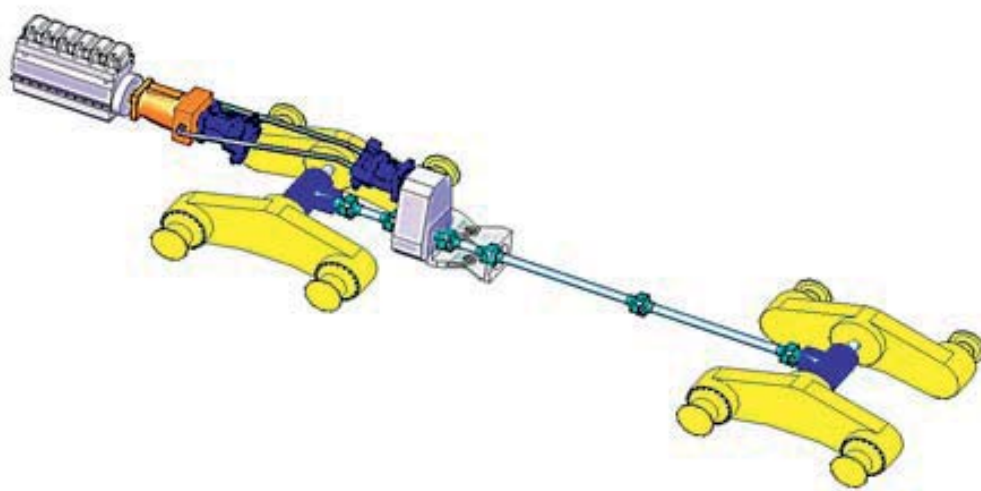




Konceptutveckling av hybriddrivlina för skogsmaskiner

Concept development of a hybrid powertrain for forest machines

Daniel Grönqvist

Examensarbete MMK 2011:34 MKN 039
KTH Industriell teknik och management
Maskinkonstruktion
SE-100 44 STOCKHOLM

Foto: Förenklad CAD-modell av drivlinan i dagens skotare som har använts för att skapa koncepten.

Ämnesord: Hybriddrivlina, hybriddrift skogsmaskiner, hybridkoncept

SKOGFORSK

– Stiftelsen skogsbrukets forskningsinstitut

arbetar för ett lönsamt, uthålligt mångbruk av skogen. Bakom Skogforsk står skogsföretagen, skogsägareföreningarna, stiften, gods, skogsmaskinföretagare, allmänningar m.fl. som betalar årliga intressentbidrag. Hela skogsbruket bidrar dessutom till finansieringen genom en avgift på virke som avverkas i Sverige. Verksamheten finansieras vidare av staten enligt särskilt avtal och av fonder som ger projektbundet stöd.

FORSKNING OCH UTVECKLING

Två forskningsområden:

- Skogsproduktion
- Virkesförsörjning

UPPDRAG

Vi utför i stor omfattning uppdrag åt skogsföretag, maskintillverkare och myndigheter. Det kan gälla utredningar eller anpassning av utarbetade metoder och rutiner.

KUNSKAPSFÖRMEDLING

För en effektiv spridning av resultaten används flera olika kanaler: personliga kontakter, webb och interaktiva verktyg, konferenser, media samt egen förlagsverksamhet med produktion av trycksaker och filmer.

Innehåll

Abstract	3
Förord.....	4
Nomenklatur	5
Förkortningar och uttryck.....	9
Sammanfattning	10
1 Introduktion	11
1.1 Bakgrund	11
1.2 Problemformulering	13
1.3 Syfte	13
1.4 Avgränsning	13
1.5 Metod	14
2 Referensram	15
2.1 Skotare.....	15
2.1.1 Dagens skotare	15
2.1.2 Drivlinan i dagens skotare	16
2.1.3 Dragkraftsbehov.....	17
2.1.4 Hydraulik	18
2.1.5 Styrning.....	18
2.1.6 Bromsar	18
2.1.7 Hjulutrustning.....	19
2.2 Energiförluster i dagens drivlina.....	19
2.2.1 Energiförluster i drivlinans komponenter.....	19
2.2.2 Förlusteffekt på grund av slirning vid hjulen.....	20
2.3 Avverkningsmetoder.....	20
2.4 Skotares bränsleförbrukning.....	20
2.5 Skotares arbetsmoment	21
2.5.1 Produktivitet	22
2.6 Dieselmotorn	22
2.6.1 Transienta belastningar	25
2.6.2 Dieselmotorns avgaser	25
2.6.3 Dieselmotorer i hybriddrivlinor.....	27
2.7 Definition av terräng.....	27
2.8 Hybriddrift.....	30
2.8.1 Seriehybriddrivlina	30
2.8.2 Parallellhybrid	31
2.8.3 Komplexhybrid.....	32
2.8.4 Fyrkvadrantomvandlare 4QT.....	34
2.8.5 Hybridiseringsfaktorn.....	35
2.9 Befintliga fordon med hybriddrift	35
2.9.1 Personbilar	35
2.9.2 Lastbilar och bussar	36
2.9.3 Entreprenadfordon	39
2.9.4 Skogsmaskiner	41
2.10 Komponenter i drivlinan	43
2.10.1 Mekanisk transmission	43
2.10.2 Hydrostatisk transmission	46
2.11 Energilagring.....	49
2.11.1 Batterier	49
2.11.2 Superkondensator	57

2.11.3 Svänghjul	59
2.11.4 Jämförelse mellan olika energilagringsskomponenter.....	60
2.11.5 Kombinationer av energilagringsskomponenter	61
2.12 Elektriska maskiner.....	61
2.12.2 Förluster i elmotorer.....	64
2.12.3 Elektriska maskiner för hybriddrift.....	66
2.12.4 Jämförelse av elmotorer	74
2.13 Krafterelektronik	74
2.14 Regenerativ bromsning	75
3 Konceptutvecklingsprocessen	77
3.1 Produktspecificering	77
3.1.1 Analys av befintliga skotare.....	77
3.1.2 Specificering av krav och önskemål utifrån referensskotare	77
3.1.3 Identifiering av önskemål och krav samt förslag på lösning.....	78
3.1.4 Beräkningsmodeller	82
3.1.4.1 Motståndskrafter som påverkar skotare.....	82
3.1.5 Framtagning av arbetscykel	108
3.2 Konceptframtagning.....	113
3.2.1 Konceptförslag.....	114
3.2.2 Konceptmodell.....	115
3.3 Utvalda koncept.....	117
3.3.1 Parallellhybridkoncept	117
3.3.2 Seriehybridkoncept	119
3.3.3 Serie- och parallellhybridkoncept	126
3.3.4 Komplexhybridkoncept	128
3.4 Konceptutvärdering.....	129
3.4.1 Energiflöden i koncepten	129
3.4.2 Konceptutvärdering egenskaper	135
3.4.3 Sammanställning av resultat	138
4 Vidareutvärdering av koncept	139
4.1 Utvärdering av koncept.....	139
4.1.1 Val av koncept för vidare utvärdering	139
5 Diskussion och slutsatser	140
5.1 Rekommendationer för framtida arbete	140
5.2 Diskussion	141
5.3 Slutsatser.....	144
6 Referenser.....	144
Internet	151
Bilaga 1 Koncept.....	155
Bilaga 2 Konceptutvärdering	161
Bilaga 3 Specifikationer för analyserade skotare.....	179

Abstract

The fuel consumption of forest machines working in cut-to-length (CTL) logging operations accounts for a significant proportion of the total cost in the Swedish forestry. The constantly increasing fuel price leads to a constant increase of this cost. The global competition also implies that the Swedish forestry annually has to increase its productivity. With an increasing focus on the climate and the environment, the machines also have to become more eco friendly. One way to achieve this through implementation of hybrid technology which has the ability to optimize the energy consumption and allows for a more flexible design which in turn can be used to reduce the machine weight.

The purpose of this study was to develop a proposal for a concept of a diesel-electric hybrid powertrain for forest machines, adapted to the special requirements for heavy transport in forest terrain. The concept should have low weight and high efficiency, and also be robust and modular. Based on literature studies the main causes of energy losses in today's forwarders were identified to the transient load of the diesel engine, the hydrostatic transmission's low efficiency under certain operating conditions, transmission losses between each gear pair, splash losses in the bogie boxes and wheel slip.

To find a suitable hybrid system, a number of concepts were developed for the design and placement of the driving components of the powertrain. The concepts were evaluated against a number of parameters and set against each other. Based upon the evaluation two concepts were selected.

The two selected concepts were based on the series hybrid system, where the propulsion in the first system consists of two electric motors connected to the wheel through separate transmission linked with the front and rear differential. Propulsion in the second concept consists of eight hub motors which through transmission elements are linked to each wheel. This concept is assumed to have great potential to reduce fuel consumption and soil damage through the possibility of reducing the transient loads on the diesel engine and ability to regulate the tractive force on each wheel. The design of the concept also enables weight reduction through the ability to redesign and weight optimization of the components in the forwarder, for example the heavy bogie boxes. The layout of the concept also allows for assembling the powertrain components into modules. This creates opportunities to reduce costs and enable implementation of the powertrain in other types of vehicles, such as harvesters.

Förord

Examensarbete har utförts vid Institutionen för Maskinkonstruktion vid KTH och ingår i en sammanhållen ”Master Thesis School” som omfattar ett antal examensarbeten med inriktningarna skonsamhet mot människa, mark/vatten och klimat vid maskinellt arbete inom skogsbruket. Examensarbetena var initierade av KTH och Skogforsk på initiativ av det svenska skogsbruket och ledande skogsmaskinstillverkare. Skogforsk är ett forskningsinstitut som forskar inom det svenska skogsbruket som finansieras av skogsnäringen och den svenska staten.

Jag vill börja med att tacka min handledare på KTH, Ulf Sellgren och min kontaktperson på Skogforsk, Björn Löfgren för den möjlighet jag fått att utföra detta intressanta examensarbete, samt för givande och intressanta diskussioner under projektets gång.

I början av projektet fick vi möjlighet att göra ett studiebesök hos Komatsu Forest AB i Umeå, vilket var väldigt givande och intressant. Jag vill passa på att tacka Bengt-Arne Walldén, Göran Blomberg och övriga personer som vi träffade under besöket för den tid ni avsatte för oss och all den givande och intressanta information som ni förmedlade, samt alla intressanta diskussioner.

Under projektet fick jag under två dagar möjlighet att besöka Rottne Industri AB i Rottne. Under besöket träffade jag bland annat Martin Nyström och Tobias Johansson. Jag vill framföra ett stort tack till dem som möjliggjorde besöket, vilket var väldigt givande och inspirerande. Besöket gav mig framför allt en bättre förståelse för och kunskap om hur systemen och tekniken i skotare ser ut och fungerar.

Jag vill också tacka mina studiekamrater, som också utförde sina examensarbeten inom ”Master Thesis School”, Hannes Åström, Cheng Cheng och Jonas Jonsson för många intressanta diskussioner och stöd under projektets gång.

Jag vill också passa på att tacka Kalle Seppi vid John Deere Forestry Oyj, Luoto Pasi vid Ponsse Oyj, Lars Eriksson vid Trelleborg AB och Martin Ärlestig vid Komatsu Forest AB för den värdefulla information som dessa personer förmedlat.

Till sist vill jag tacka min familj och mina vänner för allt stöd under projektet.

Daniel Grönqvist

Stockholm 2011-05-26

Nomenklatur

I detta avsnitt redovisas de begrepp och förkortningar som används i rapporten.

Beteckningar

Symbol	Beskrivning	Symbol	Beskrivning
a	acceleration [m/s^2]	E_s	energi kapacitet svänghjul [kWh]
A_{kon}	aktiv kondensatorarea [m^2]	f_0	matningsspänningens frekvens [Hz]
$andel_N$	andel av den totala dragkraften [1]	F_{br}	bromskraft [N]
a_v, a_{ret}	acceleration, retardation [m/s^2]	F_D	dragkraft [N]
b	bredd på kugghjul som doppas ned i oljebad [mm]	$F_{D(k)}$	dragkraft arbetsmoment [N]
B	styrka magnetfält [T]	F_{ff}, F_{fb}, F_v, F_b	krafter fram, bak, vänster, höger i x-led [N]
C_{kon}	kondensatorkapacitans [F]	F_l	kraft på ledare [N]
c_p	specifika värmetalet konstant tryck [$\text{J}/(\text{kgK})$]	$F_R, F_L, F_H, F_{SD}, F_{SN}, F_I, F_A, F_M$	motståndskraft rull, lutning, hinder, styrutslag, snö, tröghet, luft, total [N]
C_{system}	kapacitet seriekopplade superkondensatorer [F]	g	gravitationskonstant $9,81 \text{ m/s}^2$
C_{tr}, C_{nom}, C_{nl}	teoretisk, nominell, specifik batterikapacitet [Ah]	HF	hybridiseringsfaktor [1]
c_v	specifika värmetalet konstant volym [$\text{J}/(\text{kgK})$]	h_{ml}	höjd till tyngdpunkt [m]
d	körd distans [m]	I_{DC}	likström [A]
D_{hpump}	displacement pump [m^3/rad]	I_l	strömstryka ledare [A]
D_p, D_m	displacement pump, motor [m^3/rad]	I_u, I_{nom}, I_{nb}	urladdningsström, nominell ström, specifik ström [A]
E_{acc}, E_{ret}	acceleration- och retardationsenergi [J]	$J_{drivlina}, J_{hjul}, J_{tot}$	tröghetsmoment drivlina, hjul och totalt [kgm^2]

Symbol	Beskrivning	Symbol	Beskrivning
$E_{batt, anv}$, $E_{batt, spec}$, E_{batt}	användbar-, specifik- och batterienergi [kWh]	J_s	tröghetsmoment svänghjul [kgm ²]
E_{kon}	energimängd kondensator [kWh]	$J_s, J_{drivlina}, J_{hp}$ J_{tot}	tröghetsmoment; rotationssymmetrisk kropp, drivlina, hjul, totalt [kgm ²]
$E_{laddning}$, $E_{urladdning}$	laddnings- och urladdningsenergi [kWh]	l_{hp}, l_{tp}	avstånd mellan boggi mittpunkter och avstånd till tyngdpunkt [m]
EMK	elektromotorisk kraft [V]	l_l	längd ledare [m]
l_{bb}	hjulbas [m]	p_e	effektivt medeltryck [Pa] tillförd och avgiven effekt elmotor [W]
M_{EM}	vridmoment elmotor [Nm]	$P_{EM, in}, P_{EM, ut}$	mekanisk effekt elmotor [W]
$M_{hpump, max}$	erforderligt moment pump [Nm]	P_{EM}	förlusteffekt dieselmotor [W]
M_{Ih}	moment pga hjulens tröghetsmoment [Nm]	$P_{f, diesel}$	förlusteffekten hydrostatisk transmission [W]
m_{last}, m_{band}	vikt band och vikt last [kg]	$P_{f, bydro}$	förlusteffekt fördelningsväxellådan [W]
$m_{skotare}, m_{ske}$	vikt skotare [kg]	$P_{f, fv}$	förlusteffekt differentialer [W]
n	varvtal [varv/min]	$P_{f, diff}$	förlusteffekt boggilådor [W]
n_0	synkront varvtal [varv/min]	$P_{f, boggi}$	förlusteffekt hjul [W]
$N_f, N_b, N_v,$ N_h	normalkraft fram, bak, vänster, höger [N]	$P_{f, hjul}$	friktingsmedeltryck [Pa]
N_{hjul}	normalkraft hjul [N]	p_f	mekanisk effekt förbränningsmotor [W]
n_b	antal hjul [1]	P_{FB}	erforderlig effekt pump [W]
$n_{märk}, n_{max}$	märk- och maxvarvtal [varv/min]	P_{hpump}	indikerat medeltryck [Pa]
n_{mmax}, n_{mN}	maxvarvtal, märkvarvtal hydrostatisk motor [varv/min]	p_i	ingående effekt
n_{pump}	varvtal hydraulpump [varv/min]	P_{in}	kopparförluster [W]
$N_{tot, \beta a}$	totala normalkraften [N]	P_k	

Symbol	Beskrivning	Symbol	Beskrivning
$n_{ut}, n_{märk}, n_{max}$	utgående-, märk- och maxvarvtal [varv/min]	$P_{medel,arb}$	medeleffekt skotarvända [W]
N_v	vinkelrät normalkraft [N]	P_{pl}	plaskförluster [W]
p	poltal [1]	P_{skd}	installerad driveffekt skotare [W]
$P_{(k)}$	effekt arbetsmoment [W]	P_{ut}	utgående effekt [W]
P_{acc}, P_{ret}	effekt acceleration, retardation [W]	Q_{hpump}	volymflöde pump [m ³ /s]
$P_{brl,in}$	Effekt från tillfört bränsle [W]	Q_{kon}	laddningsmängd kondensator [C]
$P_{batt,max}$	maximal batterieffekt [W]	R_{DC}	lidningsresistans [Ω]
p_{cyl}	tryck under förbränningscykel [Pa]	r_b	hjulradie [m]
p_c	Peukerts konstant [1]	R_l	lindningsresistans [Ω]
P_{driv}	driveffekt [W]	R_{int}, R_c, R_{load}	inre resistans, ledningsresistans, lastresistans [Ω]
$P_{diese,ut}$	utgående effekt dieselmotor [W]	r_{st}	kurvradie [m]
s_{acc}, s_{ret}	acceleration och retardationssträcka [m]	$\Delta SOC_{intervall}$	laddningstillståndintervall
sb_f	specifik bränsleförbrukning [g/kWh]	Δv_{sk}	hastighetsförändring [m/s]
SOC	laddningstillstånd [%]	ε	kompressionsförhållandet [1]
t_{acc}, t_{ret}	tiden för acceleration, retardation [s]	$\varepsilon_r, \varepsilon_0$	permittiviteten dielektriskt material och vakuum [F/m]
T_{DC}	vridmoment likströmsmotor [Nm]	η	verkningsgrad [1]
u	utväxling [1]	$\eta_{batteri}$	batteriverkningsgrad [1]
U_{DC}	likspänning [V]	$\eta_{diesel,omv}$	energiomvandlingsverkningsgrad dieselmotor [1]
U_{kon}	matningsspänning kondensator [V]	η_{drivl}	verkningsgrad drivlina [1]

Symbol	Beskrivning	Symbol	Beskrivning
v	pereferihastighet [m/s]	$\eta_{DM}, \eta_{EMG},$ η_{KE}, η_{EM}	medelverkningsgrad dieselmotor, elmotor/generator, kaftelektronik [1]
V_0	spänningskälla [V]	$\eta_{FV}, \eta_{DIFF},$ $\eta_{BL}, \eta_{VV}, \eta_{TR},$ $\eta_{drivlina}$	medelverkningsgrad fördelningsväxellåda, differential, boggilåda, vinkelväxel, transmission, befintlig drivlina [1]
v_{dmax}	maximal framdrivningshastighet [m/s]	η_{EM}	verkningsgrad elmotor
v_d	körhastighet [m/s]	η_{hyd}	verkningsgrad hydrostatisk transmission [1]
v_l	hastighet ledare [m/s]	η_{mf}	mekanisk verkningsgrad förbränningsmotor [1]
V_s	slagvolym [m ³]	η_m, η_v	mekanisk och volymetrisk verkningsgrad [1]
x_n	förhållande mellandragkraft och hastighet (TR-värde) [1]	η_{tf}	teoretisk verkningsgrad förbränningsmotor [1]
$x_{n,t}$	transmissionens TR-värde [1]	$\eta_{totp}, \eta_{vpump}$	total och volymetrisk verkningsgrad hydraulpump [1]
y	neddopningsdjup för kugghjul i oljebad [mm]	$\eta_{vpump}, \eta_{vmotor},$ $\eta_{mpump}, \eta_{mmotor}$	volymetrisk och mekanisk verkningsgrad hydraulpump respektive hydraulmotor
β	lutningsvinkel [grader]	$\varkappa$	förhållandet mellan de specifika värmetalen [1]
Δp	tryckskillnad hydraulpump [Pa]	μ_d, μ_s	dragkrafts- och slirkoeficient [1]
$\mu_r, \mu_{st}, \mu_h,$ μ_{tot}	rull-, styrnings-, hinder- och totala motståndskoefficienten [1]	ω_s	vinkelhastighet svänghjul [rad/s]
$\dot{\omega}$	vinkelacceleration [rad/s ²]	$\Delta\omega_b$	vinkelhastighetsförändring [rad/s]
ω_{pump}	vinkelhastighet hydraulpump [rad/s]		

Förkortningar och uttryck

<i>4QT</i>	Four Quadrant Transducer (fyrkvadrantomvandlare)
<i>CAD</i>	Computer Aided Design
<i>CO</i>	Kolmonoxid
<i>CO₂</i>	Koldioxid
<i>DOD</i>	Depth Of Discharge (urladdningsdjup)
<i>EMK</i>	Elektromotorisk kraft
<i>G_{15-tim}</i>	Effektiv arbetstid per timme inkluderat kortare uppehåll som inte överskrider 15 minuter per tillfälle
<i>GYL</i>	Grundförhållanden-Ytstruktur- Lutning (terrängförhållanden)
<i>HC</i>	Kolväten
<i>HEMTT</i>	Heavy Expanded Mobility Tactical Truck
<i>HF</i>	Hybridiseringsfaktor
<i>HSD</i>	Hybrid Synergi Drive
<i>l/m³sub</i>	Bränsleförbrukningen i liter per transporterad volym virke
<i>m³sub</i>	Kubikmeter fast volym under bark
<i>Matlab</i>	Beräkningsprogramvara för numerisk beräkning
<i>NO_x</i>	Kväveoxider
<i>PM</i>	Partiklar
<i>PMSY-motor,</i> <i>PMSM</i>	Permanentmagnetiserad synkronmotor
<i>Skotare</i>	Skogsmaskin som transporterar virket som skördaren avverkat
<i>Skördare</i>	Skogsmaskin som används till att fälla, kvista och kapa träd
<i>SOC</i>	State Of Charge (laddningsnivå)
<i>SOH</i>	State Of Health (batterihälsa)
<i>SO_x</i>	Svaveloxider
<i>TR</i>	Theoretical Range – förhållande mellan dragkraft/moment och hastighet

Sammanfattning

Bränsleförbrukningen för skogsmaskiner i skogsbruk står för en större andel av den totala kostnaden för det svenska skogsbruket. Det ständigt ökande priset på bränsle medför en kontinuerlig ökning av denna kostnad. Den globala konkurrensen innebär också att det svenska skogsbruket årligen måste öka sin produktivitet. Med ett allt större fokus på klimat och miljö tillkommer samtidigt kravet att maskinerna måste bli skonsammare mot klimat och mark. Ett sätt att åstadkomma detta är genom implementering av hybridteknik, som möjliggör en optimering av energiförbrukningen och en mer flexibel utformning av skogsmaskinens konstruktion som i sin tur kan utnyttjas för att minska maskinvikten.

Syftet med examensarbetet har varit att utveckla ett förslag på ett koncept för en diesel-elektrisk hybriddrivlina för skogsmaskiner, anpassad för de speciella krav som gäller för tunga transporter i skogsterräng. Konceptet skulle ha låg vikt och hög verkningsgrad samt vara robust och modulärt. Arbetet i detta projekt har avgränsats till studier kring och framtagning av koncept för skotare i mellanklassen (13–15 tons lastkapacitet). Utifrån litteraturstudier identifierades de främsta orsakerna till energiförlusterna i dagens skotare till den transienta belastningen av dieselmotorn, den hydrostatiska transmissionens låga verkningsgrad under vissa driftsfall, kuggförluster i alla växlar, plaskförluster i boggilådorna samt slirande hjul.

För att finna ett lämpligt hybridsystem togs ett antal koncept fram för utformning och placering av drivlinans drivande komponenter. Koncepten utvärderades därefter mot ett antal uppställda parametrar och mot varandra. Utifrån utvärderingen valdes två koncept. Det ena konceptet antogs kunna implementeras utan alltför stora modifikationer av en konventionell drivlina. Det andra konceptet antogs kräva mer omfattande modifikationer, men i sin tur ge en hel del andra fördelar. Båda koncepten var seriehybridsystem, där drivningen i det första konceptet utgörs av två elmotorer som genom varsin transmission kopplats samman den främre och bakre differentialen.

Drivningen i det andra konceptet utgörs av åtta navmotorer som är kopplade till varsitt hjul. Koncept två antas ha stor potential att minska bränsleförbrukningen och markskadorna i och med möjligheten att minska de transienta belastningarna på dieselmotorn samt att dragkraften kan regleras för varje enskilt hjul. Konceptet antas också kunna minska skotarens totalvikt genom att boggilådor och andra komponenter kan konstrueras om och viktoptimeras. Konceptets layout medger också sammanfogning av drivlinans komponenter till moduler. Det skapar förutsättningar för att minska kostnaderna samt möjliggör implementering av drivlinan i andra typer av fordon, t.ex. skördare.

1 Introduktion

Detta kapitel beskriver bakgrund, syfte, avgränsning och metod för det utförda examensarbetet.

1.1 BAKGRUND

Den skogsavverkningsmetod som används i en stor del av Europa och framför allt i de nordiska länderna är den så kallade kortvirkesmetoden (CTL cut-to-length). I kortvirkesmetoden används vanligtvis ett två-maskinsystem, en skördare och en skotare. Skördaren fäller, kvistar och sågar upp träden i bestämda längder samt placerar virket i högar. Skotaren lastar sedan virket och transporterar det till ett avlägg (en uppsamlingsplats för virket) i närheten av en väg. Från avlägget lastas stockarna på timmerbilar för vidaretransport till sågverk och pappersbruk [1]. På senare tid har en ny typ av maskin utvecklats för kortvirkesmetoden som kombinerar både skördarens och skotarens funktioner i en och samma maskin. Denna typ av maskin kallas drivare och kan både skörda (fälla, kvista och såga upp träden i bestämda längder) direkt i lastutrymmet och skota (transportera) ut virket till avlägget. För att kunna göra detta ersätts skotarens grip med ett kombinerat skördaraggregat och grip [2]. Drivaren har vid utvärderingar visat sig ha fördelar i jämförelse med två-maskinsystemet bland annat i form av lägre bränsleförbrukning vid avverkning av klenare bestånd (om inte avstånden är för stora) [3]. En annan typ av maskiner som har utvecklats för kortvirkesmetoden är de så kallade kombimaskinerna. Dessa maskiner kan växla mellan rollerna som skördare och skotare genom att konstruktionen medför att skördaraggregatet, i fält, kan bytas ut mot en grip samt att lastbärare kan monteras [4].

Den globala marknaden för maskiner avsedda för kortvirkesmetoden uppgår idag till ca 3000 maskiner per år och värderas till 10 miljarder svenska kronor. En stor andel av maskinerna tillverkas i Sverige och Finland och den svenska maskintillverkningen värderas till ca 3,2 miljarder kronor. I Sverige sysselsätter maskintillverkarna och underleverantörer idag ca 2000 personer [5].

Klimatet står idag i ett allt större fokus, vilket bland annat innebär att större krav ställs på en minskning av nivåerna för utsläpp och energiförbrukning. Arbetsmaskiner, t.ex. entreprenadmaskiner och skogsmaskiner, står för en stor andel av utsläppen i Sverige. 2005 beräknades arbetsmaskinerna stå för 16 procent av de totala utsläppen av kväveoxider (NO_x) [6]. De flesta arbetsmaskinerna drivs med dieselmotorer. Avgaserna från dieselmotorer innehåller många oönskade ämnen, bland annat kolväten (HC), kolmonoxid (CO), kväveoxider (NO_x), samt partiklar och många andra giftiga ämnen [6].

Arbetsmaskiner var fram till år 1999 inte underställda några lagfästa avgaskrav. År 1999 infördes avgaskrav för dieseldrivna arbetsmaskiner i effektområdet 18 till 560 kW. Avgaskraven infördes i Europa utifrån nya regler i det så kallade arbetsmaskindirektivet (97/68/EG) [7]. Avgaskravet för arbetsmaskiner har sedan dess skärpts i flera steg. Av det totala antalet arbetsmaskiner i Sverige är mindre än 2 procent skogsmaskiner.

Skogsmaskinerna står dock för en betydande del av de totala utsläppen från arbetsmaskiner i Sverige. År 2006 stod skogsmaskinerna för 12 procent av de totala utsläppen av kväveoxider och 9 procent av de totala utsläppen av partiklar från arbetsmaskiner, vilket är relativt höga nivåer med tanke på det ringa antalet i förhållande till det totala antalet arbetsmaskiner. Skotare och skördare inom skogsindustrin används dock intensivt och kan ha driftstider på mer än 3 500 timmar per år [8]. Anledningen till den höga driftstiden beror på att de ofta används i flera skift [9]. En sänkning av bränsleförbrukningen för skogsmaskiner ger därför en betydande minskning av de totala avgasutsläppen för arbetsmaskiner per år. Inom storskogsbruket används skogsmaskinerna intensivt under 7–8 år varefter de byts ut mot nyare maskiner [10].

Av Sveriges areella näringar är skogsbruket den näring, efter jordbruket, som förbrukar mest energi. Bränsleförbrukningen inom det svenska skogsbruket var år 2008 ca 153 000 m³, vilket motsvarar en energiförbrukning om ca 1 495 GWh. Dieselbränsle stod för 89 procent av den totala bränsleförbrukningen. Av den totala energiförbrukningen stod drivningen (avverkning och uttransport) för ca 85 procent, av vilket avverkning stod för 44 procent och skotning för 33 procent [11]. Eftersom bränslepriset ständigt ökar utgör bränslekostnaderna en allt större andel av den totala kostnaden för drivningen i skogsbruket. Energikostnaderna för skogsbruket var år 2008 ca 1,3 miljarder kronor, vilket motsvarar ca 10 procent av den totala kostnaden för skogsbruket. Tack vare utvecklingen av maskiner och metoder har bränsleförbrukningen inom skogsbruket kunnat minskas. En jämförelse mellan bränsleförbrukningen för år 1995 och 2005 visar på en minskning för drivning med 32 procent [11]. På grund av energikostnadens inverkan på totalkostnaden utförs arbetet med drivning inom det industriella skogsbruket idag, för att uppnå hög lönsamhet, med energieffektiv teknik. Det innebär att potentialen för energieffektivisering med dagens teknik är liten och för att uppnå högre effektivitet krävs därför en övergång till ny teknik som är mer energisnål.

En teknik som kan användas för att minska bränsleförbrukningen och höja effektiviteten samt minska avgasutsläppen hos dagens och morgondagens skogsmaskiner är implementering av hybriddrift. Hybriddrift innebär att flera drivkällor och flera energilagringskomponenter samverkar för att optimera energiflöden och energiutnyttjandet. Hybridtekniken har under lång tid utvecklats för personbilar för att minska bränsleförbrukningen. På senare år har även hybriddrift utvecklats för tunga fordon.

Den första skogsmaskinen med elhybriddrift är skotaren El-Forest, som har utvecklats och tillverkas av El Forest AB [12]. Elhybridskotaren El-Forest har vid fältstudier visat på en minskning av bränsleförbrukningen med i snitt 35 procent i jämförelse med en konventionell skotare [13].

1.2 PROBLEMFORMULERING

Skogsbruket är en bransch som på grund av den ökade ekonomiska globaliseringen är utsatt för hård internationell konkurrens, vilket innebär att de ekonomiska marginalerna krymper. För att det svenska skogsbruket ska fortsätta vara lönsamt och konkurrenskraftigt krävs att produktiviteten årligen ökar med 2–3 procent. För att minska miljöpåverkan och samtidigt effektivisera skogsbruket behöver den befintliga skogsmaskinsparken utvecklas mot minskad energiförbrukning. Samtidigt måste maskinerna utvecklas för att bli mer skonsamma mot underlaget för att minimera markskadorna vid drivning [14].

1.3 SYFTE

Syftet med examensarbetet har varit att utveckla förslag på ett koncept med dieselelektrisk hybriddrivlina för skogsmaskiner. Konceptet ska vara anpassat för de speciella krav som ställs på tunga transporter i skogsterräng [14]. Målet har varit att ta fram förslag på ett koncept på en hybriddrivlina som har högre verkningsgrad, lägre bränsleförbrukning samt lägre vikt än de konventionella drivlinor som används i dagens skogsmaskiner. Konceptet ska även vara modulärt och robust uppbyggt.

1.4 AVGRÄNSNING

Enligt [15][16] uppstår de största energiförlusterna, ca 45 procent, för skördare i hydraulsystemet som driver kran och aggregat, och då främst i aggregatet. Förluster i aggregatet uppstår framförallt vid matningen och kapningen av stockar. Energiförlusterna för skotare beror främst på energiförluster i drivlinan. Förlusterna kan härledas till den hydrostatiska transmissionen, friktionsförluster i alla växlar och differentialer samt förluster i boggilådor. Utifrån denna information avgränsas konceptframtagningen i examensarbete till att enbart behandla drivlinan för skotare. Konceptframtagningen avgränsas dessutom till att ta fram hybriddrivlinor anpassade för de belastningar som åtta-hjulsdrivna skotare i mellanklassen (13–15 tons lastkapacitet) utsätts för.

Avgränsningen för skotare i mellanklassen har gjorts utifrån att de används i både gallring och slutavverkning [17]. Det innebär att arbetsmomenten för denna typ av skotare varierar mer i jämförelse med den största och den minsta klassen av skotare eftersom de främst används för slutavverkning respektive gallring. Gallringsarbeten vid flera olika bestånd inom ett större område innebär också att skotaren körs på skogsvägar mellan bestånden, vilket innebär ett större utnyttjande av skotarens drivlina för framdrivning.

Arbetet har fokuserat på framtagning av koncept på systemnivå. I arbetet kommer främst huvudkomponenterna i hybriddrivlinor att behandlas och tas med i konceptgenereringen. Övriga komponenter som ingår i hybridsystem såsom hjälpsystem (t.ex. smörj- och kylsystem), styr- och reglersystem samt övrig kringutrustning (t.ex. kablar, lager, kontakter, infästningar) har inte behandlats eller utvärderats på detaljnivå.

Till huvudkomponenterna räknas:

- Dieselmotorer.
- Elmotorer.
- Generatorer.
- Batterier.
- Superkondensator
- Transmission
- Kraftelektronik

1.5 METOD

Till att börja med utfördes en litteraturstudie av de ämnesområden som projektet innefattar i form av skogsmaskiner, förhållanden vid arbete i skogen, dieselmotorer samt hybridteknik. Därefter upprättades en produktspecifikation för konceptet genom analys av befintliga skogsmaskiner samt genom beräkningar av erforderlig prestanda vid hjul och hydraulpump. Metoden som valdes för det fortsatta arbetet i projektet byggde på att koncept togs fram med hjälp av de huvudkomponenter som definierats i avgränsningen. Ett antal utvalda koncept utvärderades sedan mot specificerade krav och mot varandra. Utifrån utvärderingen väljs sedan ett eller flera koncept ut för vidare utveckling och utvärdering. De moment som ingår i metoden ges nedan.



2 Referensram

Referensramen i examensarbetet behandlar skotare, driftsförhållanden, dieselmotorer, olika typer av drivlinor, befintliga fordon med hybriddrivlinor, samt komponenter i hybriddrivlinor.

2.1 SKOTARE

2.1.1 Dagens skotare

Skotare används för att transportera avverkat virke från skogen till en avlägningsplats i närheten av en väg. Exempel på två skotare i mellanklassen visas i figur 1.



Figur 1.

Två skotare i mellanklassen, Rottne F15 (övre bilden) [117] och Valmet 860.4 (nedre bilden) [118].

Det finns olika storlekar på skotare för användning vid både gallring och slutavverkning. Vid gallring används främst små skotare med 8–10 tons lastkapacitet och medelstora skotare med en lastkapacitet om 13–15 ton. De små och mellanstora skotarna används vid gallring eftersom dessa lättare kan ta sig fram även då många träd står kvar. Vid slutavverkning används medelstora och stora skotare som har en lastkapacitet om 17–19 ton. I de nordiska länderna är det vanligast med maskiner försedda med åtta hjul, med drivning på alla hjul [18].

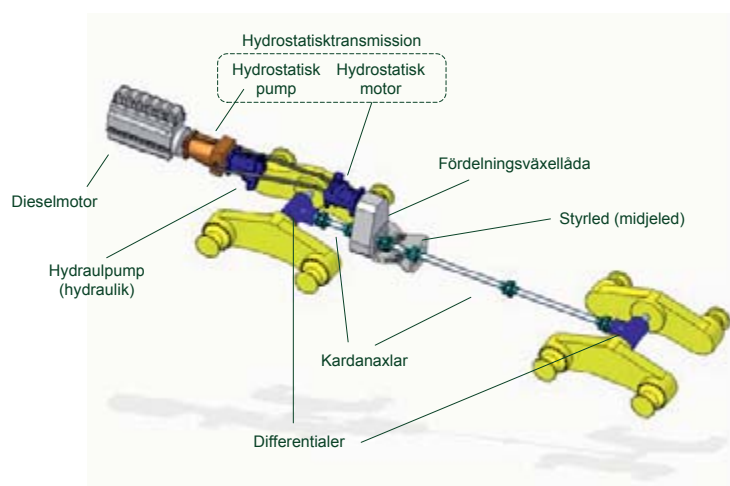
Hjulen sitter monterade på fyra boggilådor med två hjul på varje boggilåda. Två boggilådor tillsammans med en differential utgör en boggi, se figur 2.



Figur 2.
En skotarboggi bestående av en differential, två boggilådor samt fyra hjul.

2.1.2 Drivlinan i dagens skotare

Drivkällan i dagens skotare utgörs av en dieselmotor. Dieselmotorn är mekaniskt kopplad till en hydrostatisk transmission bestående av en hydraulpump som, genom slangar och/eller rör, är hydrauliskt kopplad till en eller flera hydraulmotorer. Den hydrostatiska transmissionen är kopplad till en mekanisk växellåda med två eller fler växlar. Den mekaniska växellådan fungerar som en fördelningsväxellåda och fördelar hydraulmotorernas moment till en främre och en bakre differential genom kardanaxlar kopplade mellan fördelningslådan och differentialerna, se figur 3. Fördelningsväxellådan har ofta två eller fler växlar och ger samma utväxling till främre och bakre drivning. För att undvika att den bakre drivningen ska trycka maskinen framåt vid körning ger fördelningslådan något högre hastighet till den främre drivningen [18].



Figur 3.
Drivlinan och dess komponenter i dagens skotare.

För att öka framkomligheten kan differentialerna låsas, vilket innebär att alla hjulen över en boggi roterar med samma hastighet. Den främre och bakre differentialen är mekaniskt kopplade till varsin boggilåda. I boggilådorna sitter en mekanisk transmission i form av kugghjul (drev) som överför kraften till de två hjulen som är kopplade till varje boggi. Transmissionen i boggilådorna fungerar som reduktionsväxlar som reducerar det inkommande varvtalet och växlar upp momentet till hjulaxeln.

Boggilådorna sitter monterade på skotaren genom en vridbar led som reducerar stegringshöjden vid körning över ett hinder i jämförelse med ett hjul på en axel, se figur 4. De åtta hjulen tillsammans med boggikonstruktionen ger god framkomlighet samt lågt marktryck.

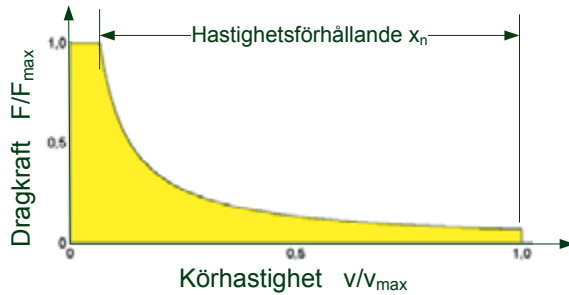


Figur 4.
Boggins tiltningsegenskaper [117].

Boggins konstruktion kan dock medföra problem vid tillfällen då hög dragkraft krävs, då vridmomentet över det bakre hjulet i boggin tenderar till att lyfta det främre hjulet. En större del av belastningen på boggin hamnar då på det bakre hjulet som i och med den högre belastningen får en minskad rullningsradie. Den minskade rullningsradien innebär att det bakre hjulet tillryggalägger en kortare sträcka än det främre och slirning uppstår mellan hjulen. [18] Det kan dock avhjälpas med hjälp av en så kallad balanserad boggi. En balanserad boggi gör så att belastning på grund av skotarens och lastens vikt fördelar sig lika över hjulen monterade på boggin [19].

2.1.3 Dragkraftsbehov

För att erhålla god prestanda vid körning i både terräng och på väg krävs att drivlinan ger ett visst förhållande mellan dragkraft och körhastighet enligt figur 5. Enligt [71] krävs för arbetsfordon med körförhållanden som en skotare, ett hastighetsförhållande, x_{h} , om 10 till 15 mellan hastigheten vid maximal dragkraft och den maximala körhastigheten.



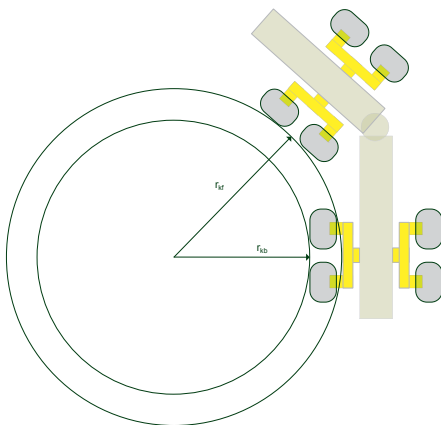
Figur 5.
Dragkraftsbehov vid olika körhastigheter.

2.1.4 Hydraulik

Hydrauliken i skotare drivs av en hydraulpump med variabelt displacement som sitter monterad efter pumpen för den hydrostatiska transmissionen och drivs av dieselmotorns utgående axel. Hydraulpumpen driver skotarens alla hydrauliska komponenter såsom kran- och griphydraulik, hydrauliken för styrningen samt övriga hydrauliska system.

2.1.5 Styrning

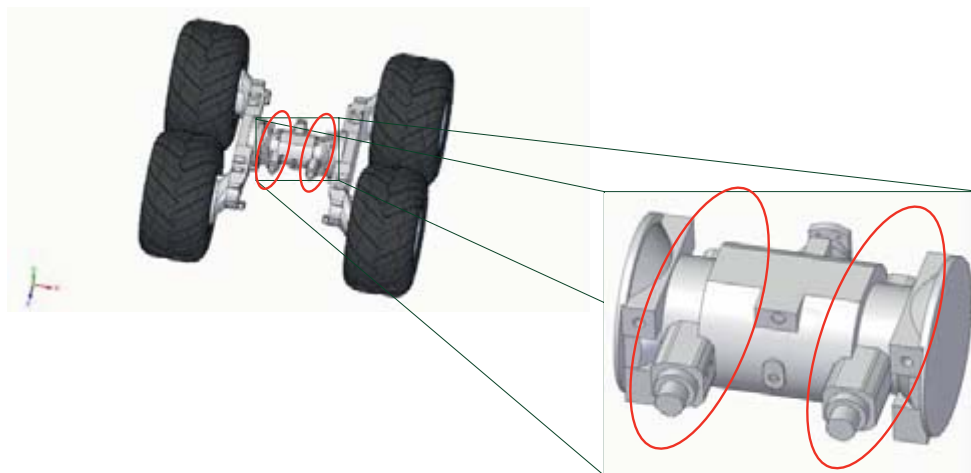
Skotarens främre och bakre del är sammankopplade genom en vridbar styrled i skotarens midja och styrningen sköts hydrauliskt. För att öka stabiliteten vid styrning är styrleden ofta placerad en bit framför mitten av skotaren. Placeringen av styrleden närmare de främre hjulen medför att de främre och de bakre hjulen får olika kurvradie och olika lång körsträcka, se figur 6. Det innebär att hjulen kommer att slira vid kurvtagning [18].



Figur 6.
De olika kurvradierna för fram respektive bakhjul.

2.1.6 Bromsar

De mekaniska bromsarna hos skotare utgörs av bromspaket i form av multi-diskbromsar bestående av ett antal bromsskivor (lameller) placerade i serie. Skivorna arbetar i ett oljebad. Ett exempel på placeringen av bromspaketet visas i figur 6 där bromspaketet sitter placerade mellan differentialerna och boggilådorna.



Figur 6.
Bromspaketet placerade mellan differentialerna och boggilådorna.

Bromssystemet består av ett färdbrömsystem och ett reservbrömsystem, som också fungerar som ett nödstoppsystem. Bromssystemet är hydrauliskt. I bromssystemet finns en aktuator kopplad till multidiskarna som arbetar mot en mekanisk fjäder. När hydraultryck tillförs bromsen skjuts aktuatoren tillbaka, vilket medför att bromsen släpper. När det tillförda hydraultrycket upphör skjuter fjädern ut aktuatoren som då trycker ihop multidiskarna och bromsar skotaren [20].

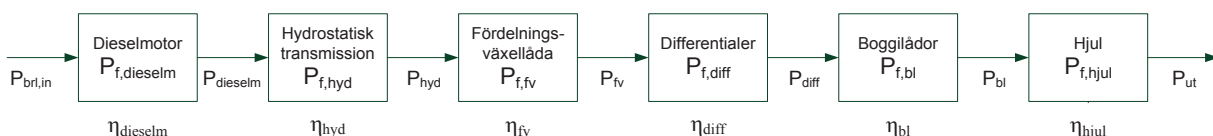
2.1.7 Hjulustrustning

För att öka framkomligheten för skotare i mer krävande terräng kan olika typer av hjulustrustning användas. Hjulustrustningen består av kedjor eller band som monteras runt enskilda hjul eller över två hjul i en boggi. Hjulustrustning används för att öka greppet samt fördela belastningen över en större yta och minskar marktrycket (gäller främst för band monterade över två hjul i en boggi) [20]. Användning av hjulustrustning innebär dock en väsentligt ökad totalvikt. I rapporten [21] redovisas en ökning av maskinvikten med 10 till 12 procent vid användning av boggiband.

2.2 ENERGIFÖRLUSTER I DAGENS DRIVLINA

2.2.1 Energiförluster i drivlinans komponenter

Energiförluster hos skotare uppstår framförallt i skotarens drivlina. Förlusterna beror bland annat på energiförluster i alla mekaniska transmissioner på grund av friktionen mellan komponenterna. Energiförluster uppkommer även i den hydrostatiska transmissionen samt viskösa förluster i boggilådorna på grund av det oljebad som kuggväxlarna i boggilådorna arbetar i [16]. Effekten genom drivlinan från bränsletanken till den effektiva effekten ut visualiseras i figur 8.



Figur 8.
Effektöverföring och förluster i dagens skotare.

Effekten som krävs från dieselbränslet till hjulen ges av ekvation 1.

$$P_{brl,in} = P_{f,diesel} + P_{f,hydro} + P_{f,fv} + P_{f,diff} + P_{f,boggi} + P_{f,hjul} + P_{ut} \quad (1)$$

$P_{brl,in}$ är den effekt som överförs till dieselmotorn i form av kemisk energi från dieselbränslet och som måste tillgodose effektbehovet i resterande delar av drivlinan samt den effektiva effekten, P_{ut} för framdrivning av fordonet. $P_{f,diesel}$ är förlusteffekten hos dieselmotorn och är kopplad till dieselmotorns verkningsgrad och energikrävande utrustning som är kopplad till dieselmotorn t.ex. generator och mekanisk kylfläkt. $P_{f,hydro}$ är förlusteffekten hos den hydrostatiska transmissionen och beror av dess verkningsgrad. $P_{f,fv}$, $P_{f,diff}$ och $P_{f,boggi}$ är förlusteffekten hos fördelningsväxellådan, differentialer respektive boggilådorna. Förlusterna beror främst på förlusteffekterna i kuggkontaktarna mellan transmissionselementen. I boggilådorna uppkommer också förlusteffekter i form av plaskförluster på grund av att transmissionselementen arbetar i ett oljebad. $P_{f,hjul}$ är förlusteffekt som förekommer vid hjulen och består främst av effekten som krävs för att övervinna rullmotståndet samt effekten som går förlorad vid slirande hjul. Enligt [17] är den mekaniska verkningsgraden mellan motorns utgående drivaxel och hjulen i dagens skotare ca 85 procent.

2.2.2 Förlusteffekt på grund av slirning vid hjulen

När friktionskraften mellan hjul och underlag blir för låg i förhållande till den dragkraft som krävs vid respektive hjul uppstår slirning. När ett hjul slirar omvandlas en del av den mekaniska effekten till förlusteffekt. Vid körning i terräng leder slirning till deformation av underlaget, vilket kan ge markskador.

2.3 AVVERKNINGSMETODER

Maskinell avverkning av skogen sker genom gallring och slutavverkning. Gallring är en avverkningsmetod där vissa träd i ett bestånd avverkas, medan huvudparten av träden står kvar. Gallring utförs för att träden inom ett bestånd inte ska stå för tätt, vilket kan medföra att tillväxten minskas [22]. När beståndet inom ett visst skogsområde är ekonomiskt moget avverkas beståndet genom så kallad slutavverkning. Under slutavverkning avverkas i stort sett alla stammar som lämnats kvar vid gallringarna. [23]. Enligt rapporten [24] avverkades 902 000 hektar skog i Sverige under 2009. Av de totalt avverkade hektaren slutavverkades 170 000 hektar, 356 000 hektar gallrades och 376 000 hektar röjdes.

2.4 SKOTARES BRÄNSLEFÖRBRUKNING

Enligt [25] står körningen vid drivning för 60 procent eller mer av den totala bränsleförbrukningen och beror på terrängtransportavstånd samt underlagets ytstruktur och lutning. Kranarbetet står för resterande 40 procent av bränsleförbrukningen. Skogforsk utförde 2006 en stor enkätundersökning om skogsmaskiners bränsleförbrukning [26]. Undersökningen omfattade uppgifter om 474 skogsmaskiner, varav 274 skördare och 200 skotare. I undersökningen samlades data in om bränsleförbrukning för skördare och skotare under vecka 13 och 39. De skogsmaskiner som omfattades av undersökningen arbetade främst i Svealand och Norrland och den avverkade volymen var ca 430 000 m³fub. Data samlades för både gallring och slutavverkning. I undersökningen inrapporterades under vecka 13 snödjup upp till 10 decimeter och

ett medelsnödjud om 4 decimeter, under vecka 39 var det snöfritt i hela landet. En stor del av de maskiner som ingick i undersökningen var utrustade med band och/eller kedjor. Maskinerna delades in i tre storleksklasser; liten, medel och stor, med en genomsnittlig motoreffekt för respektive klass om 93, 140 samt 170 kW. Bränsleförbrukningen per $G_{15\text{-tim}}$ för skotare i klassen liten, medel och stor var 7,8, 10,6 och 14,0 liter för respektive klass. Bränsleförbrukningen mätt i liter per $m^3\text{fub}$ för avverkningsformerna gallring respektive slutavverkning, med en medelstam om 0,11 $m^3\text{fub}$ respektive 0,33 $m^3\text{fub}$, var 0,9 respektive 0,65 liter. Vid användning av hjulutrustning i form av kedjor, kedjor/band samt band över alla hjul visade undersökningen en ökning i bränsleförbrukning om 0,5, 1,6 samt 2,9 liter för respektive hjulutrustning per $G_{15\text{-tim}}$. Undersökningen visar att bränsleförbrukningen för skotning under vinterförhållanden vid körning i snö ökade med cirka 1 liter per $G_{15\text{-tim}}$.

Skotares bränsleförbrukning kan också definieras utifrån bränsleförbrukningen i förhållande till dess produktivitet i form av bränsleförbrukningen per transporterad volym virke ($l/m^3\text{fub}$) [26]. Den transporterade volymen relateras då till virkets medelstamsvolym ($m^3\text{fub}$). För de undersökta skotarna i den ovan beskrivna undersökningen redovisas en bränsleförbrukning för skotarna om 0,65 respektive 0,90 $l/m^3\text{fub}$ vid slutavverkning respektive gallring.

2.5 SKOTARES ARBETSMOMENT

Skotarens arbetsuppgift är att transportera virke som en skördare avverkat i skogen till ett avlägg i närheten av en väg. För att utföra detta måste skotaren förflytta sig fram till virket, lasta virket, transportera virket tillbaka till avlägget, samt lasta av virket.

För att bestämma vilka belastningar en skotares drivlina utsätts för under ett normalt arbetspass, behöver skotarens olika arbetsmoment definieras. Utifrån information från studien [16] har sju olika arbetsmoment tagits fram, enligt tabell 1.

Tabell 1.
Arbetsmoment för en skotare [16].

Nr.	Arbetsmoment
1	Tomkörning
2	Lastning
3	Körning under lastning
4	Lastkörning
5	Lossning
6	Avläggskörning
7	Övrigt

Definitionen av de olika arbetsmomenten är följande:

- *Tomkörning*: körning utan last från avlägget till platsen för upphämtning av virke.
- *Lastning*: stillastående lastning av virke.
- *Körning under lastning*: körning mellan lastningsplatserna eller lastning av virke under långsam körning.
- *Lastkörning*: körning med last från upphämtningsplats till avlägget.
- *Lossning*: stillastående avlastning av virke vid avlägget.
- *Avläggskörning*: körning mellan avlastningsplatserna eller avlastning av virke under långsam körning.
- *Övrigt*: övrig tid som maskinen inte utför arbete.

Enligt [78] är det ca 50 gånger dyrare att transportera virke i terräng med skotare i jämförelse med att transportera motsvarande mängd virke med lastbil lika lång sträcka. Det kan därför löna sig att bygga skogsväg när volymen är tillräckligt stor och terrängtransportavstånden blir för långa.

2.5.1 Produktivitet

En skotares produktivitet beror på många olika parametrar, bland annat terrängtransportavståndet, terrängförhållanden samt med vilken hastighet som skotaren kan framförs med. Kranen och gripens prestanda inverkar också på produktiviteten. De parametrarna är dock svåra att förbättra. En annan parameter som påverkar produktiviteten är hur mycket virke skotaren kan lasta.

Lastkapaciteten brukar benämnas lastindex och definieras som förhållandet mellan lasten och maskinens vikt. I rapporten [77] redovisas ett test av åtta skotare i mellanklassen där de testade skotarna ett lastindex på mellan 0,69 till 0,86, vilket innebär att skotarna lastar mindre än sin egen vikt. Ett sätt att öka produktiviteten skulle kunna vara att öka värdet på lastindexet. För att höja värdet för lastindexet utan att höja totalvikten för lastad skotare krävs en minskning av maskinvikten.

2.6 DIESELMOTORN

Dieselmotorn uppfanns i slutet av 1800-talet av Rudolf Diesel. 1893 presenterade Diesel en prototyp av dieselmotorn och 1895 gick motorn av sig själv. Motorn arbetade med ett förbränningstryck om 30–35 bar och verkningsgraden uppmättes till 31 procent [27]. De dieselmotorer som används för skogsmaskiner är vanligtvis turboförsedda fyrtaktsdieselmotorer av olika storlek med olika effektuttag. Cylinderantalet är vanligtvis fyra eller sex. I dieselmotorer sker antändningen av bränslet genom att motorn först suger in och komprimerar luft varefter dieselbränslet sprutas in direkt i cylindern som då antänds av värmen som alstras på grund av det höga kompressionstrycket. Dieselmotorer arbetar med luftöverskott, vilket innebär att effektregeringen sker genom insprutad bränslemängd. Den teoretiska verkningsgraden, η_{tf} , för en förbränningsmotor ges av ekvation 2.

$$\eta_{tf} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (2)$$

Där ε är kompressionsförhållandet (V_1/V_2), κ är förhållandet mellan det specifika värmetalet hos gasen vid konstant tryck, c_p , och specifika värmetalet för gasen vid konstant volym, c_v , enligt ekvation 3.

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (3)$$

Genom att öka kompressionsförhållandet ökas den teoretiska verkningsgraden, men ett ökat kompressionsförhållande ger också ökade friktionsförluster. Belastningen på en förbränningsmotor kan bestämmas genom att mäta trycket i cylindrarna under en arbetscykel. Det indikerade medeltrycket, p_i (IMEP – ”indicated mean effective pressure”) [Pa], i en cylinder under en arbetscykel ges av ekvation 4.

$$p_i = \frac{\oint p_{cyl} dV}{V_s} \quad (4)$$

Där p_{cyl} är det varierande trycket [Pa] i cylindern under en arbetscykel och V_s är cylinderns slagvolym [m^3]. Medeltrycket i en motor kan också beräknas genom att mäta det utgående momentet (bromsat moment) och ger då det effektiva medeltrycket, p_e (BMEP – ”break mean effective pressure”) [Pa] enligt ekvation 5.

$$p_e = \frac{4 \cdot \pi \cdot M}{V_s} \quad (5)$$

Där M är det utgående vridmomentet på motoraxeln. De mekaniska förlusterna i en förbränningsmotor ges av skillnaden mellan det indikerade medeltrycket och det effektiva medeltrycket och benämns friktionsmedeltryck, p_f (FMEP – friction mean effective pressure) [Pa], och ges av ekvation 6.

$$p_f = p_i - p_e \quad (6)$$

De mekaniska förlusterna som bidrar till friktionsmedeltrycket beror av inre förluster i motorn såsom gasväxlingsförluster och friktionsförluster hos alla rörliga delar inuti och utanpå motorn som är kopplade till motorns vevaxel. Den mekaniska verkningsgraden, η_m , för en förbränningsmotor ges av ekvation 7.

$$\eta_m = 1 - \frac{p_f}{p_i} \quad (7)$$

Det indikerade medeltrycket kan höjas genom att höja belastningen av motorn, vilket innebär ett högre vridmoment. Friktionsmedeltrycket ökar vid högre rotationshastighet. Det innebär att den mekaniska verkningsgraden ökar vid en hög belastning och inte allt för högt varvtal [29]. Dieselmotorer i den storleksklass som används i dagens skotare har en verkningsgrad på mellan 40 till 44 procent [20].

En dieselmotors verkningsgrad $\eta_{\text{diesel,omv}}$ med avseende på energiomvandlingen (bränsleomvandlingsverkningsgrad) av den energi som kemiskt finns lagrad i bränslet, till mekanisk energi ges av ekvation 8 [30].

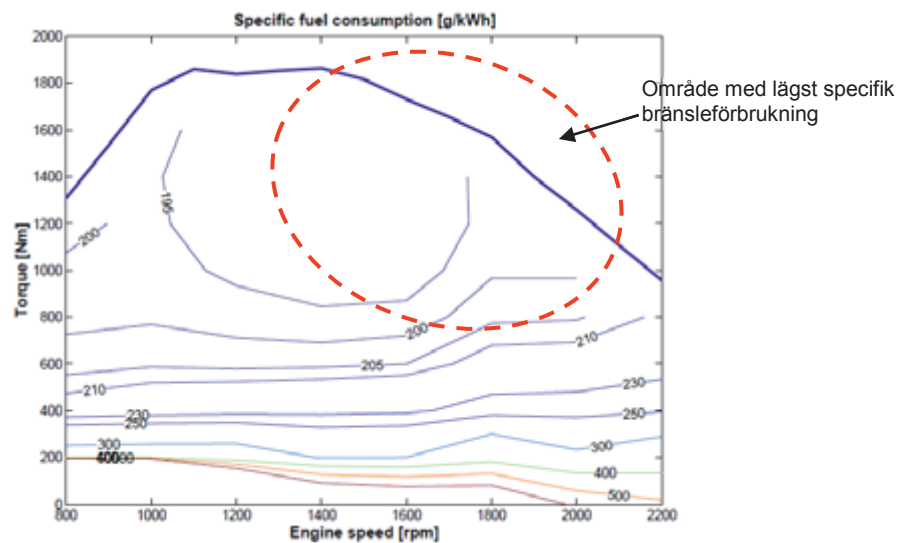
$$\eta_{\text{diesel,omv}} = \frac{P_{\text{diesel,mek}}}{\dot{m}_{f,\text{diesel}} \cdot q_{\text{diesel}}} \quad (8)$$

Där $P_{\text{diesel,mek}}$ [kW] är den mekaniska effekten på dieselmotorns utgående axel, $\dot{m}_{f,\text{diesel}}$ [kg/h] är massflödet bränsle in i motorn och q_{diesel} [MJ/kg] är bränslets kalometrisk värmevärde. Det kalometrisk värmevärdet för dieselbränsle är ungefär 43 MJ/kg (eller 11,94 kWh/kg) [31].

Ett mått för hur effektivt en motor omvandlar energin i det insprutade bränslet till mekanisk energi definieras av motorns specifika bränsleförbrukning, sb_f [g/kWh] enligt ekvation 9.

$$sb_f = \frac{\dot{m}_{f,\text{diesel}}}{P_{\text{diesel,mek}}} \quad (9)$$

Den specifika bränsleförbrukningen kan redovisas i ett så kallat musseldiagram, se figur 9, som ger den specifika bränsleförbrukningen för olika kombinationer av varvtal och moment.



Figur 9.
Diagram över hur en dieselmotors specifika bränsleförbrukning beror av det utgående vridmomentet och motorns varvtal.

Med hjälp av ett musseldiagram över den specifika bränsleförbrukningen kan bränsleförbrukningen (g/h) bestämmas vid ett specifikt effektuttag. Den specifika bränsleförbrukningen kan också relateras till omvandlingsverkningsgraden enligt ekvation 10.

$$\eta_{diesel,omv} = \frac{1}{q_{diesel} \cdot sbf} \quad (10)$$

2.6.1 Transienta belastningar

Dieselmotorn i olika arbetsfordon arbetar med en varierad belastning vid olika arbetsmoment. Vid vissa arbetsmoment varierar belastningen transient, vilket innebär snabba belastningsvariationer [32]. Under transienta belastningar regleras dieselmotorns varvtal och vridmoment för att tillgodose det förändrade effektbehovet. Den snabba regleringen av effektbehovet av dieselmotorn hämmas dock av fördröjning hos vissa system, framförallt hos turboaggregatet. Fördröjningen av regleringen av turbon uppkommer i form av så kallat ”turbo lag” (turbofördröjning) [33]. Dessa fördröjningar innebär att regleringen mot fullständig förbränning blir svår att erhålla, vilket leder till ökad bränsleförbrukning och ökade emissioner [7].

2.6.2 Dieselmotorns avgaser

De flesta större arbetsmaskiner drivs nästan uteslutande av dieselmotorer. Under ideala förhållanden med fullständig förbränning av drivmedel bildas enbart koldioxid (CO_2) och vatten. Koldioxid (CO_2) bildas under förbränning av kolbaserade bränslen och är en av de gaser som antas bidra till växthuseffekten och den globala uppvärmningen. Dieselmotorer i fordon arbetar mot en varierad belastning, vilket innebär att varvtalet och vridmomentet hos motorn varierar, vilket innebär att regleringen mot fullständig förbränning blir svår att erhålla [7].

Avgaserna från dieselmotorer innehåller många oönskade ämnen, bland annat kolväten (HC), kväveoxider (NO_x), kolmonoxid (CO), samt partiklar (PM) och många andra kemiska ämnen.

Kolväten (HC) består av oförbränt bränsle som uppstår vid luftunderskott under förbränningen. Eftersom dieselmotorer arbetar med luftöverskott består avgaserna från dieselmotorer av låg halt av kolväten.

Kväveoxider (NO_x) bildas då en del av kvävet i insugsluften reagerar med syre under förbränningen vid höga temperaturer. Kväveoxider bidrar till försurning och bildar tillsammans med kolväten (HC) smog och marknära ozon när det utsätts för solljus. Utsläpp av kväveoxider bidrar också till nedbrytning av ozonskiktet i stratosfären. Kväveoxider (NO_x) är ett samlingsnamn för kväve-monoxid (NO), kvävedioxid (NO_2) och andra kväveoxider. Bildandet av kväveoxider ökar vid höga förbränningstryck och temperaturer. Andelen NO_x i avgaserna påverkas till stor del av andelen bränsle som sprutas in, samt tändfördröjningen.

Kolmonoxid (CO) bildas vid ofullständig förbränning av bränslet och sker vid syrebrist (luftunderskott) under förbränning, som kan uppstå vid lokala områden i förbränningsrummet (cylindern). Kolmonoxid kan också bildas vid höga förbränningstemperaturer då koldioxid omvandlas till kolmonoxid [7].

