



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÍSTNÍ A OJNÍČNÍ SKUPINA ZÁŽEHOVÉHO MOTORU
PISTON AND CONNECTING ROD ASSEMBLIES OF A SI ENGINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

PETR ADAM

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. LUBOMÍR DRÁPAL

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Petr Adam

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Pístní a ojnicní skupina zážehového motoru

v anglickém jazyce:

Piston and Connecting Rod Assemblies of a SI Engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh sestav pístu a ojnice čtyřdobého zážehového motoru zadaných parametrů.

Cíle bakalářské práce:

Proveďte stručnou rešerši v oblasti pístů a ojnic čtyřdobých zážehových motorů. Pro motor daných parametrů navrhnete pístní skupinu a sestavu ojnice, sestavte matematický model kinematiky a dynamiky klikového ústrojí určeného motoru, na jehož základě proveďte pevnostní kontrolu ojnice a pístu analytickými metodami. Zpracujte výkresovou dokumentaci.

Seznam odborné literatury:


- [1] KOVAŘÍK, L., FERENCEY, V., SKALSKÝ, R., ČÁSTEK, L. Konstrukce vozidlových spalovacích motorů. 1. vydání. Praha: Naše vojsko, 1992. ISBN 80-206-0131-7.
[2] KOŽOUŠEK, J. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. 1. vydání. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1983, 488 s.
[3] RAUSCHER, J. Spalovací motory. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2005. Studijní opory VUT v Brně.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Lubomír Drápal

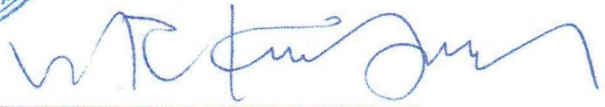
Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 15.11.2013





prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce je zaměřena na konstrukční návrh pístní a ojnicí skupiny, kde byl pro návrh vybrán čtyřdobý šestiválcový zážehový motor s výkonem 252kW. Při návrhu je tedy vycházeno z již existujícího motoru, na jehož základě jsou navrženy i jednotlivé součásti pístní a ojnicí skupiny. Následně je pak sestaven matematický model kinematiky a dynamiky. Závěrem je z dynamiky vycházeno pro provedení pevnostní kontroly.

KLÍČOVÁ SLOVA

čtyřdobý zážehový motor, píst, pístní čep, ojnice, pístní skupina, ojnicí skupina, kinematika, dynamika, pevnostní kontrola

ABSTRACT

This bachelor's thesis is focused on the design piston and connecting rod set, where was chosen for design the six-cylinder four-stroke spark-ignition engine. In design is going from existing engine, where are designed all parts of piston and connecting rod set on base of it. Subsequently is constructed mathematical model of kinematic and dynamics. Finally is going from dynamic for execution of strength control.

KEYWORDS

four-stroke spark-ignition engine, piston, piston pin, connecting rod, piston set, connecting rod set, kinematics, dynamics, strength control



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ADAM, P. *Pístní a ojnicí skupina zážehového motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 80 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Lubomír Drápal.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Lubomíra Drápala a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2014

.....

Petr Adam



PODĚKOVÁNÍ

Předem své práce bych chtěl velmi poděkovat svému vedoucímu práce panu Ing. Lubomíru Drápalovi za výborné vedení, vstřícnost, ochotu a pomoc. Dále bych chtěl poděkovat také panu Jiřímu Odehnalovi, který mi poskytl potřebné technické podklady pro vypracování této práce.



OBSAH

Úvod	10
1 Písty a ojnice čtyřdobých zážehových motorů	11
1.1 Píst čtyřdobého zážehového motoru	11
1.1.1 Účel pístu	11
1.1.2 Namáhání pístu	11
1.1.3 Konstrukční provedení pístu	12
1.2 Ojnice čtyřdobého zážehového motoru	13
1.2.1 Účel ojnice	13
1.2.2 Namáhání ojnice	13
1.2.3 Konstrukční provedení ojnice	14
2 Konstrukční návrh	17
2.1 Vstupní parametry motoru	17
2.2 Návrh rozměrů	18
2.2.1 Návrh hlavních rozměrů motoru	18
2.2.2 Návrh hlavních rozměrů pístu	20
2.2.3 Vůle pístních kroužků	23
2.2.4 Návrh hlavních rozměrů ojnice	25
2.3 Části pístní a ojnicí skupiny	26
2.3.1 Pístní skupina	26
2.3.2 Ojnicí skupina	28
2.3.3 Sestava pístní a ojnicí skupiny	31
3 Kinematika klikového mechanismu	32
3.1 Dráha pístu	32
3.2 Rychlost pístu	34
3.3 Zrychlení pístu	35
4 Dynamika klikového mechanismu	36
4.1 Bodová redukce hmotnosti ojnice	36
4.1.1 Tříbodová redukce hmotnosti	36
4.1.2 Dvoubodová redukce hmotnosti	37
4.2 Hmotnosti rotačních a posuvných částí ojnice	38
4.3 Silové působení na klikovém mechanismu	38
4.3.1 Průběh tlaku ve válci	38
4.3.2 Síly v klikovém mechanismu	40
4.3.3 Točivý moment	42
5 Pevnostní kontrola	44



5.1	Pevnostní kontrola pístu.....	44
5.1.1	Pevnostní kontrola dna pístu.....	44
5.1.2	Pevnostní kontrola nejslabšího místa pláště pístu	45
5.1.3	Kontrola měrného tlaku na plášti pístu.....	46
5.1.4	Kontrola můstku mezi prvním a druhým pístním kroužkem.....	46
5.2	Pevnostní kontrola pístního čepu	48
5.2.1	kontrola měrného tlaku mezi okem ojnice a pístním čepem	48
5.2.2	kontrola měrného tlaku mezi nálitky a pístním čepem.....	49
5.2.3	Kontrola pístního čepu na namáhání ohybem	49
5.2.4	Kontrola pístního čepu na namáhání smykem.....	50
5.2.5	Kontrola ovalizace pístního čepu	51
5.3	Pevnostní kontrola ojnice.....	51
5.3.1	Pevnostní kontrola oka ojnice měrným tlakem	51
5.3.2	Namáhání oka ojnice setrvačnou silou	53
5.3.3	Namáhání oka ojnice silou od plynů	54
5.3.4	Kontrola únavového namáhání oka ojnice	55
5.3.5	Namáhání dříku ojnice.....	57
5.3.6	Kontrola únavového namáhání a ztráty vzpěrné stability dříku ojnice	58
5.3.7	Namáhání hlavy ojnice	60
5.3.8	Kontrola únavového namáhání hlavy ojnice	64
5.4	Pevnostní kontrola ojničích šroubů.....	67
	Závěr.....	70
	Použité informační zdroje.....	71
	Seznam použitých zkratk a symbolů	72
	Seznam příloh.....	80



ÚVOD

Spalovací motory provází lidstvo již po celé generace, aby mu zjednodušili práci. Přejít z parních strojů, které byly časem výkonnostně nedostačující, vedl přes první dvoudobé motory spalující svítiplyn až k objevu prvního čtyřdobého spalovacího motoru, jehož základ položil roku 1877 Nikolas August Otto. Motor sice nikterak nevynikal vyšším výkonem v porovnání s dvoudobým, ale měl lépe řešenu výměnu a přípravu směsi paliva a také nižší spotřebou. Během historie se na principu spalovacího motoru jako takového příliš mnoho nezměnilo. Základem je stále využití energie tlaku plynů vzniklých spalováním paliva ke změně na mechanickou práci skrze klikový mechanismus. Mechanismus, který je složen z pístu, přenášejícího tlak od směsi plynu skrze pístní čep dále na ojnici a ta poté na klikový hřídel, je vcelku jednoduchý a funguje naprosto spolehlivě po celou dobu. Zjednodušeně řečeno se tak během let jen zdokonalují použité materiály, snižuje se hmotnost, navyšuje spolehlivost, mění se tvar spalovacího prostoru, přívod a odvod směsi a celkově se zlepšuje efektivita, výkon a spotřeba paliva motoru. I přesto, že tedy jádro motoru zůstává na první pohled stejné, každé toto zdokonalení posunuje spalovací motor zase o velký krok dále, o kterém se předkům ani nesnilo.



1 PÍSTY A OJNICE ČTYŘDOBÝCH ZÁŽEHOVÝCH MOTORŮ

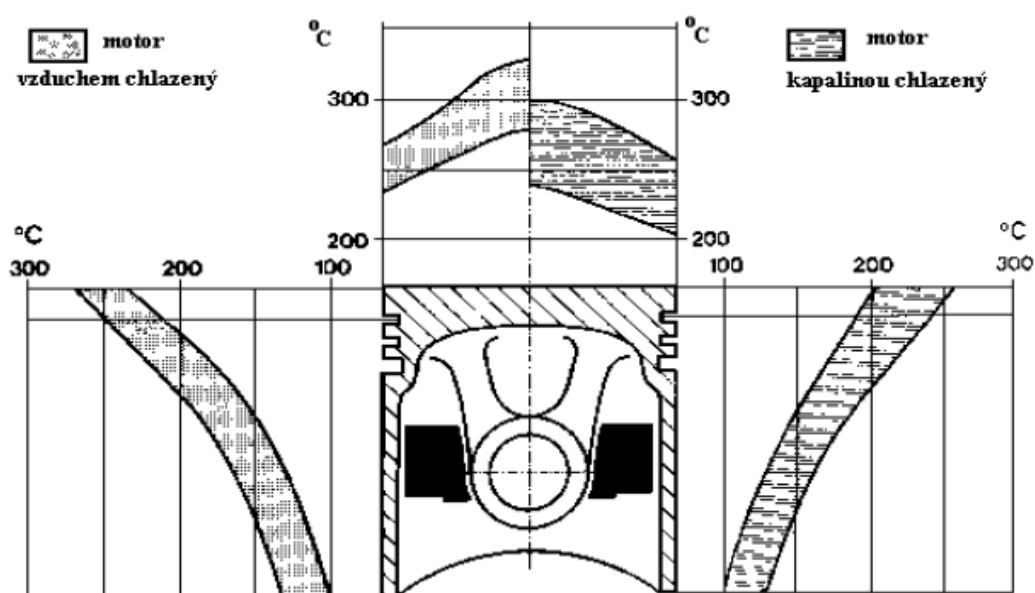
1.1 PÍST ČTYŘDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

1.1.1 ÚČEL PÍSTU

Píst je silně namáhaná součást motoru, která vykonává translační pohyb. Jeho stěžejním úkolem je utěsnit spalovací prostor, v němž mu napomáhají pístní kroužky, a přenos energie od plynů, vzniklých zapálením směsi při expanzi, skrze pístní čep dále na ojnici.

1.1.2 NAMÁHÁNÍ PÍSTU

Píst je zatěžován dynamicky v pravidelných cyklech velkým a rychlým nárůstem tlaku a teploty. Největší zátěž je tedy tvořena silami vzniklými od tlaku plynů v době expanze a tepelným namáháním, kde je píst v přímém kontaktu s teplotou přes 2000°C při expanzi. Dalším zatěžujícím tepelným zdrojem je teplo vzniklé třením pístu a pístních kroužků o stěnu válce. V důsledku vysokého tepelného zatížení tak musí být hlídána teplota dna pístu, která by měla být u pístů z hliníkových slitin do 320°C. Dále také teplota v drážce prvního pístního kroužku, která je limitována specifikací oleje a mohlo by při jejím překročení docházet ke karbonizaci oleje. Velké procento tepla je pak převážně odváděno těsníci pístními kroužky a pláštěm pístu. Teplota má také velký vliv na tepelnou roztažnost součástí a tedy i na samotný tvar pístu, který musí mít jistou ovalitu. V neposlední řadě nesmí být opomenuto vysoké zatížení vlivem setrvačných sil vyvolaných vratným pohybem pístu, které jsou závislé zejména na otáčkách motoru a hmotnosti částí. V případě rychloběžných zážehových motorů mohou být setrvačné síly vyšší než samotné tlakové [1].

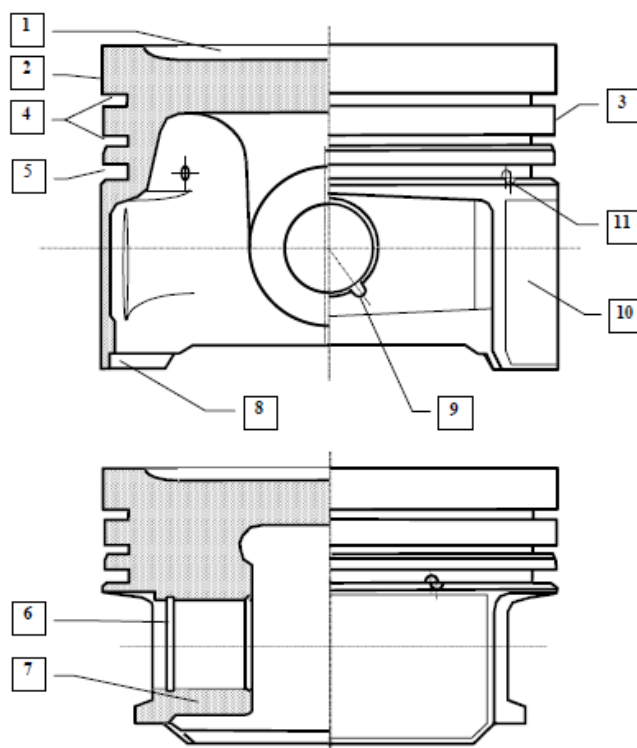


Obr. 1. Rozložení teplot na dně a plášti pístu [1]



1.1.3 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ PÍSTU

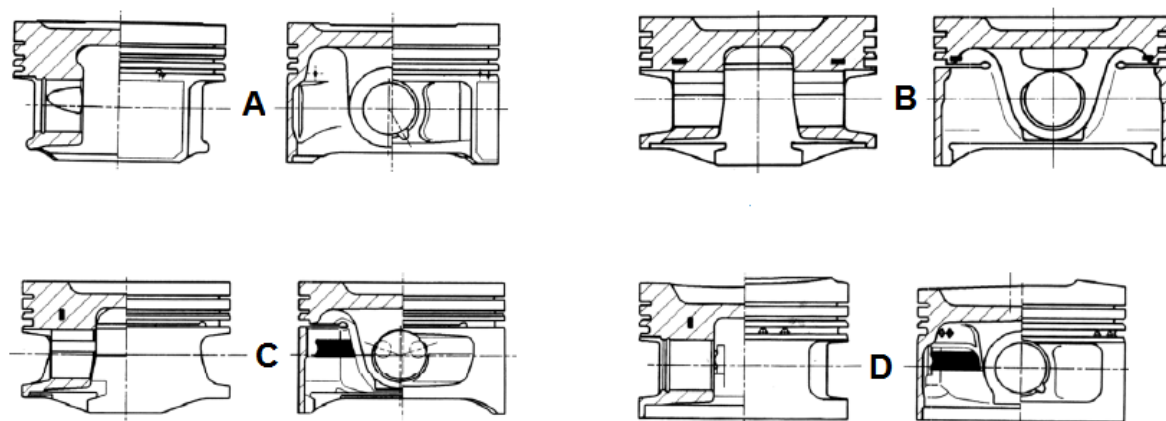
Základním prvkem pístu je dno, které spoluutváří spalovací prostor motoru. Toto dno bývá často rovné, avšak u motorů, které mají sklon ventilů vůči ose válce je třeba dno uzpůsobit pro talířky ventilů, aby nedocházelo v okamžiku stříhu ventilů ke kolizi. U moderních motorů může být dno ještě dále modelováno za účelem získání lepšího tvaru spalovacího prostoru a tím dosažení i lepšího promísení směsi a tak i samotného spalování. Dno pístu a drážku pro první pístní kroužek odděluje horní můstek. V jeho výšce je zohledněn vliv teploty požadované na povrchu drážky kroužku. Drážky pro pístní kroužky bývají obvykle u moderních čtyřdobých zážehových motorů celkem tři. První dvě jsou pro těsnící kroužky a třetí je určena pro stírací kroužek, kde je navíc v drážce i několik otvorů pro odvod maziva. V případě rychloběžných zážehových motorů mohou být drážky pouze dvě, kde jedna je pro těsnící a druhá pro stírací pístní kroužek. Můstky mezi jednotlivými drážkami jsou různě vysoké, kde první můstek je z pravidla vyšší než druhý. Jejich výška pak spočívá ve velikosti mechanického namáhání. Plášť pístu má za účel vedení pístu ve válci. V rámci úspory hmotnosti, ale i následného snížení velikosti setrvačných sil může být plášť různě zkracován či odlehčován. Důležitou částí pístu je místo nálitků a otvorů pro pístní čep, kde je píst pomocí pístního čepu spojen s ojnící. Toto místo je silně namáháno, především v případě rychloběžných motorů vlivem velkých setrvačných sil. V otvoru pro pístní čep pak mohou být drážky pro pojistné kroužky, v případě, že se jedná o uložení s plovoucím pístním čepem [1].



Obr. 2. Píst čtyřdobého zážehového motoru [1]; 1 – dno pístu; 2 – horní můstek; 3 – první můstek; 4 – drážky pro těsnící pístní kroužky; 5 – drážka pro stírací pístní kroužek; 6 – drážka pro axiální pojištění polohy plovoucího pístního čepu; 7 – nálitky pro pístní čep; 8 – technologická plocha pro upevnění pístu při obrábění; 9 – drážka pro demontáž pojistného kroužku; 10 – plášť pístu; 11 – otvor pro odvod maziva



Materiály pro výrobu pístů bývají převážně hliníkové slitiny (AlSi12CuNiMg, AlCu4Ni2Mg). Písty mohou být buď lité, nebo kované, pro dosažení vyšší pevnosti. Vzhledem k vysokým teplotám ve spalovacím prostoru, vedoucím k tepelné roztažnosti materiálu jsou používány bimetalické písty, kdy je do tělesa pístu zalit ocelový kroužek, nebo invarová vložka. Bimetalové písty tak mají menší tepelnou roztažnost [1].



Obr. 3. Písty [1]; A – litý píst z hliníkové slitiny; B – kovaný píst z hliníkové slitiny; C – Bimetalický píst; D – Píst se stabilizujícím ocelovým kroužkem

1.2 OJNICE ČTYŘDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

1.2.1 ÚČEL OJNICE

Ojnice je součástí motoru, jenž vykonává pohyb složený z rotačního a translačního pohybu. Jejím hlavním úkolem je přenos síly z pístu, se kterým je spojena za oko skrze pístní čep, na klikový hřídel motoru.

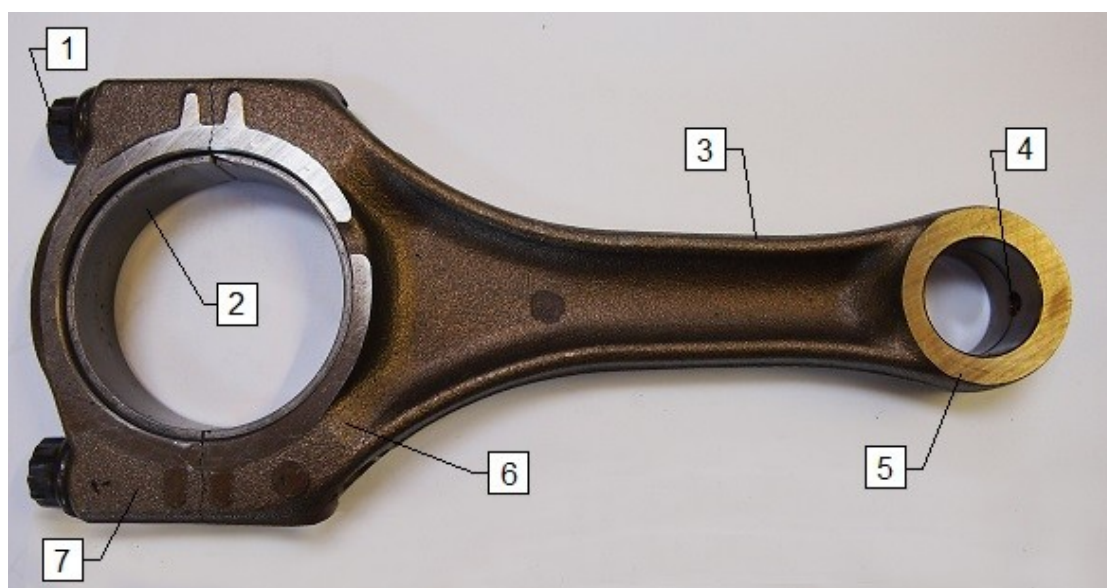
1.2.2 NAMÁHÁNÍ OJNICE

Ojnice je u čtyřdobých zážehových motorů zatěžována jak tlakem, od přenášené síly z pístu, tak i tahem, vyvolaným setrvačnými silami. Z tohoto důvodu jsou jak vysoké požadavky na pevnost, tak i současně na nízkou hmotnost. V extrémních případech naladění rychloběžného čtyřdobého zážehového motoru v kombinaci s vysokou hmotností pístní a ojnicí skupiny, by mohlo dojít až porušení ojnice, nejčastěji v oblasti dříku. Jelikož je ojnice namáhána dynamicky v pravidelných cyklech, je vystavena vlivu únavové námahy, se kterou je třeba počítat [2].



1.2.3 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ OJNICE

Ojnice čtyřdobého zážehového motoru se skládá z několika částí. První částí je oko pro pístní čep. V tomto oku je uložen pístní čep, který je buď plovoucí, nebo nalisován za tepla. V případě plovoucího čepu pak bývá v oku nalisováno bronzové pouzdro nebo tenkostěnná ocelová pánev s výstelkou z olověného bronzu a drážkou pro rozvod maziva po celé šířce pánve. Dále bývá do oka vyvrtán otvor pro přívod mazacího oleje. Tvar samotného oka pro pístní čep může být modifikován do tvaru lichoběžníku, kde tomuto upravenému tvaru odpovídá i tvar náliťků pro pístní čep na pístu. Lichoběžníkové oko má pak své uplatnění u přeplňovaných motorů, kde jsou expanzní tlaky vyšší než u atmosférických plněných motorů a díky tomuto tvaru lze dosáhnout větší stykové plochy pro přenos těchto vyšších tlaků. Současně se však při tomto konstrukčním řešení počítá i s nižšími setrvačnými silami. U moderních zážehových motorů se toto řešení již vyskytuje vcelku často. Stěžejní částí, která propojuje oko ojnice pro pístní čep a hlavu ojnice, je dřík. Dřík má dva základní tvary příčného profilu. Prvním tvarem je profil ve tvaru I, který je užíván častěji u sériových čtyřdobých spalovacích motorů. Druhým tvarem je profil ve tvaru H, který má své využití u závodních spalovacích motorů díky vyšší tuhosti profilu a snadnějšímu opracování. Jelikož je dřík ojnice únavově namáhán, tak jsou požadovány hladké a plynulé přechody, zaoblení všech hran a tedy zamezení možnosti výskytu únavových trhlin. Poslední částí ojnice je hlava ojnice, která je spojena s klikovým hřídelem. Hlava ojnice musí být u čtyřdobých motorů na rozdíl od dvoudobých motorů až na výjimky dělená. Důvodem dělení je montáž ojnice na klikový hřídel, který je celistvý a vyrobený jako odlitek či výkovek. Nebylo by pak tedy možné ojnici na hřídel nikterak namontovat. Hlava ojnice pak tedy musí být dostatečně tuhá, aby nedocházelo k případné deformaci ložiskových pánví, které jsou v hlavě ojnice uloženy. Pro zajištění polohy ložiskových pánví proti pootočení během chodu motoru jsou v hlavě ojnice vyrobeny polohovací drážky [2].

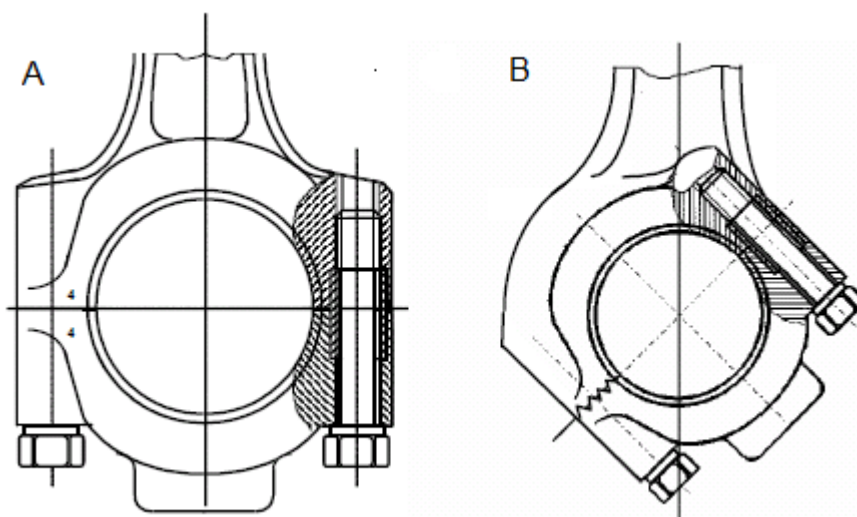


Obr. 4. Ojnice čtyřdobého zážehového motoru; 1 – ojnicí šroub; 2 – ložisková pánev; 3 – dřík ojnice; 4 – otvor pro přívod maziva; 5 – oko pro pístní čep; 6 – hlava ojnice; 7 – víko ojnice

Dělení hlavy ojnice probíhá v rovině kolmé na osu ojnice. V případě, že je hlava ojnice rozměrnější, tedy přesahuje rozměrově vrtání válce motoru a nebylo by ji tudíž možné demontovat skrze válec a musel by tak být demontován klikový hřídel, se dělicí rovina hlavy

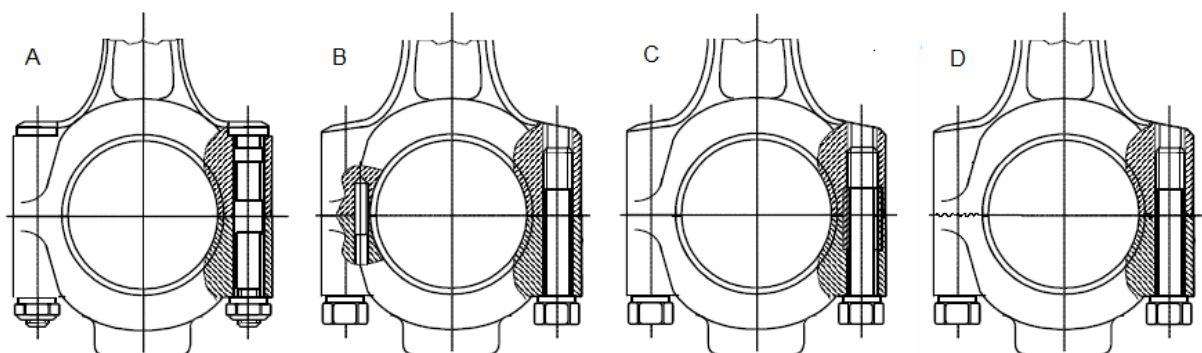


ojnice skloní pod úhel 30° , 45° nebo 60° od osy ojnice. Toto konstrukční řešení pak na jednu stranu ojnici umožní její demontáž skrze válec bez nutnosti vyjmutí klikového hřídele z motoru, ale na stranu druhou, v rámci nepříznivého rozložení zatěžujících sil, musí být hlava ojnice hmotnější. Vhodné zachycení působících sil obstarává vyfrézované ozubení v dělicí rovně hlavy ojnice [2].



Obr. 5. Dělicí rovina hlavy ojnice [2]; A – dělicí rovina kolmá k ose ojnice; B – dělicí rovina skloněná od osy ojnice

Hlava ojnice je dělena až po samotném obrobení a opracování funkčních rozměrů ojnice. Po oddělení víka ojnice je však nutné zajistit jeho přesnou polohu vůči hlavě ojnice, aby po montáži na klikovou hřídel nedošlo k přesazení a tedy možnému zadíraní ložiskových pánví. Toto vzájemné polohování může být zajištěno pomocí několika metod, jako jsou středící válcové plochy přímo na dřívku šroubu ojnice, dvojice válcových kolíků, trubkovou vložkou nebo křehkým řízeným lomem. Metoda dělení křehkým řízeným lomem je ze všech možností dělení nejvýhodnější. Každým dělením totiž vzniká unikátní nezaměnitelná dělicí plocha. Na rozdíl od ostatních metod pozicování tak nemusí být hlava a víko pozičně vůči sobě značeny z důvodu záměny [2].



Obr. 6. Polohování víka ojnice [2]; A – polohování válcovou plochou na dřívku ojnicího šroubu; B – polohování dvojicí válcových kolíků; C – polohování trubkovou vložkou; D – polohování křehkým řízeným lomem



Materiály pro výrobu ojnice mohou být oceli tříd 11 – 15 nebo oceli třídy 16, pro vysoce namáhané motory. Vyrábí se pak kováním v zápustce a mohou být dále po obrobení tepelně zušlechťovány nebo kuličkovány či leštěny pro vyšší únavovou pevnost. Dále se jako materiál používá litina, která má využití pro ojnice u malých motorů, nebo lehké hliníkové slitiny a kompozitní plasty. Méně často používaným materiálem pro výrobu ojníc je titan, který našel své uplatnění v závodních motorech, kde se osvědčil pro svou vysokou pevnost a nízkou hmotnost. U sériových spalovacích motorů by se titanové ojnice neosvědčili z důvodu vysoké ceny a vysoké vrubové citlivosti [1].



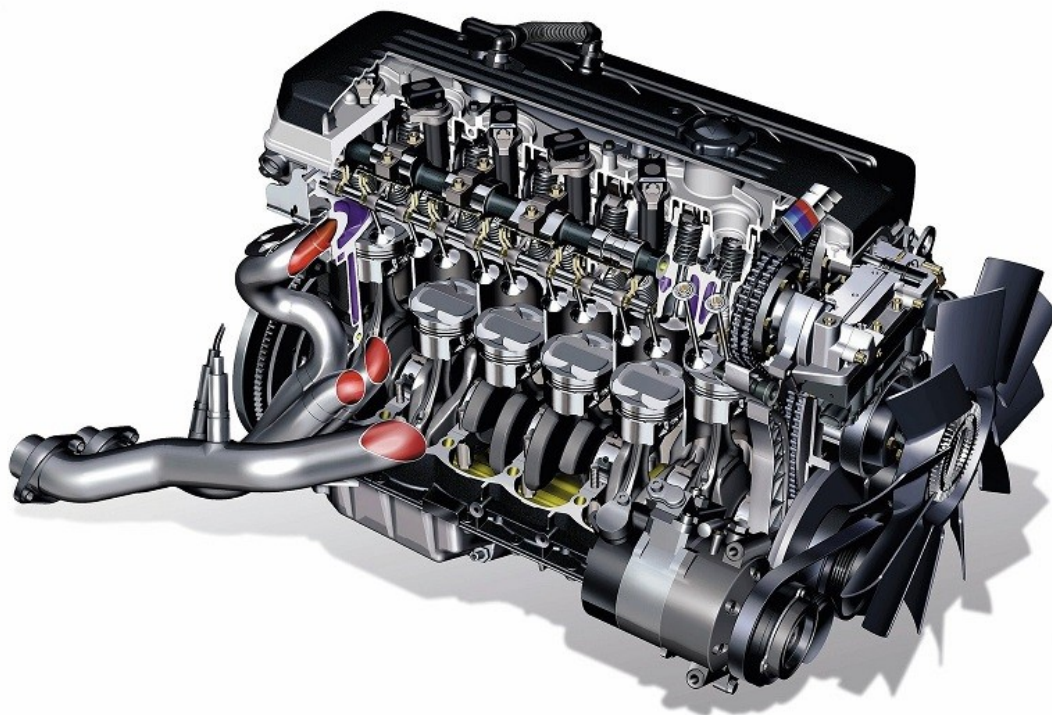
Obr. 7. Výkovek ojnice [1]



2 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

2.1 VSTUPNÍ PARAMETRY MOTORU

Pro návrh pístní a ojnicí skupiny čtyřdobého zážehového motoru byly vybrány vstupní parametry vycházející z motoru s výrobním označením S54B32 od společnosti BMW. Jedná se o kapalinou chlazený, atmosféricky plněný, zážehový, řadový šestiválec s výkonem 252 kW při 7900 min⁻¹. Tento motor byl vyvinut divizí M pro sériově vyráběný vůz se sportovním charakterem s označením BMW M3. Jedná se o 4. generaci řady 3 s označením e46. Vůz byl vyráběn v letech 2001 až 2006 v karosářském provedení kabrio a kupé. Na základě sportovního charakteru motoru je při návrhu pístní a ojnicí skupiny přihlíženo na již navržené rozměry a je vycházeno z dané koncepce. Motor je tedy brán pro tuto práci jako etalon.



Obr. 8. Motor BMW S54B32 [4]



Tab. 1. Parametry motoru S54B32 [5]

S54B32	
Zdvihový objem motoru [cm ³]	3 246
Počet válců [-]	6
Vrtání válce [mm]	87
Zdvih [mm]	91
Zdvihový poměr [-]	1,046
Kompresní poměr [-]	11,5 : 1
Počet ventilů na válec [-]	4
Průměr sacího ventilu [mm]	35
Průměr výfukového ventilu [mm]	30,5
Jmenovitý výkon [kW]	252
Zdvih sacího ventilu [mm]	12
Zdvih výfukového ventilu [mm]	12
Otáčky jmenovitého výkonu [1/min]	7 900
Maximální točivý moment [Nm]	355
Otáčky maximálního točivého momentu [1/min]	4 900

2.2 NÁVRH ROZMĚRŮ

2.2.1 NÁVRH HLAVNÍCH ROZMĚRŮ MOTORU

Na základě vstupních parametrů lze úpravou vzorce pro výpočet efektivního výkonu (1) získat vzelec pro výpočet středního efektivního tlaku, a dále z celkového objemu vypočítat objem jednoho válce motoru. Z objemu jednoho válce se určí vrtání válce a zdvih pístu [3].

Efektivní výkon [3]:

$$P_e = p_e \cdot V_z \cdot \frac{n}{60} \cdot \tau \cdot i \quad [W] \quad (1)$$

kde	P_e [W]	efektivní výkon,
	p_e [Pa]	střední efektivní tlak,
	V_z [m ³]	zdvihový objem válce,
	n [min ⁻¹]	otáčky maximálního výkonu motoru,
	τ [-]	taktnost motoru,
	i [-]	počet válců motoru.

