

Bølgekompensering under boring med RamRig

Modellering og regulering

Yngvild Aurlien

Master i teknisk kybernetikk
Oppgaven levert: Juli 2007
Hovedveileder: Thor Inge Fossen, ITK

Oppgavetekst

Oppgavens tekst:

Innledning

- Litteraturstudium
- Diskutere løsninger beskrevet i litteraturen.

Modellering og regulering

- Utvikle en forenklet modell av RamRig heisesystem og borestreng.
- Utvikle regulatoralgoritmer for bølgekompensering under boring (vekt på borekrone).
- Verifisere ytelse og stabilitetsmarginer til regulatoralgoritmene ved hjelp av simulering.

Bakgrunn for oppgaven:

AKMH har siden begynnelsen av 1980-tallet levert ca 50 aktiv bølgekompenseringssystem. Kun et fåtall av disse systemene er levert med et enkelt system for aktiv kompensering under boring. I forbindelse med utvikling av 2. generasjons RamRig ønsker vi å videreutvikle regulatoralgoritmene for bølgekompensering under boring generelt og for dette konseptet spesielt.

Oppgaven gitt: 12. februar 2007

Hovedveileder: Thor Inge Fossen, ITK

Forord

Denne rapporten dokumenterer arbeidet med min masteroppgave våren 2007. Målet med oppgaven var å modellere og regulere et hivkompenseringssystem for boring med RamRig. Denne oppgaven markerer slutten på mitt masterstudium i teknisk kybernetikk ved NTNU.

Masteroppgaven ble utført for Aker Kværner Maritime Hydraulics AS.

Jeg vil benytte anledningen til å takke alle som har veiledet meg i utførelsen av denne oppgaven:

Først en stor takk til veileder ved NTNU, professor Thor I. Fossen, for god faglig veiledning, oppmuntring og oppfølging under arbeidet.

Deretter vil jeg gjerne takke Jens Hodne, veileder fra bedriften, for god veiledning og gode råd. Takk også til Pål Skogerbø som gav meg oppgaven og kom med nyttige innspill og god innføring i systemet som skulle modelleres. Flere andre i bedriften har kommet med innspill og nødvendige opplysninger, alle disse fortjener en stor takk.

Sammendrag

Hivkompensering kan deles inn i passiv, aktiv og semiaktiv kompensering utifra i hvilken grad det benyttes et aktivt pådrag for å kompensere for hivet. Hivkompensering kan gjøres på forskjellige måter. Toppmontert sylinderkompensering og løpeblokkmontert sylinderkompensering er to vanlige kompenseringsmetoder.

Denne rapporten tar blant annet for seg en forenklet modellering av RamRig heisesystem og en borestreng. Dette er gjort ved å sette opp bevegelseslikninger og kraftbalanser for de forskjellige delene av systemet, med hovedvekt på friksjonskrefter og trykktapskrefter som gjør at det passive hivkompenseringssystemet, som er en del av heisesystemet, ikke er ideelt.

Rapporten beskriver deretter arbeidet med utvikling av reguleringsalgoritmer for å oppnå mest mulig konstant vekt på borekrone. Disse algoritmene danner sammen med det passive systemet et semiaktivt hivkompenseringssystem. Det ble forsøkt med PID regulator, foroverkobling av hivforstyrrelsen, kombinert foroverkobling og PD regulator, og akselerasjonstilbakekobling. Simulering viste at den av disse algoritmene som gav best kompensering var foroverkoblingsalgoritmen kombinert med PD regulator, fordi mye av tapskreftene i det passive systemet ved denne algoritmen kompenseres for før de påvirker systemet. PD regulatorens oppgave er å håndtere unøyaktigheter i modelleringen som gjør at kompenseringen til foroverkoblingsalgoritmen ikke er tilstrekkelig i seg selv. Simulering under gitte forhold viser at 95 % av hivbevegelsen blir kompensert for med denne algoritmen i kombinasjon med det passive kompenseringssystemet (mot 70 % for det rent passive systemet).

Det er i denne oppgaven utviklet en modell som inneholder de mest vesentlige elementene til det reelle systemet og som er egnet som utgangspunkt for å utvikle reguleringsalgoritmer og til å simulere disse algoritmene på modellen. Det er også utviklet en egnet algoritme for regulering av vekt på borekrone for hivkompensering under boring med RamRig. Målet med oppgaven anses derfor som nådd, og oppgaven gir et godt grunnlag for videre arbeid.

Innhold

| | | |
|----------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| 1 | Innledning | 1 |
| 2 | Litteraturstudie | 3 |
| 2.1 | Hivkompensering | 3 |
| 2.1.1 | Generelt om hivkompensering | 3 |
| 2.1.2 | Tidligere arbeider med hivkompensering | 7 |
| 2.1.3 | Diskusjon av de forskjellige løsningene for hivkompensering | 12 |
| 2.2 | RamRig - riggen som hovedarbeidet i denne oppgaven gjelder | 13 |
| 3 | Modellering | 15 |
| 3.1 | Modellering av borestreng | 16 |
| 3.2 | Modellering av heisesystemet | 19 |
| 3.2.1 | Statiske krefter | 21 |
| 3.2.2 | Hovedsynderen | 22 |
| 3.2.3 | Aktiv akkumulator | 23 |
| 3.2.4 | Friksjon og trykktap | 24 |
| 3.3 | Modellering av sammenhengen mellom vekt på borekrone, penetrering- shastighet og rotasjonsmoment for en roterende borestreng | 26 |
| 3.4 | Implementering av modellen | 28 |
| 4 | Simulering av modellen med passiv kompensering | 29 |
| 4.1 | Simuleringsmetode | 30 |
| 4.2 | Simulering av heisesystem | 30 |
| 4.3 | Simulering av borestrengsmodell | 33 |
| 4.4 | Simulering av vekt på borekrone | 34 |
| 4.5 | Analyse av simuleringen | 34 |
| 4.5.1 | Borestrengen | 34 |
| 4.5.2 | Friksjonskrefter og trykktapskrefter | 35 |

| | | |
|----------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| 4.5.3 | Vekt på borekrone | 35 |
| 4.5.4 | Gyldigheten til modellen | 35 |
| 5 | Målinger og estimering av ikke-målbare tilstander | 37 |
| 5.1 | Målinger | 37 |
| 5.1.1 | MRU | 37 |
| 5.1.2 | Posisjonsmåling | 38 |
| 5.2 | Estimering av umålte tilstander - tilstandsestimator | 38 |
| 6 | Regulering av vekt på borekrone | 41 |
| 6.1 | Pådrag og reguleringstilstander | 41 |
| 6.2 | PID regulator | 42 |
| 6.2.1 | Reguleringsalgoritme | 43 |
| 6.2.2 | Simuleringsresultater | 43 |
| 6.2.3 | Analyse av ytelse | 44 |
| 6.3 | Foroverkobling av hivforstyrrelsen med friksjonskompensering | 45 |
| 6.3.1 | Reguleringsalgoritme | 45 |
| 6.3.2 | Simuleringsresultater | 48 |
| 6.3.3 | Analyse av ytelse | 49 |
| 6.4 | Foroverkobling av hivforstyrrelsen og PD regulator | 50 |
| 6.4.1 | Reguleringsalgoritme | 50 |
| 6.4.2 | Simuleringsresultater | 51 |
| 6.4.3 | Analyse av ytelse | 55 |
| 6.5 | Akselerasjonstilbakekobling | 56 |
| 6.5.1 | Reguleringsalgoritme | 56 |
| 6.5.2 | Simuleringsresultater | 57 |
| 6.5.3 | Analyse av ytelse | 58 |
| 6.6 | Sammenlikning av ytelsen til de forskjellige reguleringsalgoritmene . . | 58 |
| 6.7 | Stabilitetsmarginer og følgeforhold til valgte reguleringsalgoritme . . . | 59 |
| 6.8 | Praktiske vurderinger rundt systemet | 60 |
| 6.9 | Simulering av penetreringshastighet og rotasjonsmoment ved regulering av vekt på borekrone | 61 |
| 7 | Diskusjon | 63 |
| 7.1 | Modellen | 63 |
| 7.2 | Regulering av vekt på borekrone | 63 |

| | | |
|-----------|----------------------------------------------------|-----------|
| 7.3 | Penetreringshastighet og rotasjonsmoment | 65 |
| 8 | Videre arbeid | 67 |
| 9 | Konklusjon | 69 |
| 10 | Referanser | 71 |
| A | Verdier for parametre | 73 |
| A.1 | Heisesystem | 73 |
| A.2 | Borestreng | 74 |
| B | Matlab filer og Simulink filer | 75 |
| B.1 | Simulink modeller | 75 |
| B.2 | Matlab filer | 80 |
| C | Simuleringsprosedyre | 88 |
| D | Digitale vedlegg | 90 |

Kapittel 1

Innledning

Under boring til havs brukes ofte flytende rigger eller boreskip. Disse vil utsettes for krefter fra bølger i alle frihetsgrader. Bevegelsene som skyldes disse bølgekreftene, kan i fem av frihetsgradene reduseres ved hjelp av reguleringssystemer, mens bevegelsene i vertikal retning (hiv) ikke er så lett å gjøre noe med. Disse bevegelsene kan føre til vanskeligheter ved mange undervannsoperasjoner. Under boring vil dette føre til at kraften på borekrona fra havbunnen varierer. Dette kan føre til stor slitasje på borekronen og gjør boringen mindre effektiv. I værste fall kan både brønn, borestreng og borekrone kan bli ødelagt. Dette vil kunne få store økonomiske konsekvenser.

For å unngå disse problemene brukes hivkompensering. Et kompenseringssystem gjør at bevegelsene til borestrengen og andre systemer som brukes til operasjoner på havbunnen blir isolert fra riggens bevegelser. Denne kompenseringen kan gjøres passivt, aktivt eller en kombinasjon av begge. I et passivt kompenseringssystem benyttes ingen eksterne pådrag, men energien fra bølgebevegelsene absorberes av pneumatiske fjærer. Et passivt system vil dessverre ikke kunne kompensere tilstrekkelig i mange sammenhenger på grunn av friksjon og trykktap i sylindersystemet og trykkvariasjon i det pneumatiske systemet. Derfor kombineres dette passive systemet ofte med et aktivt system som kompenserer for mye av de resterende bølgebevegelsene. Denne aktive kompenseringen reguleres av reguleringsalgoritmer på bakgrunn av måling av skipets bevegelse (MRU).

Hivkompenseringssystemer på konvensjonelle rigger er vanligvis løpebukk- eller kronblokkmonterte, mens et annet system, heisesystemet, tar seg av heving og låring av boreutstyret ved hjelp av virer og vinsjer. Aker Kværner Maritime Hydraulics AS har utviklet et rigkonsept (RamRig) som skiller seg fra konvensjonelle rigger blant annet ved at det vinsjbaserte heisespillet og boretårnet er byttet ut med spesielle hydrauliske sylindere (Rams) som brukes både som heisesystem og hivkompenseringssystem. I en

nyere versjon av denne RamRiggen består heisesystemet blant annet av aktive akkumulatører som skal legge til rette for en semiaktiv hivkompensering.

Målet med oppgaven er å utvikle en forenklet modell av en borestreng og heisesystemet på det nye RamRig konseptet, utvikle regulatoralgoritmer for aktiv hivkompensering med hensyn på vekt på borekrone og vurdere ytelse og stabilitetsmarginer for disse algoritmene ved hjelp av simulering på modellen av systemet.

Rapporten begynner med et litteraturstudie med hovedvekt på tidligere arbeider med hivkompensering, samt nødvendig bakgrunnsstoff. Etter litteraturstudiet blir utviklingen av modellen presentert, etterfulgt av simuleringen av denne. Etter et kapittel om målinger og tilstandsestimering, blir reguleringsalgoritmene gjort rede for, med simulering og analyse av disse.

Kapittel 2

Litteraturstudie

2.1 Hivkompensering

2.1.1 Generelt om hivkompensering

Flytende borerigger blir utsatt for bølgekrefter, blant annet i vertikal retning. Riggens varierende bevegelse i forhold til havbunnen vil skape problemer blant annet ved landing av utstyr på havbunnen, låring av utstyr gjennom havoverflaten, eller under boringsoperasjoner. For å redusere disse problemene brukes hivkompensering, for å isolere lastens bevegelser fra riggens bevegelser. Hivkompensering kan gjøres aktivt, semiaktivt eller passivt.

Passiv hivkompensering

I passive hivkompenseringssystemer benyttes pneumatikk, lasten isoleres fra riggens bevegelser ved at en gass komprimeres eller utvides [1].

Semiaktiv hivkompensering

I et semiaktivt system tar et passivt system seg av mesteparten av bevegelsene, mens et aktivt tilleggssystem tar seg av de resterende bevegelsene [2].

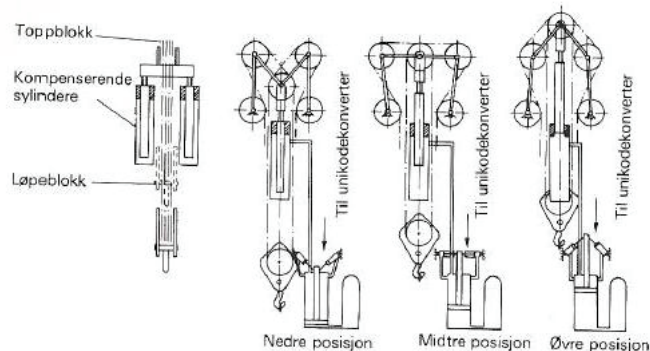
Aktiv hivkompensering

I aktiv hivkompensering tilføres energi aktivt til systemet som funksjon av hivmålinger fra en MRU eller et akselerometer.

Hivkompensering kan deles inn i forskjellige grupper utifra hvordan kompenseringen gjøres:

Toppmontert sylinderkompensering

Prinsippet bak toppmontert sylinderkompensering (eller kronblokk kompensering) er at én eller flere sylindere plasseres mellom kronblokka og boretårnet. Disse sylindere fungerer som pneumatiske fjærer som hever eller lårer en trinse som fører borelina over skiver. Endringen i posisjonen til trinsa gjør at borelinas lengde varierer slik at løpeblokkas posisjon varierer. I IHC Gustos hivkompensator [1] brukes toppmontert sylinderkompensering (figur 2.1). Fordelen med toppblokk kompensering er at



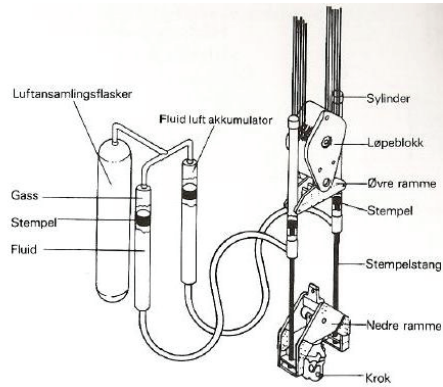
Figur 2.1: IHC Gustos hivkompensering, kronblokk kompensering

den faste plasseringen av utstyret i boretårnet fører til at man kan benytte faste rørkonstruksjoner til hydraulikken og pneumatikken, i stedet for løse slanger[1][10]. Dette er både praktisk og øker sikkerheten. I tillegg slipper man lasten av kompenseringssystemet i heisesystemet. Ulempen med at utstyret blir fast plassert i toppblokka er at gravitasjonssenteret heves og kompenseringssystemet blir utsatt for vindkrefter. Det at man kan bruke skråstilte sylindere for å forbedre ytelsen fra sylindrene, må veies opp mot de økte friksjonskreftene som følge av bruken av mange løpehjul. De mange løpehjulene brukes for å løse problemet med at avstanden mellom kronblokk og heisesystem varierer.

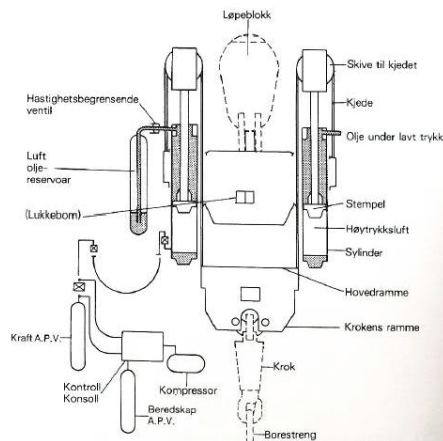
Krokmontert sylinderkompensering

Krokmontert sylinderkompensering (eller løpeblokk kompensering) gjøres ved at én eller to sylindere plasseres mellom løpeblokka og kroken (eller nedre ramme) [10]. Sylindere kan være strekksylindere, som i Vetcos hivkompensator [1] (figur 2.2), der høytrykksvæske på stempelstangensiden motvirker lastkraften mens lavtrykksvæske brukes til å kompensere på stempelflatene. I Rucker Shaffers kompenseringssystem [1], brukes komprimerte sylindere (figur 2.3). En skive plasseres på toppen av sylinderen. Kroken henger i viren som føres over skiven, mens sylinderen er koblet til løpeblokken. Høytrykksluft brukes på stempelsiden for å kompensere for lastkrefter,

mens olje brukes på stempelsiden som dempning.



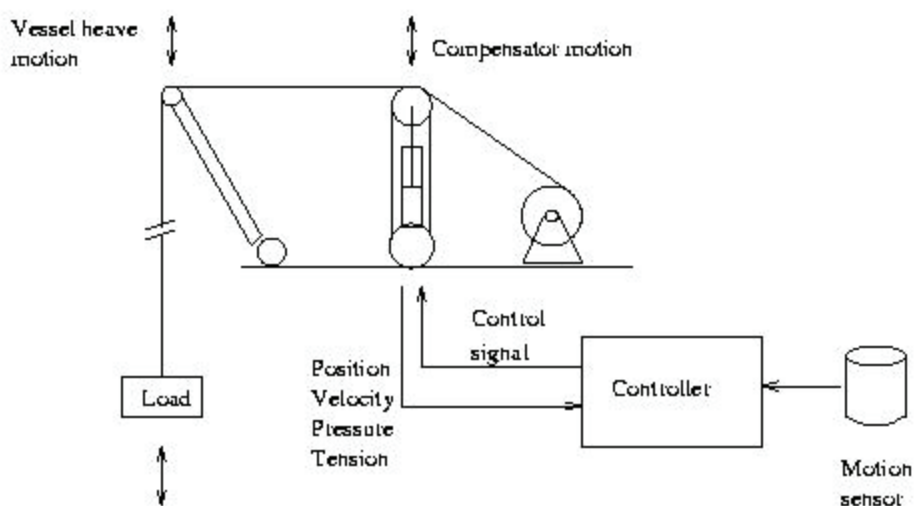
Figur 2.2: Vetcos hivkompensator, løpeblokk kompensering



Figur 2.3: Rucker Shaffers hivkompensator, løpeblokk kompensering

In-line kompensering

I stedet for å bruke sylindere plassert i høyt opp i boretårnet til å løfte og heve utstyr, kan en sylinder plasseres på boredekk og brukes til å kompensere ved hjelp av boreline som er tvinnnet rundt sylinderen. Posisjonen på stempelet avgjør om det gis ut eller trekkes inn boreline[10]. Dynamica AS [9] jobber med aktive kompensatorer etter dette prinsippet (figur 2.4). Ulempen med dette prinsippet er friksjon i trinsene.



Figur 2.4: Dynamicas hivkompensering, in-line kompensering

Kompensering med heisespill

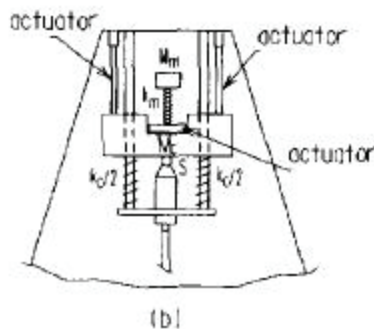
En annen måte å unngå å plassere vekt av kompenseringssystemet høyt oppe i boretårnet, er å kompensere for hivbevegelsene ved hjelp av heisespillet. Heisespillet er plassert på boredekk og brukes til hivkompensering ved at det gis ut eller dras inn vire [13].

2.1.2 Tidligere arbeider med hivkompensering

JAMSTEC - Aktiv hivkompensering på boreskip

JAMSTEC (Japan Marine Science and Technology Center)[3] har jobbet med en metode for aktiv hivkompensering på boreskip ved å benytte seg av at sammenkoblede oscillatorer påvirker hverandre.

