

Norges miljø- og biovitenskapelige universitet
Institutt for Matematiske realfag og teknologi

Masteroppgave 2014
30 stp

Fremdrift og energiforbruk for autonom landbruksrobot

Traction and Energy Consumption for an
Autonomous Agricultural Robot

Fredrik Meltzer

FORORD

Denne gradsoppgaven er skrevet som en avslutning av min master i Teknologi – Maskin, prosess- og produktutvikling ved Norges miljø- og biovitenskapelige universitet. Oppgaven er knyttet til et studentprosjekt, bestående av fem studenter fra samme studieretning, som utvikler og bygger en prototype av en mobil landbruksrobot.

Utvikling av roboten kom godt i gang i januar, da vi tilbrakte to uker ved det føderale universitetet i Rio de Janeiro (UFRJ). Universitet har god erfaring med utvikling og bygging av roboter, og ansatte såvel som studenter bisto oss med råd og evaluering av konseptet vårt. Erfaringene deres var særlig til nytte ved valg av motorer og kontrollere som er egnet for roboter, da dette er noe ingen av oss hadde erfaring med. Vi kom frem til et endelig konsept for roboten, og fastsatte flere av komponentene i løpet av turen. Vi var klare for å begynne arbeidet med våre individuelle gradsoppgaver da vi reiste hjem til Norge. Oppholdet i Brasil var en fin måte å få unnagjort mye av gruppearbeidet som var nødvendig i oppstartsfasen, og bidro til å knytte prosjektgruppen sammen.

Vi ønsket å få et innblikk i hva slags ytelse og rekkevidde vi kunne forvente av roboten, derfor tar min oppgave for seg utfordringene knyttet til kjøring i terreng . Dette er ikke et felt jeg hadde kunnskap om fra før, men jeg ønsket å lære mer om det. Arbeidet har vært svært interessant, og det har derfor vært lett å holde motivasjonen oppe under arbeidet med oppgaven. Jeg er nå veldig spent på hvor godt beregningene mine vil stemme overens med robotens faktiske prestasjoner, når den er klar for testkjøring.

Prosjektet ble tildelt et stipend på 40 000 kroner fra NJF Norge. Besøket vårt til universitetet i Rio de Janeiro ble dekket av CAPES-SIU. Jeg ønsker å takke begge for bidragene deres til prosjektet vårt.

Jeg vil rette en stor takk til min hovedveileder førsteamanuensis Pål Johan From for støtte og veiledning, både på prosjektet og oppgaven. Jeg vil også takke førsteamanuensis Geir Terjesen for råd og samtaler knyttet til kjøretøy, de andre medlemmene av prosjektgruppen som har gjort dette prosjektet mulig, og Kirsten Økland Meltzer for hjelp med korrekturlesing.

Ås, 15. mai 2014

Fredrik Meltzer

SAMMENDRAG

Denne oppgaven omhandler en prototype for en mobil elektrisk landbruksrobot, som utvikles og bygges ved Norges miljø- og biovitenskapelige universitet våren 2014. Målet med roboten er at den ved hjelp av en utskiftbar verktøysmodul, skal kunne utføre flere forskjellige arbeidsoppgaver. Den skal utstyres med en datamaskin og sensorer, slik at den kan kjøre og arbeide uten behov for menneskelig tilstedeværelse. Vårt prosjekt fokuserer på rammen og det som skal til for autonom kjøring.

Roboten har 4 hjul med en diameter på 0,4m, lengden på roboten er 1,1m, bredden er på 1,7m, og vekten er omtrent 150kg. Det er tatt utgangspunkt i at roboten skal kunne ha med seg en nyttelast på 150kg, som gir en totalvekt på rundt 300kg. Energikilden vil være to 48V batterier med en samlet ladning på 60Ah. Disse skal levere energi til motorer, kontrollere og sensorer. Hvert hjul har en motor for fremdrift og en servomotor for styring, som gir totalt 8 motorer på roboten. Fremdriftsmotorene har en merkeytelse på 600W, og leverer dreiemoment til hjulene gjennom et reduksjonsgir med forhold 60:1. Kraftoverføringen mellom motor og aksling gjøres med reimdrift.

For en robot som skal brukes i landbruket, vil forholdene på jordet være avgjørende for hvordan den presterer. Ulike måter å karakterisere terrenget og modellere hvordan det påvirker et kjøretøy, har blitt undersøkt. Metoder for å måle terrengets mekaniske egenskaper er beskrevet for å gi en forståelse av jordparametrene som brukes i beregningene.

Basert på komponentene som ble valgt, har jeg beregnet hvordan roboten vil prestere som funksjon av endringer i jordstyrke. Hastighet, operasjonstid, energiforbruk, rekkevidde, arbeidsareal som kan dekkes og maksimal stigning som kan kjøres opp, er blitt beregnet for jordstyrker som går fra myk til fast jord, uttrykt ved *cone index*. Det er også beregnet hvordan prestasjonene til roboten vil forandre seg hvis batterikapasiteten dobles. Rekkevidden til roboten øker med 70% under de vanskeligste kjøreforholdene, og 75% ved de letteste kjøreforholdene, nok til at jeg mener det er en oppgradering det er verd å gjøre.

En verktøysmodul for såing av korn er en av de første verktøysmodulene vi tenker skal utvikles. Denne er derfor brukt i oppgaven for å illustrere robotens prestasjoner. Når roboten går som såmaskin, er maksimal fremdriftskraft 1,51kN, som gjør at roboten vil kunne klatre en stigning på 26,5°. Ved vanlig kjøring vil batteriene måtte levere 232W, hastighet vil være 3,4km/h, den kan kjøre i 12,4 timer, som gir en rekkevidde på 41,7km. Arealet den kan dekke er på 70,9 dekar. Ved doblet batterikapasitet kan den kjøre i 21,4 timer, som gir en rekkevidde på 71,8km, og areal som kan dekkes blir 122,0 dekar. Robotens maksimale ytelse og energiforbruk ved normal kjøring er tilfredsstillende, selv i myk jord. Den kan kjøre i 7,8 timer under de vanskeligste forholdene jeg har beregnet, og det mener jeg er lenge nok til at det er realistisk å bruke den i landbrukssammenheng.

ABSTRACT

This master thesis is part of project that is developing an agricultural robot at the Norwegian University of Life Sciences, during the spring of 2014. The goal is to create an autonomous robot that can complete different tasks related to agriculture. The robot will be equipped with interchangeable tool modules.

The robot has 4 wheels with a diameter of 0,4m, it is 1,1m long, 1,7m wide, and weights about 150kg. The robot will have a container which can hold 150kg of product, so the total weight will be around 300kg. Energy source for the robot will be two 48V batteries, with an electric charge of 60Ah. These will supply energy to the motor, controllers and sensors. Each wheel has two motors, one for propulsion and one for steering. The propulsion motors are 600W, and deliver torque to the wheel through a reduction gear with ratio 60:1.

Performance of an agricultural robot will be dependent on terrain conditions. Different ways in which the terrain affects vehicles have been studied as part of this thesis. Ways to measure terrain properties are also described to give an understanding of the soil parameters that are employed in the calculations.

I have calculated the impact varying soil conditions will have on the robots performance, based on the components we choose. Speed, operating time, energy consumption, range, and steepest slope the robot can climb; have been calculated at different soil strengths. Soil strength is expressed using cone index. The performance with doubled battery capacity has also been studied. Range with double capacity will increase between 70% and 75% depending on soil strength and slip.

A tool module for planting is one of the first we plan to develop. For that reason, performance in conditions similar to planting, have received more focus. During planting the maximum thrust of the robot will be 1,51kN, which will enable it to climb a 26,5° slope. Driving on flat ground, at a speed of 3,4km/h, the robot needs 232W delivered to the motors. The range will be 41,7km, and it can cover an area of 70,9 decares. With doubled battery capacity the range increases to 71,8km and gives an operating time of 21,4 hours.

INNHold

1.	INNLEDNING	1
1.1.	Bakgrunn	1
1.2.	Robotprosjekt.....	2
1.2.1.	Prosjektbeskrivelse	2
1.2.2.	Konsept	3
1.2.3.	Prosjektgruppe.....	4
1.3.	Problemstilling	5
1.4.	Målsetninger og begrensninger	5
1.4.1.	Hovedmål	5
1.4.2.	Delmål	5
1.4.3.	Begrensninger	5
2.	TEORI.....	6
2.1.	Terreng	6
2.1.1.	Modellere terreng.....	6
2.1.2.	Måling av terrengets egenskaper	9
2.2.	Kjøretøy.....	11
2.2.1.	Aerodynamisk motstand.....	12
2.2.2.	Bevegelsesmotstand	12
2.2.3.	Trekraft.....	12
2.2.4.	Fremdriftskraft.....	13
2.2.5.	Slip.....	13
2.3.	Hjul – terrenginteraksjon	14
2.3.1.	Empirisk metode	14
2.3.2.	Parametrisk analyse.....	20
3.	ROBOTBESKRIVELSE	26
3.1.	Ramme	26
3.1.1.	Verktøysmodul.....	28
3.2.	Fremdrift	28
3.3.	Styring	30
3.4.	Batteripakker.....	30
3.5.	Hjul og dekk.....	31

3.6.	Beregningsgrunnlag.....	32
4.	YTELSE OG ENERGIFORBRUK.....	34
4.1.	Maksimal fremdriftskraft.....	34
4.2.	Metodevalg.....	35
4.3.	Brixius ligninger	36
4.3.1.	Parameter verdier	36
4.3.2.	Jordstyrke	37
4.3.3.	Ytelse ved merkemoment	39
4.3.4.	Energiforbruk og rekkevidde.....	43
5.	DISKUSJON.....	50
5.1.	Maksimal fremdriftskraft.....	50
5.2.	Kjøreegenskaper	50
5.3.	Energiforbruk.....	51
5.4.	Rekkevidde	52
5.5.	Usikkerhet.....	53
6.	KONKLUSJON	54
6.1.	Resultater	54
6.2.	Videre arbeid	54
7.	KILDER.....	56
	VEDLEGG.....	58

SYMBOLFORKLARING

A	areal
ACI	<i>After-Traffic Cone Index</i>
a	akselerasjon
B_n	<i>Mobility Number</i>
$B_{n,f}$	<i>Mobility Number</i> forhjul
$B_{n,r}$	<i>Mobility Number</i> bakhjul
b	bredde
b_x	minste dimensjon på en rektangulær plate eller radius på en sirkulær plate
$C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6$	Brixius <i>traction</i> koeffisienter
CI	<i>Cone Index</i>
c	kohesjon
D, d	diameter
E	energi
e	grunntall for den naturlige logaritmen
F	fremdriftskraft
F_f	fremdriftskraft forhjul
F_r	fremdriftskraft bakhjul
F_d	trekkraft
g	tyngdeakselerasjon
h	høyde
K	parameter for skjærdeformasjon
k_c, k_ϕ	trykk – synking parametere i Bekker ligningen
k_e	<i>tyre flexing resistance</i> koeffisient
l_t	kontaktlengde dekk
$l_{verktøy}$	verktøyslengde
M	dreiemoment som virker på hjulet
M_e	dreiemoment motor
$M_{e,f}$	dreiemoment motor forhjul
$M_{e,r}$	dreiemoment motor bakhjul
m	masse
n	eksponent for synking
n_e	turtall motor
P	effekt

$P_{inn,f}$	effekt motor på forhjul trekker
$P_{inn,r}$	effekt motor på bakhjul trekker
P_{total}	total effekt trukket fra batteri
$P_{ut,f}$	effekt motor på forhjul leverer
$P_{ut,r}$	effekt motor på bakhjul leverer
p	trykk
p_c	trykk som følge av <i>carcass stiffness</i>
p_g	gjennomsnittlig bakkestrykk
p_{gcr}	kritisk bakkestrykk
p_i	lufttrykk i dekk
R	motstand
R_a	aerodynamisk motstand
R_c	kompaksjonsmotstand
R_f	<i>tyre flexing resistance</i>
R_g	motstand fra stigning i terrenget
R_{ob}	motstand fra hindringer
R_t	motstand fra hjul – terreng interaksjon
R_v	bevegelsesmotstand
$R_{v,f}$	bevegelsesmotstand forhjul
$R_{v,r}$	bevegelsesmotstand bakhjul
r	rulleradius
S	<i>slip</i>
t	tid
V	hastighet kjøretøy
V_t	teoretisk hastighet
W	Last, vekt
x	rekkevidde
z	synking
z_e	synking til hjul i elastisk operasjonsmodus
z_r	synking til hjul i stiv operasjonsmodus
α	kontaktvinkel hjul
δ	avbøying dekk
η	virkningsgrad
η_m	virkningsgrad motor
η_t	mekaniske effektivitet mellom motor og hjul,
θ_0	kontaktvinkel
θ_s	vinkel på stigning terreng

ξ	reduksjon til gir
ρ	masse tetthet til luft
σ	normalspenning
τ	skjærspenning
ϕ	vinkel for skjærmotstand
ω	vinkelfrekvens
ω_e	vinkelfrekvens motor

1. INNLEDNING

Dette kapitlet vil gi en introduksjon av prosjektet som oppgaven er skrevet for, og bakgrunn for utviklingen av en mobil landbruksrobot. Her vil jeg også presentere oppgavens problemstilling, og målsetningene og begrensningene som ligger til grunn for oppgaven.

1.1. Bakgrunn

Etter hvert som befolkningen på jorden vokser, vil etterspørselen etter mat, rent drikkevann, og andre produkter som er nødvendige for å overleve, øke i takt med antallet mennesker. Dermed er det et stort behov for mer matproduksjon og bedre effektivitet knyttet til landbruk. Når lønnskostnadene stiger, vil lønnsomheten ved å drive landbruk gå ned. Ved å gjøre arbeidet mer effektivt, og automatisere noen av prosessene, kan man kompensere for økte lønnskostnader. En større andel eldre som ikke jobber i befolkningen, men fortsatt har samme behov for mat, gjør at arbeidskraft kan bli en mangelvare.

Et forsøk på å effektivisere landbruket har ført til tyngre og større maskiner. En stor maskin kan dekke et større område, men vil også føre til økt jordpakking. Over tid vil jordpakking akkumulere, og føre til redusert plantevekst og dårligere avlinger (Jordpakking, 2014). Derfor vil det være gunstigere å bruke mindre og lettere maskiner i jordbruket. Er man avhengig av at arbeidet skjer raskt, kan man heller ha flere små maskiner som arbeider sammen.



Figur 1.1: Traktor med redskap for såing. (Traktor, 2014)

Det kan av forskjellige grunner være ulike forutsetninger for plantedyrking innenfor samme jorde. En stor traktor med et bredt redskap vil behandle hele jordet på samme måte, og dette vil føre til unødvendig bruk av gjødsel og plantevernmidler. Ved bruk av ulike sensorer, kan man få bedre presisjon i landbruket. Med presisjon menes her å gjøre de riktige tiltakene til rett tid på riktig sted (Presisjon, 2014).

Setter vi inn roboter i landbruket, kan flere utfordringer løses. Det er flere oppgaver i landbruket der den som styrer maskinen kun skal kjøre frem og tilbake, til hele jordet er bearbeidet. Dette er tidkrevende og monotont arbeid. Ved å benytte én eller flere roboter til å utføre disse oppgavene, kan man friggi tid bonden kan bruke til annet arbeid. Robotene vil kunne jobbe døgnet rundt. Dette vil, i kombinasjon med at bonden kan gjøre annet arbeid, kunne øke lønnsomheten. Bruker man flere små roboter som arbeider i team motvirker man skadelig jordpakking, som reduserer avlingene. Sensorer som brukes for presisjonslandbruk kan integreres på robotene. Dette vil også kunne øke lønnsomheten ved at det blir mindre sløsing med gjødsel og plantevernmidler.

1.2. Robotprosjekt

Denne delen gir en kort presentasjon av prosjektet som ligger til grunn for oppgaven, og medlemmene i prosjektgruppen.

1.2.1. Prosjektbeskrivelse

Prosjektet ble gjennomført våren 2014, og er et samarbeid mellom 5 masterstudenter ved Norges miljø- og biovitenskapelige universitet. Målet med prosjektet er å designe og bygge en prototype av en mobil landbruksrobot, som kan kjøre autonomt. Vi vil at roboten skal være miljøvennlig, og vi valgte derfor elektrisitet som energikilde. Fokuset på bruk av grønn energi er stort, og med forpliktelsene Norge har til kutt av utslipp frem mot 2020 (Klima, 2014), synes vi ikke det var forsvarlig å bruke fossilt brensel. Det diskuteres også spennende løsninger for produksjon av grønn energi i liten skala. Allerede har en del bønder småkraftverk, som forsyner gården med strøm. Solceller på taket av gårdsbygg er også noe som kan benyttes, for å produsere energi direkte der den skal brukes. Hvis roboten kan forsynes med «gratis» drivstoff vil det spare bonden for en stor utgiftspost, og dermed gjøre roboten mer attraktiv.



Figur 1.2: Bildet av et småkraftverk (Småkraft, 2014)

Vi begynte arbeidet med å sette noen krav vi ønsket at roboten skulle oppfylle. Disse ble brukt som utgangspunkt for å velge konseptløsning. Kravene vi satte var:

- Lav vekt
- Gode kjøreegenskaper på vanskelig underlag
- Modulær – sensorer og redskaper kan legges til eller fjernes etter behov
- Flere roboter skal kunne jobbe sammen i team, basert på jordets størrelse
- Kjøre opp en 30° helling på tørr asfalt

Tabell 1.1: Tidlig forslag til spesifikasjoner

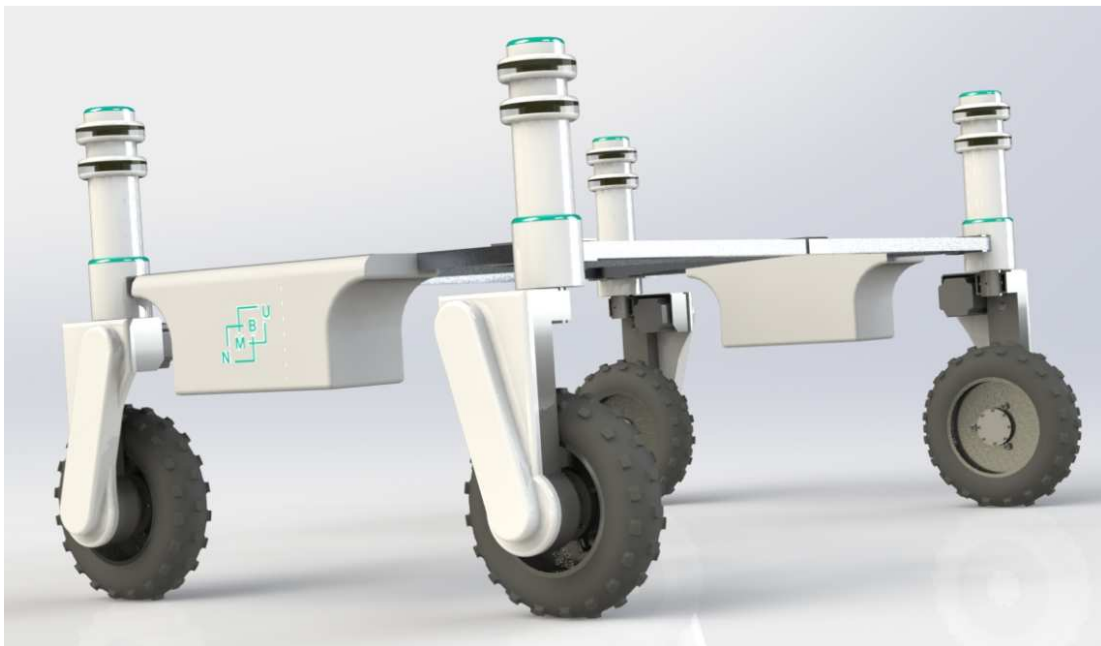
Krav	Verdi
Total vekt med verktøy	150 kg
Hjul diameter	400 mm
Arbeidshastighet	5 km/h
Lengde	1100 mm
Bredde	1700 mm
Minimum bakkeklaring	300 mm

1.2.2. Konsept

Da vi begynte å diskutere hvordan roboten skulle utformes, så vi først på hvordan arbeidsoppgaver i landbruket utføres i dag. Mye av arbeidet består av en traktor som trekker et redskap etter seg. Det har vært liten utvikling utover at redskapene og traktoren har blitt større og tyngre. Vi ønsket en begrenset størrelse på prototypen vi skulle bygge, og fant raskt ut at det var få verktøy på markedet som ville være

passende å trekke etter seg for vår robot. Det virket også for oss som en ineffektiv måte å arbeide på, og vi kom derfor inn på ideen om å motorisere selve verktøyet, heller enn å trekke det etter roboten.

For at roboten skal kunne utføre forskjellige arbeidsoppgaver, må verktøyene enkelt kunne byttes. Vi kom derfor frem til konseptet med en ramme som inneholder alt som er nødvendig for autonom kjøring, med plass satt av i midten til en utskiftbar verktøymodul. En ulempe med dette er at en verktøymodul må designes for hver oppgave roboten skal utføre. Vi ser for oss en standardplattform som alle verktøyene skal bruke som utgangspunkt når de designes. Da kan utstyret på verktøymodulen tilpasses etter oppgaven som skal utføres. Verktøymodulene vil bli utviklet i et senere prosjekt.



