



Analys av rotations enheten på en bensin förbränningsmotor i 3d

Alexander Weckström

EXAMENSARBETE	
Arcada	
Utbildningsprogram:	Process och materialteknik
Identifikationsnummer:	8381
Författare:	Alexander Weckström
Arbetets namn:	Analys av rotationsenheten på en bensinförbränningsmotor i 3d
Handledare (Arcada):	Mathew Vihtonen, Matias Waller
Uppdragsgivare:	Alexander Weckström
<p>Sammandrag:</p> <p>Syftet med arbetet är att designa och analysera en fyrtakts förbränningsmotor. Motorn är från en Volvo personbil där en av cylindrarna har tappat kompressionen, Orsaken till att motorn tappat kompressionen var på grund av en defekt kolv vilken hade spruckit på sidan. Fyrtakts förbränningsmotorn har 3 olika länkar vilka är kolven, vevstaken och vevaxeln. Undersökningen presenterar dom generella beräkningarna för hastigheten av en 3 länkars mekanism, säkerhetsfaktorn beräknas med SolidWorks. Metoderna för arbetet kommer att vara SolidWorks motion analys och stationär stressanalys, med Excel kommer sedan den insamlade datan att plottas. Motorn kommer att analyseras med 3 olika metoder för spänningen, hastigheten av länkarna och accelerationen. De olika metoderna kommer då att vara SolidWorks, analytiska uträkningar och med Brainkarts formler. Vilket resulterade i att för spännings analysen var kolven och hade minsta säkerhetsfaktorn vilket betyder att vid överbelastning av motorn kommer kolven att haverera först. Kolvens säkerhetsfaktor var 7 gånger större än den maximala spänningen i motorn, Komponenterna i motorn var gjorda i ANSI 4340 stål, materialegenskaperna för ANSI 4340 stål är väldigt höga vilket gav motorn sin väldigt höga säkerhetsfaktor. Slutsatsen blev att motorns komponenters säkerhetsfaktorer fick en så stor marginal att grunden till haveriet var på grund av ett fabrikations eller installations fel av kolven. För analysen av länkarna stämde 2 av metoderna överens, vilka var det analytiska beräkningarna vilket gav en hastighet på 2,8222 m/s för kolven och Brainkarts formeln vilket gav en hastighet på 2,85155 m/s för kolven. SolidWorks gav en hastighet på 2,4 m/s för kolven vilket ger en 15,84 % skillnad från de andra ekvationerna. Accelerationen stämde alla metoderna med en mycket marginell skillnad med ett resultat på $200,991 \text{ m/s}^2$ för Brainkart formel och en procentuell skillnad på endast 4% svaret kan då beräknas som ett medeltal av alla metoderna. För spännings analysen visade den på att kolven skulle vara svagaste punkten vilket den även visade sig vara i den riktiga motorn.</p>	
Nyckelord:	Hastighet, Acceleration, Stress, SolidWorks, Design
Sidantal:	92
Språk:	svenska
Datum för godkännande:	17.5.2022

DEGREE THESIS	
Arcada	
Degree Programme:	Process och materialteknik
Identification number:	8381
Author:	Alexander Weckström
Title:	Analysis of the rotation assembly of a gasoline combustion engine in 3d.
Supervisor (Arcada):	Mathew Vihtonen, Matias Waller
Commissioned by:	Alexander Weckström
<p>Abstract:</p> <p>The purpose of this thesis work is to design and analyze a four-stroke internal combustion engine. The engine is from a Volvo car where one of the cylinders has lost compression, The reason why the engine lost compression was due to a defective piston which had cracked on its side. The four-stroke internal combustion engine has 3 different links which are the piston, connecting rod and crankshaft. The survey presents the general calculations for the speed of a 3-link mechanism, the safety factor is calculated with SolidWorks. The methods for the work will be SolidWorks motion analysis and stationary stress analysis, with Excel the collected data will then be plotted. The engine will be analyzed with 3 different methods for the stress, the velocity of the links and the acceleration of the links. The different methods will then be SolidWorks, analytical calculations and with Brankart's formulas. Which resulted in that for the stress analysis of the piston had the smallest factor of safety, which means that in the event of an overload of the motor the piston will fail first. The safety factor of the piston was 7 times greater than the maximum stress in the motor. The components in the motor were made of ANSI 4340 steel, the material properties of ANSI 4340 steel are very high which gave the motor its very high factor of safety. The conclusion was that the factor of safety on the engine components were given such a large margin that the cause of the failure was due to a manufacturing or installation fault of the piston. For the analysis of the links, 2 of the methods agreed, which were the analytical calculations which gave a speed of 2.8222 m / s for the piston and the Brankarts formula which gave a speed of 2.85155 m / s for the piston. SolidWorks gave a speed of 2.4 m / s for the piston, which gives a 15.84% difference from the other equations. The acceleration matched all the methods with a very marginal difference with a result of 200,991 m/s^2 for Brankarts formula and a percentage difference of only 4% the response can then be calculated as an average of all the methods.</p>	
Keywords:	Velocity, Acceleration, Stress, SolidWorks, Design
Number of pages:	92
Language:	Swedish
Date of acceptance:	17.5.2022

INNEHÅLL

1	Intoduktion	10
1.1	Syftet	11
1.2	Val av metod	11
1.3	Relevans för studierna	12
2	Literaturstudie	13
2.1	Förbränningsfyrtaktsmotorns historia	13
2.2	Fyrtaktsförbrännings motorns funktion	14
2.2.1	<i>Olika komponenter</i>	14
2.2.2	<i>Fyrtakts förbränningsmotorns funktion</i>	15
2.3	Spänning	17
2.4	Säkerhetsfaktor (Factor of safety)	19
2.5	Von Mises spänning	20
2.6	Huvudspänning (Principal stress)	20
2.7	Cirkulär motion	21
2.7.1	<i>Planrörelse</i>	21
2.7.2	<i>Hastighet</i>	22
2.7.3	<i>Acceleration</i>	23
2.8	Kraften som verkar på kolven	24
2.9	3 Punkts böjning	25
2.10	Stress på cylindrar	27
2.11	Stress på vevstaken	29
2.11.1	<i>Tröghetsmoment för en H-profil</i>	29
3	Metod	31
3.1	Demontering av motorn	31
3.2	Design av motorn	35
3.3	Hastighets diagram av länkarna	42
3.4	Kraften på kolven	43
3.5	Spänningen på cylinderväggarna	44
3.6	Stress på kolvtapp	47
3.7	Stressen på vevstakarna	51
3.8	Hastigheten och accelerationen för kolven	55
3.9	Hastigheten	56
3.10	Acceleration	56
3.10.1	<i>Hastigheten och accelerationen för kolven vid $\theta = 45^\circ$ och 800 varv i minuten.</i>	57
3.10.2	<i>Hastigheten och accelerationen för vevstaken vid $\theta = 45^\circ$ och 800 varv i minuten</i>	

3.10.3	<i>Analytiska beräkningar av hastigheten</i>	61
3.11	SolidWorks analys.....	66
3.12	Säkerhetsfaktor	69
4	Resultat	74
5	Diskussion	80
6	Slutsats	81
7	Litteraturlösteckning	83
8	Appendix	86

Figurer

figur 1 En bild av motorn	10
figur 2 En bild av ottomotorn (Draganowski, u.d.)	13
figur 3 De olika komponenterna av en fyrtakts förbränningsmotor (Krawczyk, 2019) .	14
figur 4 Bild av en fördelningsrem (club.autodoc, 2020) figur 5 Bild av en fördelningskedja (vibilägare, 2020).....	15
figur 6 Takterna i en fyrtaktsmotor (Carlsson, 2011).....	16
figur 7 Exempel på belastningar (R.C.Hibbeler, 2018) s24	17
figur 8 Positionen för en partikel (Hibbeler, 2016)	22
figur 9 Radien av kurvan (Hibbeler, 2016)	22
figur 10 Hastigheten hos en partikel (Hibbeler, 2016)	23
figur 11 Bild på 3 punkt böjning av kolvtappen.....	26
figur 12 Bild när kolvtappen undergått 3 punkts böjning och deformerat	26
figur 13 Bild av hur tröghetsmomentet beräknas (Lemonis, 2022).....	30
figur 14 Bild av motorn	31
figur 15 Bild av motorn	31
figur 16 Bild av kolvarna i cylindrarna	32
figur 17 Bild på vevstakarna var de fäster i vevaxeln	32
figur 18 Bild på vevaxeln fast i motorblocket	33
figur 19 Motorblocket tömt på komponenter	33
figur 20 Komponenterna utanför motorblocket.....	34
figur 21 Bild på den defekta kolven	35
figur 22 Vevstaken ritad i SolidWorks	37
figur 23 Vevstaken ritad i SolidWorks.....	37
figur 24 Kolven ritad i SolidWorks	37
figur 25 Kolven ritad i SolidWorks.....	37
figur 26 Kolvtappen ritad i SolidWorks	38
figur 27 Vevaxeln ritad i SolidWorks	39
figur 28 Vevaxeln ritad i SolidWorks	39
figur 29 Motorblocket ritad i SolidWorks	40
figur 30 Motorblocket ritad i SolidWorks	40
figur 31 Bild av insidan av motorblocket	41

figur 32 Bild på den ihop monterade 3d motorn	41
figur 33 Bild på de olika länkarna och hastigheterna i motorn	42
figur 34 Hastighets diagram av länkarna	43
figur 35 Representation av momentdiagram	48
figur 36 Bild av hur tröghetsmomentet beräknas (Lemonis, 2022).....	51
figur 37 Bild på hastigheten av de olika länkarna (brainkart, 2022)	55
figur 38 Hastighets diagram av länkarna	62
figur 39 Hur de olika länkarna beräknas med vinklarna	62
figur 40 Hastighets diagram	64
figur 41 Direktionen för accelerationen.....	65
figur 42 Accelerations diagram	65
figur 43 Hastigheten för kolven i SolidWorks	66
figur 44 Accelerationen för kolven i SolidWorks	67
figur 45 Huvudspänningen i x riktningen.....	68
figur 46 Skjuvspänningen i kolvtappen	68
figur 47 Säkerhetsfaktorn för motorn	69
figur 48 Bild av stressfördelningen i kolven	70
figur 49 Bild av stressen i vevstaken	71
figur 50 Bild av stressen i kolvtappen	72
figur 51 Bild av säkerhetsfaktorn i blocket	73
figur 52 Hastigheten för kolven i SolidWorks	75
figur 53 Accelerationen för kolven i SolidWorks	75
figur 54 Bild av stressen i cylinderväggarna	78
figur 55 Ritning av vevaxeln	86
figur 56 Ritning av kolvtappen.....	87
figur 57 Ritning av kolven.....	88
figur 58 Ritning av vevstaken.....	88
figur 59 Ritning av motorblocket	89
figur 60 Bild av vevstaken	figur 61 Bild
av kolvtappen.....	av kolvtappen.....
figur 62 Bild av kolven	figur 63 Bild av
kolvens under sida	kolvens under sida
figur 64 Bild av vevaxeln	figur 64 Bild av vevaxeln

Tecken lista

θ = vinkeln för länken ($^{\circ}$)

Σ = sigma (summan)

σ = stress (Pa)

F = applicerad kraft (N)

A = tvärsnittsarea (m^2)

P_{cr} = kritiska eller maximala belastningen av kolumnen före buckling (N)

E = elasticitetsmodul (GPa)

I = mintasta tröghetsmomentet för kolumens tvärsnittsarea (mm^4)

L = längden för det icke stadgade segmentet, vilkets ändar är tappade (m)

P = är trycket i pascal (Pa)

σ = Den maximala böjhållfastheten (kPa)

M = momentet eller kraften som verkar på exemplaret (Nm)

y = radien från mitten av exemplaret till den konvexa ytan (mm, m)

d = diametern (mm, m)

I = Tröghetsmomentet i böjnings riktningem (mm^4)

v = Hastigheten (m/s)

a = Accelrationen (m/s^2)

ω = Angulära hastiheten (rad/s)

V = Skjuvkraften (N)

FÖRORD

En av mina största hobbyn är bilar vilket har lett till en hel del skruvande på motorer, men det var ganska så nyligen som min bils motor gick helt sönder och tappade kompressionen på 1 av cylindrarna. Vilket sedan fick mig att fundera hur starkt byggda är egentligen en motor, eftersom den söndriga motorn byttes ut mot en ny så finns den söndriga motorn från bilen ännu kvar, vilket gav mig idén att göra en 3d modell av motorn på Solidworks och testa de olika komponenterna som bygger upp motorn.

Jag vill tacka alla som har stöttat mig under arbetet och jag vill ge extra stora tack till min handledare Mathew Vihtonen.

1 INTODUKTION

Mekaniken är en av de äldsta och mest grundläggande delarna av fysiken, Mekaniken möjliggör undersökning av jämvikt olika rörelser och även krafterna. Analysen av en komponent kan avgöra om en struktur kommer att fungera eller inte redan före en enda prototyp är producerad. Arbetet kommer att handla om en Analys av rotationsenheten på en bensinförbränningsmotor i 3d vilket i det här fallet är av ett väldigt stort intresse eftersom motorn har havererat, vid demonteringen av motorn konstaterades det att en av kolvarna var spruckna vilket ledde till den låga kompressionen i cylindern. Frågan som kommer upp är då att varför har just kolven havererat är motorn eventuellt tillverkad att kolven skall gå sönder först vid överbelastning av motor, eller är alla komponenterna ändå så starkt konstruerade att orsaken till haveriet är på grund av en bristfällig installation av kolven.

Motorn är en b230fk från en Volvo 940 personbil vilken är en bensindriven fyrtakts förbränningsmotor vilken har en motorvolym på 2,3 liter och 4 cylindrar. I figur 1 ser man en bild av motorn före en påbörjad analys.



figur 1 En bild av motorn

1.1 Syftet

Syftet med arbetet är att designa en 3d modell av de roterande delarna i en riktig fyrtakts förbränningsmotor. Med en exakt 3d modell kan sedan stressen av de olika komponenterna analyseras, Eftersom stressen är känd möjliggör det att också de olika komponenternas säkerhetsfaktorer kan analyseras med vilken motorns svagaste punkt kan uteslutas med hjälp av säkerhetsfaktorn. Syftet med arbetet är att undersöka motorns komponenter och försöka komma fram till varför motorn har tappat kompressionen är det någon komponent som är gjord medvetet att vara mycket svagare än de andra vid ett fall att motorn överbelastas.

1. Att analysera motorn, med hjälp av 3 länkars analys.
2. Designa motorn med 3d design programmet SolidWorks.
3. Analysera stressen med hjälp av SolidWorks simulator.
4. Beräkna hastigheten och accelerationen för länkarna analytiskt och med hjälp av SolidWorks.

1.2 Val av metod

För att uppnå målen med det här arbetet att analysera en fyrtakts förbränningsmotor vilken karaktäriseras till en 3-länksmekanism valdes följande metoder, för design av komponenterna användes programmet SolidWorks vilket är ett mycket känt ritprogram inom industrin. För att göra grafer från uträkningarna användes programmet Microsoft Excel och för att skriva arbetet användes Microsoft Word. För ritandet av länkar och hastighets diagram användes Microsoft Powerpoint. För uträkningar valdes formler från pålitliga källor och för att säkra deras trovärdighet så jämfördes formlerna med analytiska uträkningar och med SolidWorks.

För beräkningarna användes 3 olika metoder var resultaten sedan gick att jämföra med varandra. Det här gjordes eftersom det lätt blir ett skrivfel i en analytisk uträkning vilket kan resultera i ett ogiltigt svar vilket man är omedveten om.

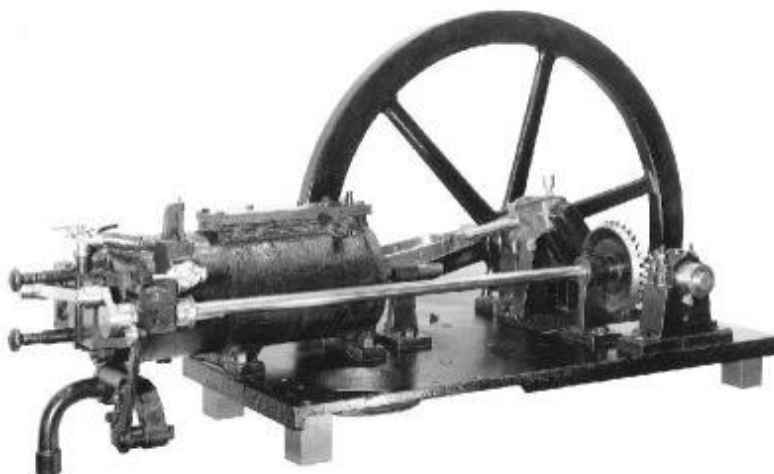
1.3 Relevans för studierna

Det här slutarbetets relevans för studierna inom process och materialteknik eftersom process och materialteknik handlar om att designa olika produkter och processer. I slutarbetet kommer SolidWorks att användas vilket under studietiden har varit mycket aktivt i användning. Motorn måste vara konstruerad på ett sådant sätt att det finns en tillräckligt stor marginal för stressen för att vid en tillfällig överbelastning inte haverera. Komponenterna förväntas då ha en rätt hög säkerhetsfaktor, Säkerhetsfaktorn används för design av nästintill alla konstruktioner vilka kommer bli utsatta för en stress som till exempel takstolarna i byggnader måste klara av snöns tyngd på vintern och då måste det finnas en viss marginal vilket i det här fallet är säkerhetsfaktorn.

2 LITERATURSTUDIE

2.1 Förbränningsfyrtaktsmotorns historia

Fyrtaktsmotorn är en av de mest använda motorerna i dagsläget, deras största användningsområde är då inom bilindustrin. världens första fyrtaktsmotorn vilken kallas för ottomotorn uppfanns år 1876 av Nikolaus Otto det var då en 1 cylindrig fyrtakts förbränningsmotor. Motorn fick en mycket ojämn gång på grund av låga varvtal och bara 1 cylinder, designen gjorde motorn mycket tung och otymplig. Motorn klarade endast av att tillverka 3 hästkrafter vid en gång på 180 varv i minuten. (Hosch., 2022)



figur 2 En bild av ottomotorn (Draganowski, u.d.)

Dagens moderna fyrtakts förbränningsmotorer ser mycket annorlunda ut jämfört med Ottomotorn såg ut, men principen på fyrtakts förbränningsmotorn har hållits den samma. Den moderna fyrtaktsförbränningsmotorn kan ha mellan 1 till nästan hur stort antal cylindrar som helst, vanligast är ändå ett cylinderantal på mellan 1–8 cylindrar, inom bilindustrin är de vanligaste antalet cylindrar 4,6 eller 8. Vilket är på grund av att en förbränningsmotor med ett jämt antal cylindrar får jämnare gång än en motor med ojämnt cylinderantal vilket leder till mindre vibrationer och en effektivare motor. Vilket innebär att det kommer behövas mindre balansering av motorn, de flesta större

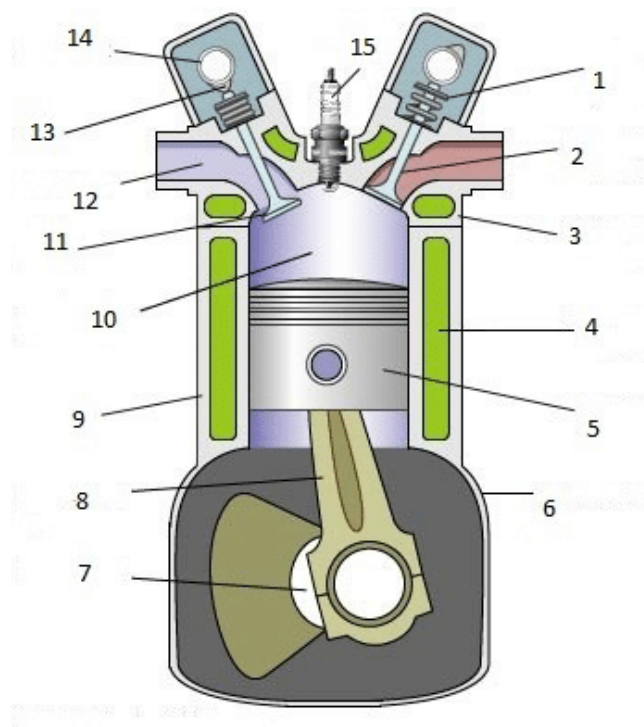
fyrtaktsmotorerna har en balanserings axel vilken snurrar i takt med motorn vilket dämpar vibrationerna. En modern fyrtakts förbränningsmotor producerar i medeltal kring 30 hästkrafter per cylinder för en vanlig motor utan tvångsinduktion.

2.2 Fyrtaktsförbrännings motorns funktion

2.2.1 Olika komponenter

En fyrtakts förbränningsmotor består av ett antal olika komponenter vilket tillsammans bildar en fungerande fyrtaktsförbränningsmotor. Komponenterna vilka man ser i figur 3 kommer behövas för en fungerande fyrtaktsförbränningsmotor.

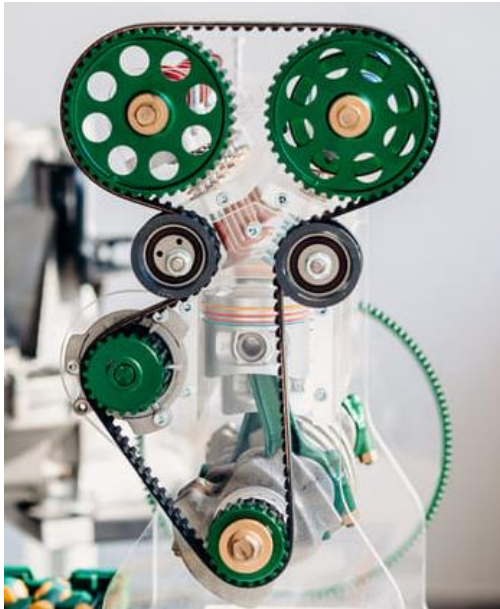
1. Ventilfjäder
2. Avgasventil
3. Topplock
4. Kylkanal
5. Kolv
6. Block
7. Vevaxel
8. Vevstake
9. Cylinder
10. Förbränningskammare
11. Insugsventil
12. Insugskanal
13. Ventillyftare
14. Kamaxel
15. Tändstift



figur 3 De olika komponenterna av en fyrtakts förbränningsmotor
(Krawczyk, 2019)

I figur 2 är alla komponenterna skilt för sig men när motorn sedan sätts ihop kommer insugskamaxeln och utblåskamaxeln att rotera i takt med vevaxeln. Den gemensamma rotationen skapas med hjälp av en kamrem eller kamkedja beroende på vilken

motortillverkaren använder, funktionen är densamma för båda. Enda skillnaden mellan kamrem och kamkedja är att kamkedjan kommer att befinna sig på motorns insida och kommer att smörjas med motorolja i samband med resten av komponenterna.



figur 4 Bild av en fördelningsrem (club.autodoc, 2020) figur 5 Bild av en fördelningskedja (vibilägare, 2020)

2.2.2 Fyrtakts förbränningsmotorns funktion

En fyrtakts förbränningsmotor består av fyra olika takter vilka är insugning, kompression, expansion (förbränning) och utblås.