I dette arbeidet blir boreskipet og boresystemet delt opp i tre forskjellige oscillerende



Figur 2.5: Skisse over det aktive hivkompenseringssystemet til JAMSTEC

masser: M_c er blokk som bærer lasten av borestrengen, M_s er skipets masse og M_m er en udeempet masse som får bevegelsene sine regulert ved hjelp av en hydraulisk aktuator for at M_c skal holdes i ro på tross av skipets hivbevegelser (se figur 2.5 og 2.6). M_c er dessuten koblet til boretårnet via to lineære aktuatorer. Det antas at oscillasjonene er små nok til at lineære differensiallikninger kan brukes. Det antas dessuten at bevegelser i andre frihetsgrader kan sees bort ifra. Med hensyn på disse antagelsene, blir følgende bevegelseslikninger for de tre massene brukt:

$$M_m \ddot{x}_m = -k_m(x_m - x_c) + f_m \quad (2.1)$$

$$M_c \ddot{x}_c = -f_m + f_c - C_c(\dot{x}_c - \dot{x}_s) - k_c(x_c - x_s) - T_L + k_m(x_m - x_c) \quad (2.2)$$

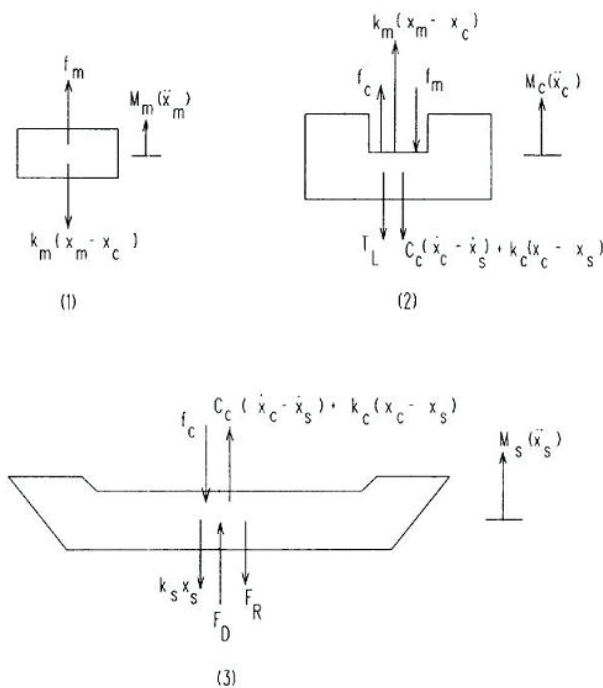
$$M_s \ddot{x}_s = F_D - f_c - F_R - k_s x_s + C_c(\dot{x}_c - \dot{x}_s) + k_c(x_c - x_s) \quad (2.3)$$

der F_m og F_c er aktuatorkreftene, F_R er hydrodynamiske strålingskrefter F_D er bølgekreftene i hivretning, k_c og k_m er fjærkonstanter, C_c er demningskoeffisienten til blokka som holder borestrengen oppe. F_L er lasten av borestrengen og boret, som enten er nedsunket eller ikke nedsunket i borebrønnen. Ved å bruke reguleringspådragene

$$f_m = M_m(\ddot{x}_m - \ddot{x}_c) + k_m(x_m - x_c) \quad (2.4)$$

$$f_c = k_1(x_m - x_c) \quad (2.5)$$

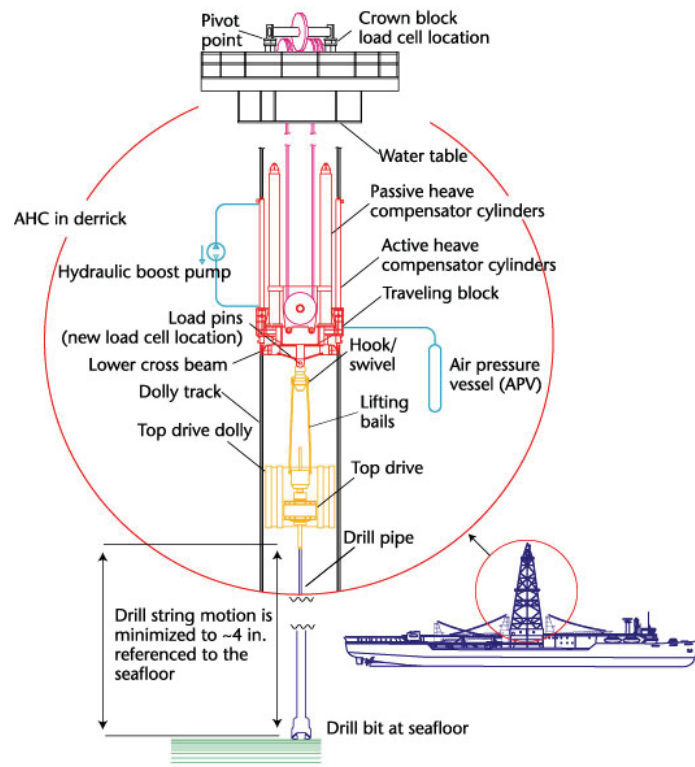
der k_1 er en proporsjonalkoeffisient, oppnår man at $x_c = 0$, samtidig som bevegelsen til M_m blir redusert. Dette oppnås både med boret nedsunket i brønnen og uten at det er nedsunket. Det fører til at boreutstyret holdes i konstant posisjon til havbunnen selv om skipet beveger seg i hivretning. Simulering av dette reguleringsystemet gav gode resultater for havdybder opp til nesten 4000 m, med hivamplituder opp til 2.5 m og for et vidt spekter av frekvenser. Boreskip blir på grunn av sitt store vannplanareal utsatt for større bølgebevegelser enn hva en halvt nedsynkbar plattform gjør. Denne kompensatoren vil derfor sannsynligvis ha like gode resultater ved bruk på en halvt nedsynkbar plattform.



Figur 2.6: Skisse over kreftene som virker på de tre oscillerende massene i JAMSTECs hivkompenseringssystem

IODP - Aktiv hivkompensering under boring

IODP (Integrated Ocean Drilling Program) er et internasjonalt forskningsprosjekt der det blant annet har vært arbeidet med aktiv hivkompensering under boring med forskningsskipet JOIDES Resolution. Hivkompenseringen på dette skipet er gjort ved en kombinasjon av aktiv og passiv hivkompensering [17][18]. I både det aktive og det passive systemet brukes sylindere som befinner seg i boretårnet. Det aktive systemet kompensere for friksjonskrefter som følge av det passive systemet. Dette gjøres ved at avstanden mellom løpeblokken og borestrengskroken justeres ved hjelp av hydrauliske sylindere. Vekt på borekrone holdes på den måten tilnærmet konstant. Dette reduserer variasjoner i rotasjonsmomentet som igjen fører til mindre slitasje og ødeleggelse av borekrone og borestreng. Tilnærmet konstant WOB og rotasjonsmoment fører også til forbedret penetreringshastighet. Effektiviteten på denne hivkompenseringen er på ca 95 prosent for hivbevegelser opp til 4 ft.



Figur 2.7: Aktiv hivkompensering på JOIDES Resoultion

Kronblokk kompensator med foroverkobling, hivestimator og tilbakekobling

I hovedoppgaven til Frederik Gaute Bøe [10] med tittelen 'Hiv kompensering av borestreng', tar han for seg ulike reguleringsmetoder for aktiv hivkompensering under boring i tillegg til et passivt system. De forskjellige reguleringsalgoritmene blir simulert for en av Maritime Hydraulics kronblokk kompensatorer Angle CBC 250-20 basert på data fra 1983. Den passive kompenseringen i dette systemet gjøres ved hjelp av to hydraulikk-pneumatiske sylindere plassert på skrå mellom boreårnet og toppblokken. Disse sylindrene isolerer lasten fra riggens hivbevegelser ved hjelp av komprimering av gass i store gasskammere. Skråstillingen av sylindrene fører til at effekten av at kraften fra den komprimerte gassen varierer med stempelets posisjon (gasskamrene har ikke uendelig volum), blir begrenset. Det undersøkes blant annet hvordan den aktive kompenseringen kan gjøres ved at en aktiv sylinder plassert ovenfor kronblokken utøver en direkte kraft på kronblokken slik at denne kraften reduserer svakhetene ved det passive systemet. Hensikten med reguleringen er å minimere avviket fra statisk kroklast.

-Foroverkobling av hivet og PID

En av metodene som foreslås er å la reguleringsalgoritmen bestå av en foroverkobling av hivet og kompensering på bakgrunn av modellen, og en tilbakekobling. Foroverkoblingen fører til at hivforstyrrelsen blir tatt med direkte i pådragsutregningen, slik at ikke reguleringen først skjer etter at avviket fra ønsket reguleringstilstand finner sted. Hensikten med tilbakekoblingen er å sikre gode resultater selv om svakheter og unøyaktighet i modelleringen skulle finne sted. Det ønskede pådraget uttrykkes som følgende:

$$u_d = \hat{u} + u_s \quad (2.6)$$

der \hat{u} er foroverkoblingen og u_s er tilbakekoblingen. På grunn av treghet i aktuatordynamikken, vil ikke det reelle pådraget bli lik det ønskede. Pådraget uttrykkes som et første ordens system med en tidskonstant τ .

$$\dot{u} = \frac{1}{\tau}(u_d - u) \quad (2.7)$$

Tilbakekoblingen u_s er en PID på formen

$$u_s = K_p(e + \frac{1}{T_i} \int_{t_0}^t e dt + T_d \dot{e}) \quad (2.8)$$

der e er avviket fra den statiske posisjonen til kroken som bærer lasten av borestengen.

Simuleringen viser at kroklasten varierer med ca. 3.6 prosent forutsatt en rask aktuatordynamikk ($\tau \leq 0.05s$). Ved større tidskonstant ble kompenseringen vesentlig dårligere.

-Foroverkobling fra hivestimator og tilbakekobling

Tidskonstanten i systemet som følge av treghet i aktuatordynamikken forringer reguleringen. Hvis det er mulig å prediktere hivbevegelsen, ses det på hvordan denne estimeringen brukes til å kompensere for tregheten i systemet. Hivbevegelsen som brukes i utregningen av foroverkoblingen tas da fra denne hivestimatorens i stedet for direkte fra hivmålingen. Dette ble gjort ved at pådraget ble forandret til

$$u_p = \tau \dot{u}_d + u_d + u_s \quad (2.9)$$

der τ er tidskonstanten. \dot{u}_d finnes ved at u_d beregnes for neste tidsskritt ved hjelp av hivestimatorens. Forutsatt at hivbevegelsen kan skrives få formen

$$x = A \sin(\omega t + \psi) \quad (2.10)$$

kan den estimerte hivbevegelsen finnes av likningssettet

$$\dot{v}_1 = \hat{v}_2 + K_1(v_1 - \hat{v}_1) \quad (2.11)$$

$$\dot{v}_2 = -\omega^2 \hat{v}_1 + K_2(v_2 - \hat{v}_2) \quad (2.12)$$

2.1.3 Diskusjon av de forskjellige løsningene for hivkompensering

Passiv kompensering vil i mange tilfeller ikke være tilstrekkelig for å kompensere for hivbevegelser, hovedsaklig på grunn av friksjon i systemet. Ren aktiv kompensering vil i de fleste tilfeller kompensere bedre, men ulempen med en slik kompensering er at dette kan kreve for mye energi. Den beste løsningen er ofte en kombinasjon av passiv og aktiv kompensering (semiaktiv kompensering) fordi den ved bruk av gode reguleringsalgoritmer kan gi god kompensering, samtidig som mye av hivbevegelsen absorberes passivt av en pneumatisk fjær. Den aktive kompenseringen gjør bare den resterende delen av arbeidet og er derfor mindre energikrevende. En annen fordel med semiaktiv kompensering i forhold til ren aktiv kompensering, er sikkerhetsgevinsten av at hvis en feil skulle forårsake at den aktive kompenseringen ikke virker, vil likevel det passive systemet kompensere for en del av hivbevegelsene.

De forskjellige kompenseringsstrukturene diskutert i 2.1.1 har hver sine fordeler og ulemper. Sikkerhetsfordelene og de praktiske fordelene ved å ha kompensatorsystemet fast plassert i toppen av boretårnet i kronblokk kompensering, gir blant annet denne en fordel framfor løpeblokk kompensering. Hvilken løsning som er best vil gjerne avhenge av mange faktorer, og kompenseringssystemet må passe inn i helhetsstrukturen til riggen det skal benyttes på.

De aktive reguleringsalgoritmene diskutert i 2.1.2 er bare noen av mange måter å regulere et aktivt hivkompenseringssystem på. I JAMSTECS hivkompensator gjøres reguleringen med enkle lineære regulatorer. Selv om dette ser ut til å gi gode resultater på JAMSTECS system, er det ikke sikkert det vil gi tilstrekkelig gode resultater på et annet hivkompenseringssystem. Da vil kanskje foroverkobling av hivet med PID regulator, som i Bøes aktive kompensering [10], kunne være en løsning.

2.2 RamRig - riggen som hovedarbeidet i denne oppgaven gjelder

RamRig konseptet, som fikk innpass på boringsmarkedet i 1996, skiller seg fra konvensjonelle rigger ved at heisesystemet består av hydrauliske sylindere i stedet for boretårn og heisespill [5]. Disse sylindere heiser eller lårer et løfteåk. Borelina, som er festet i boremaskinen på den ene siden og boredekk på den andre siden, drives over trinser som sitter i løfteåket. Siden RamRiggen ikke har noe boretårn som bærer lasten fra toppen, får riggen et lavere gravitasjonssenter og lavere vekt. Flest mulig operasjoner, som rørhåndtering, foregår nær boredekknivå. Lavere vekt og operasjon på boredekknivå fører til høyere sikkerhet. I tillegg fører vertikal lagring av rør til plassbesparing.

I tidligere utgaver av RamRig, kunne hivkompensering gjøres passivt, semiaktivt eller aktivt. Dette gjøres litt forskjellig alt etter som om sylindere kjøres i økningsmodus, lavhastighetsmodus eller høyhastighetsmodus. Den semiaktive hivkompenseringen ble gjort ved at oljestrømningen som heiser og lårer hovedsyndrene ble styrt aktivt utifra hivmålingssignaler fra en MRU (Motion Reference Unit). En av ulempene ved dette systemet var at når ventilen som skilte akkumulatoren og hovedsynderen ble åpnet, kunne den aktivt kompenserende oljetilførselen føre til at det ikke var så lett å forutse om det var den aktive akkumulatoren eller synderen som ble påført en aktiv kraft, se figur 3.3. Man kunne derfor risikere at kompenseringen ikke ble tilstrekkelig hvis man brukte det passive og det aktive kompenseringssystemet samtidig.

Et nytt RamRig konsept er under utvikling. I dette nye konseptet gjøres den aktive delen av hivkompenseringen ved at stempelposisjonen til en spesialkonstruert aktiv akkumulator reguleres i stedet for at oljetilførselen fra hovedpumpene som heiser og lårer syndere reguleres. Det er dette systemet som modelleres i oppgaven. Mer om denne aktive akkumulatoren i modelleringskapitlet.

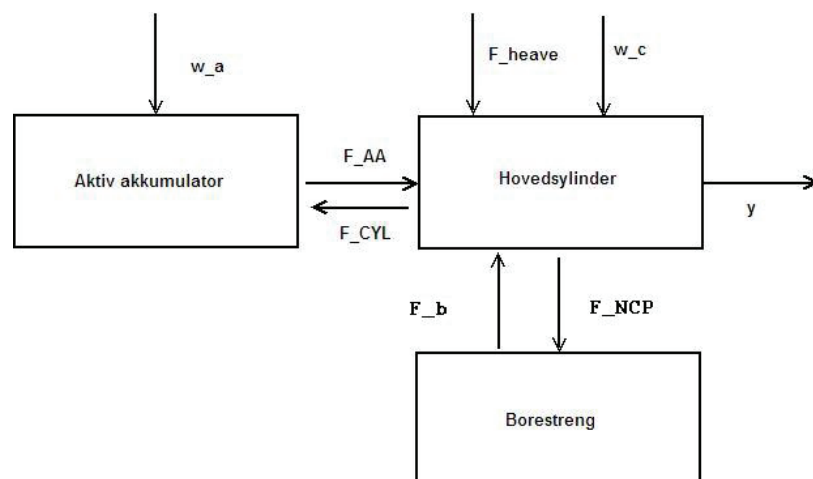


Figur 2.8: RamRig

Kapittel 3

Modellering

Dette kapitlet tar for seg utviklingen av en forenklet modell av en borestreng og heisesystemet som brukes til hivkompenseringen med RamRiggen. Denne modellen blir utgangspunktet for designet av reguleringsalgoritmer og simuleringen av disse. Det er viktig at modellen ikke blir mer komplisert enn nødvendig. En svært kompleks og fullstendig modell vil ta for lang tid å sette opp og vil kunne inneholde uvesentligheter som kan komplisere arbeidet med reguleringsalgoritmene. Det vil også kunne gjøre modellen tung å simulere. Samtidig er det viktig at modellen inneholder de vesentlige elementene og at simuleringen av denne gir et godt bilde på hvordan de ulike reguleringsalgoritmene vil kunne fungere på det reelle systemet.

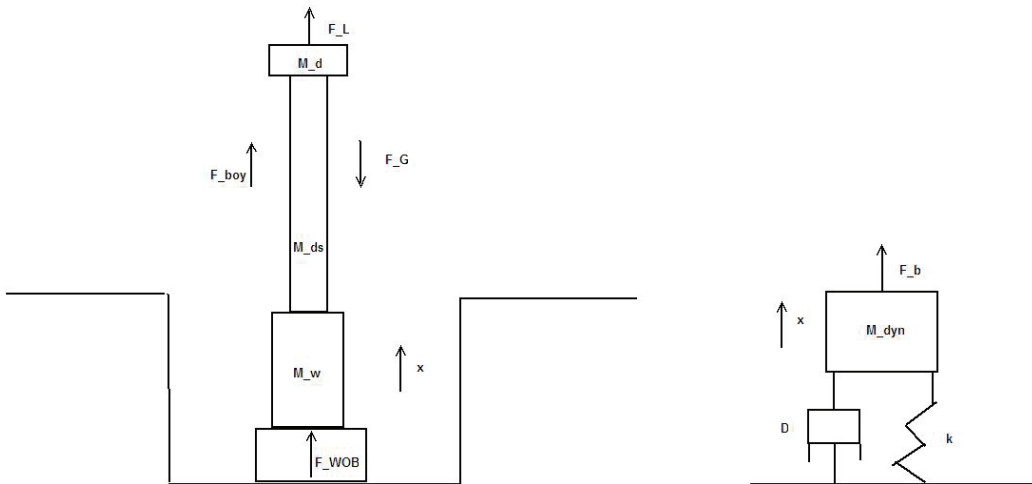


Figur 3.1: Blokkdiagram for systemet

3.1 Modellering av borestreng

Først modelleres borestrengen uten at den roterer. I 3.3 vil en modell der effekten av en roterende borestreng er tatt med foreslås. For at modellen av borestrengen skal kunne gjøres så enkel som mulig uten at den mister vesentlige egenskaper, blir følgende antagelser gjort:

- Selv om borestrengen består av flere enkeltrør som er satt sammen, vil denne rekken av rør sees på som en enkelt uniform enhet.
- Bølgebevegelsene eksiterer bare fartøyet, de eksiterer ikke borestrengen direkte.
- Boreslammet inni borestrengen beveger seg med strengen, slik at man kan se bort ifra indre overflatefriksjon i borestrengen.
- Borekronas masse og volum kan neglisjeres i forhold til borestrengen og vektørenes masse og volum



Figur 3.2: Skjematisk figur av borestreng

En vanlig og enkel måte å modellere en borestreng på, er å se på den som en fjær med et lineært dempningselement og en masse konsentrert på toppen [10]. Bevegelseslikningen for borestrengen kan da skrives på formen:

$$M_{dyn}\ddot{x} + D\dot{x} + kx = F \quad (3.1)$$

der F er summen av de ytre kreftene som virker på borestrengen.

| Betegnelse | Beskrivelse |
|------------------|--------------------------------------------------------------|
| $F_{WOB_{stat}}$ | Statisk kraft på borekrona fra brønnbunnen |
| $F_{WOB_{dyn}}$ | Dynamisk kraft på borekrona fra brønnbunnen |
| F_G | Gravitasjonskraft |
| F_{boy} | Kraft som følge av oppdrift i boreslammet |
| $F_{L_{stat}}$ | Statisk lastkraft fra lasteåket |
| $F_{L_{dyn}}$ | Dynamisk lastkraft fra lasteåket |
| $F_{s_{fric}}$ | Friksjonskraften som påvirker borestrengens dynamikk |
| F | Summen av ytre krefter som virker på borestrengen |
| D | Dempningsfaktor |
| k | Borestrengens stivhetskonstant |
| x | Avstanden mellom toppen av borestrengen og bunnen av brønnen |
| M_{ds} | Massen av borestrengen |
| M_d | Massen av boremaskin og løfteåk |
| M_w | Massen av vektrør |
| V_{ds} | Volumet av borestrengen |
| V_w | Volumet av vektrør |
| ρ_{ds} | Massetettheten til borestrengen |
| F_b | Summen av kreftene til borestrengen |

Tabell 3.1: Beskrivelse av parametre og variabler i borestrengsmodellen

Ved statiske forhold vil de ytre kreftene på borestrengen oppheve hverandre. Kraftbalansen ved statiske forhold blir derfor

$$F_{L_{stat}} = F_G - F_{boy} - F_{WOB_{stat}} \quad (3.2)$$

Men ved dynamiske forhold som følge av riggens eller boreskipets hivbevegelse vil den ukompenserte friksjonen i det passive hivkompenseringssystemet føre til en tilleggs kraft fra kroken som fører til en tilleggs kraft mot havbunnen. Kraftbalansen blir da:

$$F_{L_{stat}} + F_{L_{dyn}} = F_G - F_{boy} - F_{WOB_{stat}} - F_{WOB_{dyn}} \quad (3.3)$$

Denne varierende dynamiske kraften mot havbunnen er det man ønsker å begrense med hivkompenseringssystemet.

Hivbevegelsen vil i tillegg føre til at borestrengen utsettes for store kraftsprang i det den ulineære friksjonskraften i sylindren skifter fortegn. Dette vil eksitere svingninger i borestrengen. Denne friksjonskraften blir gjort rede for i modelleringen

av heisesystemet. Bevegelseslikningen blir derfor (de andre kreftene er ikke tatt med fordi de opphever hverandre, se paragraf 4.2.1):

$$M_{dyn}\ddot{x} + D\dot{x} + kx = F_{sfric} \quad (3.4)$$

Fordi borestrengens masse blir konsentrert på toppen av strengen, blir den dynamiske massen som følge av borestrengen en tredjedel av borestrengens tørre masse. Den dynamiske massen kan derfor skrives på formen [7]:

$$M_{dyn} = 1/3M_{ds} + M_d \quad (3.5)$$

Fjærkonstanten til borestrengen beregnes ut utifra formelen[7]:

$$k = \frac{E * A}{l} \quad (3.6)$$

Fjærkonstanten vil variere med lengden på borestrengen. Denne lengden vil avhenge av hvor mye borestrengen blir strekt eller presset sammen. Fjærkonstanen blir likevel antatt konstant i denne modelleringen. Dempningen antas lineær. I enkelte modeller jeg har sett har det også vært tatt med kvadratisk dempning, men for å forenkle borestrengsmodellen, er disse ulinearitetene ikke tatt med.

Borestrengens egenfrekvens blir da på formen:

$$\omega_0 = \sqrt{k/M_{dyn}} \quad (3.7)$$

Denne egenfrekvensen vil synke med økende lengde på borestrengen.