Partiklar (PM) består av sot som bildas vid ofullständig förbränning. Partiklarna uppstår då det insprutade bränslet inte hinner förångas innan förbränningen startar, vilket leder till små restpartiklar som till stor del består av sot, kolväten och bly. Dessa partiklar kan vara skadliga för människor då partiklarna är väldigt små och inte fastnar i luftrören, utan kan ta sig ner i lungorna och orsaka cancer. Utsläpp av svaveloxider (SO_x) uppstår under och efter förbränningen av svavelhaltigt bränsle då svavel (S) oxiderar till svaveldioxid (SO_2) och svaveltrioxid (SO_3). Svaveloxider bidrar till surt regn. Utsläppen kan reduceras genom att avlägsna svavlet från bränslet. [34]

Miljökraven som ställs på arbetsmaskiner släpar efter kraven som ställs på t.ex. lastbilar. Arbetsmaskiner hör till en grupp av maskiner som står för en betydande del av de totala utsläppen. Dessa maskiner var inom EU fram till år 1999 inte underställda lagfästa avgaskrav [7]. I rapporten [9] har en sammanställning gjorts av de nuvarande och kommande avgaskraven för arbetsmaskiner inom EU med en motoreffektnivå på mellan 37–560 kW enligt maskindirektiven 97/68/EC och 2000/25/EC tillsammans med tillägg. De emissioner som regleras i dessa direktiv är kolmonoxid (CO), kolväten (HC), kvävedioxider (NO_x) samt partiklar (PM). Avgaskraven är uppdelade i fem olika steg som benämns steg I, steg II, steg III A, steg III B samt steg IV. Införandet av kraven sker successivt fram till och med år 2014, enligt tabell 2 [7].

Tabell 2.
Avgaskrav för dieseldrivna arbetsfordon [7].

Effekt, P [kW]	Införande datum	CO	HC	NO_x	PM
[g/kWh]					
Steg I					
$37 \leq P < 75$	1999.04/2001.07*	6.5	1.3	9.2	0.85
$75 \leq P < 130$	1999.04/2001.07*	5.0	1.3	9.2	0.70
$130 \leq P < 560$	1999.04/2001.07*	5.0	1.3	9.2	0.54
Steg II					
$18 \leq P < 37$	2001.01/2002				
$37 \leq P < 75$	2005.01/2004.01*	5.0	1.3	7.0	0.4
$75 \leq P < 130$	2003.01/2003.07*	5.0	1.0	6.0	0.3
$130 \leq P < 560$	2002.01/2002.07*	3.5	1.0	6.0	0.2
Steg III A					
$37 \leq P < 75$	2008.01	5.0		4.7**	0.4
$75 \leq P < 130$	2007.01	5.0		4.0**	0.3
$130 \leq P < 560$	2006.01	3.5		4.0**	0.2
Steg III B					
$37 \leq P < 56$	2013.01	5.0		4.7**	0.025
$56 \leq P < 75$	2012.01	5.0	0.19	3.3	0.025
$75 \leq P < 130$	2012.01	5.0	0.19	3.3	0.025
$130 \leq P < 560$	2011.01	3.5	0.19	2.0	0.025
Steg IV					
$56 \leq P < 130$	2014.10	5.0	0.19	0.4	0.025
$130 \leq P < 560$	2014.01	3.5	0.19	0.4	0.025

* Gäller för traktorer

** Summan av HC och NO_x

Vid mätning av utsläppen från arbetsmaskinernas dieselmotorer används en så kallad "steady state" körcykel som benämns ISO 8178 med 8-mätpunkter. I steg IIIB och IV ska också en transient körcykel användas för partikelmätningen.

I USA infördes år 1996 de första utsläppskraven för "non-road" dieselmotorer av U.S. Environmental Protection Agency (EPA eller USEPA) och kraven har sedan dess successivt skärpts. Dessa avgaskrav är uppdelade i fyra olika steg som benämns: Tier 1, Tier 2, Tier 3 och Tier 4. I USA används också i likhet med inom EU en "steady state" körcykel med 8-mätpunkter enligt ISO 8178. I steget som benämns Tier 4 används i likhet med avgaskraven i EU en transient körcykel. Skillnaden är att motorerna enligt Tier 4 (till skillnad mot kraven enligt EU, där endast partikelmängden mäts under den transienta körcykeln) även måste uppfylla kraven för CO, HC, NOx, även för den transienta körcykeln. [9]

2.6.3 Dieselmotorer i hybriddrivlinor

I en dieselelektrisk hybriddrivlina där en eller flera elmotorer antingen assisterar eller helt driver fordonet, behöver dieselmotorn inte dimensioneras för den maximala erforderliga driveffekten. Den totala driveffekten i hybriddrivlinan ges av dieselmotorns och elmotorns (eller elmotorernas) effekt, alternativt enbart av elmotorn eller elmotorerna. Elmotorn (eller elmotorerna) tar då effekt från energilagringssystemet. Detta innebär att en mindre dieselmotor som ger mindre effekt och har en lägre bränsleförbrukning kan användas. Den mindre dieselmotorn kan då köras med en högre belastning, vilket innebär att den totala verkningsgraden för dieselmotorn blir högre. Dieselmotorn kan då också optimeras för att köras inom ett, i förhållande till bränsleförbrukning och emissioner, optimalt arbetsområde [35].

2.7 DEFINITION AV TERRÄNG

Framkomligheten i terräng kan variera mycket från område till område. Ett sätt att definiera olika terrängar är genom ett så kallat terrängtypschema [36] som definierar terrängförhållanden enligt tre olika parametrar; markens grundförhållanden (G), ytstruktur (Y) och lutning (L).

Grundförhållanden

Grundförhållanden definierar markens bärighet och tar hänsyn till jordart, markfuktighet och armering. Grundförhållandena delas in i fem olika bärighetsklasser:

- 1. Mycket goda grundförhållanden:** Körning vid dessa grundförhållanden kan göras året runt.
- 2. Mellanklass:** Körning vid dessa grundförhållanden kan göras året runt men försiktighet uppmanas vid tjällossning och ymniga höstregn.
- 3. Medelgoda grundförhållanden:** Vid körning med tunga maskiner och många överfarter uppmanas vid dessa grundförhållanden till försiktighet under perioder med hög markfuktighet vid lågt liggande terräng.
- 4. Mellanklass:** Farbarheten vid dessa förhållanden beror till stor del av armeringen (stenar, rötter och trädrester) samt om marken är frusen eller inte.

Under förhållanden då marken inte är frusen är bärigheten för tunga fordon begränsad.

5. Mycket dålig grundförhållanden: Under dessa grundförhållanden kan hjulfordon endast användas vid frusen mark.

Ytstruktur

Markens ytstruktur definierar ytans jämnhet genom inhämtning av information om hur många hinder som finns inom ett område i olika höjdklasser, varefter ett medeltal tas fram. Till hinder räknas stenar, block och jordhögar som har en minsta höjd om 10 cm samt fördjupningar som är minst 20 cm djupa och vars genomsnittliga diameter är högst sex gånger djupet. Hindrens höjd delas in i fyra höjdklasser enligt tabell 3.

Tabell 3.
Höjdklasser [36].

Höjdklass	Hinderhöjd [cm]
H20	10–30 cm
H40	30–50 cm
H60	50–70 cm
H80	70–90 cm

Mängden hinder inom ett område definieras utifrån det genomsnittliga avståndet mellan hindren, eller utifrån antalet hinder per hektar enligt tabell 4.

Tabell 4.
Antalet hinder [36].

Mängden hinder inom respektive beskrivningsenhet		
	Genomsnittligt avstånd mellan hinder	Antal hinder/ha
Rikligt	<1,6 m	>4 000
Måttligt	1,6–5 m	400–4 000
Sparsamt	5–6 m	40–400
Enstaka	16–50 m	4–40

Ytstrukturklassen bestäms genom kännedom om höjdklass samt antalet hinder inom ett område och delas in i fem olika ytstrukturklasser enligt tabell 5.

Tabell 5.
Ytstrukturklasser, mängd hinder för respektive höjdclass [36].

Höjdklass				Ytstrukturklass
H20	H40	H60	H80	
Sparsamt	Enstaka			1 Mycket jämn markyta
Måttligt	Finns inga			
	Sparsamt	Enstaka		2 Mellanklass
Rikligt	Enstaka			
	Måttligt	Sparsamt	Enstaka	3 Något ojämn markyta
			Sparsamt	4 Mellanklass
All mark svårare än klass 4				5 Mycket ojämn markyta

Lutning

Markens lutning specificeras i procent och/eller i grader och skall motsvara den dominerande lutningen inom avverkningsområdet. Lutningen mäts mellan två punkter med minst 25 meter horisontellt avstånd mellan varandra. Lutningsklasserna delas in i fem olika klasser, efter lutningens vinkel i procent eller grader enligt tabell 6.

Tabell 6.
Lutningsklasser [36].

Lutningsklass	Benämning	Procent	Grader
Klass 1	Plan mark eller svag lutning	0–10	0–6
Klass 2	Låg mellan klass	10–20	6–11
Klass 3	Måttlig lutning	20–33	11–18
Klass 4	Hög mellanklass	33–50	18–27
Klass 5	Stark lutning	50–	>27

De terrängförhållanden under vilka skotare kan ta sig fram i beror på många olika parametrar hos både maskin och terräng. Det som teoretiskt begränsar under vilka terrängförhållanden en skotare kan framföras är under vilka förhållanden den kan framföras på ett säkert sätt utan risk för fastkörning. Terrängförhållandena påverkar också hur stora markskador som uppstår vid körning i terrängen och framkomligheten begränsas därför i praktiken av vilka markskador som kan tillåtas. I [37] har maxvärden för terrängförhållanden enligt ovanstående terrängtypschema angivits under vilka skotare antas kunna arbeta definierats enligt GYL 3,4,3 vid körning uppför och GYL 4,4,4 vid körning nedför. I [38] sätts begränsningen av lutningsvinkeln som skotaren kan framföras i längsled till 25–30 grader i nedförslut och 15–20 grader i uppförslut.

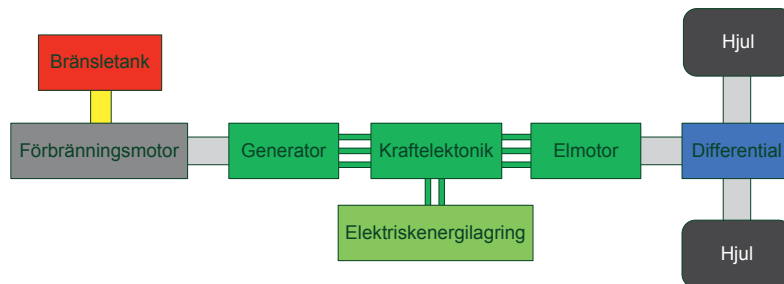
2.8 HYBRIDDRIFT

Hybriddrift av ett fordon definieras av att drivlinan består av två olika typer av energisystem som ofta benämns som det primära och det sekundära energisystemet. Det primära energisystemet består ofta av en förbränningsmotor kopplad till en bränsletank och det sekundära energisystemet av en eller flera elmotorer kopplade till ett elektriskt energilagringssystem.

De främsta fördelarna med hybriddrift är att energiförbrukningen, genom att använda flera olika drivkällor och energilagringssystem, kan optimeras för olika belastningsfall. Förbränningsmotorer kräver t.ex. ett visst varvtal för att ge ett visst vridmoment och effekt medan elmotorer ger maximalt vridmoment redan från start. Elmotorer kan också regleras snabbare än förbränningsmotorer och kan snabbt anpassas för olika belastning. Elmotorns egenskaper kan utnyttjas för att köra förbränningsmotorn vid en optimal belastningspunkt med hög verkningsgrad. Andra egenskaper som kan åstadkommas är att förbränningsmotorns erforderliga effekt kan minskas, vilket innebär att en mindre motor kan användas. En annan viktig energibesparande egenskap hos hybriddrivlinor är möjligheten att använda elmotorerna som generatorer vid inbromsning och motorbromsning i nedförslut och lagra bromsenergin i energilagringssystemet. Hybridsystemets energilagringssystem kan också utnyttjas för att driva övrig elektrisk utrustning såsom luftkonditionering och belysning samt möjliggöra elektrifiering av andra system hos fordonet exempelvis hjälpsystem för dieselmotorn i form av kylfläkt och vattenpump. De egenskaperna kan utnyttjas för att minska bränsleförbrukning och avgasutsläpp, reducera drivlinans vikt, minska antalet roterande komponenter i drivlinan och samtidigt höja fordonets prestanda [39].

2.8.1 Seriehybriddrivlina

I en elektrisk seriehybriddrivlina är inte förbränningsmotorn mekaniskt kopplad till hjulen, istället omvandlas den mekaniska energi som förbränningsmotorn alstrar till elektrisk energi genom en generator. Den elektriska energin kan antingen mellanlagras i ett energilagringssystem (i form av t.ex. batterier) eller direkt överföras till en eller flera elmotorer som driver hjulen enligt figur 10.



Figur 10.
Seriehybriddrivlina med komponenter, deras placering och kopplingarna mellan komponenterna.

Mellanlagringen av energi medför att det varierande effektbehov som uppstår under olika körsituationer kan tillgodoses av energilagringssystemet och att förbränningsmotorn kan arbeta under en jämn belastning. Det medför också att den erforderade maximala effekten hos förbränningsmotorn kan minskas, eftersom energilagringssystemet kan dimensioneras för att ge mer effekt under en kort period för att tillgodose effektbehovet vid maximal belastning t.ex. vid acceleration eller vid körförhållanden som kräver mer effekt.

Energilagringssystemet kan också användas för att lagra elektrisk energi som genom elmotorerna kan genereras vid bromsning. Seriehybrid drivlinan kan också drivas rent elektriskt genom energin lagrad i energilagringssystemet. Eftersom energidistribution i ett seriehybridsystem, efter generatoren, sker elektriskt ger det stor frihet vid placeringen av de olika komponenterna. En nackdel med seriehybridsystemet är de många energiomvandlingsstegen som krävs, vilket medför att en del av energin går förlorad vid varje omvandlingssteg. Drivmotorerna är de komponenter i seriehybrid drivlinan som bestämmer dess prestanda. I en seriehybrid drivlina krävs minst två elmotorer, en för att generera elektrisk effekt och en för drivning.

Fördelar

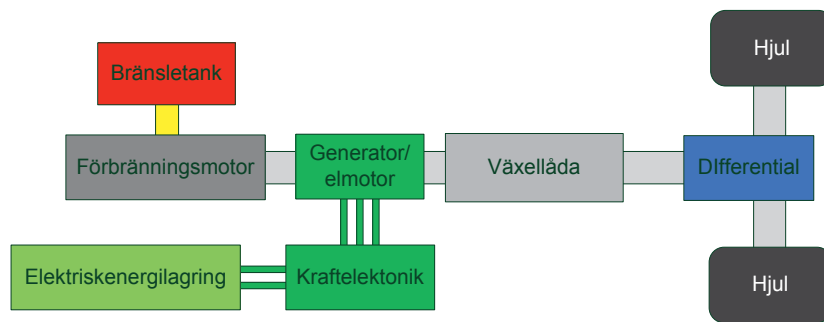
- Förbränningsmotorn kan köras vid ett optimalt varvtal samt mot en optimal belastning (optimalt vridmoment).
- En mindre förbränningsmotor kan användas, som är dimensionerad för medelbelastningen.
- Den elektriska energiöverföringen ger större frihet vid utformningen av drivlinans layout.
- Färre mekaniska transmissionselement i jämförelse med en konventionell drivlina.
- Mindre mekaniska förluster.

Nackdelar

- Elmotorn eller elmotorerna måste dimensioneras för maximal driveffekt.
- Många energiomvandlingssteg som genererar energiomvandlingsförluster.
- Kräver ofta större elektrisk energilagringsskapacitet än parallellhybridsystem.
- Kräver elmotorer både för alstring av elektrisk energi och drivning.

2.8.2 Parallellhybrid

En elektrisk parallellhybrid drivlina består av två drivsystem som mekaniskt driver hjulen. Det ena drivsystemet består av en konventionell drivlina, en förbränningsmotor sammankopplad genom en mekanisk koppling till en konventionell växellåda. Det andra drivsystemet består av en elmotor som är mekaniskt kopplad till drivlinan. Kopplingen mellan elmotorn och drivlinan kan utformas på olika sätt. Ett alternativ är att montera elmotorn direkt på drivlinans axel, direkt efter förbränningsmotorn enligt figur 11.



Figur 11.
Parallellhybriddrivlina med komponenter, deras placering och kopplingarna mellan komponenterna.

Systemets uppbyggnad gör att drivlinan kan drivas på flera olika sätt. Drivning kan ske med hjälp av enbart förbränningsmotorn eller enbart elmotorn eller tillsammans. När elmotorn arbetar parallellt med förbränningsmotorn används den som elmotor för att ge ett effekttillskott vid hög belastning eller som generator för att skapa en viss belastning för förbränningsmotorn samt för att ta tillvara överskottsenergi när belastningen av drivlinan är låg. Det medför att förbränningsmotorn kan arbeta mot en jämnare belastning som ger en högre verkningsgrad. Dock begränsas detta av hur stor lagringskapacitet som energilagringssystemet har.

I generatordrift kan elmotorn också användas för att bromsa fordonet genom att omvandla bromsenergin till elektrisk energi som sedan kan lagras i energilagringssystemet. Energilagringssystemet i ett parallellhybridsystem är ofta mindre än de som används i seriehybriddrivlinor. [63]

Fördelar

- Varken elmotorn eller förbränningsmotorn behöver dimensioneras för maximal driveffekt.
- Behöver inte lika stor elektrisk energilagringskapacitet som seriehybridsystemet.
- Färre energiomvandlingssteg ger minskade energiomvandlingsförluster i jämförelse med seriehybridsystem.
- Förbränningsmotorn kan ensamt driva fordonet, vilket innebär färre energiomvandlingssteg.

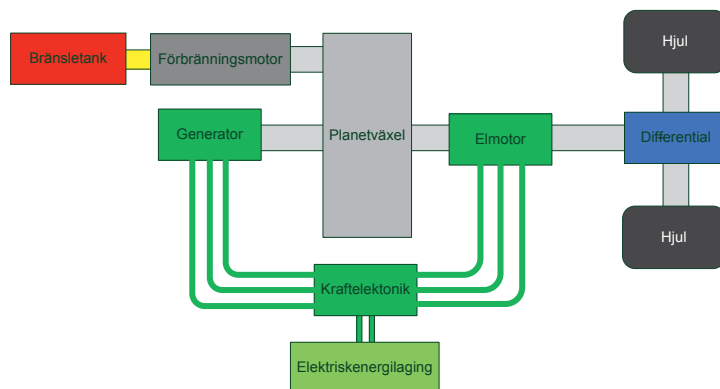
Nackdelar

- Förbränningsmotorn kan inte arbeta vid en optimal arbetspunkt i förhållande till både varvtal och vridmoment.
- För maximal driveffekt måste både elmotorn och förbränningsmotorn arbeta.
- Kräver komplex styrning för att reglera elmotorn eller elmotorerna.

2.8.3 Komplexhybrid

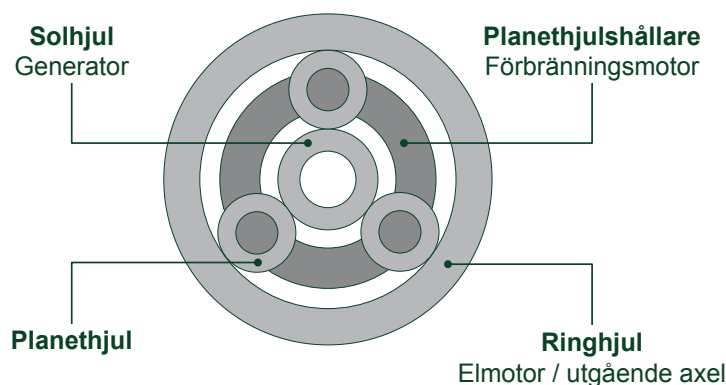
Genom att använda en viss typ av transmission går det att kombinera ett seriehybridsystem med ett parallellhybridsystem i en och samma drivlina. Denna typ av hybriddrivlina brukar kallas komplexhybrid eller på engelska

”power split hybrid” (PSH) och ”torque speed-coupling” [40]. Ett sätt som möjliggör kombinationen av de två olika systemen är genom att utnyttja en planetväxel för att koppla samman elmotorer och förbränningsmotor enligt figur 12.



Figur 12.
Komplexhybriddrivlinan med komponenter, deras placering och kopplingarna mellan komponenterna.

Genom att koppla in var och en av elmotorerna och förbränningsmotorn till varsin del av planetväxelns roterande komponenter i form av ringhjul, solhjul och planetbärare i olika kombinationer kan olika prestanda erhållas [41], se figur 13. Ett fordon som använder denna typ av transmission är Toyotas hybridfordon Prius [42]. I Prius används en planetväxel där förbränningsmotorn är kopplad till planetbäraren, se figur 13, och där en stor och en liten elmotor är kopplade till ringhjulet respektive solhjulet. Ringhjulet är den del av planetväxeln som mekaniskt överför vridmoment och effekt till en växellåda som i sin tur är kopplad till fordonets hjul. Förbränningsmotorns vridmoment överförs genom planetbäraren till planetväxelns planet-hjul. Den lilla elmotorn, som sitter kopplad till solhjulet, styr genom att variera rotationshastighet och rotationsriktning, förhållandet mellan planet-hjulsbäraren och ringhjulets rotationshastighet. Elmotor styr på detta sätt förhållandet mellan förbränningsmotorns varvtal och fordonets hastighet. Den stora elmotorn som sitter kopplad till ringhjulet används för att assistera förbränningsmotorn vid stor belastning. Systemet får en hög verkningsgrad genom att drivas som ett parallellsystem vid jämn hastighet, kunna koppla bort förbränningsmotorn från de största variationerna i varvtal och vridmoment och assistera förbränningsmotorn vid tung belastning [39].



Figur 13.
Sammankoppling av elmotorer och dieselmotor genom en planetväxel.

Fördelar

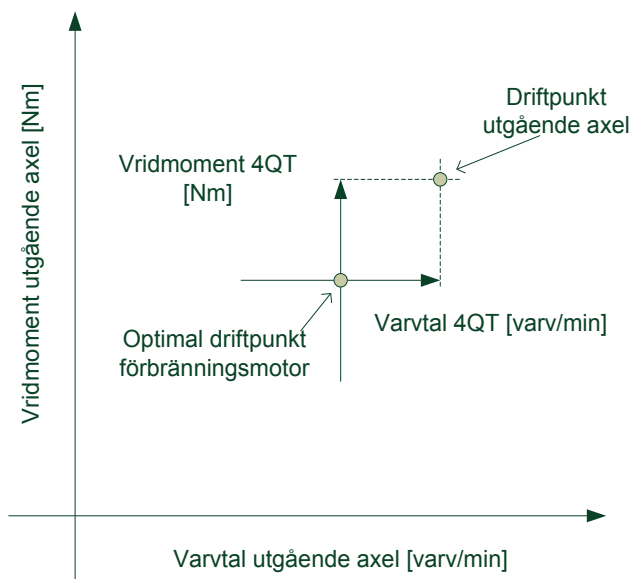
- Har till viss del fördelarna som både serie- och komplexhybridsystem.
- Kan steglöst anpassas efter olika körförhållanden.
- Förbränningsmotorn kan vid tillräcklig energikapacitet arbeta med optimal belastning vid optimalt varvtal.

Nackdelar

- Komplex system.
- Kräver komplex styrning av systemets komponenter.

2.8.4 Fyrkvadrantomvandlare 4QT

Ett nytt elhybridsystem som utvecklas för hybriddrivlinor består av en så kallad fyrkvadrantomvandlare (4QT-”Four Quadrant Transducer”). Namnet fyrkvadrantomvandlare härstammar från systemets förmåga att arbeta i fyra olika moder i form av de fyra olika kvadranterna i ett diagram över hastighet och vridmoment med förbränningsmotorns driftpunkt som origo, se figur 14.



Figur 14.
Fyrkvadrantomvandlarens driftmoder.

Drivlinan består av en förbränningsmotor mekaniskt kopplad till fyrkvadrantomvandlaren. Fyrkvadrantomvandlaren består av en elmotor uppbyggd med dubbla rotorerna. På den inre rotorn sitter lindningar som är kopplade till släp-ringar (yttre elektrisk koppling). På den yttre rotorn sitter två separata lager med permanentmagneter, ett magnetlager på rotorns insida och ett på utsidan. Den yttre rotorn omsluts av en stator med lindningar, enligt figur 15.

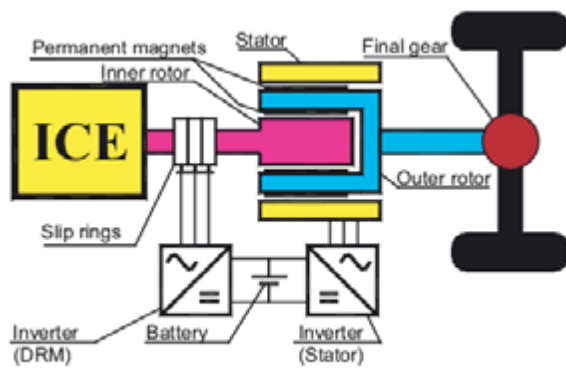


Fig. 3.1 The 4QT system.

Figur 15.
Fyrkvadrantomvandlaren.

Fyrkvadrantomvandlarens konstruktion kan ses som två elmotorer i en och samma maskin. De båda elmotorerna kan arbeta både som elmotorer och generatorer oberoende av varandra. I en hybriddrivlina sitter fyrkvadrantomvandlaren monterad mellan förbränningsmotorn och slutväxeln. Fyrkvadrantomvandlaren funktion i drivlinan är att fungera som elmotor, generator och växellåda. Antingen för att tillföra eller ta upp effekt från förbränningsmotorn, vilket gör att förbränningsmotorn kan arbeta vid ett optimalt arbetsområde. De dubbla rotorerna kan antingen höja eller sänka det utgående varvtalet i förhållande till förbränningsmotorns utgående varvtal för att anpassa det utgående varvtalet till det varvtal som krävs vid slutväxeln. Statorn kan antingen höja eller sänka det utgående vridmomentet till slutväxeln i förhållande till det utgående vridmomentet från förbränningsmotorn. Konstruktionen medger också körning med enbart elektrisk drivning, men begränsas då av energilagringssystemets kapacitet [43].

2.8.5 Hybridiseringsfaktorn

Prestandan och andra egenskaper hos hybriddrivlinor beror på förhållandet mellan prestandan hos förbränningsmotor och elmotorer. Hybriddrivlinor definieras därför ibland utifrån förhållandet mellan prestandan för förbränningsmotor och elmotorer. Detta förhållande benämns hybridiseringsfaktorn, HF och kan definieras enligt ekvation 11.

$$HF = \frac{P_{EM}}{P_{EM} + P_{FB}} \quad (11)$$

Där P_{EM} och P_{FB} är den utgående mekaniska effekten för elmotor eller elmotorer respektive förbränningsmotor [44]. Ett högt värde på hybridiseringsfaktorn innebär att den installerade elektriska effekten är hög i jämförelse med förbränningsmotorns effekt.

2.9 BEFINTLIGA FORDON MED HYBRIDDRIFT

2.9.1 Personbilar

Toyota Prius

Toyota Prius är en elhybridbil som började säljas i Japan 1997, den var då världens första massproducerade hybridbil. Bilen lanserades i resten av världen 2001, har sedan dess utvecklats och är nu inne på sin tredje generation [45].

Drivkällorna i den senaste generation av Prius består av två olika stora permanentmagnetiserade synkronmotorer som tillsammans maximalt ger 60 kW och 207 Nm, samt en 1,8 liter stor fyrcylindrig förbränningsmotor som maximalt ger 73 kW och 142 Nm. Den större av de två elmotorerna används främst för drivning samt för att regenerera energi vid bromsning, medan den mindre elmotorn främst fungerar som en generator som vid drift med förbränningsmotorn genererar elenergi till den större elmotorn samt laddar fordonets batterier. Den mindre elmotorn fungerar även som startmotor för förbränningsmotorn. För lagring av energi används 28 stycken seriekopplade batterimoduler av typen nickel-metallhydrid (NiMH) med en totalspänning på 201,6 V [46].

Drivlinan i Toyota Prius är en så kallad komplexhybrid drivlina, vilket betyder att drivlinan kan drivas antingen som en seriehybrid drivlina eller som en parallellhybrid drivlina. För att möjliggöra detta används en planetväxel som kopplar samman de olika drivkällorna i ett system som Toyota kallar Hybrid Synergi Drive (HSD).

Systemet med elmotorer och en förbränningsmotor sammankopplade genom en planetväxel fungerar som en steglös växellåda, vilket innebär att ingen konventionell växellåda behövs. Systemet möjliggör att fordonet kan utnyttja den tillgängliga energin optimalt under olika driftförhållanden genom att utnyttja drivkällornas olika egenskaper vid olika varvtal. Den stora elmotorn har t.ex. ett högt vridmoment redan från låga varvtal. Vid ett visst varvtal (märkvarvtalet) minskar dock vridmomentet för elmotorn medan effekten är konstant. Förbränningsmotorn behöver däremot ett visst varvtal för att uppnå erforderligt vridmoment som sedan kan utnyttjas under högre varvtal.

Vid start och från stillastående används därför, då batterierna har tillräcklig laddning, enbart den stora elmotorn som då utnyttjar den i batterierna upplagrade energin för att driva fordonet upp till en viss hastighet. Vid en viss hastighet startas förbränningsmotorn som tillsammans med den stora elmotorn ökar fordonets hastighet. Vid konstant hastighet drivs fordonet av enbart förbränningsmotorn. Den mindre elmotorn används för att generera elektrisk energi till den stora elmotorn samt till batterierna under driftförhållanden, då förbränningsmotorn producerar mer energi än det som krävs för framdrivning. Vid inbromsning utnyttjas den stora elmotorn för att omvandla bromsenergin till elektrisk energi som lagras i batterierna [47]. Toyota Prius har inte någon backväxel, körning bakåt sker istället genom att ändra rotationsriktning på en av elmotorerna.

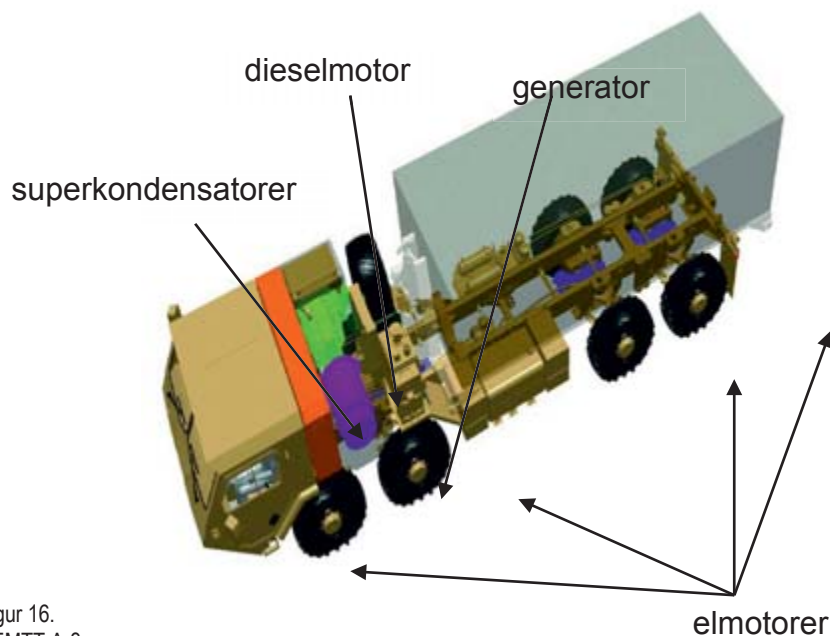
2.9.2 Lastbilar och bussar

HEMTT A-3

HEMTT står för "Heavy Expanded Mobility Tactical Truck" och är en serie militära terränggående lastbilar som bland annat används av USA:s armé. Fordonen tillverkas av Oshkosh Corporation och finns i en mängd olika varianter, bland annat som lastfordon och dragfordon. Fordonen finns i både 8- och 10-hjulsvarianter med mekanisk drivlina och drivning på alla hjul [48]. HEMTT A-3 är en nyutvecklad 8-hjulsdriven variant med en diesel-elektrisk seriehybrid drivlina, figur 16. Drivlinan består av en dieselmotor som ger 470 hästkrafter, som är kopplad till en 340 kW generator som genererar elektrisk energi till fyra 480 volts, 140 hästkrafter starka, växelströmsmotorer i form av induktionsmotorer, en placerad mellan varje hjulpar. Elmotorerna överför, genom hjulparens differentialer, drivmoment till varje hjul. Vid inbromsning fungerar

elmotorerna som generatorer för att omvandla bromsenergin till elektrisk energi som lagras i en superkondensatormodul med en lagringskapacitet om 1,9 MJ. Den upplagrade energin kan sedan användas då extra kraft behövs, exempelvis vid start och acceleration.

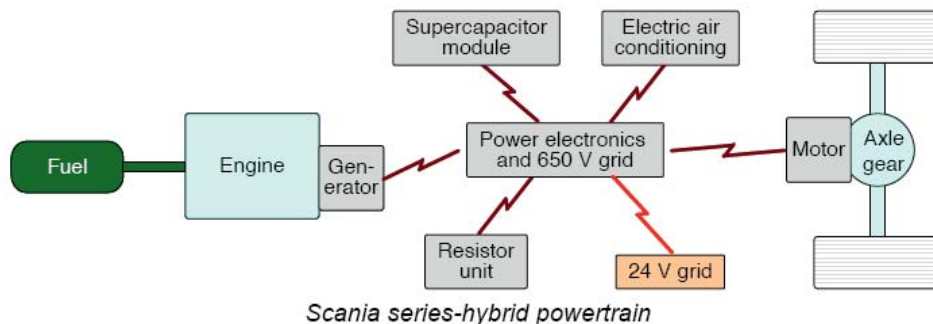
Fordonets dieselelektriska hybridssystem kan också användas som mobil el-generator för att t.ex. driva ett militärt fältsjukhus eller en militär flygplats, och kan då generera växelström med en effekt på upp till 100 kW [49][50]. Oshkosh kallar detta seriehybridsystem för ProPulse[®] och hävdar att systemet kan minska bränsleförbrukningen med upp till 20 procent i jämförelse med tidigare HEMTT-fordon med konventionell mekanisk drivlina. Företaget menar att den främsta orsaken till den reducerade bränsleförbrukningen är att dieselmotorn i hybridssystemet konstant arbetar vid optimalt varvtal och belastning, där dieselmotorns verkningsgrad är som högst. För att klara av kylningen av fordonets elmotorer samt kraftelektronik används ett vätskekylt system [51].



Figur 16.
HEMTT A-3.

Scania hybridbuss

Scania har utvecklat en diesel-elektrisk hybridbuss som kan drivas med etanol. Scanias hybridkonceptbuss lanserades 2007 i form av ett nytt busskoncept kombinerat med en diesel-elektrisk seriehybrid drivlina. Hybrid drivlinan, se figur 17, består av en dieselmotor som driver en kraftfull generator som sitter monterad direkt efter dieselmotorn. Generatoren driver i sin tur genom kraftelektronik en elmotor som driver bakhjulen och laddar en superkondensatormodul placerad på fordonets tak. Hela hybrid drivlinan är placerad längst bak i bussen, där växellådan normalt är placerad.



Figur 17.
Komponenterna i Scania seriehybrid drivlina.

Dieselmotorn i drivlinan är en 9 liter Scania motor som ger 270 hästkrafter och ett vridmoment om 1200 Nm. Motorn är anpassad för att drivas med etanolbränsle, vilket enligt Scania minskar nettotillförseln av koldioxid till atmosfären med 90 procent och uppnår samma verkningsgrad (43 procent) som motsvarande motor som körs på dieselbränsle. Generatoren som drivs av dieselmotorn har ett vridmoment på 1250 Nm och ger en kontinuerlig uteffekt på 220 kW. Generatoren driver en 150 kW elmotor som maximalt ger 2750 Nm och som är placerad vid bakaxeln. Elmotorn driver bussens bakhjul via en differential.

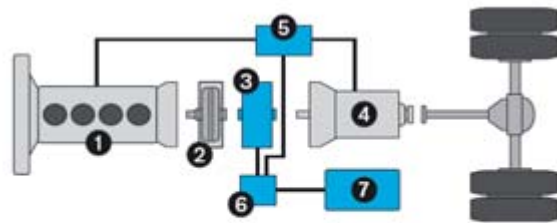
På grund av elmotorns höga dragkraft och breda arbetsområde krävs ingen ytterligare utväxling förutom utväxlingen genom axelväxeln. Vid inbromsning fungerar elmotorn som generator och laddar en superkondensatormodul bestående av fyra stycken 125 volt superkondensatorer som totalt kan lagra energi motsvarande upp till 400 Wh. Energin i superkondensatorerna kan sedan användas för att komplettera effekt från dieselmotorn vid hög belastning. Energi lagrad i energilagringssystemet används också för att driva all övrig elektrisk kringutrustning i fordonet, t.ex. luftkonditioneringen.

Både generatoren och elmotorn har en hög verkningsgrad, 90 till 94 procent. Hybrid drivlinan medför att dieselmotorn kan köras vid optimerat arbetsområde och får därför en verkningsgrad mellan 40 till 45 procent. Detta innebär att drivlinan får en relativt hög total verkningsgrad. Den höga totala verkningsgraden tillsammans med energin som återvinns vid inbromsning medför att hybridbussen vid körning i stadstrafik med många stopp får en bränslebesparing på 25 procent i jämförelse med bussar med konventionell drivlina [52].

För att uppnå hög produktkvalitet har Scania valt att konstruera drivlinans komponenter och energilagringssystem för en livslängd om 10 till 15 år, vilket motsvarar fordonets beräknade livslängd. I tester har seriehybridplattformen visat på stor potential vid körning i stadstrafik som innebär många inbromsningar under vilka energin genom bromskraftåtervinning kan lagras i energilagringssystemet [53][54].

Volvo I-SAM

Volvos hybridbuss VOLVO 7700 HYBRID BUS använder en dieselelektrisk parallellhybridkonfiguration där drivkällorna kan arbeta oberoende av varandra. I konfigurationen ingår en dieselmotor, koppling, växellåda, batterier, en elektrisk energiomvandlare, en elektronisk styrenhet och en elmotor som är parallellt integrerad med dieselmotorn i ett system som Volvo kallar I-SAM (Integrated Starter Alternator Motor). Batterierna är placerade på taket längst fram i fordonet. Hybrid drivlinans konfiguration visas i figur 18.



Hybridens huvudkomponenter

1. Dieselmotor 2. Koppling 3. Elmotor/generator 4. Växellåda
5. Elektronisk styrenhet 6. Energiomvandlare DC/AC 7. Batterier

Figur 18.

I-SAM systemets koppling till dieselmotorn och kraftöverföringen [57].

Dieselmotorn ger 210 hästkrafter och ett vridmoment på 800 Nm och är placerad längst bak i fordonet. På dieselmotorn är det så kallade I-SAM systemet monterat. I-SAM systemet består av en elmotor i form av en växelströmsdriven permanentmagnetmotor som också fungerar som generator. Elmotorn ger 160 hästkrafter och ett vridmoment på 800 Nm. Elmotorn har flera olika uppgifter, den fungerar som en startmotor till dieselmotorn, som en drivkälla vid enbart eldrift, som drivkälla i kombination med dieselmotor samt som en generator för att ladda batterierna under normal drift och för att ta tillvara bromsenergi genom att omvandla bromsenergin till elektrisk energi som lagras i batterierna.

Under normala driftförhållanden används, från stillastående, enbart den i batterierna upplagrade energin för att driva elmotorn för att accelerera fordonet upptill ca 20 km/h. Först vid denna hastighet startas dieselmotorn för att tillsammans med elmotorn ytterligare öka fordonets hastighet. I högre hastighet drivs fordonet med enbart dieselmotorn, elmotorn fungerar då som generator och laddar batterierna. Denna procedur medför en betydlig minskning av bränsleförbrukningen, speciellt vid körning i stadstrafik med många inbromsningar.

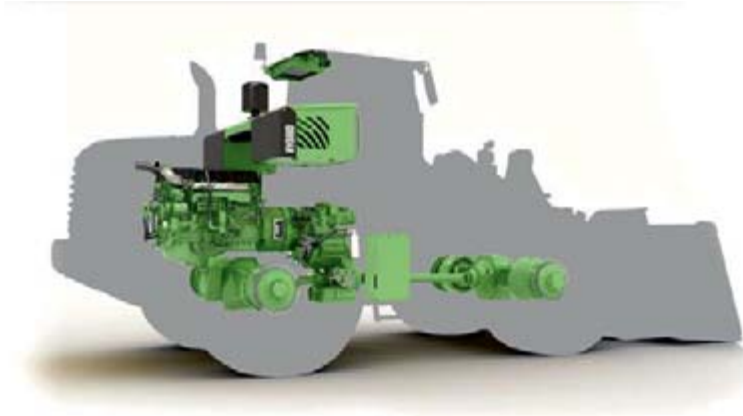
Vid tomgång när bussen stannat stängs dieselmotorn av, vilket också bidrar till en minskad bränsleförbrukning, minskade avgaser och minskat buller. Volvo hävdar att systemet kan ge en bränslebesparing på upp till 30 procent, samt en minskning av avgasutsläppen av kväveoxider och partiklar på mellan 40 till 50 procent [55]. Volvo startade under år 2010 serieproduktion av hybridbussen och har på kort tid erhållit beställningar på närmare 200 hybridbussar till flera städer i Europa, [56].

Volvo lastvagnar har tagit fram en hybridversion av en lastbil, Volvo FE, som kommer lanseras under 2011. Drivlinan i lastbilen bygger också på I-SAM systemet och kommer enligt Volvo medföra en minskad bränsleförbrukning på 15 till 30 procent beroende på applikation, [57][58].

2.9.3 Entreprenadfordon

Volvo L220F Hybrid

Volvo L220F Hybrid är en standardhjulastare med en vikt på 31–35 ton som försetts med hybriddrivlina, se figur 19. Drivlinan är en parallellhybriddrivlina och består av en 261 kW dieselmotor som är mekaniskt kopplad till en 50 kW elmotor. Elmotorn kan arbeta både som motor och generator och är elektriskt kopplad till batterier.



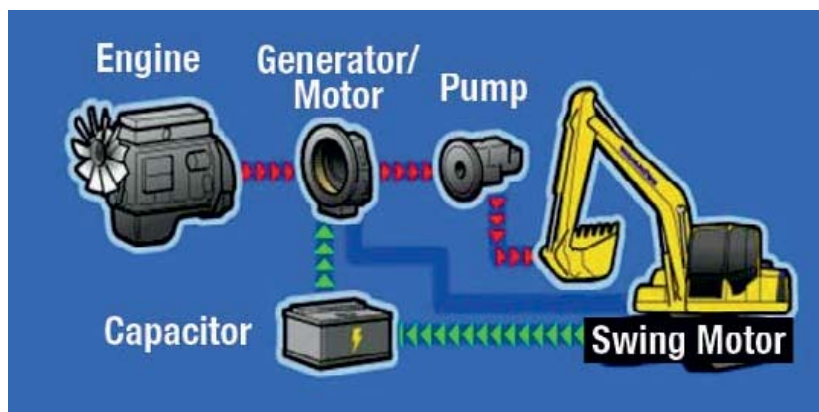
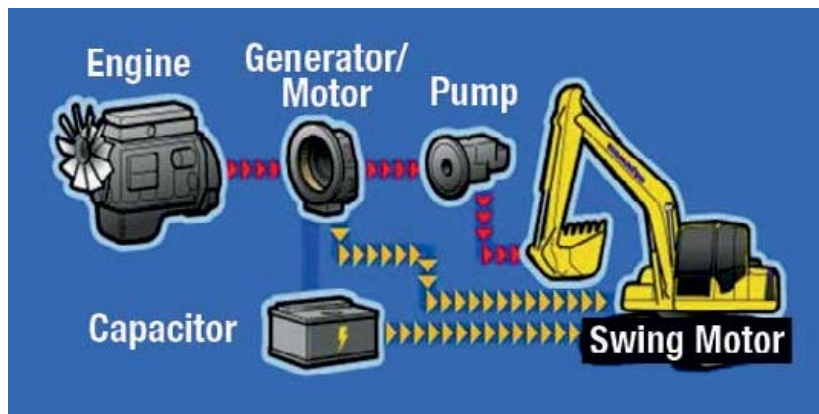
Figur 19.
Volvo L220F Hybrid [59].

Vid start av dieselmotorn fungerar elmotorn som startmotor. Under normal drift fungerar elmotorn som generator och laddar batterierna. Vid tung belastning assisterar elmotorn dieselmotorn med effekt som tas från batterierna. Det medför att en högre dragkraft erhålls redan vid låga varvtal hos dieselmotorn, vilket ger en snabb respons och minskad belastning av dieselmotorn. Under inbromsning arbetar elmotorn som generator och omvandlar rörelseenergi till elektrisk energi som lagras i batterier. Vid tomgång stängs dieselmotorn av och strömbehovet för elektrisk utrustning såsom luftkonditionering och belysning tas från batterierna. Elmotorn och batterierna i systemet är dock inte dimensionerade för att ensamt kunna driva maskinen. Hybridsystemet minskar bränsleförbrukningen med 10 % i jämförelse med en konventionell drivlina [59].

Komatsu PC200-8 Hybrid

Grävmaskinen Komatsu PC200-8 Hybrid lanserades år 2008 i Japan av företaget Komatsu. Komatsu PC200-8 Hybrid är en hydraulisk grävmaskin med en hydraulelektrisk hybriddrivlina.

I hybriddrivlinan används en elektrisk svängmotor istället för en hydraulisk svängmotor för att rotera överdelen av maskinen. Den elektriska svängmotorn drivs av en generator som sitter monterad mellan dieselmotorn och hydraulpumpen. Vid inbromsning av överdelens rotation används den elektriska svängmotorn som en generator för att omvandla den inbromsade rotationsenergin till elektrisk energi. Den elektriska energin förs vidare till en AC/DC-omvandlare, som omvandlar växelspanning som svängmotorn genererar, till likspänning för att kunna lagras i en superkondensator, enligt figur 20. Vid tung belastning används generatoren, som sitter mellan dieselmotorn och hydraulpumpen, som en elmotor och kan då med hjälp av den i superkondensatorn upplagrade elektriska energin, användas för att assistera dieselmotorn [60]. Det medför att dieselmotorn kan köras med ett lägre varvtal, vilket ger en lägre bränsleförbrukning. Jämförelsetester mellan den elhybriddriva Komatsu PC200-8 Hybrid och den konventionella varianten Komatsu PC200-8, visar att hybridvarianten förbrukar 25 till 40 procent mindre bränsle än den konventionella varianten. Grävmaskinen har en tjänstevikt på mellan 20 till 22 ton och en skopa som lastar mellan 0,5 till 1,2 m³. Dieselmotorn som används i maskinen är en turboladdad efterkyld Komatsu SAA4D107E-1 som ger 138 hk [61].



Figur 20.
Komatsu PC200-8 Hybrid [93].

2.9.4 Skogsmaskiner

El-forest

El-forest AB [12] har utvecklat världens första hybriddrivna skotare, El-forest F15 [13], se figur 21.



Figur 21.
Elhybridskotaren El-forest [115].

Skotaren har en diesel-elektrisk seriehybrid drivlina bestående av en 60 kW dieselmotor som driver en generator som i sin tur driver sex stycken elmotorer, en i varje hjul, samt laddar en batterimodul bestående av sex lastbilsbatterier. Framdrivningen sker med sex elmotorer i form av varvtalsstyrda växelströmsmotorer med en effekt på 30 kW vardera. Elmotorerna sitter monterade i hjulnaven på skotarens sex hjul. Kraftöverföringen mellan elmotorerna och hjulen sker genom navväxlar och H/L-växlar (hög/låg-växlar) [62]. Elmotorerna ger skotaren en dragkraft på över 30 ton. Vid tung belastning matas elmotorerna med effekt från både generatoren och batterimodulen. Elmotorerna används också för att återvinna energi vid inbromsning och vid körning i nedförslut. Den elektriska energilagringen består av separata 12 volts batterimoduler (blyackumulatorer) som i sin tur driver ett kraftelektroniskt drivsystem som har en driftspänning om 84 volt [64].

Hydrauliken i skotaren drivs av en hydraulpump som i sin tur drivs av dieselmotorn. Hydraulpumpen sitter monterad efter generatoren. Vid hög belastning på hydraulpumpen kan generatoren, genom energi från batterimodulen, drivas som en elmotor och assistera dieselmotorn med extra kraft [64].

El-forest är en skotare i mellanklassen, med lastkapacitet om 14 ton. I och med elmotorernas placering och transmissionens konstruktion kan många av de komponenter som ingår i en konventionell skotares drivlina avlägsnas, såsom den hydrostatiska transmissionen, fördelningsväxellåda, drivaxlar, differentialer, hjulboggi med mera. Detta innebär lägre vikt och minskade förluster i drivlinan [65]. Hybridtekniken tillsammans med den minskade maskinvikten innebär en sänkning av bränsleförbrukningen med 30 procent i jämförelse med en konventionell skotare i samma storleksklass.

Enligt [63] utnyttjar El-forest vid arbete ett medeleffektuttag om högst 35 kW av en total installerad maximal effekt om 180 kW. El-forest har ett patenterat datorsystem som kontinuerligt känner av vilken dragkraft som krävs vid varje hjul, beroende på underlag och svängradie, och fördelar drivkraften mellan de sex hjulen. På detta sätt reduceras slirning mellan hjulen och underlaget, vid låg friktion mellan hjul och mark. De sex stora hjulen ger skotaren en hög markfrigång och ett lågt marktryck.

Skotarens lastbankar sitter monterade direkt på de två bakre hjulparens hjulaxlar, vilket innebär att den bakre ramen inte behöver bära lastens vikt och därför har kunnat göras lättare. De bakre hjulparens axlar sitter monterade med styrleder, vilket innebär att skotarens alla hjul styr. Det innebär teoretiskt att hjulen kör i samma hjulspår, vilket minskar spårbildning. Det ger skotaren en mindre vändradie och bättre följsamhet, vilket är fördelaktigt vid bland annat gallring [13][66].

2.10 KOMPONENTER I DRIVLINAN

2.10.1 Mekanisk transmission

Transmissioner används i de flesta applikationer för att förändra utväxlingen mellan en in- och en utgående axel. För att uppnå ett brett hastighetsområde används ofta transmissioner med flera utväxlingssteg. Utväxlingen, u , för en transmission ges som kvoten mellan rotationshastigheten, n eller vinkelhastigheten, ω mellan in och utgående axel enligt ekvation (12).

$$u = \frac{\omega_{in}}{\omega_{ut}} = \frac{n_{in}}{n_{ut}} \quad (12)$$

Effekten, P [W], för en axel roterande med momentet, M [Nm] och vinkelhastigheten, ω [rad/s], ges av ekvation 13

$$P = M \cdot \omega \quad (13)$$

I en ideal transmission där inga förluster förekommer skulle effekten på in- och utgående axel vara densamma, vilket skulle medföra att utväxlingstalet u i ekvation (12) också skulle ge relationen mellan in- och utgående moment enligt ekvation 14.

$$u = \frac{M_{ut}}{M_{in}} \quad (14)$$

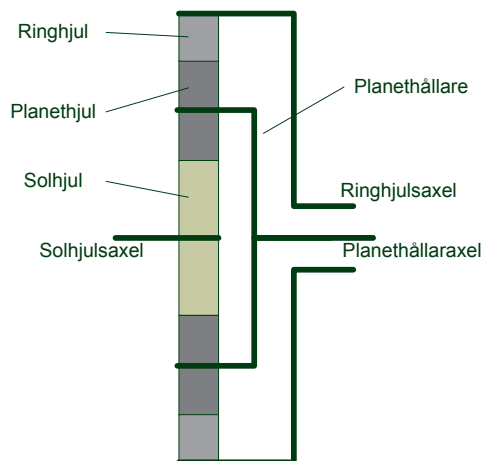
I verkligheten förekommer alltid förluster [67] i transmissioner vilket innebär att effekten ut, P_{ut} , beror på effekten in, P_{in} , i transmissionssystemet samt dess verkningsgrad, η enligt ekvation 15.

$$P_{ut} = \eta \cdot P_{in} \quad (15)$$

De typer av transmissioner som kan vara aktuella för drivlinan i detta projekt är olika typer av kuggväxlar. Nedan beskrivs de typer av mekaniska transmissioner som kommer att tas med vid konceptframtagningen.

Planetväxel

Planetväxlar används i dag i många olika typer av applikationer i allt från skruvdragare till navreduktion i drivande hjul hos tunga fordon. En planetväxel består i huvudsak av fyra olika typer av komponenter; solhjul, planethjul, planet-hjulshållare och ringhjul. En av de vanligaste typerna av planetväxlar är den så kallade trehjuliga planetväxeln som består av ett solhjul, tre planethjul, en planethjulshållare och ett ringhjul. Placeringen av de olika komponenterna hos en 3-hjulig planetväxel visas i figur 22.

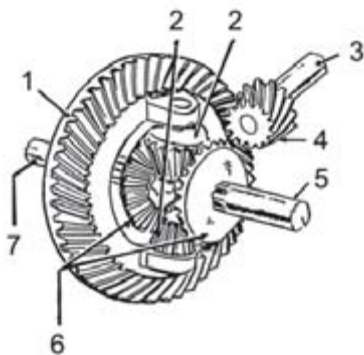


Figur 22.
Planetväxel .

Funktionen hos denna typ av växel beror på vilken av de tre komponenterna, solhjulet, planethjulshållaren eller ringhjulet, som är kopplad till ingående respektive utgående axel samt vilken av komponenterna som är låst. Planetväxeln kan också användas som växellåda med flera olika utväxlingar genom att styra låsningen av de olika komponenterna. Planetväxlar kan också användas för att koppla samman flera drivkällor till samma drivlina. Genom att seriekoppla fler planetväxlar kan stora utväxlingar erhållas. Konstruktionen blir i denna typ av transmission kompakt och in- och utgående axlar är koncentrisk, vilket ofta är fördelaktigt. Planetväxelns uppbyggnad med många samarbetande kugghjul och ett stort antal kuggingrepp medger att stora moment kan överföras [67].

Differential

En differential är en typ av planetväxel som används för att fördela moment från en ingående axel till flera (vanligtvis två) utgående axlar. Konstruktionen medför att momentet fördelas jämnt över de utgående axlarna, samtidigt som de utgående axlarna tillåts rotera med olika hastighet. Differentialens konstruktion och ingående delar ges av figur 23.



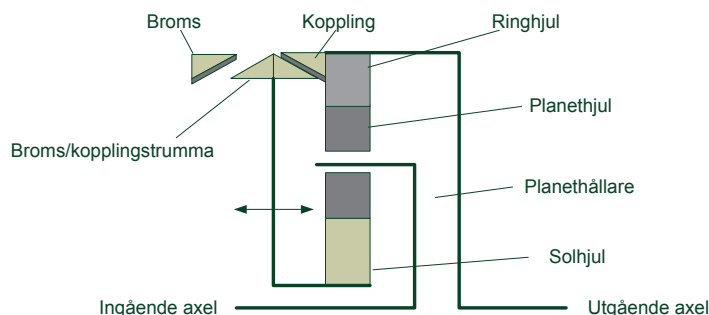
Figur 23.
Differential, (1) kronhjul, (2) planethjul, (3) ingående axel, (4) pinjong, (5) utgående axel 1, (6) solhjul, (7) utgående axel 2 [113].

Differentialens främsta användningsområde är för fordon med två eller fler drivande axlar. Dess uppgift är att vid kurvtagning kompensera för den skillnad i hastighet som de inre och de yttre drivhjulerna får på grund av skillnaden i körsträcka. Ett problem med differentialer är att de bara kan överföra så stort moment som det hjul som klarar av att överföra minst moment till underlaget. Det medför att om ett av de drivande hjulen börjar slira, (vilket betyder att momentet som detta hjul kan överföra till underlaget minskar) så kan det motstående hjulet inte överföra mer moment än det slirande hjulet och det totala överförbara momentet till underlaget minskar och blir till slut för lågt för att driva fordonet framåt. Problemet kan avhjälpas genom att använda differentialbroms eller differentialspärr, som vanligtvis används hos terrängfordon.

Differentialbromsar fungerar genom att bromsa den av de utgående axlarna som börjar rotera för fort och kan på detta sätt överföra en större andel av momentet till det hjul som kan överföra högst moment. En differentialspärr låser hela differentialen, så att de utgående axlarna får lika stort moment och ges lika hög rotationshastighet. Detta påverkar dock styrningen negativt, i och med att hjulen på båda sidor om fordonet roterar lika fort i en kurva. För fordon med drivning på fler än två hjul används differentialer också på de axlar som förmedlar kraften mellan hjulaxlarna, som ofta består av kardanaxlar. Denna typ av differential kallas för mellandifferential eller centerdifferential och tillåter de olika hjulparen att rotera olika fort och förhindrar därför att spänningar byggs upp i kardanaxlarna mellan hjulparen, så kallad wind-up. Även för denna typ av differential används ofta differentialbromsar eller differentialspärar för att möjliggöra låsning eller delvis låsning mellan axlarna och erhålla maximal drivkraft på alla drivhjul [67].

Hög-låg växel

I fordon ämnade för körning i terräng används ofta växellådor med en hög och en låg växel. Utväxlingen på den låga växeln ger stor dragkraft vid låga hastigheter och används t.ex. vid körning i terräng. Den höga växeln används för körning i högre hastighet då mindre dragkraft krävs från start. Växellådor med hög och låg växel kan vara utformade på flera olika sätt. En vanligt förekommande konstruktion består av en planetväxel där solhjulet genom en broms/-kopplingstrumma antingen kan låsas eller kopplas samman med ringhjulet enligt figur 24 [67]. Då solhjulet är låst (bromsat) fungerar planetväxeln som en reduktionsväxel, vilket ger låg växel. Om solhjulet istället kopplas samman med ringhjulet bildar planetväxeln en stel konstruktion och ger då ingen utväxling, vilket används vid hög växel.



Figur 24
Hög/lågväxel i form av en planetväxel.

Förluster i mekaniska transmissioner

Förluster i mekaniska transmissioner beror främst på förluster i kuggväxlar. De förluster som uppkommer i kuggväxlarna består enligt [68] av tomgångsförluster, kuggförluster, lagerförluster och tätningsförluster. Tomgångsförlusterna är förlusterna då transmissionen är obelastad och består främst av plaskförluster och kugg- och lagerförluster vid obelastat tillstånd. Plaskförluster, P_{pl} är effektförluster som uppkommer då kugghjul roterar i ett oljebad och kan enligt [68] överslagsmässigt beräknas enligt ekvation 16.

$$P_{pl} = 3,7 \cdot 10^{-4} \cdot b \cdot y \cdot v^{\frac{3}{2}} \quad (16)$$

Där b bredden på kugghjulet som doppar ned i oljebad [mm], y är neddopningsdjup [mm] och v är periferihastighet [m/s]. Kuggförluster uppstår i kontakten mellan kuggarna och beror på friktionen mellan kuggarna som i sin tur beror på typen av kuggkontakt. I [62] har verkningsgraden för olika typer av kuggkontakter sammanställts utifrån två olika källor enligt tabell 7.

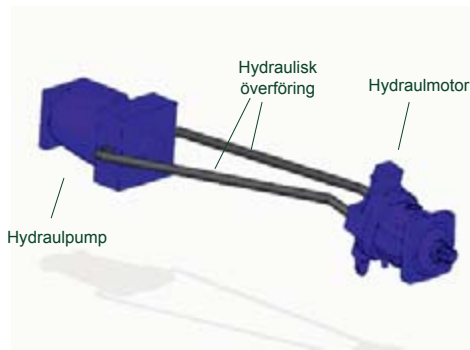
Tabell 7.
Verkningsgrad för olika typer av kuggkontakter [62]

Typ av växel / η	Dudley, (1962)	Hägglunds, (2008)
Rakkugg	97-99,5 %	~99 %
Snedkugg	97-99,5 %	~98,5-99 %
Raka koniska kugg	97-99,5 %	~95-97 %
Koniska spiralkugg	97-99,5 %	~95-97 %
Hypoidkugg	90-98 %	~92-95 %

Lagerförlusterna och tätningsförlusterna beror på friktion mellan lagrens respektive tätningarnas roterande delar. Dessa förluster antas i förhållande till kuggförlusterna vara relativt små.

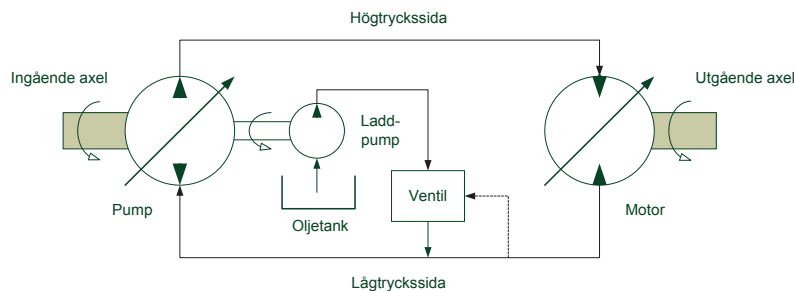
2.10.2 Hydrostatisk transmission

I dagens skotare används en hydrostatisk transmission i kombination med en mekanisk transmission. En hydrostatisk transmission består av en hydraulpump som är hydrauliskt kopplad till en eller flera hydraulmotorer figur 25. I en hydrostatisk transmission sker kraftöverföringen genom hydrauliskt tryck.



Figur 25.
Hydrostatisk transmission.

Hydraulpumpen är mekaniskt kopplad till en yttre drivkälla, vanligast en dieselmotor och hydraulmotorn eller motorerna är mekaniskt kopplad till en mekanisk växellåda. Hydraulpumpen och hydraulmotorn i den hydrostatiska transmissionen består ofta av axialkolvpumpar med variabelt displacement. Den vanligaste typen av hydrostatiska transmissioner som används i dagens skogsmaskiner är av typen sluten krets (closed loop), vilket innebär att utloppet från motorn eller motorerna (returen från motorerna, lågtrycksidan) genom rör och/eller ledningar återförs till pumpen istället för att återföras till oljetanken. För att upprätthålla systemtrycket i transmissionen är en laddpump, som pumpar hydraulolja från en oljetank, kopplad till den slutna kretsen enligt figur 26 [69].



Figur 26.
Schematisk bild över kopplingen mellan pump och motor.

Utväxlingen i en hydrostatisk transmission sker genom att variera displacementen för pump och motor. Figur 27 visar hur det utgående varvtalet, n_m och momentet, T_m från den hydrostatiska motorn beror på förändringarna av den hydrostatiska pumpens och den hydrostatiska motorns variabla displacement som definieras av faktorerna ε_p respektive ε_m som representerar andelen av hydrostatiska pumpens och motorns maxdisplacement (ε_p och $\varepsilon_m = 1$ betyder max displacement). För att kunna backa med skotaren kan den hydrostatiska pumpen ge maxdisplacement i båda riktningarna, vilket innebär att ε_p har intervallet -1 till 1 och den hydrostatiska motorn kan ha ett intervall för ε_p mellan 0,2 till 1 och kan köras i båda riktningarna.



Hydrostatiska transmissioner ger upp till ett specifikt utgående varvtalet, n_{mN} , (då pumpen har deplacementet $D = \varepsilon_{pN} \cdot D_p$) relativt konstant moment. Vid varvtalet över n_{mN} minskar det utgående momentet medan den utgående effekten är konstant [70][71]. Förhållandet mellan varvtalsområdet med konstant vridmoment och varvtalsområdet med konstant effekt ges av förhållandet, $x_{n,bP}$ (transmissionens TR-värde, "Theoretical Range") mellan maxvarvtalet, $n_{m,max}$ och märkvarvtalet, n_{mN} enligt ekvation 17.

Varvtalsutväxlingen mellan den hydrostatiska pumpen och motor ges av ekvation 18.

Där D_p och D_m är pumpen och motorns displacement, n_p och n_m är pumpens respektive motorns varvtal och η_{vp} och η_{vm} är pumpen och motorns volymetriska verkningsgrad.

Förlusterna i hydrostatiska transmissioner består av tryckfall, friktionsförluster i alla rörliga delar och volymetriska förluster på grund av läckage hos pump och motor [72]. Den totala verkningsgraden för en hydrostatisk transmission beror på pumpens och motorns varvtal, tryck och displacement. Verkningsgraden varierar under dynamiska förhållanden då belastningen och det utgående varvtalet varierar. Enligt [73] är den totala verkningsgraden för hydrostatiska transmissioner relativt låg vid hög belastning och lågt varvtal samt vid låg belastning och högt varvtal. Verkningsgraden för en hydrostatisk transmission η_{hyd} ges av den volymetriska η_v och den mekaniska verkningsgraden η_m för pumpen och motorn enligt ekvation 19 [73].

