



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

KLIKOVÝ MECHANISMUS ZÁŽEHOVÉHO ŠESTIVÁLCOVÉHO LETECKÉHO MOTORU

CRANKTRAIN OF A PETROL SIX-CYLINDER AIRCRAFT ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. Petr Vičík

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. Ing. Václav Píštěk DrSc.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/13

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Petr Vičík

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

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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 diplomové práce:

Klikový mechanismus zážehového šestiválcového leteckého motoru

v anglickém jazyce:

Cranktrain of a petrol six-cylinder aircraft engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrhnout klikový mechanismus zážehového čtyřdobého šestiválcového leteckého motoru.

Cíle diplomové práce:

Posoudit možné koncepce uspořádání klikového mechanismu a vybrat variantu pro následný konstrukční návrh.

Provést detailní konstrukční návrh klikového mechanismu.

Sestavit dynamický model klikového ústrojí šestiválcového zážehového leteckého motoru s připojeným reduktorem a provést dynamické výpočty.

Na základě výsledků dynamických výpočtů provést analýzu životnosti klíčových komponent klikového mechanismu.

Seznam odborné literatury:

STONE , Richard. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd edition. Hampshire : Palgrave, 1999. 641 s. ISBN 0-333-74013-0.

Kraftfahrzeug - Kurbelwellen : Konstruktion, Berechnung, Herstellung. 2001. Auflage.

Landsberg/Lech Verlag Moderne Industrie 2001. 70 s. ISBN 3-478-93243-2.

Hafner, K.E., Maass, H.: Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag Wien-New York 1995

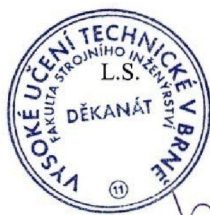
HEISLER, Heinz. Advanced Engine Technology. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 22.11.2012

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu



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



ABSTRAKT

Cílem této práce je navrhnout klikový mechanismus zážehového šestiválcového leteckého motoru se zadanými parametry. Sestavit dynamický model se zapojeným reduktorem a provést kontrolu životnosti klíčových částí klikového hřídele.

KLÍČOVÁ SLOVA

letecký motor, klikový mechanismus, kliková hřídel, reduktor, torzní kmitání

ABSTRACT

The aim of this work is to propose a cranktrain of a petrol six-cylinder aircraft engine with the specified parameters. Build dynamic model involved an air reducer and carry out the life-stress analysis important key parts of the crankshaft.

KEYWORDS

aircraft engine, cranktrain, crankshaft, scaler, torsion vibrations



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VIČÍK, P. Klikový mechanismus zážehového šestiválcového leteckého motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 112 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píšítek, DrSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 20. května 2013

.....

Petr Vičík



PODĚKOVÁNÍ

Především bych chtěl poděkovat prof. Ing. Václavu Pištěkovi, DrSc., za odborné vedení diplomové práce, vstřícnost a přátelský přístup při řešení problémů. Mému kolegovi Bc. Lukáši Novákovi, za spolupráci a ochotu se podílet na této práci. A v neposlední řadě patří velký dík mým rodičům za morální a materiální pomoc při studiu.



OBSAH

Úvod.....	11
1 Základní konstrukční parametry.....	12
2 Koncepce uspořádání klikových mechanismů leteckých motorů.....	15
2.1 Motory řadové.....	15
2.1.1 Motory jednořadové stojaté.....	15
2.1.2 Motory jednořadové visuté.....	16
2.1.3 Motory dvouřadové stojaté.....	17
2.1.4 Motory dvouřadové visuté.....	19
2.1.5 Motory dvouřadové s protilehlými písty (ploché).....	20
2.1.6 Motory třířadové.....	22
2.1.7 Motory čtyřřadové (X,H).....	23
2.2 Motory hvězdicové.....	24
2.2.1 Motory jednohvězdicové.....	24
2.2.2 Motory dvou a vícehvězdicové.....	25
3 Způsoby výroby klikových hřídelí.....	27
3.1 Odlévané klikové hřídele.....	27
3.2 Kované klikové hřídele.....	28
3.3 Celoobráběné klikové hřídele.....	30
3.4 Skládané klikové hřídele.....	31
4 Opravy klikových hřídelí.....	33
5 Parametry a charakteristika motoru.....	36
5.1 Základní parametry válcové jednotky.....	36
5.2 Letové režimy motoru.....	37
6 Volba materiálu klikové hřídele.....	38
6.1 Vlastnosti materiálu ČSN 15 142.....	38
7 3D Konstrukční návrh klikové hřídele.....	39
7.1 Konstrukce zalomení.....	39
7.2 Konstrukce předního a zadního konce klikové hřídele.....	41
7.3 Konstrukce komponentů pro pohon agregátů a rozvodů.....	42
7.4 Konstrukce pístní skupiny a ojnice.....	43
8 Kinematika klikového mechanismu.....	44



9	Silové působení na klikový mechanismus	46
9.1	Síly od tlaku plynů.....	46
9.2	Setrvačné síly	47
9.2.1	Setrvačné síly posuvných částí klikového mechanismu.....	47
9.2.2	Setrvačné síly rotujících částí klikového mechanismu	48
9.3	Síly na ojnicím čepu.....	48
9.4	Síly zatěžující hlavní čep a hlavní ložisko	49
9.5	Momenty působící na hlavní a ojnicí čepy	51
10	Vyvážení klikového mechanismu.....	52
10.1	Setrvačné síly rotujících částí.....	52
10.2	Setrvačné síly posuvných částí I. a II. řádu	53
10.3	Moment setrvačných sil rotačních částí.....	53
10.4	Moment setrvačných sil posuvných částí I. a II. řádu.....	54
11	Torzní kmity klikového mechanismu	55
11.1	Náhradní torzní soustava.....	55
11.1.1	Redukce hmotností	56
11.1.2	Redukce délek.....	58
11.1.3	Výpočet torzních tuhostí	59
11.2	Vlastní torzní kmitání	61
11.3	Vynucené torzní kmitání.....	64
11.3.1	Fourierova analýza točivého momentu	64
11.3.2	Rezonanční otáčky motoru	66
11.3.3	Vydatnost rezonancí.....	67
11.3.4	Torzní výchylky v rezonanci	69
11.4	Programové řešení vynuceného torzního kmitání dynamického modelu...69	
12	Tlumič torzních kmitů.....	73
12.1	Stanovení parametrů tlumiče.....	73
12.2	Vlastní torzní kmitání	75
12.3	Vynucené kmitání	76
12.3.1	Rezonanční otáčky s tlumičem torzních kmitů.....	76
12.3.2	Vydatnost rezonance s tlumičem torzních kmitů	78
12.3.3	Torzní výchylky v rezonanci s tlumičem torzních kmitů.....	79



12.4	Napětí v pryžovém prstenci	80
13	Analýza únavové životnosti	82
13.1	Příprava modelu pro potřeby MKP	83
13.1.1	Tvorba sítě	83
13.1.2	Uložení modelu	85
13.2	Řešení únavové životnosti metodou LSA	86
13.2.1	Vstupní hodnoty pro výpočet.....	87
13.2.2	Stanovení bezpečnosti vůči únavovému lomu.....	87
14	Kontrola spojů evolventního drážkování	92
15	Stanovení výkonové charakteristiky motoru	93
15.1	Sestavení modelu pro výpočet.....	93
15.1.1	Válcová jednotka.....	94
15.1.2	Rozvodový mechanismus.....	95
15.1.3	Časování ventilů	96
15.1.4	Stanovení rozměrů vedení sacích a výfukových kanálů	98
15.1.5	Parametry sacího a výfukového potrubí	98
15.2	Úplná vnější otáčková charakteristika	100
	Závěr.....	103
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	107
	Seznam příloh.....	112



ÚVOD

Létání pomocí motoru je staré téměř 90 let. Během této doby byl v oblasti techniky boj za ovládnutí vzduchu neustále v popředí lidského snažení. První letadla byla spíše létajícími hračkami, musíme však připustit, že i s nimi bylo dosaženo několika pozoruhodných výkonů. Dnešní letadla, ať už civilní nebo vojenská, jsou mimořádně spolehlivé stroje, schopné dopravovat velké náklady, létat vysokými rychlostmi, překonávat ohromné vzdálenosti často v kombinaci těchto tří vlastností. Stále však existuje blízký vztah mezi původním letadlem a dnešními stroji. Proměna byla postupná, zahrnovala však množství důležitých inovací: spolehlivé pístové motory, samonosnou konstrukci draků letadel, zatahovací podvozek, odpovídající přístrojové vybavení, přechod na proudový motor. Značný pokrok ve vývoji avioniky a konstrukce letadel v posledních letech učinil dnešní letadlo bezpečnějším a ekonomičtějším, než bylo u jeho předchůdce. Přesto není letadlo pouze předmětem suchopárného snažení techniků, ale je věcí vývoje, v němž rozhled a intuice hrály stejnou roli, jako čistě vědecké a výrobní znalosti. I dnes, kdy se při návrhu letadel a jejich výrobě používají počítače, jsou to stále jednotlivci, kteří posouvají hranice omezující konstrukce letadla.

Tato diplomová práce se zabývá návrhem klikového mechanismu šestiválcového zážehového motoru. Základní koncept vychází z tříválcového zážehového motoru Škoda 1,2 HTP (AZQ). Cílem bude vytvoření detailního konstrukčního návrhu a provedení dynamických výpočtů. Z výsledných hodnot zhodnotit funkčnost konstrukce a popřípadě navrhnout vhodný tlumící prostředek. Součástí klikového mechanismu je i tvorba a návrh reduktoru (NOVÁK, L.),[6] který bude napojen na vrtuli. Tímto bych chtěl poukázat na určitou shodu při výpočtech torzních vibrací.



1 ZÁKLADNÍ KONSTRUKČNÍ PARAMETRY

Pro správnou konstrukci motoru, musí být předem řešena spousta úvah, ze kterých vyplynou zásadní rozhodnutí o jeho koncepci, způsobu řešení jeho součástí a skupin. K důležitým úkolům především patří volba základních parametrů motoru. Mezi ně patří:[1]

- Volba počtu válců a jejich koncepční uspořádání
- Zdvihový a ojnicní poměr

Počet válců

Dosažený výkon z jednoho válce je limitován konstrukčními a provozními faktory. Motor o velkém výkonu, při totožném středním užitečném tlaku a stejných otáčkách, musí mít být osazen větším počtem válců. Při zvětšování počtu válců při totožném zdvihovém objemu nastává řada výhod i nevýhod:[1]

- + dochází k lepšímu chlazení, u benzínových motorů se zkracuje dráha plamene, čímž se vytvářejí příznivé podmínky pro zvětšení kompresního poměru a tedy i ke zvětšení indikované účinnosti;
- + snižuje se hmotnost pohybujících se částí motoru a tím se vytváří předpoklad pro zvýšení maximálních otáček;
- + zvyšuje se rovnoměrnost chodu a tím i vyvážení motoru;
- nutnost většího počtu součástí a tím i značná složitost motoru;
- snížení tuhosti klikového hřídele a jeho větší náchylnosti k torznímu kmitání;
- nutnost větší délky motoru;
- větší tepelné ztráty do chlazení, pokles indikované účinnosti.

Pro stanovení optimálního počtu válců je tedy nutné vycházet z daných aspektů a to zejména z velikosti a tvaru stavebního prostoru motoru, výrobní dostupnosti, výrobními náklady a v neposlední řadě provozními požadavky.

Uspořádání válců

Uspořádání válců je závislé na jejich počtu, rozměrech zastavovacího prostoru motoru, dobrou přístupností k jeho příslušenství a k snadné demontáži při úpravách. Nejvíce rozšířené čtyřválcové motory jsou obvykle řadové koncepce. Šestiválcové motory jsou ve většině případů taktéž řadové, ale u moderních rychloběžných motorů



se častěji uplatňuje uspořádání do V , jde o tzv. vidlicové motory. U motorů s počtem válců osm a více, je téměř použita výhradně vidlicová konstrukce.

Vidlicová konstrukce má samozřejmě své výhody i nevýhody, a to zejména:[1]

- + menší délka a výška motoru;
- + větší tuhost klikové skříně i klikového hřídele;
- + menší celková hmotnost;

- větší šířka motoru;
- složitější odlitek klikové skříně s blokem motoru.

Zdvihový poměr

Zdvihový poměr je poměr zdvihu pístu a vrtání válce. U soudobých atmosférických zážehových motorů se zdvihový poměr pohybuje okolo 0,7 až 1,3. U přeplňovaných zážehových motorů je zdvihový poměr nastaven v mezích 0,8 až 1,2. Motory, které mají zdvihový poměr menší než jedna, nazýváme *podčtvercové*, se zdvihovým poměrem rovným jedné, pak *čtvercový* a pokud je poměr menší jako jedna, tak *nadčtvercové*.

Volba optimální hodnoty zdvihového poměru není jednoznačná. Pro zmenšování poměru nám vyvstane řada výhod:[1]

- + snižuje se výška motoru;
- + klesá střední rychlost pístu, tím se snižuje opotřebení částí motoru;

avšak

- dochází k prodloužení klikového hřídele a tím i motoru;
- narůst setrvačné síly a posuvných částí;
- zmenšuje se výška kompresního prostoru;
- roste měrný povrch spalovacího prostoru.

Důležité je zdvihový poměr správně zvolit, k tomu je potřeba podrobný rozbor toho, jak motor bude pracovat, v jakém otáčkovém spektru atd. U vysokých otáček je účelné tuto hodnotu snižovat. U koncepce vidlicových motorů je výsledkem dosažení optimální hmotnosti, čili malých vnějších rozměrů.

Zdvihový poměr je definován vztahem:

$$K = \frac{Z}{D} [-], \quad (1)$$

kde Z je zdvih pístu a D je vrtání válce.



Klikový poměr

Klikový poměr je poměr poloměru kliky a délky ojnice. Obvykle nabývá rozsahu 0,2 až 0,3. Při přílišném zvýšení nám vyvstává řada nevýhod:[1]

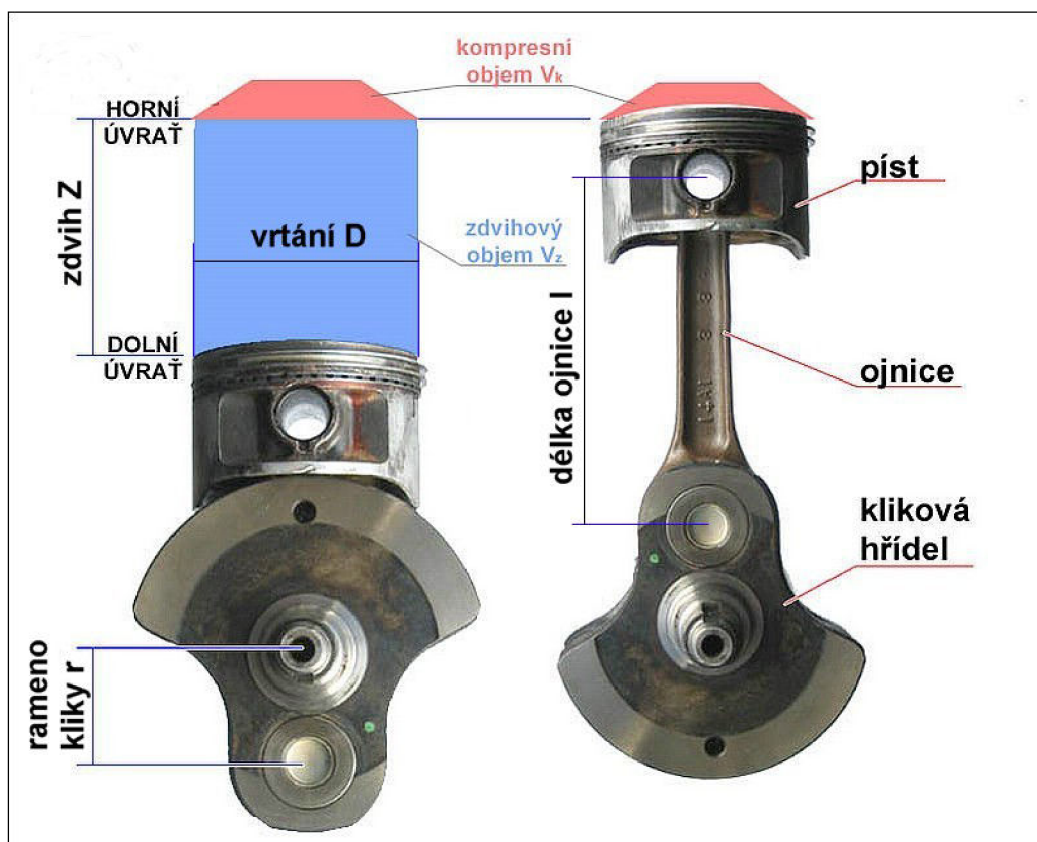
- nárůst úhlu výkyvu ojnice od osy válce, nárůst třecích ztrát, větší opotřebení;
- nárůst setrvačných sil posuvných částí při stejné hmotnosti;
- zřídka je potřebný zásah pro úpravu konstrukce (výřez ve válci pro dřík ojnice);
- zhoršení podmínek pro umístění vývažků, při stejném zdvihu pístu;

U dnešních motorů je klikový poměr volen v rozsahu nižších hodnot. Důvodem je, že dochází ke snížení výšky a hmotnosti motoru.

Klikový poměr:

$$\lambda = \frac{r}{l} [-], \quad (2)$$

kde r je poloměr kliky a l je délka ojnice.



Obr. 1 Popis základních částí klikového mechanismu



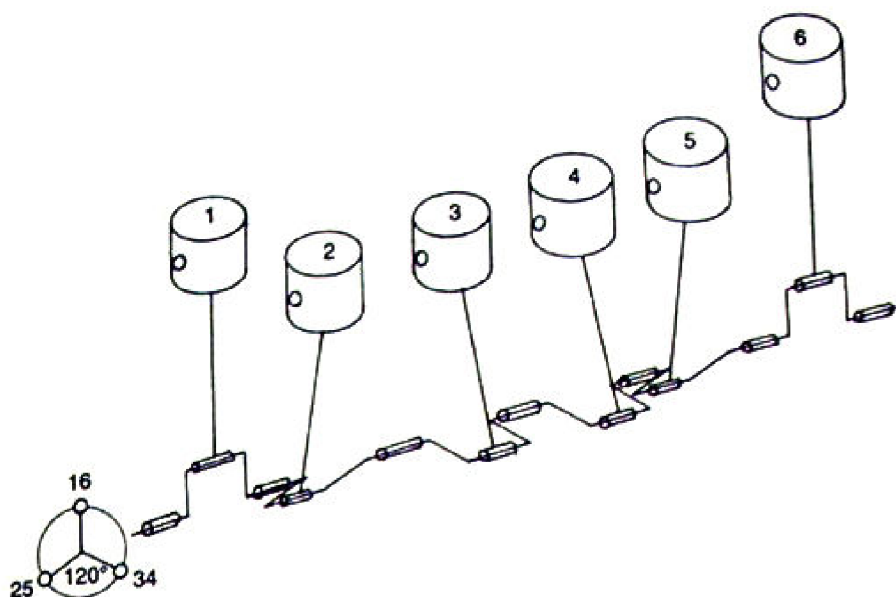
2 KONCEPCE USPOŘÁDÁNÍ KLIKOVÝCH MECHANISMŮ LETECKÝCH MOTORŮ

2.1 MOTORY ŘADOVÉ

Řadové motory lze charakterizovat jako skupinu víceválcových uspořádání, a to s válci v jedné nebo více řadách, kde osové roviny jednotlivých válců jsou rovnoběžné s osou klikové hřídele nebo jí procházejí.

2.1.1 MOTORY JEDNOŘADOVÉ STOJATÉ

Tato koncepce se vyznačuje upořádáním válců v jedné řadě v ose kolmé na osu klikové hřídele. Tento typ uspořádání je výhradně použit v automobilovém průmyslu. V letectví se v dnešní době nevyužívá z důvodu nevhodně umístěné klikové hřídele ve spodní části bloku. Vrtule umístěná na tuto klikovou hřídel by musela být kompenzována zvětšením délky podvozku nebo nevhodným vystoupením válců nad kapotu přední části nosu letadla, což by značně znemožňovalo dobrý výhled pilota.



Obr. 2 Schematické znázornění jednořadového stojatého šestiválce

V historii se však tato koncepce objevovala, a to zejména v období 20. let 20. století. Jako významného zástupce z českých, resp. československých řad, je vhodné uvést letoun typu *W-IIIa*, vyráběný závodem Walter a.s., Praha - Jinonice.



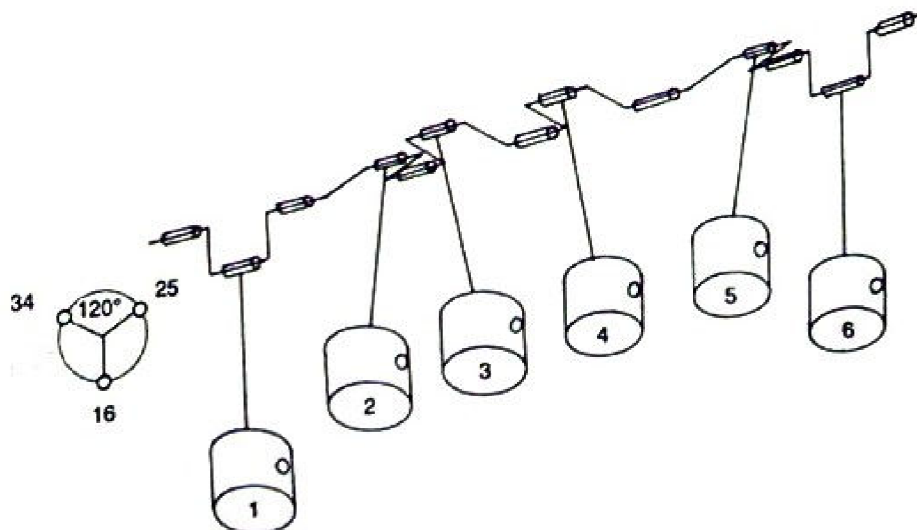
Jednalo se o motor vyráběný od roku 1923, který vycházel z konstrukce motoru *BMW IIIa*. Byl to výškový motor, tzv. překomprimovaný a předdimenzovaný. Což bylo výhodné pro udržení většího výkonu motoru ve vyšších výškách než tomu bylo u běžně koncipovaných atmosférických motorů. K tomu byl použit speciální karburátor, kde pilot pomocí dvou plynových pák reguloval výkon motoru. Při nízkých letových výškách využíval normální plynovou páku pro „škrcení“ výkonu a po překročení nadmořské výšky 2000 metrů použil páku výškového plynu, čili „neškrcenou“. Tím bylo zabráněno poškození motoru při plné dodávce paliva.[2]

Tab. 2.1 Parametry motoru Walter W-IIIa [2]

Vrtání [mm]	Zdvih [mm]	Zdvihový objem [cm ³]	Kompresní poměr	Výkon [kW]
150	180	19800	6,5:1	136 při 1380 ot/min

2.1.2 MOTORY JEDNOŘADOVÉ VISUTÉ

Visutý motor je charakteristický umístěním klikové hřídele v horní části bloku motoru. Hlava je umístěna ve spodní části. Jedná se o tzv. invertní konstrukci, charakteristickou výhradně pro letectví. Z tohoto uspořádání vyplývá řada výhod, a to zejména vhodné umístění vrtule v horní části motoru a tím pádem lepší rozložení hmotnosti. Dále také schopnost použití nižšího podvozku – nižší těžiště. V automobilovém průmyslu se nevyužívá z důvodu složitější konstrukce systému mazání. Vlivem gravitace je nutné olej odčerpávat a znovu recirkulovat.



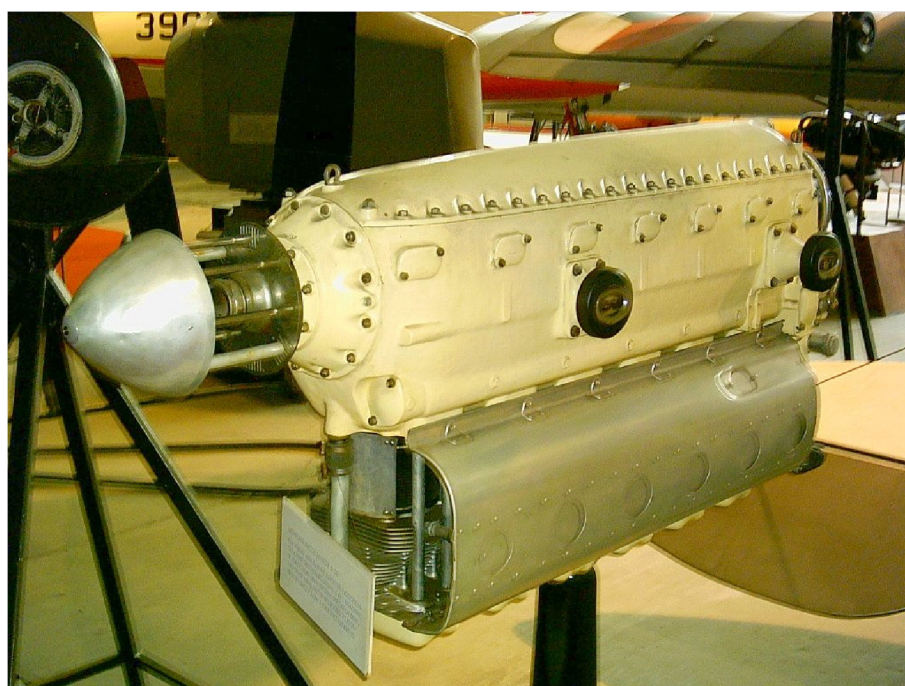
Obr. 3 Schematické zobrazení jednořadového visutého šestiválce



Jako nejvýznamnější zástupce se jeví letoun rovněž z výrobního závodu Walter a.s., a to *Minor 6-III*. Jedná se o vzduchem chlazený šestiválec, který byl uveden do provozu v polovině padesátých let. Jeho předchůdce *Minor 6* se potýkal s problémem špatného chlazení posledního válce. Proto muselo dojít k inovaci systému chlazení. Došlo ke zvětšení otvoru v čele motorového krytu do plechového jímače vzduchu, který tvořil na levé straně válců kanál. Ten byl na konci uzavřen a tím docházelo k proudění napříč mezerami mezi jednotlivými válci. Tyto mezery byly uzavřeny na protilehlé straně vzduchovými usměrňovači, které nutily protékat vzduch mezi žebry hlav a válců po celém obvodě.[2]

Tab. 2.2 Parametry motoru Walter Minor 6-III [2]

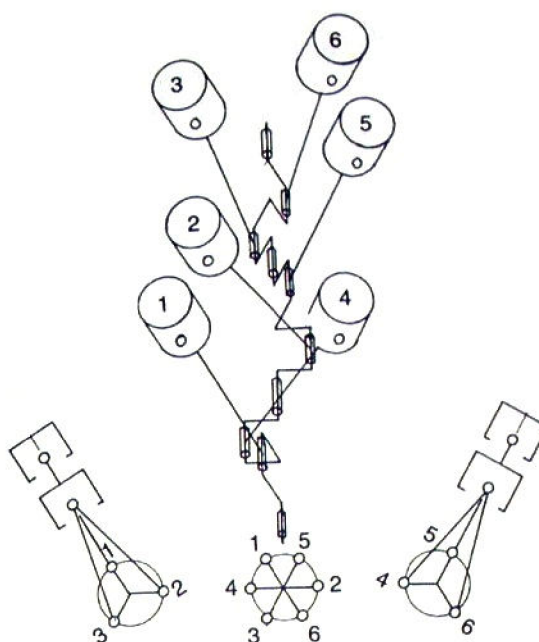
Vrtání [mm]	Zdvih [mm]	Zdvihový objem [cm ³]	Kompresní poměr	Výkon [kW]
105	115	5970	6:1	103 při 2300 ot/min



Obr. 4 Walter Minor 6-III [9]

2.1.3 MOTORY DVOUŘADOVÉ STOJATÉ

Dvouřadový stojatý motor lze charakterizovat jako víceválcový pístový spalovací motor, jehož osy válců svírají s klikovou hřídelí úhel, který tvoří písmeno V. Jedná se tedy o vidlicový motor. Úhel mezi řadami válců je závislý zejména na vyvážení motoru, rovnoměrnosti sledu práce v jednotlivých válcích, torzní kmitání a také na vnějších rozměrech. Proto nejčastější rozvidlení nabývá hodnot 45°, 60°, 75°, 90°, 120°. Výhody a nevýhody této koncepce jsou zmíněny v první kapitole *Základní konstrukční parametry*. Tato koncepce je velmi často využívána v leteckém průmyslu.

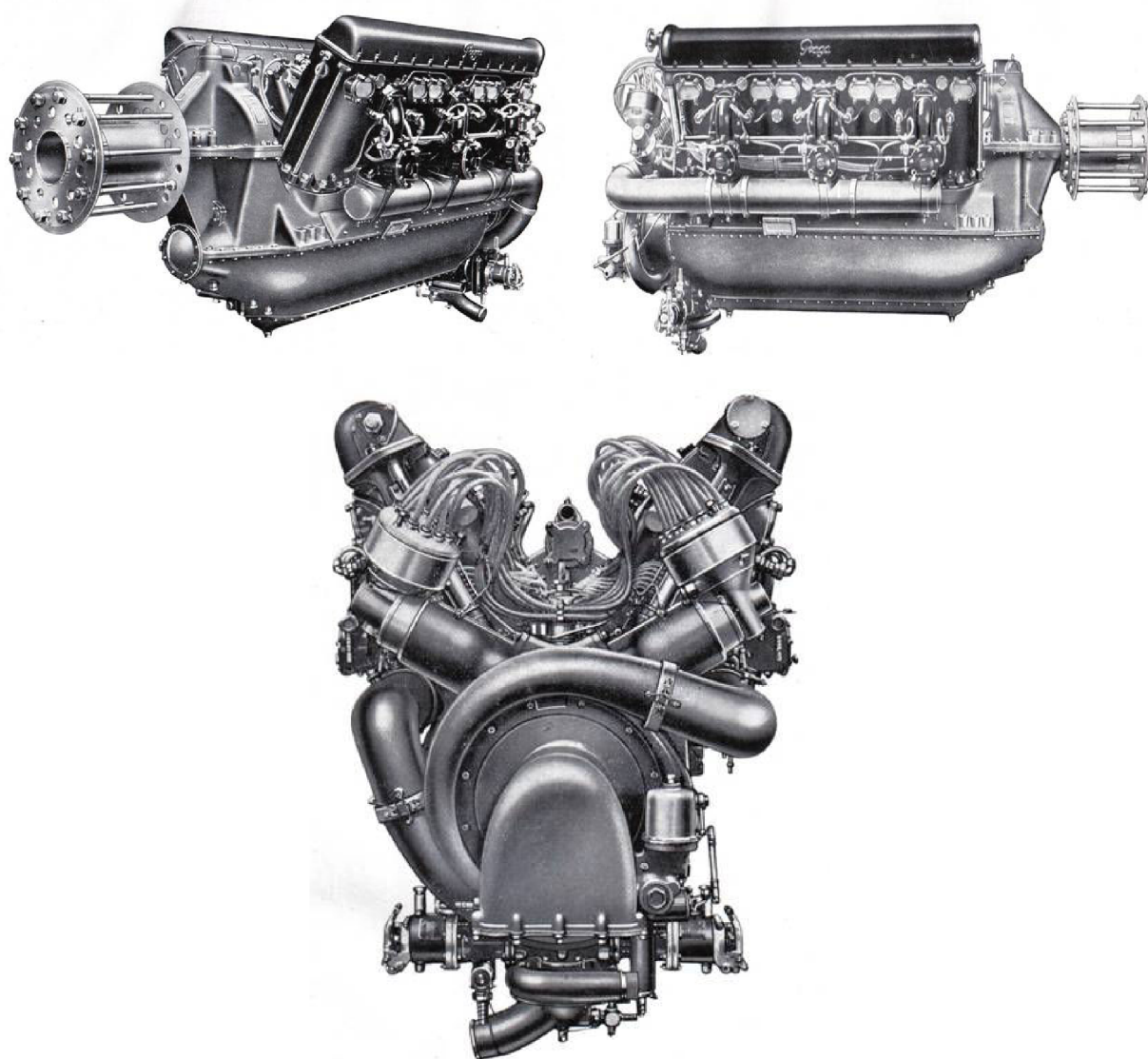


Obr. 5 Schematické zobrazení dvouřadového stojatého šestiválce (60°)

Jak bylo zmíněno výše výhradně vidlicová konstrukce se používá u počtu válců větší jako osm. Proto další neméně důležitý zástupce tohoto uspořádání bude dvanáctiválcový dvouřadý stojatý motor vyrobený v leteckém závodu Avia, akciová společnost pro průmysl letecký, Čakovice (+ Škodovy závody Plzeň). Jedná se o motor s označením *Avia 12 Ydrs*. Motor vychází z licenční konstrukce francouzského motoru *Hispano Suiza 12 Ydrs*. Tento čtyřdobý, zážehový motor, chlazený kapalinou s úhlem rozevření válců 60° , byl vybaven odstředivým kompresorem umístěným v zadní části skříně motoru, poháněný od klikové hřídele ozubeným soukolím. Kliková hřídel byla vyrobena z chromniklové oceli a umístěna v osmi ložiscích. Měla šest klikových čepů natočených pod úhlem 120° . Na zadním konci klikové hřídele bývala uložena pružná spojka, pomocí ní bylo hnané kuželové kolo, které zajišťovalo pohon příslušenství. V přední části byla umístěna příruba pro připevnění pastorku reduktoru.[2]

Tab. 2.3 Parametry motoru *Avia 12 Ydrs* [2]

Vrtání [mm]	Zdvih [mm]	Zdvihový objem [cm ³]	Kompresní poměr	Výkon [kW]
150	170	36050	5,8:1	558 při 2400 ot/min



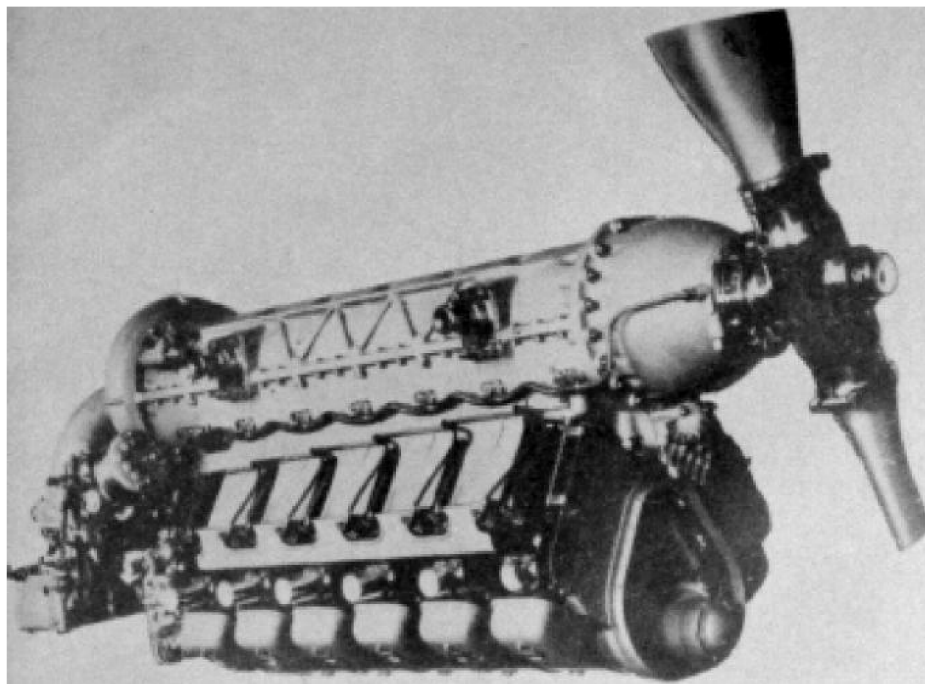
Obr. 6 Avia 12 Yrds [10]

2.1.4 MOTORY DVOUŘADOVÉ VISUTÉ

Motor s vidlicovou konstrukcí, který je otočen o 180° . Využíván výhradně v leteckém průmyslu. Tato koncepce se v československé historii využívala jen zřídka, z důvodu komplikovanějšího systému mazání a její složitější konstrukce. Proto ve většině případů byla použita koncepce klasického stojatého dvouřadého motoru. Avšak tato koncepce byla použita a výhradně firmou Walter a.s. Roku 1937 vznikl motor typu *Sagitta I-MR* a rok poté *Minor 12-I-MR*. Oba tyto typy jsou dvanáctiválcové vzduchem chlazené motory poháněné kompresorem. Značnou výhodou těchto typů byla poměrně nízká hmotnost. Nevýhoda velké přehřívání. Bohužel však následný vývoj pro odstranění nedostatků těchto motorů nebyl dokončen. Ba dokonce dva typy prototypů motorů *Sagitta*, které byly půjčeny holandské firmě *Fokker*, nebyly navraceny a společnost Walter a.s. obtížně vymáhala náhradu.[2]

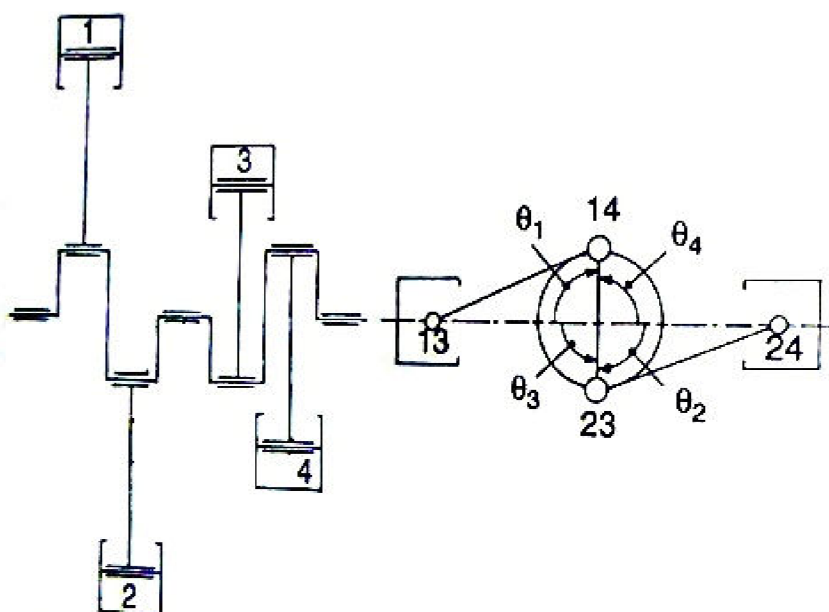
**Tab. 2.4** Parametry motoru Walter Sagitta I-MR [2]

Vrtání [mm]	Zdvih [mm]	Zdvihový objem [cm ³]	Kompresní poměr	Výkon [kW]
118	140	19800	6,2:1	404 při 2500 ot/min

**Obr. 7** Walter Sagitta I-MR [11]

2.1.5 MOTORY DVOUŘADOVÉ S PROTILEHLÝMI PÍSTY (PLOCHÉ)

Vidlicový motor s úhlem rozevření válců 180° je charakteristický tím, že válce po obou stranách klikového hřídele jsou v jedné rovině. Samotný klikový hřídel je proveden jako rovinný (flat-plane). Kliková hřídel má menší moment setrvačnosti, z důvodů nepoužití těžkého protizávaží. Zpravidla se nechává nevyvážená setrvačná síla posuvných částí druhého řádu. Tyto motory se vyznačují zejména malou výškou a nižší hmotností, což umožňuje například jejich umístění pod křídla letadel. V automobilovém průmyslu je tato koncepce hojně využívána a to zpravidla u závodních automobilů.

