

Designspecifikation

FADR - FordonsAdaptiv DriftsRegulator

Version 1.0

Status

Granskad	Henrik Iredahl	2015-10-13
Godkänd	Lars Eriksson	2015-10-19

PROJEKTIDENTITET

2015/HT,
Linköpings universitet, ISY

Gruppdeltagare

Namn	Ansvar	Telefon	E-post
Isac Strömberg	Projektledare (PL)	073 069 24 05	isast208@student.liu.se
Robin Holmbom	Mjukvaruansvarig	070 388 29 06	robho345@student.liu.se
Carl-Philip Lartén	Designansvarig ILC	073 033 65 13	carla404@student.liu.se
Hiren Kerai	Designansvarig IFT	070 364 41 53	hirke413@student.liu.se
Erik Klasén	Designansvarig modellering för reglerutveckling	070 694 36 45	erikl346@student.liu.se
Andrej Verem	Testansvarig	073 989 96 01	andve902@student.liu.se
Henrik Iredahl	Dokument- & kvalitetsansvarig (DA)	070 717 56 69	henir012@student.liu.se

Hemsida: <http://www.isy.liu.se/edu/projekt/tsrt10/2015/fordonsreglering/>

Kund: Volvo Cars (Fredrik Wemmert)

Beställare: Lars Eriksson

Kursansvarig: Daniel Axehill

Handledare: Vaheed Nezhadali (HL)

Innehåll

Dokumenthistorik	5
1 Introduktion	6
1.1 Parter	6
1.2 Syfte och mål	6
1.2.1 Iterative Learning Control - ILC	6
1.2.2 Iterative Feedback Tuning - IFT	7
1.2.3 Modellering för reglerutveckling	7
1.3 Användning	7
1.4 Bakgrund	7
1.5 Definitioner	8
2 ILC	8
2.1 Problem	10
2.2 Systemidentifiering	10
2.3 ILC formuleringar	10
2.4 Val av ordning	11
2.5 Design av filter	11
2.5.1 Design av Q-filter	11
2.5.2 Design av L-filter	12
2.6 Implementering	12
2.6.1 Förutsättningar	12
2.6.2 Insignaler, PID-regulator och framkoppling	13
2.6.3 Utsignaler	13
2.6.4 Inställning av PID-regulator	13
2.6.5 Felfunktion	15
2.6.6 Kommunikationsgränssnitt	15
2.6.7 Verktyg för kommunikation	15
2.7 Stabilitet, robusthet och stoppkriterie	15
3 IFT	16
3.1 Problem	16
3.2 Algoritmen	16
3.3 Beskrivning av systemet	17
3.4 Skattning av felet	17

3.5	Gradientapproximation	18
3.5.1	Metod 1	18
3.5.2	Metod 2	18
3.6	Minimeringsproblemet	20
3.7	Val av residual	21
3.7.1	Korrigerig av önskad utsignal	21
3.7.2	Derivatan i residualen	21
3.7.3	Modifiering av regulatordesignen	21
3.8	Val av regulator	21
4	Modeller och laddtrycksregulator	22
4.1	Volymetrisk verkningsgrad	22
4.1.1	Nuvarande modell	22
4.1.2	Ställbara kamaxlar	25
4.1.3	Förslag på nya modeller	26
4.2	Momentmodellen	26
4.2.1	Förbättring av modellen	28
4.3	Temperaturmodell för avgaser	29
4.3.1	Förbättring av modellen	32
4.4	Turbomodell	32
4.5	Multivariabel laddtrycksregulator	34
4.5.1	Bakgrund	34
4.5.2	Problembeskrivning	34
4.5.3	Systemidentifiering	35
4.5.4	Korskopplingsanalys	35
	Referenser	38

Dokumenthistorik

Version	Datum	Utförda förändringar	Utfärda av	Granskad
0.1	2015-10-13	Första utkast	Samtliga gruppdeltagare	H.I
1.0	2015-10-19	Första versionen	Samtliga gruppdeltagare	H.I

1 Introduktion

I detta dokument finns den teori som ligger till grund för hela projektet. För mer information om projektet, se Projektplan, Kravspecifikation och Systemskiss i separata dokument.

1.1 Parter

Kunden för projektet är Volvo Cars Corporation (Fredrik Wemmert) och beställaren är Lars Eriksson på fordonssystem på ISY. Kontaktpersoner hos beställare är Lars Eriksson och Andreas Thomasson på fordonssystem.

1.2 Syfte och mål

Projektet syftar till att undersöka, implementera och utvärdera Iterative Learning Control (ILC), samt Iterative Feedback Tuning (IFT) för fordonsapplikationer. Ett delsyfte är att bygga upp industrins kunskap om användning och lämplighet av dessa tekniker i fordonsammanhang. I projektet kommer även förbättrade modeller för motor och fordon att tas fram, som kan användas för analys och reglerdesign av framtida fordon. Vidare ska en multivariabel laddtrycksregulator för reglering av trottel- och wastegateaktuatorer utvecklas. Målet är att denna regulator ska kunna vidareutvecklas och användas av Fordonssystem för forskning och undervisning.

1.2.1 Iterative Learning Control - ILC

Målen för Iterative Learning Control är följande:

- Ta fram kommunikationsgränssnitt mellan fordon och testcells dator så att fordonshastigheten kan styras i fordonslabbet.
- Implementera ILC för körcykelföljning i fordonslabbet.
- Utvärdera konvergens av ILC i fordonslabbet.
- Utreda och besvara hur mycket av det man lärt sig kan återanvändas från ett fordon till ett annat. Genomföra tester med olika virtuella konfigureringar på XC90 för att simulera så stor skillnad mellan fordonen som möjligt.

1.2.2 Iterative Feedback Tuning - IFT

Målen för Iterative Feedback Tuning är följande:

- Implementera IFT i simuleringsmiljö för laddtryckreglering i en motorsimuleringsmodell.
- Om möjligt utvärdera IFT på motorn i motorlabbet.
- Jämföra IFT kalibrerad regulator dels med en manuellt kalibrerad regulator och dels med ett optimalt styrt system.

1.2.3 Modellering för reglerutveckling

För modellering för reglerutveckling är målen:

- Modifiera, anpassa och validera en simuleringsmodell till den turbomotor som finns i Fordonssystemets labb. (Nya motordata har uppmätts under sommaren.)
- Ta fram multivariabel laddtrycksregulator för trottel och wastegatestyrning som optimerar bränsleförbrukning och hjälper momentstyrningen i ett fordon.
- Utvärdera regulatorn i en komplett fordonsmodell.
- Om möjligt testa regleringen på motorn i motorlabbet.

1.3 Användning

I dagsläget trimmas körcykelföljningsregulatorer manuellt och likaså boosttrycksregulator. Syftet med ILC är att reglera fordonshastighet efter körcykel, genom att iterativt ändra insignal för bättre körcykelföljning. Genom IFT kommer regulatorns parametrar att automatiskt itereras fram för bättre boosttrycksreglering.

En fördel med både ILC-algoritmen och IFT-regulator är att det kan finnas en möjlighet till att använda regulatorerna på andra fordon och motorer utan en större anpassning.

Vidare ska modell för reglerutveckling användas som grund vid kommande forskning på fordonssystem vid Linköpings universitet.

1.4 Bakgrund

Projektet är en del i ett större forskningsprojekt vid Linköpings universitet. Alla tre delar av projektet är en del av att effektivisera respektive område och därmed spara tid och pengar.

Idag krävs mycket tid för att få ett nyutvecklat fordon att följa en körcykel på ett sätt som godkänns enligt lagkrav. Därför utvärderas ILC som ett alternativ för att snabbt skapa en bra körcykelföljning.

Att optimera parametrarna hos en regulator kan även det vara väldigt tidskrävande. Ett sätt att automatiskt och systematiskt bestämma regulatorers parametrar är att använda sig av IFT algoritmen.

Vid nyutveckling och vidareutveckling av motorer är simulering av modeller ett tids- och kostnadsbesparande sätt att utvärdera ett system. Modellen som idag används vid fordonssystem vid ISY, Linköpings universitet kan förbättras.

1.5 Definitioner

- ILC - Iterative Learning Control
- IFT - Iterative Feedback Tuning
- VEA - Volvo Engine Architecture
- CAN - Controller Area Network
- LTI - Linear Time Invariant

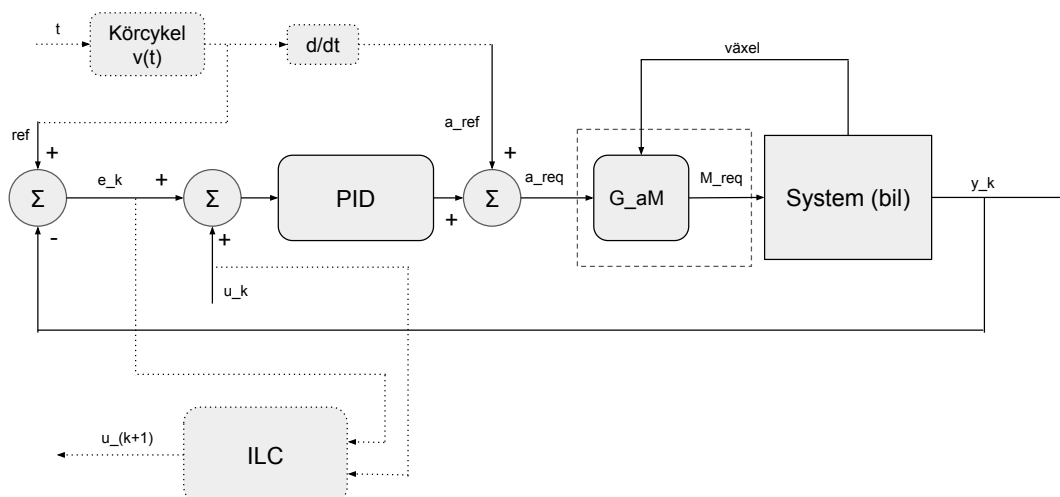
2 ILC

Iterative Learning Control är en algoritm som använder sig av ett referensfel i en cyklisk process för att uppdatera insignalen till en regulator efter varje iteration [1]. I detta projekt ska kör-cykelföljning regleras, vilket i högsta grad är repetitivt. En kör-cykel är en hastighetsprofil v_{ref} , $t \in [t_0, t_f]$, som en bil ska följa. Dessa används för att utvärdera bilars utsläpp och finns i olika varianter. I detta projekt kommer främst kör-cyklerna "New European Driving Cycle" (NEDC, europeisk) och "Federal Test Procedure" (FTP-75, amerikansk) att användas.

I Figur 1 visas ett blockschema med ILC-algoritmen och den PID-regulator som ska användas. I Figur 2 ges en översikt av vart de olika blocken i Figur 1 kommer att implementeras. Tabellen nedan beskriver signalerna som används i figurerna.