Den generelle formelen for oppdrift:

$$F = \rho V g \quad (3.8)$$

gir oppdriftskreftene som virker på borestrengen i boreslammet:

$$F_{boy} = \rho_m \left(\frac{M_w}{\rho_w} + \frac{M_{ds}}{\rho_{ds}} \right) g = \rho_m (V_{ds} + V_w) g \quad (3.9)$$

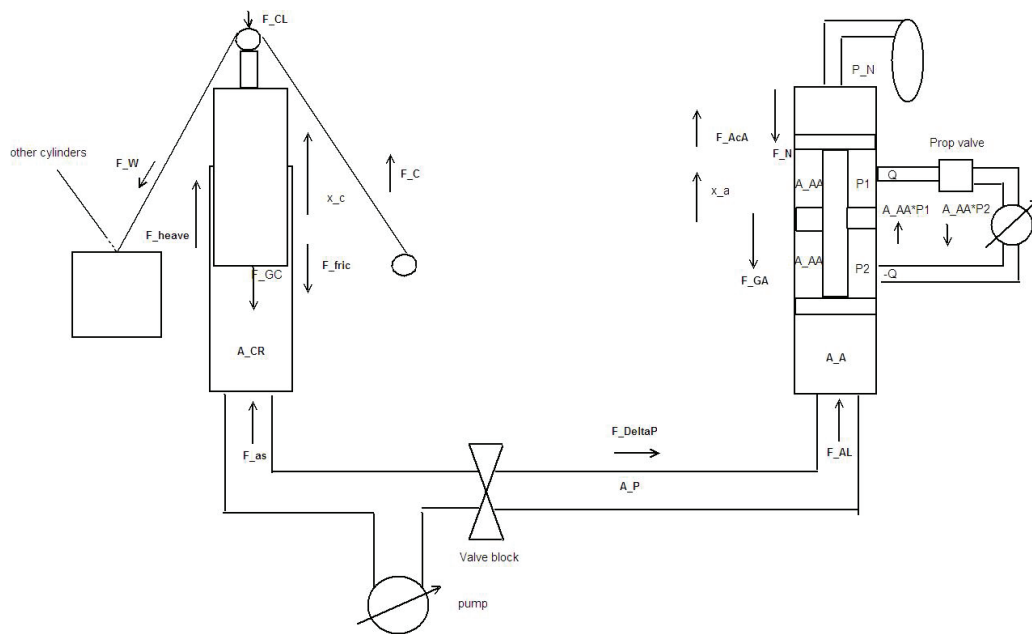
Gravitasjonskreftene består av gravitasjonen til borestrengen, vektørørene, lasteåket og boremaskinen:

$$F_G = (M_{ds} + M_w + M_d)g \quad (3.10)$$

3.2 Modellering av heisesystemet

Hensikten med denne delen av modellen er å sette opp kraftbalanser og bevegelseslikninger for sylindrene og de aktive akkumulatorene og modellere friksjonskrefter, trykktapskrefter og gasskomprimeringskrefter, som utgjør svakhetene til det passive hivkompenseringsystemet.

Heisesystemet består blant annet av fire hovedsylindre som heiser eller lårer lasten. Hver av disse sylindrene er knyttet til en hydraulisk pumpe, en aktiv akkumulator, nitrogentanker og diverse ventiler. Kreftene og dynamikken som blir modellert gjelder for ett av disse settene fordi det antas at disse fire separate systemene har like egenskaper. Når heisesystemet kobles sammen med borestrengsmodellen, blir kreftene fra det modellerte heisesystemet multiplisert med fire. Av figur 2.8 av RamRiggen i paragraf 2.2, kan man se at fire hovedsylindere med en skive på toppen av stempelstangen er knyttet til et løfteåk. Når sylinderstemplene presser mot disse skivene, strammes virene (eller slakkes hvis sylinderstemplene går nedover) som løper over disse skivene slik at boremaskinen som henger i virene løftes (eller senkes). Den andre enden av viren er festet til et fast punkt på boredekk. Boremaskinen holder oppe borestrengen. De samme sylindrene (Rams) brukes også i hivkompenseringsystemet. Ved et perfekt passivt hivkompenseringsystem ville stempelet bevege seg fritt i cylinderen motsatt retning av riggens hiv slik at lasten ikke beveger seg i forhold til havbunnen selv om riggen gjør det. På den måten oppnås konstant vekt på borekronen fra brønnbunnen under boring. I virkeligheten er ikke dette passive systemet perfekt. Dette kommer fram av modellen av dette passive systemet.



Figur 3.3: Skjematisk figur av det hydrauliske heisesystemet

For å modellere heisesystemet, gjøres følgende antagelser:

- Prosessen er adiabatisk (ingen varmeutveksling med omgivelsene)
- Oljen er inkompressibel
- Friksjon på grunn av bøyning av vire rundt skivene kan neglisjeres
- Virene som løfter lasten antas stive

| Betegnelse | Beskrivelse |
|------------------|-------------------------------------------------------|
| F_C | Summen av krefter til hovedsynderen |
| F_{AcA} | Summen av krefter til den aktive akkumulatoren |
| F_{heave} | Hivbevegelser som virker på sylindere |
| F_{GC} | Gravitasjonskraft hovedsynder |
| F_{GA} | Gravitasjonskraft aktiv akkumulator |
| F_{AA} | Krefter på hovedsynderen fra aktiv akumulator |
| F_{CL} | Lastkrefter som virker på hovedsynderen fra wiren |
| F_W | Lastkrefter som virker på wiren fra løfteåket |
| F_{AL} | Statiske krefter på aktiv akkumulator fra hovedsynder |
| F_{as} | Statiske krefter på hovedsynder fra aktiv akkumulator |
| F_{cyl} | Dynamisk kraft på aktiv akkumulator fra hovedsynder |
| F_{AA} | Dynamisk kraft på hovedsynder fra aktiv akkumulator |
| F_N | Krefter som følge av nitrogentrykk |
| ΔP_{gas} | Variasjon i nitrogentrykk |
| F_{DeltaP} | Krefter som følge av trykktap i rør og ventiler |
| ΔP_P | Trykktap i rør |
| ΔP_v | Trykktap i ventiler |
| F_v | Viskøs friksjon i hovedsynder |
| F_{sf} | Statisk friksjon i hovedsynder |
| F_{df} | Tørr friksjon i hovedsynder |

Tabell 3.2: Beskrivelse av parametre og variabler i heisesystemet del 2

3.2.1 Statisk krefter

Den statiske kraften på hovedsynderen som trengs for å holde lasten (borestreng og boremaskin) oppe med ønsket kraft mot brønnbunnen er

$$F_{CL} = \frac{F_W}{2} = \frac{F_L}{8} \quad (3.11)$$

Dette fører til en kraft som følge av trykk i nitrogentankene på formen:

$$F_N = (F_{CL} + F_{GC}) \frac{A_{CR}}{A_A} - F_{GA} \quad (3.12)$$

med tilsvarende trykk

$$P_N = \frac{F_N}{A_A} \quad (3.13)$$

Dette trykket må innstilles med aktiv akkumulator i midtstilling før hivkompenseringen kan begynne.

| Betegnelsse | Beskrivelse |
|-------------|-----------------------------------------------------------|
| A_{CR} | Areal av stempelstang hovedsyylinder |
| A_P | Areal av rør mellom sylindere og aktiv akkumulator |
| A_{AA} | Areal av kamrene i aktiv akkumulator |
| A_A | Areal av kamrene i aktiv akkumulator |
| M_{AA} | Massen til stempel og stempelstang i aktiv akkumulator |
| M_{CR} | Massen til stempelstang i hovedsyylinder |
| Q | Strømning ut og inn av aktiv akkumulator |
| F_{NCF} | Summen av tapskrefter i hvert sett |
| F_{fric} | Summen av friksjonskrefter i hver sylindere |
| x_a | Posisjon til midtpunktet av stempelet i aktiv akkumulator |
| x_c | Posisjon til midtpunktet av stempelet i hovedsyylinderen |
| P_1 | Trykk i kammer 1 i aktiv akkumulator |
| P_2 | Trykk i kammer 2 i aktiv akkumulator |
| P_N | Nitrogentrykk |
| V_{10} | Initialvolum i kammer 1 i aktiv akkumulator |
| V_{20} | Initialvolum i kammer 2 i aktiv akkumulator |
| B_p | Viskøs friksjonskoeffisient i aktiv akkumulator |
| β | Bulk modul |
| f_c | Viskøs friksjonskoeffisient i hovedsyylinderen |
| F_d | Tørr friksjonskoeffisient i hovedsyylinderen |
| F_s | Statisk friksjonskoeffisient i hovedsyylinderen |

Tabell 3.3: Beskrivelse av parametre og variabler i heisesystemet del 2

3.2.2 Hovedsyylinderen

Hovedsyylinderen er en plungersylindere, dvs at stempelstaven har nesten like stort areal som stempelet og fyller sylindere ovenfor stempelet. Summen av kreftene som virker på stempelstaven til hovedsyylinderen er uttrykt som følger:

$$F_C = M_{CR} a_c = -f_{cl} v_c + F_{AA} + F_{heave} - F_{df} - F_{sf} - F_{DeltaP} \quad (3.14)$$

På tilstandsromform blir dette:

$$\dot{X}_c = AX_c + Bu_c + E\omega_c \quad (3.15)$$

der $X_C = \begin{pmatrix} x_c \\ v_c \end{pmatrix}$, $u_c = \begin{pmatrix} F_{heave} \\ F_{AA} \end{pmatrix}$, $\omega_c = \left(F_{sf}(x_c) + F_{df}(x_c) + F_{DeltaP}(x_c) \right)$

$$\text{og } A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & \frac{-f_{cl}}{M_{CR}} \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{M_{CR}} & \frac{1}{M_{CR}} \end{bmatrix}, E = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

$$y_c = x_c \quad (3.16)$$

3.2.3 Aktiv akkumulator

Bevegelseslikningen for den aktive akkumulatoren blir (hvis man ser bort ifra ulineære friksjonskrefter):

$$F_{AcA} = M_{AA} a_a = -B_p v_a + A_{AA} P_1 - A_{AA} P_2 + F_{cyl} + \Delta F_N \quad (3.17)$$

der trykkene p_1 og p_2 kan bestemmes utifra likningene[7]:

$$\frac{V_{10} + A_{AA} x_a}{\beta} \dot{p}_1 = -A_{AA} v_a + Q \quad (3.18)$$

$$\frac{V_{20} - A_{AA} x_a}{\beta} \dot{p}_2 = A_{AA} v_a - Q \quad (3.19)$$

β er bulk modulen, som uttrykker oljens motstand mot komprimering. Denne varierer som funksjon av temperatur, men blir ofte forenklet til en konstant. Indre og ytre lekkasjer blir neglisjert fordi de trolig ikke vil være signifikante. V_{10} og V_{20} er initialvolumene i den aktive akkumulatoren når lasten er kompensert for og stempelet på den aktive akkumulatoren står i midtstilling. F_{cyl} er den dynamiske kraften den aktive akkumulatoren blir påført fra hovedsynderen. Den blir:

$$F_{cyl} = F_C \frac{A_{CR}}{A_A} - F_{DeltaP} \quad (3.20)$$

$P_1 A_{AA} - P_2 A_{AA}$ kan også skrives som $F_{control}$ og er pådragskraften for den aktive hivkompenseringen, se diskusjon av pådragskraft i paragraf 6.1.

Bevegelseslikningene for den aktive akkumulatoren kan skrives på tilstandsromsform som følger:

$$\dot{X}_a = AX_a + Bu_a + E\omega_a \quad (3.21)$$

der $X_A = \begin{pmatrix} x_a \\ v_a \end{pmatrix}$, $u_a = \begin{pmatrix} F_{cyl} \\ F_{control} \end{pmatrix}$, $\omega_a = (\Delta F_N)$

og $A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & \frac{-B_p}{M_{AA}} \end{bmatrix}$, $B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{M_{AA}} & \frac{1}{M_{AA}} \end{bmatrix}$, $E = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}$

$$y_a = x_a \quad (3.22)$$

Strømningen Q tilføres ved hjelp av en pumpe og reguleres ved hjelp av en proporsjonalventil. For å begrense oppgaven har jeg valgt å ikke modellere dette ytterligere, fordi dette ikke er nødvendig for resten av modellen.

Når riggen hiver som resultat av bølgenes vil den resulterende kraften på sylindren føre til at nitrogenbeholdningen blir utvidet eller presset sammen. For et isotropisk system har vi følgende relasjon [1]:

$$PV^\gamma = P_0V_0^\gamma \quad (3.23)$$

ΔP_N blir da

$$\Delta P_N = \left(\frac{V_0}{V_0 - A_{AA}(x_a - x_{a0})} \right)^\gamma P_N - P_N \quad (3.24)$$

$$\Delta F_N = A_A \Delta P_N \quad (3.25)$$

3.2.4 Friksjon og trykktap

Friksjonskreftene som virker i hovedsylindren er viskøs friksjon, statisk friksjon (stiksjon) og tørr friksjon (Coulomb friction).

Den viskøse friksjonen er funksjon av stempelhastigheten

$$F_v = f_{cl} v_c \quad (3.26)$$

Den statiske friksjonen er kraften som hindrer sylindren fra å begynne å bevege seg hvis den har stoppet opp (hastigheten er tilnærmet lik null). Denne kan uttrykkes på følgende form [8]:

$$F_{sf} = F_C \operatorname{sign}(F_C) \quad (3.27)$$

hvis $v_c \approx 0$ og $|F_C| < F_s$

$$F_{sf} = F_s \operatorname{sign}(F_C) \quad (3.28)$$

hvis $v_c \approx 0$ og $|F_C| \geq F_s$

Når cylinderen beveger seg, kommer i tillegg seglfriksjonen som ikke avhenger av hastigheten, men bare av fortegnet til hastigheten. Absoluttverdien av denne kraften er konstant.

$$F_{df} = F_d \operatorname{sgn}(v) \quad (3.29)$$

Kraft som følge av trykktap i rør kan beregnes ved hjelp av formelen:

$$F_P = \Delta P_P A_P \quad (3.30)$$

der ΔP_P kan beregnes ved hjelp av formelen:

$$\Delta P_P = \frac{fl\rho v^2}{2D} \quad (3.31)$$

I tillegg vil det være trykktap på grunn av krumning av rørene. Dette trykktapet inkluderes ved å legge til litt lengde på rørene i utregningen ovenfor. Systemet inneholder en ventilblokk med tre av/på ventiler mellom hovedsyndleren og den aktive akkumulatoren. Trykktap gjennom en slik ventil kan beregnes utifra formelen:

$$\Delta P_v = K_v Q^2 \quad (3.32)$$

Disse trykktapskreftene vil føre til en motkraft mot hovedsyndlerens bevegelser selv om det kommer av trykktap utenfor syndleren.

Mellom hovedsyndleren og den aktive akkumulatoren vil hovedpumpen som brukes til å heise og låre syndlerene befinne seg. Men ved å anta at hovedsyndleren er plassert i ønsket posisjon før boringen starter og hivkompenseringen kobles til, og man ser bort ifra effekten av penetreringshastighet, velger jeg å se bort ifra denne pumpen i hivkompenseringssystemet. I virkeligheten vil den nok føre til enkelte forstyrrelser i systemet når syndlerposisjonen justeres som følge av penetreringshastigheten.

De samlede trykktapskreftene og friksjonskreftene som forekommer i hvert av de fire settene av hydraulikksystemer multipliseres med åtte når den resulterende vekt på borekrone beregnes, fordi krefter i syndleren fører til dobbel kraft i viren som den presser mot.

$$F_{WOB_{dyn}} = 8 * F_{NCF} + F_b \quad (3.33)$$

3.3 Modellering av sammenhengen mellom vekt på borekrone, penetreringshastighet og rotasjonsmoment for en roterende borestreng

For å kunne modellere rotasjonsmoment på borekrona (TOB) og penetreringshastighet (ROP), er det nødvendig å finne modeller for sammenhengen mellom disse parametrene og vekt på borekrona (WOB), hvis man antar at borestrengen roterer med konstant hastighet.

I [4] blir de dynamiske likningene for en borestreng i toppen og på borekrona definert som følger:

$$M_{top} \ddot{\zeta}(0, t) = E A \dot{\zeta}(0, t) + H(t) \quad (3.34)$$

$$J_{top} \ddot{\phi}(0, t) = G \Gamma \dot{\phi}(0, t) + T(t) \quad (3.35)$$

$$M_{bit} \ddot{\zeta}(L_0, t) = -E A \dot{\zeta}(L_0, t) + W(t) \quad (3.36)$$

$$J_{bit} \ddot{\phi}(L_0, t) = -G \Gamma \dot{\phi}(L_0, t) + L(t) \quad (3.37)$$

hvis man antar at aksiale og torsjonale bevegelser kan ses på som uavhengige av hverandre. Her er $\zeta(0, t)$ og $\zeta(L_0, t)$ henholdsvis posisjonen til toppen av borestrengen og borekrona som funksjon av tiden. $\dot{\phi}(0, t)$ og $\dot{\phi}(L_0, t)$ er angulær hastighet henholdsvis i toppen av strengen og ved borekrona. $H(t)$ er toppkroklasten, $T(t)$ er toppdrivsmomentet, $W(t)$ er dynamisk vekt på borekrona og $L(t)$ er rotasjonsmomentet på borekrona. E er elastisitetsmodulen, A er arealet av borestrengen, G er skjærmodulen.

Friksjonsmomentet som følge av borekrona og borestrengens interaksjoner med brønnen vil føre til ulineariteter, slik at det blir generert en torsjonal oscillerende avspenning i borestrengen i funksjon av rotasjonshastigheten og vekten på borekrona. Dette er bare tilfellet ved lav rotasjonshastighet og høy WOB. Disse stick-slip vibrasjonene fører til at torsjonale og aksiale bevegelser blir sammenkoblet, noe som igjen fører til at penetreringshastigheten blir ujevn. Dette kan til og med føre til at borekrona dyttes opp av brønnen og mister kontakten med underlaget.

Denne sammenkoblingen av aksial og torsjonal bevegelse ble målt under stabil drilling i Colombia [4], og resultatet av dette forsøket ble at følgende sammenhenger fantes for sammenhengene mellom WOB, ROP, TOB, roteringshastighet på borekrona (Ω) og boreddybde (DOC).

$$ROP = -a_1 + a_2 WOB + a_3 \Omega \quad (3.38)$$

$$TOB = a_4 DOC + a_5 \quad (3.39)$$

$$DOC = \frac{ROP}{\Omega} \quad (3.40)$$

Vi får da sammenhengen mellom TOB og WOB:

$$TOB = a_4 \frac{ROP}{\Omega} + a_5 = a_4 \frac{-a_1 + a_2 WOB}{\Omega} + a_4 a_3 + a_5 \quad (3.41)$$

| Parameter | Beskrivelse |
|------------|-------------------------------------------------|
| <i>WOB</i> | Kraft på borekrona (en. weight on bit) |
| <i>ROP</i> | Penetreringshastighet (en. rate of penetration) |
| <i>DOC</i> | Boreddybde (en. depth of cut) |
| <i>TOB</i> | Rotasjonsmoment (en. torque on bit) |
| Ω | Rotasjonshastighet |

Tabell 3.4: Beskrivelse av parametre

Disse eksperimentene ble gjort ved rotasjonshastigheter på ca. 100 RPM og vekt på borekrona (WOB) rundt 100kN, og de fant følgende verdier for parametrene a_1 til a_5

| | |
|-------|---------------------------------|
| a_1 | $3.429 * 10^{-3} \frac{m}{s^2}$ |
| a_2 | $5.672 * 10^{-8} \frac{m}{Ns}$ |
| a_3 | $1.374 * 10^{-4} \frac{m}{rad}$ |
| a_4 | $9.537 * 10^6 Nrad$ |
| a_5 | $1.475 * 10^3 Nm$ |

Tabell 3.5: Parameterverdier

Til bevegelseslikningene ovenfor må derfor følgene relasjoner legges til:

$$\dot{\zeta}(L_0, t) = -D(t)\dot{\phi}(L_0, t) = F(\dot{\phi}(L_0, t))^2(a_1 - a_2 W(t)) - a_3 F(\dot{\phi}(L_0, t))\dot{\phi}(L_0, t) \quad (3.42)$$

$$L(t) = -a_4 F(\dot{\phi}(L_0, t))^2 D(t) - a_5 F(\dot{\phi}(L_0, t)) \quad (3.43)$$

der $D(t)$ er boreddybden (DOC) og $F(w)$ er en funksjon som går mot null når w går mot null og ± 1 når w ikke går mot null, for å få med effekten av at friksjonen går mot null når rotasjonen stopper opp. $F(w)$ har følgende form

$$F(w) = \frac{w}{w^2 + \epsilon^2} \quad (3.44)$$

Jeg velger å bruke disse forholdene mellom vekt på borekrone, penetreringshastighet og rotasjonsmoment i simuleringen. I denne modelleringen av penetreringshastigheten antas det at grunnforholdene i brønnen er konstante. I virkeligheten vil også penetreringshastigheten variere med de forskjellige grunnforholdene, bergartene som det bores i osv.

3.4 Implementering av modellen

Modellen blir implementert i Simulink, de forskjellige delene av systemet blir satt opp som en simulinkblokk, som igjen består av underblokker. Reguleringsalgoritmene blir implementert i matlab som m-filer. Disse filene blir inkludert i simulinkmodellen ved hjelp av *matlab function* blokker. Grunnen til at ikke hele modellen ble bygd opp av *matlab function* blokker og matlab filer, er at å implementere modellen som simulink blokker så ut til å være en mer intuitiv måte å gjøre det på, og dette gjorde det enklere å studere de forskjellige signalene i blokkene underveis i arbeidet med implementeringen.

Kapittel 4

Simulering av modellen med passiv kompensering

Dette kapittelet tar for seg simuleringen av systemet uten aktiv reguleringsalgoritme, kun passiv kompensering.