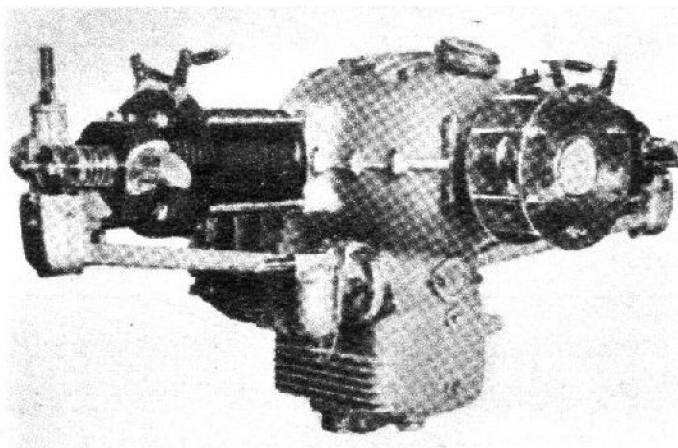


Obr. 8 Schéma plochého čtyřválce

Dalším významným zástupcem známe firmy Walter a.s., byl motor s označením *Atom*. Tento dvouválcový vzduchem chlazený motor patří k nejméně výkonným, co kdy firma Walter a.s., zkonstruovala. Původní myšlenka byla využívat motor jako pohonnou jednotku motorizovaných větroňů. Nakonec se výzkum tohoto motoru stal prodělečný, z důvodu nedostatečné poptávky a vývoj musel být zastaven. Motor vznikl roku 1935.[2]

Tab. 2.5 Parametry motoru Walter Atom [2]

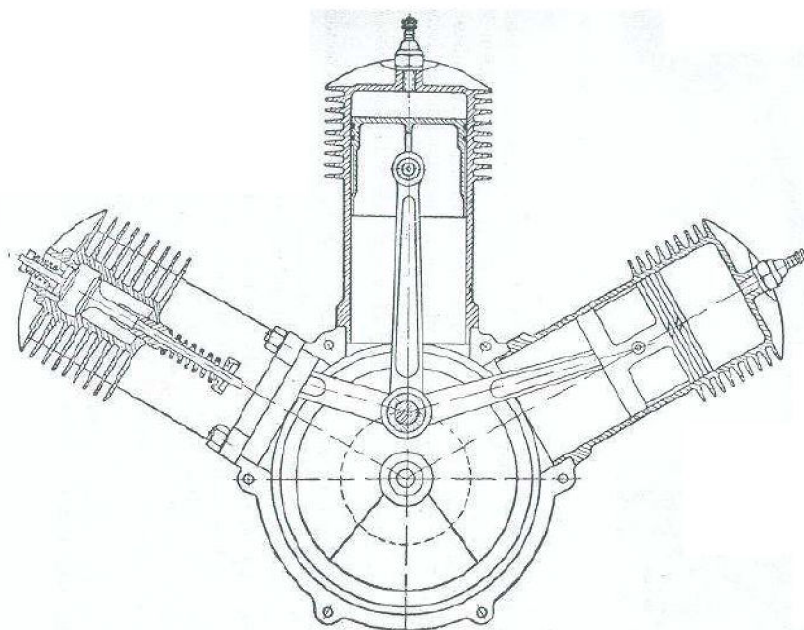
Vrtání [mm]	Zdvih [mm]	Zdvihový objem [cm ³]	Kompresní poměr	Výkon [kW]
85	96	1100	5,2:1	18 při 2600 ot/min



Obr. 9 Walter Atom [12]

2.1.6 MOTORY TŘÍŘADOVÉ

Motor charakteristický svým vějířovým tvarem, označován písmenem *W*, je charakteristický tím, že osy krajních válců jsou šikmo skloněné a souměrné kolem svislé osy prostředního válce. Všechny válce jsou umístěny nad klikovým hřídelem.



Obr. 10 Vzduchem chlazený tříválcový motor s vějířovým uspořádáním [13]

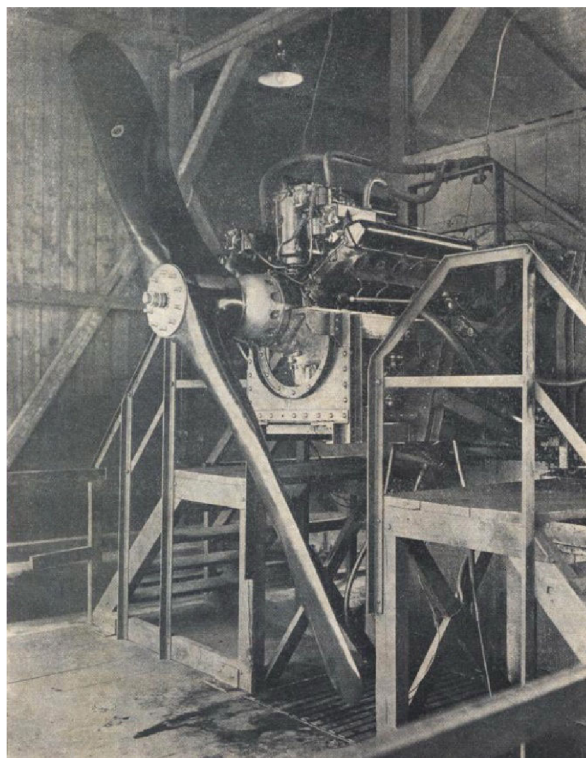
Jako první, kdo přišel s koncepcí *W* motorů z tehdejšího Československa byla roku 1924 společnost Avia, akciová společnost pro průmysl letecký, Čakovice (+ Škodovy závody, Plzeň). Typ motoru označený jako *Škoda L*, byl kapalinou chlazený dvanáctiválec, který byl obdobou francouzského typu *Hispano Suiza 50*, měl dokonce stejný výkon. Bloky válců a mnohé další byly téměř převzaty beze změny.



Motory Škoda L byly sériově vyráběny, především pro bombardovací stroje, díky svému vysokému výkonu. Motor prošel třemi generacemi vývoje.[2]

Tab. 2.6 Parametry motoru Škoda L [2]

Vrtání [mm]	Zdvih [mm]	Zdvihový objem [cm ³]	Kompresní poměr	Výkon [kW]
140	160	29560	6:1	330 při 2000 ot/min



Obr. 11 Motor Škoda L s reduktorem Farman na motorové brzdě [15]

2.1.7 MOTORY ČTYŘŘADOVÉ (X,H)

Typ čtyřválcového, čtyřřadového jednohřídelového pístového spalovacího motoru, který připomíná v řezu písmeno X. Jedná se o speciální typ hvězdicového motoru. Druhým typem čtyřřadového motoru je motor typu H, který má dvě klikové hřídele vzájemně propojené. Příčný řez připomíná písmeno H. Tato koncepce se v historii leteckých motorů příliš neosvědčila, v československé historii nebyl ani jeden typ uveden do sériové výroby.



2.2 MOTORY HVĚZDICOVÉ

Hvězdicový motor lze charakterizovat jako jednohřídelový spalovací motor s válci uspořádanými okolo klikové hřídele. Válce mohou být uloženy v jedné, či více rovinách. Ty pak nazýváme jako jednohvězdicové, s více rovinami dvouhvězdicové a vícehvězdicové. Nejčastěji se používá typ čtyřdobého motoru, proto musí být počet válců každé řady lichý, aby správně vycházelo zapalování.

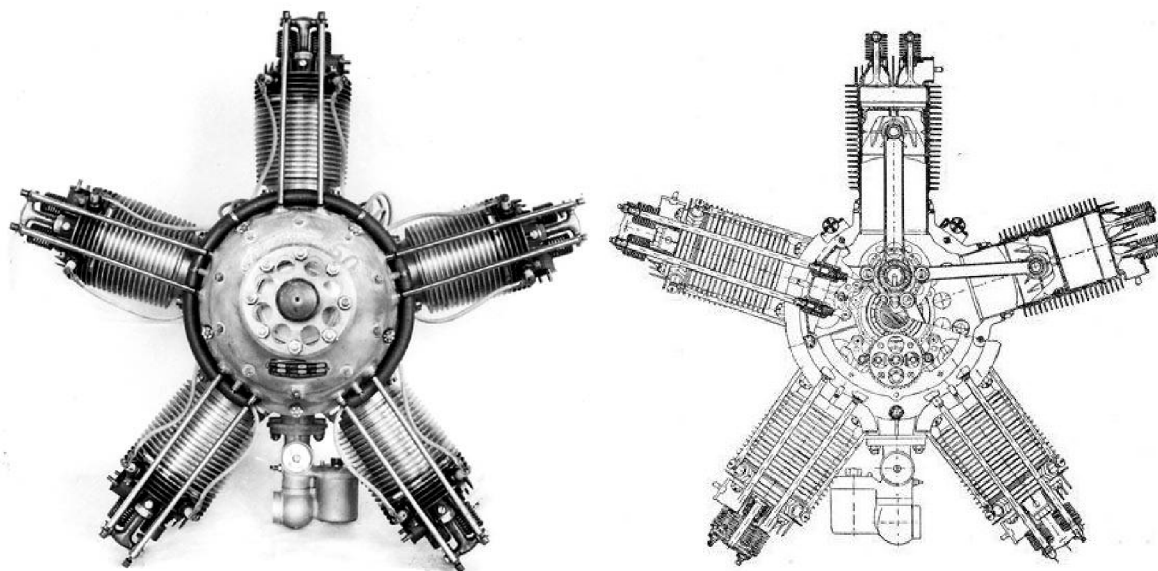
2.2.1 MOTORY JEDNOHVĚZDICOVÉ

Jak bylo uvedeno výše, válce jsou nejčastěji seřazeny v jedné rovině, která je kolmá na osu hřídele a to tak, že sousední válce spolu svírají stejný úhel. Velmi často se používaly zejména pětiválcové motory, které měly excentr se dvěma sacími a dvěma výfukovými vačkami a tím se otáčely čtyřikrát pomaleji než kliková hřídel. Motory byly chlazené vzduchem a jeho účinnost chlazení byla zvyšována usměrňovacími plechy, které správně směřovaly proud vzduchu k motoru. Časem se zjistilo, že hvězdicový motor narušuje aerodynamiku letadla. A tak se začaly montovat kryty, které tento problém částečně eliminovaly.

Významným zástupcem tohoto uspořádání byl v historii úspěšný hvězdicový motor Walter NZ-60. Byl to lehký hvězdicový pětiválec chlazený vzduchem, který roku 1923 splnil homologační zkoušky. Jen málo lehkých leteckým motorů na světě dosáhlo tehdy takových úspěchů jako on. Motor využíval konstrukci klikového mechanismu s hlavní ojnicí uloženou na válečkových ložiskách, využíval litinové hlavy a rovnoběžné ventily. Koncepte hvězdicového motoru byla dána především krátkou a tedy lehkou klikovou skříní a klikovou hřídelí.[2]

Tab. 2.7 Parametry motoru Walter NZ-60 [2]

Vrtání [mm]	Zdvih [mm]	Zdvihový objem [cm ³]	Kompresní poměr	Výkon [kW]
105	120	5190	4,48:1	44 při 1400 ot/min



Obr. 12 Walter NZ-60 [15]

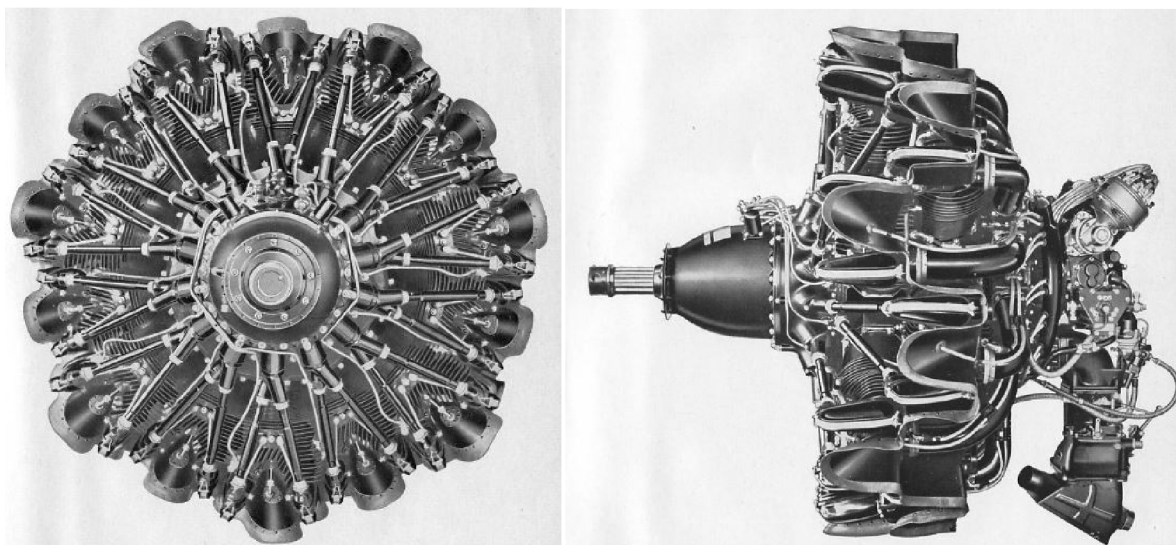
2.2.2 MOTORY DVOU A VÍCEHVĚZDICOVÉ

Motory dvou a vícehvězdicové mají válce uložené v jedné, resp. více rovinách. U více řad válců dochází ke špatnému chlazení vzduchem. Další nevýhodou je poměrně vysoká hmotnost. V dnešní době se koncepce hvězdicových motorů nepoužívá, jedním z dalších důvodů mohou být složitější konstrukce reduktorů, únosnost ojnicního ložiska, které značně limituje zvyšování výkonu hvězdicových motorů a neposlední řadě kmitání klikové hřídele a rozvodů.

Posledním zástupcem této koncepce je nejsilnější dvouhvězdicový motor Walter *K-14 I*. Vzduchem chlazený motor se čtrnácti válci uspořádanými ve dvou hvězdách po sedmi navzájem vystřídány s kompresorem a satelitovým reduktorem, byl výhradně určen pro vojenská letadla.

Tab.2.8 Parametry motoru Walter *K-14 I* [2]

Vrtání [mm]	Zdvih [mm]	Zdvihový objem [cm ³]	Kompresní poměr	Výkon [kW]
146	165	38670	5,5:1	514 při 2300 ot/min



Obr. 13 *Walter K-14 I* [16]

Pro koncepci uspořádání klikového mechanismu bude vycházeno z jednořadého visutého motoru typu *Walter Minor VI* (117 kW). Snahou bude navrhnout motor o menších rozměrech, nižší hmotnosti a podobných výkonových charakteristik, aby motor spadl do sportovní letecké kategorie.



3 ZPŮSOBY VÝROBY KLIKOVÝCH HŘÍDELÍ

V dnešní době můžeme využít čtyři druhy způsobů výroby klikových hřídelí. Samotný způsob výroby má vliv na mechanické a fyzikální vlastnosti. V neposlední řadě ovlivňuje výrobní náklady, které v dnešní době hrají hlavní roli.

3.1 ODLÉVANÉ KLIKOVÉ HŘÍDELE

Odlévání je způsob výroby součástky, při kterém se roztavený kov nebo jiný tavitelný materiál lije do formy, jejíž dutina má tvar a velikost budoucího výrobku - odlitku. Odlitek získaný ztuhnutím kovu ve formě, je buď hotový výrobek nebo se ještě dále mechanicky upravuje. Při sériové výrobě bývá cena odlitku většinou nižší než cena výrobků zhotovených jinými způsoby. Odlitky se odlévají většinou z šedé litiny, z oceli na odlitky ze slitin neželezných kovů, z některých plastů apod. Technickým podkladem pro výrobu odlitku je výkres součástky, který nakreslil konstruktér. Podle něj nakreslí slévárenský technik (technolog) výkres odlitku, který je výchozím podkladem pro výrobu modelu.

Výhody odlévání:[3]

- + schopnost vytvořit tvarově složitější odlitky (vysoká žebra, složité dutiny);
- + schopnost dosáhnout vhodného rozložení materiálu, tím se lépe přizpůsobit funkci součásti;
- + odlitek může mít menší tloušťku stěn, menší úkosy, menší zaoblení hran i koutů;
- + odlitky mívají menší přídavky na obrábění;
- + odlitky bývají o 10 až 50 % lehčí než výkovky stejné funkce a mechanických vlastností;
- + horní hranice hmotnosti pro odlévání je až 100 000 kg;
- + modelovací zařízení jsou levnější s vyšší životností;
- + celkové náklady na výrobu součásti jsou nižší.

Nevýhody odlévání:[3]

- vznik prnutí, deformací vlivem nerovnoměrného chladnutí, způsobeného rozdílnou tloušťkou stěn;
- vznik hrubozrnné struktury díky pomalému chladnutí silnostěnných odlitků, zhoršení mechanických vlastností na povrchu a uvnitř odlitku;
- u masivních odlitků nelze dosáhnout požadovaných vlastností uváděných v materiálových listech;
- složitější konstrukce k eliminování vnitřních vad (staženiny, bubliny).



Pro výrobu odlévaných klikových hřídelí se nejčastěji používá litina s kuličkovým grafitem. K hlavním výhodám patří nižší citlivost k vrubům, schopnost tlumení kmitů, lepší kluzné vlastnosti. V kritických místech lze odlitky s kuličkovým grafitem zpevnit válečkováním a jejich tvrdost zvyšovat povrchovým kalením nebo nitridováním.



Obr. 14 Porovnání odlévané (vlevo) a kované (vpravo) klikové hřídele [18]

3.2 KOVANÉ KLIKOVÉ HŘÍDELE

Dalším způsobem výroby klikových hřídelí je zápustkové kování. Zápustka je ocelová dvoudílná forma, jejíž poloviny vytvářejí dutinu odpovídající vnějšímu tvaru výkovku. Ohřátý materiál se vloží do zápustky a nechá se na ni působit stroj nárazovou silou. Materiál postupně zaplňuje zápustku, až vyplní celou dutinu. Mezi používané stroje patří zejména buchary, ty vyplní zápustku během několika úderů, a lisy, které vyplní zápustku během jednoho úderu. Přebytečný materiál je vytlačen do stran a vytváří výronek (šev), který se odstříhne. Samotné zápustky se zhotovují z ocelí, které mají zvýšenou odolnost proti otěru a pracovním teplotám (19 650, 19 720). Dále se zápustky zušlechťují. V případě požadavku vysoké přesnosti a dostatečné sériovosti se používají metody přesného kování.

Výhody kování:[3]

- + součástky vyrobené kováním mají lepší mechanické vlastnosti (houževnatost a mez únavy);
- + méně častý výskyt a nižší závažnost povrchových i vnitřních vad;



- + možnost orientace struktury ve směru největšího zatěžování;
- + lepší výsledky tepelného zpracování;
- + nižší hlučnost výkovků (ozubení).

Nevýhody kování:[3]

- zápusťka je drahá (nutnost sériové nebo hromadné výroby);
- potřebný tvar výkovku nelze dosáhnout v jedné operaci, nutnost postupové zápusťky.

Vzniklý výkovek se dále obrábí, aby byla dosáhnuta požadovaná tvarová přesnost. Poté dochází k zušlechťení a indukčnímu kalení válcových ploch hlavních a ojnicích čepů, včetně přechodových rádiusů.



Obr. 15 Vkládání žhavého polotovaru do zápusťky a ukázka přetvářecího stroje (buchar) [18]



Obr. 16 Výsledný tvar výkovku s výronkem (vpravo) [18]

3.3 CELOOBRÁBĚNÉ KLIKOVÉ HŘÍDELE

Říká se, že celobráběné klikové hřídele jsou to nejlepší co můžete v motoru mít. Její výrobní postup začíná volbou kvalitní oceli, která v sobě obsahuje příměsi niklu, chromu, hliníku a molybdenu (34CrNiMo6, ČSN 16 341). Její základní polotovar je v podobě ingotu, který je dále umístěn do obráběcího stroje, ze kterého vzejde finální podoba klikové hřídele.



Obr. 17 Polotovar pro výrobu celobráběných klikových hřídelí [18]



Výhody celobráběných klikových hřídelí:[18]

- + minimální nutnost vyvažování, extrémně přesné obrábění po celé délce hřídele;
- + možnost kontroly povrchu rentgenem přímo při opracovávání;
- + výborné mechanické vlastnosti;
- + žádné další dokončovací operace.

Nevýhody celobráběných klikových hřídelí:[18]

- časová náročnost výroby jedné klikové hřídele;
- z původního polotovaru zůstává asi 70% odpadu;
- výrobní náklady.

Z výše uvedených výhod, či nevýhod je vhodný tento způsob výroby pro extrémně zatěžované motory, zejména závodní motory. Dále vhodnost pro vyrobení jednoho prototypu klikové hřídele.



Obr. 18 Celobráběná (výše) a kovaná kliková hřídel (níže) [19]

3.4 SKLÁDANÉ KLIKOVÉ HŘÍDELE

Jak už název kapitoly napovídá, kliková hřídel je složena z více prvků, které mohou být tvořeny podsestavami slisováním, nebo šroubovanými spoji. Samotné lisování je používáno u motocyklových motorů nebo motorů malé mechanizace.



Druhým typem spojování pomocí šroubových spojů je využíván u velkoobjemových nákladních automobilů (TATRA 811).

Výhody skládaných klikových hřídelí:

- + značná tuhost klikové skříně;
- + možnost poskládat motor o potřebném počtu válců (stavebnicový motor);
- + krátká kliková hřídel, z důvodu absence hlavních ložisek;
- + možnost využití nedělených ojníc;
- + uložení ve valivých ložiscích (nižší třecí ztráty jak u kluzných ložisek).

Nevýhody skládaných klikových hřídelí:

- vyšší hlučnost;
- vyšší vibrace motoru.



4 OPRAVY KLIKOVÝCH HŘÍDELÍ

Kliková hřídel patří k těm součástem motoru, které se na místo opravování stále častěji kompletně vyměňují. Životnost klikové hřídele je dána především opotřebením ložiskových čepů. V současné době se jí podařilo výrazně zvýšit používáním vylepšených materiálů, nových obráběcích metod a v neposlední řadě i lepších olejů, které umožňují i přesnější lícování. Přesto všechno se však kliková hřídel starších motorů a silných vznětových motorů pro nákladní automobily stále posílá do servisu kvůli přebroušení a prodloužení životnosti.

Přestože kliková hřídel po konstrukční stránce je robustní součást, musí se s ní vždy zacházet velmi opatrně. V žádném případě nesmí dojít k poškrábání nebo jinému poškození ložiskových čepů. Kliková hřídel nesmí také upadnout. Hlavní ložiska klikové hřídele lícují na tisíce milimetru, takže kliková hřídel nelze jen tak nasadit do přesně neopracovaných ložiskových pánví. Při pádu klikové hřídele na zem se hřídel může ohnout a získat tak házivost, která přesahuje vůle ložisek. Narovnání klikové hřídele je věcí téměř nemožnou.

Těžká kliková hřídel se zvedá z motoru vždy pomocí jeřábu a zvedací háky musí být obalené kůží. Lehčí kliková hřídel lze vyjmout rukama. Zvedat a nasazovat hřídel se musí vždy rovnoměrně, abychom ji nevzpříchili a nezmáčkli nebo neotloukli ložiskové pánve kluzných ložisek v bloku motoru. Vymontovanou klikovou hřídel, kterou budeme znovu používat musíme pečlivě očistit. Zejména musíme vyčistit olejové kanálky v ložiskových čepech. Nesmí se zapomenout ani na příčné kanálky vedoucí k ojnicím ložiskům. Ihned po vyčištění se nanese na ložiskové čepy hřídele tenká vrstva antikoroziního oleje nebo vazelíny, jinak začnou obrobené plochy po krátké době korodovat. Pokud možno z klikové hřídele se nedemontuje vyvažovací závaží. Pokud je zapotřebí odmontovat vyvažovací závaží kvůli zabroušení ložiskových čepů, neobejde se to bez speciálního náradí a odborných znalostí a případně vyvažovací stolice, na které se kliková hřídel po sestavení přezkouší.



Obr. 19 Vyvažovací stolice [20]

Vymontovanou klikovou hřídel je nejlepší kvůli kontrole, čištění a měření otočně upnout do speciální stolice. Kontrola opotřebení se provádí vždy na třech místech; na obou koncích a uprostřed. Dále se kontrola musí provádět ve dvou navzájem kolmých rovinách. Nejlepší je měřicí roviny orientovat podle olejových kanálků; podél a napříč. Výsledky měření se porovnávají s tabulkovými hodnotami podle kterých lze určit zda hřídel potřebuje opravu a rozsah případné opravy.

Dále se měří délka hlavních ložisek podle které se určuje axiální vůle klikového hřídele. Opět podle tabulek a katalogu náhradních dílů se určí s jakým minimálním možným ubráním materiálu lze klikovou hřídel znovu uvést do provozu. Samotné přesahy ložiskových pánví pak určují i maximální možnou míru zbroušení ložiskových čepů klikové hřídele, aniž by se brousila jejich tvrdá povrchová vrstva. Zvláštností jsou klikové hřídele dvoutaktních motorů. Kliková hřídel je obvykle sestavená z jednotlivých, do sebe zalisovaných dílů. Klikovou hřídel dvoutaktů dále nelze opravovat normálním dílenským náradím, protože ojnice jsou u nich uchyceny ve valivých ložiscích. K rozebrání a sestavení takové hřídele jsou zapotřebí speciální nástroje. Proto je zde nejlepším řešením použití nové hřídele s již namontovanými ojnici. Vnější ložiska hřídele lze většinou vyměnit s použitím speciálního stahováku, který se nasadí a upevní podle návodu od výrobce.

Při kontrole opotřebení se musí z hřídele stáhnout ozubená nebo řetězová kola. V žádném případě se nesmí tato kola srážet z hřídele kladivem nebo zkoušet uvolnit vyvikláním. Lze použít normální stahovák, nebo pokud kolo drží velmi pevně, vhodný



šroubovací stahovák, který se zašroubuje např. do otvoru pro upevňovací šroub ozubeného kola. Jeden konec klikové hřídele, na kterém je příruba pro připevnění setrvačnicku a spojky je i s hlavní hřídelí převodovky uchycen v ložisku. Toto ložisko může být tvořeno valivým ložiskem nebo samomazací objímkou. Objímka je vyrobena ze speciální pórovité bronzovo-grafitové slitiny nasáklé olejem. Při zahřívání se z objímky vylučuje olej, který se při ochlazování stahuje zpět. Toto ložisko má zpravidla stejnou životnost jako klikový hřídel.

Valivé ložisko na konci hřídele lze demontovat normálním vnitřním stahovákem; stahovák přitom musí zabírat za vnitřní kroužek ložiska a musí být opřený o přírubu klikové hřídele. Při montáži se musí nové ložisko naplnit předepsaným množstvím předepsaného typu vazelíny.

Jinak je tomu u již zmiňované bronzovo-grafitové objímky. Prostor za objímkou a i samotná objímka se vyplňuje tuhou vazelínou. Na objímku se nasadí kovový trn s přesným průměrem. Lehkými údery gumového kladiva na trn se bude vytlačovat vazelína za objímkou a tím i objímka. Příruba klikové hřídele pro uchycení setrvačnicku může být opatřena přesazenými otvory pro upevňovací šrouby nebo lícovacím kolíkem, takže setrvačnick pak lze nasadit jen v jedné poloze. Pokud jeden z dílů, tedy klikovou hřídel nebo setrvačnick vyměníme, musíme sestavu po smontování znovu vyvážit. Jak již bylo řečeno, oprávcování klikové hřídele, tj. zbroušení ložiskových čepů a případně i vyvážení je nutné provést pouze ve specializovaném servisu. Na normální servis pak zbude montáž nových kluzných ložisek a samotné hřídele. V každém případě je zapotřebí zjistit zda v ústí olejových kanálků ložiskových čepů nevznikají v důsledku tření otřepy. Pokud takovou závadu nalezneme musíme otřepy pečlivě odstranit. Zkoušku tvrdosti ložiskových čepů klikové hřídele lze také provést pouze ve specializovaném servisu, protože je k ní zapotřebí speciální přístroj na měření tvrdosti. Dále je nutno zjistit, zda po zbroušení hřídele bude mít tvrdá povrchová vrstva ještě dostatečnou tloušťku.

Mazání kluzných stěn válců a uložení písních čepů zajišťují štěrbiny na bocích hlavních ložisek. Tyto štěrbiny jsou tvořeny axiální vůlí klikové hřídele v ložiscích. Axiální vůle klikové hřídele se pak měří při posouvání klikovou hřídelí v ložiscích v podélném směru pomocí lístkových měrek nebo úchylkoměrů. Lístkové měřky přitom musí být zasouvány s citem, abychom jejich ostrými hranami nepoškodili ložiskové pánve.

Kapitola zpracována ze zdroje [4].