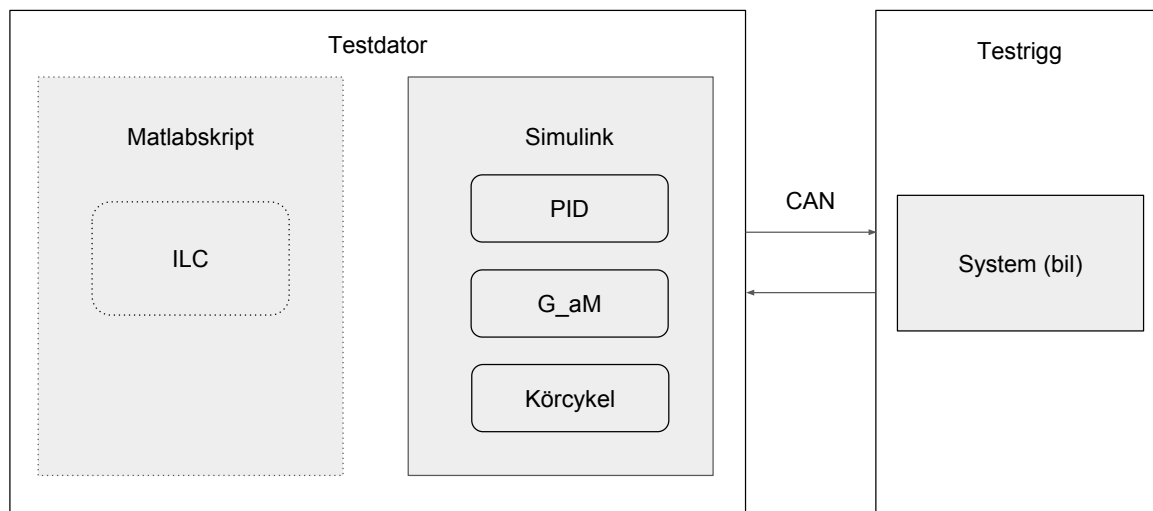
Tabell 1: Beskrivning av signaler.

Signal	Beskrivning
u_k	Korrigerig av felsignal, beräknad i ILC, för iteration k.
ref	Referenssignal angivet som hastighet från den kör-cykel som testas.
a_{ref}	Referensacceleration, beräknad från ref .
a_{req}	Accelerationsbegäran.
M_{req}	Momentbegäran.
y_k	Utsignal, uppmätt hastighet för iteration k.
e_k	Felsignal, differens mellan ref och y_k .



Figur 1: Blockschema för systemet med ILC, återkopplad PID-regulator samt eventuell framkoppling av referensacceleration. De prickade delarna betyder att ILC- och referensberäkningar sker offline. Det streckade området implementeras endast om det är momentbegäran som ska skickas in till bilen, där G_{aM} är en modell från acceleration till moment.

Bilen kommer att kopplas till en testrigg där alla hjul kopplas till dynamometers vilka simulerar motstånd som friktion, luftmotstånd och rullmotstånd. En testdator kommer att styra bilens hastighet samt ta emot uppmätt hastighet och växel via CAN. Ett simulinkschema kommer att styra bilen online och mellan två iterationer så kommer en ny hastighetsbegäranskorrigeringsterm att tas fram i ett matlabskript, det vill säga offline.



Figur 2: Översikt av labbuppsättning.

2.1 Problem

Idag krävs mycket tid att reglera ett nyutvecklat fordon till att följa en körscykel på ett sätt som godkänns enligt lagkrav. Repeterbarheten kan också ifrågasättas när en mänsklig förare ska upprepa samma körsekvens. Genom att utnyttja och manipulera spelrummet som finns i kraven på körscykeföljning kan bilens utsläpp och förbrukning skiljas åt mellan olika tester. Av dessa anledningar kan ILC-algoritmen vara ett alternativ för att snabbt skapa en bra körscykeföljning. I detta projekt ska ILC-algoritmens prestanda vid implementering i fordonslabb undersökas.

2.2 Systemidentifiering

För att få en uppfattning om hur systemets in- och utsignal varierar med varandra kommer en enklare systemidentifiering samt stegsvarsexperiment att utföras. Verket som används för identifieringen är "System Identification Toolbox" i Matlab [2]. Detta ska användas för att ta fram bland annat tidsfördröjning, statisk förstärkning och stigtid. Informationen från identifiering och stegsvarsexperimentet ska sedan användas för att anpassa PID-regulatorn samt filter i ILC, hur detta genomförs beskrivs senare.

2.3 ILC formuleringar

Enligt Norrlöf [3] finns de två formuleringar av ILC. Den ena, "Disturbance rejection model", passar då det finns en repetitiv störning som går att reglera utifrån. Den andra, "Trace model", behandlar referensföljning av repetitiva system [3]. Eftersom att inga störningar ska behandlas

i detta projekt och det just handlar om referensföljning kommer den andra formuleringen att användas. En första ordningens ILC i det linjära fallet defineras som:

$$u_{k+1} = Q(q)(u_k + L(q)e_k) \quad (1)$$

$$e_k = ref - y_k \quad (2)$$

I Ekvation (1) representerar k körcykeliteration, u_k utsignal från ILC vid iteration k och e_k differenserna mellan referens och utsignal från system vid iteration k . u_{k+1} representerar alltså nästa iterations utsignal från ILC. Q och L är filter och q representerar tidsskiftsoperatoren.

I kommande avsnitt beskrivs och motiveras de olika designvalen.

2.4 Val av ordning

Ordningen på en ILC bestämmer hur många föregående iterationer den nya utsignalen från ILC ska baseras på. I detta projekt kommer en första ordningens ILC att implementeras, vilken alltså endast beror på föregående körcykel. Anledningen till detta är att fokus ligger på att implementera och utvärdera en ILC som redan testats i simulering, vilket i detta fall är av första ordningen. En högre ordningens ILC kan vara intressant för framtida utvecklingsarbete ifall denna implementering lyckas.

2.5 Design av filter

Eftersom lite information om systemet är givet kommer ett heuristisk tillvägagångssätt att användas vid design av Q - och L -filter. Utgångspunkten är en filterstruktur som är beprövad och visat sig vara stabil, det behöver inte nödvändigtvis vara en optimal struktur.

2.5.1 Design av Q -filter

I Norrlöfs doktorsavhandling [3] väljs Q -filtret till ett lågpasfilter med cut-off frekvens så att frekvensspannet är tillräckligt för systemet som regleras. Det vill säga cut-off frekvensen kommer att väljas tillräckligt liten för att ta bort snabba och avvikande förändringar utan att ta bort någon essentiell information. Filtret kan designas på olika sätt. I detta projekt kommer följande vedertagna filterdesign att testas:

Butterworth är en filterdesign som ger en platt amplitud i frekvenssvar vid passfrekvenser men en långsammare minskning i amplitud efter cut-off frekvensen än andra filterdesign [4]. Filtret används i Eriksson och Norrlöfs ILC-simulering [1] och är därmed beprövad vid simuleringsfallet. Med detta i åtanke samt att cut-off frekvensen ej är absolut anses Butterworth vara det bästa alternativet vid denna implementering.

Chebyshev 1 har en brantare minskning i amplitud efter cut-off frekvens vid frekvenssvar än Butterworth. Dock kommer den med nackdelen av att den innehåller oscillatorer vid passfrekvenser. [4]

Elliptic bidrar med egenskapen att ha en brant amplitudskillnad vid cut-off frekvens. För att uppnå detta innehåller den oscillatorer både vid passband och stopbandet. [4]

2.5.2 Design av L-filter

Enligt Norrlöf [3] är ett lämpligt L filter

$$L = \gamma q^\kappa \quad (3)$$

där $\kappa > 0$ är tidsfördröjningen och $0 < \gamma < 1$. En viss tidsfördröjningen kommer att finnas mellan att ett moment eller en acceleration begärs till faktiskt momentutslag vid hjulen.

Systemidentifieringen kommer att ge en fingervisning om hur stor tidsfördröjningen bör vara, men en konvergensundersökning för olika tidsfördröjningar kommer att göras för att uppnå bästa resultat.

Enligt Eriksson och Norrlöf är den statiska förstärkningen mellan referens hastighet och faktiskt hastighet nära 1. I simuleringen i [1] väljs γ till strax under 1, $\gamma = 0.95$, för att skapa robusthet. Att välja en lägre γ bidrar till en långsammare konvergens, men en för hög förstärkning kommer att bidra till översläng och kan leda till ett divergent beteende. [1]

Robusthetstest kommer att göras och utifrån dessa kommer γ att väljas. Mer om detta går att läsa i testplanen.

2.6 Implementering

Under denna rubrik redogörs det för hur ILC:n ska implementeras i fordonet.

2.6.1 Förutsättningar

För att ILC ska vara applicerbart krävs att processen som regleras har vissa egenskaper, till exempel att det är en iterativ sekvens. Norrlöf [3] presenterar sex postulat som är förutsättningar för en stabil ILC, vilka är:

- P1 - Varje iteration har tidsintervallet $[0, t_f]$, där t_f är en fixerad sluttid.
- P2 - Önskad utsignal är given som $r(t)$ för $t \in [0, t_f]$.
- P3 - Initialtillståndet är samma för samtliga iterationer.
- P4 - Invarians i systemdynamik ska gälla mellan iterationerna.
- P5 - Alla utsignaler $y_k(t)$ kan mätas för $t \in [0, t_f]$.
- P6 - Givet referens $r(t)$ för $t \in [0, t_f]$, med bitvis kontinuerlig derivata, finns det en unik insignal $u_d(t)$ så att $y_d(t) = r(t)$.

Av dessa postulat kan P3 och P5 vara svåra att garantera i verkligheten och därför skulle dessa kunna skrivas lösare enligt följande: [3]

- P3' - Skillnaden i initialtillstånd jämfört med första iterationen är begränsat till någon konstant (systemberoende).
- P5' - Alla utsignaler $y_k(t) = z_k(t) + n_k(t)$ kan mätas för $t \in [0, t_f]$, där $n_k(t)$ är en mätstörning.

Dessa postulat kommer ligga till grund för detta arbete och de tester som ska utföras. P6 kan förvisso vara svår att bevisa, men i detta fall är referenssignalen redan given och därmed kan inte det postulatet påverkas. Det som kan påverkas är kraven som ställs på hur bra referensen ska följas, vilka har satts till $+/- 2km/h$ skillnad mellan referens och utsignal. Detta beskrivs i projektets kravspecifikation.

2.6.2 Insignaler, PID-regulator och framkoppling

Systemet använder en referenssignal, hastighetsbegäran. Denna kommer att transformeras till accelerationsbegäran via en PID-regulator och därefter eventuellt räknas om till momentbegäran. Detta beror på att insignalen till bilen ska vara något av dessa men referenssignalen är given i hastighet.

Till en början kommer accelerationsbegäran att användas och om det visar sig vara otillräckligt kommer momentbegäran testas istället. Används momentbegäran som insignal kommer ett extra block att läggas till, se Figur 1. Detta innehåller en modell G_{aM} som översätter accelerationsbegäran till momentbegäran, som beror på utväxlingen i växellådan. Av denna anledning används bilens växel som insignal till detta block.

Tester kommer att göras på att framkoppla en referensacceleration, direkt deriverad från hastighetsreferens, för att undersöka om det förbättrar regleringen.

De insignaler som kommer att krävas för ILC:n är differens mellan referenssignal och mätsignal från systemet (e_k) samt föregående körcykels insignal till PID-regulator (u_k). Dessa används sedan för att korrigera nästkommande insignal till PID-regulatorn. För en översikt av signaler, se Figur 1.

2.6.3 Utsignaler

Utsignaler från systemet är bilens hastighet samt växel. Från ILC:n är utsignalen nästkommande körcykels korrigering av fel i hastighetsbegäran och från PID-regulatorn är utsignalen accelerationsbegäran.