Figur 1.3: Rendert fremstilling av roboten

Arbeidsoppgaver vi tror vil være aktuelle for vår robot er blant annet såing, sprøyting av ugress, spredning av kunstgjødsel og innsamling av data. Så lenge ikke oppgavene som utføres krever mye trekkraft, slik som ved pløying, skal det være mulig å utvide oppgavene roboten kan utføre.

1.2.3. Prosjektgruppe

Prosjektgruppen består av 5 studenter på studieretningen master i Teknologi – Maskin, prosess- og produktutvikling. Medlemmene i prosjektgruppen er:

- Marit Kristine Svenkerud
- Lars Grimstad
- Jørgen Torgersen
- Fredrik Blomberg
- Fredrik Meltzer

1.3. Problemstilling

Når vi skal vurdere om en landbruksrobot er hensiktsmessig å ta i bruk, er det avgjørende hvordan den tar seg frem i terrenget der den skal brukes. Fordi den skal gå på elektrisitet, er det også viktig å se på hvor lenge roboten kan arbeide før den må lade eller bytte batterier.

1.4. Målsetninger og begrensninger

Denne delen belyser målene med oppgaven, og begrensningene som er satt for og nå dem.

1.4.1. Hovedmål

Kartlegge robotens ytelse og rekkevidde basert på de ulike komponentene som har blitt valgt for roboten. Dette skal undersøkes som en funksjon av jordforholdene et landbrukskjøretøy kan ventes å møte. Målet skal nås ved hjelp av flere delmål.

1.4.2. Delmål

1. Undersøke metoder for modellering av terrengets innvirkning på et kjøretøys ytelse.
2. Finne motstanden som virker mot et hjuls bevegelse, basert på terrengets mekaniske egenskaper.
3. Se på hvordan rekkevidden påvirkes av økt vekt i form av flere batteripakker, for å se om det er hensiktsmessig å feste på flere batterier.

1.4.3. Begrensninger

I beregningene som er gjort på roboten er det satt følgende begrensninger:

- Vekten til roboten er fordelt likt mellom alle fire hjulene.
- Dynamisk overføring av last til og fra hjulet ved kjøring er ikke beregnet. Kun den statiske lasten på hjulet benyttes.
- Roboten går med konstant hastighet.
- Luftmotstand settes til null, på grunn av robotens lave hastighet.
- Det antas samme *slip* for alle hjulene.
- Roboten beveger seg i en rett linje.
- Energien som går med til styring for å opprettholde rettlinjert bevegelse settes til null.
- Vektreduksjonen som funksjon av at beholderen med nyttelast tømmes, settes til null.
- Energiforbruket til sensorer og kontrollere settes til null.

2. TEORI

I dette kapittelet vil jeg gi innblikk i noen av metodene som brukes for måling og modellering av terreng. For et kjøretøy som ikke skal kjøre på asfalt, er underlaget en mye mer komplisert faktor. Jeg vil også vise kreftene som påvirker et kjøretøy som går i terrenget, og vise metoder for hvordan ytelsen til kjøretøyet kan beregnes.

2.1. Terreng

Motoriserte kjøretøy som forflytter seg over ubearbeidet terreng, har lenge vært i bruk blant annet i landbruk, bygningsindustrien, transport og militære operasjoner. Til tross for store fremskritt i teknologi, baserte utviklingen av terrengkjøretøy seg lenge på prøving og feiling. Det var ikke før Dr. M. G. Bekker publiserte «Theory of Land Locomotion» i 1956, og “Off-the-Road Locomotion” og “Introduction to Terrain Vehicle Systems” på 1960-tallet, at de underliggende prinsippene for mekanikken rundt kjøring over ubearbeidet terreng, fikk mye oppmerksomhet. Dette la grunnlaget for en ny gren innen anvendt mekanikk, som nå har blitt kjent som *terramechanics*. Det kan sammenlignes med rollen til aerodynamikk i utviklingen av fly og romskip, og hydrodynamikkens rolle i utviklingen av båter og skip (Wong, 2010).

Studie av et kjøretøys ytelse sett i sammenheng med miljøet det skal benyttes i, er et viktig fokus i *terramechanics*. Kjøretøyet ytelse er i stor grad avhengig av interaksjonen med terrenget. Det er derfor viktig å forstå mekanikken bak interaksjonen mellom kjøretøy og underlag, når man velger designparametere og kjøretøyskonfigurasjon for en gitt arbeidsoppgave.

2.1.1. Modellere terreng

Det er viktig med en forståelse av hvordan terrenget oppfører seg, når det blir utsatt for belastning fra et kjøretøy. For å kunne beregne maksimal fremdriftskraft for roboten behøves en modell for skjærkapasiteten til terrenget. Bevegelsesmotstanden til et hjul påvirkes i stor grad av jord-kompaksjon, og hvor dypt hjulet synker i jorden. Det har etterhvert blitt utviklet forskjellige metoder for å beskrive terrengets oppførsel ved belastning, men de har ofte begrensninger slik at det kun er noen aspekter av interaksjonen mellom hjul og terreng som kan undersøkes. Det jobbes kontinuerlig med å utvikle metoder som kan modellere et bredere spekter av terrengets egenskaper under belastning (Wong, 2008, 2010).

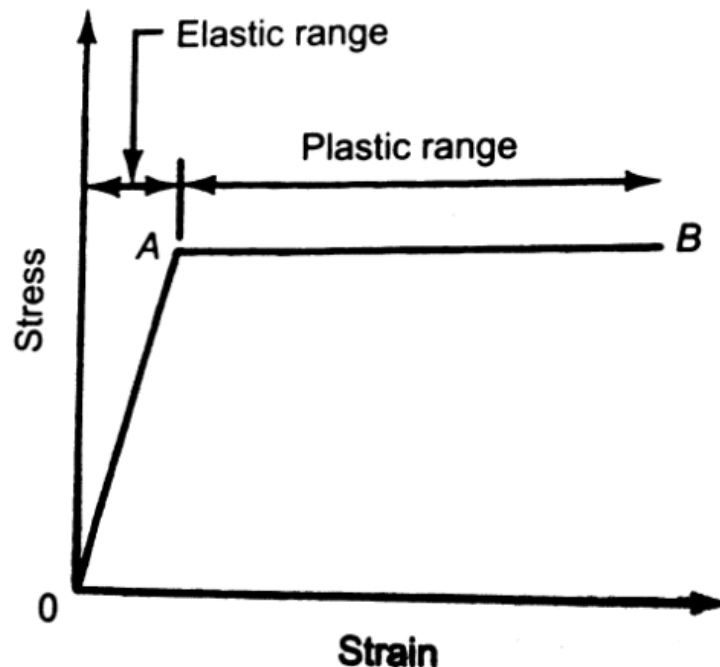
Elastisk medium

Modellering av terreng som et elastisk medium, sammen med elastisitetsteori, har gitt et teoretisk grunnlag for studier av jord-kompaksjon. Terreng med stor tetthet, slik som kompakt sand, kan under noen omstendigheter sammenlignes med et idealisert elastoplastisk materiale som vist i Figur 2.1. Denne modellen er imidlertid bare gyldig for fast jord, med belastning fra kjøretøy som ikke overstiger en gitt grense.

Plastisk medium

Modellering av terrenget som et stivt plastisk materiale, sammen med teorien om plastisk likevekt, har blitt brukt for å estimere maksimum *traction* for terrengkjøretøy, estimering av krefter som virker på et bulldoserblad, eller mønsteret på et traktordekk. Metoden kan brukes til å estimere maksimumskrefter på noe som er i kontakt med jorden, for belastninger jorden tåler. Altså kan vi for eksempel finne den største belastningen terrenget tåler før vi får svikt i terrengmaterialet. Modellen kan ikke brukes for å estimere deformasjon av underlaget, og hvor dypt et hjul vil synke ned i jorden ved kjøring (Wong, 2010), (Goering, 2013).

Når belastningen på en jordoverflate overstiger et visst nivå, vil spenningen i et begrenset område av jorden stige til punktet merket 'A' i Figur 2.1. Ved dette punktet er det plastisk likevekt. Hvis spenningen øker forbi dette punktet, vil vi få plastisk flyt. Overgangen mellom plastisk likevekt og plastisk flyt tilsvarer at jorden svikter.



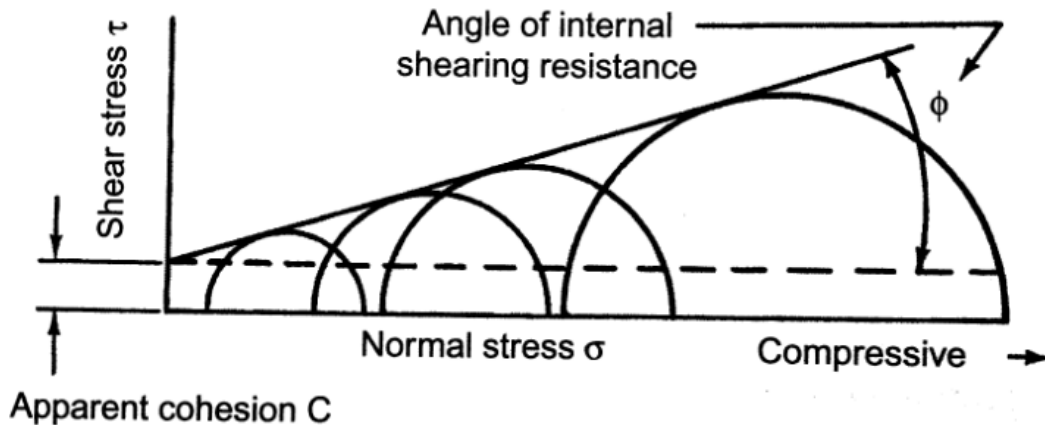
Figur 2.1: Spenning – tøyingsdiagram for et idealisert elastoplastisk materiale (Wong, 2008)

For å beskrive punktet der jorden svikter, kan man benytte *Mohr-Coulomb failure criterion*. Det sier at materialet ved et punkt vil svikte, hvis skjærspenningen i det punktet oppfyller følgende betingelse:

$$\tau = c + \sigma \tan \phi \quad (2.1)$$

Der τ er skjærspenning, c er kohesjon, σ er normalspenningen på skjærflaten, og ϕ er vinkelen for intern skjærmotstand i materialet.

Hvis et stykke med jord utsettes for forskjellig spenningstilstander, kan man konstruere en Mohrs sirkel for hver *mode of failure*, dette er vist i Figur 2.2. Hvis man tegner en strek som tangerer hver av sirklene vil den være gitt av Ligning (2.1).



Figur 2.2: Mohr-Coulomb failure criterion (Wong, 2008)

Fremdriftskraften til et hjul utvikles gjennom skjær av terrengoverflaten. Hvis vi kjenner kontaktflaten til hjulet, og antar at trykket på kontaktflaten er jevnt fordelt, kan vi bruke Ligning (2.1) til å estimere den maksimale fremdriftskraften på underlaget:

$$F_{maks} = \tau \cdot A = (c + \sigma \tan \phi)A = cA + W \tan \phi \quad (2.2)$$

Der A er kontaktflaten til hjulet; produktet av normalspenningen og kontaktflaten er lik den vertikale belastningen på hjulet W . Kontaktflaten A til et hjul kan finnes ved (Rashidi et al., 2013):

$$A = b \cdot l_t = b \cdot 2 \sqrt{d\delta - \delta^2} \quad (2.3)$$

Der b er bredden på dekket, l_t er kontaktlengden til dekket, som kan approksimeres ved hjelp av dekkets diameter uten belastning d , og dekkets avbøying δ .

Critical state soil mechanics

De siste tiårene har det blitt gjort forsøk på å bruke *critical state soil mechanics* for å modellere terrengets oppførsel. Metoden baserer seg på at terrenget er homogent og isotropisk. Den har potensialet til å modellere et bredt spekter av terreng, fra løse til faste forhold. I virkeligheten er terrenget sjelden isotropisk og homogent, og det er derfor funnet få praktiske bruksområder for å studere interaksjonen mellom kjøretøy og underlag i felten med *critical state soil mechanics*.

FEM og DEM

På grunn av fremskrittene som har skjedd innen datateknologi, har det blitt gjennomførbart å modellere terreng med *finite element method* (FEM). Det gjenstår

fortsatt å finne en god måte å bestemme verdier for parametrene til *finite element* modellen, slik at man kan gi en riktig representasjon av terrengets egenskaper. *Discrete element method* (DEM) er en annen metode for terrengmodellering ved hjelp av datamaskiner. DEM mangler også en pålitelig metode for å bestemme verdiene til modellparametrene. I tillegg behøves det millioner av *discrete elements* til modellering av terrenget for en fullskala simulering av interaksjonen mellom kjøretøy og underlag. Dette vil føre til lang simuleringstid, selv på en superdatamaskin.

2.1.2. Måling av terrengets egenskaper

For å kunne vurdere et kjøretøys ytelse på et gitt underlag, er det nødvendig med metoder for å måle og karakterisere terrengets mekaniske egenskaper på stedet der kjøretøyet skal operere. De to vanligste metodene for å måle terrengets egenskaper er *cone penetrometer*- teknikken og *bevameter*- teknikken. Valg av måleteknikk som benyttes er gjerne relatert til metoden som skal benyttes for modellering av interaksjonen mellom kjøretøy og terreng. *Cone penetrometer*- teknikken benyttes vanligvis for å identifisere underlagsforhold når man skal undersøke mobiliteten til et kjøretøy med empiriske metoder. *Bevameter*- teknikken brukes hovedsakelig i metoder ment for detaljert parametrisk analyse av et kjøretøys ytelse og design (Wong, 2010).

Cone penetrometer-teknikk

Teknikken ble utviklet under andre verdenskrig av den amerikanske hæren. Formålet var et enkelt instrument som kunne brukes til å vurdere om terrenget var mulig å krysse for et gitt kjøretøy.

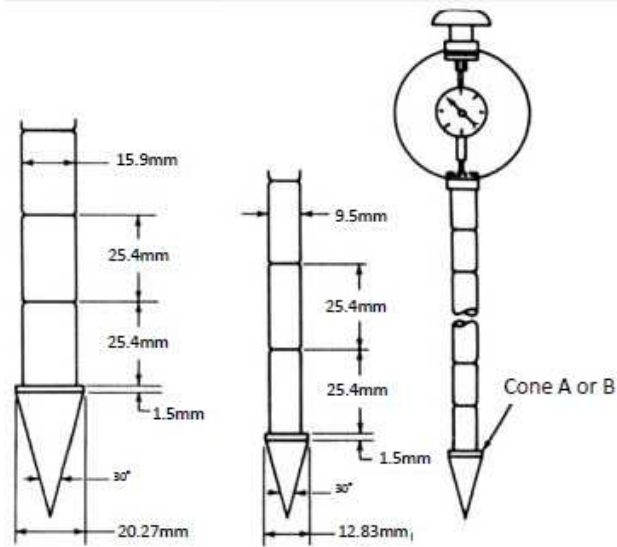
Jordstyrken som måles med *cone penetrometer* er en kombinasjon av jordens trykkfasthet og skjærfasthet. Testen utføres ved å presse en kjegle, med spesifikk størrelse og form, ned i jorden med en bestemt hastighet. Anbefalt penetrasjonshastighet er rundt 3cm/s. Kraften som er nødvendig for å presse kjeglen ned i jorden registreres som en funksjon av dybden. Ved å dele den nødvendige kraften med arealet av kjeglens base, får man et trykk som kalles *cone index* og måles i kN/m². *Cone index* reflekterer en kombinasjon av jordens kompaksjons- og skjærkarakteristikk, men forskjellen mellom dem er vanskelig å differensiere.

For å få gode resultater med *cone penetrometer*-teknikken, er man avhengig av at jorden har noe fuktighet i seg, og ikke er blitt omrørt. Fordi det kan være stor variasjon i testresultatene, kreves det mange målinger (Zoz, 2003), (Goering et al., 2013)

A)



B)



Figur 2.3: A) Måling av jordstyrke med *cone penetrometer* (Navy, 2014). B) Illustrasjon av *cone penetrometer* (Soil, 2014)

Bevamer- teknikk

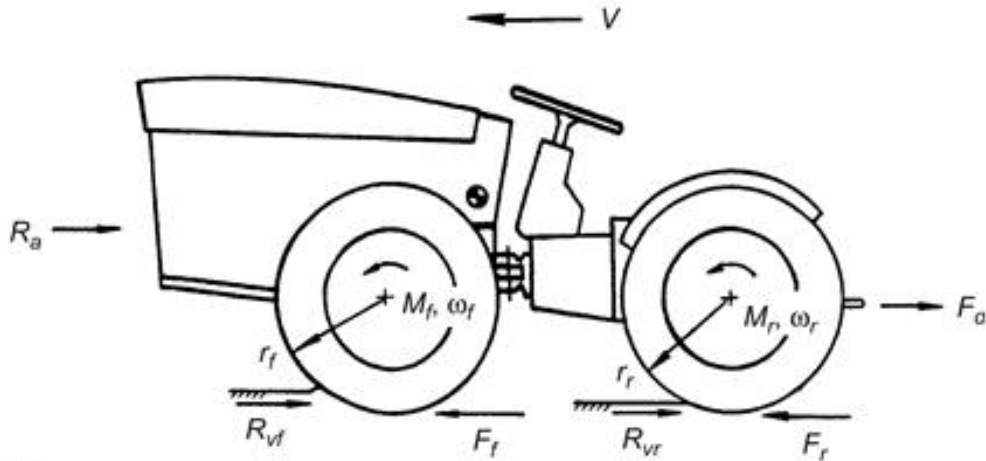
M.G. Bekker var foregangsmann for *bevamer-* teknikken. Tanken bak teknikken er at terrengets mekaniske egenskaper måles best ved lastforhold som ligner de et kjøretøy utsetter underlaget for. Et kjøretøy vil utsette underlaget for både skjærkraft og normalkraft. For å simulere dette bruker *bevamer-* teknikken to separate tester, én for penetrasjon og én for skjær. I penetrasjonstesten måles forholdet mellom trykk og synking ved å presse en plate ned i jorden. Platens størrelse velges slik at den er omtrent lik kontaktflaten til dekket på kjøretøyet man undersøker. Basert på disse målingene kan man predikere hvor dypt kjøretøyet vil synke ned i underlaget, og bevegelsesmotstanden. I skjærtesten måles *shear stress – shear displacement* – forholdet, og skjærfastheten til terrenget. Dette brukes for å estimere *tractive effort – slip* karakteristikken, og kjøretøyet maksimale fremdriftskraft. *Bevameter* brukes til testing av jordprøver på laboratorier, men kan også monteres på kjøretøy for testing i felten.



Figur 2.4: *Bevameter* for måling av jordstyrke (Bevameter, 2014)

2.2. Kjøretøy

Det er flere krefter som påvirker et terrengkjøretøy i bevegelse. I horisontal retning er det aerodynamisk motstand R_a , summen av bevegelsesmotstanden fra for- og bakhjulene $R_v = R_{vf} + R_{vr}$, summen fremdriftskreftene fra hjulene $F = F_f + F_r$, og trekraft F_d .



Figur 2.5: Eksterne krefter som virker på et kjøretøy med hjul (Wong, 2010)

Hvis kjøretøyet beveger seg i en stigning med vinkel θ_s i forhold til horisontalen, er bevegelsen i horisontal retning (langs x-aksen til kjøretøyet) uttrykt ved

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{W}{g} a = F - R_a - R_v - F_d \mp \sin \theta_s = F - R_a - R_v - F_d \mp R_g \quad (2.4)$$

Der m er kjøretøyetets masse, W er kjøretøyetets vekt, d^2x/dt^2 eller a er lineærakselerasjonen til massesenteret i horisontal retning, g er akselerasjonen som følge av gravitasjon, og $W \sin \theta_s$ eller R_g er motstanden som følge av stigningen. $W \sin \theta_s$ eller R_g har negativt fortegn ved kjøring oppover stigninger og positivt fortegn nedover. (Wong, 2010)

Ved å introdusere *inertia force* (aW/g) kan Ligning (2.4) skrives om

$$F = \left(\frac{W}{g} a \right) + R_a + R_v + F_d \pm R_g \quad (2.5)$$

Ved konstant hastighet er *inertia force* null, og Ligning (2.5) forenkles til

$$F = R_a + R_v + F_d \pm R_g \quad (2.6)$$

2.2.1. Aerodynamisk motstand

Aerodynamisk motstand R_a uttrykkes ofte ved

$$R_a = \frac{\rho}{2} C_d A_f V_r^2 \quad (2.7)$$

Der ρ er massetettheten til luft, C_d er en dimensjonsløs aerodynamisk motstandskoeffisient som hovedsakelig kommer av kjøretøyets form, A_f er arealet av fronten på kjøretøyet, og V_r er kjøretøyets hastighet i forhold til vindhastigheten.

Aerodynamisk motstand har liten innvirkning på ytelsen ved hastigheter under 48 km/h. Det er mer relevant for tunge militærkjøretøy, slik som stridsvogner, som skal operere i høy hastighet (Wong, 2008).

2.2.2. Bevegelsesmotstand

Bevegelsesmotstanden R_v ved off-road kjøring kan komme fra motstand i form av hindringer R_{ob} , intern motstand i hjulet R_{in} , og motstand som følge av interaksjonen mellom hjul og underlaget R_t .

Motstand fra hindringer

Motstand i form av hindringer R_{ob} forekommer hvis hjulene treffer steiner, greiner, røtter, trestubber og lignende. Størrelsen på motstanden er blant annet avhengig av formen, størrelsen, og høyden på hinderet, og bestemmes vanligvis eksperimentelt.