5 PARAMETRY A CHARAKTERISTIKA MOTORU

5.1 ZÁKLADNÍ PARAMETRY VÁLCOVÉ JEDNOTKY

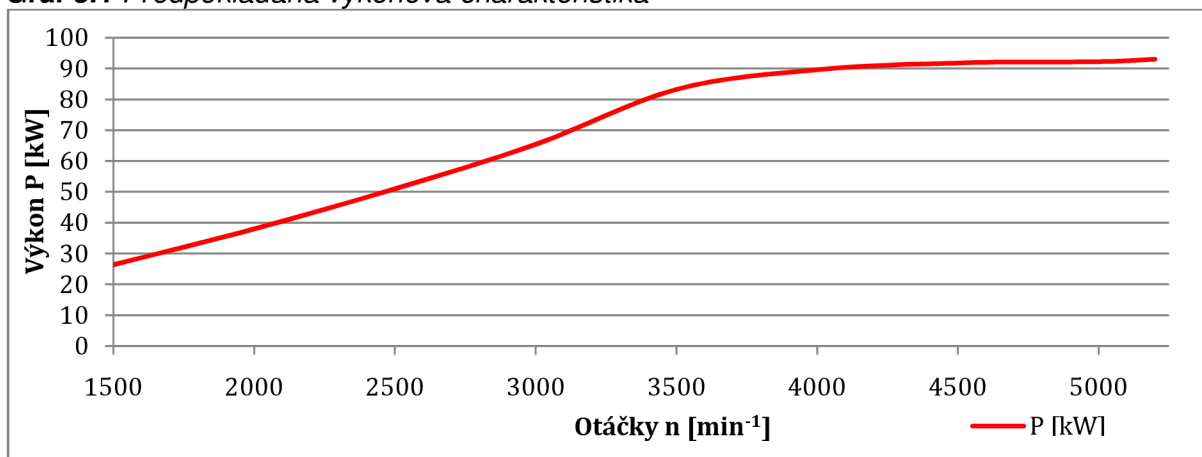
Z hlavních parametrů ojnice a pístní skupiny, bylo vycházeno z řadového stojatého tříválce Škoda Fabia (1,2HTP). Motor disponoval výkonem 47kW v 5000 min⁻¹. Jednalo se o atmosférický 12 ventilový (AZQ) zážehový motor.

Tab. 5.1 Základní parametry válcové jednotky leteckého motoru

Vrtání válce	D	[mm]	76,5
Zdvih pístu	Z	[mm]	86,9
Zdvihový objem	V _{z,j}	[cm ³]	399,4
Efektivní výkon válcové jednotky	P _{e,j}	[kW]	16,7
Počet válců	i _v	[-]	6
Jmenovité otáčky	n	[min ⁻¹]	5000
Délka ojnice	l _{oj}	[mm]	138
Taktnost	τ	[-]	0,5
Kompresní poměr	ε	[-]	10,5:1

Navrhovaný motor bude využívat palivo typu Natural 95, který je dostupný na většině letišť.

Graf 5.1 Předpokládaná výkonová charakteristika





5.2 LETOVÉ REŽIMY MOTORU

Každý letecký motor je konstruován tak, aby při určitých pracovních režimech dodával předepsaný výkon a krouticí moment při úměrné spotřebě paliva.

Letové režimy:[5]

Volnoběh ($850-900 \text{ min}^{-1}$) – režim, při kterém motor dává výkon potřebný k překonání vnitřních odporů motoru a odporu volně se protáčející vrtule (motor pracuje za minimálních otáček).

Jmenovitý režim ($4500-5000 \text{ min}^{-1}$) – poskytuje nejvyšší dlouhodobě využitelný výkon motoru, předpokládá se plně otevřená škrticí klapka ve jmenovité výšce při jmenovitých otáčkách.

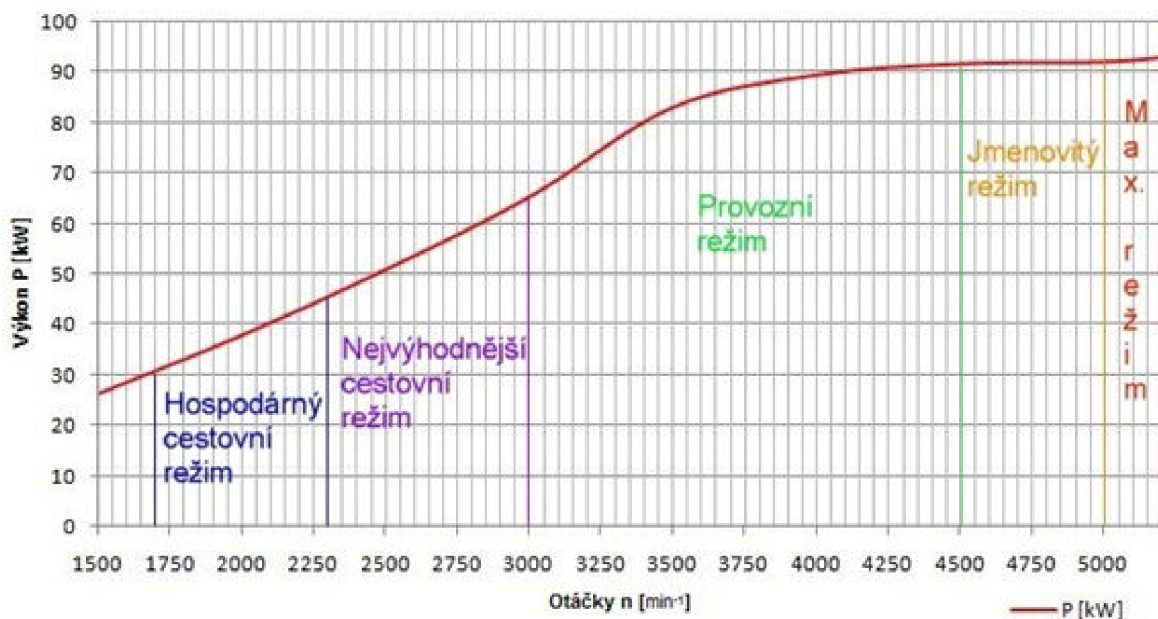
Maximální vzletový režim ($5000-5200 \text{ min}^{-1}$) – motor je při něm schopen pracovat po poměrně krátkou dobu (5 min.) bez poruchy, při přetíženém motoru.

Provozní režim ($3000-4500 \text{ min}^{-1}$) – motor v něm může pracovat trvale, dává maximální cestovní rychlost.

Nejvýhodnější cestovní režim ($2300-3000 \text{ min}^{-1}$) – umožňuje největší dolet.

Hospodárný cestovní režim ($1700-2300 \text{ min}^{-1}$) – umožňuje setrvat co nejdéle ve vzduchu s nejmenší spotřebou paliva.

Graf 5.2 Rozvržení letových režimů v závislosti na výkonu motoru





6 VOLBA MATERIÁLU KLIKOVÉ HŘÍDELE

Kliková hřídel patří mezi nejvíce zatěžované součásti spalovacího motoru, proto volba materiálu musí být k tomuto aspektu adekvátní. Pro výchozí návrh byl zvolen materiál o značení 42CrMo4, ČSN 15 142. Jedná se o nízkolegovanou chrom – molybdenovou ocel k zušlechťování. Používá se zejména pro vysoko namáhané strojní díly. Není náchylná k popouštěcí křehkosti a v kaleném stavu dobře odolává opotřebením. Kalí se do méně razantního prostředí, poněvadž je náchylná ke vzniku kalících trhlin v místech s vrubovým účinkem.[21]

6.1 VLASTNOSTI MATERIÁLU DLE ČSN 15 142

Tab. 6.1 Vlastnosti materiálu [22]

Veličina	Označení	Jednotka	Hodnota
Mez kluzu	R_e	MPa	900
Mez pevnosti	R_m	MPa	1100
Mez únavy v tahu	σ_{cT}	MPa	495
Mez únavy v ohybu	σ_{cO}	MPa	525
Vliv velikosti	η_σ	-	0,89
Průměr zkoušeného vzorku	d_{vz}	mm	7,5

Jako způsob výroby bylo zvoleno kování v zápustce, pro sériovou výrobu. Pro zhotovení jednoho prototypu klikové hřídele se jeví vhodná metoda třískového obrábění. Pro chemicky – tepelné zpracování by bylo vhodné zvolit nitridaci pro dosažení optimální tvrdosti. Poté povrch dokončit pomocí broušení, pro menší drsnost povrchu možné lapování, či superfinišování.

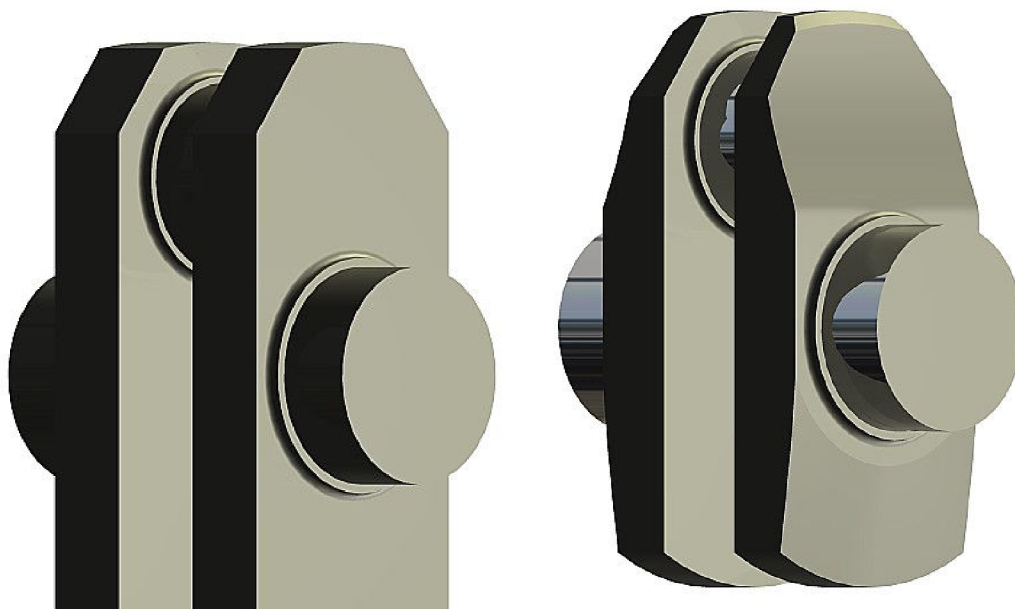


7 3D KONSTRUKČNÍ NÁVRH KLIKOVÉ HŘÍDELE

Modely vytvořeny v programu Autodesk Inventor 2013.

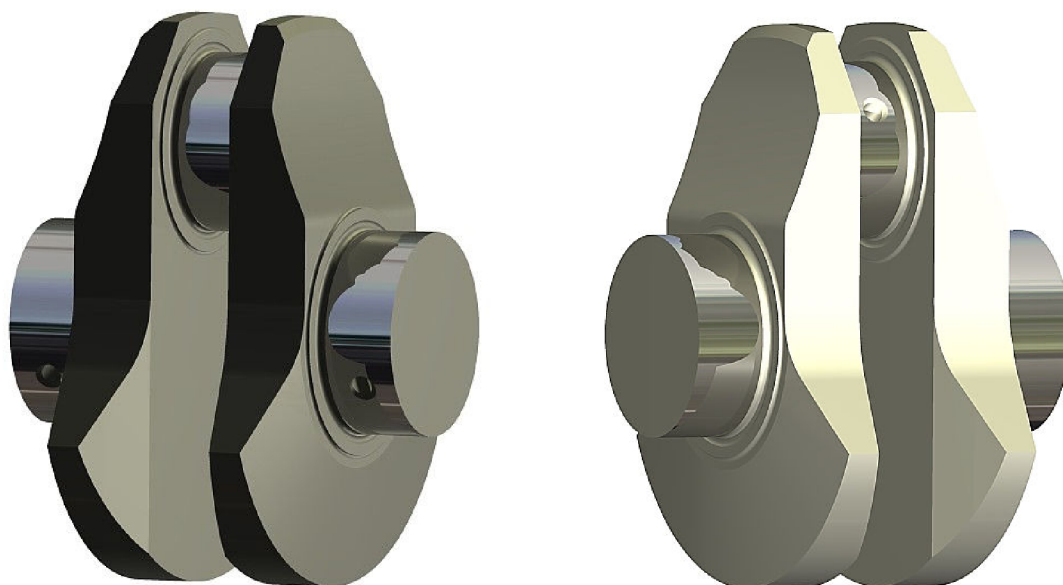
7.1 KONSTRUKCE ZALOMENÍ

Abychom mohli zkonstruovat klikovou hřídel, nejprve musíme vymodelovat jedno zalomení. Jelikož naše hřídel bude mít šest válců, dané zalomení poté můžeme zkopírovat a potočit o určitý úhel (120°), aby docházelo k předem stanovenému zapalování (1-5-3-6-2-4). Nejprve jsme tedy vytvořili hlavní čep, u kterého jsme byli limitováni ponecháním původních rozměrů z tříválce Škody HTP (AZQ). Samotné rozměry ojnicního čepu byly taktéž ponechány pro využití ojnice používané rovněž u tohoto motoru. Výhodou této konstrukce je, že můžeme zkompletovat kompletní klikový mechanismus z dostupných dílů a nemusíme nově konstruovat a hlavně dynamicky analyzovat další důležité komponenty, jako je výše zmíněná ojnice, píst, pístní čep apod. Kluzná ložiska uvažujeme radiální a jedno sružené radiálně – axiální, umístěné v první přepážce bloku motoru na straně reduktoru.



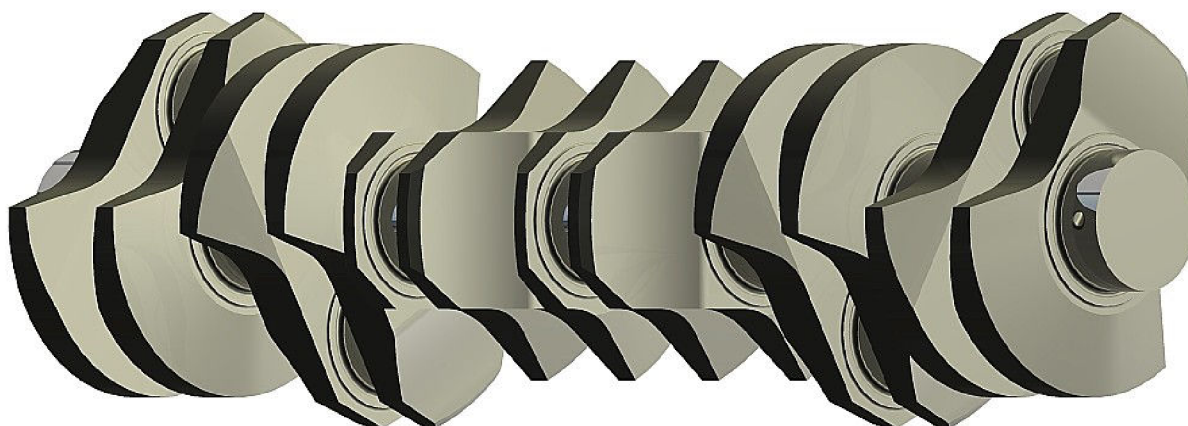
Obr. 20 Konstrukce zalomení

Na *Obr. 20* můžeme vidět postupnou úpravu dílčích parametrů, kde z původního zjednodušeného tvaru, lze pomocí zkosení a zaoblení postupně dospět k finálnímu zalomení.



Obr. 21 Boční pohledy na zalomení

Na *Obr. 21* je vidět konečný tvar posledního, čili šestého zalomení s rozdvojenými mazacími kanály, pomocí kterých dochází k dopravě maziva pro poslední sedmý hlavní čep. U předchozích pěti zalomení je vytvořeno klasické jednokanálové provedení pro každé zalomení. Pro snížení ventilačních ztrát byly na obou stranách zkoseny vnitřní náběžné hrany vývažku.



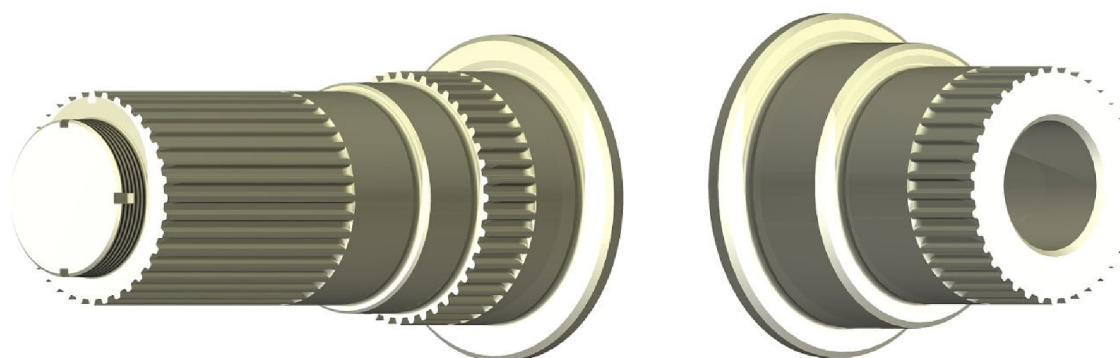
Obr. 22 Seskládaná kliková hřídel z jednotlivých zalomení

Pozn. V letecké terminologii se na přední konec hřídele upíná vrtule, resp. reduktor, na zadní část pak komponenty pro pohon agregátů. V této práci bude ponecháno názvosloví známé pro automobilový průmysl. Tedy na předním konci jsou umístěny komponenty pro pohon agregátů. Na zadní části pak setrvačnick (vrtule).

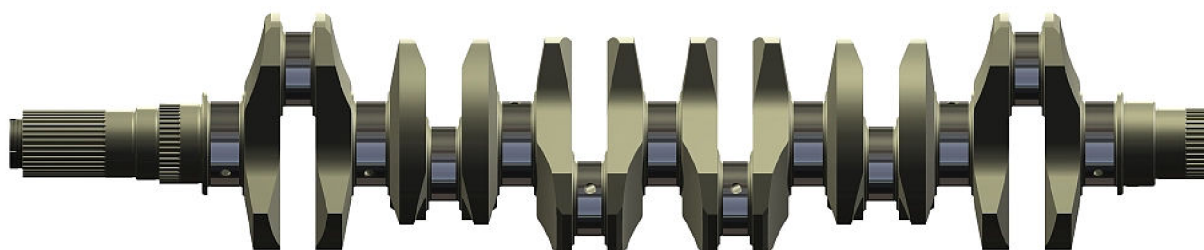


7.2 KONSTRUKCE PŘEDNÍHO A ZADNÍHO KONCE KLIKOVÉ HŘÍDELE

Tvorbě samotných konců klikové hřídele nejprve předcházela rozvaha o jaké typy a umístění hnacích komponentů půjde. Na předním konci hřídele bude umístěno kuželové startovací kolo, dále řemenice pro pohon agregátů a dvouřadé ozubené kolo. Zadní konec hřídele byl navržen pro hnací ozubené kolo reduktoru. Upnutí a zajištění je řešeno pomocí evolventního drážkování s částečným nalisováním. Označení evolventního drážkového spojení dle ČSN 01 4952 pro volný konec hřídele 45 x 1 x 7H/9g, 38 x 1 x 7H/9g. Pro konec hřídele na straně hnacího kola 40 x 1 x 7H/9g.



Obr. 23 Přední a zadní konec klikové hřídele



Obr. 24 Sestavená kliková hřídel

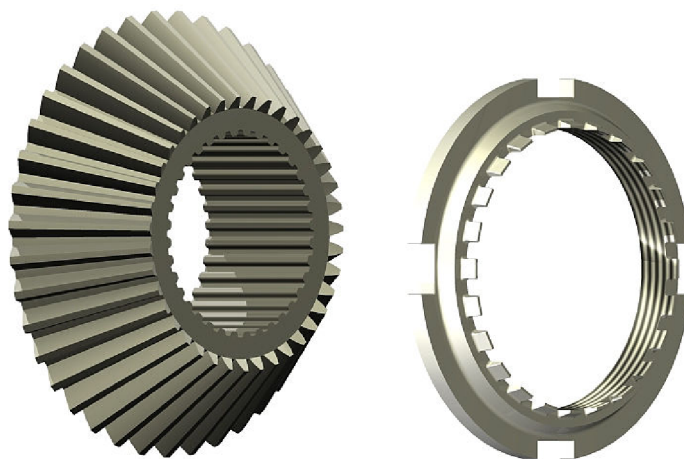
Tab. 7.1 Hmotnost klikové hřídele

Veličina	Jednotka	Hodnota
Hmotnost	kg	18,980



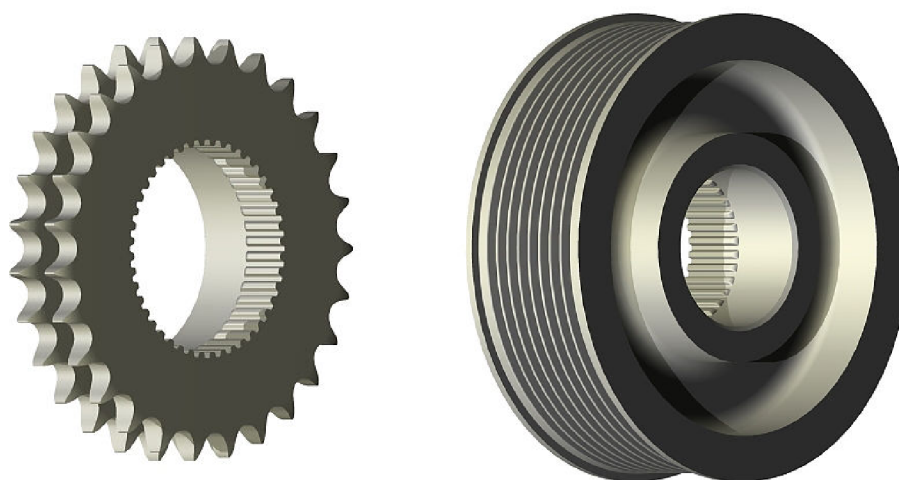
7.3 KONSTRUKCE KOMPONENTŮ PRO POHON AGREGÁTŮ A ROZVODŮ

Na *Obr.25* lze vidět startovací kuželové kolo, pomocí kterého bude motor startován. Převod řešen párem kuželových ozubených kol, kde se pod ozubeným kolem bude nacházet jedno magneto. Můžeme si povšimnout detailu na upevnění, kde po nasunutí ozubeného kola bude nasunuta podložka a pomocí utahovací jazýčkové matice bude vymezena axiální vůle. Pro dotažení matice musí být použit speciální přípravek. Matice má vnitřní závit M28 x 1,5.



Obr. 25 Startovací kolo se zajišťovací jazýčkovou maticí

Pro pohon rozvodového řetězu bylo vytvořeno dvouřadé řetězové kolo, které bude dále pohánět tři olejová čerpadla, pro dostatečné mazání při různých letových manévrech. Upevnění řešeno rovněž pomocí evolventního drážkování s částečným nalisováním. Problematika pohonu alternátoru a vodní pumpy, byla řešena pomocí řemenice. Na řemenici můžeme použít normovaný (ISO 9982) drážkový klínový řemen 8 PK 1194 od firmy TYMA.



Obr. 26 Řetězové kolo (vlevo) a řemenice (vpravo)



7.4 KONSTRUKCE PÍSTNÍ SKUPINY A OJNICE

Zde došlo v rámci možností pouze k přemodelování dnes používaných funkčních komponentů, aby byl klikový mechanismus kompletní po detailní stránce. Bohužel však musím zmínit nevhodnost použití daného pístu z tríválce, jelikož jeho konstrukce je vhodná pro stojaté motory. Naše visutá konstrukce by pravděpodobně tento píst nemohla použít, z důvodu nahromadění oleje uvnitř pístu. V pístu totiž není řešený odvod nahromaděného oleje vlivem gravitačního spádu.



Obr. 27 Pístní skupina s ojnící






Obr. 28 Kompletní klikový mechanismus



8 KINEMATIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU

Řešit kinematiku klikového mechanismu znamená určit průběh základních kinematických veličin při zkušebních otáčkách v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele.

Zjišťované veličiny:

-  Dráha pístu
-  Rychlost pístu
-  Zrychlení pístu

Dráha pístu

Abychom mohli určit dráhu pístu, musíme nejprve znát klikový poměr λ . Vzorec (2).

Vyjádřením vztahu pro dráhu pístu, jeho rozkladem do nekonečné řady a zanedbáním třetích a vyšších členů, které se v praxi nevyužívají, dostáváme vztah:

$$s(\alpha) = r * [1 - \cos(\alpha) + \frac{\lambda}{4} * (1 - \cos(2 * \alpha))] [mm]. \quad (3)$$

Dráhu pístu rozdělíme na 1. a 2. harmonickou složku:

$$s_1(\alpha) = r * (1 - \cos(\alpha)) [mm], \quad (4)$$

$$s_2(\alpha) = r * \frac{\lambda}{4} * [1 - (\cos(2 * \alpha))] [mm]. \quad (5)$$

Pro $\alpha = 0^\circ$ je dráha pístu $s = 0$. Pro dolní úvrat' (DÚ) tj. $\alpha = 180^\circ$ se $s = 2*r$ což se rovná zdvihu Z, a to znamená, že maximální dráha pístu je rovna zdvihu pístu Z.

Rychlost pístu

Rychlost pístu se během jedné otáčky klikového hřídele mění z nulové hodnoty v HÚ do maxima a klesá na nulovou hodnotu v DÚ, tj. $\alpha = 180^\circ$. Dále potom nabývá záporný hodnot až do maxima a klesá na nulu v HÚ.

Pro určení rychlosti pístu musíme nejprve znát vztah pro úhlovou rychlost:

$$\omega = 2 * \pi * n [min^{-1}], \quad (6)$$

kde

n jsou jmenovité otáčky hřídele.



Derivací dráhy pístu dostaneme vztah:

$$v(\alpha) = r * \omega * [\sin(\alpha) + \frac{\lambda}{2} * \sin(2 * \alpha)] [m * s^{-1}]. \quad (7)$$

Vztah pro rychlost pístu je opět možno rozdělit na 1. a 2. harmonickou složku:

$$v_1(\alpha) = r * \omega * \sin(\alpha) [m * s^{-1}], \quad (8)$$

$$v_2(\alpha) = r * \omega * \frac{\lambda}{2} * \sin(2 * \alpha) [m * s^{-1}]. \quad (9)$$

Zrychlení pístu

Zrychlení pístu během jedné otáčky klikové hřídele je dán derivací výrazu pro rychlost pístu:

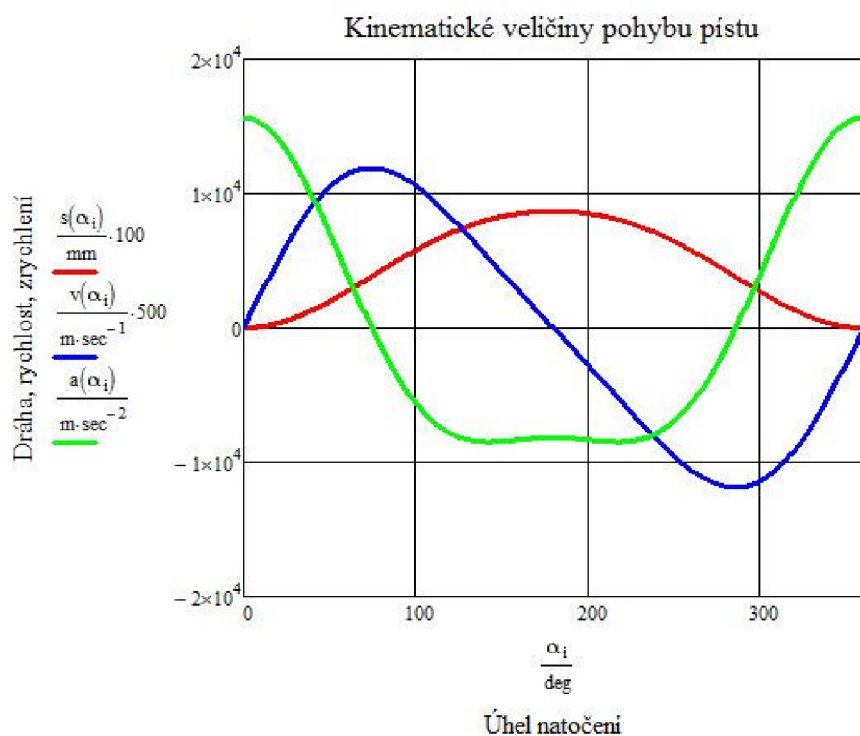
$$a(\alpha) = r * \omega^2 * [\cos(\alpha) + \lambda * \cos(2 * \alpha)] [m * s^{-2}]. \quad (10)$$

Opět určíme 1. a 2. harmonickou složku:

$$a_1(\alpha) = r * \omega^2 * \cos(\alpha) [m * s^{-2}], \quad (11)$$

$$a_2(\alpha) = r * \omega^2 * \lambda * \cos(2 * \alpha) [m * s^{-2}]. \quad (12)$$

Graf 8.1



Kapitola 8. zpracována ze zdroje [1].



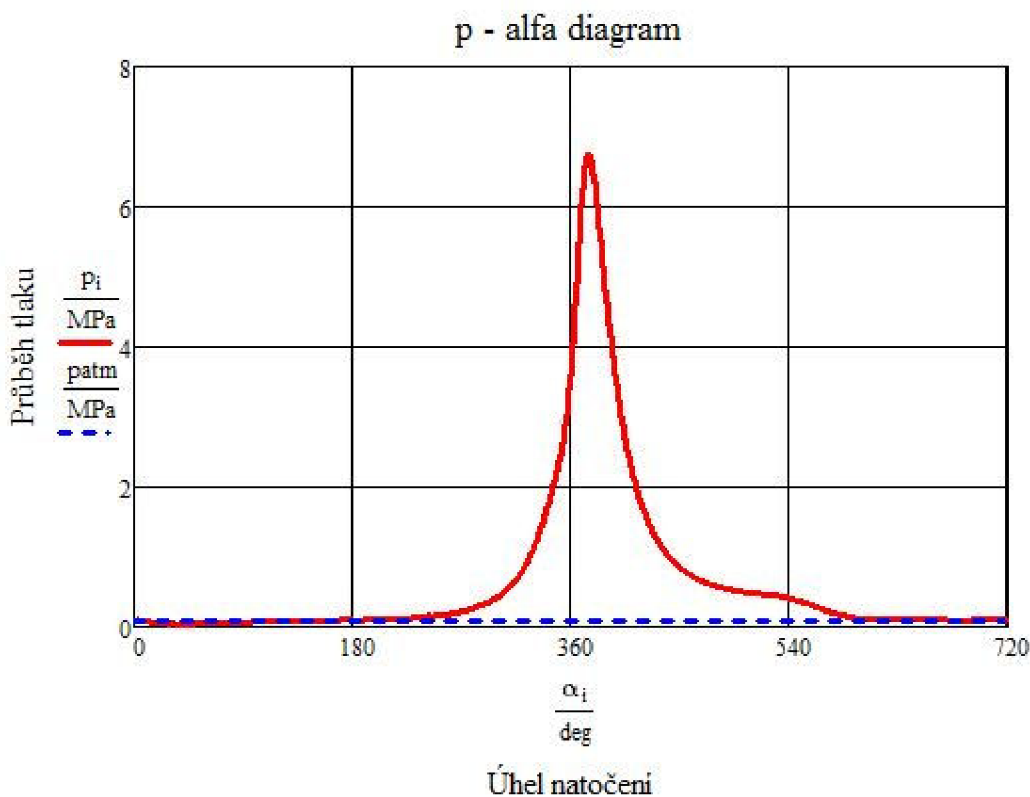
9 SILOVÉ PŮSOBENÍ NA KLIKOVÝ MECHANISMUS

V každém pístovém stroji působí jednak síly primární (vnitřní) a síly vnější (sekundární). Vnitřní síly vznikají tlakem plynů na píst a jsou vždy v páru s opačnými znaménky. Jsou zachyceny rámem stroje a jejich účinek se navenek neprojevuje. Zatímco působení vnějších sil je přenášeno rámem stroje na upevňovací šrouby a dále šířen v podobě chvění, což může mít za následek značné namáhání jednotlivých součástí. Proto je třeba vliv těchto sil vyloučit, případně omezit na přípustnou míru.

9.1 SÍLY OD TLAKU PLYNŮ

Tlak plynů ve válci motoru se mění periodicky s časem a působí na stěny spalovacího prostoru tvořené válcem, hlavou válce a dnem pístu. Síly vyvolané tímto působením se dále přenášejí přes ojnici na klikový hřídel. Tato síla se určuje podle indikátorového diagramu $p = f(\alpha)$ uvažovaného motoru, ze kterého lze odečíst pro každou polohu pístu jeho příslušnou působící sílu.

Graf 9.1





Poté tedy můžeme určit sílu působící na píst, která je dána vztahem:

$$F_p = \frac{\pi D^2}{4} (p - p_0) [\text{N}], \quad (13)$$

kde D je vrtání válce, p je okamžitá hodnota tlaku plynů ve válci a p_0 je hodnota atmosférického tlaku.

9.2 SETRVAČNÉ SÍLY

Abychom mohli určit setrvačné síly, musíme znát druhy pohybů na daných částech klikového ústrojí. Píst s pístním čepem společně s pístními kroužky vykonává vratný přímočarý pohyb ve směru osy válce. Samotný rotační pohyb vykonává kliková hřídel. Pohyb ojnice patří ke složitějším z hlediska určení. Ojnici můžeme chápat jako spojovací článek mezi pístem a klikovou hřídelí, čili její pohyb můžeme považovat za složený. A to zejména jako unášivý posuvný pohyb s pístem a kývavý pohyb kolem osy pístního čepu.

9.2.1 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Pro stanovení setrvačných sil posuvných tedy musíme znát hmotnosti a zrychlení jednotlivých částí, čili:

$$F_S = -m_{psk} * a [\text{N}], \quad (14)$$

kde m_{psk} je hmotnost pístní skupiny a a je její zrychlení.

Zrychlení dále rozložíme do prvních dvou řádu, jako v předchozí kapitole. A tím tedy dostaneme dvě složky setrvačných sil posuvných. Tedy setrvačné síly prvního řádu:

$$F_{sI} = -(m_{psk} + m_{pos}) * r * \omega^2 * \cos \alpha [\text{N}] \quad (15)$$

a druhého řádu:

$$F_{sII} = -(m_{psk} + m_{pos}) * r * \omega^2 * \lambda * \cos 2\alpha [\text{N}], \quad (16)$$

kde m_{pos} redukovaná hmotnost posuvných částí ojnice.

