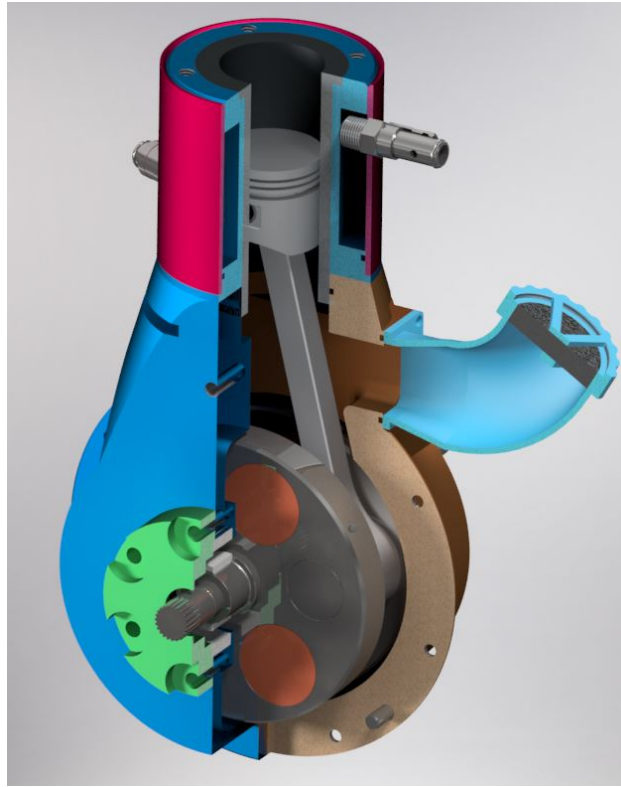




Vera-motor MKVIII: bottendel

Ett designprojekt för cylinder, vevhus och vevparti till en förbämningsmotor för EcoMarathonfordon Vera III

Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet i maskinteknik

FABIAN M. EBBESSON
NIKLAS HARALDSSON
TRUC LAM

EXAMENSARBETE 2018:50

Vera-motor mk VIII: bottendel

Ett designprojekt för cylinder, vevhus och vevparti till en
förbänningsmotor för EcoMarathonfordon Vera III

FABIAN M. EBBESSON

NIKLAS HARALDSSON

TRUC LAM



CHALMERS

Institutionen för mekanik och maritima vetenskaper
Avdelningen för förbränning och framdrivningssystem

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg 2018

Ett designprojekt för cylinder, vevhus och vevparti till en
förbänningsmotor för EcoMarathonfordon Vera III

FABIAN EBBESSON
NIKLAS HARALDSSON
TRUC LAM

© FABIAN EBBESSON, NIKLAS HARALDSSON, TRUC LAM, 2018.

Handledare: Kristoffer Clasén, Förbränning och framdrivningssystem på Chalmers
Tekniska Högskola
Examinator: Sven B. Andersson, Förbränning och framdrivningssystem på Chalmers
Tekniska Högskola

Examensarbete 2018:50
Institutionen för mekanik och maritima vetenskaper
Avdelningen för förbränning och framdrivningssystem
Chalmers Tekniska Högskola
SE-412 96 Göteborg
Telephone +46 31 772 1000

Försättsblad: En genomskärning av cylinder och vevhus med innehållande vevparti
anpassat för EcoMarathon-fordon Vera III konstruerat i Autodesk Inventor.

Typsättning gjord i L^AT_EX
Göteborg 2018

Förord

Vi vill börja med att tacka vår handledare **Kristoffer Clasén** för all kunskap han har delat med sig. Tack för ditt engagemang och för alla trevliga handledarmöten och värdefulla råd.

För värdefulla råd och engagemang i projektet vill vi även tacka följande:

Sven B. Andersson, Examiner

Lennarth Zander, BoostBusters

Kjell Melkersson, Tekniklektor vid Produktutveckling

Tacksamhet riktas även till Chalmers Vera Team med medlemmar som delat med sig av sina erfarenheter och önskemål.

Vi vill även tacka eXPerimentverkstaden för konsultation om vilka möjligheter som finns för tillverkning på Chalmers Tekniska Högskola.

Den här studien har skett i samarbete med en annan grupp som gjort kandidatarbete på civilingenjörsnivå. Det gemensamma målet har varit att ta fram ett konstruktionsunderlag för en helhetslösning av en ny motorkonstruktion anpassad för Chalmers Vera Teams fordon Vera III. I enlighet med de båda programmens intresse har arbetet delats upp i två rapporter.

Fabian M. Ebbesson

Niklas Haraldsson

Truc Lam

Göteborg, maj 2018

Vera-motor mk VIII: bottendel

Ett designprojekt för cylinder, vevhus och vevparti till enförbänningsmotor för EcoMarathonfordon Vera III

FABIAN EBBESSON, NIKLAS HARALDSSON, TRUC LAM

Avdelningen för förbränning och framdrivningssystem

Chalmers Tekniska Högskola

Sammandrag

Rapporten beskriver ett examensarbete skrivit av tre studenter från högskoleingenjörsprogrammet i maskinteknik på Chalmers tekniska högskola. Arbetets fokus har varit att utveckla en komplett bottendel bestående av vevparti, vevhus och cylinder till en encylindrig fyrtaktsmotor som arbetar enligt ottoprincipen. Studien har utförts i samarbete med en annan grupp som skrivit sitt kandidatarbete på topplocket till samma motor. Det gemensamma målet har varit att ta fram ritnings- och konstruktionsunderlag för en fungerande motor med hög verkningsgrad.

Arbetet inleddes med en omfattande förstudie där information om komersiellt tillgängliga motorer, olika motorkonstruktioner och tidigare motorer designade åt Chalmers Vera Team sammanställdes och analyserades. Detta tillsammans med regelverken för Eco-marathonvålingarna blev det underlag som resten av arbetet grundade sig i.

Arbetet resulterade i en motor med en slagvolymen på 51cc, med lång slaglängd och liten cylinderdiameter. Detta till följd av att motorn optimerats mot bränslaeffektivitet. Den nykonstruerade bottendelen innefattar vevhus och cylinder med tillhörande vevstake och vevaxel.

På grund av den tidsbegränsning som satts för projektet på 15 högskolepoäng (400 timmar) per gruppmedlem begränsades arbetet till en konstruktionsfas samt en 3D-printad modell av bottendelen som tillsammans med kandidatarbetets modell skulle sättas ihop till en komplett modell av motorn.

Efter det avslutade projektet kommer ritningsunderlag för den kompletta motorn mk VIII att lämnas till Chalmers Vera Team för tillverkning.

Abstract

This report describes a bachelor thesis written by three students from the department of Mechanical Engineering at Chalmers University of Technology. The focus of the work has been on developing a complete bottom end consisting of crankset and crankcase for a single-cylinder four-stroke engine operating on otto principle. The study has been conducted in collaboration with another group writing their bachelor thesis on the cylinder head of the same engine. The common goal has been to provide drawing and design documentation for a fuel efficient engine.

The work was initiated with a extensive pilot study in which information on commercially available engines, various engine designs and previous engines designed for Chalmers Vera Team was compiled and analyzed. This, along with the regulations for the Eco-Marathon competition, became the basis on which the rest of the work was based on.

The work resulted in a 51cc engine with a long stroke and small cylinder diameter. This is because the engine has been optimized against fuel efficiency. The newly designed bottom end includes crankcase and cylinder with connecting rod and cranks-haft.

Due to the time limit set for the project of 15 credits, 400 hours per group member, the work was limited to a design phase and a 3D printed model of the bottom end and together with the cylinder head designed by the other group, would be assembled together into a complete model of the engine.

After the completion of the project, the drawings of the engine mk VIII will be submitted to Chalmers Vera Team for manufacturing.

Innehåll

1	Inledning	1
1.1	Bakgrund	1
1.2	Syfte	2
1.3	Avgränsningar	2
2	Teoretisk referensram	3
2.1	Grundläggande data	3
2.1.1	Vridmoment	3
2.1.2	Effekt som funktion av cylindertryck	4
2.1.3	Cylinderdiameter och slaglängd	4
2.1.4	Krafter som verkar på motorn	5
2.2	Cylinder: Komponentkrav, uppgift och funktion	5
2.3	Vevstake	5
2.3.1	Acceleration på vevstake	6
2.3.2	Krafter som verkar på vevstaken	8
2.4	Vevaxel	8
2.4.1	Olika vevaxeltyper	9
2.4.2	Balansering av vevaxel	9
2.4.3	Vridmoment överförbart via vevtappen	10
2.5	Vevhus	11
3	Metod	13
3.1	Tillgängligt utrymme	14
3.2	Cylinder	14
3.3	Vevstake	16
3.4	Vevaxel	16
3.5	Vevhus	17
4	Resultat	19
4.1	Motorn	19
4.2	Vridmoment	19
4.3	Cylinderdiameter och slaglängd	20
4.4	Trycket i cylindern	20
4.5	Cylinder	21
4.6	Vevstake	23
4.6.1	Fall 1: Accelerationen på vevstaken är maximal	23

4.6.2	Fall 2: Där den linjära accelerationen är som störst	25
4.6.3	Utformning av vevstake	26
4.6.4	Slutgiltig design på vevstaken	26
4.7	Vevaxel	27
4.7.1	Vevaxelns design	27
4.7.2	Krymp-/pressförband	28
4.7.3	Balansering	28
4.7.4	Simuleringar i Ansys	29
4.8	Vevhus	30
4.9	Lager och övriga tätningar	34
5	Slutsats och diskussion	35
	Litteraturförteckning	37
A	Bilagor	I
A.1	Matlabkod för beräkning av acceleration och krafter på vevstake . . .	I
A.2	Matlabkod för beräkning av balansering	III
A.3	Matlabkod för beräkning av greppassning	IV
A.4	Matlabkod för preliminär beräkning av krafter	V
A.5	Datablad från SKF för valda lager	X
A.6	Resterande arbete innan produktion av motorn	XIII
A.7	Ritningar över motorn	XIII

Beteckningar

Här förklaras alla förkortningar och symboler som förekommer i rapporten, i bokstavordning

A	Area
a	Acceleration
C_p	Värmekapacitet för konstant tryck
D, d	yttre och inre radie
E	E-modul
F	Kraft
F_{fr}	friktionskraft
g	Gravitations konstanten
i	Utväxling
L	Längden på vevstaken
L_v	Förångningsentalpi
M	Vridmoment
m	Massa
P_{Δ}	Tryck på grund av grepp
p	Tryck
Q	Specifik värmeenergi
$\dot{q}$	Värmeenergi över tid
R, r	Radie
r	Slagradie
t	Tid
V	Volym
$\dot{V}$	Volymetriskt flöde
W	Effekt
α, β	Vinklar
Δ	Grepp
Δt	Tempraturskillnad
ρ	Densitet
σ	Spänning

Förkortningar

	Engelska	Svenska
CAD	Computer-aided Design	Datorstödd konstruktion
cc	cubic centimeter	Kubikcentimeter
FEM	Finite Element Method	Finita Element Metoden
CNC	Computer Numerical Control	Dator Numeriskt Styrd
KP-förband	-	Krymp-/press förband

1

Inledning

I detta kapitel introduceras huvudproblemet och målet med projektet samt de avgränsningar studien kommer att förhålla sig till.

1.1 Bakgrund

Chalmers Vera team består av en grupp studenter från flera olika sektioner på Chalmers tekniska högskola och som tävlar i *EcoMarathon* med fordonet *Vera III*, en tävlingsgren som går ut på att inom en given sträcka och tidsram förbruka så liten energimängd som möjligt under körning. Teamet deltar i två tävlingar per år, *Shell eco-marathon Europe* i England och *Pisaralla Pisimmälle* i Finland. Fordonet syns i figur 1.1.



Figur 1.1: EcoMarathon fordonet *Vera III*

Vera III fungerar som en fysisk testplattform för att ge studenter med intresse möjligheten att tillverka, testa och utvärdera grundkomponenterna till en bil. *Vera III* utvecklades och byggdes till tävlingarna 2015 som en helt ny bil med ny motor. Efter att fordonet byggdes har kontinuerlig optimering skett med hänsyn till avgränsningar givna från tävlingsreglementet[1] och har potential att prestera bra på tävlingar. Däremot lider delar av konstruktionen av problem med driftsäkerheten.

Motorn är en av de stora delarna i bilens uppbyggnad och har en central del i *Vera-teams* arbete. En väl fungerande och framförallt driftsäker grundkonstruktion av

motorn är en förutsättning för att systematiskt kunna uppdatera konstruktionen och med upprepade tester kunna samla in data för analys och utvärdering av förändringarna på motorn. Den kunskap som förvärvas skall sedermera leda till förbättringar av grundkonstruktionen. Den nuvarande förbränningsmotorn, *mk VII*, har identifierats som den största problemkällan på *Vera III*. Tillförlitligheten är undermålig med upprepade haverier av bland annat vevstaken och i sin tur anslutande komponenter som resultat. Detta har lett till uteblivna tävlingsresultat. Därtill har motorn ofördelaktig effektkarakteristik.

1.2 Syfte

Syftet med projektet är att ta fram tillverkningsunderlag för en ny generation motor till *Chalmers Vera Team*. Den nya motorn ska, i förhållande till den gamla motorn, vara mer tillförlitlig under drift samt ha ökad potentiell verkningsgrad. Projektet ska också ge projektdeltagarna fördjupade kunskaper inom motorkonstruktion, hållfasthetsberäkningar, och tillverkningssteknik samt bidra till *Vera-teamets* framgång under tävlingarna i Europa.

1.3 Avgränsningar

Examensarbetet avgränsas till den mekaniska designen och innefattar alla nödvändiga delar från topplock till utgående axel. Tändsystem och kraftöverföringen mellan motor och drivhjul kommer inte behandlas.

Då det är önskvärt att enkelt kunna beställa och tillverka reservdelar till motorn för *Vera-teamet* eftersträvar gruppen att använda kommersiellt tillgängliga delar i möjligaste mån. Delar som inte kan köpas in ska designas på ett sådant sätt att de enkelt kan tillverkas med maskinerna som finns tillgängliga i den för *Vera-teamet* aktuella maskinverkstaden. Detta för att säkerställa att kommande generationer medlemmar i *Vera-teamet* ska kunna underhålla och eventuellt reparera motorn.

Motorns design begränsas även av 2018 års reglemente för tävlingen *Shell eco-marathon Europe* [1] och tillgängligt motorutrymme i *Vera III*, se figur 3.1.

Som tidigare nämnt i förordet är utvecklingen av den åttonde generationens motor, *mk VIII*, ett samarbete mellan examensarbetet och ett kandidatarbete. Topplocket, ventilarangemang och gasutbyte behandlades utav den andra halvan av gruppen och kommer därför inte att redovisas i denna rapport utan behandlas i [2].

2

Teoretisk referensram

I följande text behandlas den teori som krävs vid utformning av bottendelen till en kolvmotor.