2.6.4 Inställning av PID-regulator

PI(D)-regulatorn kommer att vara återkopplad (se Figur 1) och kommer preliminärt att ställas in med hjälp av lambda-reglering samt en del handtuning. Till grund för detta ligger ett stegsvarsexperiment på bilen oåterkopplad, där tidsfördröjning L , stigtid T och statisk förstärkning K_p tas fram. En tuningparameter λ sätts till kvoten mellan det slutna systemets önskade tidskonstant (T_c) och den uppmätta tidskonstanten för det öppna systemet. En tumregel är att sätta $0.5 < \lambda < 5$. Om $\lambda < 1$ fås ett snabbare slutet system och tvärtom gäller om $\lambda > 1$. Med dessa parametrar byggs regulatorn $F(s)$ enligt följande: [5]

$$\lambda = \frac{T_c}{T} \quad (4)$$

$$F(s) = \frac{1}{K_p \lambda + L} \left(1 + \frac{1}{T s}\right) \quad (5)$$

Regulatorn i Ekvation (5) blir en PI-regulator, skulle det visa sig att en deriverande del behövs kompletteras denna med en term $K_d * s$ som tunas in för hand. Regulatorn kommer även att tidsdiskretiseras, vilket görs i Matlab med metoden "Zero Order Hold" [5]. Tanken är inte att det ska läggas någon större vikt på inställningen av denna regulator. Anledningen till detta är dels att ILC är huvudfokus och dels för att i IFT-delen av projektet undersöks en metod för att enklare ta fram denna regulator.

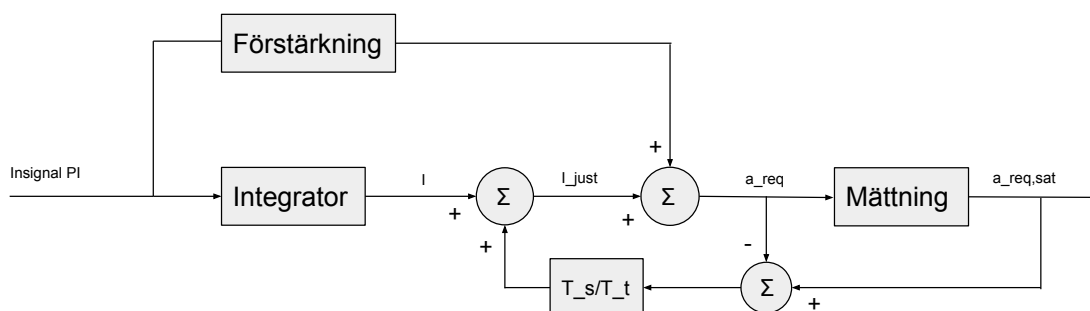
För att undvika integratoruppvriddning kommer en metod som kallas "Tracking" att användas. Detta går ut på att ett maxvärde $a_{req,max}$ och minvärde $a_{req,min}$ sätts på utsignalen från PID-regulatorn, vilket motsvarar begränsningar i insignal (i detta fall hur fort bilen kan accelerera respektive retardera). Skulle framkoppling av accelerationreferensen användas kommer begränsningarna att sättas på summan av framkopplingssignalen och utsignalen från PID-regulatorn. Om den mättade signalen har beteckningen $a_{req,sat}$ erhålls följande uttryck: [5]

$$a_{req,sat} = \begin{cases} a_{req,max} & om & a_{req} > a_{req,max} \\ a_{req} & om & a_{req,min} \leq a_{req} \leq a_{req,max} \\ a_{req,min} & om & a_{req} < a_{req,min} \end{cases} \quad (6)$$

Om integratordelen i regulatorn har beteckningen I_k vid tiden k och den justerade integratordelen $I_{k,just}$ används följande uttryck: [5]

$$I_{k,just} = I_k + \frac{T_s}{T_t} (a_{req,sat}^{(k)} - a_{req,k}^{(k)}) \quad (7)$$

T_s är samplingstiden och $T_t \geq T_s$ är en tuningparameter, den så kallade "tracking-konstanten". En tumregel är att sätta denna till integraltiden, det vill säga T i Ekvation (5). Genom att justera integratordelen enligt Ekvation (6)-(7) hindras integratoruppvriddning på grund av begränsning i fordonets accelerationsförmåga, ett blockschema visas i Figur 3. [5]



Figur 3: Blockschema för justering av integratordel via tracking i en PI-regulator.

2.6.5 Felfunktion

För att få ett mått på hur väl bilen följer körcykeln används två felfunktioner. De ena beräknas genom två-normen på differensen av referenshastighet och uppmätt hastighet för varje iteration. Normen divideras med normen för första iterationen för att få fram en procentuell förändring. Ekvationen för denna ser ut enligt följande:

$$E_k = \frac{\|r_k(t) - y_k(t)\|_2}{\|r_0(t) - y_0(t)\|_2} \quad (8)$$

Det andra måttet som används är variansen av begärd acceleration, vilket kan användas för att kontrollera att inte insignalen till systemet varierar för mycket. För hög varians i insignalen kan leda till problem i implementeringen på grund av fysikaliska begränsningar, samt att kan ses som att ILC arbetar ineffektivt. Uttrycket för variansen är följande, där E är väntevärdet:

$$V_k = E(a_{req}^2) - E(a_{req})^2 \quad (9)$$

2.6.6 Kommunikationsgränssnitt

Kommunikationsgränssnittet för tester kommer att tas fram i Matlab och Simulink med hjälp av verktyget "Vehicle Network Toolbox" [6]. ILC-algoritmen kommer att skötas offline i Matlab, där samtliga beräkningar görs för att ta fram insignal till nästkommande körcykel. Via kommunikationsgränssnittet kommer signalerna konverteras till CAN-signaler som skickas in i bilen. CAN-meddelandena kommer att tolkas med hjälp av given databas ifrån kund.

2.6.7 Verktyg för kommunikation

För att koppla ihop dator och CAN bus i bilen används en adapter av modell NI USB-8473 [7]. Denna kopplas in via USB-port i dator och gör så att datorn kan kommunicera med bilen.

2.7 Stabilitet, robusthet och stoppkriterie

För att undersöka stabilitet kommer ett antal robusthetstester att göras. Utöver det som nämnts ovan med intuning av regulatorparametrar kommer ILC testas på olika körcykelreferenser och olika fordonskonfigurationer. Detta kan göras både i labb och i simulering, med syfte att visa på hur stora parameterändringar (på exempelvis fordonets massa) som kan göras innan systemet blir instabilt. Mer om vilka tester som kommer att utföras beskrivs i projektets testplan.

Iterering av ILC kommer att göras så länge förändringen av felfunktionen ΔE uppfyller följande konvergenskrav:

$$\Delta E = E_{k-1} - E_k > \epsilon_{konv} \quad (10)$$

ϵ_{konv} väljs till något tal som anses vara tillräckligt litet för att inte tester ska köras i onödan. Med detta menas om inte felet mellan varje körcykel minskar mer än ϵ_{konv} anses det inte vara lönsamt att fortsätta testerna, eftersom resultatet inte förbättras tillräckligt mycket. Detta krav täcker även det fall att felet skulle divergera och öka mellan två körcykler, eftersom $\Delta E < 0$ i sådant fall.

3 IFT

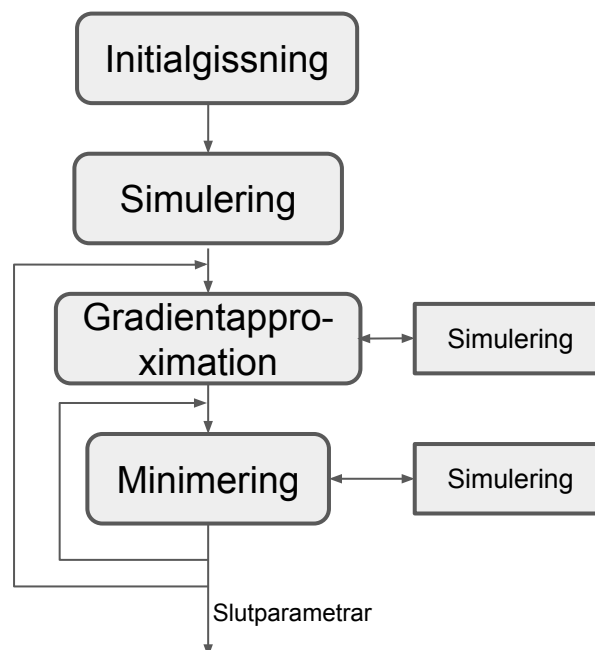
Iterative Feedback Tuning är en algoritm som utifrån en målfunktion iterativt optimerar regulatorparametrarna för att minimera felet. I detta projekt är det främst tänkt att IFT ska användas för att optimera laddtrycksregleringen med wastegaten som aktuator. Målet är även att IFT:n ska kunna implementeras tillsammans med ILC som beskrivs i Avsnitt 2, för att förbättra dess prestanda.

3.1 Problem

Problemet idag är att inställningen av regulatorparametrarna dels kan vara väldigt svår, men främst att den är tidskrävande. Med en IFT-algoritm kommer tuningen av parametrar i princip ske automatiskt.

3.2 Algoritmen

Algoritmen går ut på att man försöker följa ett förbestämt beteende. De mest grundläggande stegen i algoritmen illustreras i Figur 4. Det första som görs är att systemet körs eller simuleras med en initialgissning på regulatorparametrar.



Figur 4: Visar ett flödesschema över algoritmen.

Med data från simuleringen görs en gradientapproximation, eftersom riktningen på var felet är störst eftersöks - vilket gradienten visar. Gradientapproximationen i sig kräver ett antal simuleringar, antalet simuleringar som krävs bestäms av vilken approximeringsmetod samt hur många regulatorparametrar som används. Dessa metoder beskrivs under Avsnitt 3.5.

Minimeringsalgoritmen minimerar sedan kostnadsfunktionen med hjälp av gradienten. Algoritmen itereras med justering av en designparameter tills dess att felet minskar. Minimeringsalgoritmen beskrivs mer ingående i Avsnitt 3.6.

Efter minimeringen börjar nästa iteration av IFT-algoritmen. Efter ett antal iterationer bör goda regulatorparametrar ha erhållits.

3.3 Beskrivning av systemet

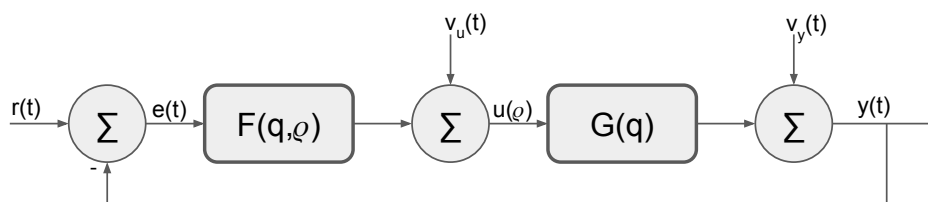
Systemet för laddtrycksregleringen kan enkelt beskrivas av ett återkopplat system enligt:

$$y(t) = G(q)u(t) + v_y(t) \quad (11)$$

och

$$u(t) = F(q, \rho) (r(t) - y(t)) + v_u(t) \quad (12)$$

där $G(q)$ är själva systemet och $F(q, \rho)$ är regulatorn. Variabeln ρ motsvarar regulatorparametrarna, q är tidsförskjutningsoperatorn, $u(t)$ är insignalen till wastegatepositionen, $r(t)$ är referenssignalen och $y(t)$ är utsignalen i form av aktuellt laddtryck. Parametrarna $v_u(t)$ och $v_y(t)$ motsvarar störningar i in- respektive utsignalen. Ett övergripande blockdiagram över systemet visas i Figur 5.