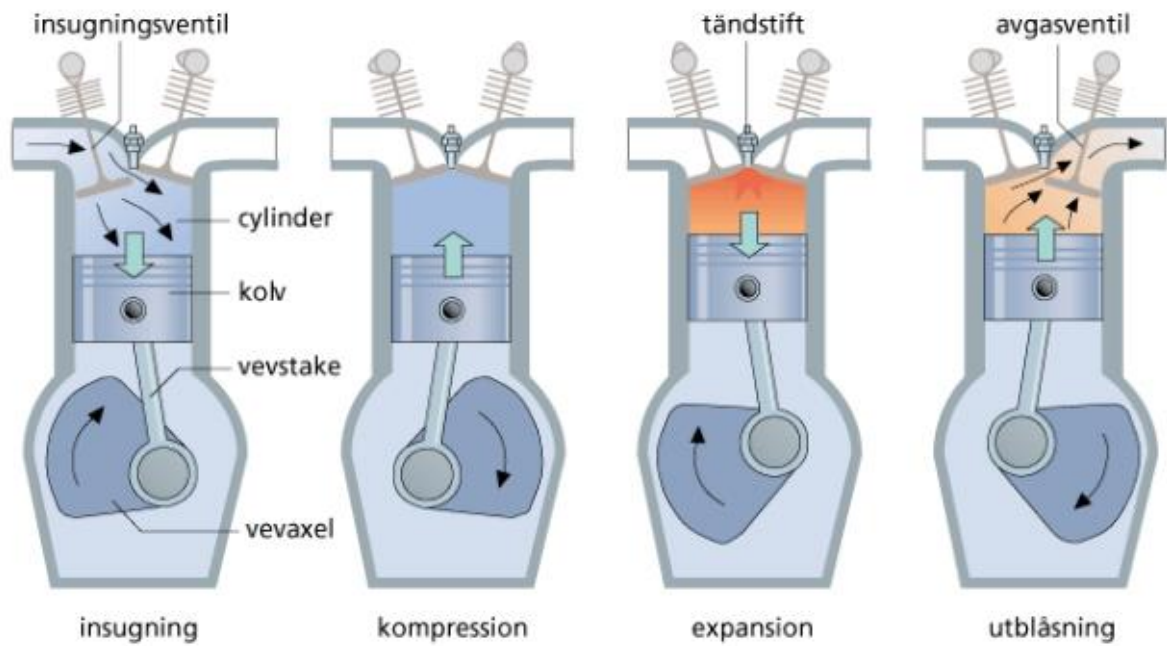
Insugstakten är den första takten av en fyrtaktsförbränningsmotor då går kolven från det översta läget ner till det understa och i samband med det kommer insugsventilen att öppna och luften och bränsleblandningen kommer att sugas in till förbränningskammaren, Vilket man ser i figur 6.

Den andra takten som är **kommpressions** takten där kolven går från det lägsta läget till det högsta med alla ventiler stängda vilket kommer att komprimera luft och bränsleblandningen, Vilket man ser i figur 6.

Den tredje takten som är **expansions** takten där kommer den komprimerade luft och bränsleblandningen att tändas av en gnista från tändstiftet vilket kommer skapa ett

tryck i förbränningskammaren och kolven kommer att tvingas nedåt, Vilket man ser i figur 6.

Den fjärde takten som är **utblåstakten** är då kolven kommer tillbaka upp till sitt översta läge samtidigt som utblås ventilen kommer att öppna och den förbrända bränsleblandningen vilken kallas för avgas kommer då att åka ut, Vilken man ser i figur 6 längst till höger.

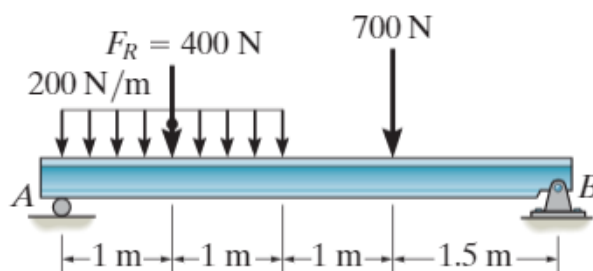


figur 6 Takterna i en fyrtaktsmotor (Carlsson, 2011)

2.3 Spänning

Mekanisk stress är en statisk deformation av ett objekt. Eftersom statisk deformation spelar en mycket viktig roll för mekaniken så är det mycket viktigt att ha en grundläggande uppfattning om funktionen av statisk deformation.

Ett objekt kan bli utsatt för både interna belastningar och ytliga belastningar, Det finns olika slags ytliga belastningar var kraften är koncentrerad på ett litet område vilket då kommer att vara en **koncentrerad belastning**, andra var kraften kommer att vara utspridd över en större yta vilket då kommer att vara en **distribuerad belastning**. Den distribuerade kraften kommer få en sammanlagd kraft i dess mittpunkt(F_R)vilken man ser i figur 7. Där 700 N representerar den koncentrerade belastningen och 200 N/m representerar den distribuerade belastningen.



figur 7 Exempel på belastningar (R.C.Hibbeler, 2018) s24

De invändiga belastningarna uppstår inte av direkt kontakt mellan 2 olika objekt utan i stället är det gravitationen och elektromagnetiska krafter vilka påverkar kroppen. I det fallet den invändiga belastningen är gravitationen så kommer den att kallas för kroppens vikt W vilken verkar igenom kroppens tyngdpunkt.

Jämviktsekvationer av en kropp kräver en total balans mellan alla krafter för att förhindra kroppen från att ha någon form av acceleration i en rak linje eller längs en kurva. Kroppens alla moment måste också vara i balans för att förhindra rotations acceleration. Vilket är matematiskt uttryckt som Jämviktsekvationerna,

$$\Sigma F = 0 \text{ (Hibbler, 2018)}$$

$$\Sigma M_0 = 0 \text{ (Hibbler, 2018)}$$

Ofta i övningstillfällen så brukar det tänkas som ett x-y plan i det tillfället så kan kroppens jämviktsekvationer beskrivas som följande.

$$\Sigma F_x = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma M_x = 0 \text{ (Hibbler, 2018)}$$

Formeln för stress kommer då att bestå av hur mycket kraft den utsätts för och hur stor tvärsnittsarea kroppen har. Formeln kommer då att vara följande,

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

(1)

(R.C.Hibler, 2018)

Var

$$\sigma = \text{stress (Pa)}$$

$$F = \text{applicerad kraft (N)}$$

$$A = \text{tvärsnittsarea (m}^2\text{)}$$

Den maximala böjspänningen kan beräknas med följande formel,

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I}$$

(2)

(mechanicalc, 2022)

var

$$M = \text{Momentet som verkar på komponenten}$$

$$c = \text{avståndet från den neutrala axeln till de yttersta fibret}$$

Skjuvspänningen för kolvtappen kan beräknas med följande formel,

$$\tau_{avg} = \frac{V}{A}$$

(3)

(mechanicalc, 2022)

Var

$$V = \text{Skjuvkraften } (N)$$

$$A = (\pi \times r_o^2) - (\pi \times r_i^2)$$

(4)

(mechanicalc, 2022)

2.4 Säkerhetsfaktor (Factor of safety)

Säkerhetsfaktorn används för att kontrollera säkerheten på konstruktioner och komponenter. Vilket sedan kommer att avgöra den slutgiltiga designen då en viss säkerhetsfaktor måste uppnås för en säker slutprodukt. Det finns olika sätt att beräkna säkerhetsfaktorn beroende av materialet om det är sprött eller flexibelt. Säkerhetsfaktorn kan också beräknas matematiskt.

För den matematiska säkerhetsfaktorn kommer den att bero på vad den maximala stressen materialet tål genom hur mycket stresstycket kommer undergå vid belastning.

$$\text{säkerhetsfaktor} = \frac{\text{maximala stressen}}{\text{stressen i komponenten}}$$

(5)

För det spröda materialet kommer stressen att vara vid materialets sträckgräns vilket inte är materialets maxstress men materialet kommer inte ännu ha undergått deformation genom designstressen.

$$\text{säkerhetsfaktor (sprött material)} = \frac{\text{sträckgränsen}}{\text{stressen i komponenten}}$$

(6)

För det flexibla materialet kommer stressen att vara vid materialets ultimata stress, eftersom materialet är flexibelt kommer det att ha en mycket lägre sträckgräns än ultimata stressen.

$$\text{säkerhetsfaktor (flexibelt material)} = \frac{\text{ultimata stressen}}{\text{stressen i komponenten}} \quad (7)$$

2.5 Von Mises spänning

Det maximala Von Mises spänningskriteriet baserar sig på Von Mises-Hencky teorin som även är känd som skjuvenergi teorin eller distorsionsenergi teorin. För huvudspänningarna $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ så kommer Von Mises att uttryckas som följande,

$$\sigma_{\text{Von Mises}} = \left\{ \frac{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]}{2} \right\}^{1/2} \quad (8)$$

(help.solidworks, 2022)

Von Mises teorin framför att ett elastiskt material kommer att börja ge efter vid en punkt var Von Mises spänning blir likadan som den maximala spänningen.

(help.solidworks, 2022)

2.6 Huvudspänning (Principal stress)

Ett material kan bli utsatt för många olika former av spänningar och moment även kombinationer av båda. Skjuvspännings teorin framför att brott i ett material kommer att uppstå då någon belastning överskrider materialets huvudspänning.

Formeln för huvudspänningen kommer då att vara följande,

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (9)$$

(Gramoll, u.d.)

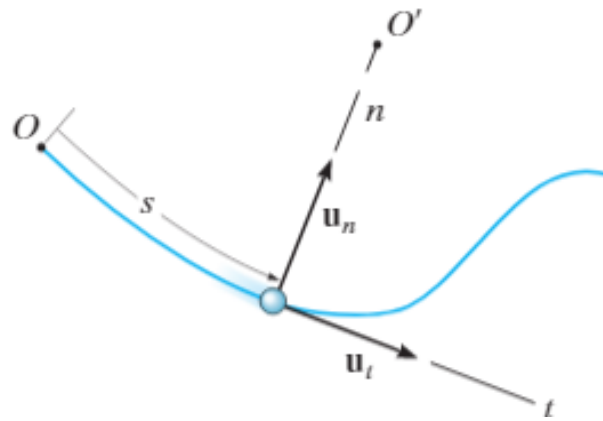
2.7 Cirkulär motion

Cirkulär motion är rotationen runt en viss position vid en specifik tidpunkt för en komponent eller länk. Den cirkulär rörelsen brukar beskrivas av två olika axlar en vilken följer motionens riktning och en axel som är tangent till motionens riktning dessa förkortas med n och t , var n är förkortning för den lodräta axeln och t för axeln som är normal till motionen. Vilket gör att ursprungspunkten för partikeln i motion bildas där de båda axlarna möts.

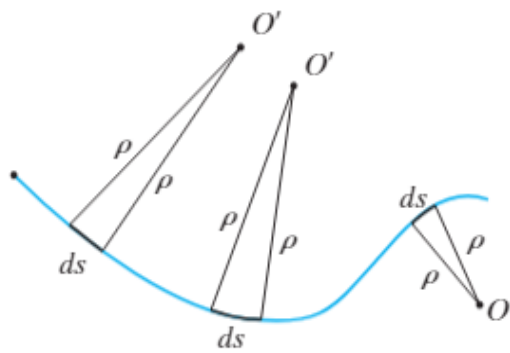
2.7.1 Planrörelse

I figur 8 ser man hur partikeln rör sig i ett plan parallellt till dess rörelse vilken representeras av den blåa linjen. Partikeln kan då vid vilken som helst tidpunkt stoppas i rörelsen vilken är den blåa linjen. Då kommer partikeln att ha en rörelse U_t vilken kommer att vara parallell till rörelsen. Rörelsen kommer att ha en hastighet U_n rätvinklig till rörelsens riktning.

Ett annat alternativ är att dela upp kurvan i flera olika segmenten vilka alla har en viss radie vilket man kan se i figur 9. De olika segmenten förtecknas med ds och kommer att vara ett segment tillhörande en cirkel med viss radie som förtecknas med p , var cirkeln kommer ha en mittpunkt O .



figur 8 Positionen för en partikel (Hibbeler, 2016)



figur 9 Radien av kurvan (Hibbeler, 2016)

2.7.2 Hastighet

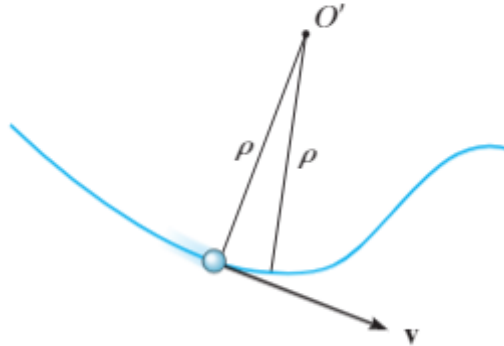
Eftersom partikeln rör på sig så är det en funktion av tid, som mäts i sekunder vilket har enheten s. Partikeln har en hastighet vilken alltid kommer att vara tangent mot partikelns väg. Magnituden kommer att bestå av en tidsderivata av rörelsens funktion,

$s = s(t)$, $v = ds/dt$ (Hibbeler, 2016) vilket man ser i figur 10.

Var

$$V = v\mathbf{u}_t$$

$$v = \dot{s}$$



figur 10 Hastigheten hos en partikel (Hibbeler, 2016)

2.7.3 Acceleration

Accelerationen för partikeln är derivatan av hastighet i tid, och kan beräknas med formeln.

$$\partial = v = v\dot{u}_t + v\dot{u}_t \text{ (Hibbeler, 2016)}$$

För att kunna bestämma tids derivatet \dot{u}_t notera att medan partikeln rör sig längs med kurvan (ds) i tidsriktningen (dt), u_t kommer då att bevara dess magnitud men vinkeln i vilket partikeln rör sig kommer att förändras och kommer bli \dot{u}_t , vilket man ser i figur 9.

I figuren ovan kan att $\dot{u}_t = u_t + du_t$ var du_t är linjen vilken går mellan ändorna av linjerna u_t och \dot{u}_t , vilket grundas på att det är en oändligt liten radie på kurvan var $u_t = 1$ i riktningen u_n och därför får du_t en magnitud av $du_t = d\theta u_n$, och därför kommer tids derivationer att förbli $\dot{u}_t = \theta u_n$ eftersom $ds = p d\theta$, och $\theta = \dot{s}/p$.

Ekvationen kommer då att bli

$$\dot{u}_t = \dot{\theta} u_n = \frac{\dot{s}}{p} u_n = \frac{v}{p} u_n \text{ (Hibbeler, 2016)}$$

(10)

De två ekvationerna kan också bli subtraherade från varandra, ∂ kommer då att kunna beräknas som summan av det hela.

$$\partial = a_t u_t + a_n u_n \text{ (Hibbeler, 2016)}$$

(11)

Var $a_t = b$ eller $a_t ds = v dv$

Och $a_n = \frac{v^2}{p}$

2.8 Kraften som verkar på kolven

Kraften som verkar på kolven kommer att vara beroende av några faktorer den första faktorn är kolvens area. kraften som verkar på kolven kommer att vara kraften gånger arean. Den andra faktorn kommer att vara motorns kompression, kompressionen är hur mycket tryck det bildas i motorns cylindrar. Kompressionen varierar lite beroende på motorn i det här fallet är motorn och har ett kompressionsförhållande på 10:1 vilket leder till en kompression på 10bar per cylinder.

Kraften som verkar på kolven är mycket viktig eftersom kraften från kolven kommer att gå igenom kolvtappen och vevstaken före den sedan omvandlas till en roterande rörelse av vevaxeln. kraften som verkar på kolven kommer att överföras till vevstaken och kolv-tappen för att rotera vevaxeln.

Eftersom fyrtakts kolvmotorn är den mest använda motorn i bilar kommer den att i många fall bli utsatt för utökad kraft på kolven och då måste man veta vilken av motorns komponenter som kommer att hålla och vilka som kommer behöva bytas.

Ekvationen för att beräkna kraften som verkar på kolven kommer då att vara följande.

$$F = P \times A$$

(omnicalculator, 2022)

(12)

Var

P = är cylinder trycket i pascal (Pa)

A = arean på kolven i meter (m^2)

Formeln för att räkna ut kolvens area (A), vilken beräknas på samma sätt som en cylinder kan beräknas med följande formel.

$$A = \pi \times d^2 / 4$$

(omnicalculator, 2022)

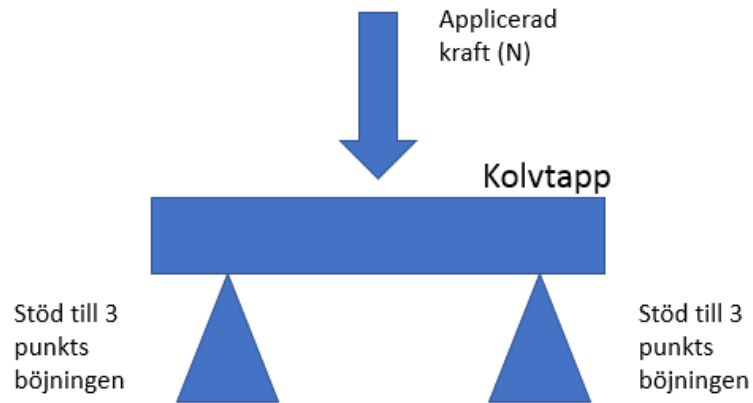
(13)

Var

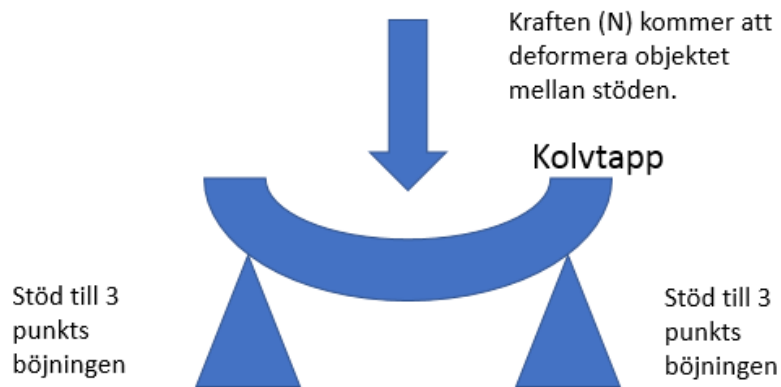
d = diametern på kolven

2.9 3 Punkts böjning

3 punkts böjning är när en komponent blir utsatt för en stress vilken kommer att verka mellan 2 stödpunkter på exemplaret. Kolvstappen kommer att undergå 3 punkt böjning eftersom vevstaken och kolven båda är fästa i kolvstappen vilket man ser i figur 11 och figur 12. Kolven kommer då att verka som stöden eftersom kolvstappens båda ändrar är fästa i kolven och vevstaken verkar på en 25mm lång sektion på kolvstappens mitt.



figur 11 Bild på 3 punkt böjning av kolvtappen



figur 12 Bild när kolvtappen undergått 3 punkts böjning och deformerat

Ekvationen för att räkna ut 3 punkts böjningens maximala stress kommer att vara följande.

$$\sigma = \frac{My}{I}$$

(Anon., 2022)

(14)

Var

σ = Materialets maximala böjhållfasthet

M = momentet eller kraften som verkar på exemplaret

$y =$ längden från mitten av exemplaret till den konvexa ytan

$I =$ polära tröghetsmomentet

Följande ekvation kan användas för att beräkna ut deflektionen av kolvtappen.

$$\delta = \frac{FL^3}{48EI}$$

(Anon., 2022)

(15)

Var

$F =$ Kraften applicerad på exemplaret

$L =$ Längden mellan stöden

$E =$ Youngs modulus

För att ekvationen skall vara giltig så måste tjockleken av tappen (d) i förhållandet till längden (L) vara mera än 10, Det vill säga att $L/d > 10$. Tappen i det här fallet har en längd (L) på 65 mm och en väggjocklek (d) på 5,25 mm, vilket leder till $L/d > 10$

$$\frac{65 \text{ mm}}{5,25 \text{ mm}} = 12,381$$

Vilket betyder att ekvationen stämmer eftersom 12,381 är större än 10 för förhållandet mellan tjockleken (d) i förhållandet till längden (L).

2.10 Stress på cylindrar

Det finns 2 olika typer av cylindrar tunnväggade och tjockväggade. Det första är att räkna ut vilken typ av cylinder det handlar om eftersom ekvationerna är olika för de båda. För att få reda på vilkendera cylindern det handlar om så kan man dividera vägg tjockleken med cylinderns storlek och blir värdet större än 0,05 så räknas den som tjockväggig ekvationen kommer då se ut som följande.

$$\frac{\text{väggjocklek}}{\text{ytter diameter}} < 0,05$$

(pressbooks.bccampus, 2022)

(16)

I det här fallet så har cylindern en inre diameter på 96 mm och eftersom cylinderväggarna är 7 mm tjocka så kommer cylindern ha en ytterdiameter på 96 mm+7 mm+7 mm = 110 mm. Då kan man kolla med ekvationen ovan hurdan cylinder det är.

$$\frac{\text{vägg tjocklek}}{\text{ytter diameter}} < 0,05$$

$$\frac{7 \text{ mm}}{110 \text{ mm}} = 0,063636 > 0,05$$

Vilket betyder att motorns cylindrar är tjockväggade eftersom 0,063636 är större än 0,05 vilket är gränsen för en tunnväggad cylinder.

Stressen i det axiala ledet kan då beräknas på följande sätt.

$$\sigma_a = \frac{(P_i \times r_i^2 - P_o \times r_o^2)}{(r_o^2 - r_i^2)}$$

(Dhari, 2021)

(17)

Var

$$\sigma_a = \text{Stress i den axiella riktningen (MPa)}$$

$$p_i = \text{Det interna trycket i cylindern (MPa)}$$

$$P_o = \text{Det externa trycket i cyindern (MPa)}$$

$$r_i = \text{Den interna radien för cylindern (mm)}$$

$$r_o = \text{Den externa radien på cylindern (mm)}$$

Stress i omkretsriktningen

$$\sigma_c = \left[\frac{(P_i \times r_i^2 - P_o \times r_o^2)}{(r_o^2 - r_i^2)} \right] - \left[\frac{r_i^2 \times r_o^2 (P_o - P_i)}{(r^2 (r_o^2 - r_i^2))} \right]$$

(Dhari, 2021)

(18)

Var

$$\sigma_c = \text{Stress i omkretsriktningen (MPa)}$$

$$r = \text{Radien till en punkt i cylindern eller cylinderväggen (mm)}$$

Maximala stressen kommer att uppstå då $r = r_i$.

Stressen i den radiala riktningen.

$$\sigma_r = \left[\frac{(P_i \times r_i^2 - P_o \times r_o^2)}{(r_o^2 - r_i^2)} \right] + \left[\frac{r_i^2 \times r_o^2 (P_o - P_i)}{(r^2 (r_o^2 - r_i^2))} \right]$$

(Dhari, 2021)

(19)

Den maximala stressen kommer att uppstå då $r = r_o$

2.11 Stress på vevstaken

2.11.1 Tröghetsmoment för en H-profil

Tröghetsmomentet är hur mycket motstånd H-profilen kommer att hålla emot före den kommer buckla i x och y riktningen. Tröghetsmomentet beräknas på följande sätt för en H-profil.

$$I_x = \frac{bh^3}{12} - \frac{(b - t_w)(h - 2t_f)^3}{12}$$

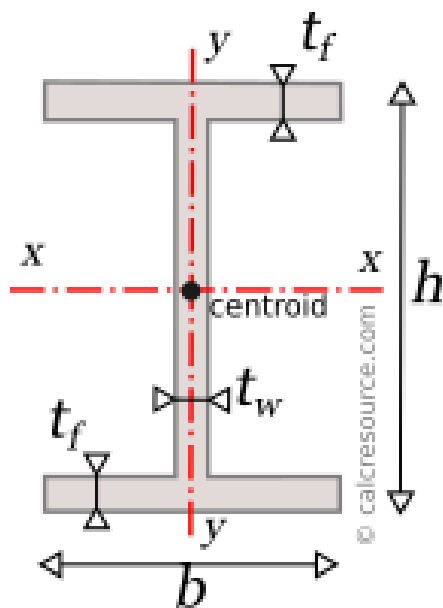
(Lemonis, 2022)

(20)

$$I_y = \frac{(h - 2t_f)t_w^3}{12} + 2 \frac{t_f b^3}{12}$$

(Lemonis, 2022)

(21)



Var

$$h = 15 \text{ mm}$$

$$t_w = 4 \text{ mm}$$

$$t_f = 2,5 \text{ mm}$$

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$(P_{cr})_x = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2}$$

$$(Carroll, 2020)$$

(22)

För buckling i x och y led.

$$(P_{cr})_x = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2 y}$$

$$(P_{cr})_y = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2 x}$$

figur 13 Bild av hur tröghetsmomentet beräknas (Lemonis, 2022)

Var

P_{cr} = Den kritiska bucklings kraften (N)

E = youngs modulus (GPa)

I = Tröghetsmomentet i böjnings riktningem (mm^4)

L = Längden på profilen (m)

K = sammanfattning av fastsättningen

Var k värdet är hur mycket frihet i rörelse objektet har mellan fästena, från ett värde på 0,5–2, där en tappad fastsättning ger en frihet på 1. I det här fallet är vevstaken tappad uppe och nere vilket ger en frihet k på 0,5.

