

Designspecifikation

Redaktör: Amanda Nilsson

Version 1.0

Status

Granskad		2018-12-13
Godkänd	Lars Eriksson	

PROJEKTIDENTITET

2018/HT, TSRT10 Volvo

Tekniska Högskolan vid Linköpings Universitet, ISY

Gruppdeltagare

Namn	Ansvar	Telefon	E-post
Amanda Nilsson	Projektledare (PL)	0730622479	amani781@student.liu.se
Linus Wetterhag	Dokumentansvarig (DOK)	0733160236	linwe983@student.liu.se
Simon Malmberg	Test- och Kvalitetsansvarig	0761462787	simma021@student.liu.se
Emil Eklund	Designansvarig (DSN)	0738030446	emiek979@student.liu.se
	Mjukvaruansvarig		
Markus Andersson	MPC-ansvarig	0739510094	maran167@student.liu.se
Linus Johansson	VVT-modell	0739225780	linjo819@student.liu.se
Gustav Strandberg	Tillståndsansvarig	0761662500	gusst967@student.liu.se

Kund: Volvo Cars Corporation**Kontaktperson hos kund:** Fredrik Wemmert**Beställare:** Lars Eriksson, 013-284409, lars.eriksson@liu.se**Kursansvarig:** Daniel Axehill, 013-284042, daniel.axehill@liu.se**Handledare:** Robin Holmbom, 013-281327, robin.holmbom@liu.se

Innehåll

Dokumenthistorik	4
1 Översikt av systemen	6
2 VVT modell	7
2.1 Modell från önskad vinkel till vinkel	7
2.2 Fysikalisk modell	7
2.3 Fysikalisk modell alt 2	9
2.4 Modell med look up table	10
2.5 Scavenging	10
2.6 Momentmodell	11
3 Motor och motormodell	12
3.1 Motor	12
3.1.1 Styr signaler	12
3.2 Simuleringsmodell	12
3.2.1 Tillstånd	12
4 Reglersystemet	15
4.1 MPC	15
4.1.1 Intern modell	15
4.1.2 Varianter av MPC	17
4.1.3 Tillståndsbeskrivning & Linjärisering	18
4.1.4 Kostnadsfunktion och optimeringsproblem	19
4.1.5 Optimeringslösare	20
4.1.6 Icke-optimala lösningar	21
4.1.7 Bivillkor	21
4.1.8 Överordnad MPC	21
4.1.9 Enklare regulatorer	24
4.1.10 Stabilitet	24
4.2 Observatör	25
5 Implementationsstrategi	26
5.1 Modeller	26
5.2 Regulatorer	26

Dokumenthistorik

Version	Datum	Utförda förändringar	Utförda av	Granskad
0.1	2018-10-08	Första utkast.	Alla	-
0.2	2018-10-12	Handledares kommentarer rättade.	Alla	-
1.0	2018-10-19	Godkänd på BP3.	-	-

Nomenclature

OF Överlappsfaktor

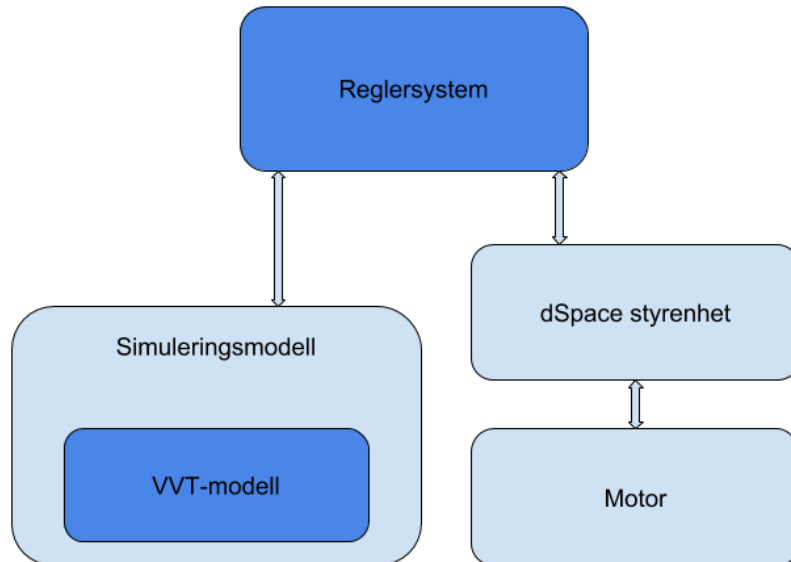
V_{tdc} Volym vid övre dödläget

x_{rg} Residual gas andel.

VVT Variabel ventiltid

1 Översikt av systemen

I Figur 1 ses en översiktlig bild på hur systemet skall byggas upp. Reglersystemet ska både implementeras och testas i Matlab/Simulink för validering mot motormodellen samt i en dSpace styrenhet för styrning av motorn i realtid. Motormodellen i Simulink ska också utvidgas med en modell för VVT. En observersvator kommer också att implementeras för att skatta tillståndet utifrån givna mätsignaler på motorn.



Figur 1: Övergripande blockschema över systemet.

2 VVT modell

VVT modellen är en viktig del i systemet och har två huvudsyften. Det första huvudsyftet är att bygga en fungerande simuleringsmodell som kan användas i simulink för att validera/testa regulatorn. Det andra är att modellen även är viktig för styrsystemet då den kan användas för att beräkna rätt styrsignal för den önskade lastpunkten.

2.1 Modell från önskad vinkel till vinkel

För att få med dynamiken som förflyttningen av kamaxlarna ger upphov till kommer en modell som beskriver insugs- och avgaskammarnas dynamik tas fram. Modellen skall alltså vara en överföringsfunktion från önskad vinkel på axeln till faktisk vinkel på axeln och därigenom också beskriva den dynamik som dessa förflyttningar ger upphov till. En relativt enkel modell med en tidsfördröjning borde kunna modellera dynamiken väl. Modellen skulle eventuellt kunna vara ett första ordningssystem som i ekvation (1).

$$G(s) = \frac{K}{sT + 1} \quad (1)$$

2.2 Fysikalisk modell

Modellerna nedan är de som valts att utgå ifrån för implementeringen av en VVT modell.

I (Jiang et al., 2009) presenteras ekvationerna nedan.

I ekvation (2) presenteras en modell för massflödet luft in i cylindern beroende på residualgaserna som finns kvar i cylindern och massflödet av bränsle som sprutas in i cylindern.

$$\dot{m}_{fc} = n_{cyl}(1 - x_{rg})m_{tot}\frac{N_e}{120} - \dot{m}_{fi} \quad (2)$$

I (Eriksson and Nielsen, 2014) finns definitionen för λ , denna kan skrivas om med våra beteckningar från tidigare ekvationer och följande uttryck kan erhållas se ekvation (3):

$$\dot{m}_{fi} = \frac{\dot{m}_{fc}}{\lambda(A/F)_s} \quad (3)$$

För att räkna ut det totala massan i cylindern används modellen som ses i (4). Här ingår även en modell för p_{ivc} och V_{ivc} .

$$m_{tot} = \frac{p_{ivc}V_{ivc}}{RT_{ivc}} \quad (4)$$

Nedan i ekvation (5) syns modellen för trycket i cylindern vid stängning av insugsventilen. Här skall dem två parametrarna β_1 och β_2 skattas.

$$p_{ivc} = \beta_1 p_{im} + \beta_2 \quad (5)$$

Ekvation (6) beskriver cylindervolymen som uttryck av vinkeln på vevaxeln.

$$V_{ivc} = V(\theta_{ivc}) = V_{tdc} + \frac{\pi B_{cyl}^2}{4} \left(l + a - a \cos(\theta_{ivc}) - \sqrt{l^2 - (a \sin(\theta_{ivc}))^2} \right) \quad (6)$$

Ekvation (7) beskriver den resulterande temperaturen på den totala massan luft och residualgas i cylindern efter stängning av insugsventilen.