Figur 5: Visar blockdiagrammet för systemet i (11) & (12).

3.4 Skattning av felet

För att ett fel ska kunna skattas behöver en önskad utsignal beräknas utifrån en målfunktion. Den önskade utsignalen y^d beräknas enligt,

$$y^d(t) = T^d(q)r(t) \quad (13)$$

där r är referenssignalen och T^d är den önskade målfunktionen. Målfunktionen är en designparameter som bestäms efter vilket utseende som önskas. Det är därför i T^d som kraven på exempelvis stigtid och eventuell översläng implementeras. Skattningen av felet e definieras av;

$$e(\rho) \equiv y(\rho) - y^d \quad (14)$$

där $y(\rho)$ är utsignalen och ρ är regulatorparametrarna.

3.5 Gradientapproximation

I avsnitt 3.6 beskrivs det att en variant av Levenberg-Marquardt-algoritm kommer att användas och denna behöver en approximation av gradienten för felet beskrivet i (14). Det finns olika sätt att approximera gradienten på och i detta avsnitt beskrivs de olika tillvägagångssätten som planeras att utvärderas. Gradienten för $e(\rho)$ definieras som

$$\nabla e = \left[\frac{\partial e}{\partial \rho_1}, \frac{\partial e}{\partial \rho_2}, \dots, \frac{\partial e}{\partial \rho_n} \right] \quad (15)$$

där n är antalet parametrar.

3.5.1 Metod 1

Från den första mätningen fås $e(\rho)$. För att approximera en gradient för detta kan varje parameter störas var för sig med δ i (15). Detta ger att varje partiellderivata kan approximeras med:

$$\frac{\partial e}{\partial \rho_m} = \frac{e(\rho_m + \delta) - e(\rho)}{\delta}, \quad \text{där } m = 1, 2, \dots, n \quad (16)$$

$$\frac{\partial e}{\partial \rho_m} = \frac{e(\rho_m + \delta) - e(\rho_m - \delta)}{2\delta}, \quad \text{där } m = 1, 2, \dots, n \quad (17)$$

Ekvation (16) och (17) är väldigt lika men (16) är inte lika krävande i antalet mätningar då det behövs m antal extra mätningar. Detta på bekostnad av noggrannheten då (16) endast förskjuter parametrarna åt ena hållet vilket kan ge felaktig approximation vid en lokal extrempunkt. För Ekvation (17) krävs det $2m$ antal extra mätningar men den kommer ge en bra approximation även vid en lokal extrempunkt.

3.5.2 Metod 2

I [8] finns en beskrivning av hur gradienten kan approximeras för LTI-system med endast två mätserier på systemet. Indexen på variablerna visar vilken mätserie variabeln tillhör. Experimentet går ut på att en vanlig mätserie utförs på det slutna systemet med insignal r och utsignal $y_1(\rho)$ där

$$u_1(\rho) = F(\rho)(r - y_1) \quad (18)$$

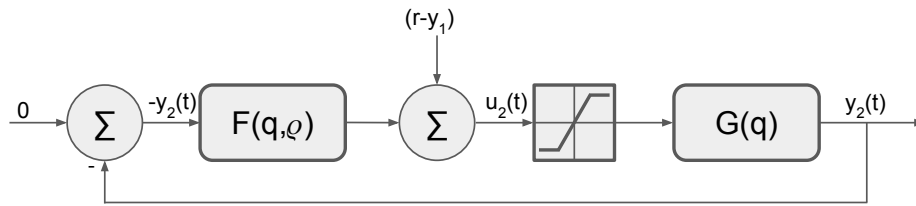
$$e_1(\rho) = r - y_1(\rho) \quad (19)$$

Till den andra mätserien injiceras felet $e_1(\rho)$ från första mätserien in mellan regulatorn och systemet och referensen sätts till 0 vilket ger insignalen $u_2(\rho)$ och utsignalen $y_2(\rho)$ där

$$u_2(\rho) = -F(\rho)y_2(\rho) + e_1(\rho) \quad (20)$$

Utsignalen $y_2(\rho)$ från denna mätning ger sedan en approximation av gradienten, $\widehat{\frac{\partial e}{\partial \rho}}(\rho)$, enligt

ekvation (21). Testet illustreras som blockschema i Figur 6.



Figur 6: Visar blockdiagrammet av systemet för beräkning av gradienten enligt metod 2.

$$\widehat{\frac{\partial e}{\partial \rho}}(\rho) = \frac{\partial F}{\partial \rho}(\rho) y_2(\rho) \quad (21)$$

I [8] visas det att detta även är en väldigt god approximation då följande gäller

$$\widehat{\frac{\partial e}{\partial \rho}}(\rho) = \frac{\partial e}{\partial \rho}(\rho) + w(\rho) \quad (22)$$

$$w(\rho) = \frac{\partial F}{\partial \rho}(\rho) S(\rho) (v_y^2 + Gv_u^2), \quad \text{där } S(\rho) = \frac{1}{1 + GF(\rho)} \quad (23)$$

Ifall störningarna v_u och v_y antas vara stokastiska och med väntevärde 0 visas det i [8] att $w(\rho)$ kan approximeras till 0.

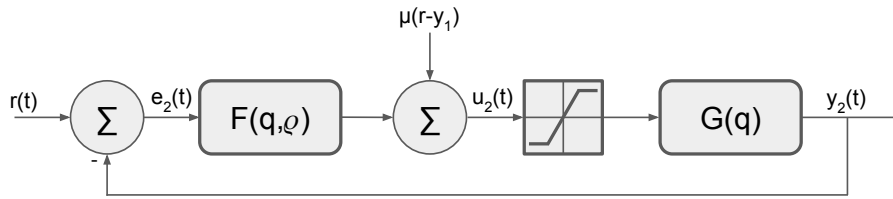
Den gradientapproximation som beskrivs ovan kräver att det är ett LTI-system, vilket inte systemet som kommer att ställas in med IFT i detta projekt kan antas vara. För olinjära system kan experimentet beskrivet i Figur 6 ovan modifieras lite enligt [8]. Istället för att endast injicera in felet för andra mätserien så injicerar man in signalen $\mu(r - e_1)$ och håller kvar referensen för andra mätserien vilket ger följande insignal till andra mätserien:

$$u_2 = F(\rho)(r - y_2) + \mu(r - y_1) \quad (24)$$

där μ är en skalningsfaktor ifall felet är för stort. Då r används som referenssignal i den andra mätserien fås en approximation av gradienten enligt:

$$\widehat{\frac{\partial e}{\partial \rho}}(\rho) = \frac{\partial F}{\partial \rho}(\rho) \mu^{-1} (y_2 - y_1) \quad (25)$$

Det modifierade systemet visas i Figur 7. Skalningsfaktorn μ är till för att kunna hålla andra mätserien kring ungefär samma arbetspunkt som för första mätserien. Detta är nödvändigt eftersom systemet är olinjärt även om återkopplingen linjäriserar, vilket betyder att vid för stor avvikelse från arbetspunkten finns det risk att linjäriseringen blir för dålig. Ifall $\mu < 1$ kommer störningarna förstärkas vilket kan ses i ekvationerna (22) och (25).



Figur 7: Visar blockdiagrammet av modifierade systemet för beräkning av gradienten enligt metod 2.

3.6 Minimeringsproblemet

Minimeringsmetoden som kommer användas är en variant av Levenberg-Marquardt-algoritmen och är beskriven i [9]. En sammanfattning av de viktiga delarna för denna beskrivs i detta avsnitt. Den kostnadsfunktion, C , som ska minimeras beskrivs av:

$$C(\rho) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N r_i^2(\rho) = \frac{1}{2} \mathbf{r}(\rho)^T \mathbf{r}(\rho), \quad \mathbf{r} = \begin{pmatrix} r_1(\rho) \\ r_2(\rho) \\ \vdots \\ r_N(\rho) \end{pmatrix} \quad (26)$$

där $r_i(\rho)$ är residualen. Algoritmen behöver jacobianen som beskrivs

$$\nabla C(\rho) = \mathbf{J}(\rho) \mathbf{r}(\rho), \quad \mathbf{J}(\rho) = [\nabla r_1(\rho), \nabla r_2(\rho), \dots, \nabla r_N(\rho)] \quad (27)$$

Gradienterna för residualerna, $\nabla r_i(\rho)$, approximeras enligt de metoderna som finns beskrivna i avsnitt 3.5. En approximation av Hessianen, $\nabla^2 \mathbf{C}(\rho)$, kommer att användas enligt:

$$\nabla^2 \mathbf{C}(\rho) = \mathbf{J}(\rho) \mathbf{J}(\rho)^T + \sum_{i=1}^N r_i(\rho) \nabla^2 r_i(\rho) \quad (28)$$

$$\nabla^2 \mathbf{C}(\rho) \approx \mathbf{H}(\rho) = \mathbf{J}(\rho) \mathbf{J}(\rho)^T \quad (29)$$

Approximationen i (29) förutsätter att residualerna, $r_i(\rho)$, är små vid optimum. Bestämningen av de nya parametrarna görs av:

$$\rho_{k+1} = \rho_k + \delta_k \quad (30)$$

δ_k löses ur det linjära ekvationssystemet angivet nedan

$$(\mathbf{H}(\rho_k) + \lambda \mathbf{I}) \delta_k = \mathbf{J}(\rho_k) \mathbf{r}(\rho_k) \quad (31)$$

I Ekvation (31) är λ en parameter som avgör hur stor inverkan hessianen ska ha. Ett litet λ gör att hessianen har en stor inverkan och ett stort λ gör att den har en liten inverkan. Ekvation (31) itereras tills $C_{k+1}(\rho) < C_k(\rho)$. Om villkoret inte är uppfyllt så ökas λ tills villkoret uppfylls eller tills $C_{k+1}(\rho) < \epsilon$, där ϵ är en förbestämdd tolerans. Varför denna iterationen av ekvation (31) är nödvändig beror på att det har gjorts en del approximationer och antaganden vilket gör att det finns en möjlighet att kostnadsfunktionen beskriven i Ekvation (26) inte minskar.

3.7 Val av residual

Minimeringsproblemet beskrivet i avsnitt 3.6 minimerar kvadratsumman av en residual. Denna residual kan väljas utifrån vilka villkor som ska minimeras. I detta projekt är ett önskemål att derivatan av utsignalen vid översläng inte får vara för stor då det kan orsaka ett för stort tryckfall över trotteln. I detta avsnitt beskrivs olika val av residualen och tillvägagångssätt för att motverka detta tryckfall. Den mest naturliga residualen beskrivs av:

$$\mathbf{r}(\rho) = \mathbf{y}(\rho) - \mathbf{y}^d(t) = \mathbf{e}(\rho) \quad (32)$$

3.7.1 Korrigerig av önskad utsignal

En lösning kan vara att endast välja residualen till att vara felet i utsignalen enligt ekvation (32). Med det valet av residual tar inte minimeringen hänsyn till derivatan av utsignalen. Ansvar för att derivatan inte är för stor läggs då på den som designar målfunktionen, $T^d(q)$. Om derivatan är för stor behöver därför målfunktionen ändras så att den till exempel ändrar utseende till ett långsammare system vid tiden då derivatan var för stor.