Simuleringen ble gjort ved å anta at hivforstyrrelsen som riggen eller skipet utsettes for er et sinussignal med periode 10 s og amplitude pluss minus 1 m. I virkeligheten vil hivet bestå av en kombinasjon av sinussignaler med forskjellig periode og amplitude.

$$H_{iv} = \sum A_i \sin(\omega_i t + \varphi_i) \quad (4.1)$$

Dette hivet vil kunne måles med MRU. Valget av simulering med denne perioden og amplituden er en forenkling, men vil kunne gi en god idé om kompenseringens ytelse fordi denne amplituden vil være omtrent det maksimale hivet man kan regne med at dette systemet vil utsettes for. Perioden på 10 s vil være omtrent gjennomsnittlig periode og har blitt brukt i simuleringene i flere av kildene. Stabilitetsanalysen vil gjøre rede for om systemet med regulering vil kunne være stabilt for andre perioder. Dette hivet blir påført hver av hovedsyylinderene som en kraft som skal til for å akselerere massen til å følge dette hivet når alle andre statiske krefter opphever hverandre og alle tapskrefter kan sees bort ifra. Borestrengen er på ca. 3000 m og ønsket vekt på borekrone er 1550 kN. I simuleringen vil det antas at penetreringshastigheten kan sees bort ifra. I virkeligheten vil den føre til at posisjonen til hovedsyylinderen synker gradvis. Dette vil også kunne skape forstyrrelser i systemet, men for å forenkle systemet er dette ikke tatt med i simuleringen. Når det i forbindelse med simuleringen plottes og kommenteres rundt posisjonen og hastigheten til sylindrestempelet, er det posisjonen i forhold til den forhåndsinnstilte posisjonen til stempelet det er snakk om.

4.1 Simuleringsmetode

Simuleringsmetoden som benyttes er Eulers' eksplisitte metode med konstant tidssteg 0.01 s. Dette er den enkleste av konstant stegs metodene og vil derfor simulere raskt. Denne metoden ser ut til å gi tilstrekkelig nøyaktige resultater og blir derfor valgt. Andre metoder, som variabelt tidsstegs metoder, kunne kanskje gi bedre resultat, men siden målet med oppgaven ikke var å finne en best mulig simuleringsmetode, anser jeg det som tilstrekkelig å ha funnet en metode som ser ut til å gi tilstrekkelig godt resultat. Denne metoden benytter jeg også for å estimere tilstander for foroverkoblingsalgoritmen, dette er en enkel måte å beregne det på.

Hvis differensiallikningen som skal løses er på formen:

$$\dot{y}(t) = f(t, y(t)) \quad (4.2)$$

finnes løsningen for et tidssteg med Euler's metode

$$y_{n+1} = y_n + hf(t_n, y_n) \quad (4.3)$$

der h er tidssteget.

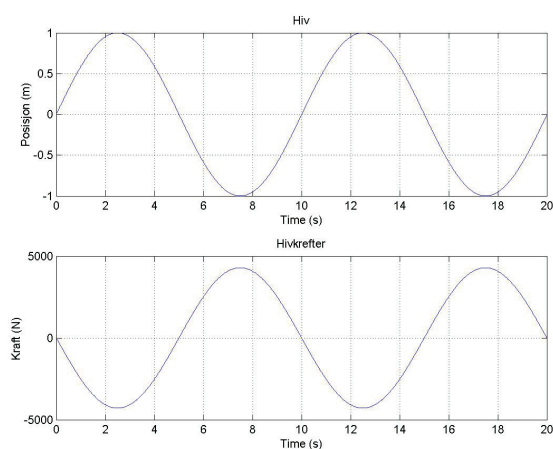
4.2 Simulering av heisesystem

Simuleringen av heisesystemet ble litt forenklet ved å anta at all sylinderfriksjon er lokalisert i hovedsylinderen. I virkeligheten vil det jo også være friksjon blant annet i den aktive akkumulatoren, med ved å legge til litt på friksjonskoeffisientene til hovedsylinderen, ser man likevel resultatet av de totale friksjonskreftene. For å simulere modellen av heisesystemet, ble parametrene som trengs for simuleringen av den aktive akkumulatoren funnet fra databladet til denne aktive akkumulatoren[6]. Parametrene som omhandler hovedsylinderen, rør ol. ble hovedsaklig funnet ved å spørre ansatte i bedriften som kjente til systemet. Når det gjelder friksjonskoeffisientene ble disse valgt litt intuitivt fordi det ikke finnes målinger på dette. De ble valgt utifra sammenlikning med andre sylindere og diskusjon med ansatte i bedriften som hadde erfaring med slike sylindere. Det ble anslått at den tørre friksjonen i sylinderen burde være ca ti prosent av maksimal kraft som blir påført sylinderen ved et hiv på 1 meter i amplitude. Den statiske friksjonen blir litt større. For verdiene, se tillegg A.

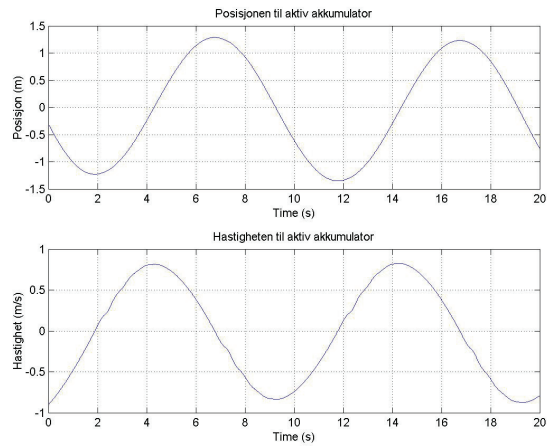
Simuleringen gjøres med en stor vekt på borekrone slik at lasten som heisesystemet må holde oppe ikke blir for stor. Dette fører til at kraftvariasjonen som følge av

komprimering og utviding av nitrogenet i de aktive akkumulatorene ikke blir så stor. Hvis lasten blir større vil disse kraftvariasjonene bli større. I tillegg er det antatt i simuleringen at nitrogenbeholdningen tilknyttet hver aktiv akkumulator er på $28m^3$. Dette er det maksimale volumet som brukes til dette systemet. Enkelte ganger brukes det tanker som bare rommer $7m^3$. Da blir kraftvariasjonene fra nitrogenet større.

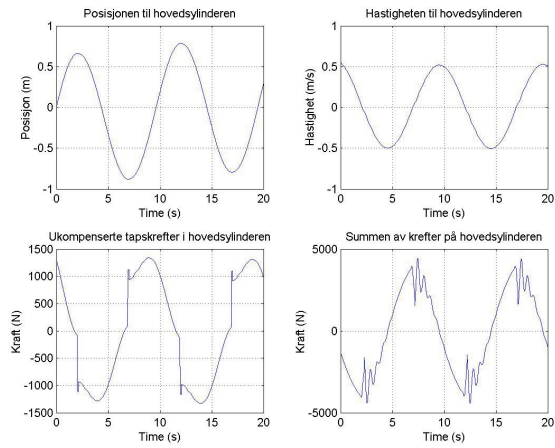
Simuleringen av de forskjellige delene av heisesystemet under passiv kompensering er vist i de forskjellige plottene. Figur 4.1 viser hivet som riggen utsettes for, figur 4.2 og 4.3 viser henholdsvis dynamikken til den aktive akkumulatoren og hovedsyylinderen, mens figur 4.4 tar for seg de forskjellige tapskreftene i systemet.



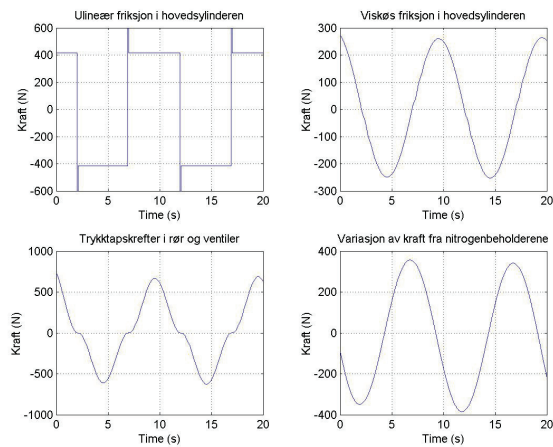
Figur 4.1: Simulering av hivet



Figur 4.2: Simulering av dynamikken til aktiv akkumulator



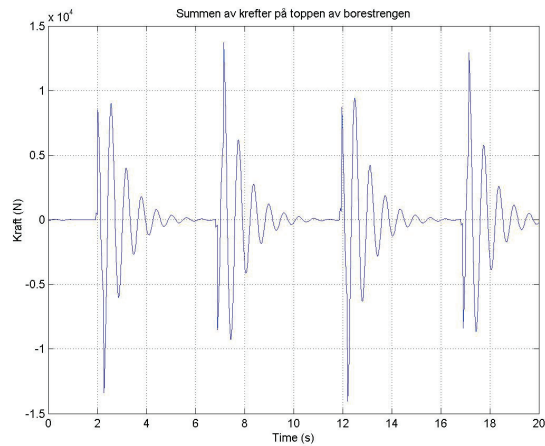
Figur 4.3: Simulering av dynamikken til hovedsynderen



Figur 4.4: Simulering av tapskrefter

4.3 Simulering av borestrengsmodell

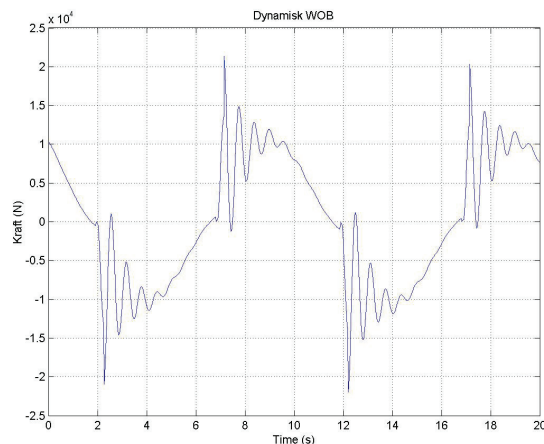
For å simulere borestrengsmodellen, ble det benyttet data som delvis ble funnet fra en borestreng som ble brukt i en av kildene [10], mens noen av dataene ble valgt utifra systemet og situasjonen som ønskes å modelleres (for eks. lengde på borestreng, masse til styrevogn, boremaskin osv.) Når det gjelder demping i borestreng, og til dels stivheten, ble verdiene på disse justert litt så de gav en dynamikk som virket sannsynlig. Figur 5.5 viser hvilke dynamiske krefter som virker på toppen av borestreng som følge av svingninger i borestreng.



Figur 4.5: Dynamiske krefter på toppen av borestreng

4.4 Simulering av vekt på borekrone

Figur 6.6 viser dynamisk vekt på borekrone som resultat av passiv kompensering.



Figur 4.6: Dynamisk vekt på borekrone

4.5 Analyse av simuleringen

4.5.1 Borestrengen

Simuleringen av borestrengens dynamikk viser at toppen av borestrengen vil begynne å svinge på grunn av brå kraftutslag i hovedsylinderen idet hastigheten skifter fortegn. Frekvensen og dempningen av svingningene vil være avhengige av lengden og massen til borestrengen, svingningen vil bli tregere og mer dempet når lengden og tyngden til borestrengen øker. Sannsynligvis er svingningene i simuleringen mer markante enn de vil være i virkeligheten med en såpass lang borestreng (og såpass sammentrykt på grunn av stor vekt på borekrone). Men dette tydeliggjør ihvertfall effekten av dynamikk i borestrengen, som sannsynligvis kunne være mer vesentlig ved simulering med en kortere borestreng. På plottet for vekt på borekrone utgjør borestrengens dynamikk den raske dynamikken mens kraftvariasjonene som følge av svakhetene i det passive hivsystemet er den tregere dynamikken. Svingningene i borestrengen vil starte i toppen av borestrengen og forplante seg nedover og forårsake kraftvariasjon mot havbunnen. På vei nedover borestrengen er det derimot trolig at svingningene vil dempes så effekten av disse svingningene mot havbunnen likevel ikke blir så stor.

4.5.2 Friksjonskrefter og trykktapskrefter

Plottene viser også de forskjellige friksjonskreftene og trykktapskreftene som påvirker systemet. Disse kreftene er av omtrentlig lik størrelsesorden. Hvis disse størrelsesforholdene stemmer i virkeligheten, er alle disse kreftene signifikante i forhold til hverandre. Trykktapskreftene i rør og ventiler er litt større enn de andre. Dette høres rimelig ut siden et slikt system består av mye rør. Den statiske friksjonen vil aldri gjøre at stempelet står helt stille, fordi det alltid vil være store nok krefter som virker på sylindringen til at den blir satt igang igjen med en gang den stopper. Alle disse tapskreftene til sammen vil utgjøre en stor del av kreftene som sylindringen utsettes for som følge av hivet, slik at effektiviteten til det passive kompenseringssystemet bare blir rundt 70 prosent, hvis man sammenlikner plottet av de totale tapskreftene med plottet av hivet (dette må sees gjennomsnittlig fordi tapskreftene ikke er proporsjonale med hivkreftene). De simulerte friksjons- og trykktapskreftene vil ha åttedoblet effekt på borestrengen og brønnbunnen siden systemet består av fire slike sett og kreftene i en sylinder fører til dobbel kraft i viren sylindrestempelet presser mot.

$$\text{Effektivitet} = \text{Hivkrefter sylinder} - \frac{\text{Tapskrefter sylinder}}{\text{Hivkrefter sylinder}} \approx 70\% \quad (4.4)$$

4.5.3 Vekt på borekrone

Av plottet for vekt på borekrone ser en at avviket fra statisk vekt på borekrone er på opptil 20 kN. Dette utgjør ikke en veldig stor andel av den statiske vekten på borekrone, men effekten av en så store kraftvariasjon mot havbunnen kan likevel forringe boringsoperasjonen vesentlig (skape slitasje på borekronene, forstyrre penetreringshastigheten osv). Jo større dette maksimale avviket er, jo større blir minimums vekten på borekrone som er mulig uten at borekronen letter fra brønnbunnen.

4.5.4 Gyldigheten til modellen

Simuleringen viser hvordan modellen av systemet vil oppføre seg, men siden dette bare er en modell og ikke det reelle systemet, vil nok ikke det reelle systemet oppføre seg nøyaktig som denne simuleringen viser. Simuleringen tar for seg de forskjellige tapskreftene i systemet utifra forenklete modeller for slike friksjonskrefter og trykktapskrefter, der bare de mest signifikante faktorene er tatt med. I virkeligheten er friksjon og trykktapskrefter svært komplisert. Simuleringen viser størrelsesforholdene mellom de forskjellige tapskreftene utifra koeffisienter og utregninger som bør stemme omtrent med dette systemet. Men fordi det ikke er gjort målinger på dette, og fordi noen av kreftene vil variere med den enkelte situasjon som simuleres (for eks

hiv, lengde på borestreng, vekt på borekrone osv.), finnes det ingen garanti for at størrelsesforholdene blir akkurat som i simuleringen. Men selv om modellen er forenklet og størrelsesforholdene kanskje ikke er helt nøyaktige, er det stor sannsynlighet for at modellene har med de mest vesentlige faktorene slik at simuleringen uttrykker tendensen til det reelle systemet. Denne modellen anses derfor for å være gyldig til bruk for utvikling og simulering av reguleringsalgoritmer for systemet.

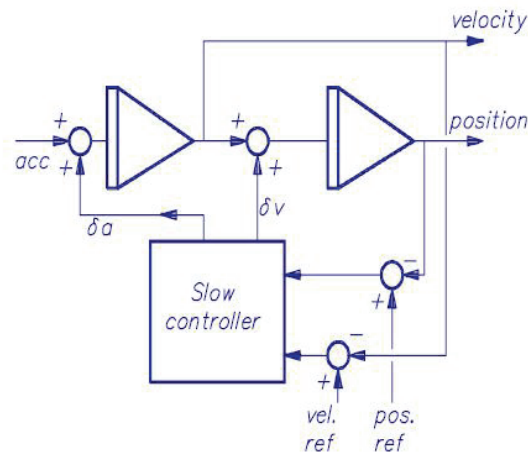
Kapittel 5

Målinger og estimering av ikke-målbare tilstander

5.1 Målinger

5.1.1 MRU

Målinger av hivet gjøres ved hjelp av en MRU (Motion Reference Unit). Denne gir målinger av inertiell orientering og inertiell lineær translasjon. Målingene av den lineære hivbevegelsene gjøres ved at akselerasjonen i vertikal retning måles ved hjelp av et akselerometer. Denne akselerasjonsmålingen inneholder også tyngdeakselerasjonen. For å kunne trekke fra denne gravitasjonskomponenten, må orientasjonen være kjent. Hvis dette ikke gjøres nøyaktig, vil utregning av hastighet og posisjon ved å integrere denne vertikale akselerasjonen føre til feil. MRU'en som brukes i dette systemet inneholder en regulator som lavpassfiltrerer hastigheten og posisjonen til referanseverdiene null. Hvis ingen bevegelse registreres, vil hastigheten og posisjonen etterhvert nullstilles [12]. På denne måten vil utregningen av hastighet og posisjon inneholde mindre feil. Figuren 5.1 viser dette systemet.



Figur 5.1: Regulator for beregning av posisjon og hastighet

5.1.2 Posisjonsmåling

Posisjonen til stempelet både i hovedsylinderene og i de aktive akkumulatorene måles. Posisjonen til toppen av borestrengen måles også. Denne oppgaven vil ikke ta for seg hvordan dette gjøres og eventuelle unøyaktigheter ved disse målingene.

5.2 Estimering av umålte tilstander - tilstandsestimator

Akselerasjonen til hivbevegelsen måles, samt posisjonen til sylinderstemplene. Det som derimot ikke måles er hastigheten og posisjonen til stemplene i sylinderene og de aktive akkumulatorene. Det vil være nødvendig med estimater av disse tilstandene i reguleringsalgoritmene. Denne estimeringen gjøres ved hjelp av en tilstandsestimator.

Først gjøres en a priori estimering av tilstandene og utgangene man ønsker å estimere for neste tidssteg, utifra modellen, deretter gjøres en a posteriori oppdatering av disse tilstandene ved at den estimerte utgangen sammenliknes den målte utgangen.

A priori estimering:

$$\bar{x}_{k+1} = f_k(\hat{x}_k, u_k) \quad (5.1)$$

$$\bar{y}_{k+1} = g_{k+1}(\bar{x}_{k+1}, u_{k+1}) \quad (5.2)$$

Neste tidssteg oppdateres den estimerte tilstanden:

$$\hat{x}_{k+1} = \bar{x}_{k+1} + K_{k+1}(y_{k+1} - \bar{y}_{k+1}) \quad (5.3)$$

I dette prosjektet ble estimeringen av posisjon og hastighet gjort ved at akselerasjonene til hovedsyndrene ble beregnet utifra modellen. Deretter ble a priori estimat av hastighet og posisjon beregnet for tidssteg $(k+1)$ ved at akselerasjonene ble integrert henholdsvis en og to ganger ved Eulers metode (dette er måten integrasjon blir gjort i simuleringen av modellen).

$$\bar{v}_{c_{k+1}} = \hat{v}_{c_k} + \bar{a}_c \Delta t \quad (5.4)$$

$$\bar{x}_{c_{k+1}} = \hat{x}_{c_k} + \bar{v}_{c_{k+1}} \Delta t \quad (5.5)$$

der \bar{a}_c er den beregnede sylindrerakselerasjonen, som er beregnet utifra målingen av hivakselerasjonen og sylindremodellen (som kan inneholde unøyaktigheter). Når så posisjonsmålingen for dette tidssteget er klar, blir den estimerte posisjonen sammenliknet med den reelle posisjonen. Disse kan være ulike ved for eksempel unøyaktigheter i modellen, i beregninger eller i målingen av hivet. Hastigheten og posisjonen blir derfor oppdatert utifra dette posisjonsavviket, som følger:

$$\hat{v}_{c_k} = \bar{v}_{c_k} + K_v e_{c_k} \quad (5.6)$$

$$\hat{x}_{c_k} = \bar{x}_{c_k} + K_p e_{c_k} \quad (5.7)$$

der e_{c_k} er avviket mellom estimert og målt posisjon i hovedsylinderen. K_p og K_v ble beregnet ved manuell tuning. De kunne vært beregnet analytisk ved hjelp av Ricatti likningen, men det så ut som en enklere løsning å finne dem eksperimentelt.

Kapittel 6

Regulering av vekt på borekrone

Det passive systemet i seg selv klarer ikke å oppfylle konstant vekt på borekrone på grunn av friksjonskrefter og trykktap i det passive systemet. Det blir derfor nødvendig med en ekstra pådragskraft for å kompensere for disse svakhetene i det passive systemet. Denne aktive reguleringen kan gjøres på forskjellige måter. Dette kapitlet vil ta for seg noen av de vurderte alternativene med analyse av ytelse og stabilitetsmarginer. Men først er det nødvendig med en vurdering av hvordan dette pådraget kan påføres systemet.

6.1 Pådrag og reguleringstilstander

Som nevnt i avsnittet om RamRiggen er det tidligere forsøkt å benytte oljestrømningen inn på hovedsyndleren som aktivt pådrag for å forbedre ytelsen til hivkompenseringsystemet. Dette gav ikke tilstrekkelig gode resultater slik som reguleringen ble gjort her. Det er derfor ønskelig å forsøke med andre måter å påføre systemet et aktivt pådrag. Kanskje kan dette gjøres ved å påføre en kraft direkte på hovedsyndleren, ved å bruke en annen type syndler med smalere syndlerstang slik at det kan pumpes olje inn og ut av kammeret ovenfor stempelet for å oppnå ønskelig trykkforskjell over stempelet.