$$T_{ivc} = (1 - x_{rg})T_{fc} + x_{rg}T_{rg} \quad (7)$$

Ekvation (8) beskriver temperaturen på den nya luften i cylindern efter insugsventilens stängning. Denna temperatur minskar eftersom trycket i cylindern är något lägre än trycket i insugsröret. En god modellförenkling till (8) skulle vara att sätta $T_{fc} = T_{im}$.

$$T_{fc} = T_{im} \left(\frac{p_{im}}{p_{ivc}} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad (8)$$

För att beskriva andelen residualgaser som finns kvar i cylindern så används ekvation (9) där OF (overlapfactor) är den avgörande faktorn i modellen.

$$x_{rg} = a_1 \left(\frac{p_{em}}{p_{im}} \right)^{\frac{\gamma+1}{2\gamma}} \frac{OF}{N_e} \sqrt{\frac{|p_{em} - p_{im}|}{\rho_{fc}}} + a_2 \frac{1}{r_c} \left(\frac{p_{em}}{p_{im}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (9)$$

Overlapfaktorn beskrivs av modellen i ekvation (10) där parametrarna behöver skattas.

$$OF = \frac{L_{v,max} D_v}{B_{cyl}} (\alpha_1 \theta_0^2 + \alpha_2 \theta_0 + \alpha_3) \quad (10)$$

I ekvation (11) visas θ_0 .

$$\theta_0 = \theta_{evc} - \theta_{ivo} \quad (11)$$

Med hjälp av dessa ekvationer kan luftmassflödet in i cylindern modelleras för olika varvtal, insugstryck och kampositioner. Koefficienterna i ekvation (5),(9) ,(10) och (12) behöver skattas.

I (Jiang et al., 2009) så nämns det att p_{ivc} kan approximeras väl av ekvation (5), så det är den metoden vi huvudsakligen kommer använda. Vi räknar därmed att trycket kommer hinna stabiliseras mellan plenum och cylinder under tiden insugsventilen är öppen, och på så vis vara oberoende av θ_{ivc} . I (Eriksson and Nielsen, 2014) föreslås även följande modell för p_{ivc} , parametrarna c_1 och c_2 måste skattas utifrån mätdata:

$$p_{ivc} = p_{im}(\theta_{ivc}) + c_1 + c_2 N \quad (12)$$

För att skatta koefficienterna i ekvation (10) tar man först fram overlap factor, OF , med följande ekvationer:

$$OF = \frac{D_{iv} A_{iv} + D_{ev} A_{ev}}{V_d} \quad (13)$$

$$A_{iv} = \int_{\theta_{ivo}}^{L_{iv}=L_{ev}} L_{iv}(\theta)d\theta, \quad A_{ev} = \int_{L_{iv}=L_{ev}}^{\theta_{evc}} L_{ev}(\theta)d\theta \quad (14)$$

Där D_{iv} och D_{ev} är ventilsåtesdiametrarna på insugs- respektive avgasventilerna, samt $L_{iv}(\theta)$ och $L_{ev}(\theta)$ är lyftprofilerna för insugs- respektive avgaskammarna.

Sedan anpassas andragsrads polynomet i ekvation (10) till OF som tagits fram med (13). Detta görs för att man ska slippa utföra integralerna ovan i reglersystemet.

2.3 Fysikalisk modell alt 2

I (Mårtensson and Flärdh, 2010) modellerar de kamfasningen med att korrigera volumetriska effektiviteten beroende på överlappet mellan insugs- och avgasventilerna. Det denna modell inte tar hänsyn till är hur vilka vinklar kammarna ska ställas i. En annan begränsning i modellen är att den är framtagen vid endast ett varvtal, därmed behöver modellen undersökas om den kan hantera flera varvtal.

I rapporten ges en mängd modellansatser bland annat:

$$\eta_{vol} = \alpha_1 + \alpha_2\varphi_{ol}^2 p_{im} + \alpha_3\varphi_{ol}^2 \sqrt{p_{em}} \quad (15)$$

φ anger hur stor vinkel överlappet mellan insugs- och avgasventil är. Denna modell har begränsningen att volumetriska effektiviten modelleras som en konstant om det inte är något överlapp mellan ventilerna. Denna modellansats tar heller inte till hänsyn i vilket skedde kammarna väljer att öppna om de ej har överlapp. En annan sak som ej modelleras här är att samma överlapp kan fås för olika öppnings- och stängningsvinklar.

En annan modell föreslås även i rapporten:

$$\eta_{vol} = \beta_1\eta_{otto} + \beta_2\varphi_{ol}^2 + \beta_3\varphi_{ol}^2 p_{im} + \beta_4\varphi_{ol}^2 p_{em} + \beta_6\varphi_{ol}\sqrt{p_{em}} \quad (16)$$

η_{otto} ovan i ekvation (16) är:

$$\eta_{otto} = \frac{(r_c - (p_{em}/p_{im})^{1/\gamma})}{r_c - 1} \quad (17)$$

Denna ekvation skulle kunna vara ett mer lovande alternativ då den volumetriska effektiviteten i detta fall tar hänsyn till insugs- respektive avgasstrycken då det ej är något överlapp mellan insugs- respektive avgasventilerna.

Denna modellansats att försöka modellera volumetriska effektiviten med VVT modell skulle vara smidigt då det lätt går att integrera i den redan befintliga motormodellen.

I rapporten presenteras även följande samband för luftflödet utifrån η_{vol} :

$$\dot{m}_{air} = \eta_{vol} \frac{\rho_{inl} V_d N_{eng}}{2 \cdot 60} \quad (18)$$

I (Mårtensson and Flärdh, 2010) har de utifrån simuleringar tagit fram en modell för att modellera hur mycket residualgaser som finns i cylindern.

$$\dot{m}_{air,trap} = \eta_{trap} \dot{m}_{air} \quad (19)$$

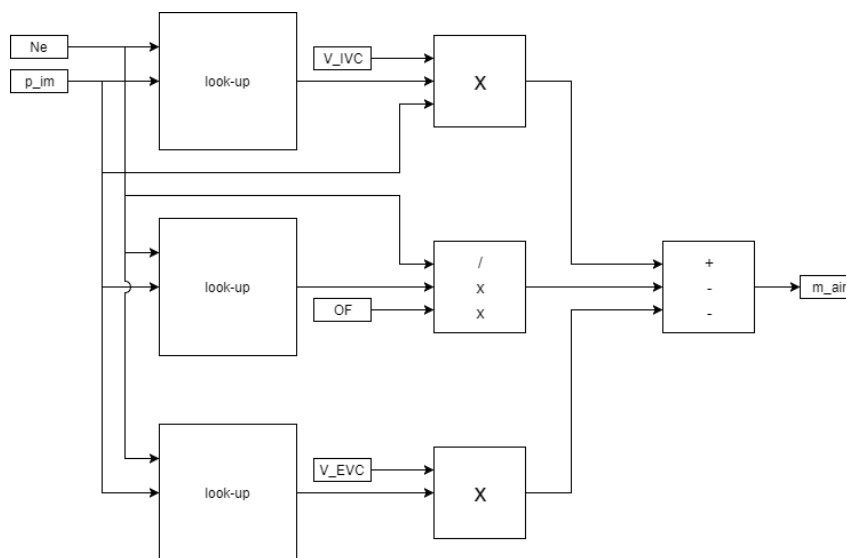
η_{trap} har följande utseende:

$$\eta_{trap} = \begin{cases} 1, & \eta_{vol} \leq 0.96 \\ 1 - 0.58(\eta_{vol} - 0.96), & \eta_{vol} > 0.96 \end{cases} \quad (20)$$

Notera att ekvation (20) är framtagen utifrån simuleringar och är eventuellt endast giltig för varvtalet som undersökts i (Mårtensson and Flärdh, 2010), eventuellt är modellen även endast giltig för den specifika motorn som använts i studien. Genom att lägga till en term beroende på varvtal i antingen ekvation (15) eller (16) skulle modellen eventuellt kunna utvidgas till att fungera för fler varvtal. Detta är något som projektgruppen avser undersöka.