2.1 Grundläggande data

En av de mest elementära parametrarna vid utveckling av en motor är att fastställa vilken effekt och vridmoment motorn behöver producera. Den eftersträlvade effekten kommer att bestämma vilken motorvolym, varvtal och cylindertryck som krävs för att uppfylla det önskade resultatet.

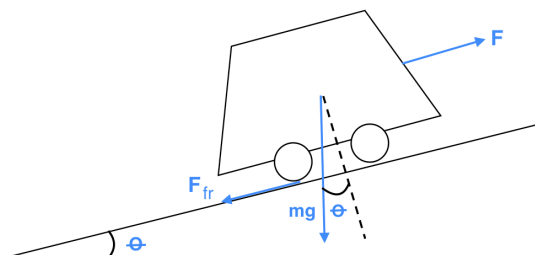
2.1.1 Vridmoment

På tidigare Shell EcoMarathon-tävlingar i London har många fordon haft svårigheter i att ta sig upp för en backe som fanns med i banan. Således blev kravställningen att fordonet skall kunna komma upp för backen.

Kraften som krävs för att fordonet skall ta sig upp i backen beräknades med följande kraftjämvikt. 2.1 Där hastigheten för fordonet antogs vara konstant.

$$\nearrow F - F_{fr} - mg \sin \theta = 0 \quad (2.1)$$

$$\Rightarrow F = F_{fr} + mg \sin \theta \quad (2.2)$$



Figur 2.1: Friläggning av krafter

Med den uträknade kraften kan sedan momentet beräknas med ekvation 2.3.

$$M_{vrid} = FR_{drivhjul} \quad (2.3)$$

Med given utväxling kan erforderligt vridmomentet beräknas med ekvationen 2.4

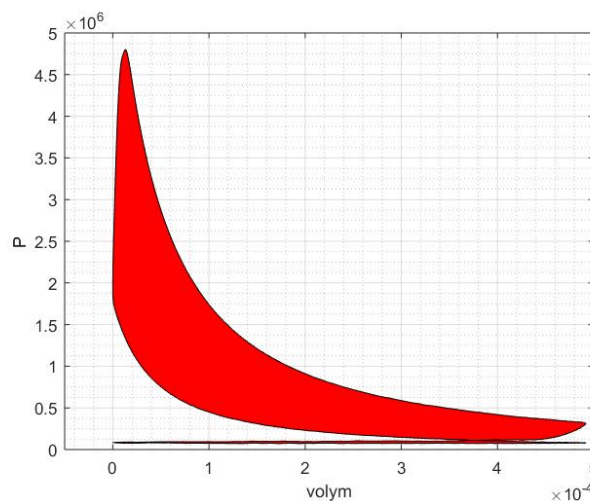
$$M_{motor} = M_{vrid} i \quad (2.4)$$

2.1.2 Effekt som funktion av cylindertryck

Beräkningen av effekten *Vera mk VIII*-motorn levererar beräknas enligt [3] som beskriver indikerat arbete för en arbetscykel utav motorn, se ekvation 2.5. Med en arbetscykel avses de fyra stadierna en fyrtaktsmotor arbetar efter, eller två rotationer av vevaxeln.

$$W_{c,i} = \oint p dV \quad (2.5)$$

Om ett så kallat PV-diagram ritas upp och den innesluta arean beräknas erhålls svaret till ekvationen. Ett exempel på detta finns i figur 2.2.



Figur 2.2: Tryck och volym diagram för en arbetscykel av en fyrtaktsmotor

2.1.3 Cylinderdiameter och slaglängd

Förhållandet mellan cylinderdiameter och slaglängden är en betydande faktor för vilken karaktär motorn får. Den har direkt påverkan på effekten, termiska effektiviteten och friktionen i cylindern[4]. En motor med en längre slaglängd i förhållande till cylinderdiameter har en högre verkningsgrad[5]. Detta på grund av att en mindre area begränsar kontakten mellan gaserna från förbränningsrummet och kolvens ovansida när kolven är i övre dödläge, dvs mindre värmeöverföring. En lång slaglängd medför även att expansionen från de varma gaserna som bildas vid förbränningen kan utföra ett större volymetriskt arbete på grund av att det kan expandera mer.

En längre slaglängd ger även vevaxeln en större hävarm vilket i sin tur leder till ett större vridmoment. Ett långt slag har också sina nackdelar, det leder till ökade förluster från bland annat mer friktion till följd av den längre sträckan kolven rör sig och en större oscillerande massa på grund av att vevstaken måste dels göras längre och eventuellt dimensioneras upp för att undvika knäckning.

2.1.4 Krafter som verkar på motorn

De krafter som uppstår i motorn är direkt proportionerliga mot det övertryck som leder till accelerationer av interna delar och verkar på vevpartiet. Trycket i motorn påverkas av flera faktorer, där de två största är vartalet samt kompressionsförhållandet. Kompressionsförhållandet är en term som beskriver hur mycket luft- och bränsleblandningen komprimeras i förbränningsrummet när kolven rör sig från sin nedre position till den övre.

2.2 Cylinder: Komponentkrav, uppgift och funktion

Cylindern är den del av motorn som kapslar in övertrycket vid förbränningen och som kolven rör sig i. Cylindern måste klara av det tryck och den temperatur som uppstår vid förbränningen. Det är även önskvärt att det uppstår så lite friktion som möjligt mellan kolven och cylindern då det direkt leder till energiförluster och en högre arbetstemperatur. Det är möjligt att använda ett så kallat cylinderfoder i cylindern för att kombinera materialegenskaper och att få önskade materialegenskaper på avsedd plats. Cylindern är även en av dom komponenter som bestämmer slagvolym och kompressionsförhållande, således även effekten som motorn levererar. Det går även att konstruera motorer med flera cylindrar och det är mycket vanligt i applikationer där det inte är praktiskt med en stor cylinder på grund av effektbehovet och utrymmesbegränsningar. Dock är det vanligt i små motorer med relativt litet effektbehov att endast använda en cylinder.

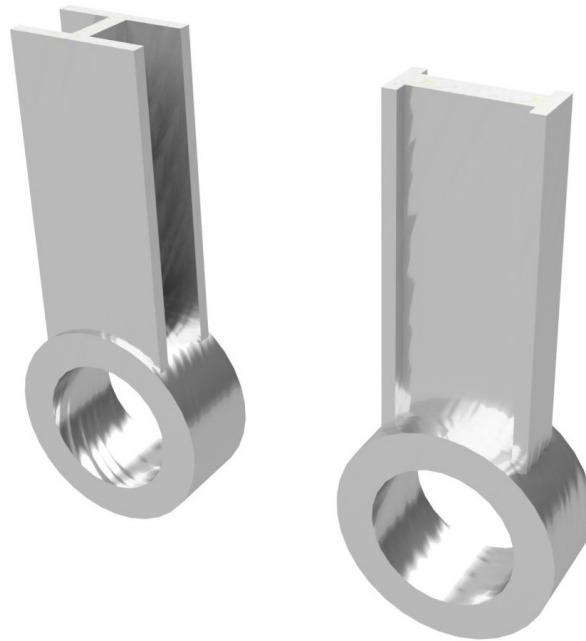
Cylindern är även den del som mekaniskt länkar samman topplocket med vevhuset, således måste det finnas fästpunkter som möjliggör detta med till exempel ett skruvförband.

2.3 Vevstake

Vevstaken kopplar samman kolven med vevaxeln och dess funktion är att konvertera kolvens linjära oscillerande rörelse till vevaxelns rotationsrörelse. Staken är en av de komponenter i motorn som måste ta upp stora belastningar från andra komponenter. Det leder till att den utsätts för höga spänningar som vevstaken måste dimensioneras mot. [6].

Vevstaken kan ha olika utformningar och tvärsnitt. Genom att ändra på tvärsnittets geometri kan vevstaken göras starkare utan att den nödvändigtvis blir tyngre. Det är önskvärt att hålla vikten nere i vevstaken då accelerationskrafterna är proportionella mot vikten av vevstaken.

De vanligaste tvärsnitten hos vevstakar är H-profil och I-profil, se figur 2.3. En vevstake i H-profil har bättre böjstyvhet i rotationsriktningen, är stabilare och lättare men är dyrare att tillverka än en I-profil och solid-profil.



Figur 2.3: H- och I-profil

I-profil är den vanligast förekommande profilen hos vevstakar då denna formen lämpar sig för sänksmidning och krävar lite efterbearbetning och är därför lämplig för massproduktion, vevstakar i H-profil lämpar sig inte för denna typen av tillverkning utan tillverkas i regel med hjälp av fräsning vilket medför en mer kostsam tillverkning.

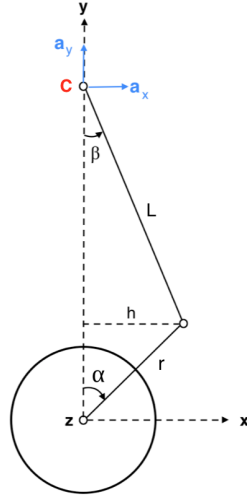
Vevstaken måste dimensioneras så att den ej plasticerar eller knäcks så att motorn inte havererar under drift. En vevstake som väger mer kommer även att utsättas för större krafter på grund av ett ökat tröghetsmoment. Vikten på vevstaken är även kopplad till vevaxeln. En tyngre vevstake kräver en tyngre motvikt på vevaxeln vilket till följd blir en tyngre motor och resulterar i ökad bränsleförbrukning.

2.3.1 Acceleration på vevstake

Det finns flera orsaker till att en vevstake knäcks, en av orsakerna är accelerationen som vevstaken utsätts för. Spänningen i vevstaken är i enlighet med Newtons accelerationslag proportionerlig till accelerationen på kolven. På grund av den anledningen

beräknades kolven och vevstakens accelerationer samt krafterna den utsätts för.

Genom att införa ett koordinatsystem enligt figur 2.4 kan de linjära accelerationerna i punkt A beräknas samt den roterande hastigheten $\dot{\beta}$ och accelerationen $\ddot{\beta}$. Punkten C beskriver kolvens läge i koordinatsystemet.



Figur 2.4: Koordinatsystem och accelerationsriktningar

Ur figuren 2.4 kan det avläsas att $C_x = 0$ vilket medför att accelerationen i x-led är lika med noll, $a_x = 0$. Läget i y-led beskrivs med ekvation 2.6.

$$C_y = r \cos \alpha + l \cos \beta \quad (2.6)$$

Linjära acceleration i y-riktningen fås genom att derivera läget två gånger, där $\dot{\alpha}$ är vevaxelns vinkelhastighet enligt ekvation 2.7.

$$a_y = \frac{d^2 C_y}{dt^2} = \frac{r \dot{\alpha}^2 \cos(2\alpha)}{n + \cos \alpha} \quad (2.7)$$

Rotationshastighet och acceleration fås genom att derivera geometriska sambandet för h enligt 2.8, 2.9 och 2.10.

$$h = L \sin \beta = r \sin \alpha \quad (2.8)$$

$$\Rightarrow \dot{\beta} = \frac{\dot{\alpha} \cos \alpha}{\sqrt{n^2 - \sin^2 \alpha}} \quad (2.9)$$

$$\Rightarrow \ddot{\beta} = -\dot{\alpha}^2 \sin \alpha \left(\frac{n^2 - 1}{n^2 - \sin^2 \alpha} \right) \quad (2.10)$$

2.3.2 Krafter som verkar på vevstaken

Kraften som verkar på kolven är en funktion av övertrycket i förbränningsrummet enligt ekvation 2.11. Trycket som uppstår i cylindern vid förbränning av bränslet ger upphov till en kraft som får kolven att röra sig nedåt i cylindern och beräknas enligt följande ekvation:

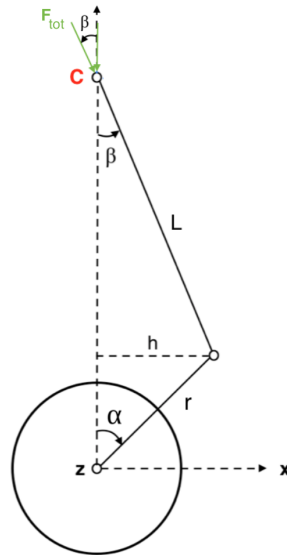
$$F_{gas} = PA_{kolv} \quad (2.11)$$

Vevstaken utsätts som tidigare nämnt även för tröghetskrafter från kolven och beräknas enligt 2.12.

$$F_{vevstake} = (m_{kolv} + m_{vevstake})a_y \quad (2.12)$$

Då kolven rör sig från övre dödläge till undre dödläge motverkar tröghetskraften den kraften som trycket ger upphov till och från undre dödläge till övre dödläge har den samma riktning som kraften som verkar på kolven[4]. Den totala kraften, se figur 2.5, bestäms genom att addera kraften från trycket och tröghetskraften från kolven enligt ekvation 2.13.

$$F_{tot} = \frac{F_{gas} \pm F_{kolv}}{\cos\beta} \quad (2.13)$$



Figur 2.5: F_{tot} vriden vinkeln β så att kraften går igenom vevstaken.

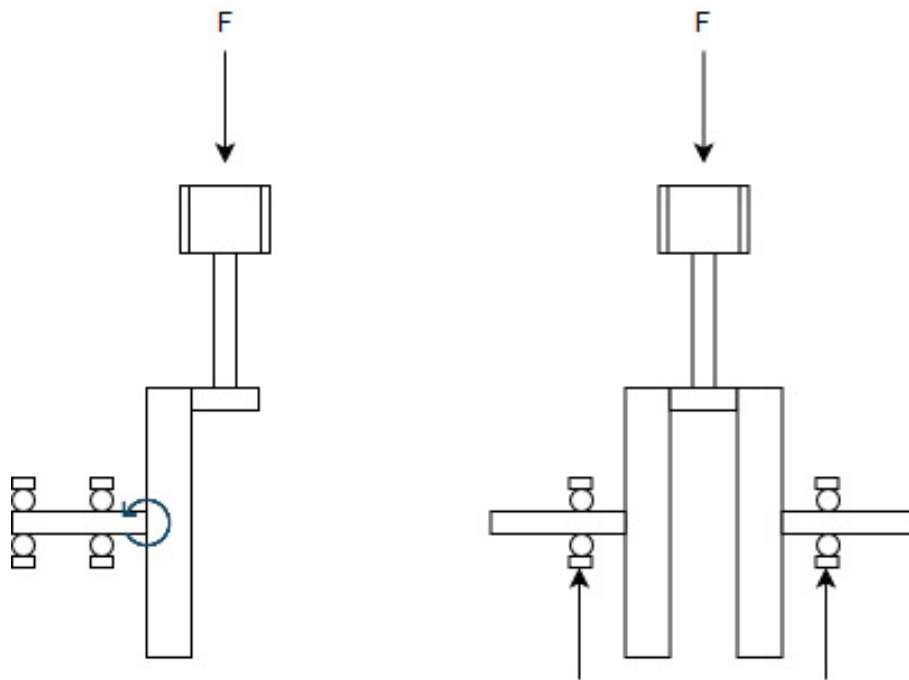
2.4 Vevaxel

Vevaxel är den delen i motorn som omvandlar den tryckande kraften från vevstaken till den roterande rörelse där arbetet kan tas ut.

