



CHALMERS



# Nästa generations centrifugalkoppling

Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet maskinteknik

Joel Landin

John Sandström

INSTITUTIONEN FÖR INDUSTRI- OCH MATERIALVETENSKAP

---

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg 2020  
[www.chalmers.se](http://www.chalmers.se)



Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet Maskinteknik

# Nästa generations centrifugalkoppling

Joel Landin

John Sandström



## CHALMERS

Institutionen för Industri- och materialvetenskap

Chalmers tekniska högskola

Göteborg 2020

Nästa generations koppling

JOEL LANDIN

JOHN SANDSTRÖM

© Joel Landin och John Sandström, 2020

Examensarbete 2020

Institutionen för Industri- och materialvetenskap

Chalmers tekniska högskola

412 96 Göteborg

Omslag: Två av de centrifugalkopplingar som utvecklades i projektet

## Förord

Den här rapporten är resultatet av ett examensarbete på programmet maskinteknik (högskoleingenjör, 180 hp) på Chalmers våren 2020. Examensarbetet omfattar 15 hp och har utförts på Institutionen för industri- och materialvetenskap.

Vi skulle vilja tacka vår examinator och handledare Göran Gustafsson för det stöd vi fått under arbetets gång. Vi vill också tacka Kjell Melkersson för den hjälp vi fått med att förstå teorin kring centrifugalkopplingar.

Vi vill också tacka våra handledare på Husqvarna Group, Hilda Lindstrand och Patrik Sigurdh för all hjälp med att förstå de specifika utmaningar som finns i just den här specifika tillämpningen och de kritiska synpunkter ni delgett oss under arbetets gång. Husqvarna Group har också varit behjälpliga med resurser för prototyp tillverkning och test av koncept.

## Sammanfattning

Det här arbetet syftar till att undersöka om det är möjligt att ersätta den traditionellt utformade centrifugalkoppling som Husqvarna idag använder i sin 60cc motorsåg med en koppling som använder en elastisk mekanism (på engelska kallad ”compliant mechanism”). Idag använder Husqvarna centrifugalkopplingar som består av ett nav och ett antal backar med tillhörande fjädrar. Målet med det här arbetet är således också att ta fram riktlinjer för vilka parametrar som ska ändras för att uppnå vissa egenskaper.

En elastisk mekanism innebär att istället för att använda t.ex. fjädrar eller gångjärn så byggs dessa funktioner in i samma komponent som andra funktioner. I det här fallet innebär det att kopplingsbackar, nav och fjädrar ska konstrueras i en homogen del. Vissa utmaningar uppstår när alla delar sitter ihop, behöver backen vara tyngre är det oundvikligt att även den del som ska agera fjäder påverkas, oavsett om konstruktören egentligen vill ändra på denna del eller inte.

För en motorsåg finns det vissa särskilda lagkrav som en koppling måste uppfylla, eftersom det sitter en sågkedja på så måste kopplingens ingrepp ske vid ett visst gaspådrag och inte direkt vid tomgång. Motorsågar är också relativt sett produkter med motorer som körs vid en hög varvfrekvens, därför krävs det att kopplingen konstrueras lite annorlunda jämfört med en koppling som är konstruerad för ett annat ändamål. Dessutom måste kopplingen kunna demonteras enkelt för att möjliggöra att kedjan byts ut, även för en skogshuggare ute i skogen.

Det här arbetet innehåller en förstudie där det nuvarande kopplingskonceptet och de specifika krav som ställs i en motorsåg studeras. Parallellt med den förstudien gjordes också en förstudie som behandlade hur en elastisk mekanism fungerar och vilka möjligheter och utmaningar som skulle uppstå vid konstruktion av en sådan koppling. Här studerades också vilken typ av mekanik m.m. som skulle användas för att beräkna vilka egenskaper kopplingen skulle få.

Arbetet fortgick genom att olika koncept genererades, dessa koncept utvärderades och eliminerades sedan till den punkt när endast två koncept återstod. Dessa provkördes i en motorsåg hos Husqvarna. Det visade sig att kopplingarna fungerade men inte uppfyllde kraven för när kopplingen ska kopplas in. Provet visade att det är möjligt att konstruera en sådan här koppling men att det finns mer arbete att utföra innan den är färdig för fullskalig produktion.

Stora delar av arbetet har bestått av att konstruera koncepten i CAD för att sedan utvärdera hur de fungerar med hjälp av FEM-simulering. För detta har främst CATIA V5 använts. Tyvärr har möjligheterna för FEM-simulering endast bestått av statiska beräkningar vilket kan antas ge en något ofullständig bild av verkligheten. Trots detta bedömdes de beräkningarna ge ett tillräckligt bra underlag för att kunna jämföra de olika koncepten samt för att optimera dem. Hur väl dessa beräkningar stämmer med verkligheten är något som testerna av de slutliga prototyperna får visa.

## Summary

This paper aims to investigate the possibility to replace the traditional centrifugal clutch that Husqvarna Group make use of today in their 60cc chainsaw with a compliant mechanism clutch. Today Husqvarna group use a clutch which consists of a hub and three clutch shoes and corresponding springs. The scope of this paper is therefore also to establish a guide for which parameter affect which property of the clutch.

A compliant mechanism is a mechanism that bypasses springs or hinges etc. by combining these into a singular component. In this case this would represent that hub, clutch shoes and springs are combined into a singular and homogeneous piece. Some challenges arise when all parts are combined into one, if you wish to increase the weight of the shoe clutches it is inevitable to not affect the part which is to act as the spring, regardless of if this was the intent of the engineer.

There are some specific requirements by law which applies to a chainsaw. Since there is a saw chain the clutch must engage at specific rotational speed and not at idle. Chainsaws are generally products which run at a high rotational speed, therefore the clutch needs to be designed a bit differently compared to similar clutches with different applications. Also, the clutch must be easily removeable so that the chain can be changed when needed, this also applies when used by lumberjacks in the forest.

This paper includes a study of the existing clutch and the specific requirements on such a clutch. At the same time a different study took place involving compliant mechanism, how it works, advantages and disadvantages, and also some the challenges that will emerge if the clutch instead utilize compliant mechanism. This is a study of what kind of mechanics etc. would be employed to calculate the properties of the clutch.

The work continued by generating different concepts, these concepts were then evaluated and eliminated until only two concepts remained. These concepts were then tested by Husqvarna Group in house. The test showed that the clutches had the desired functionality but did not fulfil the requirements of when the clutch should engage. The test showed that it is possible to design such a clutch but there is more work to be done.

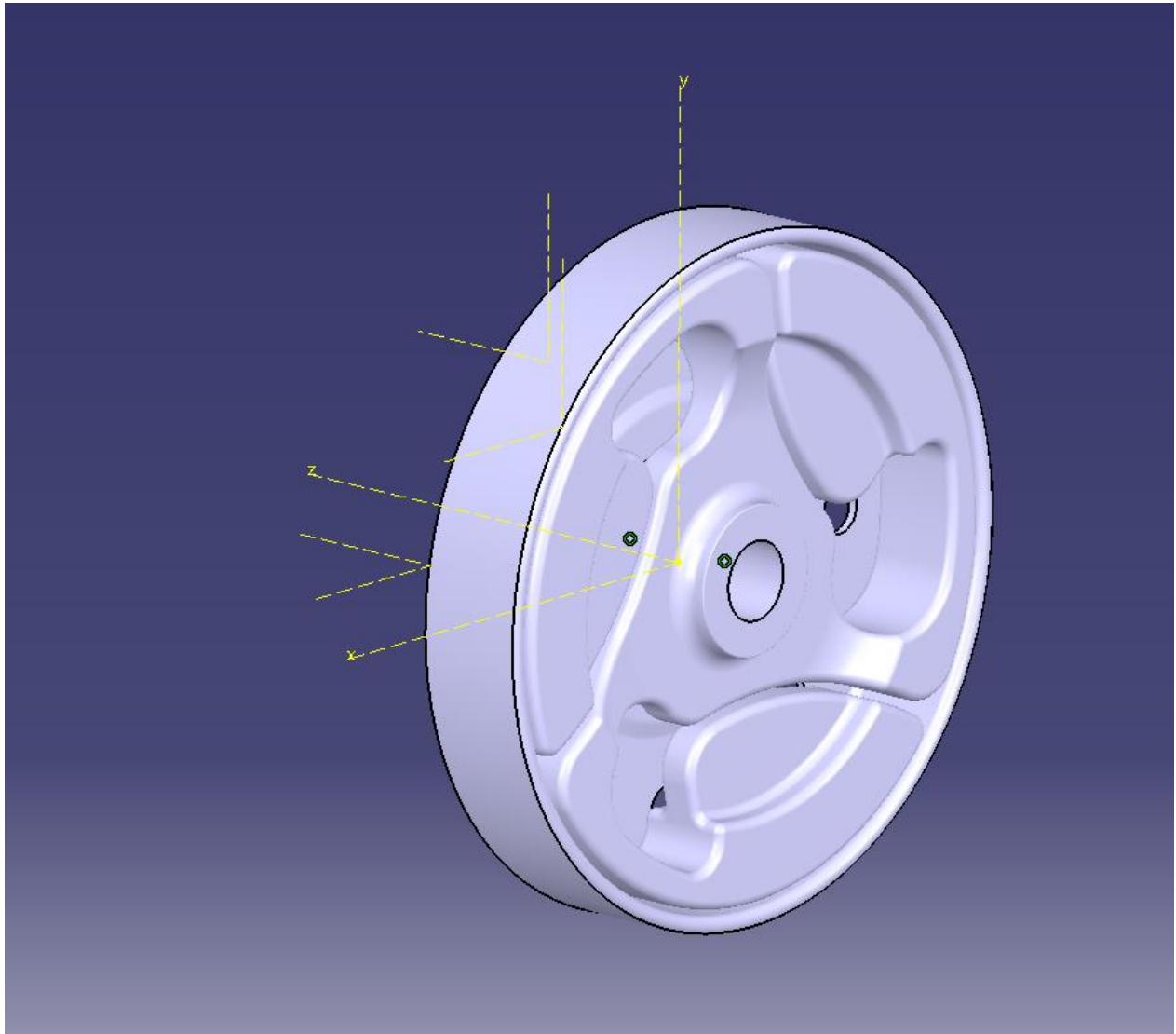
Most of the work has consisted of design of the concepts in CAD then to be evaluated with FEM-simulations. Mostly CATIA V5 has been used. Only static calculations have been available unfortunately, therefore the results will not reflect reality perfectly. The results were deemed sufficient to compare the different concepts against each other and used to continue the optimisation. How well these calculations represent reality is something the final test shows.

# Innehållsförteckning

Förord.....	v
Sammanfattning.....	vi
Summary.....	vii
Innehållsförteckning.....	viii
Beteckningar och förkortningar.....	x
1 Inledning.....	1
1.1 Bakgrund.....	1
1.2 Syfte.....	1
1.3 Avgränsningar.....	2
1.4 Precisering av frågeställningen.....	3
2 Teoretisk referensram.....	4
2.1 Centrifugalkoppling.....	4
2.2 Elastisk mekanism.....	7
2.3 Centrifugalkoppling i en motorsåg.....	9
3 Metod.....	12
3.1 Förstudier.....	12
3.2 Konceptgenerering.....	12
3.3 Eliminering av koncept.....	12
3.4 Materialval.....	13
3.5 FEM-simulering.....	13
3.6 Prototyper.....	14
4 Resultat.....	15
4.1 Konceptgenerering.....	15
4.2 Koncept.....	22
Koncept 1.....	22
Koncept 2.....	22
Koncept 3.....	23
Koncept 3.1.....	24
Koncept 4.....	24
Koncept 5.....	25

4.3 Eliminering av koncept .....	26
4.4 Parametrarnas påverkan vid optimering av koncept .....	27
4.5 Optimering av koncept .....	31
Koncept 1 .....	31
Koncept 4 .....	32
Funktioner som krävs på produkt för konsument .....	33
4.6 Materialval .....	33
4.7 Tester av prototyper .....	35
4.8 Hållbarhetsaspekter .....	37
5 Slutsats .....	38
6 Referenser .....	40
Bilagor .....	A
Bilaga 1 .....	A

## Beteckningar och förkortningar



*Figur 1.* Visar koordinatsystemet som används i rapporten. Här syns kopplingen ”utifrån”, vilket innebär att vevaxeln som slutar i kopplingen fortsätter i z-axeln till vevstaken. Kedjan på motorsågen sitter runt z-axeln fortsätter runt svärdet som är monterat i negativ x-riktning.

Beteckningar som används framförallt i formler i rapporten:

EM: Elastisk mekanism

CAD: Computer Aided Design (Datorstödd konstruktion)

FEM: Finita element-metoden

N: Normalkraft verkande från kopplingstrumman mot kopplingsbacken

n: Antalet backar som används i kopplingen

$\mu$ : Friktionstal mellan två material

$F_f$ : Fjäderkraften i kopplingen

$\omega$ : Vinkelhastighet i rad/s

$\omega_0$ : Ingreppvinkelhastighet

$m$ : Massa på en back

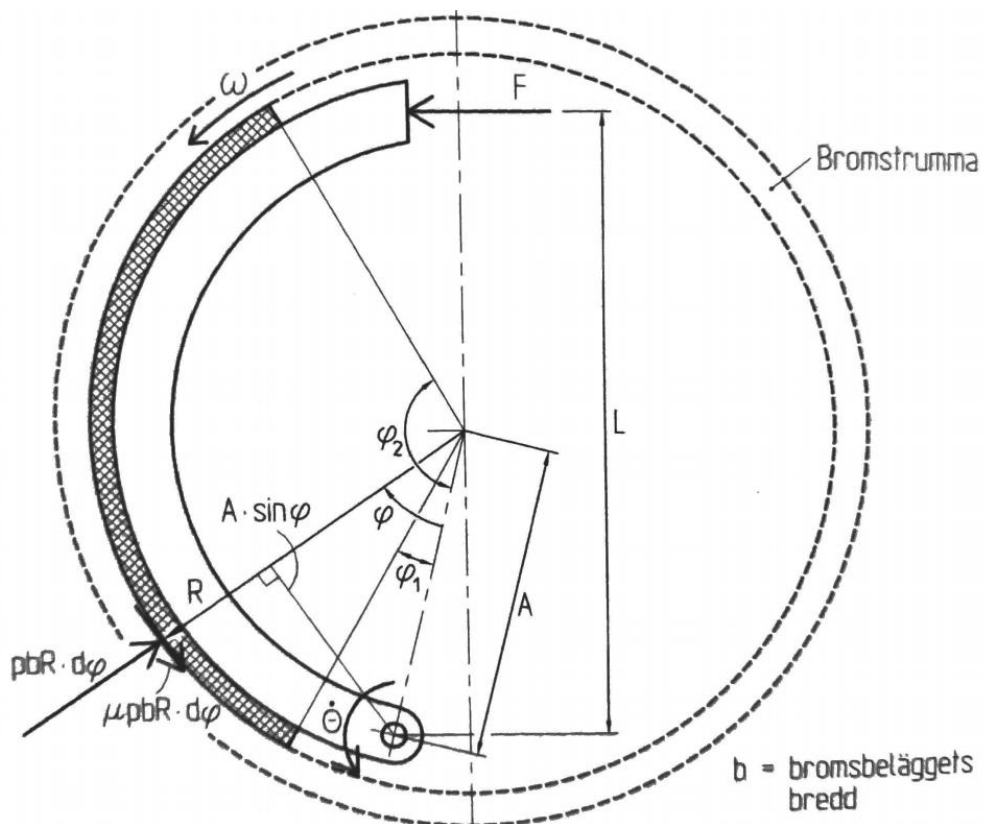
$M$ : Moment

$n$ : Antal backar

$R_{Tp}$ : Avstånd från kopplingens centrum till kopplingsbackens masscentrum

$F_f$ : Den fjäderkraft som motverkar kopplingsbackens rörelse utåt vid rotation

$R$ : Trummans innerradie



Figur 2. Innerbackbroms som roterar så den är en plusback med beskrivningar av benämningar till formler, (Mägi m.fl., 2017, s. 302).