2.4 Modell med look up table

I (Leroy et al., 2008) beskrivs en metod för att modellera VVT med bland annat look up tables. En modell skulle kunna implementeras baserat på denna rapport. Vad som behöver göras är att utföra mätningar i rimligt stora områden och variera tryck, motorvarvtal och även kamvinklar och se vilket luftflöde som erhålls. Det som talar emot denna metod är att det potentiellt behövs många mätningar för att få en tillförlitlig modell. Modellen skulle kunna implementeras enligt blockschemat nedan, se Figur2.



Figur 2: Övergripande blockschema över den potentiella VVT modellen som baseras på look up tables.

2.5 Scavenging

I (Eriksson and Nielsen, 2014) nämns att Scavenging kan ses som ett sätt att blåsa ut residual gaser från cylindern. Då det inte blir lika mycket residualgaser i cylindern kommer volumetriska

effektiviteten att öka, se (Mårtensson and Flärdh, 2010), det kommer i sin tur leda till att mer syre kan tryckas in i cylindern. I (Eriksson and Nielsen, 2014) nämns att framförallt momentet på låga varvtal kan förbättras. Scavenging har också visat att det går att minska turbolag genom att generera ett större flöde till turbinen.

Vid scavenging måste den traditionella λ -regleringen modifieras. λ i cylindern måste vara ≥ 1 annars kommer det oförbrända bränslet blandas med luft och oxidera vilket genererar en exoterm reaktion, vilket potentiellt kan skada katalysatorn, detta nämns i (Eriksson and Nielsen, 2014). Det är framförallt ökade nivåer utav CO och HC som erhålls ifall λ behålls som 1 globalt, lokalt leder det till ett λ som är mindre än 1 lokalt i cylindern, detta diskuteras av (Mårtensson and Flärdh, 2010).

Detta betyder att om scavenging ska användas måste den befintliga λ -regleringen utökas med modeller som kan hantera scavenging. I (Mårtensson and Flärdh, 2010) nämns att ifall λ i cylindern är ett vid scavenging kommer det att leda till ett överskott av syre i avgaserna vilket i sin tur leder till ökade NO_x -utsläpp. Av de ovan givna situationerna finns en konflikt, ökade NO_x -utsläpp eller risken för exoterm reaktion som kan skada katalysatorn. Det skulle kunna vara värt de ökade NO_x -utsläppet tillfälligt om scavenging kan lägga motorn i en bättre arbetspunkt snabbt. Kontentan blir att endast använda scavenging då man snabbt vill flytta sig till en bättre arbetspunkt.

I avsnitt 2.2 diskuteras olika potentiella lösningar för hur en fysikalisk VVT modell skulle kunna se ut. En modell som modellerar den volumetriska effektiviteten givet ett visst överlapp mellan insug- och avgasventil skulle kunna integreras i den befintliga motormodellen som visas i Figur 3. Detta eftersom den befintliga modellen använder sig utav bland annat volumetrisk effektivitet för att räkna ut luftflödet in till cylindern.

2.6 Momentmodell

I Eriksson and Nielsen (2014) finns följande ekvation:

$$BMEP = \frac{2\pi M_e n_r}{V_d n_{cyl}} \Leftrightarrow M_e = \frac{BMEP \cdot V_d n_{cyl}}{2\pi n_r} \quad (21)$$

En modell ansats som presenteras i (Eriksson and Nielsen, 2014) är:

$$BMEP(p_{im}) = -C_{p1} + C_{p2} p_{im} \quad (22)$$

Denna modell skulle kunna vara en rimlig modell att använda för att prediktera momentet. Eventuellt om ekvation (22) inte kan hantera VVT, behövs en annan modellansats. En annan ansats kan vara att använda $V_{ivc} n_{cyl}$ istället för $V_d n_{cyl}$. I Andersson (2005) presenteras också en modell för CAC (Cylinder Air Charge):

$$CAC = \frac{p_{im}}{R_{im} T_{im}} C_{n_{vol}} \frac{1}{1 + \frac{1}{\lambda(A/F)_s}} \left(\frac{r_c - \frac{p_{em}^{1/\gamma_e}}{p_{im}}}{r_c - 1} \right) V_d$$

från vilken moment kan fås som en linjär funktion:

$$T_q = t_1 CAC - t_2$$

3 Motor och motormodell

Detta avsnitt beskriver den utrustning som Fordonssystem vid ISY gett projektgruppen, mer bestämt en simuleringsmodell för motorn implementerad i Simulink samt den fysiska motorn.

3.1 Motor

Linköpings universitet tillhandahåller en motortestcell utrustad med en turboladdad SI Volvo-motor, miljö för styrning av motorn samt en dynamometer för momentmätning.

3.1.1 Styrsignaler

Motorn har fyra olika aktuatorer som ska styras:

Trottel

Wastegate

Kamfasning insug

Kamfasning avgas

3.2 Simuleringsmodell

Den befintliga motormodellen tillhandahållen av Fordonssystem vid ISY är en medelvärdesmodell (MVEM) av en turbomotor anpassad till motorn i testmotorcellen. Modellen består av flertalet delsystem som modellerar luftens väg genom motorn. I Figur 3 syns Simulinkschemat för motormodellen. Modellen ska integreras med VVT-modellen, se avsnitt 2.

Insignaler till motormodellen kan ses i tabell 1 nedan.

Tabell 1: Insignaler till motormodellen.

Namn	Beskrivning	Enhet
α	Vinkel på trottelt	grader
N	Motorvarvtal	RPM
u_{wg}	Wastegate öppning, in [0,1]	-
λ	Normaliserat luft/bränsle förhållande	-
T_a	Omgivningstemperatur	Kelvin
p_a	Omgivningstryck	Pa

3.2.1 Tillstånd

Samtliga tillstånd som finns i den givna motormodellen är presenterade i Tabell 2. Alla tryck är mätbara på den faktiska motorn och även tre temperaturer åt gången är mätbara, dock kan mätningar av temperaturer under transienter vara osäkra eftersom sensordynamiken är relativt långsam. Detta skulle kunna åtgärdas genom att inkludera sensordynamiken i modellen, men

detta skulle öka antalet tillstånd och därmed komplexiteten. Turbohastigheten är även den mätbar.

Tabell 2: Samtliga tillstånd i den givna motormodellen.

Tillstånd	Beskrivning
p_{af}	Tryck efter luftfilter
T_{af}	Temperatur efter luftfilter
p_{comp}	Tryck efter kompressor
T_{comp}	Temperatur efter kompressor
p_{ic}	Tryck efter intercooler
T_{ic}	Temperatur efter intercooler
p_{im}	Insugstryck
T_{im}	Insugstemperatur
p_{em}	Avgasttryck
T_{em}	Avgasttemperatur
p_t	Tryck efter turbo
T_t	Temperatur efter turbo
ω_{TC}	Turbohastighet

Nedan följer strukturen på tillståndsbeskrivningen, se ekvation (23).

$$\dot{p}_{af} = f_{p_{af}}(p_{af}, T_{af}, p_{comp}, \omega_{TC}, p_a, T_a) \quad (23a)$$

$$\dot{T}_{af} = f_{T_{af}}(p_{af}, T_{af}, p_{comp}, \omega_{TC}, p_a, T_a) \quad (23b)$$

$$\dot{p}_{comp} = f_{p_{comp}}(p_{af}, T_{af}, p_{comp}, T_{comp}, p_{ic}, \omega_{TC}) \quad (23c)$$

$$\dot{T}_{comp} = f_{T_{comp}}(p_{af}, T_{af}, p_{comp}, T_{comp}, p_{ic}, \omega_{TC}) \quad (23d)$$

$$\dot{p}_{ic} = f_{p_{ic}}(p_{comp}, T_{comp}, p_{ic}, T_{ic}, p_{im}, \alpha) \quad (23e)$$

$$\dot{T}_{ic} = f_{T_{ic}}(p_{comp}, T_{comp}, p_{ic}, T_{ic}, p_{im}, \alpha) \quad (23f)$$

$$\dot{p}_{im} = f_{p_{im}}(p_{ic}, T_{ic}, p_{im}, T_{im}, p_{em}, N, \alpha, \lambda) \quad (23g)$$

$$\dot{T}_{im} = f_{T_{im}}(p_{ic}, T_{ic}, p_{im}, T_{im}, p_{em}, N, \alpha, \lambda) \quad (23h)$$