Intern motstand i hjulene

Når et dekk ruller, forekommer energitap hovedsakelig gjennom hysteresse av dekkmaterialet. Det fremstår som en motstående kraft, som virker mot dekkets bevegelse. Dette er dekkets indre tap R_{in} , og er avhengig av flere faktorer som dekkets konstruksjon, materiale, lufttrykk, hastighet, etc.

Motstand som følge av hjul – terrenginteraksjon

Over ubearbeidet terreng er motstanden R_t , forårsaket av interaksjonen mellom hjul og underlag, vanligvis den viktigste. Denne motstanden består hovedsakelig av kompaksjonsmotstand. Se Kapittel 2.3.2 for mer detaljer.

2.2.3. Trekkraft

Trekkraften F_d til et kjøretøy, er kraften som kan brukes til å trekke eller skyve utstyr som kobles til kjøretøyet. Dette kan for eksempel være en plog eller en såmaskin, som kobles til en traktor. Denne kraften kalles ofte *drawbar pull*. Ved konstant hastighet er trekkraften F_d forskjellen mellom kjøretøyets fremdriftskraft F , og summen av alle kreftene som motsetter seg bevegelse $\sum R$ (Goering, 2013)

$$F_d = F - \sum R \quad (2.8)$$

2.2.4. Fremdriftskraft

For å vurdere ytelsen til et kjøretøy, må man bestemme fremdriftskraften til hjulene. Det er to begrensende faktorer for denne kraften ved kjøring over ubearbeidet underlag. Den første kommer som følge av karakteristikkene til kjøretøyets motor og giring, og den andre er relatert til skjærkraften mellom hjulene og terrenget gitt av Ligning (2.2).

Fremdriftskraften bestemt av karakteristikkene til kjøretøyets energikilde og giring

$$F = \frac{M_e \cdot \xi \cdot \eta_t}{r} \quad (2.9)$$

Der M_e er motorens dreiemoment, ξ er den overordnede reduksjonen til giret, η_t er girets mekaniske effektivitet, og r er rulleradiusen til hjulet som drives.

Kjøretøyets hastighet V bestemmes av

$$V = \frac{n_e \cdot r}{\xi} (1 - S) \quad (2.10)$$

Der n_e er turtallet til motoren, og S er hjulenes *slip* som er definert av Ligning (2.1)

2.2.5. Slip

Ved utvikling av fremdriftskraften F , vil skjæret mellom terrenget og hjulet få det til å skli. Dette kalles *slip* og har symbol S . Kjøretøyets (eller hjulets) *slip* er definert ved:

$$S = 1 - \frac{V}{V_t} = 1 - \frac{V}{r \cdot \omega} \quad (2.11)$$

Der V er den faktiske hastigheten kjøretøyet (eller hjulet) har forover, V_t er den teoretiske hastigheten til kjøretøyet (eller hjulet), som er lik produktet av vinkelfrekvensen ω og hjulets rulleradius r .

Begrepet *slip* eller % *slip* blir i denne oppgaven, og tradisjonelt sett, brukt for å beskrive *travel reduction ratio*, selv om dette teknisk sett ikke er korrekt. *Slip* forekommer mellom overflater, mens *travel reduction* er en reduksjon i tilbakelagt avstand og/eller hastighet som følge av:

- Fleksing i dekket
- *Slip* mellom overflater, for eksempel gummi og jord
- Skjær i jorden under hjulet

Sett fra et energi-effektivitets-perspektiv, er *slip* et energitap som følge av redusert hastighet eller tilbakelagt strekning. *Slip* forekommer med én gang et hjul utvikler trekraft. Når man skal utføre beregninger må en betingelse for null *slip* defineres. En av fire metoder kan brukes (ASAE Standards, 2001b) (Zoz, 2003)

1. I selvdrevet tilstand (trekkraft lik null) på ikke-deformerbart underlag. Her benyttes rulleomkretsen til dekket fra dekkprodusentens datablad for å finne rulleradius.
2. I selvdrevet tilstand (trekkraft lik null) på underlaget der dekket skal brukes eller testes.
3. I tauet tilstand (fremdriftskraft lik null og dermed null dreiemoment) på ikke-deformerbart underlag.
4. I tauet tilstand (fremdriftskraft lik null og dermed null dreiemoment) på underlaget der dekket skal brukes eller testes.

Man kan argumentere for bruken av alle de forskjellige metodene, avhengig av hva man skal teste. Det viktige er å være konsekvent, og bruke samme metode for alle beregninger. Den vanligste er metode 2, men data fra dekkprodusenter er vanligvis gitt for metode 1.

For et stivt hjul uten mønster er r lett å måle. For et fleksibelt hjul, slik som et pneumatisk dekk, som avbøyes på underlag som i tillegg deformeres, er det en del usikkerhet knyttet til å bestemme passende verdi for r , når *slip* S skal beregnes. Forskjellen i målt rulleradius mellom ikke-deformerbart underlag og normale jordforhold i landbruk, tørr og/eller upløyd jord, er liten. Rulleradius r som finnes med en av de fire overnevnte metodene, brukes for å beregne hjulets teoretiske hastighet V_t .

På et kjøretøy med firehjulstrekk leverer alle hjulene fremdriftskraft, og vil dermed også bli utsatt for *slip*. Fordi bakhjulene kjører i sporene til forhjulene, vil ikke *slip* nødvendigvis ha samme verdi. (Wong, 2008, 2010)

2.3. Hjul – terrenginteraksjon

Fra et analytisk synspunkt er interaksjonen mellom et hjul og terrenget det kjører på et komplisert problem, som påvirkes av mange ulike design- og operasjonsfaktorer, såvel som terrengets karakteristikk. Når et hjul kjører over terrenget vil det oppstå både normalspenninger og skjærspenninger i kontaktflaten, størrelsen på og fordelingen av spenninger varierer som følge av hjulets design og forholdene i terrenget.

Modellering av hjul–terrenginteraksjon er avgjørende for å kunne vurdere ytelsen til kjøretøy i ubearbeidet terreng. Uten en modell for dette kan vi ikke beregne hvordan bevegelsesmotstanden påvirkes av forandringer i terrenget. Det har blitt utviklet mange ulike metoder for å beskrive hjul – terrenginteraksjon, fra helt analytiske til rent empiriske. I dette kapitlet viser jeg to vidt brukte metoder. Den første er en empirisk metode, og den andre en metode for parametrisk analyse. (Wong, 2010)

2.3.1. Empirisk metode

Jeg har valgt en empirisk metode for å beregne *tractive performance* for *bias-ply* dekk, utviklet av Brixius i 1987. Endringer for ligningene er foreslått av Brixius og verifisert av

Al-Hamad (Zoz, 2003), slik at de kan benyttes for *radial-ply* dekk, som er mer vanlig brukt i dag. *Bias-ply* og *radial-ply* beskriver måten dekket er konstruert. I *bias-ply* ligger trådlagene i dekket diagonalt. Ved *radial-ply* ligger trådlagene radiaalt slik at de ikke krysser hverandre. Metoden er beskrevet i (Brixius, 1987).

Ligningene ble utviklet ved bruk av kurvetilpasningsteknikker, for å analysere resultatene fra 121 jord-dekk kombinasjoner. Ligningene predikerer dreiemoment på hjulet, bevegelsesmotstand, fremdriftskraft, og *tractive efficiency* som funksjon av jordstyrke, last på hjulet, *slip*, størrrelse på hjulet og hjulets avbøyning. (Zoz, 2003),

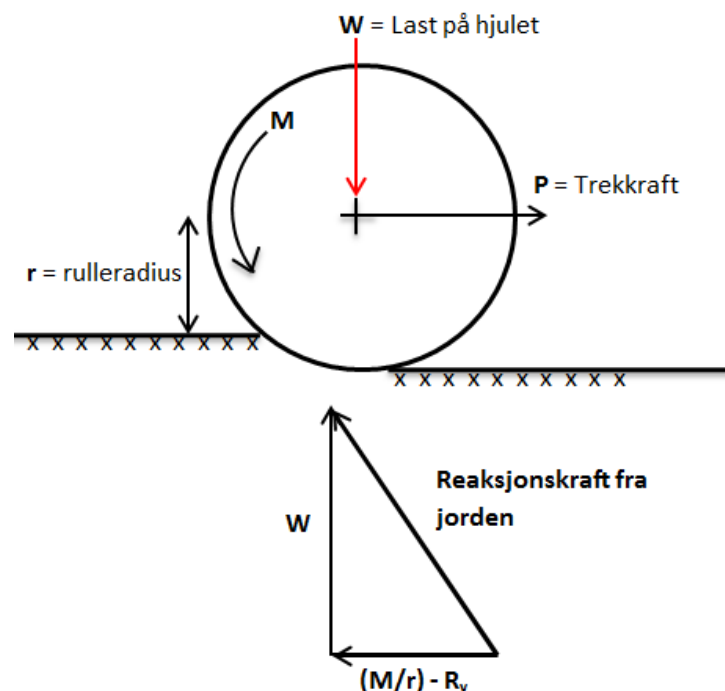
En forenklet modell av et hjul som kjøres i jord er vist i Figur 2.6. Dreiemomentet på hjulet M antas likt som fremdriftskraften F som virker med en momentarm lik rulleradiusen r . Noe av fremdriftskraften går med til å overvinne bevegelsesmotstanden R_v mellom hjulet og underlaget. Den resterende kraften tilsvarer trekraften F_d .

$$\frac{M}{r} = F = R_v + F_d \quad (2.12)$$

Ved å dele med vekten på hjulet får vi følgende dimensjonsløse forhold

$$\frac{M}{rW} = \frac{F}{W} = \frac{R_v}{W} + \frac{F_d}{W} \quad (2.13)$$

Disse forholdene estimeres som funksjon av variablene som står i Tabell 2.1.



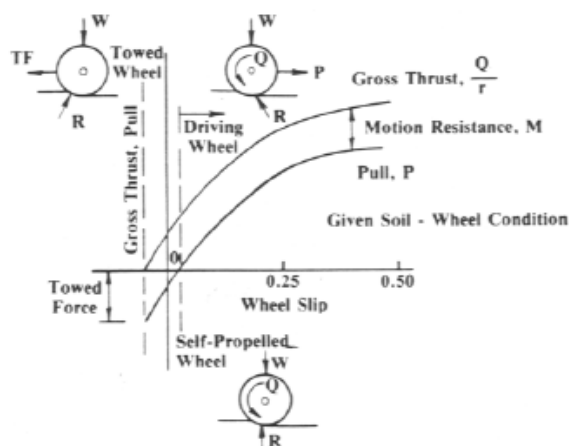
Figur 2.6: Krefter som virker på et hjul som drives i jord

Tabell 2.1: Parametere i Brixius ligninger

Parametere	Symbol	Dimensjon
Jord		
Cone index	C_I	FL^{-2}
Hjul		
Ubelastet dekk bredde	b	L
Ubelastet dekk diameter	d	L
Dekk rulleradius	r	L
Dekkbøvøying	δ	L
Dekk section height	h	L
System		
Vertikal last hjul	W	F
Slip	S	--
Hjul dreiemoment	M	FL
Bevegelsesmotstand	R_v	F
Trekraft	F_d	F

Vi kan dele inn i tre forskjellige tilstander for hjulkrefter som vises i Figur 2.7.

- Tauet (towed wheel): Dreiemomentet er lik null. Dette er tilfellet for forhjulene på et bakhjulsdrevet kjøretøy. Denne tilstanden forekommer når *slip* er negativ.
- Selvdrevet (self-propelled wheel): Denne tilstanden har vi når trekraften er null, og fremdriftskraften er lik bevegelsesmotstanden. Dette er tilstanden som Brixius bruker for å definere null *slip*. *Slip* er null på hardt underlag og positiv i jord.
- Kjørende (driving wheel): Hjulet utvikler trekraft, og *slip* har positiv verdi.



Figur 2.7: Forholdet mellom fremdriftskraft, trekraft og *slip*. Merk at det er benyttet andre bokstaver for dreiemoment (Q i figuren er M i oppgaven) og bevegelsesmotstand (M i figuren er R_v i oppgaven). (Brixius, 1987)

Dekkparametere

De forskjellige dekkparametrene er vist i Figur 2.8. Verdiene for disse kan man ofte få fra dekkprodusenten. Hvis ikke de er tilgjengelige kan man estimere dem, eller gjøre egne målinger.

b – Bredde på dekket ubelastet [m]. Dette er standard informasjon fra leverandøren.

d – Diameter på dekket ubelastet [m]. Dette er standard informasjon fra leverandøren.

h – Section height [m]. Denne høyden er gitt ved

$$h = \frac{d - \text{rim diameter}}{2} \quad (2.14)$$

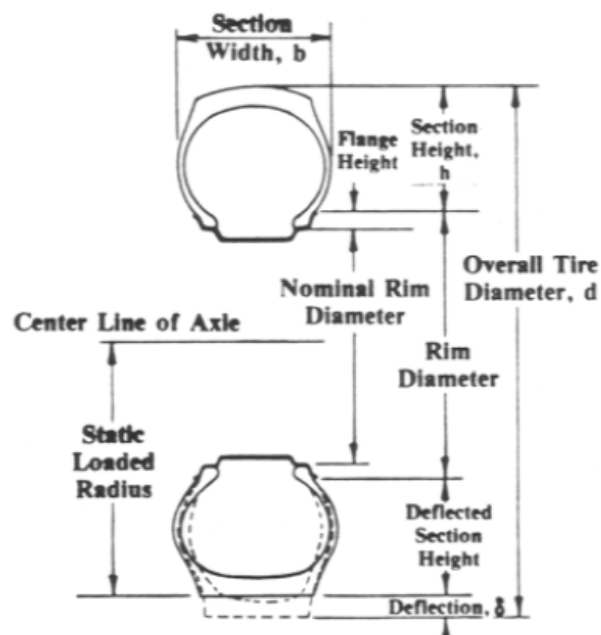
Felgdiameter kan estimeres til 1,06 ganger nominell felgdiameter

δ – Belastet dekkavbøying [m] finnes ved

$$\delta = \frac{d}{2} - \text{static loaded radius} \quad (2.15)$$

r – Rulleradius på hardt underlag [m]. Dette kan måles eller estimeres til

$$r = \frac{2,5 \cdot \frac{d}{2} \cdot \text{static loaded radius}}{1,5 \cdot \frac{d}{2} + \text{static loaded radius}} \quad (2.16)$$



Figur 2.8: Illustrasjon av dekkparametrene som brukes i Brixus ligninger i (Brixius, 1987)

Brixius ligninger benytter de tre forholdene *Mobility Number*, *Torque ratio* og *Motion resistance ratio*. Koeffisientene $C_1 - C_6$ er avhengig av typen dekk som velges, som vist i Tabell 2.2.

Tabell 2.2: Brixius traction koeffisienter for bias-ply og radial-ply dekk (Brixius, 1987) og (Zoz, 2003)

Koeffisient	Bias-ply dekk	Radial-ply dekk
C_1	0,88	0,88
C_2	0,1	0,1
C_3	7,5	9,5
C_4	0,04	0,0325
C_5	1	0,9
C_6	0,5	0,5

Mobility Number

Dektparametrene og jordstyrken kombineres til et dimensjonsløst forhold, som kalles *Mobility Number*. Dette forholdet er gitt av

$$B_n = \left(\frac{CI \cdot b \cdot d}{W} \right) \cdot \left(\frac{1 + 5 \cdot \frac{\delta}{h}}{1 + 3 \cdot \frac{b}{d}} \right) \quad (2.17)$$

Mobility Number brukes i de andre likningene for å vurdere utslaget jordstyrke og dekkparametrene har på fremdriften. Når *Mobility Number* øker, vil fremdriftsegenskapene til hjulet bli bedre.

Cone Index brukes av Brixius som mål for jordstyrke når *Mobility Number* skal beregnes. *Cone index*- verdien som benyttes er et gjennomsnitt av verdiene fra de øverste 150mm i jorden, målt før hjulet har kjørt over. Etter at et hjul har kjørt over et område med jord, vil jorden bli pakket sammen, og jordstyrken vil øke litt. Den største prosentvise økningen i jordstyrke får man når jorden er myk. Økningen i jordstyrke gjør at bakhjulene vil ha et annet *Mobility Number*, og bli utsatt for en annen bevegelsesmotstand enn forhjulene. Jordstyrken etter forhjulene har passert kalles *After-Traffic Cone Index, ACI*, og kan estimeres som funksjon av opprinnelig jordstyrke og forhjulenes *Mobility Number*.

$$\frac{ACI}{CI} = 1,0 + 1,8e^{-0,11B_n} \quad (2.18)$$

Torque Ratio (gross traction ratio):

$$\frac{M}{rW} = \frac{F}{W} = C_1 \left(1 - e^{-C_2 \cdot B_n} \right) \left(1 - e^{-C_3 \cdot S} \right) + C_4 \quad (2.19)$$

Torque Ratio kan sammenlignes med en friksjonskoeffisient, som øker med hjulets *slip*. Den høyeste verdien oppnås når det er stor relativ bevegelse mellom hjul og underlag. *Torque Ratio* er gitt av dreiemomentet som påføres hjulet, og kan derfor også uttrykkes med fremdriftskraften F mellom hjulet og underlaget.

Motion Resistance Ratio

Forholdet mellom hjulets bevegelsesmotstand og lasten, er gitt ved

$$\frac{R_v}{W} = \frac{C_5}{B_n} + C_4 + \frac{C_6 \cdot S}{\sqrt{B_n}} \quad (2.20)$$

Bevegelsesmotstand forårsakes av flere faktorer:

- Flexing i dekket og skrubbing (hardt underlag).
- Jordpakking
- Bulldosing av jorden, når jorden presses til side for hjulet.
- Drag til siden forårsaket av jord adhesjon og viskositet.

Når B_n minker, vil bevegelsesmotstanden øke som følge av økt jordpakking og nedsynking. En redusert verdi av $Cl \cdot b \cdot d / W$ – leddet, som brukes for å finne B_n , representerer redusert jordstyrke og/ eller økt trykk mellom hjulet og jorden.

Bevegelsesmotstanden minker når avbøyingsforholdet, δ/h , øker. Når avbøyingsforholdet er stort vil kontaktflaten være større, maksimumstrykket være mindre, og dermed vil jordpakking og bevegelsesmotstand minke.

Bevegelsesmotstanden øker når forholdet mellom dekkets bredde og høyde, b/d , øker. Jordvolumet som pakkes, og derfor bevegelsesmotstand, er lavest for et langt og smalt dekkavtrykk.

Pull Ratio

Forholdet mellom hjulets trekraft og last er gitt ved

$$\frac{F_d}{W} = \frac{M}{rW} - \frac{R_v}{W} \quad (2.21)$$

Pull Ratio øker med økt B_n og *slip*. For B_n verdier lavere enn 10 vil *Pull Ratio* avta raskt .

Tractive Efficiency

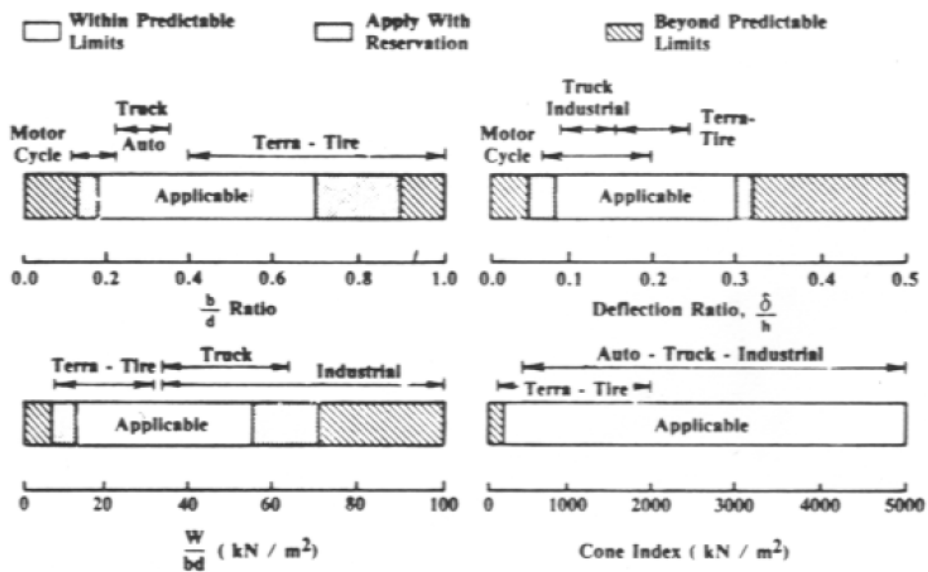
Hjulets *Tractive Efficiency* er forholdet mellom den tilførte effekten på akslingen og effekten som er tilgjengelig for å utføre arbeid. Forholdet er gitt ved

$$\frac{\text{Output power}}{\text{Input power}} = \frac{\frac{F_d}{W}}{\frac{M}{rW}} \cdot (1 - S) \quad (2.22)$$

Topp effektivitet for hjulet oppnås vanligvis når hjulet opererer mellom 5 og 20 prosent *slip*. Ved *slip* lavere enn 5%, vil mesteparten av effekten som tilføres gå med til å overvinne bevegelsesmotstanden. Hvis *slip* blir høyere enn 20%, vil en økende andel av den tilførte effekten gå tapt i *slip*.