2.4.1 Olika vevaxeltyper

Det finns två typer av vevaxlar som används i kolvmotorer. Ensidig och dubbelsidigt lagrad vevaxel. Den dubbelsidiga vevaxeln är den typen som används mest, dessa används i allt från stora båtmotorer till små mopedmotorer. Den enkelsidiga vevaxeln används mest i mycket små motorer till exempel modellmotorer. En dubbelsidig vevaxel har fördelen att det inte skapas lika stora vridmoment i och kring lagerhusen. Illusterat i figur 2.6 kan man se att det bildas ett moment runt den enkelsidiga vevaxelns centrumaxel, detta gör att denna typ av vevaxel inte används i större motorer då det blir betydligt större påfrestningar än hos det dubbelsidiga lagerarrangemanget.

Då reglementet för tävlingen inte gör det möjligt att använda ett glidlager mellan vevaxeln och vevstaken måste ett kullager eller annan färdig lagerlösning användas. På grund av det och att det är tekniskt svårt att tillverka en solid vevaxel valdes att göra en solid vevstake med lagersäten. På grund av den solida vevstaken finns det två sätt att designa en vevaxel på; enkelsidig vevaxel som har lagring på ena sidan, eller en delad vevaxel med lagring på båda sidorna.



Figur 2.6: Figuren illustrerar två lagerlösningar. Till vänster ses en enkelsidig vevaxel, till höger ses en dubbelsidig vevaxel.

2.4.2 Balansering av vevaxel

Balanseringen av vevaxeln är mycket viktig i flera avseenden, framför allt har en välbalanserad motor längre livslängd då de interna delarna utsätts för mindre be-

lastningar orsakade av obalansen. En välbalaserad motor har bättre verkningsgrad då mindre energi går förlorad genom vibrationer. Vibrationerna är även en faktor till utmattning i kaross och chassi.

Vid balansering av en kolvmotor finns flera aspekter att ta hänsyn till, detta på grund av att vevpartiet har delar med olika accelerationer i XY-planet. Vevaxeln har en roterande rörelse kring Z-axeln, se figur 2.4. De rörliga delarna så som vevstake, kolv och kolvbult ger upphov till krafter i XY-planet som ska motverkas med hjälp av vevaxelns motvikter.

En encylindrig kolvmotor är av naturen alltid obalanserad och går inte att balansera helt utan att använda sig av externa balansaxlar. Detta innebär att balanseringen av en encylindrig motor utan balansaxlar alltid är en kompromiss där motorns karaktär är det som bestämmer hur vevaxeln ska balanseras.

Ett vanligt förekommande tillvägagångssätt för att minimera vibrationerna som uppstår vid drift är att balansera bort hälften av den oscillerande massan M_{osc} plus hela den roterande massan M_{rot} balanseras bort[7, 8]. I oscillerande massa inkluderas kolven, kolvbulten, kolvringar och en tredjedel av vevstakens vikt, medan i roterande massa menas, två tredjedelar av staken, vevtapp och vevlager[9]. Då alla ingående delar roterar med samma hastighet kan ekvation 2.14 förenklas till 2.15 och balanseringen beräknas således statistiskt.

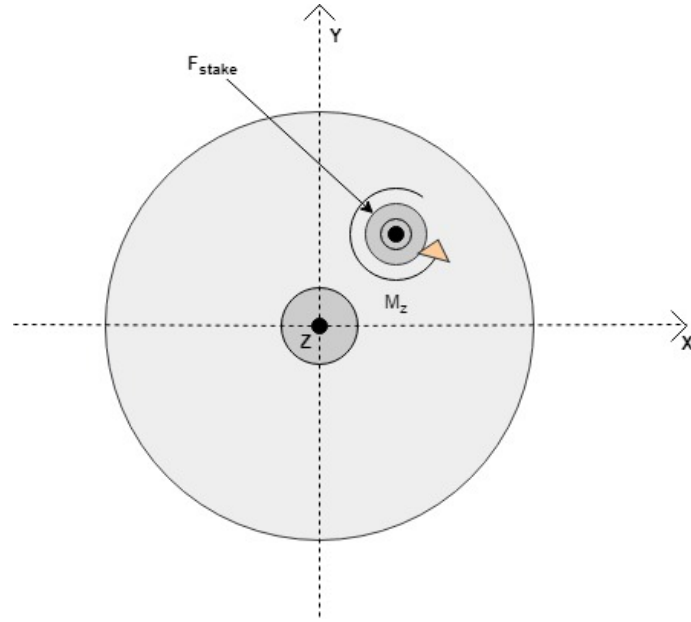
$$M_{mot} R_{mc} \omega^2 \cos \theta = \left(\frac{2}{3} M_{osc} + M_{rot} \right) r \omega^2 \cos \theta \quad (2.14)$$

$$\Rightarrow: M_{mot} R_{mc} = \left(\frac{2}{3} M_{osc} + M_{rot} \right) r \quad (2.15)$$

En momentjämvikt görs runt Z-axeln för att räkna ut erforderlig excentricitet samt massan på motvikten. Massan av komponenterna multiplicerat med slagradien (halva slagländen) r blir det momentet som ska balanseras bort med motvikten. Motvikten M_{mot} multiplicerad med det excentriska avståndet till axelns masscentrum R_{mc} blir det balanserande momentet. Dessa två moment ska bli lika stora enligt ekvation 2.15.

2.4.3 Vridmoment överförbart via vevtappen

Då motorn har en delad vevaxel, se avsnitt 3.4 för förklaring, är det mest konventionella att vevtappen har en grepppassning i vevsidorna. Grepppassning är det designalternativet som är enklast att tillverka vid användning av dubbelsidig vevaxel som måste var delningsbar. Passningen medför en risk av att vevsidorna börjar rotera i relation till varandra under belastning och för att säkerställa att detta inte sker måste en erforderlig grepppassning beräknas. Först beräknas det momentet M_z , se figur 2.7 som uppstår i vevtappen som funktion av kraften från vevstaken F_{stake} , ekvation 2.16. Vilket också är det dimensionerande momentet passningen ska hålla för.



Figur 2.7: Momentet M_z i vevtappen

$$M_z = \frac{F}{2}r \quad (2.16)$$

Vridmomentet som kan överföras via grepppassningen räknas ut med ekvation. 2.17 [10], där P_Δ är kontakttrycket i passningen och det räknas ut med ekvation 2.18[11].

$$M = P_\Delta \pi \mu L_g d \frac{d}{2} \quad (2.17)$$

$$P_\Delta = \frac{(D^2 - d^2)(d^2 - d_0^2)E\Delta}{2 \cdot d^3(D^2 - d_0^2)} \quad (2.18)$$

För att kontrollera att spänningen som uppstår i greppet inte överstiger sträckgränsen räknas effektivspänningen enligt ekvation 2.19. [10]

$$\sigma_{V.m}^{Effektivsp.} = P_\Delta \sqrt{1 + 3 \cdot \left(\frac{8 \cdot \mu L_g}{d}\right)^2} \quad (2.19)$$

2.5 Vevhus

Vevhusets primära funktion är att fungera som fästpunkt för dom övriga komponenterna i motorn så som cylinder, vevaxel som också är kopplad till vevstake och kolven. Det krafter som dessa komponenter ger upphov till måste tas upp av vevhuset och vevhuset måste dimensioneras därefter. Vevaxeln har även en roterande rörelse så därför måste ett lagerarrangemang med lagersäten bestämmas för att möjliggöra en roterande rörelse mellan dessa två komponenter. För att undvika metalisk kontakt mellan dem rörliga delarna i motorn som leder till ett stort slitage och en

försämrade verkningsgrad så måste även motorn smörjas med olja. Denna olja måste kapslas in av vevhuset tillsammans med övriga komponenter. Därför måste vevhuset tätas för att säkerställa att det inte förekommer något oljeläckage. I motorer utrustade med oljepump så är även vevhuset försett med olje kanaler för att leda oljan till de områden som kräver smörjning. Detta är dock mycket ovanligt i små fyrtakts motorer. Istället används stänksmörjning, det vill säga att oljan skvätter upp när vevaxeln roterar och på så sätt smörjer övriga delar. Vevhuset måste även utformas på ett sådant sätt att det möjliggör demontering och montering av motorn. Speciellt i fallet för *Chalmers Vera Team* då laget efter varje tävling monterar ned motorn för inspektion.

3

Metod

I detta avsnitt beskrivs tillvägagångssättet i examensarbetet.

Arbetet delas in i följande steg:

1. Förstudie
2. Designprocess
3. Hållfasthetsberäkning och simulering
4. 3D-printning av prototyp

Arbetet initierades med en förstudie i form av litteratur på förbränningsmotorer, publicerade rapporter på nätet och kontakt med yrkeskunniga inom förbränningsmotorer. Både nuvarande och före detta medlemmar ifrån *Chalmers Vera Team* intervjuades. Utifrån de kunskaper som erhöles vid förstudien bestämdes den grundläggande geometrin. Förstudien genomfördes i samarbete med kandidatgruppen.

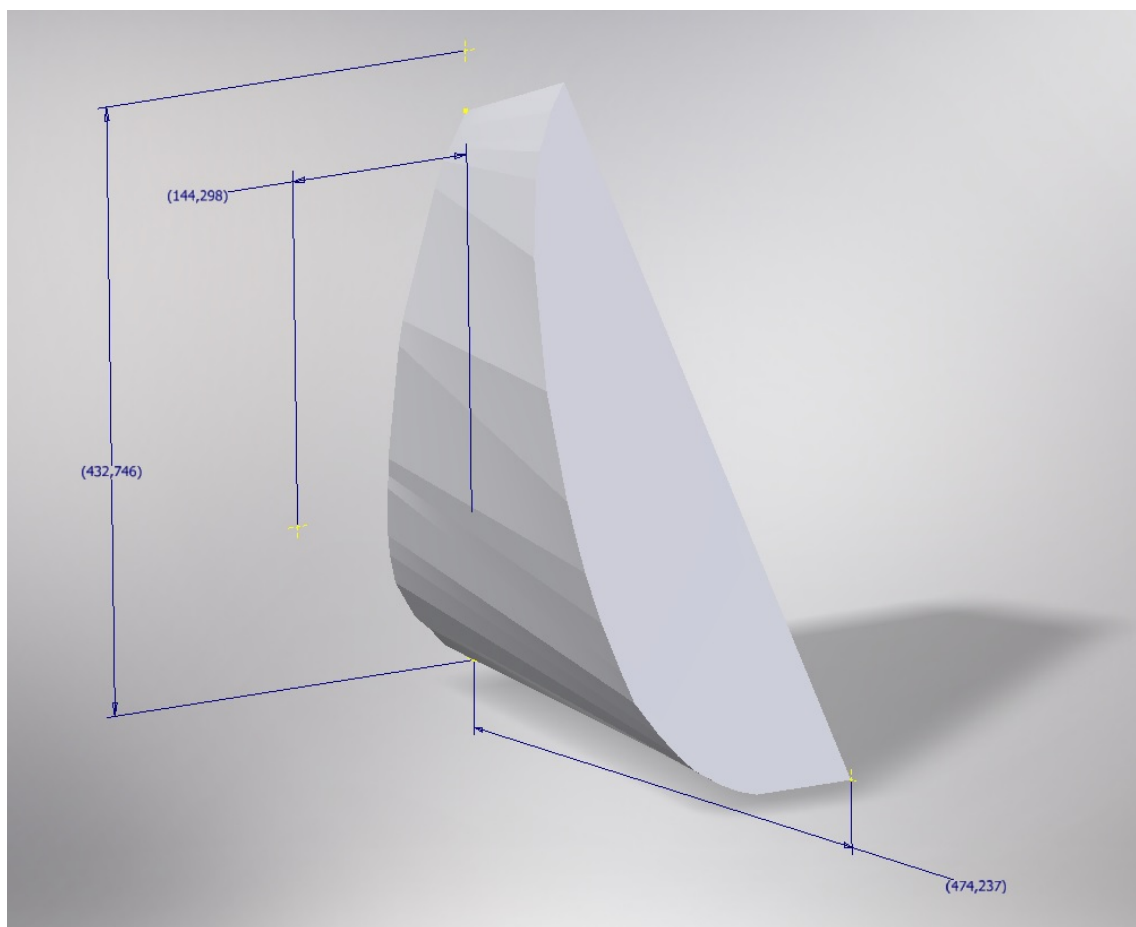
Efter att den grundläggade geometrin var fastställd kunde designprocessen påbörjas. CAD-programmet *Autodesk Inventor 2018* valdes som programmiljö att genomföra modelleringen i, då programmet ansågs som intuitivt och enkelt att arbeta i. I detta skede skapades modeller som senare itererades till den slutgiltiga designen.

För att säkerställa att motorn kommer att hålla genomfördes FEM-analyser på de delar av motorn som kommer att ta upp stora laster. Initialt så genomfördes en enklare analys i *Inventors* inbyggda FEM-modul för att snabba upp arbetet. När önskad säkerhetsfaktor mot materialbrott var uppnådd genomfördes en analys även i det mer kompetenta programmet *ANSYS (Mechanical)*. I de fall där det var möjligt genomfördes även analytiska beräkningar för att kunna jämföra med resultaten från *Inventor* och *ANSYS* för att kunna säkerställa att randvillkor var korrekt pålagda i modellen.

Till slut skrevs det ut en prototyp av hela motorn i en 3D-printer tillhandahållen av maskinprogrammets prototypverkstad för att bekräfta att den nya motorn får plats i det begränsade motorutrymmet hos *Vera III*.

3.1 Tillgängligt utrymme

Då chassit till *Vera III* togs fram lades stor vikt på fordonets massa och strömlinjeformning. Resultatet av detta är att tillgängligt utrymme för motorn och övrig kringutrustning blev lidande. På grund av det ytterst begränsade tillgängliga utrymmet för motorn så var motorns maximala storlek det första som gruppen var tvungna att utvärdera. Med hjälp av kartong, linjal och sax skapades en fysisk modell av det tillgängliga utrymmet som sedan modelerades upp i *Autodesk Inventor* som illustreras i figur 3.1 för att enkelt kunna utvärdera framtida modeller. I figuren finns även de största begränsande måtten uppmålade.



Figur 3.1: Solidmodell av det tillgängliga utrymmet för motorn

3.2 Cylinder

När cylindern konstruerades lades stor vikt i *Vera-teamets* tidigare erfarenheter och behov. Stor vikt lades även vid den termiska instabilitet som förstudien visade att *Chalmers Vera Team* har haft under tidigare tävlingar och att delarna skall kunna

tillverkas av medlemmarna i teamet.