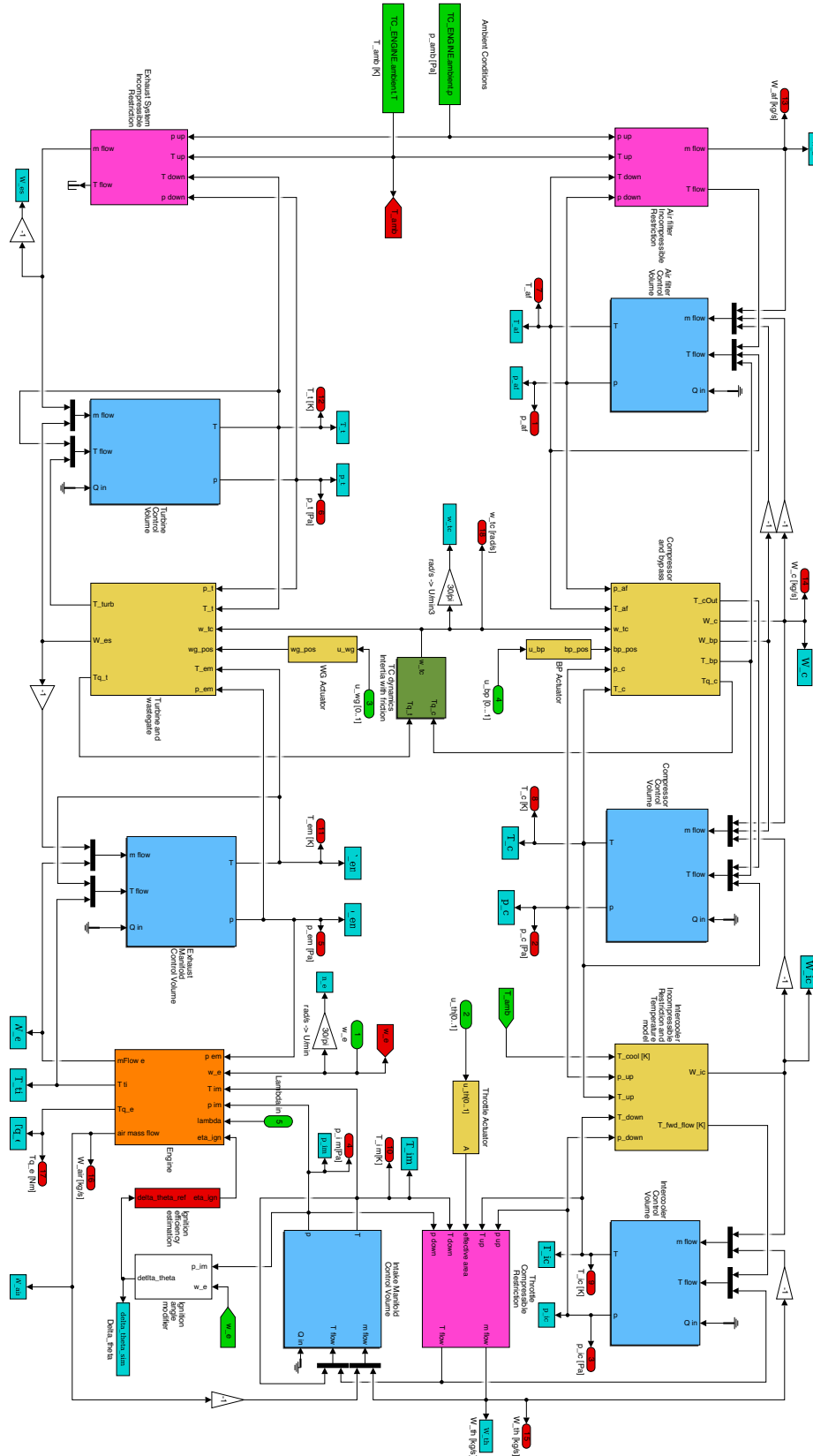
$$\dot{p}_{em} = f_{p_{em}}(p_{im}, T_{im}, p_{em}, T_{em}, p_t, N, \lambda, u_{wg}, T_a) \quad (23i)$$

$$\dot{T}_{em} = f_{T_{em}}(p_{im}, T_{im}, p_{em}, T_{em}, p_t, N, \lambda, u_{wg}, T_a) \quad (23j)$$

$$\dot{p}_t = f_{p_t}(p_{em}, T_{em}, p_t, T_t, \omega_{TC}, u_{wg}, p_a) \quad (23k)$$

$$\dot{T}_t = f_{T_t}(p_{em}, T_{em}, p_t, T_t, \omega_{TC}, u_{wg}, p_a) \quad (23l)$$

$$\dot{\omega}_{TC} = f_{\omega_{TC}}(p_{af}, T_{af}, p_{comp}, p_{em}, T_{em}, p_t, \omega_{TC}) \quad (23m)$$



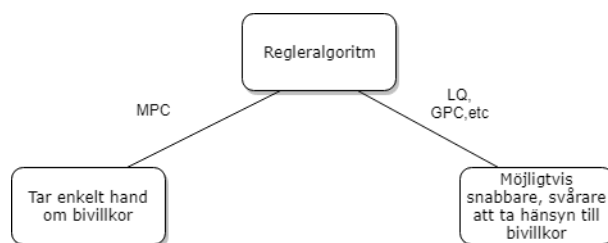
Figur 3: Fordonsystems motormodell i Simulink.

4 Reglersystemet

Utifrån syftet med projektet, att utvärdera flervariabel reglering i avancerade förbränningsmotorer, kan reglersystemet ses som huvuddelen av systemet. Det ska genom att styra de fyra aktuatorerna trottell, wastegate samt kamfasning på in- och utsugssida ge motorn en önskad momentreglering (Eriksson, 2018).

Det finns olika reglerstrategier för att hantera system med flera in- och utsignaler, så kallade MIMO-system (Multiple Input Multiple Output). Exempel på sådana strategier är Model Predictive Control (MPC), Linjärvadratisk reglering (LQ/LQR), Generalized Predictive Control (GPC), decentraliserad styrning etc.

MPC har en distinkt fördel jämfört med övriga, vilket är att den kan ta hänsyn till begränsningar i systemet, såsom mättningar i styrsignaler. Denna egenskap är särskilt användbar för motorsystemet som ska behandlas i projektet eftersom dess aktuatorer ofta är mättade. Av denna anledning kommer MPC vara den enda reglerstrategi som utvärderas och tillämpas. Designbeslutet illustreras i Figur 4.



Figur 4: Utifrån förmågan att enkelt ta hänsyn till bivillkor, bedöms MPC vara den mest lämpade flervariabla reglerstrategin.

4.1 MPC

MPC är en av de avancerade reglerstrategierna som fått störst genomslag den senaste tiden. En stor anledning till detta är att man enkelt kan ta hänsyn till bivillkor och begränsningar i systemet som styrs (Enqvist et al., 2014). Dessa kan vara allt från fysiska begränsningar på komponenter till önskade beteenden på interna tillstånd i modellen. En annan anledning är, som tidigare nämnt, att MPC kan hantera system med flera insignaler och utsignaler. Antalet insignaler och utsignaler påverkar inte hur svårt det är att styra en process med MPC, vilket innebär att det med enkelhet kan läggas till in- och utsignaler till regulatorn i efterhand (Enqvist et al., 2014). Eftersom målet med det här projektet är att uppnå en god momentstyrning beroende på fyra aktuatorer så är MPC en välanpassad reglerstrategi till problemet.