Gyldighetsområde

Ligningene til Brixius kan benyttes for kjøretøy i mange forskjellige størrelser, fra hagetraktorer og gressklippere til store traktorer og dumpere, så lenge variablene er innenfor grensene som er vist i Figur 2.9. Ligningene kan brukes for både *radial-ply* og *bias-ply* dekk så lenge de riktige koeffisientene benyttes, vist i Tabell 2.2.



Figur 2.9: Gyldighetsområde for Brixius ligninger. For å undersøke om dekkparametrene er gyldige undersøkes forholdene b/d , δ/h , og W/bd (Brixius, 1987)

2.3.2. Parametrisk analyse

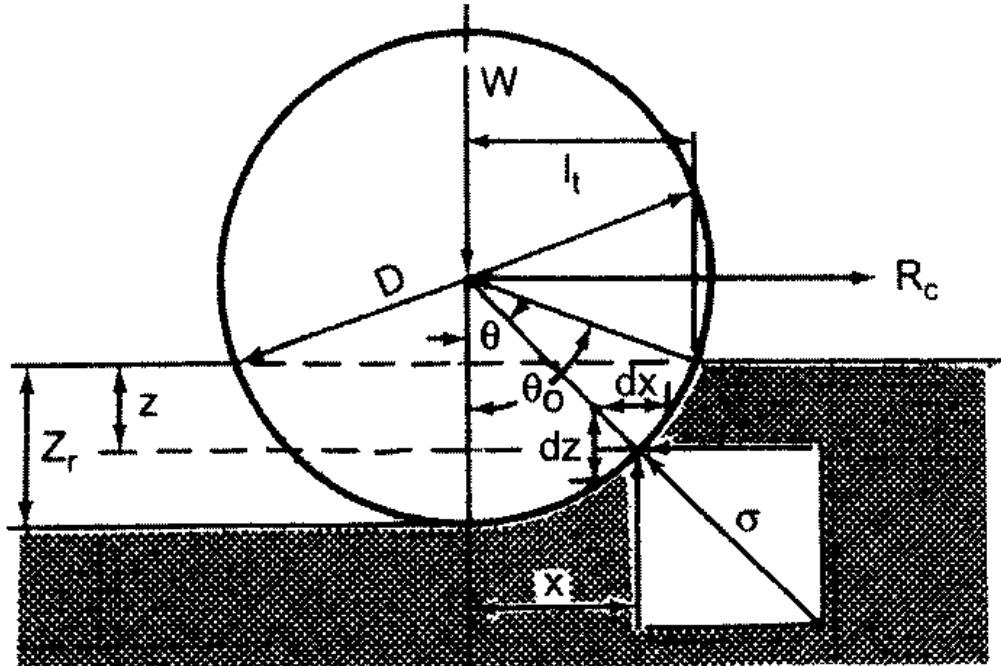
M.G. Bekkers metode for å predikere ytelsen til jul i ubearbeidet terreng, er velkjent. Det er en metode for parametrisk analyse som baserer seg på målinger gjort med *bevameter*. Den ble utviklet for predikasjon av ytelsen til stive hjul, og senere utvidet slik at den også kan predikere ytelsen til fleksible hjul (Bekker, 1956).

Selv om pneumatiske dekk har erstattet stive hjul i de fleste sammenhenger, er mekanikken bak stive hjul av interesse, fordi et pneumatisk dekk kan oppføre seg som et stivt hjul hvis trykket er høyt nok, og underlaget er relativt mykt.

For *mineral terrains* (sand, sandjord, leirjord, *loam*) kan sammenhengen mellom trykk og synking uttrykkes ved følgende ligning foreslått av Bekker:

$$p = \left(\frac{k_c}{b_x} + k_\phi \right) \cdot z^n = k_{eq} \cdot z^n \quad (2.23)$$

Der p er trykk; b_x er radiusen til en rund plate eller minste dimensjon på en rektangulær plate brukt i *bevameter* test; n , k_c og k_θ er Bekkers trykk – synkingparametere som varierer med typen underlag, og kan finnes basert på data fra *bevameter*-målinger; $k_{eq} = k_c/b_x + k_\theta$, og z er synking (Bekker, 1956), (Wong, 2010).



Figur 2.10: Forenklet modell av interaksjonen mellom et stift tauet hjul og jorden (Wong, 2010)

Kompaksjonsmotstanden tilsvarer hele bevegelsesmotstanden for et hjul i stiv operasjonsmodus, og mesteparten av bevegelsesmotstanden for et hjul i elastisk operasjonsmodus. Kompaksjonsmotstand R_c forårsakes av arbeidet gjort i vertikal retning for å lage et hjulspor med dybde z .

Kompaksjonsmotstand ved stiv operasjonsmodus

Ved likevekt mellom vertikale - og horisontale krefter virkende på et stift tauet hjul, vist i Figur 2.10, kan vi få følgende ligninger:

$$R_c = b \cdot \int_0^{\theta_0} \sigma r \sin \theta d\theta \quad (2.24)$$

$$W = b \cdot \int_0^{\theta_0} \sigma r \cos \theta d\theta \quad (2.25)$$

Der R_c er kompaksjonsmotstand, W er den vertikale lasten på hjulet, σ er normalspenningen mellom hjul og terreng, b er bredden til hjulet, r er radiusen til hjulet, og θ_0 er kontaktvinkelen vist i Figur 2.10.

Spenningen σ er antatt lik trykket p under en *bevameter* testplate for måling av synking ved samme dybde z . Da kan vi få følgende relasjon:

$$\sigma r \sin \theta d\theta = p dz \quad (2.26)$$

$$\sigma r \cos \theta d\theta = p dx \quad (2.27)$$

Hvis sammenhengen mellom trykk og synking er gitt av Ligning (2.23), sammen med Ligning (2.26), kan Ligning (2.24) skrives som:

$$R_c = b \int_0^{z_r} \left(\frac{k_c}{b_x} + k_\phi \right) \cdot z^n dz = b \left[\left(\frac{k_c}{b_x} + k_\phi \right) \cdot \frac{z_r^{n+1}}{n+1} \right] \quad (2.25)$$

Her er z_r synkingen til hjulet vist i Figur 2.10, n , k_c og k_ϕ er trykk – synking parametere for Bekkers ligning, variabelen b_x er den minste dimensjonen på dekkets kontaktflate, og kan dermed være enten lengden eller bredden av kontaktflaten, avhengig av dekktypen. For å finne ut hvilken verdi man skal bruke for b_x , må man undersøke om dekkbredden b eller kontaktlengden l_t har lavest verdi. For et stivt hjul kan kontaktlengden estimeres ved:

$$l_t = \sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - \left(\frac{D}{2-z_r}\right)^2} \quad (2.26)$$

Der D er diameteren på hjulet.

Synkingen z_r til hjulet kan uttrykkes ved:

$$z_r = \left(\frac{3W}{b(3-n) \cdot \left(\frac{k_c}{b_x} + k_\phi\right) \cdot \sqrt{D}} \right)^{\frac{2}{2n+1}} \quad (2.27)$$

Her er W den vertikale lasten på hjulet, D er diameteren til hjulet, og de andre variablene representerer det samme som i Ligning (2.25).

Setter vi Ligning (2.27) inn i Ligning (2.25), får vi kompasjonsmotstanden for et stivt hjul gitt ved:

$$R_c = \frac{1}{(3-n)^{\frac{2n+2}{2n+1}} \cdot (n+1) \cdot b^{\frac{1}{2n+1}} \cdot \left(\frac{k_c}{b_x} + k_\phi\right)^{\frac{1}{2n+1}}} \cdot \left(\frac{3W}{\sqrt{D}}\right)^{\frac{2n+2}{2n+1}} \quad (2.28)$$

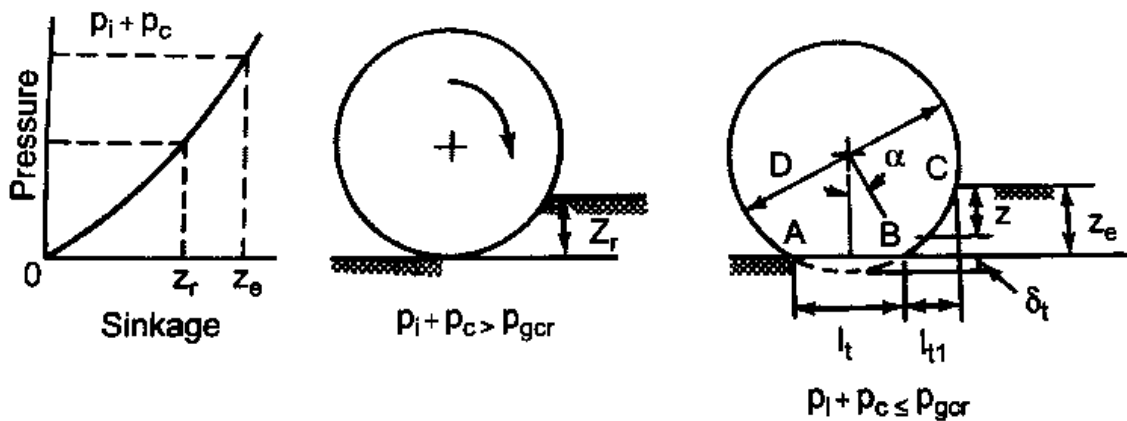
Der D er diameter på hjulet, W den vertikale lasten på hjulet, n , k_c og k_ϕ er trykk – synking parametere for Bekkers ligning, variabelen b_x er den minste dimensjonen på dekkets kontaktflate, og b er bredden på hjulet. Fra ligningen ser det ut til at for å

senke kompaksjonsmotstanden til hjulet, er det mer effektivt å øke diameteren D enn bredden b , fordi D har høyere potens i ligningen.

Kompaksjonsmotstand ved elastisk operasjonsmodus

Når lufttrykket i et dekk er relativt lavt og terrenget er relativt fast, vil dekket avbøyes. Da kan man anta at den laveste delen av dekket som er i kontakt med underlaget blir flatt, og at trykket mellom bakken og kontaktflaten er lik summen av trykket i dekket p_i og trykket som følge av dekkets *carcass stiffness* p_c .

Fordi p_c varierer med belastningen på hjulet og lufttrykket i dekket, er det vanskelig å finne en verdi for denne variabelen. Som et alternativ har det blitt foreslått at man kan sette $p_c + p_i = p_g$, der p_g er gjennomsnittlig bakketrykk. Verdier for p_g finner man ved bruk av et *generalized deflection chart*, som ofte er tilgjengelig fra dekkprodusenten (Wong, 2010)



Figur 2.11: Dekkets oppførsel ved stiv operasjonsmodus (midten) og elastisk operasjonsmodus (til høyre), (Wong, 2010).

Dersom dekket avbøyes som vist til høyre i Figur 2.11, og trykk – synkingsammenhengen er som beskrevet i Ligning (2.23), så kan synking for et fleksibelt hjul uttrykkes ved:

$$z_e = \left(\frac{p_i + p_c}{\frac{k_c}{b_x} + k_\phi} \right)^{\frac{1}{n}} = \left(\frac{p_g}{\frac{k_c}{b_x} + k_\phi} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.29)$$

Her er b_x den minste dimensjonen på dekkets kontaktflate, og kan dermed være enten lengden eller bredden av kontaktflaten, avhengig av dekktypen. For å finne ut hvilken verdi man skal bruke for b_x , må man undersøke om dekkbredden b eller kontaktlengden l_t har lavest verdi. For et fleksibelt hjul kan kontaktlengden estimeres ved:

$$l_t = \frac{W}{b(p_i + p_c)} = \frac{W}{b(p_g)} \quad (2.30)$$

Her er W belastningen på hjulet. Kompaksjonsmotstanden R_c for et fleksibelt hjul i elastisk operasjonsmodus er gitt ved (Wong, 2010):

$$R_c = b \left[\left(\frac{k_c}{b_x} + k_\phi \right) \cdot \frac{z_e^{n+1}}{n+1} \right] = \frac{b \cdot (p_i + p_c)^{\frac{n+1}{n}}}{(n+1) \cdot \left(\frac{k_c}{b_x} + k_\phi \right)^{\frac{1}{n}}} \quad (2.31)$$

Der n , k_c og k_ϕ er trykk – synkingparametere for Bekkers ligning, variabelen b_x er den minste dimensjonen på dekkets kontaktflate, b er bredden på hjulet, z_e er synkingen til et fleksibelt hjul, p_i er trykket i dekket, og p_c er trykket som følge av dekkets *carcass stiffness* p_c .

Bestemme dekkets operasjonsmodus

Avhengig av konstruksjonen til dekket og terrengforholdene, kan et pneumatisk dekk oppføre seg enten stivt eller elastisk. Bekker utviklet en metode for å predikere et kritisk lufttrykk, der lufttrykk høyere enn dette gjør at hjulet oppfører seg som stivt. Wong foreslo senere en tilsvarende metode som baserer seg på gjennomsnittlig bakketrykk p_g , og gir en jevnere overgang mellom de to operasjonsmodusene. Wongs ligning er gitt ved (Wong, 2010):

$$p_{gcr} = \left[\frac{k_c}{b_x} + k_\phi \right]^{\frac{1}{2n+1}} \left[\frac{3W}{(3-n)b\sqrt{D}} \right]^{\frac{2n}{2n+1}} \quad (2.32)$$

Der p_{gcr} er kritisk bakketrykk. Gjennomsnittlig bakketrykk p_g finner man ved bruk av et *generalized deflection chart*, som ofte er tilgjengelig fra dekkprodusenter. Hvis p_g for et dekk ved en gitt kombinasjon av belastning og lufttrykk i dekket er høyere enn p_{gcr} , antar man at dekket vil være i stiv operasjonsmodus.

Internmotstand i hjulet

Energitap som følge av hysteresse i dekk-materialet når det ruller, kan ses på som en kraft som virker mot dekkets bevegelse R_f . Denne motstanden kalles *tyre flexing resistance*. Basert på testdata ble følgende semi-empiriske metode foreslått av Bekker og Semonin for å predikere R_f :

$$R_f = \frac{3,581b \cdot D^2 \cdot p_g \cdot \varepsilon \cdot (0,0349\alpha - \sin 2\alpha)}{\alpha(D - 2\delta)} \quad (2.33)$$

$$\alpha = \cos^{-1} \left(\frac{D - 2\delta}{D} \right)$$

$$\varepsilon = 1 - e^{-k_e \cdot \delta_i / h}$$

Der α er kontaktvinkelen i grader vist i Figur 2.11, h er dekkets *section height*, D er dekkets diameter, δ er dekkets avbøying, og koeffisienten k_e er relatert til dekkets konstruksjon. Verdien av k_e er 15 for *bias-ply* dekk og 7 for *radial-ply* dekk (Wong, 2010).

Bevegelsesmotstand fleksibelt hjul

Den totale bevegelsesmotstanden R_v for et fleksibelt hjul blir:

$$R_v = R_c + R_f \quad (2.34)$$

Der R_c er kompaksjonsmotstanden til hjulet, og R_f er internmotstanden i hjulet. Hvis hjulet er i stiv operasjonsmodus, blir $R_f = 0$.

Fremdriftskraft – slip forhold

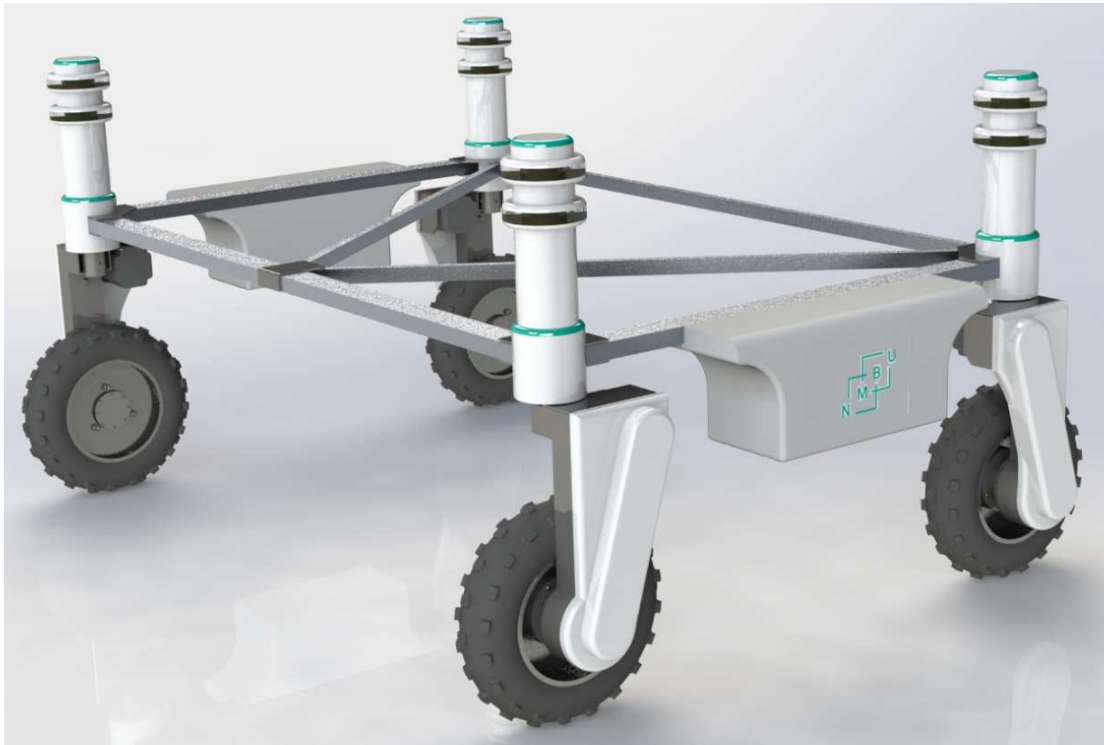
I Bekkers originale modell for et stivt hjuls interaksjon med underlaget, er ikke skjærspenningen på hjulets kontaktflate medregnet. Den kan derfor ikke predikere fremdriftskraft – *slip* forholdet til et kjørende stivt hjul. Bekker har senere foreslått følgende uttrykk for fremdriftskraft – *slip* forholdet (Wong, 2010):

$$F = cA + W \tan \phi \cdot \left[1 - \frac{K}{S \cdot l_t} \cdot (1 - e^{-S \cdot l_t / K}) \right] \quad (2.35)$$

Her er F fremdriftskraften utviklet av hjulet, l_t er lengden av dekkets kontaktflate A målt langs bevegelsesretningen, W er belastningen på hjulet, S er hjulets *slip*, c er kohesjon i underlaget, ϕ er vinkelen for intern skjærmotstand i underlaget, og K er underlagets skjærdeformasjon. Verdier for c , ϕ og K for et underlag må finnes ved hjelp av målinger, eller finnes i tabeller.

3. ROBOTBESKRIVELSE

Konseptet for roboten og valg av komponenter ble gjort i januar og februar. En del av valgene ble tatt før arbeidet med prosjektgruppens individuelle masteroppgaver var påbegynt. Ved valg av komponenter måtte det tas hensyn til pris, leveringstid, og forenklete håndberegninger av nødvendige spesifikasjoner. Fordi det ikke er blitt gjort noe forprosjekt, var dette nødvendig for at roboten skulle kunne bygges parallelt med oppgaveskrivingen. Spesifikasjonene for de forskjellige komponentene er hentet fra leverandørenes datablader dersom ikke annet er presisert.



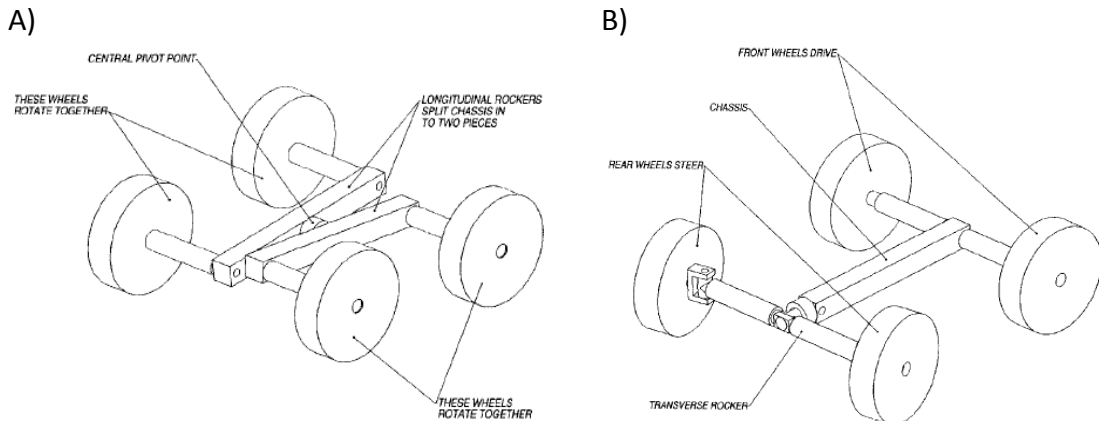
Figur 3.1: Rendrert fremstilling av roboten

Roboten bygges slik at den i prinsippet har to hoveddeler: En mobil ramme som består av alt roboten trenger for autonom kjøring, og en utskiftbar verktøymodul som vil ha forskjellig utstyr på seg, avhengig av jobben som skal utføres. Design av verktøymodulene vil ikke bli gjort som del av vårt prosjekt, men vi har kommet frem til tre verktøymoduler vi mener bør konstrueres: En for såing, en for kunstgjødsling og en for sprøyting av ugressmiddel.