Den kritiska spänningen kommer då att bli.

$$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A}$$

(Carroll, 2020)

3 METOD

3.1 Demontering av motorn

Motorn är en fyrtakts förbränningskolvmotor från en Volvo 940 från år 1995. Motorn är en 4 cylindrig motor med en motorvolym på 2,3liter och har motorkoden b230fk. Eftersom motorn är utbytt till en annan likadan i bilen vart den kom ifrån så saknas redan alla hjälpanordningar.



figur 14 Bild av motorn



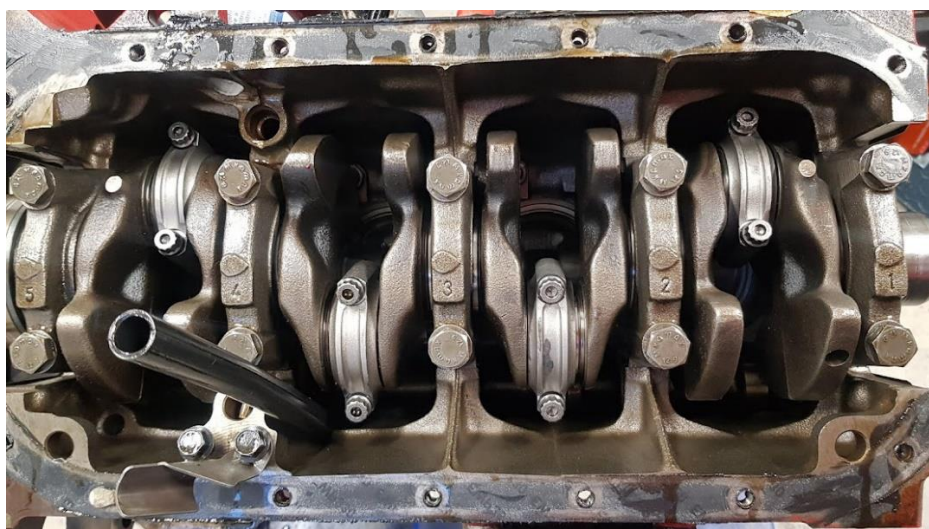
figur 15 Bild av motorn

Det första är att plocka bort topplocket vilket gör att kolvtopparna kommer fram. kolvorna kommer ännu inte att lossa eftersom de är fästa i vevstaken vilken är på undre sidan av motorn.



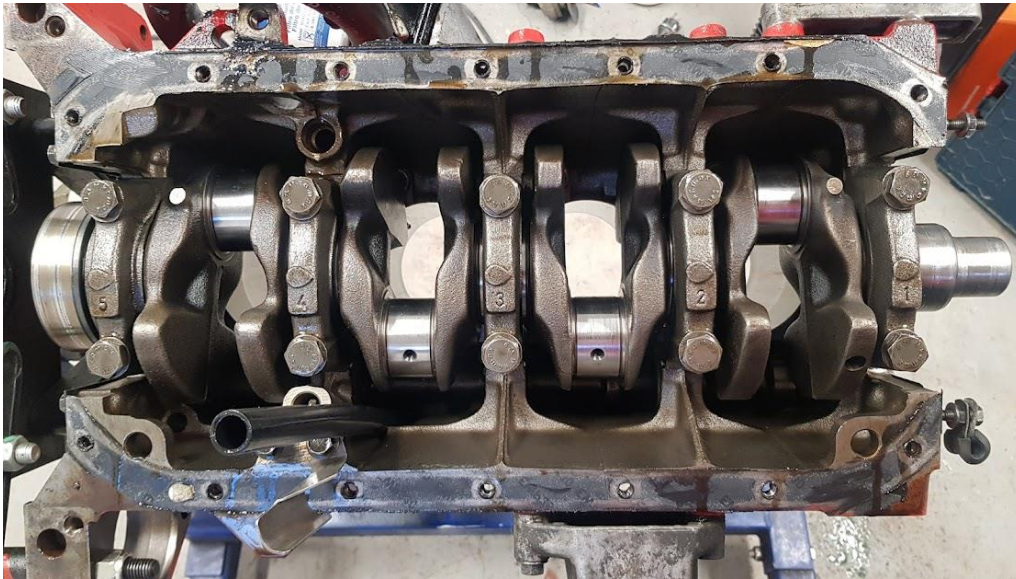
figur 16 Bild av kolvarna i cylindrarna

Nästa steg är då att svänga i runt motorn 180 grader tills oljetråget blir tillgängligt. Efter att oljetråget har demonterats kommer vevaxeln att bli synlig och då ser man ändarna på vevstakarna.



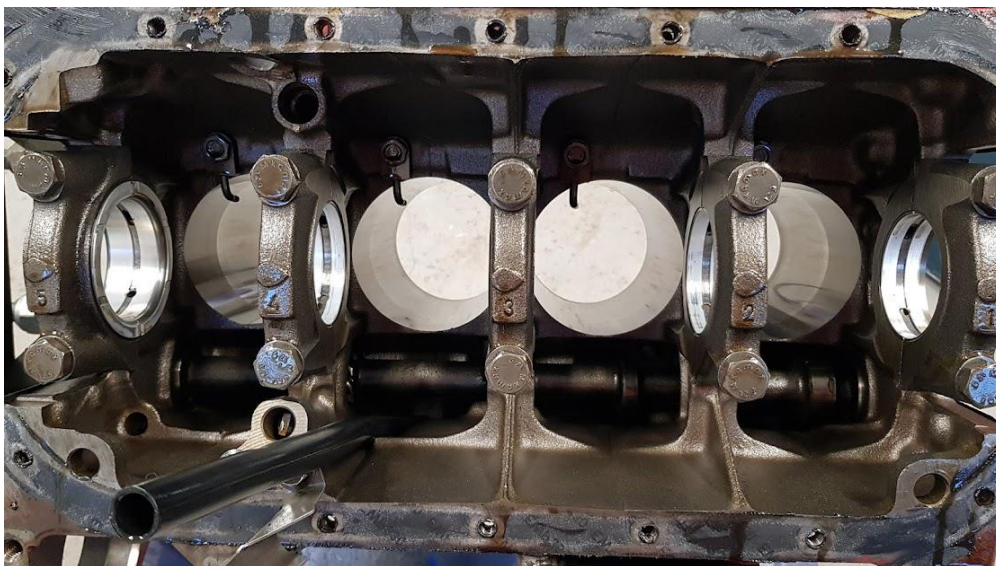
figur 17 Bild på vevstakarna var de fäster i vevaxeln

Nu när vevstakarna är synliga kan de 2 bultar som håller ihop vevstakens ände demonstreras vilket gör att kolven och vevstaken faller ut från motorblocket.



figur 18 Bild på vevaxeln fast i motorblocket

Efter att alla kolvarna och vevstakarna är demonterade kan vevaxeln lösgöras från motorblocket. Vevaxeln sitter fast med 5 lagerhalvor vilka alla är monterade med 2 styckena bultar var.



figur 19 Motorblocket tömt på komponenter

Kolven kommer att vara fäst i vevstaken med hjälp av kolvtappen, kolvtappen är tryckt igenom kolvens båda öglor och vevstakens ögla i mitten. Kolvtappen sitter låst med 2 c clips i kolvens båda ändar, c clipsen sitter i en skåre som är fräst i kolven.



figur 20 Komponenterna utanför motorblocket

Vid demonteringen av motorn så var en av kolvarna spruckna vilket resulterade i att motorn hade tappat kompressionen. Den defekta kolven kan man se i figur 21.



figur 21 Bild på den defekta kolven

3.2 Design av motorn

En motor har väldigt små toleranser på delarna för att det inte skall bli något glapp eller läckage. För att kunna mäta exakt måste ett skjutmått användas vilket ger ett mått med en noggrannhet på 1 hundraedels millimeter. Motorn kommer att designas med 3d programmet SolidWorks.

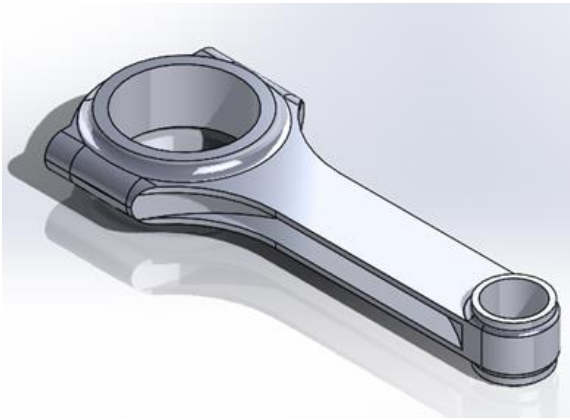
För att designa en komponent i Solidworks väljs först ett plan vart en sketch av delen ritas i 2d, för att rita 2d måste man vara på sketch fliken på verktygsbalken, för att ritningen skall få rätt mått som längder på sidor och vinklar på kurvar så använde jag ett kommando som heter smart dimension. När ritningen ritas som 2d kommer inga hål från sidan eller skåror att kunna ritas in, men när ritningen extraheras till 3 dimensionell kommer det beroende på delen att ha nya plan ifrån vilket det sedan går att rita på och sedan kan extruderas eller skäras.

För att få runda hörn så användes ett kommando som heter fillet vilket gör att radien eller höjden på avrundningen kan bestämmas.

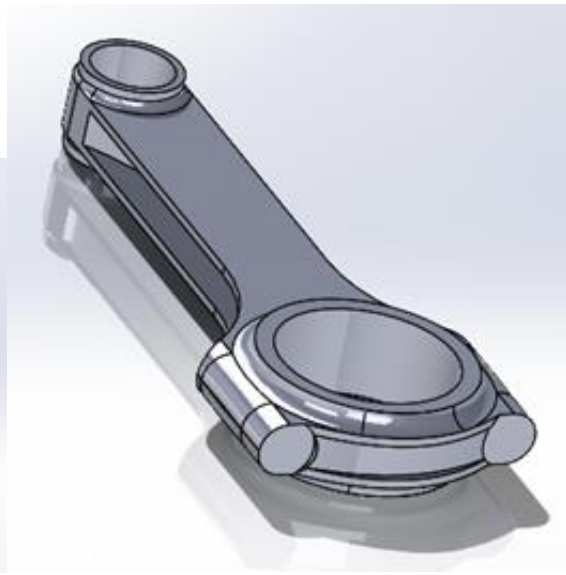
Ett annat kommando vilket blir mycket användbart för mera komplexa komponenter är insert plane vilket gör att på en bestämd plats kan ett nytt plan placeras vilket sedan går att rita på även fast det är mitt inne i en komponent.

Ett annat mycket användbart kommando är mirror vilket betyder spegling och gör att ytor, ritningar eller strukturer kan speglas runt ett plan eller en linje. Det här kommandot var mycket användbart för att rita vevstaken och motorblocket där det finns många identiska delar eller ett flertal hål.

Vevstaken är i form av en H-profil vilket gör den mycket tåligare emot buckling än en vanlig fyrkantsprofil. Vevstaken har en slaglängd på 152 mm vilket mäts mellan båda öglorna på vevstaken från mitten på båda. Vevstaken har en övre ögla på 23 mm vilket är där kolv tappens kommer att fästa, undre ögla i vilken vevaxeln kommer att fästa har en diameter på 49 mm. Vevstaken är 2 delad för att kunna fästa i vevaxeln vilket i det här fallet kan ritas som en hel del eftersom stressen kommer att värka på vevstakens skaft som är en h-profil. En detaljerad ritning med alla måtten av vevstaken kan hittas i appendixen i slutet av arbetet.

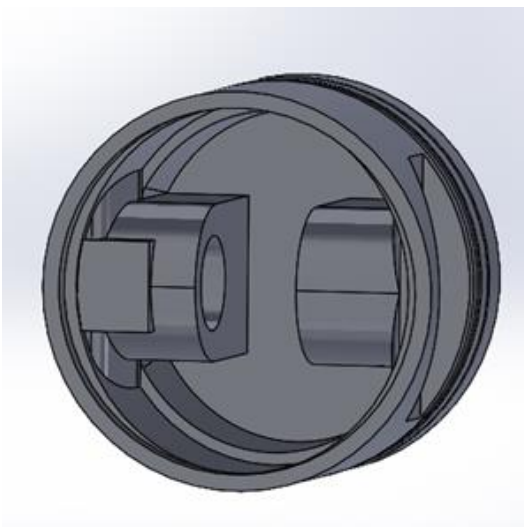


figur 22 Vevstaken ritad i SolidWorks

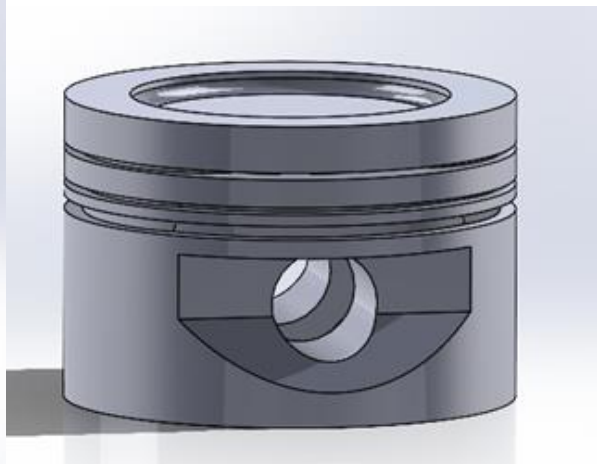


figur 23 Vevstaken ritad i SolidWorks

Kolven har en diameter på 96mm och en höjd på 35 mm, kolven är ihålig men tjockare på översidan eftersom det är där som kraften kommer att appliceras. Kolven har 2 fästen vilka sticker upp från botten i vilka kolvtappen kommer att fästa. Kolven har på var sida 180 grader ifrån varandra en grop vart c clipset kommer att sitta. En detaljerad ritning med alla måtten av kolven kan hittas i appendixen i slutet av arbetet.

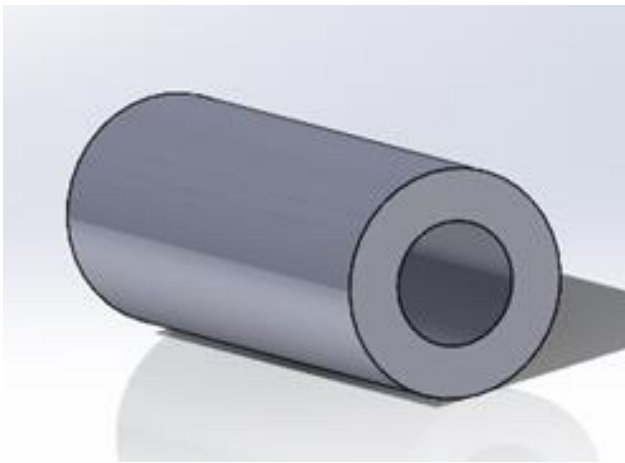


figur 24 Kolven ritad i SolidWorks



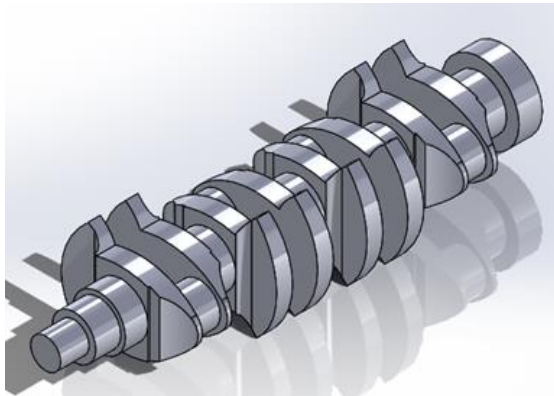
figur 25 Kolvens ritad i SolidWorks

Kolvtappen är en ihålig cylinder med en längd på 65mm och en ytterdiameter på 23 mm. Kolvtappen har ett hål vilket går rakt igenom kolv tappens mittpunkt på 12,5 mm. Kolv-
tappen är gjord av ANSI 4340 stål. En detaljerad ritning med alla måtten av kolv tappen kan hittas i appendixen i slutet av arbetet.

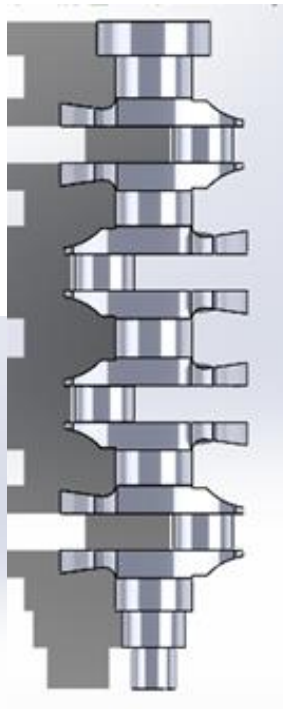


figur 26 Kolv tappen ritad i SolidWorks

Vevaxeln är den mest komplexa geometrin av hela motorn eftersom vevaxeln är hela centrumet för hela roterande enheten. I vevaxeln kommer alla 4 vevstakarna att fästa och själva vevaxeln fäster sedan i blocket i vilket den har fri rotation. Vevaxelns ändrar kommer sedan att sticka utan för blocket vart den roterande energin kommer föras vidare. Vid bakänden av vevaxeln kommer växellådan att fästa vilket kommer ha en utväxling vilket kommer ge motorn mera vrid. På framsidan av vevaxeln kommer sedan en remskiva att fästas vilken kommer att med hjälp av remmar dra hjälputrustningen. Vevaxeln har stora motvikter vilka är placerade mitt emot vevstakens fästpunkt, motvikterna är mycket viktiga för att motorn skall rotera jämt och inte skapa onödiga vibrationer. Fästena till vevstakarna är 49 mm i diameter och är 30 mm långa vilket betyder att den är över dubbelt så tjock som kolv tappen. Vart vevaxeln fäster i motorblocket har den cylindrar vilka har en diameter på 63 mm. En detaljerad ritning med alla måtten av vevaxeln kan hittas i appendixen i slutet av arbetet.

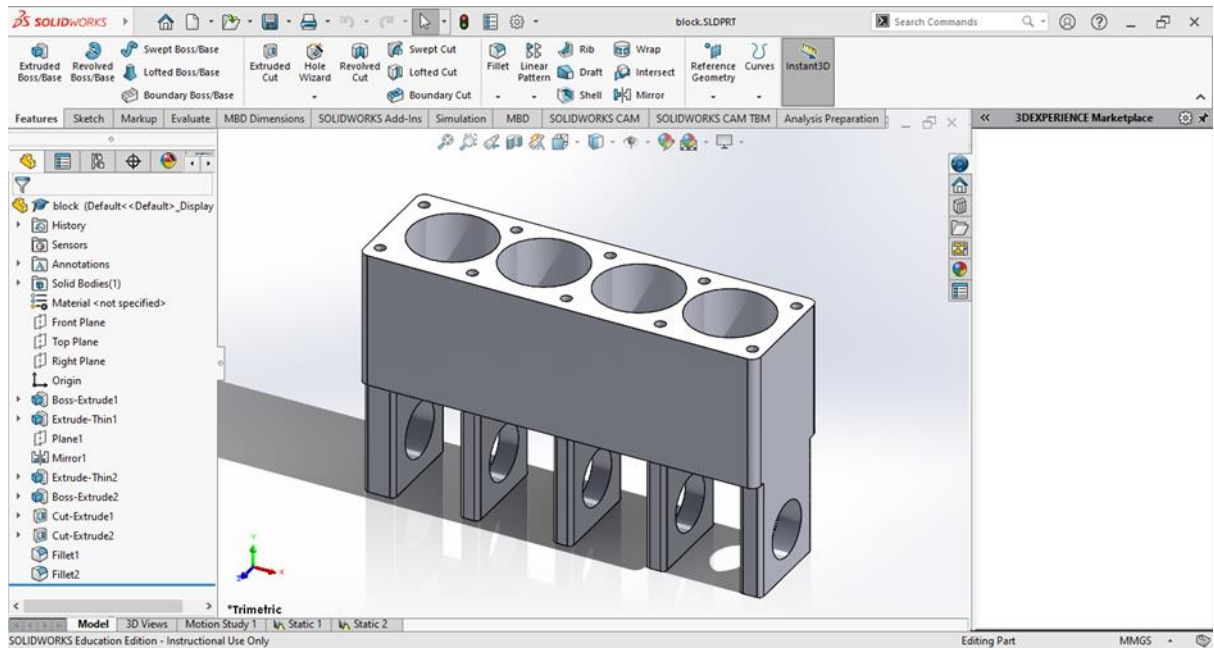


figur 27 Vevaxeln ritad i SolidWorks

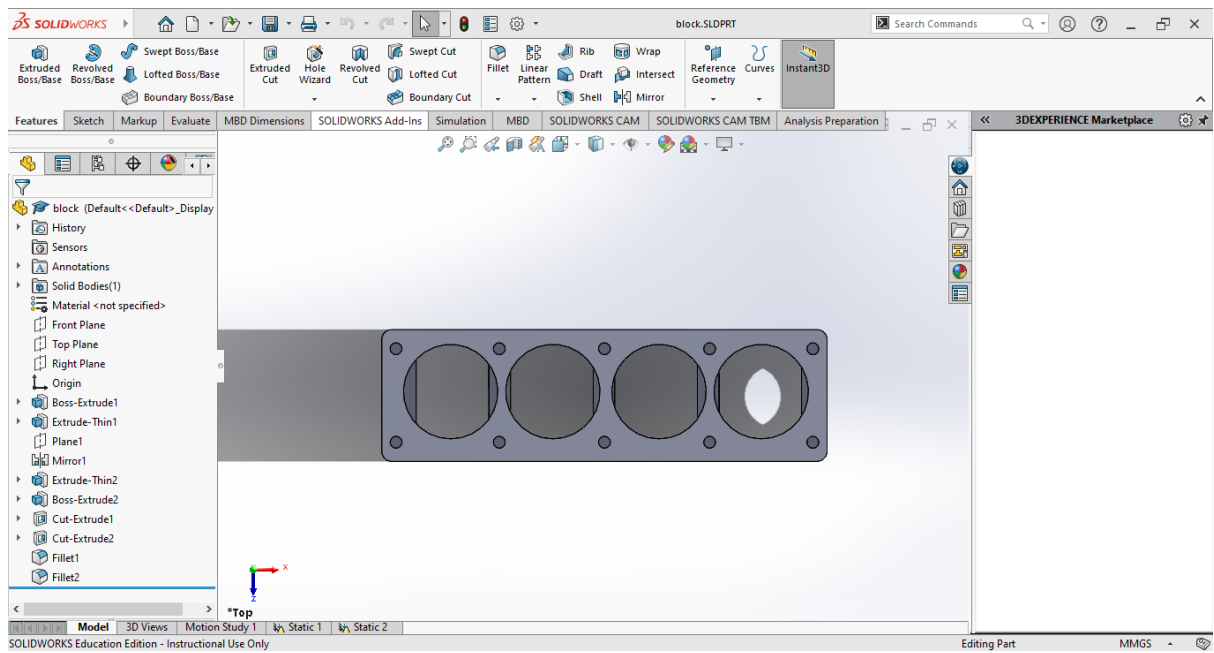


figur 28 Vevaxeln ritad i SolidWorks

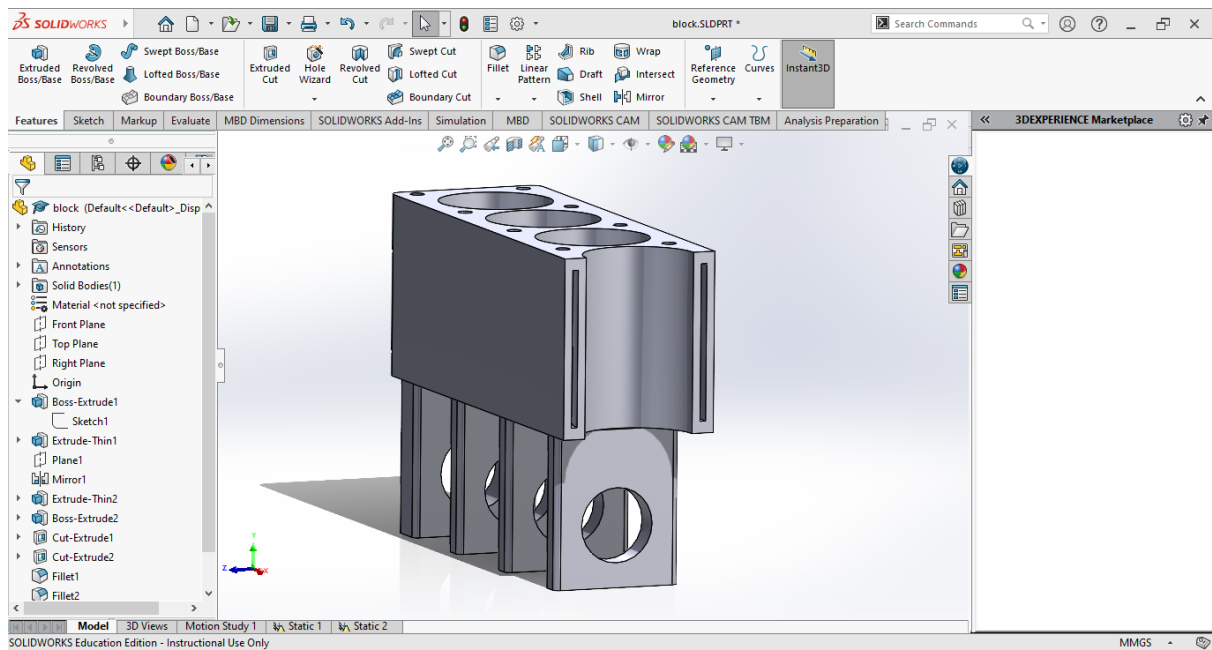
Motorblocket har 4 cylindrar vilka har en tjocklek på 7 mm och en diameter på 96 mm. Motorblocket kommer att kunna ritas i en förenklad modell. En motor har olja i sig och mycket fästen till hjälputrustningen vilket inte inverkar något på de roterande delarna, vilket kommer att göra att motorns helhet kommer att bli mycket lättare att undersöka. För ritning på motorn kan man kolla i appendixen.