**Střední efektivní tlak [3]:**

$$p_e = \frac{60 \cdot P_e}{V_z \cdot n \cdot i \cdot \tau} [Pa] \quad (2)$$

$$p_e = 1,179 \cdot 10^6 Pa$$

Ze vstupních parametrů je známý celkový zdvihový objem motoru, ze kterého lze vypočítat objem jednoho válce. Na základě objemu jednoho válce lze provést výpočet pro vrtání válce za předpokladu známého zdvihového poměru. Dále se pak pomocí zdvihového poměru a vrtání určí zdvih pístu.

Zdvhový objem válce:

$$V_z = \frac{V_c}{6} [m^3] \quad (3)$$

$$V_z = 541 \cdot 10^{-6} [m^3]$$

kde $V_c [m^3]$ celkový zdvihový objem motoru.

$$V_z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot Z [m^3] \quad (4)$$

kde $D [m]$ vrtání válce motoru,

$Z [m]$ zdvih pístu.

Vrtání válce motoru [3]:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_z}{\pi \cdot k}} [m] \quad (5)$$

$$D = 87 \cdot 10^{-3} [m] = 87 [mm]$$

kde $k [-]$ zdvihový poměr (poměr zdvihu pístu ku vrtání válce).

Zdvh pístu [3]:

$$Z = k \cdot D [m] \quad (6)$$

$$Z = 91 \cdot 10^{-3} [m] = 91 [mm]$$

Nyní je nutno provést zběžnou kontrolu objemového výkonu motoru a střední pístové rychlosti motoru v porovnání s doporučenými tabulkovými intervaly rozsahu hodnot udávaných v literatuře [3].

**Objemový výkon [3]:**

$$P_l = \frac{P_e}{V_z \cdot i} \cdot 1\,000 \text{ [kW} \cdot \text{dm}^{-3}] \quad (7)$$

$$P_l = 77,61 \text{ [kW} \cdot \text{dm}^{-3}]$$

Střední pístová rychlost [3]:

$$c_s = 2 \cdot Z \cdot \frac{n}{60} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (8)$$

$$c_s = 23,97 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Tab. 2. Charakteristické hodnoty zážehových motorů [3]

Motory zážehové	Rok	Jmenovité otáčky		Střední pístová rychlost		Střední efektivní tlak		Kompresní poměr		Zdvihový poměr		Objemový výkon	
		[min ⁻¹]		[m·s ⁻¹]		[MPa]		[-]		[-]		[kW·dm ⁻³]	
		min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.
Bez rozlišení	1966	3 400	5 700	8,6	14,7	0,65	1,1	6,6	9	0,83	1,46	15	37
Bez rozlišení	1994	4 000	6 500	10	19	0,65	1,5	7,5	10,5	0,7	1,2	25	80
Atm. plněné	2003	4 500	8 800	11,5	24	0,8	1,3	9	12,5	0,7	1,3	31	88
Přeplňované	2003	5 000	7 000	11	19,1	1,1	2	8	10,5	0,8	1,2	50	103

Hodnoty středního efektivního tlaku, objemového výkonu a střední pístové rychlosti jsou v porovnání s doporučenými tabulkovými hodnotami v dané mezi. Střední pístová rychlost je blízko horní hranici doporučených hodnot. Tento fakt je zapříčiněn vysokými otáčkami motoru ve spojení s velikostí zdvihu pístu.

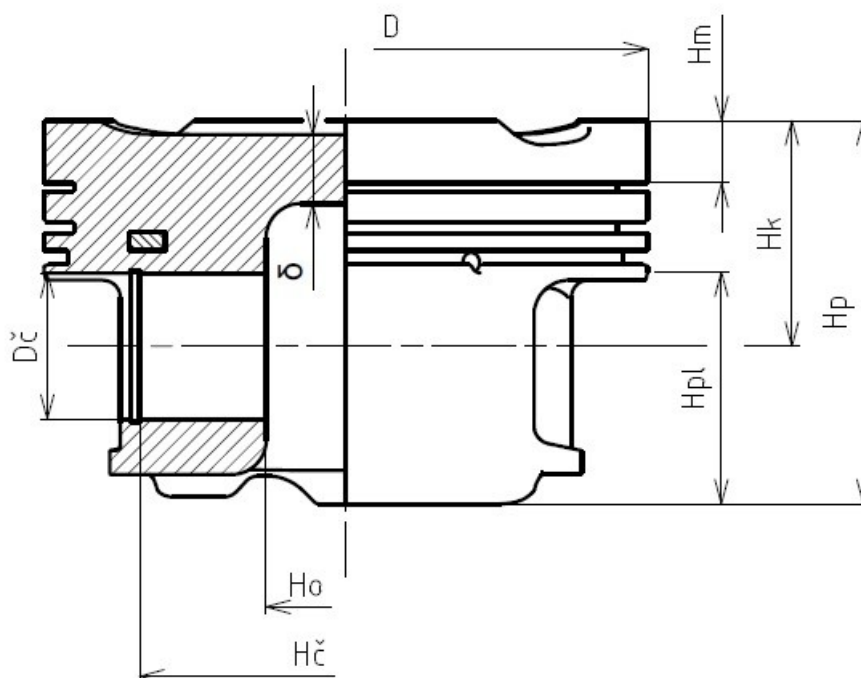
2.2.2 NÁVRH HLAVNÍCH ROZMĚRŮ PÍSTU

Na základě výpočtu hlavních rozměrů motoru mohou být dále vypočteny hlavní rozměry pístu. Tyto rozměry jsou voleny na základě doporučeného tabulkového rozsahu (Tab. 3), který vychází z osvědčených konstrukcí. Samotné hodnoty rozměrů jsou poté vyčíslovány v závislosti na vrtání válce. Dále je při návrhu rozměrů pístu třeba brát v potaz také doporučený rozsah hodnot dle diagramů sestavených pro příslušný rozměr v závislosti na vrtání válce. V neposlední řadě je třeba při návrhu přihlížet na konstrukci již navrženého motoru, z něhož je vycházeno [3].



Tab. 3. Doporučený rozsah hodnot rozměrů pístu [3]

Veličina		Hodnoty [%D]
ØD	Průměr pístu	100
H_p	Výška pístu	90 - 140
H_k	Výška koruny pístu	50 - 70
H_o	Vzdálenost mezi nálitky pro pístní čep	40
$H_{\check{c}}$	Délka pístního čepu	85
H_{m1}	Výška prvního můstku	6 - 10
H_{m2}	Výška druhého můstku	3 - 6
$\text{ØD}_{\check{c}}$	Vnější průměr pístního čepu	25 - 28
δ	Tloušťka dna pístu	5 - 7

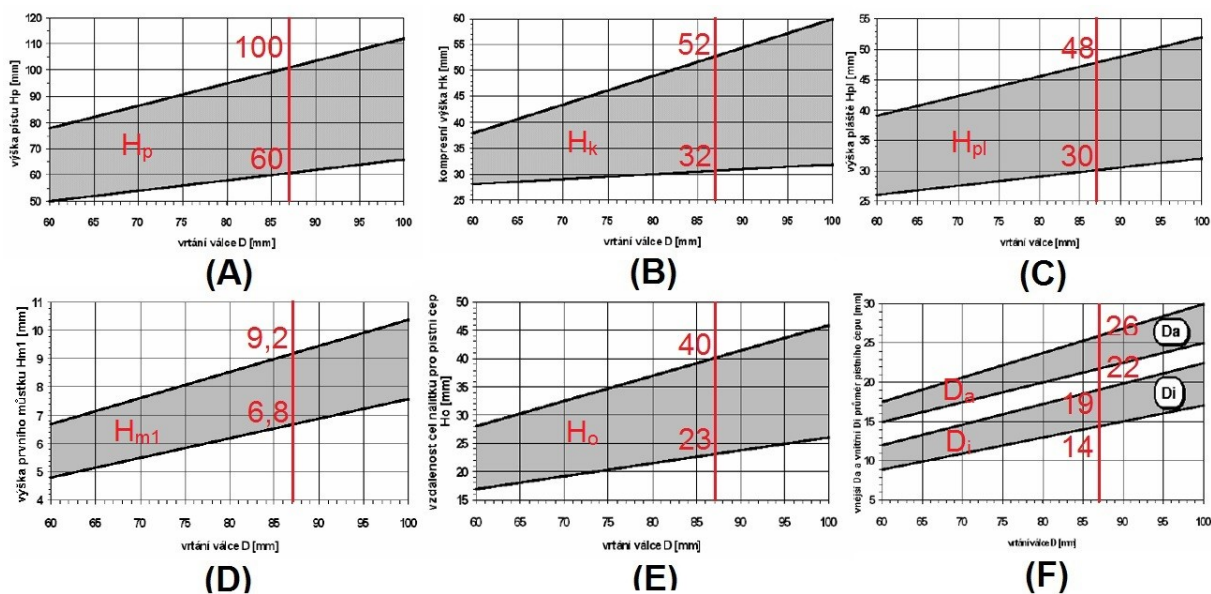


Obr. 9. Charakteristické rozměry pístu; D – průměr pístu; H_p – výška pístu; H_k – kompresní výška pístu; H_{pl} – výška pláště pístu; H_m – výška můstku; $H_{\check{c}}$ – délka pístního čepu; H_o – vzdálenost čel nálitků pro pístní čep; $D_{\check{c}}$ – průměr pístního čepu; δ – tloušťka dna pístu



Tab. 4. Navržené hodnoty rozměrů pístu

Veličina	Poměr vůči vrtání válce D [%]	Hodnota navrženého rozměru [mm]
Výška pístu H_p	63	55,2
Kompresní výška pístu H_k	37	32,5
Výška pláště pístu H_{pl}	38	33
Výška prvního můstku H_{m1}	10	9
Výška druhého můstku H_{m2}	5	4,5
Výška třetího můstku H_{m3}	3	2,5
Vzdálenost čel nálitku pro pístní čep H_o	26	23
Délka pístního čepu H_ξ	66	57
Vnější průměr pístního čepu d_a	24	21
Vnitřní průměr pístního čepu d_i	14	12
Tloušťka dna pístu δ	11	10



Obr. 10. Diagramy doporučených rozměrů v závislosti na průměru pístu [3]; A – výška pístu; B – kompresní výška pístu; C – výška pláště pístu; D – výška prvního můstku pístu; E – vzdálenost čel nálitku pro pístní čep; F – vnitřní a vnější průměr pístního čepu

Při porovnání navržených a doporučených hodnot dochází v několika případech k odchýlení se od doporučeného rozsahu. Je tomu tak například u výšky pístu. Tabulková doporučená hodnota výšky pístu činí 90% průměru vrtání válce, tedy 78 mm, a diagramem doporučená nejnižší výška pístu pro vypočtené vrtání válce je 60 mm. V navrhovaném případě je výška pístu 55,2 mm, což je zapříčiněno snahou snížení celkové výšky motoru a hlavně snížení hmotnosti pístu za účelem snížení setrvačných sil. Navrhovaný motor má poměrně vysoké



otáčky a se zvyšujícími se otáčkami pak s druhou mocninou narůstají i setrvačné síly. Dále se proti doporučeným hodnotám liší kompresní výška pístu, což je důsledkem již samotného snížení výšky pístu, vzdálenost čel nálitku pro pístní čep a průměry pístního čepu, které byly opět zapříčiněny tvarem pístu z důsledku snížení hmotnosti.

2.2.3 VŮLE PÍSTNÍCH KROUŽKŮ

U navrhovaného pístu jsou navrženy 3 drážky pro pístní kroužky. První dvě jsou určeny pro těsnící pístní kroužky a poslední je určena pro stírací pístní kroužek. Při návrhu těchto drážek je třeba určit jednotlivé vůle, tak aby nedošlo k jejich plnému vymezení a tím možného poškození motoru, ale na druhou stranu nesmí být příliš velké tak, aby nedocházelo k nadměrnému profuku do prostoru klikové skříně. V rámci tepelné roztažnosti se tedy předepisuje radiální vůle, axiální vůle a vůle v zámcích pístních kroužků. Radiální vůle je vůle nacházející se mezi vnitřní stěnou pístního kroužku a stěnou drážky pro pístní kroužek. Hodnota radiální vůle je literaturou [3] doporučována v rozsahu 0,6 – 0,8 mm. Axiální vůle, je vůle předpokládající vznik karbonové vrstvy a její velikost je dána rozdílem výšky drážky pro pístní kroužek a samotnou výškou pístního kroužku. Vůle v zámcích pístního kroužku je hodnota mezi čely pístního kroužku v namontovaném stavu [3].

Tab. 5. Použité pístní kroužky

Pístní kroužek	Druh	Šířka [mm]	Výška [mm]
1. těsnící	pravoúhlý s třecí plochou typu balling	3,8	1,2
2. těsnící	polostírací minutový	3,8	1,5
3. stírací	stírací s výřezy s expandérem	3	2

Radiální vůle [3]:

$$d_n = D - 2 \cdot (a + S_p) \text{ [mm]} \quad (9)$$

kde d_n [mm] průměr drážky pro pístní kroužek v pístu,

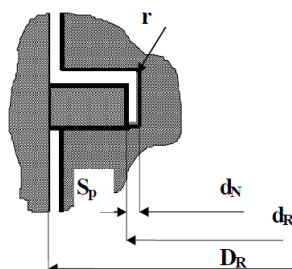
a [mm] šířka pístního kroužku,

S_p [mm] velikost radiální vůle.



Tab. 6. Přehled hodnot pro jednotlivé drážky

Pístní kroužek	Průměr drážky d_n [mm]	Radiální vůle S_p [mm]
1. kroužek	78	0,7
2. kroužek	78	0,7
3. kroužek	79,8	0,6



Obr. 11. Znárodnění radiální vůle [3]

Axiální vůle:

Tab. 7. Tabulku tolerančních polí a axiálních vůlí pístních kroužku a drážek

Pístní kroužek	Výška kroužku [mm]	Výška drážky [mm]	Maximální vůle [mm]	Minimální vůle [mm]
1. kroužek	$1,2_{-0,022}^{-0,01}$	$1,2_{0,02}^{0,048}$	0,07	0,03
2. kroužek	$1,5_{-0,022}^{-0,01}$	$1,5_{0,005}^{0,038}$	0,06	0,015
3. kroužek	$2_{-0,022}^{-0,01}$	$2_{0,01}^{0,038}$	0,06	0,02

Vůle v zámcích pístních kroužků:

Tab. 8. Tabulka vůlí v zámcích pístních kroužků v namontovaném stavu

Pístní kroužek	Vůle v zámku [mm]
1. kroužek	0,3 – 0,5
2. kroužek	0,3 – 0,5
3. kroužek	0,25 – 0,5

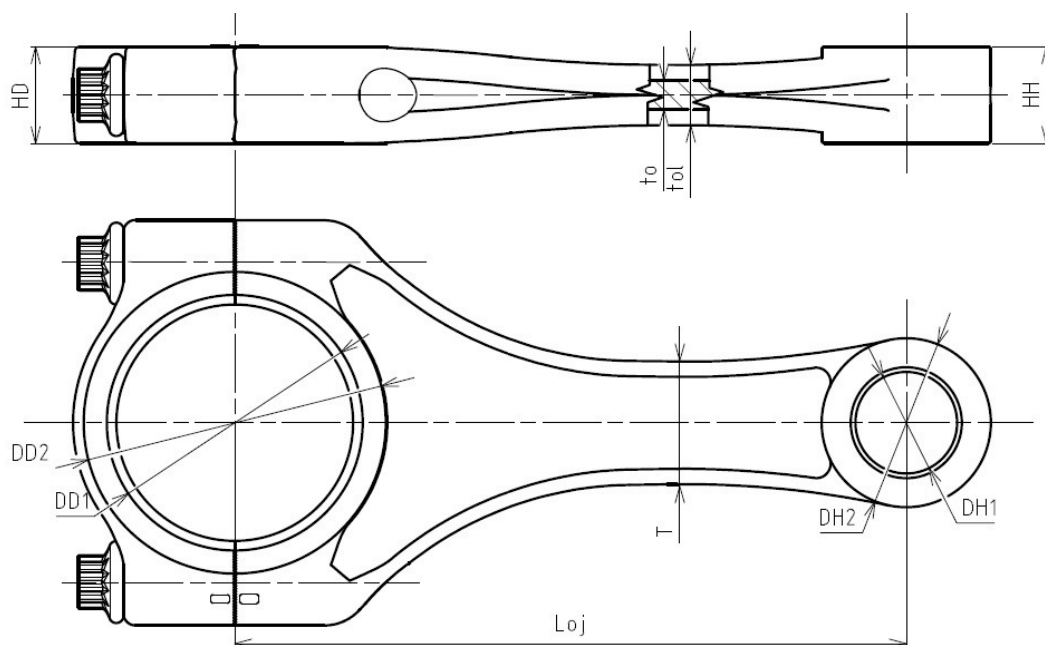


2.2.4 NÁVRH HLAVNÍCH ROZMĚRŮ OJNICE

Návrh ojnice probíhá dle rozsahu doporučených tabulkových hodnot podle literatury, který opět jako u pístu vychází z osvědčených konstrukcí. I zde jsou hodnoty jednotlivých rozměrů vztahovány k rozměrům vrtání válce.

Tab. 9. Doporučený rozsah hodnot rozměrů ojnice

Veličina		Hodnoty
T	Šířka dříku ojnice	$(0,26 - 0,3) \cdot D$
L_{oj}	Délka ojnice	$(1,7 - 2,3) \cdot D$
D_{H1}	Vnitřní průměr oka pro pístní čep	$(0,28 - 0,5) \cdot D$
D_{H2}	Vnější průměr oka pro pístní čep	$1,5 \cdot D_{H1}$
D_{D1}	Vnitřní průměr oka hlavy ojnice	$(0,6 - 0,75) \cdot D$
D_{D2}	Vnější průměr oka hlavy ojnice	$1,15 \cdot D_{D1}$
H_H	Tloušťka oka pro pístní čep	$(0,35 - 0,38) \cdot D$
H_D	Tloušťka oka hlavy ojnice	$(0,40 - 0,45) \cdot D$
t_{o1}	Základní tloušťka dříku ojnice	10 – 25 [mm]
t_o	Nejmenší tloušťka dříku ojnice	3-8 [mm]



Obr. 12. Charakteristické rozměry ojnice; T – šířka dříku ojnice; L_{oj} – délka ojnice; D_{H1} – vnitřní průměr oka pro pístní čep; D_{H2} – vnější průměr oka pro pístní čep; D_{D1} – vnitřní průměr oka hlavy ojnice; D_{D2} – vnější průměr oka hlavy ojnice; H_H – tloušťka oka pro pístní čep; H_D – tloušťka oka hlavy ojnice; t_{o1} – základní tloušťka dříku ojnice; t_o – nejmenší tloušťka dříku ojnice



Tab. 10. Navržené hodnoty rozměrů ojnice

Veličina	Poměr	Hodnota navrženého rozměru [mm]
Šířka dřívku ojnice T	29 % z D	25,5
Délka ojnice L_{oj}	160 % z D	139
Vnitřní průměr oka pro pístní čep D_{H1}	26 % z D	22,5
Vnitřní průměr oka hlavy ojnice D_{D1}	61 % z D	53
Tloušťka oka pro pístní čep H_H	23 % z D	20
Tloušťka oka hlavy ojnice H_D	23 % z D	20
Vnější průměr oka pro pístní čep D_{H2}	170 % z D_{H1}	35
Vnější průměr oka hlavy ojnice D_{D2}	118 % z D_{D1}	62,5
Základní tloušťka dřívku ojnice t_{o1}	-	12,5
Nejmenší tloušťka dřívku ojnice t_o	-	6

Při porovnání doporučených tabulkových hodnot (Tab. 9.) s hodnotami navrženými bylo třeba provést drobné korekce a tedy přesažení doporučeného rozsahu. Tyto korekce se projevily například u délky ojnice, kde je doporučena délka ojnice minimálně 1,7 krát vrtání válce, tedy 148 mm. Navržená byla délka 139 mm a to za účelem snížení výšky motoru, snížení hmotnosti ojnice a také předejití vlivu zatížení dřívku ojnice tlakem a možností vzniku ztráty vzpěrné stability. Naopak v případě vnějšího průměru obou ok bylo třeba v důsledku vyššího zatížení nutno zvolit větší vnější průměry.

2.3 ČÁSTI PÍSTNÍ A OJNIČNÍ SKUPINY

2.3.1 PÍSTNÍ SKUPINA

Píst

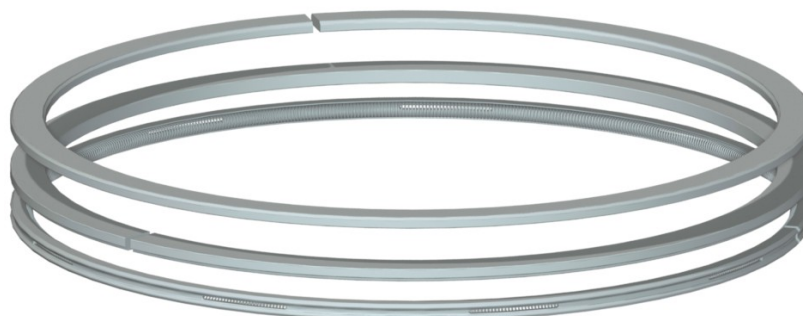
Navržený píst má průměr 87 mm a výšku 55,2 mm. Tvar dna pístu je uzpůsoben tvaru a sklonu sacích a výfukových ventilů vůči ose válce. Na plášti pístu jsou 3 různě hluboké a vysoké drážky pro pístní kroužky. Ve spodní části pláště je pak vybrání proti kolizi trysky ochlazující dno pístu ostříkem oleje a samotného pístu v okamžiku dolní úvrati. V místě otvoru pro pístní čep jsou na obou stranách vybrání pro snadnou montáž a demontáž pojistných kroužků. Celkově je pak píst co nejvíce odlehčen za účelem snížení setrvačných sil. Je vyroben jako odlitek z hliníkové slitiny s velkým obsahem křemíku. Hmotnost pístu činí 365 gramů.



Obr. 13. Navržený píst

Pístní kroužky

Navržená pístní skupina má tři pístní kroužky. První pístní kroužek je těsnící pravoúhlý s třecí plochou typu balling. Druhý pístní kroužek je těsnící polostírací minutový kroužek. Jedná se o minutový kroužek, který má navíc ve spodní části osazení a je tak u něj zvýšená schopnost stírání oleje ze stěny válce. Při montáži je třeba dbát na správné natočení kroužku. Posledním kroužkem je kroužek stírací se zvýšeným přitlakem a expandérem. Tento kroužek má v sobě pružinu, která zvyšuje přitlak na stěnu válce a tím i stírací schopnosti kroužku. Nesmí být opomenuto správné polohování zámku pístních kroužků vůči sobě. V případě těchto 3 kroužků tedy po 120° avšak tak, aby poloha zámku nevyšla v rovině otvoru pro pístní čep. Pístní kroužky jsou vyrobeny z oceli a mohou být povrchově upraveny. Hmotnost těchto 3 kroužků dohromady činí 26 gramů.

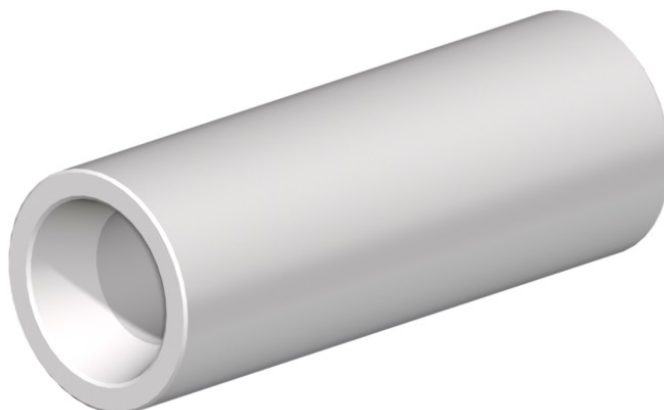


Obr. 14. Navržené pístní kroužky



Pístní čep

V případě návrhu pístní skupiny je pístní čep uložen jako plovoucí. Charakteristickými rozměry čepu jsou vnější průměr 21 mm a délka 53 mm. Průřez čepu je navržen jako mezikružní z důvodu nižší hmotnosti a lepších mechanických vlastností. Čep je vyroben z cementační oceli. Vlivem únavového namáhání je povrch leštěn za účelem snížení možnosti vzniku únavových trhlin a tedy následného zničení motoru. Pístní čepy bývají normalizovány dle normy ČSN 30 2130. Hmotnost navrženého čepu činí 99 gramů [1].



Obr. 15. Navržený pístní čep

Pojistné kroužky

Volené pojistné kroužky jsou dány normou ČSN 02 2925. Jejich úkolem je zabezpečit plovoucí pístní čep proti pohybu. Materiálem pro jejich výrobu je ocel. Pro jejich montáž a demontáž musí být v pístu vybrání. Hmotnost těchto dvou kroužků činí 3 gramy.



Obr. 16. Navržené pojistné kroužky

2.3.2 OJNÍČNÍ SKUPINA

Ojnice

Navržená ojnice má roztečnou délku mezi oky 139 mm. Dřík má průřez tvaru I. Do oka pro pístní čep je nalisováno ocelové pouzdro. V hlavě ojnice jsou v místě pro uložení ložiskových pánví vyrobeny drážky proti pootočení pánví během chodu motoru. Ojnice je vyrobena jako výkovek z oceli. Po opracování funkčních ploch a otvorů je hlava ojnice dělena



kontrolovaným lomem. Z tohoto důvodu jsou v místě dělicí roviny předkovány vruby pro zajištění vedení lomu (Obr. 17.). Tento lom pak zajišťuje unikátnost a víko ojnice je vůči hlavě při montáži pozičně naprosto přesně. Hmotnost ojnice včetně víka činí 522 gramů.



Obr. 17. Navržená ojnice

Pouzdro oka ojnice

V tomto případě se jedná o ocelové pouzdro s vystýlkou z olovnatého bronzu, které je do ojnice nalisováno a tak je zamezeno pootáčení se během chodu motoru. Pouzdro má v sobě shora otvor pro přístup maziva a středem je vyrobena drážka za účelem rozvodu maziva po celé šířce. Hmotnost toho pouzdra činí 12 gramů [1].



Obr. 18. Navržené pouzdro pístitního čepu



Ložiskové pánve

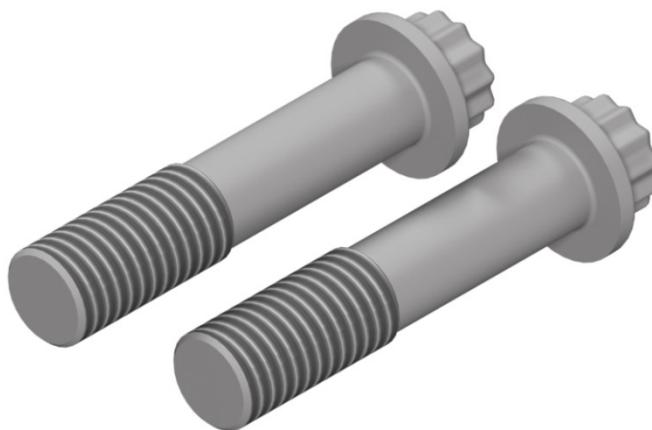
Jsou navrženy pro čep na klikové hřídeli o průměru 49 mm. Materiál, z kterého jsou pánve vyrobeny, je ocel. Samotné pánve jsou na vnější straně nastříženy a tím jsou vyrobeny zámky, které při namontování zapadají do vybrání v hlavě ojnice a zamezují tak jejich pootáčení během chodu motoru. Šířka pánví je 18 mm a hmotnost obou kusů je 46 gramů.



Obr. 19. Navržené ložiskové pánve

Ojniční šrouby

Tyto šrouby jsou s dvanáctihrannou hlavou o průměru závitu M10. Materiál pro jejich výrobu je slitina titanu s vysokou mezí pevnosti okolo 1100MPa. Jejich úkolem je pevně spojit hlavu ojnice s víkem. Mohou být použity vždy jen jednou, z důvodu utahování na hranici meze kluzu. Šrouby jsou řízeny normou ČSN EN 4135 (313166). Hmotnost obou šroubů dohromady činí 56 gramů.



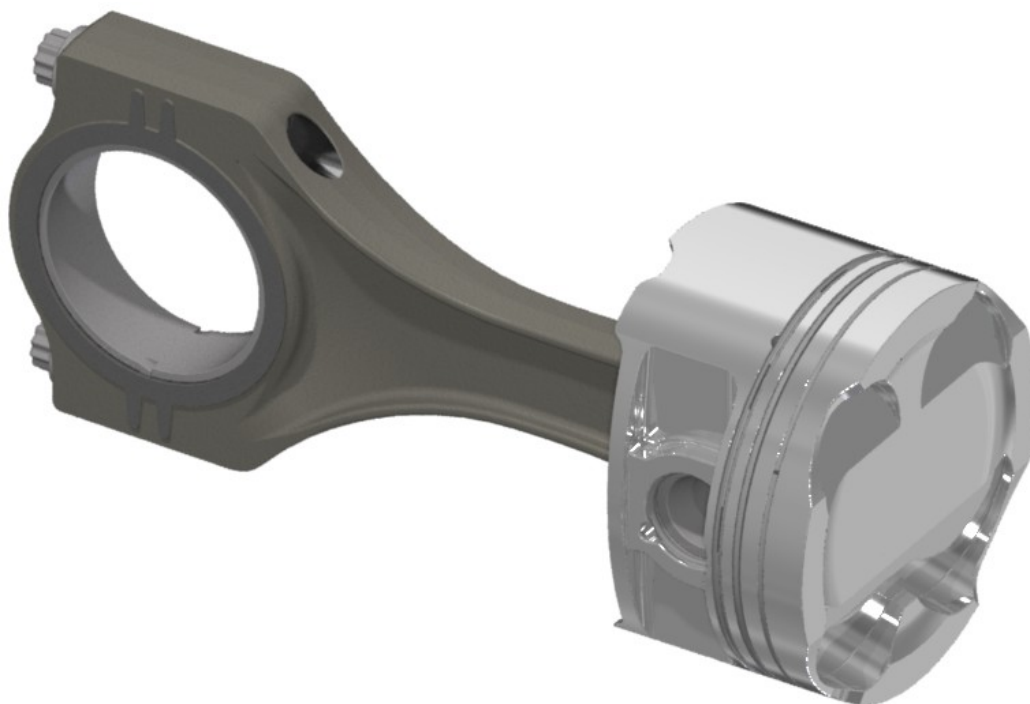
Obr. 20. Navržený spojovací šroub



2.3.3 SESTAVA PÍSTNÍ A OJNIČNÍ SKUPINY

Celková hmotnost pístní skupiny činí 493 gramů

Celková hmotnost ojniční skupiny činí 636 gramů

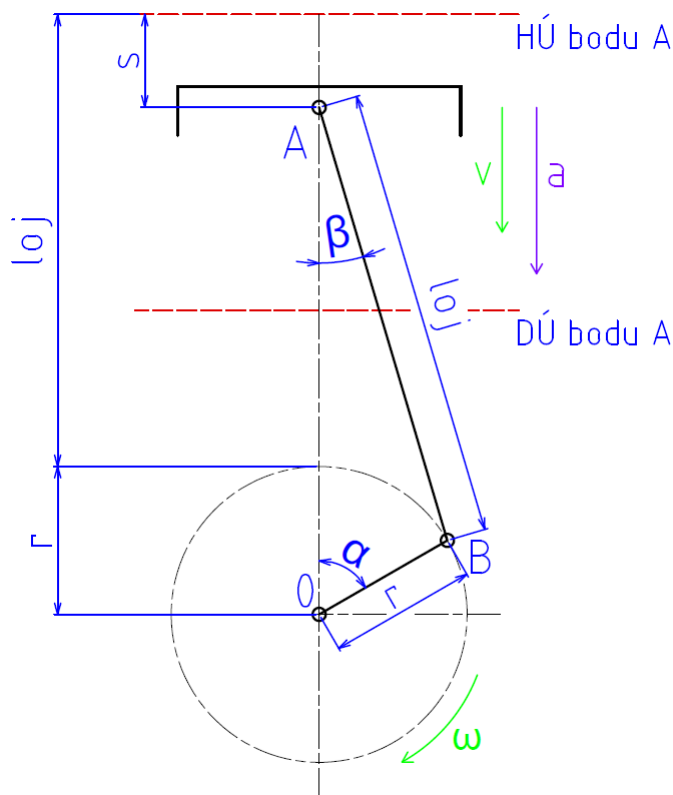


Obr. 21. Sestava navržené pístní a ojniční skupiny



3 KINEMATIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU

Z kinematického schématu lze pomocí jednoduchých goniometrických funkcí odvodit dráhu pístu a následnou derivací pak jeho rychlost a zrychlení. Tyto parametry jsou vyčísleny v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele a vyneseny do grafu v podobě jedné celé periody. Píst koná translační pohyb a pomocí klikového mechanismu je pohyb měněn na rotační. Při výpočtech považujeme otáčky klikové hřídele za konstantní.



Obr. 22. Kinematické schéma klikového mechanismu

3.1 DRÁHA PÍSTU

Dráha pístu je určena rozdílem mezi horní úvrati pístu a jeho momentální polohou vycházející ze závislosti na úhlu natočení klikového hřídele a úhlu odklonu ojnice vůči ose válce.

Dráha pístu [6]:

$$s = l_{oj} + r - (l_{oj} \cdot \cos \beta + r \cdot \cos \alpha) \text{ [m]} \quad (10)$$

- kde l_{oj} [m] roztečná délka ok ojnice,
 r [m] zalomení klikového hřídele,
 α [°] úhel natočení klikového hřídele,
 β [°] úhel vyosení ojnice vůči ose válce.



Dále platí:

$$\lambda = \frac{r}{l_{oj}} [-] \quad (11)$$

$$\lambda = 0,33$$

kde $\lambda [-]$ ojnicní poměr.

$$\sin \beta = \lambda \cdot \sin \alpha [-] \quad (12)$$

tedy:

$$\cos \beta = \pm \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} [-] \quad (13)$$

Následnou úpravou s využitím nekonečné řady pomocí binomické věty, a zpětném dosazení do vztahu získáme zjednodušený vztah pro dráhu pístu v závislosti pouze na úhlu natočení klikového hřídele α .