3.7.2 Derivatan i residualen

I detta förslag så ändras residualen beskriven i ekvation (32) till att ta hänsyn till derivatan av utsignalen enligt

$$r(\rho, t) = \begin{cases} \mathbf{e}(\rho, t) + \alpha \frac{d}{dt} \mathbf{y}(\rho, t) & , \text{ då } e > 0 \text{ och } \frac{d}{dt} y(\rho, t) < 0 \\ \mathbf{e}(\rho, t) & \text{annars} \end{cases} \quad (33)$$

Då derivatan av utsignalen har tagits in i residualen påverkas uträkningen av gradienten:

$$\nabla r = \nabla e + \alpha \frac{d}{dt} \nabla e \quad \nabla e = \nabla y \text{ då } \nabla y^d = 0 \quad (34)$$

Gradienten är endast med avseende på parametrarna, ρ , vilket gör att $\nabla y^d = 0$ då y^d inte har något beroende av parametrarna. Parametern α är en skalär som bestämmer vikten av derivatan i residualen.

3.7.3 Modifiering av regulatordesignen

Det sista förslaget på lösning är att använda ekvation (32) men att istället välja att dämpa återkopplade fel med en faktor mindre än 1 till regulatorn vid översläng. Ett mindre fel återkopplat till regulatorn kommer resultera i en mindre korrigerig av regulatorn och på så sätt undviks en stor negativ derivata.

3.8 Val av regulator

En PI- eller en PID-regulator kommer att användas för att reglera wastegatepositionen. Anledningen är att regulatorstrukturen är väldigt enkel och tros vara tillräcklig för att kunna reglera laddtrycket. Till en början kommer endast en PI-regulator att användas. IFT-algoritmen kommer även att testas med en PID-regulator om en PI inte skulle ge tillräckligt goda resultat.

För att motverka potentiell integratoruppvridning som kan uppstå används metoden "Tracking" som beskrivits i Avsnitt 2.6.4.

4 Modeller och laddtrycksregulator

I detta kapitel behandlas de modeller som ska försökas förbättras och på vilket sätt de ska förbättras. Utöver det ges förslag på reglerstrategier för en multivariabel regulator.

4.1 Volymetrisk verkningsgrad

Volymetrisk verkningsgrad är ett mått på hur bra en cylinder fyller dess volym med luft. Desto högre volymetrisk verkningsgrad en cylinder har desto mer ny luft kommer in i cylindern. Volymetrisk verkningsgrad är kopplat till hur mycket moment som erhålls av motor och är därför en viktig del i modelleringen.

Den nuvarande modellen för den volymetriska verkningsgraden beskrivs i följande kapitel. Förslag på modeller samt förklaringar av den nuvarande modellen kommer också att behandlas i resterande del av Kapitel 4.1.

4.1.1 Nuvarande modell

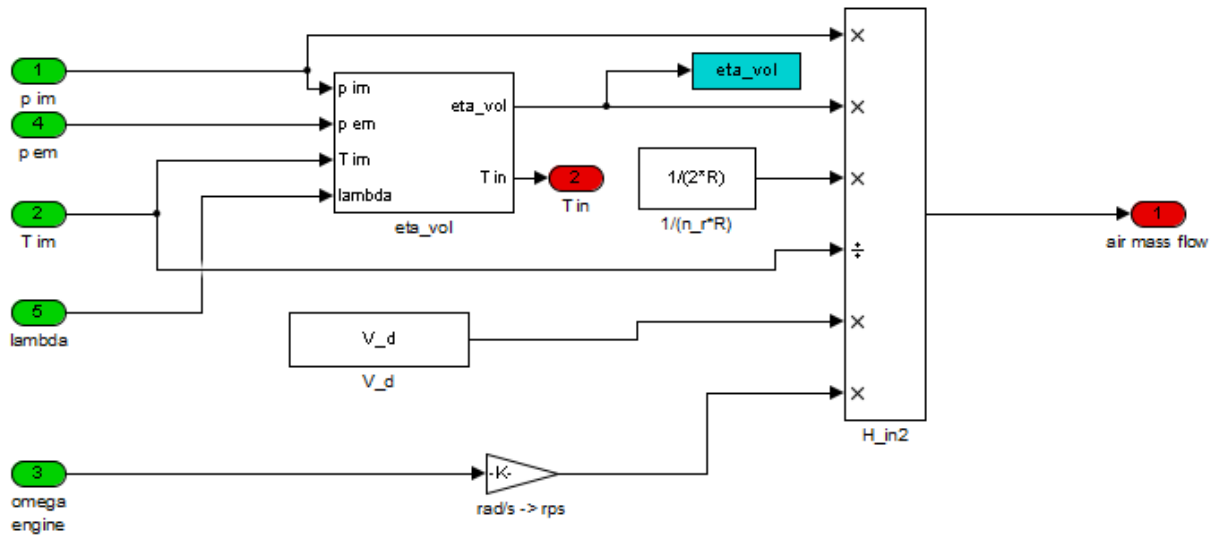
$$\eta_{vol}(p_{im}, p_{em}, \alpha, T_{em}) = C_{vol} \frac{r_c - \frac{p_{em}}{p_{im}}^{\frac{1}{\gamma}}}{r_c - 1} \frac{T_{im}}{T_{im} - C_1(\frac{1}{\lambda} - 1)} \quad (35)$$

Den nuvarande modellen för volymetriska verkningsgraden beskrivs av Ekvation (35). Den bygger på att andelen ny luft in till cylindern kan beskrivas med hjälp av en tryckkvot mellan insugstryck och avgasttryck, temperatur i insugsröret och ett kompressionsförhållande.

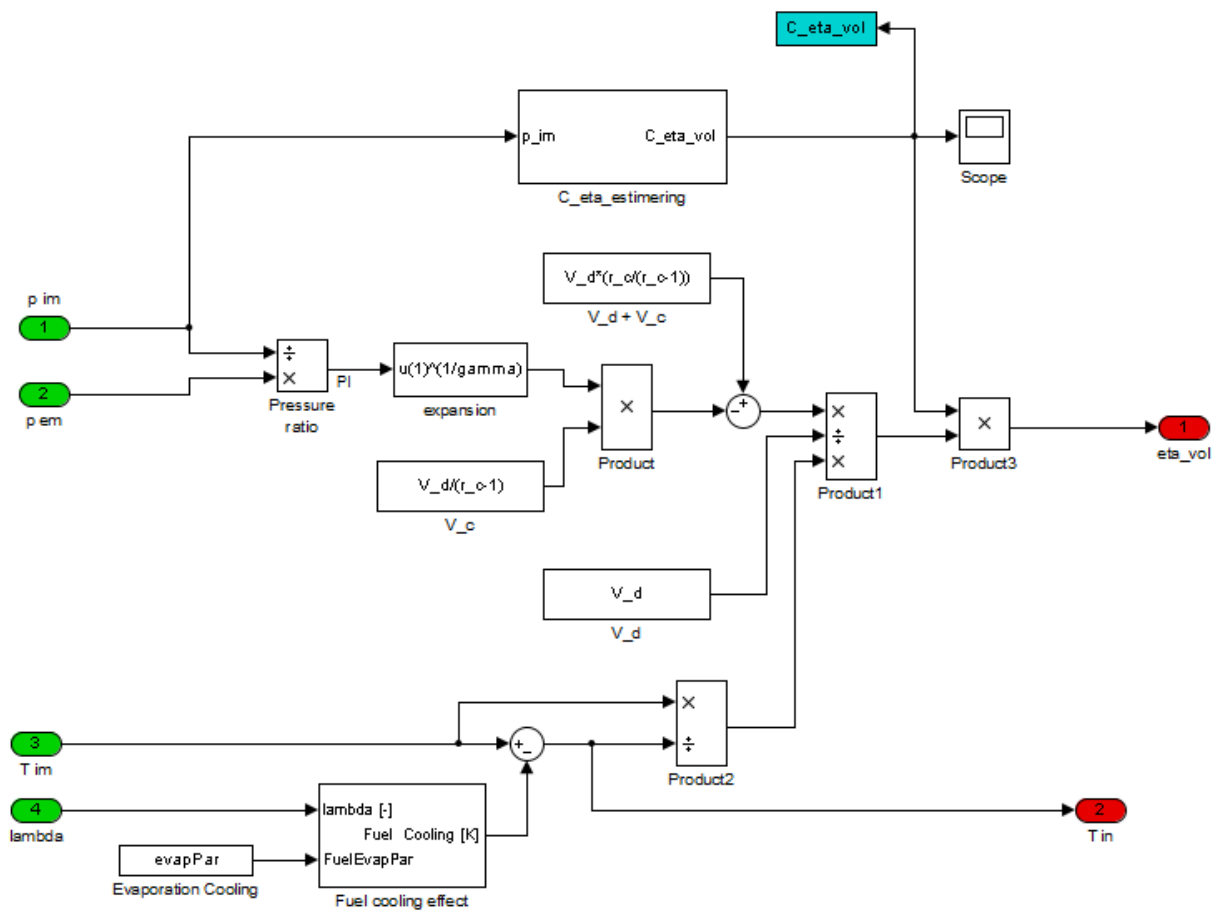
Tabell 2: Tabellen beskriver de signaler som används i modellen för volymetrisk verkningsgrad.

Signaler/Parameter	Beskrivning	Dimension
C_{vol}	Designparameter	[-]
C_1	Designparameter	[-]
r_c	Kompressionsförhållande	[-]
p_{im}	Tryck i insugsrör	[Pa]
p_{em}	Tryck i grenrör	[Pa]
T_{im}	Temperatur i insugsrör	[K]
λ	Förhållande mellan luft och bränsle	[-]

I Figur 8 och Figur 9 illustreras simulinkblocken där modellen finns implementerad.



Figur 8: Visar massflödesmodellen i Simulink där modellen för den volymetriska verkningsgraden finns implementerad.



Figur 9: Visar nuvarande modellen för den volymetriska verkningsgraden.

Problemet med den nuvarande modellen som beskrivs av Ekvation (35) är att den inte lyckas fånga det beteende som illustreras i Figur 10.

Figur 10: Ytan visar den uträknade verkningsgraden från uppmätt data.

Figur 11: Ytan visar den nuvarande modellen som används för att modellera den volymetriska verkningsgraden.

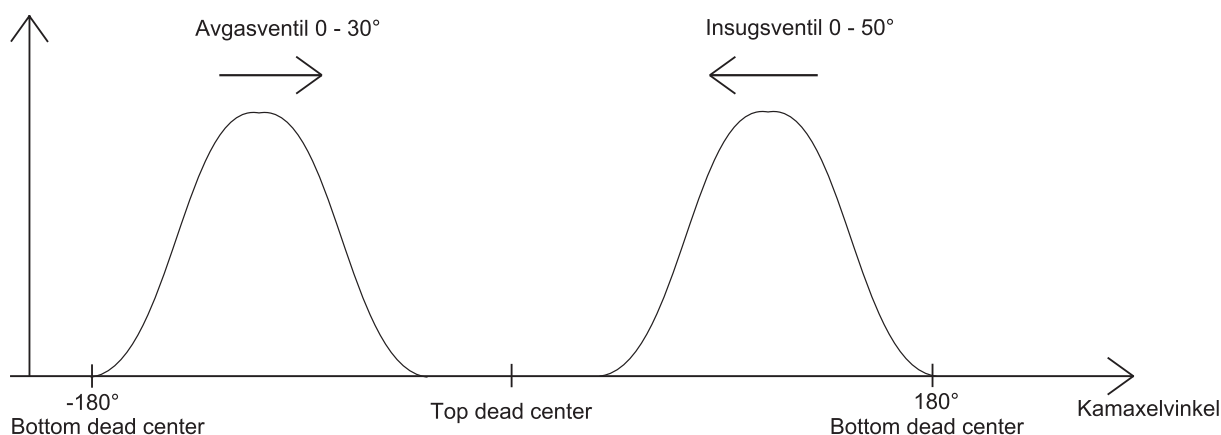
Den nuvarande modellen ger i dagsläget en mindre bra anpassning vilket kan ses i Figur 12. Där framträder outliers på drygt 100 % fel. Dessa punkter kan bortses från då dessa innebär fel i mätdata. Den föregående motorn som modellerna är anpassade till hade inte reglerbara kamaxlar. Vad som innebär att en motor har reglerbara kamaxlar förklaras i 4.1.2. Detta fångar inte modellen upp och detta syns i Figur 12 där det lokala maximala felet uppgår till 37.5 %.