Celková setrvačná síla posuvných částí je pak algebraickým součtem jejich harmonických složek:

$$F_{cs} = F_{sI} + F_{sII} [\text{N}]. \quad (17)$$



9.2.2 SETRVAČNÉ SÍLY ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Lze je chápat jako síly vyvolané hmotným bodem ojnice m_{rot} a hmotností ojničního ložiska m_{ol} . Působí ve směru ramene ze středu otáčení a její velikost je:

$$F_{od} = (m_{rot} + m_{ol}) * r * \omega^2 [N]. \quad (18)$$

9.3 SÍLY NA OJNIČNÍM ČEPU

Síla vyvolaná rotujícím bodem ojnice m_{rot} a hmotností ojničního ložiska m_{ol} a její velikost je:

$$F_n = F_p + F_{cs} * \tan \beta [N] \quad (19)$$

a síla v ose ojnice:

$$F_{oj} = \frac{F_p + F_{cs}}{\cos \beta} [N], \quad (20)$$

kde úhel β je úhel odklonu ojnice a platí pro něj vztah:

$$\sin \beta = \lambda * \sin \alpha [^\circ]. \quad (21)$$

Síla F_{oj} se přenáší ojnicí na klikový čep, kde se rozkládá na sílu tangenciální F_t a sílu radiální F_r . Přičemž pro tangenciální sílu platí vztah:

$$F_t = F_{oj} * \sin(\alpha + \beta) [N] \quad (22)$$

a pro sílu radiální:

$$F_r = -F_{oj} * \cos(\alpha + \beta) [N], \quad (23)$$

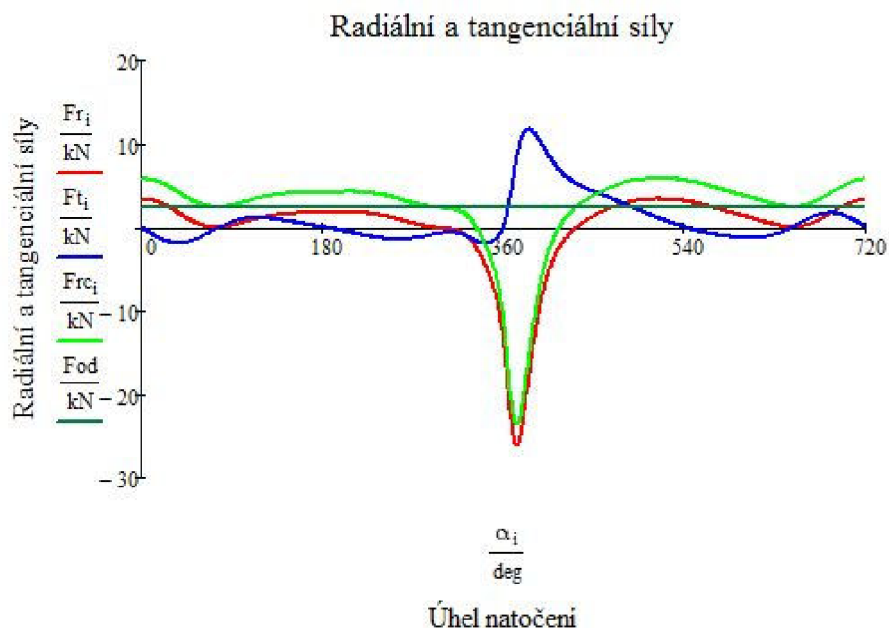
jejíž záporné znaménko udává působení ke středu rotace klikového hřídele.

Celková radiální síla je rovna algebraickému součtu radiální síly F_r a setrvačné síly rotačních částí ojnice F_{od} , čili:

$$F_{rc} = F_r + F_{od} [N] \quad (24)$$

a poté lze určit i celkovou sílu působící v ojničním čepu F_{oc} a to:

$$F_{oc} = \sqrt{F_{rc}^2 + F_t^2} [N]. \quad (25)$$


Graf 9.2


9.4 SÍLY ZATĚŽUJÍCÍ HLAVNÍ ČEP A HLAVNÍ LOŽISKO

Hlavní čep je zatěžován silou F_{rhl} , která je způsobena vlivem působení setrvačných odstředivých sil ojnice a samotného ojničního ložiska F_{od} a setrvačnou silou samotného zalomení F_{rz} . Síla je dána vztahem:

$$F_{rhl} = F_{od} + F_{rz} \text{ [N]}. \quad (26)$$

Celková reakční síla F_{hl} v hlavním ložisku je dána silou F'_{oj} , která vyvolá reakci v opačném smyslu síly F''_{oj} v hlavním ložisku, a výše zmíněné síly F_{rhl} .

$$\vec{F}_{hl} = \vec{F}''_{oj} + \vec{F}_{rhl} \text{ [N]} \quad (27)$$

Silové působení na válcovou jednotku znázorněno na *Obr. 30*.



9.5 MOMENTY PŮSOBÍCÍ NA HLAVNÍ A OJNIČNÍ ČEPY

Přemístěním působiště síly F_t do osy hlavního čepu klikového hřídele vznikne dvojice sil F_t a F'_t která vyvolává točivý moment o velikosti:

$$M_t = F_t * r \text{ [Nm]}, \quad (28)$$

Na hlavní čep působí pak síla F'_r a síla F''_t jejichž vektorový součet nám vytváří sílu F'_{oj} , která je co do smyslu a velikosti totožná se silou přenášenou ojnicí F_{oj} . Tu lze dále rozložit na dvě síly a to na F''_{ov} , shodnou velikostí a směrem se silou F_{ov} :

$$F_{ov} = F_p + F_{cs} \text{ [N]} \quad (29)$$

a na sílu F''_n , jež má opačný smysl, ale stejný směr a velikost než síla normálová F_n .

Tato kombinace sil nám vyvolává boční klopný moment M_k , jež má stejnou velikost jako moment M_t , však opačnou orientaci a je zachycován uložením motoru.

$$M_k = F_n * b \text{ [Nm]}, \quad (30)$$

kde b je rameno měnící se v závislosti na pootočení klikového hřídele:

$$b = l_{oj} * \cos \beta + r * \cos \alpha \text{ [mm]}. \quad (31)$$

Pakliže známe krouticí moment, můžeme dále určit krouticí momenty na jednotlivých zalomeních. Ty jsou vůči sobě fázově posunuty vlivem pořadí zážehů. V našem případě se jedná o řadový šestiválec, s pořadím zážehů 1-5-3-6-2-4. Provedeme tedy průběh posunutí momentu pro jeden válec. Z průběhu krouticích momentů pro jeden válec lze poté určit samotné krouticí momenty pro hlavní čepy:

$$M_{kHCj}^i = \sum_{j=0}^i M_k^j \text{ [Nm]}, \quad (32)$$

kde M_k jsou průběhy krouticích momentů z jednotlivých válců.

Podobně pak můžeme vypočítat průběhy pro ojnicí čepy, kde však musíme ještě připočíst polovinu hodnoty momentu z předchozího válce:

$$M_{kOCj}^i = \sum_{j=0}^{i-1} M_k^j + \frac{1}{2} * M_k^i \text{ [Nm]}. \quad (33)$$

Ze získaných křivek můžeme určit nejvíce namáhanou část zalomení, což je nezbytné pro správné dimenzování, volbu materiálu a následný pevnostní výpočet. V našem případě se jedná o 5. hlavní i ojnicí čep.

Kapitola 9. zpracována ze zdroje [1].

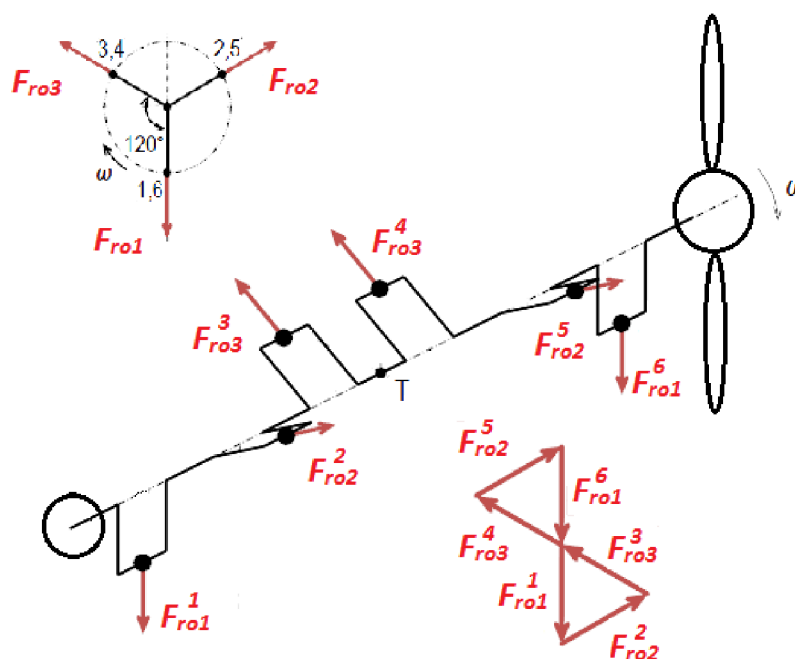
10 VYVÁŽENÍ KLIKVÉHO MECHANISMU

Vyvážením klikového mechanismu rozumíme efektivní odstranění nebo zmenšení setrvačných sil a momentů vzniklých pohybem tohoto mechanismu. Jeho účelem je dosažení klidného chodu bez nežádoucího chvění. Vyvážení lze nejlépe dosáhnout vhodným uspořádáním klikové hřídele tak, aby se alespoň hlavní setrvačné síly a momenty vzájemně vykompenzovaly. V mnoha případech však toto přirozené vyvážení nestačí a je nutno připojovat vyvažující hmoty (vývažky), jejichž účinek působí proti účinku setrvačných sil a momentů, a ty buďto ruší, nebo minimalizuje. Vývažky však vedou ke zvyšování hmotnosti a ceny klikové hřídele.

Výpočty vyvažování řešeny v Příloha 1. Výpočtová zpráva, zde bude popsáno grafické řešení.

10.1 SETRVAČNÉ SÍLY ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Klikový hřídel šestiválce tvoří rovnoměrnou hvězdicí, tudíž setrvačné síly rotujících hmot jsou vyváženy.



Obr. 30 Grafické znázornění setrvačných sil rotujících částí

$$\sum_{i=1}^6 F_{ro}^i = 0 [N] \quad (34)$$



Setrvačná síla rotujících částí je vyvolána rotací motoru a zpravidla se dá vyvážit vývažkem na protilehlém ramenu kliky. Tato síla se vyvažuje přednostně před ostatními. Jedná se vlastně o provedení statického vyvážení.

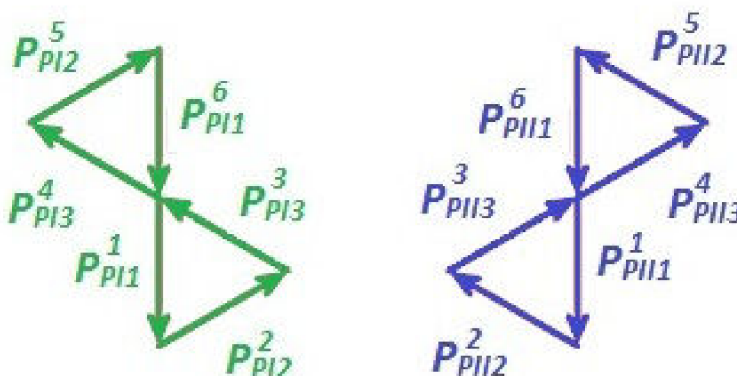
10.2 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ I. A II. ŘÁDU

Setrvačné síly prvního a druhého řádu posuvných částí vznikají z pohybu pístu ve válci. U řadových motorů leží v rovině proložené osou otáčení a osami válců a působí v rovnoběžných směrech. Posunutím sil do těžiště klikového ústrojí lze výslednice určit algebraickým součtem. Pro první řád:

$$\sum_{i=1}^6 P_{PI}^i = 0 \text{ [N]} \quad (35)$$

a pro druhý, který má dvojnásobnou frekvenci:

$$\sum_{i=1}^6 P_{PII}^i = 0 \text{ [N]}. \quad (36)$$



Obr. 31 Grafické znázornění působení setrvačných sil posuvných částí I.(vlevo) a II.(vpravo) řádu

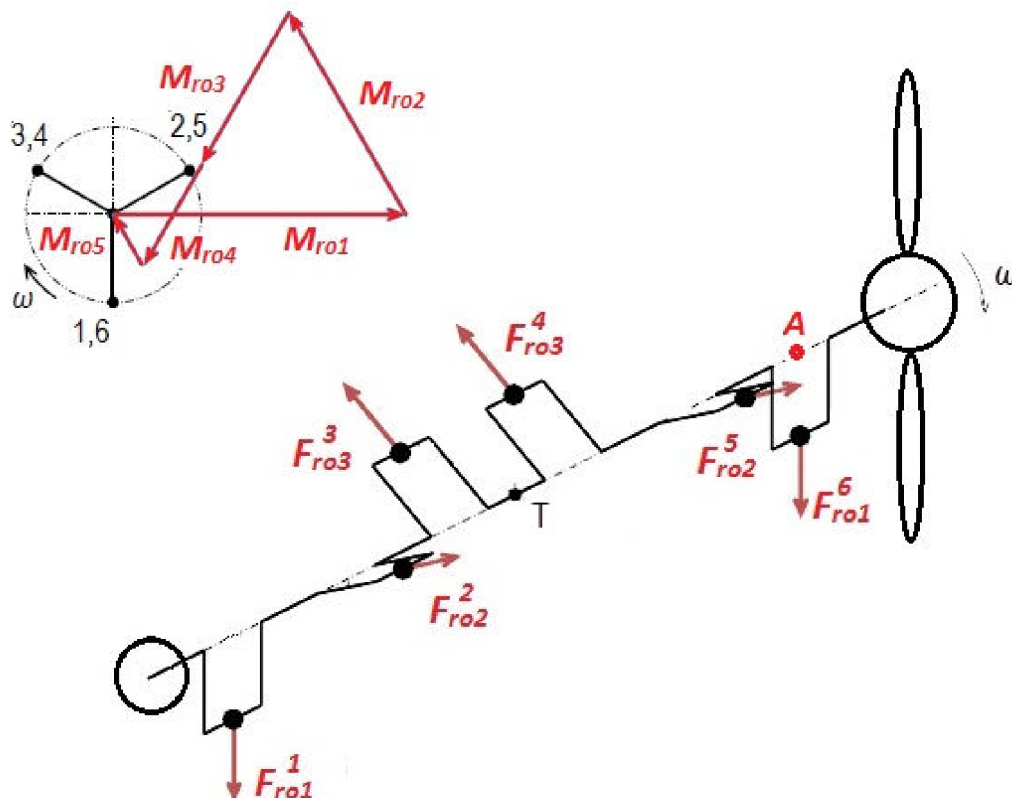
Z Obr. 31 je patrné, že obě harmonické složky jsou vyvážené, čili nulové. U šestiválce dochází k nevyváženosti až šesté harmonické složky.

10.3 MOMENT SETRVAČNÝCH SIL ROTAČNÍCH ČÁSTÍ

Jak bylo uvedeno výše, při přenosu sil do těžištní roviny se musí k přeneseným silám přiřadit příslušné momenty, aby byly zachovány původní účinky soustavy sil. Momenty jsou pak násobky sil a jejich vzájemné vzdálenosti od těžištní roviny. Vektory momentů přeložené do těžištní roviny se geometricky sčítají a jsou kolmé na roviny příslušných klik a svírají mezi sebou stejné úhly jako u kliky.[1]



$$\sum_{i=1}^6 M_{roi}^i = 0 \text{ [Nm]} \quad (37)$$



Obr. 32 Momenty setrvačných sil rotujících částí vztažené k bodu A

10.4 MOMENT SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ I. A II. ŘÁDU

Je zřejmé, že podobně jako u momentů setrvačných sil rotujících částí jsou i v případě setrvačných sil posuvných I. řádu jejich momenty vyváženy, pokud je hřídel zrcadlově symetrický vůči těžištní rovině. To samé platí i pro výsledný moment setrvačných sil posuvných II. řádu.

První řád:

$$\sum_{i=1}^6 M_{Ii}^i = 0 \text{ [Nm]} \quad (38)$$

a druhý řád:

$$\sum_{i=1}^6 M_{IIi}^i = 0 \text{ [Nm]}. \quad (39)$$



11 TORZNÍ KMITY KLIKOVÉHO MECHANISMU

Nadměrným kmitáním klikového hřídele často dochází k vážným poruchám. Proto je důležité, aby tato problematika byla zohledněna při návrhu motoru a jeho důležitých částí a v neposlední řadě byly využity vhodné prostředky pro potlačení těchto nepříznivých vlivů a tím došlo ke zvýšení bezpečnosti a životnosti celé konstrukce.

Samotné mechanické kmitání je vyvoláno a udržováno periodicky proměnnými silami, které působí na pružnou soustavu (klikové ústrojí). Kliková hřídel je náchylná ke třem druhům kmitání:

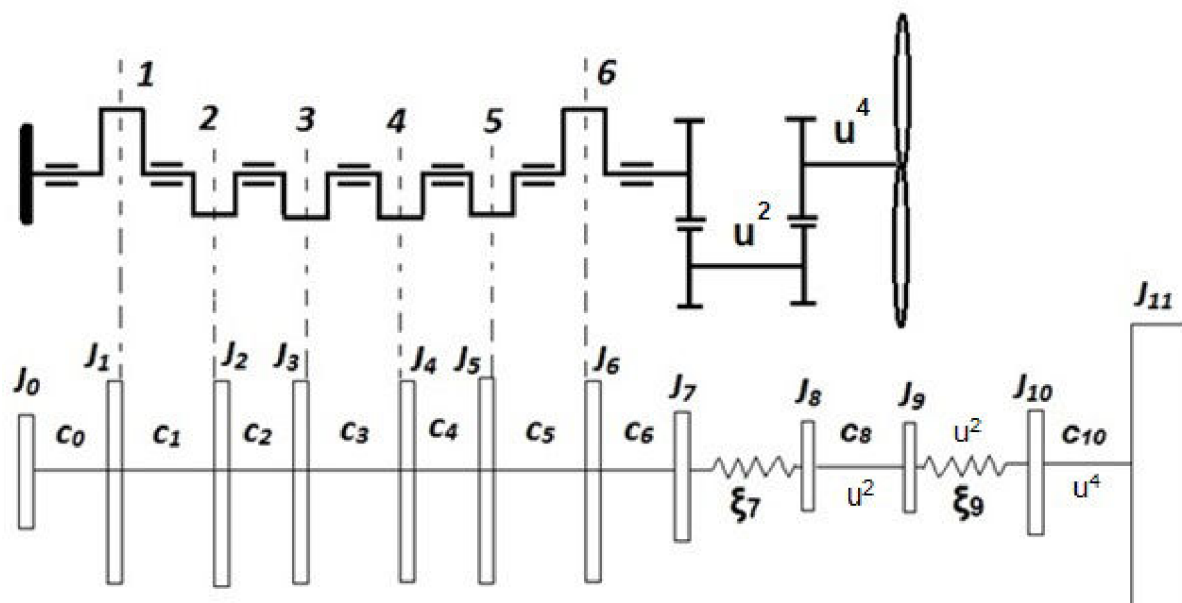
- Kmitání podélné
- Kmitání ohybové
- Kmitání kroutové (torzní)

Podélné kmitání zapříčiňuje zkracování a prodlužování klikové hřídele. Samo o sobě nebývá nebezpečné, její účinek provází další níže zmíněné kmitání. Ohybové kmitání je vyvoláno periodicky proměnnými silami působící kolmo na osu klikové hřídele (síla od tlaku plynů, tangenciální síly, radiální síly atd.). Při dosažení souladu frekvence buzení od těchto sil s některou vlastní frekvencí ohybového kmitání dochází k rezonancím. Při rezonanční frekvenci dosahuje amplituda nucených kmitů větší hodnoty, než by odpovídalo výchylce způsobené vnější silou při velmi nízké frekvenci. Třetí a nejnebezpečnější kmitání je kroutové (torzní). Je způsobeno časovou proměnností krouticího momentu. Samotný klikový hřídel se proměnlivě zkrucuje a pokud dojde k rezonanci může vlivem dlouhodobého provozu příslušných rezonančních otáček dojít k únavovým lomům v kritických místech klikové hřídele.[1]

Pro výpočet torzního kmitání nejprve převedeme model na jednodušší náhradní soustavu a pomocí ní určíme příslušné frekvence vlastního kmitání a kritické otáčky. Výpočtem vynuceného kmitání dále zjistíme, zda provoz motoru není v ohrožení torzními vibracemi, zda je popřípadě nutné klikový hřídel konstrukčně upravit, nebo vibrace utlumit příslušnými tlumícími prostředky (tlumič torzních kmitů).

11.1 NÁHRADNÍ TORZNÍ SOUSTAVA

Pro stanovení výpočtu nahradíme původní torzní soustavu pomocnou, dynamicky rovnocennou soustavou, která je složena z hmotných kotoučů mezi sebou spojenými válcovými hřídelemi stálého průřezu.



Obr. 33 Původní soustava s náhradní torzní soustavou

11.1.1 REDUKCE HMOTNOSTÍ

Redukce hmotnosti se provádí pro rotující, tak i posuvné části klikového mechanismu. Redukované momenty setrvačnosti vztahujeme k ose rotace hřídele a hmotnosti jednotlivých částí k poloměru ramene klikového čepu.

Redukce hmotnosti rotujících částí J_r je dán vztahem:[22]

$$J_r = (m_{rot} + m_{ol}) * r^2 \text{ [kg*m}^2\text{]}. \quad (40)$$

Pro redukovaný moment setrvačnosti posuvných částí J_p platí při rovnosti její střední hodnoty kinetické energie a energie redukovaného kotouče vztah:[22]

$$J_p = (m_{pos} + m_{psk}) * \left(\frac{1}{2} * \frac{\lambda}{8}\right) * r^2 \text{ [kg*m}^2\text{]}. \quad (41)$$

Všechny další hodnoty momentů setrvačnosti byly určeny z programu Autodesk Inventor. Pro získání hodnot reduktorové části byly poskytnuty modely Bc. Lukášem Novákem v jeho diplomové práci *Návrh reduktoru zážehového šestiválcového leteckého motoru*.

Redukované momenty pro společný model, tedy na předním konci klikové hřídele:

$$J_0 = J_{pk} + J_{ozub} + J_{rem} \text{ [kg*m}^2\text{]}, \quad (42)$$

kde J_{pk} je moment setrvačnosti předního konce hřídele, J_{ozub} ozubeného kola a řetězového kola na rozvody a J_{rem} řemenice.



Redukovaný moment zalomení:

$$J_1 = J_{zal} + J_r + J_p \text{ [kg*m}^2\text{]}. \quad (43)$$

Pozn. Šestiválcová koncepce má všechna zalomení totožná, tedy redukované momenty setrvačnosti se rovnají $J_1 \dots J_6$.

Redukovaný moment zadního konce s prvním hnacím kolem:

$$J_7 = J_{zk} + J_{kr1} \text{ [kg*m}^2\text{]}, \quad (44)$$

kde J_{zk} je moment setrvačnosti zadního konce hřídele a J_{kr1} je první hnací kolo reduktoru.

Redukovaný moment setrvačnosti prvního hnaného kola s předlohou hřídelí:

$$J_8 = (J_{kr2} + \frac{J_{ph}}{2}) * u^2 \text{ [kg*m}^2\text{]}, \quad (45)$$

kde J_{kr2} je moment setrvačnosti prvního hnaného kola reduktoru, J_{ph} je moment setrvačnosti předlohy hřídele a u převod reduktoru (0,72 do pomalu).

Redukovaný moment setrvačnosti druhého hnacího kola s předlohou hřídelí:

$$J_9 = (J_{kr3} + \frac{J_{ph}}{2}) * u^2 \text{ [kg*m}^2\text{]}, \quad (46)$$

kde J_{kr3} je moment setrvačnosti druhého hnacího kola reduktoru.

Redukovaný moment setrvačnosti na vrtulovém hřídeli:

$$J_{10} = (J_{vh} + J_{kr4}) * u^4 \text{ [kg*m}^2\text{]}, \quad (47)$$

kde J_{vh} je vrtulový hřídel a J_{kr4} je druhé hnané kolo reduktoru.

Redukovaný moment setrvačnosti vrtule:

$$J_{11} = J_v * u^4 \text{ [kg*m}^2\text{]}, \quad (48)$$

kde J_v je moment setrvačnosti vrtule.

**Tab. 11.1** Soupis hodnot redukovaných momentů setrvačnosti

Redukované momenty setrvačnosti [kg*m ²]					
J ₀	J ₁	J ₂	J ₃	J ₄	J ₅
3,164*10 ⁻³	4,787*10 ⁻³	4,787*10 ⁻³	4,787*10 ⁻³	4,787*10 ⁻³	4,787*10 ⁻³
J ₆	J ₇	J ₈	J ₉	J ₁₀	J ₁₁
4,787*10 ⁻³	4,876*10 ⁻⁴	6,774*10 ⁻⁴	3,484*10 ⁻⁴	1,373*10 ⁻³	0,036

11.1.2 REDUKCE DÉLEK

Redukovanou délku lze charakterizovat jako náhradu původní hřídele redukovanou, která má stejnou pružnost jako hřídel náhradní. Z toho plyne, že vlivem působení krouticího momentu M_k se musí zkroutit obě hřídele o stejný úhel φ . Tuto myšlenku lze brát jako zjednodušující předpoklad, kdy nám silová dvojice působí torzní napětí z jednotlivých konců hřídele, ve skutečnosti je však krut vyvolán tangenciálními silami působících na ojnicích čepech.

Redukovaná délka zalomení se stanovila dle vzorce Ker-Wilsona:[6]

$$l_{red.z} = D_{red}^4 * \left[\frac{l_{hc} + 0,4D_{hc}}{D_{hc}^4} + \frac{l_{oc} + 0,4D_{oc}}{D_{oc}^4} + \frac{r - 0,2 * (D_{hc} + D_{oc})}{l_{rk} * b_{rk}^3} \right] [m], \quad (49)$$

kde D_{red} je roven D_{hc} , čili redukuje se na průměr hlavního čepu D_{hc} , l_{hc} je délka hlavního čepu, l_{oc} je šířka ojnicního čepu, D_{oc} je průměr ojnicního čepu, r je rameno klinky, b_{rk} šířka zalomení, l_{rk} je délka ramene klinky.

Redukovaná délka na straně startovacího ozubeného kola:[6]

$$l_{red.oz} = \frac{1}{2} * l_{hc} + \frac{1}{2} * l_{red.z} + (l_{pk1} + \xi * d_{pk1}) * \frac{D_{red}^4}{d_{pk1}^4} + (l_{pk2} - \xi * d_{pk1}) * \frac{D_{red}^4}{d_{pk2}^4} [m], \quad (50)$$

kde ξ je konstanta stanovená z Tab. 11.2, l_{pk1} je délka hřídele s menším průměrem, l_{pk2} délka hřídele s větším průměrem, d_{pk1} větší průměr hřídele a d_{pk2} je menší průměr hřídele.

Tab. 11.2 Stanovení konstanty poměru průměru hřídele [6]

d_2/d_1	1,00	1,25	1,50	2,00	3,00	∞
ξ	0	0,055	0,085	0,100	0,107	0,125



Redukovaná délka na straně prvního hnacího kola:[6]

$$l_{red.kr} = \frac{1}{2} * l_{hc} + \frac{1}{2} * l_{red.z} + (l_{vk1} + \xi * d_{vk}) * \frac{D_{red}^4}{d_{vk}^4 - d_{vk1}^4} + (l_{vk2} - \xi * d_{vk}) * \frac{D_{red}^4}{d_{vk2}^4 - d_{vk1}^4} \quad (51)$$

$$* \frac{D_{red}^4}{d_{vk2}^4} [m],$$

kde l_{vk1} je délka hřídele s menším průměrem, l_{vk2} délka hřídele s větším průměrem, d_{vk} průměr menšího konce hřídele, d_{vk1} průměr díry hřídele a d_{vk2} je průměr většího konce hřídele.

Redukovaná délka předlokové hřídele:[8]

$$l_{redp} = l_p * \frac{D_{red}^4}{D_p^4 - D_{p1}^4} [m], \quad (52)$$

kde l_p je funkční délka předlokové hřídele od poloviny vzdálenosti hnaného a druhého hnacího kola reduktoru, D_p průměr předlokové hřídele a D_{p1} je průměr díry v předlokové hřídeli.

Redukovaná délka vrtulové hřídele:[8]

$$l_{redvr} = l_{vh} + \frac{l_{vh2}}{2} * \frac{D_{red}^4}{D_{vh}^4 - D_{vh1}^4} [m], \quad (53)$$

kde l_{vh} je funkční délka vrtulové hřídele bez příruby pro unášec, l_{vh2} je funkční délka příruby unášeče, D_{vh} roztečný průměr šroubů vrtulové hřídele, D_{vh1} je průměr díry ve vrtulové hřídeli.

Tab. 11.3 Soupis hodnot redukovaných délek

Redukované délky [m]				
l_{redoz}	l_{redz}	l_{redkr}	l_{redp}	l_{redvr}
0,239	0,073	0,154	0,071	0,091

11.1.3 VÝPOČET TORZNÍCH TUHOSTÍ

Torzni tuhost lze popsat vztahem:

$$c = \frac{l_p * G}{l_{red}} \left[N \frac{m}{rad} \right], \quad (54)$$



kde za l_{red} budou postupně dosazeny délky pro jednotlivé úseky (l_{redoz} , l_{redz} , l_{redp} , l_{redvr}), kde za každým převodem redukuje tuhost u^2 , G je modul pružnosti ve smyku, I_p polární moment průřezu v krutu válcové hladké hřídele a je dán vztahem:

$$I_p = \frac{\pi * D_{red}^4}{32} [m^4], \quad (55)$$

V modelu klikového mechanismu neuvažujeme tuhost zubů za nekonečně velkou, proto musíme stanovit tuhosti v ozubeném soukolí. Platí vztah:[7]

$$\xi_{op} = r_o^2 * \left(\frac{1}{c_{z1}} + \frac{1}{c_{z2}} \right)^{-1} \left[N * \frac{m}{rad} \right], \quad (56)$$

kde r_o je poloměr roztečné kružnice ozubeného kola, $1/c_{z1}$ je poddajnost zubu, dána vztahem:[7]

$$\frac{1}{c_{z1}} = \left(\frac{h}{S * \beta * G} + \frac{h^3}{3 * E * I} \right) \left[\frac{s^2}{kg} \right], \quad (57)$$

kde h je výška zubu od paty k roztečné kružnici, S plocha průřezu zubu, β smykový součinitel (roven 5/6) a I je kvadratický moment průřezu k neutrální ose daný vztahem:

$$I = b_z * \frac{h^3}{12} [m^4], \quad (58)$$

kde b_z je délka náhrady zubu kola.

Tedy stanovení celkové tuhosti ozubení je dáno vztahem:

$$c = z * \xi_{op} \left[N * \frac{m}{rad} \right], \quad (59)$$

kde z je počet zubu v záběru.

Pro stanovení tuhosti druhého soukolí bylo rovněž vycházeno ze vzorce (56), avšak celková tuhost byla redukována převodem u , tedy:

$$c_9 = (z * \xi_{op}) * u^2 \left[N * \frac{m}{rad} \right] \quad (60)$$

Tab. 11.4 Soupis hodnot torzních tuhostí

Torzní tuhosti [kN*m/rad]										
c_0	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6	c_7	c_8	c_9	c_{10}
175,86	579,14	579,14	579,14	579,14	579,14	273,27	655,32	596,38	339,72	463,68



11.2 VLASTNÍ TORZNÍ KMITÁNÍ

Vlastní kmitání lze chápat jako druh harmonického pohybu, který je vyvolán vnějším impulsem, avšak vlivem pasivních odporů dochází k jeho postupnému útlumu. Každá soustava má vlastní kmitání jiné, ale vždy přesně definované jejími charakteristickými veličinami (redukovaný moment setrvačnosti, redukované délky). Proto kmitání probíhá v jednotlivých oblastech určitou velikostí výkmitu a frekvencí. Znalost samotné frekvence nám později rozhoduje o tom, zda motor může nebo nemůže pracovat při daných provozních otáčkách. Při shodě frekvence periodicky působících sil s frekvencí vlastního kmitání motoru dochází k rezonanci, čili nežádoucímu zesílení kmitů.

Pro výpočet vlastních torzních kmitů bylo vycházeno z Lagrangeovy pohybové rovnice pro soustavu bez tlumení, která je dána vztahem:

$$M * \ddot{q} + C * q = 0, \quad (61)$$

kde M je diagonální matice momentů setrvačnosti, lze ji rozepsat:

$$M = \begin{pmatrix} J_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_7 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_8 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_9 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{10} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{11} \end{pmatrix} \quad (62)$$

C značí matici tuhosti, vyjádřenou:

$$C = \begin{pmatrix} c_0 & -c_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_0 & c_0 + c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_3 & c_3 + c_4 & -c_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_4 & c_4 + c_5 & -c_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_5 & c_5 + c_6 & -c_6 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_6 & c_6 + c_7 & -c_7 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_7 & c_7 + c_8 & -c_8 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_8 & c_8 + c_9 & -c_9 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_9 & c_9 + c_{10} & -c_{10} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_{10} & c_{10} \end{pmatrix} \quad (63)$$

a q je vektor zobecněných souřadnic mající předpokládaný tvar řešení:



$$q = w * e^{j\psi t}, \quad (64)$$

kde w je vektor vlastních tvarů, přičemž po derivaci a dosazení do pohybové rovnice obdržíme tvar:

$$(C - \psi^2 * M) * w = 0, \quad (65)$$

kde ψ je vlastní úhlová rychlost a převedením na problém vlastních čísel dostaneme tvar:

$$(A - \chi * I) * w = 0, \quad (66)$$

kde A je modální matice:

$$A = M * C^{-1}, \quad (67)$$

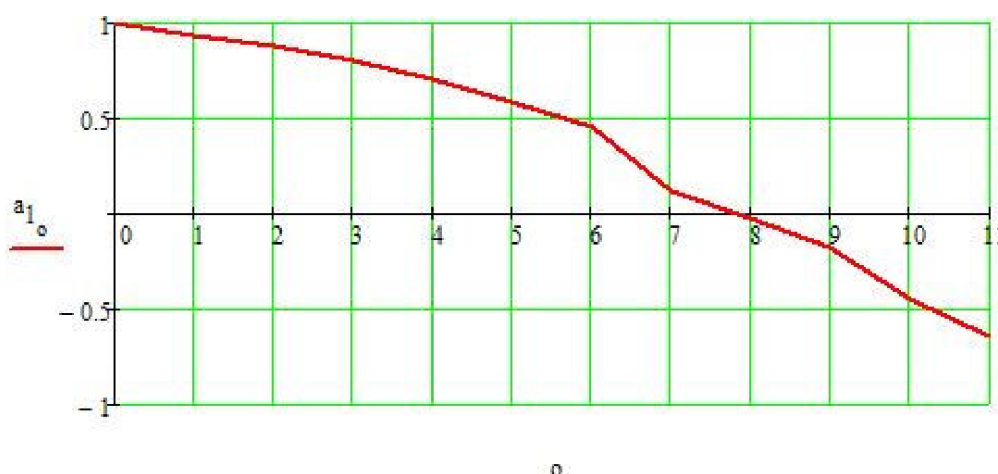
$$\chi = \psi^2, \quad (68)$$

řešením jsou pak vektory vlastních tvarů a jim příslušné vlastní úhlové frekvence. První člen vektoru vlastních tvarů volíme jednotkový, ostatní složky jsou jeho násobky:

$$a_i = \frac{w_i}{w_0} [-]. \quad (69)$$

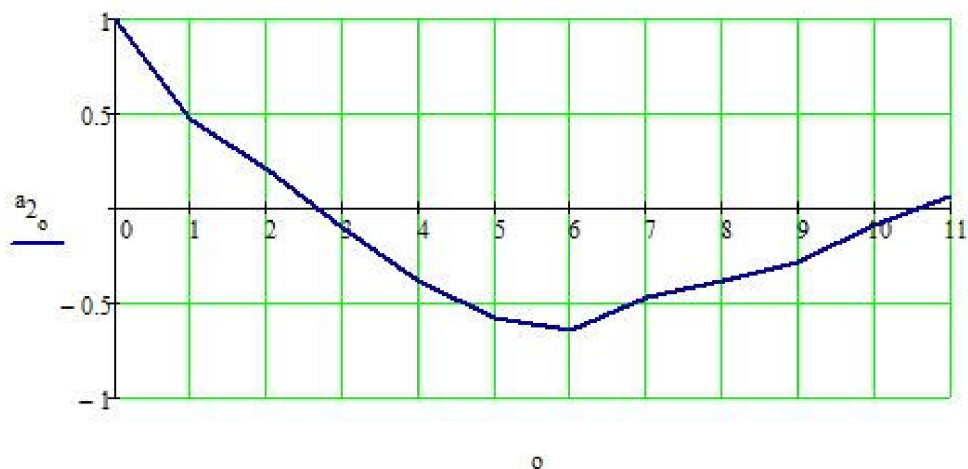
V našem případě uvažujeme pouze první dva vlastní tvary a jejich úhlové frekvence, neboť vyšší řády kmitají tak vysokými frekvencemi, že v provozních otáčkách jich nelze dosáhnout.