$\phi_1$ : Vinkel enligt figur ovan

$\phi_2$ : Vinkel enligt figur ovan

$A$ : Längd enligt figur ovan

$L$ : Längd till yttrekraft enligt figur ovan

# 1 Inledning

## 1.1 Bakgrund

Husqvarna Group utvecklar och producerar produkter för trädgårds- och skogsvård. I många av de bensindrivna produkterna ingår en centrifugalkoppling. Den typ av centrifugalkoppling som används idag innehåller flera kopplingsbackar som är fjäderbelastade (se fig 3). Fjäderbackarna sitter i sin tur på ett nav som är monterat på vevaxeln. När motorn uppnår en viss varvfrekvens så övervinner centrifugalkraften fjäderkraften så kopplingsbackarna får kontakt med kopplingstrumman som för vidare momentet till exempelvis en motorsågskedja. Detta innebär att kopplingens tillstånd endast beror av varvfrekvensen och det enda användaren behöver göra för att kedjan ska rotera är att gasa. Vill användaren att motorsågskedjan ska stanna slås bromsen till vilket leder till att bromsbandet runt kopplingstrumman dras åt för att kedjan ska stanna. Bromsen kan även slås till av kastskyddet som utlöses om motorsågen gör en plötslig rörelse mot användaren. När motorn sedan varvar ner kopplas kopplingen ur. Kopplingen kopplas alltså ur när motorns hastighet närmar sig tomgång. Således är kopplingen mycket enkel att använda.

Dagens koppling innehåller en mängd komponenter (oftast 5 - 7). Husqvarna vill därför utreda ett nytt koncept för koppling som ska använda en elastisk mekanism (hädanefter kallat EM), något som är vanligt inom t.ex. plastkomponenter.



Figur 3. Dagens koppling.



Figur 4. Dagens koppling i motorsågen

## 1.2 Syfte

Projektets syfte är att utreda om det är möjligt att använda konceptet EM för en koppling som används i Husqvarnas produkter. Detta skulle i så fall möjliggöra att de ingående komponenterna i kopplingen kan reduceras till endast ett fåtal. Ett problem med dagens kopplingskoncept är att

det kan uppstå viss nötning mellan kopplingens nav och kopplingsbackarna vilket leder till att kopplingen slits snabbare än önskat. Denna nötning kan påverka kopplingens funktion.

Detta är ett problem som troligtvis helt skulle kunna undvikas vid användande av en koppling med EM. Andra potentiella fördelar med en koppling som använder en elastisk mekanism är minskad vikt och ökad prestanda samt minskad tillverkningskostnad.

### 1.3 Avgränsningar

Projektet kommer avgränsas till att endast gälla en specifik produkt, en 60cc motorsåg. Examensarbetet kommer inte ta hänsyn till kopplingstrummans deformation (vid rotation av kopplingstrumman uppstår en deformation som gör att den får en mer konisk form än vid stillastående). Däremot kommer arbetet ta hänsyn till att deformation av trummans cirkulära form bör motverkas. (T.ex. skulle problem uppstå om kopplingen endast använde en back på en mindre del av den cirkulära ytan. Detta skulle leda till att trumman får en oval form.) I första hand kommer projektet ta hänsyn till de hållfasthets- och mekaniska aspekter som finns.

För att kunna testa en prototyp kommer krav på vissa dimensioner ställas. Ett resultat av projektet skulle dock kunna vara att vid användning av en koppling med EM måste andra dimensioner än dagens användas. Detta skulle göra det omöjligt att testa prototypen i de tester som den nuvarande kopplingen genomgår men är samtidigt ett möjligt resultat där det är intressant att utreda vilka dimensioner en sådan koppling skulle kräva. Därför kommer arbetet i första hand inriktas på att jämföra en EM-koppling med ungefär samma dimensioner som den koppling som används idag på Husqvarnas 60cc motorsåg.

Arbetet kommer inte ta hänsyn till möjligheterna att massproducera den produkt som tas fram. Med detta menas att hänsyn till kostnader som materialkostnad, produktionskostnad och monteringskostnad inte kommer tas. Geometrin på koncepten kommer inte ta hänsyn till vilken/vilka tillverkningsmetoder som krävs för att skapa dessa. Slutligen avgränsas arbetet till att inte ta hänsyn till hur kopplingen skulle monteras vid massproduktion.

Eftersom möjligheterna till fysiska tester är begränsade samtidigt som möjligheten att simulera resultaten är begränsad till statiska beräkningar kommer också alla utvärderingar av koncept o.s.v. i första hand basera sig på statiska beräkningar. Även om dessa inte kommer att ge ett 100% korrekt resultat bedöms de ge ett tillräckligt bra underlag för att utvärdera koncepten, därefter kan de koncept som presterar sämst elimineras. Därefter är avsikten att beräkningarna för det slutliga konceptet ska kunna verifieras genom att en prototyp tillverkas som sedan kan testas i en motorsåg.

#### 1.4 Precisering av frågeställningen

Projektets mål är att utreda om det är möjligt att använda en koppling enligt det koncept som Husqvarna har föreslagit. Detta innebär att utreda de krav som finns på kopplingens funktion samt om de kan överföras till en koppling som använder en EM. För att detta ska fungera måste material och geometri, där även massan hos kopplingen ingår, kombineras så att kopplingen uppnår de krav som ställs på komponenten.

Bland dessa egenskaper ingår att kopplingen ska angripa kopplingstrumman vid en varvfrekvens som uppfyller kraven, systemet som helhet ska kunna bromsas tillräckligt snabbt om bromsen slås till och systemet ska slira med lagom moment vid rätt varvfrekvens om kedjan låses. Ett exempel på sådant stopp skulle också kunna vara att kedjan kilas fast i materialet som kapas. Vissa av dessa egenskaper är relaterade till lagkrav (ofta kompletterade med ett hårdare internt krav) samt krav för att uppnå önskad prestanda. Om utredningen visar att det är möjligt att konstruera en koppling med EM är det också av intresse med en diskussion kring hur en sådan koppling bör konstrueras och vilka parametrar som kan ändras för att ge önskade egenskaper. I huvudsak är de parametrar som kan ändras för att uppnå önskade egenskaper följande: backens massa, masscentrum samt det fjädrande elementets styvhet.

## 2 Teoretisk referensram

Här presenteras den teori som har framkommit i litteraturstudien samt övrig teori som har använts för att generera koncept samt utvärdera och optimera koncepten.

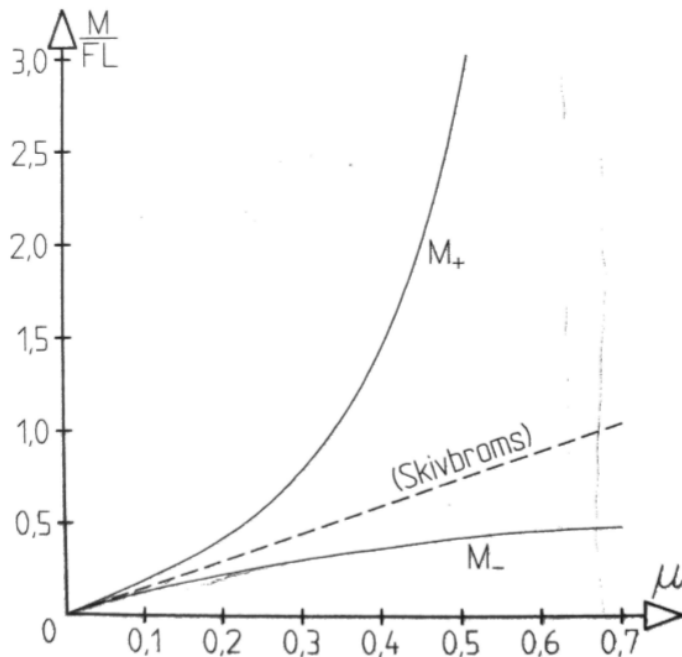
### 2.1 Centrifugalkoppling

De viktigaste egenskaperna att kunna kontrollera i en centrifugalkoppling på en motorsåg är ingreppsvarvfrekvensen, slirvarvfrekvensen och det överförbara momentet. I detta avsnitt förklaras hur de här egenskaperna kontrolleras och vilka parametrar som påverkar respektive egenskap.

Centrifugalkopplingar är vanliga i tillämpningar med mindre motorer. T.ex. används centrifugalkopplingar i motorsågar, röjsågar, på radiostyrda bilar/helikoptrar och på gokarts. En centrifugalkoppling används i första hand när det endast finns en växel på den produkt där den används. Fördelarna med en centrifugalkoppling är att det är en relativt enkel komponent att tillverka, dessutom är den enkel att använda då det enda användaren behöver göra för att koppla in eller ur kopplingen är att gasa mer eller mindre.

Den grundläggande idén i en centrifugalkoppling är att ett antal tyngder, ofta kallade kopplingsbackar, roteras av vevaxeln. För att kopplingsbackarna ska föra vidare momentet till det som ska drivas (i fallet motorsåg en kedja) sitter det runt kopplingsbackarna en så kallad kopplingstrumma. När vevaxeln roterar slungas kopplingsbackarna ut från centrum av kopplingen, vid en viss vinkelhastighet har backarna förflyttats så långt att avståndet mellan backarna och trumman är 0. Denna vinkelhastighet eller snarare dess motsvarande varvfrekvens benämns som kopplingens ingreppsvarvfrekvens. Därmed kan kopplingen överföra ett moment från motorn till kedjan. För att inte kopplingen ska kopplas in mot kopplingstrumman för tidigt belastas kopplingsbackarna med en eller flera fjädrar.

En centrifugalkoppling har vissa likheter med en innerbackbroms (Mägi m.fl., 2017, s. 338), och kan därmed definieras som en plus/minus koppling där tecknet anger hur friktionskrafterna kommer påverka det bromsande momentet. I en pluskoppling kommer friktionskrafterna (när kopplingen slirar mot trumman) bidra till att trycka ut backen och därmed öka normalkraften. Minuskoppling är motsatsen till pluskoppling, därför ger summan av friktionskrafterna ett negativt moment vilket leder till minskad normalkraft för backen (se figur 2). En centrifugalkoppling som fungerar som en pluskoppling är lämplig vid applikationer med små varvfrekvens eftersom normalkraften inte blir så stor och därmed heller inte det överförbara momentet. Alltså kommer en pluskoppling att skapa en större normalkraft och därmed ge ett högre överförbart moment. En pluskoppling är även mer känslig för friktionsändringar (se figur 5), alltså kommer det överförbara momentet växla mycket med friktionsändringar. Eftersom det alltid är stora friktionsosäkerheter samt att friktionen ändras med temperaturen så är en minuskoppling mer stabil under sådana förutsättningar. För att jämföra konceptens egenskaper med dagens koppling sattes friktionstal till samma som Husqvarna använder.



Figur 5. Graf över hur moment för plus- minuskoppling kan variera med friktionen (Mägi m.fl., 2017, s. 304).

Det som avgör vid vilken varvfrekvens som kopplingen kopplas in är de tre parametrarna fjäderkraft, kopplingsbackens massa samt avståndet från kopplingens centrum till kopplingsbackens masscentrum enligt ekv 1, Mägi m.fl. (2017, s. 339).

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{F_f}{mR_{Tp}}} \quad \text{ekv. 1}$$

Där  $\omega_0$  är inkopplingsvinkelhastigheten,  $F_f$  är fjäderkraften när kopplingsbacken får kontakt med kopplingstrumman,  $m$  är backens massa och  $R_{Tp}$  är avståndet från kopplingens centrum till backens masscentrum.

Det överförbara momentet per kopplingsback tas från formler för en plusback till en innerbackbroms och är enligt Mägi m.fl. (2017, s. 303)

$$M = \frac{\mu I_s}{\frac{A}{R} I_{ss} - \mu (I_s - \frac{A}{R} I_{sc})} FL \quad \text{ekv. 2}$$

Där  $F$  är yttre ansättningskraften på varje back och  $I_s$ ,  $I_{ss}$  och  $I_{sc}$  är integraler som används vid beräkningarna och ser ut enligt ekv. 4 – 6. Mägi m.fl. (2017, s. 303)

$$F = mR_{Tp}\omega^2 - F_f \quad \text{ekv. 3}$$

$$I_s = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sin(\varphi) d\varphi = \cos(\varphi_2) - \cos(\varphi_1) \quad \text{ekv. 4}$$

$$I_{ss} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sin^2(\varphi) d\varphi = \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{2} - \frac{\sin(2\varphi_2) - \sin(2\varphi_1)}{4} \quad \text{ekv. 5}$$

$$I_{sc} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sin(\varphi) \cos(\varphi) d\varphi = \frac{\cos(2\varphi_1) - \cos(2\varphi_2)}{4} \quad \text{ekv. 6}$$

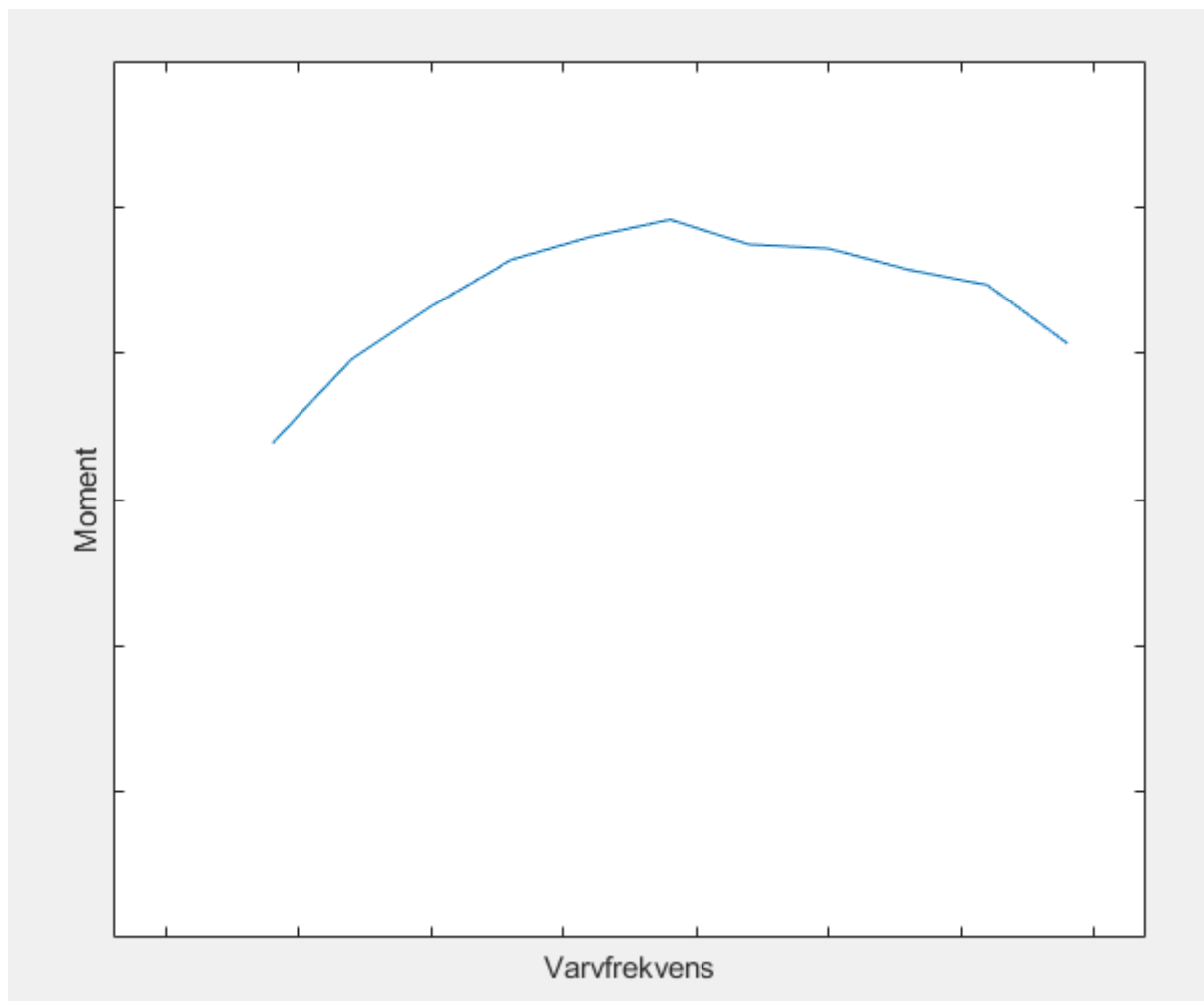
För en minusback blir formeln likartad den för en plusback,  $\mu$  i nämnaren byter tecken och formeln blir därmed

$$M = \frac{\mu I_s}{\frac{A}{R} I_{ss} + \mu \left( I_s - \frac{A}{R} I_{sc} \right)} FL \quad \text{ekv. 7}$$

Denna formel används istället för  $M = \mu(mR_{TP}\omega_1^2 - F_f)R$  då denna formel ansätter krafterna som punktlaster och är därmed en förenkling. Det totala överförbara momentet blir då antalet backar multiplicerat med momentet som en back kan överföra (ekv 7)

$$M_{tot} = nM. \quad \text{ekv. 8}$$

Slirvarvfrekvensen förklaras enklast genom att se det som en jämvikt mellan momentet från motorn och det från kedjan/kopplingstrumman. Det är alltså den varvfrekvens som motorn har när kedjan sitter fast eller trumman är låst av bromsen och kopplingen endast kan slira men användaren samtidigt gasar. Slirningen är till viss del en egenskap som är önskvärd för att skydda motorn mot för stora belastningar. För att motorsågen ska kunna användas optimalt finns ett internkrav hos Husqvarna som innebär att denna varvfrekvens får högst vara en viss andel av varvfrekvensen som ger det maximala momentet från motorn. Detta för att det maximala momentet från sågen inte ska begränsas av kopplingen. Motorns momentkurva ser ut enligt figur 6. Figuren visar att motorn har ett maximalt moment som inte nås vid den maximala varvfrekvensen. Det maximala momentet fås alltså vid en lägre varvfrekvens, och det är då med denna varvfrekvens som slirvarvfrekvensen jämförs.



