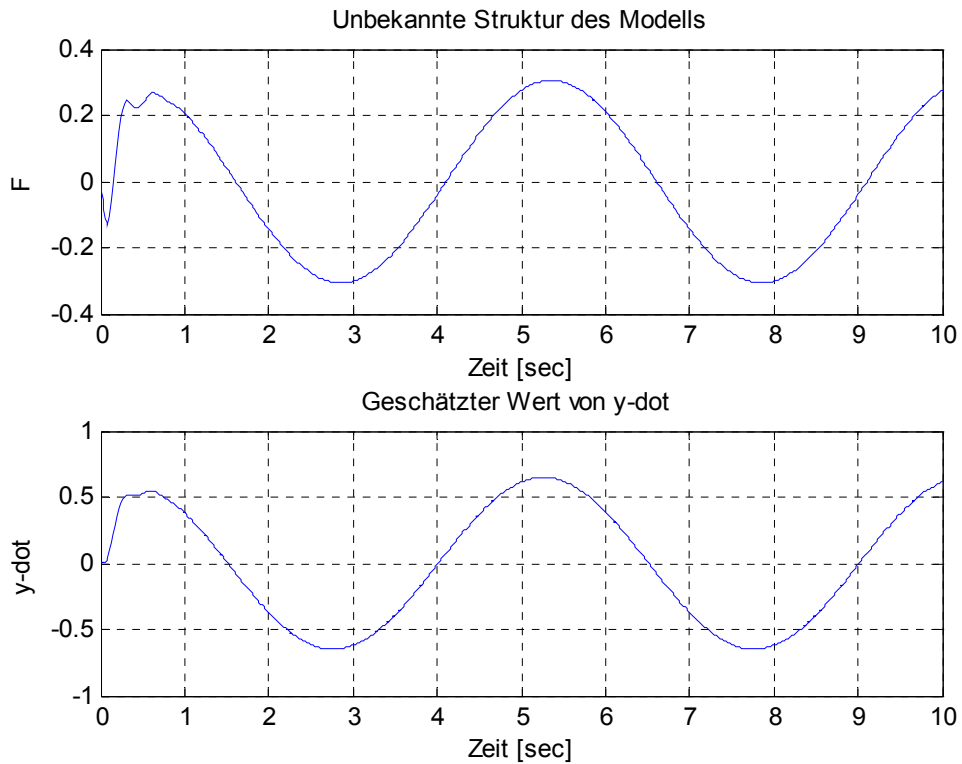


Abbildung 4. 18: Verläufe von F und $y\text{-dot}$

Wir haben für die Simulationen eine Rechteckfunktion, und eine sinusförmige Referenztrajektorie eingesetzt. Die Ergebnisse zeigen, dass beide Regler eine gute Leistung bringen. Die nächste Aufgabe ist eine reale Anwendung des Regelungskonzeptes.

4.6 Reale Anwendung des Regelungskonzeptes

Die unterstehende Abbildung zeigt den Koppelplan der Strecke mit Simulink.