Výsledný vztah pro dráha pístu [6]:

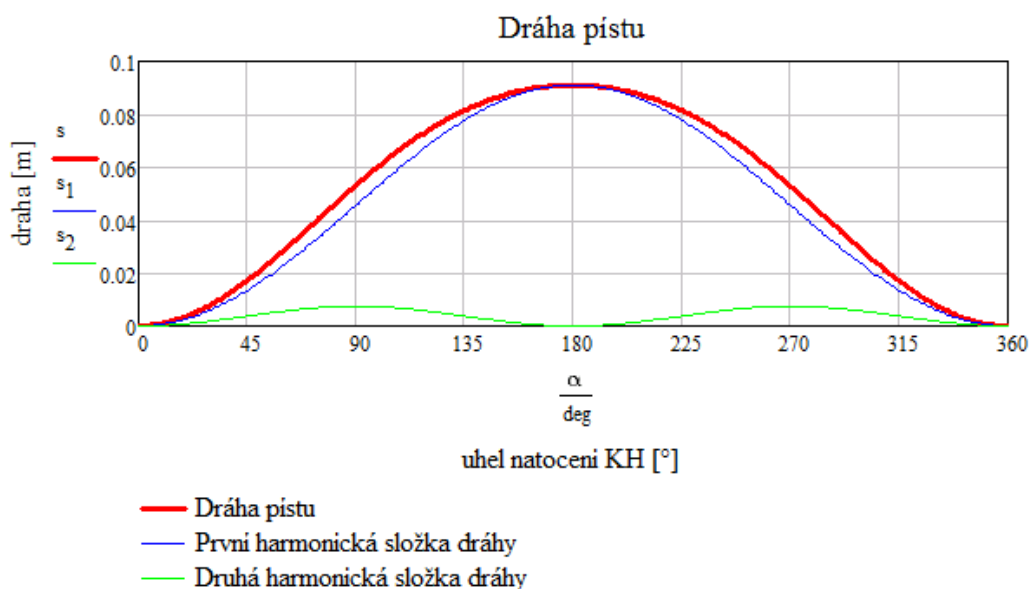
$$s = r \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right] [m] \quad (14)$$

První harmonická složka dráhy:

$$s_1 = r \cdot (1 - \cos \alpha) [m] \quad (15)$$

Druhá harmonická složka dráhy:

$$s_2 = r \cdot \left[\frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right] [m] \quad (16)$$



Obr. 23. Dráha pístu v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele



3.2 RYCHLOST PÍSTU

Rychlost pístu je proměnná. V okamžiku horní a dolní úvrati je rovna 0. Naopak její maximální hodnota bývá před první polovinou dráhy pístu z horní úvrati směrem do dolní úvrati a za první polovinou dráhy z dolní úvrati směrem do horní. Okamžitá rychlost je pak derivací dráhy podle času.

Rychlost pístu [6]:

$$v = \frac{ds}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} [m \cdot s^{-1}] \quad (17)$$

kde t [s] čas.

tedy:

$$v = r \cdot \omega \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) [m \cdot s^{-1}] \quad (18)$$

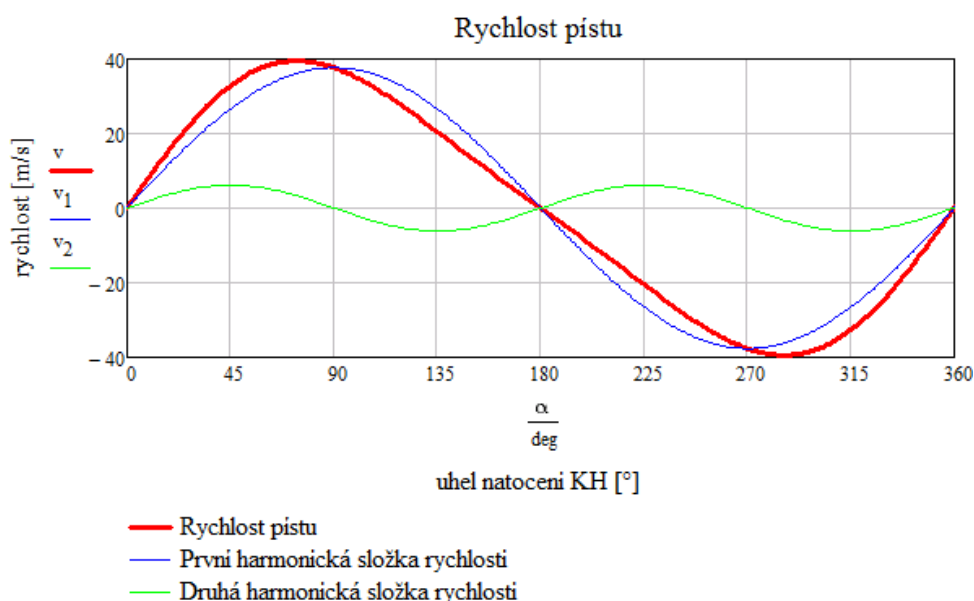
kde ω [s⁻¹] úhlová rychlost

První harmonická složka rychlosti:

$$v_1 = r \cdot \omega \cdot \sin \alpha [m \cdot s^{-1}] \quad (19)$$

Druhá harmonická složka rychlosti:

$$v_2 = r \cdot \omega \cdot \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha [m \cdot s^{-1}] \quad (20)$$



Obr. 24. Rychlost pístu v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele



3.3 ZRYCHLENÍ PÍSTU

Zrychlení lze získat derivací rychlosti podle času. Maximálního zrychlení píst nabývá v okamžiku horní úvrati. V dolní úvrati je zrychlení pístu nižší. Další vliv na tvar křivky zrychlení má ojnicí poměr mezi ramenem klikové hřídele a délkou ojnice. Se zvyšující se délkou ojnice se průběh přibližuje více první harmonické složce.

Zrychlení pístu [6]:

$$a = \frac{dv}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} [m \cdot s^{-2}] \quad (21)$$

tedy:

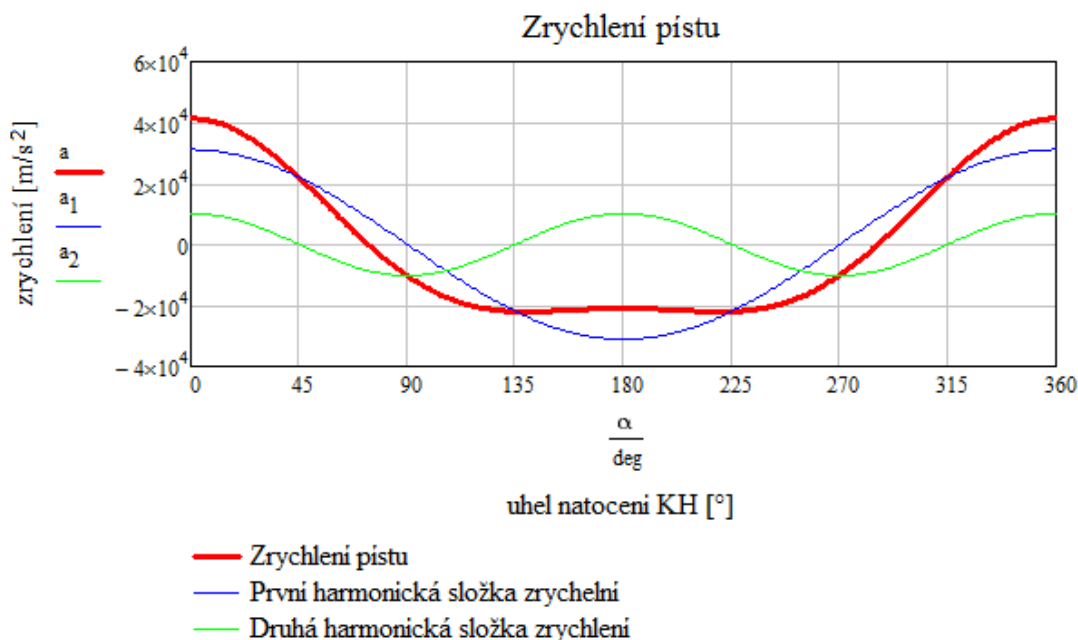
$$a = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) [m \cdot s^{-2}] \quad (22)$$

První harmonická složka rychlosti:

$$a_1 = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha [m \cdot s^{-2}] \quad (23)$$

Druhá harmonická složka rychlosti:

$$a_2 = r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha [m \cdot s^{-2}] \quad (24)$$



Obr. 25. Zrychlení pístu v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele



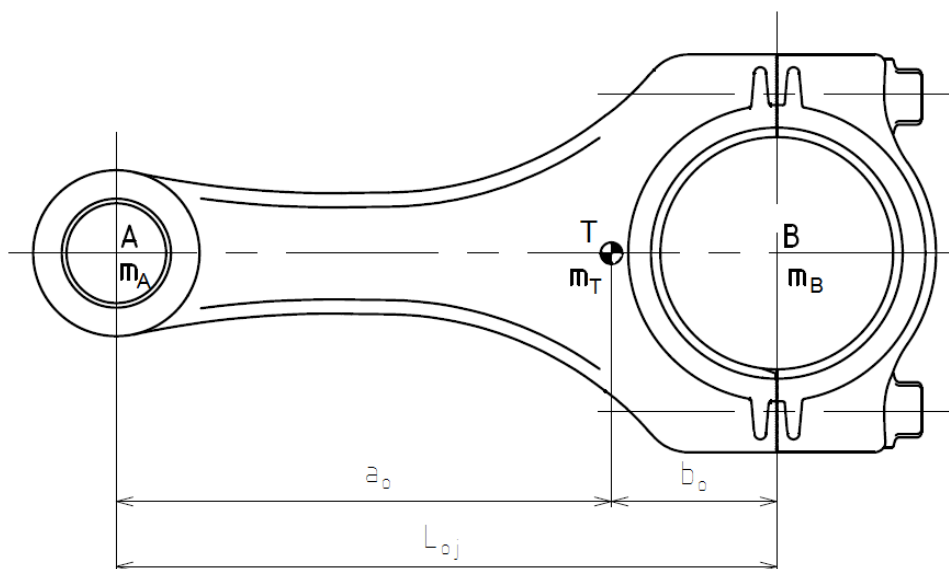
4 DYNAMIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU

4.1 BODOVÁ REDUKCE HMOTNOSTI OJNICE

Pro řešení dynamiky klikového mechanismu je nutno prvně provést pro zjednodušení výpočtů redukci hmotnosti ojnice do bodů. Je tomu tak z důvodu, že ojnice vykonává obecný rovinný pohyb složený jak z rotace tak translace. Pomocí redukce hmotnosti do bodů tak získáme rozdělení na posuvné a rotační části.

4.1.1 TŘÍBODOVÁ REDUKCE HMOTNOSTI

Pomocí tříbodové redukce se redukuje hmotnost celé ojniční skupiny do tří bodů. Prvním bodem je těžiště a zbylé dva jsou středy ojničních ok. Při tomto výpočtu je třeba znát polohu těžiště a moment setrvačnosti ojniční skupiny. Ta se zjišťuje buď experimentálně, graficky nebo pomocí modelace v počítačovém programu. V tomto případě byly tyto hodnoty zjištěny pomocí sestavení modelu v programu Inventor od společnosti Autodesk. Kompletní výpočet je obsažen ve výpočtové zprávě.



Obr. 26. Tříbodová redukce hmotnosti

Tab. 11. Parametry modelu ojniční skupiny

Veličina	Hodnota
Hmotnost ojniční skupiny [kg]	0,636
Moment setrvačnosti k těžišti [kg·mm ²]	2 238,5
Vzdálenost oka pro pístní čep od těžiště [mm]	104,2
Vzdálenost oka hlavy ojnice od těžiště [mm]	34,8

**Náhrada ojnice třemi body [7]:**

$$m_A + m_B + m_T = m_{oj} [kg] \quad (25)$$

kde m_A [kg] redukována hmotnost ojniční skupiny v oku pro pístní čep,

m_B [kg] redukována hmotnost ojniční skupiny v oku hlavy ojnice,

m_T [kg] redukována hmotnost ojniční skupiny v těžišti,

m_{oj} [kg] hmotnost ojniční skupiny.

$$m_A \cdot a_o = m_B \cdot b_o [kg \cdot mm] \quad (26)$$

kde a_o [mm] vzdálenost oka pro pístní čep od těžiště,

b_o [mm] vzdálenost oka hlavy ojnice od těžiště.

$$m_A \cdot a_o^2 + m_B \cdot b_o^2 = I_{Toj} [kg \cdot mm^2] \quad (27)$$

kde I_{Toj} [kg·mm²] moment setrvačnosti ojniční skupiny k těžišti.

Tab. 12. Hodnoty redukovaných hmotností tříbodové redukce

Veličina	Hmotnost [kg]
Redukovaná hmotnost v bodě A	$154,6 \cdot 10^{-3}$
Redukovaná hmotnost v bodě B	$462,7 \cdot 10^{-3}$
Redukovaná hmotnost v těžišti	$18,8 \cdot 10^{-3}$

4.1.2 DVOUBODOVÁ REDUKCE HMOTNOSTI

Z metody redukce do tří bodů lze jednoduchým přepočtem získat redukci dvoubodovou. Tato redukce pak bude složena z bodu A, oka pro pístní čep, a z bodu B, oka hlavy ojnice. Výsledkem této redukce je získání hmotností posuvných a rotačních částí ojniční skupiny, které jsou detailně vypočteny v Příloze I.

Náhrada ojnice dvěma body [7]:

$$m_{TA} \cdot L_{oj} = m_T \cdot b_o [kg \cdot mm] \quad (28)$$

kde m_{TA} [kg] redukována hmotnost těžiště přepočítaná k oku pro pístní čep.

$$m_{TB} \cdot L_{oj} = m_T \cdot a_o [kg \cdot mm] \quad (29)$$

kde m_{TB} [kg] redukována hmotnost těžiště přepočítaná k oku hlavy ojnice.



Tab. 13. Hodnoty posuvných a rotačních hmot ojnice

Veličina	Hmotnost [kg]
Výsledná hmotnost posuvných částí ojnice	$159,3 \cdot 10^{-3}$
Výsledná hmotnost rotačních částí ojnice	$476,7 \cdot 10^{-3}$

4.2 HMOTNOSTI ROTAČNÍCH A POSUVNÝCH ČÁSTÍ OJNICE

Pro další výpočty dynamického zatěžování je nutno spočítat celkové hmotnosti rotačních a posuvných částí pístní a ojnicní skupiny.

Hmotnost posuvných částí:

$$m_p = m_{pist} + m_{pk} + m_{\check{c}} + m_k + m_{Aoj} [kg] \quad (30)$$

$$m_p = 652,26 \cdot 10^{-3} [kg]$$

kde m_{pist} [kg] hmotnost pístu,

m_{pk} [kg] hmotnost pístních kroužků,

$m_{\check{c}}$ [kg] hmotnost pístního čepu,

m_k [kg] hmotnost pojistných kroužků,

m_{Aoj} [kg] výsledná hmotnost posuvných hmot ojnice.

Hmotnost rotačních částí:

$$m_r = m_{Boj} [kg] \quad (31)$$

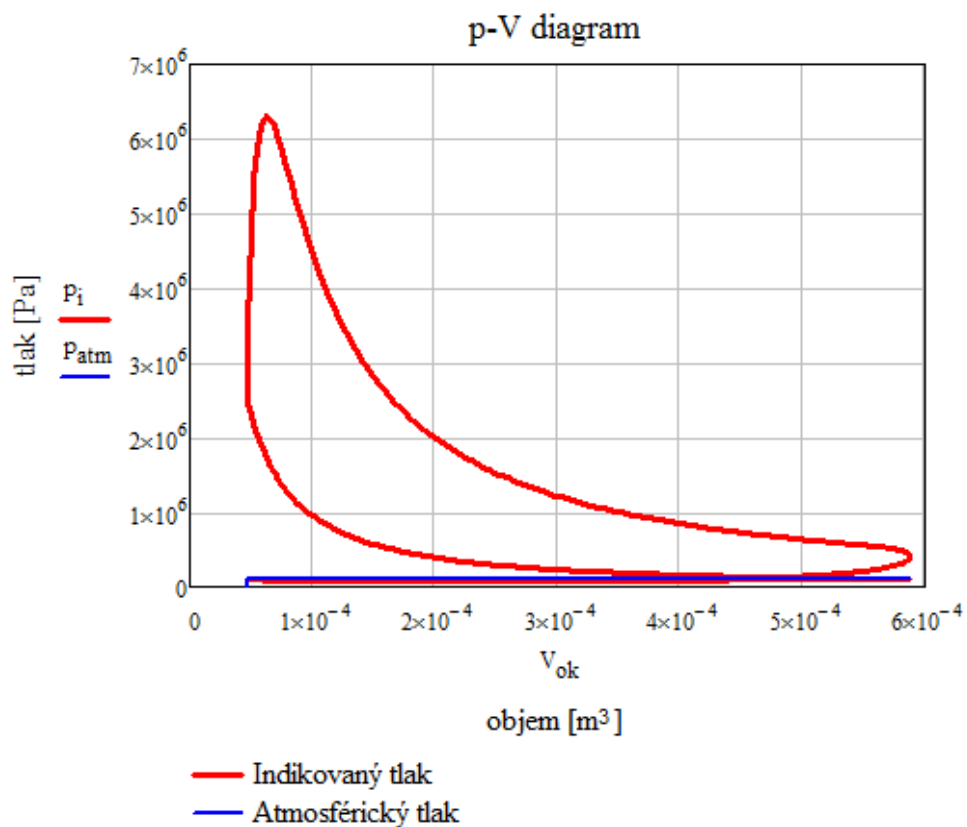
$$m_r = 476,7 \cdot 10^{-3} [kg]$$

kde m_{Boj} [kg] výsledná hmotnost rotačních hmot ojnice.

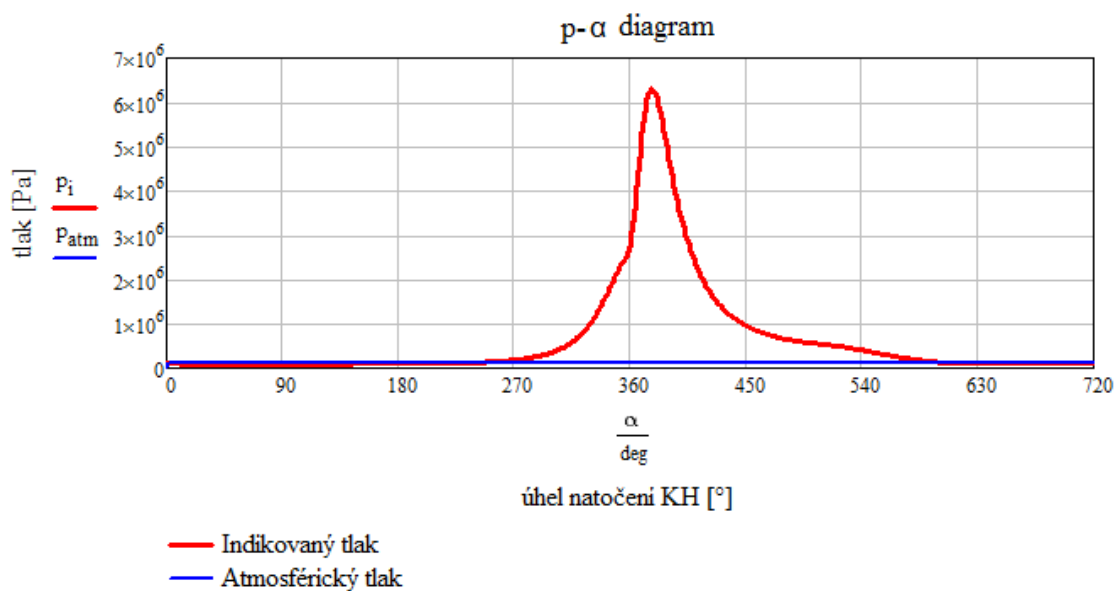
4.3 SILOVÉ PŮSOBENÍ NA KLIKOVÉM MECHANISMU

4.3.1 PRŮBĚH TLAKU VE VÁLCI

Pro výpočet průběhu silového působení na klikovém mechanismu je třeba znát hodnoty tlaku v jednotlivých okamžicích natočení klikového hřídele. Hodnoty tohoto tlaku lze zjistit experimentálně, měřením za chodu motoru. Při této metodě měření je bohužel nutný zásah do motoru, a proto byla zvolena metoda simulace v programu Tlak macro - 1101. V tomto programu byly vstupní parametry nastaveny tak, abychom dostali alespoň přibližný průběh indikovaného tlaku, který lze užít pro další výpočty. Tlak byl nastaven pro otáčky maximálního výkonu. Maximální hodnota tlaku v okamžiku expanze činí přibližně 6,3 MPa. Celkový průběh tlaku je pak znázorněn v p-V a p- α diagramu (Obr. 27. a Obr. 28.), kde v Příloze I je k nalezení i detail nízkotlaké části p-V diagramu.



Obr. 27. Průběh tlaku ve válci v závislosti na objemu

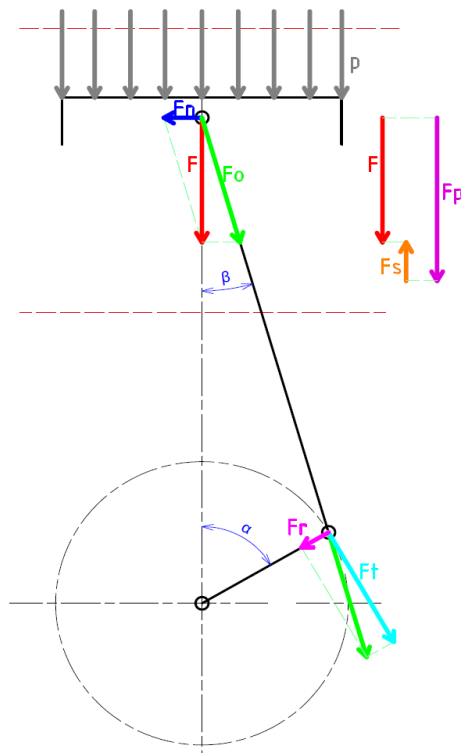


Obr. 28. Průběh tlaku ve válci v závislosti na natočení klikového hřídele



4.3.2 SÍLY V KLIKOVÉM MECHANISMU

Silové působení v klikovém mechanismu a jeho rozklad byl zanesen do zjednodušeného schématu (Obr. 29.). Velikost jednotlivých sil v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele je počítána a vykreslena pro otáčky maximálního výkonu motoru, tedy $7\,900\text{ min}^{-1}$. Přehlednější znázornění jednotlivých průběhů sil je k nalezení v Příloze I.



Obr. 29. Síly působící na klikový mechanismus; p – tlak od expanzních plynů; F_p – tlaková síla; F_s – setrvačná síla; F – síla na píst; F_n – normálová síla; F_o – síla v ose ojnice; F_r – radiální síla na čepu klikového hřídele; F_t – tečná síla na čepu klikového hřídele

Tlaková síla na dno pístu

Tato síla je vyvozena působením tlaku plynů na plochu dna pístu. Je jednou ze dvou hlavních složek působících na píst v ose, kde představuje hnací sílu klikového mechanismu.

Tlaková síla [6]:

$$F_p = (p_i - p_{atm}) \cdot S_p \text{ [N]} \quad (32)$$

kde	p_i [Pa]	indikovaný tlak,
	p_{atm} [Pa]	atmosférický tlak,
	S_p [m ²]	plocha dna pístu.



Setrvačná síla posuvných částí

Setrvačná síla je složená s hmotnosti a zrychlení posuvných částí klikového mechanismu. Je odporem proti zrychlení a proto ji počítáme jako zápornou. Její velikost je závislá jak na hmotnosti posuvných částí, tak na otáčkách motoru. V případě vysokých otáček pak setrvačná síla narůstá s druhou mocninou. Vysoká setrvačná síla je pro klikový mechanismus velice limitující a nebezpečná.

Setrvačná síla [6]:

$$F_s = -m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) [N] \quad (33)$$

kde m_p [kg] hmotnost posuvných částí.

Výsledná síla na píst

Výsledná síla na píst je dána součtem hodnot tlakové a setrvačné síly posuvných částí v jednotlivých bodech natočení klikového hřídele. Na základě této síly může proběhnout rozklad na dílčí síly, tedy na normálovou sílu a sílu v ose ojnice.

Setrvačná síla [6]:

$$F = F_p + F_s [N] \quad (34)$$

kde F_p [N] tlaková síla,

F_s [N] setrvačná síla posuvných částí.

Normálová síla na stěnu válce

Normálová síla vzniká rozkladem výsledné síly na píst. Tato síla ovlivňuje velikost třecí síly mezi pístem a stěnou válce. Se zvyšující se normálovou silou tak přímo úměrně roste třecí síla a tím se snižuje mechanická účinnost motoru a dochází ke ztrátám, které představují nejvyšší podíl ze všech mechanických ztrát.

Normálová síla [6]:

$$F_n = F \cdot \tan \beta [N] \quad (35)$$

kde F [N] výsledná síla na píst.

Síla v ose ojnice

Síla v ose ojnice je druhou složkou vzniklou rozkladem výsledné síly na píst. Jelikož je závislá také na úhlu odklonu ojnice vůči ose válce, a tento úhel nabývá nízkých hodnot, tak je síla v ose ojnice téměř totožná s výslednou silou na píst. Díky této síle pak můžeme vyčíslit tahové a tlakové napětí v dířku ojnice.



Síla v ose ojnice [6]:

$$F_o = \frac{F}{\cos \beta} [N] \quad (36)$$

Radiální síla na čepu klikového hřídele

Radiální síla vzniká rozložením síly v ose ojnice a působí skrze rameno klikového hřídele jako zatěžující síla na ložiska.

Radiální síla na čepu klikového hřídele [6]:

$$F_r = F_o \cdot \cos(\alpha + \beta) [N] \quad (37)$$

kde F_o [N] síla v ose ojnice.

Tečná síla na čepu klikového hřídele

Tečná síla je druhou složkou, která vznikla rozložením síly v ose ojnice. Pomocí této tečné síly lze snadno určit výstupní indikovaný točivý moment na klikovém hřídeli.

Tečná síla na čepu klikového hřídele [6]:

$$F_t = F_o \cdot \sin(\alpha + \beta) [N] \quad (38)$$

4.3.3 TOČIVÝ MOMENT

Průběh indikovaného točivého momentu na klikové hřídeli je získán jako součin tečné síly na čepu klikového hřídele a ramene hřídele.

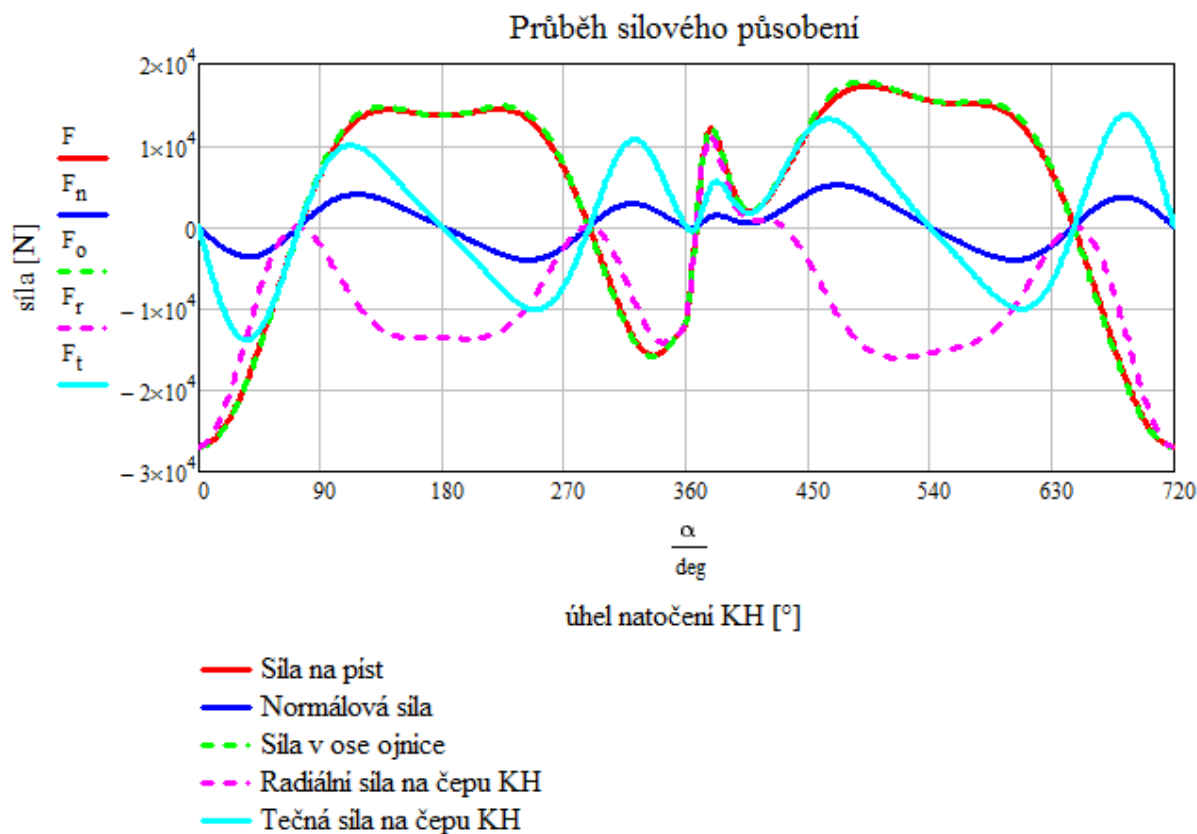
Točivý moment

$$M_t = F_t \cdot r [Nm] \quad (39)$$

kde F_t [N] tečná síla na čepu klikové hřídele.

Tab. 14. Indikované a efektivní veličiny

Veličiny	Indikované hodnoty	Efektivní hodnoty
Točivý moment motoru [Nm]	350,4	304,6
Výkon motoru [kW]	289,9	252
Mechanická účinnost motoru [%]	86,9%	



Obr. 30. Přehled silového působení v závislosti na natočení klikového hřídele

Tab. 15. Maximální hodnoty sil

Veličiny	Maximální síly [N]
Tlaková síla	36 873
Setrvačná síla	26 961
Výsledná síla na píst	26 953
Normálová síla	5 108
Síla v ose ojnice	26 953
Radiální síla na čepu KH	26 953
Tečná síla na čepu KH	13 902

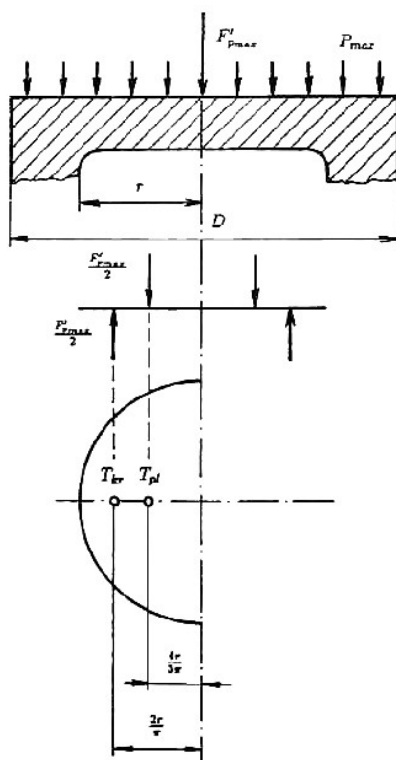
5 PEVNOSTNÍ KONTROLA

Všechny provedené výpočty pevnostní kontroly pístní a ojnicí skupiny jsou detailně zpracovány v Příloze I.

5.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÍSTU

5.1.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA DNA PÍSTU

Dno pístu je kontrolováno na namáhání ohybem. Pro zjednodušení pevnostního výpočtu nahrazujeme dno pístu za podepřenou nebo vetknutou kruhovou deskou o poloměru r_v zatěžovanou tlakem přepočítaným na sílu. Tento poloměr se určí odhadem [6].



Obr. 31. Tlak působící na desku [6]

Maximální ohybové napětí desky [3]:

$$\sigma_{odmax} = 0,25 \cdot \frac{M_{odmax}}{W_{od}} [Pa] \quad (40)$$

$$\sigma_{odmax} = 20,9 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde M_{odmax} [Nm] maximální ohybový moment na kruhovou desku,

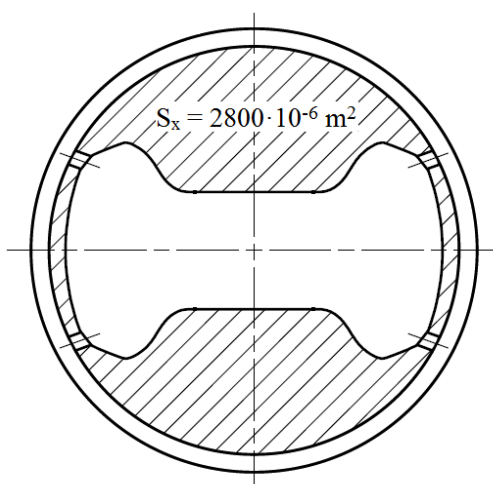
W_{od} [m³] modul odporu v ohybu desky.



V případě silného dna se uvažuje deska jako vetknutá a maximální ohybové napětí je sníženo na 25% σ_{odmax} . Dovolená hodnota ohybového napětí pro dno bez žeber je dle literatury [3] v rozmezí 20 – 25MPa. Z toho jednoznačně vyplývá, že navržené dno plně vyhovuje této pevnostní kontrole.

5.1.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA NEJSLABŠÍHO MÍSTA PLÁŠTĚ PÍSTU

Nej slabším místem pláště jsou oblasti drážek pro pístní kroužky, kde je plášť oslaben. Zejména nejkritičtějším místem je třetí drážka pro stírací pístní kroužek, kde jsou navíc ještě otvory pro odvod oleje. V tomto místě je tedy třeba zjistit plochu kritického průřezu, která činí $2800 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ a byla stanovena na základě modelu vytvořeného v programu Inventor.