Figur 6. Motorns momentkurva, något ojämn kurva på grund av få mätpunkter.

Slirvarvfrekvensen kan beräknas genom att sätta maximala överförbara momentet enligt ekv 8 (och anpassa den till det antal backar som aktuell koppling har) som en funktion av varvfrekvensen och sedan skissa upp den kurvan i en graf med motorns momentkurva. Eftersom slirvarvfrekvensen uppstår vid jämvikt av möjligt överförbart moment för kopplingen och momentet motorn kan leverera kommer slirvarvfrekvensen kunna utläsas där dessa två kurvorna korsar varandra.

## 2.2 Elastisk mekanism

En elastisk mekanism är något som utnyttjar böjning och flexibilitet för att utföra dess ändamål enligt (Howell et al., 2013, s. 3). saker som sugrör, påsklämma och pilbågar, men även många kroppsdelar som hjärta och fingrar är saker som med hjälp av böjning på ett eller flera ställen tillåter dem att utföra sin funktion, alltså ses dessa som en EM. Ett kännetecken för en EM är att den tillåter rörelsen genom att utnyttja balkböjning av olika typer, detta syns på t.ex. pilbågen som kan ses som en balkböjning på bägge sidor av handtaget. Denna balkböjning gör det möjligt att lagra den energi som senare används för att skjuta iväg pilen. Men i andra fall som i sugröret

och påsklätta är det inte önskvärt att lagra energin och syftet blir istället att tillåta rörelse som kvarstår. Möjligheten att använda lagrad energi i systemet kan därför i vissa fall ses som en fördel men beroende på önskad funktion kan det även vara en nackdel och bidra till högre krav på designen (Howell, 2001, s. 7).

De främsta fördelarna med att använda en EM är att antalet delar och därmed komplexiteten kan minska, detta bidrar till lägre tillverkningskostnad och monteringskostnad. Även fördelar som mindre underhåll och längre livslängd är sådant som EM kan bidra med, genom att ta bort behovet av smörjmedel samt minskad nötning. Hög precision är också en möjlig fördel som i kombination med minskad nötning är av stor fördel inom vissa områden (Howell, 2001, s. 2). Av dessa anledningar är EM något som används allt mer.

Nackdelarna med att använda EM är främst att det inte är lika enkelt att designa en konstruktion med en EM samt att det inte finns lika mycket litteratur eller exempel att utgå ifrån. Den främsta anledningen till att det kan vara svårare att konstruera en komponent med EM är att många egenskaper ofta kopplas ihop och att en ändring som syftar till att förändra en egenskap även ger andra effekter än de som ändringen avsåg. Detta leder till att en konstruktion som vanligtvis innebär att en del av komponenten har en funktion byts ut mot en konstruktion där många funktioner innehas av en del av komponenten. Detta kan leda till att en ändring som avser att lösa ett problem har en större risk att skapa andra problem som egentligen inte har med funktionen som skulle ändras att göra (Howell, 2001, s. 6-7).

Även metoderna för beräkning är annorlunda jämfört med stela och statiska delar kombinerade med t.ex. gångjärn eller fjädrar. Detta beror som tidigare nämnt på att en EM ofta ersätter en eller flera stela komponenter som i sin tur bidrar till att den elastiska mekanismen inte längre bara påverkar en funktion. Mer avancerade utmattningsberäkningar behövs då komponenten oftast utnyttjar drag/tryck och böjning för att utföra sin funktion. Användandet av en elastisk mekanism kan också leda till begränsad rörlighet, en balk kan bara böjas till en viss gräns innan den knäcks eller deformeras plastiskt. Så att ersätta en kulle som kan rotera fritt med en EM blir därför svårt. Detta ställer ytterligare krav på designen. Allt detta bidrar till högre krav på materialet som används och beräkningskraften som krävs (Howell m.fl., 2013, s.7).

När det kommer till drag/tryck och böj så är det mer effektivt att arbeta med böj om balken/stången anses vara slank (balken/stången är mycket längre än vad den är tjock), detta kan enkelt bevisas med en stång som är fast inspänd i ena änden enligt figur 7.

$$E = 210 \text{ GPa}$$

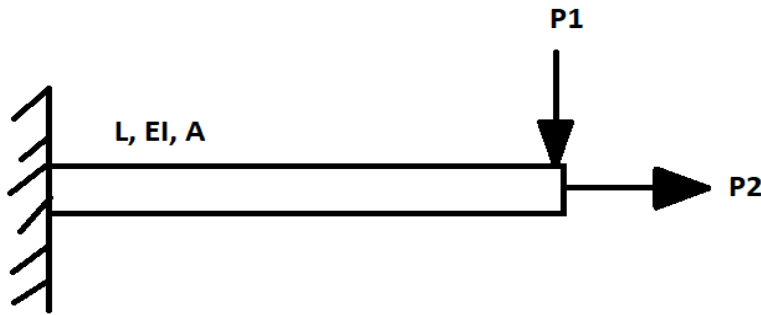
$$L = 0,1 \text{ m}$$

$$r = 0,01 \text{ m}$$

$$A = \pi \times 0,01^2 \text{ m}^2$$

$$P1 = P2 = 100 \text{ N}$$

$$I = \frac{\pi \times (2 \times 0,01)^4}{64} \text{ m}^4 \text{ (Dahlberg, 2001, s. A8)}$$



Figur 7. Balk med två krafter för beskrivet exempel.

Om P1 och P2 är lika till värde så skulle i detta fall deformationen vid enbart drag bli enligt (Dahlberg, 2001, s. A2)

$$\delta_D = \varepsilon \times L = \frac{\sigma}{E} L = \frac{P2/A}{E} L = \frac{100/\pi 0,01^2}{210 \times 10^9} 0,1 = 1,52 \times 10^{-7} [m] \quad \text{ekv. 9}$$

Förflyttningen av stångens högra ände i vertikal riktning vid enbart böj (P1) blir enligt (Dahlberg, 2001, s. A12)

$$\delta_B = \frac{P1 \times L^3}{3EI} = \frac{100 \times 0,1^3}{3 \times 210 \times 10^9 \times \frac{\pi \times (2 \times 0,01)^4}{64}} = 2,02 \times 10^{-5} [m] \quad \text{ekv. 10}$$

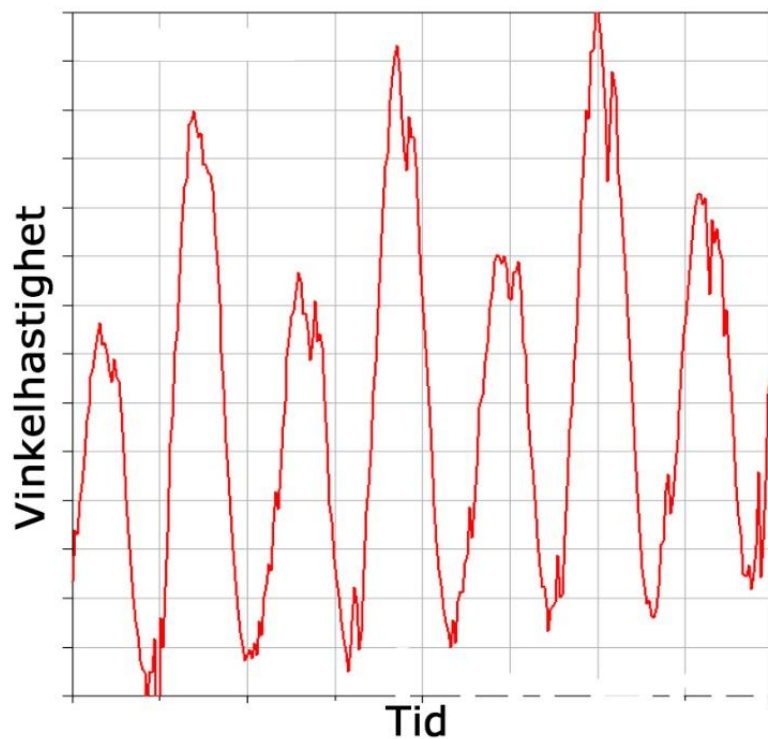
Det är alltså bättre att böja än att dra för att få en stor deformation, vilket oftast eftersträvas av en EM.

Ett sätt att räkna på EM är Pseudo-Rigid Body Models som presenteras i Compliant Mechanism av Larry Howell, professor på Brigham Young University (Howell, 2001, kap. 5). Detta används för att förenkla beräkningarna och göra dem mer hanterliga, detta genom att omvandla en EM till en stelkropp med rörliga länkar. I det här fallet skulle det innebära att kopplingsbacken hanteras som en balk och det fjädrande elementet hanteras som en skruvfjäder. Den här typen av beräkningar skulle kunna användas för att beräkna kopplingens egenskaper om inte tillgång till FEM-simulering finns.

### 2.3 Centrifugalkoppling i en motorsåg

Även om en centrifugalkoppling principiellt fungerar likadant i en motorsåg som vid andra tillämpningar finns det problem som måste lösas för den specifika tillämpningen. T.ex. leder användningen av en encylindrig tvåtaktsmotor till en ojämn gång (se fig. 7). Detta leder till att även om motorn vid ett visst gaspådrag och en viss belastning har en medelvarvfrekvens så kommer denna frekvens att variera under ett varv. Denna variation gör att varvfrekvensen varierar över ett varv och kopplingen kommer under ett och samma varv uppleva både faser av acceleration och retardation av vinkelhastigheten. Denna variation har dessutom ökat med senare

modeller då den påverkas av ett minskande masströghetsmoment på grund av en vilja att göra produkterna lättare. En effekt av varvfrekvensvariationen är att ingreppsvarvfrekvensen kommer bli lägre i verkligheten än beräknat. Detta eftersom varvfrekvensen temporärt kommer öka under delar av ett varv. Detta gör att kopplingen når sin beräknade ingreppsvarvfrekvens momentärt och då får kontakt och driver trumman, och eftersom definitionen på drift för en motorsåg är att kedjan ska rotera en viss längd på en viss tid så räcker detta för att sänka ingreppsvarvfrekvensen.



Figur 8. Varvfrekvensvariationerna i en tvåtaktsmotor.

Det förekommer även nötning mellan back och nav vilket kan leda till att kopplingarna behöver bytas tidigare då slitaget påverkar kopplingens funktion. Det här är något som förmodligen skulle kunna lösas med en koppling som är tillverkad i ett homogent stycke.

Eftersom de av Husqvarnas produkter som innehåller en centrifugalkoppling är handhållna produkter, som när det gäller framförallt proffsmodellerna är tänkta att kunna användas en hel arbetsdag finns det vid utveckling av nya produkter ett intresse av att minska vikten så mycket som möjligt. Även om kopplingen är en liten del av den totala massan är även bidrag till minskad vikt från kopplingen också av intresse. Därför kommer en lättare koppling med likvärdiga egenskaper i övrigt i de flesta fall bedömas vara ett bättre koncept.

På Husqvarna finns ett krav som innebär att all enklare service av produkterna ska kunna utföras på de platser där produkten används och med enkla verktyg. På Husqvarnas mindre motorsågar (60cc och mindre) där kedjan är monterad på insidan av kopplingen är det viktigt för

konstruktionen av kopplingen framförallt eftersom kopplingen måste demonteras vid byte av kedja på motorsågen. Detta är alltså något som måste kunna lösas ute i skogen med det multiverktyg som skickas med motorsågen för att uppfylla Husqvarnas interna krav på motorsågen. Med de kopplingar som finns på Husqvarnas produkter idag kan kopplingen demonteras med hjälp av detta verktyg genom att det ansätts mot den avsedda platsen på kopplingen och sedan kan användaren med ett slag mot verktyget montera av kopplingen. Detta fungerar genom att den tröghet som finns i hela systemet (framförallt den masströghet som beror på vevaxel, vevstake och cylinderkolv) används som mothåll. När kopplingen väl skruvats loss kan den demonteras och kedjan kan bytas ut.

## 3 Metod

I det här kapitlet beskrivs hur arbetet har utförts och vilka metoder som har använts.

### 3.1 Förstudier

För att få en förståelse för hur en centrifugalkoppling fungerar i teorin gjordes en förstudie av maskinelementet. Till att börja med förklarades konceptet av handledare på Husqvarna, här erhöles en grundläggande förståelse för hur en centrifugalkoppling fungerar samt vilka funktioner som måste finnas på Husqvarnas produkter. Detta följdes av vidare studier i främst kurslitteratur inom ämnet maskinelement samt mekanik som kombinerades med de kunskaper som arbetets medlemmar redan hade inom ämnena. Dessutom diskuterades problemet med lärare på Chalmers för att få en bättre förståelse av kopplingen.

Parallellt med undersökningen av det kopplingskoncept som används idag gjordes litteraturstudier av hur en EM fungerar (eftersom nästan all litteratur inom ämnet är på engelska användes sökordet "compliant mechanism"). Sammantaget ledde dessa studier till en bättre förståelse av centrifugalkopplingar generellt och de krav på prestanda som finns vid den här typen av användning. Dessutom förvärvades värdefull kunskap av hur en EM fungerar. Sammantaget ledde de här kunskaperna till att underlätta konstruerandet av en EM-koppling. Den inhämtade informationen i förstudierna kan hittas i kapitel 2, "Teoretisk referensram".

### 3.2 Konceptgenerering

För att säkerställa att arbetet resulterar i en produkt som uppfyller kraven så utarbetades en kravspecifikation som verifierades tillsammans med handledare på Husqvarna. Hur en kravspecifikation används beskrivs i (Johannesson m.fl., 2013, s 137-143). Denna kravspecifikation användes sedan för att eliminera de koncept som inte uppfyllde kraven i simuleringarna samt hur väl det slutliga konceptet uppfyller kraven i verkligheten.

För att generera ett antal koncept som sedan kan utvärderas och elimineras till ett slutligt gjordes ett arbete med att ta fram en funktionsanalys som beskriver vilka funktioner som är viktiga för produkten. Denna funktionsanalys användes sedan för att med hjälp av en morfologisk matris ta fram ett antal koncept som skulle kunna lösa problemet som beskrivs. En morfologisk matris beskrivs i (Johannesson m.fl., 2013, s. 175) och används för att med ett antal dellösningar på delproblem generera många olika koncept.

För att utöka antalet koncept gjordes dessutom efterforskningar på lösningar för liknande problem. Därefter gjordes bedömningar och förändringar över hur dessa koncept skulle behöva förändras för att passa i en motorsåg.