3.1. Ramme

Rammen er konstruert med en U-form, slik at en verktøymodul enkelt skal kunne festes inn i rammen. Verktøymodulen vil da lukke rammen, og roboten vil se rektangulær ut med verktøyet montert. God kontakt mellom hjulene og underlaget er viktig for kjøreegenskapene til roboten. *Transverse rocker* og *longitudinal rocker*, Figur 3.2, ble vurdert for å sikre kontakt med underlaget. Begge alternativene er enkle konstruksjoner, som passer godt ved lave hastigheter. Fordi verktøymodulen skal

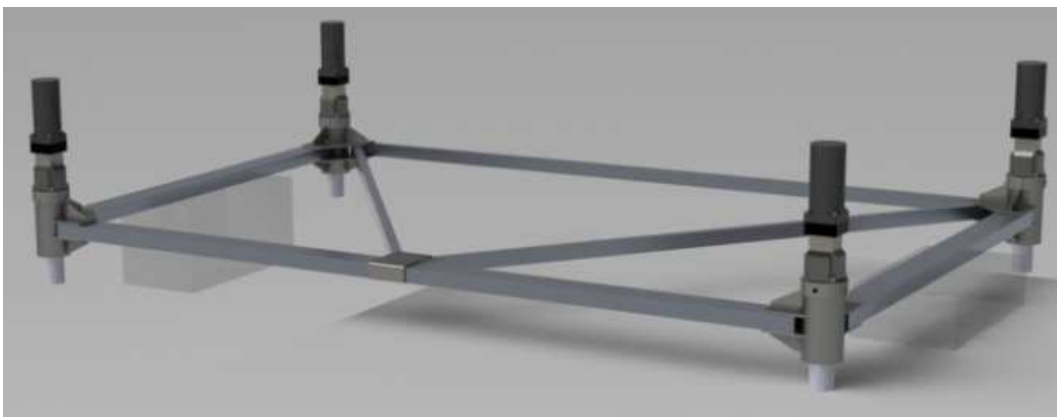
plasseres i midten av konstruksjonen, ble *transverse rocker* vurdert som den beste av disse løsningene.



Figur 3.2: A) Illustrasjon av longitudinal rocker. B) Illustrasjon av transverse rocker (Sandin, 2003)

Transverse rocker krever et vippeledd mellom rammen og bjelken hjulene sitter på. Dette ville vært et kritiskpunkt med tanke på belastning, og hadde gjort det nødvendig med flere deler og en mer komplisert konstruksjon. Ved å bruke aluminium, fant vi ut at rammen kunne konstrueres slik at den er fleksibel nok til at hjulene kan bevege seg vertikalt uten bruk av vippeledd. Dette gjør at avstivere ikke er nødvendig, og at vekten på rammen reduseres. Rammen er konstruert slik at vekten vil fordeles likt mellom alle hjulene. Den trekantformede rammen til verktøyet opplagres med kuleledd, slik at verktøysrammen og robotrammen kan bevege seg i forhold til hverandre (Blomberg, 2014).

Rammen har en lengde på 1100mm og en bredde på 1700mm. Dette forholdet ble valgt fordi vi syntes det var en passende størrelse for en prototype, og det ligger rundt forholdet til det gyldne snitt. Roboten er størst i bredden, slik at den skal kunne sveipe over en større del av jorden når den kjører.



Figur 3.3: SolidWorks rendring av rammen. Verktøyet vil sitte innenfor området begrenset av trekanten inne i rammen (Laget av Fredrik Blomberg)

3.1.1. Verktøysmodul

Det er tre bruksområder som har blitt foreslått til roboten: Såing, kunstgjødsling og sprøyting av ugressmiddel. Disse oppgavene krever at roboten har med seg en beholder med henholdsvis korn, kunstgjødsel eller sprøytemiddel. Roboten er dimensjonert slik at verktøysmodulen kan romme en beholder med 150kg nyttelast for å utføre disse oppgavene. Planen er at effektiv arbeidslengde på verktøyene minimum skal tilsvare robotens bredde. Dette betyr at roboten skal kunne så, gjødsle eller sprøyte et område med bredde på 1,7m når den kjører.

Arealet som kan dekkes med en beholderkapasitet på 150kg, er avhengig av oppgaven roboten utfører. Det vil også være variasjoner innad i de tre arbeidsoppgavene. Mengden korn som brukes ved såing avhenger av typen korn, og ved kunstgjødsling varierer mengden man bruker, avhengig av om jordet har blitt gjødslet med husdyrgjødsel i forkant. En oversikt over mengden produkt som skal til for å dekke en dekar (Svenkerud, 2014) er vist i Tabell 3.1.

Tabell 3.1: Forbruket av produkt ved såing, kunstgjødsling og sprøyting, og arealet roboten kan dekke med en beholder på 150kg.

Produkt	Forbruk [kg/dekar]	Areal [dekar]
Korn	22	6,8
Sprøytemiddel	15	10,0
Kunstgjødsel:		
Forhåndsgjødslet med grisejødsel	35	4,3
Forhåndsgjødslet med hønsejødsel	18	8,3
Ikke forhåndsgjødslet	50	3,0

3.2. Fremdrift

For å sikre god mobilitet valgte vi firehjulsdrift på roboten. Roboten drives av 4 børsteløse DC motorer på 600W, modellen er 3Men BL823-A02, der en motor driver hvert av hjulene. Et reduksjonsgir er montert direkte på felgen og har en reduksjon på 60:1. Kraften overføres fra motoren til giret ved hjelp av reimdrift. Vi ønsket egentlig å montere motorene og giret rett på felgen, da dette gir mindre tap ved kraftoverføring, sparer plass på roboten, og gir et lavt tyngdepunkt, men det var vanskelig å finne egnede hubmotorer for vårt konsept.



Figur 3.4: SolidWorks modell som viser motor, girkasse, og tannreimsdrift. (Laget av Fredrik Blomberg)

Tabell 3.2: Spesifikasjoner for fremdriftsmotor

BL823-A02-5000rpm		
Item	Enhet	Verdi
Spenning	Volt	DC 48
Ubelastet turtall	rpm	5100
Merkeeffekt	Watt	600
Merketurtall	rpm	4400
Merkemoment	Nm	1,32
Merkestrøm	Amper	14,5
Motor lengde	mm	112,5
Masse	kg	3,5

Tabell 3.3: Spesifikasjoner for reduksjonsgir

Apex Dynamics AL110		
Item	Enhet	Verdi
Nominell turtall inn	rpm	4000
Maks turtall inn	rpm	8000
Kontinuerlig turtall inn	rpm	3000
Effektivitet	%	≥94
Masse	kg	4,3
Nominell output moment	Nm	140
Reduksjon	-	60:1

Kreftene som blir overført fra motoren til giret er avhengig av den mekaniske effektiviteten η_t til giret og reimdriften. Giret har en oppgitt effektivitet på 94%, men vi vet ikke effektiviteten til reimdriften. En riktig strammet reim som er såpass kort som den vi behøver, vil ha god effektivitet når den er riktig strammet. Jeg har derfor valgt å anta en effektivitet på 95% for reimdriften.

Effektivitet kraftoverføring mellom motor og hjul

$$\eta_t = \eta_{gir} \cdot \eta_{reim} = 0,94 \cdot 0,95$$

$$\underline{\eta_t = 0,893}$$

Motorleverandøren vår hadde ikke noen informasjon om virkningsgraden til motoren, og hvordan den varierer med forskjellig hastighet og belastning. De mente det var ganske likt, uavhengig av hvordan den belastes. Jeg har tatt utgangspunkt i motorens merkedata for å bestemme virkningsgrad, og antar at denne gjelder for motoren uansett.

Virkningsgrad motor

$$\eta_m = \frac{P_{ut}}{P_{inn}} = \frac{P_{ut}}{U \cdot I} = \frac{600}{48 \cdot 14,5}$$

$$\underline{\eta_m = 0,862}$$

Total virkningsgrad fra batteri til hjul

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_t = 0,862 \cdot 0,893$$

$$\underline{\eta = 0,77}$$

3.3. Styring

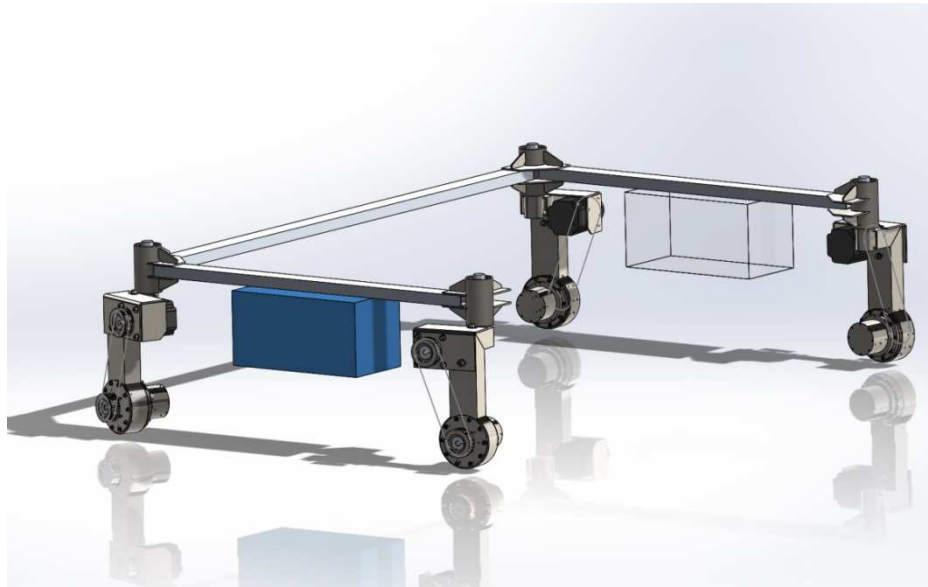
Roboten har styring på alle fire hjul. Dette gir oss mulighet til å kjøre med flere forskjellige styringsmoduser, avhengig av oppgaven som skal utføres. Det er primært firehjuls Ackermannstyring og krabbestyring som vil bli benyttet av roboten når den arbeider. For å styre roboten benyttes det 4 servomotorer med reduksjonsgir, med en motor montert over hvert hjul.

3.4. Batteripakker

Det er kjøpt inn to batteripakker av typen LiFePO₄, modell LFP-4830M, for å forsyne roboten med energi. Batteriene som sitter på roboten skal levere energi til alle motorene, enkoderene, kontrollerene og sensorene som roboten behøver for å kjøre. Laptopen som benyttes som hjerne for å styre informasjonsflyten mellom ulike komponenter, vil gå på eget innebygget batteri. Batteripakkene er kompakte, og det kan derfor enkelt monteres flere batteripakker; avhengig av energien som er nødvendig for å utføre en oppgave.

Tabell 3.4: Spesifikasjoner for batteripakken

LFP-4830M		
Item	Enhet	Verdi
Spenning	Volt	48
Ladning	Amperetime	30
Ladesykluser	Antall ganger	≥1000
Masse	kg	18
Maks utladningsstrøm	Ampere	90
Maks kontinuerlig utladningsstrøm	Ampere	60



Figur 3.5: SolidWorks modell som viser batteripakkenes plassering på rammen (Laget av Fredrik Blomberg)

3.5. Hjul og dekk

Vi har kjøpt 4 dekk med stålfelger fra Røwde hjul. Dekket er laget av Duro, og er opprinnelig beregnet for snøfresere. Dette er diagonaldekk (*bias-ply*) med grovt mønster, som vi tror vil gi roboten godt grep. Forhandleren opplyste at flere monterte dette dekkmønsteret på hagetraktorer, for lettere å kunne kjøre opp bratte bakker.

Belter blir av mange sett på som det beste valget for mobilitet i vanskelig terreng. Belter har et mye større areal i kontakt med bakken, som fører til lavere trykk mellom kjøretøyet og underlaget, og kan dermed ta seg lettere frem over mykt underlag. Det store arealet på beltene gjør også at man kan ha mange tenner i kontakt med underlaget, sammenlignet med mønsteret på et hjul. Dette kommer til nytte ved ekstremt vanskelig forhold som:

- Veldig mykt underlag: løs sand, dyp gjørme, og dyp puddersnø
- Hindringer som er store nok til å sette seg fast mellom hjulene
- Store sprekker

De økte terregegenskapene belter gir i forhold til hjul, kommer på bekostning av en mer komplisert design, og lavere effektivitet ved kjøring. For en elektrisk robot vil energibruken være veldig avgjørende, så et konsept med hjul er ønskelig for å få den så effektiv som mulig. Prototypen skal også designes og bygges på kort tid, og det er derfor en fordel at den er minst mulig kompleks. Underlaget man finner på et jorde er trolig ikke så vanskelig å forsere at bruken av belter kan forsvares for en elektrisk robot (Sandin, 2003).

Tabell 3.5: Spesifikasjoner for hjul og dekk

Art.nr. 2363, mønster H271		
Item	Enhet	Verdi
Felg diameter	Tommer	8
Bredde	mm	98
Diameter	mm	400
Trykk	psi	30
Masse	kg	4*

* Massen til felgen og dekket er ikke oppgitt av leverandøren, men målt av meg.

3.6. Beregningsgrunnlag

Robotens totale masse er vist i Tabell 3.6. Det er brukt masse oppgitt av leverandører der det var tilgjengelig, men dette blir likevel en tilnærming. Sensorer til roboten er ikke kjøpt inn, og er derfor ikke tatt med. Rammens masse er anslått med SolidWorks, og kan derfor vise seg å bli forandret. Laptop er ikke valgt; så dette er kun et anslag.

Tabell 3.6: Massen til robotens komponenter og robotens totale masse

Komponent	Antall	Masse [kg]	Sum [kg]
Ramme	1	50	50
Batteri	2	18	36
Styringsmotor	4	1,4	5,6
Gir til styring	4	1,5	6
Fremdriftsmotor	4	3,5	14
Gir til fremdrift	4	4,3	17,2
Dekk og felg	4	4	16
Laptop	1	3	3
Motorkontrollere	2	1	2
Robot			149,8
Verktøysmodul	1	150	150
Robot med verktøy			300

Vekten fordelt likt mellom alle hjul

$$W = \frac{1}{4} \cdot m \cdot g = \frac{1}{4} \cdot 300 \cdot 9,81$$

$$\underline{W = 736N}$$

Fordi produsenten av dekkene vi kjøpte hadde begrenset informasjon, må noen av parametrene for dekket estimeres. Jeg foretok en egen måling for å finne *static loaded radius*, se Figur 3.6, og brukte denne for å beregne belastet avbøying og rulleradius. Målingen ble utført ved å tre en aksling gjennom felgen og henge på vektskiver. *Static loaded radius* ble målt til 18cm.



Figur 3.6: Hjulet under belastning før måling av *static loaded radius*.

h – Section height, gitt av ligning (2.14)

$$h = \frac{d - \text{rim diameter}}{2} = \frac{0,4 - (0,2032 \cdot 1,06)}{2}$$

$$\underline{h = 0,2154m}$$

δ – Belastet dekkavbøying, gitt av ligning (2.15)

$$\delta = \frac{d}{2} - \text{static loaded radius} = \frac{0,4}{2} - 0,18$$

$$\underline{\delta = 0,02m}$$

r – Rulleradius på hardt underlag, gitt av ligning (2.16)

$$r = \frac{2,5 \cdot \frac{0,4}{2} \cdot 0,18}{1,5 \cdot \frac{0,4}{2} + 0,18}$$

$$\underline{r = 0,1875m}$$

4. YTELSE OG ENERGIFORBRUK

Når ytelsen til et terrengkjøretøy skal karakteriseres, vektlegges forskjellige kriterier avhengig av bruksområde og oppgavene kjøretøyet skal utføre. For en traktor er den viktigste egenskapen evnen til å trekke forskjellige redskaper med seg over jordet. Derfor er trekraft et viktig kriterium. Et kjøretøy ment for transport vil heller vurderes ut i fra transporteffektivitet. For et militært kjøretøy kan høyeste operasjonshastighet mellom to punkter i et område være det viktigste ved vurdering. For en landbruksrobot som drives av batterier, vil det viktigste være lavt energiforbruk, slik at rekkevidden blir lengst mulig. For å legge til rette for dette må bevegelsesmotstanden reduseres.

Selv om det benyttes forskjellige kriterier for å vurdere ytelsen for forskjellige typer terrengkjøretøy, har de ett krav som er felles: Mobilitet over ubearbeidet terreng. Med mobilitet menes kjøretøyet ytelse over mykt terreng, og evnen til å forsere og unngå hindringer. Det er viktig at roboten har nok krefter, slik at den ikke bli stående fast, og kan kjøre selv om det kommer bratte stigninger.

I dette kapittelet har jeg undersøkt robotens ytelse, og rekkevidden vi kan forvente, ved forskjellige jordforhold.

4.1. Maksimal fremdriftskraft

Det er to faktorer som begrenser den maksimale fremdriftskraften et kjøretøy i terreng kan utvikle. Den vil enten begrenses av motorene og kraftoverføringen til hjulene, eller av skjæret mellom hjul og underlag.

Maksimal fremdriftskraft ved hjulet, gitt av ligning (2.9)

$$F_{maks} = \frac{M_e \cdot \xi \cdot \eta_t}{r} = \frac{1,32 \cdot 60 \cdot (0,94 \cdot 0,95)}{0,1875}$$

$$\underline{F_{maks} = 377,2N = 0,38kN}$$

For å undersøke hvordan maksimal fremdriftskraft begrenses av skjærkapasiteten til jorden, har jeg valgt å bruke verdier for *Upland sandy loam* for å representere jordbruksjord. Dette er en jordtype som er godt egnet for dyrking (Jordtype, 2014), og det var tilgjengelige data for skjær mellom gummi og jord.

Hjulets kontaktflate, gitt av ligning (2.3)

$$A = b \cdot l_t = b \cdot 2 \sqrt{d\delta - \delta^2}$$

$$A = 0,098 \cdot 2 \sqrt{0,4 \cdot 0,02 - 0,02^2}$$

Maksimal fremdriftskraft, gitt av ligning (2.2)

$$F_{maks} = cA + W \tan \phi$$

$$F_{maks} = c \cdot \left(0,098 \cdot 2 \cdot \sqrt{0,4 \cdot 0,02 - 0,02^2}\right) + 0,736 \cdot \tan \phi$$

Ved bruk av Ligning 2.2 og verdiene for c og ϕ i Tabell 4.1, kan maksimal fremdriftskraft som følge av skjær mellom hjul og underlag anslås.

Tabell 4.1: Maksimal fremdriftskraft begrenset av skjær mellom hjul og underlag, og parametere for skjær mellom gummi og Upland sandy loam (Wong, 2010)

Kohesjon c [kN/m ²]	Vinkel for skjærmotstanden ϕ [grader]	Tetthet [kg/m ³]	Vanninnhold [%]	Maksimal fremdriftskraft F_{maks} [kN]
3,1	22,4	1471	31,3	0,36
0,6	31,4	1471	31,3	0,46
0,3	33,1	1623	45,1	0,48
3,0	28,5	1612	47,9	0,45

De undersøkte verdiene for F_{maks} som følge av skjær, ligger rett over verdiene funnet for F_{maks} som hjulet kan generere. Ut i fra disse dataene antar jeg at fremdriftskraften vår robot kan utvikle, vil begrenses av dreiemomentet levert til hvert hjul heller enn skjærkapasiteten i underlaget. Jordsammensetning og skjærkapasitet vil variere fra jorde til jorde, og for forskjellige områder på samme jorde. Det blir derfor umulig å vite hva som er den begrensende faktoren på et tilfeldig valgt sted. Ved å anta at *Upland sandy loam* er representativt for jordbruksjord, vil en robot med vårt motoroppsett ha dreiemoment levert til hjulet som begrensning for maksimal fremdriftskraft.

4.2. Metodevalg

Roboten vi skal bygge vil ikke være klar til testing før etter at denne oppgaven er levert, og beregninger som skal gjøres må derfor ta utgangspunkt i spesifikasjonene fra databladene til de ulike komponentene som er kjøpt inn. Når roboten kjører på jordet, er det estimering av bevegelsesmotstanden som virker på hjulene, som er utfordrende å finne. Det er i Kapittel 2.3 vist to metoder som kan brukes for å beregne bevegelsesmotstand, en parametrisk metode og en empirisk metode.

Begge metodene stiller likt i det at de ideelt sett skulle hatt mer omfattende informasjon om dekket fra produsenten, enn det vi fikk levert. Dekkene og felgene vi bruker er ment for snøfresere og hagetraktorer. I denne kategorien er kravene til å levere produktinformasjon mindre omfattende enn for dekk til personbiler eller traktorer. Dermed vil begge metodene måtte basere seg på estimerte utregninger, og målinger utført uten egnet måleutstyr, for å komme frem til noen av dekkparametrene. Bekkers ligninger gir mindre nøyaktige resultater for hjul med en

diameter under 50cm, og dette er en ulempe for oss med dekk diameter på 40cm (Wong, 2010).