48

2.11 ENERGILAGRING

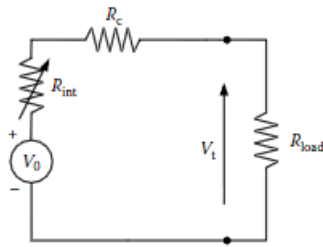
Det finns idag flera olika typer av energilagringssystem. De energilagringssystem som används för elektriska fordon och hybridfordon är främst olika typer av batterier, superkondensatorer och höghastighetssvaghjul. Det finns flera egenskaper som bör beaktas vid valet av energilagringssystem för ett hybridfordon. Till egenskaperna hör bland annat [35]:

- Specifik energi [Wh/kg]
- Energidensitet [Wh/m³]
- Specifik effekt [W/kg]
- Maximal laddnings- och urladdningsström
- Antal laddningscykler
- Verkningsgrad
- Temperaturområde
- Robusthet
- Underhålls krav
- Livslängd
- Kostnad
- Säkerhet
- Miljöpåverkan

Alla egenskaper påverkar valet av energilagringssystem. Valet påverkas också av vilken typ av hybriddrivlina som skall användas och hur energidistributionen mellan de olika komponenterna i drivlinan ser ut. Valet styrs också av det utrymme som finns tillgängligt, samt den vikt som komponenterna maximalt får ha för att inte påverka fordonets egenskaper negativt. Om t.ex. energilagringssystemens främsta uppgift är att assistera förbränningsmotorn vid höga belastningar under korta tidsperioder, är det främst den specifika effekten som är viktig för att kunna tillgodose det extra effektbehov som då krävs. Om energilagringssystemen skall förmedla energi för kontinuerlig drift och förbränningsmotorn endast skall användas för att vid behov ladda energilagringssystemen efterfrågas både hög specifik energi och hög specifik effekt. Vid hybriddrift kan bromsenergin till viss del också tas tillvara genom regenerativ bromsning. Detta innebär att energilagringssystemen behöver kunna ta emot och lagra en stor energimängd under en kort tidsperiod.

2.11.1 Batterier

Ett batteri är en elektrokemisk enhet som under laddning omvandlar elektrisk energi till kemisk energi och under urladdning omvandlar den kemiska energin till elektrisk energi. Batterier är uppbyggda av en eller flera celler. Varje cell kan förenklat beskrivas som två halvceller som är seriekopplade genom en elektrolyt. Den ena halvcellen består av en positiv elektrod som kallas katod och den andra halvcellen av en negativ elektrod som kallas anod. De båda elektroderna är nedsänkta i elektrolyten. Elektrolyten består av en substans innehållande fritt rörliga joner, vilket ger den dess elektriska ledningsförmåga. Spänningen eller skillnaden i den elektriska potentialen över en battericells två poler då ingen yttre last är kopplad till cellen (ingen yttre ström avges från cellen) kallas för battericellens tomgångsspänning (öppen kretsspänning) eller ”open-circuit voltage” (öppen kretsspänning - OCV eller V_{OC}) [74]. Batterier kan modelleras som en kretsmodell bestående av en spänningskälla V_{0s} , en inre resistans R_{int} , ledningsresistans R_e samt den yttre lastens resistans R_{load} , enligt figur 28 [41].



Figur 28.
En kretsmodell av ett batteri bestående av en spänningskälla V_0 , en inre resistans R_{int} , ledningsresistans R_c samt den yttre lastens resistans R_{load} [41].

Batterispecifikationer

Det finns idag flera olika batterityper med olika egenskaper. För att kunna beskriva karakteristiken för olika batterityper samt för att kunna jämföra de olika batteritypernas egenskaper och funktion används flera olika parametrar och variabler. Bland annat använder tillverkare av batterier några av dessa för att specificera olika batteriers egenskaper och prestanda vid normal drift samt olika batteriers maximala prestanda [41].

Specifik energi

Specifik energi [Wh/kg] definierar den mängd energi [Wh] som kan lagras per massa [kg] och ger ett mått på hur stor vikt en specifik energilagringsteknik behöver ha för att avge eller lagra en viss mängd energi.

Specifik effekt

Specifik effekt [W/kg] definierar hur stor maximal effekt [W] som en specifik energilagringsteknik kan avge per massa [kg]. Den specifika effekten hos kemiska batterier beror främst av batteriernas inre resistans.

Batterieffekt

Den maximala effekt, $P_{batt,max}$, som ett batteri kan avge beror främst av batteriets inre resistans, R_{int} som i sin tur beror av kemiska reaktioner i batterier. Den maximala effekten ges av ekvation 20 [79].

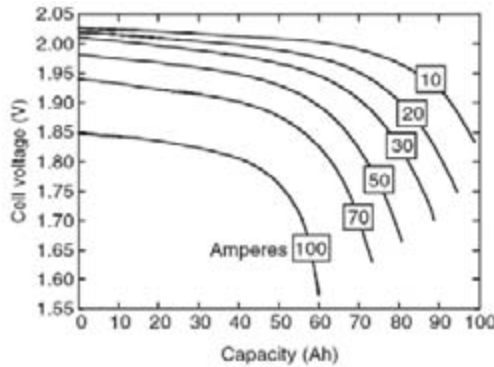
$$P_{batt,max} = \frac{V_0^2}{4 \cdot (R_c + R_{int})} \quad (20)$$

Där R_c är resistansen i de elektriska ledarna mellan batteriet och lasten och V_0 är batteriets tomgångsspänning ("open-circuit voltage" (V_{oc})), se figur 28.

Kapacitet

Kapaciteten för ett batteri påverkas av hur stor urladdningsström som utnyttjas. Batteritillverkare specificerar ofta batteriers kapacitet i antalet amperetimmar utifrån en specifik urladdningstid i n antal timmar (t.ex. C_n , nC eller C/n). Kapaciteten kan t.ex. specificeras som $C_{10} = 100$ Ah, eller 100 Ah C/10 (där $n=10$), vilket betyder att batteriet har en kapacitet om 100 Ah om batteriet laddas ur under 10 timmar med en konstant strömstyrka om 10A ($I_{10} = 100\text{Ah}/10\text{h} = 10\text{A}$). Om samma batteri är specificerat som 100 Ah 1C betyder det att batteriet kan avge 100A under en timme. Om batteriet laddas ur med en högre urladdningsnivå (strömstyrka) än den specificerade, minskar den kapacitet som batteriet kan avge. Det beror på att en ökad strömstyrka ger upphov till ökade förluster på grund av batteriets inre resistans [41]. I figur

29 visas ett exempel på hur kapaciteten beror av olika strömstyrkor för urladdningsströmmen. Kapaciteten påverkas också av batteriets temperatur.



Figur 29.
Kapacitet för batterier vid olika urladdningsström [41].

Ett sätt att bestämma en battericells tillgängliga kapacitet under olika urladdningsförhållanden är genom Peukerts ekvation 21 [81]. Peukerts ekvation ger ett approximativt värde för hur kapaciteten hos en battericell förändras vid olika urladdningsförhållanden enligt ekvation 21.

$$C_{tr} = t_i \cdot I_u^{pc} \quad (21)$$

Där C_{tr} är den teoretiska kapaciteten hos batteriet [Ah], I_u urladdningsströmmen [A], pc är Peukerts konstant som är en batterispecifik konstant, t_i är urladdningstiden vid strömmen I . Peukerts konstant ger ett mått på ett batteris effektiva kapacitet med avseende på batteriets inre resistans. Högre värden på konstanten indikerar högre förluster och sämre effektivitet. För ett blysyra-batteri ligger konstantens värde på mellan 1,3 och 1,4, medan värdet för t.ex. nickelbaserade batterier är lägre [80]. För batterier med specificerad kapacitet, C_{nom} , utifrån en viss urladdningstid, t_{nom} , t.ex. 100 Ah vid 10 timmars urladdning ($C_{nom}=100$, $t_{nom}=10$), kan Peukerts ekvation enligt [81] skrivas som ekvation 22.

$$t_i = \frac{C_{nom} \cdot \left(\frac{C_{nom}}{t_{nom}} \right)^{n-1}}{I^n} \quad (22)$$

Peukerts ekvation kan också skrivas om för att bestämma kapaciteten, C_{n1} , vid en viss urladdningsströmsstyrka, I_{n1} , enligt ekvation 23 [82].

$$C_{n1} = C_{nom} \cdot \left(\frac{I_{nom}}{I_{n1}} \right)^{pc-1} \quad (23)$$

Där I_{nom} är den specificerade urladdningsströmmen vid den specificerade kapaciteten, C_{nom} .

Energi i batterier

Energi i ett batteri bestäms genom batteriets kapacitet i Coulomb [C] och urladdningsspänning [V]. En amperetimme (1 Ah) motsvarar 3600 coulomb och en volt motsvarar arbetet som krävs för att förflytta en laddning motsvarande en coulomb från den negativa till den positiva elektroden. Energin i ett batteri kan därför definieras utifrån produkten av kapaciteten i coulomb och spän-

ningen i volt. Till exempel kan ett batteri med spänningen 24 volt och 100 amperetimmars kapacitet teoretiskt lagra en energimängd motsvarande 8,64 MJ ($24 \cdot 3.6 \cdot 10^5$ J). [41].

Batteriets laddningstillstånd (SOC)

Laddningstillstånd eller laddningsnivå (SOC – State of charge) är en parameter som anger hur stor kapacitet i procent som finns kvar i batteriet vid en viss tidpunkt, i förhållande till batteriets maximala kapacitet. När batteriet är fulladdat är dess laddningsnivå 100 procent och när batteriet är helt urladdat är dess laddningsnivå 0 procent. Laddningsnivån påverkas av hur stor strömstyrka som plockas ur batteriet och vid vilken spänningsnivå som batteriet anses vara urladdat. Laddningstillståndet, SOC , kan enligt [41] beräknas enligt ekvation 24.

$$SOC = SOC_0 - \int \frac{idt}{Q(i)} \quad (24)$$

Där SOC_0 är laddningstillståndet då laddning eller urladdning startas, i är urladdningsströmmen vid tiden t och $Q(i)$ är kapaciteten i amperetimmar [Ah] vid urladdningsströmmen i .

Antal laddningscykler

En laddningscykel för ett batteri definieras som en laddning och en urladdning av ett batteri.

Batterier brukar ofta specificeras efter antalet laddningscykler batteriet klarar av innan energikapaciteten för batteriet sjunkit till en definierad lägsta nivå (vid vilken batteriet anses vara förbrukat). Denna nivå brukar sättas till 70–80 procent av batteriets nominella kapacitetsnivå. Antalet laddningscykler påverkas starkt av hur mycket batteriet laddas ur under varje urladdning (DOD - "depth of discharge") djupa urladdningar resulterar i färre antal laddningscykler. Batterier specificeras därför med antalet laddningscykler i förhållande till ett visst urladdningsdjup. Exempelvis kan vissa batterityper ge 1 000 000 laddningscykler vid 5 procents urladdningsdjup (DOD) men bara 2 000 laddningscykler vid 80 procents urladdningsdjup (DOD) [39].

Eftersom antalet laddningscykler som ett batteri kan ge är beroende av urladdningsdjupet vid varje laddningscykel är det viktigt att bestämma ett visst laddningstillståndintervall, $\Delta SOC_{intervall}$ inom, vilket batteriet kan utnyttjas för att det ska ge ett visst antal laddningscykler. Laddningstillståndintervallet, $\Delta SOC_{intervall}$ bestäms utifrån det högsta, SOC_{max} och det lägsta laddningstillståndet, SOC_{min} som batteriet ska arbeta inom enligt ekvation 25.

$$\Delta SOC_{intervall} = SOC_{max} - SOC_{min} \quad (25)$$

Detta påverkar i sin tur batteriets vikt och storlek eftersom den användbara energikapacitet, $E_{batt, anv}$ som kan utnyttjas ur batteriet då begränsas av laddningstillståndintervallet enligt ekvation 26.

$$E_{batt, anv} = E_{batt} \cdot \Delta SOC_{intervall} \quad (26)$$

Där E_{batt} är den totala kapaciteten [kWh] i batteriet. För att erhålla en specifik energi, $E_{batt,spec}$ från ett batteri krävs därför att batteriet har en energikapacitet enligt ekvation 27.

$$E_{batt} = \frac{E_{batt,spec}}{\Delta SOC_{intervall}} \quad (27)$$

Livslängd

Livslängden och åldrandet för batterier påverkas av många faktorer; kemiska, elektriska och mekaniska. Ett mått på batteriers hälsa är SOH (state-of-health) som är relaterat till minskningen av batteriets maximala kapacitet över tid. Batteriers effektivitet minskar med tiden på grund av att batteriets inre resistans med tiden ökar. När den inre resistansen ökar kommer värmen som utvecklas när batteriet används att öka, vilket påverkar batteriets livslängd negativt [35].

Batteriverkningsgrad

Ett batteris verkningsgrad, $\eta_{batteri}$ eller energieffektivitet definierar förhållandet mellan den energi som tillförts batteriet under laddning, $E_{laddning}$ och energi som kan avges under urladdning, $E_{urladdning}$ enligt ekvation 28 [41].

$$\eta_{batteri} = \frac{E_{urladdning}}{E_{laddning}} \quad (28)$$

Omgivningstemperatur

Prestandan hos batterier påverkas ofta positivt av högre omgivningstemperatur, men det kan också leda till minskad livslängd. Energi- och effektkapaciteten hos de flesta batterityperna minskar vid låga omgivningstemperaturer (under -10°C) [35]. På grund av omgivningstemperaturens inverkan på olika batteriers egenskaper krävs för vissa tillämpningar reglering av omgivningstemperaturen. I vissa militära hybridfordon används t.ex. en sluten tempererad kammare för att hålla temperaturen inom ett specifikt intervall. Konstruktionen möjliggör användning av batterier vid en omgivningstemperatur från -40 – 65 grader Celsius [83].

Batterityper

Det finns i dag flera olika batterityper med olika egenskaper och prestanda. De batterityper som idag är mest lämpliga som energilagringseenhet i hybridfordon är enligt [35] blysyrbatterier, olika typer av nickelbaserade och litumbaserade batterier.

Blysyrbatterier

Blysyrbatteriets celler utgörs av en anod bestående av bly och en katod bestående av blyoxid nedsänkta i en elektrolyt av svavelsyra utspädd med destillerat vatten. En av de vanligaste applikationerna för blysyrbatterier är som startbatteri för bilar. Blysyrbatterierna har en cellspänning om ca 2 volt och har en relativt hög energidensitet. Fördelarna hos blysyrbatteritekniken är bland annat batteriets förhållandevis låga framställningskostnad som beror på de aktiva ämnas låga kostnad i jämförelse med andra batteritekniker.

Batterierna har också relativt hög effektkapacitet, goda laddningscykelegenskaper samt är en beprövad och mogen teknik. En av nackdelarna hos denna typ av batterier är låg specifik energi [Wh/kg] som främst beror på blyämnets höga densitet. Batterierna är också temperatürkänsliga och den specifika energin och den specifika effekten reduceras kraftigt vid låga temperaturer [41]. Blybatterier ger ett relativt lågt antal laddningscykler och blyet i elektroderna är ett problem för miljön eftersom bly är en giftig tungmetall [41]. Ett hybridfordon som idag använder blysyrabatterier är den hybriddrivna skotaren El-forest [13].

Fördelar blysyrabatterier

- Låg framställningskostnad.
- Hög effektkapacitet.
- Låg självurladdningstakt, bland de lägsta hos uppladdningsbara batterisystem.
- Klarar hög urladdningstakt.

Nackdelar blysyrabatterier

- Låg specifik energi.
- Innehåller miljöfarligt bly.
- Lågt antal laddningscykler.

Nickelbaserade batterier

Alla nickelbaserade batterier använder samma typ av alkalisk elektrolyt och kallas därför också för alkaliska batterier. Den positiva elektroden består av ett oxiderat nickelbaserat material (nickelhydroxid). Nickel är ett lättare material än bly och har goda elektrokemiska egenskaper. Det som skiljer de olika nickelbaserade batterierna åt är bland annat vilket material som används för den negativa elektroden. De nickelbaserade batteriteknikerna som studerats i examensarbetet är nickelskadmium och nickelmetallhydrid.

Nickelskadmium (NiCd) batterier

I nickelskadmiumbatterier används skadmium som material i den negativa elektroden.

Batterierna finns både som ventilerade och som slutna batterier. De slutna batterierna är underhållsfria och har en speciell typ av cellkonstruktion som förhindrar att gaser byggs upp i batteriet.

Nickelskadmiumtekniken har utvecklats under lång tid och har idag flera tekniska fördelar. Nickelskadmiumbatterier kan idag uppvisa en hög specifik effekt och klarar ett stort antal laddningscykler. Batterierna kan laddas fort och klarar av djupa urladdningar. Andra tekniska fördelar med denna batteriteknik är att den klarar höga mekaniska påfrestningar, har ett lågt spänningsfall vid varierad strömbelastning och låg självurladdning (<0,5 procent per dag). Batterierna har också bra lågtemperaturegenskaper och kan arbeta inom ett brett temperaturområde (- 40 till 85 grader Celsius). [41]. Vidare klarar batterierna av stora elektriska belastningar och kan under kort tid belastas upp till hundra gånger dess nominella kapacitet [84]. Nickelskadmiumbatterierna är dock dyra att framställa på grund av den höga kostnaden för skadmium. De har också relativt låg cellspänning (ca.1,3 volt) och lider av så kallad minneseffekt som innebär att om batterierna upprepade gånger laddas från samma laddningstillstånd (högre än

laddningstillståndet vid urladdat batteri) kommer nivån för batteriets lägsta spänningsnivå (cut-off voltage) att höjas, vilket medför att batteriets kapacitet minskar. Denna effekt kan dock avhjälpas genom att stundtals låta batteriet laddas ur helt [85]. En annan stor nackdel med denna typ av batterier är att de innehåller kadmium som är en giftig tungmetall med cancerogena egenskaper och är klassad som miljöfarlig. Fordon som använder eller har använt nickel-kadmiumbatterier är framförallt elbilar; bland annat Chrysler TE Van, Citroën AX, Mazda Roadster, Mitsubishi EV, Peugeot 106 och Renault Clio [41].

Fördelar nickelkadmium

- Snabb och okomplicerad laddning.
- Kan laddas och urladdas inom ett brett temperaturområde.
- Låg självurladdning.
- Brett arbetstemperaturområde.
- Tål stor elektrisk och mekanisk belastning.

Nackdelar nickelkadmium

- Relativt låg energidensitet.
- Har problem med minneseffekt.
- Innehåller den giftiga och miljöfarliga tungmetallen kadmium.
- Har en relativt låg cellspänning.

Nickelmetallhydrid (NiMH)

Nickelmetallhydridbatterierna utvecklades under 1970-talet. Batteriernas egenskaper liknar nickelkadmiumbatterierna men saknar det giftiga ämnet kadmium. I batterierna används istället väte, absorberat i en metallhydrid (**legering som kan binda väte**), som aktiv negativ elektrod. Nickelmetallhydridbatterierna har mycket högre specifik energi i jämförelse med nickelkadmiumbatterierna [84]. Nackdelarna med denna typ av batterier är att de har hög självurladdning och en lägre förmåga att ta emot laddning (omvandla energi) i jämförelse med andra batteriteknologier. Det senare medför att en större energimängd går åt för att ladda batteriet än vad som går att plocka ur batterierna under urladdning. Det beror på att höga värmeförluster uppstår under laddning och medför att batterierna har en lägre laddningsverkningsgrad i jämförelse med andra batteritekniker. Den högsta laddningsverkningsgraden för dessa batterier uppnås vid ett laddningstillstånd mellan 50 till 70 procent [86]. Batterierna lider också av så kallad minneseffekt, dock i en mindre omfattning än nickelkadmiumbatterierna [35]. Exempel på fordon som idag använder nickelmetallhydridbatterier är hybridfordonen Toyota Prius och Honda Insight [67].

Fördelar nickelmetallhydrid

- Påverkas mindre av minneseffekt än nickelkadmiumbatterierna.
- Innehåller i jämförelse med nickelkadmiumbatterierna inga giftiga ämnen.
- Högre energidensitet i jämförelse med nickelkadmiumbatterierna.

Nackdelar nickelmetallhydrid

- Högre självurladdningstakt i jämförelse med nickelkadmium.
- Genererar mer värme under laddning i jämförelse med nickelkadmium och kräver därför längre laddningstid.

- Låg energiverkningsgrad.

Litiumbaserade batterier

Litiumbaserade batterier introducerades i början av 1990-talet och är en relativt ung batteriteknik som är under kontinuerlig utveckling. Den anses av många vara den batteriteknik som har störst framtidspotential [41]. Ämnet litium har mycket lägre densitet än bly och nickel, vilket innebär att litiumbatterierna har högre energidensitet i jämförelse med bly och nickel. Litiummetallen har en hög elektromagnetisk potential, vilket ger en hög cellspänning på mellan 2 till 5 volt. Litiumbatterierna finns i ett antal olika varianter, med olika kemiska sammansättningar. De två vanligaste typerna av litiumbaserade batterier är litiumjon (Li-ion) och litiumjon-polymer (LiPo).

En vanlig typ av litiumjonbatterier är de koboltbaserade batterierna vars anod vanligtvis består av litiumkoboltdioxid (LiCoO_2). Som katod används olika former av kol, t.ex. grafit. I litiumjonbatterier anpassade för mer krävande applikationer, t.ex. el- och hybridfordon, består materialet ofta av kombinationer av flera olika typer av oxider för att erhålla specifika egenskaper. Elektrolyten i batterierna består av ett organiskt salt som inte ingår i den kemiska processen utan enbart fungerar som elektrisk ledare. Tack vare detta bildas inte några gaser i form av syre och väte under den kemiska reaktionen.

Litiumjonbatterierna klarar av djupa urladdningar, hög strömladdning upp till ca 40 °C och snabb laddning. Batterierna är dock känsliga för överladdning, vilket kan leda till att batteriet förlorar kapacitet. Litiumjonbatterierna kräver därför reglerad laddning och överladdningsskydd. Spänningen i litiumjonbatterier är under urladdning relativt konstant ner till ungefär 20 procents laddningstillstånd (SOC). Litiumjonbatterier är känsliga för stora ändringar i laddningsnivå (SOC). Det är därför viktigt att laddningsnivån (SOC) övervakas kontinuerligt, eftersom för hög eller för låg laddningsnivå kan skada batteriets celler och minska batteriets livslängd. Li-ion batterier är också känsliga för höga och låga omgivningstemperaturer [87].

Litiumtekniken har många fördelar i jämförelse med de ovan beskrivna batteriteknikerna. Vanligtvis ligger cellspänningen på ca 3,6 volt. Litiumbatterierna har på grund av den låga densiteten och den höga cellspänningen en mycket hög specifik energi och en hög specifik effekt, vilket gör dessa batterier intressanta för energilagring i el- och hybridfordon, [35]. Andra fördelar med litiumbatterierna är att de har en relativt låg självurladdning över tid. Litiumbatterier påverkas inte av minneseffekt såsom de nickelbaserade batterierna [88].

Litumpolymerbatterier är en speciell typ av litiumjonbatterier i vilka en solid elektrolyt används i form av en jonledande polymer. Den solida elektrolyten har fördelar i jämförelse med den organiska elektrolyten i form av förbättrad säkerhet och en mer flexibel design. Litumpolymerbatterierna är också mindre känsliga för överladdning. Fordon som idag använder litiumjonbatterier är hybridfordonet Chevrolet Volt [89] och den eldrivna sportbilen Tesla Roadster [90].

Fördelar litiumbaserade

- Hög energidensitet.
- Hög energieffektivitet.
- Har ingen minneseffekt.
- Har relativt låg självurladdning.

- Hög verkningsgrad (<95 %).

Nackdelar litiumbaserade

- Åldras vid höga temperaturer.
- Hög material och tillverkningskostnad.
- Kräver överladdningsskydd mot hög spänning och ström.
- Begränsade lågtemperaturegenskaper.

2.11.2 Superkondensator

Ett alternativ till batterier vid lagring av elektrisk energi är att använda en så kallad superkondensator eller ultrakondensator. Superkondensatorn härstammar från kondensatorn som är en passiv elektronisk krets som kan lagra en viss mängd elektrisk energi. I kondensatorn lagras energin elektrostatiskt, till skillnad från i ett batteri där energin lagras elektrokemiskt. Kondensatorn kan beskrivas med en enkel modell bestående av två elektroder i form av ledande metallplattor placerade mycket nära varandra. I utrymmet mellan plattorna är en väldigt tunn isolator placerad.

Isolatorn består av ett dielektriskt material som har förmåga att släppa igenom elektriska fält och kan bestå av t.ex. keramik, plast eller en oxid. Det dielektriska materialet påverkar starkt en kondensators egenskaper och prestanda. I en kondensator tillämpas polarisering genom separation av positiva och negativa laddningar för att lagra energi. När en yttre spänning läggs över elektroderna uppstår en potentialskillnad mellan elektroderna, vilket medför att positiva och negativa laddningar samlas vid den negativa respektive positiva elektroden. När den yttre spänningen tas bort upprätthålls ett elektriskt fält mellan plattorna med hjälp av det isolerande materialet. Kondensatorers möjlighet att lagra elektrisk laddning och elektrisk energi ges av kondensatorns kapacitans, C_{kon} , som mäts i farad [F]. Kapacitansen för en kondensator påverkas av de elektriskt ledande plattornas geometriska storlek, avståndet mellan plattorna och det isolerande materialets permittivitet, ϵ_r , [F/m], [91]. Kapacitansen för en enkel ideal modell av en kondensator bestående av två plattor med arean, A_{kon} [m²] och med ett avstånd, d_{kon} [m], mellan plattorna ges av ekvation 29.

$$C_{kon} = \frac{\epsilon_r \cdot \epsilon_0 \cdot A_{kon}}{d_{kon}} \quad (29)$$

Där ϵ_r är den relativa permittiviteten för materialet som är placerat mellan plattorna och ϵ_0 är permittiviteten för vakuum. Kapacitansen för en kondensator kan enligt ekvation 29, ökas genom att öka elektrodernas yta, det isolerande materialets permittivitet och/eller genom att minska avståndet mellan elektroderna. Laddningsmängden, Q_{kon} (coulomb), som kondensatorn kan lagra är proportionell mot den pålagda spänningen U_{kon} [V], och ges av ekvation 30 [92].

$$Q_{kon} = C_{kon} \cdot U_{kon} \quad (30)$$

Energimängden, E_{kon} , som en kondensator kan lagra ges av ekvation 31.

$$E_{kon} = \frac{1}{2} \cdot C_{kon} \cdot U_{kon}^2 \quad (31)$$

En superkondensator bygger på samma principer som en kondensator, men har mycket högre kapacitans. Kapacitansen för en superkondensator är ofta i storleksordningen några hundra till flera tusen Farad, vilket kan jämföras med en vanlig kondensator som vanligtvis har en kapacitet i storleksordningen pF till mF. En superkondensator består av två elektroder mellan vilka en tunn elektrolyt är placerad. Superkondensatorn kan därför sägas vara en korsning av ett kemiskt batteri och en kondensator. Elektroderna är ofta tillverkade av ett mycket aktivt kolmaterial, vars yta består av ett stort antal mycket små porer som tillsammans bildar en extremt stor yta på mellan 1 000–3 000 m²/g [41]. Elektrolyten består ofta av utspädd svavelsyra. Den höga kapacitansen hos superkondensatorn beror på det extremt korta avståndet mellan elektroderna, som är i storleksordningen några nanometer, samt den extremt stora yta som det aktiva kolet ger. Vid polariseringen i en superkondensator placerar sig laddningarna i porerna hos det aktiva kolet i kontakten mellan elektroderna och elektrolyten och bildar två joniska lager, ett vid respektive elektrod. Samtidigt bildas ett dielektriskt område i elektrolyten [35]. Superkondensatorer har idag en cellspänning om 2,3 till 3,3 volt. För att erhålla högre spänning seriekopplas flera superkondensatorer. Kapacitansen C_{system} för ett system bestående av seriekopplade superkondensatorer ges av ekvation 32.

$$C_{system} = \frac{1}{\sum_n \frac{1}{C_n}} \quad (32)$$

Där C_n är kapacitansen för varje enskild superkondensator i seriekopplingen. Fördelarna med en kondensator är att den kan återladdas hundratusentals gånger utan att förlora märkbar kapacitet. Detta medför att kostnaden för en superkondensatormodul per laddningscykel blir låg. Superkondensatorn har låga inre förluster och kan laddas eller laddas ur på bara några sekunder. Superkondensatorn innehåller också låga nivåer av miljöfarligt material i jämförelse med batterier. Superkondensatorer har dock låg specifik energi. Spänningsnivån i superkondensatorer beror linjärt av dess laddningstillstånd. Detta medför att superkondensatorers laddningstillstånd enkelt kan bestämmas genom att mäta dess cellspänning. Detta innebär också att superkondensatorn vid en viss laddningsnivå ger för låg spänning, vilket medför att effekten som kan ges blir för låg och att kondensatorns fulla kapacitet inte kan utnyttjas [63]. Superkondensatorns livslängd påverkas av cellspänningen och temperaturen. Superkondensatorer har en verkningsgrad (laddning/urladdning) på upp till 95 procent [93]. Två fordon som idag använder sig av superkondensatorer för elektrisk energilagring är det amerikanska militära terrängfordonet HEMTT A-3 [49], samt hybridbusskonceptet utvecklat av Scania [54].

Fördelar superkondensator

- Klarar ett stort antal laddningscykler.
- Klarar snabba laddningar och urladdningar.
- Enkel laddningsmetod.
- Kan arbeta i ett brett temperaturområde utan att förlora kapacitet.

Nackdelar superkondensator

- Den utgående spänningen är beroende av laddningstillståndet (SOC).
- På grund av spänningens linjära förhållande till laddningstillståndet kan dess fulla kapacitet inte utnyttjas.
- Låg energidensitet.
- Hög självurladdningstakt.
- Känslig mot överladdning.

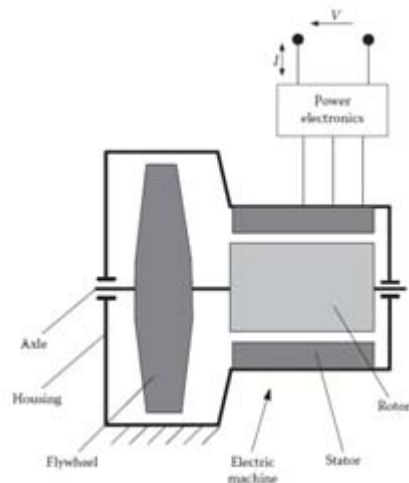
2.11.3 Svänghjul

Svänghjul har länge använts för att er hålla ett jämnt kraftflöde i olika typer av maskiner. Svänghjul kan också användas för att lagra energi mekaniskt, i form av kinetisk energi. Energin, E_s , som kan lagras i ett svänghjul ges av ekvation 33.

$$E_s = \frac{1}{2} \cdot J_s \cdot \omega_s^2 \quad (33)$$

Där J_s är svänghjulets tröghetsmoment [kgm^2] och ω_s är svänghjulets vinkelhastighet [rad/s].

Enligt ekvation 33 har svänghjulets vinkelhastighet större inverkan än tröghetsmomentet på svänghjulets energikapacitet. Vinkelhastigheten hos svänghjul begränsas av hållfasthetsegenskaperna hos materialet i svänghjulet. Små svänghjul tillverkas ofta av stål medan större svänghjul tillverkas av material med hög draghållfasthet, t.ex. olika typer av kompositmaterial. På grund av svänghjulets höga varvtal krävs en stor utväxling för att direkt kunna driva en mekanisk drivlina med svänghjulet. En av de vanligaste konfigurationerna är därför att svänghjulet är mekaniskt kopplat till en elmotor. Svänghjulet och elmotorn bildar då en elektromekanisk energilagringseenhet som är elektriskt kopplad till övriga system, se figur 30. Energin lagras genom att elmotorn matas med elektrisk energi som accelererar svänghjulet. När elektrisk energi ska avges från enheten fungerar elmotorn som generator och omvandlar den i svänghjulet upplagrade mekaniska energin till elektrisk energi [41].



Figur 30.
Svänghjul kopplat till en elmotor [41].

Energieffektiviteten för energilagringssenhetsen bestående av svänghjul och elmotor beror på elmotorns prestanda. Fördelarna med svänghjul för energilagring är många. I jämförelse med elektrokemiska batterier påverkas inte svänghjulets energilagringsegenskaper av antalet laddningscykler eller urladdningsdjup. Svänghjulet påverkas inte av temperaturförändringar och lider inte av minskad kapacitet på grund av minneseffekt. Hur snabbt energin kan lagras och avges till och från svänghjulet begränsas till största delen av elmotorns/-generators egenskaper. Svänghjul kan tillverkas av material som har mindre påverkan på miljön än batterier [41][35]. Den största nackdelen med svänghjul är risken som uppstår vid överladdning då svänghjulet kan haverera då den höga upplagrade energin kan leda till att svänghjulet exploderar.

Ett teknikområde där svänghjulstekniken för några år sedan började användas, är motorsportens formel1. Inom formel1 kallas tekniken KERS ("Kinetic Energy Release System") och används för att lagra en viss mängd av bromsenergin. Ett företag som tillverkar ett KERS-system för Red Bull Racings formel1-bilar är Magneti Marelli. Deras system består av ett svänghjul som kan rotera med hastigheter upp till 60 000 varv per minut och kan då lagra upp till 600 kJ. Systemet väger 20 kg och ger vid urladdning 60 kW under 6 sekunder. Systemets verkningsgrad är upp till 80 procent [94].

2.11.4 Jämförelse mellan olika energilagringsskomponenter

Utifrån information från [35][41][95] har specifikationer och egenskaper för olika energilagringstekniker sammanställts i tabell 8. Eftersom energilagringstekniken är under ständig och snabb utveckling ger värdena i tabell 8 endast en indikation för en viss typ av energilagringstekniks prestanda och egenskaper.

Tabell 8.

Sammanställning av specifikationer och egenskaper för olika energilagringstekniker [35][41][95].

Egenskaper:	Energilagringsteknik						
	Blysyra	Ni-Cd	Ni-MH	Li-Ion	LiPo	Superkon- densator	Svängghjul
Specifik energi [Wh/kg]	25–50	50–60	40–95	80–220	100–180	3–20	12–30
Energidensitet [Wh/l]	60–100	70–130	80–350	150–450	100	3–10	3,7–17
Specifik effekt [W/kg]	150–400	80–500	200–1 400	200–3 000	300–500	1 000–10 000	
Verkningsgrad [Ah] [%]	70–85	70–75	70–80	85–90	90–95	>95	80–95
Laddningscykler [antal vid 80 % DOD]	200–1 500	800–1 500	500–2 000	800–1 500	300–1000	500k – 1M	10k–100k
Kostnad [€/kWh]	35–190	400–1 000	200–2 000	150–2 000	300–500	1 700–2 300	200–660
Temperaturområde [C°]	–20 till 40	– 40 till 80	0 till 45	– 20 till 60	?	– 20 till 90	– 20 till 50
Självladdning (% per 48 h)	0,6	1	6	0,7			100*
Kostnad [€/kWh]	35–190	400–1 000	200–2 000	150–2 000	300–500	1 700–2 300	200–660

* laddas ur på cirka 30 minuter

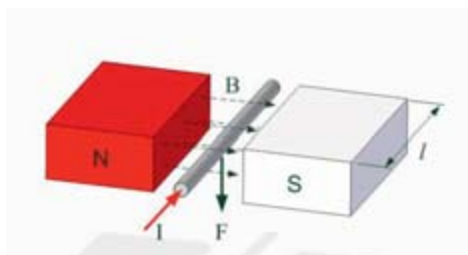
2.11.5 Kombinationer av energilagringsskomponenter

Batteritekniken medför idag en hög energidensitet men en relativt låg effektdensitet. Superkondensatorer har däremot en hög effektdensitet men låg energidensitet. Genom att kombinera batterier med superkondensatorer kan fördelarna hos respektive teknik utnyttjas, vilket ger både en hög energidensitet och en hög effektdensitet. Vid användning av en kombination mellan batterier och superkondensatorer kan batterierna optimeras för hög specifik energi och ett stort antal laddningscykler, eftersom hög specifik effekt då kan erhållas från superkondensatorerna [41]. Kombinationen kan också minska systemets vikt samtidigt som en högre prestanda erhålls. Vid denna typ av kombination kan superkondensatorn också fungera som en strömutjämnare och ta hand om strömtopparna samt minska spänningsfallet hos batteriet vid urladdning.

2.12 ELEKTRISKA MASKINER

En elmotor fungerar som en energiomvandlare och omvandlar elektrisk energi till mekanisk energi. Elmotorns främsta uppgift är att skapa vridmoment. Momentet kan användas antingen för att driva en yttre last genom att tillföra elektrisk energi till motorn, eller för att omvandla ett yttre pålagt moment på motorn till elektrisk energi [43].

Rotationen hos en elmotor uppstår genom en koppling mellan elektrisk ström och magnetfält. Kraften som får en elmotor att rotera kan skildras genom att en ström elektrisk ledare, genom vilken en elektrisk ström leds, placeras i ett magnetiskt fält, enligt figur 31.



Figur 31.
Kraften F som påverkar en strömförande ledare placerad mellan nord- och sydpol hos en permanentmagnet.

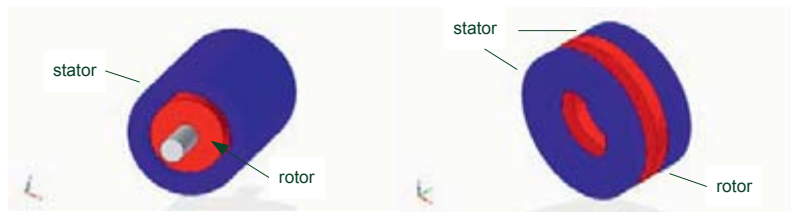
Ledaren kommer då att påverkas av en kraft, F , [N] vinkelrät mot strömmens och magnetfältets riktning, enligt ekvation 34.

$$F = B \cdot I_l \cdot l_l \quad (34)$$

Där B är magnetfältets styrka [T], I_l är strömmen [A] och l_l är ledarens längd [m]. Om samma ledare förflyttas i ett magnetiskt fält med hastigheten, v , [m/s] induceras på grund av magnetfältet en spänning i ledaren. Denna spänning kallas för den motriktade elektromotoriska kraften (EMK), ekvation 35 [100].

$$EMK = B \cdot l_l \cdot v_l \quad (35)$$

Det magnetiska fältet i en elmotor skapas antingen genom permanentmagneter eller genom magnetfält skapade av strömmatade lindningar. Den enklaste typen av elmotorer består av en rotor och en stator. Rotorn är den del av elmotorn som roterar och är kopplad till en yttre last, medan statorn står stilla. De strömförande ledarna kan vara placerade på antingen statorn eller rotorn. Elmotorn kan vara utformad på flera olika sätt, två vanliga utformningar av elmotorer är som två koncentriska cylindrar, med en luftspalt mellan dessa eller som radiellt förskjutna skivor med en axiell luftspalt mellan dessa enligt figur 32 [35].



Figur 32.

Två olika elmotorutformanden. Till vänster elmotor med radiellt magnetfält med en inre rotor och yttre stator, till höger elmotor med axiellt magnetfält med två yttre statorer och en inre rotor.

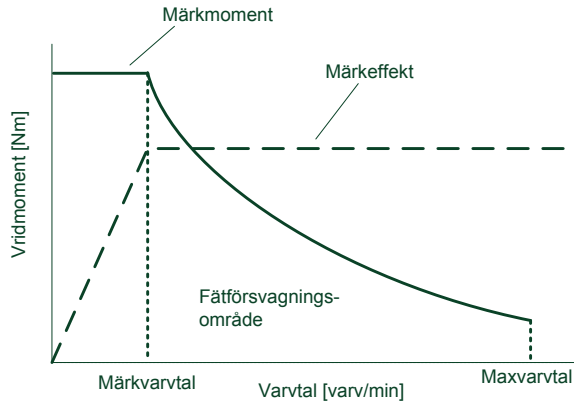
Vridmomentet som en elmotor kan avge beror på en kombination av den elektriska strömmen, magnetfältet mellan stator och rotor, samt den fysiska geometrin. Två fundamentala egenskaper för alla typer av motorer beror på det magnetiska flödet [35]:

Spänningen som krävs för att driva elmotorn är proportionell (eller nästan proportionell) mot hastigheten hos elmotorn multiplicerat med det magnetiska flödet

Vridmomentet är proportionellt (eller nästan proportionellt) mot strömmen som maskinen matas med, multiplicerad med det magnetiska flödet.

Elmotorer specificeras ofta med ett märkvarvtal som definierar det varvtal upp till vilket motorns märkmoment kan erhållas. Vid varvtal från märkvarvtalet och högre kan motorn avge dess märkeffekt som är den effekt som motorn kan avge kontinuerligt samtidigt som det utgående momentet minskar. Vid låga varvtal under märkvarvtalet är spänningsbehovet lågt och vridmomentet som motorn kan ge begränsas enbart av begränsningar hos matningsströmmen. För varvtal över märkvarvtalet blir istället matningsspänningen den begränsande faktorn. För att öka varvtalet över märkvarvtalet tillämpas så kallad fältförsvagning (field weakening), vilket innebär att det magnetiska flödet kontinuerligt

minskas så att produkten av det magnetiska flödet och varvtalet blir något mindre än den spänning som kan tillföras. Eftersom vridmomentet ges av produkten mellan det magnetiska flödet och matningsströmmen minskas vridmomentet då det magnetiska flödet minskas. Det magnetiska flödet minskas omvänt proportionellt mot varvtalsökningen och vridmomentet är omvänt proportionellt mot varvtalet, vilket innebär att effekten inom fältförsvagningsområdet är konstant eftersom effekten ges av produkten mellan vridmoment och varvtal. Upp till märkvarvtalet, kan motorn ge ett konstant vridmoment. Över detta varvtal minskar motorns vridmoment medan motorns effekt är konstant upp till motorns maximala varvtal [35], se figur 33.



Figur 33.
Förhållandet mellan vridmoment, varvtal och effekt för en elmotor vid fältförsvagning.

För elmotorer ges förhållandet mellan det utgående vridmoment, M_{EM} , och varvtalet, n_{ut} , för en given motor effekt, P_{EM} , av ekvation 36 och 37 [41].

$$M_{EM} = \frac{30 \cdot P_{EM}}{\pi \cdot n_{märk}}, n_{ut} \leq n_{märk} \quad (36)$$

$$M_{EM} = \frac{30 \cdot P_{EM}}{\pi \cdot n_{ut}}, n_{ut} > n_{märk} \quad (37)$$

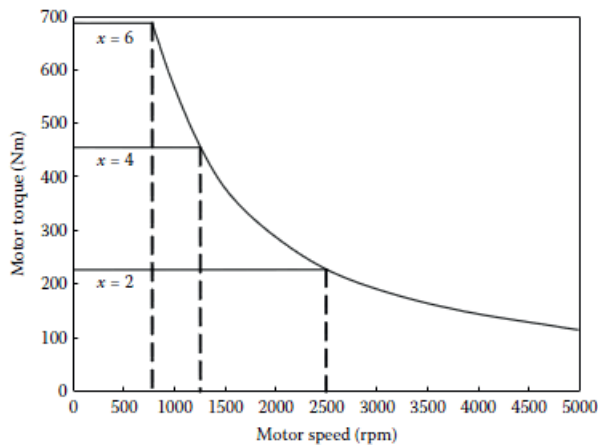
Där $n_{märk}$ är motorns märkvarvtal.

Förhållandet mellan varvtalsområdet med konstant vridmoment och varvtalsområdet med konstant effekt ges av förhållandet, x_n , (elmotorns TR-värde, "Theoretical Range") mellan maxvarvtalet, n_{max} och märkvarvtalet, $n_{märk}$ enligt ekvation 38.

$$x_n = \frac{n_{max}}{n_{märk}} \quad (38)$$

Förhållandet, x_n , skiljer sig mellan olika typer av motorer och beror av förmågan till fältförsvagning. Ett stort värde på förhållandet x_n betyder att ett stort vridmoment kan plockas ur elmotorn i konstantmomentområdet utan att höja

effekten för motorn, se figur 34. Motorns dimensioner kommer dock att öka vid högre vridmoment.



Figur 34.

Motormoment för olika värden på hastighetsförhållandet x_n ($x_n=2,4,6$) [41].

Hastighetsförhållandet x_n inverkar också på behovet av utväxling och antal utväxlingssteg genom olika typer av transmissioner. För en specifik matningseffekt kan det för en motor med lågt värde på hastighetsförhållandet krävas en transmission med flera utväxlingssteg för att erhålla hög dragkraft vid låg fart samt ett brett hastighetsområde. För en motor med högre värde på hastighetsförhållandet kan med samma matningseffekt en likvärdig prestanda uppnås med endast ett utväxlingssteg [41].

2.12.2 Förluster i elmotorer

I elmotorer uppkommer förluster av flera olika anledningar, där de tre främsta förlusttyperna är: kopparförluster, järnförluster och friktionsförluster. Kopparförluster, eller resistiva förluster, beror av lindningarnas elektriska resistans, R_l . När en ström flyter genom lindningarna uppstår på grund av resistansen ett motstånd som omvandlar en del av den elektriska energin till värme. Förlusteffekten på grund av kopparförlusterna är proportionell mot den i lindningarna genomflutna strömmen i kvadrat, enligt ekvation 39.

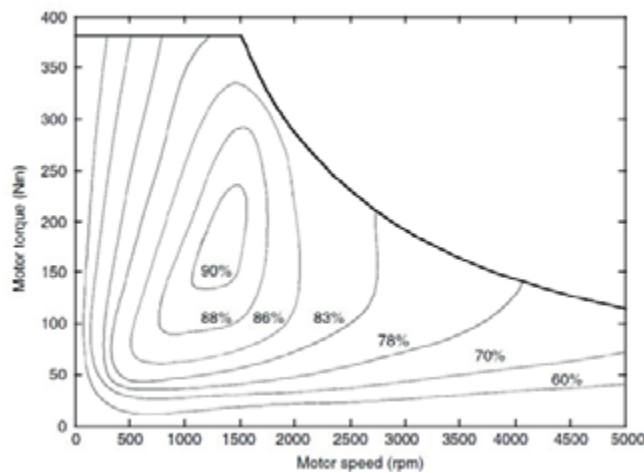
$$P_k = R_l \cdot I_l^2 \quad (39)$$

Järnförlusterna i en elmotor uppstår på grund av magnetiska effekter som påverkar järnet, framförallt i rotorn. Järnförlusterna beror på att det magnetiska fältet i rotorn kontinuerligt växlas. Järnförlusterna kan delas in i två typer av förluster; hysteresförluster och virvelströmsförluster. Hysteresförluster uppkommer på grund av den energi som krävs för att kontinuerligt magnetisera och avmagnetisera rotorn. Virvelströmsförluster uppstår på grund av att det varierande magnetiska fältet inducerar en ström i järnkärnan som leder till upphettning av järnet. Järnförlusterna beror på en kombination av det magnetiska flödets densitet och frekvens och ökar vid höga varvtal. Friktionsförlusterna uppstår på grund av friktionen i lager och packningar, samt luftmotståndet som uppkommer i motorns inre rörliga delar. Till dessa förluster kan också, för vissa typer av elmotorer, räknas den energi som går åt till att driva en kylfläkt. [39][43].

Verkningsgraden hos en motor beror på de förluster som uppstår i motorn enligt ovan och ges av förhållandet mellan den tillförda effekten, $P_{EM,in}$ och den avgivna effekten $P_{EM,ut}$ enligt ekvation 40.

$$\eta_{EM} = \frac{P_{EM,ut}}{P_{EM,in}} \quad (40)$$

I figur 35 visas ett exempel på hur verkningsgraden för en elmotor beror av vridmomentet och varvtalet.



Figur 35. Verkningsgraden för en elmotor med avseende på belastningsmoment och varvtal [41].

Förlusterna spelar också en stor roll för hur mycket effekt en motor kan producera. Energin som går förlorad på grund av förluster omvandlas till värme. Förlusterna påverkas av vilken effekt som motorn ger. Det är temperaturökningen på grund av förluster som sätter en övre gräns för den kontinuerliga effekt som en elmotor kan producera. Över en viss utgående motoreffekt blir mängden värme som skapas av förlusterna större än den andel som kan överföras till omgivningen genom motorns värmeledningsförmåga samt eventuellt kylning. Värmen som uppstår på grund av förluster påverkar olika typer av elmotorer olika mycket. Var i motorn förlusterna uppstår har också stor betydelse för hur effektivt värmen kan ledas bort. Värme som uppstår kring rotorn är, på grund av att den oftast är innesluten av statorn, svårare att leda bort än värme som uppstår kring statorn [43]. Elmotorer har dock en viss termisk tröghet (tidsfördröjning för värmeutvidgningen) som medför att elmotorer under en kort tidsperiod kan överbelastas med vridmoment högre än märkmomentet [101].

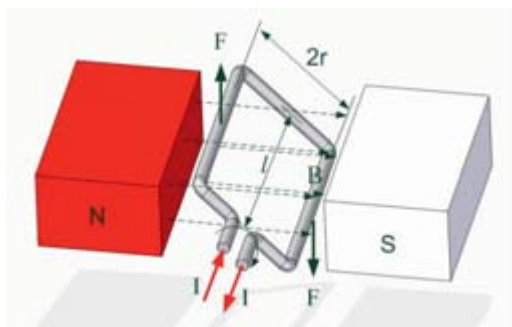
2.12.3 Elektriska maskiner för hybriddrift

De egenskaper som har störst inverkan på valet av elmotor för drivning av hybridfordon är enligt [102][103]:

- Hög specifik effekt [W/kg] och högt specifikt vridmoment [Nm/kg].
- Högt startmoment.
- Stort hastighetsområde.
- Hög överbelastningsbarhet under kort tid (vid acceleration och regenerativ bromsning).
- Hög verkningsgrad över ett stort arbetsområde.
- Snabb vridmomentsrespons.
- Hög verkningsgrad vid regenerativ bromsning.
- Lång livslängd.
- Tillförlitlighet och robusthet.
- Lågt underhållskrav.
- Låg kostnad.

Likströmsmotor

Principen för en likströmsmotor kan enkelt härledas från beskrivningen av den vinkelräta kraft som en strömförande ledare utsätts för av ett yttre magnetfält. Funktionen hos en likströmsmotor kan beskrivas med hjälp av en elektrisk ledare formad som en slinga, placerad i ett magnetfält skapat mellan polerna hos en permanentmagnet enligt figur 36.



Figur 36.
Kraftpar F som påverkar en strömförande slinga placerad mellan nord- och sydpol hos en permanentmagnet.

Mellan magnetpolerna där slingan befinner sig flödar ett magnetiskt flöde B . När en yttre spänning, U_{ab} , kopplas till slingan uppstår en ström i slingan, som tillsammans med det magnetiska flödet ger upphov till ett kraftpar F som vill vrida slingan. För att kraftparet kontinuerligt skall ha samma rotationsriktning byter strömmen i slingan riktning (kommuterar) vid bestämda lägen. Det sker med hjälp av en så kallad kommutator, som är kopplad till slingan. Kommutatorn består enkelt beskrivet av en ledande hylsa uppdelad i sektioner med mellanrum mellan varje sektion.

För slingan i den beskrivna modellen består kommutatorn av en hylsa uppdelad i två sektioner, där varje sektion är kopplad till varsin ändpunkt hos slingan. Spänning från en yttre spänningskälla påverkar kommutatorns olika sektioner genom så kallade borstar, som ligger an och glider mot kommutatorn. När den elektriska ledaren roterar i det magnetiska fältet enligt figur 36 kommer det magnetiska flödet genom ledaren att variera, vilket

medför att en spänning i form av motriktad elektromotorisk kraft, EMK [V], induceras i slingan. Den inducerade spänningen, EMK , medför att strömmen, I_{DC} [A], genom slingan påverkas av den motriktade elektromotoriska kraften (EMK) enligt ekvation 41.

$$I_{DC} = \frac{U_{DC} - EMK}{R_{DC}} \quad (41)$$

Där R_{DC} [Ω] är slingans resistans. Den motriktade elektromotoriska kraften (EMK) som alstras i en likströmsmotor ges av ekvation 42.

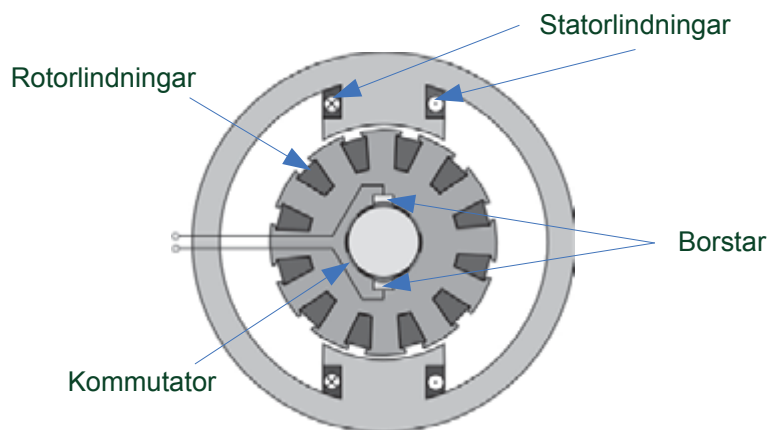
$$EMK = K_E \cdot \omega_{rotor} \quad (42)$$

Där ω_{rotor} [rad/s] är rotorns vinkelhastighet och K_E [Vs/rad] är motorns spänningskonstant. Vridmomentet, T_{DC} , som en likströmsmotor kan producera ges av ekvation 43.

$$T_{DC} = K_T \cdot I_{DC} \quad (43)$$

Där K_T [Nm/A] är motorns momentkonstant och I_{DC} [A] är matningsströmmen [101].

Statorn i verkliga likströmsmotorer kan bestå av antingen permanentmagneter eller lindningar som producerar ett magnetiskt flöde. Rotorn har ofta flera separata lindningshärvor och kommutatorn består då av flera små segment, vilket innebär att enbart de lindningshärvor som i ett visst ögonblick befinner sig i de mest gynnsamma lägena mitt för någon av statorns poler utnyttjas [101], se figur 37.



Figur 37.
Likströmsmotor.

Stora likströmsmotorer har också flera poler i statorn för att kunna utnyttja en större del av varvet, vilket ger ett högre och jämnare moment. Denna konstruktion medför att motorn blir stark och effektiv. Ett hybridfordon som använder likströmsmotor är Citroën Dynavolt, i vilket likströmsmotorn används som drivmotor [102].

Fördelar

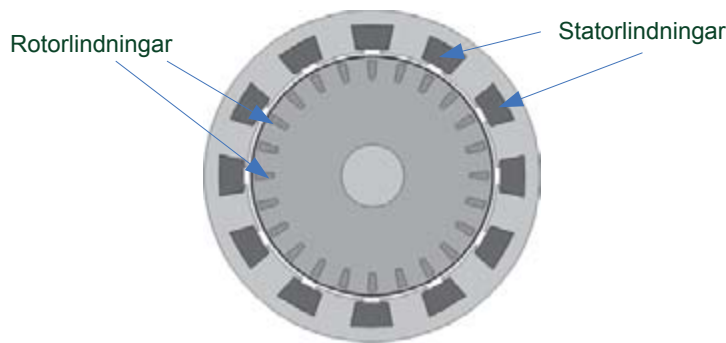
- Kräver ingen avancerad styrning.
- Hastighets- och vridmomentkurvan för likströmsmotorn följer den kurva som krävs för drivning av ett fordon.

Nackdelar

- Otymlig konstruktion.
- Låg verkningsgrad.
- Låg tillförlitlighet.
- Kräver underhåll på grund av borstar och kommutatorer.

Asynkronmotor

I en asynkronmotor eller induktionsmotor sitter lindningar på både stator och rotor, de kallas primär- respektive sekundärlindning, se figur 38. Primärlindningen består av tre strömförande lindningar som matas med växelström från tre separata faser. I asynkronmotorn matas, till skillnad från likströmsmotorn, inte rotorns lindningar med ström genom borstar och kommutatorer. Matningsströmmen till asynkronmotorns rotor sker istället genom att spänning induceras genom ett magnetiskt flöde som produceras av statorns lindningar, därav namnet induktionsmotor.



Figur 38.
Asynkronmotor

När en spänning läggs över någon av statorns lindningar kommer en ström att flöda genom slingan. Strömmen ger upphov till ett elektromagnetiskt fält runt slingan. När statorns terminaler ansluts till en trefas växelspanning ansätts ström i de olika lindningarna i en följd, så att magnetfältet roterar runt rotorn. Magnetfältet roterar med ett varvtal, n_0 , som benämns motorns synkrona varvtal, som beror av matningsspänningens frekvens, f_0 , och poltalet (antalet poler), p enligt ekvation 44.

$$n_0 = \frac{120 \cdot f_0}{p} \quad (44)$$

Det roterande elektromagnetiska fältet påverkar rotorlindningarna med ett varierande magnetfält, vilket ger en inducerad spänning (EMK) i rotorlindningen. Den inducerade spänningen ger upphov till att ström leds genom rotorlindningen, som tillsammans med det roterande magnetfältet skapar ett kraftpar. Detta ger upphov till ett moment som vill vrida rotorn i samma riktning som det elektromagnetiska fältet och rotorn accelereras i rotationsriktningen. När rotorns vinkelhastighet ökar, minskar det magnetiska flödet genom slingan, vilket leder till att den inducerade spänningen minskar, som i sin tur leder till att krafterna som påverkar slingan minskar. Momentet som motorn ger beror därför av skillnaden mellan motorns synkrona varvtal, n , och rotorns varvtal, n_0 (asynkrona varvtalet).

Namnet asynkronmotorer härstammar från att rotorns varvtal, för att kunna ge moment, är något lägre än det synkrona varvtalet. Skillnaden mellan det synkrona och det asynkrona varvtalet benämns eftersläpning, s , och anges ofta i procent.

Normalt är eftersläpningen 2 till 10 procent av det synkrona varvtalet. Eftersläpningens storlek påverkas av belastningen och är vid obelastat tillstånd (tomgång) litet, för att sedan öka med ökad belastning.

Den vanligaste typen av asynkronmotorer har så kallad burlindad rotor. Rotorn hos asynkronmotorer med burlindad rotor består av ledare i form av stavar av koppar eller aluminium, som i sina ändar är sammankopplade med kortslutningsringar [152].

Varvtalet hos asynkronmotorn beror av matningsspänningens frekvens och motorns polantal. Om antalet poler dubblas halveras motorns synkrona varvtal vid samma frekvens. Styrning av varvtalet hos en asynkronmotor sker vanligtvis genom så kallad frekvensstyrning, då matningsspänningens frekvens, f_0 , regleras med hjälp av en frekvensomformare. Maxvärdet för momentet kan då hållas konstant för olika varvtal genom att kvoten mellan spänningen, U , och det synkrona varvtalet hålls konstant [101]. En andel av förlusterna (kopparförlusterna) i induktionsmotorer beror på strömmen som går åt till att skapa magnetfältet mellan stator och rotor. Strömmen som induceras ger också förluster som medför att rotorlindningens temperatur ökar. För varvtal över märkvarvtalet tillämpas fältförsvagning, vilket minskar strömbehovet för det magnetiska fältet, vilket i sin tur medför att förlusterna minskar [104]. Växling av rotationsriktningen hos en asynkronmotor utförs genom att två godtyckliga trefasspänningar omkopplas [101]. Ett fordon som använder asynkronmotorer för drivning är det militära transportfordonet HEMTT A-3 [49] i vilket asynkronmotorer används som drivmotorer.

Fördelar

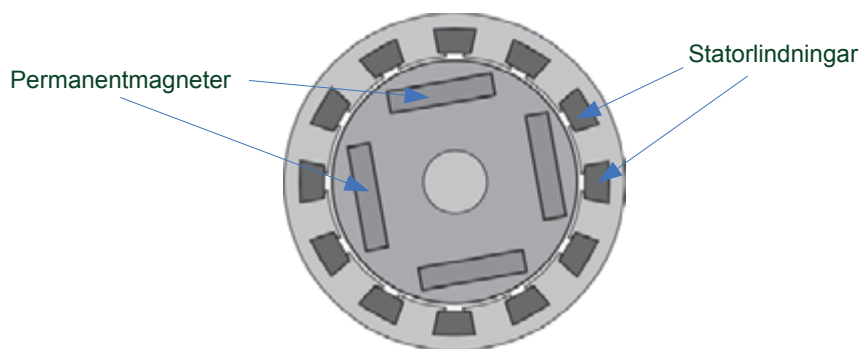
- Enkel konstruktion.
- Robust.
- Brett fältförsvagningsområde.
- Ökning av verkningsgraden vid varvtal över märkvarvtalet.

Nackdelar

- Den inducerade spänningen i rotorlindningarna medför att värmeförluster som är svåra att kyla bort uppstår i rotorn.
- Kräver magnetiseringsström som inte ger något effektivt arbete.
- Relativt låg effektdensitet.
- Relativt svårt att reglera vridmomentet på grund av eftersläpningen.

Permanentmagnetiserad Synkronmotor

Permanentmagnetiserade synkronmotorer (PMSY-motor eller PMSM) har en statorkonstruktion utformad på samma sätt som hos de asynkrona motorerna med trefaslindningar. På rotorn hos permanentmagnetiserade synkronmotorer är permanentmagneter placerade enligt figur 39.



Figur 39.
Permanentmagnetiserad synkronmotor.

Permanentmagneterna används för att skapa det magnetiska flödet och kan antingen vara monterade på rotorns yta, i spår i rotorn eller monterade i rotormaterialet [105]. Reversering av en permanentmagnetiserad motor sker på samma sätt som för en asynkronmotor, genom polomkoppling. Hos de permanentmagnetiserade elmotorerna krävs, på grund av permanentmagneterna, ingen magnetiseringsström för rotorn, vilket innebär att inga strömförluster uppstår i rotorn. På grund av permanentmagneterna uppstår därför teoretiskt inga järnförluster i rotorn. Detta medför också att inga värmeförluster uppstår i rotorn och kylningen av motorn blir enklare [104].

Permanentmagnetiserade synkronmotorer har högst effektdensitet [kW/m^3] av alla elmotorer. Hos en synkronmotor roterar rotorn synkront med det roterande magnetfältet i statorn. Vid belastning av motorn uppstår ett visst avstånd, i rotationsriktningen, mellan rotorpolerna och det i statorn roterande fältets poler. Detta innebär att rotorn vid belastning kommer att rotera med en vinkelförskjutning i förhållande till det roterande fältet som kallas belastningsvinkeln. Motorn ger maxmoment då belastningsvinkeln är 90 grader och noll moment om belastningsvinkeln är noll grader. Om belastningsvinkeln överskrider

90 grader kommer rotorn att falla ur synkroniseringen och i värsta fall stanna [106].

De synkrona motorerna med permanentmagneter kan delas in i två huvudklasser, trapetsmotorn och sinusmotorn, beroende på vilken typ av utseende den inducerade spänningen (motriktad EMK) har. Utseendet på den inducerade spänningen beror på rotormagneternas placering samt utformningen och placeringen av lindningarna i statorn [105]. Statorlindningen är uppdelad i tre olika lindningar som matas med trefas växelspanning.

Trapetsmotorn har som namnet antyder ett trapetsformat utseende på den inducerade spänningen. Det skapas genom att lindningarna i statorn är distinkt uppdelade mellan faserna. Trapetsmotorn brukar också kallas ”brushless DC motor” (BLDC – borstlös likströmsmotor) i och med att funktionen hos motorn liknar den hos likströmsmotorn [103]. Trapetsmotorn matas med en ström i form av en fyrkantvåg som skapas genom att två av tre faser alltid är strömsatta (blockkommatering) [43]. För att erhålla ett konstant vridmoment krävs det att motorn matas med en perfekt fyrkantvåg samt att den motriktade EMK:n har en perfekt trapetsform. I verkligheten är ett konstant vridmoment svårt att åstadkomma på grund av att den motriktade EMK inte är perfekt trapetsformad samt att matningsströmmen inte ger en perfekt fyrkantvåg. Detta kan resultera i momentvariationer som kan skapa vibrationer.

Den största fördelen med denna typ av motor är att en enklare positionssensor kan användas, på grund av att den enbart behöver detektera när strömmen byter fas. Fördelen med den rektangelformade matningsströmmen är dess något högre integrerade ström, som ger högre moment. Nackdelen är en stor andel harmoniska strömmar som resulterar i högre förluster, buller och risk för pulserande vridmoment [41].

Hos sinusmotorn produceras en sinusformad motriktad EMK då motorn roterar. Sinusmotorn brukar också kallas ”brushless AC” (BLAC – borstlös växelströmsmotor) [103]. Den sinusformade motriktade spänningen skapas genom att statorlindningarna överlappar varandra samt genom att statorn har stort antal poler. Matningsströmmen som används för denna typ av motorer har en sinusformad karaktär, vilket betyder att de tre faserna är aktiva kontinuerligt. För att erhålla en konstant effekt och ett konstant vridmoment krävs att den i statorlindningen inducerade spänningen från magnetfältvariationen skapad av permanentmagneterna också har en sinusformad karaktär. För att möjliggöra detta måste den sinusformade strömmen styras och för det krävs att rotorns vinkelposition kan läsas av kontinuerligt. För att göra det krävs en komplex axelmonterad sensor. På grund av den mer komplexa sensorn, som krävs för regleringen, blir sinusmotorn dyrare än trapetsmotorn. Fördelarna med sinusmotorn är att den har förhållandevis låga momentpulsationer, bra lågfartsegenskaper samt låga förluster på grund av låga strömövertoner [43].