### 3.3 Eliminering av koncept

När ett antal koncept hade genererats jämfördes dessa med varandra. Här togs hänsyn till de krav och önskemål som Husqvarna ställer på komponenten. Om ett koncept bedömdes vara klart sämre än de andra eliminerades det som alternativ till slutligt koncept. När ett fåtal koncept återstod gjordes ett lite större arbete med att försöka optimera de kvarvarande koncepten för att kunna göra en ännu bättre bedömning av deras potential. Denna optimering gjordes främst genom att göra modeller av koncepten i CAD (Catia V5), dessa modeller kunde sedan användas för att

med en FEM-beräkning utvärdera både ungefärliga förflyttningar av kopplingsbackarna vid givna varvfrekvenser samt vilka spänningar dessa leder till.

CAD-modellerna användes även för att beräkna tyngdpunkter och ta mått som senare användes i de beräkningarna som gjordes för att bestämma ingreppvarvfrekvens samt slirvarvfrekvens. Eftersom även en låg massa var av intresse kunde CAD-modellerna användas för att beräkna kopplingens totala massa. När dessa modeller var optimerade så långt som tiden tillät gjordes ytterligare en utvärdering där de koncept som hade sämst egenskaper valdes bort.

### 3.4 Materialval

För att på ett bra sätt kunna jämföra olika koncept måste även ett materialval göras. I första hälften av projektet gjordes jämförelserna med stål som material då det är det material som används i dagens koppling. Senare under projektets gång gjordes en något grundligare analys av vilket material som skulle användas, framförallt med hjälp av CES Edupack som innehåller materialdata för alla material som kunde bli aktuella för prototypen. För en centrifugalkoppling med en EM är den viktigaste materialdatan; E-modul, densitet, sträckgräns, brottgräns och nötningsresistans. Därför var det främst de här egenskaperna som utvärderades.

### 3.5 FEM-simulering

FEM-simulering innebär att en konstruktion delas upp i ett ändligt antal delar (element) sedan görs exempelvis en hållfasthetsberäkning för varje enskilt element. Detta innebär att en approximativ lösning kan tas fram till ett komplext problem. Denna lösning kan påvisa de spänningar och deformationer som uppstår vid last på t.ex. en centrifugalkoppling (Ugural m.fl., 2012, s. 350-351).

CAD-modellerna användes för att göra FEM-beräkningar med hjälp av Catia V5. För att erhålla en korrekt beräkning måste rätt randvillkor samt laster användas. Även om FEM-simuleringen ger en bild av hur komponenten skulle prestera i verkligheten är det viktigt att komma ihåg att det är en simulering som alltid är en förenkling av verkligheten.

Till att börja med gjordes en FEM-simulering där endast kopplingen var med (alltså ingen kopplingstrumma). Här låstes kopplingen fast i axelhålet där vevaxeln ska monteras. Därefter lades en last motsvarande en bestämd varvfrekvens in. I de här simuleringarna användes i regel en last motsvarande den ungefärliga varvfrekvens vid vilken kopplingen ska kopplas in enligt de krav som finns på komponenten. Därefter gjordes en utvärdering av kopplingens deformation och effektivspänningarna som beräknas uppkomma på grund av lasten.

Den deformation som önskas vid en varvfrekvens motsvarande ingrepp är den som krävs för att kopplingen ska sluta det spel som finns mellan kopplingen och trumman. Vid ingreppsvarvfrekvensen krävs inte större deformation än att kopplingen precis nuddar trumman. Om beräkningen visade på att kopplingen inte hade önskade egenskaper gjordes förändringar för att komma närmare de önskade egenskaperna. Detta itererades sedan tills en godtagbar geometri uppnåts.

När kopplingen fått egenskaper i linje med de önskade vid ingreppsvarvfrekvensen gjordes nya FEM-simuleringar som även tog hänsyn till trummans påverkan på kopplingen. Anledningen till

att trumman inte var med i de initiala beräkningarna är att beräkningar med flera olika delar kräver betydligt mer datorkapacitet och tid. Dessutom kunde bedömningen av ingreppsvarvfrekvens göras manuellt, sammantaget ledde detta till beslutet att inte ta hänsyn till trumman vid de initiala beräkningarna.

FEM-beräkningarna som även tog hänsyn till trumman genomfördes i stort på samma sätt som de tidigare FEM-beräkningarna med tillägget att även trumman låstes fast i axelhålet. Dessutom angavs ett kontaktvillkor mellan kopplingsbackarna och trummans innerkant. Resultatet av dessa beräkningar användes sedan för att bedöma hur stor kontaktytan mellan backen och trumman skulle bli. Resultaten användes för att försöka maximera kontaktytan.

Tyvärr har FEM-simuleringarna gjorts med statiska analyser. Det beror i första hand på att det var det verktyg som fanns tillgängligt både på Chalmers och på Husqvarna. Eftersom det förlopp som simulerades till stora delar är dynamiskt bör dynamiska beräkningsmodeller tillämpas. Dynamiska beräkningar skulle med största sannolikhet ge ett mer verklighetstroget resultat. Trots detta bedöms de statiska beräkningarna vara tillräckligt bra för att kunna användas. Det är dessutom den typ av beräkningar som Husqvarna själva använder i första läget vid utveckling av nya kopplingar (även om de normalt följs av dynamiska beräkningar). Beräkningarna bedöms också vara tillräckligt bra för att kunna jämföra koncepten med varandra vilket också är vad de främst har använts till.

### 3.6 Prototyper

För att validera och utöka förståelsen så tillverkades olika prototyper. En av de första prototyper som tillverkades var på några av de olika koncepten från den morfologiska matrisen. Dessa koncept skars ut ur sittunderlag (liknande material som ett liggunderlag) och användes sedan för att se hur koncepten skulle röra sig.

Vidare tester har även utförts i programmet CATIA med hjälp av FEM-modellering. För att möjliggöra detta konstruerades de olika koncepten och sedan kördes FEM-beräkningar. Dessa beräkningar utfördes på koncepten med en rotationshastighet motsvarande den önskade ingreppsvarvfrekvensen. En infästning gjordes i axelhålet för kopplingen där endast rotation runt vevaxeln lämnades fri. Detta utfördes för att se hur stora spänningar samt vilken utböjning som nås vid den ungefärliga ingreppsvarvfrekvensen.

Under senare delen av arbetet när några koncept eliminerats tillverkades tre koncept som SLS-modeller (en tillverkningsmetod inom additiv tillverkning). Även om dessa modeller var i ett material som består av plast och glasfiber och därför inte kan testas i verklig tillämpning gav de en uppfattning om hur kopplingarna upplevs i verkligheten.

Till sist tillverkades två prototyper i det material som arbetet har lett fram till att kopplingarna borde tillverkas i. Dessa prototyper användes framförallt för att göra en slutlig utvärdering av kopplingarna och om de uppfyller kraven. Denna utvärdering sker genom att kopplingarna provkors i en motorsåg i Husqvarnas ordinarie testrigg. Det här testet innebär att ingreppsvarvfrekvensen kan utvärderas samt beroende på utfall kan även slirvarvfrekvensen utvärderas. Dessa resultat kan sedan användas för att jämföra med de hypotetiska resultat som arbetet resulterat i och därmed utvärdera hur väl denna teori stämmer med verkligheten.

## 4 Resultat

I det här kapitlet behandlas de resultat som arbetet har lett till. De metoder som har använts behandlas till största delen i kapitel 3.

### 4.1 Konceptgenerering

För att generera koncept till en lösning på det givna problemet utfördes en funktionsanalys enligt metoden beskriven i avsnitt 3.2. Denna funktionsanalys ledde till följande resultat:

Huvudfunktion: Överföra moment från vevaxel till motorsågskedja

Delfunktioner:

- Medge rörelse av kopplingsbacken
- Medge kontakt mellan kopplingsbacken och trumman

Dessa delfunktioner innefattar att några olika konstruktionsproblem som måste lösas:

- Hur ska nav och kopplingsbackar kopplas samman?
- Hur ska det fjädrande elementet konstrueras?
- Hur ska kopplingsbacken röra sig?
- Hur ska kopplingsbackens form se ut i förhållande till kopplingstrumman?
- Hur ska kopplingsbackens yta se ut?

Dessutom bestämdes att det är en stödfunktion att kopplingen ska vara möjlig att demontera med enkla verktyg (se avsnitt 2.3 för mer information)

Eftersom problemet i någon mening är relativt enkelt då komponentens enda egentliga funktion är att överföra moment från en axel till en annan bedömdes funktionsanalysen inte vara till någon större nytta för det fortsatta arbetet även om den till viss del användes i en morfologisk matris som beskrivs senare i detta avsnitt.

Kravspecifikationen som skapades användes för att bedöma om koncepten klarade de nödvändiga kraven. Vissa av önskemålen i kravspecifikationen ska sättas som krav för en slutgiltig produkt, men har i detta sammanhang satts som önskemål då de inte är nödvändiga för att utvärdera om en koppling som utnyttjar EM skulle kunna fungera. Kravspecifikationen som framställdes utifrån detta kan ses nedan i tabell 1.

Tabell 1

Kravspecifikation utan värden p.g.a. sekretess,  $a$  och  $b$  är konstanter

Benämning	Värde/antal	Krav/önskemål	Verifieringsmetod
Ingreppsvarvfrekvens	$>a*\text{tomgångvarvfrekvens}$	Krav	Test på motorsåg
Medge montering på axel	Ej tillämbart	Krav	Test på motorsåg
Klara temperatur	$X^\circ \text{C}$	Önskemål	Test på motorsåg
Livslängd	$X \text{ h}$	Önskemål	----
Spänningar	$<X \text{ MPa}$	Önskemål	FEM-simulering
Medge demontering med enkla verktyg	Ej tillämbart	Krav	----
Kunna massproduceras	Ej tillämbart	Önskemål	----
Lägre massa än dagens	$<X \text{ kg}$	Önskemål	Vägning
Slirvarvfrekvens	$<b*\text{Maxmomentvarvfrekvens}$	Krav	Test på motorsåg

De krav som här ställs på produkten gäller en koppling som ska massproduceras och säljas. Det här projektets mål har i första hand varit att bedöma om det är möjligt att utforma en koppling med en EM som kan uppfylla dessa krav.

Under litteratursökningen upptäcktes dessutom att denna typ av koppling redan används inom andra tillämpningar. Dessa innefattar bl.a. kopplingar till radiostyrda helikoptrar och gokartkopplingar. Två olika kopplingar som bygger på EM-konceptet som är tänkta att användas till två olika gokartmotorer köptes in och analyserades. En koppling till en Rotaxmotor och en koppling till en Raketkoppling. Dessa kopplingar kan ses i fig. 8 samt 9. Även om det är svårare att se på Rotaxkopplingen så bygger den på ungefär samma koncept som Raketkopplingen. Konceptets grundidé är att en kortare del av backen används som ett fjädrande element och större delen av kopplingsbacken används som massa för att påverkas av centrifugalkraften samt som kontakt mot kopplingstrumman. Många av de kopplingar som finns till andra tillämpningar idag ser ut på liknande sätt som dessa två kopplingar.

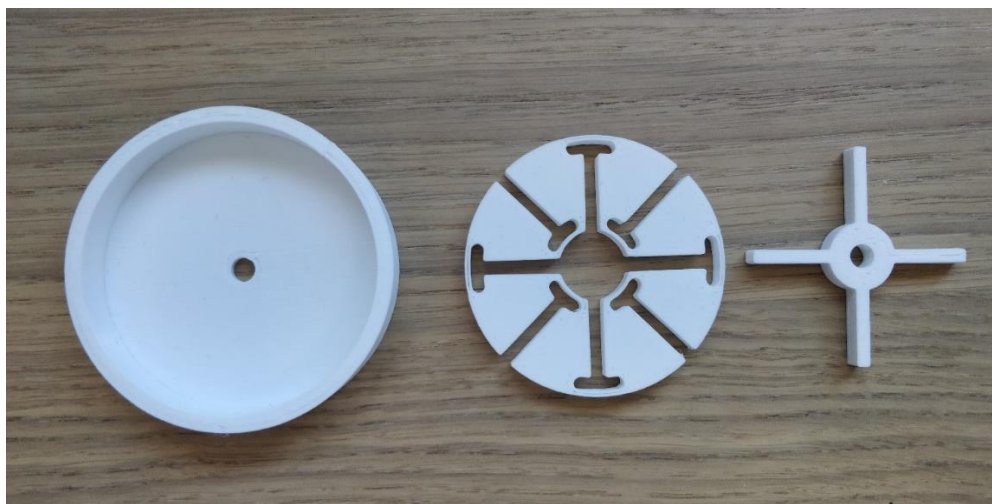


Figur 9. En EM-koppling till en gokartmotor från Raket.



Figur 10. en EM-koppling till en motor från Rotax.

I samband med litteratursökningen hittades en färdig 3D-modell av en koppling som använder en EM. Denna modell finns patenterad (Howell & Crane, 2004) och fanns även på internet som en 3D-modell färdig att tillverka (*Centrifugal Clutch by BYU\_CMV - Thingiverse, 2018*), även om det konceptet inte ansågs vara perfekt för ändamålet gjordes en 3D-utskrift för ytterligare förståelse för hur en sådan koppling skulle kunna fungera. Denna prototyp kan ses i figur 11. Det var dock tydligt att denna koppling inte skulle uppfylla alla de krav som Husqvarna ställt på kopplingen utan större modifieringar. T.ex. så har kopplingen ingen låsning för backarna i axiell led vilket skulle innebära att den delen kan glida ut ur kopplingen. Dessutom så skulle en sådan design inte minimera risken för att kopplingen nöts mellan nav och kopplingsback. Av de här anledningarna så ratades konceptet men vissa lärdomar kring vilka problem som kan uppstå erhöles.



Figur 11. En typ av koppling som använder EM och som redan finns patenterad. En 3D-utskrift gjordes för att öka förståelsen för konceptet.

En enklare prototyp gjordes i skumgummimaterial för att öka förståelsen för hur kopplingen rör sig om en kraft ansätts på olika ställen och med olika riktningar i en koppling som liknar gokartkopplingarna ovan. Den här prototypen kan ses i figur 12.










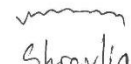

*Figur 12.* en tidig prototyp för att öka förståelsen för en koppling som liknar gokartkopplingarna ovan.

Eftersom det var svårt att använda en traditionell morfologisk matris användes ett liknande arbetssätt men som istället beskriver de olika konstruktionsmöjligheterna för att lösa de olika delproblemen som beskrivs i funktionsanalysen.

Tabell 2.

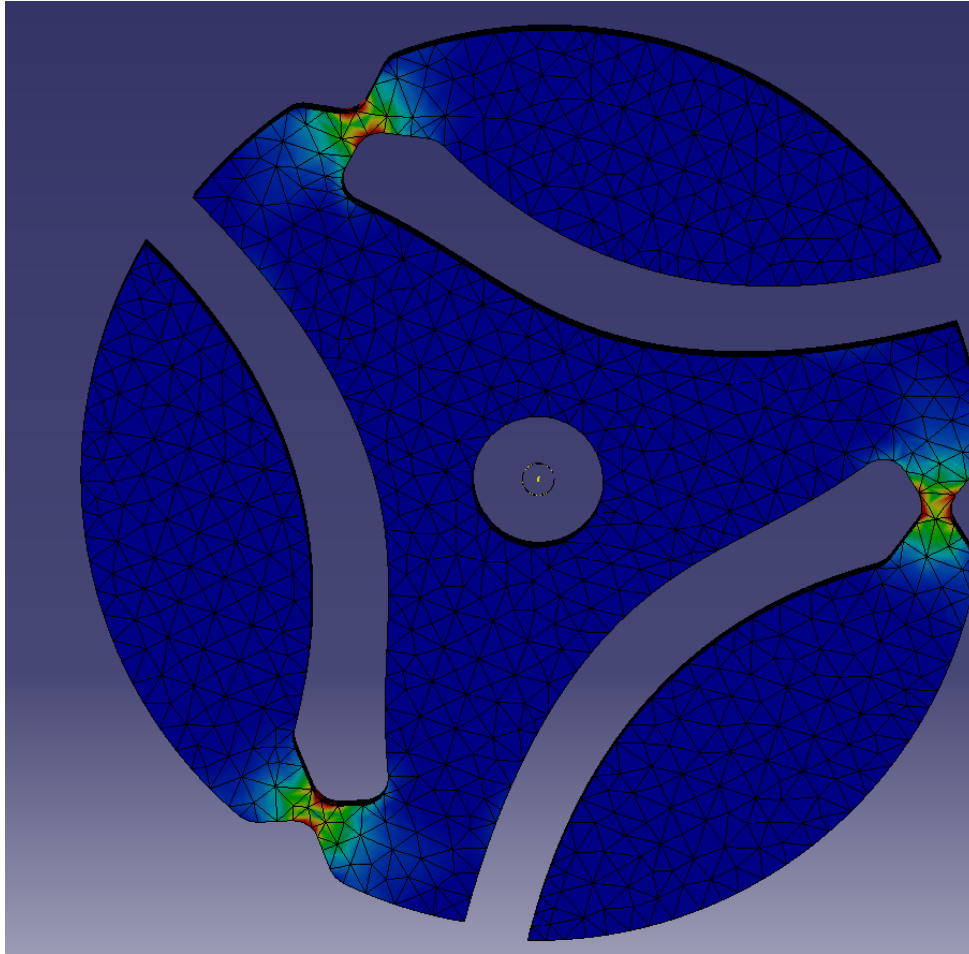
Den morfologiska matrisen som används för att kombinera olika dellösningar till ett koncept.