4.1.1 Intern modell

MPC utnyttjar modellkunskap, som namnet antyder, för att prediktera/simulera systemets beteende. Regulatorn kan på så sätt bestämma en optimal styrsignalsekvens för en tidshorisont framåt i tiden, likt LQR. Denna styrsignalsekvens bestäms genom att lösa ett optimeringsproblem där en kostnadsfunktion ska minimeras över den betraktade tidshorisonten, se avsnitt 4.1.4.

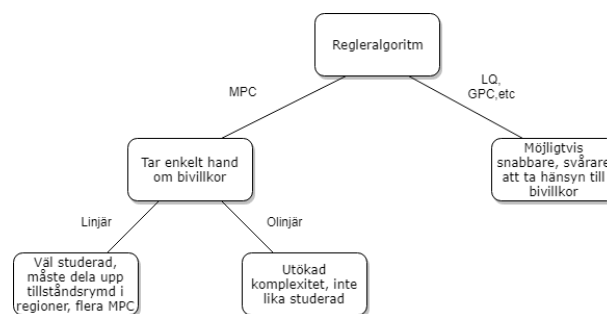
Beroende på om den interna modellen i MPC:n är linjär eller olinjär fås två distinkt olika klasser av optimeringsproblem, där en linjär intern modell ger ett konvext optimeringsproblem medan

en olinjär modell typiskt ger ett icke-konvext problem. Ett konvext problem är mer beräknings-effektivt samt om ett minimum hittas kommer det garanterat vara ett globalt minimum. Det finns även algoritmer som garanterar att en lösning hittas, vilket bidrar till stabilitet hos regulatorn. För olinjär MPC (NMPC) kan det finnas flera olika lokala minimum, och det är svårt att garantera att det är ett globalt minimum som hittats (Kristoffersson, 2006).

Dessutom, givet en önskad uppdateringsfrekvens på MPC:n, kommer storleken på prediktions-horisont att begränsas eftersom det generellt är mer tidskrävande att lösa ett icke-konvext optimeringsproblem jämfört med ett konvext. Med en för kort prediktionshorisont kan inte stabilitet garanteras.

Med tanke på storleken på motormodellen och graden av dess olinjäritet, bedöms det olämpligt att vidare utvärdera olinjär MPC, vilket illustreras i Figur 5.

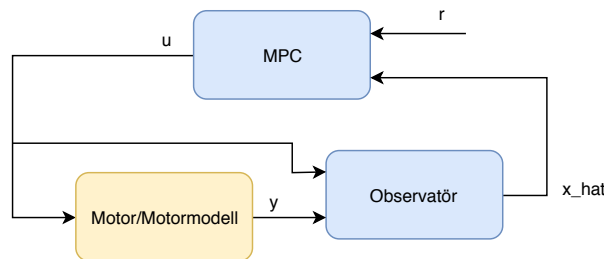
För att erhålla en linjär modell till MPC kan motormodellen linjäriseras i önskade arbetspunkter.



Figur 5: Utifrån komplexiteten av motormodellen bedöms det olämpligt att använda olinjär MPC.

4.1.2 Varianter av MPC

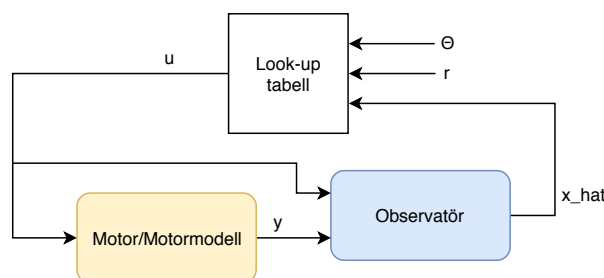
Utöver den vanliga MPC-strukturen, se Figur 6, existerar även ett antal varianter. Två centrala faktorer som behöver hanteras vid reglering av systemet i det här projektet är att det är kraftigt olinjärt samt att det har snabb dynamik. Två varianter av MPC som potentiellt kan hjälpa till att hantera dessa faktorer är explicit MPC och flera parallella MPC-regulatorer.



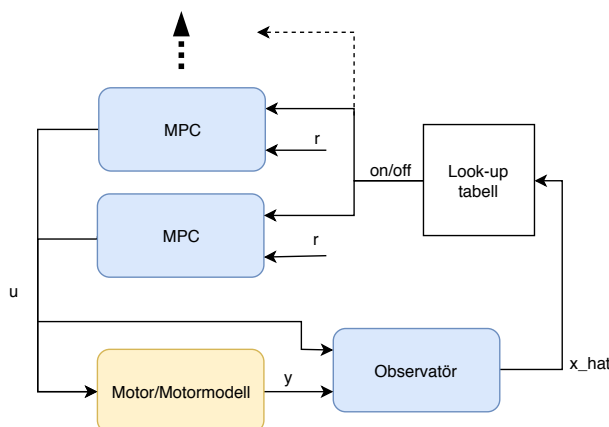
Figur 6: Illustration av reglerstruktur för MPC.

Explicit MPC innebär att optimeringsproblemet löses offline, och de optimala lösningarna finns sedan tillgängliga i regulatorn i form av till exempel en uppslagstabell. Optimeringsproblemet kommer ha ett antal variabler såsom tillstånd, referenser, variabla bivillkor och så vidare som spänner upp en lösningsrymd. Lösningsrymden kan fördelas in i ett ändligt antal polytopiska områden där lösningen är kontinuerlig, vilket gör lösningsrymden styckvist affin. Under drift behöver regulatorn endast bestämma vilket område variablerna befinner sig i och sedan använda aktuell affina styrlag. Ett problem med explicit MPC är att den styckvist affina funktionen kan bestå av ett mycket stort antal områden för komplexa system, vilket resulterar i att det blir beräkningstungt att finna den styckvist affina lösningen. Detta resulterar i att det även online kan ta lång tid att hitta aktuellt område även om funktionen är fördefinierad. En principiell struktur för en explicit MPC visas i Figur 7.

För ett större olinjärt system, såsom förbränningsmotorn i detta projekt, är det olämpligt att linjärisera systemet i en enda arbetspunkt. Ett angreppssätt är att linjärisera systemet i flera punkter. Genom att dela upp systemets arbetsrymd i ett antal delområden med liknande dynamik, och sedan linjärisera systemet i varje delområde, kan en MPC designas för respektive delområde. Genom att först bestämma vilket delområde systemet befinner sig, till exempel genom en uppslagstabell som tittar på varvtal och insugstryck, kan sedan motsvarande MPC aktiveras. För att undvika hopp i styrsignalen vid byte av arbetsområde behöver alla MPC-regulatorer ha tillgång till föregående styrsignal och straffa ändringar i denna. En regulatorstruktur med parallella MPC:er illustreras i Figur 8.

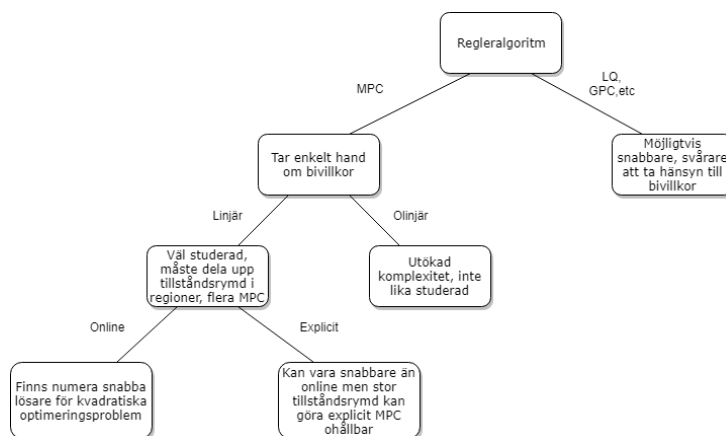


Figur 7: Illustration av regulatorstruktur för explicit MPC. Uppslagstabellen innehåller de föroptimerade styrlagarna.



Figur 8: Illustration av reglerstruktur med multipla parallella MPC.

Systemet som betraktas i detta projekt anses vara för komplext för att tillämpa explicit MPC. Det är möjligt att modellerna skulle kunna reduceras för att minska komplexiteten, samt att det troligtvis finns andra åtgärder för att förenkla beräkningarna av den styckvist affina funktionen, men ett beslut tas att inte vidare utvärdera detta tillvägagångssätt. Istället bedöms angreppssättet med parallella MPC:er vara ett lämpligare val. Designbeslutet illustreras i figur 9.