Obr. 32. Průřez drážkou pro stírací pístní kroužek

Maximální tlakové napětí v nej slabším místě pláště [3]:

$$\sigma_{tlmax} = \frac{F_{pmax}}{S_x} [Pa] \quad (41)$$

$$\sigma_{tlmax} = 13,4 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde F_{pmax} [N] maximální tlaková síla na píst,

S_x [m²] plocha průřezu v místě drážky pro stírací pístní kroužek.

Dovolený rozsah tlakového napětí dle literatury [3] činí 30 – 40 MPa, čemuž tlakové napětí v nej slabším místě odpovídá. Na píst však nepůsobí jen tlaková síla, a proto je třeba v tomto řezu provést též kontrolu na tahové napětí zapříčiněné setrvačnou silou.



Maximální tahové napětí v nejslabším místě pláště [3]:

$$\sigma_{tmax} = \frac{F_{spx}}{S_x} [Pa] \quad (42)$$

$$\sigma_{tmax} = 3,4 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde F_{spx} [N] maximální setrvačná síla v nejslabším místě pláště.

Dovolený rozsah tahového napětí pro toto místo dle literatury [3] činí 4 – 10 MPa. Nejslabší místo pláště pístu limity dovoleného tahového napětí splňuje.

5.1.3 KONTROLA MĚRNÉHO TLAKU NA PLÁŠTI PÍSTU

Tlak na plášti pístu je zapříčiněn normálovou silou působící kolmo na osu pístu. V případě, že je tlak velký, dochází ke značnému opotřebení pístu. Důležitá je nejen velikost tlakové síly, ale také velikost stykové plochy. U pístů s odlehčením v oblasti otvorů pro pístní čep je styková plocha menší a tudíž i vyšší tlak. V případě navrhovaného pístu je oblast otvorů pro pístní čep odlehčena a hodnota D_{pl} je snížena na šířku stykové plochy o velikosti 54 mm.

Měrný tlak na plášti pístu [3]:

$$p_{pl} = \frac{F_{nmax}}{D_{pl} \cdot L_{pl}} [Pa] \quad (43)$$

$$p_{pl} = 1,7 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde F_{nmax} [N] maximální normálová síla,

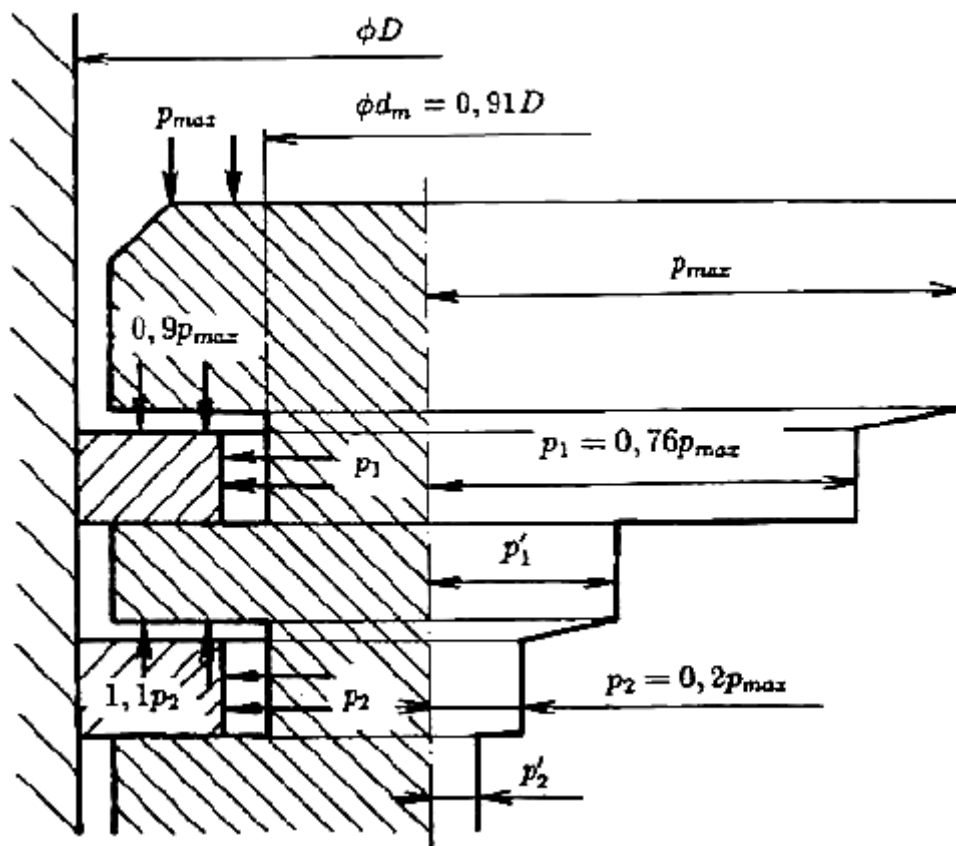
D_{pl} [m] šířka stykové plochy pístu s válcem,

L_{pl} [m] nosná délka pláště pístu.

Doporučený rozsah hodnot měrného tlaku na plášť pístu je dle literatury [3] 0,6 – 1,4 MPa. V navrhovaném případě je hodnota měrného tlaku mírně nad hranici, což je zapříčiněno vysokým silovým působením díky sportovnímu charakteru motoru, a tak musí být i k vyšším hodnotám přihlíženo. Tento rozsah je tedy doporučující, ovšem nikoli limitující.

5.1.4 KONTROLA MŮSTKU MEZI PRVNÍM A DRUHÝM PÍSTNÍM KROUŽKEM

Druhý můstek je vystaven nejen velkým teplotám, ale také silám vzniklým od tlaku plynů. Na tomto základě je tedy třeba provést pevnostní kontrolu můstku na kombinované namáhání ohybem a smykem.



Obr. 33. Schéma rozložení tlaků působících na druhý můstek [6]

Ohybové napětí na můstku [3]:

$$\sigma_{om} = \frac{M_{om}}{W_{om}} [Pa] \quad (44)$$

$$\sigma_{om} = 12,9 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde M_{om} [Nm] ohybový moment na můstku,

W_{om} [m³] modul odporu v ohybu můstku.

Smykové napětí na můstku [3]:

$$\tau_m = \frac{F_m}{S_m} [Pa] \quad (45)$$

$$\tau_m = 4,4 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde F_m [N] výsledný silový účinek na můstek

S_m [m²] plocha průřezu můstku.



Výsledné redukované napětí na můstku [3]:

$$\sigma_{redm} = \sqrt{\sigma_{om}^2 + 3 \cdot \tau_m^2} \text{ [Pa]} \quad (46)$$

$$\sigma_{redm} = 14,9 \cdot 10^6 \text{ [Pa]}$$

kde σ_{om} [Pa] ohybové napětí na můstku,

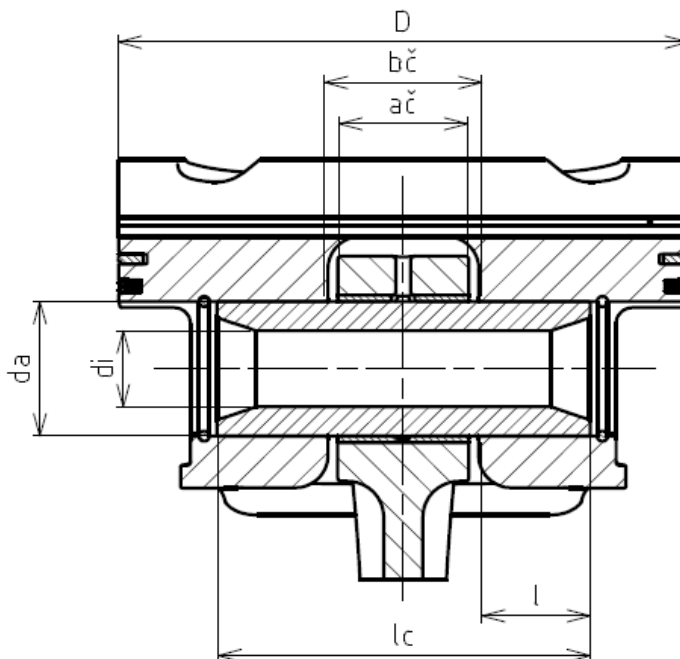
τ_m [Pa] smykové napětí na můstku.

Dle literatury [3] je hodnota dovoleného redukovaného napětí v rozmezí 60 – 80 MPa, což navržený můstek plně splňuje.

5.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÍSTNÍHO ČEPU

5.2.1 KONTROLA MĚRNÉHO TLAKU MEZI OKEM OJNICE A PÍSTNÍM ČEPEM

V důsledku životnosti pouzdra oka ojnice a čepu je třeba provést kontrolu měrného tlaku mezi těmito dvěma součástmi. Hlavními faktory jsou působící síly a současně velikost stykové plochy, která musí být velikosti sil uzpůsobena.



Obr. 34. Uložení pístního čepu; D – průměr pístu; $b_{\check{c}}$ – vzdálenost mezi nálitky pro pístní čep zvětšená o zaoblení; $a_{\check{c}}$ – šířka pouzdra oka ojnice zvětšená o zaoblení; d_a – vnější průměr pístního čepu; d_i – vnitřní průměr pístního čepu; l – délka uložení pístního čepu v nálitku; l_c – délka pístního čepu



Měrný tlak mezi okem a pístním čepem [3]:

$$p_o = \frac{F_{o\check{c}}}{a_{\check{c}} \cdot d_a} [Pa] \quad (47)$$

$$p_o = 91 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde $F_{o\check{c}}$ [N] výsledná síla mezi okem a pístním čepem,
 $a_{\check{c}}$ [m] šířka pouzdra oka ojnice zmenšená o zaoblení,
 d_a [m] vnější průměr pístního čepu.

Výsledná hodnota měrného tlaku mezi okem ojnice pro pístní čep a pístním čepem je porovnávána s mezními hodnotami 20 – 40 MPa dle literatury [3]. V navrženém případě je tlak podstatně vyšší než uváděné doporučené hodnoty, ovšem v oku je nalisováno ocelové pouzdro snášející vyšší tlaky než bronzové.

5.2.2 KONTROLA MĚRNÉHO TLAKU MEZI NÁLITKY A PÍSTNÍM ČEPEM

Nutnou kontrolou je nejen kontrola měrného tlaku mezi okem ojnice a pístním čepem, ale také kontrola měrného tlaku mezi nálitky pro pístní čep, aby zde nebyl píst nebo čep příliš zatěžován a nedocházelo k deformaci.

Měrný tlak mezi nálitky a pístním čepem [3]:

$$p_p = \frac{F_{p\check{c}}}{2 \cdot d_a \cdot l} [Pa] \quad (48)$$

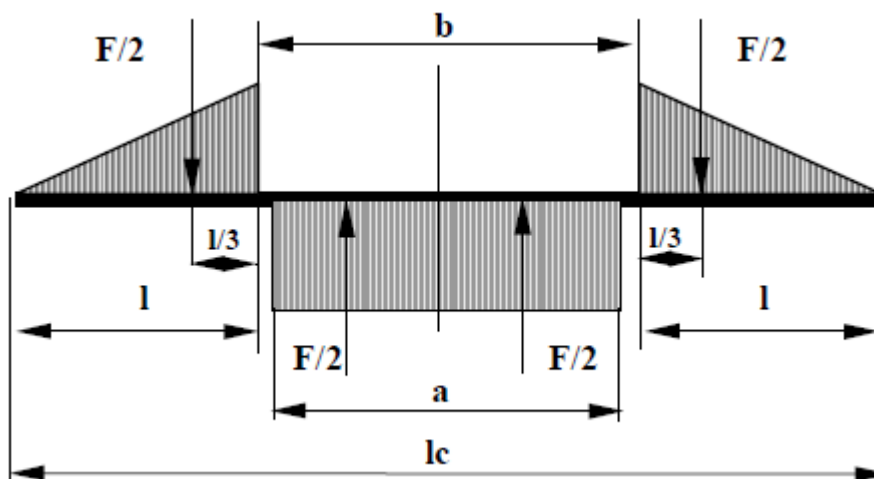
$$p_p = 53,1 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde $F_{p\check{c}}$ [N] výsledná síla mezi nálitky a pístním čepem,
 l [m] délka uložení pístního čepu v nálitku.

Dle literatury [3] jsou dovolené hodnoty měrného tlaku mezi nálitky pístního čepu a pístním čepem u zážehových motorů v rozmezí 15 – 34 MPa. V případě navržených rozměrů nálitků a čepu je podmínka dovoleného tlaku překročena. U motoru je však použita odolnější hliníková slitina v důsledku sportovního charakteru motoru.

5.2.3 KONTROLA PÍSTNÍHO ČEPU NA NAMÁHÁNÍ OHYBEM

Pístní čep je díky svému uložení namáhán ohybem, na který je nutno kvůli značným působícím silám provést pevnostní kontrolu. Pro zjednodušení pevnostního výpočtu se pístní čep počítá jako odpovídající prutové těleso. Při kontrole na ohyb je použita výsledná síla mezi okem ojnice a pístním čepem v důsledku vyššího silového zatížení.



Obr. 35. Náhrada čepu odpovídajícím prutovým tělesem [3]

Ohybové napětí na můstku [3]:

$$\sigma_{o\check{c}max} = \frac{M_{o\check{c}}}{W_{o\check{c}}} [Pa] \quad (49)$$

$$\sigma_{o\check{c}max} = 285,9 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde $M_{o\check{c}}$ [Nm] ohybový moment pístního čepu,

$W_{o\check{c}}$ [m³] modul odporu v ohybu pístního čepu.

Limitující hodnota ohybového napětí pro pístní čepy vyrobené z oceli je dle literatury [3] dána v rozmezí 250 – 500 MPa. Tato limitní hranice je plně dodržena a pístní čep ohybovému napětí vyhovuje.

5.2.4 KONTROLA PÍSTNÍHO ČEPU NA NAMÁHÁNÍ SMYKEM

K namáhání pístního čepu smykem dochází v místech mezer mezi nálitky pro pístní čep a okem ojnice pro pístní čep. Při kontrole smykového napětí je vycházeno z Žuravského vzorce.

Smykové napětí na pístním čepu [3]:

$$\tau_{\check{c}max} = \frac{0,85 \cdot F_{o\check{c}} \cdot \left[1 + \frac{d_i}{d_a} + \left(\frac{d_i}{d_a} \right)^2 \right]}{d_a^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_i}{d_a} \right)^4 \right]} [Pa] \quad (50)$$

$$\tau_{\check{c}max} = 153,4 \cdot 10^6 [Pa]$$



Dovolené smykové napětí u ocelových čepů leží dle literatury [3] v intervalu 120 – 220 MPa. V případě navrhovaného čepu je smykové napětí v rozmezí a tak tedy pevnostní kontrolu plně splňuje.

5.2.5 KONTROLA OVALIZACE PÍSTNÍHO ČEPU

Kontrola ovalizace pístního čepu se provádí z důvodu působení smykového napětí na pístní čep. Dle doporučené literatury hodnota dovolené ovalizace činí 0,001 – 0,002 násobku vnějšího průměru pístního čepu.

Ovalizace pístního čepu [3]:

$$d_{ov} = 0,09 \cdot \frac{F_{o\check{c}}}{E_o \cdot l_c} \cdot \left(\frac{1 + \frac{d_i}{d_a}}{1 - \frac{d_i}{d_a}} \right)^3 \cdot k_{\check{c}} [m] \quad (51)$$

$$d_{ov} = 0,02 \cdot 10^{-3} [m]$$

kde E_o [Pa] modul pružnosti oceli v tahu,

$k_{\check{c}}$ [-] opravný součinitel.

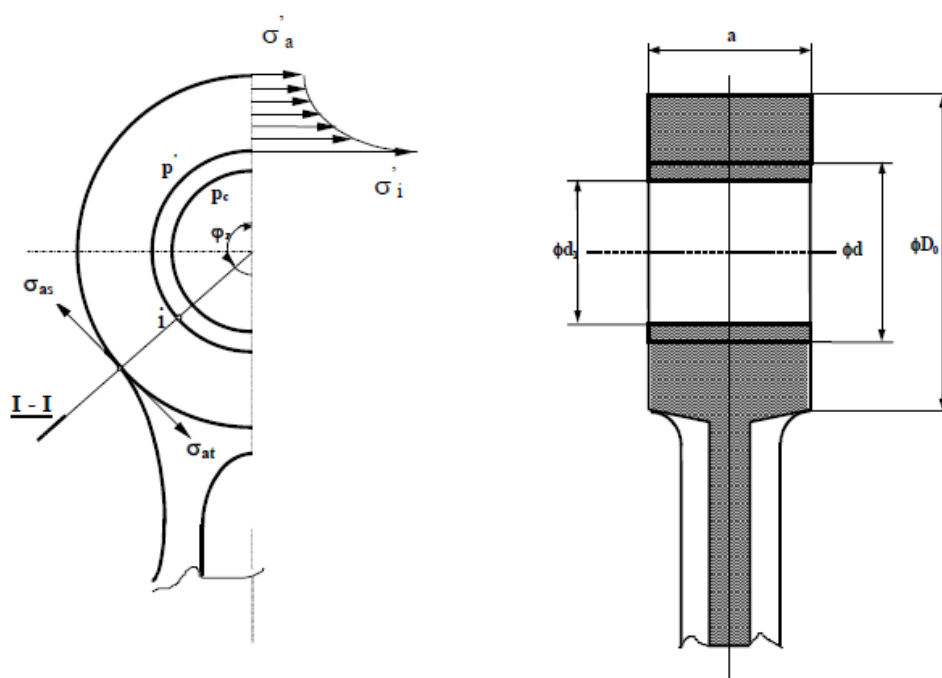
Dovolená hodnota ovalizace pro navrhovaný pístní čep je dle literatury [3] vyčíslena pro danou situaci na rozsah 0,02 – 0,04 mm. Vypočtená ovalizace pístního čepu je tedy plně v souladu s dovolenými hodnotami a nemusí být prováděna úprava rozměrů čepu, či jiné korekce.

5.3 PEVNOSTNÍ KONTROLA OJNICE

Ojnice je součást vystavená cyklické námaze střídavého napětí v tahu, vyvolaným setrvačnými silami, a tlaku, vyvolaným působením tlakových plynů. Proto musí být hlavním předmětem pevnostní kontroly únavové namáhání.

5.3.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA OKA OJNICE MĚRNÝM TLAKEM

Oko ojnice je namáháno nejen silami vzniklými od působení tlaků plynů a setrvačné síly, ale i od měrného tlaku vzniklého od zalisovaného ložiskového pouzdra do oka, které se s působící teplotou rozpíná. V případě, že je pouzdro vyrobeno jako tenkostěnná ocelová pánev, lze tento výpočet zanedbat. I přes tento fakt byl výpočet preventivně proveden.



Obr. 36. Napětí v oku ojnice a stěžejní rozměry oka [3]

Tab. 16. Stěžejní rozměry oka ojnice

Veličina	Hodnota [mm]
Vnější průměr pouzdra D_{H1}	21
Vnější průměr pouzdra d	23
Vnější průměr oka ojnice D_{H2}	35
Šířka oka H_H	20

Tab. 17. Přehled měrného tlaku a napětí v oku ojnice

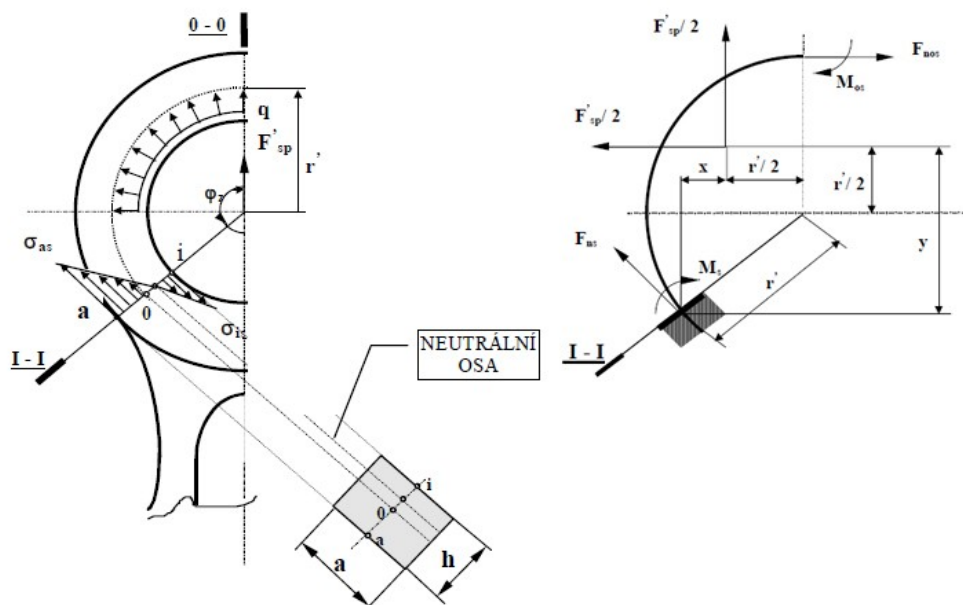
Veličina	Hodnota [Pa]
Výsledný měrný tlak p^c	$16,9 \cdot 10^6$
Napětí ve vnějším vlákne σ'_a	$25,6 \cdot 10^6$
Napětí ve vnitřním vlákne σ'_i	$42,5 \cdot 10^6$

Dovolená hodnota napětí ve vnějším a vnitřním vlákne oka ojnice je dle literatury [3] v rozsahu 100 – 150 MPa. Při porovnání vypočtených hodnot napětí s dovolenými vyplývá, že napětí na vnějším i vnitřním vlákne ojnice vyhovuje a díky ocelovému pouzdru má velké rezervy.



5.3.2 NAMÁHÁNÍ OKA OJNICE SETRVAČNOU SILOU

Oko ojnice je namáháno setrvačnou silou, která zahrnuje jak hmotnost písní skupiny, tak i písního čepu. Během kontrolního výpočtu je skutečné oko nahrazeno modelem silně zakřiveného prutu pro zjednodušení.



Obr. 37. Zatížení oka ojnice setrvačnou silou s modelem zakřiveného prutu [3]

Na základě modelu zakřiveného prutu byly sestaveny silové a momentové rovnice vycházející ze zatěžující setrvačné síly a úhlu zakotvení ojničního oka ρ_z , který činí 118° . Tyto hodnoty, včetně potřebných koeficientů, jsou podrobněji vypracovány v Příloze I. Z těchto působících momentů a sil pak mohou být vyčísleny hodnoty normálového napětí ve vnitřním a vnějším vlákně.

Normálové napětí od setrvačné síly na vnějším vlákně [3]:

$$\sigma_{as} = \left[2 \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r' + h_p}{h_p \cdot (2 \cdot r' + h_p)} + k_1 \cdot F_{ns} \right] \cdot \frac{1}{a_{\xi} \cdot h_p} \text{ [Pa]} \quad (52)$$

$$\sigma_{as} = 150,1 \cdot 10^6 \text{ [Pa]}$$

kde M_s [Nm] výsledný vnitřní moment působením setrvačné síly,

r' [mm] poloměr těžiště příčného průřezu,

h_p [mm] nosná výška průřezu,

k_1 [-] konstanta podílu přenesené síly,

F_{ns} [N] výsledná normálová síla působením setrvačné síly.

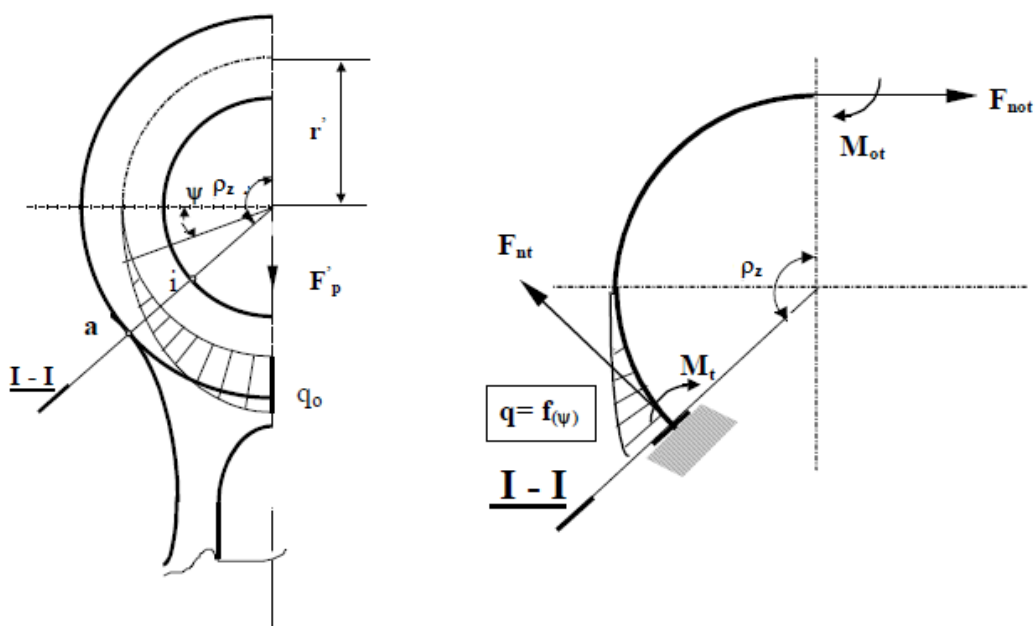
Normálové napětí od setrvačné síly na vnitřním vlákne [3]:

$$\sigma_{is} = \left[-2 \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r' + h_p}{h_p \cdot (2 \cdot r' + h_p)} + k_1 \cdot F_{ns} \right] \cdot \frac{1}{a_{\zeta} \cdot h_p} [Pa] \quad (53)$$

$$\sigma_{is} = -10,8 \cdot 10^6 [Pa]$$

5.3.3 NAMÁHÁNÍ OKA OJNICE SILOU OD PLYNŮ

Působící spojité zatížení na oko ojnice vzniklé působením tlaku plynů je pro zjednodušení výpočtu nahrazeno opět osamělou silou a oko ojnice modelem zakřiveného prutu. Na tomto základě jsou vyčísleny silové a momentové účinky, které jsou s dalšími potřebnými konstantami pro výpočet napětí k nalezení v Příloze I.



Obr. 38. Zatížení oka ojnice tlakovou silou s modelem zakřiveného prutu [3]

Normálové napětí od tlakové síly [3]:

$$\sigma_{at} = \left[2 \cdot M_{tt} \cdot \frac{6 \cdot r' + h_p}{h_p \cdot (2 \cdot r' + h_p)} + k_1 \cdot F_{nt} \right] \cdot \frac{1}{a_{\zeta} \cdot h_p} [Pa] \quad (54)$$

$$\sigma_{at} = -35 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde M_{tt} [Nm] výsledný vnitřní moment působením tlakové síly,

F_{ns} [N] výsledná normálová síla působením tlakové síly.



5.3.4 KONTROLA ÚNAVOVÉHO NAMÁHÁNÍ OKA OJNICE

Na základě předchozích kapitol a vyčíslení napětí pro namáhání oka ojnice setrvačnou silou a silou od tlaku plynů je možno provést kontrolu únavového namáhání. Materiál ojnice je ocel s označením 1.5069 (14 240) s mezí pevnosti 750 MPa a mezí kluzu 530 MPa [8].

Maximální napětí v oku ojnice [3]:

$$\begin{aligned}\sigma_{max} &= \sigma'_a + \sigma_{as} [Pa] \\ \sigma_{max} &= 175,6 \cdot 10^6 [Pa]\end{aligned}\tag{55}$$

kde σ'_a [Pa] napětí ve vnějším vlákne oku ojnice vlivem teplotní roztažnosti,
 σ_{as} [Pa] normálové napětí od setrvačné síly ve vnějším vlákne.

Minimální napětí v oku ojnice [3]:

$$\begin{aligned}\sigma_{min} &= \sigma'_a - \sigma_{at} [Pa] \\ \sigma_{min} &= -9,4 \cdot 10^6 [Pa]\end{aligned}\tag{56}$$

kde σ_{at} [Pa] normálové napětí od tlakové síly.

poté tedy platí:

Střední napětí oka ojnice [8]:

$$\begin{aligned}\sigma_m &= \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} [Pa] \\ \sigma_m &= 83,1 \cdot 10^6 [Pa]\end{aligned}\tag{57}$$

kde σ_{max} [Pa] maximální napětí v oku ojnice,
 σ_{min} [Pa] minimální napětí v oku ojnice.

Amplituda napětí oka ojnice [8]:

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} [Pa] \\ \sigma_a &= 92,5 \cdot 10^6 [Pa]\end{aligned}\tag{58}$$



Tab. 18. Tabulka součinitelů pro únavové namáhání oka

Veličina	Hodnota
Mez únavy pro tah σ_{co} [MPa]	373
Součinitel jakosti povrchu k_a [-]	0,9
Součinitel vlivu velikosti k_b [-]	1
Součinitel vlivu zatěžování k_c [-]	0,85
Součinitel vlivu teploty k_d [-]	1,02
Součinitel spolehlivosti k_e [-]	1
Součinitel dalších vlivů k_f [-]	1

Mezní únava oka ojnice [8]:

$$\sigma'_{co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{co} \text{ [Pa]} \quad (59)$$

$$\sigma'_{co} = 295 \cdot 10^6 \text{ [Pa]}$$

kde k_a [-] součinitel jakosti povrchu,
 k_b [-] součinitel vlivu velikosti,
 k_c [-] součinitel vlivu zatěžování,
 k_d [-] součinitel vlivu teploty,
 k_e [-] součinitel spolehlivosti,
 k_f [-] součinitel dalších vlivů,
 σ_{co} [-] mez únavy.

Bezpečnost dle Gerberova kritéria pro oko ojnice [8]:

$$k_u = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{R_{mo}}{\sigma_m} \right)^2 \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma'_{co}} \cdot \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot \sigma_m \cdot \sigma'_{co}}{R_{mo} \cdot \sigma_a} \right)^2} \right] \text{ [-]} \quad (60)$$

$$k_u = 2,87 \text{ [-]}$$

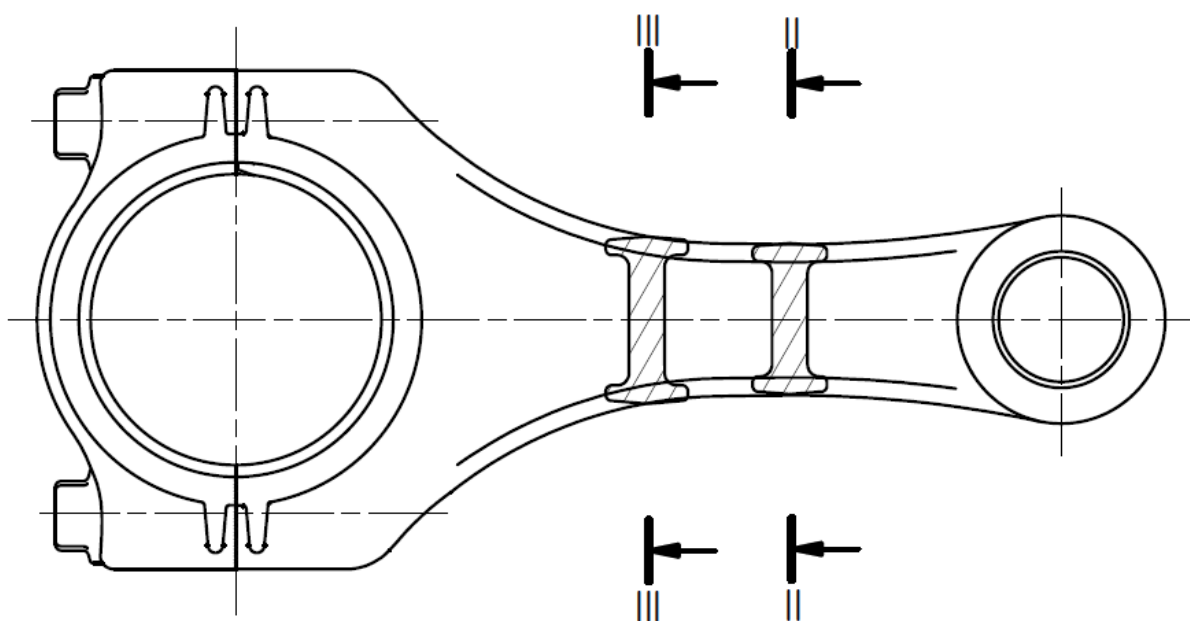
kde R_{mo} [Pa] mez pevnosti materiálu ojnice pro namáhání tahem,
 σ_m [Pa] střední napětí na oku ojnice,
 σ_a [Pa] amplituda napětí na oku ojnice,
 σ'_{co} [Pa] mezní únava oka ojnice.



Na základě výpočtu mezní únavy oka ojnice z Marinovy rovnice, která v koeficientech zahrnuje negativní vlivy, byla spočítána bezpečnost dle Gerberova kriteriia. Tato bezpečnost vychází v rozmezí doporučeném literaturou [3], tedy v rozmezí 2,5 - 5.

5.3.5 NAMÁHANÍ DŘÍKU OJNICE

Pevnostní kontrola dříku je prováděna ve dvou místech dříku. Prvním místem kontroly je oblast nejmenšího průřezu dříku. V této části se kontrola zaměřuje na únavové namáhání vlivem tahu a tlaku. Druhé místo kontroly je ve středu ojnice, kde je třeba zkontrolovat dřík vlivem působení tlaku na možnou ztrátu vzpěrné stability. K těmto výpočtům jsou stěžejními vstupními parametry plochy jednotlivých průřezů, hmotnosti a také kvadratické osové momenty průřezů. Tyto hodnoty byly zjištěny na základě modelu v programu AutoCad Mechanical a Inventor.



Obr. 39. Schéma ojnice a kontrolovaných průřezů

Namáhání nejmenšího průřezu dříku:

Tahové napětí na nejmenším průřezu [3]:

$$\sigma_{II} = \frac{F_{spII}}{S_{II}} [Pa] \quad (61)$$

$$\sigma_{II} = 150,5 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde $S_{II} [m^2]$ plocha nejmenšího průřezu dříku.



Tlakové napětí na nejmenším průřezu [3]:

$$\sigma_{tIII} = \frac{-F_{pII}}{S_{II}} [Pa] \quad (62)$$

$$\sigma_{tIII} = -200 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde F_{pII} [N] tlaková síla na nejmenším průřezu.