	1	2	3	4	5	6
Sammenkoppling av nav och kopplings- baxchar A						
Fjädrande elementets konstruktion B						
Kopplings- baxcharns rörelse C						

Kopplings- backens form  <div style="border: 1px solid black; width: 20px; height: 20px; display: flex; align-items: center; justify-content: center;">D</div>	 Samma radie	 kopplingstrumma	 kopplingstrumma	 vertterande radie på kopplingen	 koncentrisk	 excentrisk
Ytan på kopplings- backen  <div style="border: 1px solid black; width: 20px; height: 20px; display: flex; align-items: center; justify-content: center;">E</div>	 slät	 skrovlig	 Friktions- belägg			

Lösningen där navet och backen består av separata delar (A3) eliminerades. Främst eliminerades den dellösningen för att den inte minimerar risken med dagens koppling där navet och backarna med tiden nöter varandra. I förstudierna gjordes en undersökning av ett koncept där navet och "kopplingsbacken" består av två olika delar (se fig. 9) och det är tydligt att det finns svårigheter att låsa fast den del som agerar kopplingsback så att den inte ramlar ut ur kopplingen. Den lösning som ovan kallas A1 eliminerades eftersom en centrifugalkoppling med vad som kallas plus-rotation inte bedöms vara lämplig vid så pass höga varvtal (se förklaring i avsnitt 2.1). Därav återstår endast dellösningen med minus-rotation där kopplingsback och nav är tillverkade i ett homogent stycke.

I B-raden kunde också några dellösningar elimineras relativt tidigt. Lösningen B3 kunde elimineras då den testades med FEM-modellering och gav mycket höga effektivspänningar trots en relativt liten förflyttning av kopplingsbacken, se figur 13. Lösningen där det fjädrande elementet skulle dras snarare än böjas (B5) eliminerades också. Till största del eftersom det var uppenbart svårt att konstruera en sådan lösning så att en tillräckligt stor förflyttning av kopplingsbacken kunde ske samtidigt som det fjädrande elementet behöll tillräcklig styvhet i övriga riktningar.



*Figur 13. Spänningar med B3 vid 0.4mm deformation.*

Av samma anledningar som beskrivs gällande B5 eliminerades också C2, där det bedömdes vara omöjligt att uppnå en sådan rörelse av backen utan att konstruera kopplingen i två delar. Om kopplingen skulle använda en sådan rörelse av kopplingsbacken och vara konstruerad i ett homogent stycke skulle istället problem uppstå med styvheten i t.ex. kopplingens axiella led. Deltlösning B2 och B4 är de som har använts i de flesta av de koncept som konceptgenereringen resulterade i. Båda är relativt lika varandra och ger liknande egenskaper, B4 har fördelar om det fjädrande elementet ligger på en yta som kan komma i kontakt med trumman och därmed nötas. Vid ett sådant fall är det en fördel att använda B4 för att inte kopplingens egenskaper ska förändras i någon större utsträckning vid användning över tid.

Backens form lämnades i stort sett tills vidare då det ansågs vara mer av en optimering av ett koncept och därför inte var av större vikt för vilka koncept som skulle elimineras. De skisser som visas ovan är kraftigt överdrivna och t.ex. en skillnad i radie skulle i verkligheten vara i storleksordningen tiondels millimetrar. På samma sätt skulle ett koncept där kopplingsbackens radie inte är koncentrisk med kopplingens centrum innebära en mycket liten förskjutning. Trots denna skillnad skulle en sådan konstruktion kunna göra att kontaktytan mellan kopplingen och kopplingstrumman kan öka relativt mycket. På samma sätt bedöms kopplingsbackens yta (som

beskrivs i E-rad) vara av mindre betydelse för vilka koncept som elimineras och därför kommer de alternativen övervägas senare i konstruktionsprocessen.

#### 4.2 Koncept

Dellösningarna i den morfologiska matrisen som inte eliminerats kunde kombineras till fem olika koncept på en hel koppling. I detta avsnitt beskrivs dessa koncept och deras för- och nackdelar.

##### Koncept 1

Koncept 1 är relativt likt de gokart-kopplingar som finns med som exempel i avsnitt 4.1. Den består av delarna A2, B2 och C1 från den morfologiska matrisen. De stora fördelarna är det är en relativt enkel design att förändra för att t.ex. ändra styvheten på det fjädrande elementet eller massan hos backen. Om konstruktionen förenklas kan konceptet också enkelt tillverkas genom svarvning, fräsning och att ”kapa” loss backen. Den enskilt största nackdelen är att det runt navet finns relativt mycket material som inte fyller något syfte och därför i första hand adderar vikt. Bild på koncept 1 syns nedan i figur 14.



*Figur 14.* Koncept 1 prototyp i plast.

##### Koncept 2

Koncept 2 utnyttjar samma grunder som koncept 1, skillnaden är att koncept 2 har ytterligare en fjädrande del. Tanken med ytterligare en fjädrande del är att det ska göra det lättare att bestämma

när kopplingen ska kopplas in samt möjliggöra mindre fokus på radieanpassning av hela backen. Med fler fjädrande element kan även deformationen för backens yttre del bli större. Främsta fördelen med detta koncept är som tidigare nämnt att det bedöms vara enklare att bestämma när kopplingen ska få grepp. En av nackdelarna är att det blir svårare att uppnå rätt balans av massa på de två delarna av varje back. Bild på koncept 2 syns nedan i figur 15.



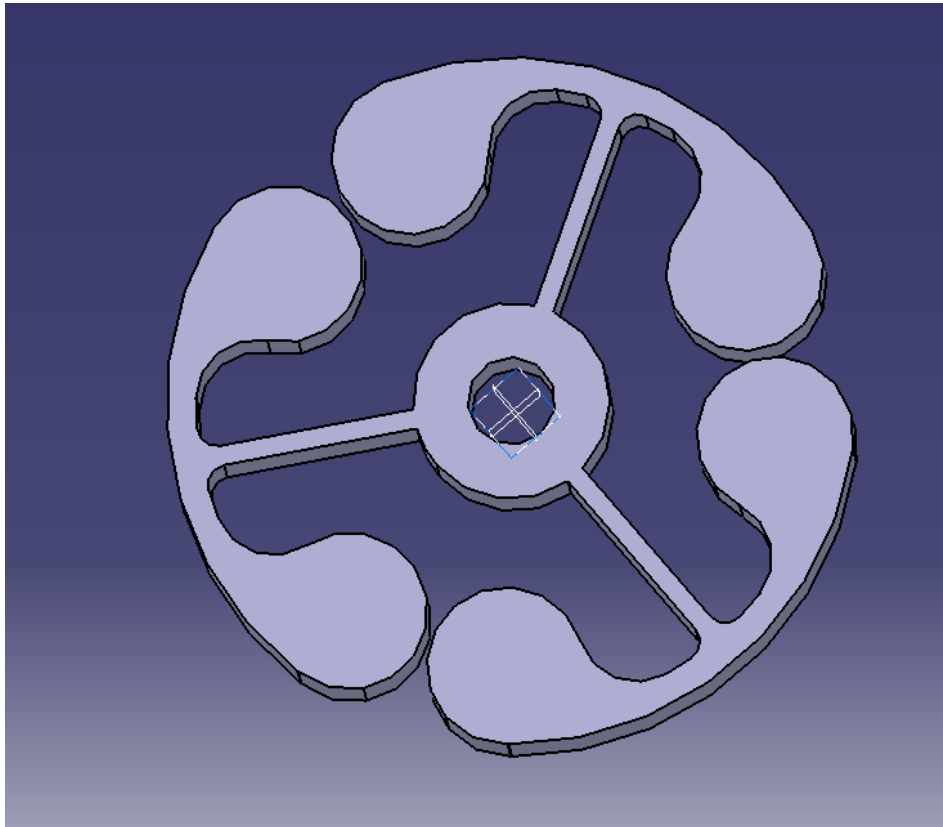
*Figur 15.* Koncept 2 prototyp av plast.

### Koncept 3

Koncept 3 består av komponenterna A1+A2, B5 och C2. Detta koncept utnyttjar sig av drag i den del som kan kallas nav, tanken är att den långa delen av navet ska dras ut så hela backen får kontakt med trumman och på så vis överför moment. En fördel med detta koncept är att det här är enklare att anpassa backen så den får en bra kontaktyta med trumman. Nackdel är att konceptet använder drag och behöver därför mycket större kraft för att deformeras så den får kontakt och den kan vid drift böjas vid nav.

Under simulering så gav koncept 3 inte tillräcklig deformation för att backen skulle få grepp, ändringar gjordes i geometrin för att försöka öka centrifugalkraften. Ändringarna gjorde lite skillnad men inte tillräckligt för att konceptet skulle fungera, men det noterades att det blev böjspänningar vid fästet mellan nav och back. Från detta utvecklades ett nytt koncept som

fokuserade på böjningen vid detta område istället för drag i navdelen. Detta koncept blev koncept 3.1 då koncept 3 i samband med detta eliminerades. Bild på koncept 3 syns i figur 16.



*Figur 16.* Koncept 3 CAD modell.

#### Koncept 3.1

Koncept 3.1 är en version av koncept 3 som utvecklades medan koncept 3 testades. Koncept 3 fick böjningar i området där backen fäster med navet och därav utvecklas 3.1 som istället för att fokusera på drag i navet testade att använda de områdena som fjädrande element. I övrigt har koncept 3.1 en liknande design som koncept 3. Trots förändringarna kvarstod många av problemen där de främsta är att backarna skulle få en förhållandevis liten total kontaktyta mot kopplingstrumman. Den skulle också vid kontakt med trumman böjas i de "armar" som kopplar samman navet och backarna vilket skulle leda till ett oförutsägbart beteende och en ojämn belastning mellan de två delarna av backen som sitter på samma "arm". Det kan också noteras att här skulle den ena halvan av en enskild back fungera som en plus-back och den andra halvan skulle fungera som en minus-back.

#### Koncept 4

Koncept 4 använder dellösningarna A2, B2 och C1 från den morfologiska matrisen. Den är i grunden relativt lik koncept 1, men större delen av materialet runt navet som inte användes i koncept 1 är här borttaget vilket leder till att kopplingen kan göras lättare utan att göra avkall på dess funktion. Den största nackdelen med detta koncept är att dess design i vissa fall kan göra att den fungerar som plus-koppling istället för en minus-koppling. Dessutom skulle kopplingen

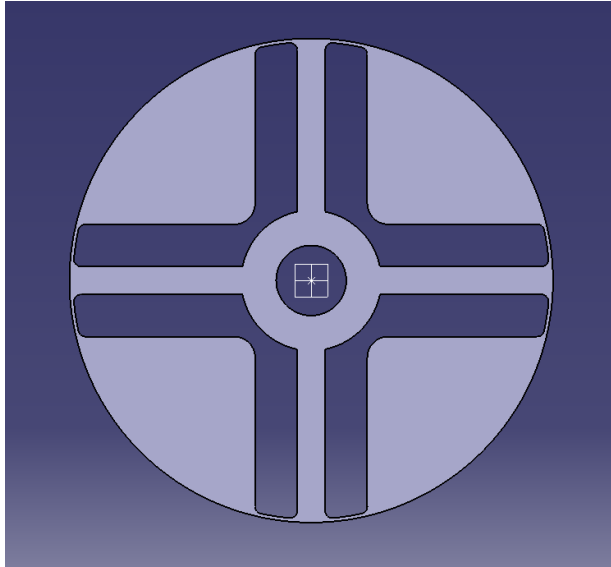
potentiellt kunna ha problem med att hantera den värme som uppstår när kopplingen slirar mot trumman. Detta orsakas av den tunna balken som håller ihop navet och kopplingsbacken. Om balken böjs i navänden kan kopplingens funktion bli en plus-back istället för en minus-back. Detta gör att det utan tester är svårt att veta om kopplingen fungerar som avsett. Bild på koncept 4 syns nedan i figur 17.



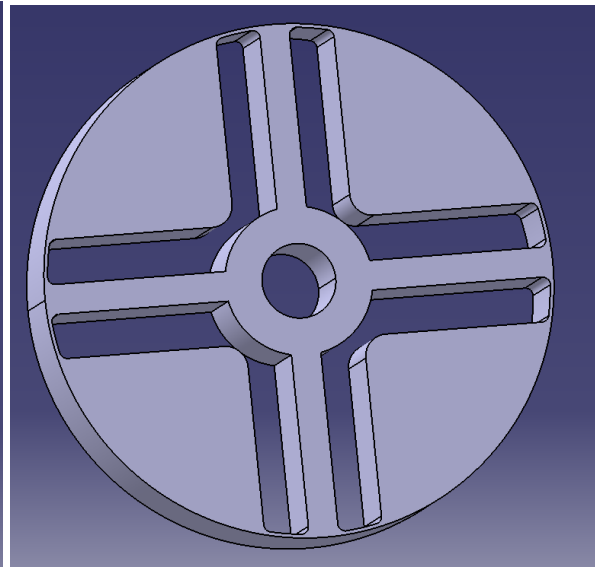
*Figur 17.* Koncept 4 prototyp i plast.

#### Koncept 5

Koncept 5 består av A3, B2 och C1. Det här konceptet innebär att backarna inte får någon +/- funktion. Kopplingen består av en större del som är inspänd med två små balkar till navet som är format som ett kryss. Tanken är att den större delen ska agera som back och slungas ut vid ingrepp. Den här kopplingen har stora problem i verkligheten där det största är den mycket tunna godstjockleken som är nödvändig vid de fjädrande elementen. De här mycket tunna delarna skulle inte vara realistiskt att kunna tillverka i verkligheten. Dessutom skulle kopplingen bli mycket känslig för hur stora toleranser som kan användas i tillverkningen. Därav gjordes bedömningen att det här konceptet var klart sämre än framförallt koncept 1, 2 och 4 och därför eliminerades det i det här stadiet av projektet. Bilder på koncept 5 syns nedan i figur 18 och 19.



Figur 18. Koncept 5 CAD-modell.



Figur 19. Koncept 5 CAD-modell snett framifrån.

#### 4.3 Eliminering av koncept

För att eliminera koncepten användes framförallt FEM-simuleringar. Huvudsakligen simulerades en rotationslast vid den ungefärliga ingreppsvarvfrekvensen där målet var att bedöma om det var möjligt att uppnå en kontakt med trumman utan att alltför höga spänningar uppstod. Simuleringar av några av modellerna gjorde det uppenbart att de inte skulle kunna modifieras för att få ett ingrepp vid den varvfrekvens som krävs utan att spänningarna går långt över vad som är rimligt. Andra simuleringar visade på att med vissa modifieringar skulle konceptet kunna vara ett alternativ och dessa togs sedan vidare till mer omfattande simulering. Exakt hur dessa simuleringar genomfördes beskrivs i avsnitt 3.5.