För att öka varvtalet över märkvarvtalet genom fältförsvagning krävs för synkromotorer, på grund av att magnetfältet skapas av permanentmagneter, att det i statorn skapas ett magnetfält som är motriktat rotormagneternas magnetfält. Ett sätt att åstadkomma detta är genom att tillföra lindningar som skapar ett magnetfält som är motriktat magnetfältet från permanentmagneterna som då kan reducera magnetfältet mellan rotor och stator (fältförsvagning). Detta ger ett utökat konstanteffektområde och högre maxvarvtal. Eftersom permanentmagnetiserade motorer består av både permanentmagneter och

lindningar som producerar magnetfält brukar de kallas för permanentmagnetiserad hybridmotor. En nackdel med permanentmagnetiserade motorer är att den blir mer komplex [41].

En annan nackdel med permanentmagnetiserade motorer är att de vid rotation, på grund av permanentmagneterna, kontinuerligt producerar en inducerad spänning i stator, vilket kan medföra risk för skador på komponenter och människor vid felaktigt handhavande. Två hybriddrivlinor som idag använder permanentmagnetiserade synkronmotorer är Toyota Prius [46] och Volvos I-SAM system [55].

Fördelar med PMSM

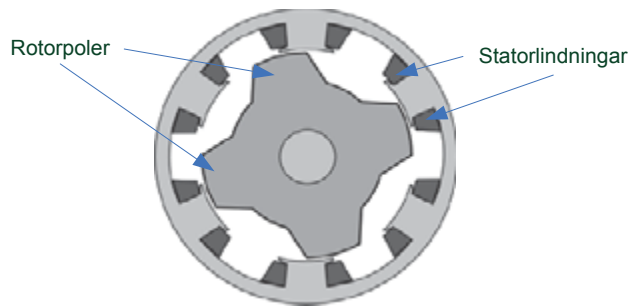
- Jämnt och vibrationsfritt vridmoment.
- Högst effektdensitet [kW/m^3] av alla elmotorer.
- Inga slitagedelar.
- Förluster förekommer främst i statorlindningen där de enkelt kan kylas bort.
- På grund av permanentmagneterna krävs ingen magnetiseringsström.
- Hög verkningsgrad på grund av att magnetfältet produceras av permanentmagneter.
- Lågt servicebehov.
- Lång livslängd på grund av avsaknaden av borstar och kommutatorer. Livslängden beror därför främst av isolationen av lindningarna, lagrens och magneternas livslängd.

Nackdelar med PMSM

- Minskad verkningsgrad vid höga hastigheter och vid låg belastning.
- Höga järnförluster vid fältförsvagning (för att kontrollera den motriktade spänningen, EMK).
- Låg feltolerans.
- Svår att reglera fältförsvagning, vilket innebär begränsat konstant effektområde.
- Permanentmagneterna kan avmagnetiseras och skadas av höga motriktade magnetfält och höga temperaturer.
- Vid okontrollerad rotation av motorerna produceras en motriktad spänning som kan skada komponenter och människor.

Reluktansmotor

Reluktansmotorer ("switched reluctance motor") ingår i gruppen stegmotorer. En reluktansmotor kan vara uppbyggd på flera olika sätt. En typ av reluktansmotor visas i figur 40. Den är uppbyggd av en stator bestående av ett antal stålplattor med lindningar. Varje stålplatta med tillhörande lindning utgör en pol. Reluktansmotorns rotor är tillverkad av järn och är försedd med ett antal framträdande "tänder" som utgör rotorpoler.



Figur 40.
Reluktansmotor.

Det finns flera olika utformningar av reluktansmotorer speciellt när det gäller antalet stator- och rotorpoler. De två vanligaste konfigurationerna har 6 eller 8 statorpoler och 4 respektive 6 rotorpoler [41]. Principen för en reluktansmotor bygger på principen om magnetisk reluktans (magnetiskt motstånd) som innebär att ett magnetiskt flöde följer en väg med minsta magnetiska reluktans [108]. Rotorn i stegmotorn får att rotera genom att två motstående poler (ett polpar) i statorn seriekopplas till en fas, vilket medför att de ”tänder” (rotorpoler) på rotorn som befinner sig närmast de seriekopplade polerna, på grund av magnetfältet, attraheras mot respektive statorpol. Attraktionskraften skapar ett kraftpar vid de två motstående rotortänder som bildar ett vridmoment kring rotoraxeln som får axeln att rotera. För att erhålla ett konstant vridmoment på rotoraxeln kopplas de olika faserna in kontinuerligt i en viss ordning. Funktionen hos stegmotorn kräver att antalet poler hos statorn alltid är fler än antalet ”tänder” på rotorn [100].

För att minska momentvariationerna som uppstår vid fasbyte kan ett större antal stator- och rotorpoler användas. Reluktansmotorer kan arbeta i ett brett fältförsvagningsområde. Reluktansmotorer lider liksom asynkronmotorer av kopparförluster som minskar vid varvtal över märkvarvtalet. Järnförluster uppstår också hos reluktansmotorns rotor, dock i mindre omfattning än hos asynkronmotorn [104]. Ett fordon som använder reluktansmotorer som drivmotorer är den dielelektriska hjullastaren LeTourneau L-1150 SR [109]. I detta fordon används fyra reluktansmotorer placerade i hjulnaven på fordonet. Drivmotorerna är elektriskt kopplade till en generator i form av en reluktansmotor som är mekaniskt kopplad till en dieselmotor. Ett annat fordon som använder reluktansmotor är hybridfordonet Holden ECOMmodore där en reluktansmotor används som drivmotor [110].

Fördelar med reluktansmotor

- Enkel konstruktion.
- Inga borstar, lindningar eller ledare på rotorn.
- Lågt tröghetsmotstånd hos rotorn.
- Robust konstruktion.
- Snabb dynamisk respons.
- Underhållsfri.

Nackdelar med reluktansmotor

- Högt pulsationsmoment vid låga varvtal.
- Högt ljudnivå.
- Kräver komplex styrning.
- Relativt låg effektdensitet.

2.12.4 Jämförelse av elmotorer

En av de viktigaste parametrarna för drivande elmotorer är det vridmoment som motorn kan avge för en viss storlek och vikt hos elmotorn. Storleken och vikten hos olika elmotorer beror på många parametrar. I [111] redovisas värden för det specifika vridmomentet $[\text{Nm/kg}]$ och vridmomentsdensiteten $[\text{Nm/m}^3]$ för motortyperna permanentmagnetiserade synkronmotorer, asynkronmotorer samt reluktansmotorer, se tabell 9.

Tabell 9.

Vridmomentsdensitet och specifikt vridmoment för tre olika typer av elmotorer [111].

Motortyp	Vridmomentsdensitet $[\text{Nm/m}^3]$	Specifikt vridmoment $[\text{Nm/kg}]$
Permanentmagnetiserad synkronmotorer (PMSM)	28 860	28,7–48
Asynkronmotorer (IM)	4 170	6,6
Reluktansmotorer	6 780	6,1

Tabell 9 ger att de permanentmagnetiserade motorerna innehar den högsta vridmomentsdensiteten och det högsta specifika vridmomentet av de redovisade motorerna. I rapporten [104] redovisas en utvärdering av asynkronmotorer, permanentmagnetiserade synkronmotorer och reluktansmotorer för hybriddrivlinor. Resultatet från undersökningen gör gällande att permanentmagnetiserade synkronmotorer är lämpliga för starka hybridfordon med hög hybridiseringsfaktor på grund av dess överlägsna verkningsgrad inom det konstanta vridmomentsområdet. För hybriddrivlinor med lägre hybridiseringsfaktor är enligt rapporten reluktansmotorn ett tänkbart alternativ på grund av att denna har ett stort konstanteffektområde.

2.13 KRAFTELEKTRONIK

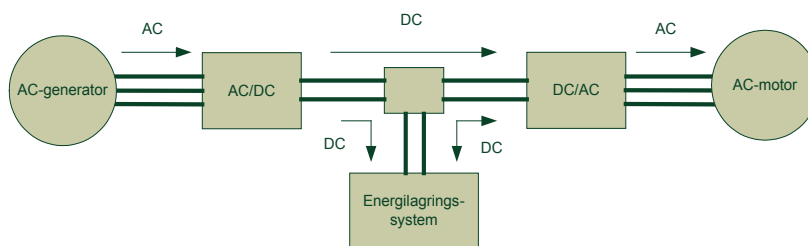
För att förse elmotorer med erforderlig effekt för drivning av en mekanisk last används kraftelektronik. Elmotorerna i ett hybridfordon är elektroniskt styrda med hjälp av kraftelektronik. Energilagringssystemet i ett hybridsystem matas med likspänning, genom att matningsspänningen i form av en växelspanning omformats genom kraftelektronik i form av likriktare. Likriktaren omvandlar växelspanning till likspänning. Kraftelektroniken är uppbyggd av elektroniska system och har till uppgift att förse elektrisk utrustning i form av t.ex. batterier och elmotorer med elektrisk effekt med en viss frekvens, ström och spänningsnivå. Kraftelektroniken omvandlar en spänning och strömnivå till en annan spänning och strömnivå. De vanligaste typerna av kraftelektroniska komponenter utgörs av:

- DC/DC-omvandlare.
- DC/AC-omvandlare.
- AC/DC-omvandlare.
- AC/AC-omvandlare.

I modern kraftelektronik används ofta effekthalvledare som arbetar växlande mellan ledande (bottnade) och strypt tillstånd. Det växlande arbetet hos effekthalvledarna leder till att energiförlusterna blir lägre än vid linjär reglering av ström och spänning. De vanligaste halvledare som används i kraftelektronik för hybridfordon är dioder, IGBT-transistorer ("Insulated-gate bipolar transistor" – bipolär transistor med isolerat styre) och MOSFET-transistorer ("Metal oxide semiconductor field effect transistor") [35].

Förlusterna i kraftelektronik härstammar främst från överföringsförluster och kommuteringsförluster. Överföringsförlusterna härstammar från resistansen i de kraftelektroniska komponenternas ledande delar. Kommutteringsförlusterna uppstår då de kraftelektroniska komponenterna växlar (kommuterar) mellan ledande och strypt tillstånd som leder till att komponenter vid växlingarna samtidigt arbetar med högt spänningsfall och hög ström. Verkningsgraden för de kraftelektroniska komponenterna beror därför på strömmen och kommuteringsfrekvensen.

Enligt [112] kan vid förenklade simuleringar av kraftelektroniken ett konstant värde för verkningsgraden om 95 till 98 procent användas. I [62] har kraftelektronikens volym i förhållande till driveffekten studerats för det militära fordonskonceptet SEP. Volym/effektförhållandet för kraftelektroniken i SEP angavs i [62] till 0,5 dm³/kW. För SEP ställs höga krav på tillförlitlighet, redundans och robusthet. Värdet antas därför ge en indikation om volymeffektförhållandet för kraftelektroniken i koncepten. Ett exempel på användningen av kraftelektronik ges i figur 41.



Figur 41.
Exempel på tillämpningen av kraftelektronik i en seriehybrid drivlina.

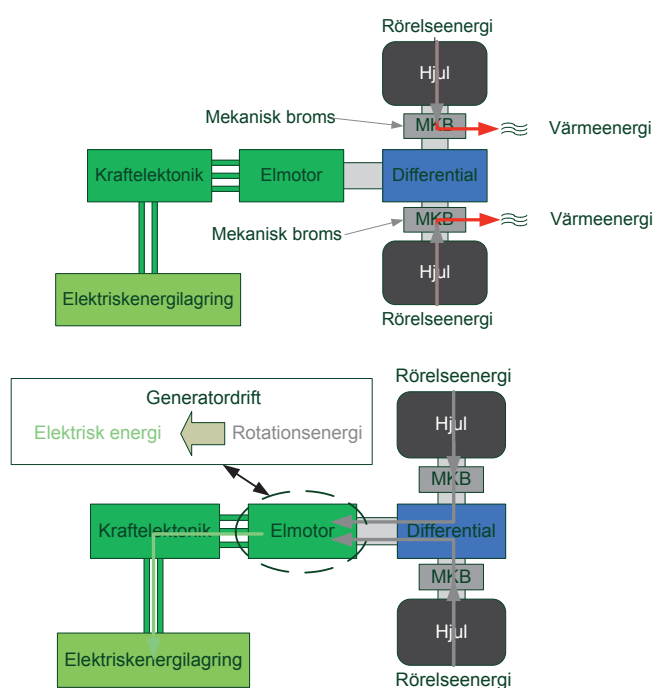
2.14 REGENERATIV BROMSNING

Vid inbromsning måste den i fordonets komponenter upplagrade rörelseenergin omvandlas till en annan typ av energi. För fordon med konventionell drivlina med mekaniska bromsar omvandlas rörelseenergin genom bromsarna till värmeenergi. I fordon med hybriddrivlina där drivningen av hjulen helt eller delvis sker med hjälp av en eller flera elmotorer kan de användas som generatorer för att omvandla rörelseenergi till elektrisk energi som sedan kan lagras i hybridsystemets energilagringssystem, se figur 42.

Regenerativ bromsning kan ske antingen från en konstant hastighet till en lägre hastighet alternativt till stillastående eller genom att påverka skotaren med en bromskraft lika stor som den kraft som genom yttre omständigheter påverkar skotaren i färdriktningen. Till exempel vid körning i lutning nedför, för att kunna hålla konstant hastighet. Hur stor bromskraft som elmotorerna kan ge beror på det (negativa) moment som elmotorn eller elmotorerna genom kraftöverföringen kan överföra till hjulen vid olika hastigheter. Förmågan till regenerativ bromsning påverkas också av hur stor laddningsström som energi-

lagringssystemet klarar av samt dess lagringskapacitet. Förmågan till energilagring begränsas också av det momentana laddningstillståndet (SOC) i energilagringssystemet. Om energilagringssystemet är fulladdat kan regenerativ bromsning inte utföras.

Verkningsgraden för omvandlingen av den mekaniska energin vid regenerativ inbromsning påverkas av verkningsgraden hos elmotorer, kraftelektronik och energilagringssystem, samt verkningsgraden i den mekaniska transmissionen mellan elmotorer och hjul. Eftersom spänningen hos elmotorer är proportionell mot rotationshastigheten kommer spänningen som genereras av elmotorn eller elmotorerna under inbromsningen att minska då fordonets hastighet minskar under inbromsningen. På grund av de beskrivna parametrarna som styr över hur och när regenerativ bromsning kan utnyttjas är det fördelaktigt att använda regenerativ bromsning i kombination med mekaniska bromsar för att erhålla säker bromsfunktion [41].



Figur 42.
Övre bilden illustrerar mekanisk bromsning (rörelseenergi till värmeenergi), undre bilden illustrerar regenerativ bromsning (rörelseenergi till elektrisk energi).

3 Konzeptutvecklingsprocessen

Detta kapitel beskriver de olika stegen i konceptutvecklingsprocessen och hur arbetet har framskridit.

3.1 PRODUKTSPECIFICERING

3.1.1 Analys av befintliga skotare

För att kunna ta fram en fiktiv kravspecifikation för en hybriddrivlina studerades teknisk data för skotare i mellanklassen. De skotare som studerats är:

- Rottne F15 [117].
- Valmet 860.4 [118].
- Gremo 1350 VT [119].
- John Deere 1510E [120].
- Ponsse Elk [121].

Data från studien redovisas i tabell 44 i bilaga C. Analysen gav att den genomsnittliga effekten för dieselmotorerna är ca 150 kW och att de ger ett vridmoment på i genomsnitt ca 820 Nm. Drivlinan i maskinerna ger en dragkraft på mellan 170 till 185 kN. Maskinerna har en tomvikt på 15,6 till 18,5 ton och lastar mellan 13 till 15 ton. De yttre måtten på maskinerna är relativt lika med en längd på ca 9,5 meter och en bredd om ca 3 meter.

3.1.2 Specificering av krav och önskemål utifrån referensskotare

Rottne F15 och Valmet 860.4 valdes ut som referensobjekt för fortsatta studier. Utifrån data ur tabell 44 gjordes en kravlista, med krav och önskemål upp utifrån specifikationerna enligt tabell 10.

Tabell 10.

Krav och önskemål definierade utifrån specifikationer hos referensskotare

Modell	Rottne F15	Valmet 860.4	Koncept	
Specifikationer			Krav	Önskemål
Effekt dieselmotor [kW]	168	150	>150*	>150*
Vridmoment motor [Nm]	934	800		
Dragkraft [kN]	177	174	>177	200-
Vikt [kg]	17 200–17 900	16 060	>17 000	<15 000
Lastförmåga [kg]	14 000	14 000	>14 000	15 000
Vikt lastad [kg]	31 200–31 900	30 060	>31 000	>30 000
Hastighet [km/h]	0–9, 0–25	0–23	0–25	0 –>25
Hydraulsystem				
Flöde [l/min]/ varvtal [r/min]	210/1 500	290/2 000	210/1 500	210/1 500
Arbetsstryck [MPa]	2,0 – 22,0	max 26	2,0 - 22,0	2,0 – 22,0
Hydraultank [liter]		100		
Lyftmoment kran [kNm]	125	126	125	125
Vridmoment kran [kNm]	25	28,7	25	25
Elsystem				
Spänning [V]		24	24	24
Batterikapacitet [Ah]		2 x 140	2 x 140**	2 x 140**
Generator [A]		2 x 100	2 x 100***	2 x 100***
* Effekt motsvarande den effekt som överförs från dieselmotorn till hjulen				
** Extra batterikapacitet som motsvarar detta värde				
*** Extra kontinuerlig ström motsvarande detta värde				

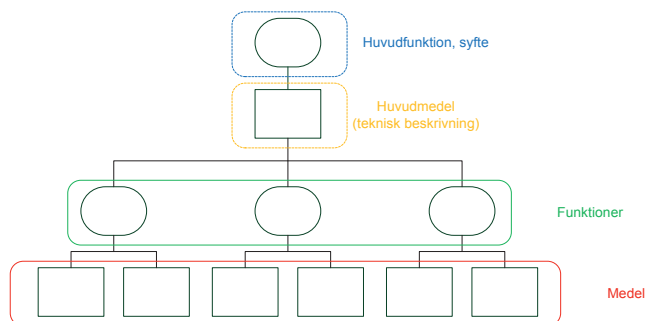
Enligt [17][122] fanns krav på att skotaren vid plan mark måste kunna bromsa från en hastighet av 15 km/h till stillastående på 4,5 meter med skotarens färd-broms, samt på 5,74 meter med reservbromssystemet vid nödstopp. Skotaren ska också kunna stanna i 50 procents medlut, vilket motsvarar en retardation om $4,5 \text{ m/s}^2$.

3.1.3 Identifiering av önskemål och krav samt förslag på lösning

Utifrån de uppställda önskemålen samt genom analys av befintliga skotare och genom informationsinhämtning, genom litteraturstudier, definierades krav och önskemål. Målen delades in i ett antal kategorier:

- Höjd verkningsgrad och sänkt bränsleförbrukning.
- Minskad markpåverkan.
- Robust system.
- Modulärt system.
- Ökad produktivitet.
- Framtid.

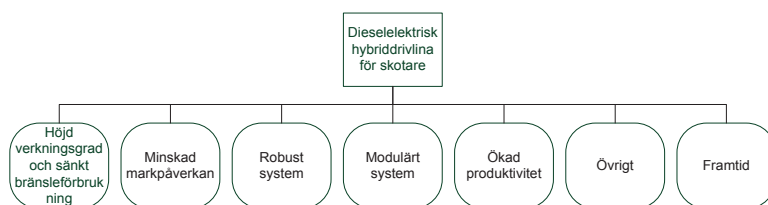
För att identifiera vad ovan uppställda kategorier betyder, vad som kan göras för att uppnå målen för de olika kategorierna och hur detta kan realiseras gjordes ett funktionsmedelträd ("Function-Means tree") för hybriddrivlinan [130][131][132]. Ett funktionsmedelträd består av ett nätverk uppbyggt med syften (t.ex. vad, varför) och lösningar (t.ex. hur) som benämns funktion respektive medel, därav namnet funktionsmedelträd. I figur 43 visas en illustration över ett funktionsmedelträd.



Figur 43.

Illustration av ett funktionsmedelträd uppbyggt av byggstenarna funktioner och medel.

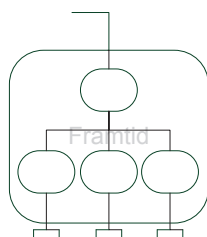
De uppställda kategorierna över målen för konceptet ställdes upp i form av funktionsblock, figur 44.



Figur 44.

Målkategorierna uppställda som funktionsblock i ett funktionsmedelträd. För att identifiera och specificera målen i de uppställda funktionsblocken delas

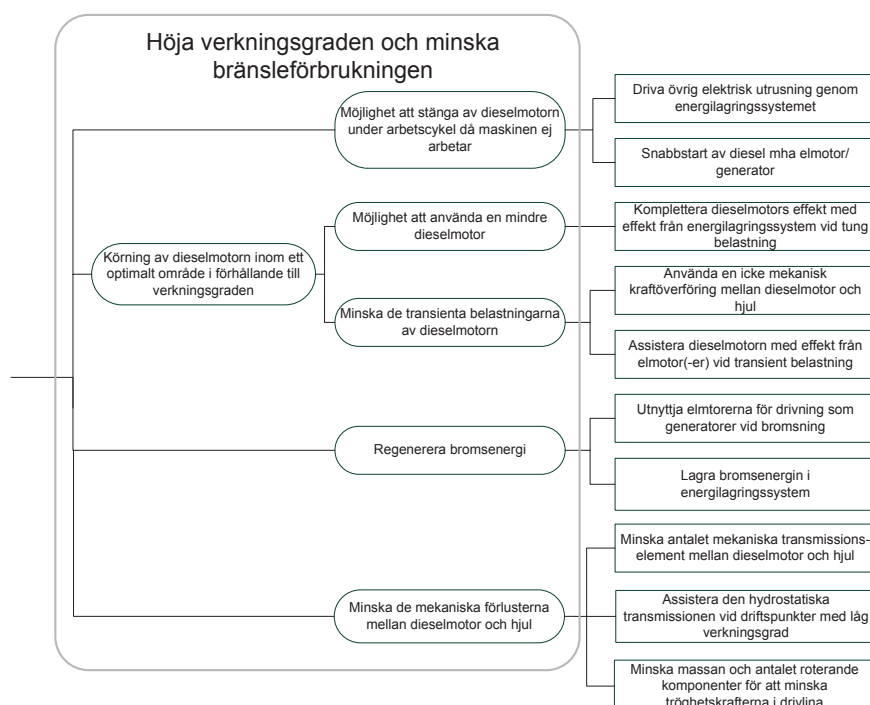
varje funktionsblock upp i ett antal delfunktioner enligt figur 45. Sedan bestäms medel (lösningar) för varje delfunktion. Resultatet beskrivs nedan.



Figur 45.
Målkategorierna uppställda som funktionsblock i ett funktionsmedelträd.

Höjd verkningsgrad och sänkt bränsleförbrukning

I kategorin höjd verkningsgrad och sänkt bränsleförbrukning identifierades vad som kan göras för att höja verkningsgraden och sänka förbrukningen samt hur detta kan realiseras i form av delfunktioner och medel enligt figur 46.



Figur 46.
Funktionsmedelträd över vad som kan göras för att höja verkningsgraden och minska bränsleförbrukningen och hur detta kan realiseras.

Minskad markpåverkan

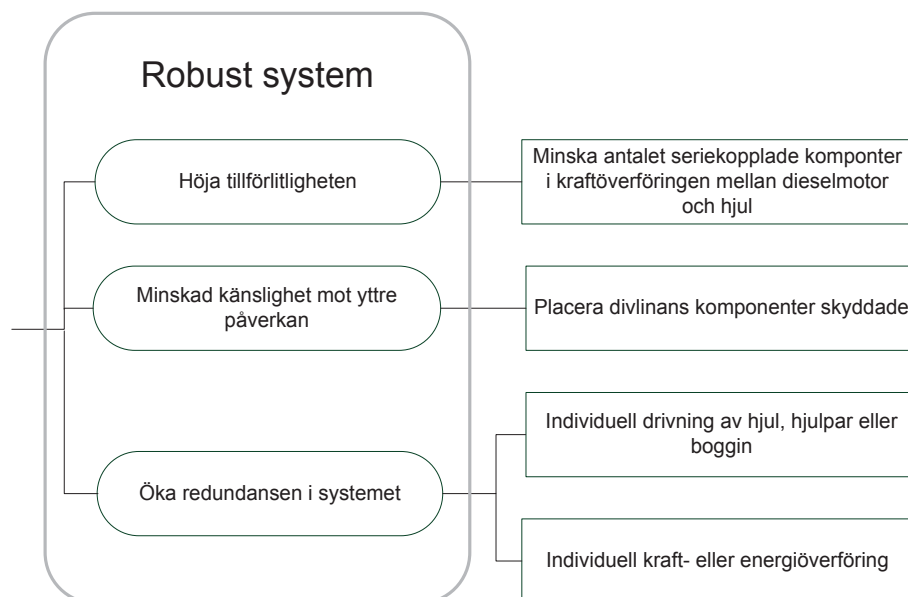
I kategorin minskad markpåverkan identifierades vad som kan göras för att erhålla minskad påverkan på underlaget vid körning med skotaren samt hur detta kan realiseras i form av delfunktioner och medel till dessa enligt figur 47.



Figur 47.
Funktionsmedelträd över vad som kan göras för att erhålla minskad markpåverkan samt hur detta kan realiseras.

Robust system

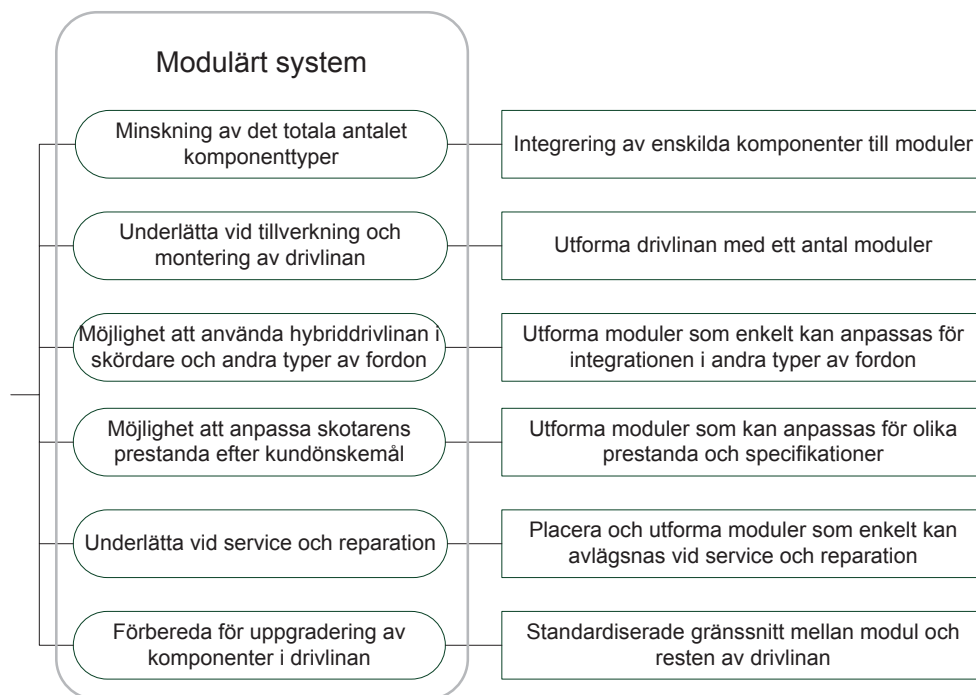
I kategorin robust system identifierades vad som kan göras för att öka robustheten i drivlinan samt hur detta kan realiseras i form av delfunktioner och medel till dessa enligt figur 48.



Figur 48.
Funktionsmedelträd över vad som kan göras för att öka robustheten i drivlinan samt hur detta kan realiseras.

Modulärt system

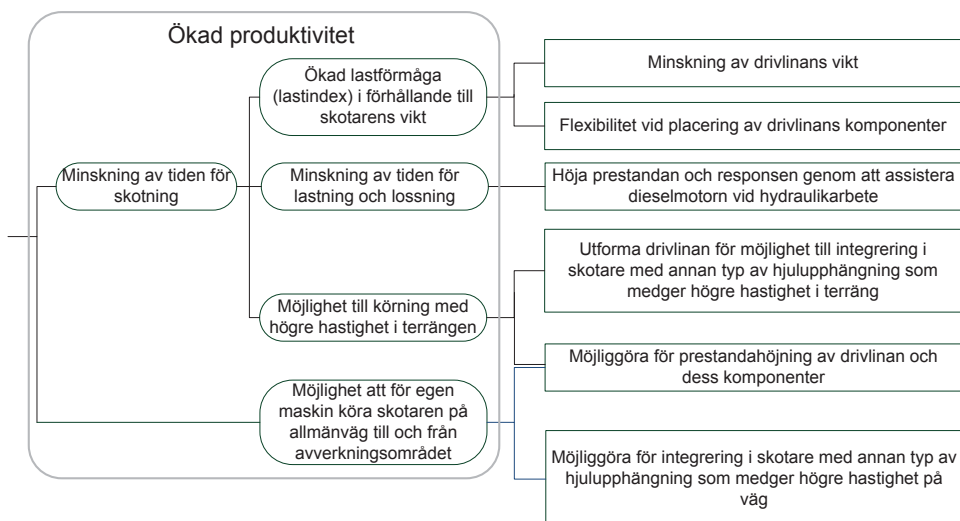
I kategorin modulärt system identifierades vad som kan göras för att erhålla ett modulärt system samt hur detta kan realiseras i form av delfunktioner och medel till dessa enligt figur 49.



Figur 49.
Funktionsmedelträd över vad som kan göras för att erhålla en robust drivlina samt hur detta kan realiseras.

Ökad produktivitet

I kategorin ökad produktivitet identifierades vad som kan göras för att erhålla ökad produktivitet samt hur detta kan realiseras i form av delfunktioner och medel till dessa enligt figur 50.



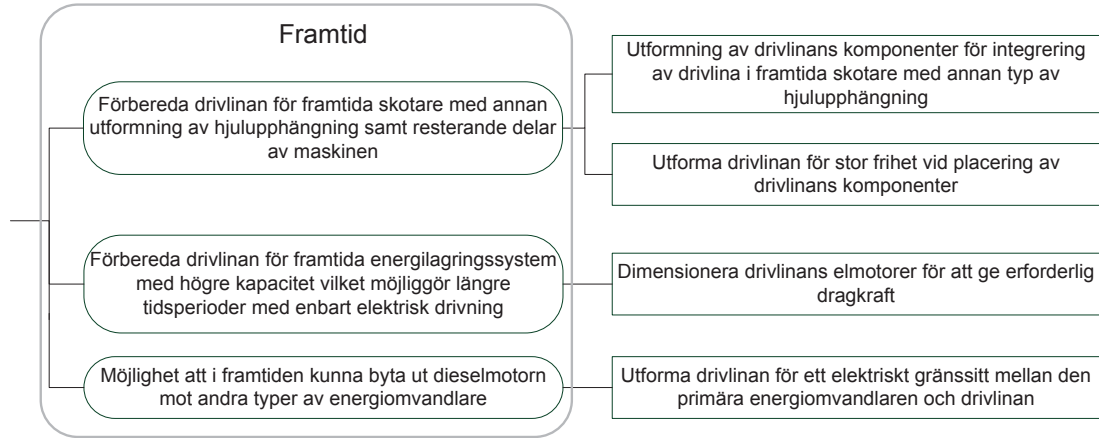
Figur 50.
Funktionsmedelträd över vad som kan göras för att erhålla ökad produktivitet samt hur detta kan realiseras.

Övrigt

Komponenterna i drivlinan bör ha en livslängd om minst 7 till 8 år vid minst 3 500 timmars drifttid per år [8][10].

Framtid

I kategorin framtid identifierades vad som kan göras för att förbereda drivlinan för att kunna tillämpas i framtida skotare samt hur detta kan realiseras i form av delfunktioner och medel till dessa enligt figur 51.



Figur 51.

Funktionsmedelträd över vad som kan göras för att framtidssäkra drivlinan för att kunna tillämpas i framtida skotare samt hur detta kan realiseras.

3.1.4 Beräkningsmodeller

3.1.4.1 Motståndskrafter som påverkar skotare

För att kunna beräkna vilken dragkraft och effekt som erfordras av skotarens drivlina för att kunna framföras i skog och mark gjordes en identifiering av de krafter som påverkar skotaren i terrängen. En skotare behöver kunna ta sig fram i terräng med många olika markförhållanden. Rörelseekvationen [123] för ett fordon som rör sig i en riktning ges av ekvation 45.

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = m \cdot a = F_D - F_M \quad (45)$$

Där a och m är fordonets acceleration [m/s^2] respektive massa [kg], F_D är dragkraften i rörelseriktningen, F_M är den totala motståndskraften i rörelseriktningen. Underlaget som en skotare ska kunna ta sig fram över kan skifta mycket och krafterna som påverkar skotaren är därför komplicerade att bestämma. För att få en uppfattning om krafterna identifierades motståndskrafterna som påverkar skotaren. Motståndskrafterna, F_M , som verkar på en skotare i terrängen [124] ges av ekvation 46.

$$F_M = F_R + F_L + F_H + F_{St} + F_{Sn} + F_A + F_J \quad (46)$$

F_R = rullmotståndskraft.

F_L = motståndskraft på grund av lutning.

F_H = motståndskraft på grund av hinder.

F_{St} = motståndskraft på grund av styrutslag.

F_{Sn} = motståndskraft på grund av snö.

F_J = motståndskraft på grund av tröghetsmoment hos alla roterande komponenter i drivlinan.

F_A = luftmotståndet.

Eftersom en skotare, en stor del av arbetstiden, framförs i en relativt låg hastighet är luftmotståndets påverkan på den totala motståndskraften liten och antas därför vara försumbar. Motståndskraften på grund av snö är en typ av rullmotståndskraft och antas därför ingå i rullmotståndskraften. Ekvation 46 kan då skrivas enligt ekvation 47.

$$F_M = F_R + F_L + F_H + F_{St} + F_J \quad (47)$$

Den erforderade dragkraften i kontakten mellan skotarens hjul och underlaget ges genom att sätta in ekvation 47 i ekvation 45 vilket ger ekvation 48.

$$F_D = F_R + F_L + F_H + F_{St} + F_J + m \cdot a \quad (48)$$

Rullmotståndskraft, F_R

Rullmotståndet beror på flera olika faktorer, bland annat utformning och storleken av fordonets däck eller eventuell hjulustrustning, deformation (hoptryckningen) av däckens, däckens lufttryck, deformationen och nedsjunkningen i marken (som beror på markens egenskaper i form av bland annat bärighet som påverkar spårbildning). Rullmotståndskraften definieras av rullmotståndskoefficienten, μ_r , och den vinkelräta kraften mot underlaget, N_v (normalkraften) enligt ekvation 49.

$$F_R = \mu_r \cdot N_v \quad (49)$$

Den mot underlaget vinkelräta kraften, N_v , ges av ekvation 50.

$$N_v = m_{skotare} \cdot g \cdot \cos \beta \quad (50)$$

Där $m_{skotare}$ är skotarens vikt, g är gravitationsaccelerationen [m/s^2] och β är underlagets vinkel i förhållande till horisontalplanet.

Enligt [125] ökar rullmotståndet vid ökad nedsjunkning i marken, vilket ger upphov till spårbildning. Lufttrycket i däckens inverkar också på rullmotståndet, högt lufttryck vid körning på hård mark minskar rullmotståndet samtidigt som ett lågt lufttryck vid mjuk mark också minskar rullmotståndet. Det senare på grund av att lägre däcktryck ökar kontaktarean och därmed minskar nedsjunkning på mjuk mark.

I [125] ges empiriska medelvärden för rullmotståndskoefficienten för ett skotardäck för fem olika typer av terräng med olika penetrationsmotstånd och spårdjup. De empiriska värdena för rullmotståndskoefficienten redovisas i tabell 11. Eftersom rullmotståndskoefficienten beror på många olika parametrar har rullmotståndskoefficienten i tabell 11 tillämpats i detta examensarbete.

Tabell 11.
Rullmotståndskoefficient för olika underlag [125].

Terrängtyp	Penetrations- motstånd [kPa]	Spårdjup [mm]	Rullmotstånds- koefficient, μ_r
Skogsväg, hård yta	>2 000	4–10	0,05
Kompakt torr morän*	>1 000	15–35	0,10
Sandig morän*	650	30–65	0,15
Färsk siltig** skogsjord	450	60–95	0,20
Mjuk fuktig mark	>350	>95	0,20 – 0,40

*Morän- en viss typ av jordart [133].

**Siltig jord – jordart bestående av finkorniga partiklar med en kornstorlek mellan 0,002 och 0,06 mm [133].

Motståndskraft på grund av lutning F_L

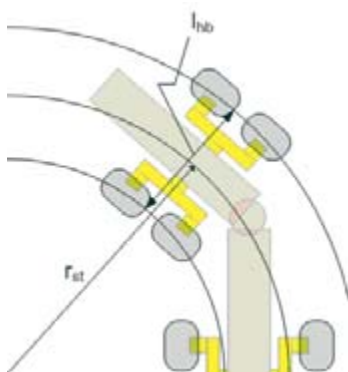
Motståndskraften på grund av lutning F_L uppstår vid körning då underlaget lutar. Kraften som påverkar skotaren beror på lutningsvinkeln β och ges av ekvation 51.

$$F_L = m_{skotare} \cdot g \cdot \sin \beta \quad (51)$$

Vinkeln β definieras som positiv då skotaren färdas uppför en lutning och negativ då skotaren färdas nedför en lutning. Det senare innebär att motståndskraften blir negativ för negativa vinklar, vilket innebär att motståndskraften på grund av lutning då övergår till en kraft som påverkar skotaren i dess körriktning.

Motståndskraft på grund av styrning F_{St}

Motståndskraften på grund av styrning förekommer främst vid körning med låsta differentier vid kurvtagning då de inre och yttre hjulen måste färdas olika lång sträcka [124] enligt figur 52.



Figur 52.
Kurvradiet och hjulbas.

Skillnaden i sträcka som de inre och yttre hjulparen måste färdas i en kurva med radien r_{st} ges av ekvation 52.

$$2\pi \cdot \left(r_{st} + \frac{l_{hb}}{2}\right) - 2\pi \cdot \left(r_{st} - \frac{l_{hb}}{2}\right) = 2\pi \cdot l_{hb} \quad (52)$$

Där r_{st} är styrradien (se figur 51). Enligt [124] kan motståndskoefficienten för styrning skrivas enligt ekvation 53.

$$\mu_{St} = \mu_r \cdot \frac{l_{hb}}{2 \cdot r_{St}} \quad (53)$$

Vilket ger motståndskraften vid styrning F_{St} enligt ekvation 54.

$$F_{St} = N_v \cdot \mu_{St} \quad (54)$$

Genom insättning av ekvation 53 i ekvation 54 ges ekvation 55.

$$F_{St} = N_v \cdot \mu_r \cdot \frac{l_{hb}}{2 \cdot r_{St}} \quad (55)$$

Motståndskraft förekommer också när ett styrutslag aktueras då hydrauliken som åstadkommer styrningen måste arbeta mot en kraft.

Motståndskraft på grund av hinder F_H

När ett hjul tar sig över ett hinder går energi åt bland annat för att öka den potentiella energin för hjulet då hindret innebär en förflyttning av hjulet i höjded. När sedan hjulet tar sig ner för hindret omvandlas den lagrade potentiella energin till kinetisk energi. Detta innebär idealt att energiåtgången för hjulet att ta sig över hindret blir noll. Det gäller dock inte för ett fordon med flera hjul. Då uppstår istället en energiförlust som kan beskrivas som en motståndskraft på grund av hinder [124]. Enligt [124] kan motståndskraftskoefficienten på grund av hinder uppskattas med en förenklad modell som ges av ekvation 56, vilken bygger på antagandet om att en viss mängd av den potentiella energin som uppstår på grund av höjden på olika hinder går förlorad.

$$\mu_h = k \cdot \frac{\sum_{i=1}^i h_i}{d} \quad (56)$$

μ_h = motståndskraftskoefficient

k = energiförlustfaktor som beror av skotaren och drivlinans konfiguration

h_i = höjd på ett enskilt hinder [m]

d = körd distans [m]

Motståndskraften på grund av hinder, F_H , ges av ekvation 57.

$$F_H = N_v \cdot \mu_h \quad (57)$$

Eftersom den maskinspecifika energiförlustfaktorn, k , är okänd samt att flera faktorer påverkar motståndskraften på grund av hinder (bland annat drivlinans konstruktion och hindrens utseende) kommer i examensarbetet en medelmotståndskoefficient vid låst differential som redovisas i rapporten [125] att användas, se tabell 12.

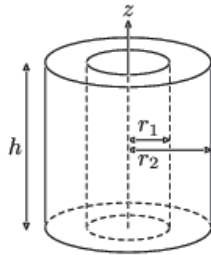
Tabell 12.
Motståndskoefficient på grund av hinder, μ_h [125].

Terrängklass	Hinderhöjd [m]	Motståndskoefficient på grund av hinder, μ_h
1	-0,1	0,01
2	0,1 – 0,2	0,05
3	0,2 – 0,4	0,10
4	0,4 – 0,6	0,15
5	0,6 – 0,8	0,20

I [122] mättes rullmotståndet för tre olika skotare på plan asfaltsbelagd mark till ca 2,5 procent av skotarens totalvikt.

Tröghetsmotståndskraft F_t

Tröghetsmotstånd uppstår i drivlinans roterande komponenter och beror på tröghetsmomentet hos komponenterna. Tröghetsmomentet definieras med enheten kgm^2 och är det rotationsmotstånd en kropp innehar mot acceleration av kroppens rotation. De roterande komponenterna i drivlinan (förutom komponenterna i dieselmotorn) antas vara rotationssymmetriska. Tröghetsmomentet, I_z , för en rotationssymmetrisk kropp i form av en ihålig cylinder, enligt figur 53, med massan m_c ges av ekvation 58.



Figur 53.
Rotationssymmetrisk kropp i form av en ihålig cylinder.

$$I_z = \frac{1}{2} m_c (r_1^2 + r_2^2) \quad (58)$$

Det totala tröghetsmomentet, $J_{drivlina}$, för drivlinans samtliga roterande komponenter ges av ekvation 59.

$$J_{drivlina} = \sum_n J_k \quad (59)$$

Där I_k är tröghetsmomentet för var och en av drivlinans roterande komponenter. Genom en CAD-modell av däck med fälg erhållen från Rottne AB [117] har tröghetsmomentet för däck och fälg kunnat tas fram med hjälp av CAD-programvaran Solid Edge [127]. Tröghetsmomentet, J_h , för det erhållna hjulet bestående av ett däck monterat på en fälg är 75 kgm^2 . Det totala tröghetsmomentet för drivlinans roterande komponenter samt för åtta hjul ges av ekvation 60.

$$J_{tot} = 8 \cdot J_h + J_{drivlina} \quad (60)$$

Eftersom tröghetsmomentet för drivlinans roterande komponenter skiljer sig mellan olika typer av drivlinor tas endast tröghetsmomentet för de åtta hjulen

med i de fortsatta beräkningarna. Det moment, M_{lh} , som krävs för att accelerera rotationen av ett av skotarens hjul med en vinkelacceleration $\dot{\omega}_h$ [rad/s²] ges av ekvation 61.

$$M_{lh} = J_h \cdot \dot{\omega}_h \quad (61)$$

Vinkelaccelerationen, $\dot{\omega}_h$, kan skrivas enligt ekvation 62.

$$\dot{\omega}_h = \frac{a}{r_h} \quad (62)$$

Där r_h är hjulens radie. Ekvation 61 kan med hjälp av ekvation 62 skrivas enligt ekvation 63.

$$M_{lh} = J_h \cdot \frac{a}{r_h} \quad (63)$$

Motståndskraften på grund av tröghetsmomentet för skotarens samtliga hjul ges då av ekvation 64.

$$F_J = 8 \cdot \frac{M_{lh}}{r_h} = 8 \cdot \frac{J_h \cdot a}{r_h^2} \quad (64)$$

Eftersom motståndskrafterna i form av rullmotstånd och motstånd på grund av hinder och styrning beror på normalkraften ersätts de av en gemensam total rullmotståndskraft, F_{rtot} , som ges av ekvation 65.

$$F_{rtot} = N_v \cdot \mu_{rtot} \quad (65)$$

Där koefficienten μ_{rtot} är den totala rullmotståndskoefficienten som ges av summan av motståndskoefficienterna enligt ekvation 66.

$$\mu_{rtot} = \mu_r + \mu_{St} + \mu_h \quad (66)$$

Den totala motståndskraften kan då skrivas om enligt ekvation 67.

$$F_m = F_{rtot} + F_L + F_I \quad (67)$$

För att undvika slirning krävs att villkoret enligt ekvation 68 uppfylls.

$$\mu_d \geq \frac{F_D}{N_v} \quad (68)$$

Där μ_d är dragkraftskoefficienten (friktionskoefficienten) mellan hjul och underlag och N_v är den vinkelräta normalkraften mellan hjul och underlag. När ett däck belastas uppstår en viss elastisk deformation i kontakten mellan däck och underlag som ökar kontaktytan. Den ökade kontaktytan tillsammans med en viss deformation av underlaget innebär att en viss slirning mellan hjul och underlag alltid förekommer. I [41] ges värden för dragkraftskoefficienten samt slirkoefficienten, μ_s för olika typer av underlag som redovisas i tabell 13.

Tabell 13.
Dragkraftskoefficienten och slirkoeficienten för olika underlag [41].

Yta	Max värde dragkraftskoefficienten, μ_d	Slirkoeficient, μ_s
Asfalt och betong (torr)	0,80 – 0,90	0,75
Betong (fuktig)	0,80	0,70
Asfalt (fuktig)	0,50 – 0,70	0,45 – 0,60
Grus	0,60	0,55
Torr jordväg	0,68	0,65
Fuktig jordväg	0,55	0,40 – 0,50
Snö (hårt packad)	0,20	0,15
Is	0,10	0,07

Eftersom slirkoeficienten också beror av olika typer av hjulustrustning utlämnas den i detta projekt.

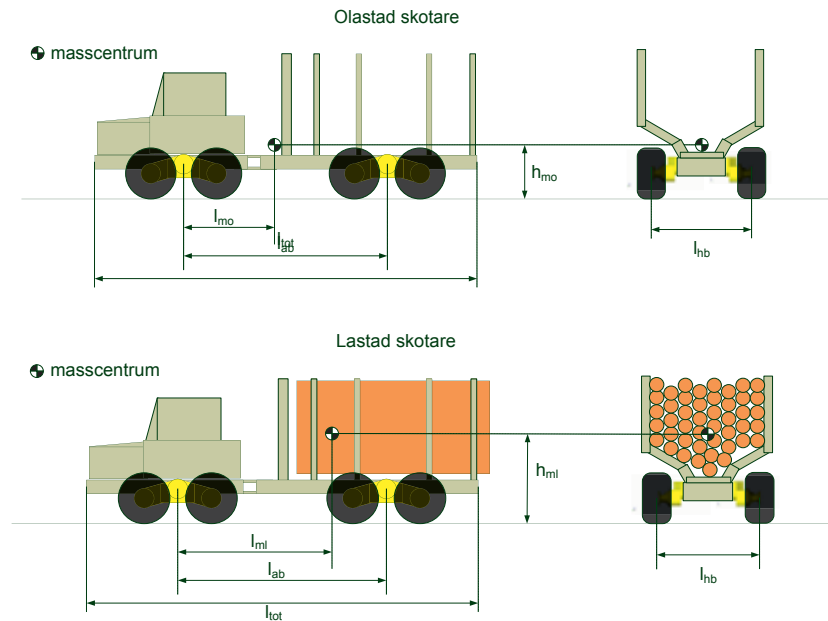
3.1.4.2 Modell för kraftberäkning

För att beräkna hur stor dragkraft som krävs vid varje hjulpar beräknas hur stor dragkraft som varje hjulpar kan överföra med avseende på den maximala tillgängliga friktionskraften som finns tillgänglig mellan marken och respektive hjul. För att bestämma dragkraften krävs kännedom om hur vikten fördelar sig mellan skotarens hjul. En modell som uppskattar belastningen på de främre och de bakre hjulen hos skotare beskrivs i [126]. Den består av två ekvationer, ekvationerna 69 och 70, och uppskattar belastning på de främre och bakre hjulen hos maskinen, $N_{hjul,fram}$ respektive $N_{hjul,bak}$ [N].

$$N_{hjul,fram} = \frac{0.6 \cdot m_{skotare} \cdot m_{band} \cdot g}{n_h} \quad (69)$$

$$N_{hjul,bak} = \frac{(0.4 \cdot m_{skotare} \cdot m_{last} \cdot m_{band}) \cdot g}{n_h} \quad (70)$$

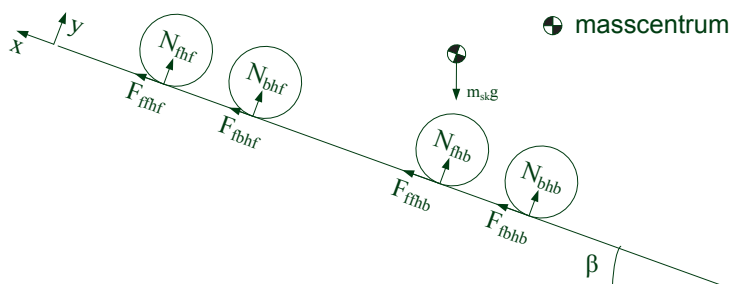
Där $m_{skotare}$ är skotarens vikt utan last, m_{last} är lastens vikt, och m_{band} är vikten på eventuella band (hjulustrustning) och g är tyngdaccelerationen. I nämnaren står n_b för antalet hjul i den främre respektive bakre boggin. Ekvationerna ger att om lasten och de bakre bandens massa sätts till noll, vilket ger belastningen på skotarens hjul olastad, att 60 procent av skotarens vikt ligger över de främre hjulen. I [128] har en skotare av modellen Valmet 860 vägts för att bestämma läget för skotarens tyngdpunkt i horisontal led när skotaren var olastad. Resultatet av vägningen gav att skotarens tyngdpunkt i horisontal led är placerad ungefär 2,2 meter bakom mittpunkten för den främre boggin och den i vertikalled är placerad ungefär 1,3 meter från marken. I en modell av Valmet 860 som användes i [129] beräknades tyngdpunkten vid lastad skotare vara placerad 3,58 meter bakom mittpunkten för den främre boggin och 2,2 meter från marken. De ovan beskrivna värdena används vid framtagningen av beräkningsmodellen. För att beräkna hur vikten fördelar sig över respektive hjul hos en skotare i denna klass har en enkel modell tagits fram som visas i figur 54.



Figur 54.
Modell över olastad och lastad skotare samt masscentrums läge för en olastad respektive en lastad skotare.

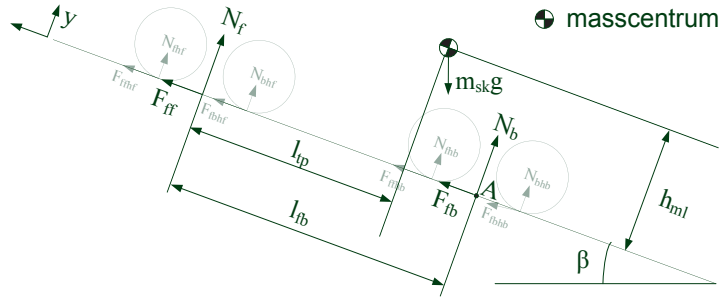
3.1.4.3 Belastningsanalys

För att beräkna hur krafterna fördelar sig över hjulen i längsled i den framtagna modellen friläggs krafterna enligt figur 55.



Figur 55.
Friläggning av de krafter som påverkar skotarens hjul i längsled.

Eftersom belastningen av respektive hjul beror av hur boggilådorna är utformade, samt att fler och fler tillverkare börjar använda balanserade boggin (se apitel Skotare) antogs i examensarbetet att belastningen fördelar sig lika över två hjul monterade på samma boggilåda. De åtta krafterna i x- och y-led som påverkar de främre respektive de bakre hjulen i figur 55 kan då ersättas med fyra krafter (två främre och två bakre krafter) placerade mellan de främre och de bakre hjulen enligt figur 56.



Figur 56.
Friläggning av de krafter som påverkar skotarens hjulpar i längsled.

Jämviktsvillkoret för de frilagda krafterna i figur 56 ges av ekvation 71 och 72.

$$N_f + N_b = m_{sk} \cdot g \cdot \cos \beta \quad (71)$$

$$F_{ff} + F_{fb} = m_{sk} \cdot g \cdot \sin \beta \quad (72)$$

Där N_f och N_b är normalkrafterna som påverkar de främre respektive de bakre hjulen i y-led och F_{ff} och F_{fb} är krafterna som påverkar de främre respektive de bakre hjulen i x-led. Massan, m_{sk} är skotarens massa [kg]. Genom att ställa upp momentjämvikt i punkten A (se figur 55) kan normalkrafterna beräknas enligt ekvation 73.

$$N_f \cdot l_{fb} - m_{sk} \cdot g \cdot \cos \beta \cdot (l_{fb} - l_{ip}) + m_{sk} \cdot g \cdot \sin \beta \cdot h_{ml} = 0 \quad (73)$$

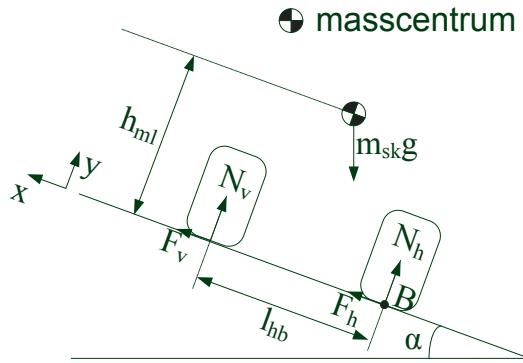
Genom att skriva om ekvation 73 kan normalkraften N_f beräknas enligt ekvation 74.

$$N_f = \frac{m_{sk} \cdot g \cdot \cos \beta \cdot (l_{fb} - l_{ip}) - m_{sk} \cdot g \cdot \sin \beta \cdot h_{ml}}{l_{fb}} \quad (74)$$

Omskrivning av ekvation 71 ger sedan normalkraften N_b enligt ekvation 75.

$$N_b = m_{sk} \cdot g \cdot \cos \beta - N_f \quad (75)$$

För att ta reda på hur krafterna fördelar sig i sidled friläggs krafterna från den framtagna modellen enligt figur 57.



Figur 57.
Friläggning av de krafter som påverkar skotarens hjulpar i sidled

För att beräkna hur vikten fördelar sig mellan hjulen på höger respektive vänster sida friläggs krafterna enligt ekvation 76 och ekvation 77.

$$N_v + N_h = m_{sk} \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (76)$$

$$F_v + F_h = m_{sk} \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (77)$$

Där N_b och N_v är normalkrafterna som påverkar hjulen på höger respektive vänster sida i y-led och F_b och F_v är krafterna som påverkar hjulen på höger respektive vänster sida i x-led.

Genom att ställa upp momentjämvikt i punkten B ges ekvation 78.

$$N_v \cdot l_{hb} - m_{sk} \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \frac{l_{hb}}{2} + m_{sk} \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot h_{ml} = 0 \quad (78)$$

Genom att skriva om ekvation 78 kan normalkraften N_v beräknas enligt ekvation 79.

$$N_v = \frac{m_{sk} \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \frac{l_{hb}}{2} - m_{sk} \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot h_{ml}}{l_{hb}} \quad (79)$$

Omskrivning av ekvation 76 ger sedan normalkraften N_h enligt ekvation 80.

$$N_h = m_{sk} \cdot g \cdot \cos \alpha - N_v \quad (80)$$

För att beräkna hur stor andel av den totala normalkraften som fördelar sig över respektive hjulpar vid kombinationer av lutning i sidled och längsled beräknas andelen av den totala normalkraften över respektive hjulpar enligt ekvation 81 till 84. Andelen av den totala normalkraften för respektive hjulpar beräknas sedan enligt ekvation 85. Vid lutning i längsled fördelar sig en andel motsvarande, *andel_{N_f}*, av den totala normalkraften över den främre boggin enligt ekvation 81.

$$andel_{N_f} = \frac{N_f}{N_f + N_b} = \frac{N_f}{m_{sk} \cdot g \cdot \cos \beta} \quad (81)$$

Vilket medför att en andel motsvarande, $andel_{N_b}$ fördelar sig över den bakre boggin enligt ekvation 82.

$$andel_{N_b} = 1 - andel_{N_f} \quad (82)$$

Vid lutning i sidled fördelar sig en andel motsvarande, $andel_{N_h}$, av den totala normalkraften över de högra hjulparen enligt ekvation 83.

$$andel_{N_h} = \frac{N_h}{N_h + N_v} = \frac{N_h}{m_{sk} \cdot g \cdot \cos \alpha} \quad (83)$$

Vilket medför att en andel motsvarande, $andel_{N_v}$ fördelar sig över de vänstra hjulparen enligt ekvation 84.

$$andel_{N_v} = 1 - andel_{N_h} \quad (84)$$

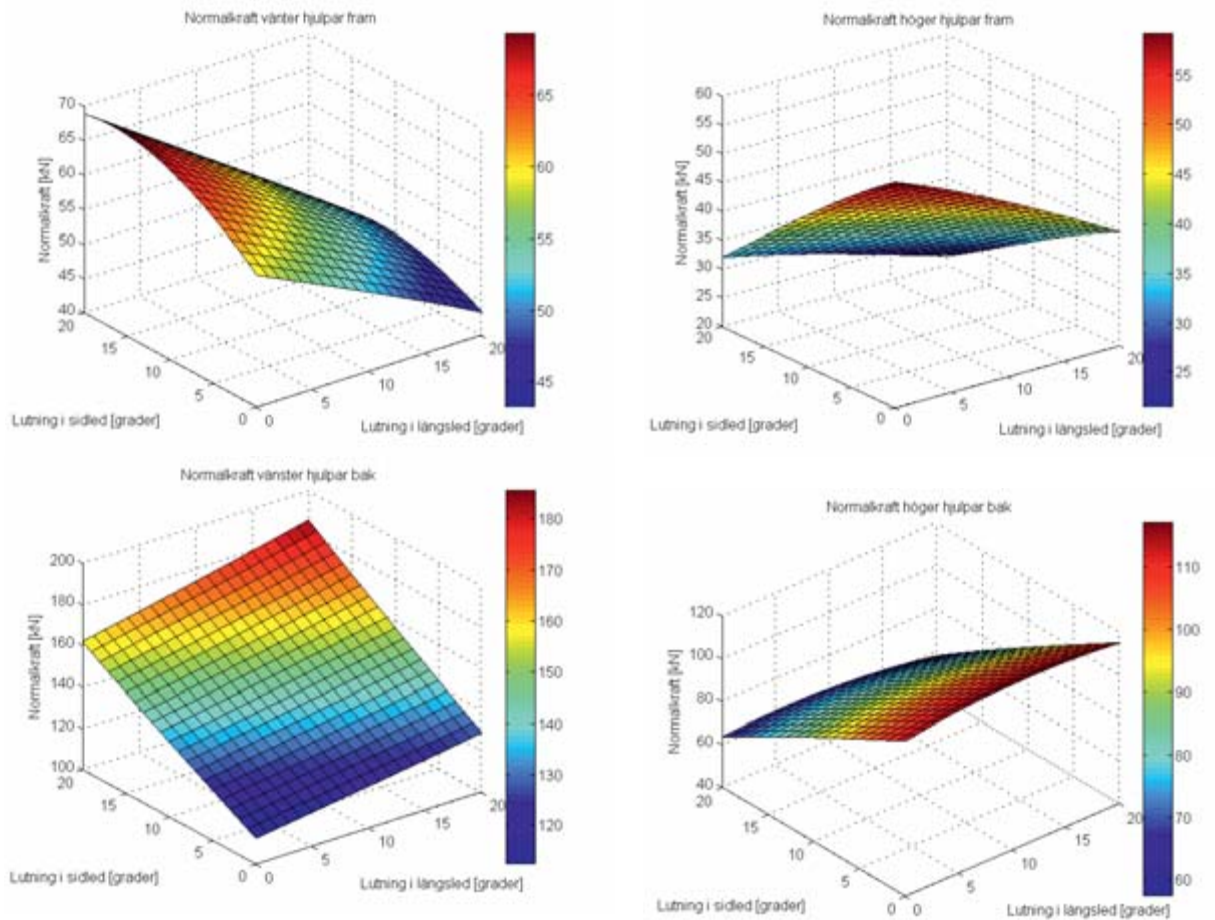
Vid en samtidig lutning i längsled och sidled fördelar sig normalkrafterna över de respektive hjulparen enligt ekvation 85.

$$N_{ij} = andel_{N_i} \cdot andel_{N_j} \cdot N_{tot, \beta\alpha} \quad (85)$$

där index i och j benämner kombinationer av vänster och höger (v och h) respektive fram och bak (f och b). $N_{tot, \beta\alpha}$ är den totala normalkraften vid en vinkel β i längsled samt vinkel α i sidled enligt ekvation 86.

$$N_{tot, \beta\alpha} = m_{sk} \cdot g \cdot (\cos \beta + \cos \alpha) \quad (86)$$

Med hjälp av ekvationerna beräknas normalkrafterna för de olika hjulparen vid vinklar mellan 0 till 20 grader i längsled och sidled genom ekvationerna sattes in i beräkningsprogrammet Matlab. Resultatet illustreras i figur 58.



Figur 58.
Normalkraft för respektive hjulpar vid olika kombinationer av lutningsvinklar i längsled och sidled.

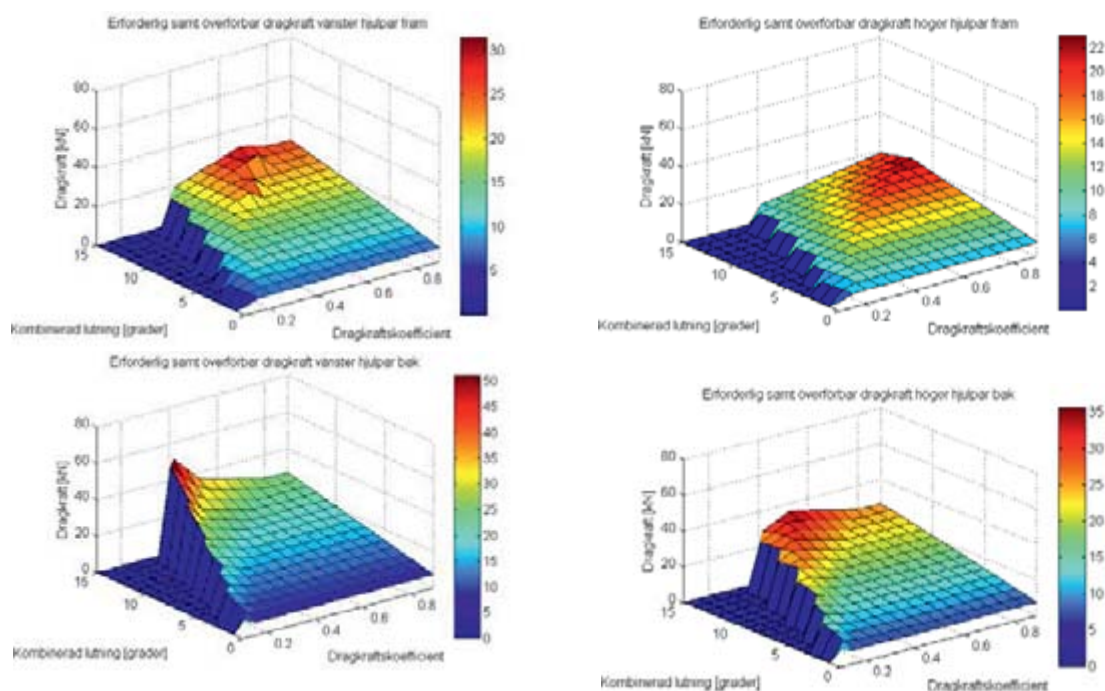
Enligt figur 58 fördelar sig en stor del av normalkraften vid en kombinerad vinkel i längsled och sid led över de vänstra bakhjulen.