Graf 11.1 První tvar jednouzlového kmitání





Graf 11.2 Druhý tvar dvojuzlového kmitání



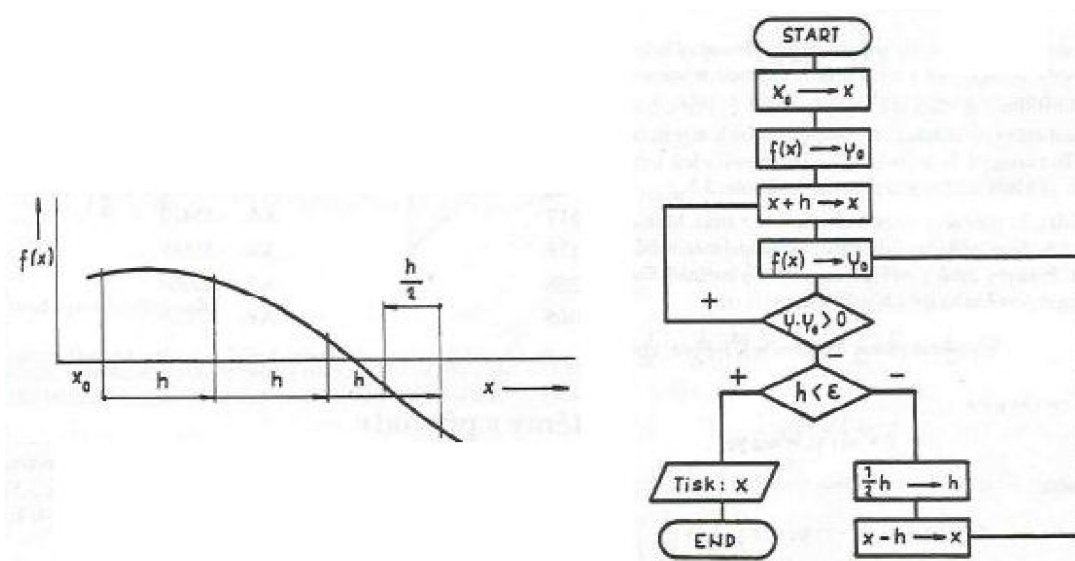
Vlastní frekvenci N vypočteme z vlastní úhlové rychlosti podle vztahu:[1]

$$N = \frac{\psi}{2 * \pi} [Hz]. \tag{70}$$

Tab. 11.5 Frekvence vlastního kmitání dynamického modelu

Vlastní frekvence	Označení	Jednotka	Hodnota
Jednouzlové kmitání	N_1	Hz	308,54
Dvojuzlové kmitání	N_2	Hz	840,95

Analytický výpočet vlastních frekvencí byl ověřen programem HOL3VG, který využívá Holzerovu iterační metodu. Princip programu znázorněn na *Obr. 34*.



Obr. 34 Metoda půlení intervalu (vlevo) vývojový digram (vpravo)[7]



>> NATURAL FREQUENCY CALCULATION <<

Letecký motor - zážehový šestiválec

MOMENTS of INERTIA [kg*m**2]

J1: 0.003164	J2: 0.004846	J3: 0.004845	J4: 0.004845
J5: 0.004845	J6: 0.004845	J7: 0.004845	J8: 0.000488
J9: 0.000677	J*: 0.000348	J*: 0.001373	J*: 0.036000

TORSIONAL STIFFNESSES [N*m/rad]

C1: 175862.0	C2: 579139.0	C3: 579139.0	C4: 579139.0
C5: 579139.0	C6: 579139.0	C7: 273269.0	C8: 655323.0
C9: 596379.0	C*: 339719.0	C*: 463676.0	C

1. NATURAL FREQUENCY [rad/s]: 1942.40 2. NATURAL FREQUENCY [rad/s]: 5284.22
 (=> N1 = 18548.6 1/min) (=> N2 = 50460.6 1/min)

RELATIVE AMPLITUDES:

A1: 1.00000
A2: 0.93212
A3: 0.88208
A4: 0.80420
A5: 0.70093
A6: 0.57554
A7: 0.43199
A8: 0.09886
A9: -0.04034
A*: -0.19312
A*: -0.46057
A*: -0.65138

RELATIVE AMPLITUDES:

A1: 1.00000
A2: 0.49763
A3: 0.22881
A4: -0.09346
A5: -0.39390
A6: -0.60232
A7: -0.67004
A8: -0.48184
A9: -0.39335
A*: -0.28364
A*: -0.08292
A*: 0.07100

Z výše zobrazených hodnot je patrné, že výsledky s porovnaným analytickým výpočtem jsou totožné.

11.3 VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ

Vynucené torzní kmitání způsobují periodicky proměnné krouticí momenty na jednotlivých zalomeních. Zásadně ovlivňují životnost klikové hřídele.

11.3.1 FOURIEROVA ANALÝZA TOČIVÉHO MOMENTU

Protože průběh točivého momentu v závislosti na čase nebo úhlu pootočení klikové hřídele je periodickou funkcí, dá se vyjádřit Fourierovou řadou.[1] Rovnice pro rozklad točivého momentu na součet harmonických složek má v komplexním oboru tvar:



$$h_k = \frac{2}{n} * \sum_{i=0}^{n-1} M_{toi} * e^{j(k*2\pi*\frac{i}{n})} [Nm], \quad (71)$$

kde h_k je amplituda momentu odpovídající harmonické složce k , n_p je počet diskretních vzorků, M_{toj} je diskretní hodnota točivého elementu j -tého vzorku a i je imaginární složka.

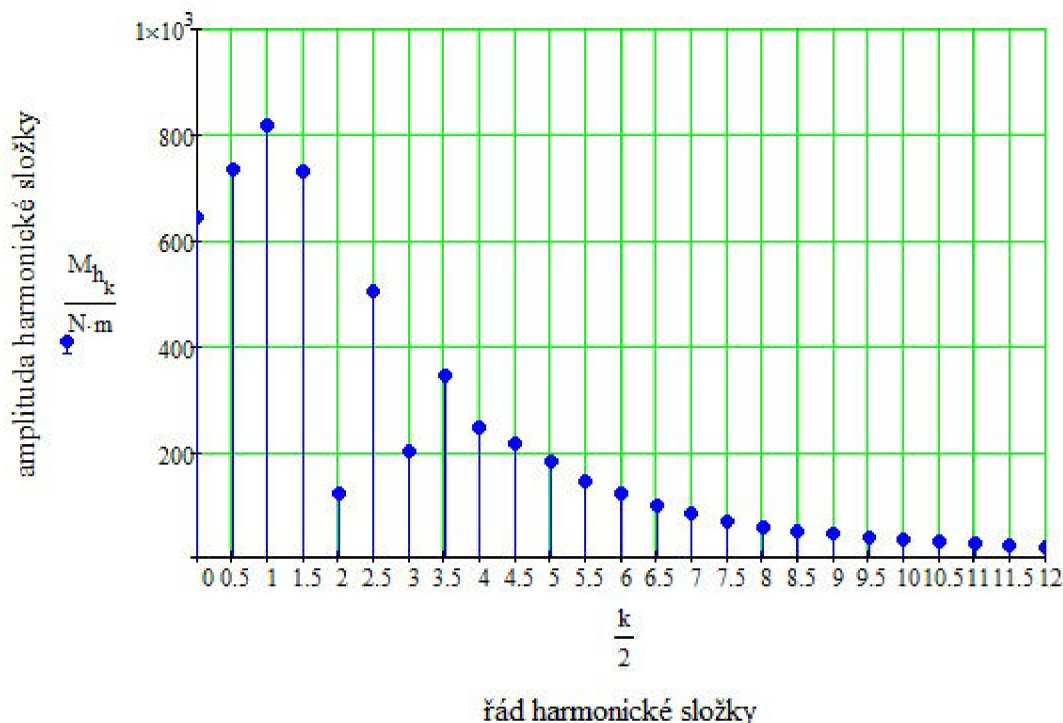
U čtyřdobého motoru se průběh krouticího momentu opakuje po dvou otáčkách klikové hřídele. Lze tedy pro čtyřdobý motor stanovit řád harmonické složky κ ve tvaru:

$$\kappa = \frac{k}{2} [-] \quad (72)$$

pro $k = 1, 2, 3 \dots$

Zjišťují se hlavní řády, při kterých mají harmonické složky synchronní průběh. V našem případě šestiválcový motor má hlavní řády $\kappa = 3, 6, 9, 12, \dots$

Graf 11.3 Amplitudo-frekvenční analýza točivého momentu





11.3.2 REZONANČNÍ OTÁČKY MOTORU

Každá z výše zmíněných harmonických složek řádu κ budicího momentu vyvolává nezávisle na ostatních složkách vynucené torzní kmitání klikové hřídele. Pokud je frekvence torzního kmitání totožná s harmonickou složkou, pak je její velikost dána násobkem řádu složky a otáček motoru.[6] Hodnota rezonančních otáček pro jednouzlové kmitání lze stanovit dle vztahu:[1]

$$n_{1rez} = \frac{N_1}{\kappa} [Hz] \quad (73)$$

a pro dvojuzlové kmitání:

$$n_{2rez} = \frac{N_2}{\kappa} [Hz]. \quad (74)$$

Tab. 11.6 Rezonanční otáčky jednouzlového a dvojuzlového kmitání

Řád harmonické složky	Rezonanční otáčky pro jednouzlové kmitání	Rezonanční otáčky pro dvojuzlové kmitání
κ	n_{1rez}	n_{2rez}
[-]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]
0,5	37024	100913
1	18512	50457
1,5	12341	33638
2	9256	25228
2,5	7405	20183
3	6171	16819
3,5	5289	14416
4	4628	12614
4,5	4114	11213
5	3702	10091
5,5	3366	9174
6	3085	8409
6,5	2848	7763
7	2645	7208



7,5	2468	6728
8	2314	6307
8,5	2178	5936
9	2056	5606
9,5	1949	5311
10	1851	5046
10,5	1763	4805
11	1683	4587
11,5	1610	4388
12	1543	4205

Z Tab. 11.6 je patrné, že kritické otáčky jednouzlového kmitání leží od $\kappa = 3,5$ řádu výše a pro dvojuzlové kmitání $\kappa = 10$ výše. Provozní otáčky motoru jsou stanoveny od 850 min^{-1} do 5000 min^{-1} , avšak pro vzletový režim uvažujeme přeběh o 200 min^{-1} . Hlavní řády κ pro šestiválcový motor jsou znázorněny červeně.

11.3.3 VYDATNOST REZONANCÍ

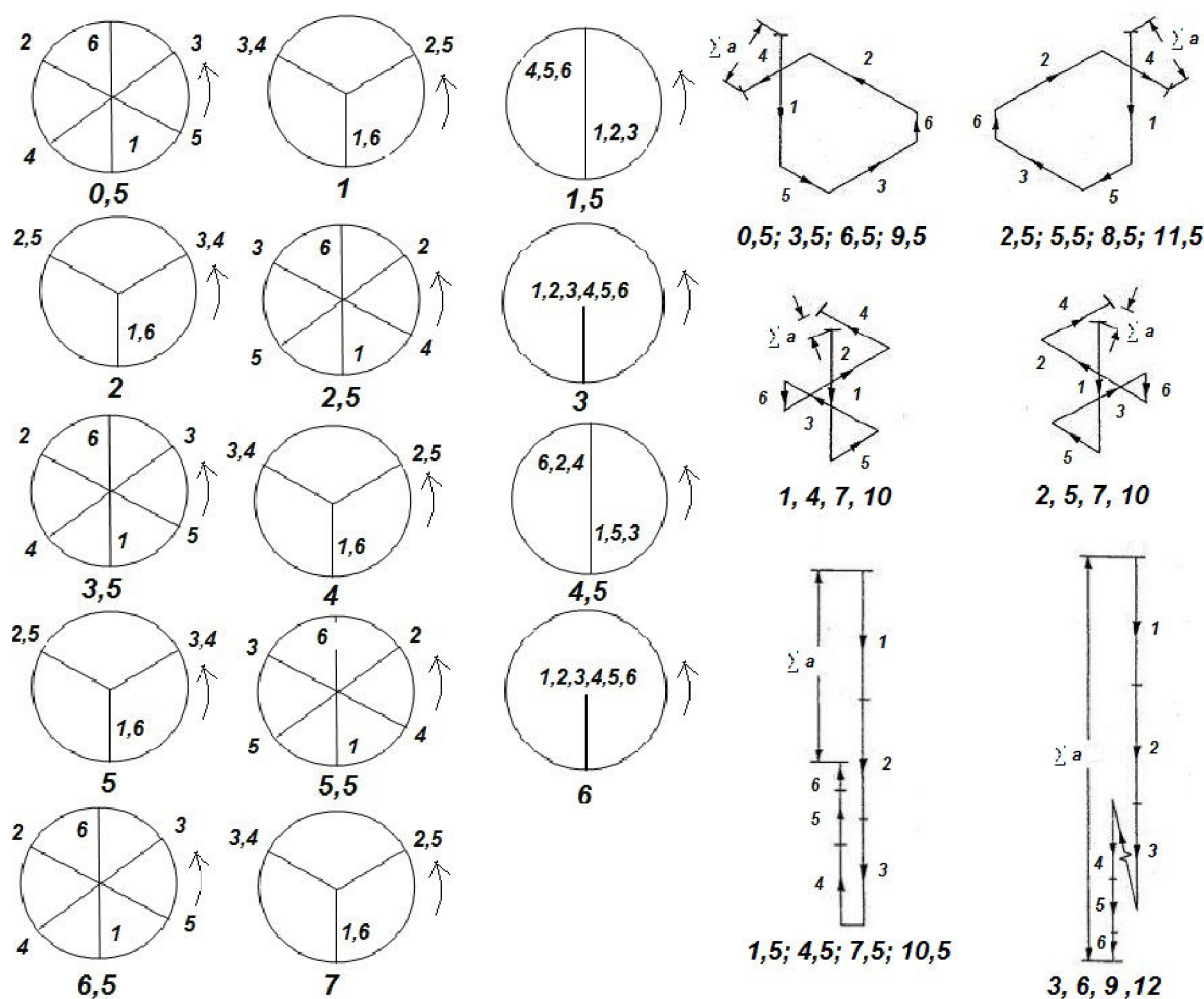
Při rezonančním kmitání dosahuje výkmitová čára přibližně podobného tvaru jako při vlastním torzním kmitání. Rezonanční výchylky pro jednotlivé hmoty určíme pak z podmínky rovnosti práce harmonických složek a tlumících odporů.

Abychom mohli vyšetřit vydatnosti rezonance sestrojíme nejprve směrové hvězdice. Úhel mezi jednotlivými je dán součinem mezi prvním a i -tým zalomením a řádem harmonické složky, kdy se paprsky kreslí proti smyslu otáčení klikové hřídele.

Vydatnost rezonance ε_{κ} určíme ze vztahu:[6]

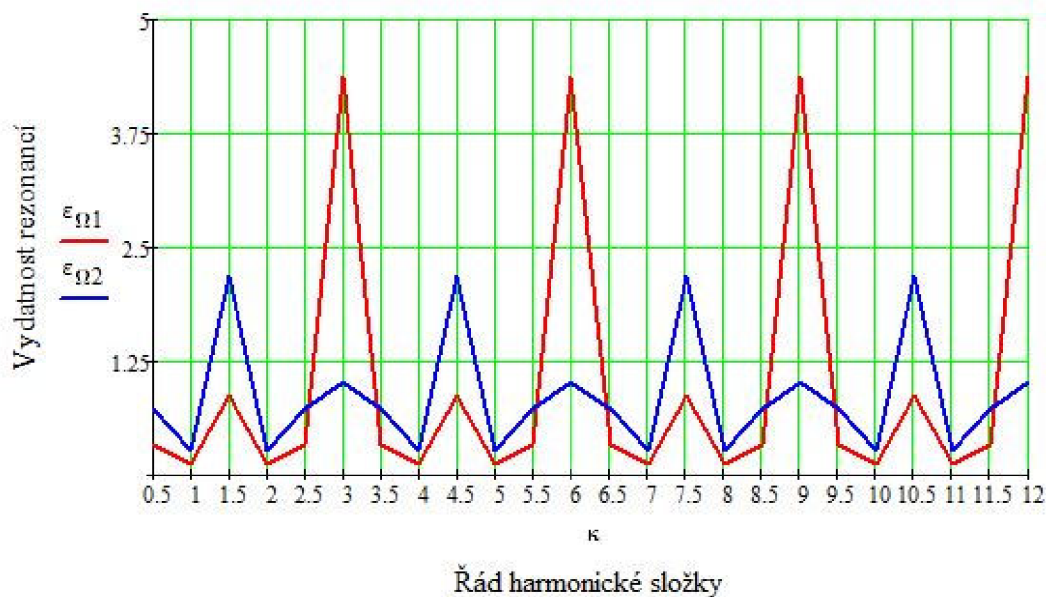
$$\varepsilon_{\kappa} = \sqrt{\left[\sum_i a_i * \sin(\kappa * \vartheta_i)\right]^2 + \left[\sum_i a_i * \cos(\kappa * \vartheta_i)\right]^2} \quad [-], \quad (75)$$

kde $(\kappa * \vartheta_i)$ je fáze harmonického momentu.



Obr. 35 Směrové hvězdičky šestiválce s pořadím zapalování 1-5-3-6-2-4

Graf 11.4 Vydátnost rezonance pro první a druhou vlastní frekvenci





11.3.4 TORZNÍ VÝCHYLKY V REZONANCI

Velikost torzních výchylek je především ovlivněna velikostí tlumících odporů. Jsou-li tlumicí odpory malé, lze předpokládat, že v rezonanci dojde k podobnosti tvaru vynuceného kmitání s tvarem vlastního kmitání. Uvažujeme-li, že jsou tlumeny pouze hmoty klikové hřídele bez k němu připojených hmot, je možné stanovit amplitudu torzních kmitů volného konce vzorcem:[6]

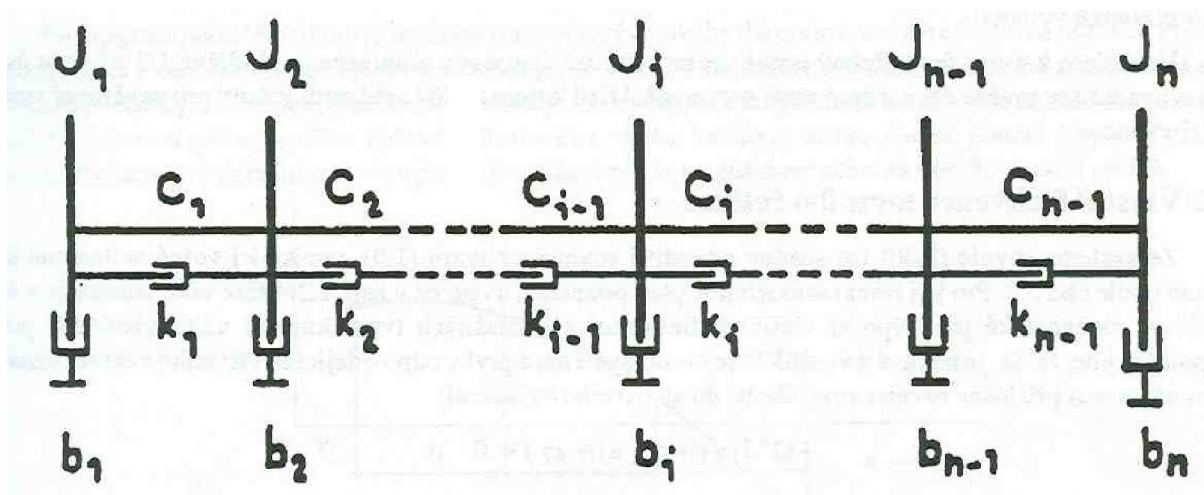
$$\Phi_{\Omega 1} = \frac{M_{hj} * \varepsilon_{\Omega k}}{\xi * \psi * \sum_i (a_i^2)} \text{ [rad]}, \quad (76)$$

kde ξ je velikost tlumících odporů, která byla stanovena $\xi = 1,5 \text{ Nm*s*rad}$.

Analogicky stanovíme i torzní výchylky v rezonanci i pro dvojuzlové kmitání, hodnoty daných torzních výchylek nalezneme v Příloha 1. Výpočtová zpráva. Programové řešení vynuceného torzního kmitání dynamického modelu

11.4 PROGRAMOVÉ ŘEŠENÍ VYNUCENÉHO TORZNÍHO KMITÁNÍ DYNAMICKÉHO MODELU

Pro zpřesnění výsledků byly hodnoty redukovaných momentů setrvačnosti a tuhostí jednotlivých úseků sestavy vloženy do programu pro zjištění dynamického výpočtu torzního kmitání, který nám stanovil průběhy krouticích momentů v jednotlivých úsecích a určil hodnotu maximální výchylky volného konce klikové hřídele. Program pracuje na principu nevětveného torzního systému, který je využitelný pro kmitání klikových hřídelí.[7]



Obr. 36 Označení veličin v torzním řetězci [7]

Pomocí komplexní tridiagonální matice tuhosti, lze poté sestavit soustavu rovnic v komplexní proměnné. (Obr. 37)



$$\begin{bmatrix}
 d_1 & e_1 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\
 f_2 & d_2 & e_2 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\
 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\
 \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\
 \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\
 \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & f_i & d_i & e_i & \cdot & \cdot & \cdot \\
 \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\
 \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & e_{n-1} \\
 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 & f_n & d_n
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 \bar{\Phi}_1 \\
 \bar{\Phi}_2 \\
 \cdot \\
 \cdot \\
 \cdot \\
 \dot{\Phi}_i \\
 \cdot \\
 \cdot \\
 \dot{\Phi}_n
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 M_{\kappa 1} \\
 M_{\kappa 2} \\
 \cdot \\
 \cdot \\
 \cdot \\
 \dot{M}_{\kappa i} \\
 \cdot \\
 \cdot \\
 \dot{M}_{\kappa n}
 \end{bmatrix}$$

Obr. 37 Soustava s tridiagonální maticí [7]

Pro řešení této soustavy aplikujeme tzv. kompaktní schéma, které je určitou modifikací Gaussovy eliminační metody.[7]

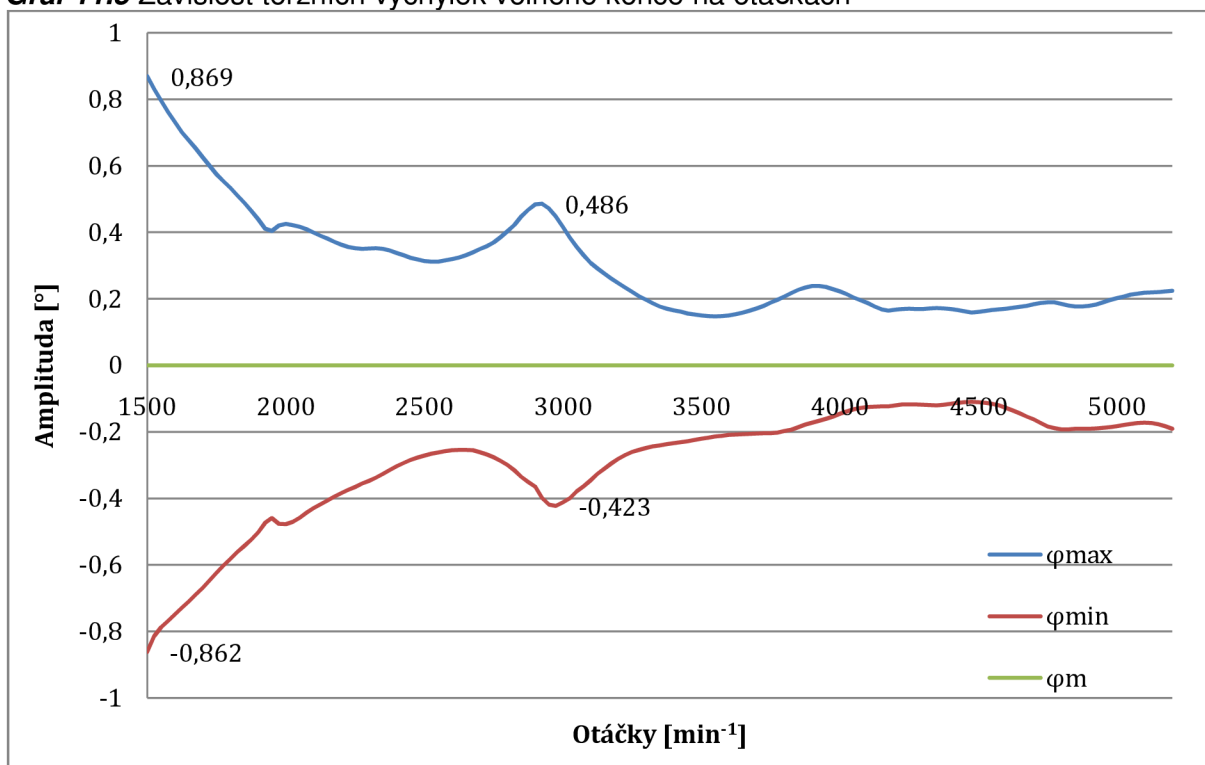
Oproti výše uvedenému statickému výpočtu byla zřetelně zkrácena doba výpočtu a především došlo ke zpřesnění hodnot.

U statického výpočtu dochází pouze ke sčítání okamžitých hodnot točivých momentů, tedy pro druhé zalomení postupně připočítáváme průběhy točivých momentů, z prvního válce, který je fázově posunut o dané pořadí zapalování. Z toho vyplývá, že v úseku mezi řemenicí a prvním zalomením je točivý moment nulový, což ve skutečnosti neodpovídá. Můžeme si také povšimnout porovnáním maximálních hodnot průběhů točivých momentů, kdy rozdíl ve výsledných hodnotách může být až dvojnásobný.

Výsledné torzní výchylky byly již stanoveny pomocí programového řešení a výsledné hodnoty jsou patrné níže.

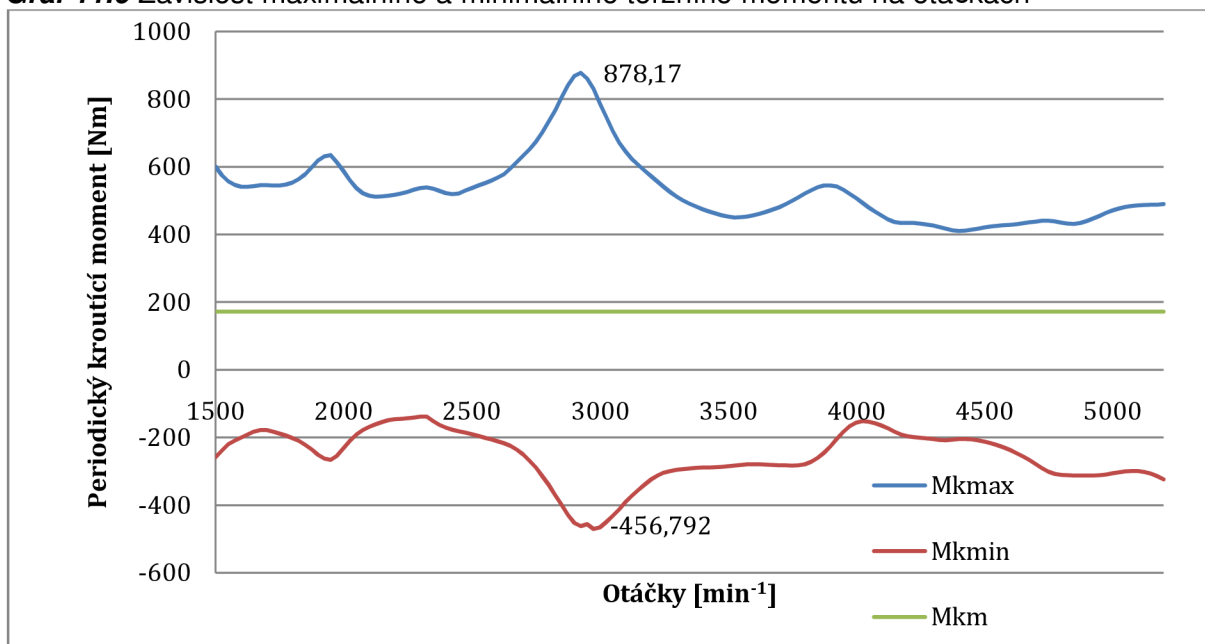


Graf 11.5 Závislost torzních výchylek volného konce na otáčkách



Z grafu je patrné, že rozhodující hodnota výchylky se nachází ve 2925 min^{-1} ($\kappa = 6$ řád). Výchylka $0,868^\circ$ v 1500 min^{-1} ($\kappa = 3$ řád), nám nezpůsobuje nebezpečné nakroucení hřídele, viz Graf 11.6

Graf 11.6 Závislost maximálního a minimálního torzního momentu na otáčkách



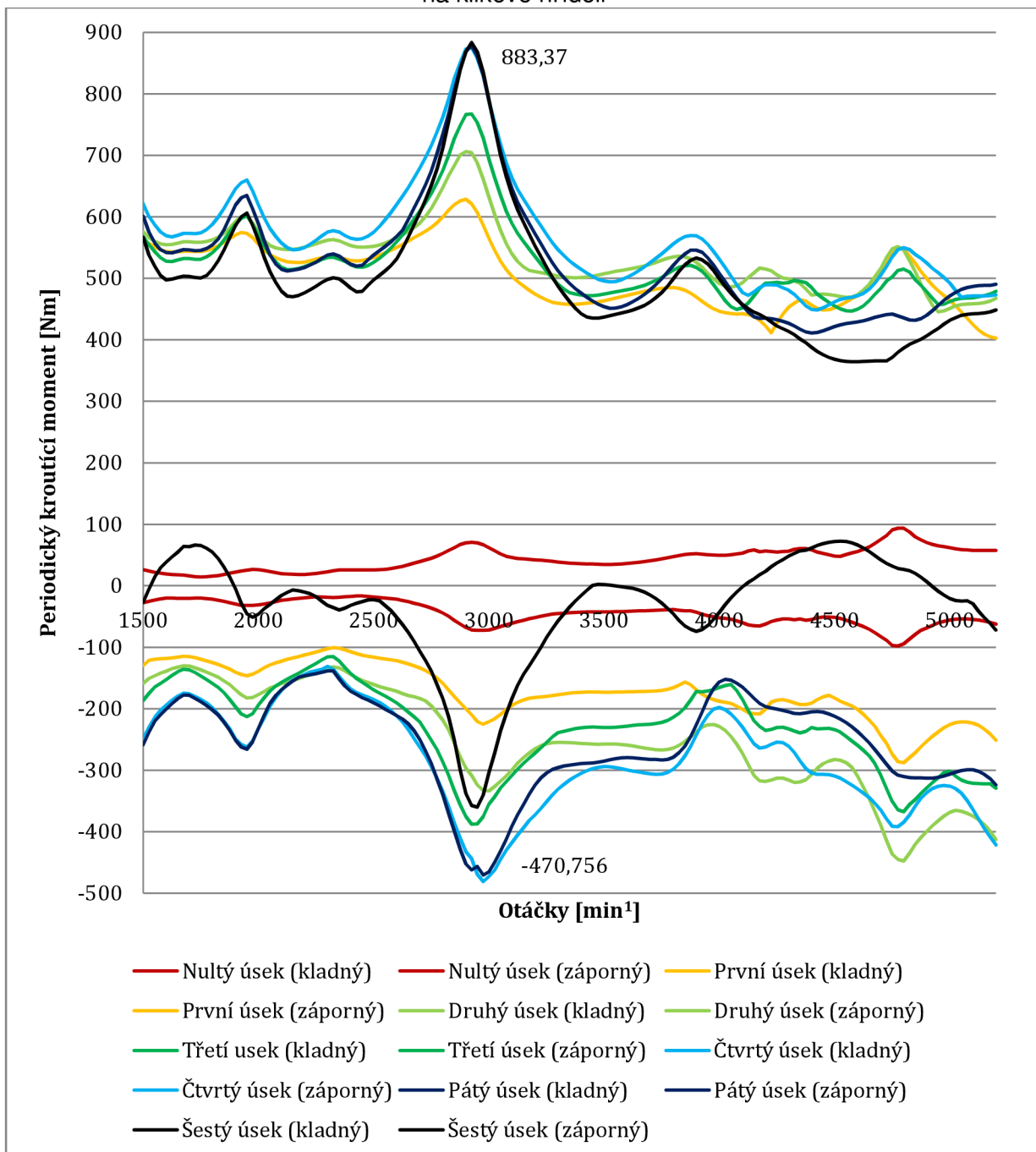
Nejvíce zatížený je pátý úsek na klikové hřídeli, čili šestý hlavní čep u posledního šestého zalomení, který je zatížen kroutícím momentem $878,17 \text{ Nm}$ v kladné oblasti a $456,79$ v záporné oblasti. Dá se tedy usoudit, že provoz motoru



v těchto otáčkách by mohlo mít za následek vznik nežádoucích vibrací, hluku a hlavně nadměrné namáhání ozubeného kuželového startovacího kola. Proto přistoupíme k návrhu vhodného tlumícího prostředku.