Målet med beregningene er å vise hvordan roboten presterer under forskjellige kjøreforhold. Jeg synes derfor det er viktig at parametere knyttet til jorden enkelt kan forandres, slik at de representerer forskjellige jordforhold. Den parametriske metoden behøver trykk – synking- parametrene n , k_c og k_ϕ fra Bekkers ligning, Ligning (2.23), for å beregne bevegelsesmotstand. Med mindre man har utført egne målinger med *bevameter*, må disse parametrene komme fra tabeller. For å vise hvilken innvirkning gradvis fastere jord har på robotens prestasjoner, er man avhengig av å finne et bredt spekter med egnede målinger. Den empiriske metoden baserer seg kun på en *cone index* –verdi, som øker etterhvert som jorden blir fastere. Dette gjør det enkelt å vise hvordan et bredt spekter av jordstyrker påvirker robotens prestasjoner, fordi man selv kan velge verdier for *cone index*. Den parametriske metoden baserer seg på et mindre presist måleinstrument, men jeg mener den vil gi gode nok resultater til mitt bruk. Jeg har derfor valgt å bruke den parametriske metoden til å vurdere roboten.

4.3. Brixius ligninger

Ligningene er brukt for å vurdere hvordan variasjoner i underlaget påvirker energiforbruket til roboten, og ytelse i form av største stigning roboten kan klatre.

4.3.1. Parameter verdier

For at ligningene til Brixius skal gjelde må kravene i Figur 2.9 være oppfylt. Sjekker derfor at dekkparametrene for roboten, Tabell 4.2, er gyldige for bruk i ligningen.

b/d – forhold:

$$0,2 \leq \frac{0,098}{0,4} \leq 0,7 \quad , OK$$

δ/h – forhold:

$$0,09 \leq \frac{0,02}{0,0923} \leq 0,3 \quad , OK$$

W/bd – forhold:

$$15 \leq \frac{0,736}{0,098 \cdot 0,4} \leq 55 \quad , OK$$

Jeg har benyttet målene på hjulene som er kjøpt inn til roboten i kombinasjon med forskjellige verdier av *cone index*. Verdiene jeg har benyttet for dekkparametrene står i Tabell 4.2, og jordforholdene assosiert med ulike *cone index*- verdier er vist i Tabell 4.3. Våre dekk er av typen *bias-ply*, med *traction*-koeffisienter gitt i Tabell 2.2.

Tabell 4.2: Parametere for robotens dekk som brukes i beregningene

Dekkparametere	Symbol	Verdi
Bredde	b [m]	0,098
Ubelastet diameter	d [m]	0,4
Section height	h [m]	0,0923
Belastet avbøying	δ [m]	0,02
Rulleradius hardt underlag	r [m]	0,1875
Vertikal belastning på hjulet	W [kN]	0,736

Tabell 4.3: Cone index-verdier for ulike jordforhold (Brixius, 1987)

Jordtype	Cone index [kN/m ²]	Typiske operasjonsforhold
Myk eller sandjord (CI = 450)	350	Høsting av ris
	480	Skålharving på pløyd jord
	700	Vårpløying
Medium eller pløyd jord (CI = 900)	850	Planting
	1000	Høsting av mais, høstpløying
	1200	Høsting av hvete
Fast jord (CI = 1800)	1750	Sommerpløying

4.3.2. Jordstyrke

For å få et inntrykk av hvordan ligningene påvirkes av variasjoner i *slip* og *cone index*, har jeg undersøkt forhjulenes *Mobility Number* i myk jord (CI = 450), medium jord (CI = 900), og fast jord (CI = 1800).

Mobility Number myk jord, gitt av ligning (2.17)

$$B_n = \left(\frac{450 \cdot 0,098 \cdot 0,4}{0,736} \right) \cdot \left(\frac{1 + 5 \cdot \frac{0,02}{0,0923}}{1 + 3 \cdot \frac{0,098}{0,4}} \right)$$

$$\underline{B_n = 28,8}$$

Mobility Number medium jord, gitt av ligning (2.17)

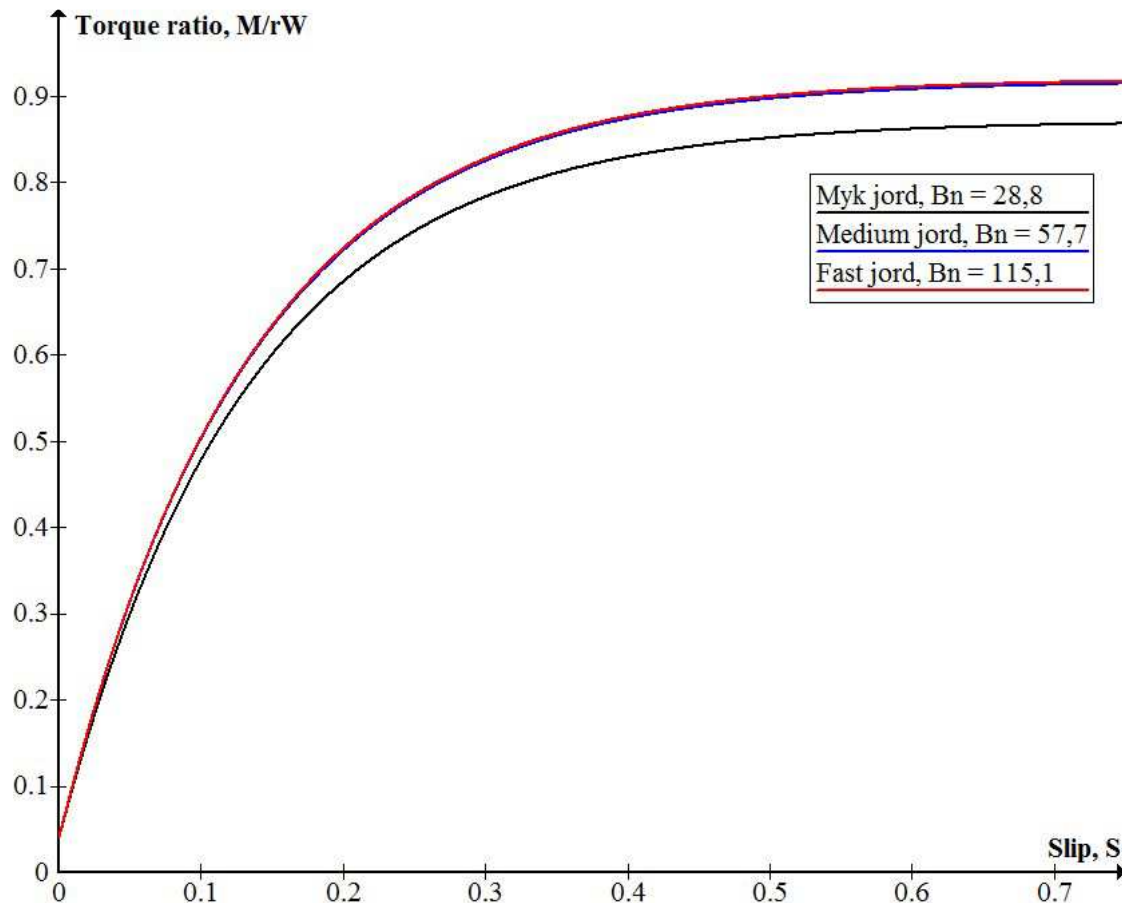
$$B_n = \left(\frac{900 \cdot 0,098 \cdot 0,4}{0,736} \right) \cdot \left(\frac{1 + 5 \cdot \frac{0,02}{0,0923}}{1 + 3 \cdot \frac{0,098}{0,4}} \right)$$

$$\underline{B_n = 57,7}$$

Mobility Number fast jord, gitt av ligning (2.17)

$$B_n = \left(\frac{1800 \cdot 0,098 \cdot 0,4}{0,736} \right) \cdot \left(\frac{1 + 5 \cdot \frac{0,02}{0,0923}}{1 + 3 \cdot \frac{0,098}{0,4}} \right)$$

$$\underline{B_n = 115,1}$$

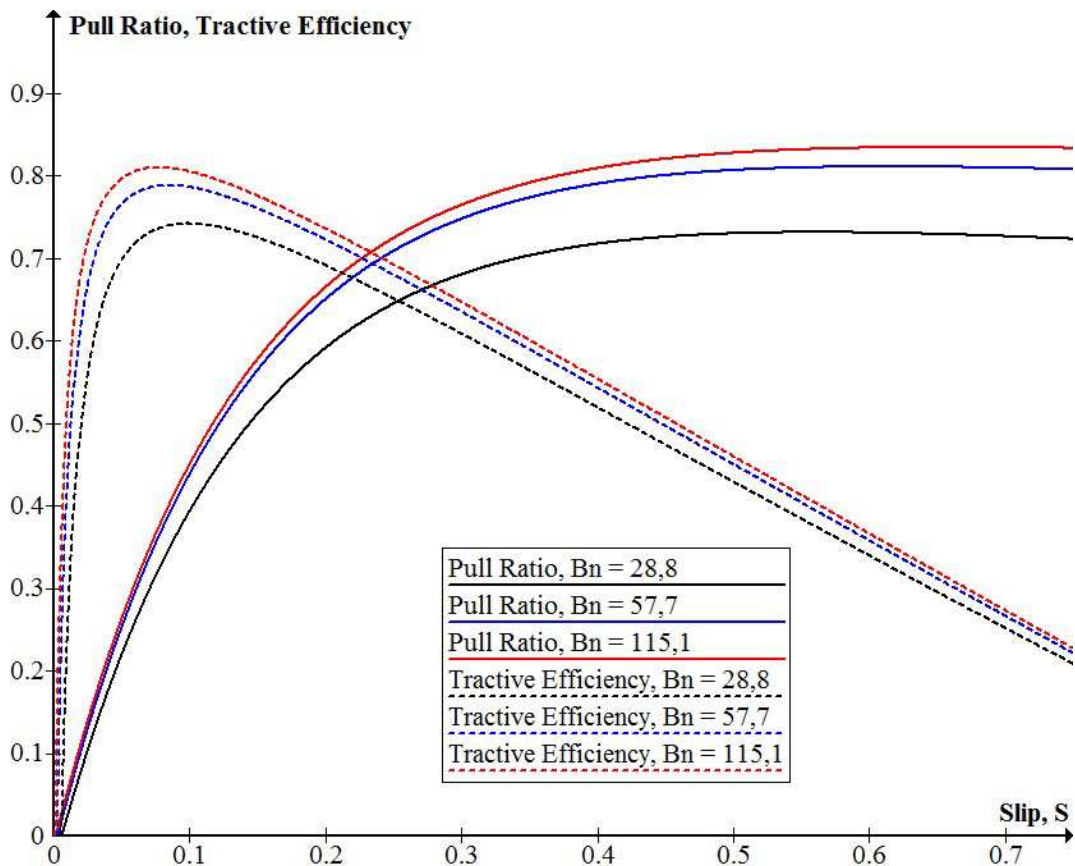


Figur 4.1: Torque ratio som funksjon av slip for Mobility Number tilsvarende robotens hjul i myk, medium og fast jord.

Når belastningen på dekket og størrelsen på dekket er konstant, er det kun *cone index* som påvirker *Mobility Number*. For medium og fast jord vil graden av *slip* hjulene på roboten oppleve, være tilnærmet lik for samme påførte dreiemoment. Forskjellen for myk jord er ganske liten ved lavt dreiemoment på hjulet, men blir større når dreiemomentet øker. Dette er vist med Figur 4.1.

Pull Ratio eller trekraft stiger med høyere *slip*, men forholdet mellom effekt inn og effekt ut, *Tractive Efficiency*, synker ved høy *slip*. Sammenhengen er vist i Figur 4.2. Man må derfor gjøre et kompromiss basert på om man ønsker høy trekraft eller høy *Tractive Efficiency*. Trekraft er viktigst for kjøretøy som for eksempel traktorer, som skal trekke redskap etter seg. For roboten vår vil kraften som kan utvikles, utover det som skal til for å overvinne bevegelsesmotstanden mellom hjul og underlag, bidra til å

forsere hindringer, akselerasjon, eller sørge for tilstrekkelig fremdrift hvis terrenget begynner å stige. *Tractive Efficiency* er mest interessant for oss, fordi vi ikke trenger å utvikle trekraft for normal kjøring. For høy *Tractive Efficiency* må *slip* være lav. Skal vi få lav *slip* på roboten må vi senke bevegelsesmotstanden, for eksempel ved bruk av lavere lufttrykk i dekkene (økning av δ/h -forholdet i *Mobility Number*), eller velge dekk med langt og smalt hjulspor (reduksjon av b/d -forholdet i *Mobility Number*).



Figur 4.2: Pull Ratio og Tractive Efficiency som funksjon av *slip* for *Mobility Number* tilsvarende robotens hjul i myk, medium og fast jord.

4.3.3. Ytelse ved merkemoment

Jeg tar utgangspunkt i at roboten brukes til såing, og velger *cone index* 850kN/m^2 som passende jordstyrke fra Tabell 4.3. Motoren går med turtall på 3000rpm, største kontinuerlige hastigheten giret tåler, og leverer merkemomentet som er $1,32\text{Nm}$.

Mobility Number forhjul, gitt av ligning (2.17)

$$B_{n,f} = \left(\frac{850 \cdot 0,098 \cdot 0,4}{0,736} \right) \cdot \left(\frac{1 + 5 \cdot \frac{0,02}{0,0923}}{1 + 3 \cdot \frac{0,098}{0,4}} \right)$$

$$\underline{B_{n,f} = 54,4}$$

Fordi bakhjulene kjører i sporene laget av forhjulene vil de oppleve litt fastere jord. Denne økningen i fasthet kalles her *After-Traffic Cone Index*, og fører til at bakhjulene får høyere *Mobility Number*. Forskjellen mellom *After-Traffic Cone Index* og *cone index* er størst for lave verdier av *cone index*.

After-Traffic Cone Index, gitt av ligning (2.18)

$$ACI = (1,0 + 1,8e^{-0,11B_{n,f}}) \cdot CI = (1,0 + 1,8e^{(-0,11) \cdot 54,4}) \cdot 850$$

$$\underline{ACI = 853,9kN / m^2}$$

Mobility Number bakhjul, gitt av ligning (2.17)

$$B_{n,r} = \left(\frac{854,7 \cdot 0,098 \cdot 0,4}{0,736} \right) \cdot \left(\frac{1 + 5 \cdot \frac{0,02}{0,0923}}{1 + 3 \cdot \frac{0,098}{0,4}} \right)$$

$$\underline{B_{n,r} = 54,6}$$

Dreiemomentet motoren leverer til hjulet settes inn i Ligning (2.19) for å finne *Torque Ratio*. Fordi vi benytter børsteløse DC motorer, vil dette forholdet kunne holdes konstant så lenge ikke motoren kjøres raskere enn merketurtallet. Ved å sette inn for B_n funnet over, kan *slip* for hjulene estimeres.

Torque Ratio, gitt av ligning (2.19)

$$\frac{M}{rW} = \frac{M_e \cdot \xi \cdot \eta_t}{rW} = \frac{1,32 \cdot 60 \cdot (0,94 \cdot 0,95)}{0,1875 \cdot 736}$$

$$\underline{\frac{M}{rW} = 0,513}$$

Slip forhjul, $B_{n,f} = 54,4$, gitt av ligning (2.19)

$$\frac{M}{rW} = 0,88 \cdot (1 - e^{-0,1 \cdot 54,4}) (1 - e^{-7,5 \cdot S}) + 0,04 = 0,513$$

$$\underline{S = 0,103}$$

Slip bakhjul, $B_{n,r} = 54,6$, gitt av ligning (2.19)

$$\frac{M}{rW} = 0,88 \cdot (1 - e^{-0,1 \cdot 54,6}) (1 - e^{-7,5 \cdot S}) + 0,04 = 0,513$$

$$\underline{S = 0,103}$$

Mobility Number for bakhjulene og forhjulen er såpass nære hverandre at vi får svært liten forskjell mellom dem i beregningene. For hele roboten blir total fremdriftskraft F , summen av bidraget fra hvert av hjulene.

Fremdriftskraft per hjul, gitt av ligning (2.9)

$$F_f = F_r = \frac{M_e \cdot \xi \cdot \eta_t}{r} = \frac{1,32 \cdot 60 \cdot (0,94 \cdot 0,95)}{0,1875}$$

$$\underline{F_f = F_r = 377,2N = 0,38kN}$$

Fremdriftskraft robot

$$F = 4 \cdot F_f = 4 \cdot 377,2$$

$$\underline{F = 1509N = 1,51kN}$$

Operasjonshastighet ved 3000rpm, gitt av ligning (2.10)

$$V = \frac{n_e \cdot r}{\xi} (1 - S) = \frac{3000 \cdot 2\pi}{60} \cdot 0,1875 (1 - 0,103)$$

$$\underline{V = 0,88m/s = 3,17km/h}$$

Bevegelsesmotstand forhjul, gitt av ligning (2.20)

$$\frac{R_{v,f}}{W} = \frac{1,0}{B_n} + 0,04 + \frac{0,5 \cdot S}{\sqrt{B_n}}$$

$$R_{v,f} = W \cdot \left(\frac{1,0}{B_n} + 0,04 + \frac{0,5 \cdot S}{\sqrt{B_n}} \right) = 736 \cdot \left(\frac{1,0}{54,4} + 0,04 + \frac{0,5 \cdot 0,103}{\sqrt{54,4}} \right)$$

$$\underline{R_{v,f} = 48,1N}$$

Ser her at en forskjell i *Mobilit Number* på 0,2, gir tilnærmet samme bevegelsesmotstand for bakhjul og forhjul.

Bevegelsesmotstand bakhjul, gitt av ligning (2.20)

$$\frac{R_{v,r}}{W} = \frac{1,0}{B_n} + 0,04 + \frac{0,5 \cdot S}{\sqrt{B_n}}$$

$$R_{v,r} = W \cdot \left(\frac{1,0}{B_n} + 0,04 + \frac{0,5 \cdot S}{\sqrt{B_n}} \right) = 736 \cdot \left(\frac{1,0}{54,6} + 0,04 + \frac{0,5 \cdot 0,103}{\sqrt{54,6}} \right)$$

$$\underline{R_{v,r} = 48,0N}$$

Bevegelsesmotstand robot

$$R_v = 2 \cdot R_{v,f} + 2 \cdot R_{v,r}$$

$$R_v = 2 \cdot 736 \cdot \left(\frac{1,0}{54,4} + 0,04 + \frac{0,5 \cdot 0,103}{\sqrt{54,4}} \right) + 2 \cdot 736 \cdot \left(\frac{1,0}{54,6} + 0,04 + \frac{0,5 \cdot 0,103}{\sqrt{54,6}} \right)$$

$$\underline{R_v = 192N}$$

Trekraft, gitt av ligning (2.6)

$$F = R_a + R_v + F_d \pm R_g$$

$$F_d = F - R_v - R_a - R_g = 1509 - 192 - 0 - 0$$

$$\underline{F_d = 1317N = 1,32kN}$$

For traktorer er trekraften et viktig kriterium når ytelse skal vurderes. Siden roboten ikke skal trekke noe redskap, slik en traktor ofte må, er F_d av mindre interesse. Maksimal ytelse med tanke på terrenget er mer relevant. Hvis roboten kjører med konstant fart opp en stigning med vinkel θ_s , kan man anslå den maksimale stigningen roboten klarer ved merkemoment.

Maksimal stigning, gitt av ligning (2.6)

$$R_g = W_{robot} \cdot \sin \theta_s = F - R_v - R_a - F_d$$

$$\sin \theta_s = \frac{1509 - 192 - 0 - 0}{300 \cdot 9,81}$$

$$\underline{\theta_s = 27^\circ}$$

Effekt motoren trekker ved merkemoment og turtall 3000rpm

$$P_{inn,f} = P_{inn,r} = \frac{P_{ut,f}}{\eta_m} = \frac{M_{e,f} \cdot \omega_e}{\eta_m} = \frac{1,32 \cdot \left(\frac{3000 \cdot 2\pi}{30} \right)}{0,86}$$

$$\underline{P_{inn,f} = P_{inn,r} = 482,2W}$$

Total effekt roboten bruker ved merkemoment og turtall 3000rpm

$$P_{total} = 2 \cdot P_{inn,f} + 2 \cdot P_{inn,r} = 4 \cdot 482,2$$

$$\underline{P_{total} = 1929W = 1,93kW}$$

Totale energi roboten har i sine to batterier

$$E = 2 \cdot 48V \cdot 30Ah$$

$$\underline{E = 2880Wh = 2,88kWh}$$

Robotens operasjonstid ved merkemoment og 3000rpm

$$E = P_{total} \cdot t$$

$$t = \frac{E}{P_{total}} = \frac{2880}{1929}$$

$$t = \underline{1,49h}$$

Dette tilsvarer omtrent 1 time og 29 minutter kjøretid i rett linje.

Robotens rekkevidde:

$$x = V \cdot t = 3,17 \cdot 1,49$$

$$x = \underline{4,7km}$$

Ved bruk av samme metode som er vist over, har jeg undersøkt stigningen roboten kan klatre ved merkemoment og forventet *slip*, når jordstyrken forandres. Beregningene er gjort med regnearket som er vist i Vedlegg. Resultatene er gitt i Tabell 4.4.