3.1.4.4 Erforderlig och överförbar dragkraft

Dagens skogsmaskiner har låsbara differentialer, vilket innebär att den maximala dragkraften hos drivlinan kontinuerligt kan användas så länge som den sammanlagda överförbara dragkraften mellan hjul och underlag för samtliga hjulpar överstiger den maximala dragkraften. För att uppnå samma effekt vid separat drivning av enskilda hjul, hjulpar eller boggin begränsas fördelning av dragkraften mellan olika hjul av hur många hjul som är kopplade till samma drivkälla. För att överföra lika stor dragkraft som kan överföras hos dagens skotare med låsta differentialer krävs att drivkällorna som driver hjulen i vissa situationer behöver kunna ge mer dragkraft än det som krävs då samtliga hjul kan överföra lika mycket. Den dragkraft F_{ij} som respektive hjulpar kan överföra beror av dragkraftskoefficienten, μ_{ϕ} , mellan hjul och underlag enligt ekvation 87.

$$F_{ij} = N_{ij} \cdot \mu_d \quad (87)$$

I figur 59 visas den dragkraft som varje hjulpar kan överföra av den erforderliga dragkraften vid en totalrullmotståndskoefficient om 0,1 samt en kombinerad lutningsvinkel mellan 0 till 15 grader i sidled och längsled vid olika värden på dragkraftskoefficienten. Det mörkblå området i figurena representerar de vinkelkombinationer och dragkraftskoefficienter då den totala överförbara dragkraften mellan samtliga hjul och underlag är lägre än den erforderliga dragkraften.

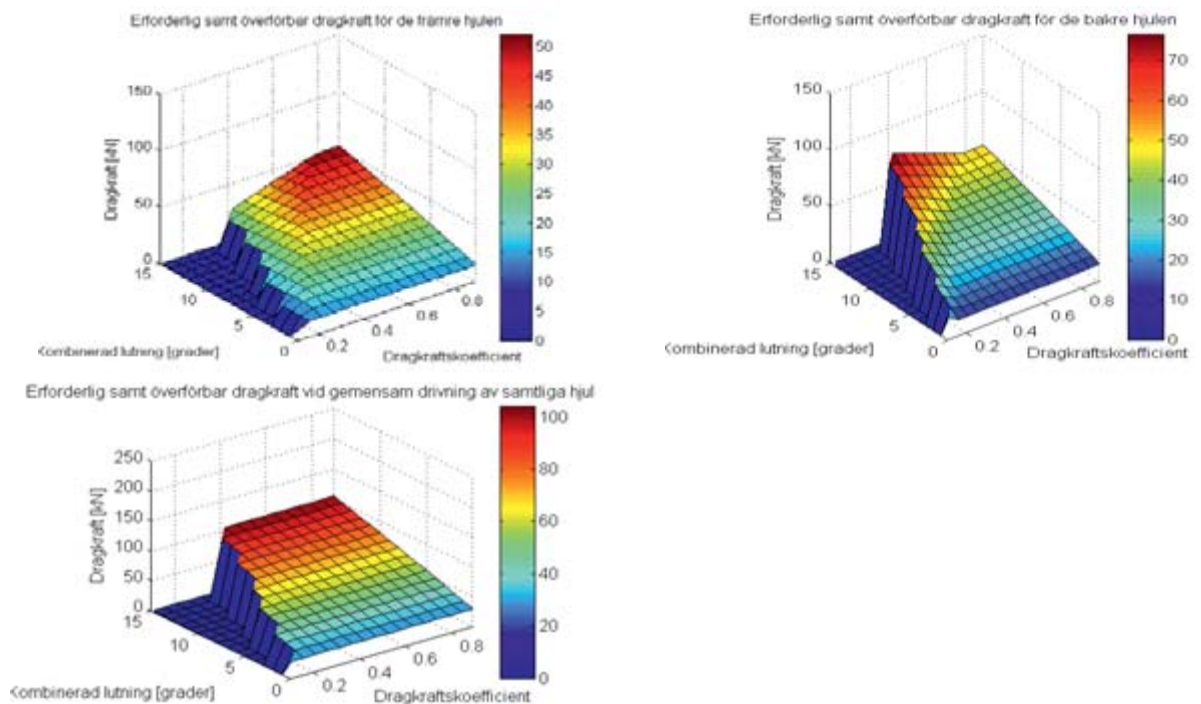


Figur 59.

Maximal dragkraft som respektive hjulpar kan och behöver överföra för den erforderliga dragkraften vid en kombinerad lutningsvinkel mellan 0 till 15 grader i längsled och sidled vid olika värden på dragkraftskoefficienten.

Vid individuell drivning av varje hjulpar krävs för att kunna överföra den erforderliga dragkraften vid en vinkelkombination om 15 grader i sidled och längsled den högsta dragkraften vid det vänstra bakre hjulparet och uppgår till 49 kN.

I figur 60 visas den erforderliga dragkraft som kan överföras vid hjulen vid den främre respektive bakre boggin samt vid gemensam kraftöverföring för alla hjul.



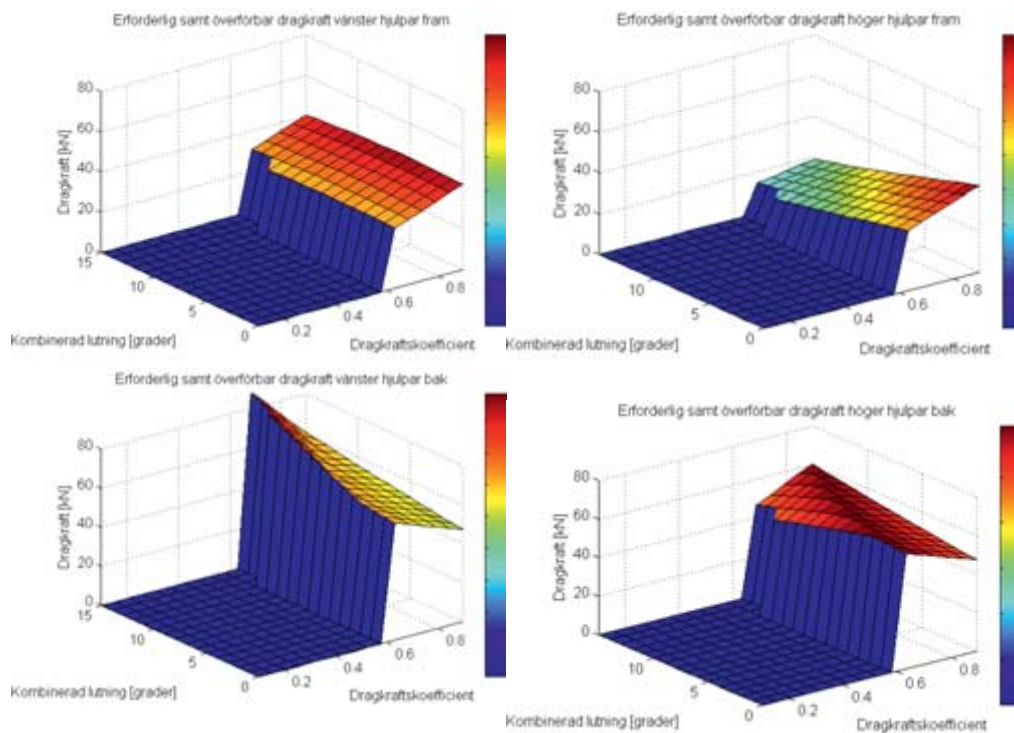
Figur 60.

Maximal dragkraft som de främre och bakre hjulen (övre bilder) samt vid gemensam drivning av samtliga hjul kan och behöver överföra för den erforderliga dragkraften vid en kombinerad lutningsvinkel mellan 0 till 15 grader i längsled och sidled vid olika värden på dragkraftskoefficienten.

Vid individuell drivning av den främre och bakre boggin krävs, för att kunna överföra den erforderliga dragkraften vid en vinkelkombination om 15 grader i sidled och längsled, den högsta dragkraften vid den bakre boggin och uppgår till 76,7 kN. Vid gemensam kraftöverföring till samtliga hjul erfordras en dragkraft om 104,2 kN.

Skillnaden mellan den överförbara dragkraften som respektive hjulpar kan överföra kan också bero på variationer hos dragkraftskoefficient under de olika hjulen på grund av variationer i terrängen. I och med att normalkraften mellan underlag och respektive hjulpar ändras vid olika vinkelkombinationer kan det också illustrera förhållanden vid körning på plan mark men med olika dragkraftskoefficient mellan de olika hjulparen som kan uppstå vid varierande terrängförhållanden.

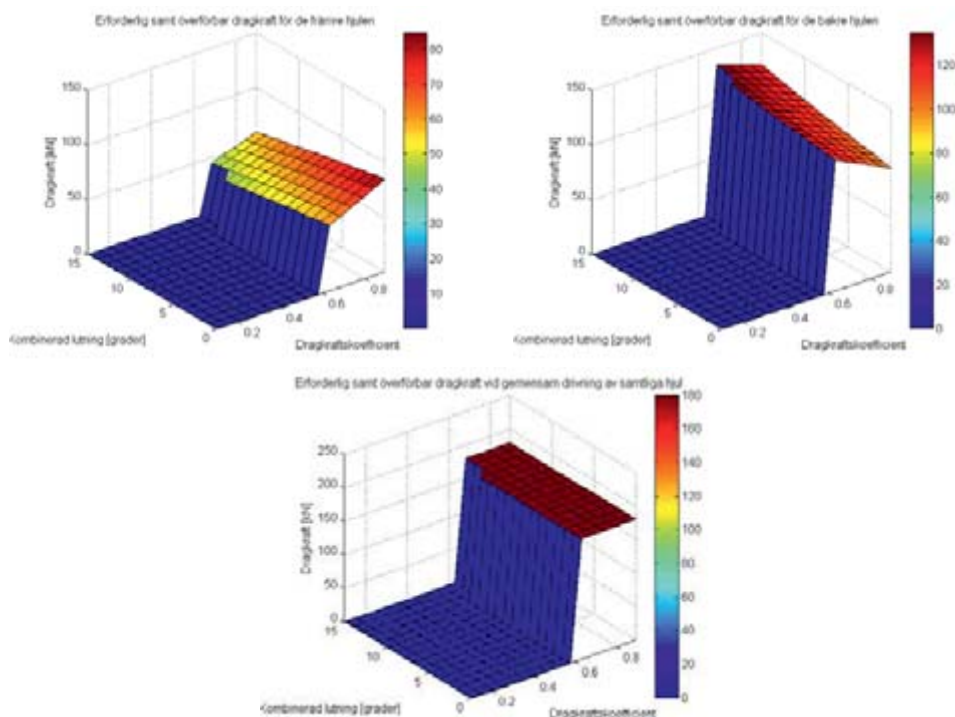
Enligt kraven i kravspecifikationen skall koncepten ge en maximal dragkraft om 180 kN. I figur 61 visas den dragkraft som varje hjulpar kan överföra vid en erforderlig dragkraft om 180 kN, en total rullmotståndskoefficient om 0,1 samt en kombinerad lutningsvinkel mellan 0 till 15 grader i sidled och längsled vid olika värden på dragkraftskoefficienten. Det mörkblå området i figurerna representerar de vinkelkombinationer och dragkraftskoefficienter då den totala överförbara dragkraften mellan samtliga hjul och underlag är lägre än den erforderliga dragkraften.



Figur 61.

Den maximala dragkraft som respektive hjulpar kan och behöver överföra för en total dragkraft om 180 kN vid en kombinerad lutningsvinkel mellan 0 till 15 grader i längsled och sidled vid olika värden på dragkraftskoefficienten.

Vid individuell drivning av varje hjulpar krävs, för att kunna överföra en dragkraft om 180 kN vid en vinkelkombination om 15 grader i sidled och längsled, den högsta dragkraften vid det vänstra bakre hjulparet och uppgår till 88,6 kN. I figur 62 visas den erforderliga dragkraft som kan överföras vid hjulen vid den främre respektive bakre boggin samt vid gemensam kraftöverföring för alla hjul då en total dragkraft om 180 kN erfordras.



Figur 62.

Maximal dragkraft som de främre och bakre hjulen (övre bilder) samt vid gemensam drivning av samtliga hjul (den undre bilden) kan och behöver överföra för en total dragkraft om 180 kN vid en kombinerad lutningsvinkel mellan 0 till 15 grader i längsled och sidled vid olika värden på dragkraftskoefficienten.

Vid individuell drivning av den främre och bakre boggin krävs, för att kunna överföra en dragkraft om 180 kN vid en vinkel kombination om 15 grader i sidled och längsled, den högsta dragkraften vid den bakre boggin och uppgår till 135 kN. Vid gemensam kraftöverföring till samtliga hjul erfordras en dragkraft om 180 kN.

Eftersom skotaren körs vid olika vinkelkombinationer krävs, för att alltid kunna överföra erforderlig dragkraft, att den maximalt erforderade dragkraften kan ges vid varje hjulpar (hjul) vid individuell drivning av respektive hjul, hjulpar eller boggi. På grund av detta blir den totala erforderade dragkraften större vid individuell drivning av hjulpar eller boggi. Den erforderliga dragkraften och den totala dragkraften vid olika drivpunkter redovisas i tabell 14.

Tabell 14.

Den erforderade dragkraften och den totalt tillgängliga dragkraften vid olika drivpunkter.

Drivpunkter	Minimal erforderad dragkraft [kN]	Maximal erforderad dragkraft [kN]	Erforderlig dragkraft vid 180 kN erforderad totaldragkraft [kN]	Maximal erforderad dragkraft [kN]
Vänster fram	29,5	49	43,2	88,6
Höger fram	22,6	49	42,5	88,6
Vänster bak	49	49	88,6	88,6
Höger bak	34,8	49	61,3	88,6
Totalt:	135,9	196	235,6	354,4
Främre hjul	52,1	76,7	84,9	135
Bakre hjul	76,7	76,7	135	135
Totalt:	128,8	153,4	219,9	270
Gemensam drivning alla hjul	104,2	104,2	180	180
Totalt:	104,2	104,2	180	180

3.1.4.5 Effekt för framdrivning i terräng

Framdrivningseffekten P_{driv} beror av framdrivningshastigheten v_d och dragkraften F_d enligt ekvation 88.

$$P_{driv} = F_d \cdot v_d \quad (88)$$

För att göra en grov uppskattning av upp till vilken hastighet den tillgängliga dragkraften i dagens skotare kan utnyttjas studerades den installerade effekten. Med en installerad effekt i dagens skotare om ca 150 kW (P_{skd}) och en verkningsgrad genom drivlinan om ca 0,85 (η_{drivl}) ges att den maximala dragkraften, F_{dmax} , om 180 kN kan ges upp till en uppskattad hastighet v_{dmax} enligt ekvation 89.

$$v_{dmax} = \frac{P_{skd} \cdot \eta_{drivl}}{F_{dmax}} \quad (89)$$

Med insatta värden ges att den maximala framdrivningshastigheten, v_{dmax} , vid en dragkraft om 180 kN blir ca 0,7 m/s eller 2,55 km/h. Dragkraften i förhållande till körhastighet kan uppskattas genom att skriva ekvation 89 enligt ekvation 90.

$$F_d = \frac{P_{skd} \cdot \eta_{drivl}}{v_d} \quad (90)$$

Där v_d är skotarens körhastighet. För en körhastighet mellan 0 till 7 m/s (eller 0 till 25 km/h) ges förhållandet mellan dragkraften och körhastigheten enligt figur 63.



Figur 63.

Uppskattat förhållande mellan dragkraften och körhastigheten för befintliga skotare i mellan klassen.

För att uppnå hastigheten v_{dmax} med en total dragkraft om 180 kN vid individuell drivning av separata hjul, hjulpar eller boggi krävs en effekt, $P_{driv(k)}$ som ges av ekvation 91.

$$P_{driv(i)} = F_{d(i)} \cdot v_{dmax} \quad (91)$$

Där $F_{d(i)}$ är dragkraften som krävs vid olika drivning (där index i är 1, 2 eller 4 beroende av hur många hjul som respektive drivkälla driver) som ges av tabell 14. Med insatta värden fås data enligt tabell 15. Under normal körning i terräng antas en total rullmotståndskoefficient, μ_{rtot} om 0,2 och en medelkörhastighet, v_{nt} om 0,7 m/s. Accelerationen under körning i terräng antas vara liten varför accelerationen och tröghetsmotståndet här sätts till noll. Under dessa förhållanden krävs en medeldriveffekt för olastad respektive lastad skotare enligt ekvation 92 och 93.

$$P_{driv,olastad} = \mu_{rtot} \cdot m_{sk,olastad} \cdot g \cdot v_{nt} \quad (92)$$

$$P_{driv,lastad} = \mu_{rtot} \cdot m_{sk,lastad} \cdot g \cdot v_{nt} \quad (93)$$

Med insatta värden i ekvation 92 och 93 fås en erforderd effekt om ca 20,6 respektive 41,2 kW för olastad respektive lastad skotare. Det kan jämföras med hybridskotaren El-forest som har ett medeleffektuttag om högst 35 kW. Den erforderde maximala effekten och medeleffekten för olika drivning ges av tabell 15.

Tabell 15.

Erfordrad maximal effekt och medeleffekt.

Drivning	Erfordrad maximeffekt [kW]	Erfordrad medeleffekt [kW]
Enskilda hjul	31,5	2,575 – 5,15
Total erforderd effekt	251,6	20,6 – 41,2
Hjulpar	62,9	5,15 – 10,3
Total erforderd effekt	251,6	20,6 – 41,2
Boggi	95,9	10,3 – 20,6
Total erforderd effekt	191,7	20,6 – 41,2

Eftersom skotare i terrängen framförs med en relativt låg hastighet och rullmotståndet ofta är relativt högt är potentialen för regenerativ bromsning liten vid körning på plan mark. Tillfällen då regenerativ bromsning i terräng med fördel kan utnyttjas är vid körning i nedförslut då elmotorn eller elmotorerna genom att drivas som generatorer kan utnyttjas för att hålla en konstant hastighet. Ekvation 94 ger bromskraften, $F_{br,terräng}$ vid nedförslut i terräng.

$$F_{br,terräng} = F_L - F_{rtot} \quad (94)$$

Det krävs då att kraften på grund av lutningen, F_L , är större än den totala rullmotståndskraften, F_{rtot} , enligt ekvation 95 och 96.

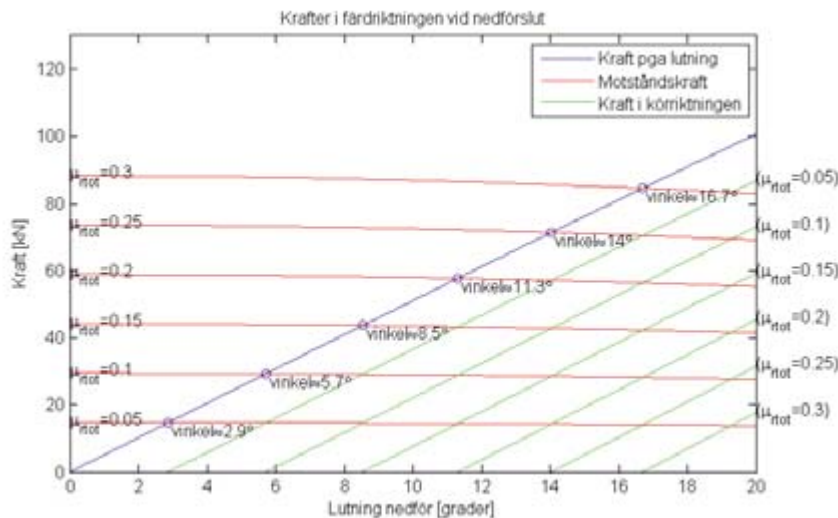
$$F_L > F_{rtot} \quad (95)$$

$$m_{sk} \cdot g \cdot \sin \beta > \mu_{rtot} \cdot m_{sk} \cdot g \cdot \cos \beta \quad (96)$$

Genom omskrivning av ekvation 96 ger det villkoret för lutningsvinkeln för att kraften på grund av lutningen ska vara större än motståndskraften för olika värden på den totala rullmotståndskoefficienten enligt ekvation 97.

$$\beta > \arctan(\mu_{rtot}) \quad (97)$$

I figur 64 visas hur kraften i skotarens färdriktning beror av lutningen och motståndskraften vid olika värden för den totala rullmotståndskoefficienten och lutningsvinkeln. För att skotaren ska få ett positivt bidragande kraft i färdriktningen krävs att lutningsvinkeln är större än den i figuren markerade vinkeln för respektive värde på den totala rullmotståndskraftskoefficienten.



Figur 64.

Kraften i skotarens färdriktning på grund av lutningen och motståndskraften vid olika värden för den totala rullmotståndskoefficienten och lutningsvinkeln.

Den maximala kraften i rörelseriktningen som kan bromsas upp ges vid en lutningsvinkel, β om 20 grader och en total rullmotståndskoefficient, μ_{rtot} , om 0,05. Kraften i rörelseriktningen är då ca 87 kN. Vid en körhastighet om 0,7 m/s ger detta en kontinuerlig bromseffekt om 61 kW.

3.1.4.6 Effekt och dragkraft vid körning Och bromsning på väg

Dragkraften som krävs vid vägkörning, $F_{d,väg}$, ges av ekvation 98.

$$F_{d,väg} = F_I + F_L + F_{rtot,väg} + a_v \cdot m_{sk} \quad (98)$$

Där a_v är accelerationen i körriktningen som i detta arbete maximalt antas vara 1 m/s^2 . $F_{rtot,väg}$ är den totala rullmotståndskraften som ges av ekvation 99.

$$F_{rtot,väg} = N_v \cdot \mu_{rtot,väg} \quad (99)$$

Där $\mu_{rtot,väg}$ är den totala rullmotståndskoefficienten som enligt [122] vid körning på väg är ca 2,5 procent av totalvikten både lastad och olastad varför rullmotståndskoefficienten här antas vara 0,025. Vid konstant hastighet krävs en framdrivningseffekt $P_{d,väg}$ som ges av ekvation 100.

$$P_{d,väg} = F_{rtot,väg} \cdot v_{d,väg} \quad (100)$$

Vid körning med konstant hastighet ($a_v = 0$) om 25 km/h (6,95 m/s) krävs en dragkraft vid olastad (msk=15 000 kg) och lastad (msk=30 000 kg) om ca 3,7 respektive 7,4 kN samt en effekt om ca 25,6 respektive 51,1 kW.

Vid maximal acceleration ($a_v = 1 \text{ m/s}^2$ vid olastad skotare och $a_v = 0,8 \text{ m/s}^2$ vid lastad skotare, accelerationen antas vara konstant) från stillastående till max hastighet (25 km/h eller 6,95 m/s) på plant underlag ($\beta = 0$, FL = 0) krävs en dragkraft vid olastad skotare (msk=15 000 kg) om ca 20 kN och vid lastad skotare (msk=30 000 kg) ca 32,5 kN

Effekten som krävs under accelerationen, P_{acc} , väg ges av accelerationsenergin, E_{acc} , och tiden för accelerationen, t_{acc} . Energin som krävs under accelerationen ges av den rörelseenergi som måste tillföras fordonet och hjulen samt energin som avges på grund av rullmotståndet enligt ekvation 101.

$$E_{acc} = \frac{1}{2} \cdot m_{sk} \cdot \Delta v_{sk}^2 + \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot J_h \cdot \Delta \omega_h^2 + F_{rtot} \cdot s_{acc} \quad (101)$$

Där s_{acc} är accelerationssträckan och Δv_{sk} och $\Delta \omega_h$ är förändringen av fordonets hastighet respektive hjulens vinkelhastighet enligt ekvation 102 och 103.

$$\Delta v_{sk} = v_s - v_0 \quad (102)$$

$$\Delta \omega_h = \omega_s - \omega_0 \quad (103)$$

Där v_s och ω_s är hastigheten respektive vinkelhastigheten vid uppnådd hastighet och v_0 och ω_0 är hastigheten respektive vinkelhastigheten vid stillastående, alltså noll.

För att ta reda på accelerationssträckan ställs ekvation 104 upp för accelerationen, a_v .

$$\frac{d^2x}{dt^2} = a_v \quad (104)$$

Genom att integrera ekvation 104 två gånger enligt ekvation 105 och 106 kan accelerationssträckan, s_{acc} beräknas.

$$v = \frac{dx}{dt} = a_v \cdot t_{acc} + v_0 \quad (105)$$

$$s_{acc} = x = \frac{a_v \cdot t_{acc}^2}{2} + v_0 \cdot t_{acc} + x_0 \quad (106)$$

Där hastigheten v_0 och sträckan x_0 är noll. Tiden för accelerationen, t_{acc} , ges av förhållandet mellan hastighetsförändringen Δv_{sk} och accelerationen, a_v enligt ekvation 107.

$$t_{acc} = \frac{\Delta v_{sk}}{a_{acc}} \quad (107)$$

Accelerationseffekten vid vägkörning, $P_{acc,väg}$, kan sedan beräknas enligt ekvation 108.

$$P_{acc,väg} = \frac{E_{acc}}{t_{acc}} \quad (108)$$

Med insatta värden i de ovan beskrivna ekvationerna ges att accelerationseffekten, $P_{acc,väg}$ som krävs för olastad respektive lastad skotare är ca 70 respektive 135 kW. En sammanställning av effekt- och dragkraftsbehov ges i tabell 16.

Tabell 16.
Erfordrad dragkraft för olastad och lastad skotare

	Olastad skotare ($m_{sk,olastad}=15\ 000\text{ kg}$)	Lastad skotare ($m_{sk,lastad}=30\ 000\text{ kg}$)
Dragkraft konstant hastighet [kN]	3,7	7,4
Driveffekt konstanthastighet [kW]	25,6	51,1
Dragkraft max acceleration [kN]	20	32,5
Driveffekt max acceleration [kW]	70	135

Vid bromsning under körning på plan väg ges den totala bromskraften, $F_{br,väg}$, av ekvation 109.

$$F_{br,väg} = F_I + a_{ret} \cdot m_{sk} - F_{rtot,väg} \quad (109)$$

Effekten som krävs under inbromsning ges av bromsenergin, E_{ret} , och tiden för inbromsningen, t_{ret} . Energin som utvecklas under inbromsningen ges av den i fordonet och hjulen upplagrade rörelseenergin samt energin som avges på grund av motståndskraften enligt ekvation 110.

$$E_{ret} = \frac{1}{2} \cdot m_{sk} \cdot \Delta v_{sk}^2 + \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot J_h \cdot \Delta \omega_h^2 - F_{rtot} \cdot s_{ret} \quad (110)$$

Där s_{ret} är bromssträckan och Δv_{sk} och $\Delta \omega_h$ är förändringen av fordonets hastighet respektive hjulens vinkelhastighet enligt ekvation 111 och 112.

$$\Delta v_{sk} = v_s - v_0 \quad (111)$$

$$\Delta \omega_h = \omega_s - \omega_0 \quad (112)$$

Där v_s och ω_s är hastigheten respektive vinkelhastigheten då inbromsningen startar och v_0 och ω_0 är hastigheten respektive vinkelhastigheten vid stillastående, alltså noll. För att ta reda på bromssträckan under inbromsningen ställs ekvation 113 upp för retardationen, a_{ret} .

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = a_{ret} \quad (113)$$

Genom att integrera ekvation 113 två gånger enligt ekvation 114 och 115 kan bromssträckan, s_{ret} beräknas.

$$v = \frac{dx}{dt} = a_{ret} \cdot t_{ret} + v_0 \quad (114)$$

$$s_{ret} = x = \frac{a_{ret} \cdot t_{ret}^2}{2} + v_0 \cdot t_{ret} + x_0 \quad (115)$$

Där hastigheten v_0 och sträckan x_0 är noll. Tiden för inbromsningen, t_{ret} , ges av förhållandet mellan hastighetsförändringen Δv_{sk} och retardationen, a_{ret} enligt ekvation 116.

$$t_{ret} = \frac{\Delta v_{sk}}{a_{ret}} \quad (116)$$

Bromseffekten vid vägkörning, $P_{ret, väg}$, kan sedan beräknas enligt ekvation 117.

$$P_{ret, väg} = \frac{E_{ret}}{t_{ret}} \quad (117)$$

Enligt [17][122] finns krav på att skotaren vid plan mark måste kunna bromsa från en hastighet av 15 km/h till stillastående på 4,5 meter med skotarens färd-broms, samt på 5,74 meter med reservbromssystemet vid nödstopp. Skotaren ska också kunna stanna i 50 procents medlut, vilket motsvarar en retardation om 4,5 m/s². Genom integration av tiden i ekvation 116 ges förhållandet mellan hastighetsförändringen, bromssträckan och retardationen enligt ekvation 118.

$$s_{ret} = \frac{1}{2} \cdot \frac{(\Delta v_{sk})^2}{a_{ret}} \quad (118)$$

Genom omskrivning av ekvation 118 ges retardationen, a_{ret} enligt ekvation 119.

$$a_{ret} = \frac{1}{2} \cdot \frac{(\Delta v_{sk})^2}{s_{ret}} \quad (119)$$

Med hjälp av ekvation 119 kan retardationen för de kraven beräknas. Retardationen vid en bromssträcka på 4,5 och 5,74 meter från 15 km/h till stillastående beräknas till 3,86 respektive 3,02 m/s². Det innebär att kravet om en retardation om 4,5 m/s² ger den högsta retardationen. Med hjälp av ovanstående ekvationer beräknas bromskraften och bromseffekten för lastad respektive olastad skotare vid inbromsning från maximal hastighet (25 km/h eller 6,95 m/s) till noll vid körning på väg med en total rullmotståndskoefficient om 0,025. De beräknade värdena redovisas i tabell 17.

Tabell 17.

Bromskraft och bromseffekt vid inbromsning på väg med lastad respektive olastad skotare.

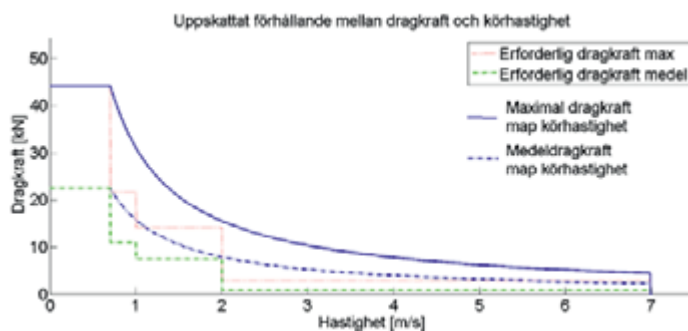
	Olastad skotare ($m_{sk,olastad}$ = 15 000 kg)	Lastad skotare ($m_{sk,lastad}$ = 30 000 kg)
Bromskraft [kN]	70,2	134
Bromseffekt [kW]	244	465

Den erforderliga dragkraften och bromskraften för de olika drivpunkterna enskilda hjul, hjulpar och boggi vid olika tillstånd, summeras i tabell 18 och 19. Förhållandet mellan dragkraft respektive bromskraft i förhållande till körhastighet för olika drivpunkter illustreras i figur 65, 66 och 67 respektive 68, 69 och 70.

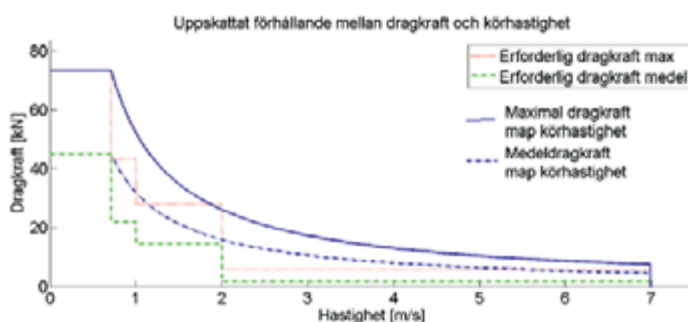
Tabell 18.

Erforderlig dragkraft vid olika hastigheter och tillstånd vid respektive drivpunkt.

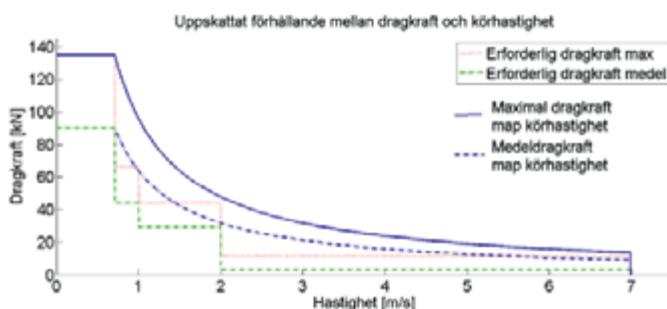
Körhastighet [m/s]	0 – 0,7				0,7 – 1,0		1,0 – 2,0		0,0 – 7,0	
Rullmotståndskoefficient	0,3				0,25		0,2		0,025	
Tillstånd	D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7	D8	D9	D10
Erfordrad total dragkraft [kN]	180	180	88,3	88,3	73,6	73,6	58,9	58,9	7,36	32,5
Dragkraft varje hjul [kN]	22,5	44,3	11,04	21,7	9,2	18,15	7,36	14,1	0,92	4,06
Dragkraft varje hjulpar [kN]	45	88,6	22,08	43,4	18,4	36,3	14,73	28,2	1,84	8,13
Dragkraft varje boggi [kN]	90	135	44,15	66,4	36,8	55,4	29,45	44	3,68	16,25
Tillstånd: - D1, D3, D5, D7, D9, D10 erfordrad dragkraft för respektive drivpunkt då den erforderade dragkraften om 180, 88,3, 73,6, 58,9, 7,36 respektive 32,5 kN kan fördelas lika över samtliga hjul. - D2, D4, D6, D8 erfordrad dragkraft för respektive drivpunkt då den erforderade dragkraften om 180, 88,3, 73,6 respektive 58,9 kN inte kan fördelas lika över varje hjul. - D10 ger dragkraften för respektive drivpunkt som erfordras vid acceleration från stillastående på väg då en total dragkraft om 32,5 kN erfordras.										



Figur 65.
Förhållandet mellan dragkraften och körhastigheten vid de ovan beskrivna tillstånden för varje enskilt hjul då maximal- och medeldragkraft erfordras.



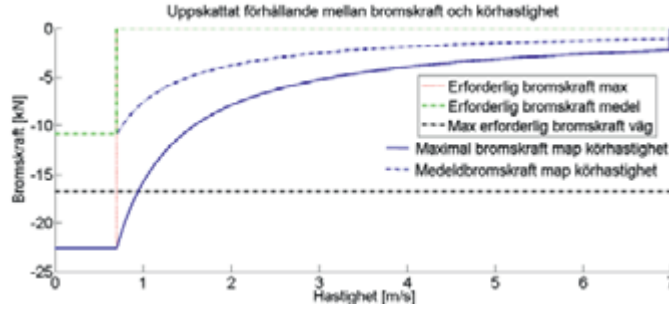
Figur 66.
Förhållandet mellan dragkraften och körhastigheten vid de ovan beskrivna tillstånden för respektive hjulpar då maximal- och medeldragkraft erfordras



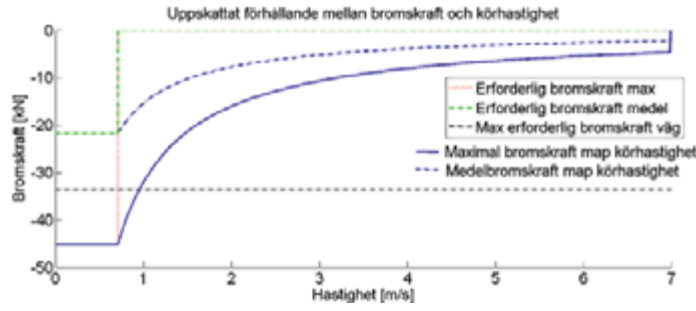
Figur 67.
Förhållandet mellan dragkraften och körhastigheten vid de ovan beskrivna tillstånden för respektive boggi då maximal- och medeldragkraft erfordras.

Tabell 19.
Erforderlig bromskraft vid olika hastigheter och tillstånd vid respektive drivpunkt.

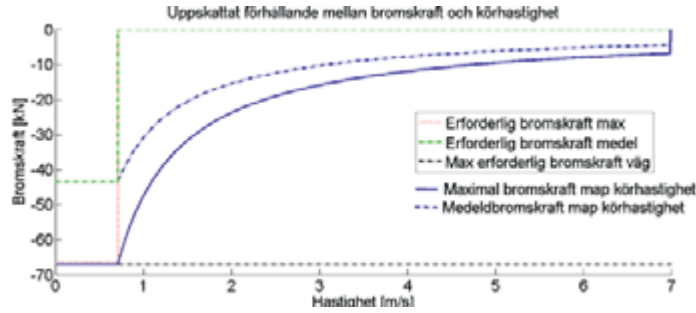
Körhastighet [m/s]	0,0 – 0,7		0,0 – 7,0
Rullmotståndskoefficient	0,05		0,025
Tillstånd	B1	B2	B3
Erfordrad total bromskraft [kN]	87	87	134
Bromskraft varje hjul [kN]	22,6	10,88	16,75
Bromskraft varje hjulpar [kN]	45,2	21,75	33,5
Bromskraft varje boggi [kN]	66,4	43,5	67
Tillstånd: - B1: maximal erfordrad bromskraft för respektive drivpunkt vid körning i nedförslut vid en total erfordrad bromskraft om 87 kN då bromskraften inte kan fördelas lika över respektive hjul. - B2: maximal erfordrad bromskraft för respektive drivpunkt vid körning i nedförslut vid en total erfordrad bromskraft om 87 kN då bromskraften kan fördelas lika över samtliga hjul. - B3 erfordrad bromskraft för respektive drivpunkt vid maximal inbromsning på väg med en total erfordrad bromskraft om 134 kN då bromskraften kan fördelas lika över respektive hjul.			



Figur 68.
Förhållandet mellan bromskraft och körhastigheten vid de ovan beskrivna tillstånden för respektive hjul då maximal- och medeldragkraft erfordras.



Figur 69.
Förhållandet mellan bromskraft och körhastigheten vid de ovan beskrivna tillstånden för respektive hjulpar då maximal- och medeldragkraft erfordras.



Figur 70.
Förhållandet mellan bromskraft och körhastigheten vid de ovan beskrivna tillstånden för respektive boggi då maximal- och medeldragkraft erfordras.

För hållandet mellan dragkraften, F_D , vid hjulen och den eller de drivande enheternas vridmoment, M_{de} , ges av ekvation 120.

$$F_D = M_{de} \cdot \frac{u_{dtot}}{r_h} \cdot \eta_{dtot} \quad (120)$$

Där u_{dtot} och η_{dtot} är den totala utväxlingen respektive den totala verkningsgraden mellan den eller drivande enheterna och hjulen och r_h är hjulens radie. Det erforderliga momentet för en viss dragkraft ges genom en omskrivning av ekvation 120 som ger ekvation 121.

$$M_{de} = \frac{F_D \cdot r_h}{u_{dtot} \cdot \eta_{dtot}} \quad (121)$$

Förhållandet mellan den eller de drivande enheternas varvtal, n_{de} och skotarens hastighet, v_{sk} , ges av ekvation 122.

$$v_{sk} = \frac{\pi \cdot n_{de} \cdot r_h}{30 \cdot u_{dtot}} \quad (122)$$

3.1.4.7 Moment och effekt för hydraulik

Den effekt som krävs för att driva hydraulpumpen, P_{hpump} för hydrauliken [107] ges av ekvation 123. $P_{hpump} = \frac{Q_{hpump} \cdot \Delta p}{\eta_{totp}}$ (123)

Där Q_{hpump} är volymflödet [m^3/s] genom pumpen, Δp är tryckskillnaden [Pa] och η_{totp} är pumpens totala verkningsgrad. Enligt [99] har axialkolvpumpar en total verkningsgrad mellan 85 till 95 procent varför en verkningsgrad om 85 procent antas. Enligt kravspecifikationen skall pumpen ha en kapacitet om 210 liter/min ($0,0035 m^3/s$) vid ett varvtal, n_{pump} om 1 500 varv/min och ett arbetstryck mellan 3 till 22 MPa. Med insatta värden i ekvation 118 ges att det krävs en effekt på mellan 12,4 till 91 kW för att driva pumpen.

Det maximala vridmomentet, $M_{hpump,max}$, [Nm] som krävs för att driva pumpen uppstår vid maximalt hydraultryck, $p_{h,max}$, [Pa] och ges av ekvation 124.

$$M_{hpump,max} = \frac{p_{h,max} \cdot D_{hpump}}{\eta_{totp}} \quad (124)$$

Där D_{hpump} är hydraulpumpens displacement [m^3/rad] som kan beräknas enligt ekvation 125 [99][107].

$$D_{hpump} = \frac{Q_{hpump}}{\omega_{pump} \cdot \eta_{vpump}} \quad (125)$$

Där η_{vpump} är pumpens volymetriska verkningsgrad och ω_{pump} är pumpens vinkelhastighet [rad/s] som ges av ekvation 126.

$$\omega_{pump} = \frac{\pi \cdot n_{pump}}{30} \quad (126)$$

Enligt [99] ligger den volymetriska verkningsgraden för axialkolvpumpar på mellan 90 till 98 procent. I examensarbetet antas 90 procents verkningsgrad. Med insatta värden i ekvation 124, 125 och 126 ges att det maximala erforderliga vridmomentet, $M_{hpump,max}$ som krävs av pumpen är 641 Nm. För ett arbetstryck mellan 3 till 22 MPa krävs ett vridmoment mellan 88 till 641 Nm. I beräkningarna har ingen hänsyn tagits till tröghetsmotståndet i systemet som ger att ett högre vridmoment krävs för att accelerera systemet. För att erhålla en godtagbar respons i systemet bedöms att ett vridmoment om ytterligare 100 Nm bör finnas tillgängligt utöver det maximalt erforderliga vridmomentet som krävs.

3.1.4.8 Effektbehov kran

Arbete med skotarens kran och grip sker under skiftande förhållanden med olika mycket belastning. För att förenkla analysen av den effekt som krävs för kranen studeras därför uppgifter från olika tillverkare. Kranen i konceptet ska enligt produktspecifikationen ha en räckvidd på 7,8 meter och ett bruttolöftmoment på 125 kNm. Enligt uppgift från [97][98] krävs för att driva en kran

med denna storlek med likvärdig prestanda en ingående effekt om cirka 30 till 40 kW.

3.1.5 Framtagning av arbetscykel

3.1.5.1 Arbetsmoment

Tiden för de olika arbetsmomenten beror på flera olika faktorer bland annat terrängklass (GYL), terrängtransportavstånd, det uttagna virkets medelstam (m^3fub) samt skotarens storlek och prestanda. Enligt [75] är den genomsnittliga tidsandelen för de olika arbetsmomenten fördelade enligt tabell 20.

Tabell 20.

Tidsandelen av den totala skotningstiden för de olika arbetsmomenten [75].

Moment	Tidsandel, [%]
Tomkörning	13
Lastning	41
Körning under lastning	11
Lastkörning	16
Lossning	14
Övrigt	5

I [16] redovisas analyser av bränsleförbrukning och motorbelastning för en skotare i den största klassen vid körning utefter en specifik testbana. I [16] redovisas också en tidsstudie av skotarens olika arbetsmoment med normerade värden för ett terrängtransportavstånd om 300 meter. Tidsandelen och tiden per skotad volym [min/m^3] samt benämningen för de olika arbetsmomenten redovisas i tabell 21.

Tabell 21.

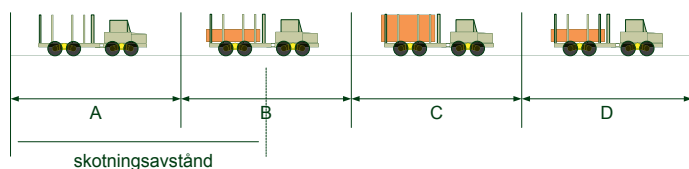
Tid per m^3fub och tidsandelen av den totala skotningstiden för de olika arbetsmomenten redovisade i [16] samt benämningen för de olika arbetsmomenten.

Benämning	Arbetsmoment	$\text{min}/\text{m}^3\text{fub}$	Tidsandel [%]
AM1	Tomkörning	0.34	11
AM2	Lastning	1.14	38
AM3	Körning under lastning	0.37	13
AM4	Lastkörning	0.44	15
AM5	Lossning	0.34	12
AM6	Avläggskörning	0.12	4
AM7	Störning	0.22	7

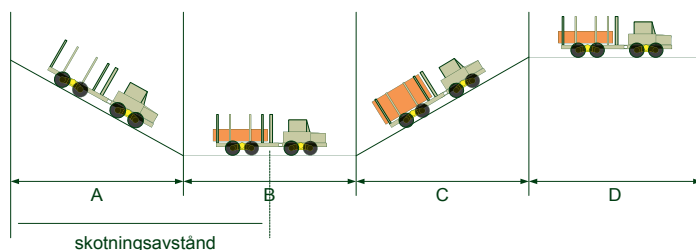
För att bestämma prestandan och egenskaperna för dieselmotorn och energilagringssystemet måste effektbehovet och energiåtgången under ett arbetspass bestämmas. För att kunna göra det togs körcykler fram för skotaren.

För att beräkna hur stor medeleffekten blir vid olika skotarrundor togs tre olika körfall fram för skotare enligt figur 71, 72 och 73. Körfallen är uppdelade i fyra olika delsträckor bestående av körning olastad (delsträcka A), lastning och körning under lastning (delsträcka B), körning lastad (delsträcka C) och lossning samt körning under lossning (delsträcka D). Körfallen ska motsvara en skotarvända där mittpunkten av delsträcka B också motsvarar den punkt där skotaren vänder och kör tillbaka.

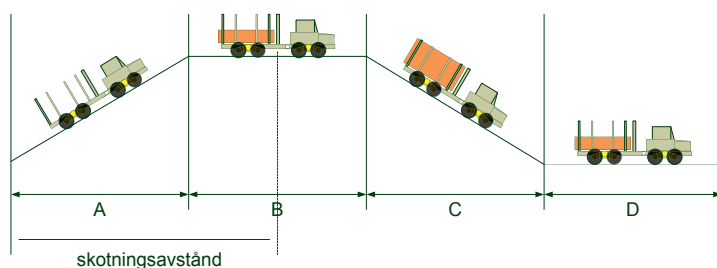
Det första körfallet (figur 71) är framtagna för att motsvara skotning under relativt milda lutningsförhållanden. Körfall två och tre är framtagna för att motsvara två extremfall i vilka delsträckorna A och C utförs vid konstant lutningsvinkeln uppför och nedför enligt figur 72 och 73.



Figur 71.
Körfall 1 bestående av körning under relativt milda lutningsförhållanden.



Figur 72.
Körfall 2 bestående av tomkörning nedför (A) och lastkörning uppför (C).



Figur 73.
Körfall 3 bestående av tomkörning uppför (A) och lastkörning nedför (C).

Tiden för lastning och lossning beror på många faktorer bland annat på volymen som lastas vid varje lastcykel, antalet moment under varje lastcykel som i sin tur beror på hur virket är placerat. Flera olika tidsstudier har utförts för att beräkna tiden för de olika arbetsmomenten.

Acceleration av skotaren vid körning i terräng antas, på grund av risken för markskador, vara relativt låg och ske under korta tidsperioder. Accelerationen antas därför ha liten inverkan på medeldragkraften och medeleffekten och tas därför inte med i körcyklerna.

Enligt [125] är rullmotståndet kopplat till markens bärighet som i sin tur är kopplat till framkomligheten samt hur stora markskador som uppkommer vid körning i terrängen. Högt rullmotstånd leder till sämre framkomlighet och större markskador. I [125] delas framkomligheten och uppkomsten till markskador på grund av rullmotståndet in i tre olika klasser; god, medel och dålig enligt tabell 22.

Tabell 22.
Framkomlighet och markskador indelade i tre klasser med avseende på rullmotståndskoefficienten [125].

Klasser för framkomlighet och markskador	Rullmotståndskoefficient
God	<0,20
Medel	0,20 till 0,30
Dålig	>0,30

För att uppskatta den maximala medeleffekten som krävs under en skotarrunda antas en total rullmotståndskoefficient, μ_{rot} om 0,3. Det är ett relativt högt värde men på grund av stor variation i terrängförhållanden mellan olika områden samt att ingen hänsyn tagits till motståndskraften på grund av hinder, styrning samt effekten som krävs av hydrauliken vid styrning antas detta värde motsvara körning under relativt svåra förhållanden.

Effekten, $P_{(k)}$ (index k är arbetsmomenten AM1, AM2, AM3, AM4, AM5, AM6 och AM7) vid körning under körcykeln beror av den erforderliga dragkraften $F_{D(k)}$ och hastigheten $v_{(k)}$ enligt ekvation 127.

$$P_{(k)} = F_{D(k)} \cdot v_{(k)} \quad (127)$$

Där den erforderliga dragkraften $F_{D(k)}$ beror av totalvikten $m_{(k)}$ och lutningen $\beta_{(k)}$ för respektive arbetsmoment ges av ekvation 128.

$$F_{D(k)} = \mu_{rot} \cdot m_{(k)} \cdot g \cdot \cos \beta_{(k)} + m_{(k)} \cdot g \cdot \sin \beta_{(k)} \quad (128)$$

Tiden, $t_{(k)}$, för körning beror på terrängtransportavståndet, $s_{(k)}$, samt medelhastigheten $v_{(k)}$ och ges av ekvation 129.

$$t_{(k)} = \frac{s_{(k)}}{v_{(k)}} \quad (129)$$

Genom att beräkna tidsandelen för varje arbetsmoment i förhållande till totaltiden kan medeleffekten, $P_{medel,arb}$, för en hel skotarvända beräknas enligt ekvation 130.

$$P_{medel,arb} = \sum P_{(k)} \cdot \frac{t_{(k)}}{t_{tot}} \quad (130)$$

3.1.5.2 Körcykler

Utifrån information från [76] antas medelhastigheten för arbetsmomenten i vid de olika körfallen till 0,7 och 0,5 meter per sekund vid tomkörning (v_{AM1}) respektive körning under lastning, lastkörning och körning under lossning (v_{AM3} , v_{AM4} och v_{AM6}). Medeleffekten vid kranarbete antas till 30 kW och tiden för lastning antas till 20 minuter och 10 minuter vid lossning. Sex stycken kör-cykler ställs upp med följande värden för det totala rullmotståndet, μ_{tot} samt vinkel vid delsträcka (A) och (C) enligt figur 63, 64 och 65:

- Körcykel 1 (K1); $\mu_{tot}=0,3$, vinkel_(A) = 0, vinkel_(C) = 0
- Körcykel 2 (K2); $\mu_{tot}=0,2$, vinkel_(A) = 0, vinkel_(C) = 0
- Körcykel 3 (K3); $\mu_{tot}=0,3$, vinkel_(A) = -20, vinkel_(C) = 20
- Körcykel 4 (K4); $\mu_{tot}=0,3$, vinkel_(A) = 20, vinkel_(C) = -20
- Körcykel 5 (K5); $\mu_{tot}=0,2$, vinkel_(A) = -20, vinkel_(C) = 20
- Körcykel 6 (K6); $\mu_{tot}=0,2$, vinkel_(A) = 20, vinkel_(C) = -20

Terrängtransportavståndet definieras som köravståndet för arbetsmomenten tomkörning och lastkörning och varierar i varje körcykel från 100 till 1 000 meter. Köravståndet för arbetsmomentet körning under lastning sätts till 90 procent av terrängtransportavståndet. Köravståndet vid körning under lastning sätts till ett konstant värde om 70 meter.

3.1.5.3 Simuleringar av körcyklerna

Med hjälp av ekvation 127 till 130 simulerades de sex olika körcyklerna vid terrängtransportavstånd från 100 till 1 000 meter. Tiden och tidsandelen för de olika arbetsmomenten i förhållande till terrängtransportavståndet (TTA) ges i tabell 23.

Tabell 23.

Tiden och tidsandelen för de olika arbetsmomenten i förhållande till terrängtransportavståndet.

TTA		AM1	AM2	AM3	AM4	AM5	AM6	AM7	Totalt:
100	Tid [s]	141	1441	501	190	433	151	230	3087
	Andel [%]	4,6	46,7	16,2	6,2	14,0	4,9	7,5	100
200	Tid [s]	282	1441	501	379	433	151	256	3443
	Andel [%]	8,2	41,9	14,6	11,0	12,6	4,4	7,4	100
300	Tid [s]	423	1441	501	568	433	151	282	3799
	Andel [%]	11,1	37,9	13,2	15,0	11,4	4,0	7,4	100
400	Tid [s]	564	1441	501	758	433	151	309	4157
	Andel [%]	13,6	34,7	12,1	18,2	10,4	3,6	7,4	100
500	Tid [s]	705	1441	501	947	433	151	335	4513
	Andel [%]	15,6	31,9	11,1	21,0	9,6	3,3	7,4	100
600	Tid [s]	846	1441	501	1136	433	151	362	4870
	Andel [%]	17,4	29,6	10,3	23,3	8,9	3,1	7,4	100
700	Tid [s]	986	1441	501	1325	433	151	388	5225
	Andel [%]	18,9	27,6	9,6	25,4	8,3	2,9	7,4	100
800	Tid [s]	1127	1441	501	1515	433	151	414	5582
	Andel [%]	20,2	25,8	9,0	27,1	7,8	2,7	7,4	100
900	Tid [s]	1268	1441	501	1704	433	151	441	5939
	Andel [%]	21,4	24,3	8,4	28,7	7,3	2,5	7,4	100
1000	Tid [s]	1409	1441	501	1893	433	151	467	6295
	Andel [%]	22,4	22,9	8,0	30,1	6,9	2,4	7,4	100

Jämförs tidsandelen i tabell 23 för de olika arbetsmomenten vid ett terrängtransportavstånd om 300 meter med tidsandelarna som redovisas i tabell 21 ges att

tidsandelarna är inom samma storleksområde. Medeleffekten för de olika momenten i respektive körcykel redovisas i tabell 24.

Tabell 24.
Medeleffekt för de olika arbetsmomenten.

Benämning	Arbetsmoment	Medeleffekt per arbetsmoment [kW]					
		K1	K2	K3	K4	K5	K6
AM1	Tomkörning	35,9	25,5	0,4	71,4	-9,9	61,0
AM2	Lastning	34,8	34,8	34,8	34,8	34,8	34,8
AM3	Körning under lastning	37,9	26,9	37,9	37,9	26,9	26,9
AM4	Lastkörning	48,9	34,2	99,3	-1,4	84,6	-16,1
AM5	Lossning	34,8	34,8	34,8	34,8	34,8	34,8
AM6	Körning under lossning	37,9	26,9	37,9	37,9	26,9	26,9
AM7	Övrigt	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8

Den totala medeleffekten, energiförbrukningen samt energiförbrukningen per timme i förhållande till terrängtransportavståndet för de olika körcyklerna ges i tabell 25.

Tabell 25.
Medeleffekt, energiförbrukning och energiförbrukning per timme.

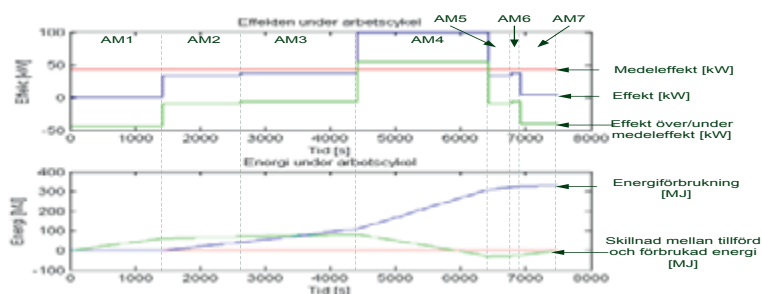
		Terrängtransportavstånd [m]									
		100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
K1	Medeleffekt [kW]	34,2	35,1	35,7	36,2	36,5	36,7	36,9	37,1	37,3	37,4
	Energi [MJ]	82,4	104,3	126,2	148,1	170,0	191,9	213,8	235,7	257,6	279,6
	Energi per timme [MJ/h]	123,2	126,4	128,5	130,1	131,3	132,2	133,0	133,6	134,1	134,6
K2	Medeleffekt [kW]	30,9	30,3	29,8	29,5	29,3	29,1	28,9	28,8	28,7	28,6
	Energi [MJ]	74,4	89,9	105,4	120,9	136,4	151,9	167,4	182,9	198,4	214,0
	Energi per timme [MJ/h]	111,3	109,0	107,4	106,2	105,4	104,7	104,1	103,7	103,3	103,0
K3	Medeleffekt [kW]	36,4	38,5	40,0	41,1	41,9	42,5	43,0	43,5	43,8	44,1
	Energi [MJ]	87,4	114,4	141,3	168,3	195,2	222,2	249,1	276,0	303,0	329,9
	Energi per timme [MJ/h]	130,8	138,6	144,0	147,8	150,8	153,1	154,9	156,5	157,7	158,8
K4	Medeleffekt [kW]	32,1	31,7	31,4	31,2	31,1	31,0	30,9	30,8	30,7	30,6
	Energi [MJ]	77,3	94,2	111,1	127,9	144,8	161,7	178,5	195,4	212,3	229,2
	Energi per timme [MJ/h]	115,6	114,1	113,1	112,4	111,9	111,4	111,0	110,8	110,5	110,3
K5	Medeleffekt [kW]	33,0	33,7	34,1	34,4	34,7	34,9	35,0	35,2	35,3	35,3
	Energi [MJ]	79,5	100,0	120,5	141,1	161,6	182,2	202,7	223,2	243,8	264,3
	Energi per timme [MJ/h]	118,9	121,2	122,8	124,0	124,8	125,5	126,1	126,5	126,9	127,2
K6	Medeleffekt [kW]	28,8	26,9	25,6	24,6	23,9	23,3	22,8	22,5	22,1	21,9
	Energi [MJ]	69,3	79,8	90,3	100,8	111,2	121,7	132,2	142,6	153,1	163,6
	Energi per timme [MJ/h]	103,7	96,7	92,0	88,5	85,9	83,9	82,2	80,8	79,7	78,7

I tabell 26 ges körcyklerna samt terrängtransportavstånden som kräver maximal och minimal medeleffekt, energiförbrukning och energiförbrukning per timme. De åskådliggörs också i figur 74, 75 och 76.

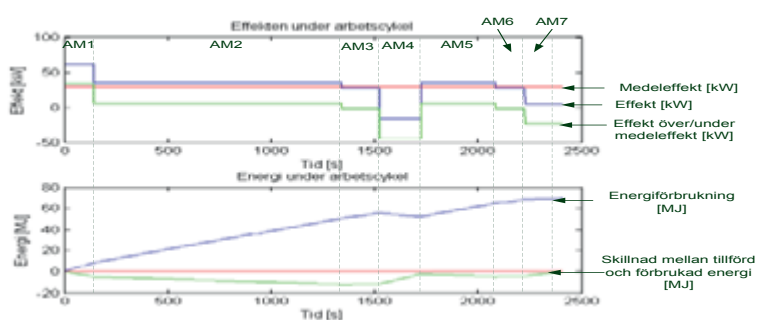
Tabell 26.

Maximal och minimal medeleffekt, energiförbrukning och energiförbrukning per timme.

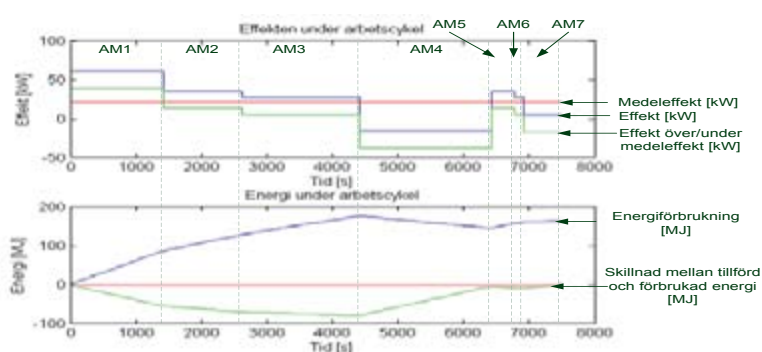
	Medeleffekt [kW]	Körcykel	Terrängtransportavstånd [m]
Maximala medeleffekten	44,1	K3	1 000
Minimala medeleffekten	21,9	K6	1 000
	Energi [MJ]		
Maximal energi	329,9	K3	1 000
Minimal energi	69,3	K6	100
	Energi per timme [MJ/h]		
Maximal energi per timme	158,8	K3	000
Minimal energi per timme	78,7	K6	1 000



Figur 74.
Effekt och energi för körcykel 3 vid 1000 meters terrängtransportavstånd.



Figur 75.
Effekt och energi för körcykel 6 vid 100 meters terrängtransportavstånd.



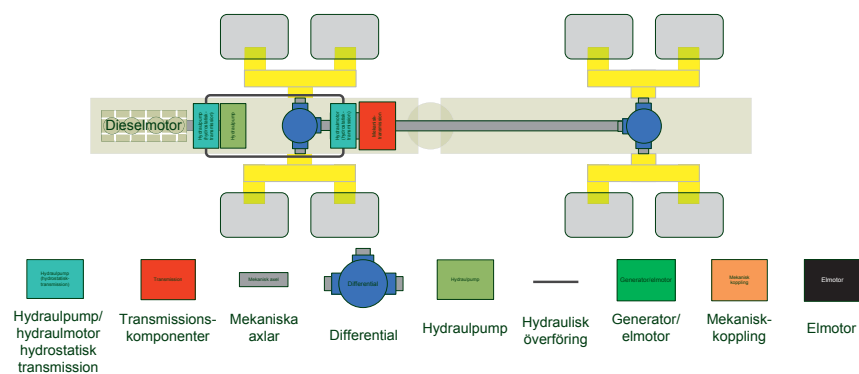
Figur 76.
Effekt och energi för körcykel 6 vid 1000 meters terrängtransportavstånd.

3.2 KONCEPTFRAMTAGNING

Vid konceptframtagningen genererades ett antal koncept bestående av de drivande komponenterna samt kraftöverföringen mellan komponenterna och hjulen. Koncepten genererades med inspiration från de i referensramen beskrivna befintliga fordonen med hybriddrift.

3.2.1 Konceptförslag

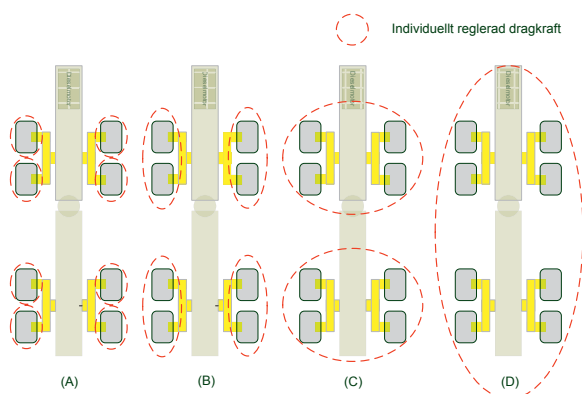
För att ta fram olika konceptförslag för layout och placering av drivlinans drivande och kraftöverförande komponenter skapades en tvådimensionell modell enligt figur 77.



Figur 77.

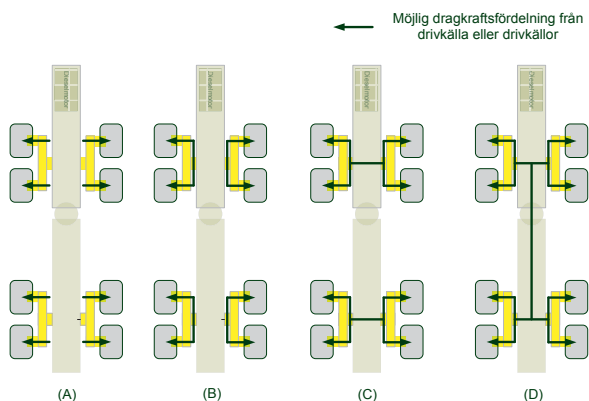
Konceptmodell för framtagning av konceptförslag.

Med hjälp av den tvådimensionella modellen togs konceptförslag fram med olika möjlighet till individuell reglering av dragkraften för respektive hjul, hjulpar eller boggi samt möjlighet till fördelning av den total installerade dragkraften mellan olika drivpunkter enligt figur 78 och 79.



Figur 78.

Olika möjlighet till individuell reglering av dragkraften för hjulen. (A) individuellt reglerbar dragkraft för varje hjul, (B) individuellt reglerbar dragkraft för varje hjulpar kopplade till respektive boggilåda, (C) individuellt reglerbar dragkraft för främre respektive bakre boggin och (D) ingen individuell reglering.



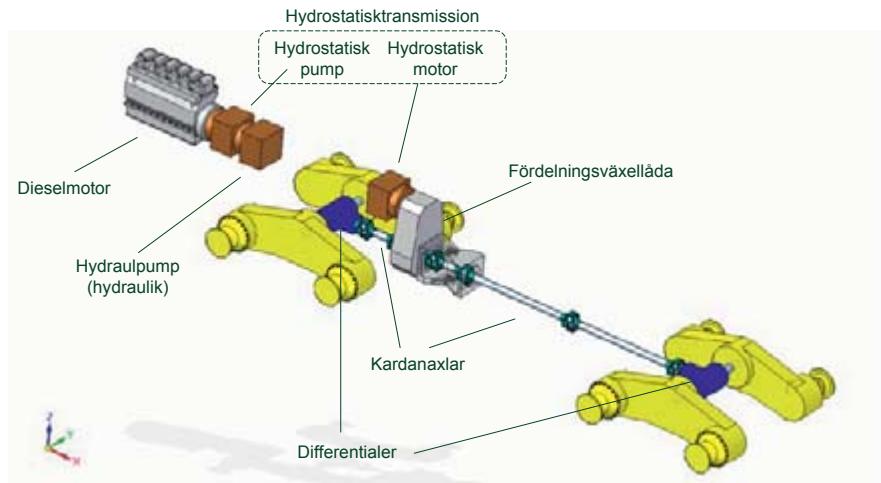
Figur 79.