Figur 12: Ytan visar det relativa felet mellan använd modell i Figur 11 och den uträknade verkningsgraden från uppmätta mätvärden som illustreras i Figur 10.

4.1.2 Ställbara kamaxlar

Motorn som detta projekt baseras på har ställbara kamaxlar. Det innebär att öppningstiderna för avgas- och insugsventilerna kan justeras. Detta möjliggör att avgas- och insugsventilerna kan vara öppna samtidigt. Om trycket i insugsröret är högre än trycket i grenröret på avgassidan, vilket främst inträffar vid hög last, kommer det att bildas ett korsdrag genom cylindern. Då passerar ren luft genom cylindern och rensar ut gamla avgaser. Detta påverkar förbränningen och därmed även påverkan på tryck och temperatur för avgaserna, såväl som genererat moment och emissionsvärden. Är trycket på avgassidan däremot högre än trycket i insugsröret, kommer avgaser att sugas in i cylindern igen. Detta kallas intern-EGR, eller *internal Exhaust Gas Recirculation (iEGR)* på engelska och är ett sätt att minska emissionerna. Denna teknik medför att fyllnadsgraden påverkas och därför bör öppningstiderna ingå i fyllnadsgradsmodellen.

Det som händer när kamaxlarna justeras är att kamaxelvinklarna justeras i förhållande till vevaxelvinkeln, se Figur 13. Detta leder till att öppnings- och stängningstiderna för ventilerna förskjuts. Längden på öppningstiden samt hur öppna ventilerna är som funktion av kamaxelvinkeln ändras ej, eftersom kamaxelns geometri fortfarande är oförändrad.



Figur 13: Figuren illustrerar kamaxlarnas öppning samt antal förskjutna grader.

4.1.3 Förslag på nya modeller

Då nuvarande modell inte tar hänsyn till de ställbara kamaxlarna behövs förmodligen en modell som på ett eller annat sätt tar hänsyn till dessa.

$$\eta_{vol} = \alpha_1 + \alpha_2 \phi_{ol}^2 p_{im} + \alpha \phi_{ol}^2 \sqrt{p_{em}} \quad (36)$$

$$\eta_{vol} = \beta_1 \eta_{vol} + \beta_2 \phi_{ol}^2 + \beta_3 \alpha_{ol} p_{im} + \beta_4 \phi_{ol}^2 p_{em} + \beta_5 \phi_{ol}^2 \sqrt{p_{im}} + \beta_6 \phi_{ol} \sqrt{p_{em}} \quad (37)$$

Genom litteraturstudier påträffades två modeller, se Ekvation (36) och (37) som tar hänsyn till hur många vevaxelgrader avgas- och avsugsventilerna är öppna samtidigt. Denna modell är framtagen för ett stationärt varvtal vid 1750 varv per minut. Modellen bör dock ge relativt goda egenskaper även vid andra driftpunkter.[10]

Andra modeller och den nuvarande modellen vilka är varvtalsberoende beskrivs i *Modeling and Control of Engines and Drivelines* [11]. Dessa modeller tar ej hänsyn till den nya kamaxelinställningen. Möjligtvis skulle dessa modeller kunna kombineras med modellen i (36) eller modifieras. Om tillfredsställande resultat ej uppnås genom detta, är planen att ta fram och undersöka en fysikaliskt härledd modell för hur den volymetriska verkningsgraden beror på insugstryck, varvtal samt läget för kamaxlarna [10].

4.2 Momentmodellen

$$M_e = \frac{W_{i,g} - W_{i,p} - W_{fr}}{n_r 2\pi} \quad (38)$$

Den momentmodellen som används idag beskrivs av Ekvation (38). Problemet med dagens modell är att det relativa felet för momentet blir fel vid låga varvtal.

$$W_{i,g} = m_f \cdot q_{LHV} \cdot \eta_{ig} \quad (39)$$

$$\eta_{ig}(\lambda_c, \eta_{ig}, r_c, \omega_e, V_d) = \left(1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}}\right) \cdot \min(1, \lambda) \cdot \eta_{ign}(\theta_{ign}) \cdot \eta_{ig,ch}(\omega_w, V_d) \quad (40)$$

$$\eta_{ign} = 1 - c_2(\Delta\Theta)^2 - c_3(\Delta\Theta)^3 \quad (41)$$

$$W_{i,p} = V_D(p_{em} - p_{im}) \quad (42)$$

$$W_{fr} = V_D \cdot \xi_{aux} [(0.464 + 0.0072 \cdot S_p^{1.8}) \cdot \Gamma_{bl} \cdot 10^5 + 0.0215 \cdot (-C_{p1} + C_{p2} p_{im})] \cdot \sqrt{\left(\frac{0.075}{B}\right)} \quad (43)$$

I Ekvation (38) beskriver $W_{i,g}$ bruttoarbetet som motorn producerar där $\eta_{ig,ch}$ är ett uttryck bestående av ett flertal olika effektiviteter. I Ekvation (40) tar $\eta_{ig,ch}$ hänsyn till olika förluster

i förbränningskammaren såsom värmeförluster och skillnader mellan den verkliga och ideala ottocykeln.

Tabell 3: Tabellen beskriver de signaler som används i motormodellen.

Signaler/Parameter	Beskrivning	Dimension
ϕ_{ol}	Antal överlappande grader mellan insugs- och avgasventilen	[°]
α till och med α_2	Designparametrar	[-]
β_1 till och med β_6	Designparametrar	[-]
p_{im}	Tryck i insugsrör	[Pa]
p_{em}	Tryck i grenrör	[Pa]
m_f	Massa bränsle	[kg]
q_{LHV}	Effektiva lägre värmevärdet för bränsle	[J/kg]
r_c	Kompressionsförhållande	[-]
γ	Specifikt värmekonstant ratio	[K]
$\Delta\theta$	Avvikelse från optimalt läge för tänding	[°]
V_D	Total slagvolym	[m ³]
c_2	Designparameter	[-]
c_3	Designparameter	[-]
n_r	Vevaxelvarv per cykel	[-]
ξ_{aux}	Designparameter	[-]
Π_{bl}	Laddtryckskompenseringsfaktor	[-]
S_p	Medelhastighet för kolv	[m/s]
C_{p1}	Designparameter	[-]
C_{p2}	Designparameter	[-]
B	Diameter på cylinder	[m]

4.2.1 Förbättring av modellen

När den nya modellen ska designas för motormomentet är tanken att grunden ska vara densamma som i Ekvation (38). I den modell som nu används beskrivs $\eta_{ig,ch}$ av en konstant.

$$\eta_{ig,ch} = a_1 + a_2N + a_2N^2 \quad (44)$$

Undersökning ska göras ifall denna term kan utvecklas och göras varvtalsberoende enligt exempelvis Ekvation (44).

Den nuvarande modellen för friktionsförluster kommer också att utvärderas. Här kommer det undersökas om ett bättre resultat kan uppnås om friktionsmodellen görs mer beroende av insugstrycket.

Utöver det som nämnts ovan skall även olika parametrar exempelvis laddtryckskompenseringsfaktorn justeras för att försöka erhålla en förbättrad modell.

4.3 Temperaturmodell för avgaser

Nuvarande modell för avgastemperaturen ger stora fel jämfört med uppmätt mätdata. En tänkbar orsak till modellfelet kan vara att den nuvarande modellen för temperaturen ut från cylindrarna är framtagen för lambdavärdet $\lambda = 1$. Då lambdavärdet minskar, det vill säga motorn körs med en fetare bränsleblandning, sker avkylningen av avgaserna efter motorn snabbare. Detta är en tänkbar orsak till modellfelet.

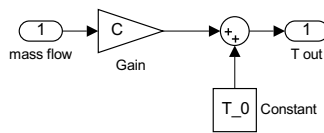
$$T_{cyl,ut} = C \cdot \dot{m}_{cyl,ut} + T_0 \quad (45)$$

Den nuvarande modellen för avgastemperaturen från cylindrarna ges av det förenklade uttrycket i Ekvation (45).

Tabell 4: Tabellen beskriver de signaler som används i temperaturmodellen för avgaser.

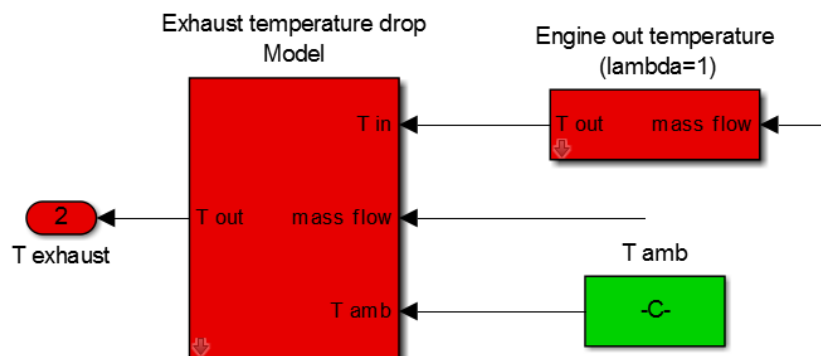
Signaler/Parameter	Beskrivning	Dimension
$T_{cyl,ut}$	Avgastemperatur från cylindrarna	[K]
$\dot{m}_{cyl,ut}$	Massflöde från cylindrarna	[kg/m]
C	Designparameter	[-]
T_0	Designparameter	[-]

Modellen som ges av (45) finn implementerad i Simulink och illustreras i Figur 14.



Figur 14: Nuvarande Simulinkmodell för beräkning av avgastemperatur från cylindrar i motormodellen.

Modellen som beskriver temperaturen ut från cylindrarna följs av en modell som beskriver temperaturminskningen i avgassystemet. Detta illustreras med Simulinkblock i Figur 15.



Figur 15: Figuren illustrerar hur modellerna är kopplade till varandra i Simulink.