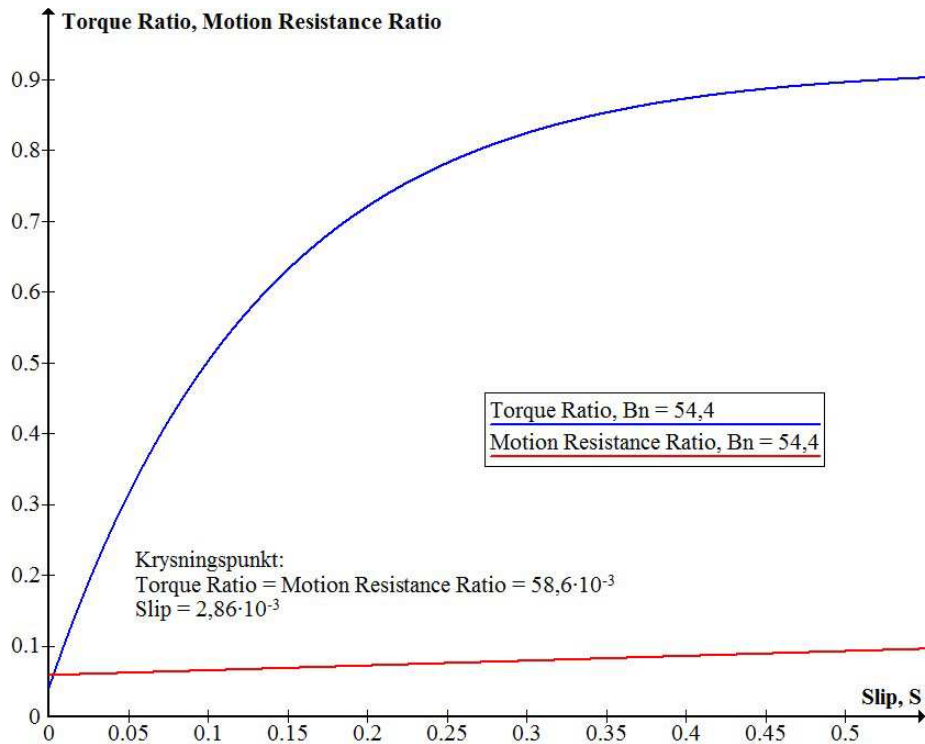
Tabell 4.4: Stigning roboten kan klatre og estimert *slip* verdi som funksjon av *cone index*.

Cone index [kN/m²]	Slip [%]	Stigning [grader]
300	13,3	25,2
450	11,2	25,5
700	10,5	26,4
850	10,3	26,5
1200	10,3	27,0
1800	10,3	27,4

Stigningen roboten kan klatre varierer lite mellom myk og fast jord. Dette er trolig fordi *cone index* som er brukt i Brixius ligninger er ment for typiske operasjonsforhold i jordbruk. I veldig løs gjørme eller lignende ekstremforhold er ikke metoden jeg har brukt gyldig. Grensene for gyldig *cone index* er vist i Figur 2.9.

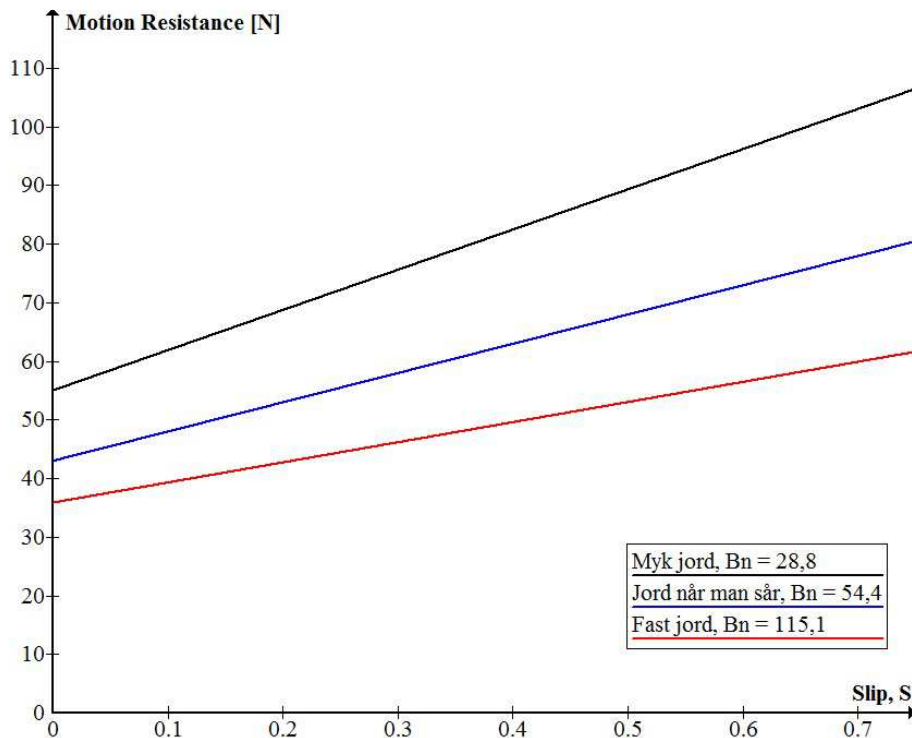
4.3.4. Energiforbruk og rekkevidde

For at roboten skal få en så lang operasjonstid som mulig, er det ønskelig å begrense energiforbruket ved å redusere dreiemomentet motorene leverer til det som er nødvendig for å overvinne bevegelsesmotstanden, altså $F = R_v$. *Slip* mellom hjul og underlag er en kilde som fører til store energitap ved kjøring over ubearbeidet underlag. Når motorene leverer merkemoment, ble *slip* estimert til 10,3%, ved jordstyrke tilsvarende såing, og *Torque Ratio* estimert til 0,513. Figur 4.3 viser at ved å redusere dreiemomentet motoren leverer vil *slip* reduseres betydelig for *Torque Ratio* mellom 0 og 0,513. Reduksjonen i *slip* vil føre med seg en liten reduksjon i bevegelsesmotstanden også.



Figur 4.3: *Torque Ratio* og *Motion Resistance Ratio* som funksjon av *slip* ved *Mobility Number* tilsvarende det robotens forhjul vil ha når den brukes til såing.

Krysningspunktet som vises i Figur 4.3 er ved *slip* tilnærmet lik null. Fordi Brixius har definert null *slip* ved hjul som kjører uten å utvikle trekraft på hardt underlag, vil vi alltid ha noe *slip* ved kjøring på jord.



Figur 4.4: Bevegelsesmotstanden for forhjulene til roboten som funksjon av *slip* ved forhold tilsvarende myk jord, jord når man sår, og fast jord.

Verktøysmodul for såing

For å vurdere energibruk og rekkevidde for roboten, når motorene kun skal levere nok kraft til å overvinne bevegelsesmotstanden, må graden av *slip* bestemmes. Variasjon i jordens mekaniske egenskaper fra et sted på jordet til et annet og stigninger i terrenget, vil påvirke graden av *slip* på hjulene. Jeg velger 5% *slip* som en gjennomsnittsverdi roboten vil oppleve ved kjøring på jordet, når den sår. Forhåpentlig vil den i praksis kunne ligge lavere enn dette, slik at mindre effekt er nødvendig for kjøring. *Mobility Number* for hjulene er som beregnet tidligere i oppgaven.

Bevegelsesmotstand forhjul, gitt av ligning (2.20)

$$\frac{R_{v,f}}{W} = \frac{1,0}{B_n} + 0,04 + \frac{0,5 \cdot S}{\sqrt{B_n}}$$
$$R_{v,f} = W \cdot \left(\frac{1,0}{B_n} + 0,04 + \frac{0,5 \cdot S}{\sqrt{B_n}} \right) = 736 \cdot \left(\frac{1,0}{54,4} + 0,04 + \frac{0,5 \cdot 0,05}{\sqrt{54,4}} \right)$$
$$\underline{R_{v,f} = 45,5N}$$

Bevegelsesmotstand bakhjul, gitt av ligning (2.20)

$$\frac{R_{v,r}}{W} = \frac{1,0}{B_n} + 0,04 + \frac{0,5 \cdot S}{\sqrt{B_n}}$$
$$R_{v,r} = W \cdot \left(\frac{1,0}{B_n} + 0,04 + \frac{0,5 \cdot S}{\sqrt{B_n}} \right) = 736 \cdot \left(\frac{1,0}{54,6} + 0,04 + \frac{0,5 \cdot 0,05}{\sqrt{54,6}} \right)$$
$$\underline{R_{v,r} = 45,4N}$$

Nødvendig fremdriftskraft for roboten

$$F = R_v = 2 \cdot R_{v,f} + 2 \cdot R_{v,r}$$
$$F = 2 \cdot 736 \cdot \left(\frac{1,0}{54,4} + 0,04 + \frac{0,5 \cdot 0,05}{\sqrt{54,4}} \right) + 2 \cdot 736 \cdot \left(\frac{1,0}{54,6} + 0,04 + \frac{0,5 \cdot 0,05}{\sqrt{54,6}} \right)$$
$$\underline{F = 182N}$$

Nødvendig dreiemoment fra motor til forhjul, gitt av ligning (2.9)

$$F_f = R_{v,f} = \frac{M_{e,f} \cdot \xi \cdot \eta_t}{r}$$
$$M_{e,f} = \frac{R_{v,f} \cdot r}{\xi \cdot \eta_t} = \frac{45,5 \cdot 0,1875}{60 \cdot (0,94 \cdot 0,95)}$$
$$\underline{M_{e,f} = 0,16Nm}$$

Nødvendig dreiemoment fra motor til bakhjul, gitt av ligning (2.9)

$$F_r = R_{v,r} = \frac{M_{e,r} \cdot \xi \cdot \eta_t}{r}$$
$$M_{e,f} = \frac{R_{v,r} \cdot r}{\xi \cdot \eta_t} = \frac{45,5 \cdot 0,1875}{60 \cdot (0,94 \cdot 0,95)}$$
$$\underline{M_{e,r} = 0,16Nm}$$

Effekt trukket av motor på forhjul

$$P_{inn,f} = \frac{P_{ut,f}}{\eta_m} = \frac{M_{e,f} \cdot \omega_e}{\eta_m} = \frac{0,16 \cdot \left(\frac{3000 \cdot 2\pi}{30} \right)}{0,86}$$
$$\underline{P_{inn,f} = 58,44W}$$

Effekt trukket av motor på bakhjul

$$P_{inn,r} = \frac{P_{ut,r}}{\eta_m} = \frac{M_{e,r} \cdot \omega_e}{\eta_m} = \frac{0,16 \cdot \left(\frac{4400 \cdot 2\pi}{30} \right)}{0,86}$$
$$\underline{P_{inn,r} = 58,44W}$$

Total effekt roboten bruker ved kjøring

$$P_{total} = 2 \cdot P_{inn,f} + 2 \cdot P_{inn,r} = 4 \cdot 58,44$$
$$\underline{P_{total} = 234W}$$

Robotens operasjonstid

$$E = P_{total} \cdot t$$
$$t = \frac{E}{P_{total}} = \frac{2880}{234}$$
$$\underline{t = 12,31h}$$

Operasjonshastighet ved 5% slip, gitt av ligning (2.10)

$$V = \frac{n_e \cdot r}{\xi} (1 - S) = \frac{\frac{3000 \cdot 2\pi}{60} \cdot 0,1875}{60} (1 - 0,05)$$

$$\underline{V = 0,93m/s = 3,36km/h}$$

Robotens rekkevidde:

$$x = V \cdot t = 3,36 \cdot 12,31$$
$$\underline{x = 41,4km}$$

Areal roboten kan dekke med verktøyslengde på 1,7m

$$A = x \cdot l_{\text{verktøy}} = 41,7m \cdot 10^3 \cdot 1,7m$$

$$A = 70380m^2 = 70,4\text{dekar}$$

Andre bruksområder

Målet med roboten er at den skal kunne utføre mange forskjellige oppgaver etterhvert som verktøysmodulene blir designet. Den vil da måtte kjøre på jord med forskjellig styrke, avhengig av jobben den skal gjøre. For å få et bilde av hvordan robotens rekkevidde påvirkes av endringer i *slip* og *cone index*, har jeg brukt samme fremgangsmåte som ble vist ved vurdering av roboten med verktøy for såing. Utregningen er gjort med et regneark jeg har laget, se vedlegg, så tallene for såing ved 5% *slip* er litt annerledes på grunn av mindre mellomregninger. Resultatene er vist i Tabell 4.5.

Tabell 4.5: Oversikt over robotens nødvendig fremdriftskraft (F), effekt batteriene må levere (P_{total}), operasjonstid (t), hastighet (V), rekkevidde (x), og areal den kan dekke (A), ved forskjellig *cone index* (CI) og grad av *slip* (S).

Roboten med original batterikapasitet							
CI [kN/m ²]	S [%]	F [N]	P _{total} [W]	V [km/h]	t [h]	x [km]	A [dekar]
300	1	261	332	3,5	8,7	30,3	51,5
	5	273	349	3,4	8,3	27,7	47,1
	10	289	369	3,2	7,8	24,8	42,2
450	1	219	279	3,5	10,3	36,1	61,3
	5	230	293	3,4	9,8	33,0	56,1
	10	243	310	3,2	9,3	29,5	50,2
700	1	185	236	3,5	12,2	42,6	72,5
	5	194	247	3,4	11,6	39,1	66,4
	10	205	261	3,2	11,0	35,0	59,6
850	1	174	222	3,5	13,0	45,5	77,3
	5	182	232	3,4	12,4	41,7	70,9
	10	192	244	3,2	11,8	37,5	63,7
1200	1	158	201	3,5	14,3	50,1	85,1
	5	165	210	3,4	13,7	46,1	78,4
	10	173	220	3,2	13,1	41,5	70,6
1800	1	145	184	3,5	15,6	54,6	92,8
	5	150	191	3,4	15,0	50,5	85,8
	10	157	200	3,2	14,4	45,7	77,8

Dobling av batterikapasitet

Vi var usikre på hvor mange batterier vi skulle kjøpe inn til roboten, men valgte å begynne med to stykker. Hvis det viser seg å være for lite for noen oppgaver, er det forholdsvis greit å montere ekstra batterier på rammen. Roboten skal kunne frakte 150kg nyttelast, for eksempel såkorn, kunstgjødsel eller sprøytemiddel, og under arbeid vil beholderen tømmes raskere enn batteriene. Roboten kan kombinere påfylling av nyttelast med bytte av batterier. Det er imidlertid bedre hvis batteriene holder til å gjøre ferdig et helt jorde, før de må byttes. Jeg har derfor valgt å undersøke rekkevidden og energibruk for roboten hvis antall batterier økes fra 2 til 4.

Total energi med 4 batterier:

$$E = 4 \cdot 48V \cdot 30Ah$$

$$E = 5760Wh = \underline{5,76kWh}$$

Fremgangsmåten for beregningene er den samme som for 2 batterier, men vekten på hvert hjul blir større, og dette vil virke inn på robotens *Mobility Number*.

Robotens masse med 4 batterier

$$m = 300 + 2 \cdot 18$$

$$m = \underline{336kg}$$

Vekten fordelt likt mellom alle hjul

$$W = \frac{1}{4} \cdot m \cdot g = \frac{1}{4} \cdot 336 \cdot 9,81$$

$$W = \underline{824,04N}$$

Static loaded radius ble undersøkt på samme måte som for to batterier, og resultatet ble 18cm også her. Uten skikkelig måleutstyr er det vanskelig å få dette målet nøyaktig. Når ikke jeg fant noen endring i *static loaded radius*, ble dekkparametrene som brukes de samme som ved beregningene med to batterier. Resultatene fra beregningen av robotens rekkevidde med 4 batterier er utført med regnearket vist i vedlegg, og er presentert i Tabell 4.6.

Tabell 4.6: Oversikt over robotens nødvendig fremdriftskraft (F), effekt batteriene må levere (P_{total}), operasjonstid (t), hastighet (V), rekkevidde (x), og areal den kan dekke (A), ved forskjellig cone index (CI) og grad av slip (S).

Roboten med doblet batterikapasitet							
CI [kN/m ²]	S [%]	F [N]	P _{total} [W]	V [km/h]	t [h]	x [km]	A [dekar]
300	1	307	392	3,5	14,7	51,4	87,4
	5	322	411	3,4	14,0	47,0	80,0
	10	341	435	3,2	13,2	42,1	71,6
450	1	257	328	3,5	17,6	61,5	104,5
	5	270	344	3,4	16,7	56,2	95,6
	10	286	364	3,2	15,8	50,3	85,5
700	1	216	275	3,5	20,9	73,2	124,4
	5	226	289	3,4	20,0	67,0	113,9
	10	239	305	3,2	18,9	60,0	102,1
850	1	202	257	3,5	22,3	78,3	133,1
	5	211	269	3,4	21,4	71,8	122,0
	10	223	284	3,2	20,3	64,4	109,5
1200	1	182	232	3,5	24,8	86,9	147,7
	5	190	242	3,4	23,8	79,9	135,8
	10	200	255	3,2	22,6	71,9	122,2
1800	1	166	211	3,5	27,3	95,5	162,3
	5	172	219	3,4	26,3	88,2	149,9
	10	180	230	3,2	25,0	79,7	135,6

Sammenligner vi Tabell 4.5 og Tabell 4.6 er ser vi at bevegelsesmotstanden øker når vekten øker. Dette påvirker energien som trekkes fra batteriet, og dermed rekkevidden og operasjonstiden. Økning i rekkevidde er forskjellig avhengig av cone index roboten kjører på. For cone index 300 ved 10% slip, øker rekkevidden fra 24,8km til 42,1km (70% økning). For cone index 1800 ved 1% slip øker rekkevidden fra 54,6km til 95,5km (75% økning). Dette er henholdsvis de vanskeligste og letteste kjøreforholdene jeg har beregnet. Går roboten som såmaskin (cone index = 850) ved 5% slip, får vi en økt rekkevidde fra 41,7km til 71,8km. Dette tilsvarer en økning i rekkevidde på 72%.

5. DISKUSJON

Dette kapittelet tar for seg resultatet fra beregningene som ble vist i kapittel 4.

5.1. Maksimal fremdriftskraft

Maksimal fremdriftskraft har to begrensende faktorer som har blitt undersøkt. Begrensningen som følge av jordens skjærkapasitet baserer seg på fire og målinger, utført i *Upland sandy loam*. Den laveste verdien ble funnet for en av jordmålingene, og var på 0,36kN, som er like under motorens potensielle 0,38kN. De tre andre målingene basert på jordkapasitet ligger høyere. Ut i fra beregningene ser det ut til at vår konfigurasjon av motor, gir og hjul vil kunne yte opp mot sitt fulle potensiale, uten å overskride skjærkapasiteten til jorden. Jeg mener derfor vi har truffet et godt valg av fremdriftskomponenter.

5.2. Kjøreegenskaper

For vår robot er det viktigste at den har krefter nok til å drive seg selv fremover. Den har ingen redskaper som skal trekkes, og fordi den skal kjøre på et jorde, er sjansene små for at den møter på vanskelige hindringer i form av store steiner eller lignende. Likevel er det viktig at den kan utvikle nok fremdriftskraft til å komme seg opp bakker, eller få hjulene ut av hull og groper, slik at den ikke blir stående fast. Brukt til såing kan roboten kjøre omtrent 1 time og 29 minutter når alle motorene leverer merkemoment. Rekkevidden er da 4,7km. Dette er en lang tid i forhold til at det sjeldent burde være nødvendig for roboten å levere merkemoment konstant. Fra beregningene har vi at roboten kan klare fra 25° til 27° stigning ved merkemoment, avhengig av hvor vanskelige kjøreforholdene er. Dette er svært bratt, selv ved vanskelig forhold. Selv om det skulle vise seg å være mer enn roboten klarer i praksis, tyder det likevel på at den har krefter nok til å takle kjøring på de fleste jorder. Variasjonen er ikke så stor mellom myk og fast jord, det er trolig fordi *cone index* som er brukt baserer seg på typiske operasjonsforhold i jordbruk. I veldig løs gjørme eller lignende ekstremforhold er ikke metoden jeg har brukt gyldig.

Hastigheten til roboten begrenses av reduksjonsgiret vi har valgt, som ikke tåler mer enn 3000rpm som kontinuerlig hastighet inn. Girets reduksjon på 60:1 gir oss rikelig dreiemoment, men til gjengjeld får vi en robot som kjører sakte. Selv med 1% *slip*, som må sies å være svært gunstig ved kjøring på jord, kan vi ikke kjøre fortere enn 3,5km/h. Ser vi på prestasjonene til roboten når det kommer til den bratteste stigning den kan forsere, hadde det ikke vært noe problem om disse verdiene var lavere. Jeg tror det kan være verdt å ofre noe dreiemoment for å øke hastigheten litt, uten å hemme robotens prestasjoner betydelig. Dette kan vi gjøre ved å sette på større hjul, eller sette på gir med litt mindre reduksjon.

5.3. Energiforbruk

Det er vanskelig å vite hvor godt beregningene av energiforbruk vil stemme overens med virkeligheten, før roboten kan testes i praksis. Beregningene gjelder for roboten når den går med konstant hastighet i en rett linje, og vil dermed vise lengre operasjonstid og rekkevidde enn det vi kan forvente i praksis. Bevegelsesmotstanden som følge av stigning ble sett bort ifra, fordi den ekstra energien som kreves for å kjøre oppover, tilsvarer omtrent reduksjonen i energiforbruk man får ved å kjøre nedover. Når roboten kjører rundt på et gitt jorde vil det være omtrent samme mengde klatring, som kjøring nedover. Mengden energi som går med til styring av roboten og akselerasjon, vil være avhengig av formen og størrelsen på jordet. Noe energi vil også måtte brukes for å drive motorkontrollerne og sensorene som er nødvendig for autonomkjøring, og selv om dette blir lite i forhold til det som går med til fremdrift, vil det fortsatt gjøre rekkevidden kortere.