Figur 9: Motorsystem bedöms vara för komplext för att tillämpa explicit MPC.

4.1.3 Tillståndsbeskrivning & Linjärisering

Den interna modellen i MPC:n ska vara en linjär, tidsdiskret tillståndsmodell. Utifrån tillstånden i Tabell 2 kan hela motormodellen formuleras som en olinjär, tidskontinuerlig tillståndsbeskrivning.

Komplexiteten utav optimeringsproblemet kan minskas genom att reducera modellen. Detta kan till exempel göras genom att anta att vissa tillstånd är konstanta, och därmed kan dessa elimineras. Till en början kommer endast motorn i motorlabbet att styras, vilket gör att omgivningsförhållandena kommer i princip vara detsamma (omgivningstemperatur och tryck). Tillstånden för tryck och temperatur efter luftfilteret bör då rimligtvis kunna approximeras som konstanta, om dynamiken i denna kontrollvolym försummas. Denna förenkling kan valideras genom att studera mätsignalerna för dessa tillstånd vid olika transienter. I mån av tid kan även en känslig-

hetsanalys utföras där man undersöker inverkan av att omgivningstemperatur och tryck avviker från antagandet. Vid behov kan fler modellreduceringar eventuellt göras på liknande vis.

Givet den reducerade, olinjära och kontinuerliga tillståndsbeskrivningen, återstår det att linjärisera respektive diskretisera den. Antingen kan modellen först linjäriseras och sedan diskretiseras eller vice versa. Det är bättre att diskretisera först och sedan linjärisera, men det är dock inte alltid möjligt att diskretisera en olinjär tillståndsbeskrivning (Gustafsson, 2018). Däremot är det alltid möjligt att diskretisera en linjär tillståndsmodell, och av denna anledning tas beslutet att linjärisera först och sedan diskretisera.

En turboladdad förbränningsmotor har starkt olinjära beteenden, och som tidigare nämnt behöver motormodellen linjäriseras i flera punkter. Vid låga laster beter den sig likt en insugsmotor, eftersom turbon inte har börjat ge någon effekt. Vid höga laster däremot skiljer sig beteendet avsevärt från en insugsmotor, då turbons effekt blir mer betydande. Utifrån detta kan slutsatsen dras att om den turboladdade motorn jobbar under lägre last kommer throttlens ha större inverkan och regleringen ska då fokuseras kring den. Allt eftersom lasten ökar kommer wastegaten få en större inverkan och vid höga laster ska regleringen därför fokuseras kring den (Bemporad et al., 2018). Med detta i beaktning kommer reglersystemet i första hand implementeras för tre olika arbetspunkter som modellen ska linjäriseras kring. Dessa arbetspunkter är låg, mellan och hög last, och styrsignalerna straffas på olika sätt enligt resonemanget ovan.

För att specificera vilken av dessa arbetslaster som motorn befinner sig i, används utvalda motorvariabler för att dela upp dess arbetsområde. Lämpliga variabler är insugstryck samt motorvarvtal, men det är möjligt att ytterligare variabler är nödvändiga för att tydligt särskilja arbetslasterna.

4.1.4 Kostnadsfunktion och optimeringsproblem

Målet med MPC är att vid varje tidpunkt som en mätsignal fås beräkna ett fördefinierat optimeringsproblem. Grunden till optimeringsproblemet i MPC formuleras som en kostnadsfunktion som ämnas minimeras med avseende på tillgängliga styrsignaler. Kostnadsfunktionen liknar det som ställs upp för LQR, men med skillnaden att istället för att se oändligt långt fram i tiden endast se fram till en specificerad horisont, regulatorns prediktionshorisont N_p . I ekvation (24) ses exempel på en generell kostnadsfunktion som optimeringsproblemet avser att minimera.

$$J_N(x(k)) = \sum_{j=0}^{N_p-1} \|z(k+j)\|_{Q_z}^2 + \|u(k+j)\|_{Q_u}^2 \quad (24)$$

Där $Aw \leq b$ motsvarar de bivillkor som kostnadsfunktionen innehåller. En rad parametrarna som ska ställas in för att få önskat beteende finns sammanställt i tabell 3. Viktmatrisen Q_z innehåller de vikter som sätts på de tillstånd z som vi vill straffa i kostnadsfunktionen, där $z = Mx$. Analogt innehåller viktmatrisen Q_u de vikter som sätts på styrsignalerna. Prediktionshorisonten N_p är det antal tidssteg framåt i tiden som predikteras och tas med i kostnadsfunktionen. Kontrollhorisonten, N_u , är det antal beräknade styrsignaler som används i följd, standard är $N_u = 1$. Samplingstiden T_s är den tidsskillnad mellan $x(k)$, $u(k)$ och $x(k+1)$, $u(k+1)$.

Tabell 3: Parametrar i reglersystemet.

Namn	Beskrivning
Q_z	Viktmatris tillstånd
Q_u	Viktmatris styrsignaler
N_p	Prediktionshorisont
N_u	Kontrollhorisont
T_s	Samplingstid

Den kostnadsfunktion som beskrivs i ekvation (24) straffar både nollskilda tillstånd och styrsignaler. Detta skulle leda till ett stationärt fel om det krävs icke nollskilda styrsignaler för att hålla systemet vid origo på grund av den motstridighet som finns i kostnadsfunktionen. För att förhindra det implementeras integralverkan, vilket innebär att ändringar hos styrsignalen straffas istället för styrsignalens värde i varje tidpunkt (Enqvist et al., 2014). Med integralverkan ser kostnadsfunktionen ut som följer

$$J_N(x(k)) = \sum_{j=0}^{N_p-1} \|z(k+j)\|_{Q_z}^2 + \|\Delta u(k+j)\|_{Q_u}^2 \quad (25)$$

där $\Delta u(k+j) = u(k+j) - u(k+j-1)$. För att få systemet till andra tillstånd än origo behövs referensföljning som kan införas genom att straffa en skillnad mellan tillstånd och referens, se ekvation (26)

$$J_N(x(k)) = \sum_{j=0}^{N_p-1} \|z(k+j) - r(k+j)\|_{Q_z}^2 + \|\Delta u(k+j)\|_{Q_u}^2 \quad (26)$$

Under förutsättningen att modellen som beskriver tillstånden är linjär kan minimeringen av kostnadsfunktionen under bivillkor formuleras och lösas med kvadratisk programmering (Enqvist et al., 2014). Optimeringsproblemet blir då:

$$\begin{aligned} \min_U J_N(x(k)) = \min_U & \left(\sum_{j=0}^{N_p-1} \left(z(k+j) - r(k+j) \right)^T Q_z \left(z(k+j) - r(k+j) \right) \right. \\ & \left. + \sum_{j=0}^{N_p-1} \Delta u^T(k+j) Q_u \Delta u(k+j) \right) \end{aligned} \quad (27)$$

$$Aw \leq b \quad (28)$$

4.1.5 Optimeringslösare

Det finns en rad tillgängliga optimeringslösare för att lösa kvadratisk programmering. YALMIP är en toolbox tillgänglig till Matlab för lösning av optimeringsproblem där olika lösare för det givna optimeringsproblemet kan testas (Löfberg, 2004). Exempel på dessa är Quadprog, OSQP, Gurobi och Mosek, varav de tre sistnämnda har API för programmering i C.

4.1.6 Icke-optimala lösningar

Det finns en risk att optimeringslösaren inte hittar den optimala lösningen inom den tid som krävs. För att inte ge ett oförutsett beteende behövs en garanti på att det alltid finns en giltig lösning. Ett alternativ är att i det fall då det inte finns en lösning används förra lösningen, vilket skulle kunna fungera i det fall att det inte sker ofta men ger en väsentligt sämre lösning i det fall att det gör det.