figur 29 Motorblocket ritat i SolidWorks

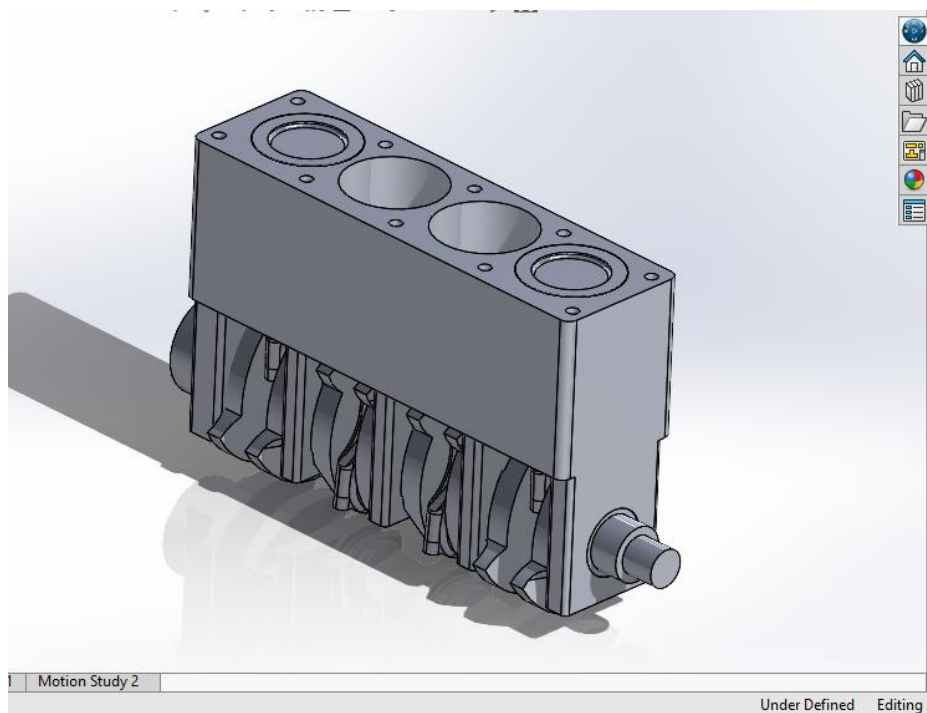


figur 30 Motorblocket ritat i SolidWorks



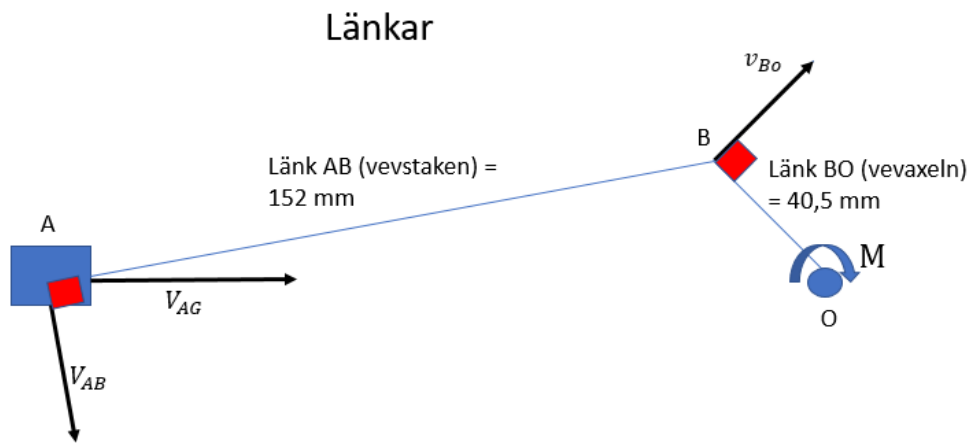
figur 31 Bild av insidan av motorblocket

När alla delarna är designade kan delarna plockas ihop till en komplett motor.



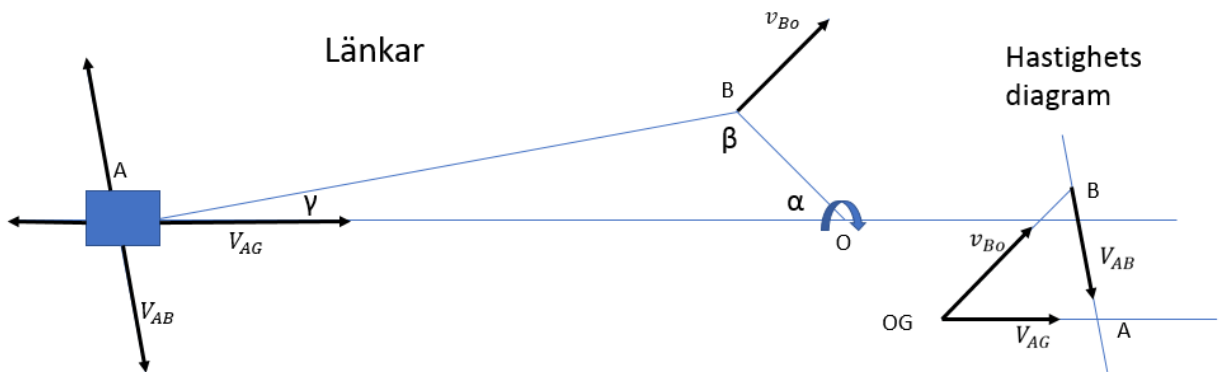
figur 32 Bild på den ihop monterade 3d motorn

3.3 Hastighets diagram av länkarna



figur 33 Bild på de olika länkarna och hastigheterna i motorn

Det olika länkarna kommer att representera någon komponents hastighet. Länk AB kommer vara vevstaken vilken har en längd på 152 mm, hastigheten för länk AB (vevstaken) kommer då att vara vinkelrät mot länk AB vilket kommer ge en hastighet V_{AB} vilken kommer att verka snett nedåt eftersom momentet (M) roterar medurs. Länken BO kommer då att stå för vevaxeln vilken har en längd på 40,5 mm och kommer att rotera medurs vid punkt O. Hastigheten för vevaxeln kommer att ha beteckningen V_{BO} vilken kommer att vara vinkelrät emot länk BO och kommer då att verka snett uppåt. Kolven A kommer att ha en linjär hastighet eftersom kolven åker inne i cylindern. Vilket kommer ge kolven en hastighet för V_{AG} vilken kommer gå horisontellt åt höger momentet roterat medurs.



figur 34 Hastighets diagram av länkarna

3.4 Kraften på kolven

Kolven har en diameter på 96 mm och kraften som kommer att verka på kolven är 10bar. 1bar motsvarar 100 000 pascal (Pa) vilket leder till.

$$1 \text{ bar} = 100\,000 \text{ Pa}$$

$$10 \text{ bar} = 10 \times 100\,000 \text{ Pa} = 1\,000\,000 \text{ Pa}$$

$$F = P \times A$$

(omnicalculator, 2022)

(7)

Var

P = är cylinder trycket i pascal (Pa)

A = arean på kolven i meter (m)

Formeln för att räkna ut kolvens area (A), vilken beräknas på samma sätt som en cylinder kan beräknas med följande formel.

$$A = \pi \times d^2 / 4$$

(omnicalculator, 2022)

Var

$d = \text{diametern på kolven}$

$$A = \pi \times \frac{96^2}{4} = 7238,23 \text{ mm}^2$$

$$7238,23 \text{ mm}^2 = 0,00723823 \text{ m}^2$$

$$F = P \times A$$

$$F = 1000000 \text{ Pa} \times 0,00723823 \text{ m}^2 = 7238,23 \text{ N}$$

Eftersom kraften är 7238,23 N så kommer kraften som verkar på kolvtappen också att vara 7238,23 N även vevstaken kommer att ha en kraft på 7238,23 N vilken kommer att verka på vevstakens övre ögla.

3.5 Spänningen på cylinderväggarna

Motorns spänning på cylinderväggar kan då beräknas med hjälp av formleran ovanför.

Där cylinder trycket (P_i) kommer att vara 10bar, var 1bar är 0,1 MPa så $10 \times$

0,1 MPa = 1 MPa. Cylindern har en inner diameter (r_i) på 48 mm och en ytterdiameter

(r_o) på 55 mm. Cylinderns yttre tryck (P_o) kommer att vara 1 bar eller 0,1 MPa på grund av det atmosfäriska trycket.

Stressen i det axiala ledet kommer då att bli följande för motorns cylinder.

$$\sigma_a = \frac{(P_i \times r_i^2 - P_o \times r_o^2)}{(r_o^2 - r_i^2)}$$

(12)

$$\sigma_a = \frac{(1 \text{ MPa} \times 48 \text{ mm}^2 - 0,1 \text{ MPa} \times 55 \text{ mm}^2)}{(55 \text{ mm}^2 - 48 \text{ mm}^2)}$$

$$\sigma_a = 6,07 \text{ MPa}$$

Stressen i omkretsriktningen för cylindern kommer då att bli följande.

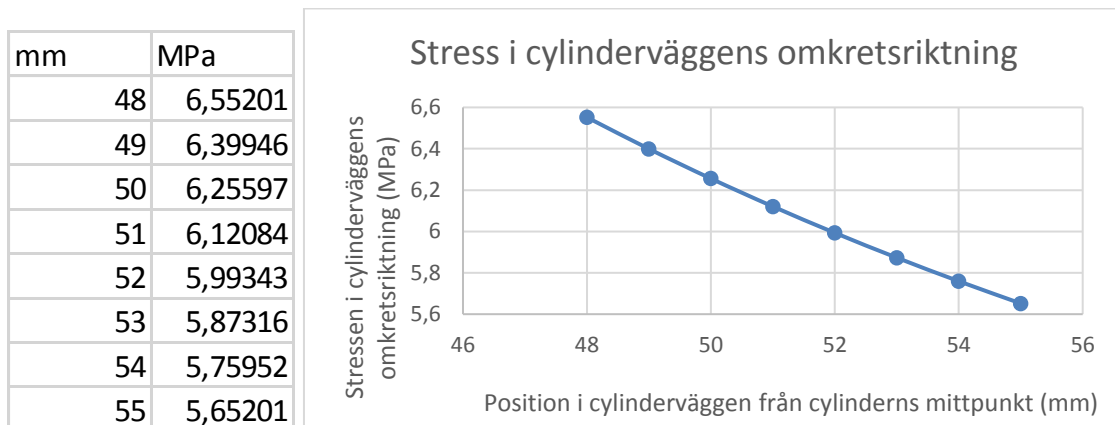
$$\sigma_c = \left[\frac{(P_i \times r_i^2 - P_o \times r_o^2)}{(r_o^2 - r_i^2)} \right] - \left[\frac{r_i^2 \times r_o^2 (P_o - P_i)}{(r^2 (r_o^2 - r_i^2))} \right]$$

(13)

$$\sigma_c = \left[\frac{(1 \text{ MPa} \times 48 \text{ mm}^2 - 0,1 \text{ MPa} \times 55 \text{ mm}^2)}{(55 \text{ mm}^2 - 48 \text{ mm}^2)} \right] - \left[\frac{48 \text{ mm}^2 \times 55 \text{ mm}^2 (0,1 \text{ MPa} - 1 \text{ MPa})}{(48 \text{ mm}^2 (55 \text{ mm}^2 - 48 \text{ mm}^2))} \right]$$

$$\sigma_c = 6,55201 \text{ MPa vid } 48 \text{ mm från mitten}$$

Stressen i Cylindervägen kan variera beroende på var i Cylindervägen den mäts, Cylindervägens stress vandrar från radien (r) 48 mm – 55 mm från cylinderns mitt. Det går då att göra en graf på Excel som blir följande.



Graf 1 Hur stressen rör sig i cylinderväggen från mitten

Stressen i den radiala riktningen för motorns cylinder kommer då att bli följande.

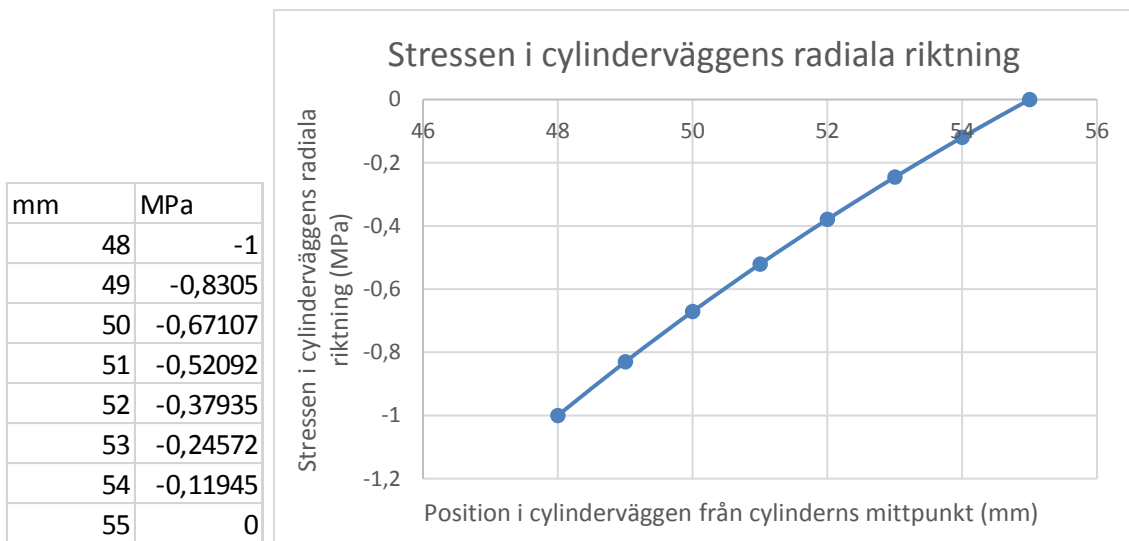
$$\sigma_r = \left[\frac{(P_i \times r_i^2 - P_o \times r_o^2)}{(r_o^2 - r_i^2)} \right] + \left[\frac{r_i^2 \times r_o^2 (P_o - P_i)}{(r^2 (r_o^2 - r_i^2))} \right]$$

(14)

$$\sigma_r = \left[\frac{(1 \text{ MPa} \times 48 \text{ mm}^2 - 0 \text{ MPa} \times 55 \text{ mm}^2)}{(55 \text{ mm}^2 - 48 \text{ mm}^2)} \right] + \left[\frac{48 \text{ mm}^2 \times 55 \text{ mm}^2 (0 \text{ MPa} - 1 \text{ MPa})}{(48 \text{ mm}^2 (55 \text{ mm}^2 - 48 \text{ mm}^2))} \right]$$

$$\sigma_r = -1 \text{ MPa vid } 48 \text{ mm från mitten}$$

Stressen i Cyldervägen kan variera beroende på var i Cyldervägen den mäts, Cyldervägens stress vandrar från radien (r) 48 mm – 55 mm från cylinderns mitt. Det går då att göra en graf på Excel som blir följande.



Graf 2 Hur stressen vandrar i den radiala rikningen i cylinderväggen från mitten

3.6 Stress på kolv tapp

Kolv tappen som då är en ihålig cylinder med längden 65mm och en ytterradie (r_o) på 11,5 mm och en inner radie (r_i) på 6,25 mm. Kolv tappen kommer att ha en kraft på 7238,23N i mitten med ett avstånd (L) på 25 mm mellan stöden.

Först måste reaktions krafter från de båda stöden beräknas, vilka kan beräknas med grundläggande mekanik.

$$\Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma M_{vilken som helst punkt} = 0$$

vilket i det här fallet blir.

$$\Sigma F_Y = -F + F_{vänstra stödet} + F_{högra stödet} = 0$$

$$\Sigma F_Y = -7238,23 N + F_{vänstra stödet} + F_{högra stödet} = 0$$

Eller

$$F_{vänstra stödet} + F_{högra stödet} = 7238,23 N$$

Vilket sedan går att lösa med ekvationen $\Sigma M_{vilken som helst punkt} = 0$ vilket blir.

$$\Sigma M_{vänstra stödet} = \left(-F \times \frac{L}{2}\right) + (F_{högra stödet} \times L) = 0$$

$$\left(-7238,23 N \times \frac{0,025}{2}\right) + (F_{högra stödet} \times 0,025) = 0$$

Lös för högra stödet.

$$F_{högra stödet} = \frac{\left(7238,23 N \times \frac{0,025}{2}\right)}{0,025} = 3619,12 N$$

$$F_{vänstra stödet} + 3619,12 N = 7238,23 N$$

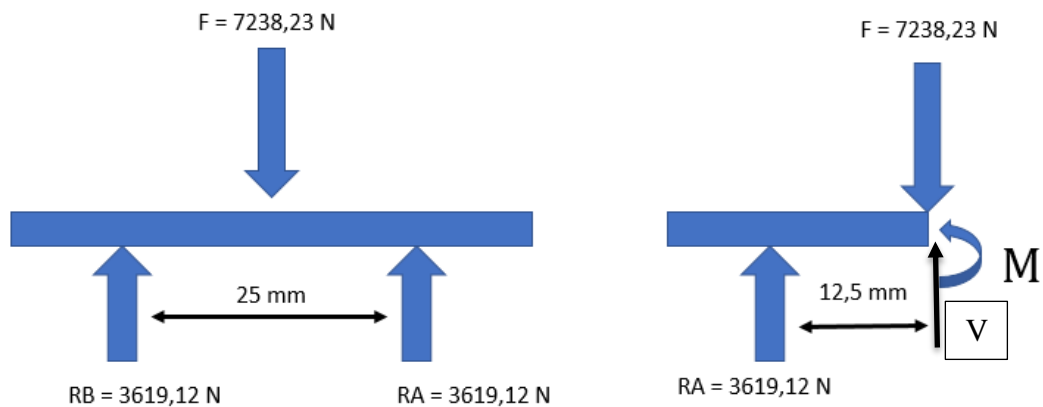
Därför

$$F_{vänstra stödet} = 3619,12 N$$

Nu när reaktions krafterna som verkar på stöden är uträckande kan momentet vilket verkar på kolv tappens mittpunkt beräknas med att använda halva kolv tappens vilket gör att ekvationen är följande.

$$Momentet = \Sigma \text{kraften} \times \text{avståndet}$$

Vilket leder till



figur 35 Representation av momentdiagram

$$M = F_{högra\ stödet} \times \frac{L}{2}$$

$$M = 3619,12\ N * 0,0125 = 45,2389\ N$$

Till nästa räknar vi ut y , vilket är avståndet från mitten på exemplaret till den konvexa ytan.

$$y = \frac{h}{2}$$

$$y = \frac{0,023\ m}{2} = 0,0115\ m$$

Det polera momentet kan för en rektangulär crosssektion (I) kan beräknas på följande sätt.

$$I_{cylinder} = \frac{\pi}{4} (r_o^4 - r_i^4)$$

$$I_{cylinder} = \frac{\pi}{4} ([0,0115^4] - [0,00625^4]) = 1,25382 \times 10^{-8}$$

Den maximala flexibla stressen kolvtappen kommer då att bli följande.

$$\sigma = \frac{My}{I}$$

(24)

$$\sigma = \frac{45,2389\ N \times 0,0115\ m}{1,25382 \times 10^{-8}} = 41,493\ MPa$$

Deformationen för exemplaret kommer att bli följande.

$$\delta = \frac{FL^3}{48EI}$$

(25)

$$\delta = \frac{7238,23 \text{ N} \times 0,025^3}{48 \times 200 \times 1,25382 \times 10^{-8}} = 0,028009 \text{ mm}$$

Den maximala böjspänningen kan beräknas med följande formel,

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I}$$

var

$$M = 45,2389 \text{ Nm}$$

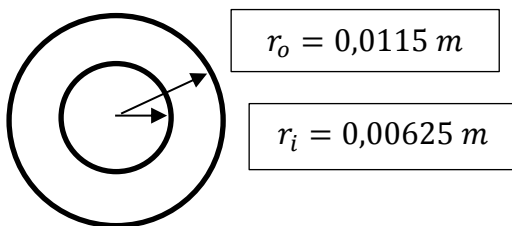
$$c = 0,0115 \text{ m}$$

$$I_{cylinder} = \frac{\pi}{4} ([0,0115^4] - [0,00625^4]) = 1,25382 \times 10^{-8}$$

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma_{max} = \frac{45,2389 \text{ Nm} \times 0,0115 \text{ m}}{1,25382 \times 10^{-8}} = 41,4 \text{ MPa}$$

Skjuvspänningen för kolvtappen kan beräknas med följande formel,



$$Q = \varepsilon \rightarrow A'_y$$

$$I_{cylinder} = \frac{\pi}{4} ([r_o^4] - [r_i^4])$$

$$I_{cylinder} = \frac{\pi}{4} ([0,0115^4] - [0,00625^4]) = 1,25382 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$t = 2 \times (r_o - r_i)$$

$$t = 2 \times (0,0115 - 0,00625)$$

$$t = 0,0105 \text{ m}$$

$$Q = \left(\frac{4 \times 0,0115}{3\pi} \times \frac{\pi}{2} \times (0,0115)^2 \right) - \frac{4 \times 0,00625}{3\pi} \times \frac{\pi}{2} \times (0,00625)^2$$

$$Q = 8,51156 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$Q = \bar{y}' \times \bar{A}' - \bar{y}'' \times \bar{A}''$$

$$\tau = \frac{VQ}{It}$$

Var

$$V = 3619,12 \text{ N}$$

$$Q = 8,51156 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$t = 0,0105$$

$$I = 1,25382 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\tau = \frac{3619,12 \text{ N} \times 8,51156 \times 10^{-7} \text{ m}^3}{1,25382 \times 10^{-8} \text{ m}^4 \times 0,0105 \text{ m}}$$

$$\tau = 23,3985 \text{ MPa}$$

3.7 Stressen på vevstakarna

Tröghetsmomentet är hur lätt H-profilen kommer att buckla i x och y riktningen. Tröghetsmomentet beräknas på följande sätt för en H-profil.

$$I_x = \frac{bh^3}{12} - \frac{(b - t_w)(h - 2t_f)^3}{12}$$

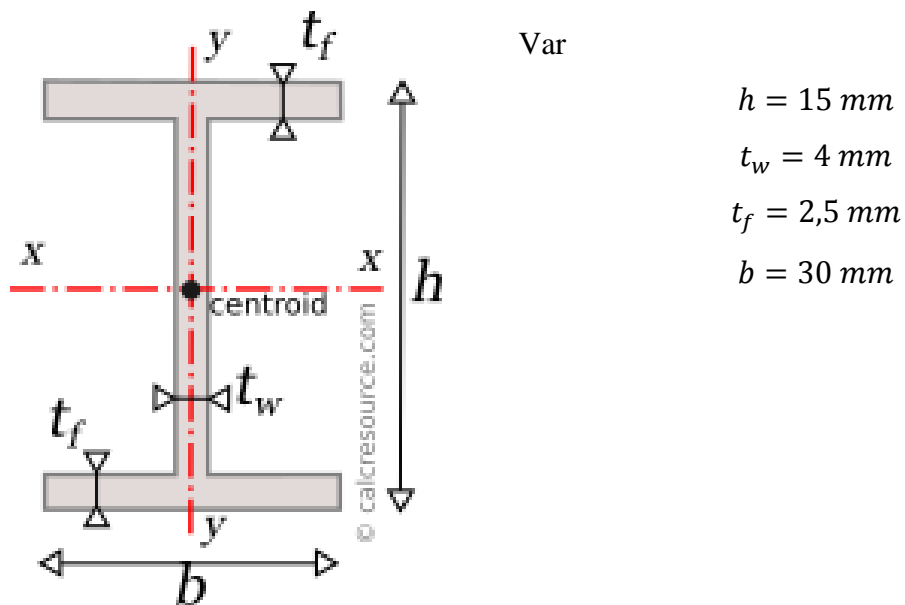
(Lemonis, 2022)

(15)

$$I_y = \frac{(h - 2t_f)t_w^3}{12} + 2\frac{t_f b^3}{12}$$

(Lemonis, 2022)

(16)



figur 36 Bild av hur tröghetsmomentet beräknas
(Lemonis, 2022)

$$(P_{cr}) = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2}$$

(Carroll, 2020)

(17)

För buckling i x och y led.

$$(P_{cr})_x = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2 y}$$

$$(P_{cr})_y = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2 x}$$

Var

P_{cr} = Den kritiska bucklings kraften (N)

E = youngs modulus (GPa)

I = Tröghetsmomentet i böjnings riktningem (mm^4)

L = Längden på profilen (m)

K = sammanfattning av fastsättningen

För ANSI 4340 stål

$$E = 200 \text{ GPa}$$

$$\sigma = 862 \text{ MPa}$$

$$I_x = \frac{30 \text{ mm} \times 15 \text{ mm}^3}{12} - \frac{(30 \text{ mm} - 4 \text{ mm})(15 \text{ mm} - 2 \times 2,5 \text{ mm})^3}{12}$$

$$I_x = 6270,83 \text{ mm}^4$$

$$I_y = \frac{(15 \text{ mm} - 2 \times 2,5 \text{ mm})^3}{12} + 2 \frac{2,5 \text{ mm} \times 30 \text{ mm}^3}{12} = 11303,3 \text{ mm}^4$$

$$I_y = 11303,3 \text{ mm}^4$$

$$(P_{cr}) = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2}$$

(Carroll, 2020)

För buckling i x och y led.

$$(P_{cr})_x = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2 y}$$

$$(P_{cr})_y = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2 x}$$

Var

P_{cr} = Den kritiska bucklings kraften (N)

E = youngs modulus (GPa)

I = Tröghetsmomentet i böjnings riktningem (mm⁴)

L = Längden på profilen (m)

$$(P_{cr})_x = \frac{\pi^2 (200(10^9) \text{ N/m}^2) (6,27083(10^{-9}) \text{ m}^4)}{(0,152)^2}$$

$$(P_{cr})_x = 535757 \text{ N} = 535,757 \text{ kN}$$

$$(P_{cr})_Y = \frac{\pi^2 (200(10^9) \text{ N/m}^2) (11,3033(10^{-9}) \text{ m}^4)}{(0,152)^2}$$

$$(P_{cr})_Y = 965712 \text{ N} = 965,712 \text{ kN}$$

$$A = 30 \text{ mm} \times 2,5 \text{ mm} \times 2 + 4 \text{ mm} \times 10 \text{ mm} = 190 \text{ mm}^2$$

K värdet kan variera eftersom det kan vara möjligt för ett objekt vilket är tappat i båda ändorna att rotera vilket eventuellt kan leda till att ekvationen stämmer endast till en viss grad. Det vanliga K värdet för dubbla tappade fastsättningar är 1 vilket har använts i det här fallet.