Koncept 5 elimineras då detta koncept ger alldeles för liten deformation vid den ungefärliga ingreppsvarvfrekvensen. Anledningen till att detta koncept inte får så stor utböjning beror på att det fjädrande elementet mestadels upplever dragning och relativt lite böjning, istället för enbart böjning i delarna mellan nav och back. Drag är sedan innan bevisat mindre effektivt än böjning för att uppnå förflyttning av kopplingsbacken. Trots detta testades detta koncept med olika tjocklek på den fjädrande delen, men vid en tjocklek på 0,5 mm ansågs detta koncept inte gå att optimera så att det uppfyller de krav som skall uppfyllas.

Av ungefär samma anledningar eliminerades koncept 3. Ursprungligen byggde konceptet på att vid rotation av kopplingen skulle balken i mitten förlängas och backen skulle komma i kontakt med trumman. FEM-simuleringar visade att så aldrig skulle vara fallet då det krävdes allt för stor kraft för att dra ut en balk. Istället böjdes backarna, denna deformation är dock inte tillräckligt stor och leder trots det till mycket höga effektivspänningar. Kombinationen av små deformationer och stora effektivspänningar gjorde att konceptet eliminerades då övriga koncept gav större deformation men med lägre effektivspänningar.

Koncept 1 optimerades till viss del för att sedan elimineras. Detta innebar framförallt ett längre fjädrande element samt att det flyttades till en position som gav bättre resultat. Parallellt med optimeringen av koncept 1 gjordes samma arbete med koncept 4 och i samband med detta blev det uppenbart att koncept 1 inte har några egentliga fördelar jämfört med koncept 4, mer än möjligen att den skulle kunna vara enklare att tillverka samt att den skulle kunna hantera den värme som uppstår vid slirning bättre. Koncept 1 har dock den stora nackdelen att den inkluderar en stor del massa som sitter i navet och inte tillför något mer än en högre total massa på kopplingen. Enda stället på kopplingen som en ökad massa kan vara bra i sig är i kopplingsbacken där massan ökar centrifugalkraften och därmed det överförbara momentet. Koncept 1 togs sedan tillbaka efter diskussioner med handledare på Husqvarna. Det här berodde främst på att den bedömdes kunna hantera den värme som uppstår framförallt när kopplingen slirar mot trumman bättre än koncept 4.

Koncept 2 visade i tidiga tester stor potential och ganska mycket tid lades på konceptet för att optimera det. Optimeringen bestod mestadels av att anpassa så att de två fjädrande elementen fick sin utböjning vid olika varvtal. Men vid senare optimering var det tydligt det att ett extra fjädrande element mestadels bidrog till bättre passform vid ingrepp. Där efter optimerades koncept 2 ytterligare för bättre kontakt. Men vid ett möte med Husqvarna påpekades en brist i koncept 2, möjligheten att ta upp den värme som uppstår vid drift, slirning och inbromsningar med bandbromsen. Grunden till denna brist var den tunna godstjockleken vid det extra fjädrande element som vid drift kommer ha kontakt med trumman och därmed kommer ta upp delar värmen som uppstår. För att lösa detta problem så hade tjockleken behövt ökas och då hade konceptet tappat funktionen med sitt extra böjande element. Av den anledningen eliminerades koncept 2.

Sammanfattningsvis ledde elimineringen till att koncept 1 och 4 gick vidare för att tillverka prototyper som kunde testas i en motorsåg. Att de andra koncepten valdes bort berodde främst på att de inte kunde deformeras tillräckligt eller att spänningarna vid tillräcklig deformation skulle bli för stora. En viktig faktor som stor hänsyn togs till var också om det var rimligt att kopplingskonceptet skulle kunna hantera den värme som oundvikligen uppstår, detta var den huvudsakliga orsaken till att koncept 2 eliminerades.

#### 4.4 Parametrarnas påverkan vid optimering av koncept

För att på ett enkelt sätt kunna ändra på ett koncept för att uppnå önskade egenskaper gjordes en sammanställning av vilka parametrar som påverkar vilka egenskaper och på vilket sätt. Till stor del utgår denna sammanställning från den teori som finns i kapitel 2 i denna rapport. De egenskaper som framförallt är viktiga att bedöma är:

- Varvfrekvens för ingrepp
- Slirvarvfrekvens
- Överförbart moment
- Spänningar i det fjädrande elementet

Dessa egenskaper kan påverkas med följande parametrar:

- Tyngdpunktens läge i förhållande till kopplingens centrum
- Backens massa
- Det fjädrande elementets styvhet
- Det fjädrande elementets utformning
- Kopplingstrummans radie (inget som kan ändras när arbetet avgränsats till att använda en särskild kopplingstrumma)

Varvfrekvensen för ingreppet är i första hand beroende av kopplingsbackens massa och det fjädrande elementets utformning. I de flesta koncepten böjs det fjädrande elementet och då är det också av betydelse hur backens massa är fördelad i förhållande till det fjädrande elementet. Det beror på att det i dessa fall handlar om ett moment snarare än en kraft. Därav är det hävarmen som är av betydelse. För att få ett tidigare ingrepp kan massan ökas alternativt kan styvheten sänkas för det fjädrande elementet. Om ett senare ingrepp krävs ändras samma parametrar men åt motsatt håll.

Slirvarvfrekvensen (som förklaras närmare i avsnitt 2.1) är framförallt beroende av backens massa, ökad massa ger en lägre slirvarvfrekvens. Slirvarvfrekvensen kan också ökas genom att minska det fjädrande elementets styvhet eller genom att flytta backens masscentrum längre från kopplingens centrum. För att få en ökad förståelse för slirvarvfrekvensen och hur den kan påverkas kan den förenklade ekv. 11 nedan studeras, ekvation från (Mägi m.fl., 2017, s. 339)

$$M = n * \mu * (m * R_{tp} * \omega^2 - F_f) * R \quad \text{ekv. 11}$$

Det överförbara momentet påverkas främst med backens massa. En ökad massa kommer medge att det överförbara momentet ökar. Den här egenskapen är också tätt kopplad till friktionstalet, med en ökad friktion ökar också det överförbara momentet. Det överförbara momentet kan beräknas enligt ekv. 12 nedan.

$$M = \mu NR \quad \text{ekv. 12}$$

Ekv. 11 och 12 används inte i de beräkningar som ligger till grund för resultaten (där används ekv. 7 och 8 som ger ett mer exakt resultat). Trots det kan dessa ekvationer användas för att bedöma vilka parametrar som ska ändras för att erhålla önskade egenskaper.

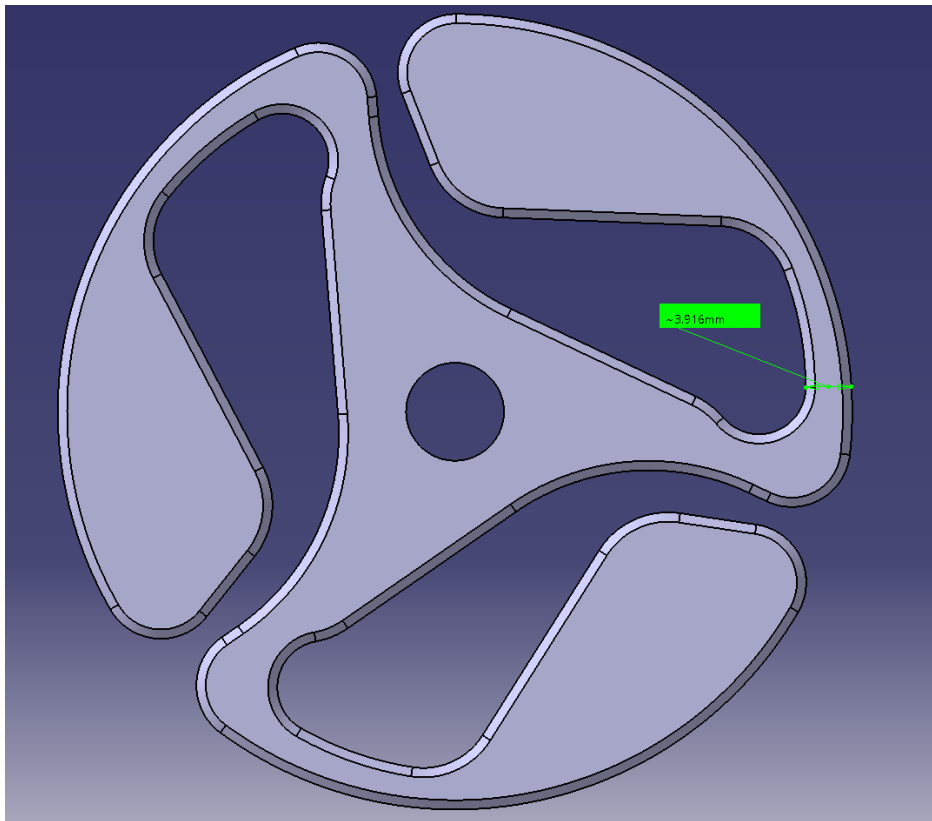
Spänningarna i det fjädrande elementet har främst två olika orsaker. Den mindre av de två är att effekten från vevaxeln ska flöda genom kopplingen till kopplingstrumman. Detta ger ett visst böjande moment på den del av kopplingen som förbinder kopplingsbacken med navet. Den större delen av spänningarna kommer sig av den deformation som uppstår till följd av att kopplingsbacken böjs ut mot kopplingstrumman. Enligt FEM-simuleringarna var dessa spänningar ca 10 ggr högre än de som uppstår till följd av effektöverföringen. Alla dessa spänningar bör i möjligaste mån minskas. Detta för att öka kopplingens livslängd, om spänningar uppstår som är högre än brottgränsen för materialet kommer kopplingen att haverera mer eller mindre omedelbart. För att minska dessa spänningar kan följande göras:

- Kraften som påverkar det fjädrande elementet kan minskas

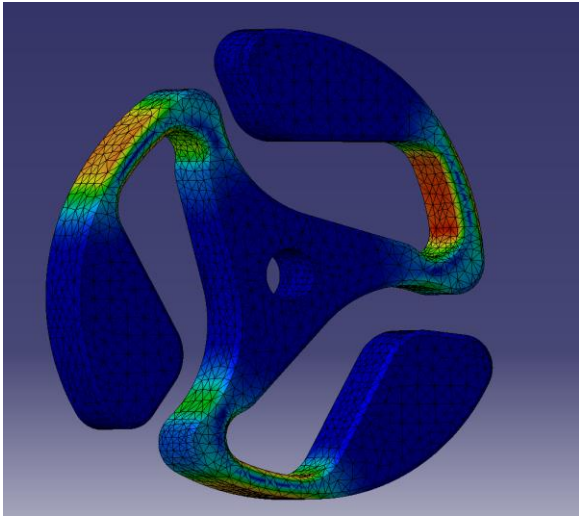
- Det fjädrande elementet kan göras styvare för att på så sätt minska deformationerna och därmed spänningarna
- Det fjädrande elementet kan göras längre/bredare för att låta spänningarna spridas över en större yta.

Det är tydligt att alla dessa åtgärder också för med sig negativa effekter. Om kraften som påverkar det fjädrande elementet minskas kommer också det överförbara momentet att minska. Om istället det fjädrande elementet konstrueras styvare kan problem uppstå med att kopplingen inte går i ingrepp vid rätt varvfrekvens. Den metod som ofta varit den bästa är att göra det fjädrande elementet längre för att på så sätt låta spänningarna spridas över en så stor yta som möjligt. Den enda uppenbara problematiken är att det här nästan uteslutande kräver att viss massa försvinner från backen. Den massan som krävs här är dock oftast betydligt mindre än vad som skulle krävas för att minska spänningarna genom att endast minska massan.

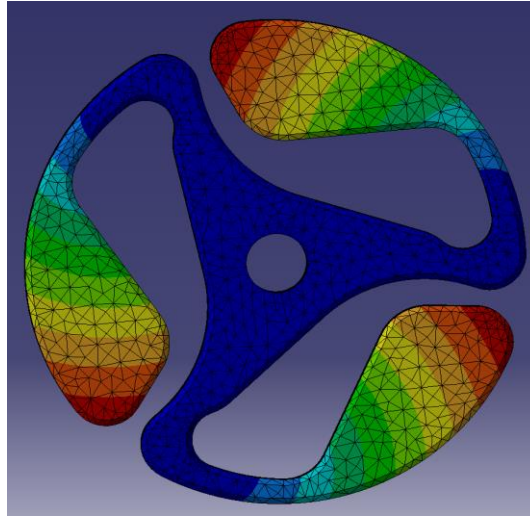
Nedan i figurerna 20 – 24 framgår det hur spänningarna och deformationen är kopplade till varandra.



Figur 20. Koncept 4.

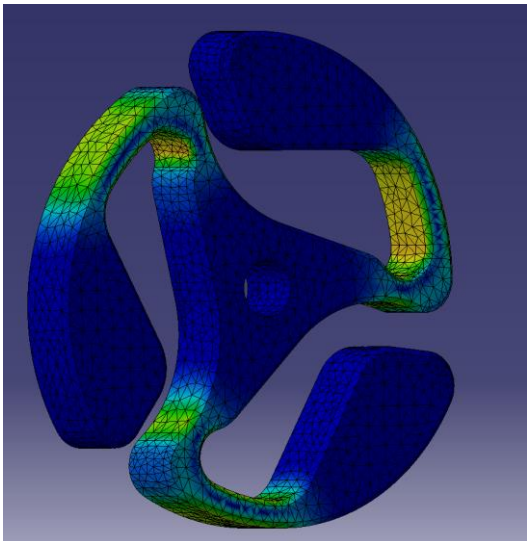


Figur 21. Spänningar i kopplingen enligt figur 20.

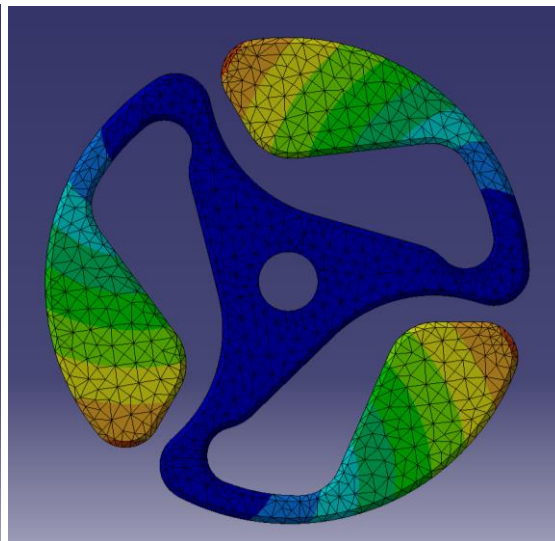


Figur 22. Deformation i kopplingen enligt figur 20.

I figurerna 23 och 24 nedan så har måttet som är utsatt i figur 20 ökat med 0,5 mm. En ändring på 0,5 mm ger alltså ganska stora skillnader i både spänning och deformation (blå färg innebär låg spänning/deformation röd färg innebär hög spänning/deformation). Som tidigare nämnt så skulle en lösning till att få tillbaka den deformation som var i fig. 22 kunna vara att förlänga det böjande elementet, men detta på bekostnad av massa. Alltså är det en viss balans som måste uppnås för kopplingen uppfyller kraven. I figurerna 20 – 24 är färgskalan låst till samma värden.



Figur 23. Spänningar i ändrad modell.