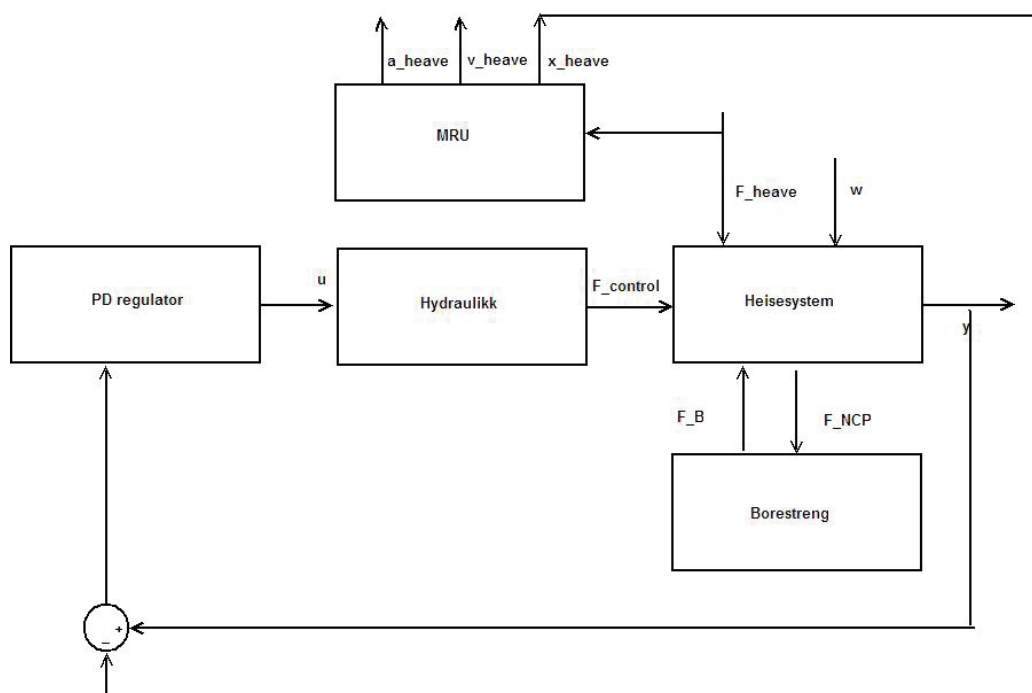
I det nye hivkompenseringsystemet som er under utvikling er den passive akkumulatoren byttet ut med en aktiv akkumulator. En tilleggskraft påføres den aktive akkumulatoren ved at en volumstrøm inn og ut av kamrene i den aktive akkumulatoren styres av en reguleringsalgoritme. Det er denne kraften som vil bli brukt som pådrag for reguleringsalgoritmene i denne oppgaven. På denne måten er den aktive og den passive kompenseringen konsentrert i de samme aktive akkumulatorene. En fordel med dette semiaktive kompenseringssystemet er at hvis en feil skulle føre til

at det aktive systemet ikke virker, vil likevel den passive hivkompenseringen fungere, slik at hivkompenseringen i hvertfall ikke settes helt ut av drift. Dette er viktig for sikkerheten.

Systemet består, som nevnt i kapittelet om modelleringen, av fire sett med hovedsylindere og aktiv akkumulator. Friksjonskreftene og trykktapene i det passive systemet vil forekomme i hver av de fire settene. Beregningen av reguleringspådraget blir derfor gjort for hvert av disse settene og påført den aktive akkumulatoren i hvert av settene.

Målet med reguleringsalgoritmene i dette kapittelet er å oppnå mest mulig konstant vekt på borekrone selv om riggen eller boreskipet utsettes for hivbevegeleser. Dette kan oppnås ved at hovedsylinderens dynamikk følger hivets dynamikk. Ved å regulere posisjonen og hastigheten til hovedsylinderne til å følge posisjonen og hastigheten til hivet, kan mest mulig konstant vekt på borekrone oppnås.

6.2 PID regulator



Figur 6.1: Blokkdiagram for systemet med PID regulator

6.2.1 Reguleringsalgoritme

Et naturlig første forsøk på å designe en reguleringsalgoritme vil være å prøve med en PID regulator. Regulatoren blir på følgende form:

$$u_s = K_p e + K_d \dot{e} + K_i \int e \quad (6.1)$$

der $e = x - x_{heave}$ og x_{heave} er den målte hivposisjonen som man ønsker at hovedsynderen skal følge

$$K_p = 10000 \quad (6.2)$$

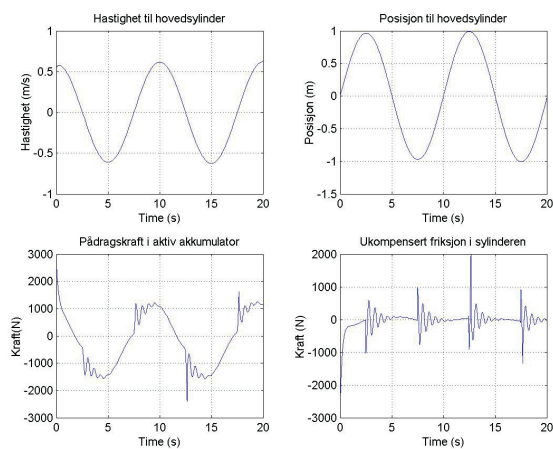
$$K_d = 70000 \quad (6.3)$$

$$K_i = 1000 \quad (6.4)$$

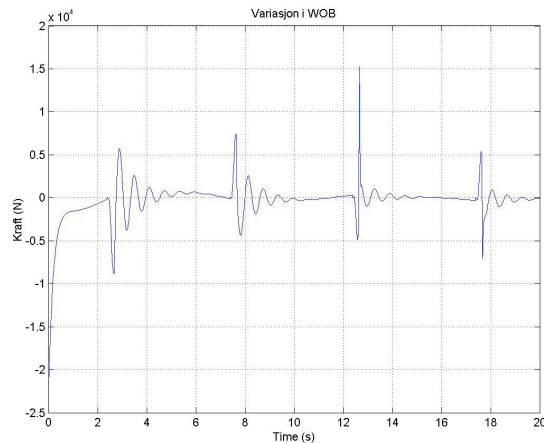
Disse ble funnet ved ren eksperimentell justering. De valgte parametrene så ut til å gi det beste resultatet.

6.2.2 Simuleringsresultater

Figur 6.2 og 6.3 viser henholdsvis systemets dynamiske egenskaper og dynamisk vekt på borekrone ved bruk av denne reguleringsalgoritmen.



Figur 6.2: Systemets dynamiske egenskaper ved PID

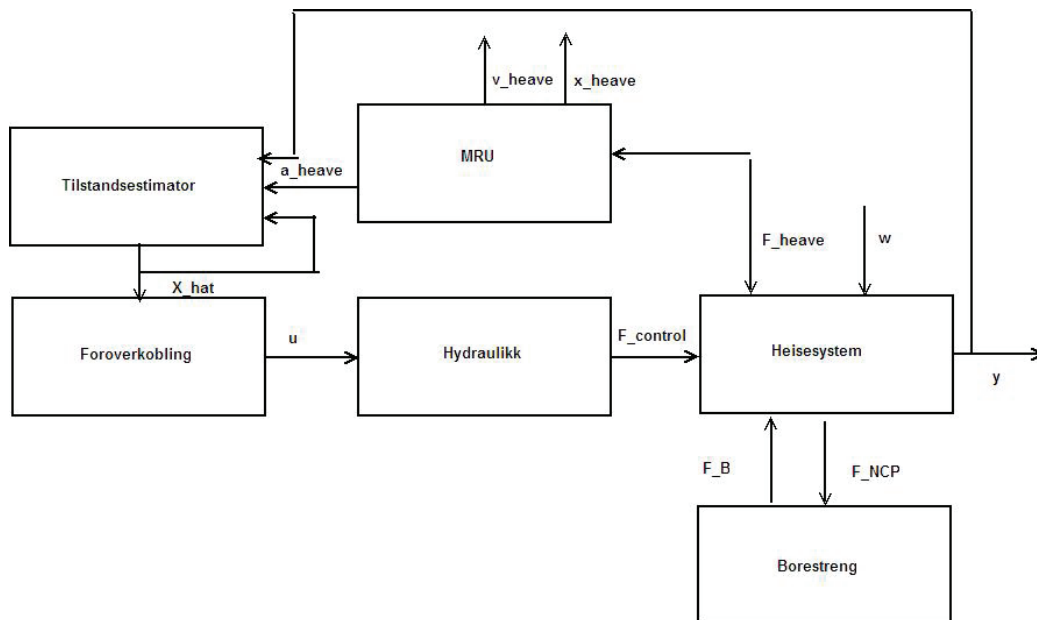


Figur 6.3: Dynamisk vekt på borekrone ved PID

6.2.3 Analyse av ytelse

Ved hjelp av PID regulatoren ser man av figur 6.3 at variasjonen i vekt på borekrone minker. Den sakte varierende dynamikken blir godt redusert til omtrent en tittel av hva resultatet ble med bare passiv kompensering. Den raske dynamikken som følge av statisk og tørr friksjon som hyppig skifter fortegn blir mindre redusert (til ca en fjerdedel av hva det passive systemet klarer). Dette vil føre til svingninger i borestrengen. Disse svingningene vil etterhvert bli dempet av regulatoren, bedre enn dempningen uten regulator. Selv om resultatet er bedre enn uten regulator, er det ikke ideelt. Siden systemet har raskt varierende ulineære elementer, er nok ikke en lineær regulator godt nok. Det gjelder å kompensere for disse ulinearitetene før de påvirker systemet. Derfor blir neste skritt å prøve med en foroverkobling av hivet for å kompensere for friksjons- og trykktapskreftene.

6.3 Foroverkobling av hivforstyrrelsen med friksjonskompensering



Figur 6.4: Blokkdiagram for systemet med foroverkobling av hivet

6.3.1 Reguleringsalgoritme

Mye av svakheten med det passive systemet var friksjonskreftene og trykktapskreftene. Derfor kunne det være fristende å kompensere for disse tapskreftene ved å forutse størrelsen på den statiske, den tørre og den viskøse friksjonen for hvert tidssteg, samt trykktap i rørene og ventilene, og så påføre systemet en motsatt og like stor kraft. Ved hjelp av tilstandsestimatoren fra forrige kapittel blir hastigheten til hovedsylinderen til en hver tid estimert, først a priori og deretter oppdatert. Ved å analysere fortegn og størrelse på denne hastigheten, kan følgende pådragskrefter beregnes:

hvis $\hat{v}_{c_k} \approx 0$ og $F_{C_k} < F_s$ (statisk friksjon)

$$u_{ff_k} = -F_{C_k} \operatorname{sign}(F_{C_k}) - f_{cl} \hat{v}_{c_k} - F_{\Delta P}(\hat{v}_{c_k}) \quad (6.5)$$

hvis $\hat{v}_{c_k} \approx 0$ og $F_{C_k} \geq F_s$ (statisk friksjon)

$$u_{ff_k} = -F_{s_k} \operatorname{sign}(F_{C_k}) - f_{cl} \hat{v}_{c_k} - F_{DeltaP}(\hat{v}_{c_k}) \quad (6.6)$$

hvis $\hat{v}_{c_k} \neq 0$ (tørr friksjon)

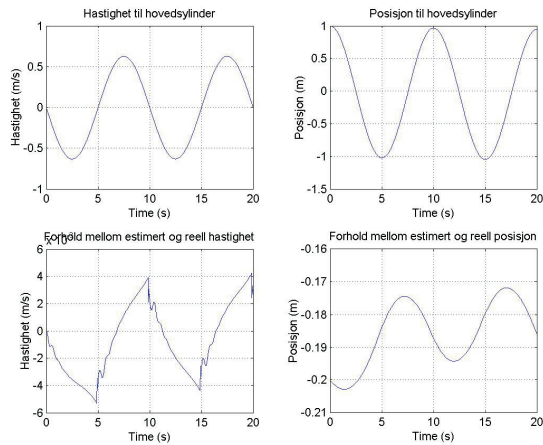
$$u_{ff_k} = -\hat{F}_{d_k} \operatorname{sign}(\hat{v}_{c_k}) - f_{cl} \hat{v}_{c_k} - F_{DeltaP}(\hat{v}_{c_k}) \quad (6.7)$$

Friksjonskreftene og trykktapskreftene i det passive systemet blir dermed kompensert for med en motsatt og like stor kraft. Deretter beregnes det hvilken pådragskraft dette tilsvarer i den aktive akkumulatoren. Kraftvariasjonene som følge av nitrogentrykket er ikke tatt med her for å forenkle det. For å ta med dette måtte man også estimert dynamikken til den aktive akkumulatoren. Det antas at dette allerede er kompensert for i den aktive akkumulatoren. Det vil ikke gjøre noen forskjell for simuleringen fordi ved perfekt kompensering, vil det være som om disse kraftvariasjonene ikke finnes. I virkeligheten må det bergnes en ekstra pådragskraft for å kompensere for dette i tillegg til kraften som den aktive akkumulatoren påfører hovedsylindren.

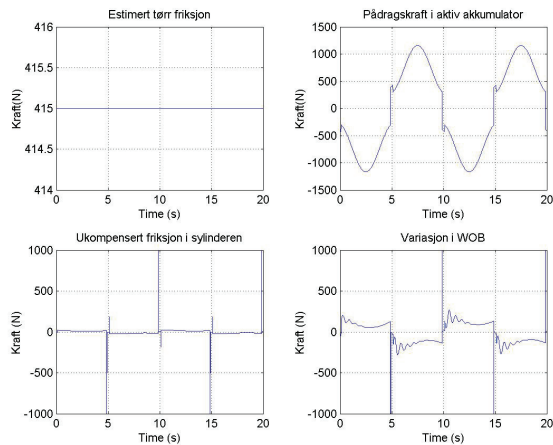
Hvis modellen som brukes i friksjonskompenseringen er nøyaktig og det ikke finnes noen umodellert tidskonstant i systemet, vil systemet nøyaktig følge den foroverkoblede hivhastigheten.

Hva hvis modellen inneholder feil eller unøyaktighet?

Det vil alltid kunne forekomme svakheter eller unøyaktigheter i modellen. Dette vil føre til at kompenseringen av friksjonskreftene ikke blir helt riktig. Friksjonskoeffisientene F_s , F_d og f_{cl} måles ikke, og det er vanskelig å forutse dem nøyaktig, blant annet fordi de kan variere over tid som følge av temperaturendring, slitasje osv. Dette vil ikke bare føre til at verdien som brukes for disse koeffisientene blir uriktige, men i tillegg at den a priori estimerte dynamikken til systemet blir unøyaktig. Hvis for eksempel den tørre friksjonen blir estimert til $415N$ mens den i virkeligheten er $395N$, vil ikke kompenseringen bli perfekt, og de dynamiske egenskapene blir ikke som ønsket, se figur 6.5 og 6.6 der denne modelleringsfeilen er tatt med.



Figur 6.5: Systemets dynamiske egenskaper ved foroverkobling og modelleringsfeil



Figur 6.6: Systemets egenskaper ved foroverkobling og modelleringsfeil

Ved å estimere hastighet og posisjon a priori til en omtrentlig verdi og deretter oppdatere dem etter at posisjonsmålingen i sylindrene finner sted, vil disse tilstandene kunne konvergere mot de riktige verdiene. Feil i modelleringen av friksjonen i utregningen av akselerasjonen til hovedsylder vil nemlig føre til feil i estimeringen av sylindereposisjonen. Ved i tillegg å oppdatere for eksempel den tørre friksjonskoeffisienten som har blitt overestimert som forklart ovenfor, blir oppdateringene i tilstandsestimatoren som ble gjort rede for i forrige kapittel utvidet [11]:

$$\hat{v}_{c_k} = \bar{v}_{c_k} + K_v e_{c_k} \quad (6.8)$$

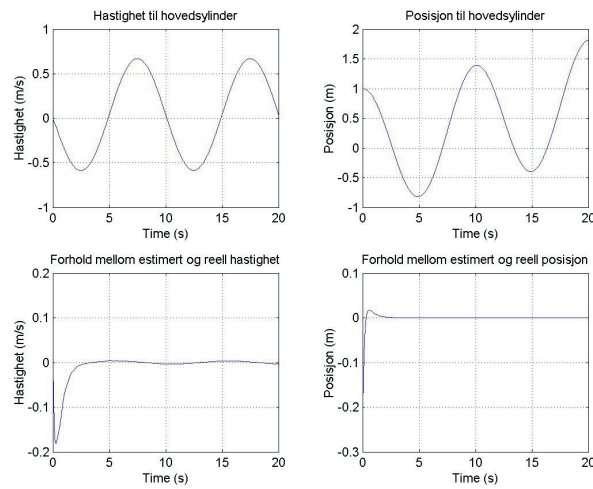
$$\hat{x}_{c_k} = \bar{x}_{c_k} + K_p e_{c_k} \quad (6.9)$$

$$\hat{F}_{d_{k+1}} = \hat{F}_{d_k} + K_d e_{c_k} \quad (6.10)$$

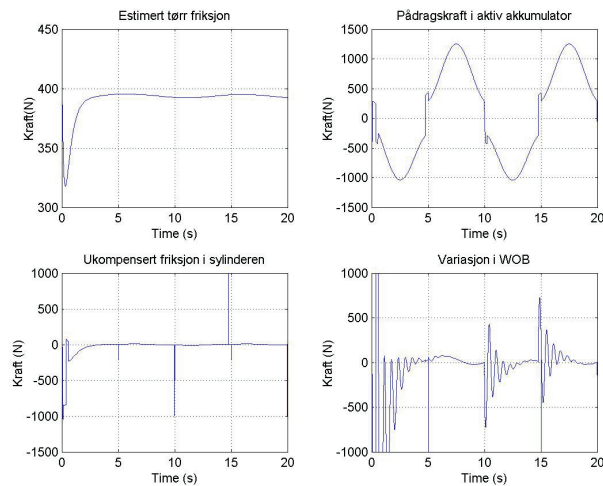
Dette gjør at de dynamiske egenskapene blir forbedret, samt at kompenseringen av den tørre friksjonen blir bedre.

6.3.2 Simuleringsresultater

Figur 6.7 og 6.8 viser simuleringen av systemet ved bruk av denne reguleringsalgoritmen.



Figur 6.7: Systemets dynamiske egenskaper ved foroverkobling og a posteriori oppdatering i tilstandsestimatoren



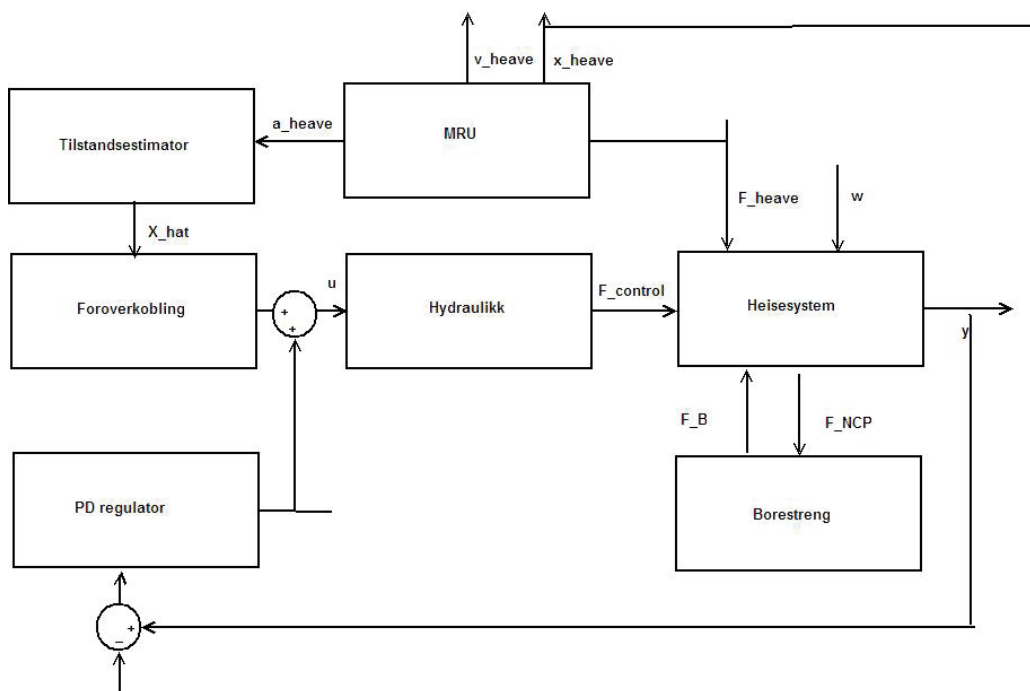
Figur 6.8: Systemets egenskaper ved foroverkobling og a posteriori oppdatering i tilstandsestimatoren

6.3.3 Analyse av ytelse

Hvis modelleringen er perfekt (også modelleringen av tidskonstanten i systemet) vil denne reguleringsalgoritmen som sagt kunne kompensere perfekt for tapskreftene slik at hovedsylindere følger hivet perfekt. Av figurene 6.5 og 6.6, der en modelleringsfeil av den tørre friksjonen er tatt med, ser vi at kompenseringen av mye av tapskreftene likevel er bra, bortsett fra at kompenseringen av den statiske friksjonen ikke skjer på nøyaktig riktig tidspunkt fordi den estimerte hastigheten ikke blir helt riktig. I det øyeblikket der denne kompenseringen gjøres feil blir heller friksjonskraften forstørret (plottet av vekt på borekrone er zoomet inn, spissene som man ser litt av på plottet er åtte ganger så store som det man ser på plottet). I virkeligheten kan modelleringen være gjort med større feil eller unøyaktigheter enn det som simuleres her. Da vil resultatet bli enda verre. Men ved å oppdatere de estimerte tilstanden ved å måle posisjonen, blir ikke kompenseringen av den tørre friksjonen gjort så feil lengre. Av plottene av avvik mellom estimert og reell hastighet og posisjon i figur 6.7, ser man at de estimerte tilstandene blir oppdatert på modelleringsfeilen slik at disse likevel konvergerer mot reell verdi. Oppdateringen av koeffisienten for tørr friksjon ser ut til å fungere i dette tilfellet, men det krevdes nøyaktig tuning for dette tilfellet, slik at ved en annerledes verdi for feilestimeringen av denne, ville sannsynligvis forsterkningen som oppdater denne koeffisienten måtte justeres annerledes. I tillegg blir ikke tilstandene og friksjonskoeffisienten oppdatert til riktig verdi raskt nok. Resultatet er at posisjonen til sylindrestempelet driver av. Derfor kan det selv om denne algo-

ritmen fører til liten variasjon i vekt på borekrone diskuteres om den vil være egnet likevel. Dessuten vil oppdateringen av tilstandene sannsynligvis fungere dårligere hvis modelleringsfeilene er større eller annerledes.