Velikost maximálních momentů, jak v kladné, tak v záporné oblasti, je dále využita pro výpočet únavové životnosti.

Graf 11.7 Vyhodnocení maximálních a minimálních hodnot periodických kroticích momentů na klikové hřídeli





12 TLUMIČ TORZNÍCH KMITŮ

Tlumič torzních kmitů je nedílnou součástí víceválcových spalovacích motorů. Lze je chápat jako přídavný torzní systém, který je složen z pružného členu a hmoty, kterou tlumí. Upevňuje se zpravidla v místě největších torzních výchylek, což je na volném konci klikové hřídele. Samotný princip práce spočívá ve snižování amplitudy torzních kmitů a přeladění torzní soustavy mimo rezonanční pásmo.

12.1 STANOVENÍ PARAMETRŮ TLUMIČE

Návrhu tlumiče torzních kmitů předcházela úvaha, jaký typ tlumiče zvolit s ohledem na složitost konstrukce a výrobní náklady. Z této rozvahy vyplynula konstrukce rezonančního tlumiče typu „Composite Type“, který je v dnešní době nejpoužívanější variantou pryžových torzních tlumičů. Bohužel však značnou nevýhodu skýtá složitější tvar pryžového prstence, kde se velice těžko odhaduje jeho chování a také stárnutí pryže vlivem teplotního zatížení. Naopak výhodou je velká provozní spolehlivost, menší rozměry a menší výrobní náklady

Model tlumiče byl vytvořen v programu Autodesk Inventor. Cílem bylo vymodelovat tlumič, který dosáhne poměrné velikosti $\mu_{tl} = 0,3$. Poměrnou velikost určíme ze vztahu:[6]

$$\mu_{tl} = \frac{J_{tl}}{J_{ef}} [-], \quad (77)$$

kde J_{tl} je moment setrvačnosti pryžového tlumiče a J_{ef} je efektivní moment setrvačnosti soustavy určen vzorcem:[6]

$$J_{ef} = \sum_i J_{cel} * a_i^2 [kg * m^2], \quad (78)$$

kde J_{cel} jsou jednotlivé momenty setrvačnosti náhradních kotoučů.

Poté se stanovila tuhost tlumiče c_{tl} ze vztahu:[6]

$$c_{tl} = J_{tl} * \Omega_{tl}^2 \left[N * \frac{m}{rad} \right], \quad (79)$$

kde Ω_{tl} je úhlová frekvence tlumiče, která je dána vztahem:[6]

$$\Omega_{tl} = \psi * w_t [Hz], \quad (80)$$

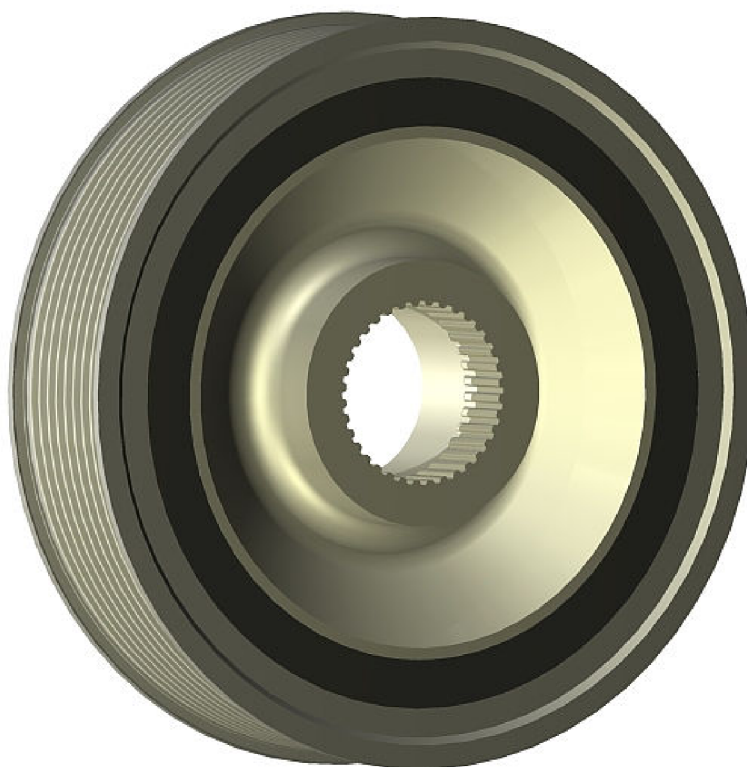


kde ψ je úhlová rychlost vlastního kmitání bez tlumiče a w je optimální ladění tlumiče, které lze určit ze vztahu:[6]

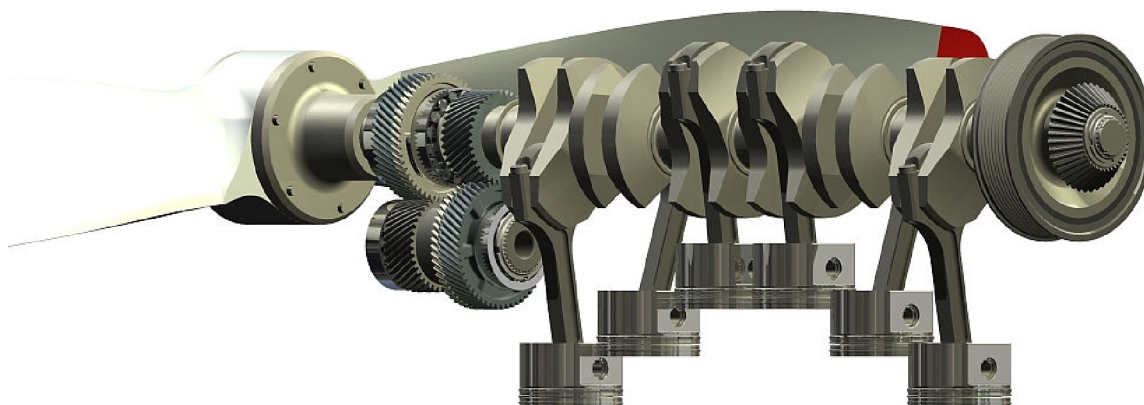
$$w = \frac{1}{1 + \mu_{tl}} [-]. \quad (81)$$

Tab. 12.1 Parametry tlumiče

Název	Označení	Jednotka	Hodnota
Moment setrvačnosti tlumiče	J_{tl}	[kg*m ²]	0,0115
Efektivní moment setrvačnosti	J_{ef}	[kg*m ²]	0,0347
Poměrná velikost	μ_{tl}	[-]	0,33
Optimální ladění	w	[-]	0,75
Úhlová frekvence	Ω_{tl}	[Hz]	1455,5
Tuhost	C_{tl}	[N*m/rad]	24396



Obr. 38 Výsledný model pryžového tlumiče



Obr. 39 Umístění tlumiče v kompletní sestavě

Upevnění tlumiče řešeno pomocí evolventního drážkování s částečným nalisováním. Na seismickou hmotu, která slouží jako řemenice lze použít normalizovaný řemen 8 PK 1194 od firmy TYMA. Způsob výroby řemenice a náboje je stanoven třískovým obráběním. Spojení seismické části s příslušným členem základního systému (řemenice) je provedeno vulkanizací.

12.2 VLASTNÍ TORZNÍ KMITÁNÍ

Při výpočtu vlastního torzního kmitání s tlumičem postupujeme stejným způsobem jako v předchozích kapitolách, kdy torzní soustavu upravíme přidáním dalšího členu (tlumiče), o který navýšíme matici hmotnosti a tuhosti.

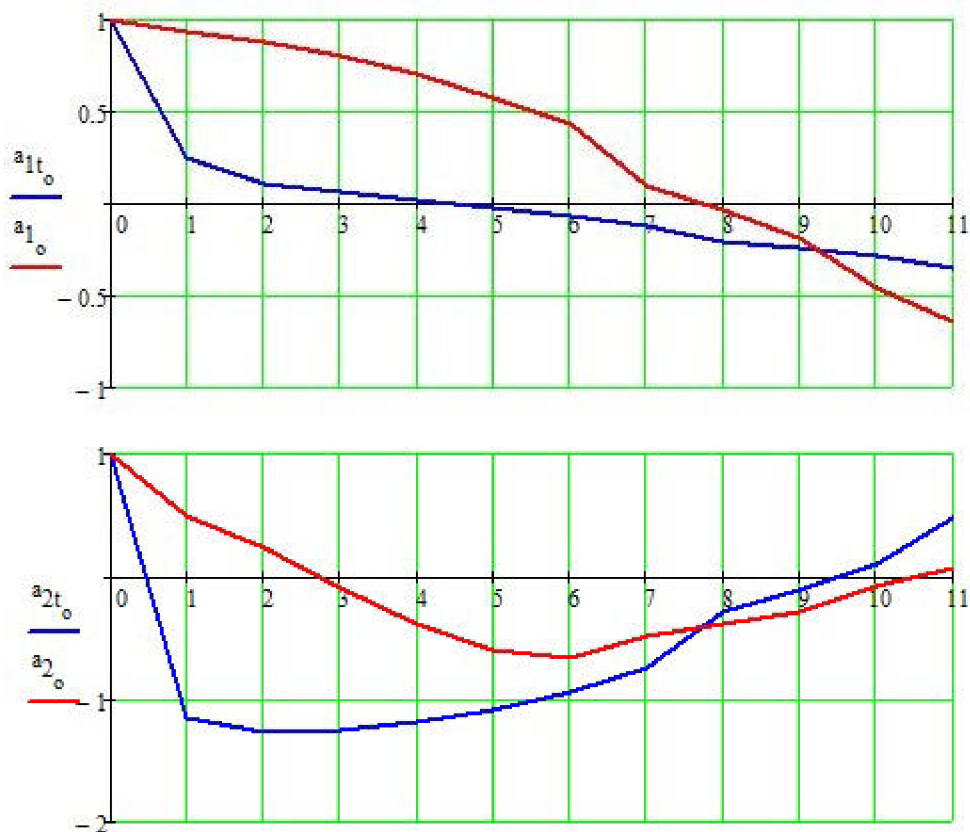
Tab. 12.2 Frekvence vlastního kmitání s pryžovým tlumičem

Vlastní frekvence	Označení	Jednotka	Hodnota
Jednouzlové kmitání	N_1	Hz	205,53
Dvojuzlové kmitání	N_2	Hz	356,79

Z Tab. 12.2 vyplývá, že došlo k poklesu frekvence jednouzlového kmitání, tak i u dvojuzlového kmitání. Výsledné frekvence byly opět ověřeny programem HOL3VG.



Graf 12.1 Tvar jednouzlového a dvojnouzlového kmitání s tlumičem torzních kmitů



Červená křivka znázorňuje původní soustavu bez tlumiče, modrá soustavu s tlumičem. Z *Grafu 12.1* je patrné, že v soustavě s tlumičem došlo v obou případech ke snížení vlastní frekvence a dále můžeme pozorovat snížení amplitudy pro jednouzlové kmitání. Pro dvojnouzlové kmitání došlo k nárůstu amplitudy, což se projeví na vydatnosti rezonance.

12.3 VYNUCENÉ KMITÁNÍ

Přidáním tlumícího elementu do torzní soustavy dojde k její zásadní změně v chování. Proto se musí soustava znovu přepočítat a zjistit, zda tlumící prvek měl na soustavu námi požadovaný vliv. Analytika výpočtu je téměř totožná jako v předchozí kapitole.

12.3.1 REZONANČNÍ OTÁČKY S TLUMIČEM TORZNÍCH KMITŮ

Z *Tab. 12.3* je patrné výrazné snížení kritických otáček, jak u jednouzlového tak i dvojnouzlového kmitání. V rozsahu provozních otáček nám vstupují kritické otáčky v pásmu od řádu $\kappa = 2,5$ a výše pro jednouzlové kmitání a $\kappa = 4$ a výše pro dvojnouzlové kmitání.



Tab. 12.3 Rezonanční otáčky jednuzlového a dvojuzlového kmitání s tlumiče torzních kmitů

Rád harmonické složky	Rezonanční otáčky pro jednuzlové kmitání	Rezonanční otáčky pro dvojuzlové kmitání
K	n_{1rez}	n_{2rez}
[-]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]
0,5	24663	42815
1	12332	21408
1,5	8221	14272
2	6166	10704
2,5	4933	8563
3	4111	7136
3,5	3523	6116
4	3083	5352
4,5	2740	4757
5	2466	4282
5,5	2242	3892
6	2055	3568
6,5	1897	3293
7	1762	3058
7,5	1644	2854
8	1541	2676
8,5	1451	2519
9	1370	2379
9,5	1298	2253
10	1233	2141
10,5	1174	2039
11	1121	1946
11,5	1072	1862



12

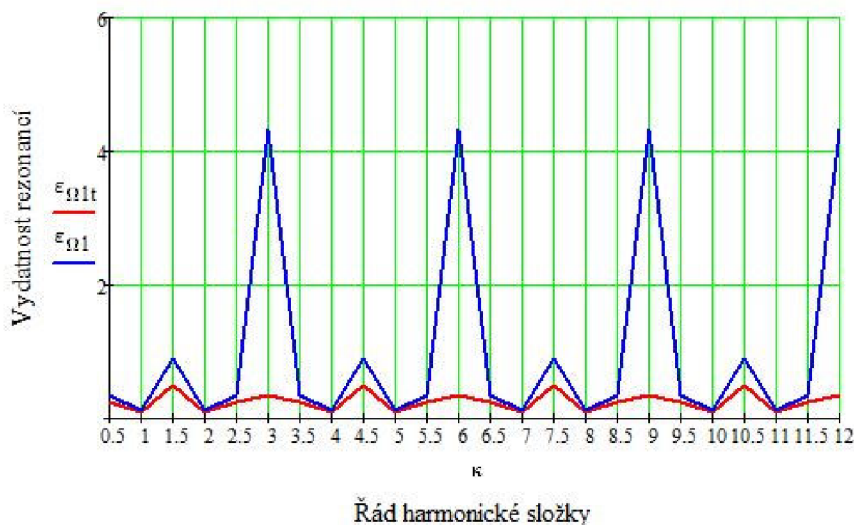
1028

1784

12.3.2 VYDATNOST REZONANCE S TLUMIČEM TORZNÍCH KMITŮ

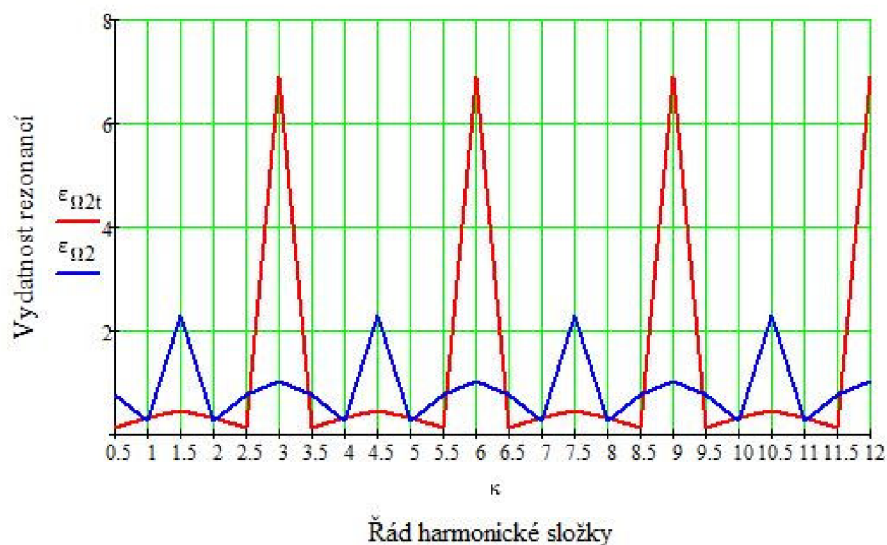
Červená křivka v *Grafu 12.2* nám znázorňuje snížení vydatnosti rezonance soustavy s tlumičem pro první vlastní frekvenci. Modrá křivka původní netlumenou vydatnost rezonancí.

Graf 12.2 Vydatnost rezonance pro první vlastní frekvenci



U druhé vlastní frekvence pozorujeme navýšení vydatnosti rezonancí, což je způsobeno pružným členem námi použitého pryžového tlumiče. Výsledky patrné z *Grafu 12.3*.

Graf 12.3 Vydatnost rezonance pro druhou vlastní frekvenci





Snížení vydatnosti rezonance pro dvojuzlové kmitání lze provést vyšším naladěním tlumiče.

12.3.3 TORZNÍ VÝCHYLKY V REZONANCI S TLUMIČEM TORZNÍCH KMITŮ

Torzní výchylku volného konce lze popsat vztahem:[6]

$$\Phi_{\Omega_{1t}} = \frac{M_{hj} * \varepsilon_{\Omega_{\kappa}}}{\psi_t * [\xi * [\sum_i(a_i^2)] + \frac{\xi_t}{1 + (\frac{\xi_t}{J_{tl} * \psi_t})^2}]} \text{ [rad]}, \quad (82)$$

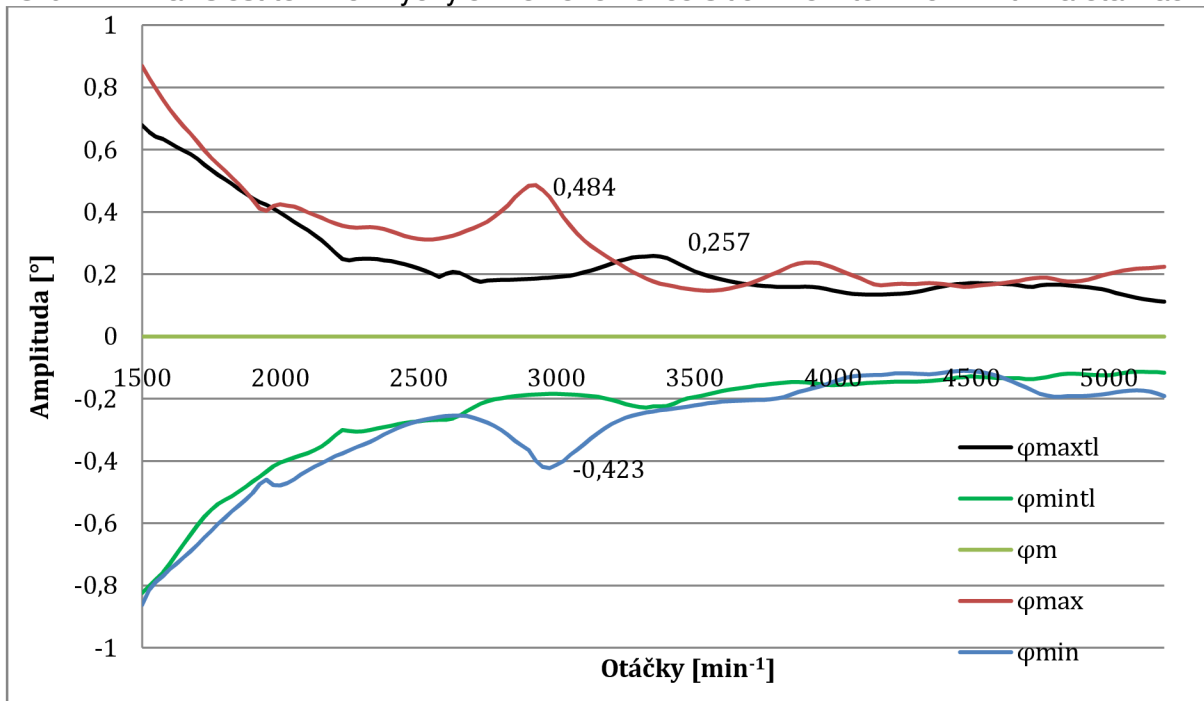
kde $\varepsilon_{\Omega_{\kappa}}$ je vydatnost rezonance s tlumičem, ψ_t je úhlová frekvence kmitání soustavy s tlumičem, ξ_{tl} je součinitel tlumení tlumiče daný vztahem:[6]

$$\xi_{tl} = 2 * \eta_t * J_{tl} * \psi_t \text{ [N * m * s * rad}^{-1}\text{]}, \quad (83)$$

kde η_t je poměrný útlum tlumiče daný vztahem:[6]

$$\eta_t = \sqrt{\frac{1}{2 * [(1 + \mu_{tl}) + (2 + \mu_{tl})]}} \text{ [-]}. \quad (84)$$

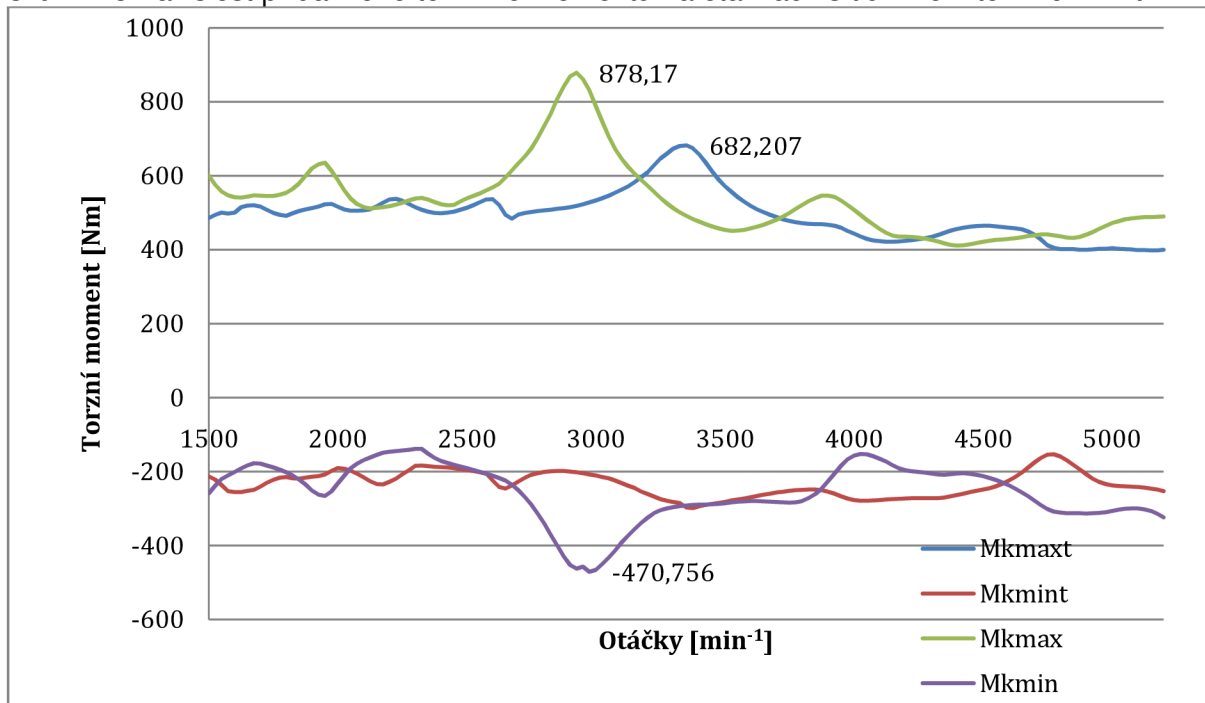
Graf 12.4 Závislost torzních výchylek volného konce s tlumičem torzních kmitů na otáčkách





Z *Grafu 12.4* je patrné snížení výchylky volného konce oproti původnímu netlumenému modelu, čili zmenšení namáhání ozubeného převodu na volném konci hřídele.

Graf 12.5 Závislost přídavného torzního momentu na otáčkách s tlumičem torzních kmitů



Z *Grafu 12.5* lze vidět výrazné potlačení šestého řádu příslušného první vlastní frekvenci a v souladu s očekáváním byla vtažena do provozních otáček rezonance příslušná druhé vlastní frekvenci s tlumičem. Jak bude pryž stárnout, bude se postupně zvyšovat rezonanční amplituda od první vlastní frekvence a zmenšovat druhá vlastní frekvence. Tento efekt platí pro všechny harmonické složky, ale u šesté bude efekt nejvýraznější.

12.4 NAPĚTÍ V PRYŽOVÉM PRSTENCI

Abyste nedošlo v provozu k odtržení pryžové části od řemenice, musí být pryžový prsteneček zkontrolován na působící střídavé smykové napětí. Hodnotu získáme ze vztahu:[6]

$$\tau_{tl} = \frac{2 * M_{ktl}}{\pi * b_{tl} * d_{str}^2} [MPa], \quad (85)$$

kde b_{tl} je šířka pryžového prstence, d_{str} je střední průměr pryžového elementu, M_{ktl} je střídavý kroučící moment v pryžovém prstenci dán vztahem:[6]

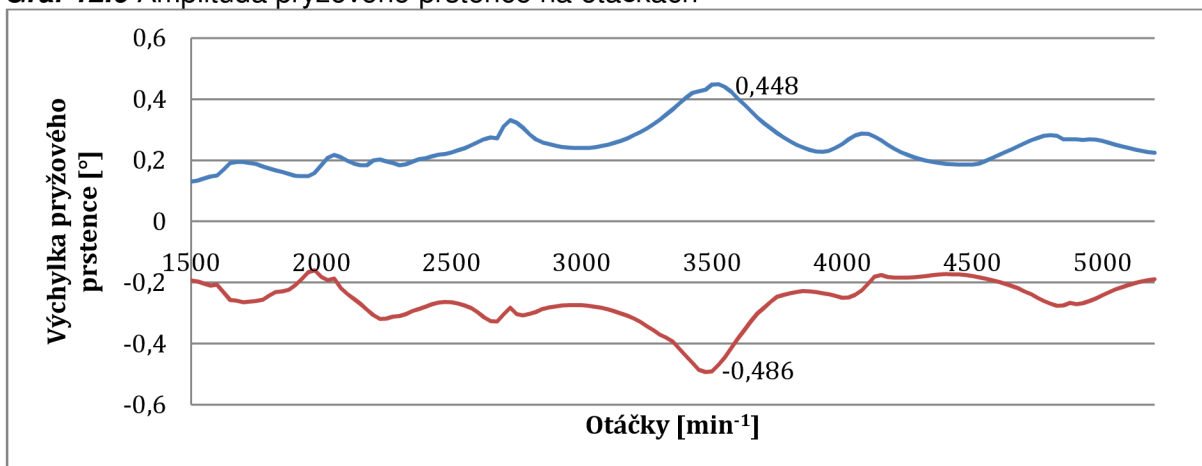
$$M_{ktl} = \varphi_{max tl} * c_{tl} [Nm], \quad (86)$$

kde $\varphi_{max tl}$ je maximální výchylka s tlumičem určená z *Grafu 12.6*.

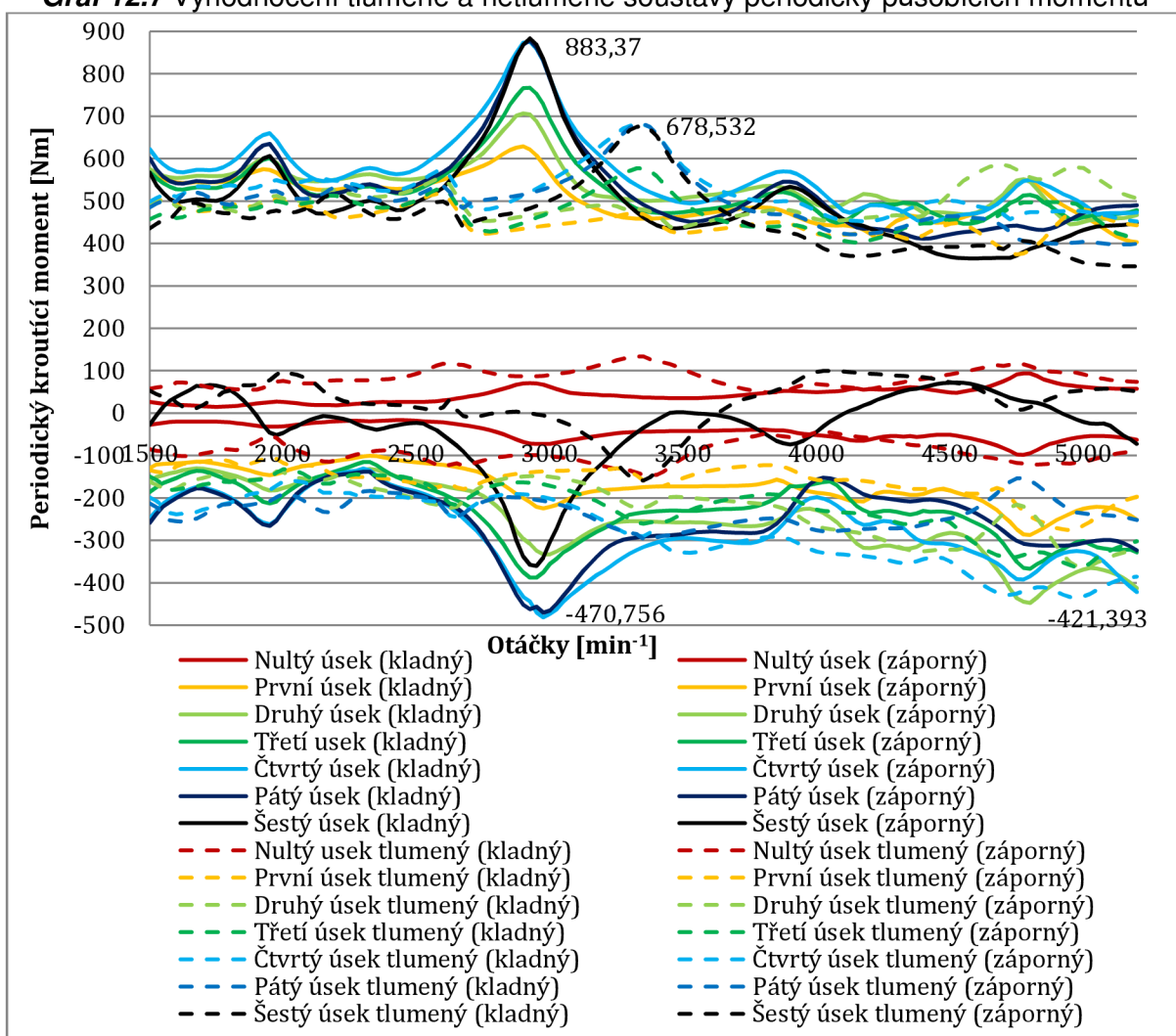


Pro rezonanční tlumiče se nejčastěji používá pryž tvrdosti 45° a 60° podle Shora, podle kterého je maximální dovolené střídavé napětí menší jako $0,3 \text{ MPa}$. [6] V našem případě vyšlo střídavé napětí $0,261 \text{ MPa}$, tzn. že nebyla překročena maximální dovolená hodnota, čili pryžový prstenec vyhovuje.

Graf 12.6 Amplituda pryžového prstence na otáčkách



Graf 12.7 Vyhodnocení tlumené a netlumené soustavy periodicky působících momentů





13 ANALÝZA ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI

V závěrečných krocích návrhu klikové hřídele nesmí chybět posouzení únavové životnosti. Smyslem analýzy je rozpoznání kritických míst, kde se určí koeficient bezpečnosti vůči únavovému lomu. Nejnižší koeficient bezpečnosti předpokládáme v maximálních otáčkách a to 5200 min^{-1} . Kritická místa pak ve vyústění mazacích kanálů a v místech zápichu kolem hlavního a ojničního čepu.

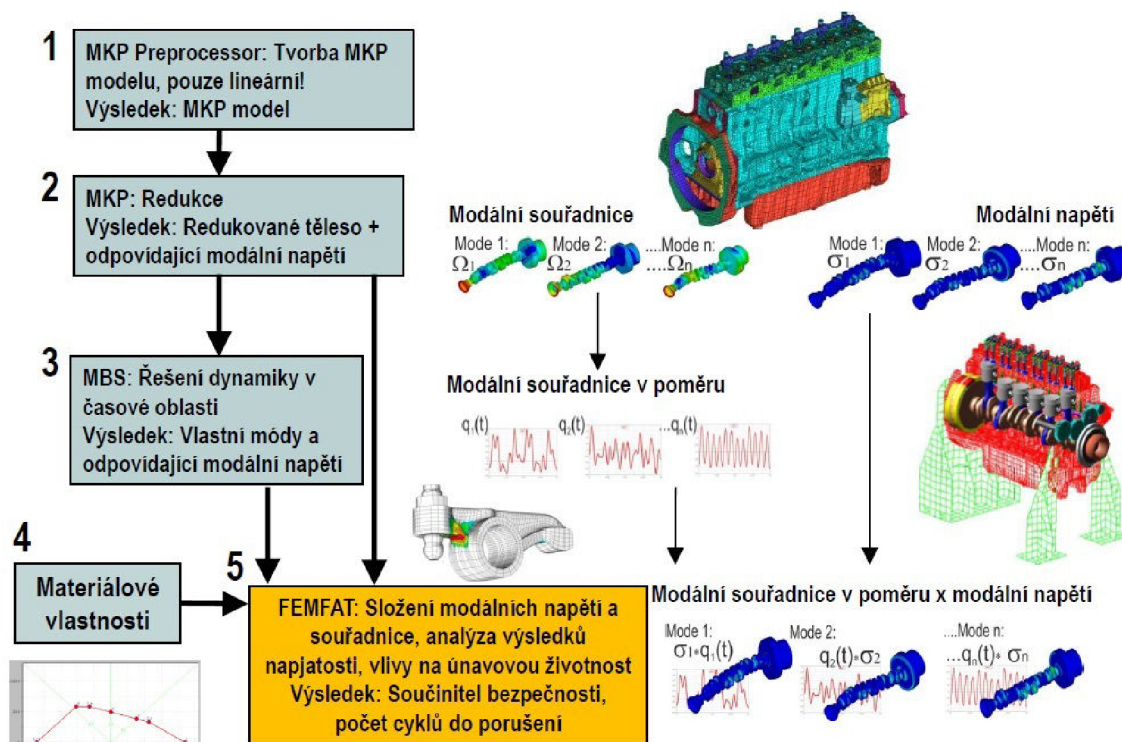
Stanovení únavové životnosti lze řešit třemi základními přístupy řešení:

- NSA metoda
- LSA metoda
- MKP/MBS metoda

NSA (*Nominal Stress Approach*) je analytická metoda, pomocí které lze stanovit přibližný výpočet únavové bezpečnosti na základě určení nominálních napětí. Součást nahrazujeme ideálním prutem, na který implementujeme prutové předpoklady, což značně devaluje přesný výsledek. Výhodou této metody je rychlost výpočtu, jednoduchost vzhledem dostatečnému množství podkladů.