Modellen som beskriver temperaturminskningen i avgassystemet är sammansatt av ett flertal olika värmeöverföringskoefficienter, dessa beskrivs av,

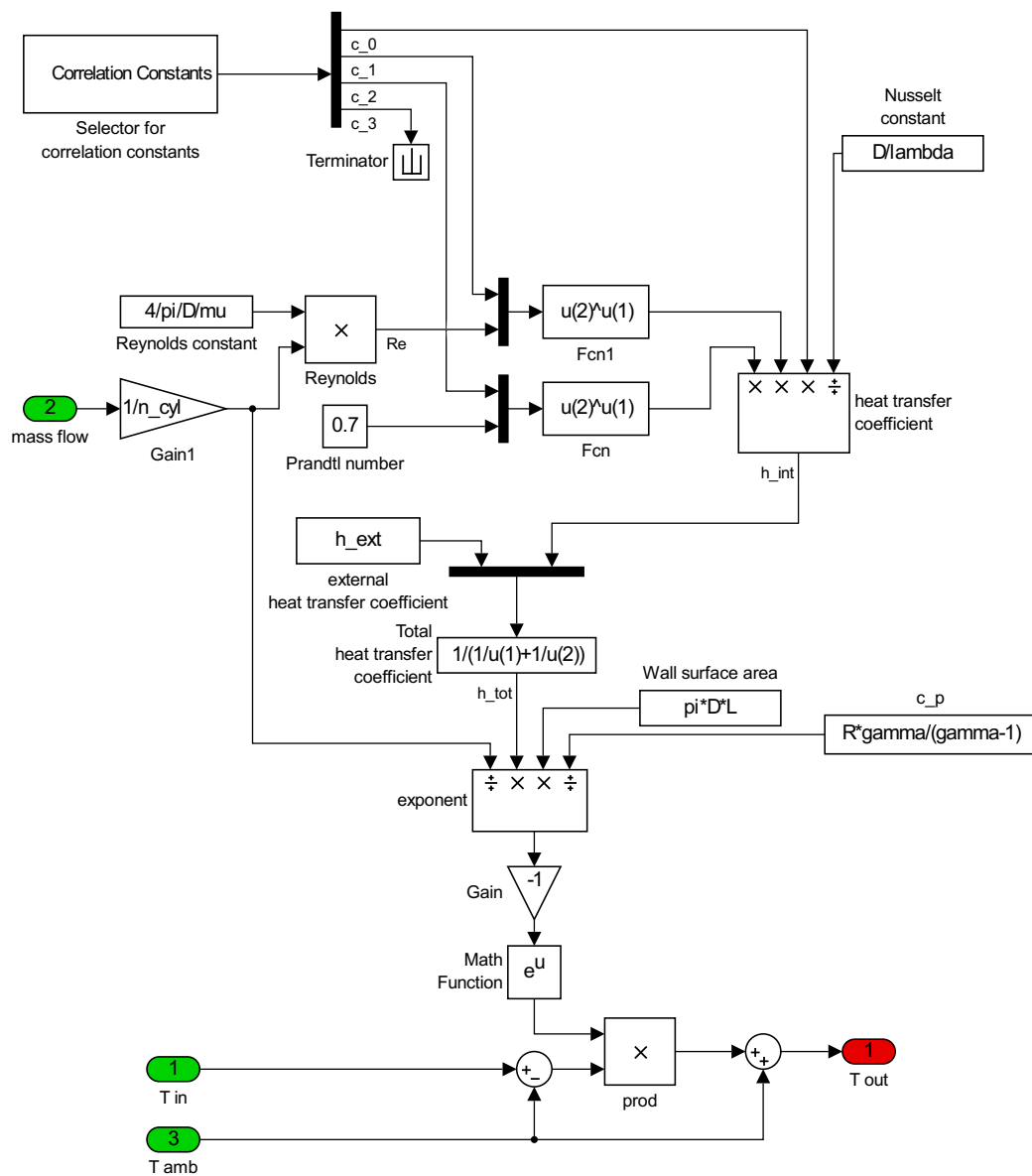
$$\frac{1}{h_{tot}} = \frac{1}{h_{cv,i}} + \frac{1}{h_{cv,e} + h_{cd,e} + h_{rad}} \quad (46)$$

$$T_0 = T_{amb} + (T_i - T_{amb})e^{-\frac{h_{tot}A}{\dot{m}C_p}} \quad (47)$$

Tabell 5: Tabellen beskriver de signaler som används i motormodellen.

Signaler/Parameter	Beskrivning	Dimension
$h_{cv,i}$	Intern värmeöverföringskoefficient	$[W/(m^2K)]$
$h_{cv,e}$	Extern värmeöverföringskoefficient	$[W/(m^2K)]$
$h_{cd,e}$	Värmeledning in i motorblocket	$[W/(m^2K)]$
h_{rad}	Värmeöverföringskoefficient för strålning	$[W/(m^2K)]$
T_{amb}	Omgivningstemperatur	$[K]$
T_i	Ingående temperatur på avgaserna i början på avgassystemet	$[K]$
A	Mantelarea på avgassystem	$[m^2]$
$\dot{m}_{avgaser}$	Massflöde avgaser	$[kg/s]$
C_p	Specifik värmekapacitet	$[J/kgK]$

Simulinkblocket för modellen som avser temperaturminskning i avgassystemet illustreras i Figur 16.



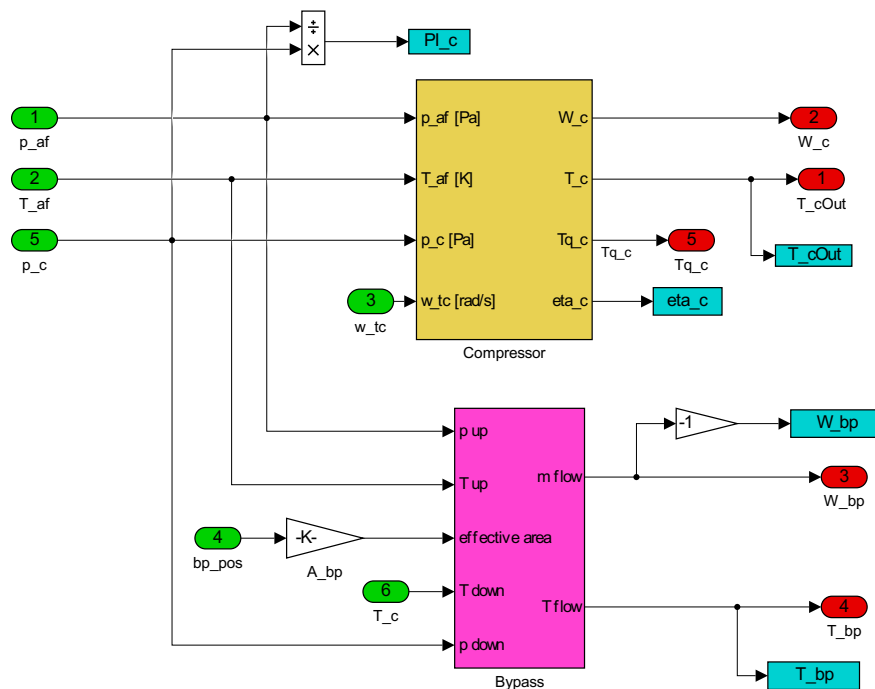
Figur 16: Nuvarande Simulinkmodell för beräkning av avsvlnaden av avgaserna i motormodellen.

4.3.1 Förbättring av modellen

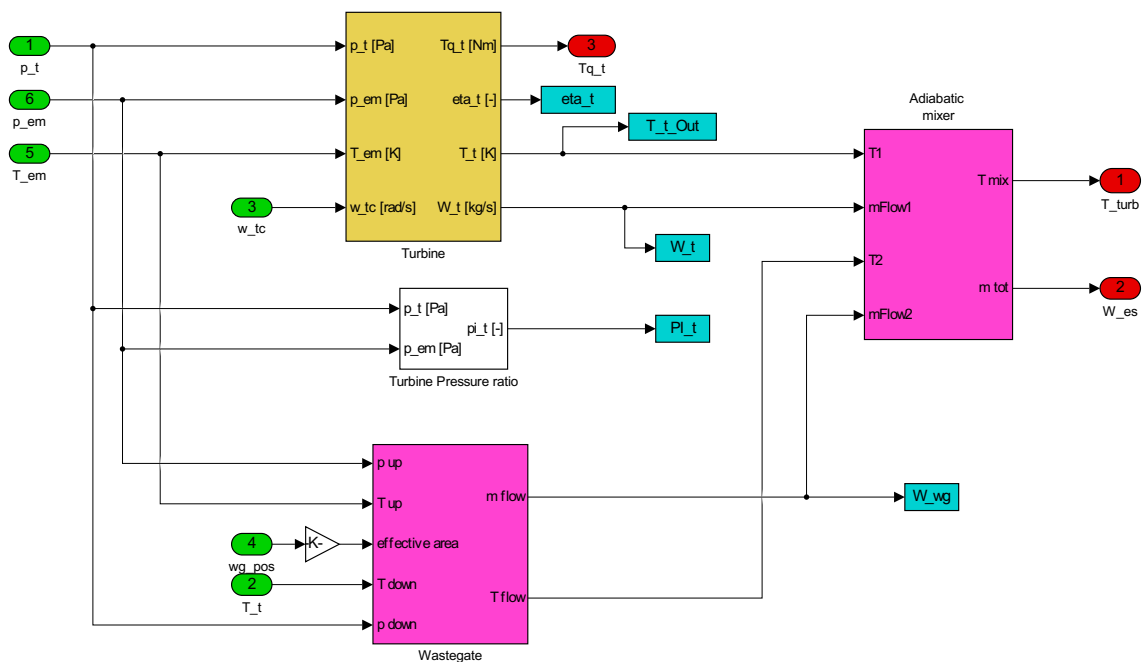
Den första åtgärden som bör genomföras är omparameterisering av konstanterna C och T_0 i modellen, se Figur 16. Ifall omparameteriseringen inte ger tillräckligt bra beteende bör modellen utvidgas med en extra parameter så att hänsyn tas till lambdavärdet. Som tidigare nämnts spelar andelen bränsle en viktig roll för temperaturen i grenröret. Omparameterisering görs i ett Matlab-script utifrån mätdata. Skulle det visa sig att resultatet inte är tillfredsställande efter modifiering av modellen för avgastemperaturen, bör även modellen för avsvlnaden av avgaserna efter motorn omparameteriseras. Det går ytterligare att undersöka de Prandttal, Nusseltal och Reynoldstal som används. Till exempel beror värmeöverföringskoefficienten $h_{cv,i}$ av dessa tal. Utöver det kan avgassystemets mantelarean undersökas så att den stämmer överens med modellen.

4.4 Turbomodell

Turbon är indelad i ett kompressor- och ett turbinblock i motormodellen, se Figur 17 och 18. Tidigare validering av motormodellen i sin helhet visar relativa fel på över tio procent för den genomgående turboaxelns varvtal w_{tc} . Detta fel beror enligt gruppens bedömning på fortplantning av felen i avgastemperaturen T_{em} och avgasttrycket p_{em} . Skulle det visa sig att felet för turboaxelns varvtal kvarstår efter modifieringen av modellerna för avgastemperatur och volymetrisk verkningsgrad, får designparametrar i kompressor- och turbinmodellen omparameteriseras. Om detta skulle behöva göras, får undermodellerna lyftas ur motormodellen, omparameteriseras, valideras och sedan på nytt implementeras i motormodellen. Omparameterisering sker med minsta kvadratmetoden utifrån uppmätta värden i Matlab.



Figur 17: Simulinkschema över kompressorblocket.



Figur 18: Simulinkschema över turbinblocket.