Den kritiska spänningen kommer då att bli.

$$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A}$$

(Carroll, 2020)

$$\sigma_{cr} = \frac{535,757 \text{ N} \times 10^3}{190 \times 10^{-6} \text{ m}^2}$$

$$\sigma_{cr} = 2,81977 \times 10^9 \text{ Pa} = 2819,77 \text{ MPa}$$

$$\curvearrowright +\Sigma MA = 0$$

$$535,757 \text{ kN} \left(\frac{x}{0,152} \right) (x) - F(x) = 0$$

(R.C.HIBBLER, 2018)

Eftersom 2 av sidorna är kända kan triangeln beräknas med hjälp av Pytagoras sats, Hypotenusan kommer att vara konstant medan vevaxeln kan variera mellan 0 - 0,0405 m. X är ännu okänt men maxvärdet kommer att vara 0,152 m då vevstaken når 90 graders vinkel.

Pythagoras sats är följande.

$$a^2 = c^2 - b^2$$

$$a = \sqrt{c^2 - b^2}$$

(matteboken.se, 2022)

Sätter in värdena.

$$a^2 = 0,152 \text{ m}^2 - 0,0405 \text{ m}^2$$

$$a = \sqrt{0,152 \text{ m}^2 - 0,0405 \text{ m}^2}$$

$$a = 0,146505 \text{ m}$$

$$535,757 \text{ kN} \left(\frac{x}{y} \right) (x) - F(x) = 0$$

Var x är katet a och y är hypotenusan.

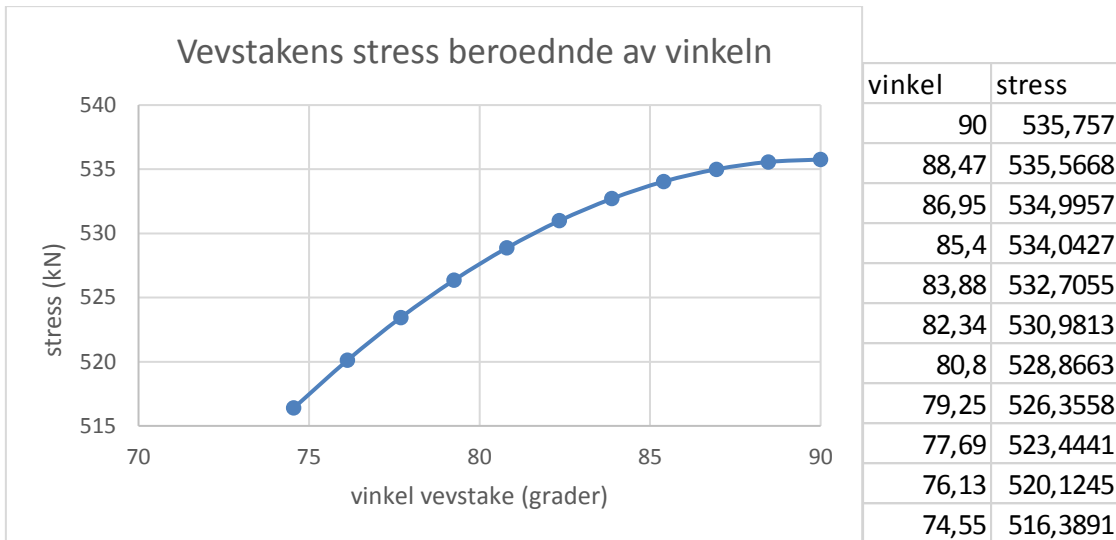
$$535,757 \text{ kN} \left(\frac{a}{c} \right) (a) - F(a) = 0$$

Lös för F

$$535,757 \text{ kN} \left(\frac{0,146505}{0,152} \right) (0,146505) - F(0,146505) = 0$$

$$F = 516,3891 \text{ kN}$$

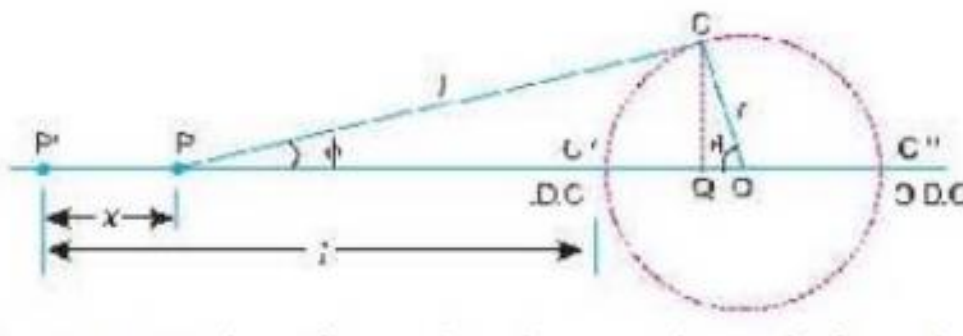
Med hjälp av Excel går det att plotta stresskurvan för vevstaken.



Graf 3 Hur stressen minskar beroende av vevstakens vinkel

3.8 Hastigheten och accelerationen för kolven

Figur 37 representerar rotationen av en fyrtakts förbränningsmotor. Var OC kommer att vara vevaxeln och Pc kommer motsvara vevstaken. Vevaxeln kommer att rotera med en hastighet ω rad/s och kommer rotera genom en vinkel θ från den inre noll punkten. X kommer då att vara förflyttningen utav kolven vilken kan beskrivas som P.



figur 37 Bild på hastigheten av de olika länkarna (brainkart, 2022)

Var

i = Längden på vevstaken mellan dens centrum

r = Radien på vevaxeln rotations cirkel

φ = Avståndet ner till nollinjen mellan punkt PO

n = Förhållandet mellan längden av vevstaken och radien av vevaxeln = i/r

3.9 Hastigheten

Hastigheten av P respektive till O eller hastigheten utav kolven P.

$$v_{PO} = v_P = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\theta} \times \frac{d\theta}{dt} = \frac{dx}{d\theta} \times \omega$$

Sedan kan värdet $dx/d\theta$ ersättas med $r(\sin\theta + \frac{\sin 2\theta}{2n})$

$$v_{PO} = v_P = \omega r \left(\sin\theta + \frac{\sin 2\theta}{2n} \right)$$

(brinkart, 2022)

(26)

3.10 Acceleration

$$a_p = \frac{dv_p}{dt} = \frac{dv_p}{d\theta} \times \frac{d\theta}{dt} = \frac{dv_p}{d\theta} \times \omega$$

Differentierar ekvationen $\omega r \left(\sin\theta + \frac{\sin 2\theta}{2n} \right)$ respekt till θ

$$\frac{dv_p}{d\theta} = \omega r \left[\cos\theta + \frac{\cos 2\theta \times 2}{2n} \right] = \omega r \left[\cos\theta + \frac{\cos 2\theta}{n} \right]$$

Ersätter värdet $\frac{dv_p}{d\theta}$ i ekvationen ovan.

$$a_p = \omega^2 r \left[\cos\theta + \frac{\cos 2\theta}{n} \right] + \omega = \omega^2 r \left[\cos\theta + \frac{\cos 2\theta}{n} \right]$$

$$a_p = \omega^2 r \left[\cos\theta + \frac{\cos 2\theta}{n} \right]$$

(brinkart, 2022)

(27)

Motorn har en vevaxel längd på 81 mm och en vevstaksläng på 152 mm. Motorn kommer att snurra i moturs riktning med ett varvtal som varierar mellan 800–6800 varv i minuten.

Vinkeln kommer då att gå mellan 0–360 grader för vevaxeln medan kolven inte har någon rotation endast linjär rörelse.

$$r = 81 \text{ mm} = 0,081 \text{ m}$$

$$l = 152 \text{ mm} = 0,152 \text{ m}$$

$$\theta = 0^\circ - 360^\circ$$

$$N = 800 - 6800 \text{ varv/min eller } \omega = 2\pi \times \frac{800 \text{ varv}}{60} = 83,7758 \text{ rad/s}$$

3.10.1 Hastigheten och accelerationen för kolven vid $\theta = 45^\circ$ och 800 varv i minuten

$$v_{PO} = v_p = \omega 2r \left(\sin\theta + \frac{\sin 2\theta}{2n} \right)$$

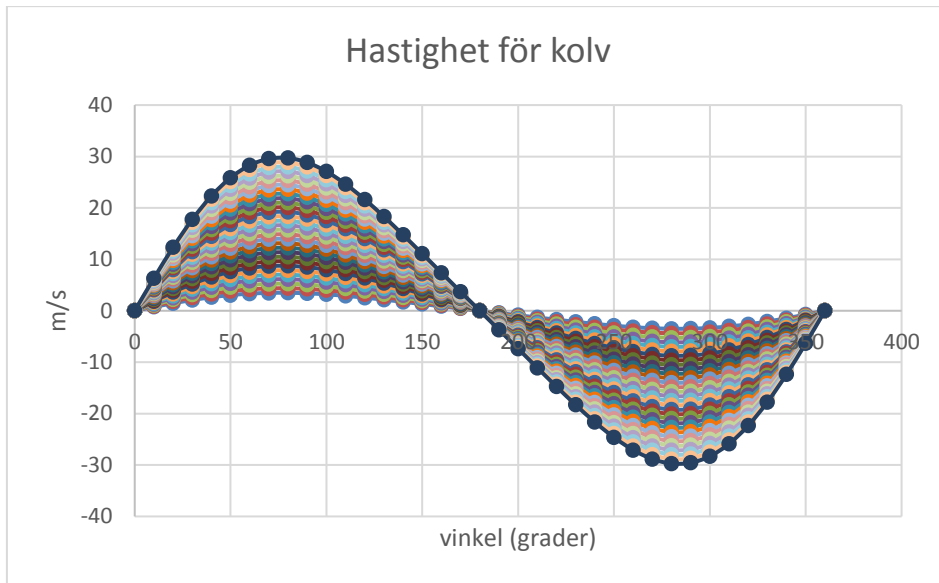
Förhållandet mellan vevstaken och vevaxeln

$$n = l/r = 0,152 \text{ m}/0,0405 \text{ m} = 3,75$$

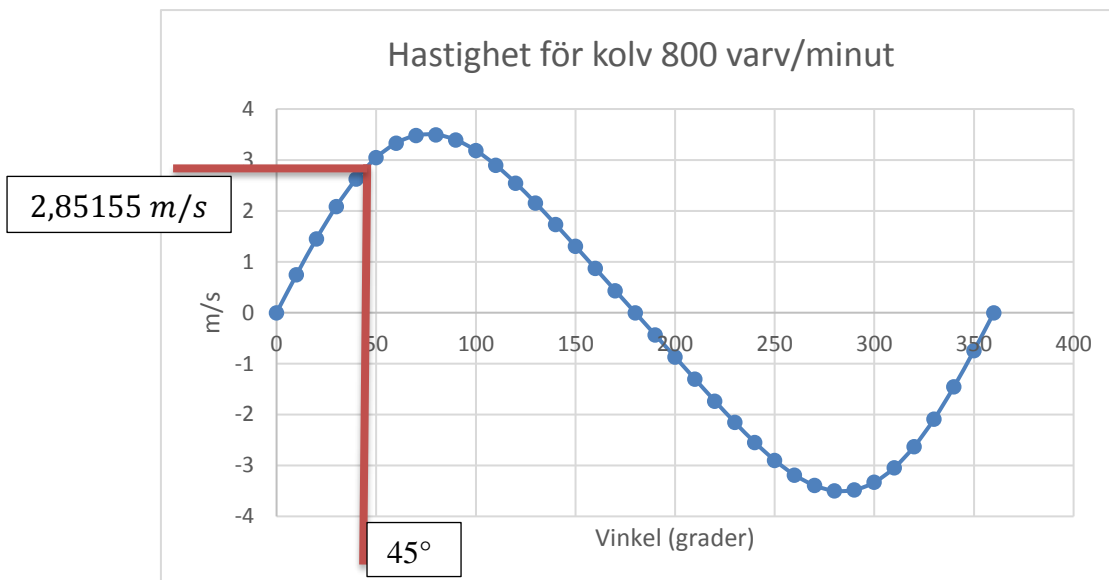
Hastigheten av kolven

$$\begin{aligned} &= 83,7758 \text{ rad/s} \times 0,0405 \left(\sin 45^\circ + \frac{\sin 90^\circ}{2 \times 3,75} \right) \text{ m/s} \\ &= 2,85155 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Vilket kan plottas för alla varvtalen i Excel



Graf 4 Hastigheten för kolven



Graf 5 Hastigheten för kolven vid 800 varv/minut

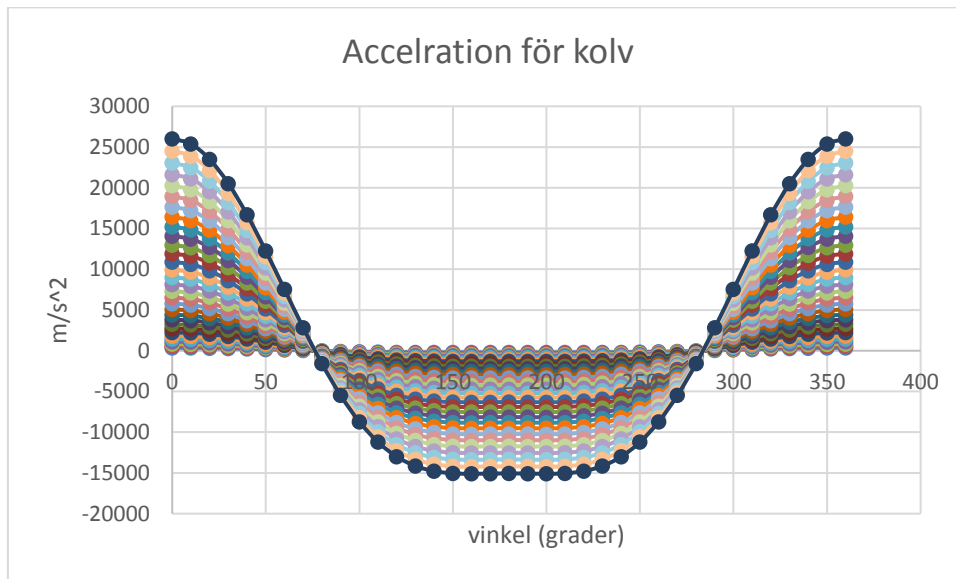
Accelerationen av kolven

$$a_p = \omega^2 r \left[\cos\theta + \frac{\cos 2\theta}{n} \right]$$

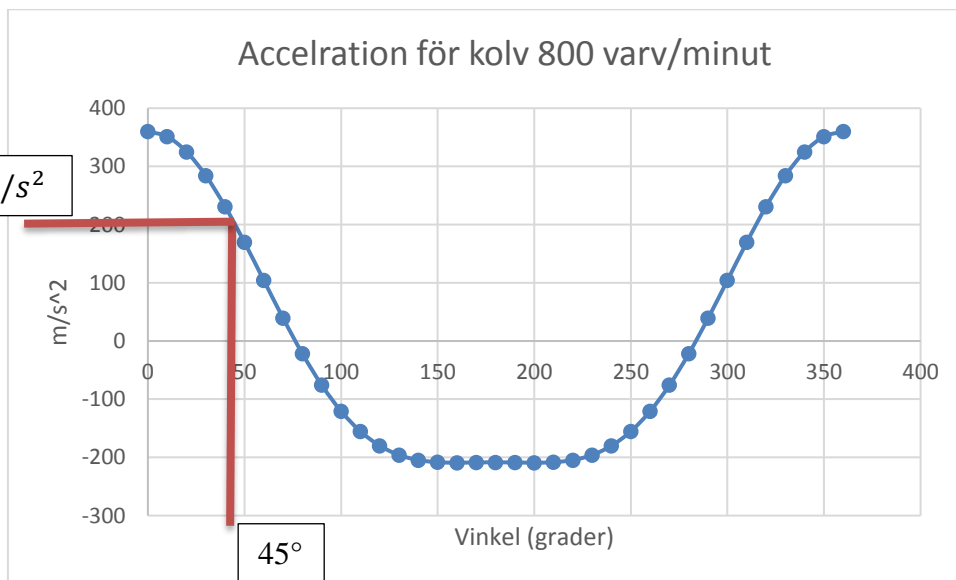
$$a_p = (83,7758 \text{ rad/s})^2 \times 0,0405 \text{ m} \left[\cos 45^\circ + \frac{\cos 90^\circ}{3,75} \right] \text{ m/s}^2$$

$$a_p = 200,991 \text{ m/s}^2$$

Vilket kan plottas för alla varvtalen i Excel



Graf 6 Accelerationen för kolven



3.10.2 Hastigheten och accelerationen för vevstaken vid $\theta = 45^\circ$ och 800 varv i minuten

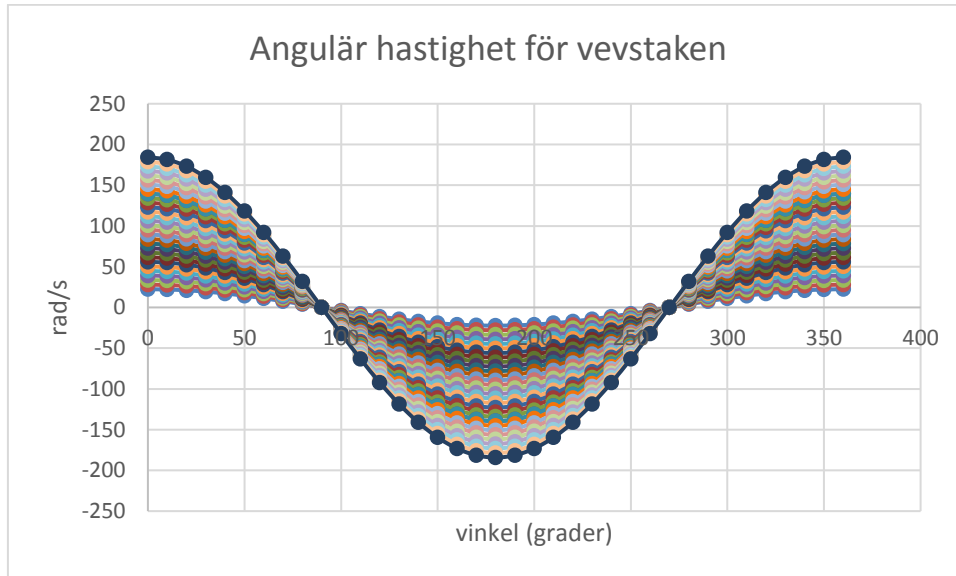
Vinkelhastigheten för vevstaken kommer då att vara.

$$\omega_{pc} = \frac{\omega \cos\theta}{n}$$

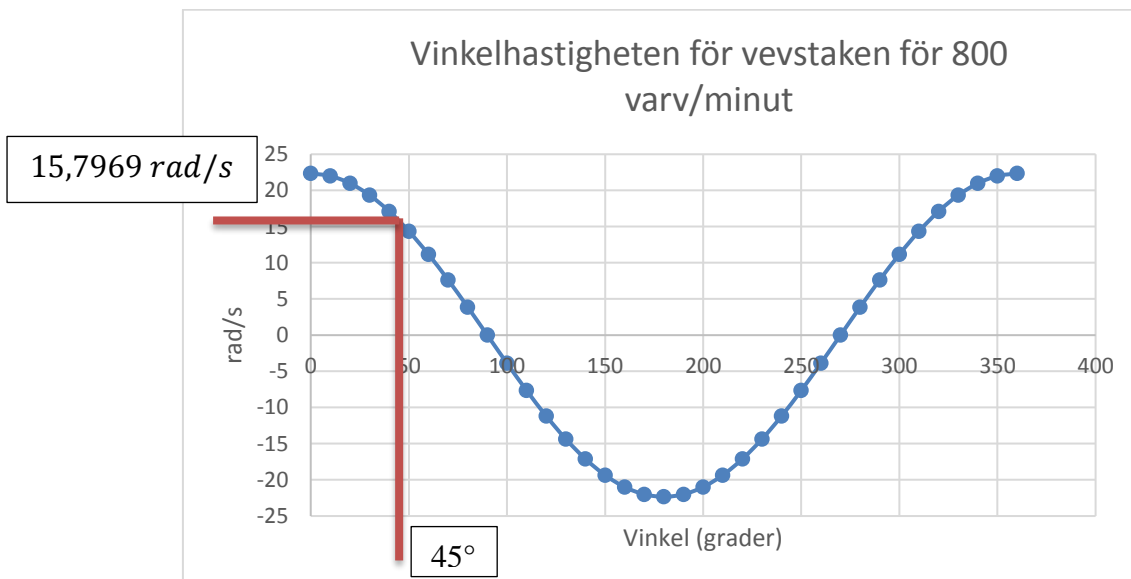
$$\omega_{pc} = \frac{83,7758 \text{ rad/s} \times \cos 45^\circ}{3,75}$$

$$\omega_{pc} = 15,7969 \text{ rad/s}$$

Vilket kan plottas för alla varvtalen i Excel



Graf 7 Hastigheten för vevstaken



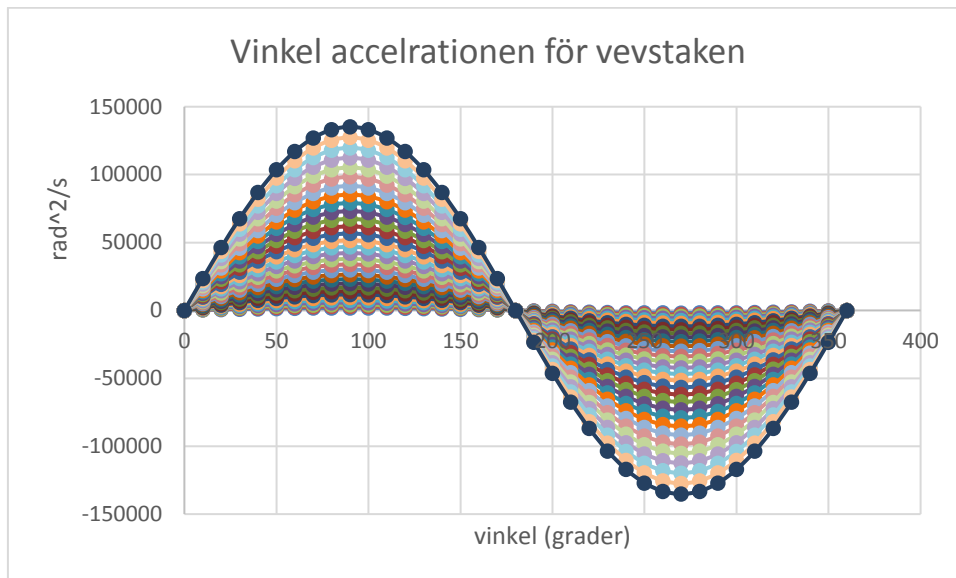
Den vinkelaccelerationen för vevstaken kommer att vara följande.