Ett andra alternativ är att använda en suboptimal lösning. Lösaren får då ett förutbestämt antal iterationer för att hitta en lösning och då den inte hinner på dessa tas den bästa lösningen dittills och används. Det kan då garanteras att exekveringstiden per iteration multiplicerat med det maximala antalet iterationer alltid är mindre än MPC-regulatorns samplingsid.

4.1.7 Bivillkor

En av de stora fördelarna med MPC är som tidigare nämnt är att det är enkelt att ta hänsyn till bivillkor. Bivillkor kan sättas som antingen hårda, de måste då uppfyllas, eller mjuka, då de får brytas om det behövs. Ett system bör inte ha hårda villkor på både in- och utsignaler eftersom detta kan leda till att problemet saknar lösning. Det är dock inte ett problem att ha hårda villkor på styrsignaler och mjuka på utsignaler.

Aktuatorerna som ska styras i detta projekt är fysikaliskt begränsade i den mening att de har ett begränsat utfall och dynamik, det är inte möjligt att ställa in de till vad som helst och det tar en viss tid att ändra. Det innebär att det är lämpligt att liksom (Bemporad et al., 2018) sätta hårda bivillkor på styrsignalerna som i ekvation (29) och (30).

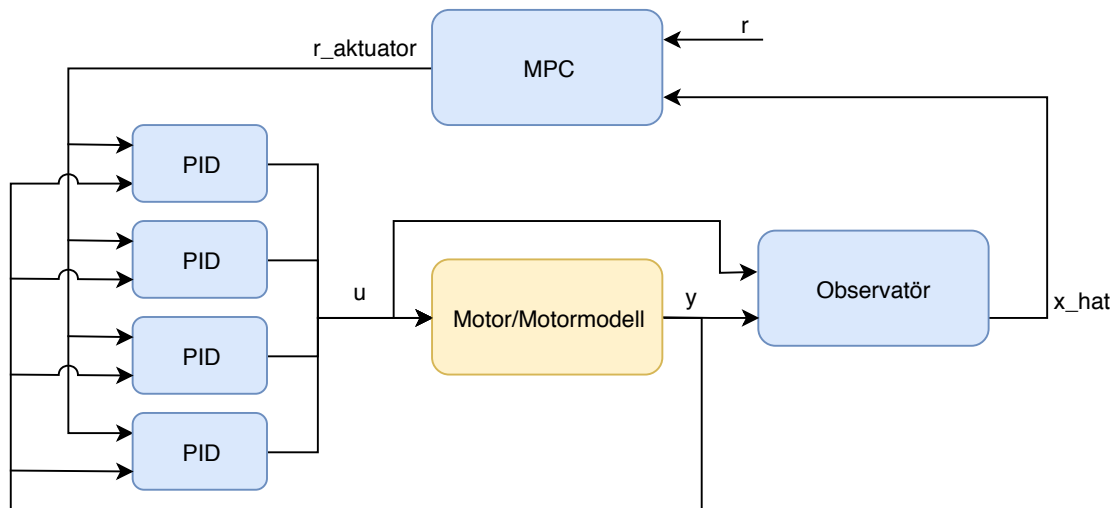
$$u_{min}(i) < u(i) < u_{max}(i) \quad (29)$$

$$\Delta u_{min}(i) < \Delta u(i) < \Delta u_{max}(i) \quad (30)$$

4.1.8 Överordnad MPC

Vid en reglerstruktur med överordnad MPC kommer MPC:n att istället ställa ut referenssignaler till enklare regulatorer med snabbare samplingsid, lämpligtvis PID-regulatorer. En skiss av denna regulatorstruktur visas i Figur 10. Fördelen med att använda denna metod är framförallt att motorns ECU har begränsad beräkningskapacitet och att det kan bli för tidskrävande att lösa optimeringsproblemet med att ställa ut styrsignaler direkt till alla aktuatorer. Detta är kritiskt eftersom för långsam sampling utav styrsignalerna leder till instabilitet. Genom att istället låta MPC ställa ut referenssignaler kan man ha en långsammare samplingsid på MPC:n men en mycket högre samplingsid på de enklare regulatorerna.

Ett problem som behöver beaktas gällande överordnad MPC är att ha en uppfattning om hur styrsignalerna som PID-regulatorerna skickar vidare ser ut. De begränsningar som sätts på referenssignalerna från MPC-regulatorn kommer bestämmas utifrån vilka styrsignaler de kommer resultera i. Detta leder till att de slutna systemen för varje enskild aktuator måste inkluderas i



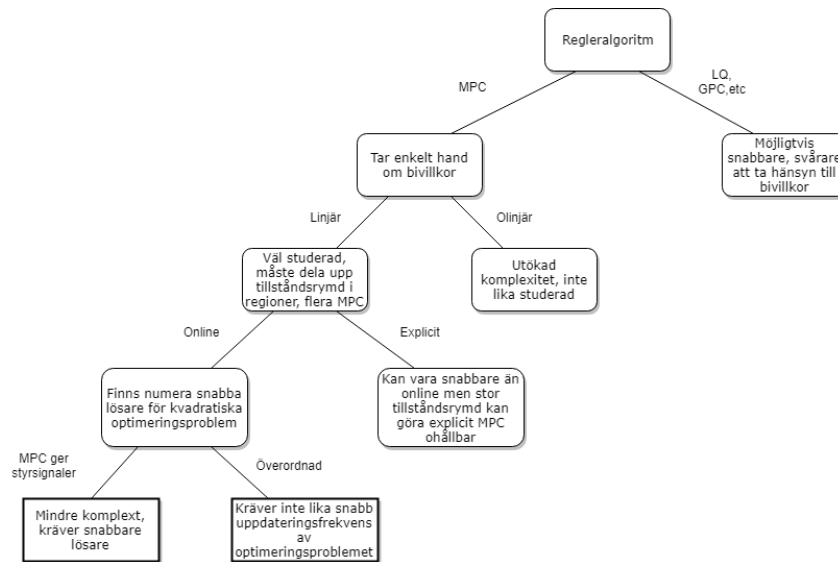
Figur 10: Illustration av regulatorstruktur för överordnad MPC.

MPC-regulatorns interna modell för att kunna prediktera framtida värden och ställa ut rätt referenssignaler (Enqvist, 2017). Modellerna för dessa slutna system kan vara avancerade och svåra att implementera i MPC-regulatorn, vilket kan göra att modellerna behöver approximeras med exempelvis system av första ordningen. Om detta är möjligt kan med enkelhet avgöras genom att testa det slutna systemets dynamik för respektive aktuator med ett stegsvarsexperiment. När dessa approximerade modeller är framtagna kan sedan MPC-regulatorn utnyttja dem tillsammans med begränsningarna på referenssignalerna för att få det önskade beteendet hos aktuatorerna.

I det befintliga styrsystemet för motorn finns det redan implementerat regulatorer för trottelt och wastegate. Dessa regulatorer är utvecklade av en doktorand på universitetet och det bedöms vara önskvärdt att kunna utnyttja dem, vilket motiverar användning av överordnad reglerstruktur. Regulatorerna är adaptiva PID-regulatorer vilket innebär att de är olinjära och därmed besvärliga att inkludera i motormodellen. Som nämnt tidigare kan detta hanteras genom att approximera aktuatorernas slutna system som exempelvis ett första ordningens system.

Eftersom aktuatorregulatorerna är olinjära är det möjligt att aktuatordynamiken kommer variera beroende på arbetspunkt. För att bedöma inverkan utav detta bör stegsvarsexperiment göras för flera arbetspunkter för att få en uppfattning om eventuella variationer i beteende.

Regulatorstrukturer där MPC ger styrsignaler direkt till aktuatorerna samt överordnad MPC kommer båda att vidare utvärderas och utvecklas i fortsättningen av projektet. Dessa två alternativ på regulatorstruktur visas på den lägsta nivån i trädgrafen i figur 11.



Figur 11: De två alternativ på regulatorstruktur som kommer studeras vidare visas längst ned i trädgrafen. De två alternativen är dels MPC som direkt ger styrsignaler till aktuatorerna och dels överordnad MPC.