4.5 Multivariabel laddtrycksregulator

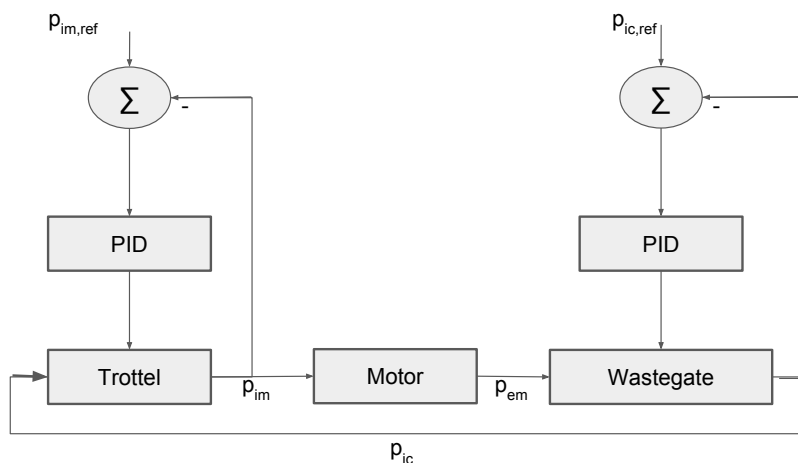
I detta kapitel beskrivs tillvägagångssätt för hur den multivariabla laddtrycksregulatorn ska designas.

4.5.1 Bakgrund

Laddtrycksregulatorn som ska tas fram i detta projektet är tänkt att användas till att styra laddtrycket för den nya motorn som installerats i Fordonssystemets motorlabb vid Linköpings universitet. Målet är att denna regulator i framtiden skall kunna utvecklas av Fordonssystem, samt i framtiden kunna användas till forskning och undervisning.

4.5.2 Problembeskrivning

För en turboladdad motor är styrningen av wastegate- och trottellaktuatorerna relativt komplex på grund av olinjäriteter och korskoppling. En förändring i signalen till wastegateaktuatorn har inverkan på trycket före motorn. På samma sätt har trotteln påverkan på trycket efter motorn. Vid reglering med två separata återkopplade regulatorer som styr respektive aktuator var för sig finns bland annat risker för att regulatorerna kan hamna i ofas, vilket kan ge upphov till oscillationer [12]. I Figur 19 syns en principskiss på det nuvarande systemet. De två styrsignalerna är de två signalerna till trottell och wastegate. Utsignalerna från systemet är trycken p_{im} och p_{ic} .



Figur 19: Principskiss på hur de nuvarande regulatorerna fungerar.

Då systemet är olinjärt kommer det behöva linjäriserats i många olika driftspunkter. Sedan kommer en så kallad “Gain scheduling” att göras där man tar fram ett flertal linjära regleringar som används vid olika driftspunkter.

Arbetsgången för konstruering av laddtrycksregleringen kan läggas upp enligt följande:

1. Systemet identifieras i olika driftspunkter.

2. En analys över systemens korskopplingen görs i de olika driftspunkterna för att kunna frikoppla systemet.
3. En PID- eller LQ-reglering för systemet tas fram.

Tillvägagångssättet för stegen beskrivs i 4.5.3 till 4.5.4 nedan.

4.5.3 Systemidentifiering

För att kunna identifiera hur mycket de två olika signalerna påverkar trycket före och efter motorn kommer stegsvar att genomföras. Det första steget kommer att ske i signalen till trotteln och se hur det påverkar trycket p_{im} och p_{ic} . Det andra steget sker i signalen till wastegaten och ser hur den påverkar trycken p_{im} och p_{em} . Från stegsvaren kommer överföringsfunktioner att approximeras med treparametermodellen,

$$G = \frac{K_p}{1 + sT} e^{-sL} \quad (48)$$

I Ekvation (48) beskriver L tidsfördröjningen, T tidskonstanten och K_p den statiska förstärkningen. [5]

Ett alternativ till treparametermodellen är att skapa ett skript i Matlab där man använder funktionen `linmod` eller `liknande`, och räknar ut en tillståndsbeskrivning för alla arbetspunkter genom att iterera beräkningen med hjälp av loopar.

Ekvationen som beskriver systemet ges av,

$$\begin{pmatrix} p_{im} \\ p_{ic} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} G_{11} & G_{12} \\ G_{21} & G_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u_{th} \\ u_{wg} \end{pmatrix} \quad (49)$$

Utsignalerna är tryckena p_{im} och p_{ic} , styrsignalerna är signal från trotteln och wastegate. Överföringsfunktionen blir en 2×2 -matris approximerad från treparametermodellen.

4.5.4 Korskopplingsanalys

Efter att systemet har identifierats ska en korskopplingsanalys göras över hur ett steg i respektive styrsignal påverkar utsignalerna. Detta görs för att skaffa kännedom över hur en ändring i en insignal påverkar utsignaler i ett korskopplat system. Denna kännedom är nödvändig när systemet sedan ska regleras.

Ett sätt att ta reda på kopplingar mellan in- och utsignaler är att studera RGA (*Relative Gain Array*) [13]. RGA-matrisen som beskriver korskopplingen definieras som

$$RGA(G) = G \cdot (G^{-1})^T \quad (50)$$

I Ekvation (50) innebär "." elementvis multiplikation för matriserna.

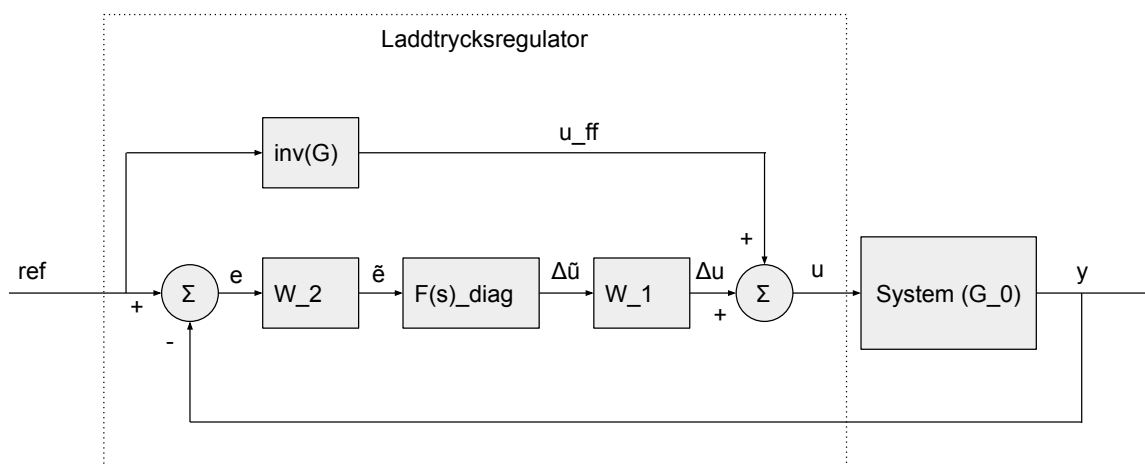
Korskopplingsanalysen får sedan räknas ut för alla driftspunkter, detta görs lämpligtvis med hjälp av ett Matlab-skript där man itererar beräkningen.

Reglering av systemet kan göras med olika typer av regulatorer. Ett sätt är att konstruera en multivariabel PID-regulator. Fördelen med denna är att den är relativt enkel att konstruera. Risken med att använda denna regulator är att det krävs väldigt mycket arbete om det visar sig att regulatorparametrarna måste kalibreras individuellt i varje linjäriserad driftspunkt. Om det inte går att göra detta automatiskt med ett Matlab-skript eller liknande.

Ett alternativ till den multivariabla PID-regulatorn skulle vara LQ-reglering. Fördelen med denna är att den eventuellt skulle kräva mindre kalibreringsarbete. Baksidan är att denna reglering eventuellt skulle kräva mer inläsningstid, samt att den kan vara besvärlig om det behövs ta hänsyn till många tillstånd i regleringen.

I Figur 20 visas ett blockschema med ett exempel för laddtrycksreglering med en multivariabel PID-regulator, där först ett variabelbyte av $\tilde{y} = W_2 y$ och $\tilde{u} = W_1^{-1} u$ har gjorts. Med variabelbytet blir överföringsmatrisen från \tilde{u} till \tilde{y} , $\tilde{G} = W_2 G W_1$. Från de nya signalerna kan en diagonal regulator implementeras, $\tilde{u} = -F_y^{diag} \tilde{y}$. Byter man sedan tillbaka variablerna till det ursprungliga fås $u = -W_1 F_y^{diag} W_2 y$, vilket blockschemat i Figur 20 visar.

Ett problem som kan uppstå om referenssignalen ska framkopplas är att eventuell tidsfördröjning från styrsignal till utsignal inte kan realiserats i en framkoppling, eftersom det i praktiken innebär att tidigare styrsignaler ska ändras.



Figur 20: Blockschema för hur laddtrycksreglering kan konstrueras. u_{ff} är den framkopplade referenssignalen och G_0 det verkliga systemet.

Beroende på hur man designar den diagonala matrisen F kommer den att styra antingen trotteln eller wastegaten. För att styrsignalen för trotteln ska styra p_{im} och wastegaten $p_{i,c}$ ska diagonalmatrisen utformas enligt ekvation (51).

$$F_{diag} = \begin{pmatrix} F_{\alpha,thr} & 0 \\ 0 & F_{WG_{pos}} \end{pmatrix} \tag{51}$$

För att detta ska fungera måste regulatorstrukturen konstrueras så att den är frikopplad [13].

Vid LQ-reglering så använder man en algoritm för att välja styrsignaler för minimera felet e ,

$$\min(\|e\|_{Q_1}^2 + \|u\|_{Q_2}^2) = \min \int e^T(t)Q_1e(t) + u(t)^TQ_2u(t)dt \quad (52)$$

Där Q_1 och Q_2 är viktmatriser som straffar styrsignal och reglerfelet. Tillvägagångssättet för hur LQ-reglering kan tas fram finns också beskrivet i [13].

Referenser

- [1] Lars Eriksson & Mikael Norrlöf. *Improved Drive Cycle Following with an ILC Supported Driver Model*.
- [2] *System Identification Toolbox*. URL: <http://se.mathworks.com/products/sysid/>.
- [3] Mikael Norrlöf. *Iterative Learning Control: Analysis, Design, and Experiments*. 2000. URL: <http://www.control.isy.liu.se/research/reports/Ph.D.Thesis/PhD653.pdf>.
- [4] Lennart Ljung & Mille Millnert Fredrik Gustafsson. *Signal Processing*. 2010.
- [5] Martin Enqvist m. fl. *Industriell reglerteknik Kurskompendium*. Jan. 2014.
- [6] *Vehicle Network Toolbox*. URL: <http://se.mathworks.com/products/vehicle-network/>.
- [7] *NI USB-8473*. URL: <http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/sv/nid/203384>.
- [8] Håkan Hjalmarsson. "Iterative feedback tuning—an overview". I: *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing* 16.5 (2002), s. 373–395. ISSN: 1099-1115. DOI: 10.1002/acs.714. URL: <http://dx.doi.org/10.1002/acs.714>.
- [9] Lars Eriksson. "Requirements for and a Systematic Method for Identifying Heat-Release Model Parameters". I: *Modeling of SI and Diesel Engines*. Vol. SP-1330. SAE Technical Paper no. 980626. 1998, s. 19–30.
- [10] Jonas Martensson & Oscar Flardh. *Modeling the Effect of Variable Cam Phasing on Volumetric Efficiency, Scavenging and Torque Generation*. Dec. 2010.
- [11] Lars Eriksson & Lars Nielssen. *Modeling and Control of Engines and Drivelines*. 2014.
- [12] Petter Carlsson. *Coordinated model based throttle and turbo control*. Maj 2013. URL: http://www.vehicular.isy.liu.se/Publications/MSc/13_EX_4665_PC.pdf.
- [13] Lennart Ljung Torkel Glad. *Reglerteori - Flervariabla och olinjära metoder*. 2003.