$$a_{pc} = \frac{\omega^2 \sin\theta}{n}$$

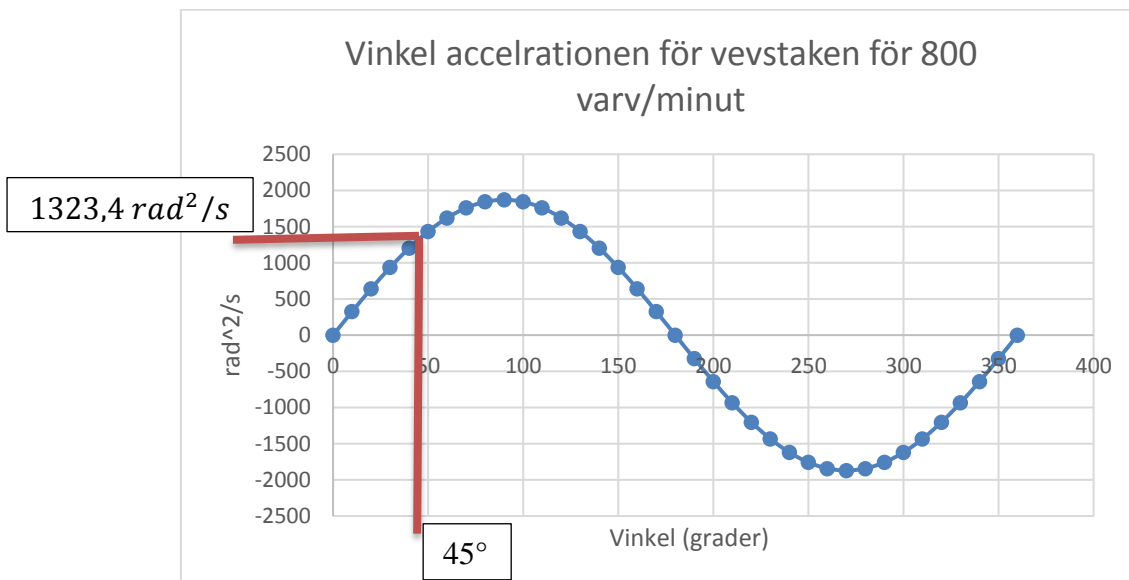
$$a_{pc} = \frac{(83,7758 \text{ rad/s})^2 \times \sin 45^\circ}{3,75}$$

$$a_{pc} = 1323,4 \text{ rad}^2/\text{s}$$

Vilket kan plottas för alla varvtalen i Excel

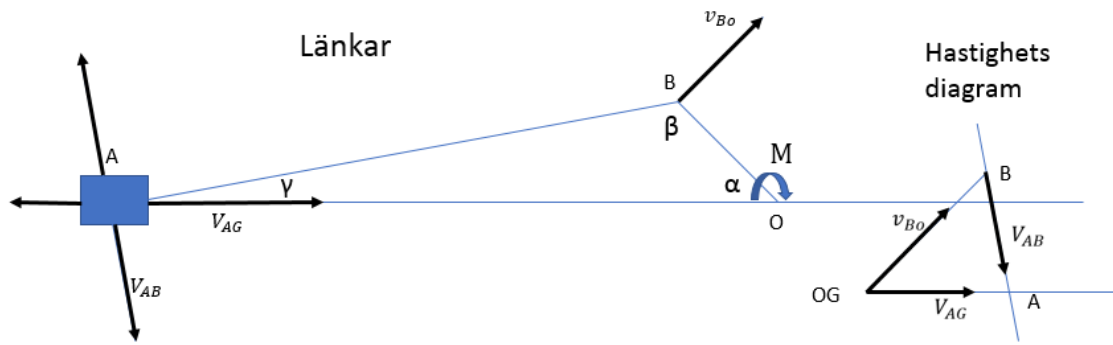


Graf 8 Vinkel accelerationen för vevstaken



3.10.3 Analytiska beräkningar av hastigheten

För att kontrollera att formeln för hastigheten är korrekt kommer svaren att kontrolleras med hjälp av analytiska beräkningar.



figur 38 Hastighets diagram av länkarna

$$OB = 40,5 \text{ mm}$$

$$BA = 152 \text{ mm}$$

$$N_{BO} = 800 \text{ varv i minuten}$$

$$W_{BO} = \frac{N_{BO} \times 2\pi}{60}$$

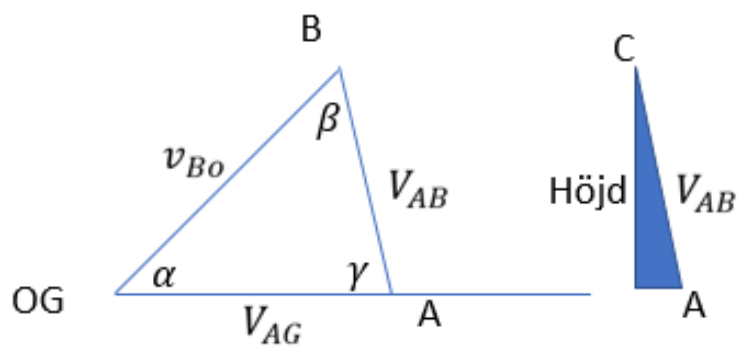
$$W_{BO} = \frac{800 \times 2\pi}{60}$$

$$W_{BO} = 83,7758 \text{ rad/s}$$

$$V_{BO} = W_{BO} \times OB$$

$$V_{BO} = 83,7758 \times 0,0405 \text{ m}$$

$$V_{BO} = 3,39292 \text{ m/s}$$



figur 39 Hur de olika länkarna beräknas med vinklarna

$$\frac{BA}{\sin 45^\circ} = \frac{OB}{\sin \gamma}$$

$$BA \sin \gamma = OB \sin 45^\circ$$

$$\sin \gamma = \frac{OB \sin 45^\circ}{BA}$$

Insättning av värden,

$$\sin \gamma = \frac{40,5 \times \sin 45^\circ}{152}$$

$$\sin \gamma = 10,8598^\circ$$

$$\beta = 10,8598^\circ - 90^\circ$$

$$\beta = 79,1402^\circ$$

För länk V_{AB}

$$\frac{3,39292}{\sin 80^\circ} = \frac{V_{AB}}{\sin 45^\circ}$$

$$X \sin 80^\circ = 3,39292 \sin 45^\circ$$

$$X = \frac{3,39292 \sin 45^\circ}{\sin 80^\circ}$$

$$V_{AB} = 2,43617 \text{ m/s}$$

För länk V_{AG}

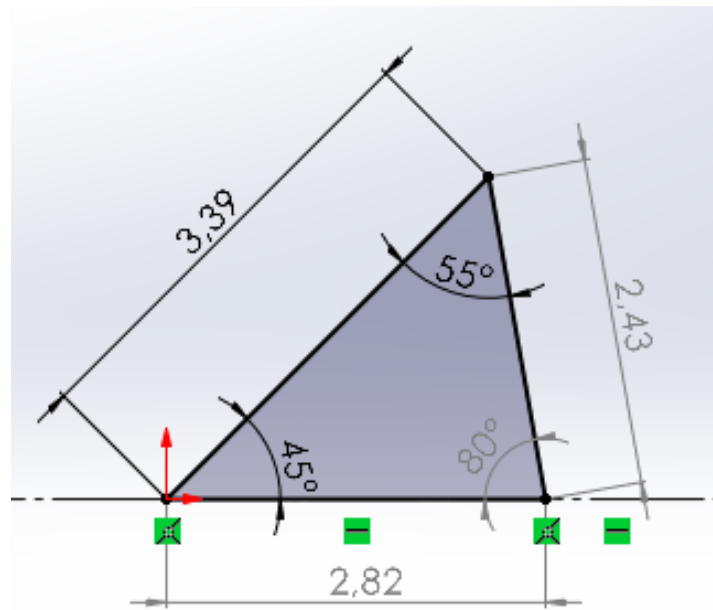
$$\frac{2,43617}{\sin 45^\circ} = \frac{V_{AG}}{\sin 55^\circ}$$

$$X \sin 45^\circ = 2,43617 \sin 55^\circ$$

$$V_{AB} = \frac{2,43617 \sin 55^\circ}{\sin 45^\circ}$$

$$V_{AG} = 2,8222 \text{ m/s}$$

Kontrollerar med SolidWorks



figur 40 Hastighets diagram

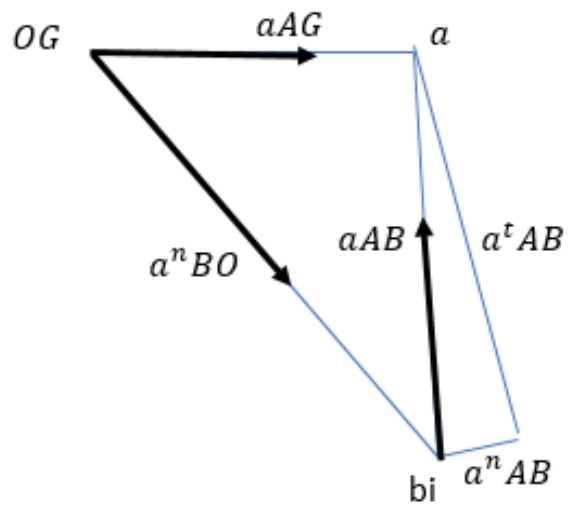
Accelrationen för länkarna

$$a_{BO} \begin{cases} a^n_{BO} = v^2_{BO} = \frac{3,39292^2 \text{ m/s}}{0,0405 \text{ m}} = 283,756 \text{ m/s}^2 \\ a^t_{BO} = \alpha_{BO} \times BO = 0 \end{cases}$$

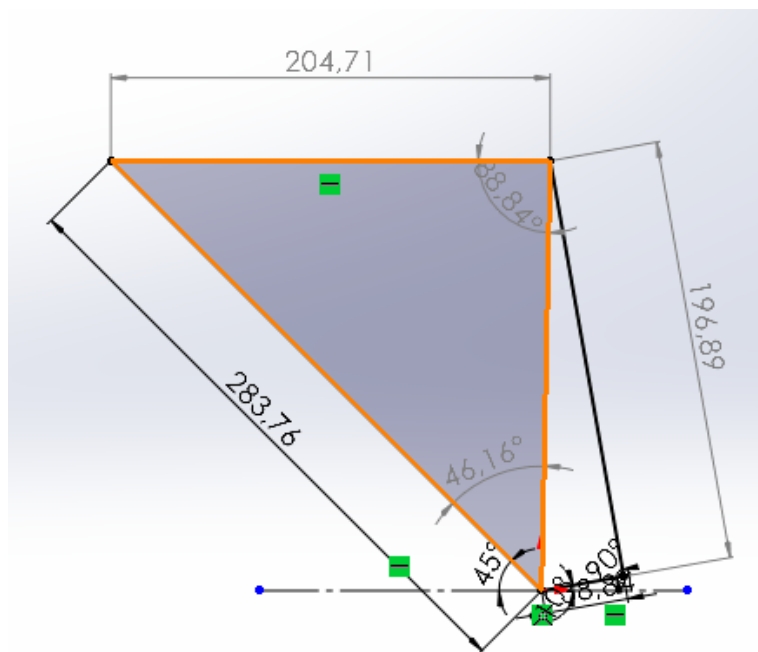
$$a_{AB} \begin{cases} a^n_{AB} = v^2_{AB} = \frac{2,43617^2 \text{ m/s}}{0,0152 \text{ m}} = 38,84 \text{ m/s}^2 \\ a^t_{AB} = \alpha_{AB} \times AB = 196,89 \text{ m/s}^2 \end{cases}$$

AG kommer bara att ha linjär acceleration.

$$a_{AG} = a^n_{AG} = v^2_{AG} = 204,71 \text{ m/s}^2$$



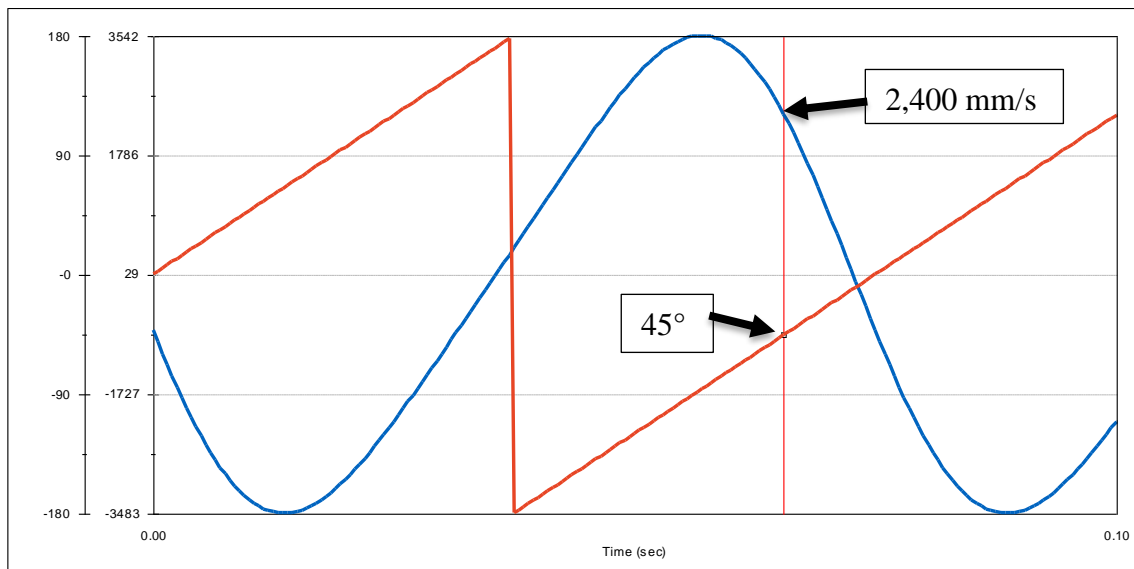
figur 41 Direktionen för accelerationen



figur 42 Accelerations diagram

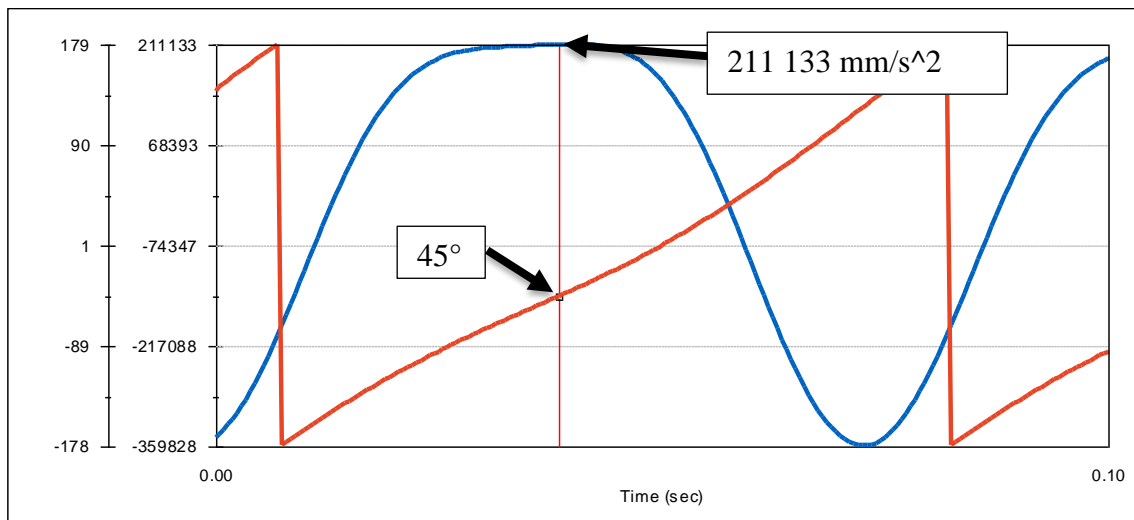
3.11 SolidWorks analys

Med SolidWorks kan hastigheten och vinklarna för länkarna plottas. Minsta varvtalet för motorn är 800 varv i minuten vilket är motorns tomgång, då sätts en motor på vevaxelns ände med en rotation på 800 varv i minuten medurs. För att få en mjuk graf så användes 2500 bildrutor i sekunden. Hastigheten kommer att plottas för vevstaken och vevaxeln. för att plotta vevstaken valdes öglan uppe vid kolvtappen och grafen går från 0 – 0,1 sekunder.



figur 43 Hastigheten för kolven i SolidWorks

I figuren ovan ser man grafen under var den röda vertikala linjen markerar i vilket läge vevstake nummer 1 befinner sig i. Den röda linjen är nu på vevstakens max läge.

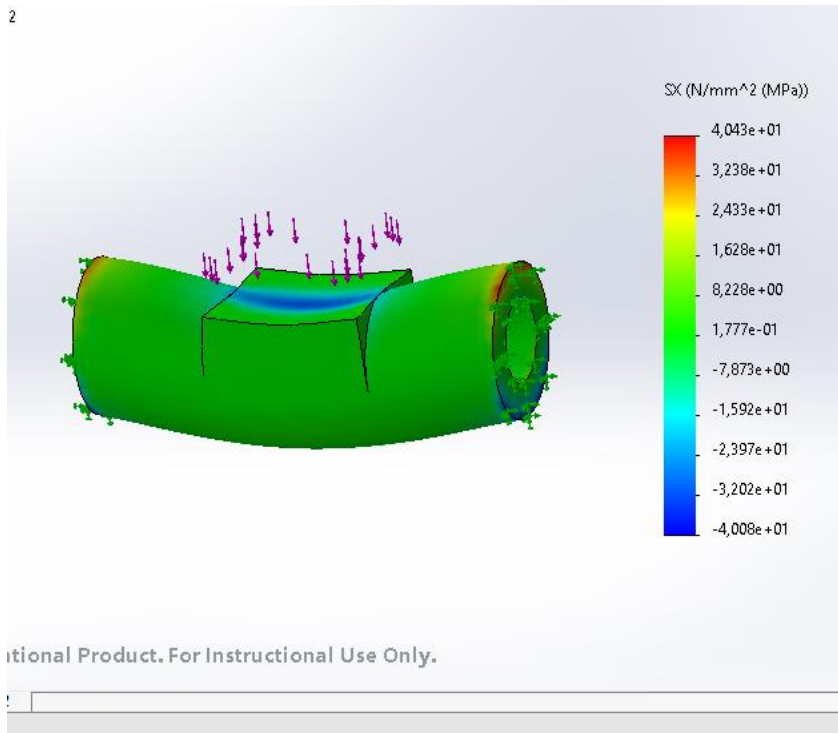


figur 44 Accelerationen för kolven i SolidWorks

För vevaxeln valdes punkten var vevaxeln fäster till vevstaken, den röda linjen representerar i vilket läge vevaxeln befinner sig.

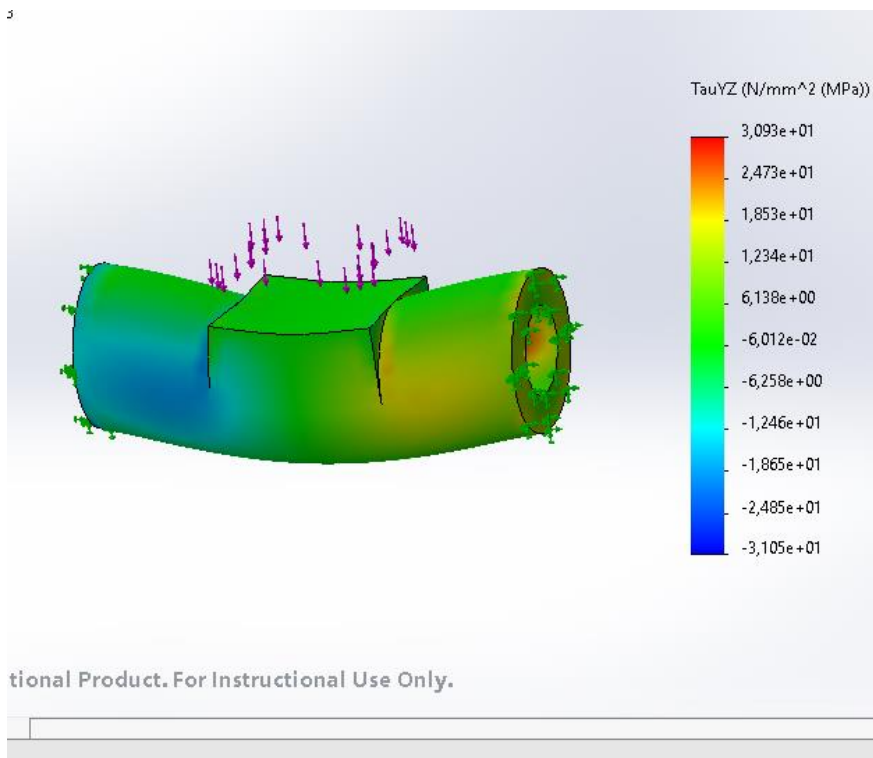
Kolvtappen kommer att ha en skjuvspänning och en Huvudspänning i x ledet, i figur 45 ser man Huvudspänningen i x ledet vilken har en maximal spänning på 40,3 MPa. I figur 46 ser man skjuvspänningen vilken har ett maxvärde på 30,93 MPa.

2



figur 45 Huvudspänningen i x riktningen

3



figur 46 Skjuvspänningen i kolvappen

3.12 Säkerhetsfaktor

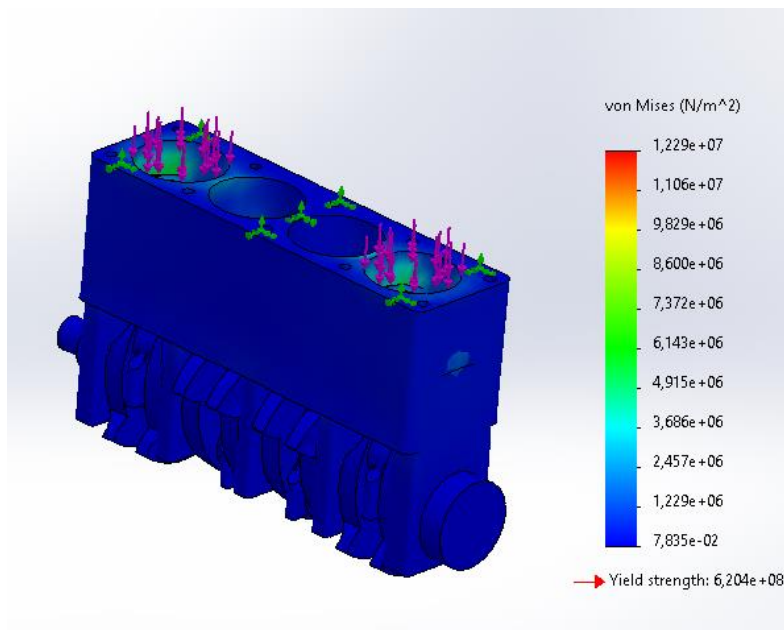
Säkerhetsfaktorn kan beräknas med hjälp av SolidWorks. Säkerhetsfaktorn kan mätas för komponenterna enskilt eller så kan en säkerhetsfaktor beräknas från hela motorsammansättningen. För säkerhetsfaktorn på hela motorsammansättningen så lades en kraft på 7238.23 N styck på de 2 kolvar vilka var högst uppe där kompressionen kommer att ske.