Det å forutse hvor mye *slip* roboten vil ha ved kjøring på et gitt underlag, er vanskelig. Ved sammenligning av ytelse for forskjellige traktorer og andre kjøretøy som går i terreng, settes *slip* til 20%, fordi det viktigste er at de sammenlignes under like forhold (Wong, 2008, 2010). Jeg har brukt en lavere verdi for *slip* i mine beregninger, fordi vi ikke har behov for å utvikle trekkraft, og dermed gjør det ikke noe at mesteparten av fremdriftskraften går til å overvinne bevegelsesmotstanden. Ved en gjennomsnittlig *slip* på 5% varierer bevegelsesmotstanden fra 150N på fast jord til 273N på myk jord. Dette krever en effekt på henholdsvis 191W og 349W.

For å minske energiforbruket må vi redusere bevegelsesmotstanden. I Brixius ligninger betyr dette å øke *Mobility Number*. I mine beregninger har alle økninger i *Mobility Number* kommet som funksjon av høyere *cone index*, som representerer økt jordstyrke. Skal vi øke *Mobility Number* uten å endre jordstyrken, må dekkparametrene forandres. Hvis lufttrykket i dekket minskes, vil vi få økt avbøying, som tilsvarer økning i δ/h -forholdet. Dette gir en større kontaktflate mellom dekk og underlag, og gjør at hjulet synker mindre ned. Vi får mindre jordpakking og bevegelsesmotstand. Mindre lufttrykk i dekkene er et enkelt grep vi kan gjøre for å redusere bevegelsesmotstanden, og dermed minske energiforbruket. Dette gjelder bare på mykt underlag. Hvis roboten kjører på hardt underlag, vil bevegelsesmotstanden øke når lufttrykket senkes.

En annen måte å redusere bevegelsesmotstanden på, er lavere forhold mellom bredde og diameter, b/d -leddet i *Mobility Number*. Dette gir et lengre og smalere hjulspor, og dermed mindre jord som pakkes. Dette er selvfølgelig mindre aktuelt enn å senke lufttrykket, fordi det innebærer å kjøpe fire nye hjul. Bruk av dekk som er konstruert med *radial-ply* heller enn *bias-ply*, vil også føre til redusert bevegelsesmotstand (Brixius, 1987) , (Goering, 2013), men forhandleren vi valgte hadde ikke passende *radial-ply* dekk.

Energiforbruket kan også reduseres ved å gjøre kraftoverføringen mellom motor og hjul mer effektiv. Den opprinnelige ideen var å feste motorene og reduksjonsgiret rett på hjulet, og dermed slippe å overføre krefter med reimdrift slik det gjøres nå. Tar vi igjen utgangspunkt i såing ved 5% *slip* og original batterikapasitet, er robotens rekkevidde 41,7km og operasjonstiden 12,4 timer, når kraftoverføringen skjer ved reimdrift. Fjerner vi reimdriften øker rekkevidden til 43,9km og operasjonstiden til 13,1 timer. Dette er ikke en dramatisk økning, men hvis robotens design skal revideres er det verdt å undersøke om motorene kan flyttes ned på hjulet igjen. Verdien for rekkevidde og operasjonstid uten reimdrift, er beregnet ved å sette virkningsgraden på reimdriften til 1 i regnearket vist i vedlegget.

5.4. Rekkevidde

Både rekkevidden og operasjonstiden til roboten er i følge beregningene bedre enn jeg håpet på, da vi startet prosjektet. Fordi vekten også øker hvis vi dobler batterikapasiteten, får vi ikke dobbel rekkevidde. Hvor mye rekkevidden øker, er avhengig av jorden roboten kjører på. For myk jord ved 10% *slip* øker rekkevidden med 70%, og for fast jord ved 1% *slip* øker rekkevidden med 75%. Dette er henholdsvis de vanskeligste og letteste kjøreforholdene jeg har regnet på, og en økning som vil ligge mellom 70% og 75% er nok til at jeg mener en dobling av batterikapasiteten er verdt å gjennomføre.

Fra Tabell 3.1 har vi at beholderen med produkt på roboten kan dekke fra 3,0 dekar til 10,0 dekar, avhengig av arbeidsoppgaven som utføres. Dette er betraktelig mindre enn arealet roboten kan dekke basert på original batterikapasitet. Arbeidslengden på 1,7m som brukes for å regne ut areal roboten kan dekke ved kjøring, antar jeg som et minimum. Når en kunstgjødselspreder kaster ut gjødsel vil det variere hvor kunstgjødsele lander, og det er nok ikke praktisk å lage en som sprer så lite som 1,7m om gangen. For noen av arbeidsoppgavene vil roboten derfor trolig kunne dekke et større areal.

Ved 10% *slip* i veldig myk jord, som er de dårligste kjøreforholdene jeg har vurdert, er rekkevidden 42,2 dekar. Ser vi på såing, er arealet som kan dekkes 6,8 dekar mot 70,9 dekar for henholdsvis beholder og batteri. Tar vi med arealet som kan dekkes ved dobbel batterikapasitet på 122,0 dekar er det enda tydeligere at beholderen må etterfylles alt for ofte i forhold til hvor lenge roboten kan kjøre.

Med mindre etterfylling av tanken kan automatiseres, er roboten avhengig av menneskelig assistanse relativt hyppig. Jeg tror derfor det hadde vært en fordel å øke beholderstørrelsen på verktøyet. Når verktøymodulene skal designes, burde det gjøres målinger av robotens energiforbruk ved forskjellig mengder last, slik at forholdet mellom batterikapasitet og beholderkapasitet blir likest mulig. Ved å legge til rette for at roboten kan arbeide så selvstendig som mulig, vil vi øke nytteverdien for sluttbrukeren.

5.5. Usikkerhet

Jeg har brukt en empirisk metode som utgangspunkt for beregningene mine. Empiriske metoder gir bedre resultater når kjøretøyet man skal evaluere ligner de som er brukt for å samle inn data, men selv da vil det være variasjon mellom målt og estimert resultat. Selv om parametrene for vår robot ligger innenfor gyldighetsområdet, er størrelsen på både hjul og kjøretøy betydelig mindre enn de som ble brukt for innsamling av data (Brixius, 1987).

Målingen av *static loaded radius* er gjort uten egnet måleutstyr. Jeg sjekket målingen flere ganger, men muligheten for avlesningsfeil når man måler med målebånd, er stor. I tillegg er det snakk om 2cm forskjell på målt belastet og ubelastet radius; for så små forskjeller burde måleutstyret vært bedre.

6. KONKLUSJON

Et prosjekt for utvikling og bygging av en mobil landbruksrobot har blitt gjennomført. Prosjektgruppen har i samarbeid valgt konseptløsning og komponenter som ble kjøpt inn til roboten. Basert på komponentenes datablader har jeg gjennomført beregninger av robotens prestasjoner under forskjellige kjøreforhold. Beregningene er utført i et regneark jeg har laget, basert på ligninger utviklet av Brixius. Jordstyrken som brukes for å representere ulike kjøreforhold er gitt av *cone index*.

6.1. Resultater

Jeg mener at beregningene viser at roboten vil være godt egnet for å takle utfordringene den møter ved kjøring på et jorde med varierende kjøreforhold. Den har krefter nok til å takle vanskelige forhold og hindringer, og batterikapasiteten holder til kjøring i 7,8 timer i myk jord. Topp hastighet er lav på grunn av begrensninger satt av giret, og det bør vurderes et gir med litt mindre reduksjon hvis høyere hastighet er nødvendig. Beholderen med nyttelast på 150kg vil være den begrensende faktoren for robotens effektivitet, da den vil gå tom mye raskere enn batteriene.

- Maksimal fremdriftskraft roboten kan yte kontinuerlig er 1,51kN.
- Brukt til såing kan roboten kjøre omtrent 1 time og 29 minutter når alle motorene leverer merkemoment. Rekkevidden er da 4,7km.
- Bratteste stigning roboten kan kjøre opp er mellom 25,2° og 27,4°, avhengig av jordforholdene.
- Hastighet roboten kan kjøre i kontinuerlig er avhengig av *slip*, og anslås å ligge mellom 3,2km/h og 3,5km/h.
- Roboten har en rekkevidde på 24,8km i myk jord ved 10% *slip*. Dette er de vanskeligste forholdene jeg har beregnet for.
- Brukt til såing har roboten en rekkevidde på 41,7km, med utgangspunkt i gjennomsnittlig *slip* på 5%. Den kan da kjøre i 12,4 timer, og dekke et areal på 70,9 dekar.

Det har også blitt gjort en vurdering av robotens prestasjoner hvis batterikapasiteten dobles. Dette fører til en økning av totalvekten på 36kg. Roboten vil dermed forbruke mer energi ved kjøring, så økningen i rekkevidde vil ligge på mellom 70% og 75% avhengig jorden den kjører på.

6.2. Videre arbeid

Videre arbeid vil være kjøring av roboten for å få et inntrykk av hvor godt beregningene stemmer med praksis. Jordstyrken bør måles med *cone penetrometer* i forkant, slik at testene best mulig kan sammenlignes med beregningene som er gjort. En optimalisering av beholderen med nyttelast bør gjennomføres, slik at batterikapasitet og mengden produkt som fraktes stemmer bedre. Da vil vi kunne redusere antallet stopp i arbeidet, og gjøre roboten mer attraktiv for forbrukerne.

Beregningene bør også utvides, slik at de inkluderer flere av faktorene som nå er satt som begrensninger for oppgaven.

- Beholderen med produkt vil bli lettere etterhvert som roboten arbeider. Å få lagt inn vekten som funksjon av tid hadde vært interessant, hvis beregningene skal forbedres. Da må en avbøyningskurve for dekket ved forskjellig belastning også lages, slik at dekkparametrene også blir tidsavhengige.
- Gjøre en vurdering av energiforbruket knyttet til akselerasjon og styring av roboten.
- Legge inn energiforbruket til sensorer og kontrollere i beregningene.
- Beregne påvirkningen av vindhastighet og luftmotstand.
- Finne ut hvordan dynamiske lastoverføringer påvirker resultatene.
- Vurdere om det kan være hensiktsmessig å veksle mellom drift på to og fire hjul for å redusere energiforbruket.
- Finne ut ved hvilken vekt beholderen vil vare like lenge som batteriene.

7. REFERANSE

- Bekker, M.G. (1956). *Theory of Land Locomotion: the Mechanics of Vehicle Mobility*. 2. utg. Ann Arbor : University of Michigan Press. 520 s
- Beviameter. (2014). *Beviameter figur*. DLR. Lokalisert 02.05.2014 på World Wide Web: http://www.dlr.de/irs/Portaldata/46/Resources/images/ES/beviameter_1_380.jpg
- Blomberg, F. (2014). *Rammekonstruksjon for autonom landbruksmaskin*. Masteroppgave. Ås, Norges miljø- og biovitenskapelige universitet.
- Brixius, W.W. (1987). *Traction prediction equations for bias-ply tires*. ASAE Paper No. 871622. St. Joseph, MI: ASAE. Lokalisert 25.02.2014 på World Wide Web: http://bseerv214.bse.vt.edu/dist_lecture_27/REFERENCES/Traction_Prediction_Equations_for_Bias_Ply_Tires.pdf
- Goering, C.E., Stone, L.S., Smith, D.W., Turnquist, P.K. (2013). *Traction and transport devices. Chapter 13 in Off-Road Vehicle Engineering Principles*. 1. utg. St. Joseph, Mich: ASAE. 351-382 s. Lokalisert 19.02.2014 på World Wide Web: <http://elibrary.asabe.org/textbook.asp?confid=orvp2003>
- Jordpakking. (2014). *Maskiner og jordpakking*. Internova Lokalisert 09.05.2014 på World Wide Web: <http://lfr.internova.no/ring/forsoeksringen-agder-fagartikler/1744/maskiner-og-jordpakking.aspx>
- Jordtype. (2014). *What is sandy loam soil*. Sandy loam soil. Lokalisert 10.05.2014 på World Wide Web: <http://www.sandyloamsoil.com/>
- Klima. (2014). *Kyoto-avtalen videreføres til 2020*. FN. Lokalisert 05.05.2014 på World Wide Web: <http://www.fn.no/Bibliotek/Emneord/Generelle-emneord/Klima/Kyoto-avtalen-viderefoeres-til-2020>
- Navy. (2014). *Cone penetrometer Iraq*. US Navy. Lokalisert 02.05.2014 på World Wide Web: http://www.navy.mil/view_image.asp?id=24456
- Presisjon. (2014). *Presisjonsjordbruk*. Bioforsk. Lokalisert 11.05.2014 på World Wide Web: http://www.bioforsk.no/ikbViewer/page/fagomrader/fagomrade/omrade/tema/tema?p_dimension_id=16622&p_dimension_under=16622
- Rashidi, M., Sheiki, M., Abdolalizadeh, E. (2013) *Prediction of Radial-Ply Tire Deflection Based on Contact Area Index, Inflation Pressure and Vertical Load*. Takestan, Iran, IDOSI Publications. Lokalisert 07.03.2014 på World Wide Web: [http://www.idosi.org/aejaes/jaes13\(3\)13/4.pdf](http://www.idosi.org/aejaes/jaes13(3)13/4.pdf)
- Sandin, P.E. (2003). *Robot Mechanisms and Mechanical Devices Illustrated*. 1. utg. McGraw Hill Professional. 299 s

- Småkraft. (2014). *Småkraft figur*. Bondelaget.no Lokalisert 11.05.2014 på World Wide Web:
[http://www.bondelaget.no/getfile.php/Bilder%20fylker/Møre%20og%20Romsdal/Småkraftverk/Kraftverk.JPG%20\(mobile480\).jpg](http://www.bondelaget.no/getfile.php/Bilder%20fylker/Møre%20og%20Romsdal/Småkraftverk/Kraftverk.JPG%20(mobile480).jpg)
- Soil. (2014). *Soil Cone penetrometer*. ASABE. Lokalisert 02.05.2014 på World Wide Web: <http://www.scielo.br/img/revistas/eagri/v34n1/a19fig04.jpg>
- Svenkerud, M.K. (2014). *Tittel ikke valgt i tide til jeg trykker*. Masteroppgave. Ås, Norges miljø- og biovitenskapelige universitet.
- Traktor. (2014). *Traktor figur*. John Deere. Lokalisert 10.05.2014 på World Wide Web: http://www.deere.com/common/media/images/product/planting_and_seeding/DB_planter_series/DB120/r4d031295_DB120_642x462.jpg
- Wong, J.Y. (2008). *Theory of Ground Vehicles*. 4. utg. New York, NY: John Wiley. 592 s
- Wong, J.Y. (2010). *Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering: Terrain Behaviour, Off-Road Vehicle Performance and Design*. 2. utg. Butterworth-Heinemann. 488 s
- Zoz, F.M., Grisso, R.D. (2003). *Traction and Tractor Performance ASAE Distinguished lecture series Tractor Design No. 27*. St. Joseph, Mich: ASAE. 48 s. Lokalisert 25.02.2014 på World Wide Web:
http://bse214.bse.vt.edu/Dist_Lecture_27/Resources/Traction_Tractor_PerformanceP.PDF

VEDLEGG

- Regnearket brukt til beregningene i oppgaven, med tall verdier.
- Regnearket brukt til beregningene i oppgavene, med formler synlig.

Tire Parameters		
Section width	b [m]	0.098
Unloaded diameter	d [m]	0.4
Section height	h [m]	0.0923
Loaded tire deflection	δ [m]	0.02
Rolling radius hard surface	r [m]	0.1875
Vertical load on tire	W [kN]	0.73575
Rim diameter	[m]	0.2154
Static loaded radius	[m]	0.18

Soil Parameters		
Cone Index	CI [kN/m ²]	1800
After traffic Cone Index	ACI [kN/m ²]	1800.01021

Robot masse	[kg]	300
-------------	------	-----

Slip	S [%]	0.1028
------	-------	--------

Batteri parametere	
Ladning [Ah]	30
Spenning [V]	48
Antall batterier	2
Total energi [Wh]	2880

Virkningsgrader	
Remdrift [%]	0.95
Girkasse [%]	0.94
Motor [%]	0.862068966
Totalt	0.769827586

Robot	
Motion Resistance [N]	157.37
Effekt fra batteri [W]	200.69
Fart [m/s]	0.88
Teoretiskfart [m/s]	0.98
Fart [km/h]	3.17
Tid [h]	14.35
Rekkevidde [km]	45.50
Areal [dekar]	77.36

Motor	
Turtall [rpm]	3000
Gir	60
Vinkelfart	314.1592654

Forhjul	
Mobility Number	
Bn	115.1612593
Torque Ratio	
Q/rW	0.512951033
Motion Resistance Ratio	
M/W	0.053473193
Pull Ratio	
P/W	0.45947784
Tractive Efficiency	
TE	0.803670314
Motion Resistance	
Rv [N]	39.34290205
Motor Moment	
Me [Nm]	0.137678129
Effekt fra batteri	
P [W]	50.17331733

Bakhjul	
Mobility Number	
Bn	115.1619125
Torque Ratio	
Q/rW	0.512951034
Motion Resistance Ratio	
M/W	0.053473131
Pull Ratio	
P/W	0.459477903
Tractive Efficiency	
TE	0.803670424
Motion Resistance	
Rv [N]	39.34285582
Motor Moment	
Me [Nm]	0.137677967
Effekt fra batteri	
P [W]	50.17325837

Klatring ved merkemoment	
Fremdriftskraft	
F [N]	1509.614891
Motion resistance	
Rv [N]	157.37
Drabar pull	
Fd [N]	1352.24
Klatre evne	
ϕ [grader]	27.35342063

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1	Tire Parameters				Batteri parametere			Motor	
2	Section width	b [m]	0.098		Ladning [Ah]	30		Turtall [rpm]	3000
3	Unloaded diameter	d [m]	0.4		Spennin [V]	48		Gir	60
4	Section height	h [m]	$=(C3-C9)/2$		Antall batterier	2		Vinkelfart	$=12*\pi()/30$
5	Loaded tire deflection	δ [m]	$=(C3/2)-C10$		Total energi [Wh]	$=F2*F3*F4$			
6	Rolling radius hard surface	r [m]	$=2.5*(C3/2)*C10/(1.5*(C3/2)+C10)$		Virkningsgrader				
7	Vertical load on tire	W [kN]	$=(C17*9.81)/(1000*4)$		Remdrift [%]	0.95			
8					Girkasse [%]	0.94			
9	Rim diameter	[m]	0.2154		Motor [%]	$=600/(48*14.5)$			
10	Static loaded radius	[m]	0.18		Totalt	$=F8*F9*F10$			
11					Robot				
12					Motion Resistance [N]	$=2*B42+2*F42$			
13	Soil Parameters				Effekt fra batteri [W]	$=2*B48+2*F48$			
14	Cone Index	CI [kN/m ²]	1800		Fart [m/s]	$=(12*\pi()/30)*C6/13*(1-C19)$			
15	After traffic Cone Index	ACI [kN/m ²]	$=(1+1.8*EXP(-0.11*B27))*C14$		Teoretiskfart [m/s]	$=I4*C6/13$			
16					Fart [km/h]	$=3.6*F16$			
17	Robot masse	[kg]	300		Tid [h]	$=F5/F15$			
18					Rekkevidde [km]	$=F18*F19$			
19	Slip	S [%]	0.1028		Areal [dekar]	$=1.7*F20$			
20					Bakhjul			Klatring ved merkemoment	
21					Mobility Number	$=C15*C2*C3/C7*((1+5*(C5/C4))/(1+3*(C2/C3)))$		Fremdriftskraft	$=((2*B30*C7)+(2*F30*C7))*1000$
22					Bn			F [N]	
23					Torque Ratio	$=0.88*(1-EXP(-0.1*F27))*(1-EXP(-7.5*C19))+0.04$		Motion resistance	$=F14$
24					Q/rW			Rv [N]	
25					Motion Resistance Ratio	$=(1/F27)+0.04+((0.5*C19)/(SQRT(F27)))$		Drabar pull	$=I27-I30$
26	Mobility Number				M/W			Fd [N]	
27	Bn		$=(C14*C2*C3/C7)*((1+5*(C5/C4))/(1+3*(C2/C3)))$		Pull Ratio	$=F30-F33$		Klatre evne	$=(ASIN(I33/(9.81*C17)))*(180/\pi())$
28					P/W			ϕ [grader]	
29	Torque Ratio				Tractive Efficiency	$=(F36/F30)*(1-C19)$			
30	Q/rW		$=0.88*(1-EXP(-0.1*B27))*(1-EXP(-7.5*C19))+0.04$		TE				
31					Motion Resistance	$=F33*C7*1000$			
32	Motion Resistance Ratio				Rv [N]				
33	M/W		$=(1/B27)+0.04+((0.5*C19)/(SQRT(B27)))$		Motor Moment	$=F42*C6/(F8*F9*I3)$			
34					Me [Nm]				
35	Pull Ratio				Effekt fra batteri	$=(B42*F17)/F11$			
36	P/W		$=B30-B33$		P [W]				
37									
38	Tractive Efficiency								
39	TE		$=(B36/B30)*(1-C19)$						
40									
41	Motion Resistance								
42	Rv [N]		$=B33*C7*1000$						
43									
44	Motor Moment								
45	Me [Nm]		$=B42*C6/(F8*F9*I3)$						
46									
47	Effekt fra batteri								
48	P [W]		$=(B42*F17)/F11$						



Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet

Postboks 5003
NO-1432 Ås
67 23 00 00
www.nmbu.no