LSA (*Local Stress Approach*) je rovněž analytická metoda na bázi skutečných elastických MKP napětí. Metoda rovněž nedosahuje optimální přesnosti, avšak její výsledky jsou téměř vždy konzervativní. Podrobný postup řešení v kapitole 13.2 *Řešení únavové životnosti metodou LSA*.

MKP/MBS je řešení únavové bezpečnosti využívající moderní přístupy na základě MKP a Multi Body Systému s následnou vizualizací výsledků v programu FEMFAT (Finite Element Method / FATigue). Zjevnou výhodou je přesné stanovení únavové bezpečnosti, díky dynamické analýze pro celý zátěžový cyklus. Nevýhodou pak, že mezi charakteristikami vnějšího zatížení, napjatostí a deformací není lineární závislost.





Obr. 40 Postup využívající kombinaci MKP/MBS [22]

13.1 PŘÍPRAVA MODELU PRO POTŘEBY MKP

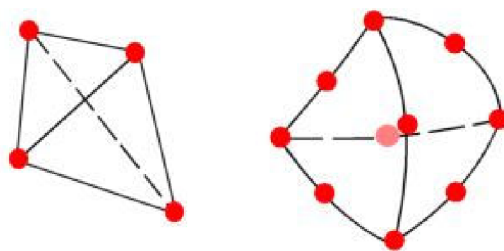
Analýza byla provedena pomocí MKP, kde byl model nejprve převeden z programu Autodesk Inventor do programu SolidWorks 2012 jako soubor s příponou .stp. V SolidWorksu byl model vysítován a podroben zatěžovací analýze.

13.1.1 TVORBA SÍTĚ

Při sítování bylo důležité určit výše zmíněná kritická místa, kde je nutné vysítovat danou oblast prvky o malé velikosti, aby nedocházelo ke zkreslení výsledků aproximacemi. Bylo též nutné užít jakýsi kompromis s celkovým počtem prvků, kde přemrštěný počet (jeden milion), by vedl k nadměrné výpočtové náročnosti. Program umožňuje řešení pomocí dvou typů prvku.

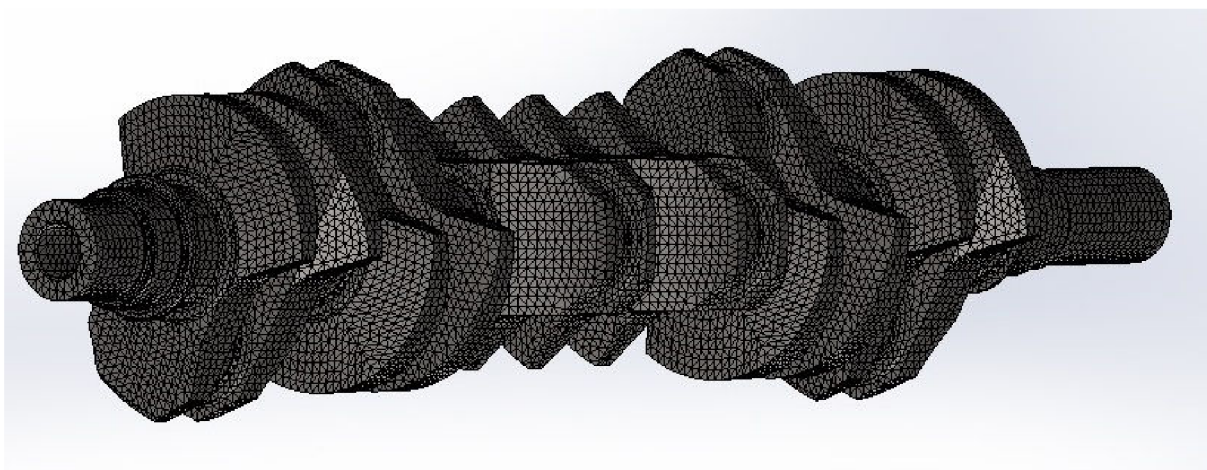
-  Linární tetraedrický prvek
-  Parabolický tetraedrický prvek

Lineární tetraedrický prvek je definován čtyřmi rohovými uzly spojenými šesti rovnými hranami. Parabolický tetraedrický prvek je definován čtyřmi rohovými uzly, šesti středovými uzly a šesti hranami. Následující obrázky znázorňují schematické nákresy lineárních a parabolických tetraedrických objemových prvků.

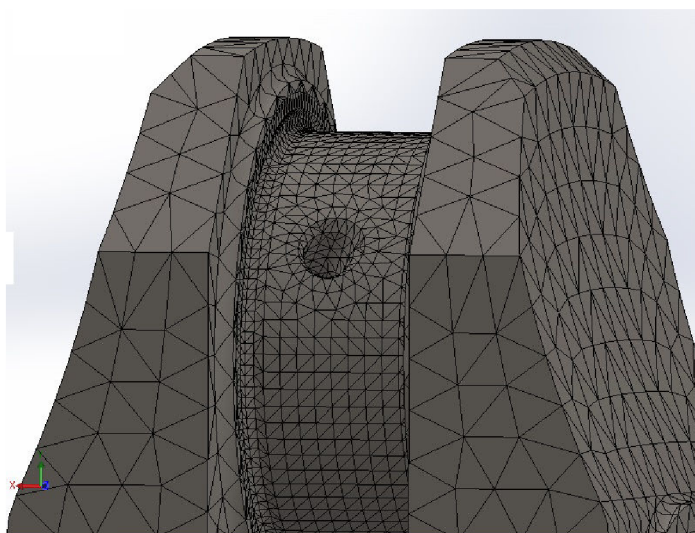


Obr. 41 Lineární objemový prvek (vlevo) parabolický prvek (vpravo)[23]

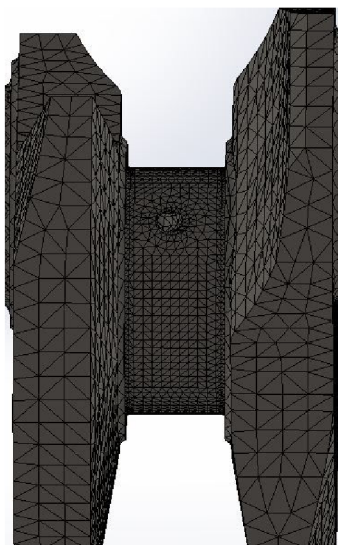
Pro výpočet bylo využito pouze parabolického tetraedrického objemového prvku, použití lineárního by mělo za následek nadměrné zkreslení výsledných hodnot napětí. Celá kliková hřídel byla vysítována prvky o velikosti $3,109 \text{ mm}$. Zjemnění sítě v předpokládaných kritických místech na $1,06 \text{ mm}$. (373 427 elementů, 527 435 prvků)



Obr. 42 Síť klikové hřídele



Obr. 43 Detail sítě ojničního čepu



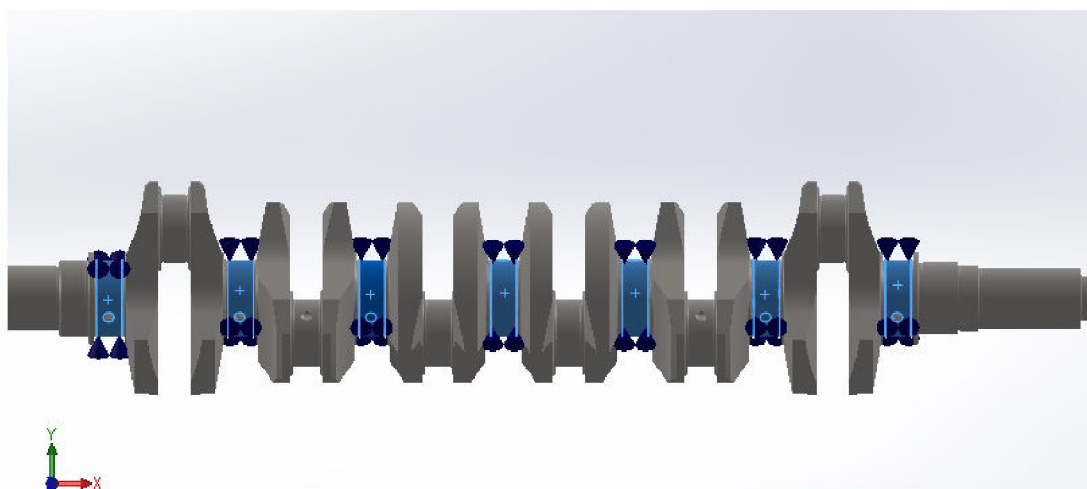
Obr. 44 Detail sítě hlavního čepu

13.1.2 ULOŽENÍ MODELU

Správné uložení klikové hřídele je nedílnou součástí relevantního výpočtu. Tedy je zapotřebí jasně nadefinovat potřebné chování klikové hřídele jako tomu je ve skutečnosti. Rozhodujícím parametrem je správně nahradit uložení v kluzných ložiscích v hlavních čepích. Tomu je dopomáháno pomocí definovatelné vazby *Opěra Ložisková (proměnná)*. Jedná se o spojkový typ spojení mezi hlavním čepem a kluzným ložiskem. Vazba umožňuje natáčení s jasně definovatelnou radiální i axiální tuhostí. Tuhost je v místě stlačení středu hlavního ložiska rovna 0,8 násobku ložiskové vůle (0,1 mm). Výsledná tuhost lze určit ze vzorce:[22]

$$k_p = \frac{0,5 * \max F_p}{0,8 * c_L} \left[\frac{N}{mm} \right], \quad (87)$$

kde c_L je ložisková vůle.



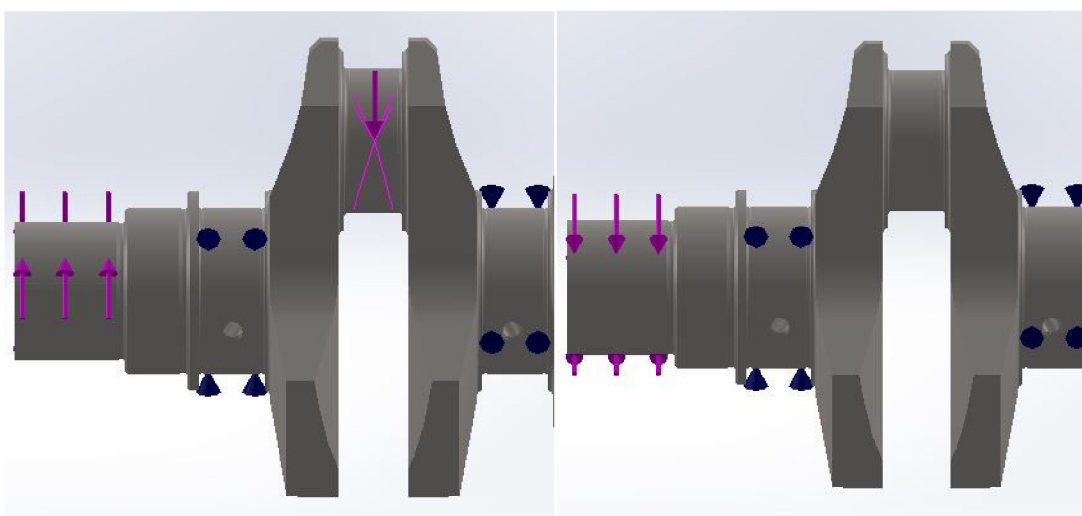
Obr. 45 Tvorba ložiskových náhrad



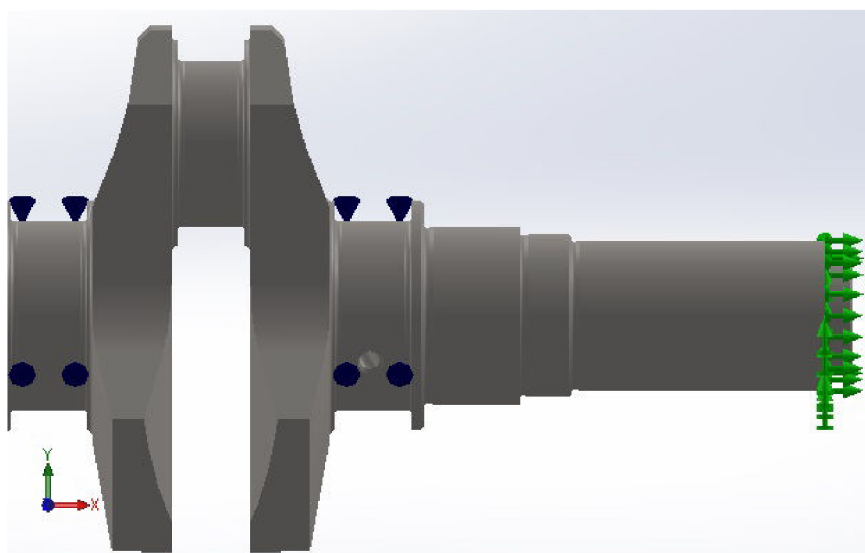
13.2 ŘEŠENÍ ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI METODOU LSA

Princip této metody spočívá ve vyhodnocení dvou zatěžovacích stavů a to maximálního a minimálního zatížení. Zde je zjišťován průběh napětí v jednotlivých povrchových vrstvách.

První zatěžovací stav vychází ze zatížení ojnicního čepu silou od tlaku plynů a maximálním kladným periodicky působícím momentem na zadní část hřídele od reduktoru. Druhý stav pak pouze maximálním záporným periodicky působícím krouticím momentem. Kliková hřídel je na předním konci upnutá pomocí *Fixní vazby*, která zabraňuje posuvu a rotaci. Kontrolujeme šesté zalomení na straně reduktoru.



Obr. 46 První zatěžovací stav (vlevo), druhý zatěžovací stav (vpravo)



Obr. 47 Zamezení posuvu a rotace předního konce klikové hřídele

Přístup metody, jak bylo zmíněno výše, lze považovat za konzervativní, čili očekáváme nižší součinitel bezpečnosti než by byl ve skutečnosti.



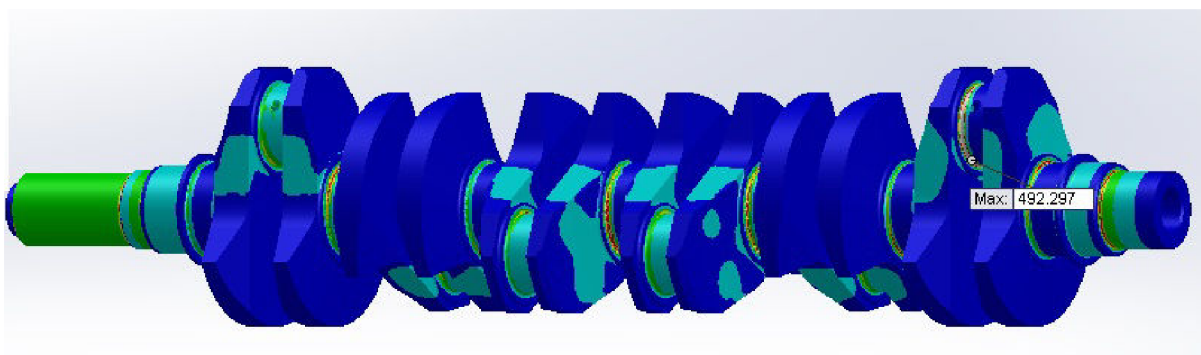
13.2.1 VSTUPNÍ HODNOTY PRO VÝPOČET

Tab. 13.1 Zadávané hodnoty do SolidWorks Simulation

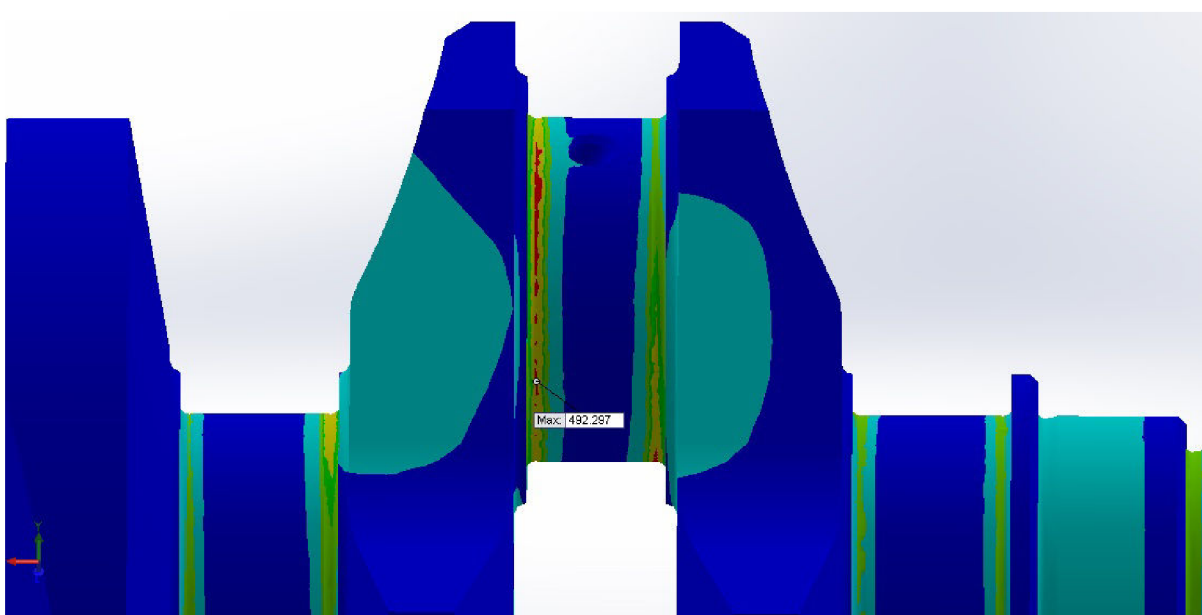
	F_{pmax} [N]	M_{kmax} [Nm]	M_{kmin} [Nm]	c_L [mm]	k_p [N/mm]
Bez tlumiče	30 530	883,37	-470,76	0,1	190812.5
S tlumičem	30 530	678,53	-421,39	0,1	190812.5

13.2.2 STANOVENÍ BEZPEČNOSTI VŮČI ÚNAVOVÉMU LOMU

Pro stanovení bezpečnosti zjišťujeme lokální napětí metodou Von Mises (HMH) a následné hlavní napětí σ_1, σ_3 . Na *Obr. 48* lze vidět výsledný průběh napětí pro první zatěžovací stav.



Obr. 48 První zatěžovací stav



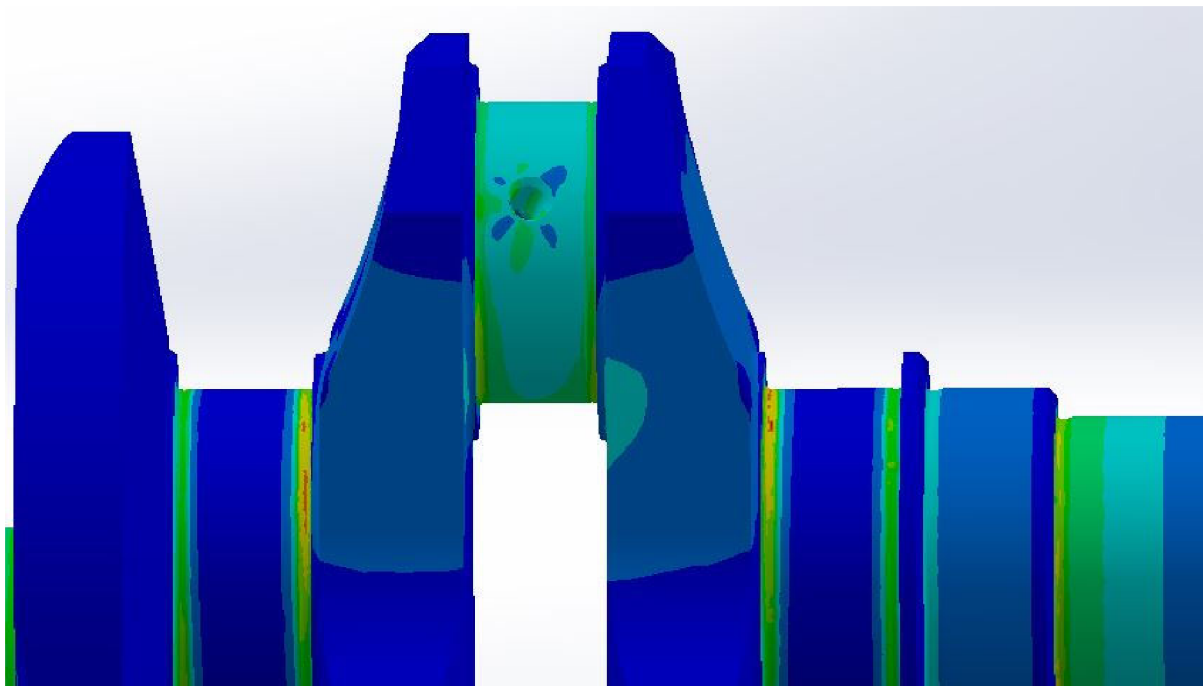
Obr. 49 Detail na kritické místo v oblasti ojničního čepu



Kritická oblast je jasně patrná na *Obr. 49*, nyní dohledáme kritický uzel, ve kterém je maximální napětí, a v tomto uzlu porovnáme oba zátěžové stavy.

Uzel:	467874
Umístění X, Y, Z:	111,25.7,-11.1 mm
Hodnota:	492.297 N/mm ² (MPa)

Obr. 50 Označení a poloha kritického uzlu



Obr. 51 Detail ojničního čepu pro druhý zatěžovací stav

Tab. 13.2 Hodnoty napětí

	První stav			Druhý stav		
	σ_{VMa} [MPa]	σ_{1a} [MPa]	σ_{3a} [MPa]	σ_{VMb} [MPa]	σ_{1b} [MPa]	σ_{3b} [MPa]
Bez tlumiče	492,297	465,685	-67,174	100,356	72,83	-41,869
S tlumičem	413,757	410,464	-28,174	65,651	47,644	-27,39

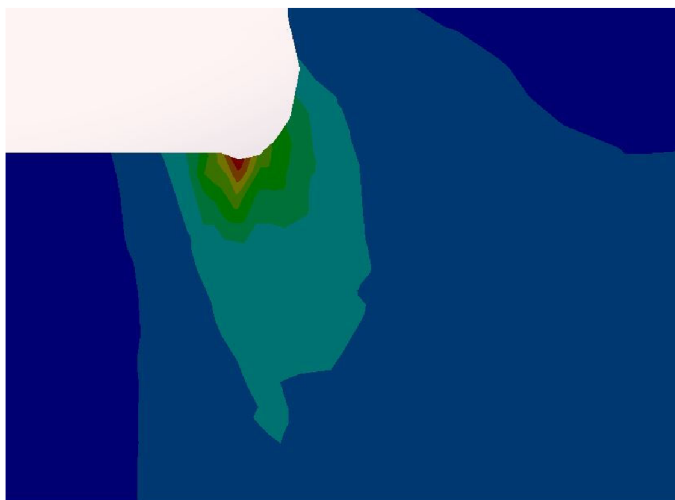
Nyní je nutné stanovit další doprovodné veličiny a to zejména poměrný gradient χ_R , korekční součinitel f_G a poměr β/α .

Poměrný gradient určíme ze vztahu:[22]



$$\chi_R = \frac{1}{\sigma_x} * \left(\frac{\sigma_x - \sigma_{x1}}{|XX_1|} \right) [mm^{-1}], \quad (88)$$

kde σ_x a σ_{x1} a hodnota prostupu napětí $|XX_1|$ byla získána řezem v kritickém místě a pomocí nástroje *Sonda* odměřen prostup napětí materiálem.



Obr. 52 Řez v kritickém místě ojničního čepu

Tab. 13.3 Hodnoty poměrného gradientu

	$\chi_r [mm^{-1}]$
Bez tlumiče	0,288
S tlumičem	0,283

Korekční součinitel f_G lze určit:[22]

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{co}}{\sigma_{ct}} - 1}{2} * \chi_R [-], \quad (89)$$

kde d_{vz} je průměr zkušební vzorku hladké tyče namáhané střídavým ohybem. σ_{co} je mez únavy v ohybu a σ_{ct} je mez únavy v tahu (tlaku).

Tab. 13.4 Hodnoty korekčního součinitele

	$f_G [-]$
Bez tlumiče	1,065
S tlumičem	1,064



Poměr β/α lze definovat jako:[22]

$$\frac{\beta}{\alpha} = 1 + \sqrt{\chi_R} * 10^{-(0,35 + \frac{R_e}{810})} [-], \quad (90)$$

kde R_e je mez kluzu.

Tab. 13.5 Hodnoty poměru β/α

	β/α [-]
Bez tlumiče	1,019
S tlumičem	1,018

V závěrečném kroku stanovíme amplitudu a střední hodnotu ekvivalentního napětí pro trojosou napjatost dle vztahu:[22]

$$\sigma_{emax} = \text{sign}(\sigma_{1a}) * \sigma_{VMa} [\text{MPa}], \quad (91)$$

$$\sigma_{emin} = \text{sign}(\sigma_{1b}) * \sigma_{VMb} [\text{MPa}], \quad (92)$$

$$\sigma_{ea} = \frac{\sigma_{emax} - \sigma_{emin}}{2} [\text{MPa}], \quad (93)$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{emax} + \sigma_{emin}}{2} [\text{MPa}], \quad (94)$$

kde σ_{emax} je maximální ekvivalentní napětí, σ_{emin} je minimální ekvivalentní napětí, σ_{ea} je amplituda ekvivalentního napětí a σ_{em} je střední ekvivalentní napětí. Znaménková funkce $\text{sign } x = -1$ pro $x < 0$, $\text{sign } x = 0$ pro $x = 0$, $\text{sign } x = 1$ pro $x > 1$.

Tab. 13.6 Hodnoty ekvivalentních napětí

	σ_{emax} [MPa]	σ_{emin} [MPa]	σ_{ea} [MPa]	σ_{em} [MPa]
Bez tlumiče	492,297	100,356	195,97	296,327
S tlumičem	413,757	65,651	174,053	239,704

Součinitel bezpečnosti je dán vztahem:[22]

$$\frac{1}{k} = \frac{\beta}{\alpha} * \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_c * \eta_\sigma * v_\sigma * f_G} + \frac{R_e}{R_m} [-], \quad (95)$$

kde η_σ a v_σ jsou součinitele charakterizující výrobní proces a provoz součásti.



Povrchovým zakalením rádiusů vzroste odolnost proti únavovému poškození 1,3 krát:[22]

$$k_{kal} = 1,3 * k [-]. \quad (96)$$

Tab. 13.6 Hodnoty součinitele bezpečnosti

	k [-]	k_{kal} [-]
Bez tlumiče	1,196	1,554
S tlumičem	1,385	1,801

Porovnáním výsledků bezpečnosti vůči únavovému lomu tlumené a netlumené soustavy, je patrný pouze malý nárůst hodnoty. To je do jisté míry zapříčiněno metodikou výpočtového přístupu LSA. Jelikož zatěžujeme obě soustavy silou od tlaku plynů, je jasné, že tlumič nemůže nijak tuto velikost síly ovlivnit. Velký vliv má i použití hodnot maximálních torzních momentů v různých otáčkových spektrech tlumené a netlumené soustavy. Pokud by byly ponechány hodnoty v totožných otáčkových spektrech, rozdíl mezi tlumenou a netlumenou soustavou by byl více patrný.



14 KONTROLA SPOJŮ EVOLVENTNÍHO DRÁŽKOVÁNÍ

Veškerá spojení na klikové hřídeli jsou realizována pomocí evolventního drážkování s částečným nalisováním podle normy ČSN 01 4952. Jde o nejběžněji používané spojení v převodových ústrojích, které je nenáročné na výrobu, zajišťuje spolehlivý přenos krouticího momentu. Na všech částech je zvoleno evolventní ozubení s modulem $m = 1 \text{ mm}$, délka drážek byla volena podle potřeby konkrétního spojení. Kontrola evolventního ozubení se provádí podle postupu popsáno níže.

Předně stanovíme sílu F_e působící na drážku a to ze vztahu:[24]

$$F_e = \frac{2M_{krez}}{d_s \cdot z_e} \quad [\text{N}], \quad (97)$$

kde M_{krez} je maximální krouticí moment působící na drážku, d_s je střední průměr drážkování, z_e je počet drážek.

Poté lze stanovit tlak působící na drážku p_e :[23]

$$p_e = \frac{F_e}{l_e \cdot h_e} \quad [\text{MPa}], \quad (98)$$

kde l_e je činná délka drážky a h_e je činná výška drážky.

Hodnota tlaku na drážku evolventního spoje p_e se následně porovnává s dovoleným tlakem. Dovolенý tlak na drážku vyrobenou z oceli s tvrzenými boky je $p_{0,ocel} = 200 \text{ MPa}$ [24] a velikost tohoto tlaku se ještě následně upravuje podle způsobu zatížení, které je střídavé s velkými rázy:[23]

$$p_0 = 0,25p_{0,ocel} \quad [\text{MPa}].$$

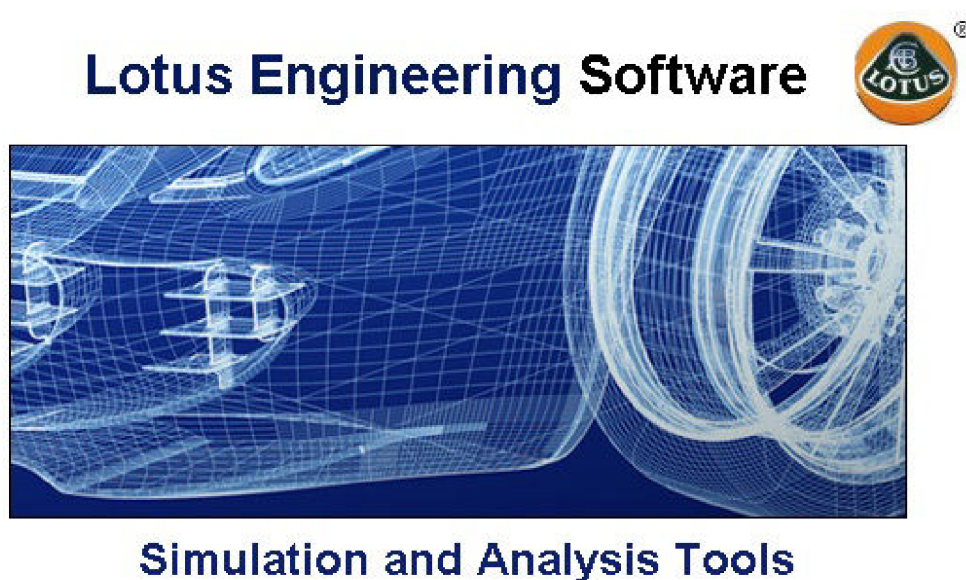
Výsledné zhodnocení evolventního drážkového spoje vychází z porovnání spočítaného tlaku p_e a dovoleného tlaku p_0 , pokud tedy spočítaný tlak p_e je menší než dovolený tlak, spojení pomocí evolventního drážkování vyhovuje.



15 STANOVENÍ VÝKONOVÉ CHARAKTERISTIKY MOTORU

V závěru se budeme zabývat určitou optimalizací hlavy motory a to z důvodu získání hodnot pro vnější otáčkovou charakteristiku. Jelikož motor vychází z koncepce *Walter Minor VI*, a má být důstojným nástupcem, měly by být výkonové charakteristiky podobné, ba dokonce lepší. Stanovení výkonové charakteristiky nám také udá jakousi zpětnou vazbu s porovnáním celkové hmotnosti motoru. Pokud námi dosažená hmotnost bude větší, než výkon motoru, je náš letecký motor prakticky k ničemu.

Pro návrh a optimalizaci hlavy motoru budeme využívat program Lotus Engine Simulation.



Obr. 53 Logo programu Lotus Engineerin Software

Lotus Engine Simulation je počítačový program vyvinutý společností Lotus Engineering Software. Program je zaměřený na stanovení výkonu, spotřeby spalovacích motorů a také výpočet proudění plynů v potrubí.

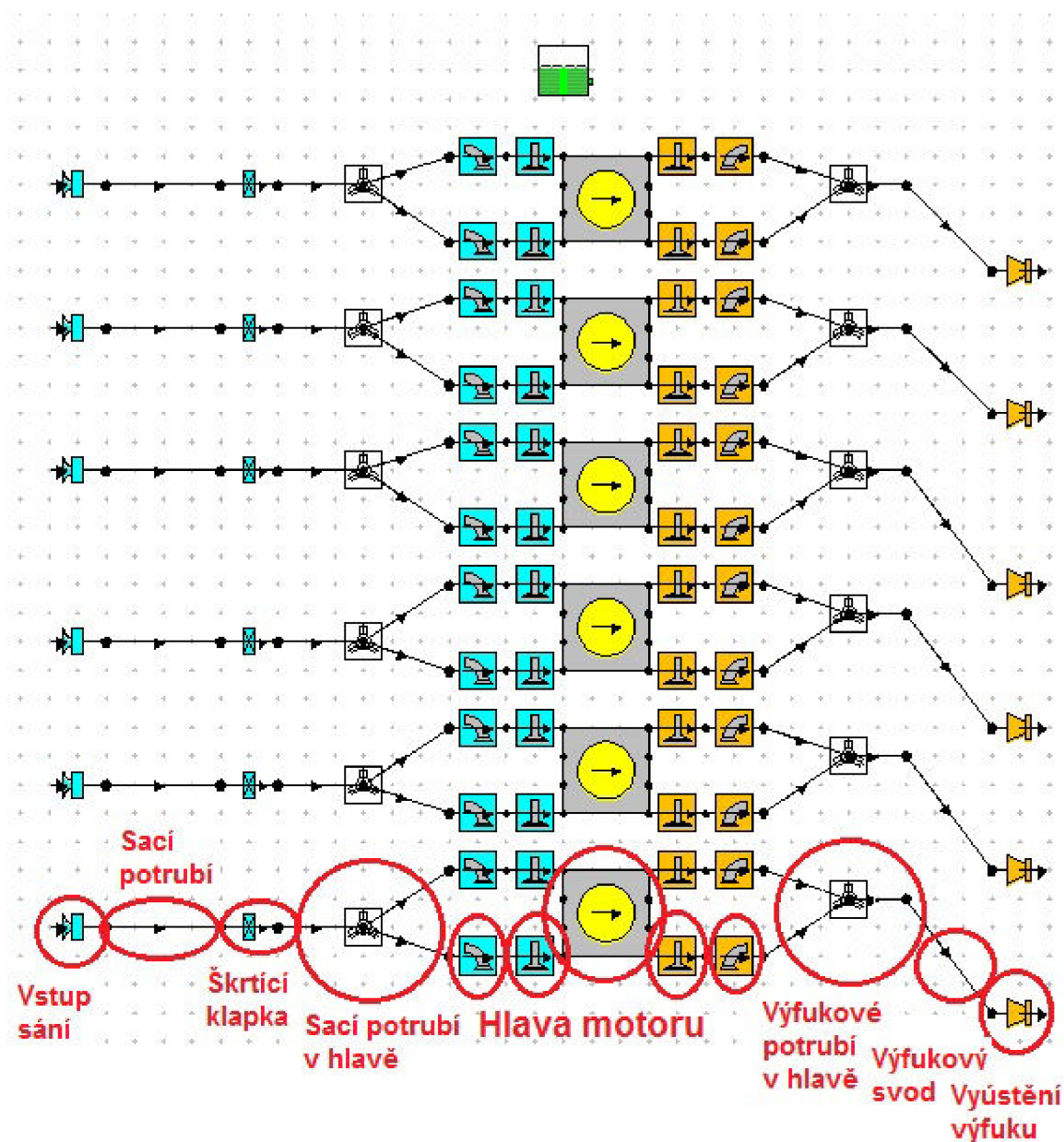
Výrobce deklaruje, že jeho výsledky, jako průběhy krouticích momentů, výkonu, spotřeby paliva atd., byly ověřeny a na dostatečném množství skutečných motorů.