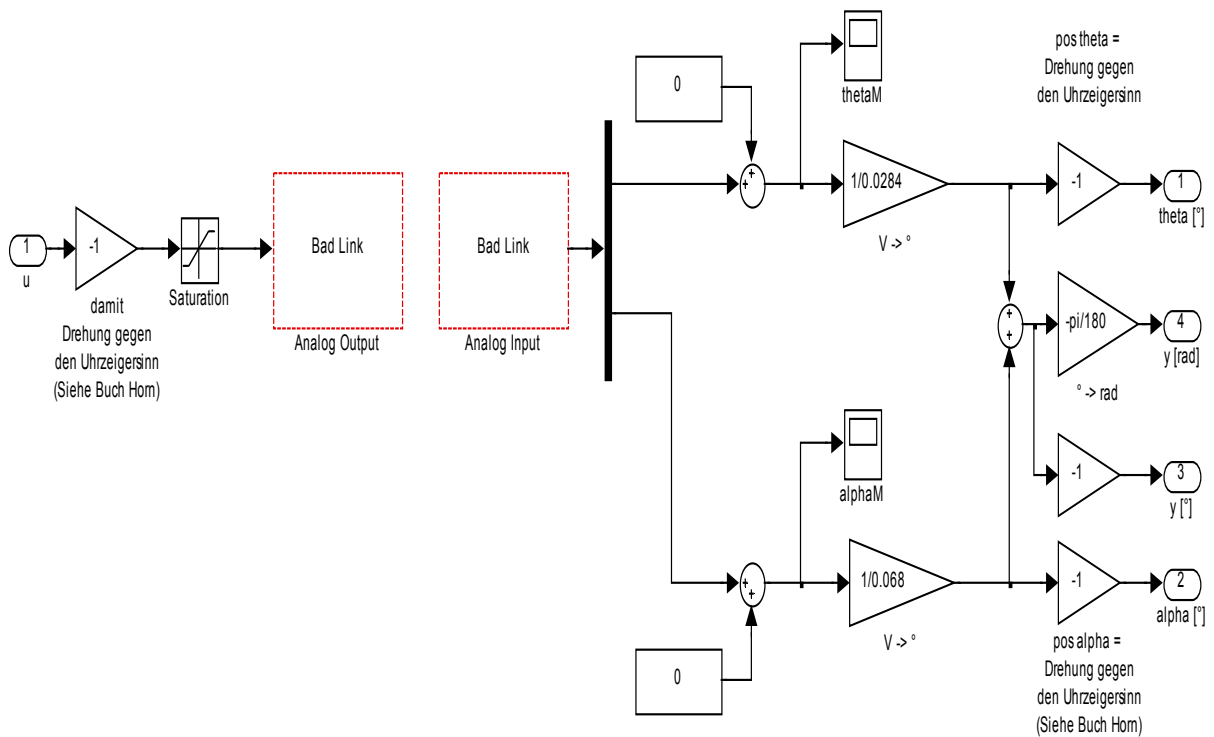


Abbildung 4. 19: Struktur der Strecke mit Simulink

Für beide Versuche benutzen wir das gleiche Rotary Flexible Joint.
 Weil wir nicht beide Regler gleichzeitig laufen lassen können, haben wir die Vergleiche in vier Schritten durchgeführt.
 Die nächste Abbildung zeigt einen Ausleger und einen Zusatzarm. Diese ermöglichen es uns, in Versuch 2 eine Parameteränderung in der Strecke durchzuführen.

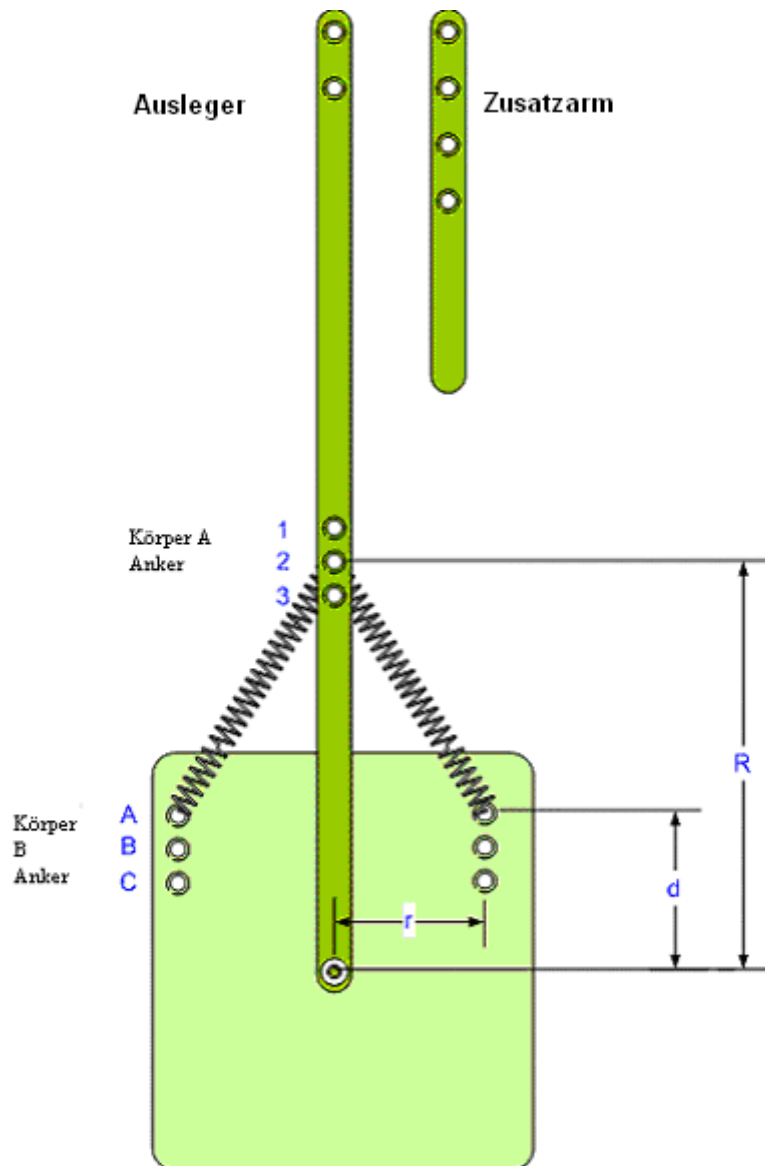


Abbildung 4. 20: Ausleger und Zusatzarm

Quelle [4]

4.6.1 Vergleich 1

Der Zusatzarm liegt komplett auf dem Ausleger auf.

Folgende Ankerpunkte werden benutzt:

Körper A: Ankerpunkt :3

Körper B: Ankerpunkt :A

4.6.1.1 Schritt 1: Versuch mit i-PI-Regler

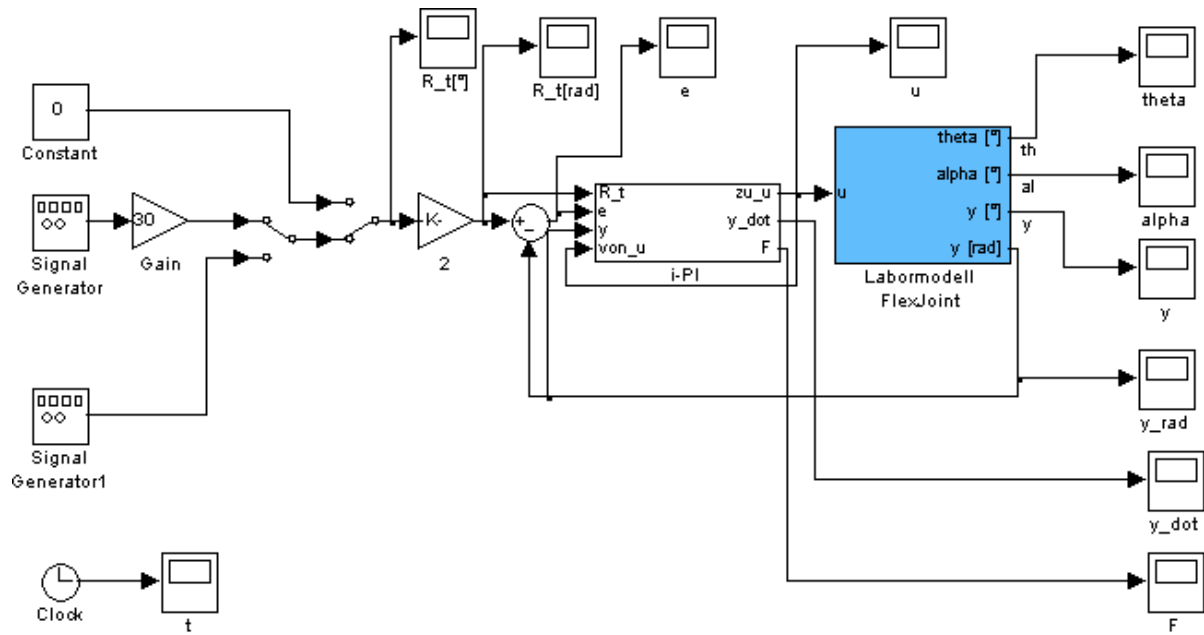


Abbildung 4. 21: Koppelplan des Versuchs 4.5.1.1

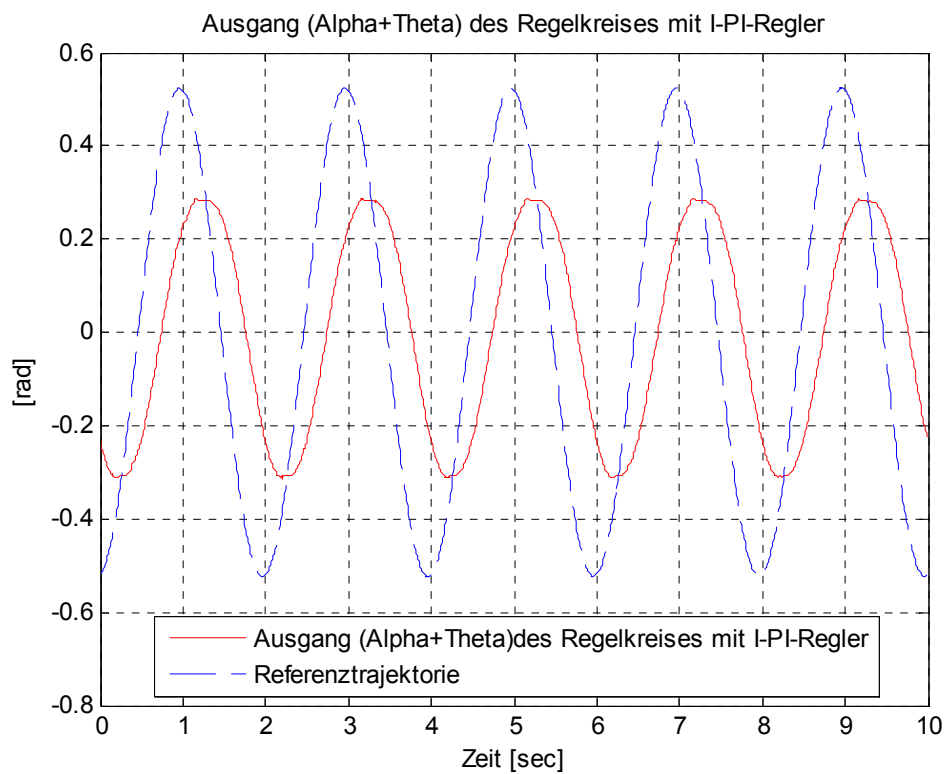


Abbildung 4. 22: Verläufe des Ausgangs (Schritt 1)