Vilket kommer att ge en säkerhetsfaktor,

$$\text{säkerhetsfaktor} = \frac{\text{sträckgränsen}}{\text{design stressen}}$$

$$\text{säkerhetsfaktor} = \frac{620,4 \text{ MPa}}{12,29 \text{ MPa}}$$

$$\text{säkerhetsfaktor} = 50,48 \text{ gånger}$$



figur 47 Säkerhetsfaktorn för motorn

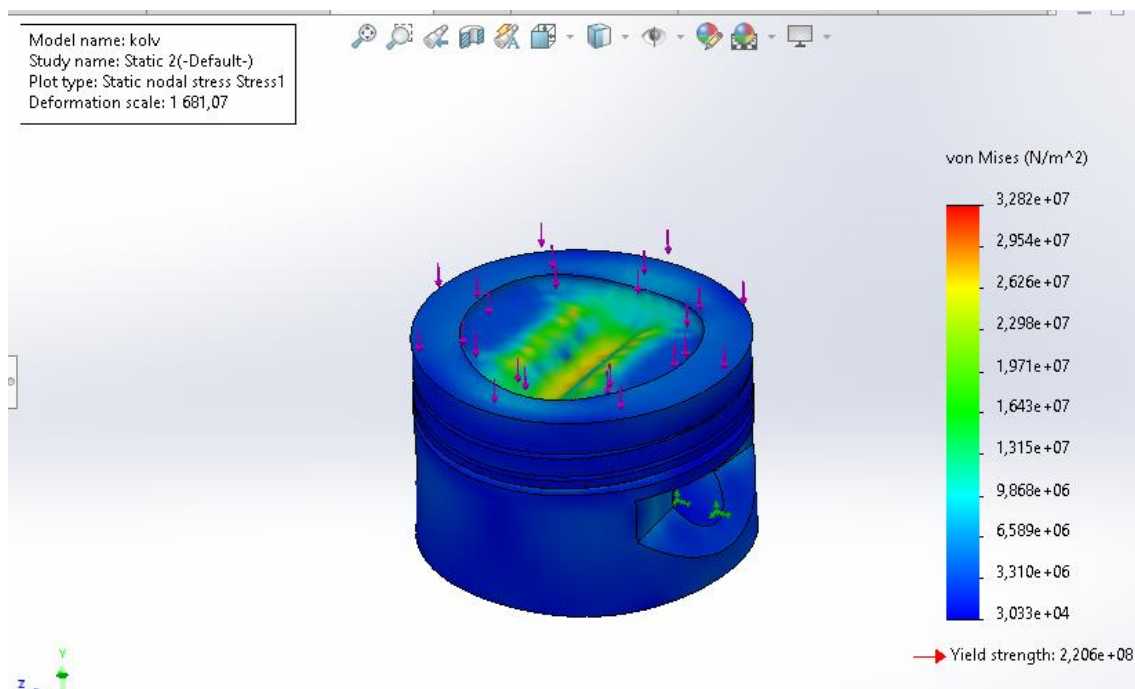
Kolven hade gått sönder på motorn vilket ledde till den låga kompressionen vilket leder till tanken att kolven skulle vara för svagt konstruerad. En stress analys på bara kolven visar att kolven har en sträckgräns (yield strenght) på och vad man kan se i figur 48 ser kolven en maximal stress på 29,54 MPa.

Vilket kommer att ge en säkerhetsfaktor,

$$\text{säkerhetsfaktor} = \frac{\text{sträckgränsen}}{\text{design stressen}}$$

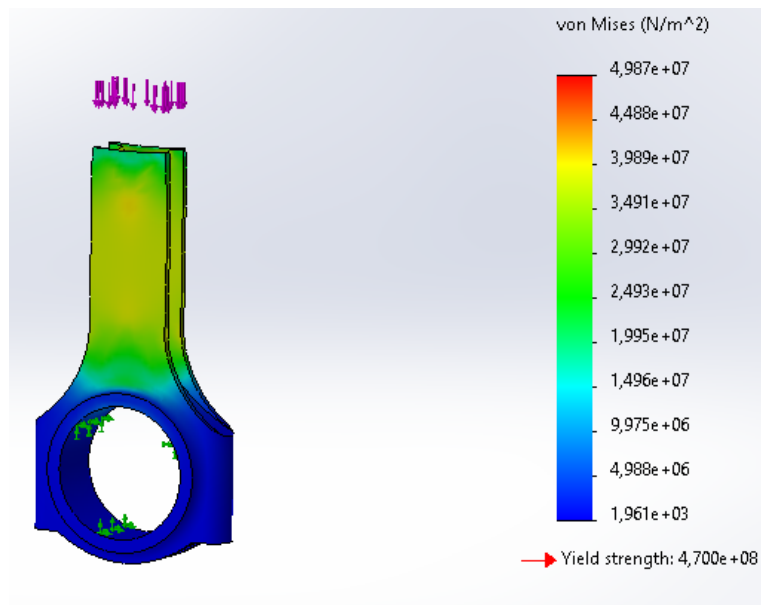
$$\text{säkerhetsfaktor} = \frac{220,6 \text{ MPa}}{29,54 \text{ MPa}}$$

$$\text{säkerhetsfaktor} = 7,46784 \text{ gånger}$$



figur 48 Bild av stressfördelningen i kolven

säkerhetsfaktorn för vevstaken kommer bli följande. För att kunna applicera kraften på vevstaken kommer den övre öglan att plockas bort och en kraft på 7238.23 N kan appliceras.



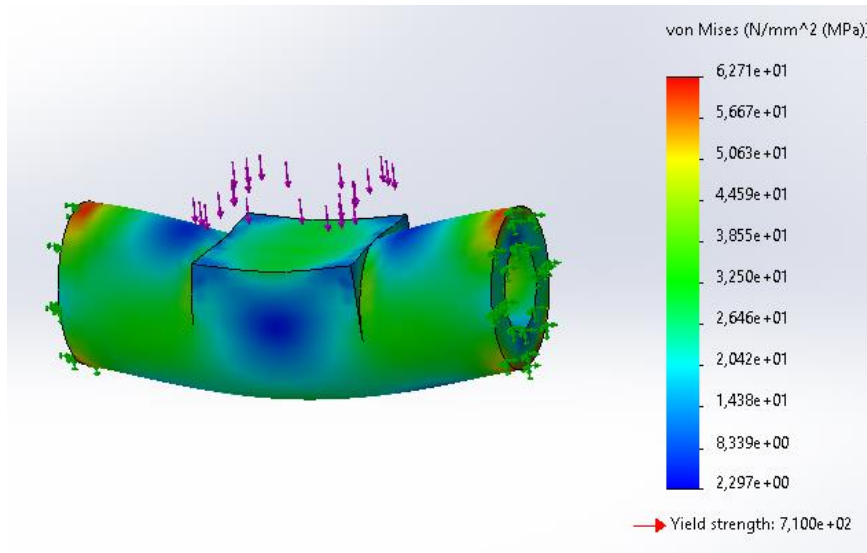
figur 49 Bild av stressen i vevstaken

$$\text{säkerhetsfaktor} = \frac{\text{sträckgränsen}}{\text{design stressen}}$$

$$\text{säkerhetsfaktor} = \frac{470 \text{ MPa}}{49,87 \text{ MPa}}$$

$$\text{säkerhetsfaktor} = 9,4245 \text{ gånger}$$

För stressen av kolvtappen kommer att verka på en läng av 25 mm på kolvtappens mitt vilken kommer motsvara kraften från vevstaken. En kraft på 7238,23 N appliceras sedan på kolvtappens mitt.



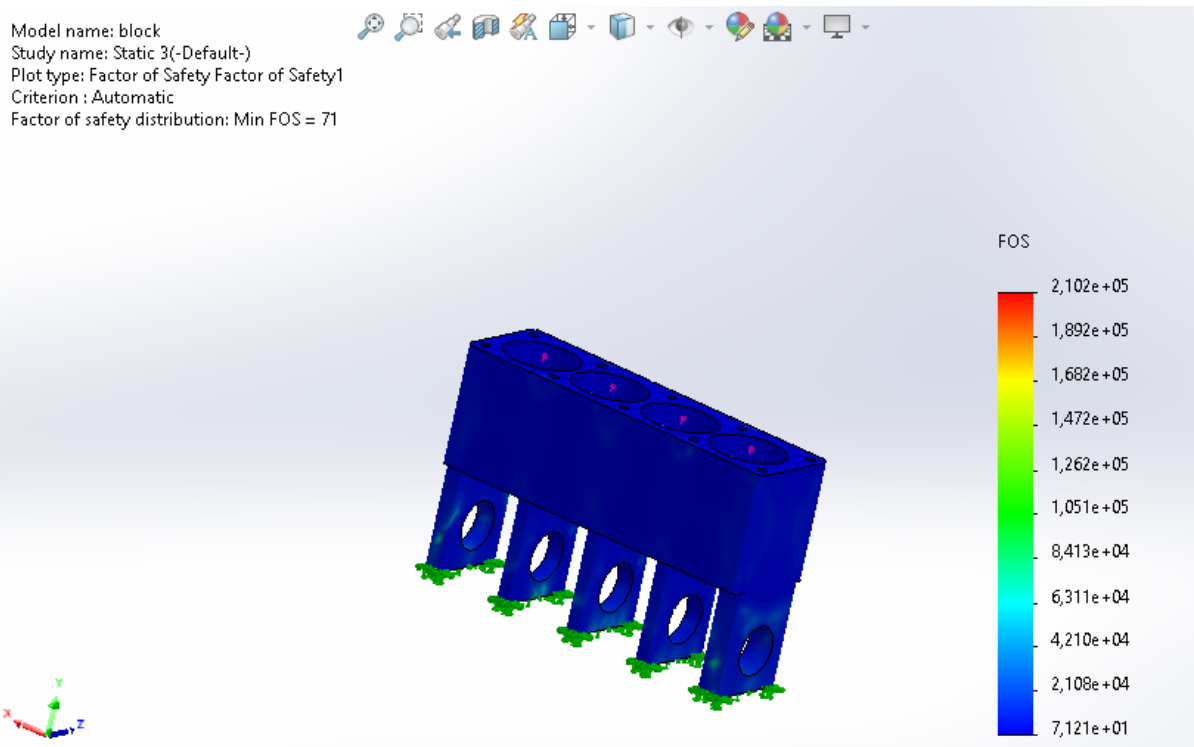
figur 50 Bild av stressen i kolvtappen

Vilket kommer att leda till en säkerhetsfaktor,

$$\text{säkerhetsfaktor} = \frac{\text{sträckgränsen}}{\text{design stressen}}$$

$$\text{säkerhetsfaktor} = \frac{710 \text{ MPa}}{62,71 \text{ MPa}}$$

$$\text{säkerhetsfaktor} = 11,3238 \text{ gånger}$$



figur 51 Bild av säkerhetsfaktorn i blocket

Säkerhetsfaktorn för motorblocket kan beräknas ut med SolidWorks vilket visar en säkerhetsfaktor på 71 gånger.

4 RESULTAT

Beräkningarna för hastigheten av kolven visar på mycket likadana svar för alla de olika metoderna. Den största skillnaden för kolvens hastighet var mellan SolidWorks och Brainkart vilken ligger på en procentuell skillnad på 15,84% vilket är en mycket stor skillnad, och den minsta skillnaden var mellan Brainkarts formel och det analytiska uträkningarna vilken var 1,03%. Vilket tyder på att eftersom det analytiska uträkningarna och Brainkarts formel gav väldigt likadana resultat för hastigheten så finns det något som inte stämmer med SolidWorks uträckningen för hastigheten. I figur 52 ser man 2 olika linjer den röda linjen vilken representerar vinkeln av vevaxeln och den blåa vilken representerar hastigheten för kolven. Kolven förväntas då uppnå dess maximala hastighet vid en vinkel på 180 grader och -180 grader, men vad man kan se i figur 52 så uppnår kolven sin högsta hastighet några grader efter en vinkel på 180 grader. vilket kan vara orsaken till att SolidWorks uträckningen för hastigheten har en skillnad på 15,84%.

Tabell 1 Bild av resultaten av hastigheten och accelerationen

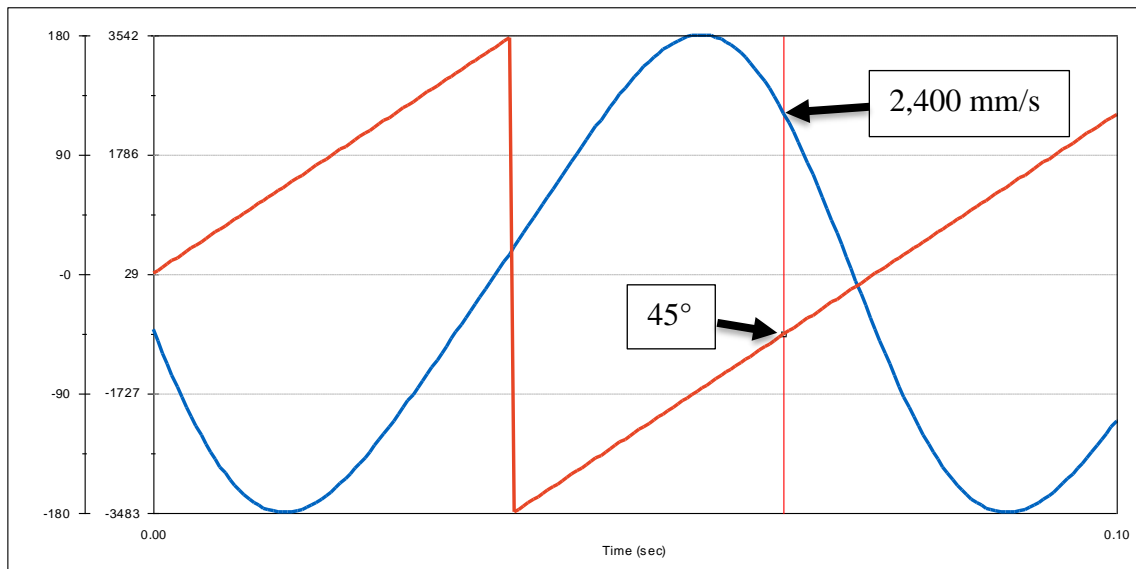
Resultat	Hastighet för kolven (m/s)	Accelrationen för kolven (m/s ²)
Brainkart	2,85155	200,991
Analytiska beräkningar	2,8222	204,71
SolidWorks	2,4	211

Tabell 2 Bild av skillnaden mellan de olika metoderna

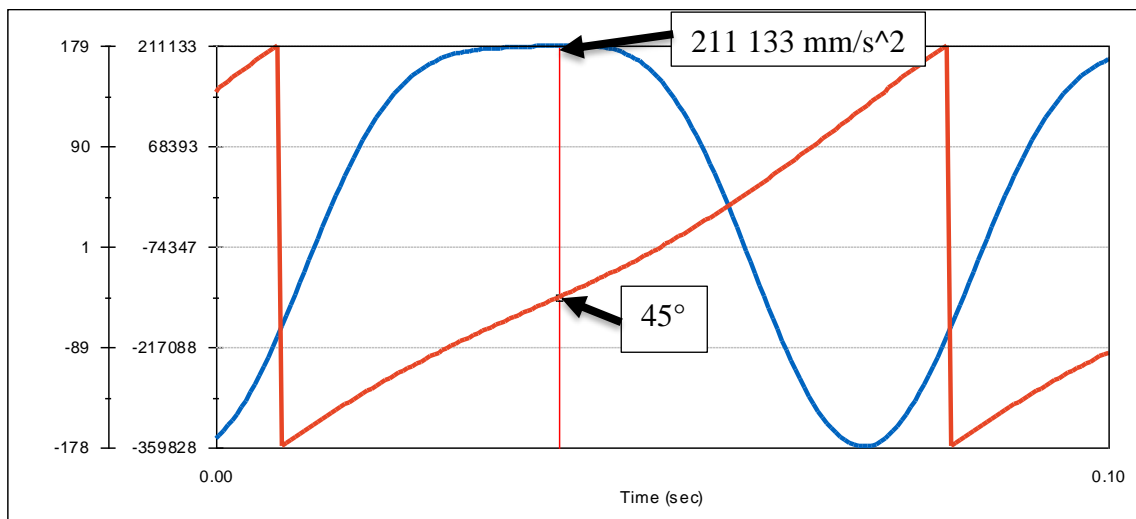
största	15,84 %	4,74 %
Minsta	1,03 %	2,98 %

För att beräkna accelerationen av kolven så användes också 3 olika metoder där svaren sedan jämförs med varandra, ekvationerna som användes är följande Brainkarts formel, SolidWorks och analytiska uträckningar. För accelerationen vilket man ser i figur 53 till höger så är SolidWorks analysen och de analytiska uträckningarna väldigt lika med en skillnad på endast 2,98%. Medan Brainkarts ekvation gav ett resultat vilket har en skillnad

på 4,74 %. Viket är en ganska marginell skillnad och betyder att medelvärdet av de alla ekvationerna skulle ge det mest korrekta värdet.



figur 52 Hastigheten för kolven i SolidWorks



figur 53 Accelerationen för kolven i SolidWorks

Resultatet av säkerhetsfaktorn av de olika komponenterna för att utesluta den svagaste punkten i motorn.

Tabell 3 Bild av de olika komponenternas säkerhetsfaktor

Säkerhetsfaktor	
kolv	7,46784
Vevstake	9,4245
Kolvtapp	11,3238
Motorblock	71

Tabell 4 De olika komponenternas spänningar

spänning	MPa	yield strength
Kolv	29,54	220,6
vevstake	49,87	470
kolvtapp	62,71	710
motorblock	12,29	620,4

I tabell 3 kan man se säkerhetsfaktorn för alla motorns olika komponenter, den starkaste komponenten är själva motorblocket vilket är nästan 10 gånger starkare än motorns andra komponenter. Den svagaste komponenten är kolven vilken i det här fallet också var motorns svagaste punkt.

Vid demonteringen av motorn konstaterades det att en av kolvarna vilken man ser i figur 21 hade spruckit. Kolven har spruckit längs hela sidan och därför tätade inte kolvringarna mot cylindrarna mera. Eftersom kraften som verkar på kolven är trycket \times arean ($P \times A$) kan trycket på kolvringarna inte ha orsakat att kolven har spruckit för att mellanrummet mellan kolven och cylindern är bara någon hundradels millimeter vilket

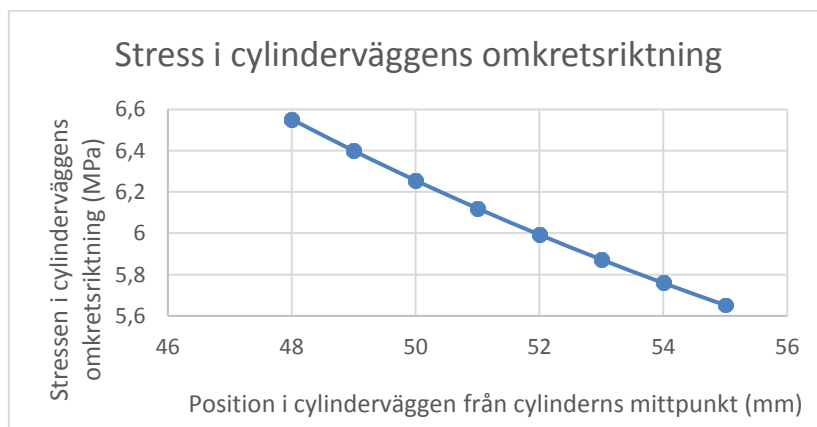
om cylinder trycket är 10 bar gånger 0,01 mm vilket kommer att ge en kraft vilken är nästan obetydlig.

Eftersom kolvringarna fjädrar utåt måste de pressas ihop med ett verktyg för att rymmas in i cylindern, vid installations tillfället kan kolvringarna ha varit för lite ihop pressade vilket ledde till att de tog mot blocket vid installation och spräckte kolven.

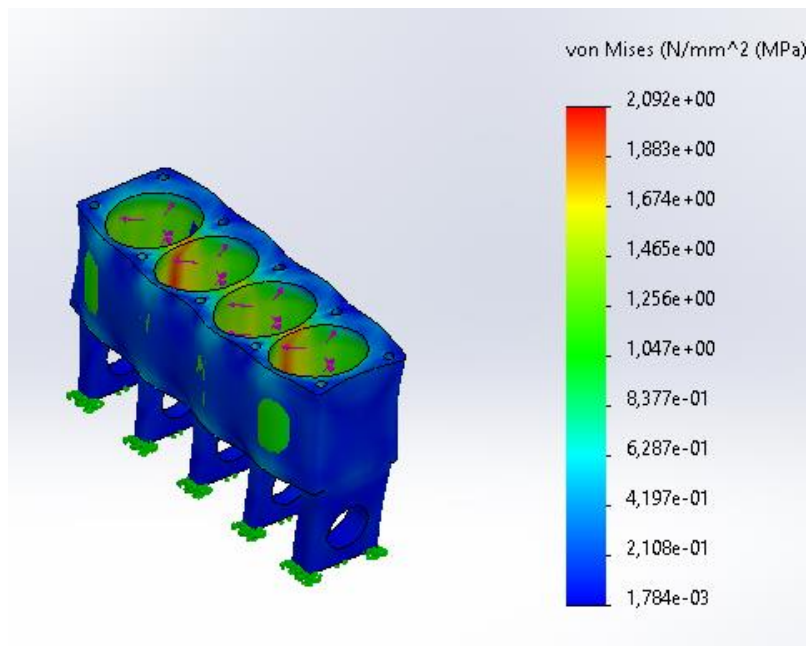
För stressen i cylinderväggarna ger SolidWorks att cylindrarna kommer undergå en maximal stress på 2,092 MPa vilket man kan se i figur 54. För den maximala stressen för handberäkningarna vilket man kan se i graf 1 så kommer cylindrarna att se en maximal stress på 6,55201 MPa i cylinderns omkretsriktning. Medan handberäkningarna ger en maximal stress i cylinderns axiala riktning på 6,07 MPa

För stressen av cylinderväggarna är resultaten väldigt utspridda vilket gör det svårt att göra någon slutsats. Resultatet för stressen kommer att vara väldigt opålitliga för de analytiska beräkningarna, SolidWorks är ett världs känt program vilket används inom industrin och bland ingenjörer vilket betyder att trovärdigheten att SolidWorks uträkningar är korrekta är väldigt stora.

mm	MPa
48	6,55201
49	6,39946
50	6,25597
51	6,12084
52	5,99343
53	5,87316
54	5,75952
55	5,65201



Graf 9 Hur stressen rör sig i cylinderväggen från mitten



figur 54 Bild av stressen i cylinderväggarna

kolvtappen har 3 olika former av spänningar vilka är Von mises, huvudspänning och skjuvspänning. Eftersom kolvtappen kommer att böja under belastning kommer det att orsaka en skjuvspänning i kolvtappen. Resultaten för SolidWorks analysen av kolvtappen visar att den högsta spänningen kommer att vara Von mises spänningen som är på 62,71 MPa och den lägsta spänningen kommer att vara skjuvspänningen vilken ligger på 30,93 MPa och en huvudspänning på 40,3 MPa vilket man kan se i tabell 5. För det analytiska uträkningarna av kolvtappen blev resultatet en maximal spänning på 41,4 MPa och en skjuvspänning på 27,42 MPa. Resultaten för SolidWorks analysen och analytiska uträkningarna för kolvtappen är att resultaten är nästan identiska för huvudspänningen och för skjuvspänningen med en marginell skillnad vilken är inom tolerans för att vara pålitliga.

Tabell 5 Olika spänningarna i kolvtappen

Spänningar	SolidWorks (MPa)	Analytiska beräkningar (MPa)
Von Mises	62,71	
Skjuvspänning	30,93	23,3985
Huvudspänning	40,3	41,4

Vevstaken kan haverera på grund av 2 olika orsaker första är att stressen är större än materialets maximala stress, det andra är att vevstaken kommer att buckla om materialet är starkare än stressen som krävs för buckling. För buckling var den största stressen 2819,77 MPa och den största stressen för materialet är 49,87 MPa det här innebär att materialet vilket är ANSI 4340 stål för vevstaken kommer att vara 57 gånger svagare än innan H profilen kommer att buckla. Det är en så stor skillnad att buckling av vevstaken kan uteslutas för vevstaken tillverkad i 4340 stål.