Det volymetriska flödet för kylmedlet som behövs för att kyla motorn finns beskrivet i [6] enligt ekvation 3.1

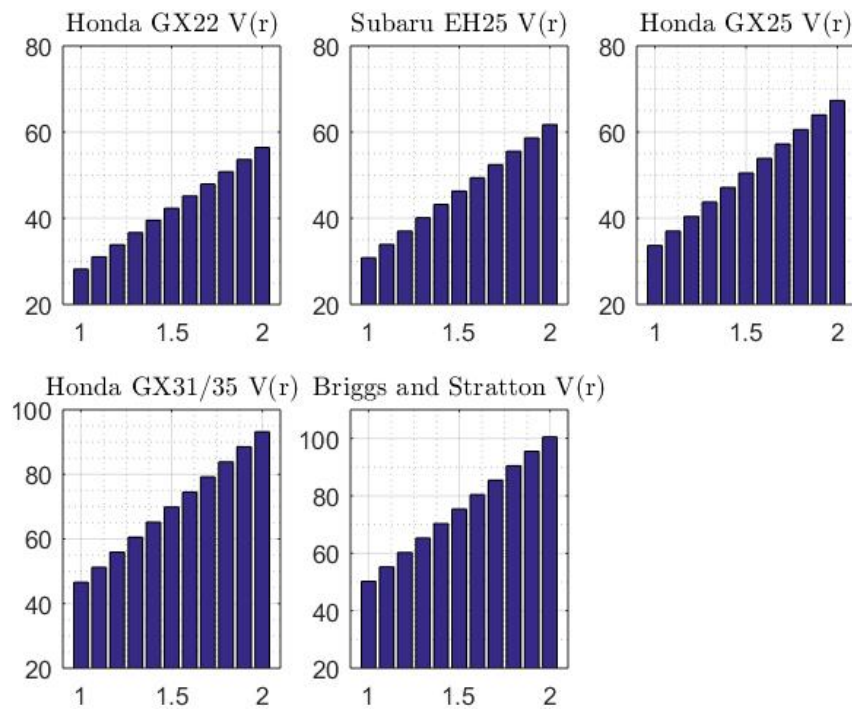
$$\dot{V} = \frac{\dot{q}_{värme}}{C_p \Delta T_{kylmedel} \rho_{kylmedel}} \quad (3.1)$$

Med dessa krav som ingående parametrar tillsammans med kravet på en kommersiellt tillgänglig kolv med kolvringar sågs redan etablerade lösningar för tätning och kylning över. För att välja lämplig kolv genomfördes en undersökning av vilka små kommersiellt tillgängliga kolvar som fanns tillgängliga på marknaden. Dem fem minsta kolvarna för fyrtaktsmotorer sammanställdes och finns redovisade i tabell 3.1. Anmärkningsvärt är att nämna att det finns mindre kolvar tillgängliga men dessa kolvar saknar oljeskraping, som behövs i en fyrtaktsmotor för att undvika att större mängder olja tar sig in i förbränningsrummet.

Kolv	Kolv diameter [mm]
Honda GX22	33
Subaru EH25	34
Honda GX25 [13]	35
Honda GX31/35	39
Briggs and Stratton Micro Fource	40

Tabell 3.1: De fem minsta fyrtaktskolvarna med oljeskrapingar.

En sammanställning över de olika kolvarna och vilken slagvolym de gav med avseende på förhållandet mellan slaglängd och cylinderdiameter sammanställdes, se figur 3.2, för att enkelt kunna välja lämplig kolv att basera motorn på.



Figur 3.2: X-axel representerar förhållande mellan cylinderdiameter och slaglängd. Y-axel representerar den svepta volymen

3.3 Vevstake

Vevstaken konstruerades utefter givna dimensioner på kolvbult och vevtapp med valda lager. Stakens tvärsnittsmått bestämdes så att staken aldrig kolliderar med varken cylinderfoder eller vevhus.

Följdaktligen beräknades accelerationer och krafter på vevstaken med hjälp av en kod som skrevs i *MATLAB* se bilaga A.1.

Med de beräknade värdena på acceleration och kraft utfördes en FEM-analys i *ANSYS*. För att minimera vikten på staken genomfördes även analyser på vevstakar med H- och I-profil.

3.4 Vevaxel

Som tidigare nämnt finns det två typer av vevaxlar: Enkelsidig och dubbelsidig vevaxel. Alternativet med att ha lagring på enbart ena sidan av vevaxel valdes bort

då *Chalmers Vera Team* tidigare haft stora problem med att lagerlösningen inte kunnat ta upp de krafter som vevstaken utsätter den för vilket har resulterat i haveri. *Chalmers Vera Team* har också i tidigare generationer använt sig av dubbelsidiga vevaxlar, även denna motor hade problem med vevaxeln. Vevan hade problem med att krymp/presspassningen till vevtappen inte var tillräckligt stark och det gjorde att vevhalvorna gled och inte längre låg i linje med varandra.

En dubbelsidig vevaxel ansågs vara det bättre alternativet då en bättre lagerlösning kan väljas samt att dimensionerande beräkningar av momentet i vevtappen kan göras för att förhindra det tidigare uppkomna problemet.

Vid varje ny iterering av vevaxeln gjordes en apporiximativ kontroll av hållfastheten i Inventor samt balanseringen. För att underlätta balanseringsberäkningarna gjordes en kod i *MATLAB* där de nya värdena jämfördes med det ideala momentet som skulle balanseras bort, se A.2. Fem procents skillnad ansågs vara maximal felmarginal.

Det erforderliga greppet i KP-förbandet beräknades och användes som ett randvillkor i hållfasthetssimuleringarna. Även här gjordes en kod i *MATLAB*, se bilaga A.3.

När itereringen av vevaxeln var klar gjordes en mer avancerad FEM-analys i *ANSYS*. Då värdena låg över hållfasthetsgränsen gjordes en ny iterering med uppdaterad modell. Den nya itereringen sattes in i modellen där de sista justeringarna gjordes.

En av avgränsningarna som sattes för projektet var att de delarna som inte var hyllvaror skulle kunna tillverkas internt vilket innebär att vevaxeln behöver ha en simpel design med så få toleranser som möjligt att förhålla sig till.

3.5 Vevhus

För att etablera den funktionella geometrin i vevhuset modelerades först ett principiellt vevhus upp som sedan användes i en CAD-modell för att undersöka om och vart kollisioner med de senaste iterationerna av vevstake, cylinder och vevaxel uppkom. Om en kollision mellan de rörliga delarna och vevhuset uppkom i simuleringen anpassades vevhusets geometri för att undvika kollisionen.

Fästpunkter för övriga komponenter skapades i modellen allt eftersom deras placering blev etablerad. Lagersäten för vevaxeln dimensionerades utifrån valda lager.

4

Resultat

4.1 Motorn

En central del i utvecklingen har varit tillverkningsbarheten av de individuella komponenterna för framtida generationer i *Chalmers Vera Team*. Därför har stor vikt lagts på att nödvändiga delar skall kunna tillverkas i den maskinpark som finns tillgänglig i Prototypplabbet som tillhör civilingenjörsprogrammet i maskinteknik på Chalmers Johanneberg. De maskiner som finns tillgängliga för gemene teknolog i universitetets maskinpark är i dagsläget manuella maskiner. Med andra ord manuell svarv och fräs. *Chalmers Vera Team* har historiskt haft en mycket god relation med *eXPerimentverkstaden*, en förening på Chalmers Tekniska Högskola som erbjuder intresserade teknologer både utbildning och tillgång till skolans maskinpark. *eXPerimentverkstaden* förfogar även över en treaxlig CNC-fräs som styret för föreningen historiskt har hjälpt *Chalmers Vera Team* tillverka delar i. *Chalmers Vera Team* har även haft ett flertal medlemmar som också har varit verksamma inom styret till *eXPerimentverkstaden*.

Under utvecklingsarbetet av den nya motorn har styret till *eXPerimentverkstaden* löpande konsulterats för att säkerställa att motorn i möjligaste mån kan tillverkas i prototypplabbet.

4.2 Vridmoment

Med en karta över höjdskillnaderna på tävlingsbanan i London [12] beräknades den brantaste uppförbackens lutning till cirka $\theta = 2,86^\circ$. Sedan användes beräkningsgången i 2.1.1 för att bestämma minsta vridmoment levererat från motorn för att hålla konstant hastighet. Resultaten från beräkningarna finns redovisade i tabell 4.1

Variabel	Värde	Förklaring
m	90 kg	massan av förare och bil
F_{fr}	20 N	luft- och rullmotstånd
$R_{drivhjul}$	0,2357 m	Radien på drivhjulet
M_{vrid}	15,3 N	Vridmoment på bakhjulet
M_{motor}	1,53 N	Vridmoment från motorn
i	1:10	befintlig utväxling på Vera III

Tabell 4.1: Resultat och data för vridmomentsberäkningar

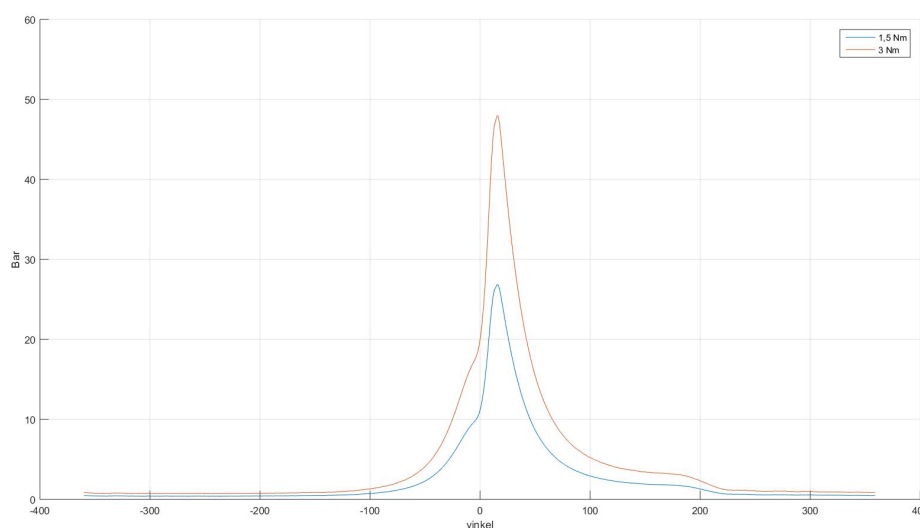
4.3 Cylinderdiameter och slaglängd

Enligt kap 2.1.2 minskar värmeförluster i motorn då man väljer en längre slaglängd i förhållande till cylinderdiameter. Gruppmedlemmarna har gjort avvägningar och gemensamt kommit fram till att det önskas en så lång slaglängd som möjligt i den nya motorn. Det var även önskvärt att använda en kommersiellt tillgänglig kolv istället för en egentillverkad då det blir lättare att ersätta vid haveri. Den minsta kolven på marknaden som hittades var en kolv i en Honda motor, *GX22* [13], med 33mm i cylinderdiameter. Då lång slaglängd är fördelaktigt valdes ett slag- och cylinderdiameterförhållande på cirka 1.8 vilket gav en slaglängd 60 mm och cylindervolymin på 51 cc.

4.4 Trycket i cylindern

Eftersom trycket i cylindern ger upphov till de krafter som verkar på motorn var det viktigt att tidigt etablera en tryckkurva som övriga delar kunde dimensioneras mot. På grund av komplikationer med att generera en tryckkurva från simuleringar hos systerprojektet [2] så fick en experimentellt framtagen tryckkurva tillämpas istället. På grund av detta anpassades och användes först en experimentiellt framtagen tryckkurva för en annan motor efter effektbehoven för *Vera III* enligt ekvation 2.5. Beräkningsgången för att omsätta tryckkurvan till krafter för olika vridningsvinklar för vevaxeln hittades i förstudien.[9]

Beräkningarna genomfördes numeriskt med hjälp av *MATLAB* och koden som genererades återfinns i bilaga A.4.



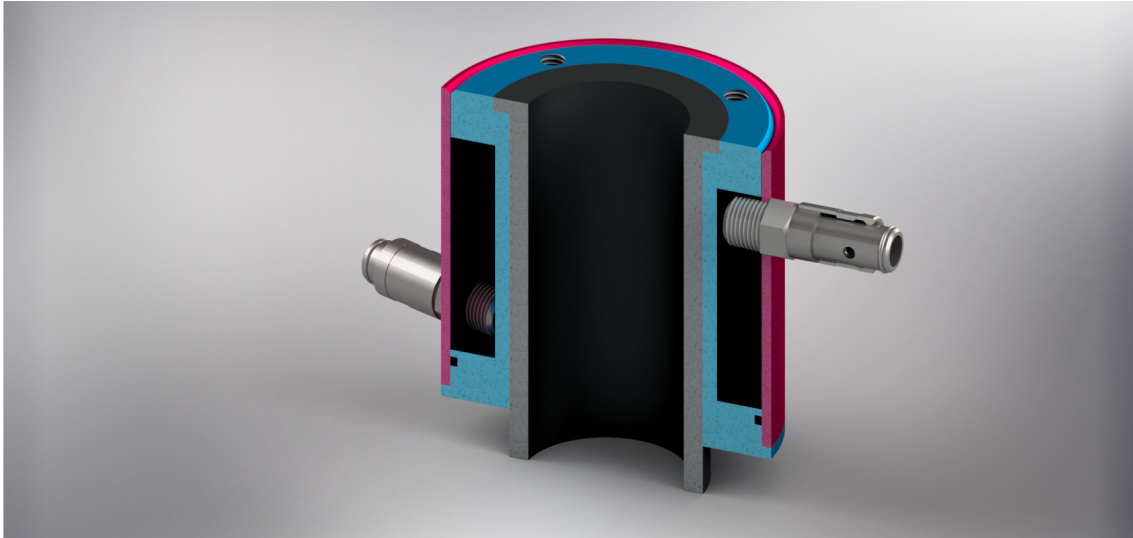
Figur 4.1: Tryckkurva för 1,5 och 3 Nm

Resultatet var en tryckkurva med ett mycket lägre tryck än förväntat när motorn endast belastades med 1,5 Nm och ett indikerat medeltryck på endast fyra bar beräknades, se figur 4.1. I förstudien framkom det att ett indikerat medeltryck på åtta bar anses normalt för en sugmotor.[3] Slutsatsen som drogs av detta var att ett dubbelt så stort vridmoment kunde levereras ifrån den utgående axeln på motorn. Vid detta vridmoment etablerades tryckkurvan som motorn initialt dimensionerades mot. Se figur 4.1

När kandidatgruppen hade påbörjat sina simuleringar användes istället tryckkurvan som genererades i *GT-power* och motorn dimensionerades mot deras värden. [14][2]

4.5 Cylinder

Enligt förstudien var ett av problemen med den tidigare motorn att den led av termisk instabilitet. Detta innebar att motorn konsekvent var för kall vid uppstart och att motorn blev för varm efter en körning. En lösning på detta var att öka den termiska trögheten genom att öka mängden värme motorn och framförallt cylindern kan lagra. Detta löstes genom att förse cylindern med vattenkylning. Nackdelarna med att använda vattenkylning är att den högsta temperaturen motorn kan ha blir begränsad vilket inte är önskvärt, då en högre temperatur i teori leder till en ökad verkningsgrad. Detta skulle kunna åtgärdas med att använda ett trycksatt kylsystem men att trycksätta kylsystemet står i direkt strid mot reglementet för *Shell Eco Marathon 2018* [1] Vattenkylning skapar även flera potentiella punkter för läckage.