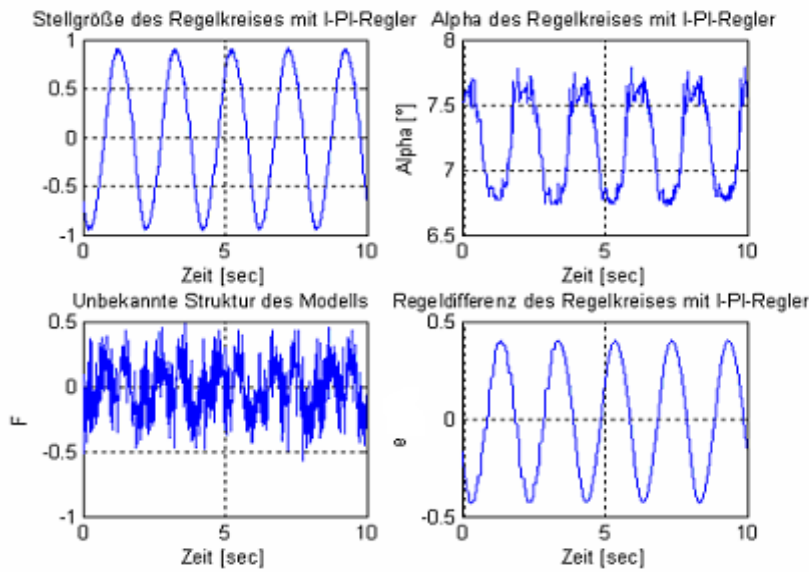


Abbildung 4. 23: Ergebnisse Schritt 1

4.6.1.2 Schritt 2: Versuch mit PI-Regler

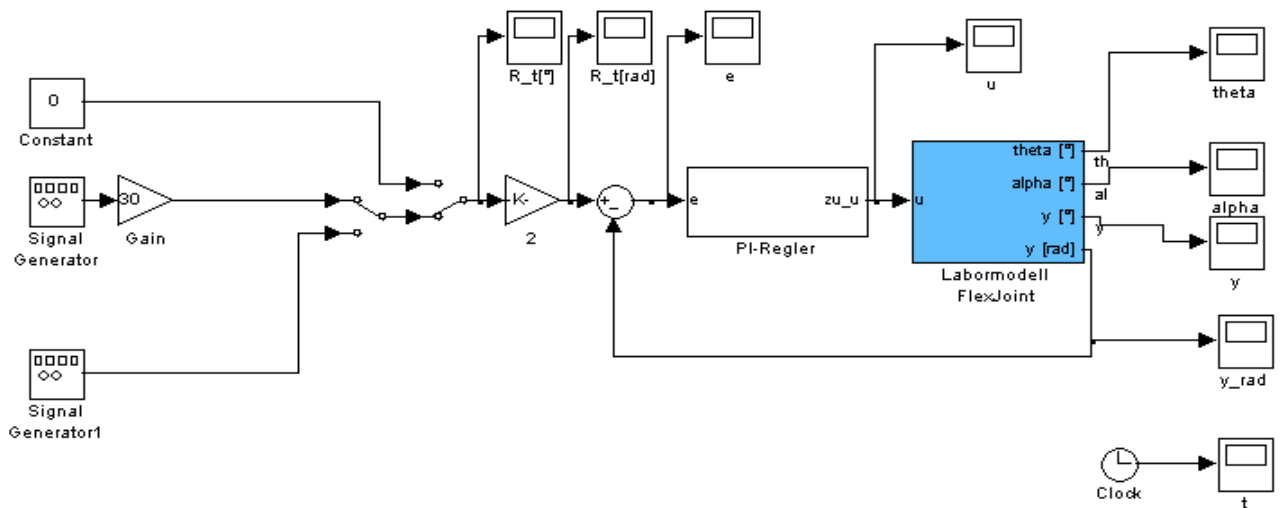


Abbildung 4. 24: Koppelplan des Versuchs 4.5.1.2

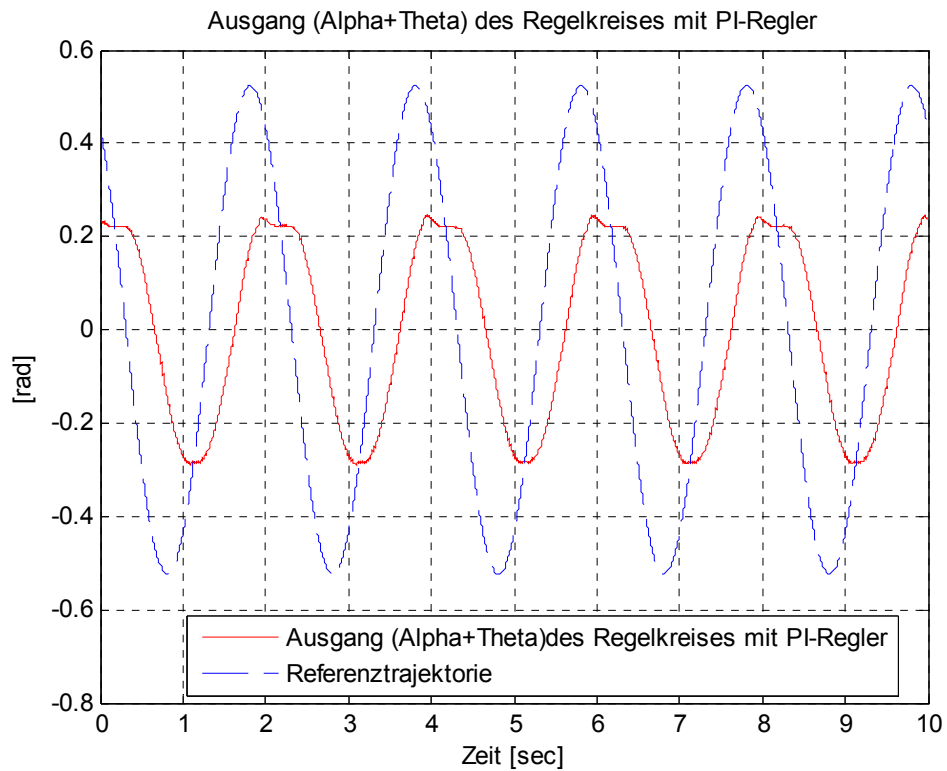


Abbildung 4. 25: Ausgang des Regelkreises mit PI-Regler (Schritt 2)