Namáhání středního průřezu dřívku dle Navier-Rankinovy metody:

Tlakové napětí na středním průřezu v ose x [3]:

$$\sigma_{tIIIx} = \frac{F_{pIII}}{S_{III}} \cdot \frac{R_{eo} \cdot l_1^2}{\pi \cdot E_o \cdot I_x} \cdot F_{pIII} [Pa] \quad (63)$$

$$\sigma_{tIIIx} = 181,7 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde F_{pIII} [N] tlaková síla na středním průřezu,

S_{III} [m²] plocha středního průřezu dřívku,

R_{eo} [Pa] mez kluzu materiálu ojnice,

l_1 [Pa] délka dřívku ojnice,

I_x [m⁴] osový kvadratický moment středního průřezu dřívku.

Tlakové napětí na středním průřezu v ose y [3]:

$$\sigma_{tIIIy} = \frac{F_{pIII}}{S_{III}} \cdot \frac{R_{eo} \cdot l_1^2}{\pi \cdot E_o \cdot 4 \cdot I_y} \cdot F_{pIII} [Pa] \quad (64)$$

$$\sigma_{tIIIy} = 185,8 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde I_y [m⁴] osový kvadratický moment středního průřezu dřívku.

5.3.6 KONTROLA ÚNAVOVÉHO NAMÁHÁNÍ A ZTRÁTY VZPĚRNÉ STABILITY DŘÍVKU OJNICE

Na základě předchozí kapitoly může být vypočteno únavové namáhání a tedy i bezpečnost dle Gerberova kritéria a také kontrola ztráty vzpěrné stability.

Únavové namáhání dřívku ojnice:

Střední napětí na dřívku ojnice [8]:

$$\sigma_{mII} = \frac{\sigma_{II} + \sigma_{tIII}}{2} [Pa] \quad (65)$$

$$\sigma_{mII} = -24,76 \cdot 10^6 [Pa]$$



kde σ_{II} [Pa] tahové napětí v nejmenším průřezu dříku,
 σ_{tIII} [Pa] talkové napětí v nejmenším průřezu dříku.

Amplituda napětí na dříku ojnice [8]:

$$\sigma_{aII} = \frac{\sigma_{II} - \sigma_{tIII}}{2} [Pa] \quad (66)$$

$$\sigma_{aII} = 175,2 \cdot 10^6 [Pa]$$

Tab. 19. Tabulka součinitelů pro únavové namáhání dříku

Veličina	Hodnota
Mez únavy pro tah σ_{co} [MPa]	373
Součinitel jakosti povrchu k_{ad} [-]	0,73
Součinitel vlivu velikosti k_b [-]	1
Součinitel vlivu zatěžování k_c [-]	0,85
Součinitel vlivu teploty k_d [-]	1,02
Součinitel spolehlivosti k_e [-]	1
Součinitel dalších vlivů k_f [-]	1

Mezní únava dříku [8]:

$$\sigma'_{cod} = k_{ad} \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{co} [Pa] \quad (67)$$

$$\sigma'_{cod} = 238,2 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde k_{ad} [-] součinitel jakosti povrchu dříku.

Bezpečnost dle Gerberova kritéria pro dřík ojnice [8]:

$$k_{ud} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{R_{mo}}{\sigma_{mII}} \right)^2 \cdot \frac{\sigma_{aII}}{\sigma'_{cod}} \cdot \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot \sigma_{mII} \cdot \sigma'_{cod}}{R_{mo} \cdot \sigma_{aII}} \right)^2} \right] [-] \quad (68)$$

$$k_{ud} = 1,36 [-]$$

kde σ_{mII} [Pa] střední napětí na dříku ojnice,
 σ_{aII} [Pa] amplituda napětí na dříku ojnice,
 σ'_{cod} [Pa] mezní únava dříku.



Bezpečnost únavového namáhání dřívku ojnice je dle Gerberova kritéria sice nižší než je rozsah bezpečností doporučený literaturou [3], tedy rozmezí 2,5 – 5, ale neklesá pod hranici 1 a také musí být zohledněn sportovní charakter motoru, který si sebou nese značné silové zatížení, ale současně musí zůstat lehký.

Ztráta vzpěrné stability:

Štíhlost dřívku ojnice [3]:

$$\xi = \frac{L_{oj}}{i_{min}} [-] \quad (69)$$

$$\xi = 37,3 [-]$$

kde i_{min} [m] minimální poloměr setrvačnosti středního průřezu dřívku ojnice.

Bezpečnost dřívku vůči ztrátě vzpěrné stability v ose x [3]:

$$k_{vzx} = \frac{\sigma'_{cod}}{\sigma_{tIIIx}} [-] \quad (70)$$

$$k_{vzx} = 1,3 [-]$$

kde σ_{tIIIx} [Pa] tlakové napětí na středním průřezu dřívku v ose x.

Bezpečnost dřívku vůči ztrátě vzpěrné stability v ose y [3]:

$$k_{vzy} = \frac{\sigma'_{cod}}{\sigma_{tIIIy}} [-] \quad (71)$$

$$k_{vzy} = 1,3 [-]$$

kde σ_{tIIIy} [Pa] tlakové napětí na středním průřezu dřívku v ose y.

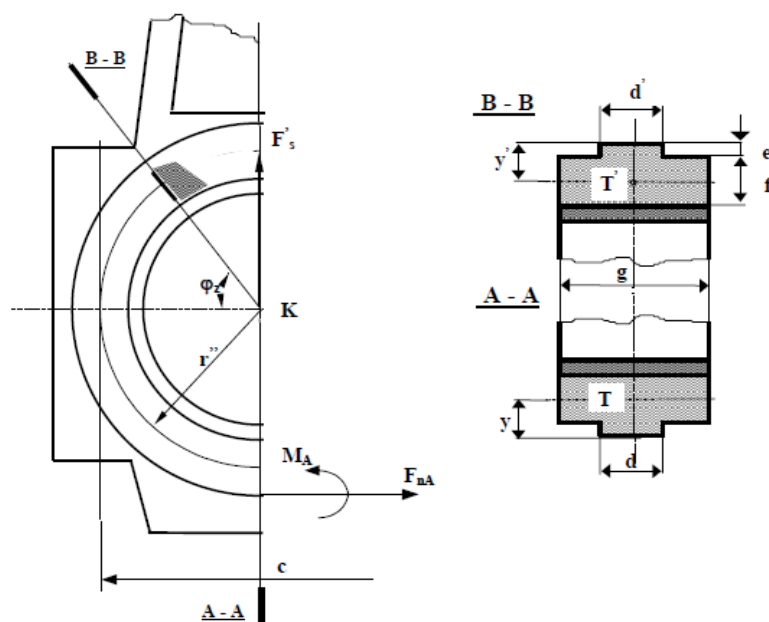
Výsledné hodnoty bezpečnosti proti ztrátě vzpěrné stability jsou jak v ose x tak v ose y nižší než dle doporučení literatury [3], avšak opět i zde musí být přihlédnuto k sportovnímu charakteru motoru.

5.3.7 NAMÁHÁNÍ HLAVY OJNICE

V důsledku vysokých otáček motoru působí i na hlavu ojnice velké setrvačné síly, proto je nutno kontrolovat hlavu ojnice důsledně. Důležité je proto provést kontrolu namáhání příčných průřezů hlavy ojnice, kde vznikají velké hodnoty napětí. Kontrola je prováděna ve dvou průřezích. Pro zjednodušení výpočtu byla hlava ojnice nahrazena modelem zahnutého prutu. Během výpočtu je třeba opět znát plochy průřezů, osové kvadratické momenty průřezů a dílčí hmotnosti, což bylo zjištěno na základě modelu v AutoCadu Mechanical a Inventoru. Detailnější výpočet jednotlivých namáhání je řešen v Příloze I.



Namáhání řezu A – A setrvačnou silou:



Obr. 40. Průřez a zatížení hlavy ojnice setrvačnou silou [3]

Největší tahové napětí v krajním vlákně průřezu A – A [3]:

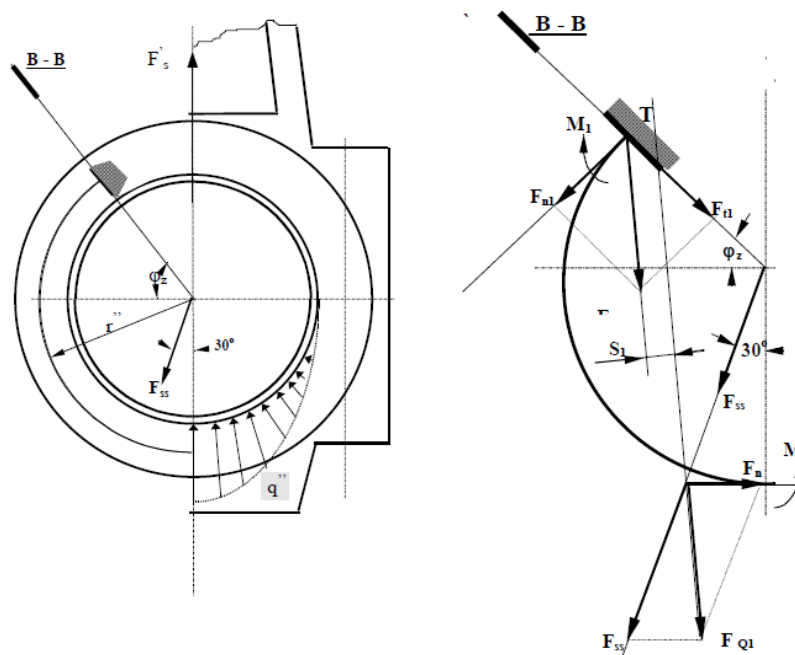
$$\sigma_v = \frac{M_v}{W_v} + \frac{F_{nv}}{S_{vA}} \quad [Pa] \quad (72)$$

$$\sigma_v = 181,2 \cdot 10^6 \quad [Pa]$$

- kde M_v [Nm] vnitřní zatěžující moment průřezu A – A,
 W_v [m³] modul odporu v ohybu průřezu víka,
 F_{nv} [N] vnitřní zatěžující normálová síla průřezu A – A,
 S_{vA} [m²] plocha průřezu A – A.

Namáhání řezu B – B setrvačnou silou:

Při výpočtu namáhání hlavy ojnice setrvačnou silou v průřezu B – B bylo třeba grafického řešení pro stanovení velikosti některých sil zatěžujících průřez. Toto grafické řešení bylo provedeno pomocí Inventoru za účelem získání co nejpřesnějších hodnot velikostí sil a je obsaženo v Příloze I.



Obr. 41. Zatížení setrvačnou silou průřezu B – B [3]

Normálové napětí na průřezu B – B pro setrvačnou sílu [3]:

$$\sigma_{n1} = \frac{F_{n1}}{S_B} [Pa] \quad (73)$$

$$\sigma_{n1} = 48,1 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde F_{n1} [N] normálová síla působící na průřezu B – B vlivem setrvačné síly,
 S_B [m²] plocha příčného průřezu B – B.

Normálové napětí na průřezu B – B vyvolané momentem pro setrvačnou sílu [3]:

$$\sigma_{o1} = \frac{M_v - M_1}{W_B} [Pa] \quad (74)$$

$$\sigma_{o1} = 103,6 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde M_1 [N] moment působící na průřezu B – B vlivem setrvačné síly,
 W_B [m²] modul odporu v ohybu příčného průřezu B – B.

Tečné napětí na průřezu B – B pro setrvačnou sílu [3]:

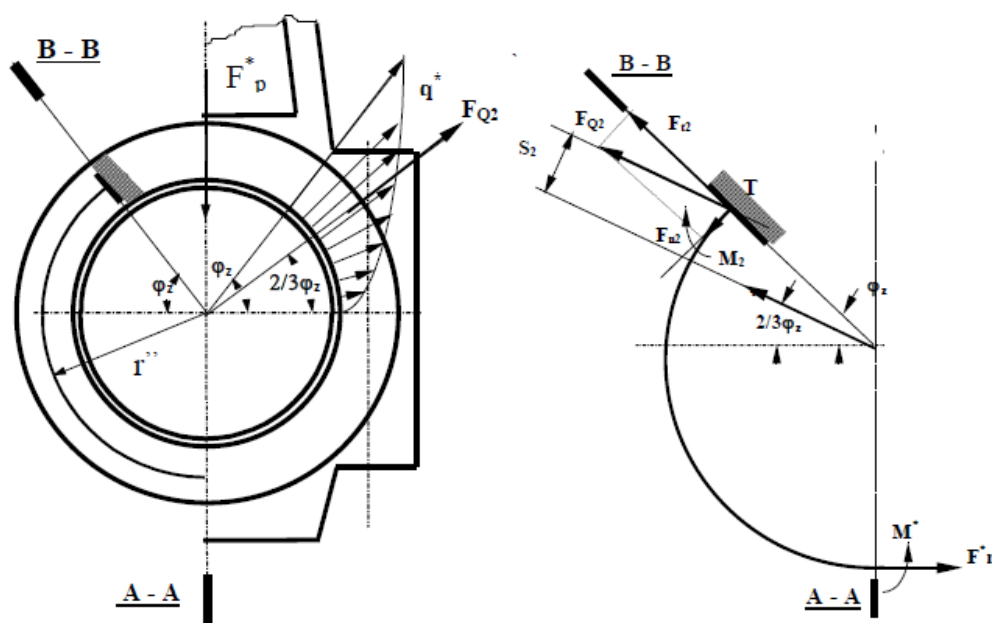
$$\tau_{t1} = \frac{F_{t1}}{S_B} [Pa] \quad (75)$$

$$\tau_{t1} = 34 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde F_{t1} [N] tečná síla na průřezu B – B vlivem setrvačné síly.

Namáhání řezu B – B tlakovou silou:

I v případě tohoto výpočtu muselo být saženo ke grafickému řešení jež bylo vypracováno pomocí Inventoru a je také součástí Přílohy I.



Obr. 42. Zatížení tlakovou silou průřezu B – B [3]

Normálové napětí na průřezu B – B pro tlakovou sílu [3]:

$$\sigma_{n2} = \frac{F_{n2}}{S_B} [Pa] \quad (76)$$

$$\sigma_{n2} = 1\,979 [Pa]$$

kde F_{n2} [N] normálová síla působící na průřezu B – B vlivem tlakové síly.

Normálové napětí na průřezu B – B vyvolané momentem pro tlakovou sílu [3]:

$$\sigma_{o2} = \frac{M_2}{W_B} [Pa] \quad (77)$$

$$\sigma_{o2} = 5,1 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde M_2 [N] moment působící na průřezu B – B vlivem tlakové síly.



Tečné napětí na průřezu B – B pro tlakovou sílu [3]:

$$\tau_{t2} = \frac{F_{t2}}{S_B} [Pa] \quad (78)$$

$$\tau_{t2} = 11\,826 [Pa]$$

kde F_{t2} [N] tečná síla na průřezu B – B vlivem tlakové síly.

5.3.8 KONTROLA ÚNAVOVÉHO NAMÁHANÍ HLAVY OJNICE

Na základě předchozí kapitoly může být nyní provedena kontrola únavového namáhání a současně stanovení bezpečnosti pro hlavu ojnice.

maximální tahové napětí na hlavě ojnice [3]:

$$\sigma_{maxH} = \sigma_{n1} + \sigma_{o1} [Pa] \quad (79)$$

$$\sigma_{maxH} = 151,7 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde σ_{n1} [N] normálové napětí na průřezu B – B pro setrvačnou sílu,

σ_{o1} [N] normálové napětí na průřezu B – B vyvolané momentem pro set. sílu,

maximální tlakové napětí na hlavě ojnice [3]:

$$\sigma_{minH} = -\sigma_{n2} - \sigma_{o2} [Pa] \quad (80)$$

$$\sigma_{minH} = -5,1 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde σ_{n2} [N] normálové napětí na průřezu B – B pro tlakovou sílu,

σ_{o2} [N] normálové napětí na průřezu B – B vyvolané momentem pro tlak. sílu.

Střední napětí na hlavě ojnice [8]:

$$\sigma_{mH} = \frac{\sigma_{maxH} + \sigma_{minH}}{2} [Pa] \quad (81)$$

$$\sigma_{mH} = 73,1 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde σ_{maxH} [Pa] tahové napětí na hlavě ojnice,

σ_{minH} [Pa] tlakové napětí na hlavě ojnice.

**Amplituda napětí na hlavě ojnice [8]:**

$$\sigma_{aH} = \frac{\sigma_{maxH} - \sigma_{minH}}{2} [Pa] \quad (82)$$

$$\sigma_{aH} = 78,7 \cdot 10^6 [Pa]$$

Tab. 20. Tabulka součinitelů pro únavové namáhání hlavy ojnice

Veličina	Hodnota
Mez únavy pro tah σ_{co} [MPa]	373
Součinitel jakosti povrchu k_a [-]	0,9
Součinitel vlivu velikosti k_b [-]	1
Součinitel vlivu zatěžování k_c [-]	0,85
Součinitel vlivu teploty k_d [-]	1,02
Součinitel spolehlivosti k_e [-]	1
Součinitel dalších vlivů k_f [-]	1

Mezní únava hlavy ojnice [8]:

$$\sigma'_{co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{co} [Pa] \quad (83)$$

$$\sigma'_{co} = 295 \cdot 10^6 [Pa]$$

Bezpečnost dle Gerberova kritéria pro hlavu ojnice [8]:

$$k_{uH\sigma} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{R_{mo}}{\sigma_{mH}} \right)^2 \cdot \frac{\sigma_{aH}}{\sigma'_{coH}} \cdot \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot \sigma_{mH} \cdot \sigma'_{coH}}{R_{mo} \cdot \sigma_{aH}} \right)^2} \right] [-] \quad (84)$$

$$k_{uH\sigma} = 3,4 [-]$$

kde σ_{mH} [Pa] střední napětí na hlavě ojnice,

σ_{aH} [Pa] amplituda napětí na hlavě ojnice,

σ'_{coH} [Pa] mezní únava hlavy ojnice.

Střední tečné napětí na hlavě ojnice [8]:

$$\tau_{mH} = \frac{\tau_{t1} + \tau_{t2}}{2} [Pa] \quad (85)$$

$$\tau_{mH} = 34 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde τ_{t1} [Pa] tečné napětí na hlavě ojnice pro setrvačnou sílu,

τ_{t2} [Pa] tečné napětí na hlavě ojnice pro tlakovou sílu.


Amplituda tečného napětí na hlavě ojnice [8]:

$$\tau_{aH} = \frac{\tau_{t1} - \tau_{t2}}{2} [Pa] \quad (86)$$

$$\tau_{aH} = 3,1 \cdot 10^6 [Pa]$$

Tab. 21. Tabulka součinitelů pro únavové namáhání hlavy ojnice smykem

Veličina	Hodnota
Mez únavy pro smyk σ_{co} [MPa]	373
Součinitel jakosti povrchu k_a [-]	0,9
Součinitel vlivu velikosti k_b [-]	1
Součinitel vlivu zatěžování k_{cH} [-]	0,59
Součinitel vlivu teploty k_d [-]	1,02
Součinitel spolehlivosti k_e [-]	1
Součinitel dalších vlivů k_f [-]	1

Mezní únava hlavy ojnice pro tečné napětí [8]:

$$\tau'_{co} = k_a \cdot k_b \cdot k_{cH} \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{co} [Pa] \quad (87)$$

$$\tau'_{co} = 204,8 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde k_{cH} [-] součinitel vlivu smykového zatížení hlavy ojnice.

Bezpečnost dle Gerberova kritéria pro hlavu ojnice pro tečné napětí [8]:

$$k_{uH\tau} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{R_{mo}}{\tau_{mH}} \right)^2 \cdot \frac{\tau_{aH}}{\tau'_{coH}} \cdot \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot \tau_{mH} \cdot \tau'_{coH}}{R_{mo} \cdot \tau_{aH}} \right)^2} \right] [-] \quad (88)$$

$$k_{uH\tau} = 12,1 [-]$$

kde τ_{mH} [Pa] střední tečné napětí na hlavě ojnice,

τ_{aH} [Pa] amplituda tečného napětí na hlavě ojnice,

τ'_{coH} [Pa] mezní únava hlavy ojnice pro tečné napětí.

Výsledná bezpečnost únavového namáhání hlavy ojnice [3]:

$$k_{uH} = \frac{k_{uH\sigma} + k_{uH\tau}}{\sqrt{k_{uH\sigma}^2 + k_{uH\tau}^2}} [-] \quad (89)$$

$$k_{uH} = 3,2 [-]$$



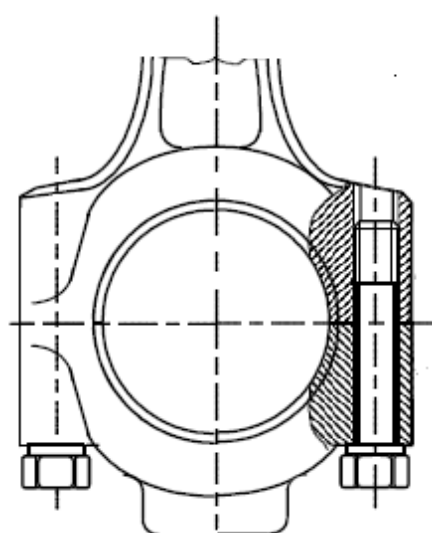
kde $k_{uH\sigma}$ [-] bezpečnost pro tahové a tlakové napětí,

$k_{uH\tau}$ [-] bezpečnost pro tečné napětí.

Na základě porovnání výsledné bezpečnosti zahrnující kombinované zatížení hlavy ojnice a doporučenou hodnotou bezpečnosti kombinovaného zatížení dle literatury [3], jehož rozsah je 2,5 – 5, lze usoudit, že je hlava ojnice vhodně navržena pro toto značně velké silové zatížení.

5.4 PEVNOSTNÍ KONTROLA OJNIČNÍCH ŠROUBŮ

Ojniční šrouby mají za úkol pevně spojit víko ojnice s hlavou. Během tohoto úkolu jsou výrazně zatěžovány tlakovými a tahovými napětími. Pro tento fakt musí být prováděna jejich kontrola. Navrhované šrouby jsou vyrobeny ze slitiny titanu s mezí pevnosti $R_m = 1100$ MPa a řízeny normou ČSN EN 4135 (313166). Kompletní výpočet je proveden v Příloze I.



Obr. 43. Šroubové spojení víka a hlavy ojnice [1]

maximální tahové napětí v nejmenším průměru šroubu [3]:

$$\sigma_{\text{šmax}} = \frac{F_{\text{š}}}{S_{\text{š1}}} [Pa] \quad (90)$$

$$\sigma_{\text{šmax}} = 662,9 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde $F_{\text{š}}$ [N] maximální síla namáhající šroub tahem,

$S_{\text{š1}}$ [N] nejmenší plocha průřezu.

**minimální tahové napětí v nejmenším průměru šroubu [3]:**

$$\sigma_{\dot{s}min} = \frac{F_{pr}}{S_{s1}} [Pa] \quad (91)$$

$$\sigma_{\dot{s}min} = 585,9 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde F_{pr} [N] síla předpětí šroubu.

Střední napětí na šroubu [8]:

$$\sigma_{m\dot{s}} = \frac{\sigma_{\dot{s}max} + \sigma_{\dot{s}min}}{2} [Pa] \quad (92)$$

$$\sigma_{m\dot{s}} = 604,4 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde $\sigma_{\dot{s}max}$ [Pa] maximální tahové napětí na nejmenším průměru šroubu,

$\sigma_{\dot{s}min}$ [Pa] minimální tahové napětí na nejmenším průměru šroubu.

Amplituda napětí na šroubu [8]:

$$\sigma_{a\dot{s}} = \frac{\sigma_{\dot{s}max} - \sigma_{\dot{s}min}}{2} [Pa] \quad (93)$$

$$\sigma_{a\dot{s}} = 18,5 \cdot 10^6 [Pa]$$

Tab. 22. Tabulka součinitelů pro únavové namáhání šroubů

Veličina	Hodnota
Mez únavy pro tah $\sigma_{co\dot{s}}$ [MPa]	554,4
Součinitel jakosti povrchu $k_{a\dot{s}}$ [-]	0,87
Součinitel vlivu velikosti k_b [-]	1
Součinitel vlivu zatěžování $k_{c\dot{s}}$ [-]	1
Součinitel vlivu teploty k_d [-]	1,02
Součinitel spolehlivosti k_e [-]	1
Součinitel dalších vlivů k_f [-]	1

Mezní únava šroubů [8]:

$$\sigma'_{co} = k_{a\dot{s}} \cdot k_b \cdot k_{c\dot{s}} \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{co\dot{s}} [Pa] \quad (94)$$

$$\sigma'_{co} = 291,4 \cdot 10^6 [Pa]$$

kde $k_{a\dot{s}}$ [-] součinitel jakosti povrchu šroubu,

$k_{c\dot{s}}$ [-] součinitel vlivu namáhání šroubu,

$\sigma_{co\dot{s}}$ [Pa] mez únavy materiálu šroubu.

**Bezpečnost dle Gerberova kritéria pro šroub [8]:**

$$k_{u\dot{s}} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{R_{m\dot{s}}}{\sigma_{m\dot{s}}} \right)^2 \cdot \frac{\sigma_{a\dot{s}}}{\sigma_{co\dot{s}}} \cdot \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot \sigma_{m\dot{s}} \cdot \sigma'_{co\dot{s}}}{R_{m\dot{s}} \cdot \sigma_{a\dot{s}}} \right)^2} \right] \quad [-] \quad (95)$$

$$k_{u\dot{s}} = 1,76 \quad [-]$$

kde $R_{m\dot{s}}$ [Pa] mez pevnosti materiálu šroubu pro namáhání tahem,

$\sigma_{m\dot{s}}$ [Pa] střední napětí na šroubu,

$\sigma_{a\dot{s}}$ [Pa] amplituda napětí na šroubu,

$\sigma'_{co\dot{s}}$ [Pa] mezní únava šroubu.

Na základě pevnostní kontroly ojnicních šroubů byla zjištěna relativně nízká hodnota bezpečnosti v porovnání s doporučenými hodnotami dle literatury. I přes tento fakt jsou však šrouby plně vyhovující, protože hodnota bezpečnosti přesahuje hranici 1. Nízká hodnota bezpečnosti vychází z velikosti působících sil vlivem sportovního charakteru motoru.



ZÁVĚR

Základem pro vypracování celé práce byly vstupní parametry, které vycházely již z reálně existujícího motoru. Na tomto základě mohl být v první části práce proveden návrh pístní a ojnicí skupiny. Během návrhu jednotlivých rozměrů částí bylo postupováno dle doporučených rozsahů hodnot uvedených v literatuře na základě osvědčených konstrukcí. Ovšem v důsledku sportovního charakteru motoru muselo být též přihlíženo i k tomuto faktu a v některých případech tak saženo k drobné korekci rozměrů v porovnání s doporučenými. Po navržení stěžejních rozměrů byly vymodelovány jednotlivé díly pístní a ojnicí skupiny v 3D modeláři Inventor. Díky sestavení modelů pak bylo možné zjistit hmotnosti jednotlivých dílů sestavy, plochy příčných průřezů a osově kvadratické momenty pro další výpočty. Při sestavování matematického modelu kinematiky klikového mechanismu bylo využito navržených rozměrů, zejména délky ojnice a zdvihu. Při využití rozměrů v kombinaci s goniometrickými funkcemi pak byla sestavena dráha pístu v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele. Derivací dráhy pak byla stanovena také rychlosti a zrychlení pístu. Výsledné průběhy včetně harmonických složek byly zaneseny do grafu. Po matematickém modelu kinematiky bylo přistoupeno k řešení dynamiky klikového mechanismu. Než se ovšem mohlo začít se samotnou dynamikou, bylo třeba provést redukci hmotnosti ojnice na posuvné a rotační části. Nejprve se hmotnost redukovala pomocí tříbodové metody, která je přesnější a poté přepočtena na dvoubodovou. Průběh silového působení na klikový mechanismus se pak odvíjel ze simulace průběhu tlaku ve válci a průběhu setrvačných sil. Díky tomu mohla být stanovena výsledná síla na píst a následně pomocí goniometrických funkcí také ostatní síly. Silové účinky pak byly zaznamenány do diagramu v závislosti na natočení klikového hřídele a sloužily dále při pevnostní kontrole. Během pevnostní kontroly byly zkontrolovány kriticky zatěžovaná místa pístu, pístního čepu, ojnice a ojnicích šroubů. Dílčí části ojnice a šroubu pak byly kontrolovány také na cyklické namáhání. Ve výsledném porovnávání s dovolenými a doporučenými hodnotami musel být i zde zohledněn sportovní charakter motoru a tedy i vyšší hodnoty napětí. Obdobně tomu bylo i u hodnot bezpečnosti, které byly mnohdy nižší než doporučené, ovšem splňující limit. Z čehož tedy vyplývá, že i přes vysoké silové namáhání navržené díly obstojí.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] RAUSCHER, J. *Vozidlové motory: Studijní opory* [online]. Brno, [cit. 2014-01-20]. Dostupné z: <<http://www.iae.fme.vutbr.cz/cs/studium/opory>>.
- [2] RAUSCHER, J. *Spalovací motory: Studijní opory* [online]. Brno, 2005 [cit. 2014-01-25] Dostupné z: <<http://www.iae.fme.vutbr.cz/cs/studium/opory>>.
- [3] RAUSCHER, J. *Ročníkový projekt: Studijní opory* [online]. Brno, 2005 [cit. 2014-01-28]. Dostupné z: <<http://www.iae.fme.vutbr.cz/cs/studium/opory>>.
- [4] BMW M3 picture. NetCarShow.com. [online]. 1.vyd. 2005, 12.2.2014 [cit. 2014-02-12]. Dostupné z:<<http://www.netcarshow.com/bmw/>>.
- [5] BMW GROUP, *S54B32: Service training module*. [online]. 1.vyd. 2001, [cit. 2014-03-16]. Dostupné z: <<http://www.billswebospace.com/MS54B32TrainingModule.pdf>>.
- [6] KOVAŘÍK, L., FERENCEY, V., SKALSKÝ, R., ČÁSTEK, L. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. 1. vydání. Praha: Naše vojsko, 1992. ISBN 80-206-0131-7.
- [7] BOLEK, A., KOCHMAN, J. *Části strojů: 2. svazek*. 5.vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 80-03-00426-8
- [8] SHIGLEY, E. J., MISCHKE, R. Ch., BUDYNAS, G. R. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [9] SVOBODA, P., BRANDEJS, J., DVOŘÁČEK, J., PROKEŠ, F. *Základy konstruování*. Čtvrté vydání. Brno: AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, s.r.o. Brno, 2011. ISBN 978-80-7204-750-5.
- [10] SVOBODA, P., BRANDEJS, J., PROKEŠ, F. *Výběr z norem pro konstrukční cvičení*. Čtvrté vydání. Brno: AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, s.r.o. Brno, 2011. ISBN 978-80-7204-751-2.
- [11] KOŽOUŠEK, J., *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. 1.vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1983.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení pístu
a_1	$[m \cdot s^{-2}]$	první harmonická složka zrychlení
a_2	$[m \cdot s^{-2}]$	druhá harmonická složka zrychlení
a_{ξ}	$[m]$	šířka pouzdra oka ojnice zmenšená o zaoblení
a_o	$[mm]$	vzdálenost oka pro pístní čep od těžiště
a_{t1}, a_{t2}	$[-]$	korekční součinitele silového působení na oku ojnice
b_{ξ}	$[m]$	vzdálenost mezi nálitky pro pístní čep zvětšená o zaoblení
b_o	$[mm]$	vzdálenost oka hlavy ojnice od těžiště
c_o, c_p	$[-]$	konstanty pro výpočet měrného tlaku
$c_{o\dot{s}}$	$[m]$	rozteč ojnicních šroubů
c_s	$[m \cdot s^{-1}]$	střední pístová rychlost
D	$[m]$	vrtání válce motoru
d	$[mm]$	vnější průměr pouzdra
d	$[m]$	vnější průměr pouzdra
d_a	$[mm]$	vnější průměr pístního čepu
D_{D1}	$[mm]$	vnitřní průměr oka hlavy ojnice
D_{D2}	$[mm]$	vnější průměr oka hlavy ojnice
D_{H1}	$[mm]$	vnitřní průměr oka pro pístní čep
D_{H2}	$[mm]$	vnější průměr oka pro pístní čep
d_i	$[mm]$	vnitřní průměr pístního čepu
d_m	$[m]$	vnitřní průměr drážky pro pístní kroužek
d_{ov}	$[m]$	ovalizace pístní čepu
D_{pl}	$[m]$	šířka stykové plochy pístu s válcem
E_o	$[Pa]$	modul pružnosti oceli v tahu
e_p	$[m]$	přesah pouzdra
e_t	$[m]$	přesah v důsledku ohřevu oka
E_t	$[Pa]$	modul pružnosti v tahu titanu
F	$[N]$	výsledná síla na píst
F^{c}_{sp}	$[N]$	set. síla posuvných hmot pístní skupiny bez pístního čepu
F^c_p	$[N]$	tlaková síla na hlavu ojnice
F^c_s	$[N]$	setrvačná síla působící na hlavu ojnice
F^c_{sl}	$[N]$	díleční setrvačná síla na šroubech
F^c_{sp}	$[N]$	setrvačná síla posuvných hmot pístní skupiny s čepem