Olika möjlighet till fördelning av dragkraften mellan hjulen, (A) individuell drivning av varje hjul, (B) fördelning av

dragkraft mellan hjulen kopplade till varje boggilåda, (C) fördelning av dragkraft mellan hjulen i en boggi, (D) fördelning av dragkraft mellan samtliga hjul.

3.2.2 Konceptmodell

För konceptgenereringen togs en förenklad CAD-modell fram för utformning och placering av komponenter i dagens drivlina enligt figur 80. Den förenklade modellen består av dieselmotor, hydrostatisk transmission, fördelningsväxellåda, kardanaxlar, differentialer samt boggilådor.



Figur 80.
Den förenklade CAD-modellen av drivlinan i dagens skotare som används för att skapa koncepten.

Ett antal av de, med hjälp av den förenklade tvådimensionella modellen framtagna konceptförslagen, valdes ut. Med hjälp av den förenklade CAD-modellen modellerades sedan de utvalda konceptförslagen genom att tillföra och/eller avlägsna komponenter i CAD-modellen. De komponenter som användes för att bygga upp hybriddrivlinornas kraftöverföring består av elmotorer, transmissionskomponenter samt mekaniska kopplingar, se figur 81.

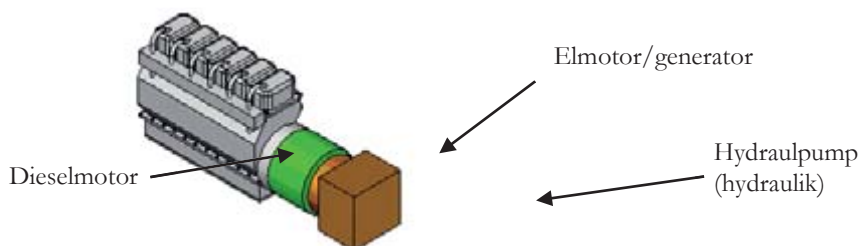


Figur 81.
Komponenterna som används för att bygga upp koncepten.

Utformning och egenskaper för transmissionskomponenterna kopplade till elmotorerna beror på den eller de elektriska motorernas prestanda, erforderliga utväxling samt utrymme och utformning av det område där transmissionen ska placeras. Transmissionskomponenterna kan bestå av reduktionsväxlar och/eller växellåda med olika utväxling, t.ex. hög- och låg-växel. För vissa av koncepten som togs fram krävdes olika typer av specialkomponenter och omkonstruktion av befintliga komponenter. Modeller av komponenter togs fram specifikt för respektive koncept. Koncepten som togs fram redovisas i Bilaga 1.

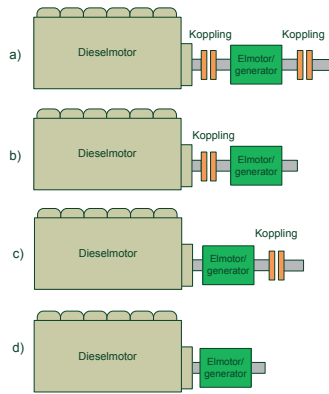
3.2.2.1 Elmotor/generator kopplad till dieselmotor

I samtliga av de skapade koncepten används en lösning med elmotor/generator mekaniskt kopplad till dieselmotorn, placerad mellan dieselmotorn och den hydrauliska pumpen som driver hydrauliken enligt figur 82. Denna konstruktionslösning valdes för att kunna använda generatoren för att omvandla mekanisk energi från dieselmotorn till elektrisk energi och samtidigt belasta dieselmotorn med ett moment, så att den arbetar mot optimal belastning. Elmotorn ska också kunna användas för att assistera dieselmotorn med vridmoment då hydraulpumpen används, exempelvis vid arbete med kran och grip. Den har också till uppgift att fungera som startmotor för start av dieselmotorn



Figur 82.
Elmotor/generator monterad på dieselmotor.

För att kunna utnyttja elmotorn/generatoren för olika arbetsmoment, såsom generator då dieselmotorn producerar överskottsenergi eller då maskinen inte utför något arbete men energilagringssystemet behöver laddas, behöver dieselmotorn och generator kunna kopplas ur drivlinan. I vissa koncept användes elmotorn/generatoren som generator för regenerativ bromsning, vilket också innebär att dieselmotorn behöver kunna kopplas ur drivlinan. Figur 83 visar olika möjligheter för sammankoppling av elmotorn med dieselmotorn.



Figur 83.
Den mekaniska integrationen mellan dieselmotor och elmotor/generator med olika placering av mekaniska kopplingar.

Den hydrostatiska transmissionen kan fungera som en koppling genom att pumpen ställs i noll displacement, vilket medför att en mekanisk koppling placerad efter elmotor/generator i konfiguration a och c i figur 75, i de koncept där den hydrostatiska transmissionen används, samt då kraftöverföringen sker elektriskt (seriehybrid) blir överflödigt. I de koncept som togs fram kommer användas därför enbart konfigurationen enligt (b) och (d).

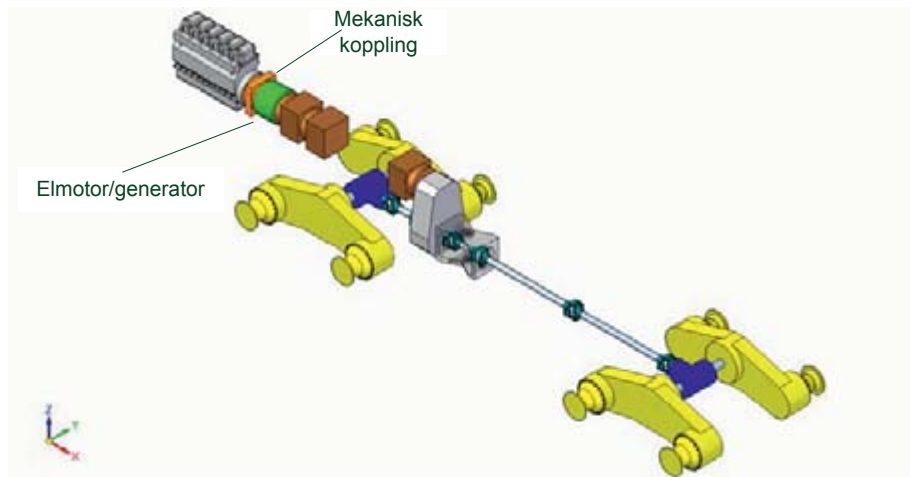
3.3 UTVALDA KONCEPT

Av de framtagna koncepten valdes ett antal koncept ut för vidare analys. De utvalda koncepten sorterades utifrån vilken typ av hybriddrivlina konceptet motsvarar; parallell-, serie-, serie/parallell- eller komplexhybrid. De utvalda koncepten redovisas nedan.

3.3.1 Parallellhybridkoncept

Koncept UP1

Koncept UP1 bygger på en konventionell drivlina i vilken en elmotor samt en mekanisk koppling integrerats i ett system som liknar Volvos I-SAM. Kopplingen och elmotorn är i detta system monterad på dieselmotorn, mellan dieselmotorn och pumpen, till den hydrostatiska transmissionen, enligt figur 84. Elmotorns rotor sitter monterad på axeln som driver den hydrostatiska transmissionen samt hydraulpumpen. Elmotorn är i sin tur elektriskt kopplad till ett energilagringssystem. Elmotorns funktion i konceptet är att assistera dieselmotorn vid tung belastning, t.ex. vid körning i svår terräng eller vid arbete med kran och grip, genom att tillföra vridmoment och då utnyttja den elektriska energi som finns lagrad i ett energilagringssystem. Vid förhållanden då belastningen av dieselmotorn är låg arbetar elmotorn som generator och belastar dieselmotorn med ett vridmoment så att dieselmotorn arbetar mot optimal belastning. Den elektriska energin som elmotorn då alstrar lagras i ett elektriskt energilagringssystem. Elmotorn kan också genom att arbeta som generator användas för att bromsa fordonet genom att belasta drivlinan med ett negativt moment. Vid inbromsning kopplas då, genom den mekaniska kopplingen, dieselmotorn ifrån drivlinan.



Figur 84.
Utformningen av koncept UP1.

Fördelar

- En stor del av drivlinan i dagens skotare kan, med vissa modifikationer, utnyttjas.
- Få komponenter behöver tillföras eller utvecklas för drivlinan.
- På grund av elmotorns effekttillskott till drivlinan finns möjlighet till minskning ("downsizing") av dieselmotorns erforderade maximala effekt och storlek, vilket kan medföra minskad bränsleförbrukning.
- Den installerade dragkraften kan fördelas mellan samtliga hjul.

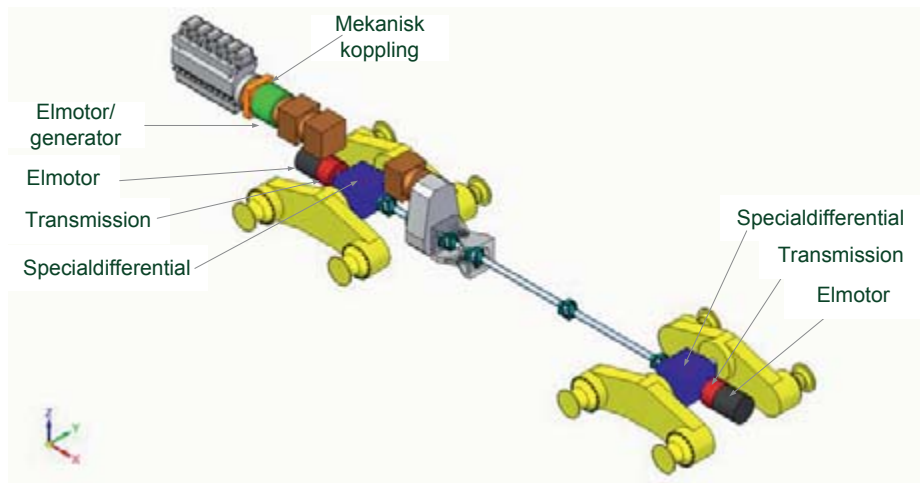
Nackdelar

- För maximal effekt krävs att både elmotorn och dieselmotorn arbetar.
- Dragkraften kan inte regleras för enskilda hjul, hjulpar eller mellan den främre och den bakre boggins hjul.
- Liten möjlighet till viktminskning.
- Verkningsgraden för den mekaniska överföringen av effekt från elmotorn till hjulen är den samma som för dieselmotorn.
- På grund av verkningsgradsförluster mellan elmotor och hjul minskas förmågan till regenerering av bromsenergi.
- Inga komponenter tas bort från den befintliga drivlinan och nya komponenter tillförs.
- Liten möjlighet till minskning av de transienta belastningarna av dieselmotorn under körning.
- Liten möjlighet för val av placeringen av drivlinans komponenter.

Koncept UP2

Koncept UP2 liknar koncept UP1 men i detta koncept har differentialerna bytts ut mot differentialer med två ingående axlar enligt figur 85. Det möjliggör för inkoppling av en elmotor till respektive differential. Elmotorerna kan då assistera drivlinan med dragkraft, vilket medför att effektbehovet hos dieselmotorn kan minskas. Elmotorerna kopplade till respektive differential kan ock-

så utnyttjas för att bromsa fordonet regenerativt. I jämförelse med koncept UP1 innebär elmotorernas placering närmare hjulen att en större del av bromsenergin kan utnyttjas, eftersom energiförlusterna mellan hjul och elmotorer är mindre.



Figur 85.
Utformningen av koncept UP2.

Fördelar

- På grund av elmotorernas effekttillskott till drivlinan finns möjlighet till minskning ("downsizing") av dieselmotorns erforderade maximala effekt och storlek, vilket kan medföra minskad bränsleförbrukning.
- I och med elmotorernas placering minskas överföringsförlusterna mellan elmotorerna och hjulen, vilket är fördelaktigt då elmotorerna tillför effekt samt då de regenererar bromsenergi.
- Dragkraft (moment) kan tillföras den främre och den bakre boggin individuellt.

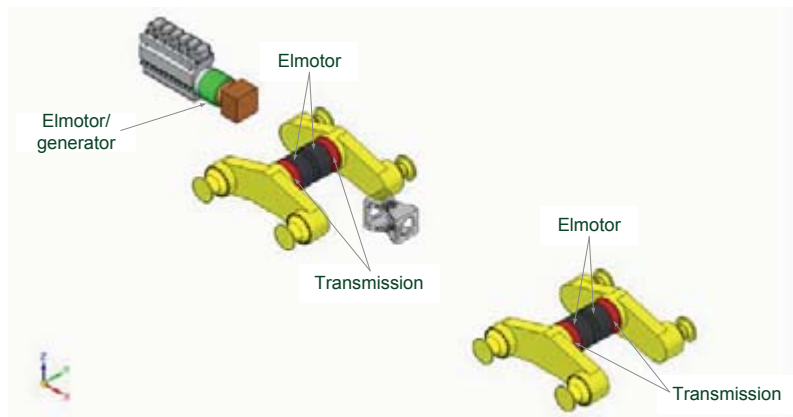
Nackdelar

- Dragkraften kan inte regleras för enskilda hjul eller hjulpar.
- Liten möjlighet till viktnedskning.
- Inga komponenter kan tas bort från den befintliga drivlinan och nya komponenter tillförs.
- En ny typ av differential med två ingående axlar måste användas för att kunna koppla in elmotorerna.
- Konceptets komponenter tar upp mycket av det befintliga utrymmet.

3.3.2 Seriehybridkoncept

Koncept US1

Koncept US1 är en seriehybrid drivlina med fyra elmotorer, placerade mellan boggilådorna, som genom varsin transmission driver två hjul kopplade till en boggilåda, enligt figur 86. Konfigurationen möjliggör för fördelning av dragkraft mellan hjulparen vid varje boggilåda. Utformningen innebär också att utrymme frigörs i skotarens ram och övriga delar för bland annat energilagringssystem och kraftelektronik.



Figur 86.
Utformningen av koncept US1.

Fördelar

- Dragkraften kan styras för respektive hjulpar monterade på en boggilåda.
- Elmotorernas och transmissionernas placering innebär att utrymme frigörs i resterande delar av skotarens ram.
- Den hydrostatiska transmissionen, fördelningsväxellådan, kardan-axlarna och differentialerna kan tas bort från drivlinan.
- Den elektriska överföringen mellan drivlinans komponenter, tillsammans med den extra effekt som kan förmedlas från ett energilagringssystem, medför att de transienta belastningarna på dieselmotorn kan reduceras eller helt avlägsnas.

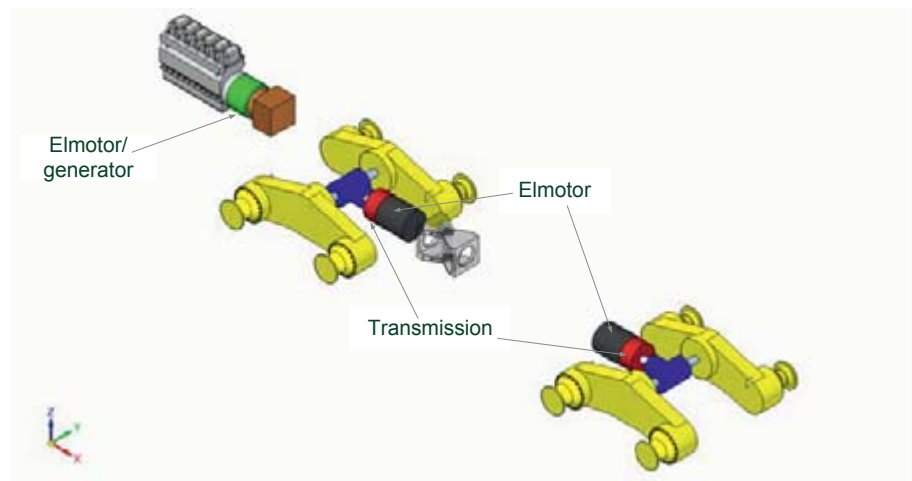
Nackdelar

- Dragkraften kan inte regleras för enskilda hjul.
- Dragkraften kan inte fördelas över flera elmotorer, vilket innebär att elmotorernas prestanda måste dimensioneras utifrån den maximal dragkraft som krävs vid respektive hjulpar.
- Elmotorerna måste placeras vid infästningen av respektive boggi, vilket innebär ett begränsat område.
- Elmotorerna och transmissionskomponenter i konceptet är placerade där de mekaniska bromsarna är placerade hos dagens skotare, vilket medför att de mekaniska bromsarna behöver flyttas och eventuellt konstrueras om, alternativt integreras i elmotor eller transmission.

Koncept US2

Inspiration till koncept US2 har hämtats från drivlinan som utvecklats för det amerikanska terrängfordonet HEMTT A-3 [49] och är en seriehybrid drivlina bestående av en generator som är mekaniskt kopplad till dieselmotorn. Generatoren driver två elmotorer, som genom växellådor och den bakre och den främre differentialen står för drivningen av den främre respektive bakre boggin, enligt figur 87. Generatoren driver också energilagringssystemet. Utformningen möjliggör att dragkraften individuellt kan styras mellan den främre och bakre

drivningen. Utformningen fordrar dock att elmotorerna dimensioneras utifrån den dragkraft som krävs vid varje boggi.



Figur 87.
Utformningen av koncept US2.

Fördelar

- Dragkraften hos den främre och bakre boggin kan regleras individuellt.
- Den hydrostatiska transmissionen, fördelningsväxellådan och kardanaxlarna kan tas bort.
- Eftersom elmotorerna kopplas till de befintliga differentialerna kan många befintliga komponenter utnyttjas.
- I och med den befintliga utväxlingen i differentialer samt i transmissionen i boggilådorna krävs mindre utväxling för transmissionen kopplad till elmotorn.
- Den elektriska överföringen mellan drivlinans komponenter tillsammans med den extra effekt som kan förmedlas från ett energilagringssystem, medför att de transienta belastningarna på dieselmotorn kan minimeras eller helt tas avlägsnas.

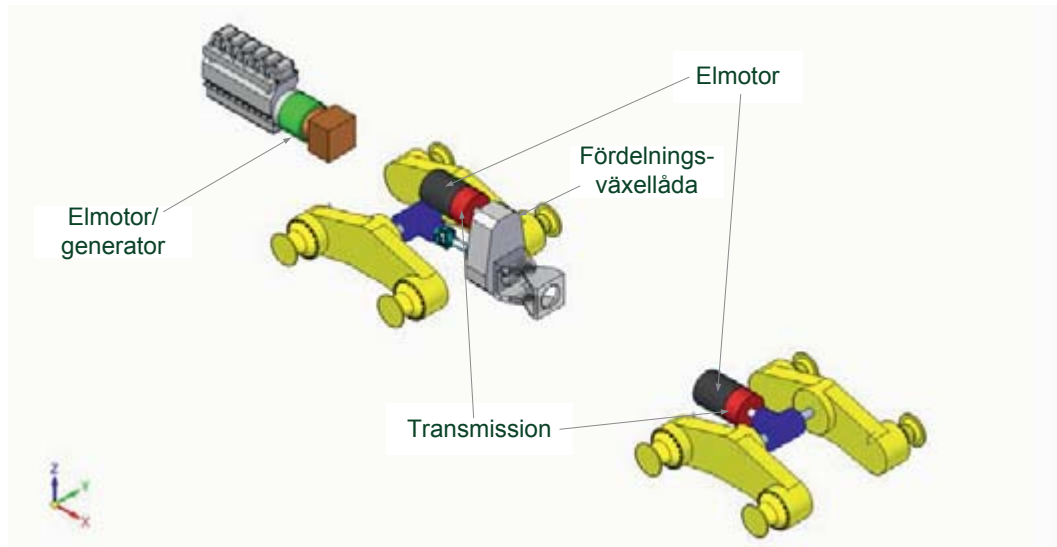
Nackdelar

- Dragkraften för enskilda hjul eller hjulpar kan inte regleras individuellt.
- Verkningsgraden mellan elmotorer och hjul beror av verkningsgraden hos differentialer samt transmissionen i boggilådorna.
- Dragkraften kan inte fördelas mellan den främre och bakre boggin, vilket innebär att elmotorernas prestanda måste dimensioneras utifrån den dragkraft som krävs vid respektive boggi.

Koncept US3

Koncept US3 är en vidareutveckling av koncept US2 där elmotorn för drivningen av den främre boggin kopplats till en fördelningsväxellåda enligt figur 88. Genom fördelningsväxellådan kan utväxlingsförhållandet till den främre drivningen ändras, vilket innebär att transmissionen för den främre drivningen inte behöver några utväxlingssteg i form av t.ex. hög och låg växel. Det kan utnyttjas vid körning i högre fart då lägre dragkraft krävs. Vid start och acceleration i låg fart utnyttjas dragkraften från den främre och den bakre elmotorn.

Då en specifik hastighet uppnås slås den bakre elmotorn ifrån samtidigt som utväxlingen i fördelningsväxellådan ändras varefter den främre elmotorn accelererar skotaren till dess högsta hastighet. För att ändra utväxlingen i fördelningsväxellådan under körning krävs att växellådan är en så kallad "powershift-växellåda".



Figur 88.
Utformningen av koncept US3.

Fördelar

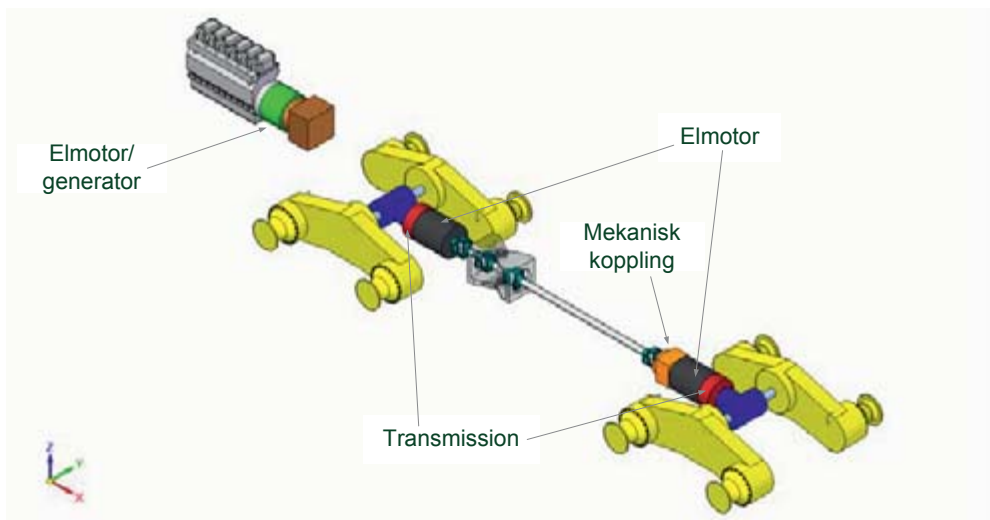
- Samma som för koncept US2
- De olika utväxlingsstegen i fördelningsväxellådan kan utnyttjas för att förändra utväxlingen mellan den främre elmotorn och den främre drivningen.

Nackdelar

- Samma som för koncept US2.
- Verkningsgraden mellan elmotor och den främre drivningen påverkas av verkningsgraden i fördelningsväxellådan.
- Fördelningsväxellådan upptar utrymme.

Koncept US4

Koncept US4 är en vidareutveckling av koncept US2 där den främre och den bakre elmotorn kan kopplas samman genom en kardanaxel och en mekanisk koppling, enligt figur 89. Det medför att den totala installerade dragkraften kan fördelas mellan samtliga hjul. Det innebär i sin tur att den erforderliga dragkraften för den främre och den bakre elmotorn blir mindre i jämförelse med koncept US2. Genom i- och urkoppling av den mekaniska kopplingen kan dragkraften mellan den främre och den bakre elmotorn regleras.



Figur 89.
Utformningen av koncept US4.

Fördelar

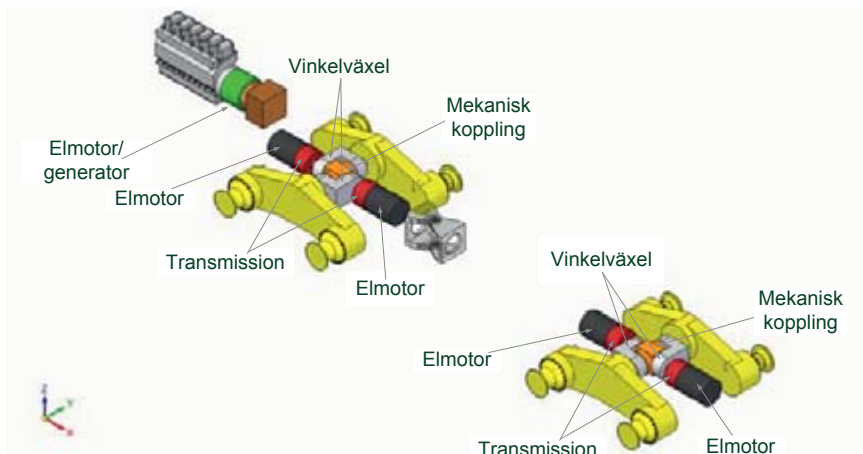
- Samma som för koncept US2.
- Dragkraften kan fördelas mellan elmotorerna, vilket innebär att den erforderliga dragkraften per elmotor minskas.
- Den elektriska överföringen mellan drivlinans komponenter tillsammans med den extra effekt som kan förmedlas från ett energilagringssystem medför att de transienta belastningarna på dieselmotorn kan minimeras eller helt tas bort.

Nackdelar

- Dragkraften för enskilda hjul eller hjulpar kan inte regleras individuellt.
- Verkningsgraden mellan elmotorer och hjulen beror på verkningsgraden hos differentialer samt transmissionen i boggilådorna.
- En mekanisk koppling måste tillföras mellan den främre och den bakre elmotorns transmission.
- Kardanaxeln tar upp utrymme i framförallt den bakre ramen, vilket medför att detta utrymme inte kan utnyttjas för t.ex. energilagringssystem.

Koncept US5

I koncept US5, som är en vidareutveckling av koncept US2, har den främre och bakre differentialen ersatts av två vinkelväxlar per boggi, enligt figur 90. Till varje vinkelväxel är en elmotor inkopplad, som genom vinkelväxeln och boggilådan driver ett hjulpar. Konstruktionen medför att dragkraften mellan hjulparen i en boggi kan regleras individuellt, vilket i sin tur medför att dragkraften kan styras till hjulparet på den sida som har bäst fäste. Mellan vinkelväxlarna sitter en mekanisk koppling som kan koppla samman två motstående vinkelväxlar, vilket möjliggör att den sammanlagda dragkraften hos de två elmotorerna, inkopplad till respektive boggilåda, kan utnyttjas för samtliga hjul över respektive boggi. Det medför att den erfordrade dragkraften som krävs av varje elmotor minskar.



Figur 90.
Utformningen av koncept US5.

Fördelar

- Dragkraften för varje hjulpar vid varje boggilåda kan regleras individuellt.
- Dragkraften över hjulen i en boggi kan, genom den mekaniska kopplingen mellan vinkelväxlarna, fördelas mellan de två elmotorerna i samma boggi.
- Den hydrostatiska transmissionen, fördelningsväxellådan, kardanaxlarna samt differentialerna kan tas bort.
- Den elektriska överföringen mellan drivlinans komponenter, tillsammans med den extra effekt som kan förmedlas från ett energilagringssystem, medför att de transienta belastningarna på dieselmotorn kan minimeras eller helt tas bort.

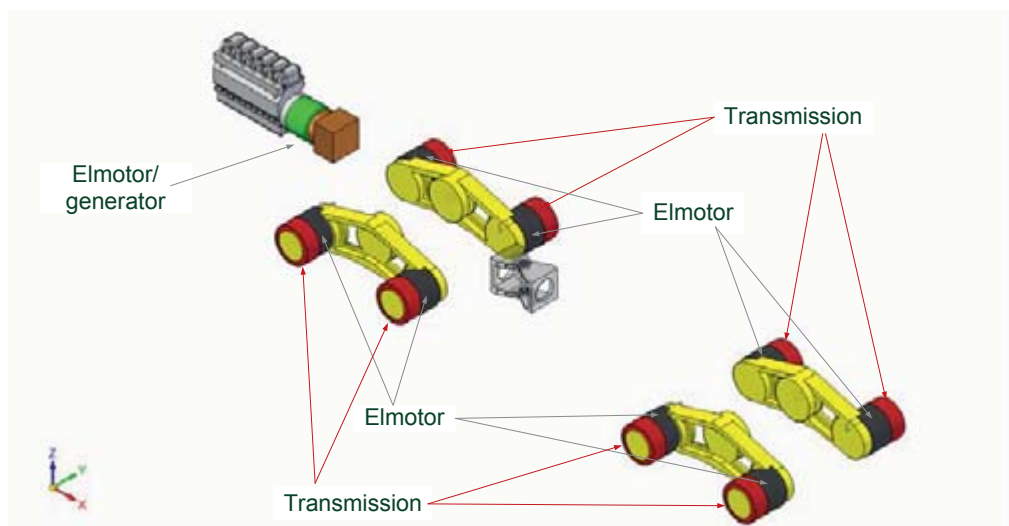
Nackdelar

- Dragkraften för enskilda hjul kan inte regleras individuellt.
- Den erforderliga dragkraften kan inte fördelas mellan elmotorerna i den främre och bakre boggin.
- Verkningsgraden mellan elmotorer och hjul beror på verkningsgraden hos transmissionen i boggilådorna.
- Vinkelväxlar samt mekaniska kopplingar måste tillföras systemet.

- Eftersom vinkelväxlarna i konceptet är placerade där de mekaniska bromsarna i dagens skotare är placerade, krävs att de mekaniska bromsarna flyttas och eventuellt konstrueras om, alternativt integreras i elmotorerna eller vinkelväxlarna.

Koncept US7

Koncept US7 är en seriehybrid drivlina med elmotorer i form av navmotorer placerade i varje hjul enligt figur 91. Konceptet liknar den konstruktion som används i elhybrid skotaren El-forest. Konfigurationen möjliggör för separat drivning av varje enskilt hjul. Detta innebär att förluster på grund av slirning mellan hjul och mark kan minimeras, genom att dragkraften för varje enskilt hjul kan regleras. Utformningen innebär också att utrymme frigörs i skotarens ram och övriga delar för bland annat energilagringssystem och kraftelektronik. Elmotorerna är i konceptet monterade i boggilådorna som i och med att de saknar transmissionselement samt transmissionsolja eventuellt kan lättas genom viktoptimering. Elmotorernas placering innebär också frihet vid utformning av ny typ av hjulupphängning. En nackdel med drivlinans utformning är att dragkraften mellan elmotorerna inte kan fördelas och att den erforderliga dragkraften som krävs vid varje hjul blir dimensionerande för elmotorerna.



Figur 91.
Utformningen av koncept US7.

Fördelar

- Dragkraften kan regleras individuellt för varje hjul för att reducera slirning hos hjulen.
- Den hydrostatiska transmissionen, fördelningsväxellådan, kardanaxlarna samt differentialerna kan tas bort, vilket frigör utrymme i skotarens främre och bakre ram, samt övriga utrymmen som i dagens skotare upptas av drivlinan.
- Boggilådorna kan, i och med att inga transmissionselement eller olja för smörjning och kylning av transmissionselementen krävs, byggas om och optimeras för lägre vikt.
- Konceptets utformning medger stor frihet vid placering av drivlinans komponenter.

- Den elektriska överföringen mellan drivlinans komponenter tillsammans med den extra effekt som kan förmedlas från ett energilagringssystem medför att de transienta belastningarna på dieselmotorn kan minimeras eller helt tas bort.
- Konceptets utformning frigör utrymme i ramen och resterande delar av skotaren som kan utnyttjas för drivlinans övriga komponenter t.ex. energilagringssystem och kraftelektronik.

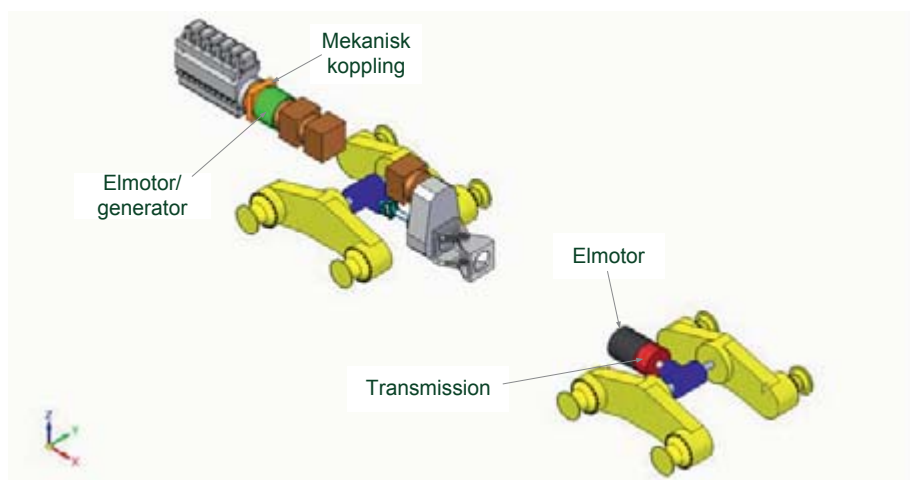
Nackdelar

- Den erforderliga dragkraften kan inte fördelas mellan elmotorerna, vilket innebär att dragkraftsbehovet vid varje hjul blir dimensionerande för respektive elmotor.
- Bromspaketen i dagens skotare måste flyttas och eventuellt konstrueras om för att kunna integreras i konceptet.
- Boggilådorna behöver konstrueras om alternativt bytas ut mot en helt ny typ för att kunna integrera elmotorer samt transmissionskomponenter.

3.3.3 Serie- och parallellhybridkoncept

Koncept USP1

Hybrid drivlinan i koncept USP1 består av både ett serie- och ett parallellsystem där kraftöverföringen till den främre drivningen sker med ett parallellhybridsystem likande det i koncept UP1 och kraftöverföringen till den bakre drivningen med ett seriehybridsystem liknande det i koncept US2 och US3, enligt figur 92. Det möjliggör reglering av dragkraften mellan den främre och den bakre drivningen.



Figur 92.
Utformningen av koncept USP1.

Fördelar

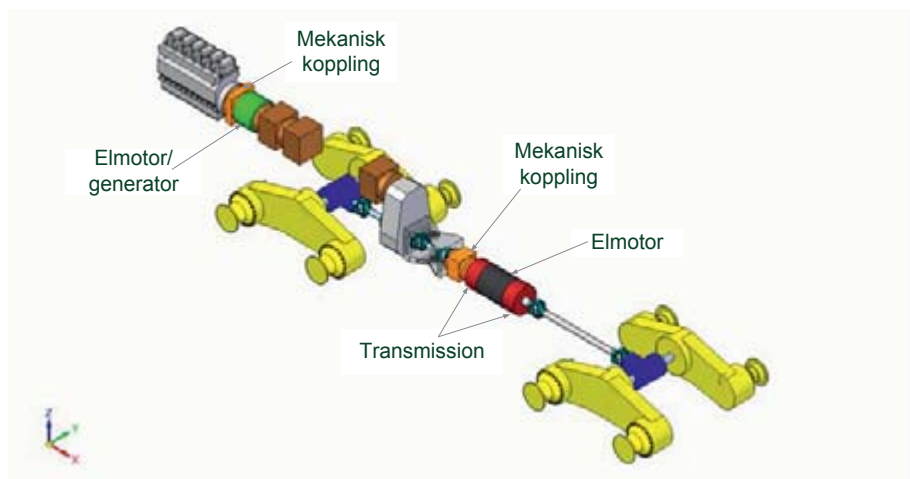
- Dragkraften för den främre respektive den bakre drivningen kan regleras individuellt.
- Vid körning under låg belastning då dragkraften hos den främre drivningen är tillräckligt stor kan elmotorn för den bakre drivningen stängas av och enbart användas för att regenerera bromsenergi.
- De transienta mekaniska belastningarna av dieselmotorn som uppkommer under vissa körförhållanden kan reduceras något i och med den elektriska effektöverföringen till den bakre elmotorn.

Nackdelar

- Den erforderliga dragkraften kan inte fördelas mellan de främre drivande komponenterna i form av dieselmotor och elmotor och den bakre elmotorn för drivning av den bakre boggin.
- Dragkraften kan inte regleras för enskilda hjul eller hjulpar.
- Få komponenter kan tas bort från den befintliga drivlinan och nya komponenter tillförs.

Koncept USP2

Koncept USP2 är en utveckling av koncept USP1 genom att drivningen av den främre och bakre boggin är mekaniskt sammankopplade med en kardanaxel och en mekanisk koppling, enligt figur 93. Konfigurationen möjliggör att den sammanlagda dragkraften från dieselmotorn och elmotorn kan fördelas över alla hjul. Det innebär att det maximala dragkraftsbehovet hos dieselmotorn och elmotorerna kan minskas eftersom den maximala dragkraften ges av summan av dragkraften hos dieselmotorn och elmotorn. Den mekaniska kopplingen möjliggör också separat reglering av dragkraften för den främre och bakre boggin.



Figur 93.
Utformningen av koncept USP1.

Fördelar

- Dragkraften för den främre respektive den bakre drivningen kan regleras individuellt.
- Den erforderliga dragkraften kan fördelas mellan de främre drivande komponenterna i form av dieselmotor och elmotor och den bakre elmotorn.
- Vid körning under låg belastning då dragkraften hos den främre drivningen är tillräckligt stor kan elmotorn för den bakre drivningen stängas av och enbart användas för att regenerera bromsenergi.
- De transienta belastningarna som uppkommer under vissa körförhållanden kan reduceras något i och med den elektriska effektöverföringen till den bakre elmotorn då den främre och den bakre drivningen genom den mekaniska kopplingen kan kopplas ifrån varandra.

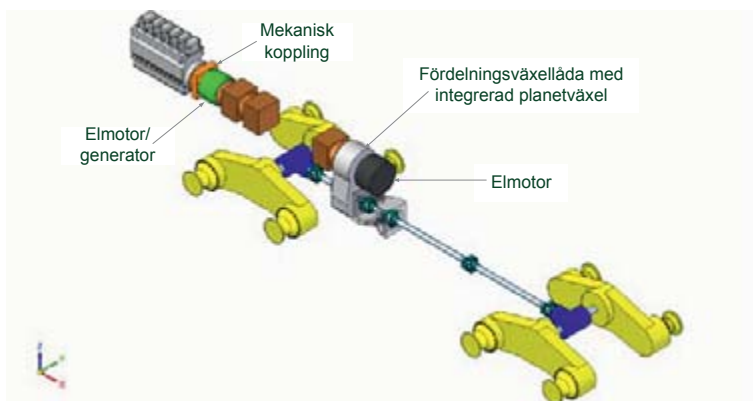
Nackdelar

- Dragkraften kan inte regleras för enskilda hjul eller hjulpar.
- Få komponenter kan tas bort från den befintliga drivlinan och nya komponenter tillförs.
- En mekanisk koppling måste tillföras systemet.
- Kardanaxeln och den mekaniska kopplingen upptar utrymme i framför allt den bakre ramen, vilket medför att detta utrymme inte kan utnyttjas för t.ex. energilagringssystem och kraftelektronik.

3.3.4 Komplexhybridkoncept

Koncept UK1

Hybrid drivlinan i Koncept UK1 är en form av komplexhybrid drivlina. Drivlinan består av en konventionell drivlina i vilken fördelningsväxellådan byggs om genom integration av en planetväxel enligt figur 94. Till planetväxeln är den hydrostatiska transmissionen inkopplad samt en elmotor som också fungerar som generator. Inspirationen till konceptet är Toyotas drivlina i hybridfordonet Prius. Tanken med konceptet är att elmotorn som är kopplad till fördelningsväxellådan ska assistera den hydrostatiska transmissionen inom de arbetsområden då den hydrostatiska transmissionens verkningsgrad minskar, t.ex. vid höga varvtal.



Figur 94.
Utformningen av koncept UK1.

Fördelar

- En stor del av den i dagens skotare befintliga drivlinan kan, genom mindre modifikationer, utnyttjas.
- På grund av elmotorns effekttillskott till drivlinan finns möjlighet till minskning ("downsizing") av dieselmotorns erforderade maximala effekt och storlek, vilket kan medföra minskad bränsleförbrukning.
- Elmotorn kopplad till fördelningsväxellådan kan assistera den hydrostatiska transmissionen genom att tillföra mekanisk effekt inom de arbetsområden då verkningsgraden för den hydrostatiska transmissionen är låg t.ex. vid höga rotationshastigheter.
- Elmotorn kan också utnyttjas för att regenerera bromsenergi.

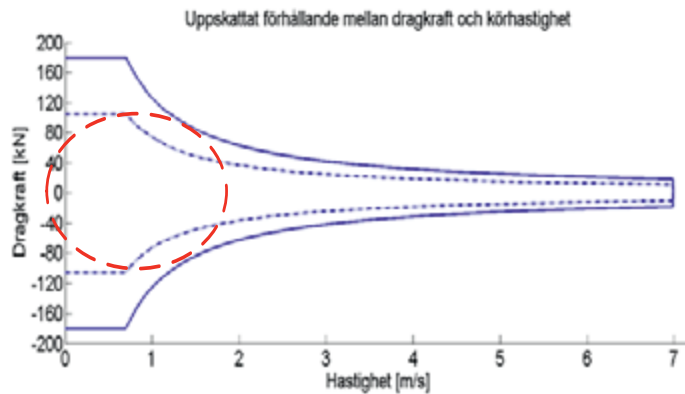
Nackdelar

- Dragkraften kan inte regleras för enskilda hjul, hjulpar eller mellan den främre och den bakre boggin.
- Begränsad möjlighet till viktnedskning.
- Fördelningsväxellådan måste konstrueras om för att kunna koppla in den elektriska motorn.
- Verkningsgraden för överföringen av effekt från elmotorn påverkas av förlusterna i den mekaniska överföringen mellan fördelningsväxellåda och hjul.
- På grund av mekaniska förluster mellan elmotor och hjul minskas förmågan till regenerering av bromsenergi.
- Inga komponenter kan tas bort från den befintliga drivlinan och nya komponenter tillförs.
- Liten möjlighet till minskning av de transienta belastningarna av dieselmotorn under körning på grund av den mekaniska och hydrostatiska kopplingen mellan dieselmotor och hjul.
- Liten möjlighet för val av placeringen av drivlinans komponenter.

3.4 KONCEPTUTVÄRDERING

3.4.1 Energiflöden i koncepten

För att analysera vilken verkningsgrad de olika koncepten har under olika körsituationer studerades energiflöden för de olika koncepten. För att uppskatta verkningsgraden vid olika driftsfall krävdes att verkningsgraden för samtliga komponenter i drivlinan och hur de beror av olika parametrar var kända. Eftersom värdena skiljer sig mellan olika skotare och drivlinor samt att en stor del av värdena saknats i examensarbetet, uppskattades utifrån information inhämtad under litteraturstudien, medelverkningsgrader för de olika komponenterna i drivlinan. Antagandena bygger på att förhållandet mellan dragkraft och körhastighet vid körning i terräng en stor del av tiden antas ligga inom ett relativt begränsat område enligt figur 95.

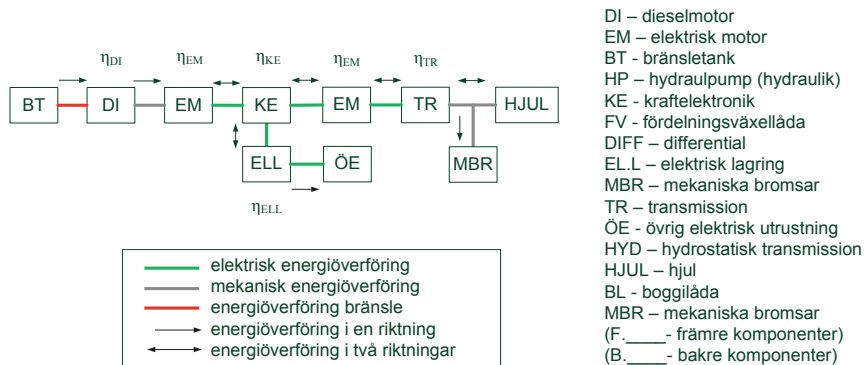


Figur 95.

Uppskattat förhållande mellan dragkraft och körhastighet samt området inom vilket en stor del av tiden vid körning i terräng antas ligga (rödmarkerat).

3.4.1.1 Energiflöden seriehybrider

Energiflödet samt dess riktning i de utvalda koncepten med seriehybrid drivlina ges av figur 96.



Figur 96.

Energioverföringen och dess möjliga riktning mellan komponenterna i seriekoncepten.

Dieselmotorn i dagens skotare har en verkningsgrad mellan 40 till 44 procent. Eftersom dieselmotorn i seriehybridkoncepten bedöms kunna köras vid en relativt konstant driftpunkt antas en medelverkningsgrad för dieselmotorn i ett seriehybridsystem till 42 procent för koncepten. Eftersom dieselmotorn arbetar vid en relativt konstant driftpunkt kommer den elmotor som är kopplad till dieselmotorn också att arbeta vid en relativt konstant driftpunkt och antogs därför kunna optimeras för en medelverkningsgrad på 90 procent.

Kraftelektroniken mellan elmotorer och energilagringssystem antogs ha en medelverkningsgrad på 95 procent. För drivningen bedöms synkrona permanentmagnetiserade elmotorer vara lämpliga. Elmotorerna för drivningen antas, vid körning i terräng, kunna arbeta vid en medelverkningsgrad på 85 procent [114]. Kraftöverföringen i fördelningsväxellådan antas ske genom tre kugghjul varför medelverkningsgraden antogs till 97 procent ($0,99^3$). I differentialerna sker kraftöverföringen (vid låst differential) mellan två koniska kugghjul med antingen rak- eller spiralkugg och medelverkningsgraden antogs därför till 96 procent. Överföringen av kraft i boggilådorna antogs ske genom tre kugghjul och medelverkningsgraden antogs därför till 97 procent ($0,99^3$).

Transmissionselementen som är kopplade till elmotorerna för drivningen antas lämpligast utgöras av en eller flera planetväxlar beroende på utväxling. Kraftöverföringen i en planetväxel kan förenklat betraktas som kraftöverföring mellan tre kugghjul (solhjul, planethjul och ringhjul) varför medelverkningsgraden i en enkel planetväxel antas till 97 procent ($0,99^3$). Två seriekopplade planetväxlar antas därför ge en verkningsgrad om 94 procent ($0,99^6$). Verkningsgraden för energilagringssystemet antogs ligga mellan 70 till 95 procent och beror av vilken typ av energilagringssystem som utnyttjas. En sammanställning av de antagna medelverkningsgraderna ges i tabell 27.

Tabell 27.
Antagna medelverkningsgrader för de olika komponenterna.

Komponent	Antagna medelverkningsgrader [%]
Dieselmotor, η_{DM}	44
Elmotor/generator, $\eta_{EM,G}$	90
Kraftelektronik, η_{KE}	95
Elmotorer drivning, η_{EM}	85
Fördelningsväxellåda, η_{FV}	97
Differential, η_{DIFF}	96
Boggilådor, η_{BL}	97
Vinkelväxellåda, η_{VV}	96
Transmissionskomponent elmotorer, $\eta_{US1,TR}, \eta_{US2,TR}, \eta_{US3,TR}, \eta_{US5,TR},$	97
Transmissionskomponent elmotorer, $\eta_{US7,TR}$	94
Befintlig drivlina, $\eta_{drivlina}$	85

Verkningsgraden för energiöverföringen mellan dieselmotor och hjul för koncept US1, US2, US3, US4, US5 och US7 ges av ekvation 131, 132, 133, 134 respektive 135.

$$\eta_{US1,DM-HJ} = \eta_{EM,G} \cdot \eta_{KE} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_{US1,TR} \cdot \eta_{BL} \quad (131)$$

$$\eta_{US2/US4,DM-HJ} = \eta_{EM,G} \cdot \eta_{KE} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_{US2/US4,TR} \cdot \eta_{DIFF} \cdot \eta_{BL} \quad (132)$$

$$\eta_{US3,DM-HJ} = \frac{\eta_{EM,G} \cdot \eta_{KE} \cdot \eta_{EM} \cdot (\eta_{US3,TR} \cdot \eta_{FV} \cdot \eta_{DIFF} \cdot \eta_{BL} + \eta_{US3,TR} \cdot \eta_{DIFF} \cdot \eta_{BL})}{2} \quad (133)$$

$$\eta_{US5,DM-HJ} = \eta_{EM,G} \cdot \eta_{KE} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_{US5,TR} \cdot \eta_{VV} \cdot \eta_{BL} \quad (134)$$

$$\eta_{US7,DM-HJ} = \eta_{EM,G} \cdot \eta_{KE} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_{US7,TR} \quad (135)$$

Verkningsgraden för energiöverföringen mellan energilagringssystem (ELL) och hjul för koncept US1, US2, US3, US4, US5 och US7 ges av ekvation 136, 137, 138, 139 respektive 140.

$$\eta_{US1,ELL-HJ} = \eta_{KE} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_{US1,TR} \cdot \eta_{BL} \quad (136)$$

$$\eta_{US2/US4,ELL-HJ} = \eta_{KE} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_{US2/US4,TR} \cdot \eta_{DIFF} \cdot \eta_{BL} \quad (137)$$

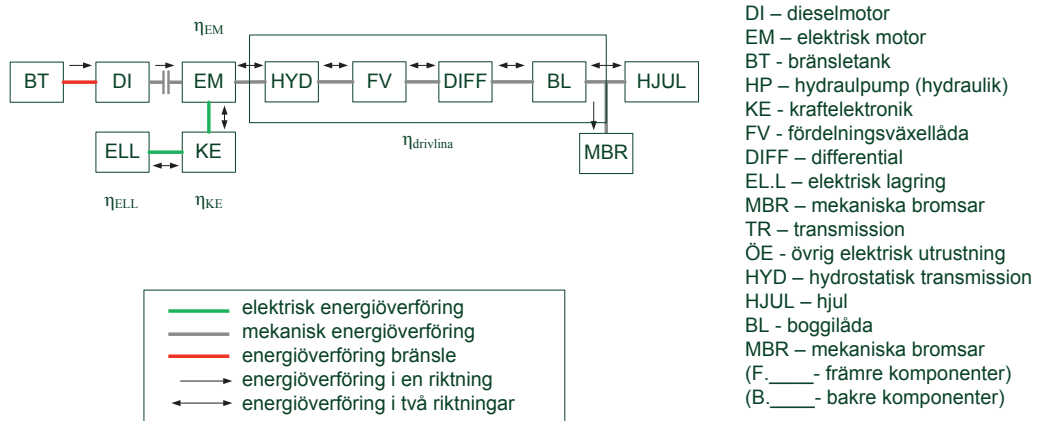
$$\eta_{US3,DM-HJ} = \frac{\eta_{KE} \cdot \eta_{EM} \cdot (\eta_{US3,TR} \cdot \eta_{FV} \cdot \eta_{DIFF} \cdot \eta_{BL} + \eta_{US3,TR} \cdot \eta_{DIFF} \cdot \eta_{BL})}{2} \quad (138)$$

$$\eta_{US5,DM-HJ} = \eta_{KE} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_{US5,TR} \cdot \eta_{VV} \cdot \eta_{BL} \quad (139)$$

$$\eta_{US7,DM-HJ} = \eta_{KE} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_{US7,TR} \quad (140)$$

3.4.1.2 Energiflöden parallellhybrider

Energiflödet samt dess riktning i de utvalda koncepten med parallellhybriddrivlina ges av figur 97.



Figur 97.

Energiöverföringen och dess möjliga riktning mellan komponenterna i parallellhybridkoncepten.

Eftersom dieselmotorn i parallellhybridkoncepten är mekaniskt kopplad till drivlinan antas de transienta belastningarna av dieselmotorn endast kunna reduceras måttligt varför en medelverkningsgrad för dieselmotorn i parallellhybridkoncepten antogs till 38 procent.

I övrigt antas verkningsgraden för resterande komponenter vara samma som för seriehybridkoncepten. Verkningsgraden för energiöverföringen mellan dieselmotor och hjul för koncept UP1 och UP2, ges av ekvation 141 respektive 142.

$$\eta_{UP1,DM-HJ} = \eta_{drivlina} \quad (141)$$

$$\eta_{UP2,DM-HJ} = \eta_{drivlina} \quad (142)$$

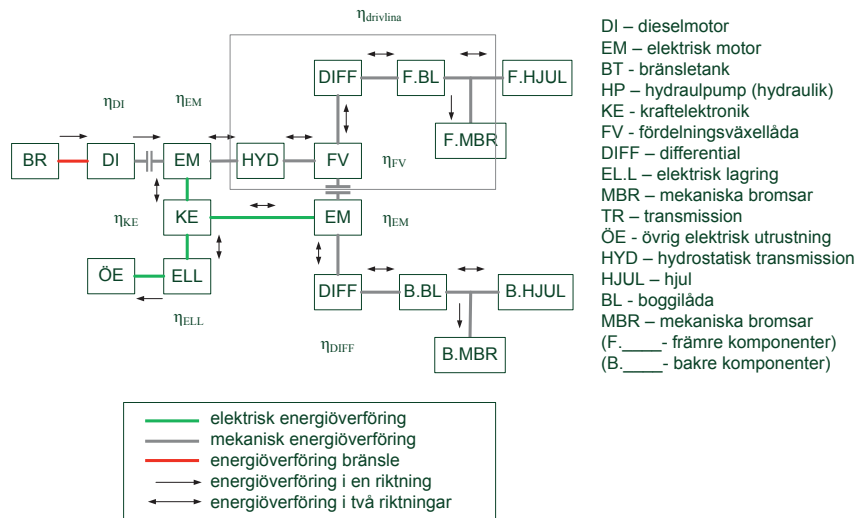
Verkningsgraden för energiöverföringen mellan energilagringssystem (ELL) och hjul för koncept UP1 och UP2, ges av ekvation 143 respektive 144.

$$\eta_{UP1,ELL-HJ} = \eta_{KE} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_{drivlina} \quad (143)$$

$$\eta_{UP2,ELL-HJ} = \eta_{KE} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_{UP2,TR} \cdot \eta_{S,DIFF} \cdot \eta_{BL} \quad (144)$$

3.4.1.3 Energiflöden serie- och parallellhybrider

Energiflödet samt dess möjliga riktning i de utvalda koncepten med serie- och parallellhybriddrivlina ges av figur 98.



Figur 98.
Energiöverföringen och dess möjliga riktning mellan komponenterna i serie/parallellhybridkoncepten.

Dieselmotorn i serie- och parallellhybridkoncepten är mekaniskt kopplad till den främre drivningen medan kopplingen till den bakre drivningen sker elektriskt. De transienta belastningarna av dieselmotorn antas därför kunna reduceras mer än för parallellhybridkoncepten varför en medelverkningsgrad för dieselmotorn i serie- och parallellhybridkoncepten antogs till 40 procent. I övrigt antogs verkningsgraden för resterande komponenter vara samma som för seriehybridkoncepten. Verkningsgraden för energioverföringen mellan dieselmotor och hjul för koncept UP1 och UP2, ges av ekvation 145.

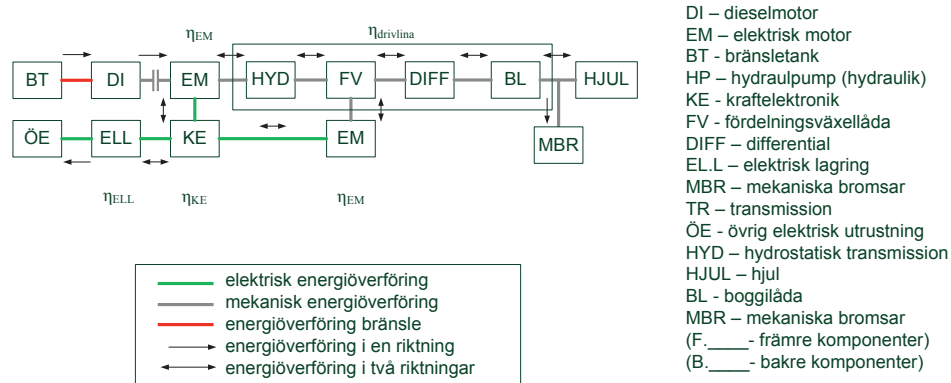
$$\eta_{USP1/USP2,DM-HJ} = \frac{\eta_{drivlina} + \eta_{EM,G} \cdot \eta_{KE} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_{USP1/USP2,TR} \cdot \eta_{BL}}{2} \quad (145)$$

Verkningsgraden för energioverföringen mellan energilagringssystem (ELL) och hjul för koncept UP1 och UP2, ges av ekvation 146.

$$\eta_{USP1/USP2,ELL-HJ} = \frac{\eta_{KE} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_{drivlina} + \eta_{KE} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_{USP1,TR} \cdot \eta_{BL}}{2} \quad (146)$$

3.4.1.4 Energiflöden komplexhybrider

Energiflödet samt dess möjliga riktning i det utvalda konceptet med komplexhybrid drivlina ges av figur 99.



Figur 99.

Energioverföringen och dess möjliga riktning mellan komponenterna i komplexhybridkonceptet.

Energiflödena för de olika effektbehovssituationer; medeleffekt, över medel effekt och effekt vid inbromsning ges i bilaga B.

Eftersom dieselmotorn i komplexhybridkonceptet är mekaniskt kopplad till drivlinan antas de transienta belastningarna av dieselmotorn endast kunna reduceras måttligt varför en medelverkningsgrad för dieselmotorn i komplexhybridkonceptet antogs till 40 procent.

I övrigt antogs verkningsgraden för resterande komponenter vara samma som för seriehybridkoncepten. Verkningsgraden för energioverföringen mellan dieselmotor och hjul för koncept UK1 ges av ekvation 147.

$$\eta_{UK1,DM-HJ} = \eta_{drivlina} \quad (147)$$

Verkningsgraden för energiöverföringen mellan energilagringssystem (ELL) och hjul för koncept UK1 ges av ekvation 148.

$$\eta_{UK1,ELL-HJ} = \eta_{KE} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_{FV} \cdot \eta_{DIFF} \cdot \eta_{BL} \quad (148)$$

I tabell 28 sammanställs de olika verkningsgraderna för de utvalda koncepten.

Tabell 28.

Sammanställning av uppskattade verkningsgrader för de olika koncepten.

Koncept	Verkningsgrad energiöverföring mellan dieselmotor och hjul	Verkningsgrad energiöverföring mellan bränsletank och hjul	Verkningsgrad energiöverföring mellan energilagringssystem och hjul
US1	0,68	0,29	0,76
US2	0,77	0,32	0,73
US3	0,65	0,27	0,72
US4	0,77	0,32	0,73
US5	0,66	0,28	0,73
US7	0,69	0,29	0,76
UP1	0,85	0,32	0,68
UP2	0,85	0,32	0,73
USP1	0,77	0,31	0,72
USP2	0,77	0,31	0,72
UK1	0,85	0,32	0,73

3.4.2 Konceptutvärdering egenskaper

De utvalda konceptens egenskaper utvärderades i fem olika kategorier; prestanda, ekonomi, layout modularitet och robusthet. De olika kategorierna beskrivs nedan.

3.4.2.1 Prestanda

Vid utvärderingen av prestanda studerades och värderades de uppskattade värdena för verkningsgraderna från avsnittet ”Energiflöden i koncepten”. För prestandautvärderingen utvärderas också vilken maximal effekt och dragkraft som krävs för de olika koncepten. En hög installerad dragkraft ger skotaren en god prestanda och snabb respons, vilket kan vara fördelaktigt. Den erforderade installerade effekten påverkar egenskaper och prestandakrav hos dieselmotor, energilagringssystem, elmotorer samt kraftelektronik. Bland annat påverkar effektbehovet komponenternas egenskaper i form av vikt och storlek och ett ökat effektbehov medför större och tyngre komponenter. Egenskaperna påverkar också kostnaderna för komponenterna där en hög effekt antas medföra ökade kostnader.

I prestandautvärderingen utvärderades också möjligheten till individuell reglering av dragkraften mellan enskilda hjul, hjulpar och boggin, samt möjligheten till fördelning av dragkraften mellan olika drivande komponenter. Elmotorernas verkningsgrad beror bland annat på driftspunkt med avseende på varvtal och belastningsmoment. Verkningsgraden kan därför, enligt [62], under vissa situationer höjas genom att öka belastningen. För de utvalda koncepten där drivningen sker med flera elmotorer kan verkningsgraden för vissa driftssituationer höjas genom att enbart driva fordonet med ett visst antal elmotorer som då belastas mer. Möjligheten att utnyttja denna egenskap ökar ju bättre regleringen av dragkraften är vid hjulen. Andra parametrar som utvärderades hos de utvalda koncepten är möjligheten till reduktion av transienta belastningar av

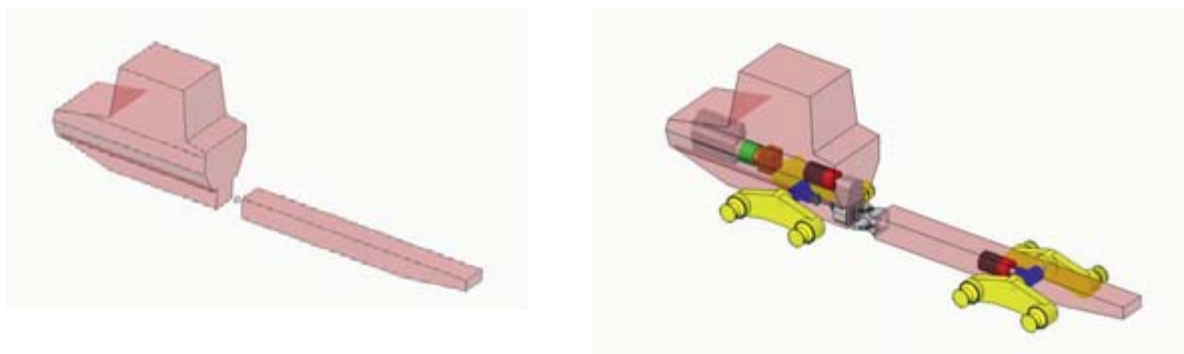
dieselmotorn samt möjligheten att utnyttja utväxlingen i fördelningsväxellådan. En mer utförlig beskrivning och resultatet av prestandautvärderingen redovisas i Bilaga 2, Prestanda.

3.4.2.2 Ekonomi

För att utvärdera de ekonomiska aspekterna för de utvalda koncepten analyseras koncepten uppbyggnad i form av antalet nya komponenttyper som måste tillföras dagens drivlina samt det totala antalet komponenttyper som de utvalda koncepten består av. För de ekonomiska aspekterna utvärderades också vilka omkonstruktioner som antas behöva göras för att integrera drivlinan i dagens skotare samt var de behöver göras. Utifrån ett antal parametrar betygsattes de olika koncepten. Utifrån betygsättning rangordnades sedan koncepten. Resultatet från utvärderingarna redovisas i Bilaga 2, Ekonomi.

3.4.2.3 Layout

I detta avsnitt analyserades konceptens layout med hjälp av en utrymmesmodell i form av en framtagen CAD-modell som representerar skotarens övriga utrymmen, se figur 100. Dimensionerna för CAD-modellen har uppskattats utifrån specifikationer för de två referensskotarna Valmet 860.4 [117] och Rottne F15 [118]. De utvalda koncepten integrerades sedan i den framtagna utrymmesmodellen för de olika utvärderingsmomenten.



Figur 100.

Till vänster utrymmesmodellen och till höger ett av koncepten integrerat i utrymmesmodellen för analyser.

De utvalda konceptens layout utvärderades i form av frihet vid placering av konceptens komponenter, risken för utrymmesbrist för komponenterna samt vilket utrymme som finns för övriga komponenter som ingår i konceptens hybridssystem vid integreringen av koncepten i dagens skotare. Utvärderingarna delades upp i tre olika kategorier:

- Frihet vid placering av komponenter.
- Risk för utrymmesbrist.
- Utrymme för övriga komponenter.

Beskrivning och resultatet från utvärderingarna redovisas i BILAGA B, Layout.

3.4.2.4 Modularitet

För att utvärdera möjligheten att minska antalet enskilda komponenter i koncepten genom att sammanfoga enskilda komponenter till moduler studerades de olika komponenternas geometriska förhållande till varandra. Moduler antogs kunna skapas i koncepten genom sammanfogning av nya tillförda komponenter samt genom sammanfogning av nya komponenter och befintliga komponenter. För att kunna jämföra moduluppbyggnaden av de utvalda koncepten skapas en modulariseringsfaktor (MF) som anger förhållandet mellan antalet huvudkomponenttyper i drivlinan som antas kunna sammanfogas till moduler ($AHKTM$) och det totala antalet huvudkomponenttyper ($AHKT$) enligt ekvation 149.

$$MF = \frac{AHKTM}{AHKT} \quad (149)$$

Utifrån värdet på modulariseringsfaktorn jämförs och rangordnas de utvalda koncepten, där ett högt värde på modulariseringsfaktorn ger en hög placering. Beskrivning och resultat från utvärderingen ges i BILAGA B, Modularitet.