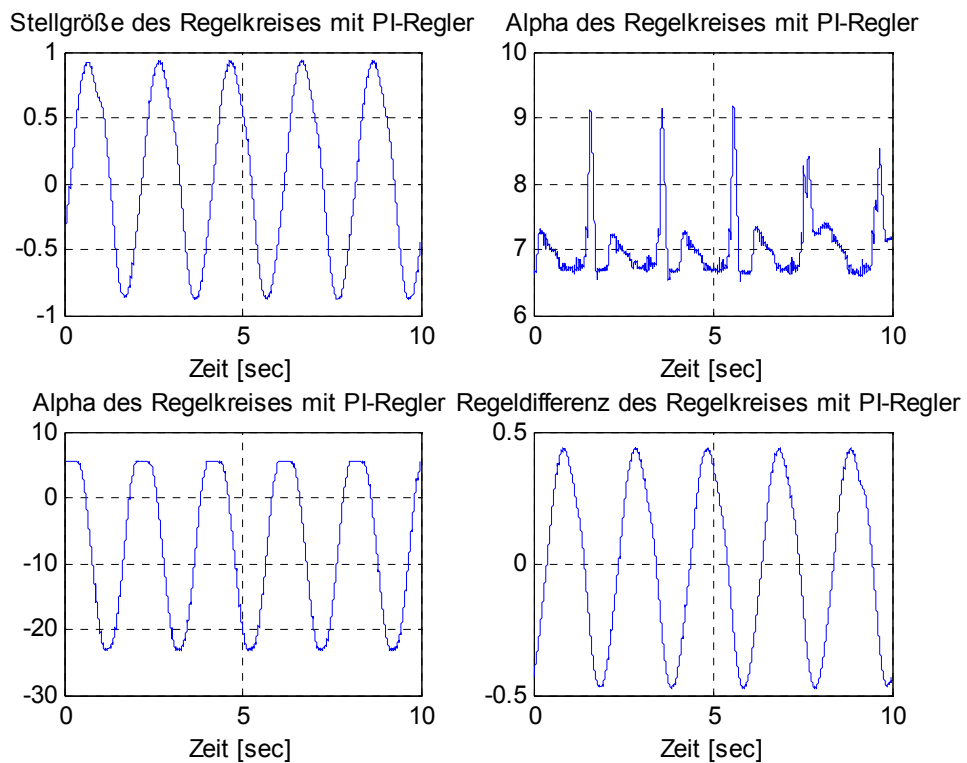


Abbildung 4. 26: Ergebnisse Schritt 2

Was können wir festhalten?

- Der Ausgang Gamma des i-PI-Reglers ist zwar ein wenig zeitversetzt, ist aber der Referenztrajektorie viel ähnlicher.
- Alle strukturellen Unbekannten, die durch F repräsentiert werden, sind sehr gering.
- Der Winkel α des Hauptarms schwingt nicht um 0° , sondern um $7,25^\circ$ für den Regelkreis mit dem intelligenten PI-Regler und um 7° für den Regelkreis mit dem klassischen PI-Regler. Dies ist auf einen Messfehler zurückzuführen. Der Hauptarm wurde nicht vor den Messungen auf Ruhezustand ($\alpha = 0$) gesetzt.

4.6.2 Vergleich 2

Die Hälfte des Zusatzarms liegt auf dem Ausleger auf, so dass die beiden unteren Ankerpunkte frei sind.

Folgende Ankerpunkte werden benutzt:

- Körper A: Ankerpunkt: 3.
- Körper B: Ankerpunkt: C.
- Der Koppelplan bleibt unverändert.