F_m	[N]	výsledný silový účinek na můstek
F_n	[N]	normálová síla na stěnu válce
F_{n1}, F_{n2}	[N]	normálová síla na průřezu B - B
F_{nA}	[N]	vnitřní normál. síla působením set. síly na průřezu A - A
F_{nmax}	[N]	maximální normálová síla
F_{nos}	[N]	vnitřní normál. síla působící v oku ojnice působením set. síly
F_{not}	[N]	vnitřní normál. síla působící v oku ojnice působením tlak. síly
F_{ns}	[N]	výsledná normálová síla působením setrvačné síly
F_{nv}	[N]	výsledná normálová síla zatěžující průřez A - A
F_o	[N]	síla v ose ojnice
$F_{o\check{c}}$	[N]	výsledná síla mezi okem a pístním čepem
F_p	[N]	tlaková síla
$F_{p\check{c}}$	[N]	výsledná síla mezi nálitky a pístním čepem
$F_{pdm\max}$	[N]	maximální síla tlaku plynů na desku
F_{pII}	[N]	tlaková síla působící na nejmenším průřezu dříku
F_{pIII}	[N]	tlaková síla působící na středním průřezu dříku
F_{pmax}	[N]	maximální síla tlaku plynů
F_{pr}	[N]	síla předpětí šroubů
F_{Q1}, F_{Q2}	[N]	výslednice silového účinku na průřezu B - B
F_r	[N]	radiální síla na čepu klikového hřídele
F_s	[N]	setrvačná síla posuvných hmot
F_{s1}	[N]	setrvačná síla posuvných hmot prvního řádu
F_{s2}	[N]	setrvačná síla posuvných hmot druhého řádu
F_{spII}	[N]	setrvačná síla působící na nejmenším průřezu dříku
F_{spIII}	[N]	setrvačná síla působící na středním průřezu dříku
F_{spx}	[N]	maximální setrvačná síla v nejslabším místě pláště
F_{ss}	[N]	osamělá síla pro každou polovinu víka
F_{ξ}	[N]	maximální síla namáhající šroub
F_t	[N]	tečná síla na čepu klikového hřídele
F_{t1}, F_{t2}	[N]	tečná síla na průřezu B - B
h	[m]	nosná výška průřezu čepu
$H_{\check{c}}$	[mm]	délka pístního čepu
H_D	[mm]	tloušťka oka hlavy ojnice
H_H	[mm]	tloušťka oka pro pístní čep



H_k	[mm]	kompresní výška pístu
H_{m1}	[mm]	výška prvního můstku
H_{m2}	[mm]	výška druhého můstku
H_{m3}	[mm]	výška třetího můstku
H_o	[mm]	vzdálenost čel nálitku pro pístní čep
H_p	[mm]	výška pístu
h_p	[m]	nosná výška průřezu
H_{pl}	[mm]	výška pláště pístu
i	[-]	počet válců motoru
I_{min}	[m ⁴]	minimální osový moment setrvačnosti středního průřezu dřívku
i_{min}	[m]	minimální poloměr setrvačnosti dřívku
I_p	[m ⁴]	osový kvadratický moment průřezu pánve
I_{Toj}	[kg·mm ²]	moment setrvačnosti ojnicí skupiny k těžišti
I_v	[m ⁴]	osový kvadratický moment průřezu víka
I_x	[m ⁴]	osový kvadratický moment středního průřezu dřívku v ose x
I_y	[m ⁴]	osový kvadratický moment středního průřezu dřívku v ose y
k	[-]	zdvihový poměr
k_1	[-]	konstanta podílu přenesené síly
k_a	[-]	součinitel jakosti povrchu
k_{ad}	[-]	součinitel jakosti povrchu dřívku
$k_{aš}$	[-]	součinitel jakosti povrchu šroubu
k_b	[-]	součinitel vlivu velikosti
k_c	[-]	součinitel vlivu zatěžování
k_{ck}	[-]	součinitel vlivu namáhání hlavy ojnice
$k_{cš}$	[-]	součinitel vlivu způsobu zatěžování šroubu
$k_{\check{c}}$	[-]	opravný součinitel
$k_{\check{c}}$	[-]	opravný součinitel čepu
k_d	[-]	součinitel vlivu teploty
k_e	[-]	součinitel spolehlivosti
k_f	[-]	součinitel dalších vlivů
K_o	[mN ⁻¹]	součinitel poddajnosti ojnice
$K_{\check{s}}$	[mN ⁻¹]	součinitel poddajnosti šroubu
k_u	[-]	Gerberovo kritérium bezpečnosti pro oko
k_{ud}	[-]	Gerberovo kritérium bezpečnosti pro dřív



k_{uH}	[-]	výsledná bezpečnost únavového působení hlavy ojnice
k_{uHo}, k_{uHt}	[-]	Gerberovo kritérium bezpečnosti pro hlavu ojnice
$k_{uš}$	[-]	Gerberovo kritérium bezpečnosti ojnicních šroubů
k_{vzx}	[-]	bezpečnost dřívku vůči ztrátě vzpěrné stability v ose x
k_{vzy}	[-]	bezpečnost dřívku vůči ztrátě vzpěrné stability v ose y
l	[m]	délka uložení pístní čepu v nálitku
l_1	[m]	délka dřívku ojnice
l_c	[m]	délka pístního čepu
L_{oj}	[mm]	délka ojnice
l_{oj}	[m]	roztečná délka ok ojnice
l_{oj}	[m]	délka otvoru pro ojnicní šroub
L_{pl}	[m]	nosná délka pláště pístu
l_{s1}, l_{s2}	[m]	délky úseků šroubu se změnou průřezu
m'_p	[kg]	hmotnost pístní skupiny bez pístního čepu
m^c_p	[kg]	hmotnost pístní skupiny včetně pístního čepu
M_1, M_2	[Nm]	ohybový moment na průřezu B – B
m_A	[kg]	redukováná hmotnost ojnicní skupiny v oku pro pístní čep
M_A	[Nm]	vnitřní moment působením setrvačné síly na průřezu A – A
m_{Aoj}	[kg]	hmotnost posuvných hmot ojnicní skupiny
m_B	[kg]	redukováná hmotnost ojnicní skupiny v oku hlavy ojnice
m_{Boj}	[kg]	hmotnost rotačních hmot ojnicní skupiny
$m_{\check{c}}$	[kg]	hmotnost pístního čepu
m_k	[kg]	hmotnost pojistných kroužků
$M_{o\check{c}}$	[Nm]	ohybový moment pístního čepu
M_{odmax}	[Nm]	maximální ohybový moment na kruhovou desku
m_{oII}	[kg]	hmotnost ojnice nad nejmenším průřezem
m_{oIII}	[kg]	hmotnost ojnice nad středním průřezem
m_{oj}	[kg]	hmotnost ojnicní skupiny
M_{om}	[Nm]	ohybový moment můstku
M_{os}	[Nm]	vnitřní moment působící v oku ojnice působením set. síly
M_{os}	[Nm]	vnitřní moment působící v oku ojnice působením tlakové síly
m_p	[kg]	hmotnost posuvných hmot
m_{pist}	[kg]	hmotnost pístu
m_{pk}	[kg]	hmotnost pístních kroužků



m_r	[kg]	hmotnost rotačních hmot
M_s	[Nm]	výsledný vnitřní moment působením setrvačné síly
m_T	[kg]	redukováná hmotnost ojnicní skupiny v těžišti
M_t	[Nm]	točivý moment
m_{TA}	[kg]	redukováná hmotnost těžiště přepočítaná k oku pro pístní čep
m_{TB}	[kg]	redukováná hmotnost těžiště přepočítaná k oku hlavy ojnice
M_{tt}	[Nm]	výsledný vnitřní moment působením tlakové síly
M_v	[Nm]	výsledným vnitřní moment zatěžující průřez A – A
m_x	[kg]	hmotnost koruny pístu včetně pístních kroužků
n	[min ⁻¹]	otáčky maximálního výkonu
p	[-]	poměr vnitřního ku vnějšímu průměru čepu
p'	[Pa]	měrný tlak v oku ojnice
p_{atm}	[Pa]	atmosférický tlak
P_e	[W]	efektivní výkon
p_e	[Pa]	střední efektivní tlak
p_i	[Pa]	indikovaný tlak
P_l	[kW·dm ³]	objemový výkon
p_{max}	[Pa]	maximální tak ve válci
p_o	[Pa]	měrný tlak mezi okem a pístním čepem
p_p	[Pa]	měrný tlak mezi nálitky a pístním čepem
p_{pl}	[Pa]	měrný tlak na plášti pístu
r	[m]	zalomení klikového hřídele
r'	[m]	poloměr těžiště příčného průřezu
R_{eo}	[Pa]	mez kluzu materiálu ojnice
r_h	[m]	poloměr pro prutový model hlavy ojnice
R_{mo}	[Pa]	mez pevnosti materiálu ojnice
$R_{mš}$	[Pa]	mez pevnosti materiálu šroubu
r_v	[m]	poloměr desky
s	[m]	dráha pístu
s_1	[m]	první harmonická složka dráhy
s_{1B}, s_{2B}	[m]	momentové rameno na průřezu B - B
s_2	[m]	druhá harmonická složka dráhy
S_B	[m ²]	plocha průřezu B – B
S_{II}	[m ²]	plocha nejmenšího průřezu díku ojnice



S_{III}	$[m^2]$	plocha středního průřezu dřívku ojnice
S_m	$[m^2]$	plocha průřezu můstku
S_o	$[m^2]$	plocha průřezu oka ojnice
S_{oj}	$[m^2]$	plocha styku víka a ojnice
S_p	$[m^2]$	plocha dna pístu
S_{pA}	$[m^2]$	plocha průřezu pánve
S_{po}	$[m^2]$	plocha průřezu pouzdra oka
S_{s1}, S_{s2}	$[m^2]$	plocha průřezu úseků šroubu
$S_{stř}$	$[m^2]$	plocha středního průřezu dřívku
S_{vA}	$[m^2]$	plocha průřezu víka ojnice
S_x	$[m^2]$	ploch průřezu v místě drážky pro stírací pístní kroužek
T	$[mm]$	šířka dřívku ojnice
t_o	$[mm]$	nejmenší tloušťka dřívku ojnice
t_{o1}	$[mm]$	základní tloušťka dřívku ojnice
v	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost pístu
v_1	$[m \cdot s^{-1}]$	první harmonická složka rychlosti
v_2	$[m \cdot s^{-1}]$	druhá harmonická složka rychlosti
V_c	$[m^3]$	celkový zdvihový objem motoru
V_z	$[m^3]$	zdvihový objem válce
W_B	$[m^3]$	modul odporu v ohybu průřezu B – B
$W_{oč}$	$[m^3]$	modul odporu v ohybu pístního čepu
W_{od}	$[m^3]$	modul odporu v ohybu desky
W_{om}	$[m^3]$	modul odporu v ohybu můstku
W_v	$[m^3]$	modul odporu v ohybu průřezu víka
Z	$[m]$	zdvih pístu
α	$[^\circ]$	úhel natočení klikového hřídele
α_o	$[K^{-1}]$	součinitel tepelné roztažnosti oceli
β	$[^\circ]$	úhel vyosení ojnice vůči ose válce
δ	$[mm]$	tloušťka dna pístu
Δt	$[K]$	ohřev oka
κ	$[-]$	součinitel šroubového zatížení
λ	$[-]$	ojniční poměr
μ	$[-]$	Poissonova konstanta
ρ_z	$[^\circ]$	úhel zakotvení ojničního oka



ρ_{zh}	[°]	úhel zakotvení hlavy ojnice
σ'_a	[Pa]	napětí ve vnějším vlákně oka
σ'_{co}	[Pa]	mezní únava oka ojnice
σ'_{cod}	[Pa]	mezní únavové napětí dříku
σ'_{coH}	[Pa]	mezní únavové napětí hlavy ojnice
$\sigma'_{coš}$	[Pa]	mezní únavové napětí šroubu
σ'_i	[Pa]	napětí ve vnitřním vlákně oka
σ_a	[Pa]	amplituda napětí cyklu
σ_{aH}	[Pa]	amplituda napětí na hlavě ojnice
σ_{aII}	[Pa]	amplituda napětí v nejmenším průřezu dříku
σ_{as}	[Pa]	normálové napětí od setrvačné síly na vnějším vlákně oka
$\sigma_{aš}$	[Pa]	amplituda napětí na nejmenším průřezu šroubu
σ_{at}	[Pa]	normálové napětí od tlakové síly na oku
σ_{co}	[Pa]	mez únavy
σ_{II}	[Pa]	tahové napětí v nejmenším průřezu dříku
σ_{is}	[Pa]	normálové napětí od setrvačné síly na vnitřním vlákně oka
σ_m	[Pa]	střední napětí cyklu
σ_{max}	[Pa]	maximální napětí v oku ojnice
σ_{maxH}	[Pa]	maximální tahové napětí na hlavě ojnice
σ_{mH}	[Pa]	střední napětí na hlavě ojnice
σ_{mII}	[Pa]	střední napětí v nejmenším průřezu dříku
σ_{min}	[Pa]	minimální napětí v oku ojnice
σ_{minH}	[Pa]	maximální tlakové napětí na hlavě ojnice
$\sigma_{mš}$	[Pa]	střední napětí na nejmenším průřezu šroubu
σ_{n1}, σ_{n2}	[Pa]	normálové napětí na průřezu B – B
σ_{o1}, σ_{o2}	[Pa]	normálové napětí vyvolané působ. momentu na průřezu B – B
σ_{odmax}	[Pa]	maximální ohybové napětí desky
σ_{om}	[Pa]	ohybové napětí na můstku
σ_{redm}	[Pa]	výsledné redukované napětí na můstku
$\sigma_{šmax}$	[Pa]	maximální tahové napětí na nejmenším průřezu šroubu
$\sigma_{šmin}$	[Pa]	minimální tahové napětí na nejmenším průřezu šroubu
σ_{tIII}	[Pa]	tlakové napětí v nejmenším průřezu dříku
σ_{tIIIx}	[Pa]	tlakové napětí na středním průřezu dříku v ose x
σ_{tIIIy}	[Pa]	tlakové napětí na středním průřezu dříku v ose y



σ_{tlmax}	[Pa]	maximální tlakové napětí v nejslabším místě pláště
σ_{tmax}	[Pa]	maximální tahové napětí v nejslabším místě pláště
σ_v	[Pa]	největší napětí v krajním vlákně průřezu A - A
τ	[-]	taktnost motoru
τ'_{coH}	[Pa]	mezní tečné únavové napětí hlavy ojnice
τ_{aH}	[Pa]	amplituda tečného napětí na hlavě ojnice
$\tau_{čmax}$	[Pa]	smykové napětí na pístním čepu
τ_m	[Pa]	smykové napětí na můstku
τ_{maxH}	[Pa]	maximální tečné napětí na hlavě ojnice
τ_{mH}	[Pa]	střední tečné napětí na hlavě ojnice
τ_{minH}	[Pa]	minimální tečné napětí na hlavě ojnice
τ_{t1}, τ_{t2}	[Pa]	tečné napětí na průřezu B – B
ω_{max}	[s ⁻¹]	maximální úhlová rychlost klikového hřídele
ξ	[-]	štíhlost dřívku ojnice



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha I – výpočtová zpráva

Příloha II – modelová dokumentace

Příloha III – výkresová dokumentace



Příloha I – výpočtová zpráva

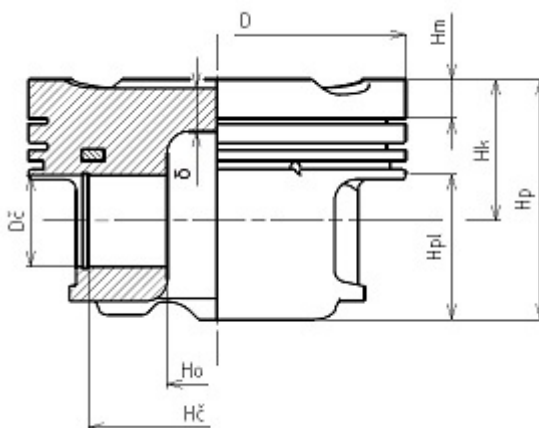
Vstupní parametry motoru:

maximální otáčky:	$n_m = 7900 \frac{1}{\text{min}}$
zdvihový objem motoru:	$V_c = 3246 \text{ cm}^3$
efektivní výkon:	$P_e = 252 \text{ kW}$
počet válců:	$i = 6$
taktnost:	$\tau = 0.4$
kompresní poměr:	$\varepsilon = 11.5$
zdvihový poměr:	$k = 1.04$

Hlavní parametry a rozměry motoru:

střední efektivní tlak:	$p_e = \frac{P_e}{V_c \cdot n_m \cdot \tau} = 1.18 \text{ MPa}$
objem jednoho válce:	$V_z = \frac{V_c}{i} = 541 \text{ cm}^3$
objemový výkon motoru:	$P_1 := \frac{P_e}{V_z \cdot i} = 77.63 \frac{\text{kW}}{\text{l}}$
zdvihový objem válce:	$V_z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot Z$
vrtání válce:	$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_z}{\pi \cdot k}} = 87 \text{ mm}$
zdvih pístu:	$Z = k \cdot D = 91 \text{ mm}$
střední pístová rychlost:	$c_s = 2 \cdot Z \cdot n_m = 23.96 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

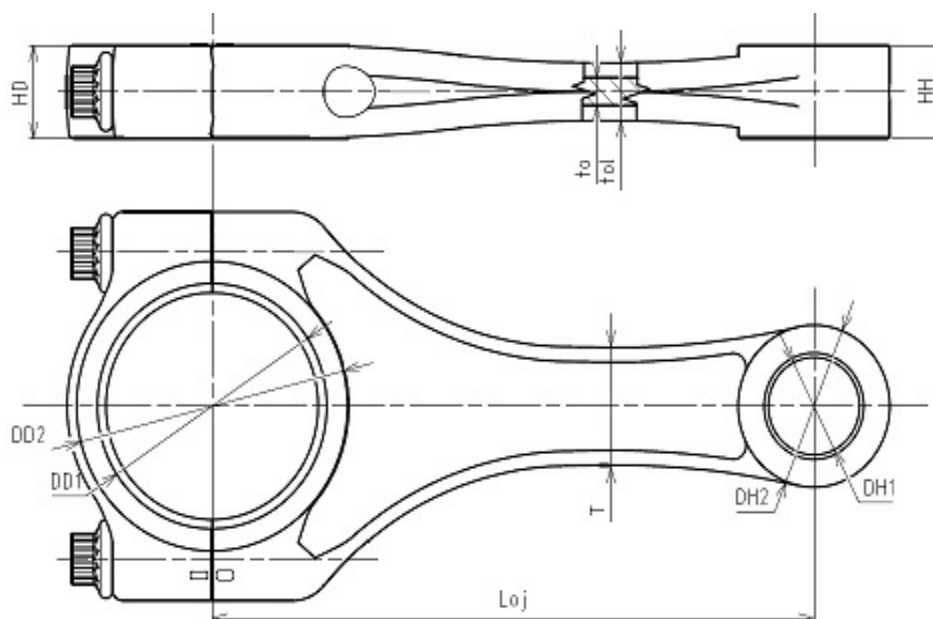
Návrh základních rozměrů pístu:





výška pístu:	$H_p = 0.6345D = 55.2 \text{ mm}$
kompresní výška pístu:	$H_k = 0.3736D = 32.5 \text{ mm}$
výška pláště pístu:	$H_{p1} = 0.3793D = 33 \text{ mm}$
výška prvního můstku:	$H_{m1} = 0.1035D = 9 \text{ mm}$
výška druhého můstku:	$H_{m2} = 0.0517D = 4.5 \text{ mm}$
výška třetího můstku:	$H_{m3} = 0.0287D = 2.5 \text{ mm}$
vzdálenost mezi nálitky pístního čepu:	$H_o = 0.2644D = 23 \text{ mm}$
délka pístního čepu:	$H_e = 0.6552D = 57 \text{ mm}$
vnější průměr pístního čepu:	$d_a = 0.2414D = 21 \text{ mm}$
vnitřní průměr pístního čepu:	$d_i = 0.1379D = 12 \text{ mm}$
tloušťka dna pístu:	$\delta_p = 0.1149D = 10 \text{ mm}$

Návrh základních rozměrů ojnice:



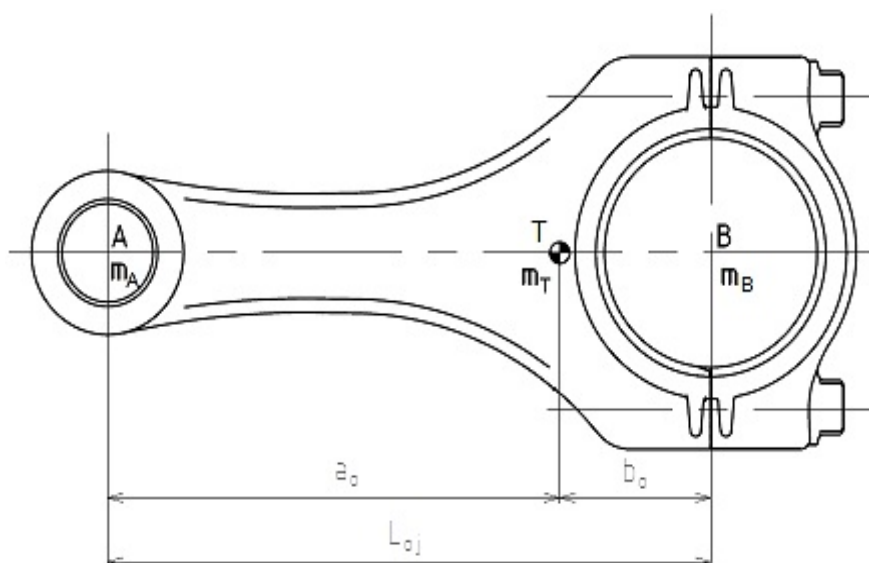
šířka dířku ojnice:	$T_o = 0.293D = 25.49 \text{ mm}$
délka ojnice:	$L_{oj} = 1.5977D = 139 \text{ mm}$
vnitřní průměr horního oka:	$D_{H1} = 0.2414D = 21 \text{ mm}$
vnější průměr horního oka:	$D_{H2} = 1.6664D_{H1} = 35 \text{ mm}$
vnitřní průměr dolního oka:	$D_{D1} = 0.6092D = 53 \text{ mm}$
vnější průměr dolního oka:	$D_{D2} = 1.1745D_{D1} = 62.25 \text{ mm}$
šířka horního oka:	$H_H = 0.2299D = 20 \text{ mm}$
šířka dolního oka:	$H_D = 0.2299D = 20 \text{ mm}$
základní tloušťka ojnice:	$t_{o1} = 0.1437D = 12.5 \text{ mm}$
zúžená tloušťka ojnice:	$t_o = 0.069D = 6 \text{ mm}$



Hmotnost pístní a ojniční skupiny:

hmotnost pístu:	$m_{\text{píst}} = 365 \text{ gm}$
hmotnost pístního čepu:	$m_{\text{č}} = 99 \text{ gm}$
hmotnost pojistných kroužků:	$m_{\text{pk}} = 3 \text{ gr}$
hmotnost pístních kroužků:	$m_{\text{k}} = 26 \text{ gm}$
hmotnost ojnice:	$m_{\text{o}} = 334 \text{ gm}$
hmotnost víka ojnice	$m_{\text{vo}} = 188 \text{ gm}$
hmotnost ložiska čepu:	$m_{\text{lč}} = 12 \text{ gm}$
hmotnost ložiskových pánví:	$m_{\text{lp}} = 46 \text{ gm}$
hmotnost ojničních šroubů:	$m_{\text{oš}} = 56 \text{ gm}$

Redukce hmotnosti ojnice:



vzdálenost středu horního oka ojnice od těžiště:	$a_o = 104.193 \text{ mm}$
vzdálenost středu dolního oka ojnice od těžiště:	$b_o = 34.807 \text{ mm}$
délka ojnice:	$L_{oj} = 139 \text{ mm}$
hmotnost ojnice:	$m_{oj} = m_o + m_{vo} + m_{lč} + m_{lp} + m_{oš} = 636 \text{ gm}$
moment setrvačnosti ojnice k těžišti:	$I_{T_{oj}} = 2238.548 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$

Náhrada třemi body:

momentové rovnice rovnováhy:	$m_{oj} = m_A + m_B + m_T$
	$m_A \cdot a_o = m_B \cdot b_o$
	$m_A \cdot a_o^2 + m_B \cdot b_o^2 = I_{T_{oj}}$



hmotnost posuvných hmot ojnice: $m_A = \frac{I_{T_{Oj}}}{a_o \cdot L_{Oj}} = 154.56 \text{ gm}$

hmotnost rotačních hmot ojnice: $m_B = \frac{I_{T_{Oj}}}{b_o \cdot L_{Oj}} = 462.68 \text{ gm}$

hmotnost v těžišti ojnice: $m_T = m_{Oj} - m_A - m_B = 18.76 \text{ gm}$

Přepočítání hmotnosti ojnice na náhradu dvěma body:

momentové rovnice rovnováhy: $m_{TA} \cdot L_{Oj} = m_T \cdot b_o$

$$m_{TB} \cdot L_{Oj} = m_T \cdot a_o$$

přepočítání hmotnosti těžiště do bodu A: $m_{TA} = \frac{m_T \cdot b_o}{L_{Oj}} = 4.7 \text{ gm}$

přepočítání hmotnosti těžiště do bodu B: $m_{TB} = \frac{m_T \cdot a_o}{L_{Oj}} = 14.06 \text{ gm}$

Výsledné hmotnosti posuvných a rotačních částí ojnice:

hmotnost posuvných hmot ojnice: $m_{Aoj} = m_A + m_{TA} = 159.26 \text{ gm}$

hmotnost rotačních hmot ojnice: $m_{Boj} = m_B + m_{TB} = 476.74 \text{ gm}$

Výsledné hmotnosti posuvných a rotačních hmot:

hmotnost posuvných hmot: $m_p = m_{pist} + m_k + m_e + m_{pk} + m_{Aoj} = 652.26 \text{ gm}$

hmotnost rotačních hmot: $m_r = m_{Boj} = 476.74 \text{ gm}$

Kinematika klikového mechanismu:

rameno klikového hřídele: $r = \frac{Z}{2} = 45.5 \text{ mm}$

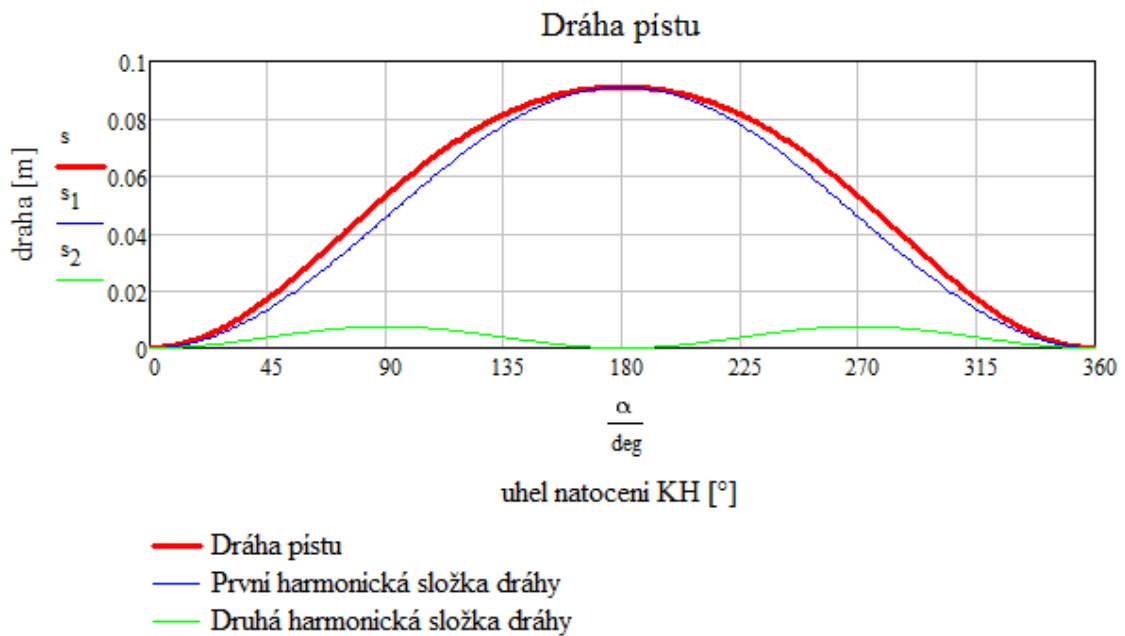
klikový poměr: $\lambda = \frac{r}{L_{Oj}} = 0.33$

Dráha pístu:

dráha pístu: $s = r \cdot \left[1 - \cos(\alpha) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2\alpha)) \right]$

první harmonická složka dráhy: $s_1 = r \cdot (1 - \cos(\alpha))$

druhá harmonická složka dráhy: $s_2 = r \cdot \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2\alpha))$



Rychlost pístu:

úhlová rychlost KH:

$$\omega := 2 \cdot \pi \cdot n_m = 827.29 \frac{1}{s}$$

rychlost pístu:

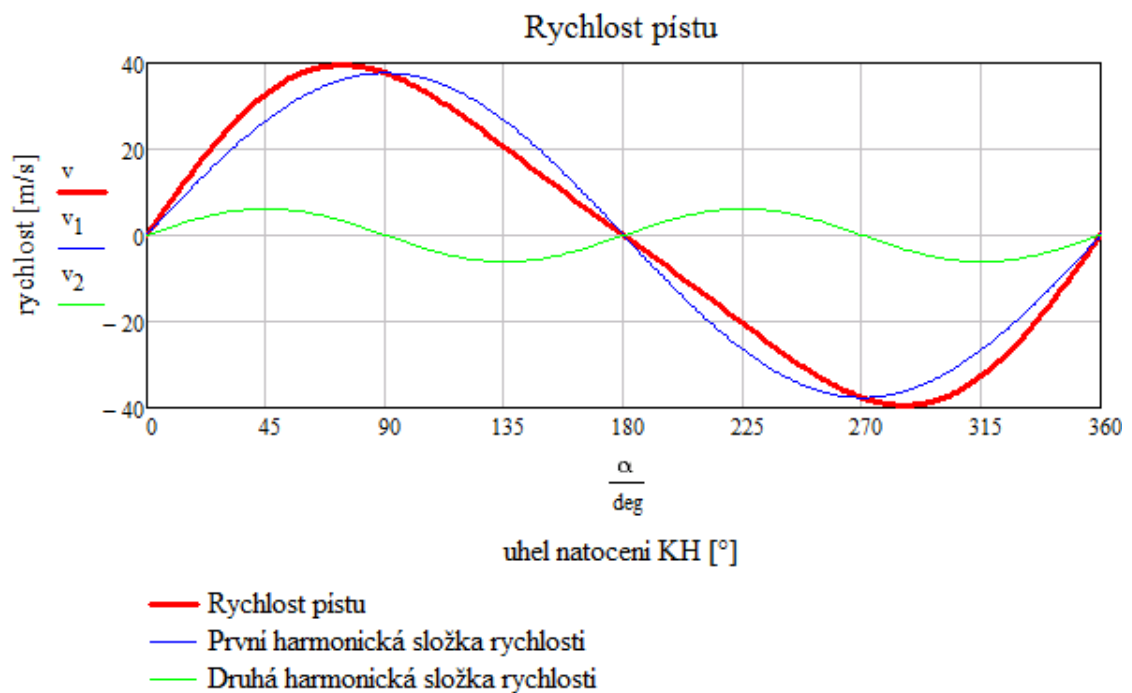
$$v = r \cdot \omega \cdot \left(\sin(\alpha) + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha) \right)$$

první harmonická složka rychlosti:

$$v_1 = r \cdot \omega \cdot \sin(\alpha)$$

druhá harmonická složka rychlosti:

$$v_2 = r \cdot \omega \cdot \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha)$$





Zrychlení pístu:

zrychlení pístu:

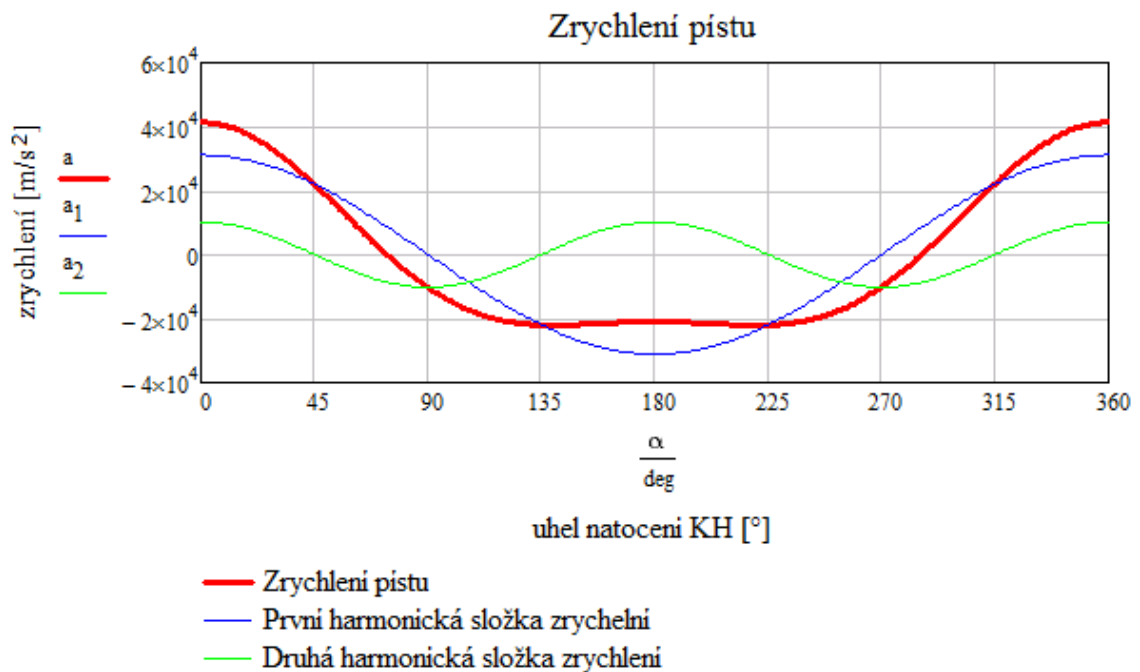
$$a = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\alpha) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha))$$

první harmonická složka zrychlení:

$$a_1 = r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha)$$

druhá harmonická složka zrychlení:

$$a_2 = r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha)$$

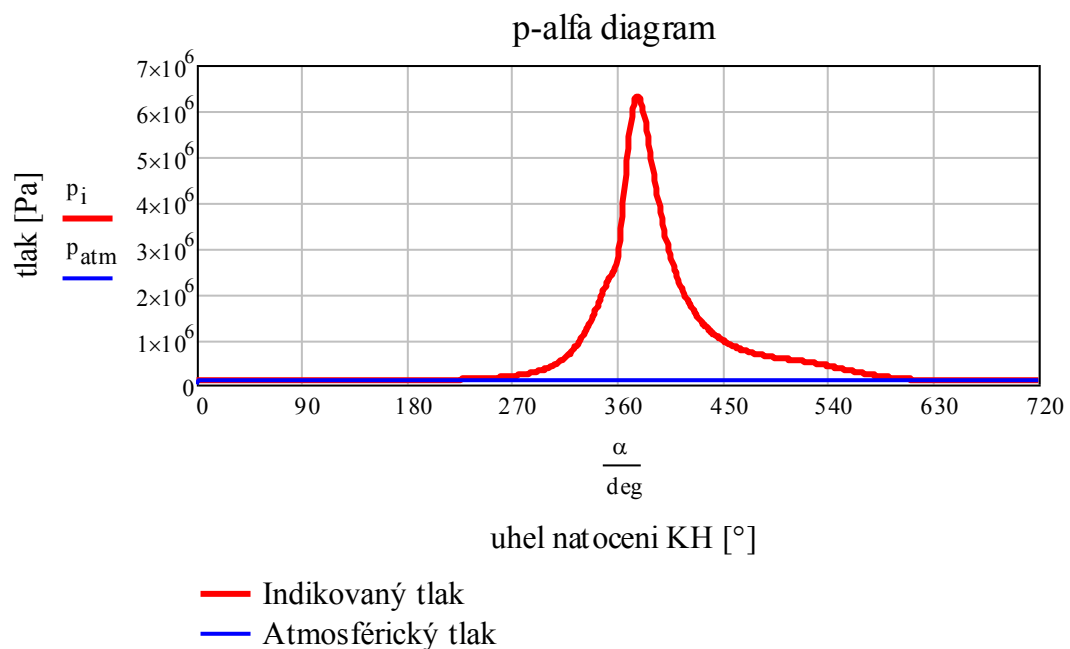


Dynamika klikového mechanismu:

p- α diagram motoru:

atmosférický tlak:

$$p_{\text{at}} = 101325 \text{ Pa}$$





maximální tlak ve válci:

$$p_{\max} = \max(p_i) = 6.3 \text{ MPa}$$

p-V diagram motoru:

kompresní objem válce:

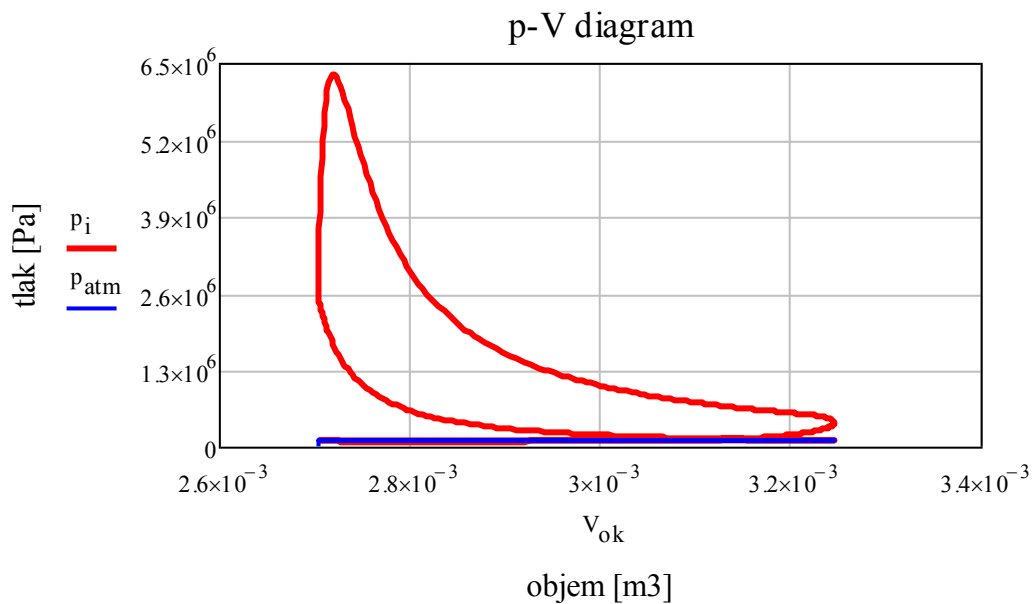
$$V_k = \frac{V_z}{\varepsilon} = 47.04 \text{ cm}^3$$

celkový objem válce:

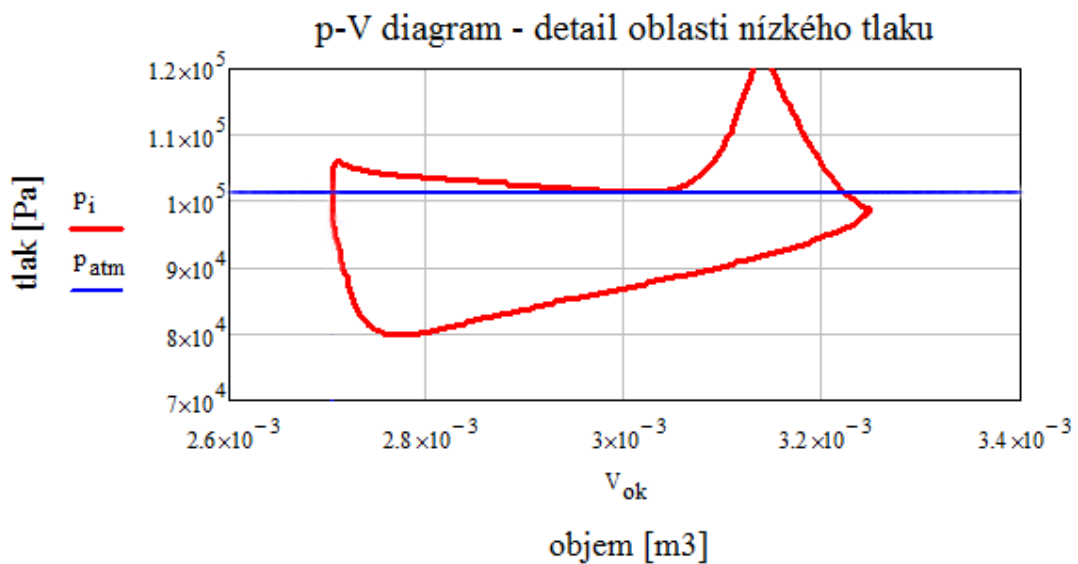
$$V_{\text{celk}} = V_z + V_k$$

okamžitý objem válce:

$$V_{\text{ok}} = V_c - \left[\left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) \cdot (Z - s) \right]$$



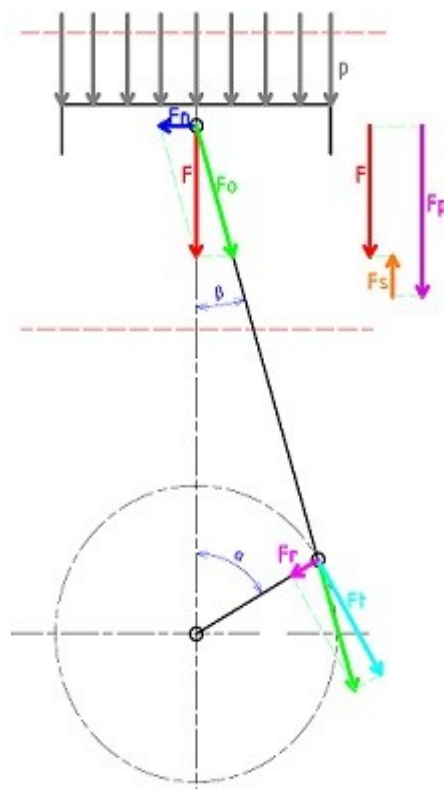
— Indikovaný tlak
— Atmosférický tlak



— Indikovaný tlak
— Atmosférický tlak



Síly v klikovém mechanismu:



Tlaková síla na píst:

plocha pístu:

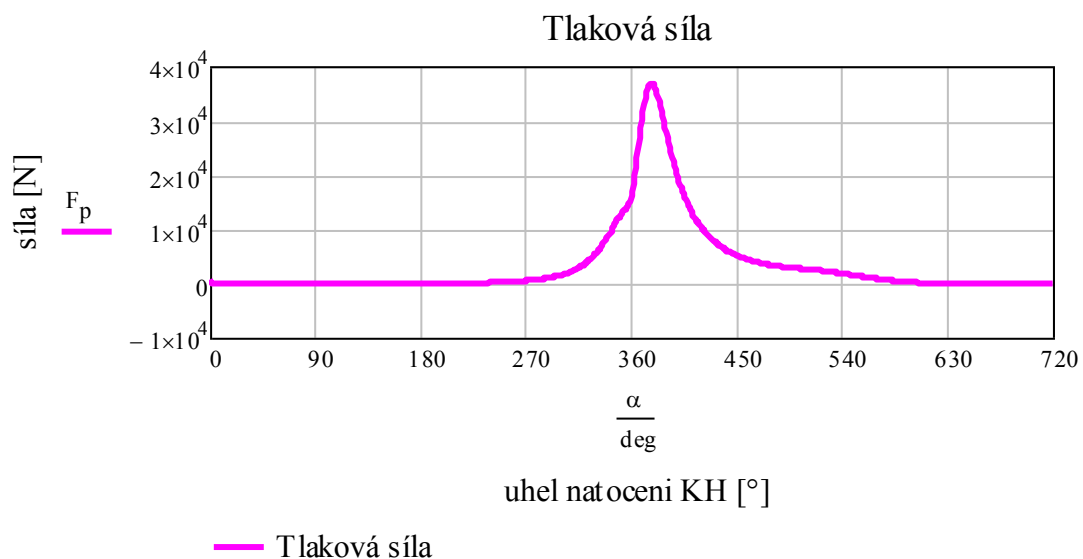
$$S_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 0.01 \text{ m}^2$$

tlaková síla na píst:

$$F_p = (p_i - p_{\text{atm}}) \cdot S_p$$

maximální tlaková síla:

$$F_{p\text{max}} = \max(F_p) = 36873.8 \text{ N}$$





Setrvačná síla:

setrvačná síla:

$$F_s = -m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\alpha) + \lambda \cdot \cos(2\alpha))$$

setrvačná síla prvního řádu:

$$F_{s1} = -m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha)$$

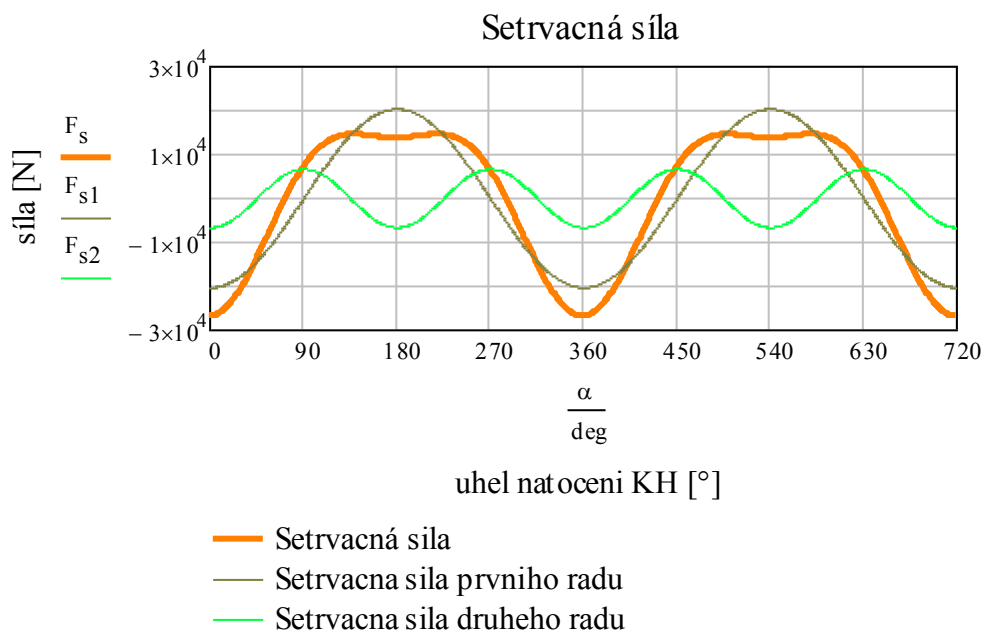
setrvačná síla druhého řádu:

$$F_{s2} = -m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2\alpha)$$

extrémní hodnoty setrvačné síly:

$$\max(F_s) = 14405.53\text{N}$$

$$\min(F_s) = -26961.47\text{N}$$



Výsledná síla na píst:

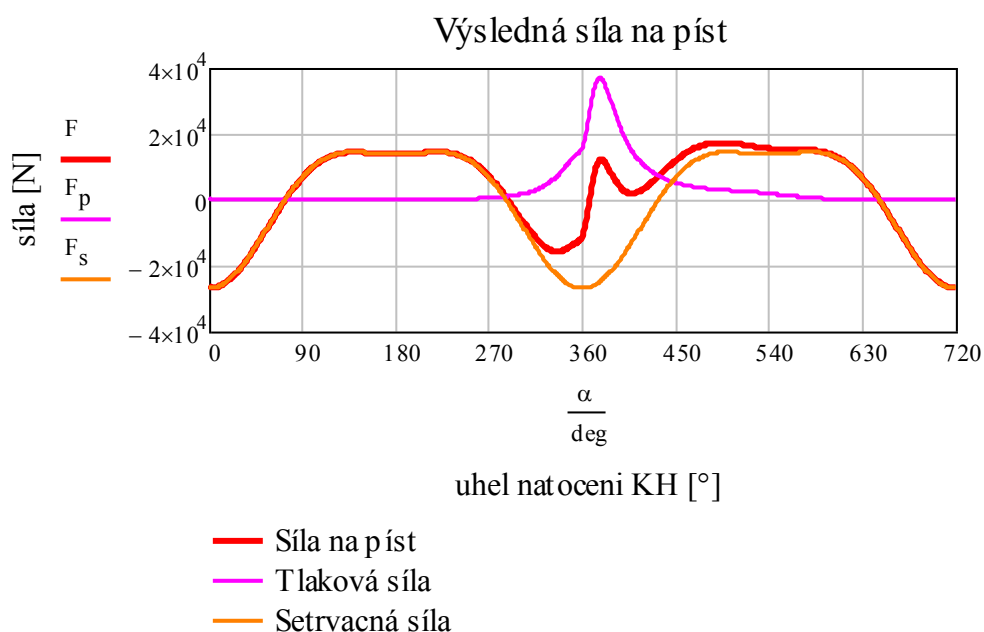
výsledná síla na píst:

$$F = F_p + F_s$$

extrémní hodnoty výsledné síly na píst:

$$\max(F) = 17243.56\text{N}$$

$$\min(F) = -26953.13\text{N}$$





Síla v ose ojnice:

úhel odklonu ojnice:

$$\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin(\alpha))$$

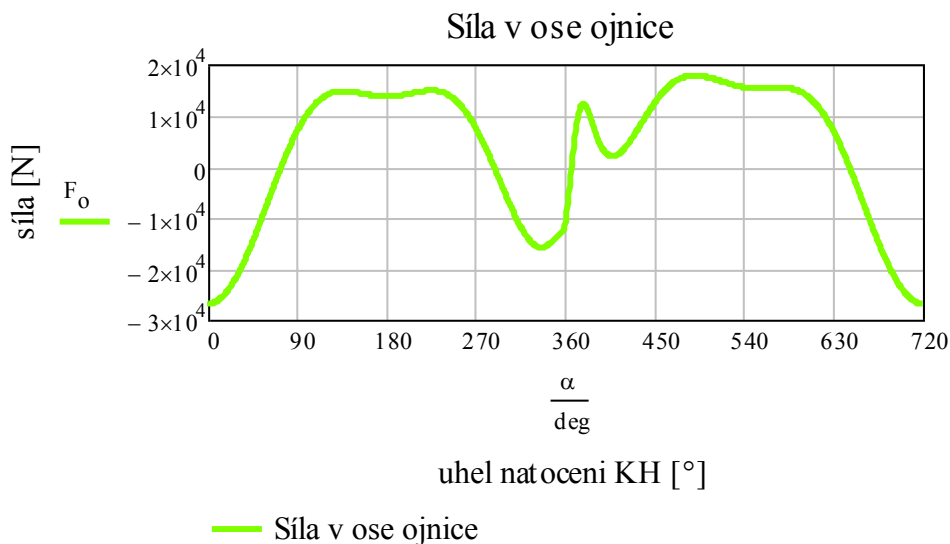
Síla v ose ojnice:

$$F_o = \frac{F}{\cos(\beta)}$$

extrémní hodnoty síly v ose ojnice:

$$\max(F_o) = 17781.0 \text{ N}$$

$$\min(F_o) = -26953.5 \text{ N}$$



Normálová síla na stěnu válce:

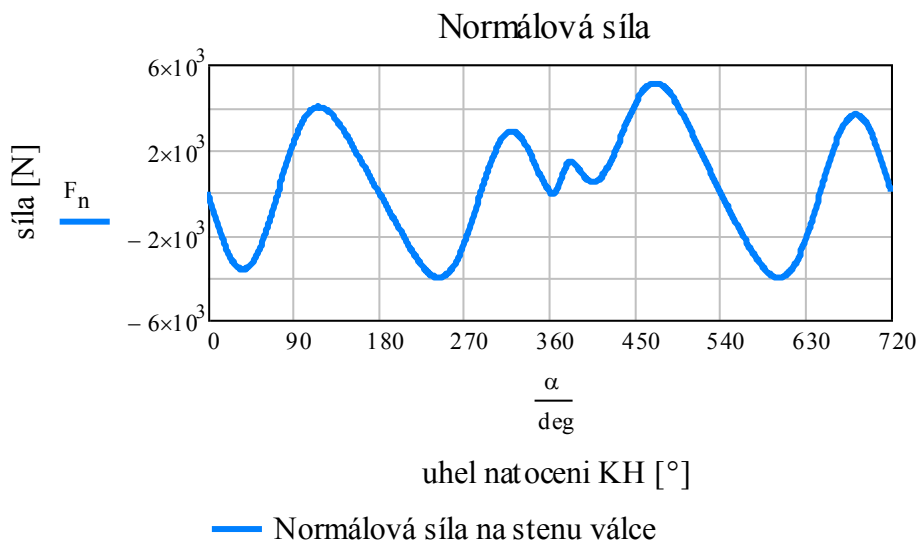
normálová síla na stěnu válce:

$$F_n = \overrightarrow{(F \cdot \tan(\beta))}$$

extrémní hodnoty síly na stěnu válce:

$$\max(F_n) = 5107.5 \text{ N}$$

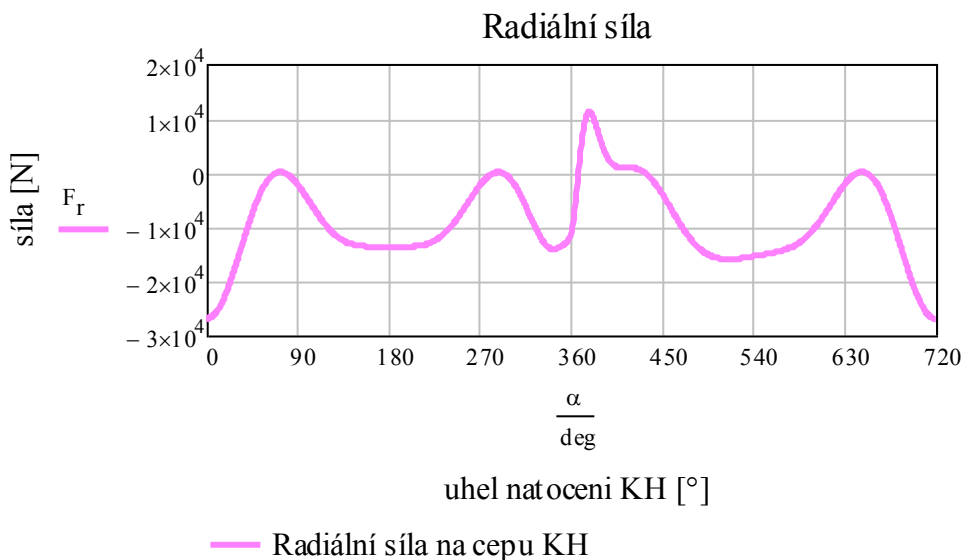
$$\min(F_n) = -4047.14 \text{ N}$$





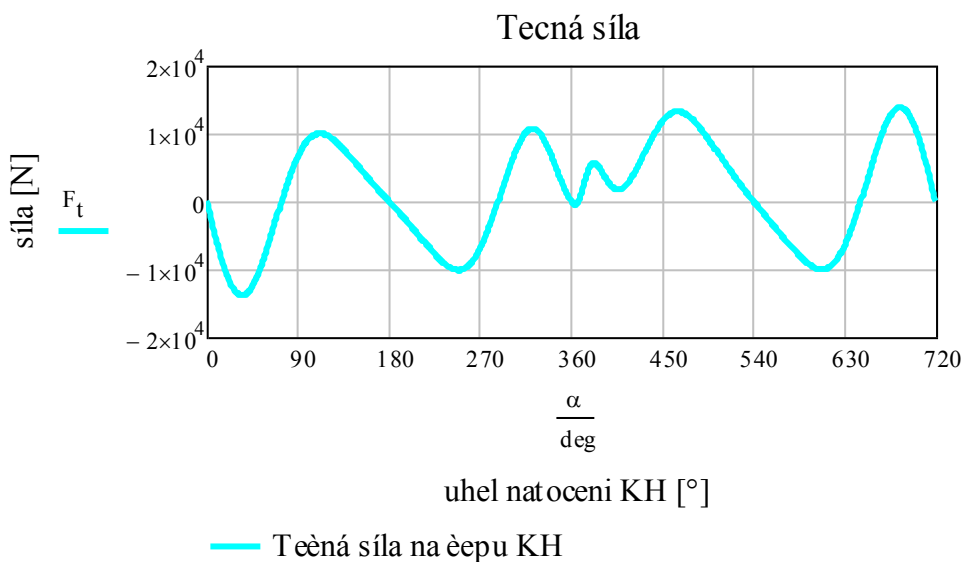
Radiální síla na čepu klikového hřídele:

radiální síla na čepu klikového hřídele: $F_r = \overrightarrow{(F_o \cdot \cos(\alpha + \beta))}$
 extrémní hodnoty radiální síly: $\max(F_r) = 11119.02\text{N}$
 $\min(F_r) = -26952.79\text{N}$



Tečná síla na čepu klikového hřídele:

tečná síla na čepu klikového hřídele: $F_t = \overrightarrow{(F_o \cdot \sin(\alpha + \beta))}$
 extrémní hodnoty tečné síly: $\max(F_t) = 13798.16\text{N}$
 $\min(F_t) = -13902.53\text{N}$

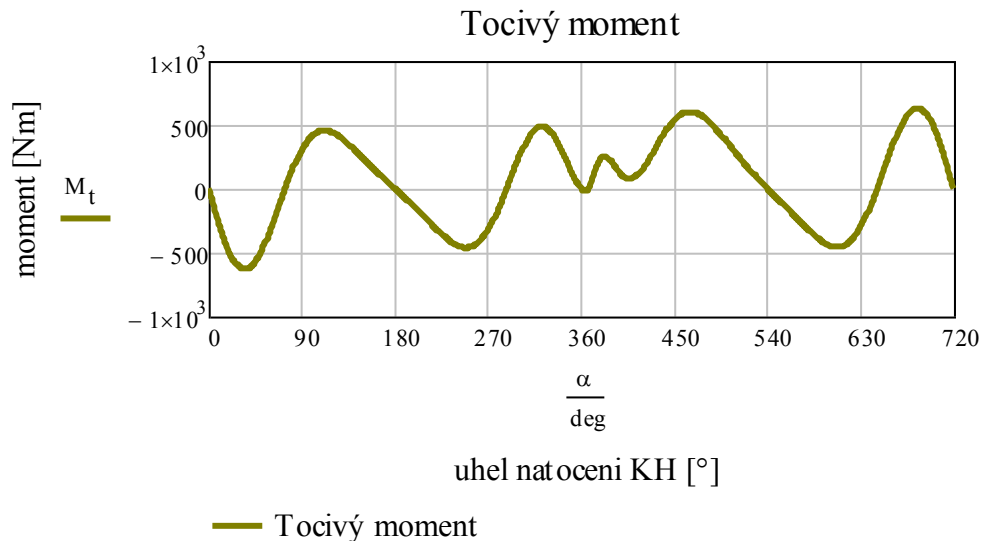




Točivý moment na klikovém hřídeli:

točivý moment na klikovém hřídeli:

$$M_t = F_t \cdot r$$



Porovnání indikovaných a skutečných efektivních hodnot:

střední indikovaný moment válce:

$$M_{ti} = \text{mean}(M_t) = 58.38 \text{ N m}$$

střední indikovaný moment motoru:

$$M_{tiM} = 6 \cdot M_{ti} = 350.3 \text{ N m}$$

skutečný krouticí moment motoru:

$$M_{sk} = \frac{P_e}{\omega} = 304.61 \text{ N m}$$

skutečný krouticí moment válce:

$$M_{skV} = \frac{M_{sk}}{6} = 50.77 \text{ N m}$$

střední indikovaný výkon válce:

$$P_{si} = M_{ti} \cdot \omega = 48.3 \text{ kW}$$

střední indikovaný výkon motoru:

$$P_{siM} = 6 \cdot P_{si} = 289.8 \text{ kW}$$

skutečný výkon motoru:

$$P_e = 252 \text{ kW}$$

skutečný výkon válce:

$$P_{eV} = \frac{P_e}{6} = 42 \text{ kW}$$

mechanické ztráty:

$$P_z = 6 \cdot P_{si} - P_e = 37.8 \text{ kW}$$

mechanická účinnost:

$$\eta_m = \frac{P_e}{6 \cdot P_{si}} = 86.96\%$$

střední indikovaný tlak:

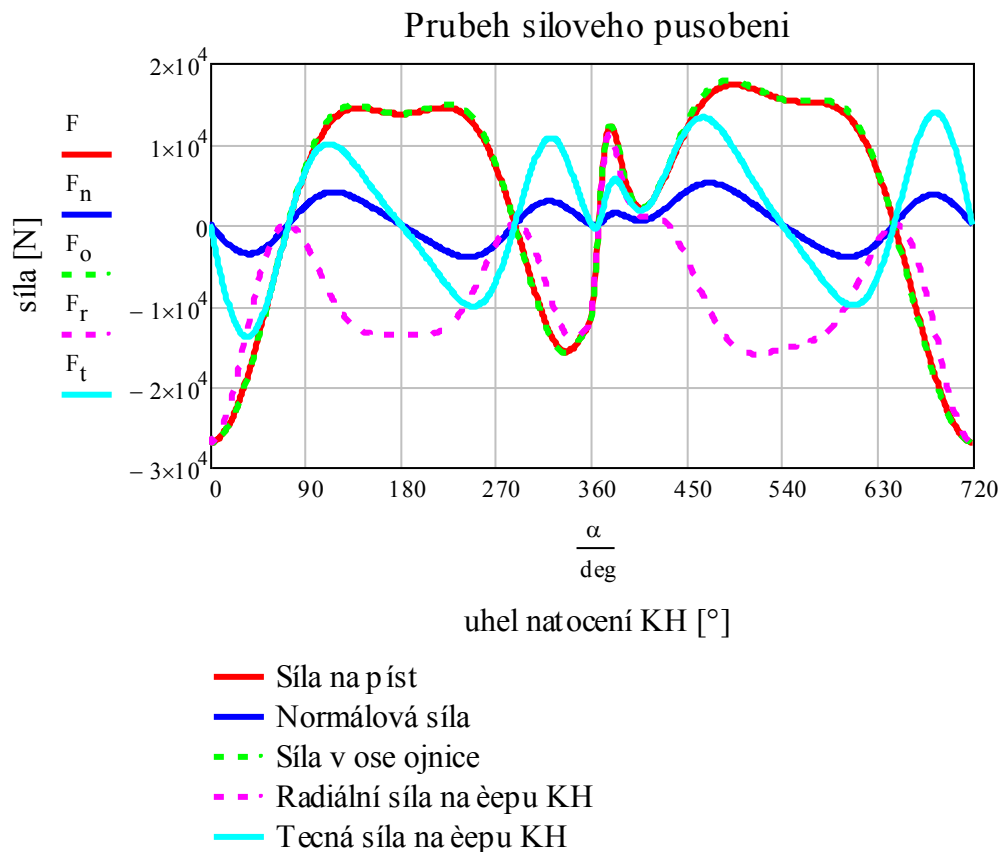
$$p_{im} = \frac{6 \cdot P_{si}}{n_m \tau \cdot V_z \cdot i} = 1.36 \text{ MPa}$$

střední efektivní tlak:

$$p_e = 1.18 \text{ MPa}$$



Výsledný průběh silového působení:



Pevnostní kontrola:

Pevnostní kontrola pístu:

Pevnostní kontrola dna pístu:

poloměr vetknutí desky:

$$r_v = 38 \text{ mm}$$

maximální síla tlaků plynů na vetknutou desku:

$$F'_{p\max} = \pi \cdot r_v^2 \cdot p_{\max} = 28597.75 \text{ N}$$

maximální ohybový moment:

$$M_{od\max} = \frac{F'_{p\max} \cdot r_v}{\pi \cdot 3} = 115.3 \text{ N m}$$

průřezový modul:

$$W_o = \frac{1}{3} \cdot r_v \cdot \delta_p^2 = 1265.76 \text{ mm}^3$$

maximální ohybové napětí pro vetknutou desku:

$$\sigma_{o\max} = 0.25 p_{\max} \cdot \left(\frac{r_v}{\delta_p} \right)^2 = 22.77 \text{ MPa}$$

$\sigma_{dov} = 20 - 25 \text{ MPa}$



Pevnostní kontrola nejslabšího místa pláště:

maximální tlaková síla: $F_{pmax.} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{max} = 37476.1 \text{ N}$

minimální příčný průřez v 3. drážce: $S_x = 2800.95 \text{ mm}^2$

maximální tlakové napětí v nejslabším místě pláště: $\sigma_{tlmax} = \frac{F_{pmax}}{S_x} = 13.16 \text{ MPa}$

$\sigma_{dov} = 30 - 40 \text{ MPa}$

maximální úhlová rychlost: $\omega_{max} = 842.33 \frac{1}{s}$

hmotnost koruny pístu: $m_x = 0.224 \text{ kg}$

setrvačná síla: $F_{spx} = m_x \cdot r \cdot \omega_{max}^2 \cdot (1 + \lambda) = 9598.94 \text{ N}$

maximální tahové napětí v nejslabším místě pláště: $\sigma_{tmax} = \frac{F_{spx}}{S_x} = 3.43 \text{ MPa}$

$\sigma_{dov} = 4 - 10 \text{ MPa}$

Měrný tlak na plášti pístu:

maximální velikost normálové síly: $F_{nmax} = \max(F_n) = 5107.5 \text{ IN}$

nosná délka pláště pístu: $L_{pl} = 55.2 \text{ mm}$

šířka průmětu stykové plochy $D_{pl} = 54 \text{ mm}$

měrný tlak na plášti pístu: $p_{pl} = \frac{F_{nmax}}{D_{pl} \cdot L_{pl}} = 1.71 \text{ MPa}$

doporučeno $p_D = 0.6 - 1.4 \text{ MPa}$

Kontrola můstku mezi první a druhým těsnícím kroužkem:

průměr pístu v místě drážky: $d_m = 78 \text{ mm}$

síla namáhající můstek: $F_m = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_m^2) \cdot (0.9p_{max} - 0.22p_{max}) = 5000.36 \text{ N}$

ohybový moment na můstku: $M_{om} = F_m \cdot \frac{D - d_m}{4} = 11.25 \text{ N m}$

modul odporu v ohybu můstku: $W_{om} = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot d_m \cdot H_{m2}^2 = 826.28 \text{ mm}^3$

ohybové napětí na můstku: $\sigma_{om} = \frac{M_{om}}{W_{om}} = 13.62 \text{ MPa}$

průřez smykového napětí můstku: $S_m = \pi \cdot d_m \cdot H_{m2} = 1102.2 \text{ mm}^2$

smykové napětí na můstku: $\tau_m = \frac{F_m}{S_m} = 4.54 \text{ MPa}$

výsledné redukované napětí: $\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_{om}^2 + 3 \cdot \tau_m^2)} = 15.72 \text{ MPa}$

$\sigma_{redD} = 60 - 80 \text{ MPa}$



Pevnostní kontrola pístního čepu:

Kontrola měrného tlaku mezi pístním čepem a pouzdem oka ojnice:

šířka ojnicního oka:	$a_{\dot{e}} = 19.6 \text{ mm}$
hmotnost pístní skupiny včetně pístního čepu:	$m'_{\text{p}} = m_{\text{píst}} + m_{\dot{e}} + m_{\text{pk}} + m_{\text{k}} = 493 \text{ gr}$
setrvačná síla pístní skupiny včetně čepu:	$F'_{\text{sp}} = m'_{\text{p}} \cdot r \cdot \omega_{\text{max}}^2 \cdot (1 + \lambda) = 21126.25 \text{ N}$
výsledná síla na čep:	$F_{\text{O}\dot{e}} = F_{\text{pmax}} = 37476.17 \text{ N}$
měrný tlak mezi čepem a pouzdem oka ojnice:	$p_{\text{O}} = \frac{F_{\text{O}\dot{e}}}{a_{\dot{e}} \cdot d_{\text{a}}} = 91.04 \text{ MPa}$
$p_{\text{D}} = 20 - 40 \text{ MPa}$	

Kontrola měrného tlaku mezi pístním čepem a nálitky pístu:

délka pístního čepu:	$l_{\text{c}} = 57 \text{ mm}$
vzdálenost mezi nálitky pro pístní čep:	$b_{\dot{e}} = 23.4 \text{ mm}$
šířka nálitky oka pro pístní čep:	$l = \frac{l_{\text{c}} - b_{\dot{e}}}{2} = 16.8 \text{ mm}$
hmotnost pístní skupiny (bez čepu):	$m''_{\text{p}} = m_{\text{píst}} + m_{\text{pk}} + m_{\text{k}} = 394 \text{ gm}$
setrvačná síla pístní skupiny:	$F''_{\text{sp}} = m''_{\text{p}} \cdot r \cdot \omega_{\text{max}}^2 \cdot (1 + \lambda) = 16883.86 \text{ N}$
výsledná síla:	$F_{\text{p}\dot{e}} = F_{\text{pmax}} = 37476.17 \text{ N}$
měrný tlak mezi čepem a nálitky pístu:	$p_{\text{p}} = \frac{F_{\text{p}\dot{e}}}{2 \cdot d_{\text{a}} \cdot l} = 53.11 \text{ MPa}$
$p_{\text{D}} = 15 - 34 \text{ MPa}$	