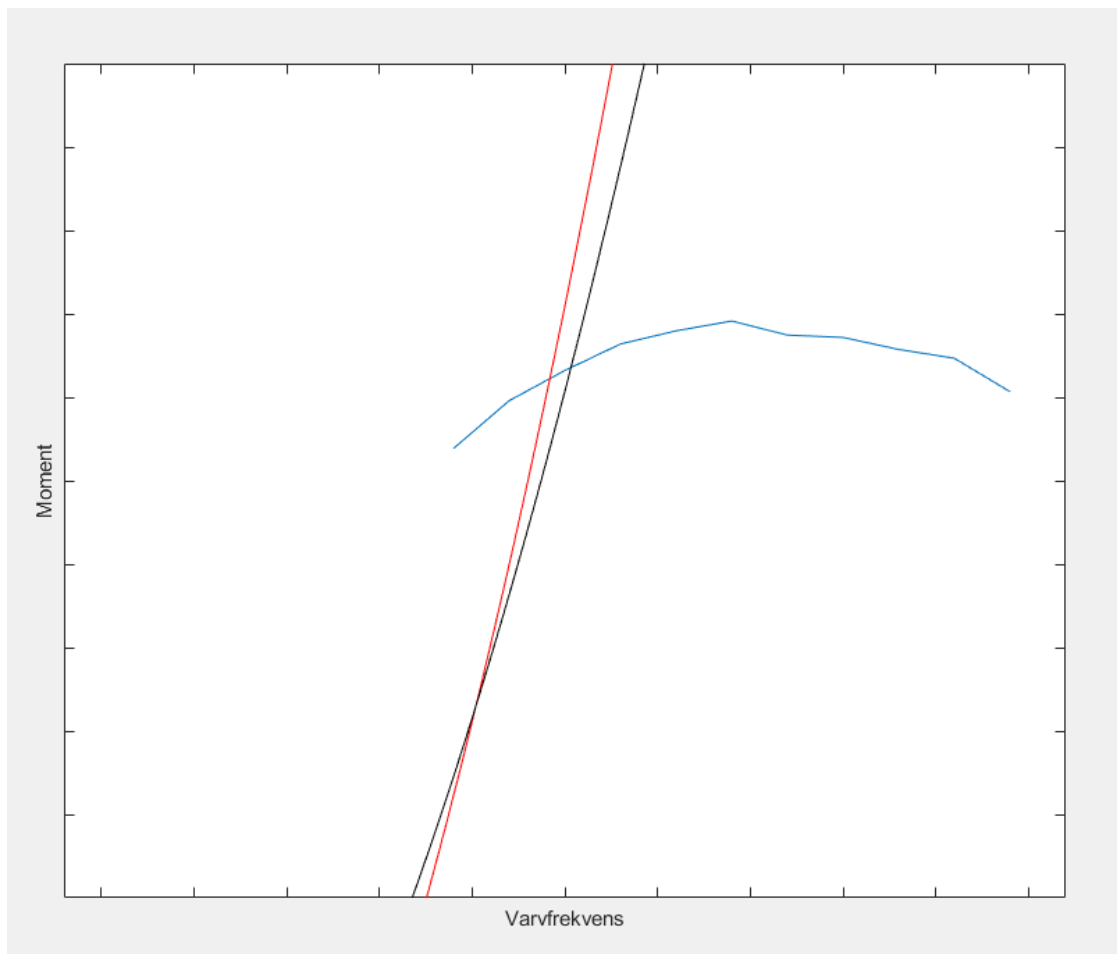


Figur 24. Deformation i ändrad modell.

Ytterligare en viktig egenskap som påverkar de flesta av de här parametrarna är friktionskoefficienten  $\mu$ ,  $\mu$  beror på kombinationen av material som används och är också något som kan förändras p.g.a. olika förhållanden som t.ex. värmen. Eftersom det i första hand är en parameter som styrs av materialvalet har den utvärderats i avsnitt 4.6

#### 4.5 Optimering av koncept

De koncept som inte eliminerades i den första elimineringsrundan optimerades i högre grad i en senare process där fokus lades på att komma så nära de ställda kraven som möjligt. Det innebar framförallt en optimering av det fjädrande elementet där t.ex. längden på detta element kunde förlängas för att undvika spänningskoncentrationer. Denna process kommer beskrivas mer ingående i detta avsnitt. Beräkningar utfördes i MATLAB (enligt formlerna från kap 2.1) för att kunna jämföra koncepten bättre, och för att få en förståelse om en ungefärlig slirvarvfrekvens. Utifrån dessa grafer gjordes de ändringar som ansågs vara nödvändiga. Nedan i fig. 24 syns den sista grafen innan prototyperna skickades till tillverkning. MATLAB koden som användes finns i bilaga 1. Ingreppsvarvfrekvensen är där kopplingarnas moment överstiger 0, slirvarvfrekvensen är där kopplingarnas överförbara moment och motorns moment är lika.



*Figur 25.* Momentkurva för kopplingar samt motor, röd linje är koncept 4 och svart linje är koncept 1, blå linje beskriver motorns moment.

##### Koncept 1

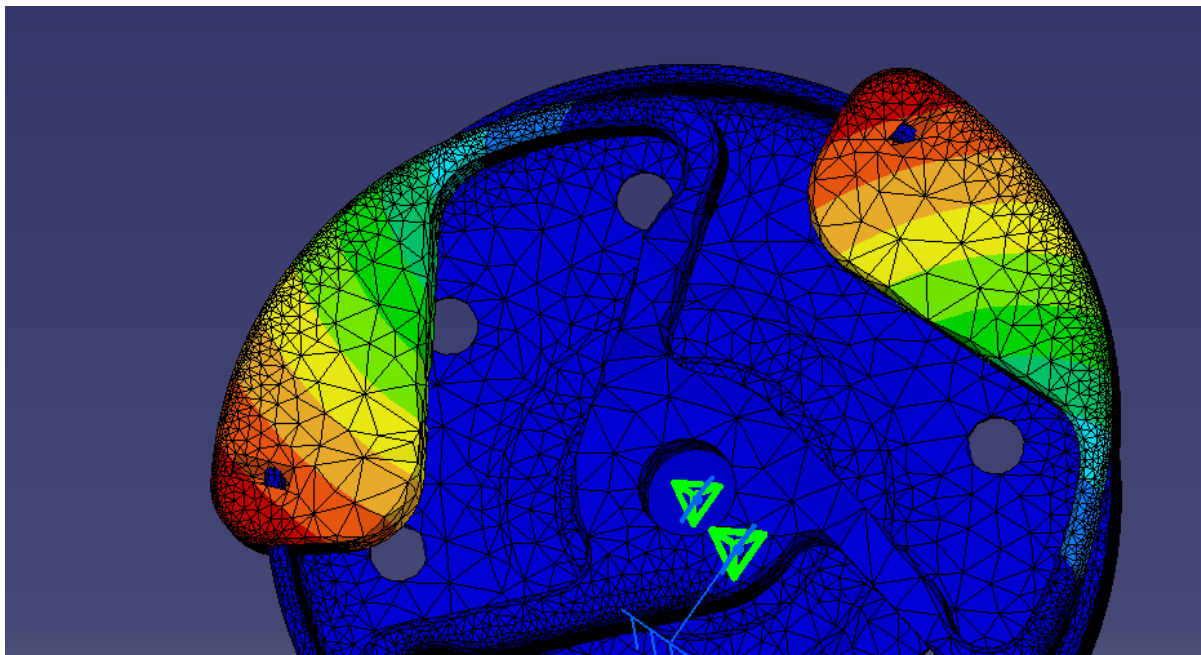
Koncept 1 optimerades med relativt små förändringar. Framförallt handlade förändringarna om att mer precist få de önskvärda egenskaperna vid rätt varvfrekvens. Det här innebar framförallt att det fjädrande elementet anpassades för att vara lagom styvt för att ge den önskade deformationen

vid rätt varvfrekvens. Dessutom gjordes förändringar för att så långt som möjligt undvika spänningskoncentrationer i det fjädrande elementet. Sammantaget gjorde de här optimeringarna att i FEM-simuleringarna kunde spelet mellan trumman och kopplingen (0,6 mm) minskas till 0 vid ingreppsvarvfrekvensen. Samtidigt var spänningarna vid rusvarvfrekvens strax under den godkända spänningen enligt kravspecifikationen, vilket i sammanhanget får anses vara acceptabelt. En annan förändring var att radierna vid det fjädrande elementet gjordes större för att minska spänningarna som uppstår vid dessa element.

#### Koncept 4

Koncept 4 optimerades även det genom att det fjädrande elementet gjordes längre/bredare och fick en ny position. Här gjordes även simuleringar där modellens fjädrande element vinklades en aning för att breda ut spänningen i ännu högre grad. Anledningen till denna förändring var framförallt att det tenderar att uppkomma högre spänningar längre ifrån masscentrum på backen (detta gäller i princip alla modeller). Därför gjordes det fjädrande elementet en aning tjockare i den änden för att kompensera för detta, denna förändring ledde också till en jämnare utbredning av spänningarna utan att göra avkall på deformationen.

Här gjordes också försök med att förändra kopplingsbackens profil för att få en bättre passning mot kopplingstrumman. I korthet kan skillnaden mot tidigare versioner beskrivas med att avståndet till kopplingstrumman minskades nära det fjädrande elementet för att sedan gradvis öka vid änden av backen. Anledningen till detta är att det alltid kommer uppstå en större förflyttning av kopplingsbacken i den ände som sitter längst ifrån det fjädrande elementet. Det här fenomenet beskrivs också i figur 26.



*Figur 26.* Kraftigt överdriven deformation vid rotationslast på kopplingen. Här är det tydligt att kopplingsbackarna förflyttas mindre nära det fjädrande elementet än långt bort.

Det här kan lösas genom att inte göra kopplingen yttre radie vara helt rund. Istället kan kopplingen konstrueras så att den när den inte roterar har en form där det fjädrande elementet ligger närmare trumman. Den del som ligger längst ifrån det fjädrande elementet får istället vara lite närmare kopplingens centrum när kopplingen inte roterar.

Efter att Husqvarna antydde att konceptet var för tunt för att klara av värmen vid drift och slirning samt för vek för att klara av momentet som uppstår i navet på grund av effektflödet från vevaxeln till kopplingstrumman så optimerades konceptet med hållfasthet i åtanke. Det fjädrande elementet gjordes tjockare för att klara av värmen bättre och navet gjordes större för att inte ge vika vid det extra momentet från effektflödet.

Funktioner som krävs på produkt för konsument

I samband med att koncepten fick en mer slutgiltig utformning lades också funktioner till som tidigare hade förbisetts då de saknade betydelse för FEM-simuleringarna. Detta innefattade t.ex. ett spår i varje back för att kunna använda ett verktyg (se fig. 26) som liknar en spårskruvmejsel för att demontera kopplingen från motorsågen. Dessa togs sedan bort från modellerna som användes för att tillverka stålprototyperna, detta berodde framförallt på att denna funktion inte bedömdes vara av större vikt för att bedöma funktionen hos kopplingen. Dessutom gjordes bedömningen tillsammans med handledare på Husqvarna att detta tillvägagångssätt för att demontera kopplingen innebar en risk för att kopplingen skulle förstöras. Här inkluderades även små faser på kanterna som krävs för tillverkningen samt för att säkerställa att kopplingen inte krockar med radien på insidan av trumman.



*Figur 27.* Multiverktyg från Husqvarna.

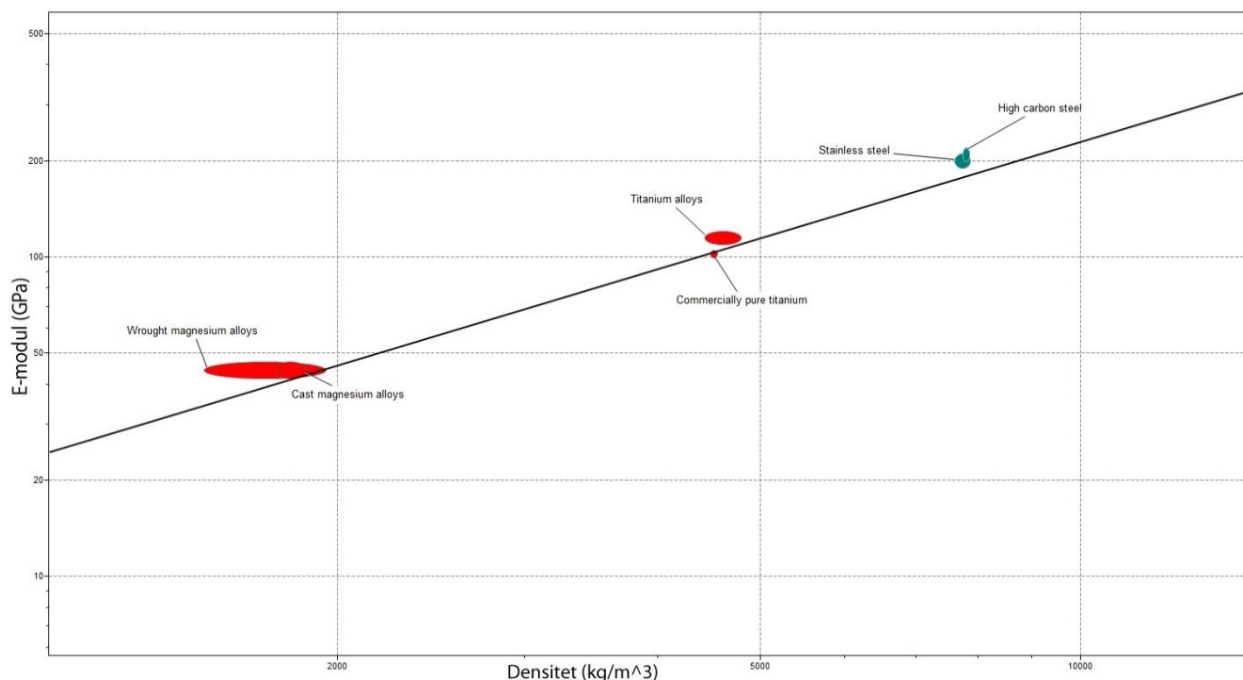
#### 4.6 Materialval

Här är en kortare utredning om vilket material som är lämpligt för kopplingen.

Eftersom arbetet utförts under en begränsad tid och med begränsade resurser är materialvalet en av de frågor som inte utretts lika noggrant som t.ex. den geometriska utformningen. Trots detta är

det en mycket viktig del av kopplingen och av stor vikt för hur den bör konstrueras. Den koppling som används på motorsågen idag är tillverkad av sintrat stål. Det är en tillverkningsmetod där ett pulver (i det här fallet stål) trycks ihop och värms upp, sedan kan viss bearbetning på komponenten utföras. Det här är en produktionsmetod som medger att något mer avancerade former kan uppnås utan att kostnaderna blir särskilt höga. Tillverkningsmetoden beskrivs i (Tupkary & Tupkary, 2018, kap 7). Tyvärr leder denna metod också till att komponenten blir något sprödare än vad en komponent som tillverkas i ett bearbetat ämne gör. Det leder också till en något lägre densitet, det är dock av mindre betydelse i det här sammanhanget. Den minskade densiteten leder också till att komponentens hållfasthetsegenskaper minskar med ungefär lika många procent som densiteten minskats jämfört med t.ex. en bearbetad komponent.

I arbetet gjordes antagandet att eftersom stål redan används på dagens koppling så kan det också användas som jämförelse med det koncept som tagits fram. Alltså har stål den erforderliga nötningsresistens som krävs och klarar av att hantera den värme som uppstår. Jämförelser gjordes även med titan, magnesium och aluminium. Dock gjordes bedömningen att både aluminium och magnesium skulle vara för mjuka för att kunna användas. Titan har jämfört med stål ungefär hälften så stor densitet och hälften så stor E-modul. Detta innebär att den kommer få ungefär samma egenskaper som samma koppling i stål. Titan har heller ingen större fördel vad det gäller sträckgränsen och därmed är den största skillnaden att titan kostar betydligt mer än stål. Därav uteslöts även titan. Figur 28 visar förhållandet mellan E-modul och densitet för olika legeringar av stål, magnesium och titan. Det är tydligt att det som kan vinnas i minskad densitet generellt förloras i E-modulen.



Figur 28. E-modul jämfört med densitet för olika legeringar av stål, magnesium och titan. Figuren är gjord med hjälp av CES Edupack.

Stål har mer eller mindre samma densitet och E-modul oavsett hur stålet är behandlat. Därför är den viktigaste egenskapen för den här applikationen stålets sträckgräns. Här krävs det en relativt hög sträckgräns eftersom kopplingens funktion i sig kräver att komponenten böjs fram och tillbaka. Detta kommer oundvikligen leda till relativt höga spänningar vilket skulle kunna leda till brott eller att komponenten deformeras plastiskt och förlorar sin funktion. Komponenterna behöver också kunna motstå utmattning över en relativt lång tidsperiod, vilket också kräver en hög sträckgräns. En hög sträckgräns kan generellt även sägas vara kopplat till en hög hårdhet, av den anledningen är det också positivt med en hög sträckgräns. Av de här tre materialen är det stål som har den högsta sträckgränsen.