6.4 Foroverkobling av hivforstyrrelsen og PD regulator



Figur 6.9: Blokkdiagram for systemet med foroverkobling av hivet og PD regulator

6.4.1 Reguleringsalgoritme

En annen måte å håndtere modelleringsfeilene på, er å kombinere foroverkoblingsalgoritmen (uten a posteriori oppdatering) med en PD regulator. Foroverkoblingsdelen vil på den måten kompensere for det meste av friksjonskreftene og trykktapskreftene. Det som ikke blir kompensert for av foroverkoblingsalgoritmen på grunn av unøyaktig modellering, blir håndtert av PD regulatoren. PD regulatoren er på formen:

$$u_s = K_p e + K_d \dot{e} \quad (6.11)$$

der $e = x - x_{heave}$ og x_{heave} er den målte hivposisjonen som man ønsker at hovedsynderen skal følge

$$K_p = 0 \quad (6.12)$$

$$K_d = 23500 \quad (6.13)$$

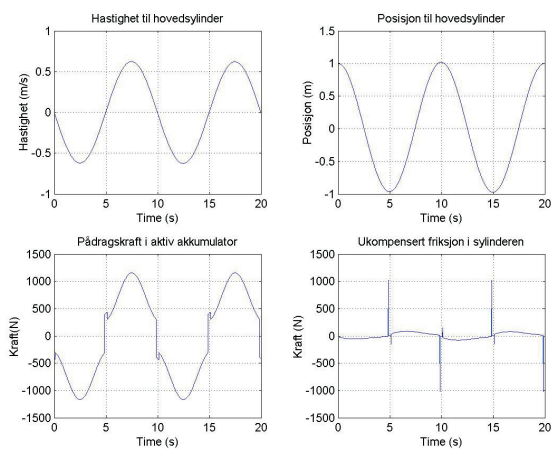
Disse ble funnet ved ren eksperimentell justering. Valget om å la K_p være null så ut til å gi best resultat med disse valgte modelleringsfeilene fordi disse feilene er proporsjonale med eller følger fortegnet til hastigheten. I virkeligheten kan jo modelleringsfeilene være annerledes enn dette, så da kan nok PD parametrene måtte justeres annerledes.

Det totale reguleringspådraget blir derfor

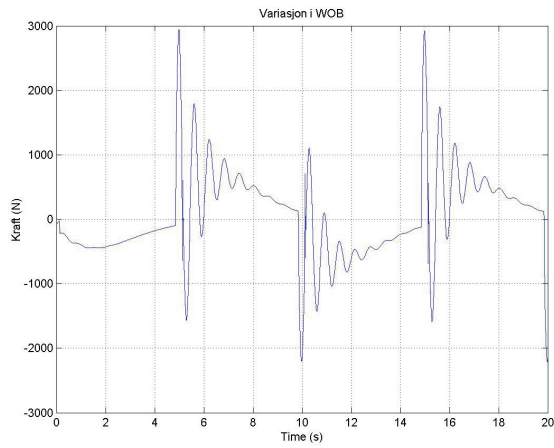
$$u = u_{ff} + u_s \quad (6.14)$$

6.4.2 Simuleringsresultater

Denne algoritmen ble simulert med underestimert viskøs friksjon (friksjonskoeffisienten var 100kg/s mindre enn reell verdi) og svakt overestimert tørr friksjon (estimert verdi -20N mindre enn reell verdi). Figurene 6.10 og 6.11 viser simulering av systemet med disse modelleringsfeilene og kun foroverkobling.

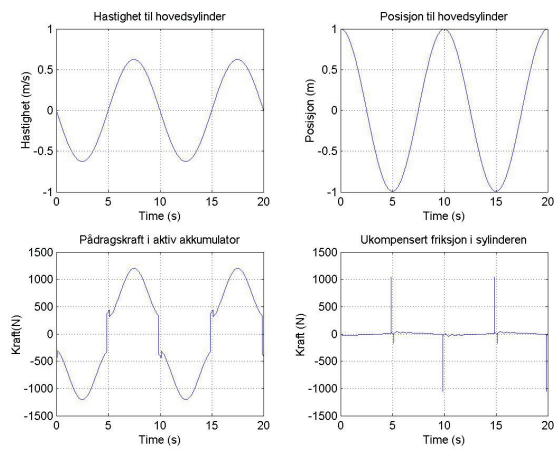


Figur 6.10: Systemets dynamiske egenskaper ved foroverkobling med modelleringsfeil

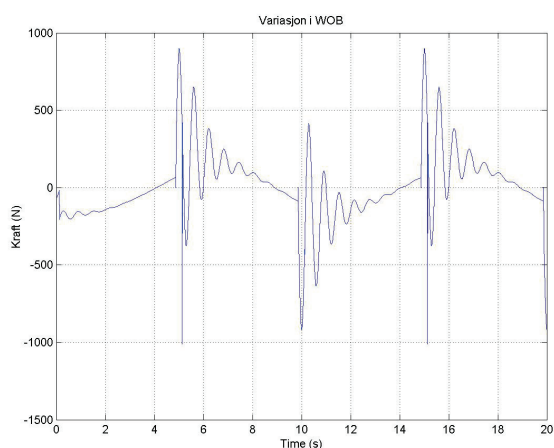


Figur 6.11: Dynamisk vekt på borekrone ved foroverkobling med modelleringsfeil

Figurene 6.12 og 6.13 viser simulering av systemet med de samme modelleringsfeilene, men med PD regulator i tillegg til foroverkoblingen.

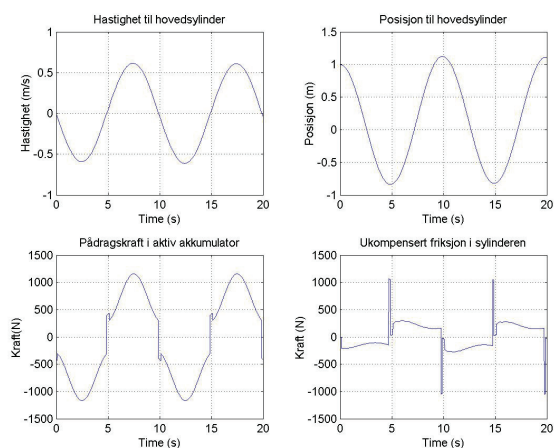


Figur 6.12: Systemets dynamiske egenskaper ved foroverkobling og PD regulator

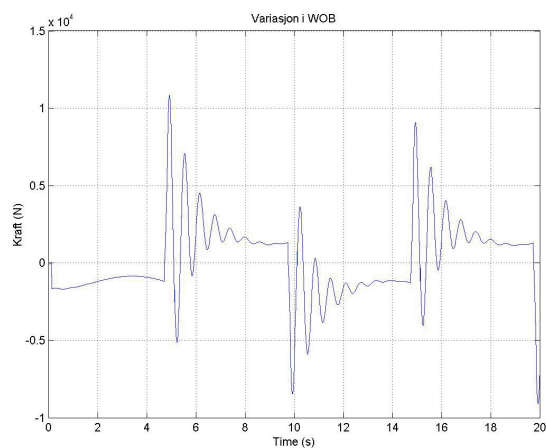


Figur 6.13: Dynamisk vekt på borekrone ved foroverkobling og PD regulator

Deretter ble det simulert med mer feilaktig estimering av tørr friksjon (estimert verdi $-200N$ mindre enn reell verdi). Den viskøse friksjonen var den samme. Figurene 6.14 og 6.15 viser simulering av systemet med disse modelleringsfeilene og kun foroverkobling.

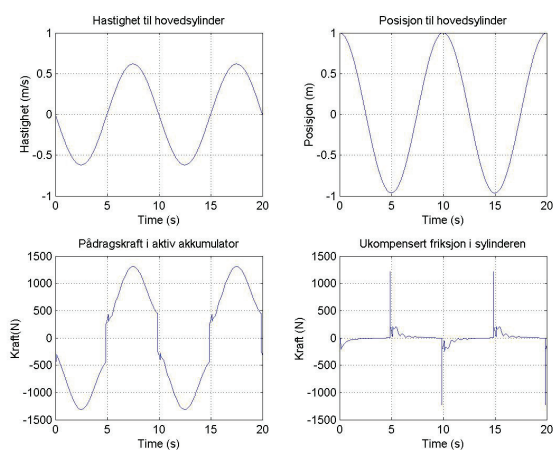


Figur 6.14: Systemets dynamiske egenskaper ved foroverkobling med modelleringsfeil

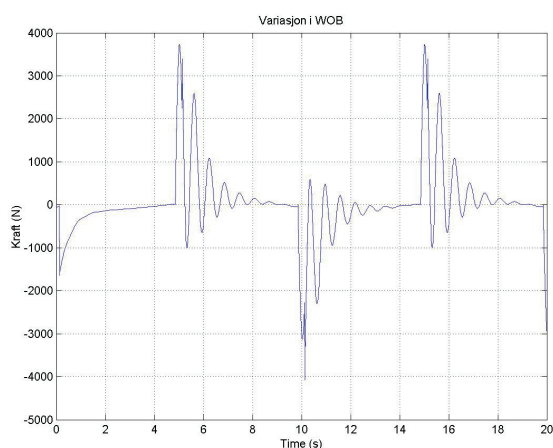


Figur 6.15: Dynamisk vekt på borekrone ved foroverkobling med modelleringsfeil

Figurene 6.16 og 6.17 viser simulering av systemet med de samme store modelleringsfeilene, men med PD regulator i tillegg til foroverkoblingen.



Figur 6.16: Systemets dynamiske egenskaper ved foroverkobling og PD regulator



Figur 6.17: Dynamisk vekt på borekrone ved foroverkobling og PD regulator

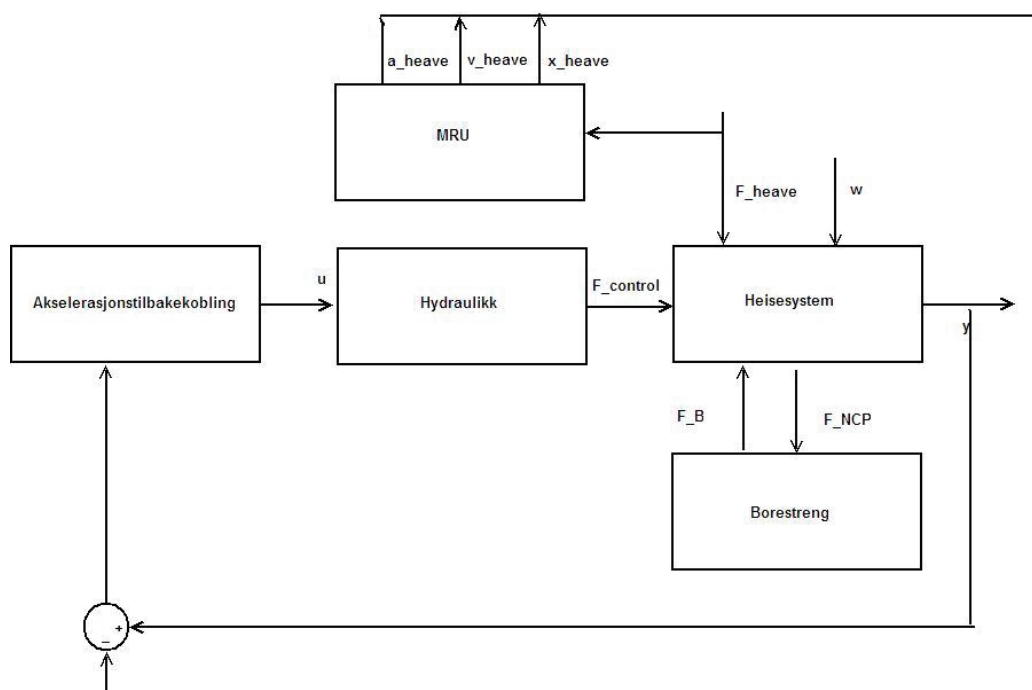
6.4.3 Analyse av ytelse

Ved å bruke PD regulator i tillegg til foroverkoblingen av hivet, ser vi av figurene 6.12, 6.13, 6.16 og 6.17 at PD regulatoren reduserer mye av effekten av modelleringsfeilene. Resultatet blir naturlig nok best med små modelleringsfeil, men ved PD i tillegg til foroverkoblingen, blir resultatet både ved de små og større modelleringsfeilene bedre enn uten PD regulator, og sannsynligvis vil den også gjøre resultatet bedre også ved annerledes modelleringsfeil. Denne algoritmen ser ut til å være bedre enn de andre vurderte reguleringsalgoritmene. Hvis vi ser på plottet for vekt på borekrone i situasjonen med minst modelleringsfeil, ser vi at effektiviteten av kompenseringen er oppe i ca 95 prosent (i motsetning til bare 70 prosent for det passive systemet). Så det kan antas at hvis modelleringen er noenlunde riktig, vil denne algoritmen i kombinasjon med det passive kompenseringssystemet gi en god ytelse av hivkompenseringssystemet. Ved større modelleringsfeil vil den sannsynligvis også gi akseptabel ytelse.

$$Effektivitet = Hivkrefter\ cylinder - \frac{Tapskrefter\ cylinder}{Hivkrefter\ cylinder} \approx 95\% \quad (6.15)$$

En styrke med denne algoritmen i forhold til den rene PID algoritmen, er at svingningene som følge av bølgebevegelsene ikke blir håndtert av reguleringsalgoritmen, men at det er den ulineære friksjonen (som brått skifter fortegn og som forårsaker disse svingningene) som blir kompensert, slik at svingningene ikke blir store. Det som skulle være igjen av svingninger vil neppe utgjøre noe stort problem, siden mye av svingningene uansett sannsynligvis vil forsvinne i løpet av forplantningen nedover borestrengen, og ikke påvirke vekten på borekronen vesentlig.

6.5 Akselerasjonstilbakekobling



Figur 6.18: Blokkdiagram for systemet med akselerasjonstilbakekobling

6.5.1 Reguleringsalgoritme

En annen måte å regulere systemet på enn å kompensere for friksjonskreftene eller kompensere for feilen denne friksjonen medfører, er å redusere effekten av dem. Ved å bruke akselerasjonstilbakekobling på formen

$$u = K_a(a_{c_d} - \ddot{x}_c) \quad (6.16)$$

der a_{c_d} er den målte hivakselerasjonen som det er ønskelig at sylindren skal følge, blir hovedsylindrens dynamikk

$$Ma + Dv + kx = \omega + Ma_{c_d} + K_a(a_{c_d} - a) \quad (6.17)$$

$$(M + K_a)a + Dv + kx = \omega + (M + K_a)a_{c_d} \quad (6.18)$$

$$a = \frac{-Dv}{(M + K_a)} - \frac{-kx}{(M + K_a)} + \frac{\omega}{(M + K_a)} + a_{cd} \quad (6.19)$$

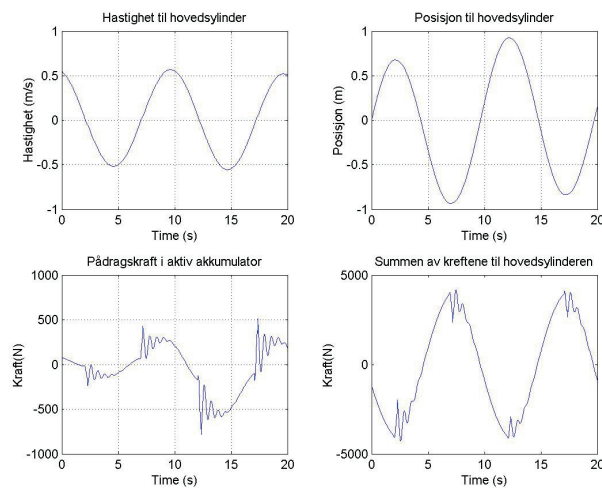
På denne måten økes den totale massen i likningen. Den totale kraften øker uten at akselerasjonen øker. Friksjonskreftene forblir de samme og får derfor mindre betydning i forhold til den totale kraften.

K_a ble funnet til

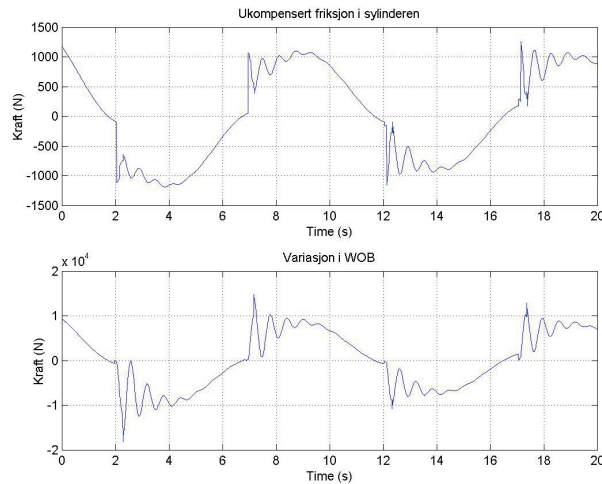
$$K_a = 2000 \quad (6.20)$$

6.5.2 Simuleringsresultater

Figurene 6.19 og 6.20 viser simulering av systemet med denne reguleringsalgoritmen:



Figur 6.19: Systemets dynamiske egenskaper ved akselerasjonstilbakekobling



Figur 6.20: Dynamisk vekt på borekrone ved akselerasjonstilbakekobling

6.5.3 Analyse av ytelse

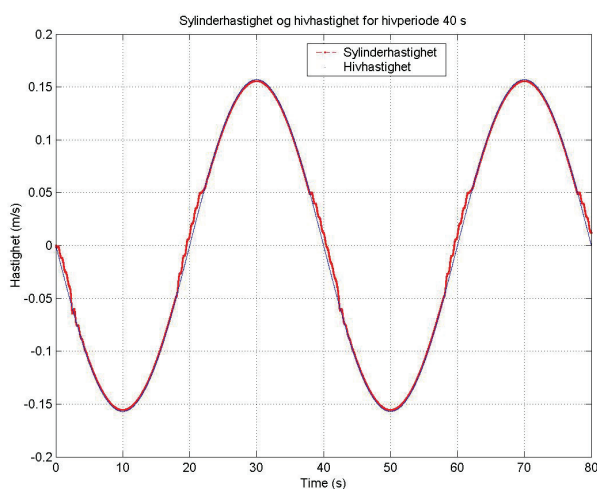
Av figur 6.20 for variasjon i vekt på borekrone ser en at denne variasjonen bare er omtrentlig halvert i forhold til det passive systemet. Ved å justere opp K_a ytterligere, blir systemet fort ustabil. Man kan også se av plottet at posisjonen til stempelet har lett for å drive av. Denne løsningen vil derfor ikke være tilstrekkelig godt egnet som aktiv hivkompenseringsalgoritme.

6.6 Sammenlikning av ytelsen til de forskjellige reguleringsalgoritmene

Analysen av ytelsene til de forskjellige algoritmene i dette kapittelet viser at en PID algoritme gir forbedret ytelse i forhold til det passive systemet, men at en PD algoritme i kombinasjon med en foroverkoblingsalgoritme som kompenserer for tapskrefter før de finner sted, har vesentlig bedre ytelse, spesielt hvis modelleringsfeilene er små. Simulering av denne algoritmen på modellen viser at effektiviteten av hivkompenseringen er på ca 95 %, som må anses som et akseptabelt resultat for en aktiv hivkompenseringsalgoritme. Denne algoritmen blir derfor min foreslåtte løsning til hivkompenseringsalgoritme for dette systemet. Det gjenstår nå å se om denne algoritmen vil føre til tilstrekkelige stabilitetsmarginer og hvorvidt den vil kunne gjennomføres i praksis.

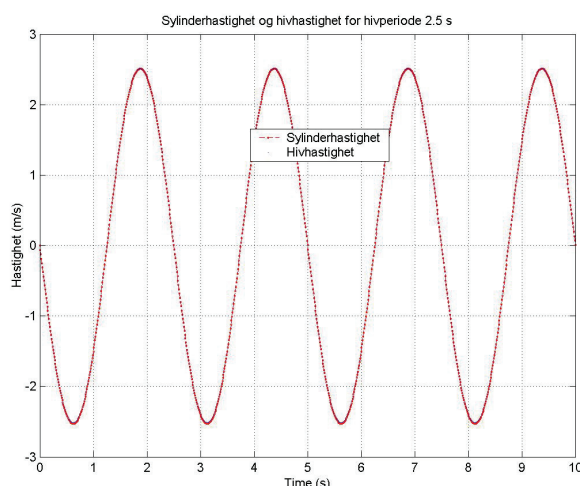
6.7 Stabilitetsmarginer og følgeførelser til valgte reguleringsalgoritme

Ved å simulere systemet med sinussignaler med forskjellige frekvenser (forskjellige hivfrekvenser), kan det observeres at faseforskyvningen mellom utgangen og modellen og inngangen av reguleringsalgoritmen med foroverkobling og PD algoritme blir -180 grader for en hivperiode på 15 sekunder. For denne perioden får vi en forsterkningsmargin på ca 100 db. Dette er en svært god forsterkningsmargin. Dette viser at systemet er robust for forsterkningsunøyaktigheter som følge av parameterfeil (enkelte parametre kan for eksempel endre seg som følge av slitasje osv.) For å oppnå minst mulig variasjon i vekt på borekrone, er det som sagt nødvendig at stemplenes dynamikk følger hivets dynamikk best mulig. For å se hvordan følgeførelset i dette følgesystemet utarter seg for forskjellige hivfrekvenser, blir modellen simulert med en periode på 2.5 sekunder (svært høy hivfrekvens) og deretter 40 sekunder (svært lav hivfrekvens). Figurene 6.21 og 6.22 viser hvordan hastigheten til sylindere følger hastigheten til hiv for disse frekvensene.