Kontrola pístního čepu na namáhání ohybem:

maximální ohybový moment na pístním čepu:	$M_{\text{O}\dot{e}} = \frac{F_{\text{O}\dot{e}}}{12} \cdot \left(l_{\text{c}} + 2 \cdot b_{\dot{e}} - \frac{3}{2} \cdot a_{\dot{e}} \right) = 232.35 \text{ N m}$
modul odporu v ohybu pístního čepu:	$W_{\text{O}\dot{e}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{a}}^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{\text{i}}}{d_{\text{a}}} \right)^4 \right] = 812.62 \text{ mm}^3$
maximální ohybové napětí:	$\sigma_{\text{O}\dot{e}\text{max}} = \frac{M_{\text{O}\dot{e}}}{W_{\text{O}\dot{e}}} = 285.93 \text{ MPa}$
$\sigma_{\text{D}} = 250 - 500 \text{ MPa}$	

Kontrola pístního čepu na namáhání smykem:

maximální smykové napětí:	$\tau_{\dot{e}\text{max}} = \frac{0.85 F_{\text{O}\dot{e}} \cdot \left[1 + \frac{d_{\text{i}}}{d_{\text{a}}} + \left(\frac{d_{\text{i}}}{d_{\text{a}}} \right)^2 \right]}{d_{\text{a}}^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{\text{i}}}{d_{\text{a}}} \right)^4 \right]} = 153.37 \text{ MPa}$
$\tau_{\text{dov}} = 120 - 220 \text{ MPa}$	



Kontrola ovalizace pístitního čepu:

výška příčného průřezu silně zakřiveného prutu čepu:

$$h = \frac{d_i + d_a}{2} = 16.5 \text{ mm}$$

poměr vnitřního ku vnějšímu průměru pístitního čepu:

$$p = \frac{d_i}{d_a} = 0.57$$

opravný součinitel čepu:

$$k_{\xi} = 1.5 - 15(p - 0.4)^3 = 1.42$$

napětí v příčném průřezu 1,2:

napětí v příčném průřezu vnější vlákna čepu:

$$\sigma_{a1} = \frac{F_{o\dot{e}}}{l_c \cdot d_a} \left[0.19 \frac{(2+p) \cdot (1+p)}{(1-p)^2} - \frac{1}{1-p} \right] \cdot k_{\xi} = 82.22 \text{ MPa}$$

napětí v příčném průřezu vnitřního vlákna čepu:

$$\sigma_{i2} = \frac{F_{o\dot{e}}}{l_c \cdot d_a} \left[0.19 \frac{(1+2p) \cdot (1+p)}{p \cdot (1-p)^2} - \frac{1}{1-p} \right] \cdot k_{\xi} = 167.63 \text{ MPa}$$

napětí v příčném průřezu 3,4:

napětí v příčném průřezu vnější vlákna čepu:

$$\sigma_{a3} = \frac{F_{o\dot{e}}}{l_c \cdot d_a} \left[0.175 \frac{(2+p) \cdot (1+p)}{(1-p)^2} - \frac{0.637}{1-p} \right] \cdot k_{\xi} = 105.27 \text{ MPa}$$

napětí v příčném průřezu vnitřního vlákna čepu:

$$\sigma_{i4} = \frac{F_{o\dot{e}}}{l_c \cdot d_a} \left[0.175 \frac{(1+2p) \cdot (1+p)}{p \cdot (1-p)^2} - \frac{0.637}{1-p} \right] \cdot k_{\xi} = 183.95 \text{ MPa}$$

σ_{aD} a $\sigma_{iD} = 130 - 250 \text{ MPa}$

modul pružnosti oceli v tahu:

$$E_O = 2.1 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$$

ovalizace pístitního čepu:

$$d_{ovD} = 0.09 \frac{F_{o\dot{e}}}{E_O \cdot l_c} \left(\frac{1 + \frac{d_i}{d_a}}{1 - \frac{d_i}{d_a}} \right)^3 \cdot k_{\xi} = 0.02 \text{ mm}$$

$d_{ovD} = 0,02 - 0,04 \text{ mm}$

Pevnostní kontrola ojnice:

Kontrola oka ojnice:

součinitel tepelné roztažnosti oceli:

$$\alpha_o = 1 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$$

průměr oka pro pouzdro:

$$d = 23 \text{ mm}$$

vnější průměr oka ojnice:

$$D_{H2} = 35 \text{ mm}$$

vnitřní průměr oka ojnice:

$$D_{H1} = 21 \text{ mm}$$

přesah pouzdra:

$$e_p = 0.025 \text{ mm}$$

ohřev oka:

$$\Delta t = 125 \text{ K}$$

zvětšení přesahu pouzdra v důsledku ohřátí:

$$e_t = d \cdot \Delta t \cdot (\alpha_o - \alpha_o) = 0 \text{ mm}$$

Poissonova konstanta oceli:

$$\mu = 0.3$$



konstanty pro výpočet měrného tlaku:

$$c_o = \frac{D_{H2}^2 + d^2}{D_{H2}^2 - d^2} = 2.52$$

$$c_p = \frac{d^2 + D_{H1}^2}{d^2 - D_{H1}^2} = 11.03$$

výsledný měrný tlak v oku ojnice:

$$p' = \frac{e_p + e_t}{d \cdot \left(\frac{c_o + \mu}{E_o} + \frac{c_p - \mu}{E_o} \right)} = 16.84 \text{ MPa}$$

napětí ve vnějším vlákne oka ojnice:

$$\sigma'_a = p' \cdot \frac{2 \cdot d^2}{D_{H2}^2 - d^2} = 25.6 \text{ MPa}$$

napětí ve vnitřním vlákne oka ojnice:

$$\sigma'_i = p' \cdot \frac{D_{H2}^2 + d^2}{D_{H2}^2 - d^2} = 42.44 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D = 100 - 150 \text{ MPa}$$

Namáhání oka setrvačnou silou na průřezu I - I:

poloměr těžiště příčného průřezu I - I:

$$r' = \frac{D_{H2} + d}{4} = 14.5 \text{ mm}$$

úhel zakotvení ojnicního oka:

$$\rho_z = 118 \text{ deg}$$

vnitřní silové účinky na průřezu I - I působením setrvačné síly:

$$M_{os} = F'_{sp} \cdot r' \cdot \left(0.00033 \frac{\rho_z}{\text{deg}} - 0.0297 \right) = 2.83 \text{ N m}$$

$$F_{nos} = F'_{sp} \cdot \left(0.572 - 0.0008 \frac{\rho_z}{\text{deg}} \right) = 10089.9 \text{ N}$$

výsledný vnitřní moment vyvolaný působením setrvačné síly na průřezu I - I:

$$M_s = M_{os} + F_{nos} \cdot r' \cdot (1 - \cos(\rho_z)) - 0.5 \cdot F'_{sp} \cdot r' \cdot (\sin(\rho_z) - \cos(\rho_z)) = 10.68 \text{ N m}$$

výsledná normálová síla vyvolaná působením setrvačné síly na průřezu I - I:

$$F_{ns} = F_{nos} \cdot \cos(\rho_z) + 0.5 \cdot F'_{sp} \cdot (\sin(\rho_z) - \cos(\rho_z)) = 9548.85 \text{ N}$$

nosná výška průřezu I - I:

$$h_p = \frac{D_{H2} - d}{2} = 6 \text{ mm}$$

plocha průřezu oka ojnice I - I:

$$S_o = \left(\frac{D_{H2} - d}{2} \right) \cdot a_e = 117.58 \text{ mm}^2$$

plocha průřezu pouzdra oka I - I:

$$S_{po} = \left(\frac{d - D_{H1}}{2} \right) \cdot a_e = 19.58 \text{ mm}^2$$

konstanta podílu přenesené síly na průřezu I - I:

$$k_1 = \frac{E_o \cdot S_o}{E_o \cdot S_o + E_o \cdot S_{po}} = 0.86$$



normálové napětí od setrvačné síly na vnějším vlákně na průřezu I - I: $\sigma_{as} = \left[2 \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r' + h_p}{h_p \cdot (2r' + h_p)} + k_1 \cdot F_{ns} \right] \cdot \frac{1}{a_e \cdot h_p} = 150.05 \text{ MPa}$

normálové napětí od setrvačné síly na vnitřním vlákně na průřezu I - I: $\sigma_{is} = \left[-2 \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r' + h_p}{h_p \cdot (2r' + h_p)} + k_1 \cdot F_{ns} \right] \cdot \frac{1}{a_e \cdot h_p} = -10.81 \text{ MPa}$

Namáhání oka tlakovou silou na průřezu I - I:

korekční součinitele silového působení na průřezu I - I: $a_{t1} = 0.002\epsilon$
 $a_{t2} = -0.001$

ρ_z	90°	100°	110°	120°	130°
a_1	0	0.0002	0.0008	0.0030	0.0085
a_2	0	-0.0001	-0.0003	-0.0012	-0.0030

vnitřní silové účinky na průřezu I - I působením setrvačné síly:

$$F_{not} = a_{t1} \cdot F_{o\epsilon} = 97.44 \text{ N}$$

$$M_{ot} = a_{t2} \cdot F_{o\epsilon} \cdot r' = -0.54 \text{ N m}$$

$$J_t = \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\rho_z}{2} \right) \cdot \sin(\rho_z) - \frac{1}{2} \cos(\rho_z) = 0.02$$

výsledný vnitřní moment vyvolaný působením tlakové síly na průřezu I - I: $M_{tt} = F_{o\epsilon} \cdot r' \cdot \left[a_{t2} + a_{t1} \cdot (1 - \cos(\rho_z)) - \frac{2}{\pi} \cdot J_t \right] = -5.04 \text{ N m}$

výsledná normálová síla vyvolaná působením tlakové síly na průřezu I - I: $F_{nt} = F_{o\epsilon} \cdot \left(a_{t1} \cdot \cos(\rho_z) + \frac{2}{\pi} \cdot J_t \right) = 407.34 \text{ N}$

normálové napětí od tlakové síly na průřezu I - I:

$$\sigma_{at} = \left[2 \cdot M_{tt} \cdot \frac{6 \cdot r' + h_p}{h_p \cdot (2r' + h_p)} + k_1 \cdot F_{nt} \right] \cdot \frac{1}{a_e \cdot h_p} = -34.98 \text{ MPa}$$

Kontrola únavového namáhání oka ojnice:

maximální napětí v oku ojnice:

$$\sigma_{\max} = \sigma'_a + \sigma_{as} = 175.65 \text{ MPa}$$

minimální napětí v oku ojnice:

$$\sigma_{\min} = \sigma'_a + \sigma_{at} = -9.38 \text{ MPa}$$

střední napětí oka ojnice:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 83.14 \text{ MPa}$$

amplituda napětí oka ojnice:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 92.51 \text{ MPa}$$

mez pevnosti materiálu ojnice (Ocel 14 240):

$$R_{m0} = 750 \text{ MPa}$$

mez kluzu materiálu ojnice:

$$R_{e0} = 530 \text{ MPa}$$

mez únavy materiálu ojnice:

$$\sigma_{co} = 0.504 R_{m0} = 378 \text{ MPa}$$



součinitel jakosti povrchu oka:

$$a_a = 1.5\xi \quad b_a = -0.08\xi$$

$$k_a = a_a \cdot \left(\frac{R_{mo}}{\text{MPa}} \right)^{b_a} = 0.9$$

součinitel vlivu velikosti:

$$k_b = 1$$

součinitel vlivu způsobu zatěžení:

$$k_c = 0.8\xi$$

součinitel vlivu teploty:

$$k_d = 1.02$$

součinitel spolehlivosti:

$$k_e = 1$$

součinitel dalších vlivů:

$$k_f = 1$$

mezní únavové napětí oka ojnice:

$$\sigma'_{co} = \sigma_{co} \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f = 294.98 \text{ MPa}$$

Gerberovo kritérium bezpečnosti pro oko ojnice:

$$k_u = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{R_{mo}}{\sigma_m} \right)^2 \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma'_{co}} \cdot \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot \sigma_m \cdot \sigma'_{co}}{R_{mo} \cdot \sigma_a} \right)^2} \right] = 2.87$$

Kontrola dřívku ojnice:

minimální moment setrvačnosti dřívku (III - III):

$$I_{min} = 2938.058 \text{ mm}^4$$

plocha průřezu III - III dřívku:

$$S_{st\emptyset} = 211.336 \text{ mm}^2$$

minimální poloměr setrvačnosti dřívku:

$$i_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{S_{st\emptyset}}} = 3.73 \text{ mm}$$

štíhlost dřívku ojnice:

$$\xi = \frac{L_{oj}}{i_{min}} = 37.28$$

Kontrola dřívku nejmenšího průřezu II - II:

hmotnost ojnice nad průřezem II - II:

$$m_{oII} = 165 \text{ gm}$$

minimální průřez dřívku v průřezu II - II:

$$S_{II} = 187.421 \text{ mm}^2$$

maximální setrvačná síla namáhající průřez II - II: $F_{spII} = (m'_p + m_{oII}) \omega_{max}^2 \cdot r \cdot (1 + \lambda) = 28196.9 \text{ N}$

maximální tlaková síla namáhající průřez II - II: $F_{pII} = F_{pmax} = 37476.1 \text{ N}$

tlakové napětí v průřezu II - II:

$$\sigma_{tII} = \frac{-F_{pII}}{S_{II}} = -199.96 \text{ MPa}$$

tahové napětí v průřezu II - II:

$$\sigma_{II} = \frac{F_{spII}}{S_{II}} = 150.45 \text{ MPa}$$

střední napětí dřívku v průřezu II - II:

$$\sigma_{mII} = \frac{\sigma_{II} + \sigma_{tII}}{2} = -24.76 \text{ MPa}$$

amplituda napětí dřívku v průřezu II - II:

$$\sigma_{aII} = \frac{\sigma_{II} - \sigma_{tII}}{2} = 175.2 \text{ MPa}$$



Kontrola únavového namáhání dřívku ojnice:

součinitel jakosti povrchu řezu II - II: $a_d = 272 \quad b_d = -0.89\varepsilon$

$$k_{ad} = a_d \cdot \left(\frac{R_{mo}}{\text{MPa}} \right)^{b_d} = 0.73$$

mezní únavové napětí dřívku: $\sigma'_{cod} = \sigma_{co} \cdot k_{ad} \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f = 238.18 \text{ MPa}$

Gerberovo kritérium
bezpečnosti pro dřívky:

$$k_{ud} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{R_{mo}}{\sigma_{mII}} \right)^2 \cdot \frac{\sigma_{aII}}{\sigma'_{cod}} \cdot \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot \sigma_{mII} \sigma'_{cod}}{R_{mo} \cdot \sigma_{aII}} \right)^2} \right] = 1.36$$

Kontrola namáhání dřívku ojnice vůči ztrátě vzpěrné stability:

hmotnost ojnice nad řezem III - III: $m_{oIII} = 189 \text{ gm}$

plocha průřezu III - III: $S_{III} = 211.336 \text{ mm}^2$

maximální setrvačná síla působící
na průřezu III - III: $F_{spIII} = (m'_p + m_{oIII}) \cdot \omega_{max}^2 \cdot r \cdot (1 + \lambda) = 29225.36 \text{ N}$

maximální tlaková síla namáhající
průřez III - III: $F_{pIII} = F_{pmax} = 37476.1 \text{ N}$

osový kvadratický moment průřezu
dřívku III - III: $I_x = 22665.48 \text{ mm}^4$

$$I_y = 2938.058 \text{ mm}^4$$

délka dřívku ojnice: $l_1 = L_{oj} - \frac{D_{H1}}{2} - \frac{D_{D1}}{2} = 102 \text{ mm}$

tlakové napětí dřívku v ose X na průřezu
III - III: $\sigma_{tIIIx} = \frac{F_{pIII}}{S_{III}} + \frac{R_{eo} \cdot l_1^2}{\pi^2 \cdot E_o \cdot I_x} \cdot F_{pIII} = 181.73 \text{ MPa}$

tlakové napětí dřívku v ose Y na průřezu
III - III: $\sigma_{tIIIy} = \frac{F_{pIII}}{S_{III}} + \frac{R_{eo} \cdot l_1^2}{\pi^2 \cdot E_o \cdot 4I_y} \cdot F_{pIII} = 185.81 \text{ MPa}$

bezpečnost dřívku vůči ztrátě
vzpěrné stability: $k_{vzx} = \frac{\sigma'_{cod}}{\sigma_{tIIIx}} = 1.31$

$$k_{vzy} = \frac{\sigma'_{cod}}{\sigma_{tIIIy}} = 1.28$$

Kontrola hlavy ojnice:

Kontrola průřezu hlavy ojnice A - A:

rozteč ojnicních šroubů: $c_{o\check{s}} = 66 \text{ mm}$

poloměr pro prutový model hlavy ojnice: $r_h = \frac{c_{o\check{s}}}{2} = 33 \text{ mm}$

úhel zakotvení hlavy ojnice: $\rho_{zh} = 27.5 \text{ deg}$

setrvačná síla působící na hlavu ojnice: $F'_s = m_p \cdot \omega_{max}^2 \cdot r \cdot (1 + \lambda) + (m_T - m_{Vo}) \cdot \omega_{max}^2 \cdot r = 37272.7 \text{ N}$



vnitřní silové a momentové účinky vlivem působení setrvačné síly na průřezu A - A:

$$F_{nA} = F'_s \cdot \left(0.552 - 0.003 \frac{\rho_{zh}}{\text{deg}} \right) = 17499.53 \text{ N}$$

$$M_A = F'_s \cdot r_h \cdot \left(0.0127 + 0.00083 \frac{\rho_{zh}}{\text{deg}} \right) = 43.7 \text{ N m}$$

osový kvadratický moment průřezu víka:

$$I_v = 1553.325 \text{ mm}^4$$

osový kvadratický moment průřezu pánve:

$$I_p = 12.62 \text{ mm}^4$$

plocha průřezu víka ojnice:

$$S_{vA} = 145.093 \text{ mm}^2$$

plocha průřezu pánve:

$$S_{pA} = 45.966 \text{ mm}^2$$

modul odporu v ohybu průřezu víka:

$$W_v = 483.642 \text{ mm}^3$$

vnitřní zatěžující moment průřezu A - A:

$$M_v = M_A \cdot \frac{I_v}{I_v + I_p} = 43.34 \text{ N m}$$

vnitřní zatěžující normálová síla průřezu A - A:

$$F_{nv} = \frac{F_{nA}}{1 + \frac{S_{pA}}{S_{vA}}} = 13289.4 \text{ N}$$

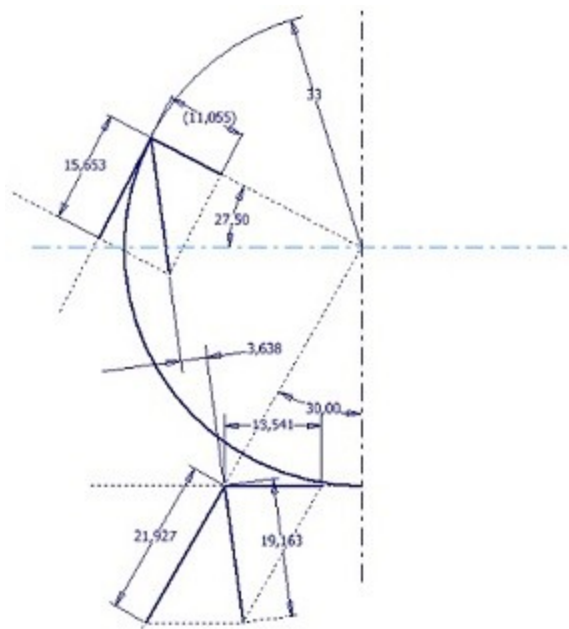
největší tahové napětí v krajním vlákně průřezu A - A:

$$\sigma_v = \frac{M_v}{W_v} + \frac{F_{nv}}{S_{vA}} = 181.21 \text{ MPa}$$

Kontrola průřezu hlavy ojnice B - B (setrvačná síla):

osamělá síla pro každou polovinu víka:

$$F_{ss} = \frac{F'_s}{2 \cdot \cos(30 \text{ deg})} = 21519.4 \text{ N}$$





z grafického řešení:	momentové rameno:	$s_{1B} = 3.638 \text{ mm}$
	normálová síla:	$F_{n1} = 15653.38 \text{ N}$
	tečná síla:	$F_{t1} = 11055 \text{ N}$
	výslednice silového účinku:	$F_{Q1} = 19163 \text{ N}$

ohybový moment v průřezu B - B: $M_1 = F_{Q1} \cdot s_{1B} = 69.71 \text{ N m}$

plocha příčného průřezu B - B: $S_B = 325.257 \text{ mm}^2$

modul odporu v ohybu průřezu hlavy ojnice B - B: $W_B = 1091.246 \text{ mm}^3$

normálové napětí v průřezu B - B (setrvačné síly): $\sigma_{n1} = \frac{F_{n1}}{S_B} = 48.13 \text{ MPa}$

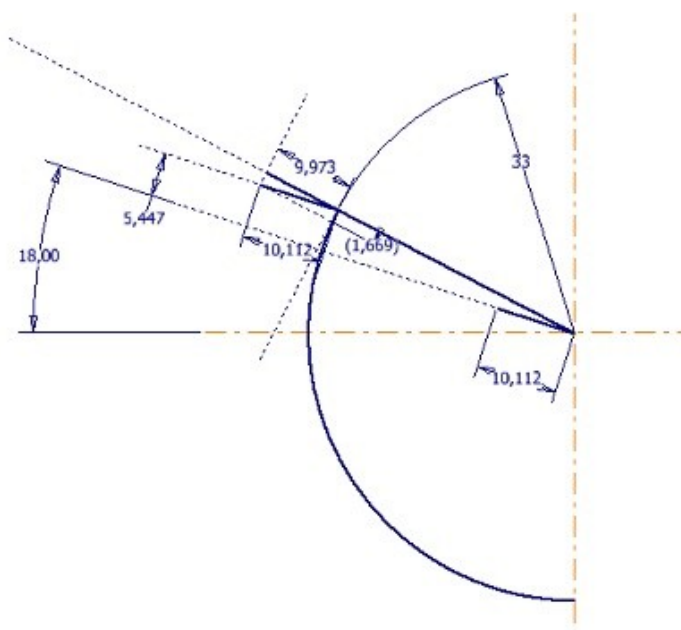
normálové napětí v průřezu B - B vyvolané působením momentů (setrvačné síly): $\sigma_{o1} = \frac{M_v + M_1}{W_B} = 103.61 \text{ MPa}$

tečné napětí v průřezu B - B (setrvačné síly): $\tau_{t1} = \frac{F_{t1}}{S_B} = 33.99 \text{ MPa}$

Kontrola průřezu hlavy ojnice B-B (tlačná síla):

tlaková síla na průřezu B - B: $F'_p := F_{p\max} = 37476.1 \text{ N}$

osamělá odkloněná síla: $F_{Q2} := 0.54(\rho_{zh} - 0.43) \cdot F'_p = 1011.16 \text{ N}$



z grafického řešení:	momentové rameno:	$s_{2B} = 5.447 \text{ mm}$
	normálová síla:	$F_{n2} = 166.9 \text{ N}$
	tečná síla:	$F_{t2} = 997.3 \text{ N}$



ohybový moment v průřezu B - B
(tlakové síly):

$$M_2 = F_{Q2} \cdot s_{2B} = 5.51 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

normálové napětí v průřezu B - B
(tlakovou silou):

$$\sigma_{n2} = \frac{F_{n2}}{S_B} = 0.51 \cdot \text{MPa}$$

normálové napětí v průřezu B - B vyvolané
působením momentu (tlakovou silou):

$$\sigma_{o2} = \frac{M_2}{W_B} = 5.05 \cdot \text{MPa}$$

tečné napětí v průřezu B - B (tlakové síly):

$$\tau_{t2} = \frac{F_{t2}}{S_B} = 3.07 \cdot \text{MPa}$$

Kontrola únavového namáhání hlavy ojnice:

maximální tahové napětí na hlavě ojnice:

$$\sigma_{\max H} = \sigma_{n1} + \sigma_{o1} = 151.73 \cdot \text{MPa}$$

maximální tlakové napětí na hlavě ojnice:

$$\sigma_{\min H} = -\sigma_{n2} - \sigma_{o2} = -5.56 \cdot \text{MPa}$$

maximální tečné napětí na hlavě ojnice:

$$\tau_{\max H} = \tau_{t1} = 33.99 \cdot \text{MPa}$$

minimální tečné napětí na hlavě ojnice:

$$\tau_{\min H} = \tau_{t2} = 3.07 \cdot \text{MPa}$$

střední napětí v průřezu B - B:

$$\sigma_{mH} = \frac{\sigma_{\max H} + \sigma_{\min H}}{2} = 73.09 \cdot \text{MPa}$$

amplituda napětí v průřezu B - B:

$$\sigma_{aH} = \frac{\sigma_{\max H} - \sigma_{\min H}}{2} = 78.65 \cdot \text{MPa}$$

mezní únavové napětí hlavy ojnice:

$$\sigma'_{coH} = \sigma_{co} \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f = 294.98 \cdot \text{MPa}$$

Gerberovo kritérium bezpečnosti
pro hlavu ojnice (tah - tlak):

$$k_{uH\sigma} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{R_{mo}}{\sigma_{mH}} \right)^2 \cdot \frac{\sigma_{aH}}{\sigma'_{coH}} \cdot \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot \sigma_{mH} \sigma'_{coH}}{R_{mo} \cdot \sigma_{aH}} \right)^2} \right] = 3.35$$

střední tečné napětí v průřezu B - B:

$$\tau_{mH} = \frac{\tau_{\max H} + \tau_{\min H}}{2} = 18.53 \cdot \text{MPa}$$

amplituda tečného napětí v průřezu B - B:

$$\tau_{aH} = \frac{\tau_{\max H} - \tau_{\min H}}{2} = 15.46 \cdot \text{MPa}$$

součinitel vlivu namáhání:

$$k_{ck} = 0.59$$

mezní tečné únavové napětí hlavy ojnice:

$$\tau'_{coH} = \sigma_{co} \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_{ck} \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f = 204.75 \cdot \text{MPa}$$

Gerberovo kritérium bezpečnosti
pro hlavu ojnice (tečné):

$$k_{uH\tau} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{R_{mo}}{\tau_{mH}} \right)^2 \cdot \frac{\tau_{aH}}{\tau'_{coH}} \cdot \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot \tau_{mH} \tau'_{coH}}{R_{mo} \cdot \tau_{aH}} \right)^2} \right] = 11.13$$

výsledná bezpečnost únavového
namáhání hlavy ojnice:

$$k_{uH} = \frac{k_{uH\sigma} \cdot k_{uH\tau}}{\sqrt{k_{uH\sigma}^2 + k_{uH\tau}^2}} = 3.23$$

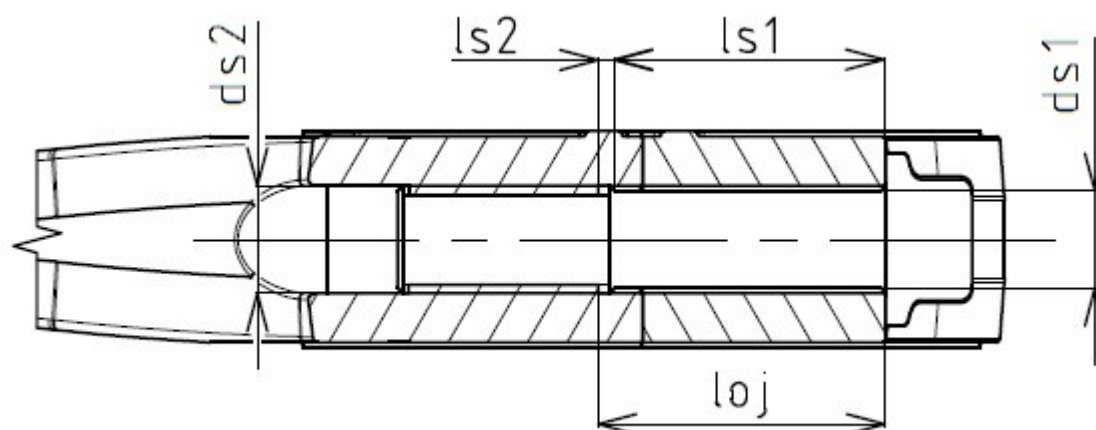
Pevnostní kontrola ojničních šroubů:

dílní setrvačná síla na šroubech:

$$F'_{s1} = \frac{F'_s}{2} = 18636.35 \cdot \text{N}$$

síla předpětí šroubů:

$$F_{pr} = 2 \cdot F'_{s1} = 37272.7 \cdot \text{N}$$



plocha styku víka a ojnice:

$$S_{oj} = 238.415 \text{ mm}^2$$

délka otvoru pro ojnicí šroub:

$$l_{oj} = 26.5 \text{ mm}$$

plochy průřezů úseků šroubu:

$$S_{s1} = 63.617 \text{ mm}^2$$

$$S_{s2} = 77.54 \text{ mm}^2$$

délky úseků šroubu:

$$l_{s1} = 25.5 \text{ mm}$$

$$l_{s2} = 1 \text{ mm}$$

modul pružnosti v tahu titanu:

$$E_t = 1.13 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

součinitel poddajnosti ojnice:

$$K_o = \frac{l_{oj}}{E_o \cdot S_{oj}} = 0 \cdot \text{m N}^{-1}$$

součinitel poddajnosti šroubu:

$$K_s = \frac{l_{s1}}{E_t \cdot S_{s1}} + \frac{l_{s2}}{E_t \cdot S_{s2}} = 0 \cdot \text{m N}^{-1}$$

součinitel šroubového zatížení:

$$\kappa = \frac{K_o}{K_o + K_s} = 0.13$$

maximální síla namáhající šroub na tah:

$$F_s = F_{pr} + \kappa \cdot F'_{s1} = 39626.52 \text{ N}$$

Kontrola únavového namáhání ojnicích šroubů:

maximální napětí v nejmenším průřezu dřívku:

$$\sigma_{smax} = \frac{F_s}{S_{s1}} = 622.89 \text{ MPa}$$

minimální napětí v nejmenším průřezu dřívku:

$$\sigma_{smin} = \frac{F_{pr}}{S_{s1}} = 585.89 \text{ MPa}$$



Střední napětí šroubu:
$$\sigma_{m\check{s}} = \frac{\sigma_{\check{s}max} + \sigma_{\check{s}min}}{2} = 604.39 \text{ MPa}$$

Amplituda napětí šroubu:
$$\sigma_{a\check{s}} = \frac{\sigma_{\check{s}max} - \sigma_{\check{s}min}}{2} = 18.5 \text{ MPa}$$

Mez pevnosti materiálu šroubu (slitina titanu):
$$R_{m\check{s}} = 1100 \text{ MPa}$$

Mez únavy šroubu:
$$\sigma_{co\check{s}} = 0.504 R_{m\check{s}} = 554.4 \text{ MPa}$$

Součinitel jakosti povrchu šroubu:
$$a_{\check{s}} = 4.51 \quad b_{\check{s}} = -0.26'$$

$$k_{a\check{s}} = a_a \cdot \left(\frac{R_{m\check{s}}}{\text{MPa}} \right)^{b_a} = 0.87$$

Součinitel vlivu způsobu zatěžování:
$$k_{c\check{s}} := 1$$

Mezní únavové napětí šroubu:
$$\sigma'_{co\check{s}} := \sigma_{co\check{s}} \cdot k_{a\check{s}} \cdot k_b \cdot k_{c\check{s}} \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f = 492.68 \text{ MPa}$$

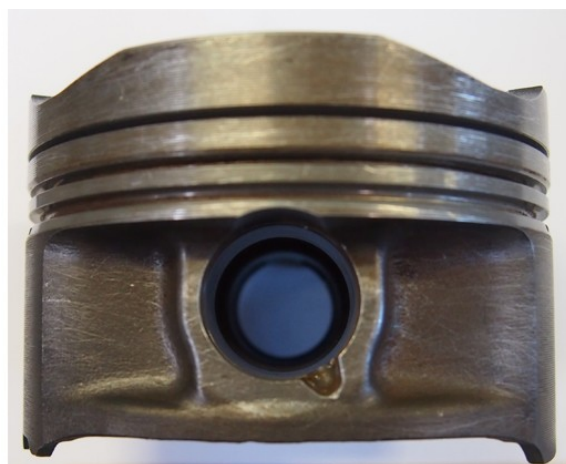
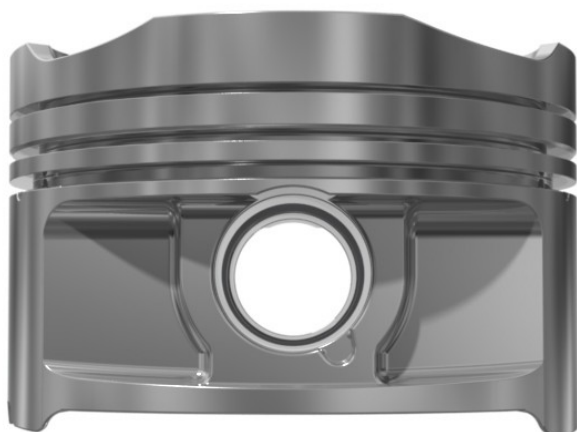
Gerberovo kritérium bezpečnosti ojnicních šroubů:
$$k_{u\check{s}} := \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{R_{m\check{s}}}{\sigma_{m\check{s}}} \right)^2 \cdot \frac{\sigma_{a\check{s}}}{\sigma'_{co\check{s}}} \cdot \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot \sigma_{m\check{s}} \cdot \sigma'_{co\check{s}}}{R_{m\check{s}} \cdot \sigma_{a\check{s}}} \right)^2} \right] = 1.76$$



Příloha II – modelová dokumentace



Obr. 1. Porovnání navržené a skutečné sestavy



Obr. 2. Porovnání navrženého pístu se skutečným



Obr. 3. Porovnání navržené ojníční skupiny se skutečnou