Figur 4.2: Representation av cylindern i genomsnitt. Cylinderfodret i svart, vattenhöljet i rosa.

En annan risk med att använda en reservoar med vatten runt cylindern är att allt vatten kokar bort under tävlingen, vilket skulle innebära att cylindern snabbt skulle överhettas som i sin tur skulle leda till haveri. Lösningen på detta blev att montera två nipplar på höljet som kappslar in vattnet, en högt belägen för att leda bort förångat vatten, en lågt belägen för att kunna förse kylsystemet med kallt vatten från en högre belägen reservoar. Men då denna lösning implementeras så är inte längre ekvation 3.1 tillämpbar eftersom vattnet inte bara värms upp runt cylindern utan även dunstar bort, så kallad evaporativ kylning. För att beräkna den mängd vatten som behövs för att genomföra en tävling så kan ekvation 4.1 användas, som både tar hänsyn till hur mycket det tillförda vattnet måste hettas upp för att komma till kokpunkten och hur mycket energi som går åt för att förånga vattnet. Dock är nödvändig data för att genomföra beräkningen inte tillgänglig men det är data som genom simuleringar och fysiska test kan arbetas fram av *Chalmers Vera Team* i framtiden. Designen med två nipplar som ansluter till höljet gör det även möjligt att i framtiden implementera en vattenpump och radiator om så *Chalmers Vera Team* skulle önska eller behöva.

$$V = \frac{Q}{\rho(\Delta t \cdot C_p + L_v)} \quad (4.1)$$

Ifrån förstudien framgick det även att det var gynnsamt att förse motorn med ett cylinderfoder i gjutjärn [15], eftersom gjutjärn har bra egenskaper för att behålla en tunn oljefilm vilket leder till mindre friktionsförluster i motorn samt att det kan honas upp till en fin yta vilket också leder till minskade friktionsförluster. Motiveringen till att cylinderfoder valdes att användas utöver att det erbjuder goda

smörjegenskaper är möjligheten att byta cylinderfodret vid behov. Anledningen till att ett cylinderfoder med direkt kontakt med vattnet inte valdes är dels svårigheterna med att få plats med en sådan lösning i det begränsade utrymmet som motorn skall huseras i men också att *Vera* bilen inte kör med motorn i kontinuerlig drift, utan använder start och stop funktion. Bedömningen med tidigare erfarenheter ifrån tidigare tävlingar var att den kylning som uppnås med ett indirekt kylt foder räcker för den miljö och drift *Vera* motorn kommer verka i.[6] I figur 4.2 finns den slutgiltiga designen åskådliggjord.

Eftersom en av avgränsningarna gruppen satt upp var att använda kommersiellt tillgängliga delar i möjligaste mån så letade gruppen i ett tidigt skede i arbetet efter vilka kolvar som finns tillgängliga på marknaden. Detta eftersom att kolvringarna är mycket svåra att tillverka, tidigare har försök gjorts i andra kandidatarbeten på Chalmers Tekniska Högskola men man har då inte lyckats tillverka kolvringar som har levt upp till kraven och förväntningarna. [16].

4.6 Vevstake

I tidigare motorer har vevstaken varit ett stort problem. Den har vid flera tävlingar knäckts på grund av undermålig konstruktion och därför lades stor vikt på att designa en robust vevstake.

Vevstaken analyserades i två fall:

1. Då vevstakens rotationsacceleration är maximal
2. Då kolvens linjära acceleration är maximal

Beräkningar gjordes i enlighet med ekvationer från kapitel 2.3, se bilaga A.1 för Matlab-koden. Resultatet, med aluminium som materialval, presenteras i de två fallen nedan.

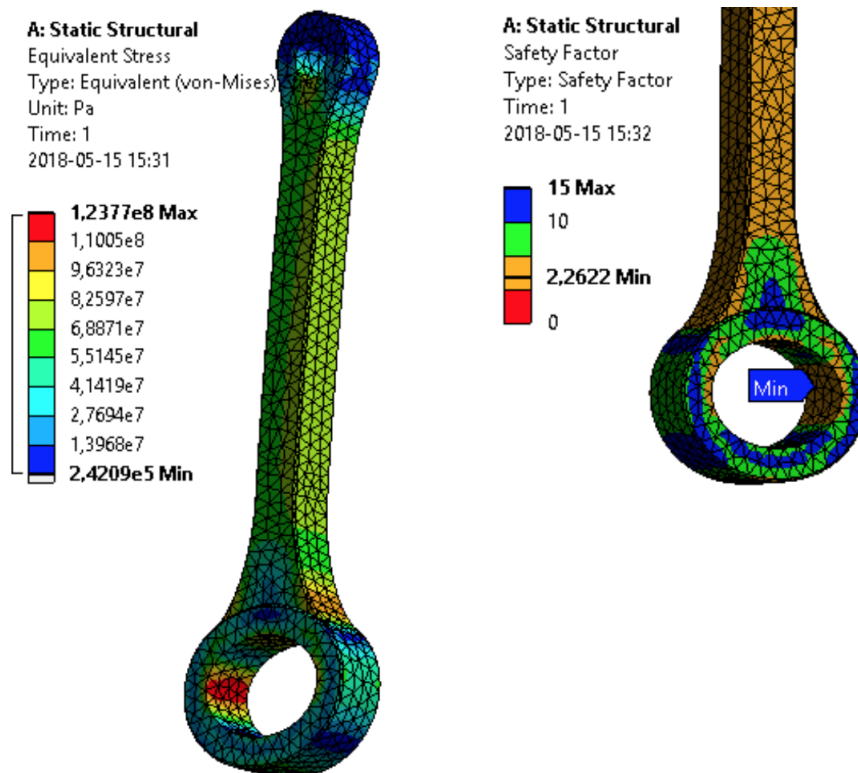
4.6.1 Fall 1: Accelerationen på vevstaken är maximal

Genom att analysera ett helt varv runt vevaxeln erhöles att maximala accelerationen, $\ddot{\beta}_{max}$, på vevstaken inträffar vid vinkeln $\alpha = 93,6^\circ$. Med sinussatsen beräknades vinkeln β till $\approx 13,3^\circ$. Linjära accelerationen a_y och totala kraften F_{tot} i koordinatsystem vrids moturs vinkeln β enligt ekvation 2.13. Accelerationer och kraften presenteras i tabell 4.2.

β	13,3°
$\dot{\beta}$	-4,5 rad/s
$\ddot{\beta}$	21823 rad/s ²
a_y	-890 m/s
F_{tot}	-6715 N

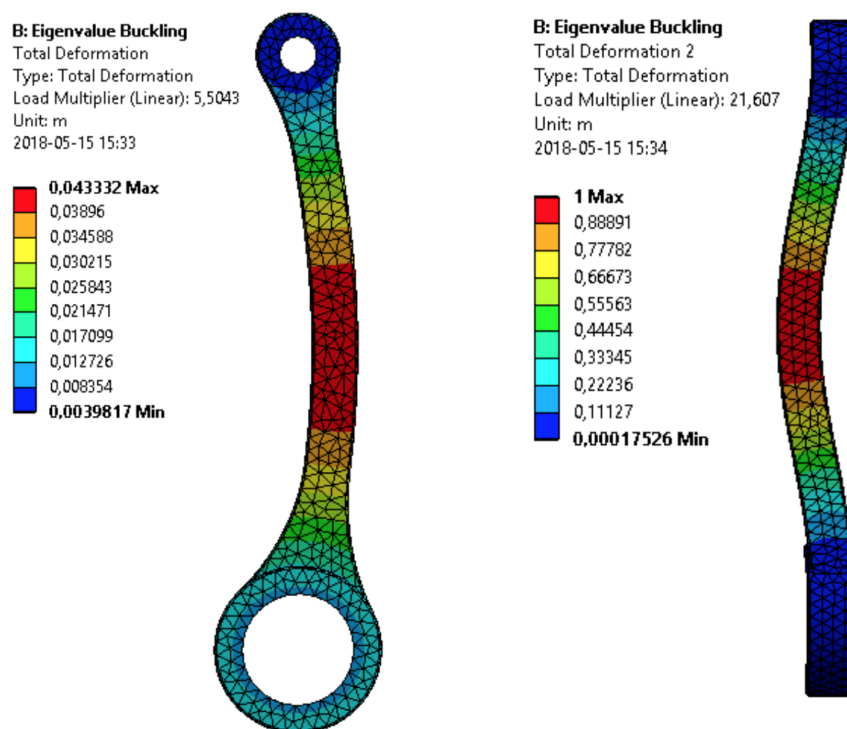
Tabell 4.2: Beräknade värden då vevstakens rotationsacceleration är maximal

Enligt *Ansys* fick vevstaken en maximal effektivspänning på 123 MPa i storänden av staken, se figur 4.3. Detta gav en säkerhetsfaktor på 2,26 och gruppen ansåg att en säkerhetsfaktor över två var godtagbart.



Figur 4.3: Effektivspänning vid maximal acceleration på vevstake

Därefter genomfördes en *Eigenvalue Buckling* analys i *Ansys* och resultatet kan ses i figur 4.4 som visar två typer av knäckfall. Vevstaken har en minsta *load multiplier* på 5,5 vilket innebär att vevstaken knäcks då tryckkraften är 5,5 gånger så stor som den kraften som sattes på modellen (6715 N).



Figur 4.4: Två olika knäckfall av vevstaken

4.6.2 Fall 2: Där den linjära accelerationen är som störst

Acceleration på kolven är störst i övre dödläge. Tryckkraften blev då något lägre än i fall 1, $F_{tot} \approx 6430$ N. Den linjära acceleration blev i detta fall nästan fyra gånger så stor men även rotationshastigheten blev mycket större i detta fall, se tabell 4.3. Vevstakens rotationsacceleration var noll i detta läge.

β	0°
$\dot{\beta}$	70 rad/s
$\ddot{\beta}$	0 rad/s ²
a_y	3405 m/s
F_{tot}	-6430 N

Tabell 4.3: Beräknade värden då kolvens linjära acceleration är maximal

Resultaten för fall två var snarlik fall ett. I fall två erhöles en lite högre säkerhetsfaktor 2,30 och knäckningsfaktor (*eng. load multiplier*) 5,6.

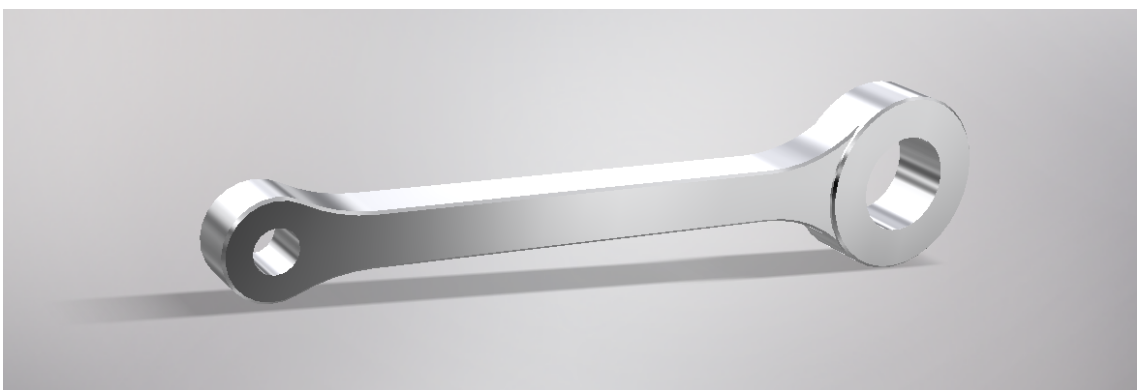
4.6.3 Utformning av vevstake

Enligt avsnitt 2.3 skall vikten på vevstaken minimeras för att minimera kraften som verkar på staken och därför analyserades en vevstake i H-profil och en I-profil. Användning av profilerna gjorde staken fem gram lättare, men i gengäld fick staken en säkerhetsfaktor på 1,5, vilket gjorde att alternativen föll bort. Vevstakens tvärsnitt kunde inte göras större än 10x10 [mm] då den skulle kollidera i cylinderfodret.

En annan design som gruppen har övervägt var om antingen vevstaken eller vevaxeln skulle vara delad. Problemet med att ha en delad vevstake var lagerlösningen. I ett välsmort glidlager är det mindre friktion än i ett rullager men reglementet tillåter inte någon oljepump som behövs för att ett glidlager skulle vara en möjlig lösning, då ett oljetryck behövs för att uppnå fullfilmssmörjning. En oljepump skulle även göra motorn tyngre och mer komplicerad. Alternativet var att ha ett rullager i form av ett nållager men det fanns komplikationer i hur nållagret skulle fästas i den delade vevstaksänden.

4.6.4 Slutgiltig design på vevstaken

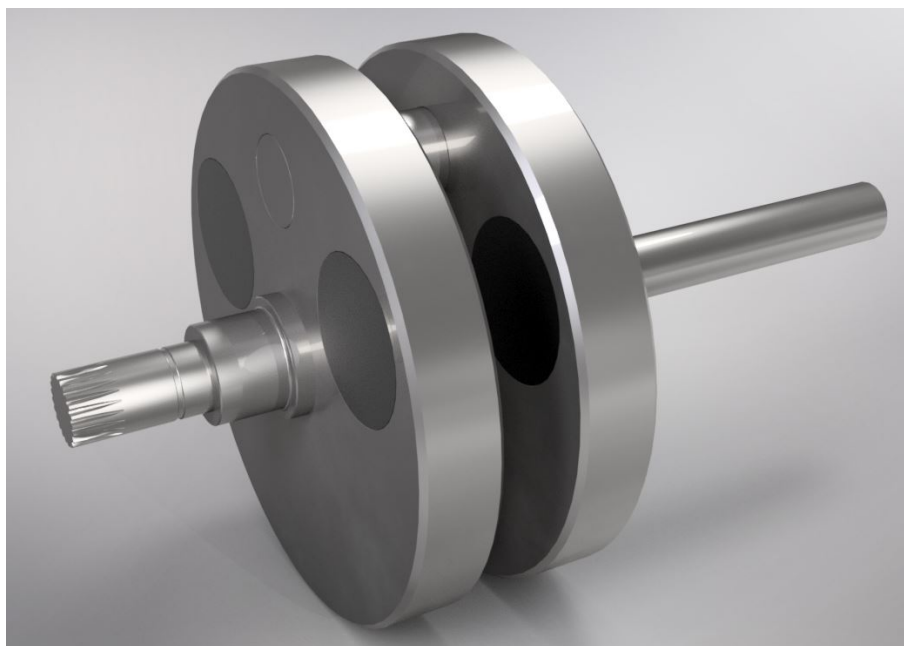
Den slutgiltiga designen på vevstaken kan ses på bild 4.5. Den har ett utstickande lagersäte på 1 mm på vardera sida om den stora änden av staken för att vevhalvorna inte ska slå i vevstaken under drift. Till följd av det långa slaget har staken också fått en lång design. Se bilaga A.1 för måtten på vevstaken. Materialvalet föll på aluminium med hög sträckgräns för att minimera vikten, exempelvis 7075-T6. Kolvbulten kommer att monteras i vevstaken med en greppassning. I storändan ska det monteras ett nållager av modellen K20x24x13. Lagersätet ska tillverkas med en tolerans på $2\mu\text{m}$.