4.6.2.1 Schritt 3: Versuch mit i-PI

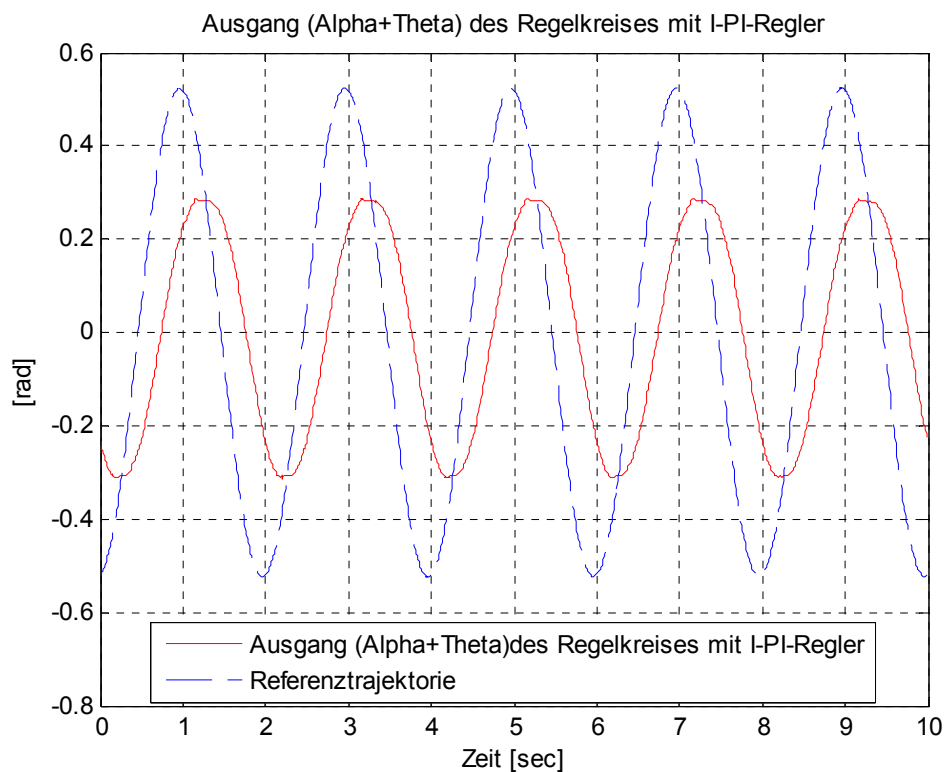


Abbildung 4. 27: Ausgang des Regelkreises mit i-PI-Regler (Schritt 3)