Figur 6.21: Følgeegenskaper ved hivperiode 40 s og hivamplitude 1 m

Disse figurene antyder på en enkel måte at systemet med denne reguleringsalgoritmen har forholdsvis gode følgeegenskaper for et vidt spekter av frekvenser.



Figur 6.22: Følgeegenskaper ved hivperiode 2.5 s og hivamplitude 1 m

6.8 Praktiske vurderinger rundt systemet

Den aktive akkumulatoren som brukes i systemet har max utslagslengde på 2740 mm [12]. Ved et hiv på én meter i amplitude vil stempelet i den aktive akkumulatoren bevege seg litt over 1 meter i amplitude i hver retning (pga forskjellig dimensjoner og masser til aktiv akkumulator og hovedsynderen), alt etter hvor god kompenseringen er. Det betyr at ved større hiv enn dette, kan det hende at den aktive akkumulatoren ikke har lang nok utslagslengde til at hivkompenseringssystemet vil kunne fungere som det skal.

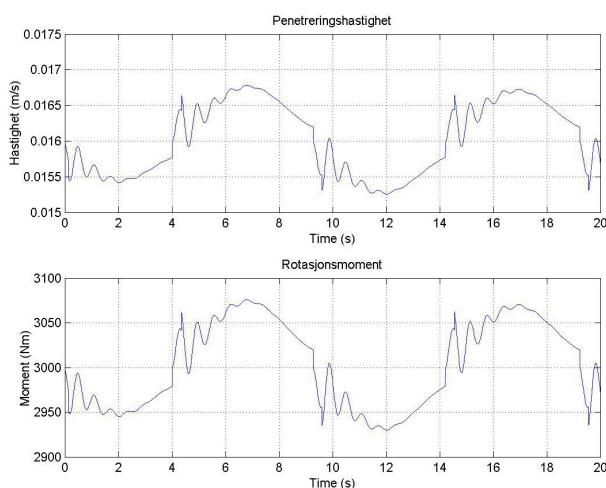
De brå endringene i pådragskraften som følge av kompensering for den ulineære friksjonen krever store og raske trykkendringer i kamrene i den aktive akkumulatoren. Dette fører til at det blir nødvendig med høy oljestrømning. Om den valgte kompenseringsalgoritmen vil fungere, er derfor avhengig av om det hydrauliske systemet vil kunne gi en tilstrekkelig stor oljestrømning.

Den aktive akkumulatoren er tatt med i modellen, selv om friksjonskreftene som virker i denne bare er tatt med ved å legge til litt på friksjonen i hovedsynderen. Proporsjonalventilen som styrer strømningene inn i den aktive akkumulatoren er derimot ikke modellert. En slik ventil vil vanligvis inneholde dødbånd. Hvordan ventilåpningen styres for å gi riktig strømning til en hver tid må arbeides med for at den aktive kompenseringen skal kunne utføres i praksis. Hvis systemet i tillegg skulle inneholde tidsforsinkelser (for eksempel på grunn av ventilene), vil det kanskje kunne

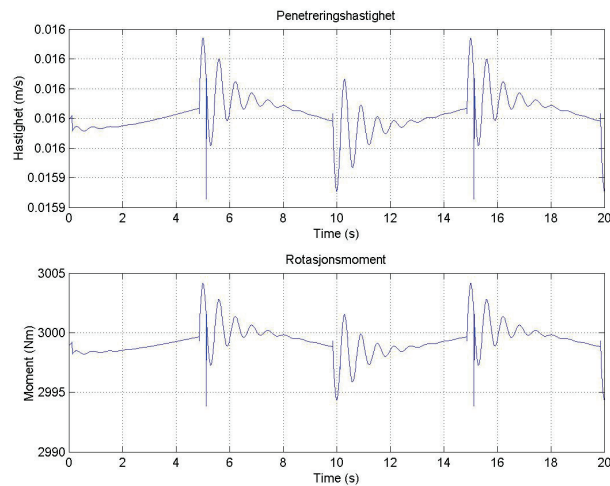
bli lurt å forsøke med prediktiv foroverkobling, ved å prøve å forutsi hivbevegelsene litt framover i tid, slik at riktig pådrag påføres systemet på riktig tidspunkt.

6.9 Simulering av penetreringshastighet og rotasjonsmoment ved regulering av vekt på borekrone

Utifra modellen for forholdene mellom vekt på borekrone og rotasjonsmoment og penetreringshastighet, ble det simulert hvordan disse tilstandene påvirkes av regulering med hensikt å oppnå noenlunde konstant vekt på borekrone. Denne simuleringen gjøres med statisk vekt på borekrone 100 kN og rotasjons hastighet 100 RPM, og jeg velger å bruke verdiene for modellparametrene som i 3.3.



Figur 6.23: Penetreringshastighet og rotasjonsmoment uten regulering av vekt på borekrone



Figur 6.24: Penetreringshastighet og rotasjonsmoment med foroverkobling og PD regulator

Ved å sammenlikne plottene for penetreringshastighet og rotasjonsmoment med og uten regulering av vekt på borekrone, ser en at når WOB blir regulert så den blir tilnærmet konstant, blir de andre parametrene tilnærmet konstante. Dette fører til bedre og mer effektiv boring. I virkeligheten vil penetreringshastigheten og rotasjonsmomentet også variere med grunnforholdene i brønnen, slik at selv ved konstant WOB, vil ikke disse tilstandene bli konstante. Det optimale reguleringsmålet er derfor kanskje ikke nødvendigvis konstant WOB, men konstant penetreringshastighet eller et kompromiss mellom begge. Mer om dette i diskusjonskapittelet.

Kapittel 7

Diskusjon

Både modellen og regulatoralgoritmene blir diskutert i slutten av kapitlene som omhandler disse. Dette kapittelet bli derfor en oppsummering av dette, samt noen ekstra punkter som er verdt en diskusjon.

7.1 Modellen

Målet med modelleringen var å lage en forenklet modell av borestrengen og heisesystemet for RamRig for å bruke denne til simulering og utvikling av reguleringsalgoritmer for aktiv hivkompensering. Det legges særlig vekt på modellering av friksjons- og trykktapskrefter, som utgjør svakhetene ved det passive kompenseringssystemet. Modellen av disse kreftene er bare en forenkling av virkeligheten og bygger på koeffisienter som er funnet en omtrentlig verdi for, men som ikke er testet ut. Derfor uttrykker ikke modellen det virkelige systemet nøyaktig. Den inneholder likevel de mest sentrale elementene av modellen og uttrykker tendensen til systemet tilstrekkelig til den kan benyttes som grunnlag for utvikling av reguleringsalgoritmer, og en simulering av systemet med reguleringsalgoritme vil sannsynligvis gi en god pekepinn på egnetheten til reguleringsalgoritmen. Modellen anses derfor som gyldig.

7.2 Regulering av vekt på borekrone

Målet med hivkompenseringssystemet er å minske variasjonen i vekt på borekrone som følge av hivbevegelsene. Simuleringen av modellen viser at det passive hivkompenseringssystemet bare kompensere for ca 70% av hivbevegelsene. En løsning på dette kan være en aktiv kompenseringssalgoritme i form av en PID regulator. Dette forbedrer kompenseringen, men ikke tilstrekkelig. Modellen inneholder vesentlige ulineære elementer, og en bedre løsning er nok derfor å kompensere for ulinearitetene før de finner

sted. I tillegg kan derivasjonsleddet av regulatoren kunne føre til ustabilitet hvis det implementeres på det reelle systemet. En svakhet er også at det brukes unødvendig mye energi på å redusere bølgesvingningene som følge av borestrengens dynamikk, når disse svingningene uansett gir mindre utslag på bunnen av borestrengen enn de gjør på toppen, siden en del av svingningene vil forsvinne når de forplantes nedover borestrengen. Reguleringsalgoritmen bør heller forminske effekten av de ulineære friksjonskreftene som forårsaker svingninger i borestrengen. Hvis disse friksjonskreftene kompenseres godt nok vil det lille som er igjen av svingninger mot brønnbunnen være små og uten stor betydning.

Foroverkobling av hivet med PD regulator så derimot ut som en bedre løsning fordi den kompenserer for mye av friksjons- og trykktapskreftene før de påvirker systemet. De kreftene som ikke blir kompensert for på grunn av unøyaktig modellering, blir håndtert av PD regulatoren. Ved små modelleringsfeil viser simuleringen at denne algoritmen i kombinasjon med det passive systemet kompenserer for ca. 95% av hivbevegelsene, noe som bør anses som tilstrekkelig. Den har også gode stabilitetsmarginer. Denne algoritmen utpeker seg derfor som den beste av de utprøvede algoritmene. Algoritmen ble også simulert med større modelleringsfeil, da ble kompenseringen mindre bra enn med små modelleringsfeil, men resultatet ble likevel bedre enn uten PD regulator og mye bedre enn uten aktiv kompensering i det hele tatt. De samme ulempene med sjanser for ustabilitet på grunn av derivatorleddet av PD regulatoren gjelder her. I tillegg er denne PD regulatoren justert utifra de simulerte modelleringsfeilene. Det er ikke sikkert denne justeringen vil være den optimale utifra alle modelleringsfeil som måtte oppstå. Men om den ikke skulle være optimal, vil den nok kunne fungere akseptabelt. Denne algoritmen kompenserer for de raskt varierende friksjonskreftene som forårsaker svingninger i borestrengen, ikke selve svingningene. Dette er gunstig med hensyn på energibruk.

Regulering ved akselerasjonstilbakekobling forbedret ikke ytelsen vesentlig i forhold til den passive kompenseringen og er derfor et mindre egnet alternativ for aktiv kompensering

I PD regulatoren som brukes sammen med foroverkoblingsalgoritmen benyttes målingen av posisjonen til stempelet i hovedsynderen som tilbakekobling. Posisjonen til toppen av borestrengen vil i de fleste tilfeller kunne måles. Denne målingen gi et mer direkte bilde på hvor mye borestrengen beveger seg uønsket og kunne kanskje vært brukt som tilbakekoblet tilstand istedenfor stempelposisjonen. På grunn av elastisitet i virene og bøyning av virene rundt trinsene trenger ikke denne posisjonen å bli helt lik sylindereposisjonen. Per idag blir ikke vekt på borekrone målt i dette systemet. Dette ville kreve en avansert teknologi for å få til. Men hvis det i framtiden utvikles

en slik teknologi, ville dette kunne gi en god tilbakemelding på den reelle ytelsen til hivkompenseringsystemet. Kanskje ville også dette signalet kunne bli brukt direkte i en hivkompenseringsalgoritme.

I denne oppgaven gjøres den aktive kompenseringen ved at den aktive akkumulatoren påføres en kraft som beregnes av reguleringsalgoritmen og utføres ved at en strømning ut og inn av kamrene i den aktive akkumulatoren skaper en trykkforskjell mellom disse kamrene. Dette kan sannsynligvis gjøres på andre måter. Det kunne vært interessant å undersøkt om det kan påføres en aktiv kraft direkte på hovedsynderen i stedet, ved å bruke en annen type sylinder med smalere sylindrestang, slik at det kan pumpes olje inn og ut av kammeret ovenfor stempelet for å oppnå ønskelig trykkforskjell over stempelet.

7.3 Penetreringshastighet og rotasjonsmoment

Målet med de utviklede hivkompenseringsalgoritmene i denne oppgaven er å oppnå mest mulig konstant vekt på borekrone. Penetreringshastigheten (ROP) er ofte den viktigste parameteren for å vurdere effektiviteten til et oljeboringsanlegg, og optimalisering av denne vil være et hovedmål. Denne penetreringshastigheten er avhengig av vekt på borekrone. Ujevn vekt på borekrone vil kunne føre til ujevn penetreringshastighet. Men ujevnheter i penetreringshastighet kan også komme av ujevnheter i brønngrunnen (forskjellige bergarter osv.). Dette kan til og med føre til større ujevnheter enn de som skyldes ujevn vekt på borekrone hvis et hivkompenseringsystem er i bruk. Målet for reguleringen trenger derfor kanskje ikke å være mest mulig konstant vekt på borekrone, men at denne varierer på en slik måte at mest mulig jevn penetreringshastighet oppnås. I penetreringshastigheten inngår også hvor ofte borestrengen må trekkes opp på grunn av utskifting av borekrone ved slitasje osv. Vekt på borekrone bør derfor holdes tilstrekkelig konstant til at risiko for sliasje og ødeleggelse av boreutstyr, samt risiko for at boret letter fra havbunnen, er tilstrekkelig liten. Det mest gunstige ville kanskje være å utvikle en reguleringsalgoritme som optimaliserer pådraget med hensyn på både penetreringshastighet og vekt på borekrone. Rotasjonsmoment på borekrona vil på samme måte avhenge av både vekt på borekrone og grunnforholdene i brønnen. Ujevnt rotasjonsmoment kan føre til ujevn penetreringshastighet. Det kunne derfor vært interessant å undersøke hvordan det ville fungere å ha konstant rotasjonsmoment som mål for reguleringen.

Kapittel 8

Videre arbeid

Dette kapitlet tar for seg enkelte anbefalinger til videre arbeid på bakgrunn av diskusjonene og vurderingene i de foregående kapitlene.

Når det gjelder forslaget om å forsøke regulering med konstant penetreringshastighet eller konstant rotasjonsmoment som mål, bør ikke dette ta så lang tid. Når det først er utviklet algoritmer for konstant vekt på borekrone, er det sannsynligvis ikke så mye som skal til for å forandre disse algoritmene til å ikke regulere med konstant vekt på borekrone som mål, men for eksempel tilpasse referansen for hastigheten eller posisjonen til sylindrestempelet på en slik måte at mest mulig konstant rotasjonsmoment eller penetreringshastighet oppnås.

Proporsjonalventilen og pumpen som styrer strømmingen må modelleres, og reguleringsalgoritmen må endres så den styrer ventilåpningen på en slik måte at den tar hensyn til begrensninger i denne ventilen.

For at modellen skal kunne bli mest mulig nøyaktig med hensyn på parametrene, kunne det være interessant å gjøre enkle tester på hivkompenseringssystemet ved å utsette sylindrene for krefter tilsvarende en eventuell hivforstyrrelse, og så måle de resulterende kreftene. På den måten kan kanskje friksjonskoeffisientene og trykktap-koeffisientene tilpasses bedre, samtidig som dette vil kunne gi en viss idé om hvordan kompenseringssystemet vil kunne virke i praksis. Parametrene i PD regulatoren vil også kunne tilpasses best ved å justere dem i forhold til det reelle systemet.

Forslagene om å forsøke med andre reguleringspådrag og andre målinger i reguleringsalgoritmene kan være tidkrevende og bør komme i andre rekke. Dette kan gjøres hvis hivkompenseringen slik som det er gjort i denne oppgaven skulle vise seg å ikke være bra nok, slik at det er nødvendig å finne en annen måte å gjøre dette på.

Kapittel 9

Konklusjon

I denne oppgaven har jeg utviklet en forenklet modell av en borestreng og av RamRig heisesystem. Simuleringen av modellen uten regulering visualiserer en forenkling av det reelle systemet og viser tydelig svakhetene ved det passive kompenseringssystemet. Friksjonskrefter og trykktapskrefter hindrer en fullstendig kompensering av hivet. Det er en viss usikkerhet knyttet til verdiene av friksjonskoeffisientene. I tillegg avhenger simuleringresultatene av situasjonen som simuleres (hiv, ønsket vekt på borekrone, lengde på borestreng osv). Borestrengen som er modellert er bare et eksempel på en borestreng, og svingningene til toppen av borestrengen vil sannsynligvis bli mindre når de forplanter seg nedover borestrengen, slik at de ikke påvirker vekten på borekrona like mye som de gir utslag på toppen av borestrengen.

Forskjellige reguleringsalgoritmer for regulering av vekt på borekrone ble utviklet og analysert ved hjelp av simulering. En reguleringsalgoritme i form av en foroverkobling av hivforstyrrelsen i kombinasjon med en PD regulator i tillegg til det passive kompenseringssystemet, viste seg å være den best egnede av de utprøvde reguleringsalgoritmene. Med denne algoritmen blir kompenseringssystemet vesentlig forbedret i forhold til det rent passive systemet. Simulering under gitte forhold viser at 95 % av hivbevegelsen blir kompensert for (mot 70 % for det rent passive systemet). Denne algoritmen har en fordel framfor en enkel PID regulator blant annet ved at den kompenserer for mye av de ulineære friksjonskreftene før de har en effekt på systemet.

Jeg har i denne oppgaven utviklet en modell som inneholder de mest vesentlige elementene til det reelle systemet og er egnet som utgangspunkt for å utvikle reguleringsalgoritmer og til å simulere disse algoritmene på modellen. Jeg har utviklet en egnet algoritme for regulering av vekt på borekrone for hivkompensering under boring med RamRig. Målet med oppgaven anses derfor som nådd, og oppgaven gir et godt grunnlag for videre arbeid.

Kapittel 10

Referanser

[1] FRAMNES E. Vett og Viten as., 2000, 4. utg.
Plattformtyper og boreutstyr.

[2] Wikipedia
http://en.wikipedia.org/wiki/Drill_string_compensator

[3] KORDE U.A. 1997. Active Heave Compensation on Drill-Ships in irregular waves
Ocean Engineering, vol 25, no 7 pp. 541-561

[4] TUCKER R.W. WANG C., Lancaster University
A simple cosserat model for the dynamics of drill-strings

[5] General Catalogue 2005 Aker Kværner MH AS
www.marhyd.com

[6] Instruction Manual RamRig Active Accumulator

[7] DALMAIJER, J.W., KUIJPERS M.R.L. IHC Gusto Engineering B.V.
Rexroth Hydrodyne B.V, 2003
Heave compensation system for deep water installation

[8] OLSSON H. et al. 1997. Friction Models and Friction Compensation

[9] Dynamica AS. Heave compensation: control of offshore cranes and drilling equipment
www.dynamica.no/n/hcc_index.html

- [10] BØE F.G. 1992. Hovedoppgave NTNU: Hiv kompensering av borestreng
- [11] Dynacraft. Light Subsea Intervention System
- [12] Seatex MRU Users Manual
- [13] SKOGERBØ P. 1998. Hovedoppgave Høgskolen i Telemark: Modellering, regulering og simulering av hiv-kompensering med hydraulisk heisespill
- [14] BALCHEN J.G., ANDRESEN T., FOSS B.A, 2003
Institutt for teknisk kybernetikk, NTNU
Reguleringsteknikk
- [15] EGELAND O, GRAVDAHL J.T., 2002, Marine Cybernetics
Modeling and Simulation for Automatic Control
- [17] Ocean Drilling Program, 2002. Active Heave Compensator
oceandrilling.org
- [18] SEED. Drilling from the JOIDES Resolution
www.seed.slb.com/en/scictr/watch/joides/drilling2.htm

Tillegg A

Verdier for parametre

A.1 Heisesystem

| Parameter | Forklaring | Verdi |
|-------------|-------------------------------------------------|---------------|
| D_{CR} | Diameter sylindrestang | 455 mm |
| D_{Ay} | Ytre diameter aktiv akkumulator | 550 mm |
| D_{Ai} | Indre diameter aktiv akkumulator | 540 mm |
| P_{pa} | Pumpetrykk på akkumulatorsiden | 207 bar |
| M_{AA} | Masse stempel og stempelstang aktiv akkumulator | 4 mT |
| M_{CR} | Masse sylindrestang hovedsyylinder | 11 mT |
| β | Bulk Modul | $1.6 * 10^9$ |
| V_{10} | Initialvolum topp aktiv akkumulator | $0.0118m^3$ |
| V_{20} | Initialvolum bunn aktiv akkumulator | $0.0118m^3$ |
| f_{valve} | Trykktapskoeffisient i ventilene | $2.21 * 10^6$ |
| f_{cl} | Viskøs friksjonskoeffisient | $500kg/s$ |
| B_p | Viskøs friksjonskoeffisient aktiv akkumulator | $500kg/s$ |
| F_s | Statisk friksjonskoeffisient hovedsyylinder | $600N$ |
| F_d | Tørr friksjonskoeffisient hovedsyylinder | $415N$ |
| f_p | Trykktapskoeffisient i rør | 0.03 |
| l_{tot} | Total lengde av rør | $225m$ |
| $RhoOil$ | Massetetthet til oljen | $760kg/m^3$ |
| V_i | Initialvolum i nitrogentank | $28m^3$ |
| γ | Isotropisk konstant for nitrogen | 1.4 |