Figur 4.5: Slutgiltiga designen på vevstaken till *Vera mk VIII*

4.7 Vevaxel

Den slutgiltiga vevaxeln består av två halvor som förbinds via en vevtapp som sitter presspassad på båda sidor, se figur 4.6.



Figur 4.6: Den slutgiltiga vevaxeln.

4.7.1 Vevaxelns design

Den största styrande faktorn till vevaxelns design var tillverkningsbarheten, detta innebär att vevaxeln är designad så att den ska kunna tillverkas med få operationer och med så få toleranser som möjligt.

Vevaxeln har tre lagersäten, ett lagersäte på var sin sida om vevaxeln samt ett vevlagersäte på vevtappen. Lagret som ska monteras på den drivande sidan av vevaxeln valdes till ett enkelradigt spårkullager av modell SKF 6004 2Z. Detta lager ska utöver att ta upp den radiella lasten orsakad av vevstakens tryckande kraft styra vevaxeln i axiell riktning. På motstående sida av vevaxeln finns ett enkelradigt cylindriskt rullager av modellen SKF NJ 203 ECPHA som ska ta upp enbart radiell last. Vevtappslagret valdes till ett SKF K 20x24x13 nållager, som ska ta upp krafen från vevstaken. För mer information och lagerspecifikationer se bilaga A.5. Lagrena valdes ut med hjälp av några styrande dimensioner samt beräkningar gjorda i SKFs lagerberäkningsprogram [17].

4.7.2 Krymp-/pressförband

KP-förbandet dimensionerades så att det skulle kunna ta upp det maximala momentet som bildas när vevstaken trycker på vevaxeln. Detta momentet räknades ut med ekvation 2.16 och när trycket i cylindern var som störst, ca. 72 bar vid 20° efter övre dödläget i arbetstakten. Detta gav ett moment på 101 Nm att dimensionera mot. För att förhindra att förbandet vrider sig valdes en passning med så hög säkerhetsfaktor som möjligt utan att materialet plasticerar.

Kontaktrycket i passningen beräknades med ekvation 2.18, som med hjälp av 2.17 kontrollerade att kravet på momentet uppfylldes och med ekv. 2.19 kontrollerades effektivspänningen så att plasticering inte skedde.

Det resulterande greppet Δ samt momentet M presenteras i tabell 4.4.

Δ	13 μ
M	106 N

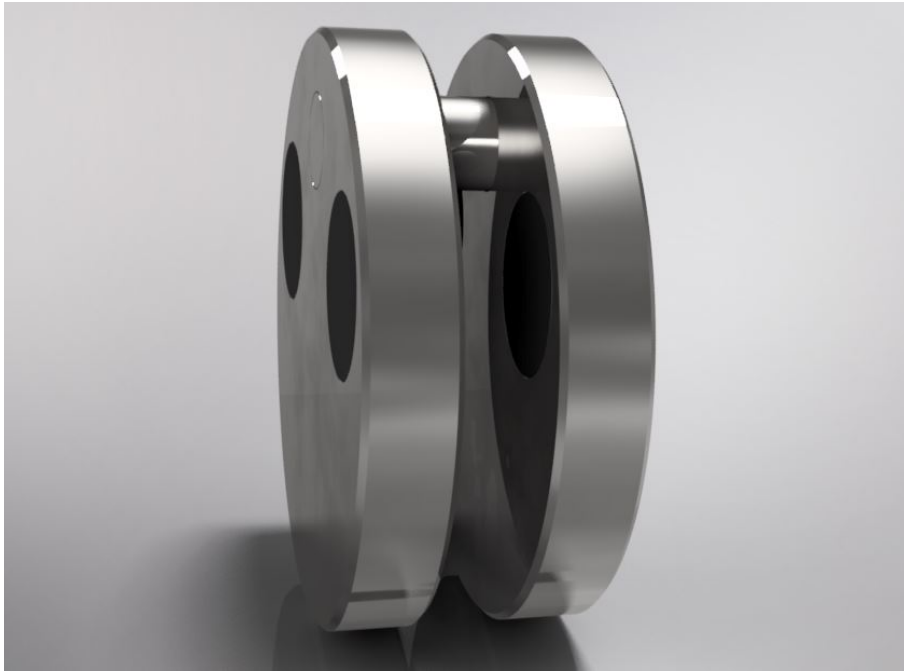
Tabell 4.4: Grepp och vridmoment

4.7.3 Balansering

Balanseringen av vevaxeln gjordes i enlighet med avsnitt 2.4.2. Vikten på mittendelen av vevaxeln figur 4.7, samt avståndet från masscentrum till vevens centrumaxel beräknades i Inventor och sattes in i ekv. 2.15 tillsammans med de övriga parametrarna. Skälet till varför enbart mittsektionen (se fig 4.7) av vevaxeln används är för att det är dessa delar som ger upphov till obalans i vevaxeln och att övriga delar av vevaxeln är rotationssymmetriska och därför ej ger något bidrag till en obalans.

Hål gjordes i vevaxeln på samma sida av vevaxelns centrumlinje som vevtappen för flytta vevaxeln masscentrum till rotationsaxeln. En plugg i plast stoppas in i dessa hål för att det ska bli mindre luftmotstånd på vevaxeln.

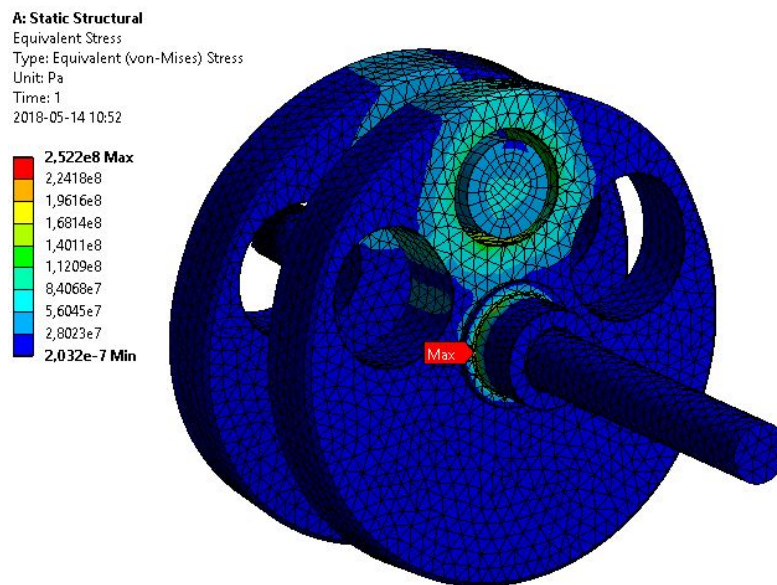
Balanseringen itererades fram med små förändringar i vevaxeln tills dess att balanseringen låg innanför de toleranser som ansågs ligga inom tillverkningstolreanserna som kan uppnås i prototypplabbet på Chalmers. Vevaxeln kommer att genomgå en slutgiltig analytisk balansering efter att alla parametrar är kända.



Figur 4.7: Delen av vevaxeln som balanseringsberäkningarna görs på.

4.7.4 Simuleringar i Ansys

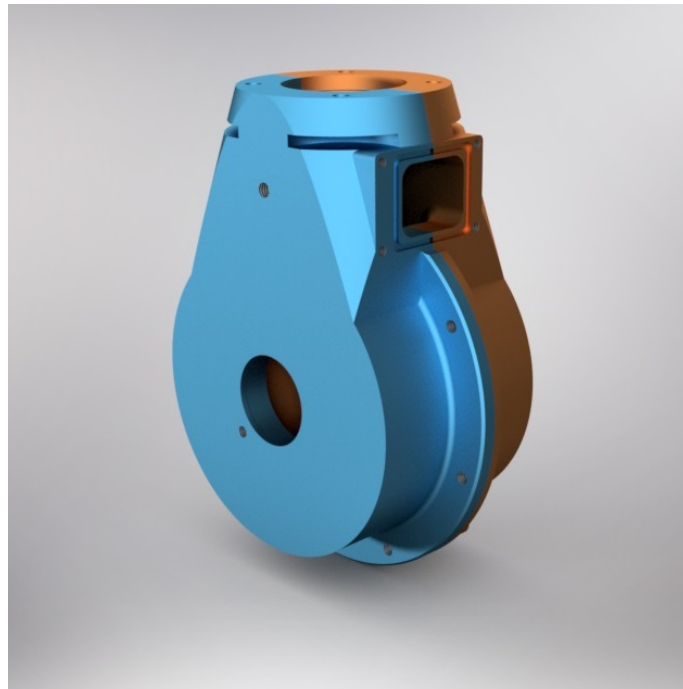
Efter vevaxelns balansering gjordes hållfasthetssimuleringar i Ansys där det konstaterades att den maximala spänningskoncentrationen kommer att vara ca. 252 MPa och finnas vid kälradien till spårkullagret, den utgående sidan av vevaxeln. Detta beräknades med greppet på ca 13 μm . Resultatet från simuleringen finns i figur 4.8. Då spänningskoncentrationen blev såpass hög resulterade det i att säkerheten mot plastiesering blev låg. På grund av detta rekommenderas ett stål med en sträckgräns på över 500 MPa för att uppnå en säkerhetsfaktor två.



Figur 4.8: Maximal spänningskoncentration

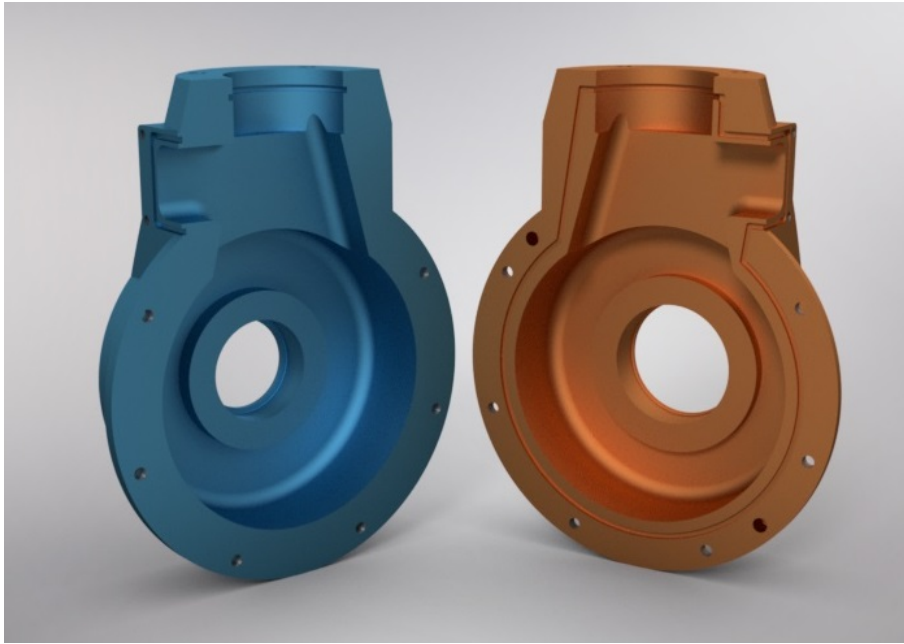
4.8 Vevhus

Formgivningen av vevhuset har till stor del styrts av övriga komponenters krav på fästpunkter, lagersäten och andra parametrar. På grund av det stora slag till cylinder diameter förhållandet så måste cylindern befinna sig relativt högt över rotationscentrum för vevaxeln för att minska vinkeln på vevstaken och på så sätt undvika kollisioner vid drift mellan vevstake och cylinderväggarna. Detta skapades med ett koniskt segment i toppen av vevhuset som cylindern skruvas fast i. Eftersom det är önskvärt att undvika ytterligare punkter som behöver tätas mot läkage av vatten eller olja togs beslutet att cylindern skall bultas fast i vevhuset med hjälp av så kallade pinnbultar. På grund av det beslutet behövde även fyra stycken urgröpningar skapas för att möjliggöra åtdragning av muttrarna som förbinder cylindern med vevhuset. I figur 4.9 visas de koniska segmentet och urgröpningarna.



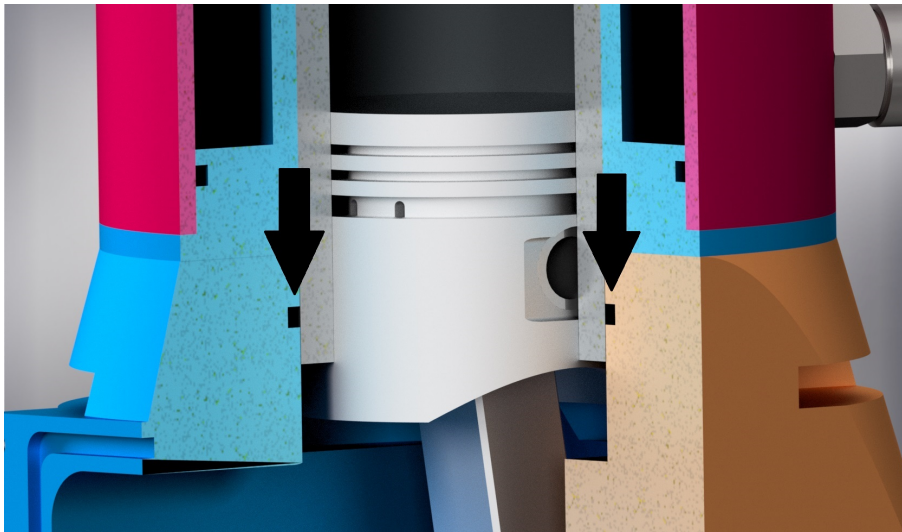
Figur 4.9: Vevhusets yttre geometri

För att säkerställa att vevhuset klarar av att kapsla in den olja som skall smörja och kyla motorn vid drift designades ett flertal O-ringsspår samt ett spår för ett O-ringssnöre som möter upp O-ringarna med en T-korsning. Tätningslösningen mellan de två vevhushalvorna finns representerad i figur 4.10. Det övre O-ringsspåret tätar mellan cylinderfodret och vevhuset vilket leder till att ingen packning behövs mellan vevhuset och cylindern, se figur 4.11 Det skall anmärkas att designen på vevhuset är främst framarbetad med vikt i hänsyn och att den kan förenklas på den yttre geometrin för att tillåta en enklare tillverkning.