3.4.2.5 Robusthet

Robustheten för koncepten definierades med avseende på tillförlitligheten och känsligheten mot yttre påverkan samt redundansen hos systemen. Tillförlitligheten i koncepten beror bland annat på de enskilda komponenternas tillförlitlighet och tillförlitligheten då komponenterna kopplas samman. För att kunna utvärdera tillförlitligheten krävdes omfattande statistik om typer av fel som kan uppkomma, sannolikheten för fel samt felfrekvensen. Underlag för detta har inte funnits tillgängligt under examensarbetet och tillförlitligheten har därför inte kunnat analyseras. Känsligheten mot yttre påverkan har inte heller analyserats i examensarbetet. Robustheten för de utvalda koncepten har därför enbart analyserats med avseende på redundansen i systemen.

För att analysera redundansen i de utvalda koncepten studerades hur kraftöverföringen mellan dieselmotor, elmotor eller elmotorer och hjul sker. Redundansen i systemen har värderats utifrån om:

- Drivningen kan ske både elektriskt och mekaniskt.
- Kraftöverföringen mellan den främre och den bakre drivningen kan kopplas i och ur.
- Drivningen sker individuellt för enskilda hjul, hjulpar eller boggi.

En mer detaljerad beskrivning av utvärderingen av redundansen samt resultatet av utvärderingen ges i Bilaga 2, Robusthet.

3.4.3 Sammanställning av resultat

Resultatet från utvärderingen av ekonomi, layout, prestanda och robusthet sammanställdes i tabell 29. I tabellen summeras placeringarna från de olika utvärderingsmomenten och en total placering av koncepten beräknas.

Tabell 29.
Sammanställning av resultatet från utvärderingarna.

	Koncept										
Utvärdering	US1	US2	US3	US4	US5	US7	UP1	UP2	USP1	USP2	UK1
Prestanda	2	4	5	3	3	1	6	4	4	4	6
Ekonomi	7	4	5	8	13	11	3	11	6	7	9
Layout	9	5	5	6	7	5	13	14	10	11	14
Modularitet	1	1	2	4	1	1	6	5	3	3	3
Robusthet	4	6	6	3	3	1	5	5	3	2	5
Summa	23	20	23	24	27	19	33	39	26	27	37
Placering	3	2	3	4	6	1	7	9	5	6	8

4 Vidareutvärdering av koncept

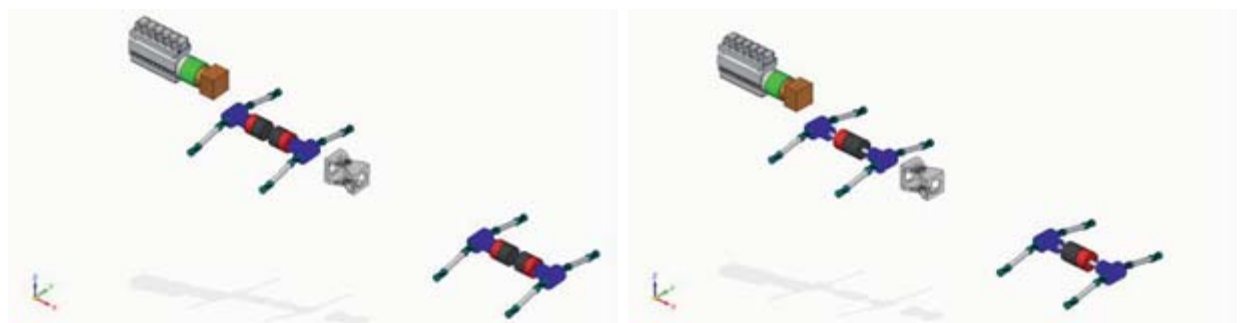
4.1 UTVÄRDERING AV KONCEPT

4.1.1 Val av koncept för vidare utvärdering

Utifrån utvärderingen av de utvalda koncepten valdes ett koncept som antogs kunna tillämpas och integreras på kort sikt samt ett koncept som kräver större modifikationer men som har stor potential på lång sikt. De koncept som erhåller de högsta placeringarna är koncept US2 och US7. US2 valdes som ett konceptförslag för implementering på kort sikt, medan US7 som antogs ha stor potential men också kräver mer omfattande modifikationer för att kunna integreras i dagens skotare och valdes som ett konceptförslag på längre sikt.

Eftersom de transienta belastningarna av dieselmotorn, som uppstår vid olika körsituationer, har stor inverkan på verkningsgraden för dieselmotorer har de stor betydelse vid valet av koncept. Eftersom parallell- och serie/parallellhybrid drivlinorna enbart antas ge en begränsad respektive måttlig reduktion av de transienta belastningarna på grund av den mekaniska kopplingen till dieselmotorn och enbart seriehybrid drivlinorna har möjlighet att kraftigt reducera eller helt avlägsna de transienta belastningarna valdes att enbart gå vidare med seriehybrid koncepten i examensarbetet.

Koncept US7 ger också möjligt till integrering av systemet i andra typer av fordon eftersom komponenterna inte är låsta vid en specifik konstruktion. Koncepten med seriehybrid drivlina ger också möjlighet till att i framtiden byta ut förbränningsmotorn som energiomvandlare till t.ex. bränsleceller eller andra energiomvandlare från vilka energiöverföringen sker elektriskt. I figur 101 och 102 illustreras ytterligare konfigurationer i fordon med annan typ av hjulupphängning.



Figur 101.
Två möjliga konfigurationer för elmotorer och transmissioner i koncept US2.



Figur 102.
Två möjliga konfigurationer för elmotorer och transmissioner i koncept US7.

5 Diskussion och slutsatser

5.1 REKOMMENDATIONER FÖR FRAMTIDA ARBETE

För framtida arbete föreslås att mer detaljerade körcykler tas fram som kan utnyttjas för att genomföra simuleringar av olika typer av drivlinor och för att bättre kunna jämföra framtagna koncept med befintliga maskiner. Ett av de koncept som inte valdes ut men som skulle kunna vara intressant att utvärdera vidare är koncept UK1 som består av en modifierad fördelningsväxellåda kopplad till en elmotor. Tanken med detta koncept är att utnyttja elmotorn kopplad till fördelningsväxellådan för att assistera den hydrostatiska transmissionen vid driftssituationer då verkningsgraden för den hydrostatiska transmissionen är låg. Det som skulle vara intressant att utvärdera vidare med detta koncept är utformningen av den modifierade fördelningsväxellådan för att kunna koppla in elmotorn för att se om den totala verkningsgraden kan höjas med detta system.

US2

För fortsatt arbete med koncept US2 föreslås att placeringen och kopplingen mellan elmotorerna och den främre och bakre differentialen utvärderas samt en utvärdering av vilken typ av transmission som krävs mellan elmotorerna och differentialerna. För den främre motorn krävs också att det tillgängliga utrymmet under hytten studeras närmare.

US7

För framtida arbete med koncept US7 föreslås studier av hur elmotorerna ska integreras i boggilådorna samt hur mycket boggilådornas vikt skulle kunna reduceras genom en viktoptimering alternativt hur drivlinan kan utnyttjas för nya typer av hjulupphängningar.

En detalj som också skulle vara värdefull att studera är hur mekaniska bromsarna kan integreras samt hur de ska utformas och konstrueras. Den geometriska samhörigheten mellan drivlinans komponenter innebär en möjlighet till sammanfogning av komponenter till moduler. Hur integreringen av komponenterna kan göras skulle därför vara intressant att vidareutveckla.

Moduluppbyggnaden av drivlinan innebär också större möjligheter att integrera drivlinan i andra typer av fordon t.ex. skördare. Eftersom skördare utelämnats från i detta examensarbete skulle en utvärdering av möjligheten till integration av drivlinan i skördare vara intressant att utreda. Konceptet medför också en flexibel utformning av resterande delar av skotaren. Det skulle därför vara intressant att utreda om och hur utformningen och konstruktionen av övriga delar som skotaren består av kan modifieras och förbättras.

Utifrån den utförda litteraturstudien framgick att kraftiga transienta belastningarna av dieselmotorn förekommer vid arbete med kran och grip. Ett alternativ som därför skulle vara intressant att studera är elektrifiering av drivningen av hydraulpumpen och om detta skulle kunna utnyttjas för att regenerera energi vid negativt arbete som t.ex. förekommer när kranen sänks.

Eftersom skotare vid terrängkörning framförs med en relativt konstant hastighet finns möjlighet att höja den totala verkningsgraden vid terrängkörning genom att optimera elmotorn eller elmotorerna för hög verkningsgrad inom detta driftområde. Bestämning av detta driftområde samt hur elmotorerna kan optimeras för detta driftområde skulle därför kunna utredas.

5.2 DISKUSSION

Examensarbete var utifrån uppdragsbeskrivningen öppet, vilket gav en stor frihet vid val av angreppssätt och lösningsmetod. Det medförde dock att en stor informationsmängd var tvungen att inhämtas innan en specifik metod för projektet kunde fastställas.

Hybridteknik för olika typer av fordon är idag ett mycket uppmärksammat ämne och många olika företag, högskolor och universitet forskar om och utvecklar olika typer av hybridteknik och komponenter för hybridteknik. Det innebär i sin tur att det finns en enorm informationsmängd som kontinuerligt ökar inom ämnet hybridteknik. Det har därför varit tidskrävande och komplext att få en samlad uppfattning vilken information som kan vara relevant för ett examenarbete. Även ämnesområdet skogsmaskiner och körning i terräng har varit nya områden att sätta sig in i. En stor del av projektet har därför ägnats för informationssökning och litteraturstudier. I referensramen redovisas därför också en hel del information som inte direkt utnyttjas i det fortsatta arbetet. Denna information har dock tagits med för att ge en bättre förståelse och överblick i ämnena hybridteknik och skogsmaskiner. Informationen kan också användas som stöd vid framtida arbeten inom ämnet. Eftersom ingen kravspecifikation upprättats eller fanns tillgänglig för examenarbetet gick mycket tid åt till att ta fram en produktspecifikation för konceptet.

Eftersom många antaganden och uppskattningar gjorts i detta projekt bör utvärderingen av de utvalda koncepten främst ses som en relativ jämförelse mellan de olika koncepten samt indikationer på för och nackdelar i jämförelse med en konventionell drivlina. Koncepten i examenarbetet har främst tagits fram som förslag på lösningar och möjligheter med olika konfigurationer och kan användas som stöd vid utveckling av drivlinor.

Vid framtagning av specifikationerna i produktspecificeringen inhämtades en stor del av informationen från olika företags hemsidor, rapporter och produktbroschyrer och det har därför också varit svårt att verifiera mycket av informationen. Samtidigt har många antaganden gjorts, vilket ytterligare försvårar verifieringen. Så långt det varit möjligt har dock flera källor utnyttjats för att kontrollera informationen.

De beräknade värdena som togs fram genom skapandet av en modell för kraftberäkning samt de framtagna körcyklerna har inte kunnat verifieras mot verkliga förhållanden och ger därför bara en uppskattning om storleken för dessa värden. Vid jämförelse av värdena med information från olika källor som behandlar liknande system visade sig dock värdena ligga inom ett rimligt storleksområde.

Beräkningar av den maximala och erforderliga dragkraften mellan hjul och underlag vid olika former av separat drivning av skotarens hjul visar att väsentligt större totala dragkraft behöver installeras i jämförelse med en drivlina där

den installerade dragkraften kan överföras till de hjul som kan överföra störst dragkraft.

Eftersom utvärderingsmetoden med uppställda parametrar tagits fram av en person som också utfört utvärderingen har det varit svårt att fastställa om utvärderingsmetoden och dess parametrar ger en korrekt och objektiv bild av de olika koncepten. Resultatet från utvärderingen har därför också varit svårt att värdera, dock antas resultatet från utvärderingen ge indikationer på för och nackdelar för de olika koncepten.

De två koncept som valts ut bedöms ha stor potential att uppnå de fastställda målen. Koncept US3 har fördelarna av att få komponenter krävs samt att många av komponenterna i drivlinan i dagens skotare kan tas bort, vilket innebär att utrymme frigörs för bland annat energilagringssystem och kraftelektroteknik. En mindre dieselmotor kan också användas, eftersom elmotorerna dimensioneras för den maximala effekten. Vid maximal effekt matas elmotorerna med elektrisk effekt från en generator kopplad till dieselmotorn samt från energilagringssystemet.

Konstruktionen och funktionen hos koncept US7 ger möjlighet till minskade markskador och effektförluster på grund av minskad slirning mellan hjul och underlag eftersom dragkraften kan regleras individuellt för varje hjul. Ett moment där stort rullmotstånd förekommer är vid styrning, på grund av de olika långa vägar som däcken på de båda sidorna behöver färdas. Rullmotståndet skulle kunna minskas med hjälp av den i koncept US7 individuella regleringen av dragkraften för varje hjul. Eftersom dieselmotorn i de utvalda koncepten inte är mekaniskt kopplad till drivlinan antas de transienta belastningarna av dieselmotorn kunna avlägsnas, vilket kan höja verkningsgraden hos dieselmotorn.

Koncept US7 antas också genom möjligheten att utforma drivlinan som moduler, att utan alltför omfattande modifieringar kunna integreras i skördare och andra typer av arbetsfordon. Detta ger i sig flera fördelar, bland annat skulle ett system uppbyggt enligt US7 kunna tillverkas i en större serie och på det sättet få ned kostnaden för enskilda komponenter i systemet.

Den maximala medeleffekten som togs fram med hjälp av de framtagna kör cyklerna bedöms vara relativt hög och beror till stor del av kör cyklernas utformning. Jämförs den maximala medeleffekten med uppgifter om den maximala medeleffekten för den befintliga elhybridskotaren El-forest är den maximala medeleffekten för kör cyklerna nästan 10 kW högre. Medelvärdet för medeleffekten i de olika kör cyklerna är dock mer än 10 kW lägre än det maximala värdet.

Fyrkvadrantomvandlaren, som beskrivs i referensramen, är fortfarande under utveckling och har därför inte tagits med i konceptframtagningen. Det är dock en intressant teknik som i framtiden antas ha stor potential för hybriddrivlinor, framför allt för arbetsmaskiner såsom skotare och skördare. Genom att utnyttja fyrkvadrantomvandlaren skulle de transienta belastningarna kunna reduceras kraftigt eller helt elimineras samtidigt som drivlinan både kan drivas som en parallell hybrid och en seriehybrid. Systemet möjliggör också för variabel utväxling av varvtal och moment mellan förbränningsmotor och hjul, och reducerar därför behovet av en transmission med flera utväxlingssteg.

För att utföra en mer detaljerad utvärdering av koncepten krävs att ett specifikt fordon väljs ut samt att information om fordonet och dess komponenter inhämtas. Relevanta körcykler och driftsförhållanden behöver också tas fram för att bättre kunna dimensionera drivlinans komponenter.

Information från olika källor under litteraturstudien gör gällande att stora förluster förekommer i hydraulsystemen för kran och grip. Under arbete med hydrauliken vid olika arbetsmoment uppkommer stora transienta belastningar. Eftersom hydraulpumpen i dagens skotare är mekaniskt kopplad till skotarens dieselmotor fortplantar sig dessa transienta belastningar till dieselmotorn, vilket enligt uppgift kan leda till ökad bränsleförbrukning och emissioner.

Belastningarna på dieselmotorn från det hydrauliska systemet skulle kunna reduceras eller helt avlägsnas genom att den mekaniska kopplingen mellan hydraulpump och motor avlägsnas, t.ex. genom att driva hydraulpumpen med en elmotor. Detta system skulle också kunna utnyttjas för att ta tillvara energin då belastningen är negativ.

Ett system som också skulle vara intressant att titta närmare på är det system som används i grävmaskinen PC200-8 Hybrid där en elmotor tar tillvara på rotationsenergin vid vridning av maskinens överdel. Detta system skulle eventuellt kunna implementeras i skotarens kran. Alternativt skulle skotarkranen helt kunna drivas med av elmotorer.

Av de koncept som valdes för utvärdering finns flera som har potential att kunna tillämpas i olika skotares drivlinor. Två av dessa är UP1 och UK1, som skulle kunna ha stor potential och inte kräva allt för omfattande modifikationer för att kunna implementeras i dagens skotare. Koncept UK1 bedöms ha potential att höja verkningsgraden i drivlinan genom att assistera den hydrostatiska transmissionen vid driftsfall då denna har låg verkningsgrad.

Koncepten med både serie- och parallellsystem har fördelen att en stor del av dagens drivlina kan utnyttjas samtidigt som seriehybridsystemets egenskaper kan utnyttjas i form av snabb reglering och ökad möjlighet till regenerativ bromsning. Dock medför koncepten att ett stort antal komponenttyper krävs.

De uppskattade verkningsgraderna för koncepten visade att parallell och serie- och parallellhybridkoncepten har en relativt hög medelverkningsgrad. Siffrorna bygger dock på att den hydrostatiska transmissionen har en relativt hög medelverkningsgrad. Medelverkningsgraden för seriehybridkoncepten visade sig generellt ha en något lägre medelverkningsgrad jämför med parallell- och serie- och parallellkoncepten. Seriehybridkoncepten antas dock ha stor potential att i

framtiden få en högre verkningsgrad eftersom den tekniska utvecklingen av bland annat elmotorer och styrningen av dessa ständigt går framåt.

5.3 SLUTSATSER

Koncepten som valts som konceptförslag för en dieselelektrisk drivlina bedöms ha stor potential och förmåga att uppnå de mål i form av högre verkningsgrad, minskad markpåverkan, modulärt system samt kraven på robusthet som ställts upp i uppdragslydelsen. Valet av drivlina påverkas av olika skotares specifika konstruktion och kan skilja sig mellan olika typer av skotare. Flera och mer utförliga utvärderingar av de utvalda koncepten skulle kunna ge en bättre bild av de olika konceptens egenskaper och lämplighet.

- De utvalda koncepten bedöms utifrån utvärderingen ha stor potential att uppnå de uppställda målen med uppdraget.
- De utvalda koncepten bedöms också ha potential att med vissa modifikationer kunna integreras i andra typer av fordon, t.ex. skördare.
- Utformningen av de utvalda koncepten förenklar vid framtida uppgraderingar av konceptens komponenter.
- Det elektriska gränssnittet mellan dieselmotor och drivmotorer möjliggör också för att i framtiden kunna byta ut den primära energiomvandlaren (dieselmotorn) mot t.ex. bränsleceller.
- Utformningen av koncept US7 frigör utrymme i resterade delar av skotaren, vilket möjliggör för förbättringar och modifikationer av skotarens utformning.
- Många av de framtagna koncepten är intressanta och bör därför utvärderas vidare.
- De framtagna koncepten och utvärderingen av dessa har utförts av en person varför resultatet är svårt att värdera.

6 Referenser

Alaküla M., "Hybrid Drive Systems for Vehicles - System Design and Traction Concepts", Lunds tekniska högskola, 2006. [39]

användning. SMP Svensk Maskinprovning AB

Baes J., "Vibrationsdämpning av skotare", arbetsrapport från Skogforsk nr 667, 2008. [129]

Berg, S., "Terrängtypschema för skogsarbete", Skogforsk, 1995, Oskarshamn, ISBN 91-7614-035-0. [36]

Löfgren, B. Uppdragsbeskrivning. 2010. [14]

Bosch, "Automotive Handbook", 4th edition, Robert Bosch GmbH, 1996. [30]

Brunberg T., "Bränsleförbrukning hos skördare och skotare vecka 13 och 39, 2006", Arbetsrapport nr. 629, Skogforsk, 2006. [26]

Brunberg T., Erikson G., Granlund P., Löfgren B., Löfroth C., Nordén B., "Test av åtta mellanstora skotare", resultat nr 20, Skogforsk, 2000 (sök 2010-09-27). [77]

Brunberg T., Granlund P., "Bestämning av bränsletal för skotare", TSG-rekommendation 2005-01, Skogforsk, 2005-01-25. [75]

Burke A., Miller M., Van Gelder E., "Ultracapacitors and Batteries for Hybrid Vehicle Applications", presented at the 23rd International Battery, Hybrid and Fuel Cell

- Electric Vehicle Symposium and Exhibition (EVS-23), Anaheim, 2-5 December 2007. [93]
- CAD-programvara, Solid Edge ST2, version 102.00.00.116, Siemens 2008. [127]
- Carlsson E., *"Modeling Hydrostatic Transmission in Forest Vehicle"*, eExamensarbete LITH – ISY - EX -- 06/3801 - - SE, Department of Electrical Engineering, Linköpings Universitet[69]
- Dhameja S., *"ELECTRIC VEHICLE BATTERY SYSTEMS"*, Newnes Butterworth–Heinemann 2002, ISBN 0-7506-9916-7.[87]
- Diskussioner med Björn Löfgren vid Skogforsk. [17]
- Doddannavar R., Barnard A., *"Practical Hydraulic Systems Operation and Troubleshooting for Engineers and Technicians"* pp 66, Newnes, Oxford,2005. [99]
- Doerffel D., Sharkh S.A., *"A critical review of using the Peukert equation for determining the remaining capacity of lead-acid and lithium-ion batteries"*, Journal of Power Sources 155 (2006) pp 395–400 (sök 2010-10-04). [82]
- Drivare, <http://sv.wikipedia.org/wiki/Drivare> (sök 2010-10-05). [2]
- Drivteknik.nu, synkronmotorer,
<http://www.drivteknik.nu/skolan/motor/synkronmotor>. [106]
- Edström A., *"Hybriden kung i skogen"*, Elektronik tidningen, 14/12 2010
http://www.etn.se/index.php?option=com_content&view=article&id=52784
(sök 2010-09-26) [63]
- Emadi A., Gao Y., Ehsan M., *"Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles."*[41]
- Eriksson L., kursmaterial från kursen TSFS05 – Fordonssystem, Institutionen för Systemteknik Linköpings universitet, 2010,
<http://www.vehicular.isy.liu.se/Edu/Courses/TSFS05/> (sök 2010-10-10) [96]
- Finken T., Felden M., Hameyer K., *"Comparison and design of different electrical machine types regarding their applicability in hybrid electrical vehicles"*, proceeding of the 2008 international conference on electrical machines. [114]
- For HEV Propulsion Systems: A Comparative Study*, IEEE TRANSACTION ON VEHICULAR TECHNOLOGY, VOL 55 NO. 6 NOVEMBER 2006
- Fuhs A., *"Hybrid Vehicles and the Future of Personal Transportation"*, CRC Press 2009. [44]
- Fundamentals, Theory, and Design*, Second Edition, CRC Press 2010, ISBN: 978-1-4200-5398-2
- Gallring, http://sv.wikipedia.org/wiki/Sj%C3%A4lv_gallring (sök 2010-09-22) [22]
- Gao Y., Ehsani M., Miller J. M., *"Hybrid Electric Vehicle: Overview and State of the Art"*, IEEE ISIE 2005, June 20-23, 2005, Dubrovnik, Croatia [111]
- Gao Y., Ehsani M., *"INVESTIGATION OF BATTERY TECHNOLOGIES FOR THE ARMY'S HYBRID VEHICLE APPLICATION"*, Vehicular Technology Conference, VTC 2002, IEEE 56th (sök 2010-10-02) [79]
- Gremo AB, Produktbroschyr Gremo 1350 VT. [119]
- Hallonborg U., Nordén B., Lundström H., *"Metodstudie av Ponsse Dual i slutanverkning"*, Resultat nr. 12, Skogforsk, 2005,
<http://www.skogforsk.se/upload/Dokument/Resultat/2005-12.pdf> (sök 2010-10-02). [4]
- Halper M. S., Ellenbogen J. C., *"Supercapacitors: A Brief Overview"*, MITRE Nanosystems Group, March 2006. [91]
www.mitre.org/work/tech_papers/tech_papers_06/06_0667/06_0667.pdf (sök 2010-10-08).

- Hellström T., Ringdahl O., Wästerlund I., "*Estimating wheel slip for a forest machine*", Pre-study report, Umeå University 2008. 2010-10-08). [18]
- Holmen, El-forest, <http://www.holmen.com/Main.aspx?ID=accb3d53-c1a6-4fb0-8393-3e12f92f3bb0> (sök 2010-09-26) [66]
- Hughes A., "*Electric machines and motors: fundamentals, types and applications*", Oxford, Newnes 2006 [100] [146]
- Hunt T., Vaughan N., "*Hydraulic handbook*", 9th edition, Elsevier Science Ltd, 1996; pp 399-418 [73]
- Hybrid vehicles drives, "*System components – Electrical machines and drives*", Department of Electrical Engineering, KTH, Stockholm 2004 [43]
- Hydrostatiska transmissioner, Hydraulics & Pneumatics, <http://www.hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/HydraulicPumpsM/Article/True/6450/TechZone-HydraulicPumpsM> (sök 2010-10-20) [70]
- Högberg Åkerhielm H., "*Skogforsk tror på drivare i klenare bestånd*", Skogsaktuell, <http://www.skogsaktuell.se/?p=28043&pt=108&m=1422> (sök 2010-09-26). [3]
- Högskolan Dalarna, "*Formelsamling hydraulik*", [107]
<http://www.hpf.se/Formelsamling%20hydraulikcertifiering.pdf> (sök 2010-10-22)
- Hölcke J., "*Hydraulik och pneumatik*" kursmaterial från kursen MF2013 Hydraulik och pneumatik, allmän kurs, KTH, 2009. [72]
- IEA, International Energy Agency, "*Status Overview of Hybrid and Electrical Vehicle technology (2007)*", rapport, 2007 [35]
- Johannesson H., Persson J-G., Pettersson D., "*Produktutveckling – effektiva metoder för konstruktion och design*", Liber AB, Bulls House of Graphics 2004. [130]
- Johansson H. "*Elektroteknik*", Institutionen för Maskinkonstruktion, KTH 2005, Stockholm [150] [101]
- John Deere AB i Sverige, Produktbroschyr John Deere 1510E, [120]
- Jonasson K., "*Control of Hybrid Electric Vehicle with Diesel Engines*", doktorsavhandling, Lunds universitet, 2005, ISBN 91-88934-38-1 [29]
- Jonsson P. "*Skogsmaskiner - svensk miljardindustri med stark framtid*", Elmia Wood. [5]
- Jordbruksverket, "*Energikartläggning av de areella näringarna*", Regeringsuppdrag Jo 2009/1596, rapport 2010:16. [11]
- JTI-rapport 309 Lantbruk & Industri, "*Utveckling av relevanta arbetscykler och emissionsfaktorer samt reducering av bränsleförbrukning för arbetsmaskiner (EMMA)*". ISSN-1401-4963. [7]
- Kalan B.A., Lovatt H.C., Prout G. "*Voltage control of switched reluctance machines for Hybrid Electric Vehicles*", CSIRO Telecommunications & Industrial Physics [110]
- Kalometriskt värmevärde för diesel, International Energy Agency, [31]
<http://www.iea.org>
- Karlsson O., Nisserud F., "*Utveckling av en dynamisk belfordonsmodell för skotare*", arbetsrapport från skogforsk nr 704, 2010 [128]
- Karlsson P., Kjellman H., "*Konceptstudie av eltransmission för 8-hjuldrivet fordon*", examensarbete MMK2008:60 MKN 001, KTH Industriell teknik och management Maskinkonstruktion, 2008 [62]
- KESLA OYJ , Produktbroschyr skotarkran, www.kesla.com/www_esitteet2008/Metsak.nosturi_ENG_ved.pdf (sök 2010-10-21) [97]

- Komatsu Forest Sweden, Roduktbroshyr Valmet 860.4,
http://shop.mediahandler.se/pdf/komatsu/k860_4_b_se.pdf (sök 2010-09-26)
 [118]
- Komplexhybriddrivlina http://en.wikipedia.org/wiki/Hybrid_vehicle_drivetrain [40]
- Kondensator, <http://en.wikipedia.org/wiki/Capacitor> (sök 2010-10-08) [92]
- Kortvirkesmetoden, http://en.wikipedia.org/wiki/Cut-to-length_logging (sök 2010-10-05). [1]
- Kunkel C., *"Kontinuerlig reduktion med kolväten"*, Lunds tekniska högskola,
http://staff.chemeng.lth.se/~IngemarO/avgasrening_s.shtml (sök 2010-09-24) [34]
- Kursmaterial från kursen MF2011 Systems engineering, vid Institutionen för maskinkonstruktion vid KTH, Stockholm 2008 [132]
- Kursmaterial i kursen 4F1430 Förbränningsmotorteknik grundkurs vid KTH [27]
- Kursmaterial i kursen 4F1430 Förbränningsmotorteknik grundkurs vid KTH [28]
- Lagunoff G., *"Automotive Hybrid Technology – Status, Function and Development Tools"*, master thesis, Department of Applied Physics and Mechanical Engineering, Division of Machine Elements, Luleå University of Technology, 2008:217 CIV, ISSN 1402-1617 [112]
- LeTourneau L-1150 SR http://www.letourneau-inc.com/mining/sr_motors_drives.php[109]
- Lindgren M., Petterson O., Hansson P.-A., Norén O., *"Jordbruks- och anläggningsmaskinens motorbelastning och avgasemissioner – samt metoder att minska bränsleförbrukning och avgasemissioner"* JTI-rapport 308, Institutet för jordbruks- och miljöteknik 2002. [15]
- Lindgren M., *"Engine Exhaust Gas Emissions from Non-road Mobile Machinery"*, Effects of transient load conditions, Doctoral thesis, Swedish University of Agricultural Sciences, Uppsala 2004 [32]
- Lubello, D., *"A RULE-BASED SDSS FOR INTEGRATED FOREST HARVESTING PLANNING"*, doktorsavhandling, Department of Land and Agro-Forestry, UNIVERSITY OF PADUA, Padova, Italien 2008 [37]
- Löfgren B., *"Skogsmaskinens motorbelastning och avgasutsläpp"*, en studie inom projektet EMMA, Skogforsk 2002. [16]
- Löfgren B., Brunberg T., *"Bränslebesparingsåtgärder på kranar"*, 1997. [25]
- Löfgren B., Granlund P., Brunberg T., *"Skotartest 98"*, www.skogforsk.se,
<http://www.skogforsk.se/sv/sys/2298/2833/2893/2917/> (sök 2010-09-27).
 [122]
- Löfroth C., Jönsson P., Nordén B., Hofsten H., *"Väsentligt lägre bränsleförbrukning med elhybridskotare"*, Resultat nr. 10, Skogforsk 2007. [13]
- Magneti Marelli, *"Magneti Marelli and Fhybrid Systems to collaborate."* [94]
- Magnetisk reluktans, <http://sv.wikipedia.org/wiki/Reluktans> (sök 2010-10-10) [108]
- Mesera Yhtiöt Inc., Produktbroshyr skotarkran, www.mesera.fi/en/Brochures [98]
- Minneseffekt nikelkadmiumbatterier
http://batteryuniversity.com/learn/article/memory_myth_or_fact (sök 2010-10-05). [85]
- Morän - en viss typ av jordart
http://www.swedgeo.se/templates/SGIStandardPage_1098.aspx?epslanguage=SV [133]
- Myhrman D., Berg S., Granlund P., Karlsson L., *"Terrängmaskinen, del 1"*, Skogforsk, Stiftelsen Skogsbrukets Forskningsinstitut, 1993. [20]

- Naturvårdsverket, "Arbetsmaskiner – Inventering av utsläpp, teknikstatus och prognos", rapport 5728, 2007. [6]
<http://www.naturvardsverket.se/Documents/publikationer/620-5728-6.pdf>
- Nickel Kadmium (NiCd) och Nickel Metallhydrid (NiMH) batterier. [84]
<http://www.batteriforeningen.a.se/Nicd-NiMH.html> (sök 2010-10-05)
- Nickel Metallhydrid (NiMH) batterier <http://batteryuniversity.com/parttwo-40a.htm> [86]
- Nordlund E., Eriksson S., "Test and Verification of a Four-Quadrant Transducer for HEV Application", Royal Institute of Technology, KTH, Stockholm, Sweden. [116]
- Nordström P-E. "Scania presents the bus of the future", press info, maj 2007, Scania, http://www.scania.com/Images/P07913-14EN%20Hybrid%20kit_tcm10-178775_81097.pdf [54]
- Nordström P-E., "Innovativt hybridbusskoncept från Scania ökar bränsleeffektiviteten med 25 %", press info, maj 2009, Scania, http://www.scania.com/Images/_Swedish_P09601SE%20Innovative%20hybrid%20bus%20concept_114690.pdf (sök 2010-10-10) [53]
- Nordström P-E., "Ny högeffektiv diesel-etanolmotor – kan minska fossila koldioxidutsläpp med 90 %", press info, 18 oktober 2007, Scania, http://www.scania.com/Images/P07X03SE%20New%20ethanol%20engine_tcm10-178706_81059.pdf (sök 2010-10-10) [52]
- Nurminen T., Korpunen H., Uusitalo Jori., "Time Consumption Analysis of the Mechanized Cut-to-length Harvesting System", Silvia Fennica, <http://www.metla.fi/silvafennica/full/sf40/sf402335.pdf> (sök 2010-10-07.) [76]
- Olsson K-O., "Maskinelement", Liber AB, Stockholm, 2006. [67]
- on KERS energy storage for Motorsport", Press release, 29th April 2009 Milan, Italy and Silverstone, UK
www.magnetimarelli.com/_modules/download/download/CS_MMFlybrid_29apr09_EN.pdf
- Open-circuit voltage, http://en.wikipedia.org/wiki/Open-circuit_voltage (sök 2010-10-18). [74]
- Oshkoshcorporation.com, Produktbroschyr *Oshkosh ProPulse*, OSHKOSH CORPORATION. [50]
- [49] Oshkoshdefense.com, Produktbroschyr "HEMTT A3 Heavy Expanded Mobility Tactical Truck", OSHKOSH CORPORATION, http://www.oshkoshdefense.com/pdf/Oshkosh_HEMTT_A305_09-09.pdf (sök 2010-10-08)
- Peukarts ekvation (vidareutveckling), http://www.smartgauge.co.uk/peukert_depth.html (sök 2010-10-04). [81]
- Peukarts ekvation, http://batteryuniversity.com/learn/article/calculating_the_battery_runtime (sök 2010-10-04). [80]
- Pillay P., Krishan R. "Application Characteristics of Permanent Magnet Synchronous and Brushless dc Motor for Servo Drives", IEEE TRANSACTION OF INDUSTRY APPLICATIONS, VOL 27 NO. 5 SEPTEMBER 1991 2006. [105]
- Ponsse AB, Produktbroschyr Ponssne Elk. [121]
- Pressmeddelande om Komatsu PC200-8 Hybrid, "Komatsu Hybrid excavator will make its European debut at Bauma 2010", http://www.komatsu.eu/new_equipment/displayFile.ashx?fileid=69356 (sök 2010-10-13). [61]

- Produkt information om Toyotas hybridsystem Hybrid Synergy DRIVE
http://www.hybridsynergydrive.com/pdf/en/57c4b49bf2f34b95654ccc22c87d2c8e/HYBRID_SYNERGY_DRIVE.pdf (sök 2010-10-08). [47]
- Produktbroschyr Komatsu PC200-8 Hybrid
http://www.komatsuamerica.com/PDFs/Hybrid_Exacavator.pdf (sök 2010-10-13). [60]
- Produktbroschyr Volvo L220F Hybrid,
http://www.volvo.com/NR/rdonlyres/064A91D5-18B4-4BB0-8111-3EB4D259CBBD/0/brochureHybridloader_21A1004471_200802.pdf. [59]
- Rahman Z., Ehsani M., Butler K. L., "An Investigation of Electric Motor Drive Characteristics for EV and HEV Propulsion Systems", SAE TECHNICAL PAPER SERIES, 2000 Future Transportation Technology Conference Costa Mesa, California August 21-23 2000, SAE 2000-01-3062. [104]
- Rakopoulos, C. D., Giakoumis E. G. "Diesel Engine Transient Operation - Principles of Operation and Simulation Analysis, Transient Operation Fundamentals", Springer – Verlag, 2009 [58vv] [33]
- Rottne Industri AB, Produktbroschyr Rottne F15,
http://www.rottnet.com/prod/pdf/Pdf%20broschyrer%202009/F15_SV.pdf (sök 2010-09-26) [117]
- Rydberg K. E., "Hydrostatic Drives in Heavy Mobile Machinery – New Concepts and Development Trends", 981989, kursmaterial TMMS10 Fluida system och transmissioner, LINKÖPINGS TEKNISKA HÖGSKOLA, 1997. [71]
- Saarilahti M., Project deliverable D2 (Work Package No. 1) on "SOIL INTERACTION MODEL", University of Helsinki, Department of Forest Resource Management. [125]
- Skogsstyrelsen, "7 Anverkning och virkesmätning", skogsstatistik årsbok. [24]
- Slutavverkning, <http://sv.wikipedia.org/wiki/Slutavverkning> (sök 2010-09-22). [23]
- Stoddart N., "EL-FOREST The future – the hybrid powered forwarder with fuel consumption of 7.5 litres an hour", Forestry Journal,
<http://www.forestryjournal.co.uk/pdf/EI%20Forest.pdf> (sök 2010-09-26). [64]
- Suvinen A. Saarilahti M. "Measuring the mobility parameters of forwarders using GPS and CAN bus techniques", University of Helsinki, 19 january 2006, Published by Elsevier Ltd. [124]
- Suvinen A., "A GIS-based simulation model for terrain tractability", Journal of Terramechanics 43 (2006) 427–449. [126]
- Suvinen A., "Economic Comparison of the Use of Tyres, Wheel Chains and Bogie Tracks for Timber Extraction", Croatian Journal of Forest Engineering 27(2006)2. [21]
- Suvinen A., "A GIS-based simulation model for terrain tractability", Journal of Terramechanics 2005, Published by Elsevier Ltd. [38]
- Söderberg E., Tullberg J., "Verkningsgrad i Kuggväxlar – Experimentell och teoretisk studie av verkningsgraden i kugggrepp på cylindriska kuggväxlar", examensarbete MMK 2005:41 MME 769, KTH Stockholm 2005. [68]
- Tesla Roadster, http://sv.wikipedia.org/wiki/Tesla_Roadster (sök 2010-10-06). [90]
- The High-power Lithium-ion
http://batteryuniversity.com/learn/article/the_high_power_lithium_ion (sök 2010-10-06). [88]
- Thörnevall D., "Metod för användning av Geografiska Informations System vid långsiktig vägplanering", en studie genomförd på Svaskogs marker i Norrbotten, Arbetsrapport 176, Sveriges lantbruksuniversitet, 2007. [78]

- Trafikverket, "Regeringsuppdrag att främja sparsam körning med arbetsmaskiner", rapport, 2009. [8]
- Ulrich K. T., Eppinger S. D., "Product Design and Development", fourth edition, McGraw – Hill International Edition, 2008. [131]
- Wang T., Yu H., Zhu C., "Hybrid Energy Sources for Hybrid Electric Vehicle Propulsion", IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), september 3–5, 2008, Harbin China. [95]
- Wetterberg C., Magnusson R., Lindgren M., Åström S., "Utsläpp från större dieseldrivan arbetsmaskiner – Invertering, kunskapsbyggnad och studier om åtgärder och styrmedel", SLU rapport, 2007. [9]
- Wetterberg, C. (2002) EMMA "Emissioner från arbetsmaskiner", delrapport 1 från SMP Svensk Maskinprovning AB, Kartläggning av antal arbetsmaskiner och deras. [10]
- Volvo trucks Sweden, "Volvo visar unik miljöteknik på IAA", press release, 07/07/2010, <http://www.volvotrucks.com/trucks/sweden-market/sv-se/newsmedia/pressreleases/pages/pressreleases.aspx?pubid=9003> (sök 2010-10-12). [58]
- Volvo trucks, Produktbroschyr Volvo 7700 hybrid, "DISCOVER THE NEW VOLVO 7700 HYBRID". http://www.volvobuses.com/SiteCollectionDocuments/VBC/Global%20-%20ILF/Hybridfolder_EN_0909.pdf (sök 2010-10-08) [55]
- Volvo trucks, Produktbroschyr Volvo FE Hybrid, http://www.volvotrucks.com/SiteCollectionDocuments/VTC/Corporate/About%20us/Environment/Hybrid_SE_Printable.pdf (sök 2010-10-11). [57]
- Wong J.Y., "Theory of ground vehicles", Third Edition, Wiley Interscience, 2001. [123]
- Zeraoulia M., Benbouzid M. E. H., Diallo D., "Electric Motor Drive Selection Issues. [102]
- Zhu Z. Q., Howe D., "Electrical Machines and Drives for Electric, Hybrid, and Fuel Cell Vehicles", proceedings of the IEEE, vol.95, No. 4. April 1995. [103]

Internet

Bild

[http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Differential_gear_\(PSF\).png](http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Differential_gear_(PSF).png)
(sök 2010-09-26). [113]

Bild El-forest.

http://www.elmia.se/Global/Wood/images/m%c3%a4ssnyheter/torsdag/volvo_3.jpg [115]

Defense Update, "Power Sources and Batteries For Hybrid Electric Drive (HED) Vehicles",
<http://www.defense-update.com/features/du-3-05/feature-HED-power.htm>.
[83]

Designnews.com, "Small, Cool, Powerful", http://www.designnews.com/article/15000-Small_Cool_Powerful.php (sök 2010-10-08). [51]

Chevrolet Volt, http://en.wikipedia.org/wiki/Chevrolet_Volt (sök 2010-10-06). [89]

Drivare, <http://sv.wikipedia.org/wiki/Drivare> (sök 2010-10-05). [2]

Drivteknik.nu, synkronmotorer,

<http://www.drivteknik.nu/skolan/motor/synkronmotor>. [106]

Edström A., "Hybriden kung i skogen", Elektronik tidningen, 14/12 2010
http://www.etn.se/index.php?option=com_content&view=article&id=52784
(sök 2010-09-26) [63]

El-forest AB <http://www.el-forest.se/> (sök 2010-09-25). [12]

Elmia Wood, "Nu är skogen gul igen", <http://www.elmia.se/sv/wood/For-utstallare/Massnyheter/Nu-ar-skogen-gul-igen/> (sök 2010-09-26) [65]

Gallring, <http://sv.wikipedia.org/wiki/Sj%C3%A4lgallring> (sök 2010-09-22) [22]

Heavy Expanded Mobility Tactical Truck (HEMTT). [48]
http://sv.wikipedia.org/wiki/Heavy_Expanded_Mobility_Tactical_Truck (sök

Holmen, El-forest, <http://www.holmen.com/Main.aspx?ID=accb3d53-c1a6-4fb0-8393-3e12f92f3bb0> (sök 2010-09-26) [66]

http://www.deere.com/sv_SE/forestry/images/downloads/Brochures/1510e_sve.pdf

<http://www.elmia.se/sv/wood/Nyheter/Skogsmaskiner---svensk-miljardindustri-med-stark-framtid/> (sök 2010-10-08)

http://www.gremo.se/sv-se/pdf/Gremo_1350VT.pdf (sök 2010-09-26)

http://www.oshkoshcorporation.com/pdfs/Oshkosh_ProPulse_drive_brochure.pdf

http://www.ponsse.com/images/brochures_pdf/Brochures_swe/Elk_se.pdf (sök 2010-09-26)

Högberg Åkerhielm H., "Skogforsk tror på drivare i klenare bestånd", Skogsaktuell, <http://www.skogsaktuell.se/?p=28043&pt=108&m=1422> (sök 2010-09-26). [3]

Högskolan Dalarna, "Formelsamling hydraulik", [107]
<http://www.hpf.se/Formelsamling%20hydraulikcertifiering.pdf> (sök 2010-10-22)

Johansson P-M., "Volvos största hybridbussorder hittills", volvo buses,
http://www.volvobuses.com/bus/sweden/sv-se/newsmedia/press%20releases/_layouts/CWP.Internet.VolvoCom/NewsItem.aspx?News.ItemId=93969&News.Language=sv-se (sök 2010-10-08) [56]

John Deere, "Balanced Timber Harvesting",
http://www.deere.com/en_US/cfd/forestry/deere_forestry/info_center/feature_stories/balanced-timber-harvesting.html

[<http://www.atl.nu/uploaded/document/2004/12/8/VIS12003.pdf> (sök 2010-10-15). [19]

KESLA OYJ, Produktbroschyr skotarkran, www.kesla.com/www_esitteet2008/Metsak.nosturi_ENG_ved.pdf (sök 2010-10-21) [97]

Komplexhybrid drivlina http://en.wikipedia.org/wiki/Hybrid_vehicle_drivetrain [40]

Kondensator, <http://en.wikipedia.org/wiki/Capacitor> (sök 2010-10-08) [92]

Kortvirkemetoden, http://en.wikipedia.org/wiki/Cut-to-length_logging (sök 2010-10-05). [1]

Komatsu Forest Sweden, Roduktbroschyr Valmet 860.4, http://shop.mediahandler.se/pdf/komatsu/k860_4_b_se.pdf (sök 2010-09-26) [118]

Kunkel C., "Kontinuerlig reduktion med kohäten", Lunds tekniska högskola, http://staff.chemeng.lth.se/~IngemarO/avgasrening_s.shtml (sök 2010-09-24) [34]

LeTourneau L-1150 SR http://www.letourneau-inc.com/mining/sr_motors_drives.php[109]

Magnetisk reluktans, <http://sv.wikipedia.org/wiki/Reluktans> (sök 2010-10-10) [108]

Mesera Yhtiöt Inc., Produktbroschyr skotarkran, www.mesera.fi/en/Brochures [98]

Minnesseffekt nikelkadmiumbatterier http://batteryuniversity.com/learn/article/memory_myth_or_fact (sök 2010-10-05). [85]

Morän - en viss typ av jordart http://www.swedgeo.se/templates/SGIStandardPage_1098.aspx?epslanguage=SV [133]

Naturvårdsverket, "Arbetsmaskiner – Inventering av utsläpp, teknikstatus och prognos", rapport 5728, 2007. [6]
<http://www.naturvardsverket.se/Documents/publikationer/620-5728-6.pdf>

Nickel Kadmium (NiCd) och Nickel Metallhydrid (NiMH) batterier. [84]
<http://www.batteriforeningen.a.se/Nicd-NiMH.html> (sök 2010-10-05)

Nickel Metallhydrid (NiMH) batterier <http://batteryuniversity.com/parttwo-40a.htm> [86]

Nordström P-E. "Scania presents the bus of the future", press info, maj 2007, Scania, http://www.scania.com/Images/P07913-14EN%20Hybrid%20kit_tcm10-178775_81097.pdf [54]

Nordström P-E., "Innovativt hybridbusskoncept från Scania ökar bränsleeffektiviteten med 25 %", press info, maj 2009, Scania, http://www.scania.com/Images/_Swedish_P09601SE%20Innovative%20hybrid%20bus%20concept_114690.pdf (sök 2010-10-10) [53]

Nordström P-E., "Ny högeffektiv diesel-etanolmotor – kan minska fossila koldioxidutsläpp med 90 %", press info, 18 oktober 2007, Scania, http://www.scania.com/Images/P07X03SE%20New%20ethanol%20engine_tcm10-178706_81059.pdf (sök 2010-10-10) [52]

"Cut-to-length Harvesting System", Silvia Fennica, <http://www.metla.fi/silvafennica/full/sf40/sf402335.pdf> (sök 2010-10-07.) [76]

"on KERS energy storage for Motorsport", Press release, 29th April 2009 Milan, Italy and Silverstone, UK
www.magnetimarelli.com/_modules/download/download/CS_MMFlybrid_29apr09_EN.pdf

Oshkoshdefense.com, Produktbroschyr *"HEMTT A3 Heavy Expanded Mobility Tactical Truck"*, OSHKOSH CORPORATION,
http://www.oshkoshdefense.com/pdf/Oshkosh_HEMTT_A305_09-09.pdf
(sökt 2010-10-08) [49]

Peukarts ekvation (vidareutveckling),
http://www.smartgauge.co.uk/peukert_depth.html (sökt 2010-10-04). [81]

Peukarts ekvation,
http://batteryuniversity.com/learn/article/calculating_the_battery_runtime (sökt 2010-10-04). [80]

Pressmeddelande om Komatsu PC200-8 Hybrid, *"Komatsu Hybrid excavator will make its European debut at Bauma 2010"*,
http://www.komatsu.eu/new_equipment/displayFile.ashx?fileid=69356 (sökt 2010-10-13). [61]

Produkt information om Toyotas hybridsystem Hybrid Synergy DRIVE
http://www.hybridsynergydrive.com/pdf/en/57c4b49bf2f34b95654ccc22c87d2c8e/HYBRID_SYNERGY_DRIVE.pdf (sökt 2010-10-08). [47]

Produktbroschyr Komatsu PC200-8 Hybrid
http://www.komatsuamerica.com/PDFs/Hybrid_Exacavator.pdf (sökt 2010-10-13). [60]

Produktbroschyr Volvo L220F Hybrid,
http://www.volvo.com/NR/rdonlyres/064A91D5-18B4-4BB0-8111-3EB4D259CBBD/0/brochureHybridloader_21A1004471_200802.pdf. [59]

Rottne Industri AB, Produktbroschyr Rottne F15,
http://www.rottne.com/prod/pdf/Pdf%20broschyrer%202009/F15_SV.pdf
(sökt 2010-09-26) [117]

Slutavverkning, <http://sv.wikipedia.org/wiki/Slutavverkning> (sökt 2010-09-22). [23]

Tesla Roadster, http://sv.wikipedia.org/wiki/Tesla_Roadster (sökt 2010-10-06). [90]

The High-power Lithium-ion
http://batteryuniversity.com/learn/article/the_high_power_lithium_ion (sökt 2010-10-06). [88]

Toyota Prius, http://en.wikipedia.org/wiki/Toyota_Prius (sökt 2010-10-08). [45]

Toyota Prius, www.toyota.com (sökt 2010-09-27). [42]

Toyota Prius produktinformation
http://tims.elanders.com/webbroschyr/produktblad/pru_pf_web.pdf
2010-10-06. [46]

Produktbroschyr Komatsu PC200-8 Hybrid
http://www.komatsuamerica.com/PDFs/Hybrid_Exacavator.pdf (sökt 2010-10-13). [60]

Produktbroschyr Volvo L220F Hybrid,
http://www.volvo.com/NR/rdonlyres/064A91D5-18B4-4BB0-8111-3EB4D259CBBD/0/brochureHybridloader_21A1004471_200802.pdf. [59]

Rottne Industri AB, Produktbroschyr Rottne F15,
http://www.rottne.com/prod/pdf/Pdf%20broschyrer%202009/F15_SV.pdf
(sökt 2010-09-26) [117]

Slutavverkning, <http://sv.wikipedia.org/wiki/Slutavverkning> (sökt 2010-09-22). [23]

Tesla Roadster, http://sv.wikipedia.org/wiki/Tesla_Roadster (sökt 2010-10-06). [90]

The High-power Lithium-ion
http://batteryuniversity.com/learn/article/the_high_power_lithium_ion (sökt 2010-10-06). [88]

Toyota Prius, http://en.wikipedia.org/wiki/Toyota_Prius (sök 2010-10-08). [45]

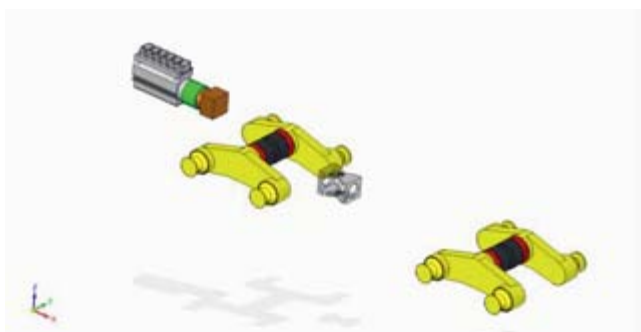
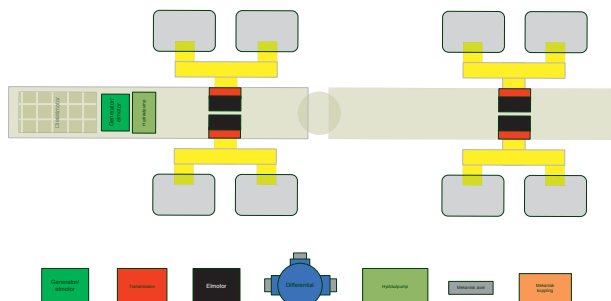
Toyota Prius, www.toyota.com (sök 2010-09-27). [42]

Toyota Prius produktinformation

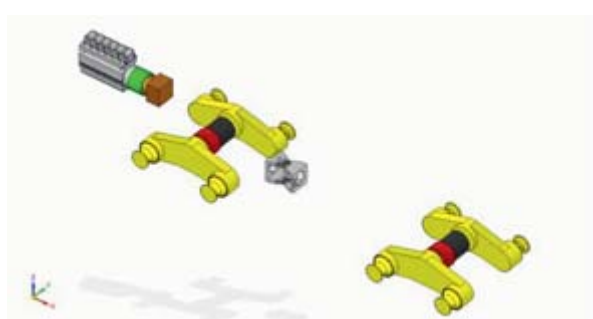
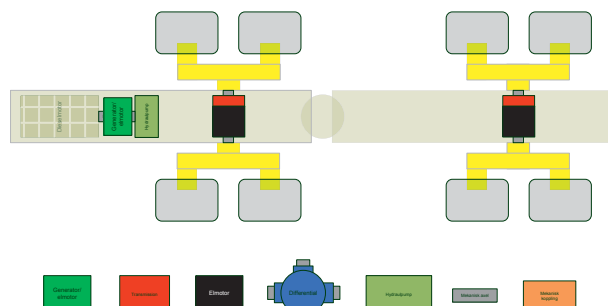
http://tims.elanders.com/webbroschyr/produktblad/pru_pf_web.pdf
2010-10-06. (sök 2010-10-08)[46]

Koncept

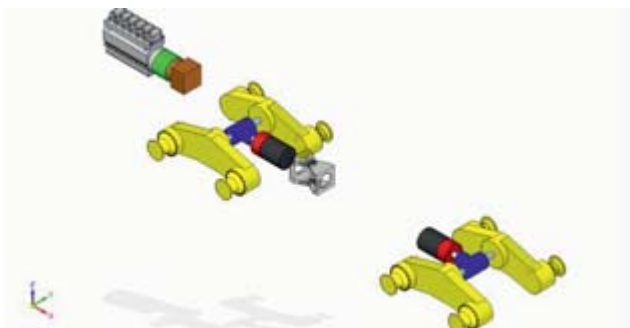
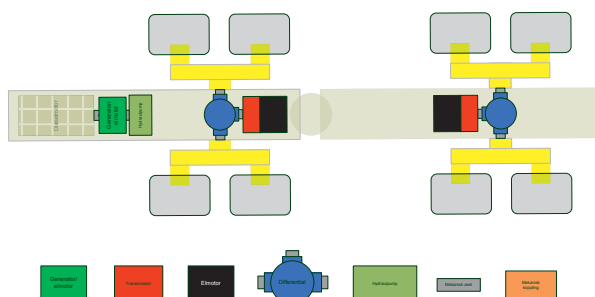
Koncept x1



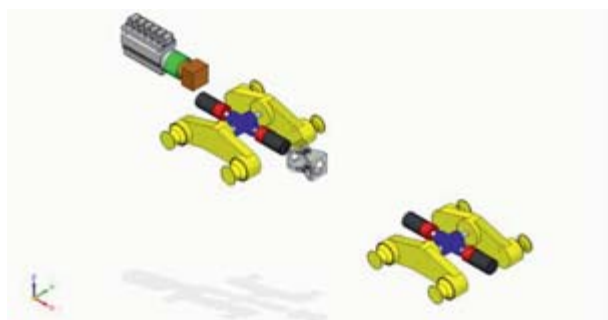
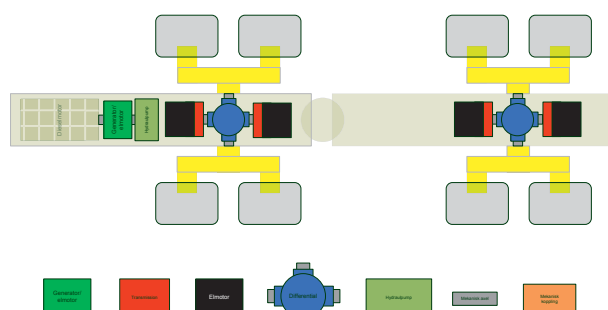
Koncept x2



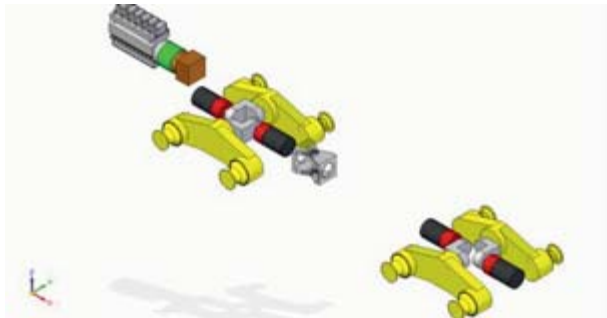
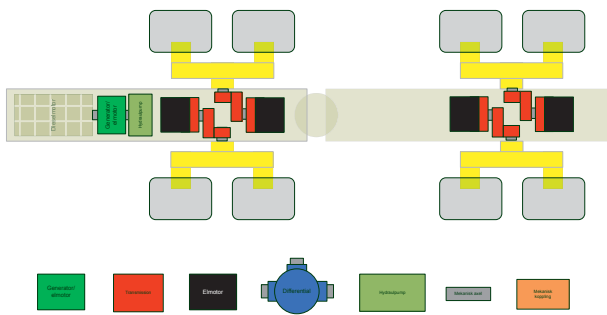
Koncept x3



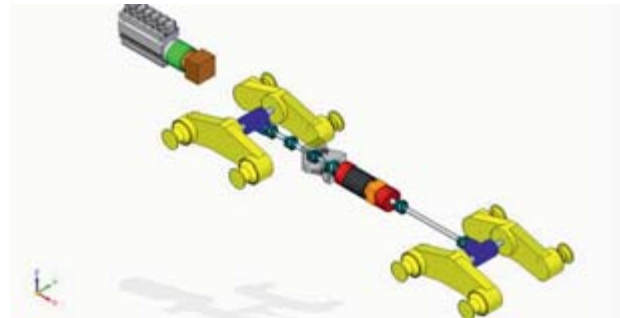
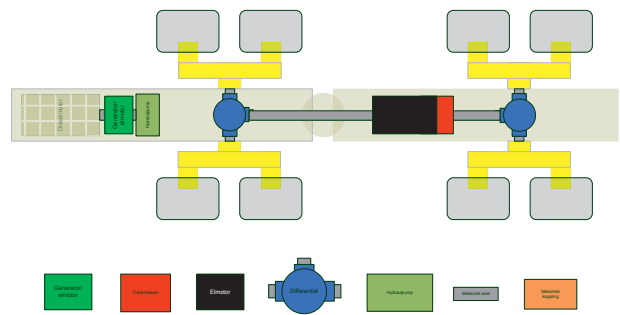
Koncept x4



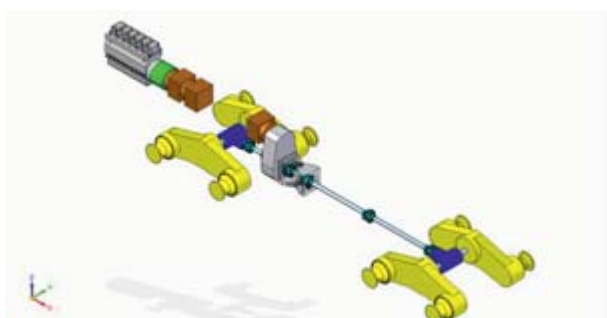
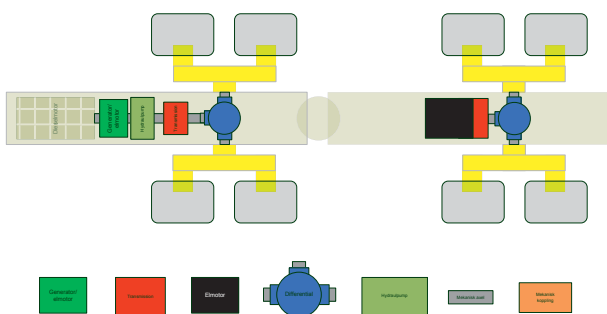
Koncept x5



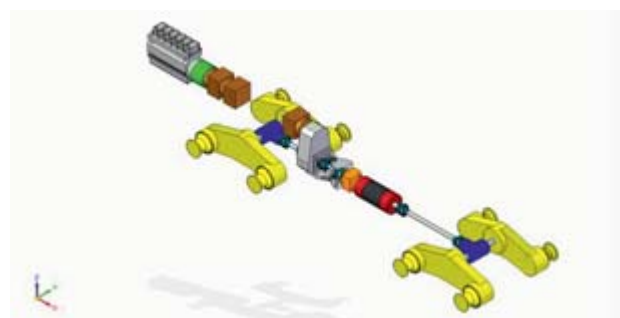
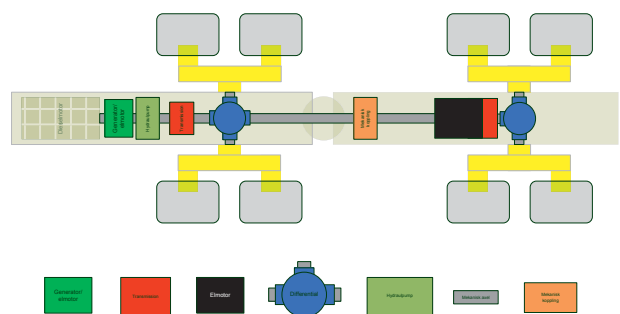
Koncept x6



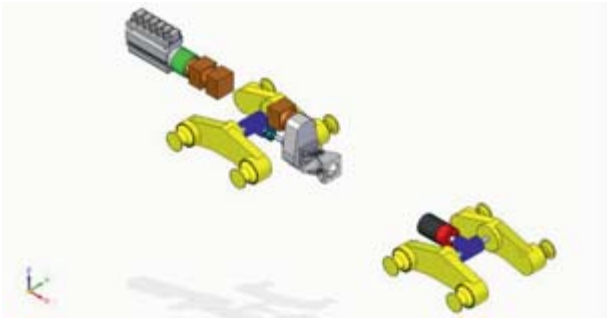
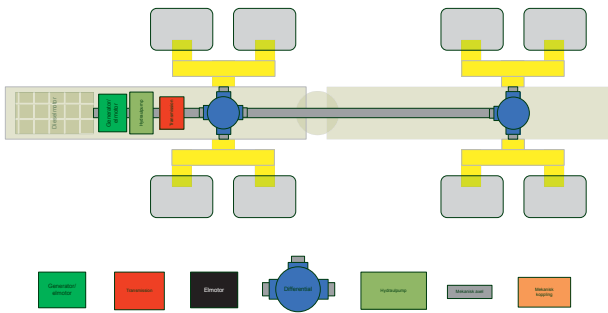
Koncept x7



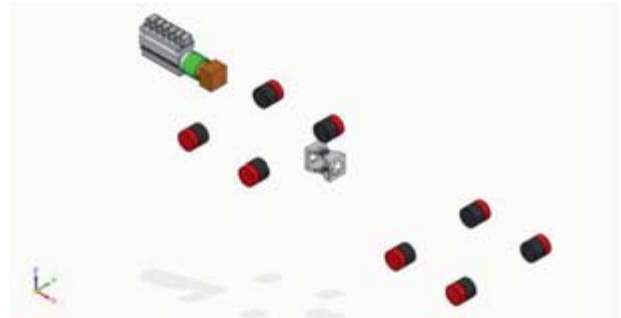
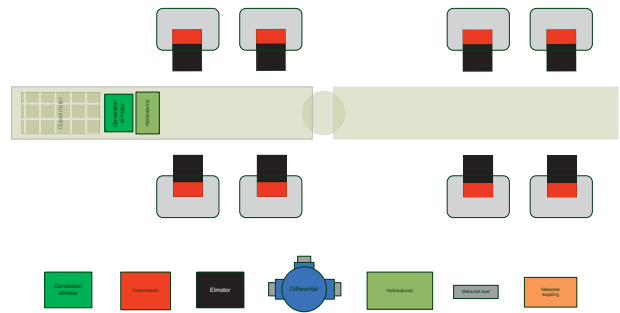
Koncept x8