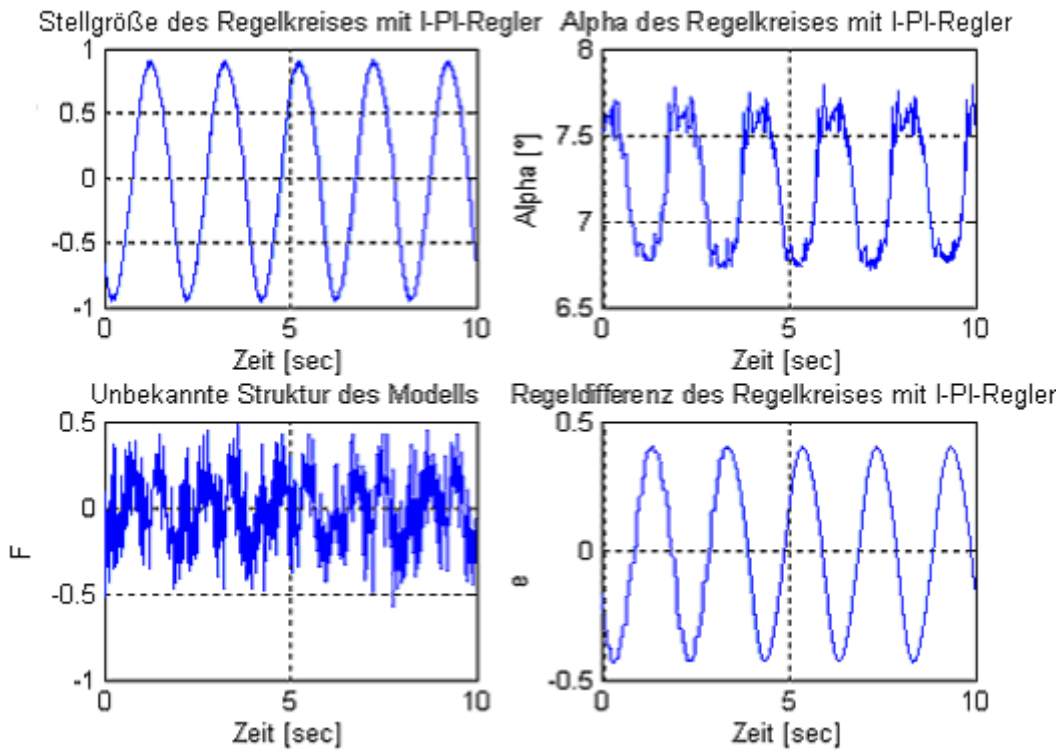


Abbildung 4. 28: Ergebnisse des Schritt 3

4.6.2.2 Schritt 4: Versuch mit Pi

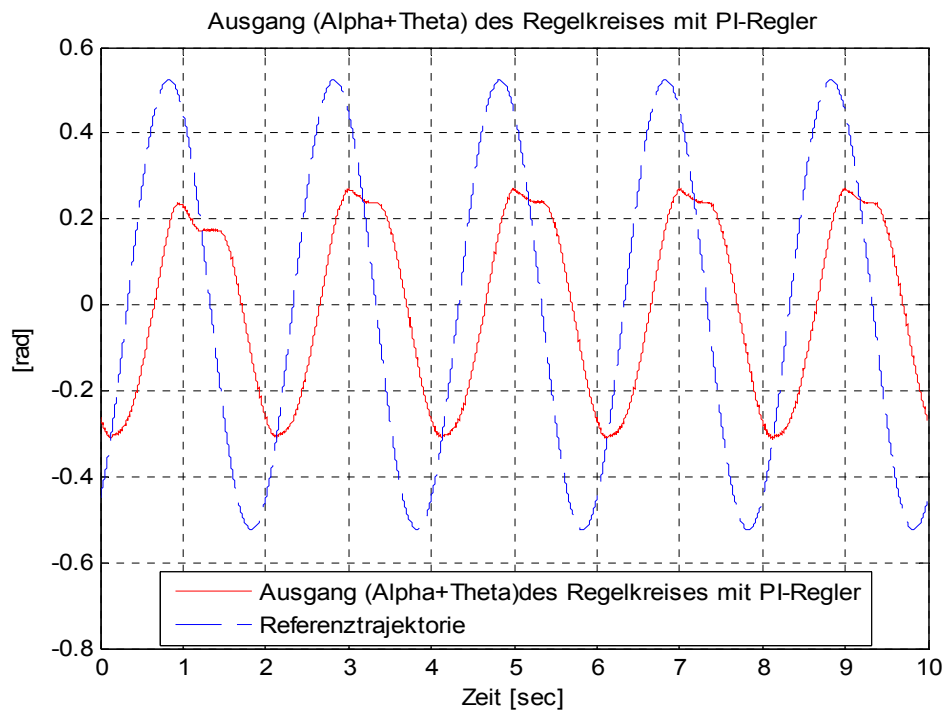


Abbildung 4. 29: Ausgang des Regelkreises mit PI-Regler (Schritt 4)

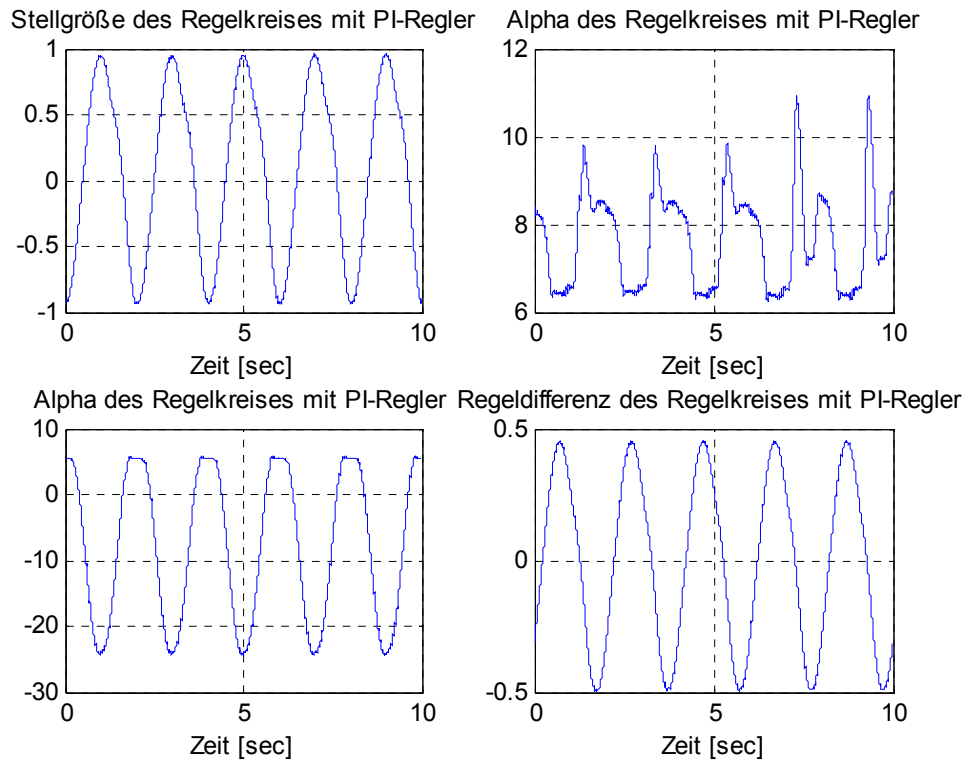


Abbildung 4. 30: Ergebnisse Schritt 4

Was können wir festhalten?

- Die Abbildungen zeigen eine Verschlechterung der Leistung des PI-Reglers. Die Leistung des i-PID-Reglers bleibt gut.
- Festzuhalten ist: Je stärker die Änderung ausfällt, desto größer sind die Unterschiede.
- Der i-PI-Regler kommt gut ohne irgendeine neue Kalibrierung aus.
- Aus den vorhin genannten Gründen schwingt der Hauptarm auch hier nicht um 0° .

Kapitel 5 Zusammenfassung

Diese Arbeit umfasst 5 Kapitel.

Kapitel 1 befasst sich mit der Einleitung und der Motivation. Weiters enthält Kapitel 1 die Zielsetzung und eine Gliederung der Arbeit.

Kapitel 2 bringt die theoretischen Grundlagen einer Regelung ohne Modell. Wir präsentieren Grundlegendes, um diese Arbeit besser zu verstehen. Anhand eines Anwendungsbeispiels betonen wir nochmals, wie einfach der Entwurf eines i-PID-Reglers ist.

In Kapitel 3 haben wir zwei akademische Beispiele präsentiert.

Am Beispiel der Geschwindigkeitsregelung zeigen wir, wie einfach die Implementierung eines Reglers sein kann. Es illustriert auch die gleichbleibende Leistung eines intelligenten Reglers bei stark geänderten Streckenparametern.

Das Beispiel „Ball and Beam“ zeigt im Vergleich die Überlegenheit einer intelligenten Regelung.

Kapitel 4 bringt einen Versuch, der im Labor2 der TU Graz durchgeführt wurde. Es handelt sich um eine Winkelregelung eines Rotary Flexible Joints. Dafür wurden zwei Regler entworfen und implementiert und dann ein Vergleich durchgeführt. Das Ergebnis zeigt nochmals die Vorteile des i-PID-Reglers.