För stålprototyperna som tillverkades av Husqvarna valdes materialet SS-2230, det är ett stål som är menat att användas till exempelvis fjädrar och därför har mycket hög sträckgräns,  $R_{p0,2} = 1250$  MPa (jämförelsevärde) (*Fjäderstål 51CrV4 (SS 2230M)*, n.d.). Anledningen till att detta stål valdes var att det var ett av de stål som prototypverkstaden på Husqvarna hade tillgång till för tillfället och bland de som var tillgängliga bedömdes SS-2230 vara lämpligast, framförallt på grund av dess höga sträckgräns.

På stålprototyperna gjordes också en härdning efter bearbetningen. Kopplingarna härdades i ca  $850^{\circ}\text{C}$  i 15 - 60 minuter för att sedan kylas i olja. Sedan anlöttes kopplingarna i  $300 - 500^{\circ}\text{C}$ . Enligt prototypverkstaden på Husqvarna borde den här behandlingen leda till att kopplingarna får en hårdhet på ca 45 HRC.

#### 4.7 Tester av prototyper

För att bedöma hur bra koncepten (1 och 4) fungerar i verkligheten tillverkades dessa i Husqvarnas prototypverkstad. Dessa modeller testades sedan i en 60cc motorsåg för att utvärdera om kopplingarna ger ingrepp vid rätt varvfrekvens och om slirvarvfrekvensen är tillräckligt låg. Det är också det slutliga hållfasthetstestet och ger också möjlighet att bedöma hur väl teorin stämmer med verkligheten.

Testet utfördes genom att kopplingen monterades i sågen som sedan kördes under ca 10 minuter. Under den tiden så prövades ingreppsvarvfrekvens och slirvarvfrekvens. Ingreppsvarvfrekvensen testades genom att varvfrekvensen noterades när kedjan på sågen började rotera. Slirvarvfrekvensen utvärderades genom att bromsen slogs till (som bromsar trumman med hjälp av ett bromsband), sedan gasades motorsågen maximalt och varvfrekvensen noterades. De här testerna ger i första hand svar på om det är rimligt att konstruera en koppling i likhet med koncepten. De svarar inte på om kopplingarna skulle vara möjliga att producera som de ser ut nu då detta kräver mer omfattande provning som bland annat innefattar prov av hur kopplingen utmattas eller på andra sätt påverkas av långvarig användning.

Kopplingskoncept 1 visade sig vara lite för styvt då både ingreppsvarvfrekvensen och slirvarvfrekvensen låg ca 25% högre än vad den teoretiskt skulle ha. På samma sätt så var slirvarvfrekvensen ca 28% högre än vad kravet säger. Slirvarvfrekvensen skulle enligt beräkningarna vara lägre än kravet. Till stor del bedöms detta bero på att ytan som fick kontakt med trumman blev avsevärt mindre än beräknat. I figur 29 visas hur stor del av kopplingen som

fick kontakt med ytan. Det optimala hade varit att kontaktytan hade sträckt sig till den vita markeringen istället, alltså är kontaktytan ungefär 1/3 av den önskade.



*Figur 29.* Koncept 1 efter provkörning, slitytan syns till vänster, optimalt hade varit att kontakt med trumman erhållits ungefär till den vita markeringen.

Samma problem uppstod med koncept 4, som fick en liknande anliggningsyta (se fig. 30). På koncept 4 var dock ingreppsvarvfrekvensen bara några få procent högre än riktvärdet. Dock var slirvarvfrekvensen ungefär lika hög som för koncept 1. Dessutom hade kopplingen relativt snabbt vid undersökning av slirvarvfrekvensen uppenbara problem med att egenskaperna förändrades över tid. Det här beror med allra största sannolikhet på att kopplingen blev mycket varm och inte riktigt klarade av att hantera den värme som oundvikligen uppstår i en centrifugalkoppling.



*Figur 30.* Koncept 4 efter provkörning, slitytan syns till vänster, optimalt hade varit att kontakt med trumman erhållits ungefär till den vita markeringen.

Sammanfattningsvis visade proverna att det är möjligt för en sådan här koppling att fungera. Dock krävs det mer tid för utveckling än vad som funnits tillgängligt i det här projektet. De stora skillnaderna mellan de beräknade egenskaperna och de uppmätta beror sannolikt till stor del på att kontaktytan blev mindre än beräknat. Det skulle också kunna bero på att friktionen inte är densamma som har använts i beräkningarna.

#### 4.8 Hållbarhetsaspekter

Eftersom arbetet varit begränsat till en relativt liten komponent i en större produkt är de enda hållbarhetsaspekter som finns att ta hänsyn till i någon större utsträckning materialvalet och tillverkningsteknik. En sådan här koppling skulle ur ett hållbarhetsperspektiv vara bättre än den koppling som används idag då den består av färre delar och därmed kan kräva mindre material för att tillverka. Kopplingen som används idag är däremot till stor del tillverkad genom sintring vilket leder till minimalt spill av material. En koppling som använder EM skulle med största sannolikhet kräva avverkande bearbetning vilket oundvikligen leder till mer spill vid tillverkningen. Här är det alltså inte helt klart vilken koppling som är bäst ur hållbarhetssynpunkt.

Som tidigare nämnts är den koppling som används idag tillverkad i stål. Eftersom den här applikationen mer eller mindre kräver att någon typ av metall används så bedöms stål vara det som även ur hållbarhetssynpunkt är det bästa materialet.

## 5 Slutsats

Projektets mål var att utreda om det är möjligt att göra en centrifugalkoppling till en motorsåg genom att använda en EM istället för traditionella fjädrar. För att undersöka det här har det varit nödvändigt att göra vissa förenklingar, dessa förenklingar kan i vissa fall leda till delvis felaktiga resultat men är också nödvändiga för att kunna hantera uppgiften.

I första hand har det här arbetet fokuserat på de geometriska och mekaniska egenskaperna av problemet. Detta leder till att aspekter som t.ex. hantering av friktionsvärme inte är tillräckligt undersökta för att säkerställa att det inte är ett problem med de kopplingar som är framtagna. Vi har heller inte gjort någon större utredning av vilken friktionskoefficient som bör användas för applikationer med stål-stål. Istället har vi använt de siffror som Husqvarna använder idag. Det är helt uppenbart vid beräkningar med centrifugalkopplingar att friktionskoefficienten har en stor påverkan på det resultat som beräkningen ger. Värt att nämna är att vi har jobbat med att ta fram en koppling som kan användas i samma trumma som kopplingen som används idag, detta gör att det varit nödvändigt att hålla sig till de dimensioner som kopplingstrumman kräver. Dessa dimensioner har ursprungligen tagits fram med förutsättningen att det ska vara en koppling som inte är byggd med en elastisk mekanism, dock har vi behövt hålla oss till dessa för att kunna provköra kopplingskoncepten. Det är dock mycket som tyder på att det är enklare att göra en EM-koppling med en större diameter, dock finns det alltid ett behov av att göra komponenter mindre och därför har detta inte varit en orimlig begränsning

Ett problem som vi har insett kan uppstå vid massproducering av en sådan här koppling är att en liten förflyttning av det fjädrande elementet kan ge stor påverkan på det fjädrande elementets styvhet. När koncepten optimerades vid FEM-simuleringen var det ofta förflyttningar av det fjädrande elementet i storleksordningen 0,2-0,5 mm som gjorde att deformationen blev den önskade. Det innebär alltså att relativt snäva toleranser krävs för att kopplingens egenskaper ska kunna säkerställas. Ett problem här är att med de koncept som vi tagit fram är det relativt många toleranser som behöver vara snäva för att inte problem ska uppstå. De här toleranserna har också en relativt stor betydelse för hur väl spänningarna sprids ut över det fjädrande elementet. Troligtvis skulle en mindre känslig koppling vara möjlig att konstruera och här finns det möjlighet att fortsätta undersöka problemet.

Under ett tidigt stadie beräknade vi vilka egenskaper dagens koppling har teoretiskt och fick då fram en ingreppsvarvfrekvens, detta resultat visade sig senare vara fel och var egentligen ett högre värde. Tillsammans med varvfrekvensvariationerna innebär detta att vi ursprungligen siktade mot en för låg ingreppsvarvfrekvens, när vi insåg detta så siktade vi därför mer mot en ingreppsvarvfrekvens som liknar den som dagens koppling har. Vid testerna i slutskedet av projektet visade det sig dock att den faktiska ingreppsvarvfrekvensen blev högre relativt det vi siktade mot. Anledningen till detta är inte helt klar men förmodligen ligger det i att ekvationen som använts inte fungerar för EM då det i en EM kan agera som en icke linjär fjäder, alternativt att sättet vi beräknat fjäderkraften inte är korrekt.

Dock anser vi det vara relativt enkelt att justera och bör därför ändras senare av Husqvarna enligt de riktlinjer vi beskriver i avsnitt 4.4. Det är dock sannolikt att utvecklingstiden för en sådan koppling kommer vara längre än den som krävs för kopplingar som ser ut enligt den modell som används idag. För att utvärdera hur stor nytta med en EM-koppling skulle vara krävs fler tester och beräkningar.

Vår bedömning efter testerna i projektets slutskede är att backarnas ytterkant behöver på ett bättre sätt anpassas för att erhålla en större kontaktyta mot trumman. Den här anpassningen skulle förslagsvis kunna innebära att kopplingsbacken ligger närmare trumman vid den del som är längst ifrån än den del som ligger nära det fjädrande elementet. På det här sättet skulle antagligen en större kontaktyta mellan kopplingen och trumman erhållas.

Sammanfattningsvis kan nackdelarna med en EM-koppling beskrivas som följande. En längre utvecklingstid kommer troligtvis krävas. Till stora delar beror det på att kopplingarna mellan olika funktioner i kopplingen blir mycket tätare. T.ex. kan en för låg ingreppsvarvfrekvens med dagens typ av koppling åtgärdas genom ett byte av fjädrarna. Med en EM-koppling kan en del förändringar göras genom ytterligare avverkande bearbetning av kopplingen, andra problem kan inte åtgärdas utan kräver en helt ny koppling. Det andra problemet är att en EM-koppling potentiellt kräver högre noggrannhet vid tillverkning då det fjädrande elementets tjocklek och längd har stor påverkan på kopplingens egenskaper. Ett tredje problem är att en konstruktion där det fjädrande elementet ligger vid utkanten av kopplingen innebär att den yta som kan användas för kontakt med trumman begränsas mer än vad den gör med en koppling liknande dagens, som kan använda nästan hela trummans yta.

Jämfört med fördelarna som i första hand är följande: det är möjligt att tillverkningskostnaden skulle kunna minskas jämfört med den koppling som används idag. Detta beror främst på att en EM-koppling skulle kunna tillverkas i en homogen del, den koppling som används idag består av totalt sju delar. Den nötning som idag kan finnas mellan nav och kopplingsback skulle givetvis försvinna helt med en koppling liknande den som används idag. Därför kan en sådan här koppling mycket väl innebära en högre robusthet än den som kan uppnås med det kopplingskoncept som används idag.

Vi rekommenderar därför att Husqvarna fortsätter utvärdera om nackdelarna eller fördelarna väger tyngst, vi ser inte att någon av lösningarna är uppenbart bättre än det andra. Samtidigt finns det uppenbara svårigheter med att optimera kopplingen perfekt och det kan visa sig att det är den nackdel som gör att en koppling som ser ut som dagens är den bästa lösningen. Det är däremot möjligt så att en perfekt optimerad EM-koppling är bättre än en koppling som ser ut som dagens koppling.

## 6 Referenser

*Centrifugal Clutch* by *BYU\_CM*R - *Thingiverse*. (2018).

<https://www.thingiverse.com/thing:3007264> 20/5 2020

Dahlberg, T. (2001). *Teknisk hållfasthetslära*. (3., [omarb]). Lund: Studentlitteratur.

*Fjäderstål 51CrV4 (SS 2230M)* (Vol. 4). (n.d.). [https://portal.tibnor.com/medias/Datablad-Fjaderstal-51CrV4SS-](https://portal.tibnor.com/medias/Datablad-Fjaderstal-51CrV4SS-2230M.pdf?context=bWFzdGVyfHJvb3R8MjUyMDV8YXBwbGljYXRpb24vcGRmfGg1Yi9oMzEvODgyNzk1OTcwNTYzMC9EYXRhYmxhZF9GamFkZXJzdGFsXzUxQ3JWNFNTXzIyMzBNLnBkZnx1YzcxNGY3MmVjNGE2ODg2NzUzMjIzODRmZTI0MWFjZmU4NTQ)

[2230M.pdf?context=bWFzdGVyfHJvb3R8MjUyMDV8YXBwbGljYXRpb24vcGRmfGg1Yi9oMzEvODgyNzk1OTcwNTYzMC9EYXRhYmxhZF9GamFkZXJzdGFsXzUxQ3JWNFNTXzIyMzBNLnBkZnx1YzcxNGY3MmVjNGE2ODg2NzUzMjIzODRmZTI0MWFjZmU4NTQ](https://portal.tibnor.com/medias/Datablad-Fjaderstal-51CrV4SS-2230M.pdf?context=bWFzdGVyfHJvb3R8MjUyMDV8YXBwbGljYXRpb24vcGRmfGg1Yi9oMzEvODgyNzk1OTcwNTYzMC9EYXRhYmxhZF9GamFkZXJzdGFsXzUxQ3JWNFNTXzIyMzBNLnBkZnx1YzcxNGY3MmVjNGE2ODg2NzUzMjIzODRmZTI0MWFjZmU4NTQ) 20/5 2020

Howell, L. L. (2001). *Compliant mechanisms*. Wiley.

Howell, L. L., & Crane, N. B. (2004). *US 6,736,249*. U.S Patent and trademark office.

Howell, L. L., Magleby, S. P., & Olsen, B. M. (Brian M. (2013). *Handbook of compliant mechanisms* John Wiley & Sons, Incorporated.

Johannesson, H., Persson, J.-G., & Pettersson, D. (2013). *Produktutveckling : effektiva metoder för konstruktion och design*. Stockholm: Liber.

Mägi, M., Melkersson, K., & Evertsson, M. (2017). *Maskinelement*. Lund: Studentlitteratur.

Tupkary, R. H.; Tupkary, V. R. (2018). *Modern Iron Making Handbook - Knovel*. Mercury Learning and Information.

Ugural, A. C., & Fenster, S. K. (2012). *Advanced mechanics of materials and applied elasticity*. (5. ed.). Upper Saddle River: Prentice Hall.

# Bilagor

## Bilaga 1

MATLAB kod, utan värden p.g.a. sekretess

```
clc; clear all; close all
%motor
Nm=[ Motorkarakteristik];
rps=[Motorkarakteristik]*;

plot(rps,Nm)
axis([])
xlabel('RPM');
ylabel('Moment');
hold on

%koppling koncept 4.2
fi1=
fi2
A=
R=
my=
L=
m=
ff=
n=
rtp=
x=

F=@(x) ((m*rtp*(x*2*pi/60).^2)-ff);
Is=(cos(fi1)-cos(fi2));
Iss=((fi2-fi1)/2)-((sin(2*fi2)-sin(2*fi1))/4);
Isc=(cos(2*fi1)-cos(2*fi2))/4;

p0bR2=@(x) (F(x)*L)/((A/R)*Iss+(my*(Is-(A/R)*Isc)));
M=@(x) n*my*p0bR2(x)*Is;

f1=F(x);
y1=M(x);
a1=plot(x,y1,'r');

%Koncept 1
fi1=
fi2=
A=
R=
```

```

my=
L=
m=
ff=
n=;
rtp=
x=

F=@(x) ((m*rtp*(x*2*pi/60).^2)-ff);
Is=(cos(fi1)-cos(fi2));
Iss=((fi2-fi1)/2)-((sin(2*fi2)-sin(2*fi1))/4);
Isc=(cos(2*fi1)-cos(2*fi2))/4;

p0bR2=@(x) (F(x)*L)/((A/R)*Iss+(my*(Is-(A/R)*Isc)));
M=@(x) n*my*p0bR2(x)*Is;

f1=F(x);
y1=M(x);
a1=plot(x,y1,'k');
set(gca,'XTickLabel',[], 'YTickLabel', [])

```



INSTITUTIONEN FÖR INDUSTRI- OCH  
MATERIALVETENSKAP  
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA  
Göteborg, Sverige 2020  
[www.chalmers.se](http://www.chalmers.se)



**CHALMERS**