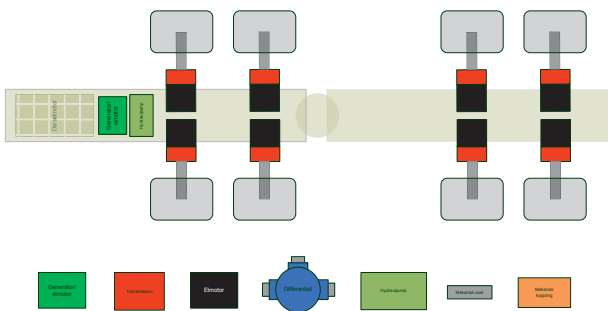
Koncept x9



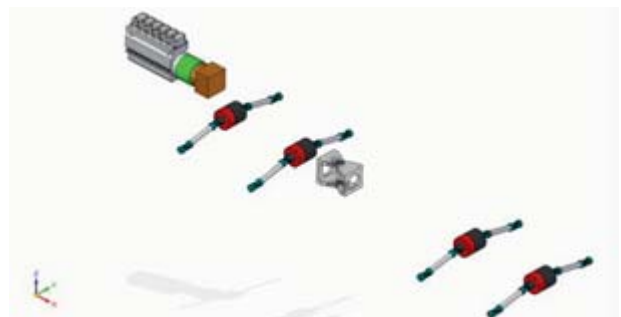
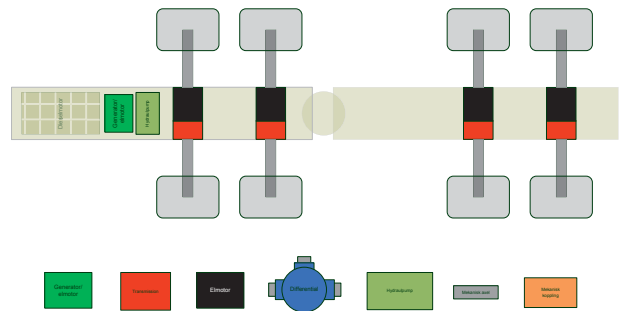
Koncept x10



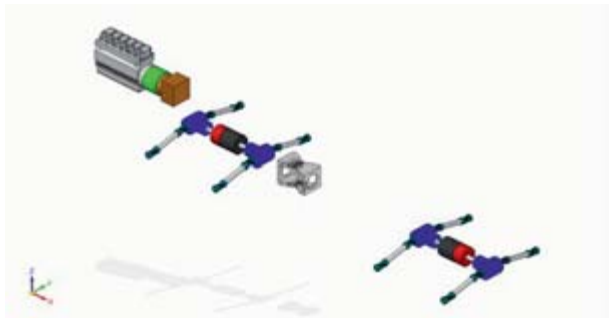
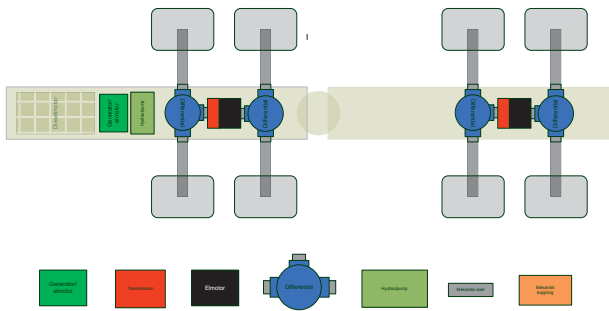
Koncept x11



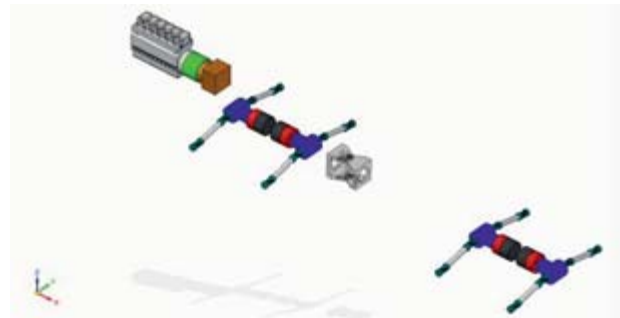
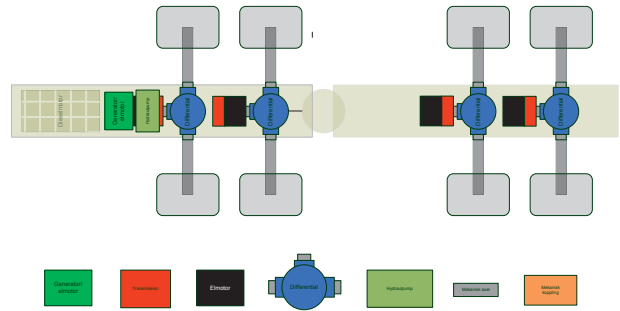
Koncept x12



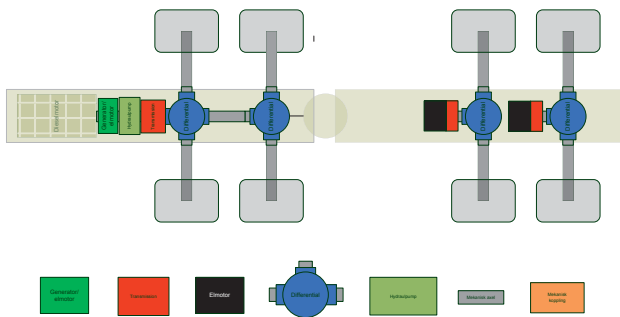
Koncept x13



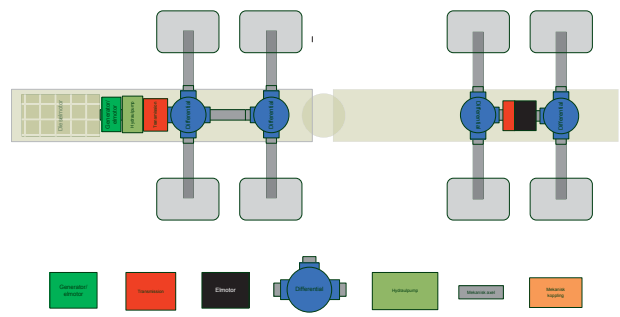
Koncept x14



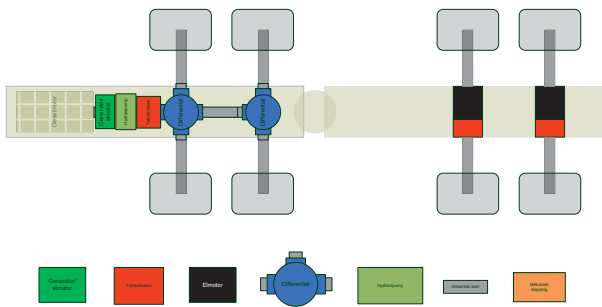
Koncept x15



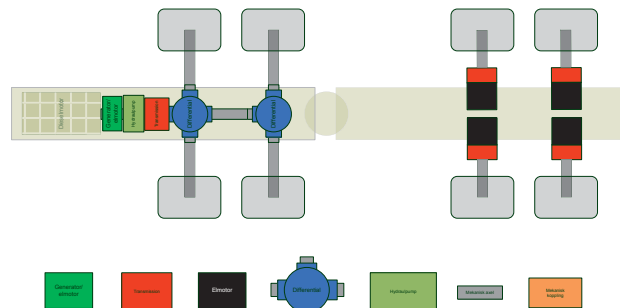
Koncept x16



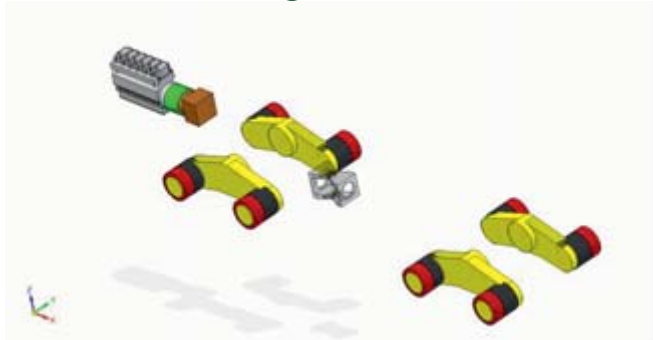
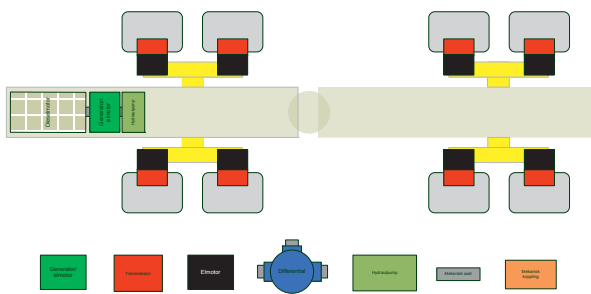
Koncept x17



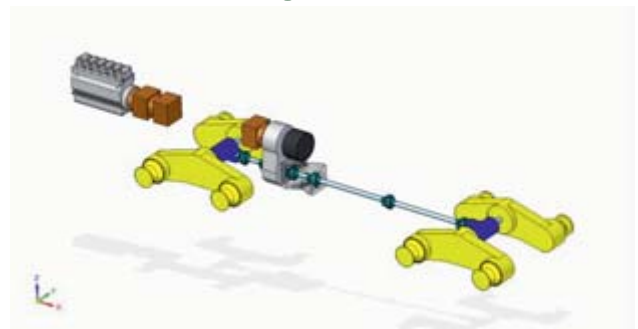
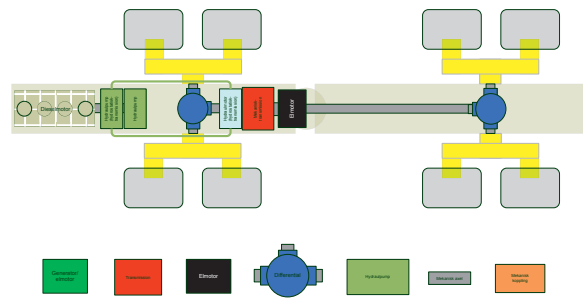
Koncept x18



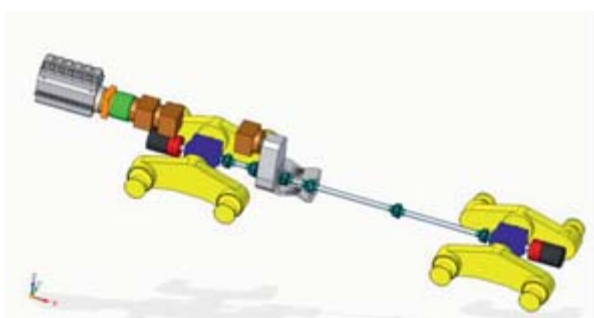
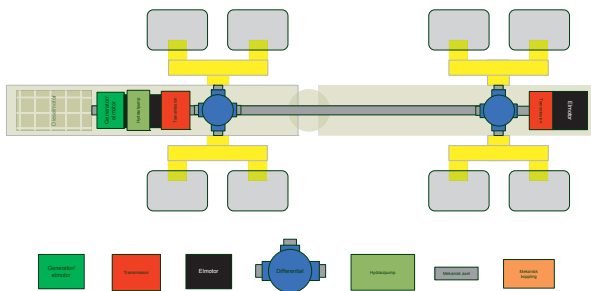
Koncept x20



Koncept x21



Koncept x22



Konceptutvärdering

Prestanda

Vid utvärderingen av prestanda studeras de uppskattade värdena för verkningsgraderna från avsnittet ”Energiflöden i koncepten”. För att värdera verkningsgraden för de olika koncepten summeras värdet för de olika verkningsgraderna. Eftersom energiåterföringen vid regenerativ bromsning antas ha stor betydelse för att minska energiförbrukningen multipliceras värdet för denna verkningsgrad för de olika koncepten med en vikt konstant med värdet 3. Utifrån de viktade och summerade värdena ges de olika koncepten ett verkningsgradsbetyg mellan 1 och 4 beroende av var i intervallen definierade i tabell 30 som de summerade värdena ligger.

Tabell 30.

Intervall för de viktade summorna för verkningsgraderna samt respektive verkningsgradsbetyg.

Intervall	Verkningsgradsbetyg
3,3 – 3,4	4
3,2 – 3,3	3
3,1 – 3,2	2
3,0 – 3,1	1

I tabell 31 redovisas konceptens verkningsgrader, de viktade summorna av verkningsgraderna samt respektive koncepts verkningsgradsbetyg.

Tabell 31.

Sammanställning av konceptens verkningsgrader, de viktade summorna för verkningsgraderna samt verkningsgradsbetyg för respektive koncept.

Koncept	Verkningsgrad dieselmotorhjul	Verkningsgrad bränslehjul	Verkningsgrad energilagringssystemhjul	Viktad summa	Verknings- gradsbetyg
US1	0,68	0,29	0,76	3,25	3
US2	0,77	0,32	0,73	3,28	3
US3	0,65	0,27	0,72	3,08	1
US4	0,77	0,32	0,73	3,28	3
US5	0,66	0,28	0,73	3,13	2
US7	0,69	0,29	0,76	3,26	3
UP1	0,85	0,32	0,68	3,21	3
UP2	0,85	0,32	0,73	3,36	4
USP1	0,77	0,31	0,72	3,24	3
USP2	0,77	0,31	0,72	3,24	3
UK1	0,85	0,32	0,73	3,36	4

För prestandautvärderingen utvärderas också vilken maximal effekt och dragkraft som krävs för de olika koncepten. En hög installerad dragkraft ger skotaren en god prestanda och snabb respons, vilket kan vara fördelaktigt. Den erforderade installerade effekten påverkar egenskaper och prestandakrav hos dieselmotor, energilagringssystem, elmotorer samt kraftelektronik. Bland annat påverkar effektbehovet komponenternas egenskaper i form av vikt och storlek, där ett ökat effekt behov medför större och tyngre komponenter. Dessa egenskaper påverkar också kostnaderna för komponenterna där en hög effekt medför ökade kostnader för komponenterna.

Den tillgängliga dragkraften antas dock på längre sikt vara värdefull för prestanda, då kostnaderna för komponenterna på sikt antas sjunka. I utvärderingen multipliceras därför poängen för dragkraften med en vikt-konstant med värdet 2.

I prestandautvärderingen utvärderas också möjligheten till individuell reglering av dragkraften mellan enskilda hjul, hjulpar och boggin. Denna egenskap bedöms ha stor inverkan på både energiförbrukning och markskador och multipliceras därför med en vikt-konstant med värdet 2. En annan egenskap som utvärderas är möjligheten till fördelningen av dragkraften mellan olika drivande komponenter.

En elmotors verkningsgrad beror bland annat på dess driftspunkt med avseende på varvtal och belastningsmoment. Verkningsgraden kan därför, enligt [62], under vissa situationer höjas genom att öka belastningen. För de utvalda koncepten där drivningen sker med flera elmotorer kan verkningsgraden för vissa driftssituationer höjas genom att enbart driva fordonet med ett visst antal elmotorer som då belastas mer. Möjligheten att utnyttja denna egenskap ökar ju bättre reglering av dragkraften är vid hjulen. Andra parametrar som utvärderas hos de utvalda koncepten är möjlighet till reducering av transienta belastningar av dieselmotorn samt möjligheten att utnyttja utväxlingen i fördelningsväxellådan för olika utväxling.

För att utvärdera prestandan för de olika koncepten analyseras och värderas åtta olika parametrar (benämnda med P följt av en siffra) som beskrivs i tabell 32. En sammanställning av utvärderingen redovisas i tabell 33.

Tabell 32.
Prestandaparametrar för utvärderingen av koncepten.

P1	Verkningsgradsbetyg för de olika koncepten
P2	Maximal erfordrad installerad dragkraft i drivlinan [kN] (355 kN=2, 270 kN=1, 180 kN=0)
P3	Maximal erfordrad installerad effekt i drivlinan [kW] (150 kW=2, 192 kW=1, 252 kW=0)
P4	Möjlighet för individuell reglering av drivkraft mellan enskilda hjul, hjulpar eller boggi för att minska slirningstendenser hos hjulen (3=enskilda hjul, 2=hjulpar, 1=boggi, 0=ingen reglering)
P5	Möjlighet till fördelning av drivande komponenternas dragkraft för att uppnå erfordrad dragkraft vid hjulen (3=mellan hjulpar, 2=mellan hjul i boggi, 1=mellan boggi, 0=ingen)
P6	Möjlighet för individuell reglering av belastning av elmotorer genom enskilda hjul, hjulpar eller boggi för att höja den utnyttjade verkningsgraden hos elmotorerna (3=enskilda hjul, 2=hjulpar, 1=boggi, 0=ingen reglering)
P7	Reducering av de transienta belastningarna hos dieselmotorn (3 = kraftig reducering (seriehybriddrivlinorna), 2 = måttlig reducering (serie/parallellhybriddrivlinor och komplex), 1 = begränsad reducering (parallellhybrid))
P8	Möjlighet till att utnyttja fördelningsväxellåda för olika utväxling (Ja=1, Nej=0)

Tabell 33.
Prestandautvärderingen av koncepten.

	Prestanda parametrar											
Koncept	P1	P2		P3		P4	P5	P6	P7	P8	Summa	Placering
US1	3	355	2	252	0	2	1	2	3	0	17	2
US2	3	270	1	192	1	1	2	1	3	0	14	4
US3	1	270	1	192	1	1	2	1	3	1	13	5
US4	3	180	0	150	2	1	3	1	3	1	15	3
US5	2	180	0	150	2	2	2	2	3	0	15	3
US7	3	355	2	252	0	3	0	3	3	0	19	1
UP1	3	180	0	150	2	0	3	0	1	1	10	6
UP2	4	180	0	150	2	1	3	1	1	1	14	4
USP1	3	270	1	192	1	1	2	1	2	1	14	4
USP2	3	180	0	150	2	1	3	1	2	1	14	4
UK1	4	180	0	150	2	0	1	0	2	1	10	6
Vikt:	1		2		1	2	1	1	1	1		

Ekonomi

För att utvärdera de ekonomiska aspekterna för de utvalda koncepten utvärderas koncepten i de nedan beskrivna kategorierna antalet komponenter och omkonstruering.

Antal komponenter

I tabell 34 specificeras antalet av varje komponenttyp som ingår i respektive koncept. Eftersom samtliga framtagna koncept ska kopplas till någon form av elektriskt energilagringssystem har en komponent benämnd kraftelektronik (KE) tillförts koncepten för att kunna reglera spänningen och strömmen mellan elmotorerna och energilagringssystemet. För att styra respektive elmotor i de olika koncepten krävs kraftelektronik i form av motorstyrning, kolumnen ”motorstyrning” (MS) har därför införts. Kolumnen med benämningen ”nya bromsar” (NBR) ställs upp eftersom komponenterna i vissa koncept är placerade där de mekaniska bromsarna i dagens skotare är placerade, vilket medför att de mekaniska bromsarna måste placeras om samt modifieras eller konstrueras om. Eftersom vissa av koncepten kräver att nya komponenter förutom elmotorer, transmission och mekanisk koppling måste tillföras har kolumnen ”specialkomponenter” (SK) lagts till. I kolumnen ”antal komponenttyper” (AKT) samt kolumnen ”antal nya komponenttyper” (ANKT) summeras antalet olika komponenttyper respektive antalet nya tillförda komponenttyper för de olika koncepten. Det totala antalet komponenter för varje koncept summeras i kolumnen ”totalt antal komponenter” (TK). I kolumnen ”värde” (V) beräknas ett viktat värde fram för respektive koncept enligt ekvation 150.

$$V_{tot,i} = C_{vikt1} \cdot V_{TK,i} + C_{vikt2} \cdot V_{SK,i} + C_{vikt3} \cdot V_{AKT,i} + C_{vikt4} \cdot V_{ANKT,i} \quad (150)$$

där $V_{TK,i}$, $V_{SK,i}$, $V_{AKT,i}$, $V_{ANKT,i}$ är värdet i kolumn TK, SK, ATK respektive ANTK för koncept i . Dessa multipliceras med viktkonstanterna C_{vikt1} , C_{vikt2} , C_{vikt3} respektive C_{vikt4} med värde 1, 2, 2 respektive 3.

Viktningkonstanternas värden har bestämts utifrån antaganden om vilken inverkan de olika parametrarna som de respektive kolumnerna står för har på den totala kostnaden.

Ett högt värde i kolumn V motsvarar därför en hög kostnad. I kolumnen placering studeras förhållandet mellan de olika konceptens värde (V) varefter koncepten rangordnas och erhåller en placering. Ett lågt värde i kolumnen placering motsvara en låg kostnad.

Tabell 34.
Utvärdering av antal komponenter i koncepten.

Koncept	EM	KE	MS	HYD	FV	KA	DIFF	TR	KDI	SK	NBR	AKT	ANKT	TK	V	Placering
US1	5	1	5	0	0	0	0	4	0	0	4	5	5	15	40	5
US2	3	1	3	0	0	0	2	2	0	0	0	5	4	11	33	1
US3	3	1	3	0	1	1	2	2	0	0	0	7	4	13	39	2
US4	3	1	3	0	1	2	2	2	0	0	0	7	4	14	40	3
US5	5	1	5	0	0	0	0	4	0	4	4	6	6	23	61	8
US7	9	1	9	0	0	0	0	8	0	4	8	6	6	39	77	9
UP1	1	1	1	1	1	2	2	0	1	0	0	7	3	10	33	1
UP2	3	1	3	1	1	2	0	2	1	2	4	9	6	20	60	7
USP1	2	1	2	1	1	1	2	1	1	0	0	8	4	12	40	3
USP2	2	1	2	1	1	2	2	1	1	0	0	8	4	13	41	4
UK1	2	1	2	1	0	2	2	1	1	1	0	8	5	13	46	6
Viktfaktor										2		2	3	1		
EM	Elmotorer			FV	Fördelningsväxellåda			KDI	Mekanisk koppling diesel-EM				ANKT	Antal nya komponenttyper		
KE	Kraftelektronik			KA	Kardanaxel			NBR	Nya bromsar				TK	Totalt antal komponenter		
MS	Motorstyrning			DIFF	Differential			SK	Specialkomponenter				V	Värde		
HYD	Hydrostatisk transmission			TR	Transmission			AKT	Antal komponenttyper							

Omkonstruering

En annan parameter som styr kostnaden för de olika koncepten är hur omfattande omkonstruering eller omplacering av komponenter som krävs hos dagens skotare för att kunna integrera de olika konceptens drivlinor. Placeringen av de olika konceptens komponenter antas påverka vilka omkonstrueringar som krävs och var. Därför analyseras placeringen av de olika konceptens komponenter i skotaren. I tabell 35 redovisas de komponenter som antas påverkas vid integrering av koncepten. En kostnadsfaktor (KF) för de olika utrymmena och komponenterna redovisas också i tabell 35. Den definierar ett uppskattat förhållande för storleken på den kostnad som är förknippad med omkonstrueringen av respektive komponent. Kostnadsfaktorn har tagits fram utifrån antagande om svårighetsgraden att konstruera om alternativ placera om komponenter samt det tillgängliga utrymme kring komponenten som ska integreras. Den har också definierats utifrån närheten till andra komponenter som kan påverkas av omkonstrueringen.

Tabell 35.
Kostnadsfaktor för olika utrymmen.

1	br - bakre ram	5	dip - dieselmotorns placering
3	fr - främre ram	4	mekbf - mekaniska bromsar fram
2	infb - infästning främre boggilådor	4	mekbb - mekaniska bromsar bak
1	inbb - infästning bakre boggilådor	4	mekb - mekaniska bromsar
3	bl - boggilådor	4	fdiff - främre diff
4	fv - fördelningsväxellåda	4	bdiff - bakre diff
3	indi - infästning mellan dieselmotor och elmotor	5	ufv - utrymme omkring fördelningsväxellåda
4	ukhytt - utformning av utrymme och komponenter under hytten		

I tabell 36 redovisas vilka och antal komponenter i dagens skotare som kan behöva konstrueras om för att integrera de olika koncepten. Kolumnen kostnadsvärde ges av summan av de olika komponenternas kostnadsfaktorer enligt tabell 36. Ett högt kostnadsvärde ger en låg placering medan ett lågt värde ger en hög placering.

Tabell 36.
Uppskattat omkonstrueringsbehov hos koncepten.

Koncept	Antal komponenter och deras placering	Kostnadsvärde	Placering
US1	7 indi, fr, br, infb, inbb, mekb, mekb	19	6
US2	3 indi, br, fr	7	1
US3	4 indi, br, fr, ukhytt	11	4
US4	4 indi, br, fr, ukhytt	9	2
US5	7 indi, br, fr, infb, inbb, mekb, mekb	18	5
US7	2 indi, bl, mekb	10	3
UP1	2 dip, ukhytt	9	2
UP2	8 dip, fr, br, infb, inbb, fdiff, bdiff, ukhytt	24	7
USP1	3 dip, br, ukhytt	10	3
USP2	3 dip, br, ukhytt	10	3
UK1	4 dip, fv, ufv, ukhytt	18	5

Sammanställning ekonomi

En sammanställning av resultatet från de två olika utvärderingarna för de ekonomiska aspekterna redovisas i tabell 37. I tabellen summeras placeringarna från de två olika utvärderingarna och en total placering för koncepten tas fram för kategorin ekonomi.

Tabell 37.
Summering av resultatet för de olika kategorierna inom området ekonomi

Koncept	Placering Antal komponenter	Placering Omkonstruering	Summa	Total placering Ekonomi
US1	5	6	11	6
US2	1	1	2	1
US3	2	4	6	4
US4	3	2	5	3
US5	8	5	13	8
US7	9	3	12	7
UP1	1	2	3	2
UP2	7	7	14	9
USP1	3	3	6	4
USP2	4	3	7	5
UK1	6	5	11	6

Layout

Layouten för koncepten utvärderas i tre kategorier i form av frihet vid placering av komponenterna, risken för utrymmesbrist för komponenterna samt vilket utrymme som finns för övriga komponenter som ingår i konceptens hybridssystem vid integreringen av koncepten i dagens skotare. Utvärderingen utförs genom att föra in koncepten i den framtagna utrymmesmodellen.

Frihet vid placering av komponenter

För att bestämma vilken frihet som finns vid placeringen av konceptens komponenter analyseras komponenternas placering i de olika koncepten samt vilket utrymme som antas finnas tillgängligt där komponenterna ska placeras. De olika koncepten tilldelas ett placeringsfrihetsbetyg (PFB) mellan 0 och 5, där 5 innebär att komponenterna kan placeras helt fritt, 4 komponenternas placering begränsas något, 3 komponenterna kan placeras fritt i någon riktning, 2 vissa komponenter kan placeras fritt i någon riktning, 1 placeringsfriheten är starkt begränsad och betyget 0 betyder att komponenterna inte kan placeras fritt. Resultatet av analysen redovisas i tabell 38. Koncepten tilldelas i kolumnen placering en placering utifrån de olika konceptens placeringsfrihetsbetyg (PFB).

Tabell 38.
Uppskattad frihet vid placering av komponenterna hos koncepten.

Koncept	Frihet vid placering av drivlinans komponenter	PFB	Placering
US1	Koppling mellan elmotorerna och transmission till respektive boggilåda medför att deras placering är fast.	1	3
US2	Koppling mellan elmotorerna med transmission och respektive differential kan göras på både framifrån och bakifrån. Elmotorerna med transmission kan också placeras längre ifrån differentialerna genom förlängning med kardanaxlar.	3	1
US3	Elmotorn med transmission som är kopplad till fördelningsväxellådan kan genom kardanaxlar och transmissionselement placeras fritt i det utrymme som finns tillgängligt. Koppling mellan elmotorerna med transmission och respektive differential antas kunna ske både framifrån och bakifrån. Elmotorerna med transmission kan också placeras längre ifrån differentialen genom förlängning med kardanaxlar.	3	1
US4	Samma som för koncept US3.	3	1
US5	Vinkelväxellådorna som används för kraftöverföringen mellan elmotorerna och boggilådorna måste placeras i utrymmet mellan boggilådorna. Elmotorerna kan genom transmissions element och kardanaxlar placeras fritt i den främre och bakre ramen.	2	2
US7	Elmotorerna med transmission kan monteras antingen i hjulfälgarna eller innanför respektive hjul.	2	2
UP1	I och med att hela den befintliga drivlinan används i detta koncept begränsas friheten för placeringen av komponenterna.	0	4
UP2	Samma som för koncept UP1.	0	4
USP1	I detta koncept utnyttjas den befintliga drivlinan för drivningen av hjulen i den främre boggin och placeringen av komponenterna i den främre delen är fast. Elmotorn kopplade till den bakre differentialen kan genom transmissionselement och kardanaxlar placeras någonstans i den bakre ramen.	2	2
USP2	Samma som för koncept USP1.	2	2
UK1	I och med att hela den befintliga drivlinan används i detta koncept begränsas friheten för placeringen av komponenterna.	0	4

Risk för utrymmesbrist

För att utvärdera risken för utrymmesbrist vid integreringen av koncepten i en skotare analyseras utrymmet för placeringen av de olika konceptens komponenter. Risken för utrymmesbrist definieras sedan utifrån en fyrgradig betygsskala från 1 till 4, där 1, 2, 3 och 4 motsvara liten, medel, medelstor respektive stor risk för utrymmesbrist. Resultatet redovisas i tabell 39 där koncepten ges en placering efter vilket betyg (B) de erhåller.

Tabell 39.

Analys av risk för utrymmesbrist.

Koncept	Utrymme för komponenter	Risk för utrymmesbrist	B	Placering
US1	Elmotorernas och transmissionskomponenternas diameter och längd begränsas av det utrymme som finns tillgängligt mellan boggilådorna samt dimensionerna för ramens tvärsnitt.	Risken för utrymmesbrist för de drivande komponenterna anses i detta koncept vara stor eftersom komponenterna i denna utformning inte kan flyttas	4	4
US2	Elmotorernas diameter samt storlek på elmotorns transmission begränsas här av dimensionen på ramens tvärsnitt.	Risken för utrymmesbrist för de drivande komponenterna anses vara liten eftersom komponenterna kan flyttas alternativt kan modifiering göras av ramen. Konceptet medför också att den hydrostatiska transmissionen samt fördelningslådan tas bort, vilket frigör utrymme	1	1
US3	Den bakre elmotorns diameter samt storlek på elmotorns transmission begränsas här av dimensionen på ramens tvärsnitt. Den främre elmotorn med transmission begränsas av det utrymme som finns mellan dieselmotor och fördelningslåda.	Risken för utrymmesbrist för de drivande komponenterna anses vara liten eftersom komponenterna kan flyttas alternativt kan modifiering göras av ramen. Konceptet medför också att den hydrostatiska transmissionen tas bort, vilket frigör utrymme.	1	1
US4	Samma som för koncept US3.	Samma som för koncept US3.	1	1
US5	Elmotorernas diameter samt storleken på elmotorernas transmission och vinkelväxlarnas storlek begränsas här av dimensionen på ramens tvärsnitt.	Risken för utrymmesbrist i detta koncept berör främst vinkelväxlarna eftersom deras utformning och dimension är svår att uppskatta. Risken för utrymmesbrist antas i detta koncept vara medel.	2	2
US7	Begränsningen av elmotorernas diameter och längd samt storleken på elmotorns transmission beror på om dessa placeras i hjulens fälg eller innanför hjulet. I det förstnämnda fallet begränsas elmotorn och dess transmission diameter av den inre diametern hos fälgen och längden av det utrymme som finns mellan infästningen i fälgen och infästningen i boggilådan. I det senare fallet begränsas elmotorn och dess transmission diameter av det utrymme som krävs för markfrigången och längden begränsas av utrymmet mellan infästningen i boggilådan samt utrymmet mellan hjul och ram.	Risken för utrymmesbrist i detta koncept berör främst de drivande elmotorerna och deras transmissioner eftersom utrymmet begränsas av fälgdimensioner samt utrymmet mellan hjul och ram. Risken för utrymmesbrist antas för detta koncept vara medel.	2	2

UP1	Begränsningen av dimensionen av elmotorn och kopplingen som är monterade på dieselmotorn beror av det utrymme som finns tillgängligt mellan dieselmotorn och fördelningsväxellådan eftersom både den hydrostatiska transmissionen och hydraulpumpen måste få plats inom detta område.	Risken för utrymmesbrist i detta koncept berör främst utrymmet för elmotorn monterad på dieselmotorn. Risken för utrymmesbrist antas var medelstor.	3	3
UP2	Begränsningen för den främre elmotorn är samma som koncept UP1. Differentialerna med dubbla ingående axlar som är tänkta att användas i detta koncept samt diametern på elmotorn dess transmission begränsas av det område som finns tillgängligt mellan boggi-lådorna samt i ramen.	Risken för utrymmesbrist i detta koncept berör utrymmet för elmotorn monterad på dieselmotorn samt differentialernas dimensioner och utformning. Risken för utrymmesbrist antas vara stor.	4	4
USP1	Begränsningen för den främre elmotorn är samma som koncept UP1. Diameter samt dimensionen på elmotorns transmission för drivning av den bakre boggin begränsas här av dimensionen på ramens tvärsnitt.	Samma som för koncept UP1.	3	3
USP2	Samma som för koncept USP1.	Samma som för koncept USP1.	3	3
UK1	Begränsningen för den främre elmotorn är samma som koncept UP1. Elmotorn som är kopplad till fördelningsväxellådan begränsas av det område som finns tillgängligt bakom fördelningsväxellådan	Samma som för koncept UP1, samt risk för utrymmesbrist för elmotorn kopplad till fördelningsväxellådan. Risken för utrymmesbrist antas vara stor.	4	4

Utrymme för övriga komponenter

För att avgöra vilket utrymme som finns tillgängligt för konceptens övriga komponenter i form av t.ex. energilagringssystem och kraftelektronik analyseras placeringen av de olika konceptens komponenter och det område som inte upptas av respektive koncepts komponenter. De utrymmen som analyseras är den främre och bakre ramen samt övriga utrymmen, där övriga utrymmen motsvara utrymmet bakom dieselmotorn och under hytten. Koncepten ges sedan utifrån hur stort utrymme som finns tillgängligt för konceptens övriga komponenter ett utrymmesvärde (UV) på en skala från 7 till 1, där 7 betyder att risken för utrymmes brist är liten medan 1 betyder stor risk för utrymmesbrist. Utrymmesvärdet definieras enligt följande:

7. Utrymme i den främre och bakre ramen samt övriga utrymmen finns tillgängligt.
6. Utrymme i främre och bakre ram finns tillgängligt, viss begränsning i övriga utrymmen.
5. Viss begränsning av utrymme i främre och bakre ram.
4. Något begränsat utrymme i främre och bakre ramen samt i övriga utrymmen.
3. Utrymmet i den bakre ramen är begränsat och utrymmet i den främre ramen samt övriga utrymmen är något begränsat.

2. Övriga utrymmen är begränsat samt något begränsade utrymmen i den främre och bakre ramen.
1. Utrymmet i den främre och bakre ramen samt övriga utrymmen är begränsat.

I tabell 40 redovisas utrymmesvärdet som tilldelats respektive koncept samt en placering utifrån förhållandet mellan konceptens utrymmesvärde.

Tabell 40.
Utvärdering av risken för utrymmesbrist i koncepten.

Koncept	Tillgängligt utrymme för övriga komponenter som ingår i hybriddrivlinan.	UV	Placering
US1	Viss begränsning i främre och bakre ram.	5	2
US2	Något begränsat utrymme i främre och bakre ramen samt i övriga utrymmen.	4	3
US3	Något begränsat utrymme i främre och bakre ramen samt i övriga utrymmen.	4	3
US4	Utrymmet i den bakre ramen är begränsat och utrymmet i den främre ramen samt övriga utrymmen är något begränsat.	3	4
US5	Något begränsat utrymme i främre och bakre ramen samt i övriga utrymmen.	4	3
US7	Utrymme i främre och bakre ram finns tillgängligt, viss begränsning i övriga utrymmen.	6	1
UP1	Utrymmet i den främre och bakre ramen samt övriga utrymmen är begränsat.	1	6
UP2	Utrymmet i den främre och bakre ramen samt övriga utrymmen är begränsat.	1	6
USP1	Övriga utrymmen är begränsat samt något begränsade utrymmen i den främre och bakre ramen.	2	5
USP2	Utrymmet i den främre och bakre ramen samt övriga utrymmen är begränsat.	1	6
UK1	Utrymmet i den främre och bakre ramen samt övriga utrymmen är begränsat.	1	6

Sammanställning layout

En sammanställning av resultatet från de tre olika utvärderingarna med avseende på layout redovisas i tabell 41. I tabellen summeras placering från de tre olika utvärderingarna och koncepten tilldelas en totalplacering för layoutegen-skaper.

Tabell 41.
Sammanställning av resultatet för de olika kategorierna.

Koncept	FP placering	RU placering	TU placering	Summa	Total placering
US1	3	4	2	9	4
US2	1	1	3	5	2
US3	1	1	3	5	2
US4	1	1	4	6	3
US5	1	2	3	6	3
US7	1	2	1	4	1
UP1	4	3	6	13	7
UP2	4	4	6	14	8
USP1	2	3	5	10	5
USP2	2	3	6	11	6
UK1	4	4	6	14	8

FP Frihet vid placering av drivlinans komponenter

RU Risk för utrymmesbrist

TU Tillgängligt utrymme för övriga komponenter

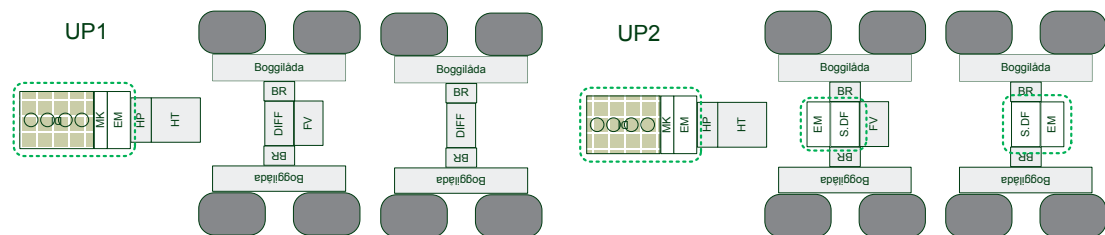
Modularisering

För att analysera och utvärdera möjligheten till skapandet av moduler genom sammanfogning av enskilda komponenter i de utvalda koncepten studeras de olika komponenternas geometriska förhållande till varandra. Moduler antas kunna skapas i koncepten genom sammanfogning av de nya komponenter som tillförs samt genom sammanfogning av nya komponenter och befintliga komponenter. Komponenterna som tas med i utvärderingen redovisas i figur 104.



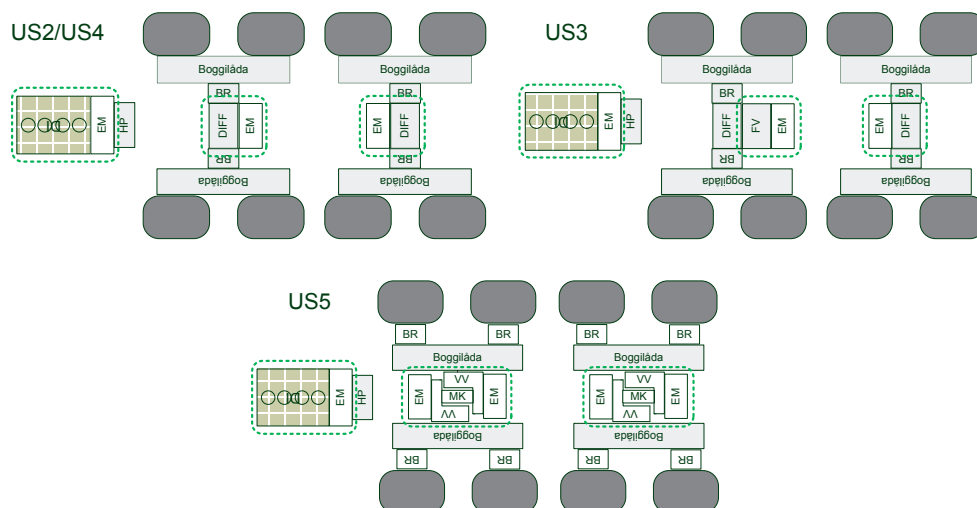
Figur 104.
Komponenterna som tas med i utvärderingen

I koncept UP1 och UP2 som utgörs av parallellhybridsystem sitter en mekanisk koppling och elmotor monterade på dieselmotorn. På grund av dessa komponenters geometriska samhörighet och mekaniska sammankoppling antas dessa kunna sammanfogas till en eller flera moduler, se figur 105. I koncept UP2 finns också möjlighet till skapandet av moduler genom sammanfogning av elmotorerna och specialdifferentialerna enligt figur 105.



Figur 105.
Komponenter som antas kunna sammanfogas till moduler i koncept UP1 och UP2 (inringade med en grön punktmarkering).

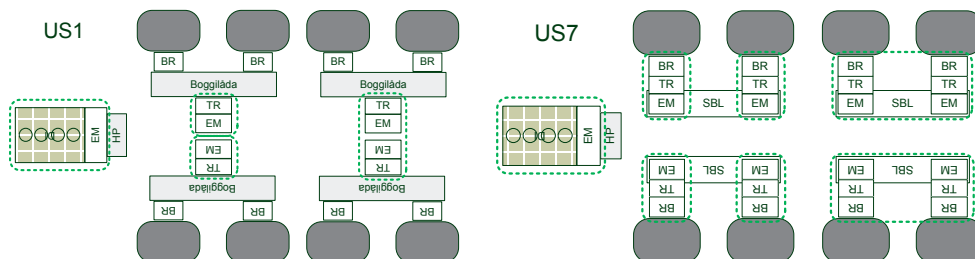
I seriehybridkoncepten antas dieselmotorn och den elmotor som är kopplad till dieselmotorn kunna sammanfogas till en modul. Elmotorerna, transmissionerna och differentialerna i koncept US2, US3, US4 och US5 antas kunna konstrueras som moduler, enligt figur 106. I koncept US3 finns också möjlighet till integrering av den främre drivande elmotor och fördelningsväxellådan. I koncept US5 finns möjlighet till integrering av elmotorer, vinkelväxlar och de mekaniska kopplingarna till moduler enligt figur 106.



Figur 106.

Komponenter som antas kunna sammanfogas till moduler i koncept US2, US3, US4 och US5 (inringade med en grön punktmarkering).

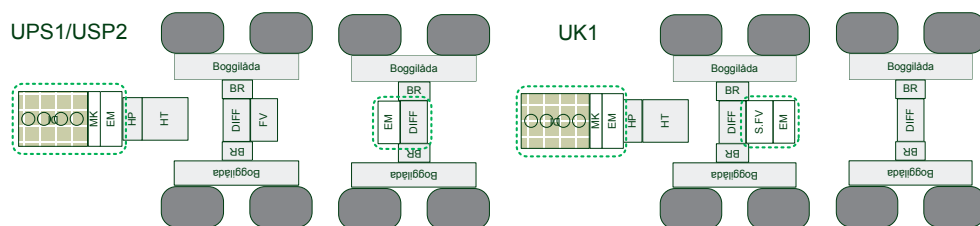
I koncept US1 antas de drivande elmotorerna och transmissionen kopplad till dessa elmotorer kunna integreras till moduler enligt figur 107. I koncept US7 finns möjlighet till integrering av elmotorer, transmissioner, mekaniska bromsar samt specialboggilådorna till moduler.



Figur 107.

Komponenter som antas kunna sammanfogas till moduler i koncept US1 och US7 (inringade med en grön punktmarkering).

I koncepten uppbyggda med serie- och parallellhybridsystem samt komplexhybridsystem finns samma möjlighet som i parallellhybridsystemen att sammanfoga dieselmotor, mekanisk koppling samt elmotor till en eller flera moduler enligt figur 108. I serie- och parallellhybridsystemen finns också möjlighet till integrering av elmotorn för den bakre drivningen och den bakre differentialet till en modul. Elmotorn och specialfördelningsväxellådan i koncept UK1 antas kunna byggas som en modul enligt figur 108.



Figur 108.

Komponenter som antas kunna sammanfogas till moduler i koncept UPS1, USP2 och UK1 (inringade med en grön punktmarkering).

För att utvärdera och värdera möjligheten till moduluppbyggnad hos de utvalda koncepten skapas en modulariseringsfaktor (MF) som anger förhållandet mellan antalet huvudkomponenttyper i drivlinan som antas kunna sammanfogas till moduler ($AHKT_M$) och det totala antalet huvudkomponenttyper ($AHKT$) enligt ekvation 149.

$$M = \frac{A_H K}{A_H K} \quad (149)$$

Utifrån värdet på modulariseringsfaktorn rangordnas de utvalda koncepten, där ett högt värde på modulariseringsfaktorn ger en hög placering. En sammanställning av antalet huvudkomponenttyper i drivlinan som antas kunna sammanfogas till moduler ($AHKT_M$) det totala antalet huvudkomponenttyper ($AHKT$), modulariseringsfaktorn (MF) samt placeringen för de utvalda koncepten redovisas i tabell 42.

Tabell 42.

Sammanställning av resultatet av modulariseringsmöjligheten för de utvalda koncepten.

Koncept	UP1	UP2	US1	US2	US3	US4	US5	US7	USP1	USP2	UK1
AHKT _M	3	5	4	4	5	4	5	5	5	5	5
AHKT	6	8	4	4	6	6	8	5	7	7	7
MF	0,50	0,63	1,00	1,00	0,83	0,67	0,625	1,00	0,71	0,71	0,71
Placering	7	5	1	1	2	4	6	1	3	3	3

Andra typer av moduler som antas kunna skapas för koncepten är sammanfogning av elmotorer och deras styrelektronik samt energilagringssystem och kraftelektronik. Detta har dock inte utvärderats i detta arbete.

Robusthet

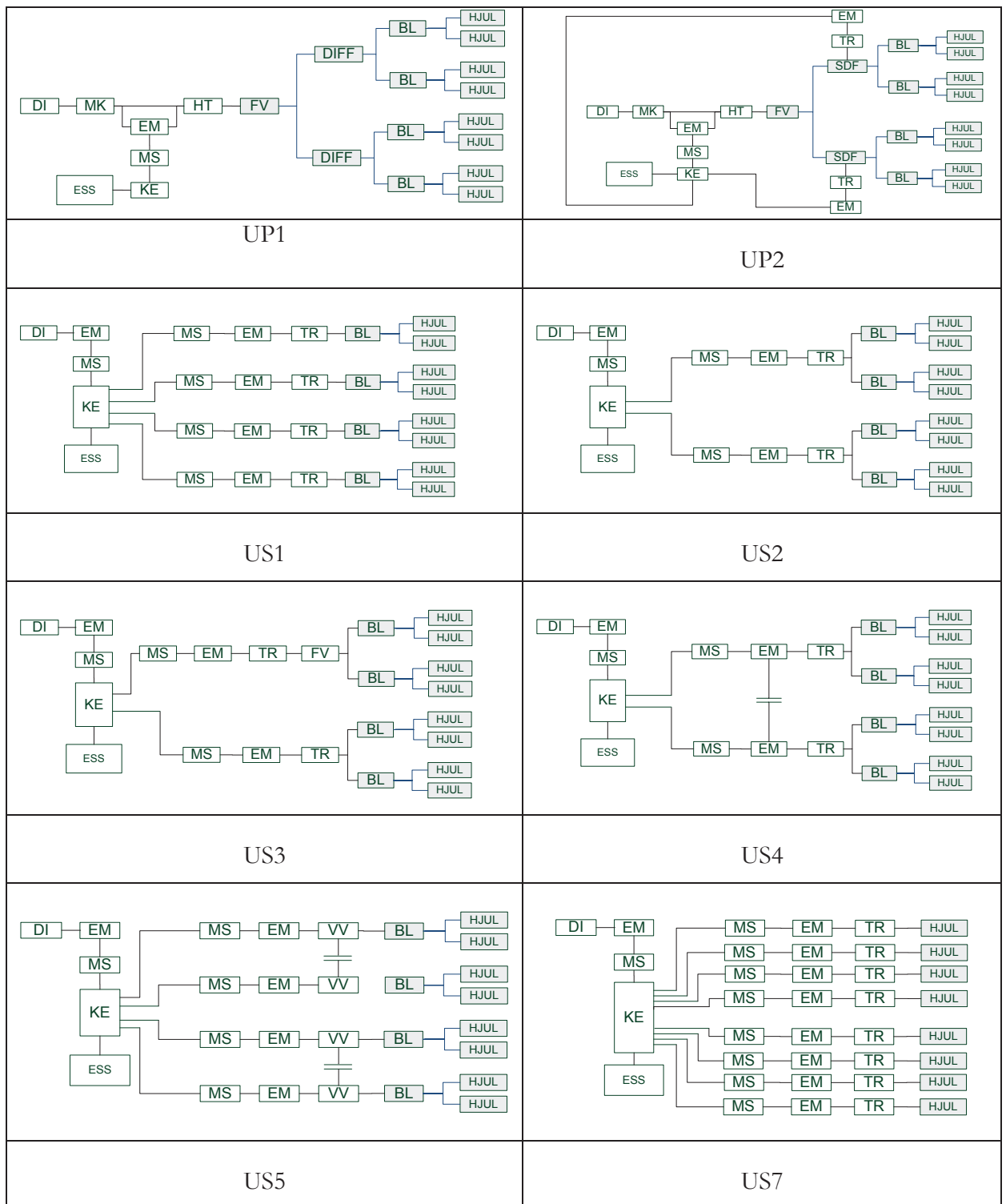
Robustheten för de utvalda koncepten utvärderas genom att analysera redundansen i koncepten.

För att analysera redundansen i de utvalda koncepten studeras hur kraftöverföringen mellan dieselmotor, elmotor eller elmotorer och hjul sker.

Redundansen i systemen utvärderas utifrån om:

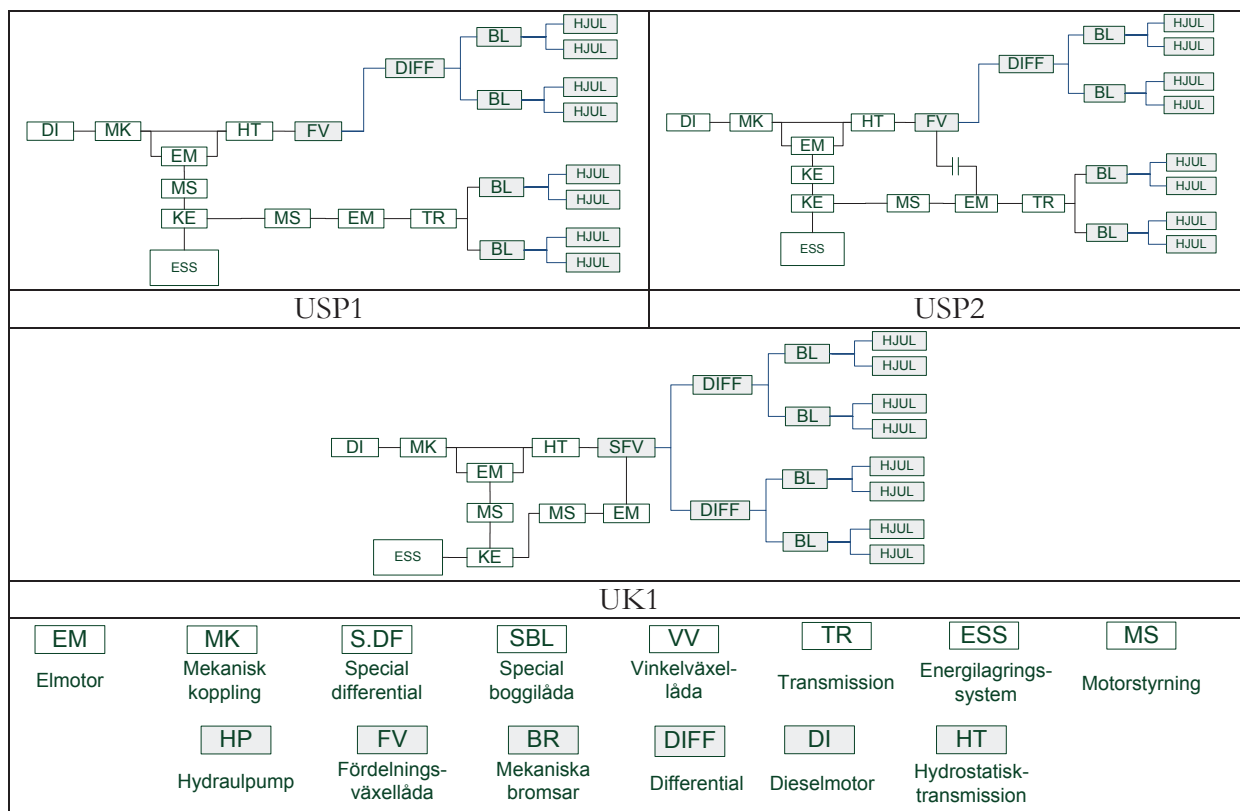
- Drivningen kan ske både elektriskt och mekaniskt (R1).
- Drivningen sker separat till enskilda hjul, hjulpar eller boggi (R2).
- Kraftöverföringen mellan den främre och den bakre drivningen kan kopplas i och ur (R3).

Utvärderingen av redundansen utförs genom att kraftöverföringen åskådliggörs med hjälp av nedanstående figur 109 och 110. Koncepten utvärderas sedan genom att studera de ovan definierade egenskaperna. För egenskapen om drivningen sker separat till enskilda hjul, hjulpar eller boggi ges ett värde mellan 1 och 8 som motsvarar antalet separat drivna hjul. Detta värde divideras med det totala antalet hjul (8 hjul) för att värdera koncepten utifrån denna egenskap. Koncepten ges värdet ett eller noll om respektive koncept har de övriga egenskaperna.



Figur 109.

Kraftöverföring mellan dieselmotor och hjul för koncept UP1, UP2, US1, US2, US3, US4, US5 och US7.



Figur 110.
Kraftöverföring mellan dieselmotor och hjul för koncept USP1, USP2 och UK1.

Resultatet från utvärderingen av redundansen redovisas i tabell 43. De tre olika egenskaperna har i tabellen också givits ett viktat värde utifrån en uppskattad värdering av betydelsen av de olika egenskaperna. Utifrån det viktade värdet har de olika koncepten tilldelats en placering i förhållande till de övriga koncepten.

Tabell 43.
Sammanställning av resultatet av redundansen för de utvalda koncepten.

Koncept	Redundansegenskaper			Summa viktade värden	Placering
	R1	R2	R3		
US1	0	4/8	0	1,5	5
US2	0	2/8	0	0,75	7
US3	0	2/8	0	0,75	7
US4	0	2/8	1	1,75	4
US5	0	4/8	1	2,5	3
US7	0	8/8	0	3	1
UP1	1	1/8	0	1,375	5
UP2	1	2/8	0	1,75	4
USP1	1	2/8	0	1,75	4
USP2	1	2/8	1	2,75	2
UK1	1	1/8	0	1,375	6
Vikt:	1	3	1		

Bilaga 3

Specifikationer för analyserade skotare

Teknisk data från de befintliga skotarna som analyseras utifrån produktinformation inhämtad från respektive tillverkares hemsida redovisas i tabell 44.

Tabell 44.

Sammanställning av specifikationer för utvalda befintliga skotare.

Fabrikat	Rotten	Valmet	Gremo	John Deere	Ponsse
Modell	F15 ¹	860.4 ²	1350 VT ³	1510E ⁴	E1k ⁵
Effekt motor [kW]	168	150	141	145	129
Vridmoment motor [Nm]	934	800	900	800	675
Dragkraft [kN]	177	174	184	185	170
Vikt [kg]	17200 - 17900	16060	16730	18500	15600
Lastförmåga [kg]	14000	14 000	13 000	15 000	13 000
Vikt lastad [kg]	31 200 – 31 900	30 060	29 730	33 500	28 600
Effekt [W]/vikt [kg] tom	9,77 – 9,39	9,34	8,43	7,84	8,27
Effekt [W]/vikt [kg] lastad	5,38 -5,27	4,99	4,74	4,33	4,51
Dragkraft [N]/vikt [kg] tom	9,89	10,83	11,00	10,00	10,90
Dragkraft [N]/vikt [kg] lastad	5,67 -5,55	5,79	6,19	5,52	5,94
Lastarea [m ²]	4,6 – 5,5	3,3 – 4,5	3,9 – 5,1		4,5 – 5,0
Längd [mm]	9 708	9 570	9 155	9 570	9 150–9 670
Däckdimensioner 8WD (fram/bak)	710/45x26,5 T428 SB	600/55x26,5 710/45x26,5	600/50x26,5 710/40x26,5		710/45 × 26.5 600/55 × 26.5
Bredd [mm]	2 900	2 760–2 990	2 665–2 865	2 950–3 090	2690 - 2990
Flöde [l/min]/ varvtal [r/min]	210/1 500	290/2 000	145	170	145
Arbetsstryck [MPa]	2,0 – 22,0	max 26	23,5	24	
Hydraultank [liter]		100			130
Lyftmoment kran [kNm]	125	126	106	125	K70+: 106 K90: 124
Vridmoment kran [kNm]	25	28,7		32	K70+: 24,5 K90: 30
Elsystem					
Spänning [V]		24	24		24
Generator [A]		2 × 100	175		2 × 80
Batterier [Ah]		2 × 140	2 × 145		2 × 180

¹ [117], ² [118], ³ [119], ⁴ [120], ⁵ [121]

Arbetsrapporter från Skogforsk fr.o.m. 2010

2010	
Nr 700	Hannerz, M. & Cedergren, J. 2010. Attityder och kunskapsbehov – förädlad skogsodlingsmaterial. 56 s.
Nr 701	Rytter, R.M. 2010. Detektion av röta i bokved – resultat av mätthöjd, riktning och tidpunkt. 10 s.
NR 702	Rosvall, O. & Lundström, A. 2010. Förädlingseffekter i Sveriges skogar - kompletterande scenarier till SKA-VB 08. 31 s.
Nr 703	von Hofsten, H. 2010. Skörd av stubbar – nuläge och utvecklingsbehov. 18 s.
Nr 704	Karlsson, O. & Nisserud, F. 2010. Utveckling av en dynamisk helfordonsmodell för skotare. 73 s.
Nr 705	Eliasson, L. & Johannesson, T. 2010. Förröjningens påverkan på grotskotning – En studie av produktivitet, ekonomi, grotkvalitet hos SCA skog. 9 s.
Nr 706	Rytter, L. & Stener L.G. 2010. Uthållig produktion av hybridasp efter skörd – Slutrapport 2010 för Energimyndighetens projekt 30346. 23 s.
Nr 707	Bergkvist, I. 2010. Utvärdering av radförbandsförsök anlagda mellan 1982-1984. 16 s.
Nr 708	Hannrup, B. & Jönsson, P. 2010. Utvärdering av sågmotorn F11-iP med avseende på uppkomsten av kapsprickor – en jämförande studie. 28 s.
Nr 709	Iwarsson Wide, M., Belbo, H. 2010. Jämförande studie av olika tekniker för skogsbränsleuttag i mycket klen skog Skogsbränsleuttag med Naarva-Gripen 1500-40E och Log Max 4000, Mellanskog, Simeå 28 s.
Nr 710	Englund, M., Löfroth, C. & Jönsson, P. 2010. Inblandning av rött ljus i LED-lampor – Laboratoriestudier av hur människor uppfattar tre olika ljusblandningar. 7 s.
Nr 711	Mullin, T.J., Hallander, J., Rosvall, O. & Andersson, B. 2010. Using simulation to optimise tree breeding programmes in Europe: an introduction to POPSIM™. 28 s.
Nr 712	Jönsson, P. 2010. Hydrauliskt dämpad hytt – ett lyft för arbetsmiljön? 14 s.
Nr 713	Eriksson, B. & Sonesson, J. 2010. Tredje generationen skogsbruksplaner – Slutrapport DElproj 4 – Arbetsgång vid planläggning. 23 s.
Nr 714	Sonesson, J. 2010. Nya arbetssätt i skogsbruksplanläggning. 20 s.
Nr 715	Eliasson, L. 2010. Huggbilar med lastväxlarssystem. 13 s.
Nr 716	Eliasson, L. & Granlund P. 2010. Krossning av skogsbränsle med en stor kross – En studie av CBI 8400 hos Skellefteå Kraft. 6 s.
Nr 717	Stener, L.G. 2010. Tillskott, vitalitet och densitet för kloner av hybridasp och poppel i sydsvenska försök. 46 s.
N 718	Palmquist, C. & Sandberg, J. & Vibrationskomfort och ergonomi på förarstolar i skotare. 100 s.
Nr 719	Thor, M. 2010. Avverkning och hantering av virke och avverkningsrester vid angrepp av tallvedsnematoder i svensk skog. 42 s.
Nr 720	Fogdestam, N. 2010. Studier av Biotassu Griptilt S35 i gallring. 11 s.
Nr 721	Brunberg, T. 2010. Bränsleförbrukningen i skogsbruket. 12 s.
Nr 722	Brunberg, T. 2010. Rätt begrepp. 25 s.
Nr 723	Löfroth, C. & Svenson, G. 2010. ETT – modulsystem för skogstransporter – Delrapport för de två första åren. 130 s.
Nr 724	Rytter, L. & Lundmark, T. 2010. Slutrapport för Energimyndighetens projekt 30658. Trädslagsförsök med inriktning på massaproduktion. – Tree species trial with emphasis on biomass production. 24 s.
Nr 725	Rytter, R.M. & Högbom, L. 2010. Slutrapport för Energimyndighetens Projekt 30659. Markkemi och fastläggning av C och N i produktionsinriktade bestånd med snabbväxande trädslag – Soil chemistry and C and N sequestration in plantations with fast-growing tree species. 64 s.

Nr 726	Brunberg, T., Eliasson, L. & Lundström, H. 2010. Skotning av färsk och hyggestorkad grot. 15 s.
Nr 727	Enström, J. 2010. Inlandsbanans potential i Sveriges skogsbränsleförsörjning. 34 s.
Nr 728	Häggström, C. & Thor, M. 2010. Human factors in forest harvester operation. 25 s.
Nr 729	Westlund, K. 2010. WP-5100 Alternative logistics concepts fitting different wood supply situations and markets. 50 s.
Nr 730	von Hofsten, H. Jämförelse mellan CeDe stubbrytare och Pallari 140. 9 s.
Nr 731	Berg, R., Bergkvist, I., Lindén, M., Lomander, A., Ring, E. & Simonsson, P. Förslag till en gemensam policy angående körskador på skogsmark för svenskt skogsbruk 18 s.
Nr 732	Jönsson, P. 2010. Stolar och armstöd – Ergonomisk granskning enligt European ergonomic and safety guidelines for forest machines. 37 s.
2011	
Nr 733	Rytter, L., Johansson, T., Karačić, A., Weih, M. m.fl. 2011. Orienterande studie om ett svenskt forskningsprogram för poppel. 210 s.
Nr 734	Hannerz, M. & Fries, C. 2011. Användningen av webbtjänsterna Kunskap Direkt och Skogsskötselserien. – En enkätundersökning bland skogsbrukets fältpersonal. 48 s.
Nr 735	Andersson, M. & Berglund, A. 2011. Test av pekskärmsmobiler. 22 s.
Nr 736	Löfgren, B., Englund, M., Forsberg, N., Jönsson, P., Lundström, L. & Wästerlund, I. 2011. Spårdjup och vibrationer för banddrivna skotare Lightlogg C och ProSilva. 32 s.
Nr 737	Brunberg, T. 2011. Studie av flerträdshantering i slutavverkning med John Deere 1470D hos SCA Skog hösten 2010.
Nr 738	Fogdestam, N. & Lundström, H. 2011. Studier av Offset Crane Concept, OCC hos Kjellbergs Logistik & Teknik i Hällefors. 15. S.
Nr 739	Bhuiyan, N., Arlinger, J. & Möller J.J. 2011. Utveckling och utvärdering av en standardiserad metod för volymbestämninng och stamräkning vid avverkning med flerträdshanterande skördaraggregat. 30 s.
Nr 740	Iwarsson Wide, M. & Fogdestam, N. 2011. Jämförande studie av olika uttagsmetoder av massaved och skogsbränsle i klen gallring. – Energived- och massavedsuttag med LOG MAX 4000B, Stora Enso Skog, Dalarna. 45 s.
Nr 741	Brunberg, T. 2011. Uppföljning av utbildningseffekten hos maskinlag hos SCA Skog AB 2010. 8 s.
Nr 742	Hannrup, B., Andersson, M., Bhuiyan, N., Wikgren, E., Simu, J., Skog, J. 2011. Vinnova_Slutrapport_P34138-1_101221. – Slutrapport för projekt ”Beröringsfri diamettermätning i skördare – utveckling av mätsystem och tester i produktionsmiljö”. 84 s.
Nr 743	Åström, Hannes. 2011. Förbättring av arbetsförhållande i skördare. 126 s.
Nr 744	Cheng, C. 2011. Modeling the Ride Comfort of a Forwarder. Modellering av åkkomforten i en skotare. 93 s.
Nr 745	Jonsson, J. 2011. Dynamisk däckmodellering och markinteraktion för skogsmaskiner. Dynamic tire modeling and soil interaction regarding forestry machines. 52 s.
Nr 746	Grönqvist, D. 2011. Konzeptutveckling av hybriddrivlina för skogsmaskiner. Concept development of a hybrid powertrain for forest machines. 180 s.