Figur 4.10: Klyvd representation av vevhuset, i den högra halvan återfinns spåret för O-ringssnöret.

Ifrån förstudien framgick det att en enkelsidigt lagrad vevaxel, som *Chalmers Vera Team* använder idag, leder till stora problem med vridmoment som orsakar utböjningar vilket i sin tur leder till att svänghjulet går emot interna delar. På grund av detta fattades beslutet att använda en dubbelsidigt lagrad vevaxel i den nya generations motor *MKVII*. För att det överhuvudtaget skall vara möjligt att montera en sådan vevaxel måste vevhuset gå att dela. Detta kan lösas på två sätt. Antingen klyvs vevhuset längs med vevaxelns rotationsaxel eller ortagonalt rotationsaxeln. I motorer med flera cylindrar klyvs vevhuset parallellt med rotationsaxeln då det är det enda möjliga alternativet för montering men i motorer med endast en cylinder är det vanligare att vevhuset klyvs ortagonalt mot rotationsaxeln. Anledningen till detta är att lagersäten kan tillverkas ur en del istället för att vara delade. Således blir det lättare att hålla toleranserna för lagret i fråga och det blir mindre utmanande tillverkningsmässigt att få de två lagersätena att ligga i linje med varandra.



Figur 4.11: Spår för O-ring som tätar mellan cylinderfoder och vevhus markerade med två svarta pilar.

När motorn är i drift förändras vevhusets volym hela tiden på grund av att kolven rör sig upp och ner i cylindern. På grund av detta skulle det bli stora tryckskillnader i vevhuset mellan övre och undre dödläge om inte vevhuset har goda möjligheter att tryckutjämna mot atmosfärstryck. Dessa tryckskillnader leder endast till en liten effektförlust på en encylindrig motor då övertrycket fungerar som en fjäder som delvis kostar energi att komprimera men som retunerar energi när bensin och luftblandningen skall komprimeras.[6] På tidigare generationers motor har *Chalmers Vera Team* haft stora svårigheter med att motorn läcker olja.[15] Ett övertryck i vevhuset skulle kunna bidra till oljeläckage då övertrycket pressar oljan mot tätningarna. Därför beslutades att ventiler vevhuset och på så sätt minska tryckskillnaden mellan vevhuset och atmosfären. För att ådstakomma detta designades en vevhusventilation med största möjliga tvärsnitt. Anledningen till detta är för att minska det motstånd som skapas när luften skall sättas i rörelse och förflyttas när kolven rör sig mellan övre och undre dödläge. Vevhusventilationen placerades även på den högsta möjliga belägna punkt för att undvika att olja spills ut genom ventilationen. Vevhusventilationen är även försedd med ett filter för att fånga upp den oljedimma som skapas i vevhuset av vevaxeln när motorn är i drift.

För tillverkningsbarheten bedöms det bästa sättet vara en fyraxlig CNC-fräs. Detta eftersom designen har flera relativa mått som har en låg tolerans på olika sidor på respektive halva. Vevhuset går även att tillverka i en treaxlig CNC-fräs, men då ställs stora krav på inmätningen vid den andra inspänningen av arbetsstycket.

4.9 Lager och övriga tätningar

Eftersom motorn saknar oljepump måste i möjligaste mån delar som rör sig relativt varandra förses med ett lager som inte förlitar sig på ett oljetryck. Det löses enklast med ett kullager. På grund av det begränsade utrymmet valdes ett nållager mellan vevstake och vevaxel. Mellan vevaxel och vevhus valdes ett lagerarrangemang bestående ett spårkullager och rullager. En kombination av rullager och spårkullager är nödvändigt då det ej kan säkerställas att vevaxeln och vevhuset expanderar lika mycket när motorns temperatur förändras från rumstemperatur till arbetstemperatur. Spårkullagret låser vevaxeln i axiellt led och kan ta upp axiella samt radiella krafter till skillnad från rullagret som endast kan ta upp radiella krafter och låter vevaxeln röra sig i axiellt led när den expanderar. Tillsammans ger de vevaxeln det stöd den behöver för att överföra radiella och axiella krafter. Spårkullagret finns med färdiga tätningar ifrån SKF, därför placeras spårkullagret vid axeln avsedd för effektuttag, främst på grund av platsbrist. Egentligen skulle en tätning mellan vevaxeln och vevhuset behöva användas men på grund av motorns korta serviceintervall anses det gott nog att förlita sig på tätningen som finns i lagret. Tyvärr har gruppen inte hittat något rullager med tätning som möjliggör axiell förskjutning i båda riktningar från SKF. En adapter konstruerades som både ger ytterringen i rullagret axiell låsning och som också fungerar som säte för en tätningsbussning. Datablad över valda lager finns från SKF i bilaga A.5

5

Slutsats och diskussion

Under arbetets gång har medlemmarna i gruppen lärt sig väldigt mycket om den grundläggande teorin och tekniken bakom förbränningsmotorer. Samarbetet med gruppen som skrev sitt kandidatarbete på gasväxlingen var mycket givande där kunskaper delades och nya kontakter knöts sinsemellan.

Arbetet med att ta fram motordesignen drabbades under ett senare skede av försenad indata i form av simulerade cylindertryck i GT-power som skulle levereras av kandidatgruppen. På grund av tillgänglighetsproblem till programmet kombinerat med låg tidigare erfarenhet inom gruppen samt begränsad support blev förbränningssimuleringarna försenade. Initialt användes istället ett experimentiellt framtaget tryckspår som skalas till den aktuella motorn vilket låg till grund för den första designiterationen och hållfasthetsberäkningarna. När väl simuleringsarbetet med förbränningen kommit igång visade det sig att det simulerade trycket var mycket lägre vilket gav till följd att mycket av motorns interna detaljer fick dimensioneras om för att klara de nya belastningarna. På grund av förseningarna kunde inte detaljkonstruktionen färdigställas helt vilket gjort att diverse KP-förband samt toleranser ej var specificerade när projektet avslutades.

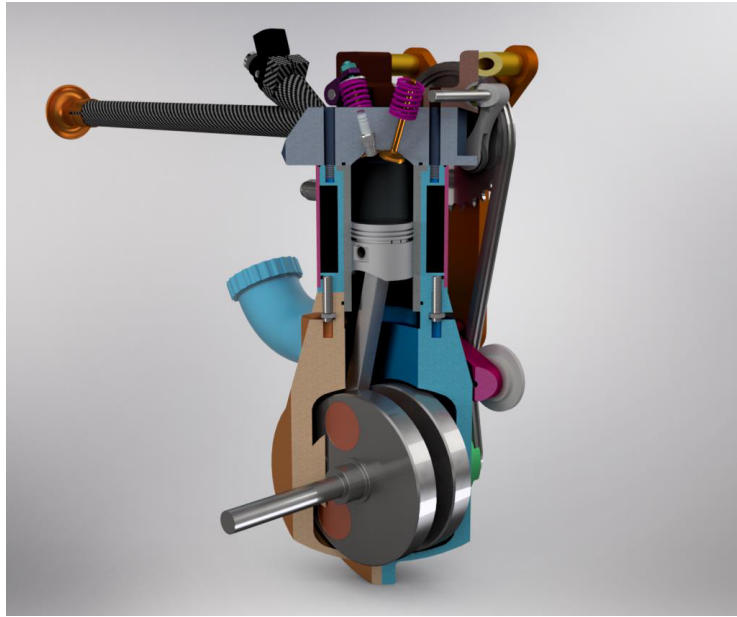


Figur 5.1: Slutgiltig design av komplett motor

Enligt hållfashetssimuleringarna så erhålls en minsta säkerhetsfaktor på två i motorn, det vill säga att motorn skall hålla för dubbelt så höga krafter som har beräknats att motorn kommer utsättas för. Detta gäller för samtliga komponenter i motorn. De flesta komponenter har en högre säkerhetsfaktor men de mest kritiska komponenterna är vevstaken och vevaxeln. Dessa krafter är beräknade på de krafter motorn utsätts för under kända förhållanden, var tredje år så är det en ny bana motorn skall köras på vilket innebär att det finns en osäkerhet i vilka krafter som komponenterna kommer att utsättas för, som alltid när det gäller dimensionering. Det skall även nämnas att materialutmattning inte har beräknats för motorn och dess komponenter. Anledningen till detta är att motorn endast körs i extremt korta intervall, mindre än 15 sekunder och väldigt kort tid under en tävling, mindre än 15 minuter. Mellan varje tävling så plockas motorn isär och inspekteras för potentiella skador, sprickor m.m. På tidigare generationers motorer till Vera bilen så har motorn mer eller mindre laborerats fram utan hållfastighet i åtanke, till följd av detta så har många haverier inträffat och en starkare komponent har designats.

Målet är att efter avslutat arbete kunna leverera den del av konstruktionsunderlaget till *Chalmers Vera Teamet* som tillsammans med rapporten från den andra halvan av gruppen [2] skall utgöra fullständigt konstruktionsunderlag för nästa generations motor, se bilaga A.7. Dock så återstår det att beräkna ett antal grepp och toleranser, något som gruppen valde att inte behandla i det här arbetet på grund av bristande tid.

Den slutgiltiga designen finns representerad i figur 5.1 och 5.2



Figur 5.2: Slutgiltig design av komplett motor

Litteraturförteckning

- [1] Shell, *Shell Eco-marathon 2018 Global Rules*, Nedladdad 2018-04-23 från <https://www.shell.com/energy-and-innovation/shell-ecomarathon/europe/for-europe-participants.html>.
- [2] Hugo Gefors, Joakim Sjöstand, *Topplock Vera-motor MKVIII*, Kandidatarbete, chalmers tekniska Högskola, 2018.
- [3] John B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill Professional, 1988.
- [4] Kevin L. Hoag, Barrett Mangold, Terrence Alger, Zainal Abidin, Christopher Wray, Mark Walls and Christopher Chadwell *A Study Isolating the Effect of Bore-to-Stroke Ratio on Gasoline Engine Combustion Chamber Development*, Southwest Research Institute, SAE International, 2016.
- [5] Achatespower, *Stroke-to-Bore Ratio: A Key to Engine Efficiency*, Nedladdad 2018-04-23 från <http://achatespower.com/stroke-to-bore/>.
- [6] Kevin Hoag och Brian Dondlinger, *Vehicular Engine Design*, 2 uppl., Springer, 2016
- [7] Patent: Terrence M. Rotter, Sheboygan Falls, WI (US); William D. Koenigs, Fond du Lac, WI (US), Jul. 3, 2003. Hämtat från Google patents. <https://patentimages.storage.googleapis.com/ef/31/b5/b4514be40eeec5/US20030121489A1.pdf>.
- [8] Patent: Joseph R Harkness, Jul. 29, 1967. COUNTERBALANCE FOR SINGLE-CYLINDER ENGINES. Hämtat från Google patents. <https://patentimages.storage.googleapis.com/3c/97/ab/ccbc8625e0c0b8/US3457804.pdf>.
- [9] Richard van Basshuysen and Fred Schäfer, *Internal Combustion Engine Handbook, Basics, Components, systems and perspectives*, SAE International, 2004.
- [10] Mart Mägi, Kjell Melkersson, *Lärobok I Maskinelement*, Göteborg, 2017.
- [11] Ansel C. Ugural, Saul K. Fenster. *Advanced Mechanics Of Materials And Applied Elasticity, (5:th edition)*, ISBN 978-0-707920-9, 2012, Pearson Education,

inc.

- [12] Shell, *Shell Eco-marathon 2018 track map*, Nedladdad 2018-04-23 från <https://www.shell.com/energy-and-innovation/shell-ecomarathon/europe/for-europe-participants.html>.
- [13] Honda GX35 specifikationer, <https://engines.honda.com/models/model-detail/gx35>.
- [14] GT-POWER Engine Simulation Software, <https://www.gtisoft.com/gt-suite-applications/propulsion-systems/gt-power-engine-simulation-software/>
- [15] Per Gustafsson, Linus Lindgren *Optimizing Fuel Efficient Engine for ECO-marathon*, Kandidatarbete, Chalmers Tekniska Högskola, 2012.
- [16] Anton Albinsson, Alexander Ljud Edin, Johan Ericson, Viktor Fredriksson, Fredrik Johansson, Linus Lindgren *ECO-marathon engine, Development of an energy efficient internal combustion engine* Kandidatarbete, Chalmers Tekniska Högskola, 2011.
- [17] SKFs program för att räkna på rullningslager. <http://webtools3.skf.com/BearingCalc/>.