Tabell A.1: Verdier for parametre for hver av de fire settene av heisesystemet

A.2 Borestreng

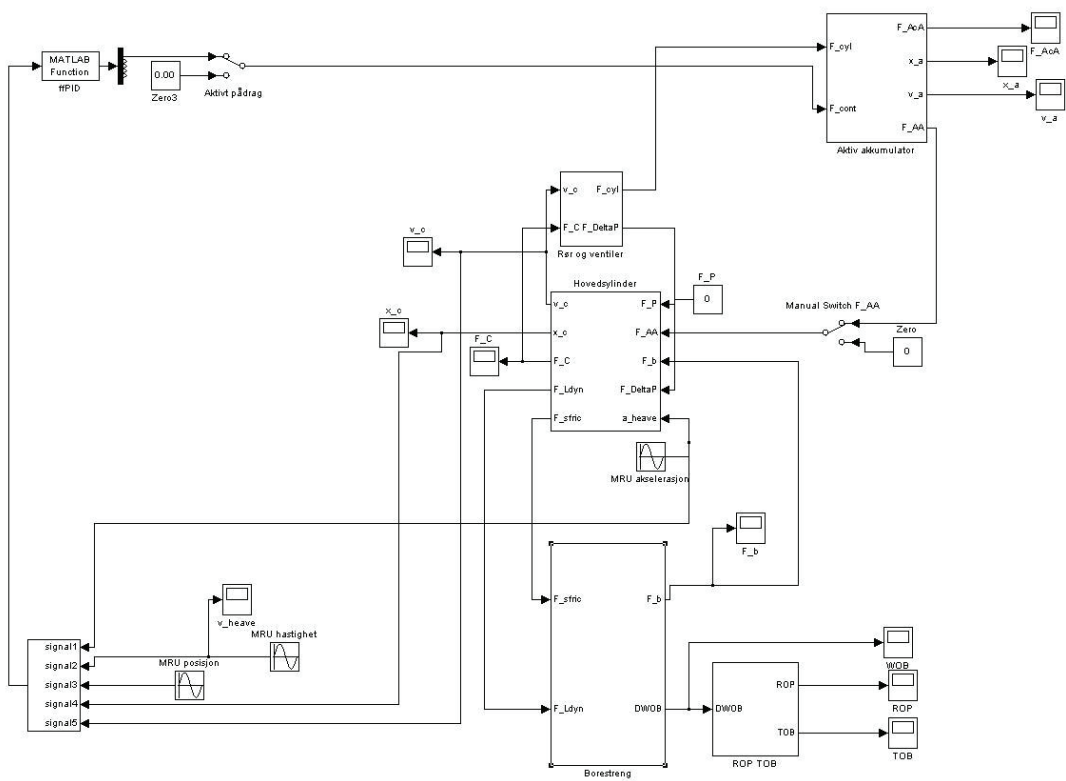
| Parameter | Betydning | Verdi |
|-------------|----------------------------------------------------------|------------------------|
| M_{ds} | Masse av borestreng | 56500kg |
| M_w | Masse av vektrør | 39200kg |
| M_d | Masse av løfteåk og boremaskin | 64000kg |
| L | Lengde av borestreng | 3000m |
| ρ_m | Massetetthet til boreslammet | 2000kg/m ³ |
| ρ_{ds} | Massetettheten til borestrengen, massetettheten til stål | 7860kg/m ³ |
| D_{dy} | Ytre diameter til borestrengen | 0.1016 m |
| D_{di} | Indre diameter til borestrengen | 0.0848 m |
| D_{db} | Diameter til borekrona | 0.5 m |
| E | Elastisitet til borestrengen | 2.1 * 10 ¹⁰ |
| D | Dempningskoeffisient i borestrengen | 350000kg/s |

Tabell A.2: Verdier for parametre borestreng

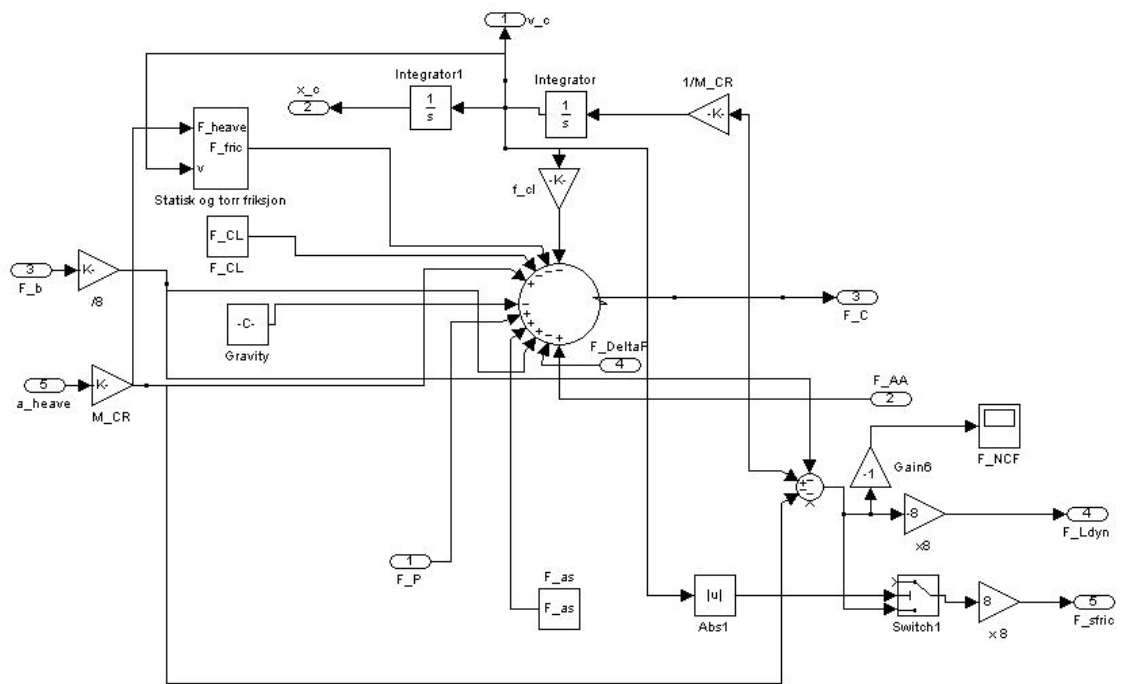
Tillegg B

Matlab filer og Simullink filer

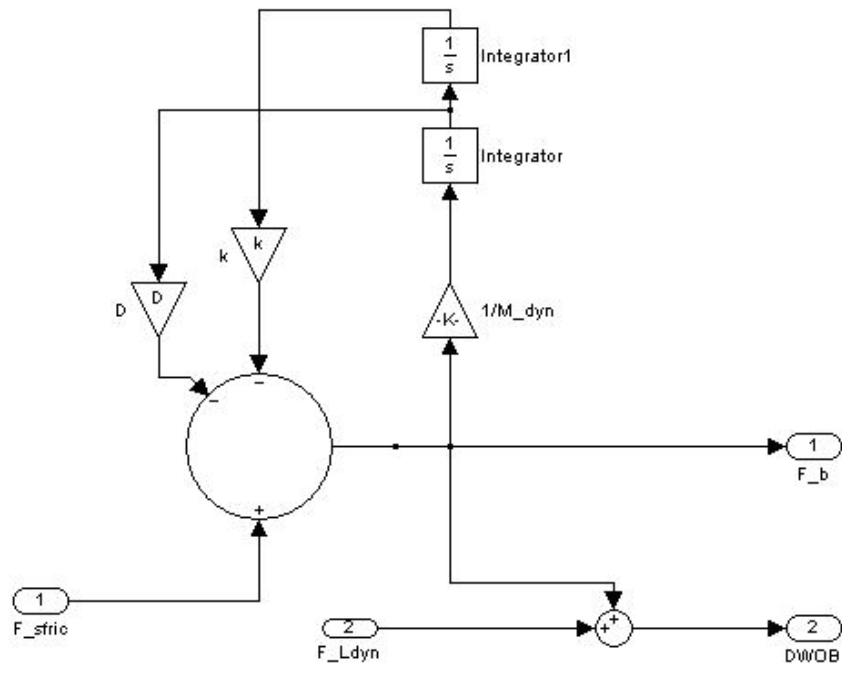
B.1 Simullink modeller



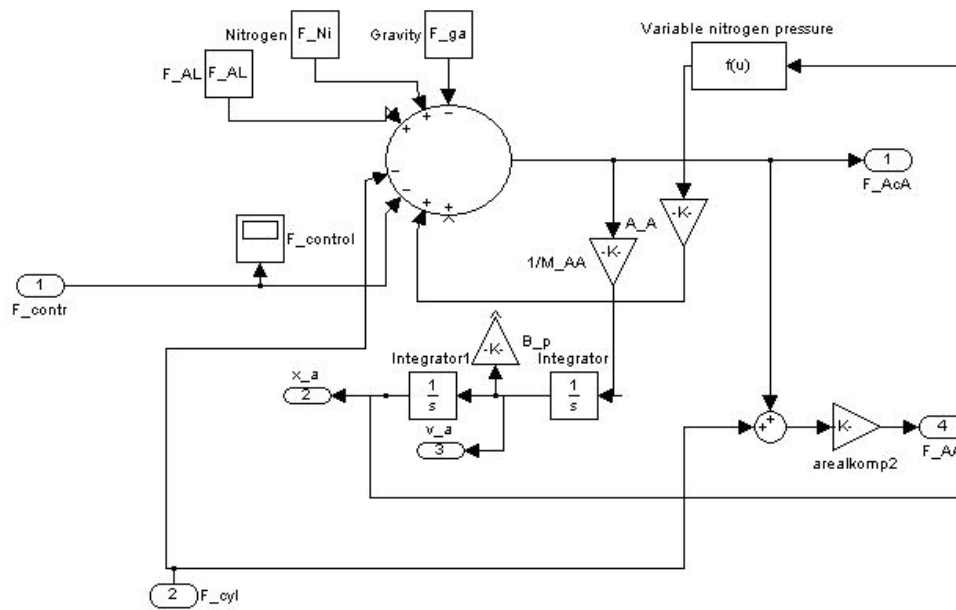
Figur B.1: Hovedmodellen



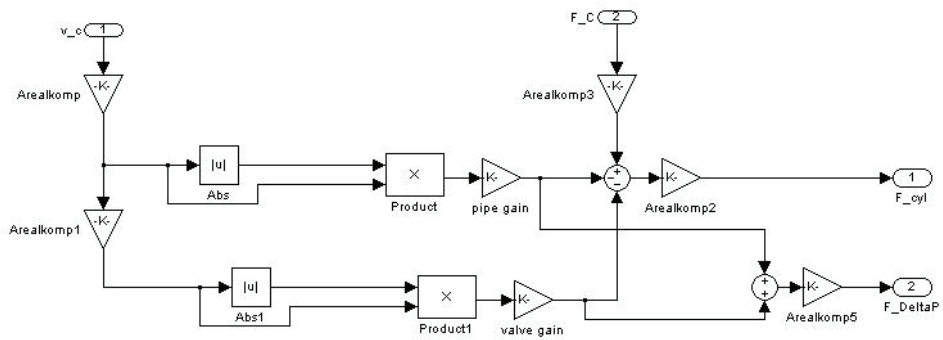
Figur B.2: Undersystem: hovedsylander



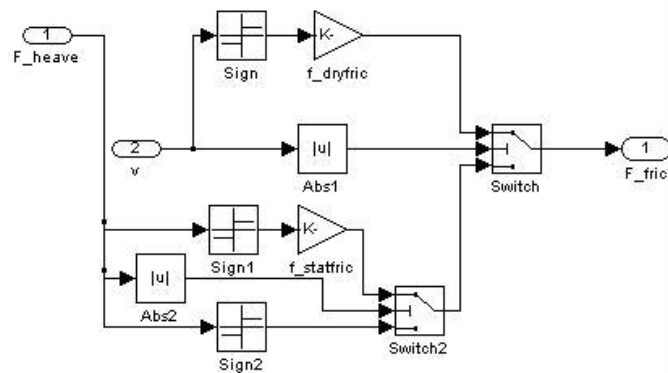
Figur B.3: Undersystem: borestreng



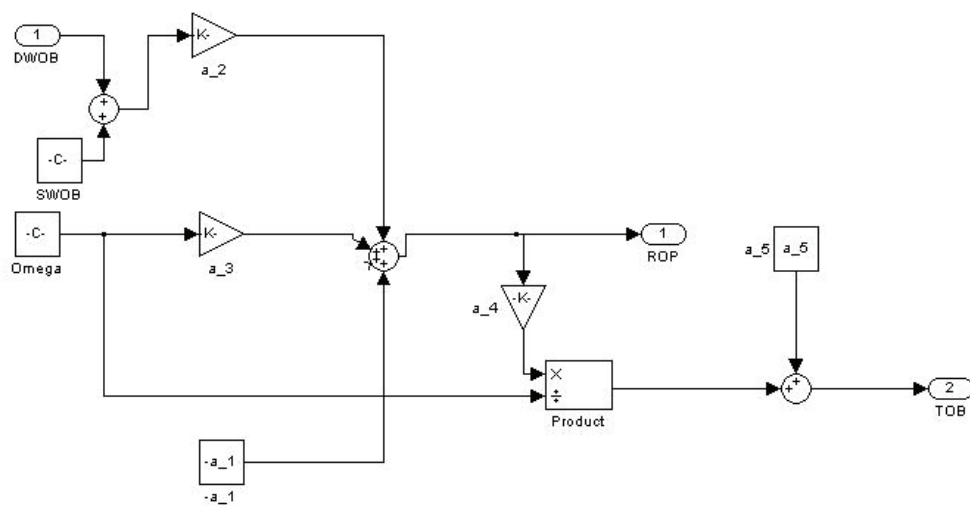
Figur B.4: Undersystem: aktiv akkumulator



Figur B.5: Undersystem: rør og ventiler



Figur B.6: Undersystem: tørr og statisk friksjon



Figur B.7: Undersystem: penetreringshastighet og rotasjonsmoment

B.2 Matlab filer

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Parametre og avledede parametre
%
%init.m
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
clear
global a_ds v_ds x_ds f_cl F_s F_d M_dyn M_CR D k pos_c v_c a_c e F_W timestep i
velocity;
global D_CR A_CR A_AA A_A A_p DeltaP M_AA M_d beta Vi1 Vi2 f_valve B_p pos_a
v_a a_a e_a F_c F_AA F_A F_control DeltaP_control DeltaFP P1_init P1 P1_next P1_der Q;
global K_p Friction;
global x_b v_b a_b F_b F_heave e_i e_p e_d e_dp;
global Statfric velocity_last f_statfric velocity_c P_N f_valves DeltaP V_i;

%Hydraulikkmodell
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

D_CR=455*10^-3; %Diameter sylinderstempel (m)
A_CR=(455*10^-3/2)^2*pi; %Areal stempel hovedsyylinder (m^2)
A_AA=((550*10^-3/2)^2*pi-(540*10^-3/2)^2*pi); %Areal kamre aktiv akkumulator (m^2)
A_A=(550*10^-3/2)^2*pi; %Areal aktiv akkumulator

A_p=0.1^2*pi; %Areal rør aktiv akkumulator (m^2)

L_tot=225; %Lengde av rør mellom hovedsyylinder og aktiv akkumulator (m)
f_p=0.03; %Trykktapskoeffisient
RhoOil=760; %Massetthet til oljen (kg/m^3)
DeltaP=f_p*L_tot*RhoOil/(2*0.2^2); %Trykktap i rør (Pa)
M_AA=4000; %Masse av stempel aktiv akkumulator (kg)

M_CR=11000; %Masse av stempel hovedsyylinder (kg)
M_d=64000; %Masse av lofteak og boremaskin (kg)
g=9.81; %gravitasjonskonstant (m/s^2)

beta=1.6*10^9; %Bulk modul
P1_init=207*10^5; %initialtrykk i kamrene til aktiv akkumulator (Pa)
P_init=207*10^5; %initialtrykk i kamrene til aktiv akkumulator (Pa)

Vi1=0.0469; %initialvolum i kammer 1 til aktiv akkumulator (m^3)
%Vi1=0.0118; %initialvolum i kammer 1 til aktiv akkumulator (m^3)
%Vi2=0.0118; %initialvolum i kammer 1 til aktiv akkumulator (m^3)
Vi2=0.0469; %initialvolum i kammer 2 til aktiv akkumulator (m^3)

f_valve=0.1*2.21*10^7; %trykktapskoeffisient i ventilene
```



```
omega=0.628; % frekvensen til hivet (rad/s)
Omega=100; %Rorasjonshastighet (RPM)
```

```
%tørre og statiske friksjonskoeffisienter
f_statfric=600;
f_dryfric=415;
f_statfricAA=500;
f_dryfricAA=250;
```

```
timestep=0.01;
zero_velocity=0.05;
```

```
F_d=f_dryfric;
F_s=f_statfric;
```

```
%initialisering av variabler
```

```
v_c=0;
a_c=0;
pos_c=0.8;
a_ds=0;
v_ds=0;
x_ds=0;
e=0;
```

```
v_a=0;
a_a=0;
pos_a=-1.8;
e_a=0;
```

```
v_b=0;
a_b=0;
x_b=0;
F_b=0;
F_heave=0;%-8290;
Friction=0;
```

```
F_control=0;
```

```
P1=P1_init;
```

```
K_p=0.9;
```

```
e_i=0;
e_p=0;
e_d=0;
e_dp=0;
```

```
velocity_last=0.6;  
Statfric=0;  
  
velocity_c=0;  
i=1;
```

Figur B.8: init.m

Filene som følger er for foroverkoblingsalgoritmen med PD regulator. Filene for de andre algoritmene finnes i de digitale vedleggene.

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%ffPIDalgorithm
%
%Feedforward+PD algorithm
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
function u_ff=ffPID(u)

a_MRU=u(1); %MRU acceleration
v_MRU=u(2); %MRU velocity
x_MRU=u(3); %MRU position
pos_cyl=u(4); %cylinder position
v_cyl=u(5); %cylinder velocity

global e Friction a_ds v_ds x_ds v_c pos_c a_b v_b x_b timestep zero_velocity f_cl F_d F_s
M_dyn D k M_CR F_ds F_W a_c i velocity;
global D_CR A_CR A_AA A_A A_p DeltaP M_AA M_d beta Vi1 Vi2 f_valve B_p F_AA
F_A F_c F_control a_a v_a pos_a e_a DeltaFP DeltaP_control P1_init P1 P1_next P1_der Q;
global v_f x_f K_v e_v K_f F_b F_heave e_i e_p e_d F_pipes;
global P_N f_valves DeltaP V_i;

F_heave=M_CR*a_MRU; %heaveforce

%calculation of static friction
if abs(F_heave)<F_s
    F_static=F_heave*sign(F_heave);
else
    F_static=F_s*sign(F_heave);
end

%cylinder
if abs(v_c) < 0.05 %static friction

    a_c=(F_heave-0.5*F_b-f_cl*v_c-F_pipes-F_static-Friction)/M_CR;

else

    a_c=(F_heave-0.5*F_b-f_cl*v_c-F_pipes-F_d*sign(v_c)-Friction)/M_CR;

end

F_c=a_c*M_CR;

%pipes and valves

```



```

F_pipes=(A_p/A_CR)*((DeltaP*A_p+4*f_valve*A_p*A_p^2)*abs(v_c*A_CR/A_p)*(v_c*
A_CR/A_p));

%calculation of friction

if abs(v_c) < 0.05 %static friction
    Friction=F_static-f_cl*v_c-F_pipes;

    F_b=2*(F_c+0.5*F_b-F_heave)-k*x_b-D*v_b;

else
    Friction=-F_d*sign(v_c)-f_cl*v_c-F_pipes; %dry friction
    F_b=-k*x_b-D*v_b;

end

%estimation of velocity and position
v_c=v_c+a_c*timestep;
pos_c=pos_c+v_c*timestep;

%drill string
a_b=F_b/M_dyn;

v_b=v_b+a_b*timestep;
x_b=x_b+v_b*timestep;

%PID
e=pos_cyl-x_MRU;
e_d=v_cyl-v_MRU;
e_i=e_i+e*timestep;

%calculation of control force
F_PID=23500*e_d;
F_control=-Friction*A_CR/A_A-F_PID*A_CR/A_A;

u_ff=zeros(1,1);

u_ff(1)=F_control;
u_ff(2)=pos_c;
u_ff(3)=F_pipes;
u_ff(4)=e_d;
u_ff(5)=e;

```

Figur B.9: fPID.m

```

%plotsffPID.m
%
%this file makes plots for the feedforward+PID algorithm
%

subplot(2,2,1);
plot(vel_c.time,vel_c.signals.values);
title('Hastighet til hovedsyylinder');
xlabel('Time (s)');
ylabel('Hastighet (m/s)');
grid

subplot(2,2,2);
plot(x_c.time,x_c.signals.values);
title('Posisjon til hovedsyylinder');
xlabel('Time (s)');
ylabel('Posisjon (m)');
grid

subplot(2,2,3);
plot(F_control.time,F_control.signals.values);
title('Pådragskraft i aktiv akkumulator');
xlabel('Time (s)');
ylabel('Kraft(N)');
grid

subplot(2,2,4);
plot(NCF.time,NCF.signals.values);
title('Ukompensert friksjon i sylindren');
xlabel('Time (s)');
ylabel('Kraft (N)');
grid

figure

plot(dWOB.time,dWOB.signals.values);
title('Variasjon i WOB');
xlabel('Time (s)');
ylabel('Kraft (N)');
grid

figure
subplot(2,1,1);
plot(ROP.time,ROP.signals.values);
title('Penetreringshastighet');
xlabel('Time (s)');

```

```
ylabel('Hastighet (m/s)');
grid

subplot(2,1,2);
plot(TOB.time,TOB.signals.values);
title('Rotasjonsmoment');
xlabel('Time (s)');
ylabel('Moment (Nm)');
grid

figure
plot(vel_c.time,vel_c.signals.values,'--
rs',v_heave.time,v_heave.signals.values,'.',MarkerSize,1);
title('Sylinderhastighet og hivhastighet for hivperiode 2.5 s');
xlabel('Time (s)');
ylabel('Hastighet (m/s)');
legend('Sylinderhastighet','Hivhastighet');
grid
```

Figur B.10: ffPIDplots.m

Tillegg C

Simuleringsprosedyre

For å simulere modellen og de forskjellige reguleringsalgoritmene, kan følgende prosedyre følges (Simuleringen er gjort i Matlab 6.1):

Simulering av modell

- Kjør filen init.m
- Kjør modellen model.mdl
- Hvis plot ønskes, kjøres filen plots.m

Simulering av modell med foroverkobling og PD regulator

- Kjør filen init4.m
- Kjør modellen ffPID.mdl
- Hvis plot ønskes, kjøres filen plotsffPID.m

Simulering av modell med foroverkobling

- Kjør filen init4.m
- Kjør modellen ff.mdl
- Hvis plot ønskes, kjøres filen plotsff.m

Simulering av modell med PID

- Kjør filen init.m
- Kjør modellen PID.mdl

- Hvis plot ønskes, kjøres filen plotsPID.m

Simulering av modell med akselerasjonstilbakekobling

- Kjør filen init.m
- Kjør modellen AK.mdl
- Hvis plot ønskes, kjøres filen plotsAK.m

Tillegg D

Digitale vedlegg

Vedlagt på CD (og som ZIP-fil levert med masteroppgaven) er følgende filer:

- Matlab filer og Simulink filer
- Rapporten i pdf-format
- LaTeX rapportfiler og figurfiler (kun på CD)