Schlussbetrachtungen

1- Der intelligente PID-Regler ist einfach abzustimmen. Eine einmalige Einstellung genügt, unabhängig von einer späteren Änderung der Regelstrecke. Die Abstimmung eines konventionellen PID-Reglers ist stets kompliziert und mühevoll, obwohl in der Literatur ausgiebig dokumentiert.

2- Die drei Beispiele zeigen, dass Verzögerungssysteme, die durch Übergangsfunktionen der Form $T(s)e^{-Ls}$ mit $T \in R(s)$ und $L \geq 0$ definiert sind und die seit Ziegler & Nichols eine grundlegende Rolle bei der Abstimmung der Parameter von PID-Reglern spielen, an Wert verlieren könnten.

3- Es lassen sich gute Leistungen erzielen, auch wenn sich die Eigenschaften der Strecke ständig ändern, ohne dass die Parameter des Reglers immer wieder neu abgestimmt werden müssen.

4- Im Gegensatz zu einem intelligenten Regler ist ein gut eingestellter PID-Regler nicht in der Lage, geänderte Streckeneigenschaften wie Reibung, Wärmewirkung, Überalterung, Streuung der Eigenschaften aufgrund der Herstellung in Serie zu berücksichtigen.

5- Diese Arbeit verfolgt eine neue Entwurfsmethode für einen Regler. Der sogenannte i-PID soll ein „besseres PID“ sein. Er besitzt alle Vorteile eines klassischen PIDs und keinen seiner Nachteile. Er ist noch einfacher zu implementieren und leicht zu lehren. Das heißt, es sind keine tiefergehenden mathematischen Kenntnisse erforderlich, um seine Grundprinzipien zu verstehen.

6- Diese Art der Regelung gibt es erst seit 4-5 Jahren und muss sich noch in manchen Bereichen, wie zum Beispiel der Regelung von MIMO-Systemen, bewähren.

7-Referenztrajektorien mit sprunghaftem Verlauf verursachen Probleme bei der Erzeugung von \dot{y}^* und \ddot{y}^* .

Literaturverzeichnis

- [1] Martin Horn, Nicolaos Dourdoumas, Regelungstechnik-Rechnerunterstützter Entwurf zeitkontinuierlicher und zeitdiskreter Regelkreise, Pearson Verlag, München, 2004, Seiten (242-248).
- [2] Bill Messner, Dawn Tilbury, PID Tutorial, Michigan College of Engineering.
<http://www.engin.umich.edu/group/ctm/PID/PID.html>
- [3] Luca Gentili, Rotary Flexible Joint, Laboratory of Automation and Robotics, DEIS, University of Bologna.
http://www-lar.deis.unibo.it/people/lgentili/remotelab/files/rfj_readme.pdf
- [4] SRV02-Series, Rotary Experiment # 4 Technical University of Cluj-Napoca, 2001.
http://users.utcluj.ro/~tbuzdugan/App/flex_joint.pdf
- [5] Bill Messner, Dawn Tilbury, Modeling the Ball and Beam Experiment, Michigan College of Engineering.
<http://www.engin.umich.edu/group/ctm/examples/cruise/cc.html>
- [6] Christina Natterer, Régulateur robuste sur bras flexible, Ecole polytechnique federale de Lausanne, Automatic Control laboratory, 2007.
- [7] Thomas Adamek, Lösungsmethoden für lineare, homogene Differentialgleichungen, Universität Stuttgart.
<http://www.uni-stuttgart.de/bio/adamek/Tech.Bio/dglngesamt.pdf>
- [8] Michel FLIESS, Cédric JOIN, Commande sans modèle et commande à modèle restreint Institut National de Recherche en Informatique et en Automatique, 2008.
http://hal.inria.fr/docs/00/35/77/63/PDF/esta_sans.modele.
- [9] Cédric JOIN, John MASSE, Michel FLIESS, Etude préliminaire d'une commande sans modèle pour papillon de moteur, Institut National de Recherche en Informatique et en Automatique, 2008.
<http://hal.inria.fr/docs/00/27/13/78/PDF/TRHROTTLE-jmf.pdf>.
- [10] Armin Ataei-Esfahani, Ball on Beam Balancer, 2006.
http://www.personal.psu.edu/users/a/x/axa943/ball_on_beam_balancer.htm
- [11] Wolfgang Kemmetmüller, Knut Graichen, Rotary Flexible Joint Kapitel 3 Modellbildung und Simulation, TU Wien, 2009.
http://www.acin.tuwien.ac.at/fileadmin/cds/lehre/eab/BakkVertiefung_Automatisierung_UebKapitel3.pdf
- [12] Manfred Wolff, Peter Hauck, Wolfgang Küchlin, Mathematik für Informatik und Bioinformation, Springer - Verlag Berlin Heidelberg New York , 2004.
- [13] Michael Zeitz, Flachheit – Eine nützliche Methodik auch für lineare SISO–Systeme, Universität Stuttgart, Institut für Systemdynamik.
http://www.isys.uni-stuttgart.de/lehre/fls/Literaturlinks/beitrag_steir_rt_sem_09_zeit.pdf