4.1.9 Enklare regulatorer

Ett system där enklare regulatorer behöver implementeras är från önskad kamvinkel till styr-signal. Den regulatorn skulle kunna vara en PI-regulator där I-delen tas med för att eliminera statiska fel. En första ansats för att få en bra modell över systemet är att göra ett steg i styrsig-nalen och anpassa en treparameter modell enligt Enqvist et al. (2014).

Treparameter modellen får följande utseende:

$$G(s) = \frac{K_p}{1 + sT} e^{-sL} \quad (31)$$

K_p = statisk förstärkning

T = tidskonstant

L = tidsfördröjning

PI-regulatorn har följande struktur:

$$F(s) = K \left(1 + \frac{1}{T_i s} \right) \quad (32)$$

För att sedan bestämma bra parametrar till regulatorn kan olika trimningmetoder användas t.ex. lambdatrimning:

$$\lambda = \frac{T_c}{T} \quad (33)$$

T_c = slutna systemets önskade tidskonstant och T är öppna systemets tidskonstant.

Regulatorns parametrar sätts till:

$$K = \frac{T}{K_p(\lambda T + L)} \quad (34)$$

$$T_i = T$$

Regulatorn blir således:

$$F(s) = \frac{1}{K_p \lambda} \left(1 + \frac{1}{T_s} \right) \quad (35)$$

4.1.10 Stabilitet

De enklare regulatorernas huvuduppgift är att hålla aktuatorerna stabila vid konstant referens-signal och även vid transienter. Detta eftersom samplingsfrekvenserna för dessa regulatorer kommer att vara kortare än samlingstiden för den överordnade regulatorn.

Stabiliteten kan undersökas med t.ex. nyquistkurvor se Glad and Ljung (2006) för mer informa-tion.

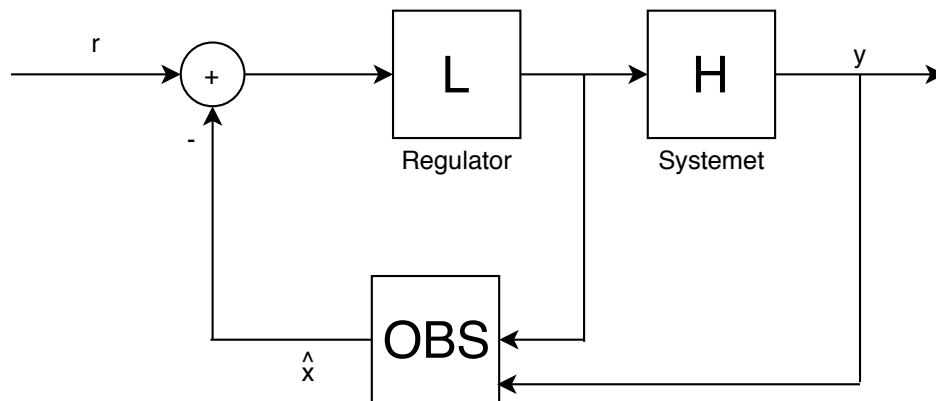
verkar
ej
stäm-
ma

4.2 Observatör

För att förbättra skattningen av tillstånd kommer observatörer behöva implementeras. En observatör återkopplar tillståndsekvationen med mätta signaler multiplicerat med en förstärkningsfaktor som grovt kan sägas beskriva tron till modell respektive mätsignaler. Design av observatör sker ofta genom att tillämpa teorin för Kalman filter vilket minimerar skattningsfelet för linjära system, men som också kan utvecklas för applicering på olinjära system. Annars kan polplacering användas för val av observatörsförstärkning. Ekvationen för observatören blir följande:

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + K(y - C\hat{x}) + Hl \quad (36)$$

I figur 12 ses ett blockschema över hur en observatör skulle kunna implementeras.



Figur 12: Blockschema över observatör.

En möjlig strategi för val av observatörsförstärkning för vårt system är att CGEKF (Constant Gain Extended Kalman Filter) (Andersson, 2005). Observatörsförstärkningen ges då direkt av modellen för systemet samt uppskattad modellosäkerhet Q och mätosäkerhet R . Ofta är Q svårare att uppskatta medan man ofta kan få en uppfattning om R . Metodiken går då ut på att:

1. Ta fram en linjäriserad modell av systemet i en stationär punkt.
2. Ta fram designparametrar för R och välj Q så att önskat beteende fås.
3. Beräkna observatörsförstärkning via en algebraisk Ricattiekvation.
4. Spara undan förstärkningen i en tabell.

5 Implementationsstrategi

I detta avsnitt beskrivs hur projektgruppens arbete ser ut vid implementering av modeller och regulatorer. Mer specifikt beskrivs detta i avsnitt 5.1 och 5.2.

5.1 Modeller

Vid implementering av modeller används motormappar för att skatta parametrar som sedan används för att bygga upp modeller. Mapparna används sedan för att jämföra mot modell för att se att modellen speglar verkligheten väl.

Det är viktigt att testa modeller dels individuellt för att se att de modellerar verkligheten bra. Det är även viktigt att testa hela systemet när en ny delmodell integrerats i hela systemet. Detta för att ny modeller kommer påverka hela systemet.

5.2 Regulatorer

I avsnitt 4.1.9 beskrivs en metod för att implementera enklare PID:ar och hur de kan trimmas för att nå önskade ändamål. Vid implementering av regulatorer är det viktigt att få bra koll på systemet som ska regleras genom olika experiment, exempelvis stegsvarsexperiment (Enqvist et al., 2014). Därefter kan olika trimningsstrategier användas, efter detta kan sedan ett experiment utföras med regulatorn för att se att den uppfyller de krav som ställs på den. Ett annat steg som måste göras är att undersöka stabilitet och se till att regulatorerna ifall de har I-del hanterar integratoruppvridning (Enqvist et al., 2014).

Referenser

Andersson, P.

2005. *Air charge estimation in turbocharged spark ignition engines.*, Linköping studies in science and technology. Thesis: 989. Linköping : Dept. of Electrical Engineering, Univ., 2005.

Bemporad, A., D. Bernardini, R. Long, and J. Verdejo

2018. Model predictive control of turbocharged gasoline engines for mass production. In *WCX World Congress Experience*. SAE International.

Enqvist, M.

2017. Lecture slides in the course tsrt07 industrial control systems.

Enqvist, M., T. Glad, S. Gunnarsson, P. Lindskog, L. Ljung, J. Löfberg, T. McKelvey, A. Stenman, and J.-E. Strömberg

2014. *Industriell reglerteknik, Kurskompendium*. Institution of automatic control at Linköping University.

Eriksson, L.

2018. Projektdirektiv flervariabla reglerstrategier för avancerade motorer.

Eriksson, L. and L. Nielsen

2014. *Modeling and control of engines and drivelines.*, Automotive series. John Wiley & Sons Ltd, 2014.

Glad, T. and L. Ljung

2006. *Reglerteknik : grundläggande teori*. Lund : Studentlitteratur, 2006.

Gustafsson, F.

2018. *Statistical Sensor Fusion*. Studentlitteratur.

Jiang, L., J. Vanier, H. Yilmaz, and A. Stefanopoulou

2009. Parameterization and simulation for a turbocharged spark ignition direct injection engine with variable valve timing. In *SAE World Congress & Exhibition*. SAE International.

Kristoffersson, I.

2006. Model predictive control of a turbocharged engine.

Leroy, T., G. Alix, J. Chauvin, A. Duparchy, and F. Le Berr

2008. Modeling fresh air charge and residual gas fraction on a dual independent variable valve timing si engine. *SAE International Journal of Engines*, 1(1):627–635.

Löfberg, J.

2004. Yalmip : A toolbox for modeling and optimization in matlab. In *In Proceedings of the CACSD Conference*, Taipei, Taiwan.

Mårtensson, J. and O. Flärdh

2010. Modeling the effect of variable cam phasing on volumetric efficiency, scavenging and torque generation. In *SAE 2010 World Congress & Exhibition*.