A

Bilagor

A.1 Matlabkod för beräkning av acceleration och krafter på vevstake

```
1 {Max.acceleration vid vinkel 93.6grader(13*pi/25)}
2
3
4 clear all , clc
5
6 a=13*pi/25;           % Vinkel 93.6 grader
7 w=2900*2*pi/60;       % vinkelhastigheten i radianer/sek
8 L=0.130;              % L ngd p vevstake
9 r=0.030;              % Radie p vevaxel
10 n=L/r;               % L/r
11 c=n^2-1;
12 d=(n^2-(sin(a)^2));
13 m_kolv=0.02790;       % Kolvens mass
14 m_vevstake=0.052;     % Vevstakens massa
15 M=m_kolv+m_vevstake;
16 P=72*10^5;            %Tryck p 72 bar
17 B=13,3*pi/180;        % Vinkeln beta
18
19
20 % Rotationshastighet p vevstake
21 beta_p=w*cos(a)./sqrt(n^2-sin(a).^2)
22
23 % Rotationsacceleration p vevstake
24 beta_pp=w.^2.*sin(a).*(c./d.^1.5)
25
26 %Linj ra acceleration d beta=13,3 grader
27 a_y_pp=(r*w^2*(cos(2*a)/n+cos(a)))/cos(B)
28
29 % Kraften fr n den linj ra accelerationen
30 F=M*r*w^2*(cos(2*a)/n+cos(a));
```

```
31
32 % Kraften pga trycket
33 F_gas=P*pi*(0.033/2)^2;
34
35 % Totala kraften p vevstake
36 F_tot=-(F_gas+F)/cos(B)
37
38
39
40 {Max krafter vid TDC-Exhaust och TDC-Power}
41
42 clear all , clc
43
44 a=13*pi/25;
45 w=2900*2*pi/60;           % vinkelhastigheten i radianer/sek
46 L=0.130;                  % L ngd p vevstake
47 r=0.030;                  % Vevaxelns radie
48 n=L/r;                   % L/r
49 O=0                       % Vinkeln vid TDC
50 c=n^2-1;
51 d=(n^2-(sin(O)^2));
52 m_kolv=0.02790;           % Kolvens massa
53 m_vevstake=0.052;         % Vevstakens massa
54 M=m_kolv+m_vevstake;
55 P=72*10^5;                %Tryck p 72 bar
56
57
58 % Rotationshastighet vevstake
59 beta_p=w*cos(O)./sqrt(n^2-sin(O).^2)
60
61 % Rotationsacceleration vevstake
62 beta_pp=-w.^2.*sin(O).*(c./d.^1.5)
63
64 % Linj ra accelerattionen
65 a_y_pp=(r*w^2*(cos(2*O)/n+cos(O)))
66
67 % Kraft som linj ra accelerationen ger upphov till
68 F=M*a_y_pp;
69
70 % Kraften fr n trycket
71 F_gas=P*pi*(0.033/2)^2;
72
73 % Totala kraften
74 F_tot=-(F_gas+F)
```

A.2 Matlabkod för beräkning av balansering

```

1  % Vevaxelbalansering
2  clc; clear all
3  r=0.03; %vevradie
4  Mk=0.0279; %kolvens massa
5  Ml=0.007; %lagermassa
6  Mkb=0.005; %kolvbultens massa
7  MV=0.056; %Vevstakens vikt, 2/3 av vikten anses vara
   ocillerande
8  Mkr=0.002;% vriga delar
9
10 xo=Mk+Mkb+Mkr+MV*(1/3); %Ocillerande vikt
11 xr=MV*(2/3)+Ml; %Roterande vikt
12
13
14 Moment=((2/3)*xo+xr)*r; %Resulterande moment, 2/3 av
   ocillerandfe massa ska balanseras
15
16 %moment fr n motvikten
17
18 %% Motviktens posiotionering
19
20 Vv=1.366; %vevaxelns vikt
21 Rmc=Moment/Vv % beh vd radie fr n mittaxeln och vevens
   masscentrum
22
23 %Verklig skillnad
24
25 Vr= 0.001721; %verklig radie fr n inventor
26 Procentuell_skillnad= ((Vv*Vr)/Moment)

```

A.3 Matlabkod för beräkning av grepppassning

```
1  clc; clear all
2  delta=13*10^-6; %Grepp
3  E=220*10^9; %E-modul
4  D=45*10^-3; %ytterdiameter.
5  d=25*10^-3; %innerdiameter
6  d0=0*10^-3; %Eventuellt h l i vevtapp
7  my= 0.2; %friktionskoefficient
8  L=0.015;
9  Pc= ((D^2-d^2)*(d^2-d0^2))/(2*d^3*(D^2-d0^2))*E*delta %
      Kontakttrycket i passningen
10 Von_M=Pc*sqrt(1+3*((8*my*L/d)^2)) %Effektivsp nning i
      grepppassningen.
11
12 Max_vridmoment= (my*pi*Pc*L*d)*(d/2) %    verfrbart
      vridmoment i passningen
```

A.4 Matlabkod för preliminär beräkning av krafter

```

1
2 clf
3 clc , clear all
4 load( '1750rpm_8barBMEP_2' )
5 %Ladar in data fr n KC
6 figure(2)
7 plot(Q.PCYL1.axis_2,Q.PCYL1.data_2LP)
8 %plottar tryck fr n cylindern
9 figure(1)
10 subplot(2,2,1)
11 plot(Q.PCYL1.axis_2,Q.PCYL1.data_2LP(:,146))
12 %Plottar den svepta volymen
13 xlabel('vinkel'), ylabel('P')
14 title('KC Motor')
15
16 Vd=(Q.stroke*10-3)*(Q.bore*10-3)2*pi/4;
17 %Ber knar svepta volymen f r KC's motor
18 Nr=2;
19 %Antal varv per f rbr nningscykel. 1 f r tv taktarre och
    2 f r fyrtaktare
20 N=1750/60;
21 %Varvtal f r KC's motor
22 B=trapz(Q.PCYL1.axis_2,Q.PCYL1.data_2LP(:,146));
23 %Arean f r den svepta volymen
24 phi=linspace(0,4*pi,length(Q.PCYL1.data_2LP(:,146)));
25 %Talserie i radianer f r 2 varv
26
27 lambda=Q.stroke/2/Q.conrod_length;
28
29 vol=(Q.bore*10-3)2*pi/4*((Q.stroke*10-3)/2*(1-cos(phi)+1/
    lambda*(1-sqrt(1-lambda2*sin(phi).^2))));
30 %Aktuell volym i
31 %matris vid given
32 %vinkel
33
34 Wi=trapz(vol,Q.PCYL1.data_2LP(:,146)*105);
35 %Effekten f r svepta volymen
36 %Haywood 2.14
37
38 subplot(2,2,2)
39 plot(vol,Q.PCYL1.data_2LP(:,146)*105)
40 hold on

```

```
41 fill(vol, Q.PCYL1.data_2LP(:,146)*10^5, 'r')
42 xlabel('volym'), ylabel('P')
43 title('KC Motor')
44
45 Pi=Wi*N/Nr;
46 IMEP_KC=Pi*Nr/(Vd*N);
47 %berkning av indikerat
48 %medeltryck
49 T=3;
50 %Moment vi nskar f ut
51
52 Vd2=(pi*0.033^2)/4*60*10^-3;
53 %Slagvolym f r vera motor
54
55 BMEP_V=(2*pi*Nr*T)/Vd2;
56 %Bromsat medeltryck
57
58 FMEP_V=1*10^5;
59 %Tryck f rlorat i friktion m.m.
60 IMEP_V=BMEP_V+FMEP_V;
61 %indikerat medeltryck f r vera
62 lambda_v=30/120;
63 vol_v=((33*10^-3)^2*pi/4*((60*10^-3)/2*(1-cos(phi))+1/lambda_v
        *(1-sqrt(1-lambda_v^2*sin(phi).^2))));
64
65 C=IMEP_V/IMEP_KC
66 %Konstant f r att rillr tta
67 %l gga graf.
68 subplot(2,2,3)
69 plot(Q.PCYL1.axis_2, C*Q.PCYL1.data_2LP(:,146))
70 xlabel('vinkel'), ylabel('IMEP')
71 title('Vera')
72
73 subplot(2,2,4)
74 hold on
75 plot(vol, C*Q.PCYL1.data_2LP(:,146)*10^5)
76 fill(vol, C*Q.PCYL1.data_2LP(:,146)*10^5, 'B')
77 xlabel('volym'), ylabel('IMEP')
78 title('Vera')
79 N_v=2800/60; %Varvtal
    vera motor
80 Wi_v=trapz(vol, C*Q.PCYL1.data_2LP(:,146)*10^5); %Effekt
    Vera motor
81
82 %%
```

```

83 %Ber kningsg ng h mtad fr n "Internal Combustion Engine
    Handbook, Richard
84 %van Basshuysen and fred sch fer. Kap 6, s47–61
85 r=.03;
86 %excentriska radien p vevakeln
87 l=.12;
88 %l ngden p vevstaken
89 m_pist=27.9*10-3;
90 %massa kolv
91 m_conrod=0.100;
92 %massa p vevstaken
93 m_osc=m_pist+m_conrod;
94 %totala massan som oscilerar
95 lambda=r/l;
96 %geometrisk f r h llandet
97
98 phi=(Q.PCYL1.axis_2.*pi/180)';
99 rpm=2800;
100 rps=rpm/60;
101 omega=(2800*i/5)*2*pi/60;
102 psi=(lambda*sin(phi))/(sqrt(1-lambda^2*sin(phi).^2));
103
104 s_pist=r*(1-cos(phi)+1/lambda*(1-sqrt(1-lambda.^2*sin(phi)
    .^2)));
105 %l ngden kolven f rdas
106
107 d_cyll=33*10-3;
108 %diameter cylinder
109 A_pist=d_cyll.^2.*pi*(1/4);
110 A_cyl=pi*d_cyll^2/4;
111
112 v_cyl=r.*omega.*(sin(phi)+.5.*lambda.*sin(2.*phi));
113 %kolvens hastighet
114 a_cyl=r.*omega.^2.*(cos(phi)+lambda.*cos(2.*phi));
115 %kolvens acceleration
116
117 F_k=C.*Q.PCYL1.data_2LP(:,146)*105.*A_cyl-(r.*omega.^2.*
    m_osc.*(cos(phi)+lambda.*cos(2.*phi)))';
118 %resultanten av krafterna i lagret mellan kolv och vevarm
119
120 F_gas=C.*Q.PCYL1.data_2LP(:,146)*105.*A_cyl;
121
122 F_pist=-m_pist.*r.*omega.^2.*(cos(phi)+lambda.*cos(2.*phi));
123
124 F_k_prim=F_gas'+F_pist;
125

```

```
126 F_st_prim=F_k_prim./sqrt(1-lambda.^2.*sin(phi).^2);
127 %krafterna i lagerpinnen mellan vevstake och vevarm.
128 F_st=F_k./cos(psi);
129 %axiella krafter i vevstake
130 F_n=F_k.*tan(psi);
131 %horisontala krafter av kolven mot cylinderv ggen.
132
133 F_t=F_st'.*sin(phi+psi);
134 %tangentiella krafterna i vevaxeln, ger v rat vridmoment.
135 F_r=F_st'.*cos(phi+psi);
136 %radiella kraften i vevaxeln, bidrar ej till momentet,
    nskas minimeras.
137
138 F_tau=F_st.*sin(phi+psi)';
139 M=F_tau*r;
140 %momentet i vevaxeln
141
142 F_conrod=(-m_conrod.*r.*omega.^2.*(cos(phi)+lambda.*cos(2*
    phi)))';
143
144 F_hz=sqrt(F_st.^2+F_r'.^2-2*F_st.*(-F_r)'.*cos(phi+psi)');
145 %krafterna i lagret p vevaxeln-vevstaken.
146 figure(3)
147 subplot(2,2,1)
148 plot(phi,F_k)
149 title('F_k')
150 hold on
151 subplot(2,2,2)
152 plot(phi,F_st_prim)
153 title('F_st')
154 hold on
155 subplot(2,2,3)
156 plot(phi,M)
157 title('M')
158 hold on
159 subplot(2,2,4)
160 plot(phi,F_r)
161 title('F_r')
162 hold on
163 figure(4)
164 plot(phi,F_hz)
165 title('F_hz')
166 hold on
167
168 F_osc=m_osc*omega^2*r.*(cos(phi)+lambda*cos(2*phi));
169 F_osc_1=m_osc*omega^2*r*cos(phi);
```

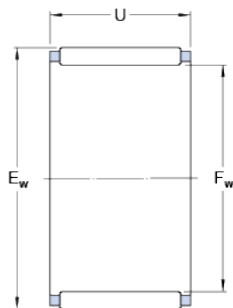
```
170 F_osc_2=m_osc*omega^2*r*lambda*cos(2*phi);
171
172 figure(5)
173 hold on
174 plot(phi,F_osc)
175 hold on
176 plot(phi,F_osc_1)
177 plot(phi,F_osc_2)
178 legend('F_osc','F_osc_1','F_osc_2')
179 hold on
```

A.5 Datablad från SKF för valda lager



K 20x24x13

Dimensions



F_w	20	mm
E_w	24	mm
U	13	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	9.52	kN
Basic static load rating	C_0	14.6	kN
Fatigue load limit	P_u	1.66	kN
Reference speed		20000	r/min
Limiting speed		22000	r/min

Mass

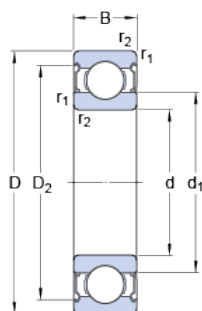
Mass needle roller and cage assembly		0.009	kg
--------------------------------------	--	-------	----




6004-2Z

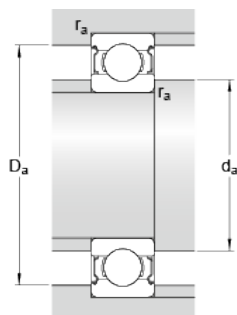
Popular item
SKF Explorer

Dimensions



d	20	mm
D	42	mm
B	12	mm
d ₁	27.2	mm
D ₂	37.19	mm

Abutment dimensions



d _a	min.	23.2	mm
d _a	max.	27.1	mm
D _a	max.	38.8	mm
r _a	max.	0.6	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	9.95	kN
Basic static load rating	C ₀	5	kN
Fatigue load limit	P _u	0.212	kN
Reference speed		38000	r/min
Limiting speed		19000	r/min
Calculation factor	k _r	0.025	
Calculation factor	f ₀	14	

Mass

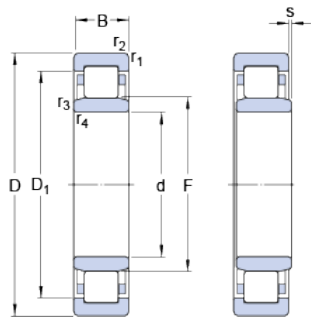
Mass bearing	0.071	kg
--------------	-------	----



NU 203 ECPHA

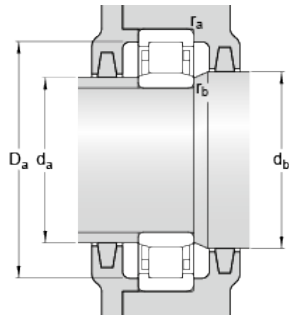
SKF Explorer

Dimensions



d	17	mm
D	40	mm
B	12	mm
D ₁	≈ 32.35	mm
F	22.1	mm
r _{1,2}	min. 0.6	mm
r _{3,4}	min. 0.3	mm
s	max. 1	mm

Abutment dimensions



d _a	min. 19.9	mm
d _a	max. 21.1	mm
d _b	min. 24	mm
D _a	max. 36	mm
r _a	max. 0.6	mm
r _b	max. 0.3	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	20	kN
Basic static load rating	C ₀	14.3	kN
Fatigue load limit	P _u	1.73	kN
Reference speed		20000	r/min
Limiting speed		30000	r/min
Calculation factor	k _r	0.23	
Limiting value	e	0.2	
Axial load factor	Y	0.6	

Mass

Mass bearing	0.07	kg
--------------	------	----

A.6 Resterande arbete innan produktion av motorn

Grepp och tollerans för lagersäten till SKF K 15x19x13

Grepp och tollerans för lagersäten till SKF 6004-2Z

Grepp och tollerans för lagersäten till SKF NU 203

Grepp och tollerans för cylinderfoder i cylindern

Grepp och tollerans för indexeringspinnar mellan vevhushalvorna

Val av O-ringar och O-ringssnöre

Val av axeltätning

Välja tolerans för hålet där kolvbulten ska monteras

A.7 Ritningar över motorn