Resultatet för vevstaken är att vid en stress på över 2819,77 MPa kommer vevstaken att buckla men eftersom den maximala stressen vilken vevstaken kommer att undergå är 49,87 MPa så vevstaken kommer då aldrig att undergå buckling.

5 DISKUSSION

Under utförandet av det här arbetet uppstod några oförväntade punkter vilka var kritiska för slutprodukten.

För att kunna exakt rita av en motor kräver det massvis med mått och ritningar, eller en laser att skanna de komplicerade delarna med. Eftersom arbetet utfördes med vanliga mätverktyg tog det mycket tid och många försök att få delarna att passa ihop som de skulle. Vilket resulterade i att det blev lite dåligt med tid kvar för resten av arbetet.

För beräkning av hastigheten av länkarna rekommenderar jag för framtiden att börja med att göra en SolidWorks rörelse analys vilket ger en riktlinje för analytiska uträkningar.

Idén med arbetet var att undersöka varför motorn har tappat kompressionen från första början. Kraften på motorn var inte så hög som förväntad, men det är en låg kompressions motor vilket innebär en mindre kraft. Eftersom motorn har en säkerhetsfaktor på 50 gånger och kolven med lägsta säkerhetsfaktorn på 7,46784 gånger betyder att motorn inte har tappat kompressionen av underdimensionerade komponenter. Komponenten som var defekt på den riktiga motorn var kolven som hade brutna kolvringar och kolvens sida hade spruckit. Motorn har då haft en defekt kolv installerad eller så har installationen utförts felaktigt. Kolven har den lägsta säkerhetsfaktorn vilket betyder att vid överbelastning kommer kolven att först gå sönder. Men i det här fallet eftersom bara en av kolvarna hade havererat och motorn visade inga tecken på någon form av överbelastning är felet högst troligt och ligger vid installations skedet. Antagligen har kolvringarna inte varit rätt placerade i kolven vid installation och kolvringarna har tagit fast i motorblocket i stället för att lätt gå in i cylindern.

För analyserna av länkarnas hastighet och acceleration vilka resulterade i väldigt bra resultat med ett mycket litet kast mellan åtminstone 2 av metoderna vid alla tillfällen. För analysen av komponenterna där maximala spänningarna beräknades var resultaten mycket varierande vilket gör det svårt att konstatera vad som stämmer.

6 SLUTSATS

Huvudsakliga idén med arbetet var att rita av en fyrtakts förbränningsmotor för att sedan analysera de enskilda delarna. Men eftersom fyrtakts förbränningsmotorn är en 3-länks mekanism så är det mycket intressant att också analysera hastigheten och accelerationen för de olika länkarna.

Motorn hade tappat kompressionen på en av cylindrarna vilket vid isär plockning visade sig vara en kolv som hade spruckit, efter att alla komponenterna har spännings analyserats och säkerhetsfaktorn har beräknats visade det sig att motorns svagaste länk är kolven. Kolven har en säkerhetsfaktor på 7,46784 gånger vilket inte alls är lågt, eftersom säkerhetsfaktorn är så hög är det högst troligt installations fel av kolven. Eftersom kolven är designad på basis av att kraften vilket kommer från motorns kompression kommer att verka på kolvens topp. Kraften som verkar på kolvringarna är väldigt minimal, kolvringarnas uppgift är att hålla emot det trycket vilket annars skulle åka ner i oljan och att hålla oljan som smörjer cylindrarna borta från kompressions kammaren. Kraften som verkar på kolvringarna kommer då att vara densamma som för kolven vilket är trycket \times arean ($P \times A$), arean för en kolvring mellan cylinderväggen och kolven är endast någon hundradels millimeter vilket skulle göra kraften som verkar på kolvringen näst intill 0. Slutsatsen från den här informationen är då att eftersom kraften från kompressionen inte kan spräcka kolvens sida måste det skett under installationen där kolvringarna måste ha varit fel installerade och tagit mot motorblocket före de åkte in i cylindern och då fått en skada vilket vid temperatur förändringen av förbränningen med tiden spruckit mera.

För analyserna av länkarnas hastighet och acceleration vilka resulterade i väldigt bra resultat med ett mycket litet kast mellan åtminstone 2 av metoderna vid alla tillfällen. För analysen av komponenterna där maximala spänningarna beräknades var resultaten mycket varierande vilket ger mycket varierande resultat. För att konstatera att uträkningarna är korrekta kunde de jämföras med en liknande uträkning vilket borde ge väldigt likadana resultat.

Jag tycker att för fortsatt och fördjupade analyser skulle då vara att mera undersöka accelerationen för de olika länkarna. Eftersom analysen är gjorda efter en riktig motor kunde den ritade designen försökas att göra mera effektiv vilket kunde innebära en längre eller kortare slaglängd.

Det fanns inga liknande arbeten att reflektera till med spänningarna för komponenterna vilket gjorde det svårt att veta om uträkningarna var korrekta, därför var ända sättet att beräkna med olika metoder och sedan jämföra resultatet.

7 LITTERATURFÖRTECKNING

Anon., 2022. *med.upenn.edu*. [Online]
Available at: <https://www.med.upenn.edu/pcmd/assets/user-content/documents/Biomechanics/Example2.pdf>

[Använd 30 3 2022].

axelssonengineering.se, u.d. *axelssonengineering.se*. [Online]
Available at: <http://www.axelssonengineering.se/fyrtaktsmotorer>

brainkart, 2022. *brainkart*. [Online]
Available at: https://www.brainkart.com/article/Approximate-Analytical-Method-for-Velocity-and-Acceleration-of-the-Piston_6242/

[Använd 9 4 2022].

Carlsson, B., 2011. *kolvmotorn*. uddevalla: Cab Education West.

Carroll, D. S., 2020. *degreetutors*. [Online]
Available at: <https://www.degreetutors.com/column-buckling-equations/>

[Använd 8 4 2022].

club.autodoc, 2020. *club.autodoc*. [Online]
Available at: <https://club.autodoc.se/magazin/nar-ska-man-byta-kamrem>

Dhari, R., 2021. *omnicalculator*. [Online]
Available at: <https://www.omnicalculator.com/physics/piston-force>

[Använd 6 4 2022].

Draganowski, R., u.d. *Otto's Motor*. [Online]
Available at: <http://www.rustpuppy.org/otto/Otto%27s%20Motor3.htm>

Gramoll, K., u.d. *ecourses*. [Online]
Available at: http://www.ecourses.ou.edu/cgi-bin/ebook.cgi?topic=me&chap_sec=07.2&page=theory

[Använd 10 5 2022].

help.solidworks, 2022. *help.solidworks*. [Online]
Available at:

https://help.solidworks.com/2013/english/SolidWorks/cworks/r_Maximum_von_Mises_Stress_Criterion.htm

[Använd 10 5 2022].

Hibbler, R. C., 2018. stress. i: *Mechanics of materials*. london: Perason Education, pp. 21-84.

Hosch., W. L., 2022. *britannica*. [Online]
Available at: <https://www.britannica.com/biography/Nikolaus-Otto>

[Använd 10 4 2022].

Krawczyk, D. A., 2019. *Buildings 2020+*. Bialystok: Printing House of Bialystok University of Technology.

Lemonis, D. M. E., 2022. *calresource.com*. [Online]
Available at: <https://calresource.com/moment-of-inertia-doubletee.html>

[Använd 7 4 2022].

matteboken.se, 2022. *matteboken.se*. [Online]
Available at: <https://www.matteboken.se/lektioner/matte-1/geometri/pythagoras-sats>

[Använd 7 4 2022].

mechanicalc, 2022. *beam-analysis*. [Online]
Available at: <https://mechanicalc.com/reference/beam-analysis>

[Använd 10 5 2022].

mechanicalc, 2022. *centroidal-distance*. [Online]
Available at: <https://mechanicalc.com/reference/cross-sections#centroidal-distance>

[Använd 10 5 2022].

mechanicalc, 2022. *mechanicalc*. [Online]
Available at: <https://mechanicalc.com/reference/cross-sections#moment-of-inertia>

[Använd 10 5 2022].

omnicalculator, 2022. *omnicalculator*. [Online]
Available at: <https://www.omnicalculator.com/physics/piston-force>

[Använd 20 3 2022].

pressbooks.bccampus, 2022. *pressbooks.bccampus*. [Online]
Available at: <https://pressbooks.bccampus.ca/powr4406/chapter/pressure-vessels/>
[Använd 18 4 2022].

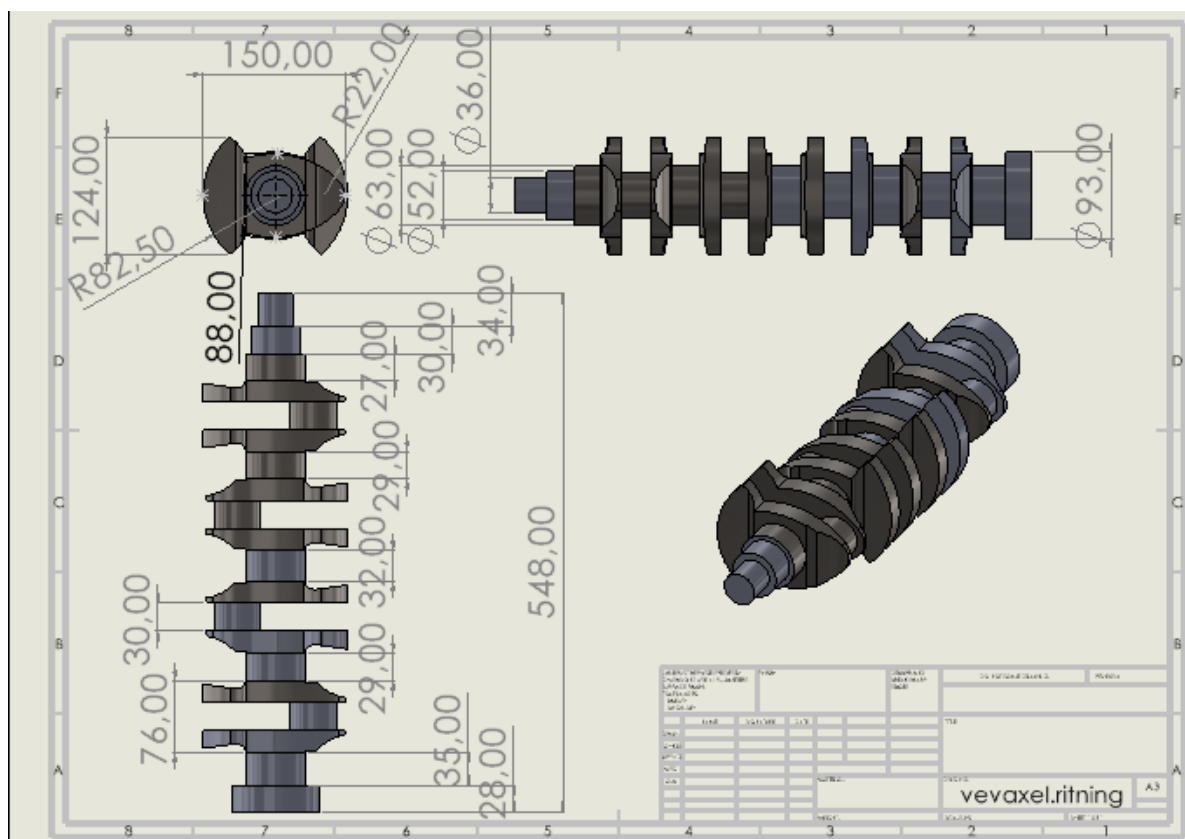
R.C.Hibbeler, 2018. stress. i: *Mechanics of Materials* . United kingdom: Pearson Education Limited, p. 24.

R.C.HIBBLER, 2018. *Mechanics of Materials*. 10 red. United kingdom: Pearson Education Limited.

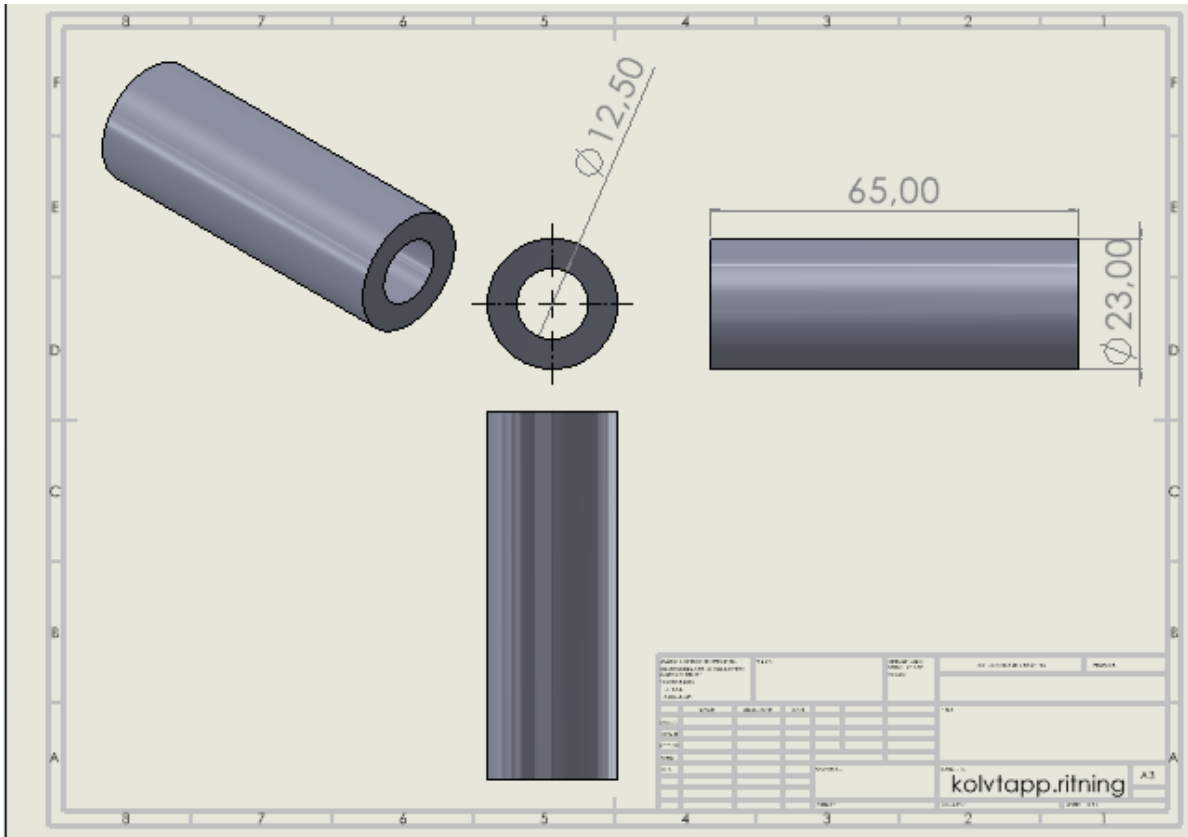
R.C.Hibler, 2018. Buckling of columns. i: *Mechanics of Materials*. London: Pearson education, pp. 682-693.

vibilägare, 2020. *vibilägare*. [Online]
Available at: <https://www.vibilagare.se/bilfragan/bilfragan-dalig-kamkedja>

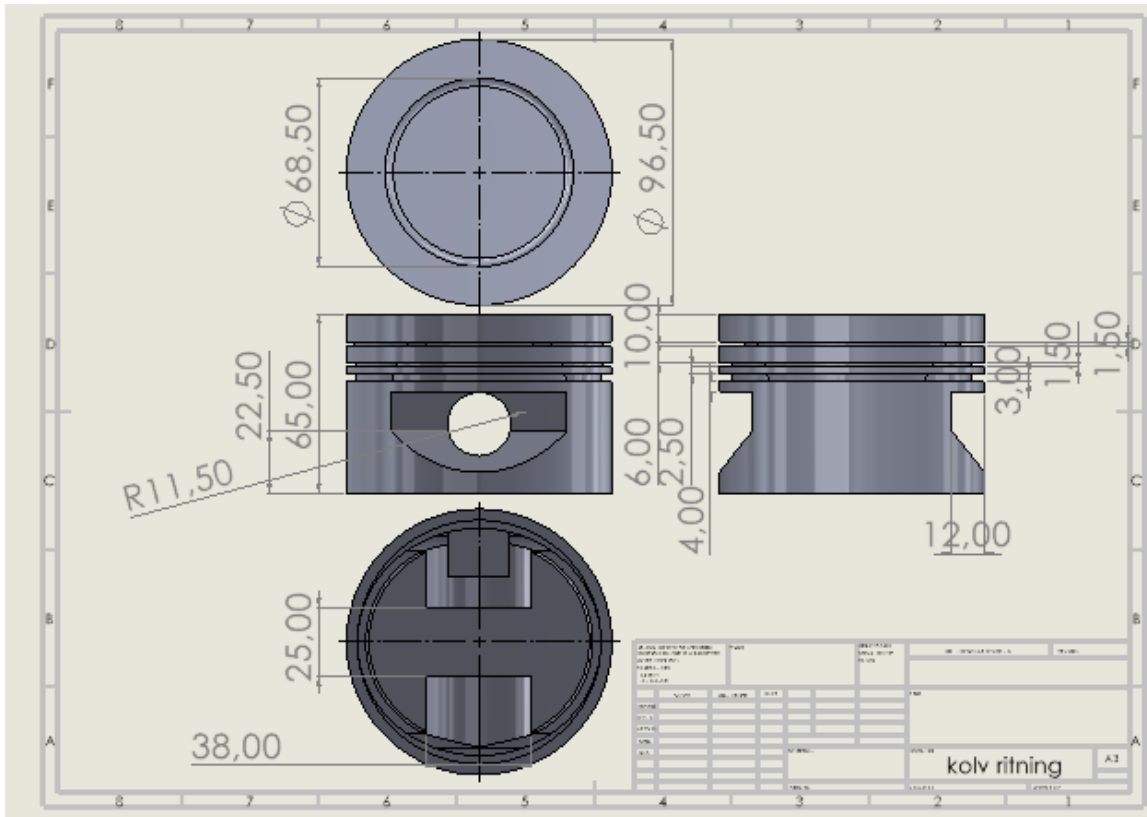
8 APPENDIX



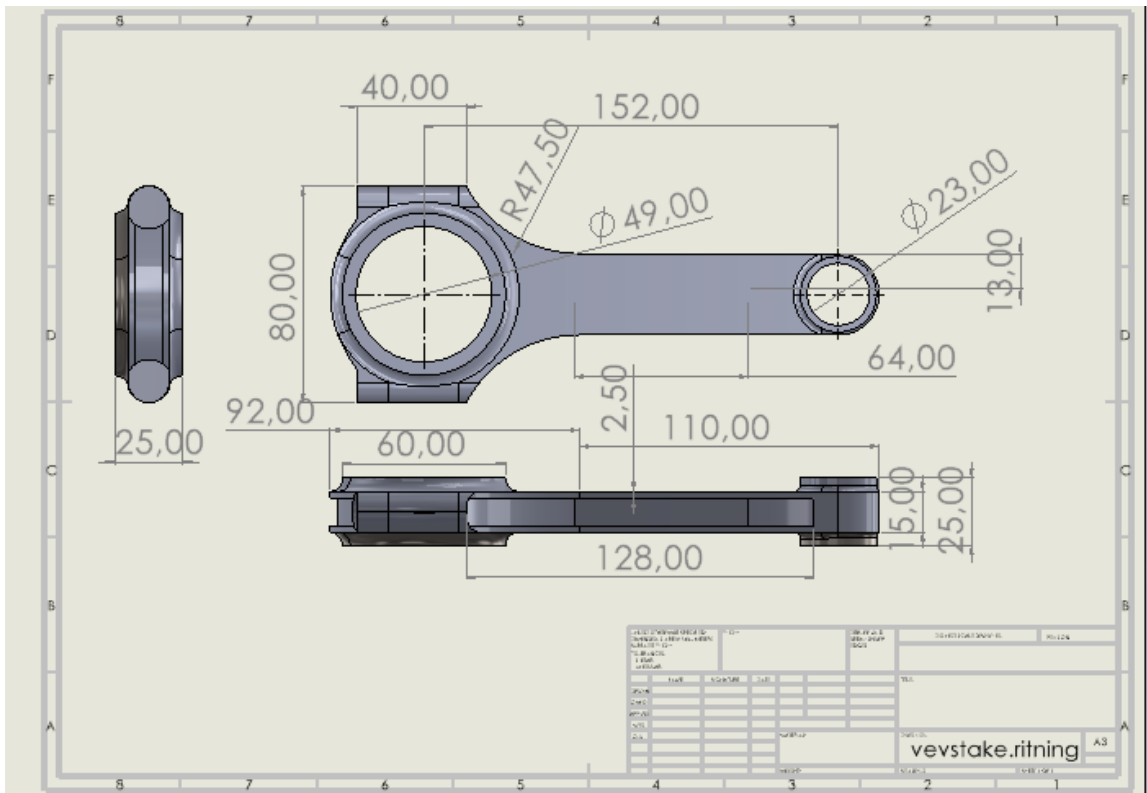
figur 55 Ritning av vevaxeln



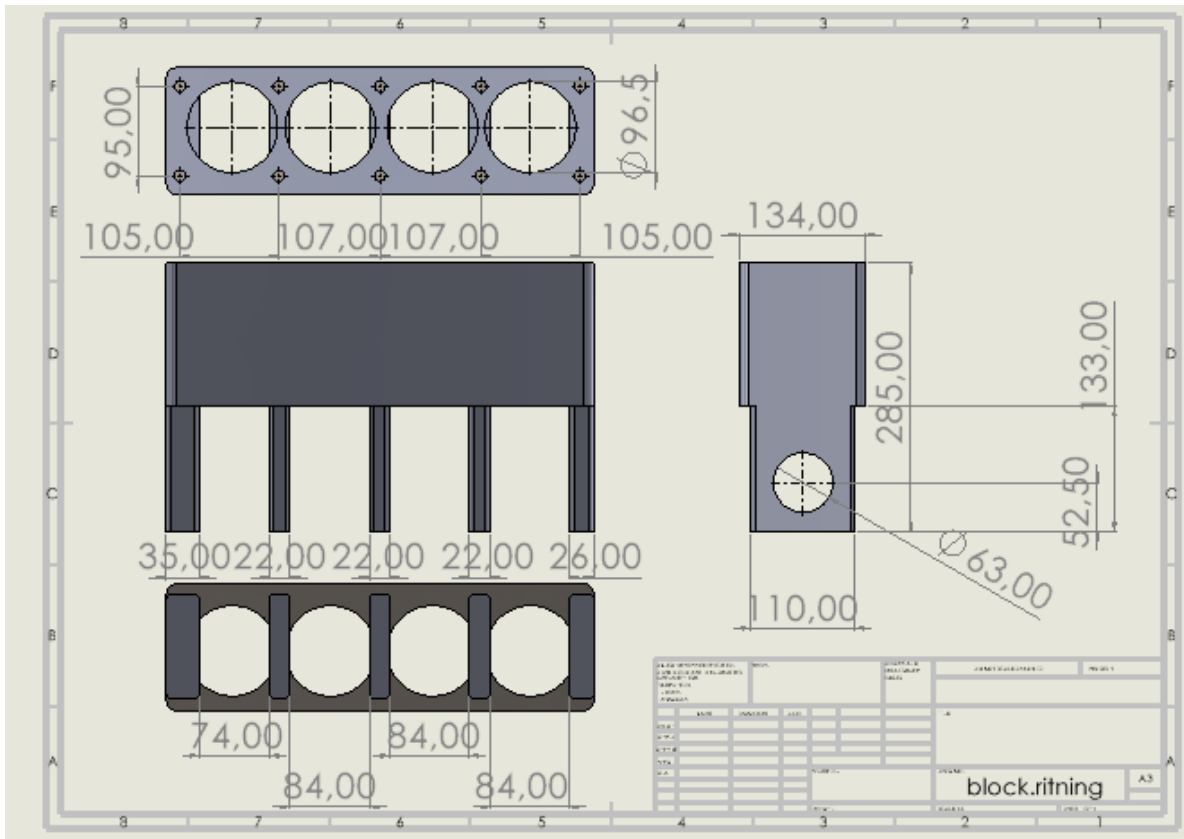
figur 56 Ritning av kolvtappen



figur 57 Ritning av kolven



figur 58 Ritning av vevstaken



figur 59 Riming av motorblocket



figur 60 Bild av vevstaken



figur 61 Bild av kolvtappen



figur 62 Bild av kolven



figur 63 Bild av kolvens under sida



figur 64 Bild av vevaxeln