15.1 SESTAVENÍ MODELU PRO VÝPOČET

Samotné úpravy budou spočívat ve zvětšení kompresního poměru, pomocí nových pístů, využitelných pro visitou koncepci, změnou časování pomocí přebroušení, resp. navařením materiálu a následnou úpravou geometrie vačkových



hřídělí, úpravou délek sání a přebroušení sacích i výfukových kanálů na větší průměry.



Obr. 54 Výpočtový model hlavy, včetně vedení sacích a výfukových potrubí

15.1.1 VÁLCOVÁ JEDNOTKA

Zde určujeme základní parametry válcové jednotky jako např. vrtání, zdvih. Též nastavujeme pořadí zapalování viz. *Tab. 15.1*.

**Tab.15.1** Nové parametry motoru

Parametr	Jednotka	Hodnota
Vrtání	[mm]	76,5
Zdvih	[mm]	86,9
Délka ojnice	[mm]	138
Kompresní poměr	[-]	12,5
Pořadí zapalování	[°]	0, 480, 240, 600, 120, 360

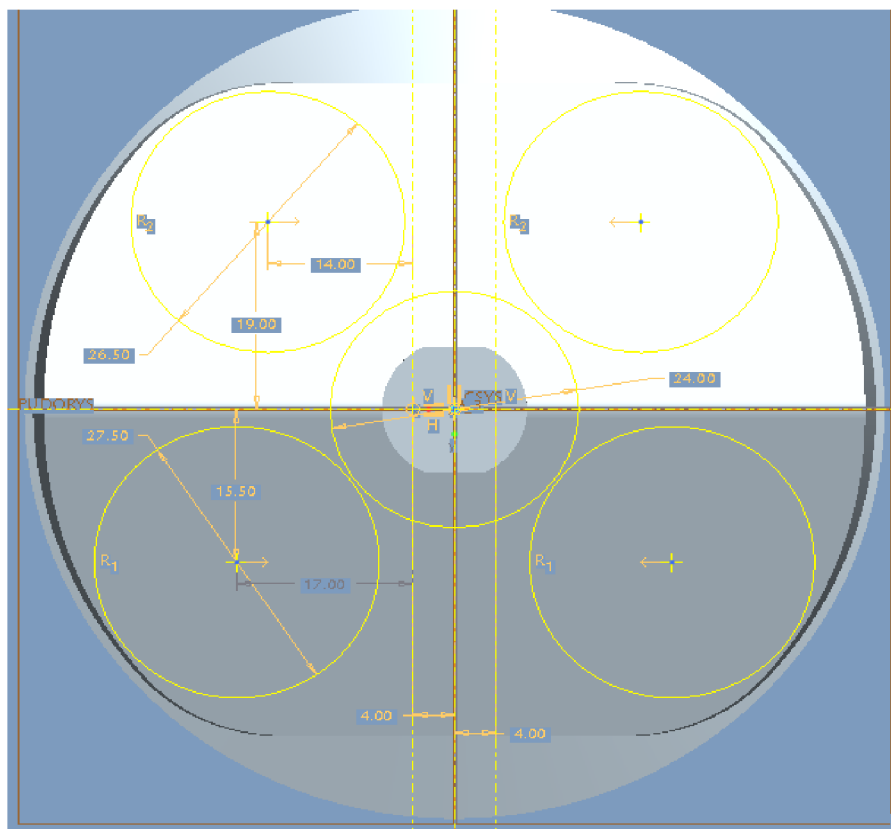
Jelikož využíváme benzínovou jednotku, ponecháváme Wiebeho parametry pro hoření $m = 2$ a faktor vyjadřující podíl nespáleného paliva $a = 10$. Pro výpočet přestupu tepla válcem byl zvolen Woshniho model.

15.1.2 ROZVODOVÝ MECHANISMUS

Řešením rozvodového mechanismu znamená odvedení produktu hoření ze spalovacího motoru a nahrazením čerstvou náplní, tzn. směsí paliva se vzduchem. Proto se budeme snažit využít co největšího hrdla sacích ventilů, abychom dostali co nejvíce směsi do válce. Tomu dopomůžeme i vhodným nastavením časování. U moderních motorů s rozvodem OHC a SOHC jsou typické spalovací prostory polokulové a střechovité. Tento tvar spalovacího prostoru umožňuje nám výše zmíněné použití velkých průměrů ventilových talířků, tedy dostatečně velká hrdla kanálů. Náš rozvod bude DOHC (2x OHC) s čtyřventilovým provedením.

Postup pro zjištění maximální velikosti talířků pro sací a výfukové ventily je patrný z *Obr. 55*, kde byl vytvořen objemový model střechovitého spalovacího prostoru, na něm byly schematicky znázorněny maximální dovolené průměry hrdla kanálů.

Ponecháním minimálních rozměrů můstku mezi ventily a to 8 mm a minimální vzdálenost hrdla kanálu od otvoru pro zapalovací svíčku 5 mm , bylo získáno hodnot viz. *Tab. 15.2*.



Obr. 55 Střechovitý tvar spalovacího prostoru s naznačenými maximálními rozměry hrdel pro sedla ventilů

Tab. 15.2 Rozměry hrdla sacích a výfukových kanálů

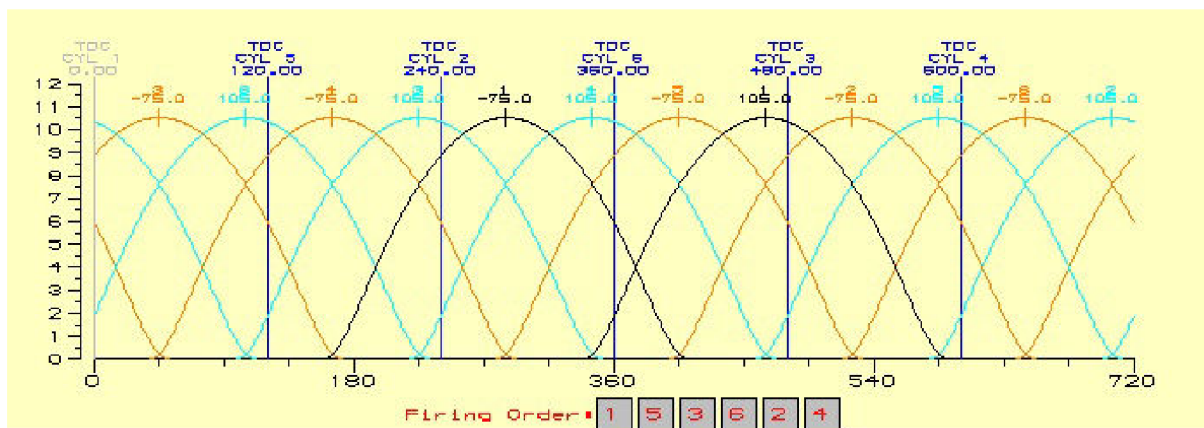
Počet ventilů na válec (celkový)	4 (24V)
Počet sacích ventilů	2
Počet výfukových ventilů	2
Průměr hrdla pro sací ventily	27,5 mm
Průměr hrdla pro výfukové ventily	26,5 mm

15.1.3 ČASOVÁNÍ VENTILŮ

Časování je dáno úhlem otevření ventilu měřeným na klikové hřídeli a vzájemným natočením sací a výfukové vačky na vačkové hřídeli. Vliv na plnění válce má také zdvih vačky. Při sacím zdvihu je nutné dopravit do válce co největší množství směsi, při výfuku musí plyn včas a pokud možno beze zbytku rychle odejít. Strmá nebo-li ostrá vačka otevírá ventil velmi rychle, dlouho ho ponechává otevřený a velmi rychle ho zavře.



V našem případě bylo časování řešeno pro vysoký výkon motoru ve jmenovitém otáčkovém režimu. Bylo zapotřebí, aby vačka uzavírala sací ventil později. Důvodem je využití kinetické energie nasávaného proudu směsi pro zlepšení hmotnostního naplnění válce.



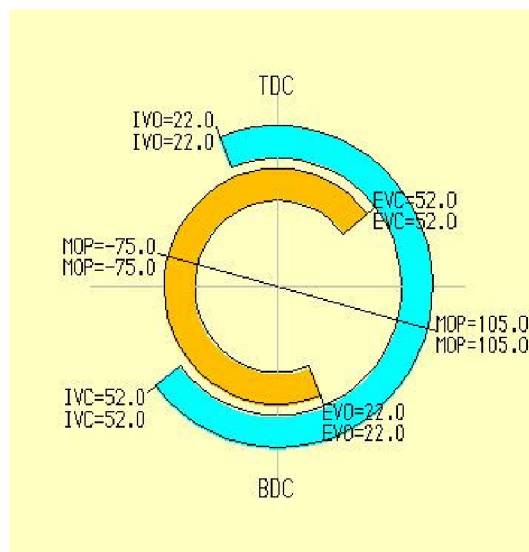
Obr. 56 Překrytí ventilů

Tab.15.3 Časování sacích ventilů

Časování sacích ventilů	
Sání otevírá SO	22° před HÚ
Sání zavírá	52° za DÚ
Úhel otevření ventilů	254°
Zdvih sacího ventilu	10,47 mm

Tab. 15.4 Časování výfukových ventilů

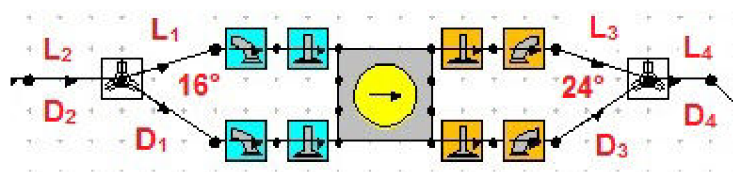
Časování výfukových ventilů	
Výfuk otevírá SO	22° před DÚ
Výfuk zavírá	52° za HÚ
Úhel otevření ventilů	254°
Zdvih výfukového ventilu	10,53 mm



Obr. 57 Časování ventilů

15.1.4 STANOVENÍ ROZMĚRŮ VEDENÍ SACÍCH A VÝFUKOVÝCH KANÁLŮ

Pro stanovení reálných rozměrů bylo vycházeno z hlavy motoru značky VW Polo 6N 1.6i AJV.[25] Jedná se zážehový motor s totožným vrtáním a zdvihem.



Obr. 58 Hlava motoru

Tab. 15.5 Délky sacích a výfukových kanálů

L ₂	96 mm	D ₂	42/40 mm
L ₁	20 mm	D ₁	40/27,5 mm
L ₃	20 mm	D ₃	26/35 mm
L ₄	96 mm	D ₄	35/44 mm
Chlazení	Voda		
Materiál	Slitina hliníku		

15.1.5 PARAMETRY SACÍHO A VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ

Při návrhu sacího potrubí budeme uvažovat variantu přímého sání se soustavou škrticích klapek. Samotné umístění škrticí klapky může být problematické v kontextu s uvažovanou vzdáleností od hlavy motoru. Pokud bude umístěna příliš blízko,



může dojít k poklesu výkonu vlivem víření směsi v oblasti sedel ventilů. Ve výpočtu nastavujeme klapku plně otevřenou.

Předpokládáme, že vlivem pohybu pístu k dolní úvrati se klikový hřídel pootočí o 90° . Tím dojde k vybuzení podtlakové vlny a zároveň by bylo vhodné využít přetlakovou vlnu k doplnění válce. Abychom dosáhli rezonance, musí být úhel násobkem 720° . Tedy okamžik pro vybuzení nové podtlakové vlny.

Rezonanční délka sání:

$$l = \frac{15}{2} * \frac{a_s}{n} [m], \quad (99)$$

kde n jsou příslušné otáčky rezonančního plnění, a a_s je střední rychlost zvuku dána vztahem:

$$a_s = \sqrt{\frac{\kappa * R * T}{M}} \left[\frac{m}{s} \right], \quad (100)$$

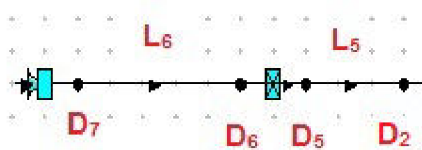
kde κ je Poissonova konstanta ($1,40$), R je molární plynová konstanta ($8,314 J * mol^{-1} * K^{-1}$), M molární hmotnost ($0,0289 kg * mol^{-1}$), T je teplota vzduchu, v našem případě uvažujeme $20^\circ C$ ($293,15 K$).

Tab.15.6 Rezonanční délka na otáčkách

Otáčky motoru [min ⁻¹]	1000	2000	3000	4000	5000	6000
Délka potrubí [m]	2,573	1,286	0,858	0,643	0,515	0,429

Z *Tab.15.6* je patrná závislost rezonanční délky sacího potrubí na otáčkách. Pro letecký motor, vzhledem k výkonovým charakteristikám je vhodné stanovit orientační délku sání o hodnotě $0,515 m$ a více.

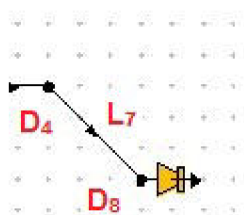
Podobným způsobem lze i řešit výfukový trakt, avšak s využitelnou délkou potrubí by nebylo vhodné umístění jednak ze zástavbových, tak z délkových důvodů.



Obr. 59 Sací potrubí

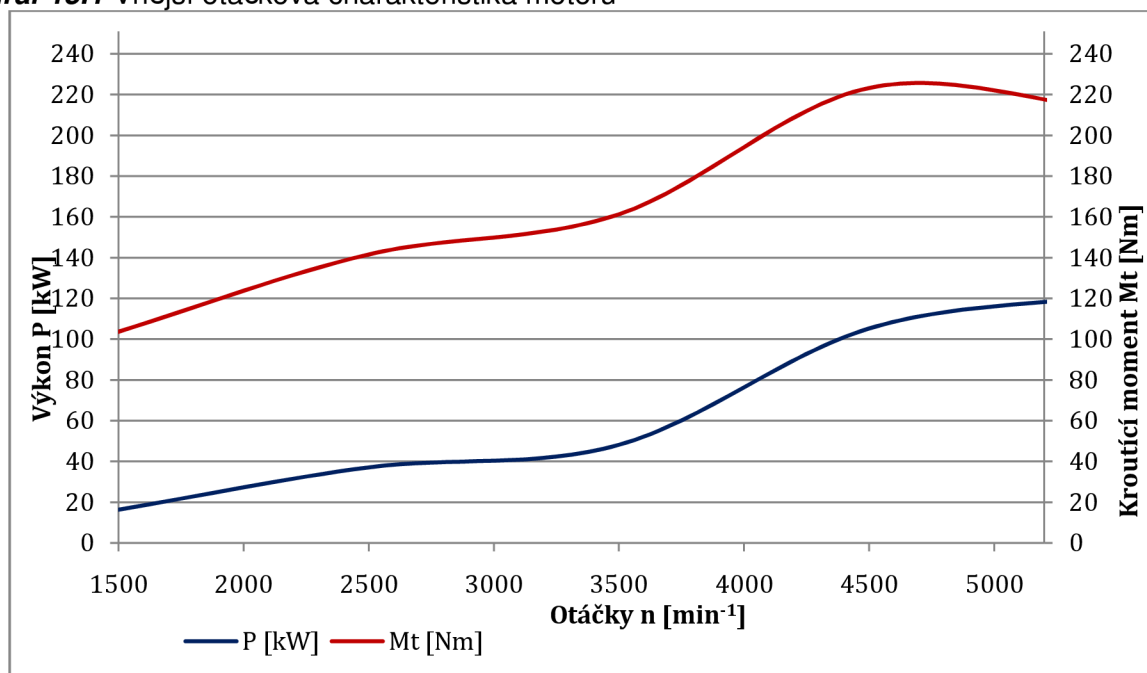
**Tab.15.7** Rozměry sacího potrubí

L_5	80 mm
L_6	319 mm
D_7	70/42 mm
D_6	42 mm
D_5	42 mm

**Obr. 60** Výfukové potrubí**Tab.15.8** Rozměry výfukového potrubí

L_7	400 mm
D_8	44/50 mm

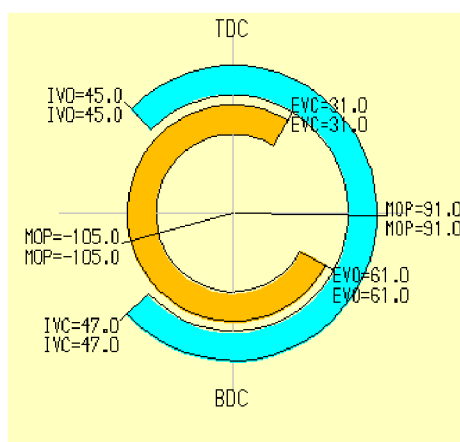
15.2 ÚPLNÁ VNĚJŠÍ OTÁČKOVÁ CHARAKTERISTIKA

Graf 15.1 Vnější otáčková charakteristika motoru



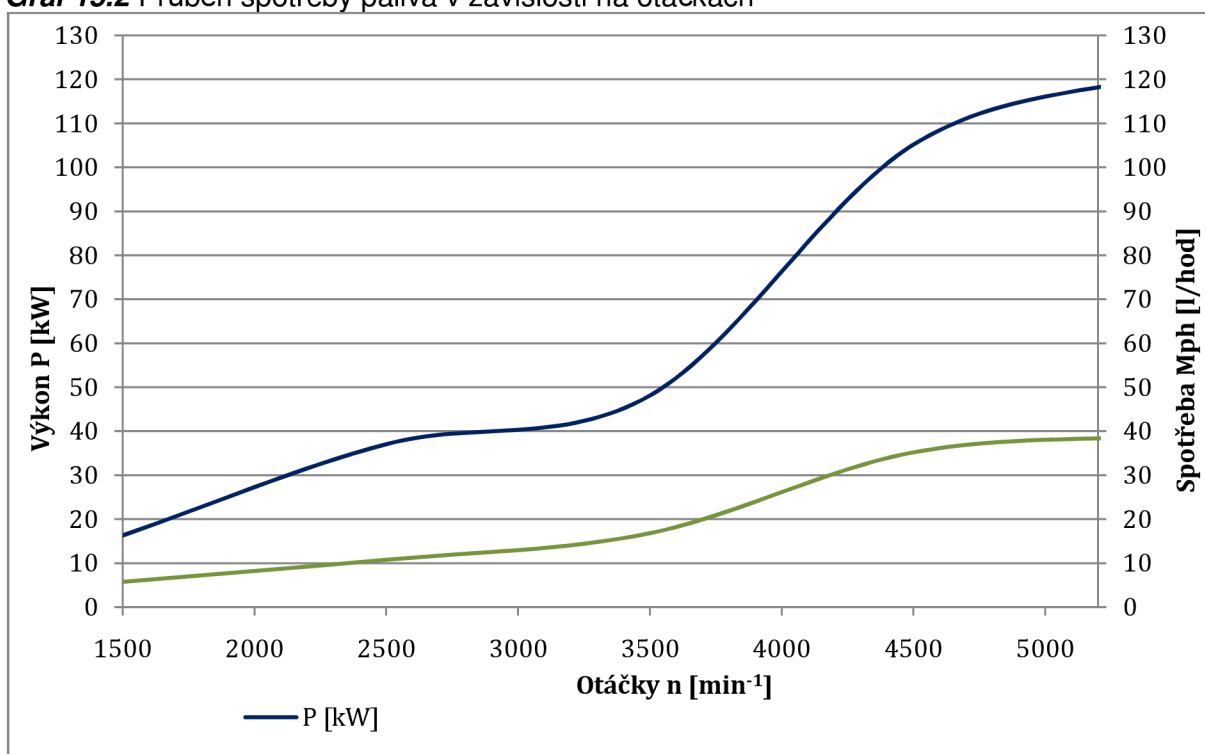
Z Grafu 15.1 je patrné, že motor disponuje maximálním výkonem P v 5200 min^{-1} a to $115,34 \text{ kW}$ a krouticím momentem Mt $223,15 \text{ Nm}$ v 4500 min^{-1} . Jistým omezujícím faktorem bylo naladit hlavu tak, aby byla zachována přibližná hodnota síly od tlaku plynů. Ta byla v našem případě $6,72 \text{ MPa}$ a s výše uvedeným laděným byla hodnota síly $6,94 \text{ MPa}$.

Pro zajímavost bylo časování ventilů naladěno na maximální možný výkon, a to úpravou časování viz. Obr. 61, který dosahoval výkonu P v 5200 min^{-1} $126,3 \text{ kW}$ a krouticí moment $226,24 \text{ Nm}$ v 4500 min^{-1} . Zde se však maximální síla od tlaku plynů blížila k 8 MPa , přesněji $7,91 \text{ MPa}$. To by pravděpodobně vedlo k nadměrnému namáhání ojnice a klikové hřídele, tudíž od této úpravy bylo upuštěno a ponechán prvotní koncept.



Obr. 61 Časování pro maximální výkon motoru

V dnešní době hrají důležitou roli i náklady na provoz, resp. spotřeba paliva motoru. Spotřeba paliva Natural 95 byla získána rovněž z programu Lotus, kde výsledná největší spotřeba je logicky při maximálních otáčkách (5200 min^{-1}) a to $39,1 \text{ L/hod}$. Vzhledem k dnešním cenovým relacím benzínu (květen 2013) se pohybujeme cenově okolo 1500 Kč za hodinu letu bez amortizačních nákladů.

**Graf 15.2** Průběh spotřeby paliva v závislosti na otáčkách

Předpokládáme, že celková hmotnost motoru bude do sto kilogramů, čili poměr výkon/ hmotnost je skrze pozitivní a motor může mít uplatnění ve sportovní kategorii.



ZÁVĚR

Cílem práce bylo nejprve posoudit možné koncepce uspořádání klikového mechanismu, proto této problematice byla věnována úvodní část rešeršní práce. Byly zmíněny všechny možné koncepce pro letecké využití a vždy uveden jeden zástupce z historie Československé republiky, kdy naše země patřila mezi strojírenské giganty. Každá z typů uspořádání měla svoje výhody i nevýhody a pro následný návrh byla zvolena koncepce řadového stojatého visutého šestiválce. Jako vzor pak Walter Minor VI, pro porovnání s výkonovými a zástavbovými parametry.

V druhé rešeršní části byla uvedena technologie výroby klikových hřídelí. U samotných metod byly zmíněny výhody a nevýhody jednotlivých výrobních postupů. Kliková hřídel bude kována v zápusce a dále mechanicky a tepelně zpracována. Pokud by byl požadován pouze prototyp, výhodnější by bylo kliku celou obrobít z polotovaru. Pro demontáž a revizi klikové hřídele, byla nastíněna částečná metodika pro manipulaci a kontrolu klíčových částí.

Jedním z dalších cílů bylo vytvořit detailní konstrukční návrh, předlohou se stal tříválcový motor Škoda 1,2 HTP (AZQ), kde byly ponechány důležité rozměry částí klikové hřídele pro použití dostupných sériových dílů (pístní skupina, ojnice, kluzná ložiska) a snížit tak náklady při vývoji celého motoru. Návrhu rovněž předcházela úvaha řešení komponentů pro pohon agregátů a rozvodový mechanismus. K tomu byly přizpůsobeny konce klikové hřídele. Uvažujeme kuželové startovací kolo, start je tedy řešen pomocí magneta, dále potom řemenice pro pohon alternátoru a vodní pumpy a konečně řetězové kolo pro pohon olejových čerpadel (3) a rozvodů (DOHC). Na vázaném konci pak zubené kolo reduktoru. Spojení komponentů s klikovou hřídelí řešeno pomocí evolventního drážkování s částečným nalisováním. Tento způsob upnutí patří mezi nejspolehlivější a nenáročným na výrobu. Funkčnost ověřena v praxi ve společnosti Tatra Kopřivnice a.s., v našem případě kontrolním výpočtem.

V práci rovněž řešena kinematika, silové a momentové účinky pro pochopení funkce. Zjištěny důležité hodnoty sil pro následný výpočet torzního kmitání a stanovení bezpečnosti vůči únavovému lomu. Klikové uspořádání tvoří pravidelnou hvězdicu, tedy správným natočením klik, nastává takzvané přirozené vyvážení setrvačných sil a momentů. V práci uvedeno grafické řešení, v příloze pak výpočtové.

Výpočet torzního kmitání byl řešen s napojeným reduktorem. Motor s větším počtem válců je znám tím, že je nadměrně zatěžován torzními vibracemi. Tento fakt byl ověřen analytickým výpočtem, kde byl sestaven diskrétní torzní model, avšak relevantního výpočtu bylo dosaženo pomocí programu poskytnutým vedoucím práce. Z výsledků bylo usouzeno, že motor nemůže pracovat bez využití tlumícího



prostředku. Motor by vykazoval značné vibrace, hluk a nadměrné kmitání volného konce. Ozubené soukolí by tedy bylo značně zatěžováno. Jako tlumící element byl zvolen pryžový tlumič typu Composite – Type. Tento typ tlumiče je v dnešní době hojně využívaný, levný na výrobu a s dostatečnými tlumícími vlastnostmi. Nevýhodou je vliv stárnutí pryže na tlumení a teplotní citlivost. Dosažením poměrné velikosti 0,3 pak došlo k výraznému utlumení dominantního šestého řádu odpovídající první vlastní frekvenci a s očekáváním byl do provozních otáček vtažen rezonanční řád příslušný druhé vlastní frekvenci. Jak bude pryž stárnout, bude se amplituda druhé rezonanční frekvence postupně zmenšovat a zvyšovat se bude první rezonanční frekvence. Tlumič byl zkontrolován výpočtem, zda nedojde k odtržení pryžové části. V tomto ohledu pryžová část vyhovuje.

Posledním krokem bylo stanovení únavové bezpečnosti přístupem MKP. Kliková hřídel byla podrobena dvěma zatěžovacím stavům, ze kterých byl stanoven koeficient bezpečnost vůči únavovému lomu. Pro porovnání řešena tlumená a netlumená soustava, zde však vlivem přístupu metodiky LSA nebyl patrný značný rozdíl. Avšak použití tlumícího prostředku je nezbytné, proto by měl navržený šestiválec pracovat s pryžovým tlumičem torzních kmitů. Výsledné hodnoty jsou konzervativní, čili očekáváme vyšší koeficient bezpečnosti při skutečném provozu. I tak jsou hodnoty dosti nízké pro letecký motor, výsledná bezpečnost tlumené soustavy vyšla 1,80, pro uspokojivý výsledek by se hodnota měla pohybovat nad 2. Motor tedy může spadat do kategorie sportovního létání. Kategorie akrobacie není doporučena.

V závěru práce byla stanovena výkonová charakteristika, řešena pomocí softwaru Lotus Engineering Simulation. Motor disponuje výkonem 115 kW při 5200 min⁻¹. S porovnáním výše zmíněným motorem Walter Minor VI, je tento řešený motor důstojným nástupcem, ne-li lepším. Výkonově jsou motory dosti podobné, však zdvihovým objemem, zástavbovými rozměry a hmotností se dosti liší. Řešený motor dosahuje pozitivnějších výsledných hodnot. Rovněž byla stanovena spotřeba paliva, a to 39 l/hod při vzletovém režimu. Předpokládáme tedy nižší spotřebu paliva při provozním režimu.

Pro budoucí vývojový směr leteckého motoru by bylo vhodné upravit písty pro visitou koncepci.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KOVAŘÍK, L., FERENCEY, V., SKALSKÝ, R., ČÁSTEK, L. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Naše vojsko, První vydání, Praha, 1992. 484s. ISBN 80-206-0131-7.
- [2] NĚMEČEK, V., *Československá letadla*. Naše vojsko, První vydání, Praha, 1968. 372s. ISBN 28-122-84
- [3] BEDNÁŘ, B., ŠANOVEC, J., ČERMÁK, J., MICHÁLEK, L. *Technologičnost konstrukce I*. ČVUT, První vydání, Praha, 2005. 146s. ISBN 80-01-03268-X.
- [4] ZOGBAUM, E.A., *Elementare Kraftfahrzeugmechanic*. VogelVerlag und Druck GmbH & Co.KG, Wurzburg (Deutschland), 1992. 151s. ISBN 85-7232-113-7
- [5] KOCÁB, J., ADAMEC, J., *Letadlové motory*. KANT cz s.r.o., První vydání, Praha, 2000. 176s. ISBN 80-902914-0-6
- [6] Kolektiv VÚNM a ČKD, *Naftové motory čtyřdobé*, I. díl, Druhé vydání, Praha, 1962. 541s. 04-274-62
- [7] PÍŠTĚK, V., ŠTĚTINA J., *Pevnost a životnost*. VUT Brno, První vydání, Brno, 1993. 205s. ISBN 80-214-0368-3
- [8] NOVÁK, L., *Návrh reduktoru zážehového šestiválcového leteckého motoru*. Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 75s Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
- [9] WALTER MINOR 6-III [online], 2007. [cit. 2013-03-03]. Dostupný z WWW: http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Walter_Minor_6-III.JPG
- [10] LETECKÝ MOTOR AVIA HS - 12 Ydrs A ČKD - 12Ydrs [online], 2010. [cit. 2013-03-03]. Dostupný z WWW: <http://test.palba.cz/viewtopic.php?f=164&t=3990>
- [11] WALTER SAGITTA I-R [online], 2012. [cit. 2013-03-03]. Dostupný z WWW: http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Walter_Sagitta_I-R_C_da_470-550_Cv.jpg
- [12] WALTER ATOM [online], 2005. [cit. 2013-03-04]. Dostupný z WWW: <http://forum.valka.cz/viewtopic.php/t/36315>
- [13] MASLENNIKOV, M.M., RAPIPORT, M.S., *Letadlové pístové motory 1*. Státní nakladatelství technické literatury, První vydání, Praha, 1955. 354s. D 01645
- [14] ŠKODA L [online], 2012. [cit. 2013-03-05]. Dostupný z WWW: [http://cs.wikipedia.org/wiki/Škoda_L_\(motor\)](http://cs.wikipedia.org/wiki/Škoda_L_(motor))



- [15] WALTER NZ-60 [online], 2011. [cit. 2013-03-05]. Dostupný z WWW: <http://test.palba.cz/viewtopic.php?f=164&t=4448>
- [16] WALTER K – 14 I A II, *Popis a návod k obsluze a udržování*. Akciová společnost Walter, Praha XVII – Jinonice.
- [17] Crankshaft Tech [online], 2007. [cit. 2013-03-06]. Dostupný z WWW: http://www.popularhotrodding.com/tech/0710pkr_crankshaft_tech/
- [18] Crankshaft types and differences [online], 2010. [cit. 2013-03-06]. Dostupný z WWW: <http://www.clubgti.com/showthread.php?206029-Crankshaft-types-and-differences>
- [19] EVOMS Latest 997TT Project [online], 2003. [cit. 2013-03-07]. Dostupný z WWW: <http://www.6speedonline.com/forums/997-turbo-gt2/185422-evoms-latest-997tt-project-9000-rpm-s-4-0l-1100-hp-details-inside.html>
- [20] Vyvážení klikových hřídelí [online], 2008. [cit. 2013-03-08]. Dostupný z WWW: <http://www.mopas.cz/page/68032.nabidka-vyvazeni-klikovych-hrideli/>
- [21] Přehled vlastnosti oceli 42CrMo4 [online], 1998. [cit. 2013-03-10]. Dostupný z WWW: http://prirucka.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/techprir/tycovaocel/EN10083/Prehled_vlast_42CrMo4/
- [22] NOVOTNÝ, P., *Výpočtové modely* (přednáška), Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013.
- [23] Solidworks [online], 2012. [cit. 2013-10-05]. Dostupný z WWW: <http://help.solidworks.com>
- [24] SHIGLEY, J.E., MISHKE, C.R., BUDYNAS, R.G., *Konstruování strojních součástí*, VUT Brno, První vydání, Brno, 2010. 1159s. ISBN 978-80-214-2629-0
- [25] VÁVROVEC, J. *Optimalizace sacího potrubí zážehového motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 96 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$[\text{ms}^{-2}]$	zrychlení pístní skupiny
b_{rk}	$[\text{mm}]$	šířka ramene klikové hřídele
b_{tl}	$[\text{mm}]$	šířka pryžového prstence
b_{tl}	$[\text{mm}]$	šířka pryžového prstence
c_i	$[\text{Nm}^*\text{rad}^{-1}]$	tuhosti jednotlivých částí
c_s	$[\text{ms}^{-1}]$	střední pístová rychlost
c_{tl}	$[\text{Nm}^*\text{rad}^{-1}]$	tuhost tlumiče
D	$[\text{mm}]$	vrtání
D_{hc}	$[\text{mm}]$	průměr hlavního čepu
D_{oc}	$[\text{mm}]$	průměr ojnicního čepu
D_{pi}	$[\text{mm}]$	průměry předlokové hřídele
d_{pki}	$[\text{mm}]$	průměry předního konce hřídele
D_{red}	$[\text{mm}]$	redukovaný průměr hlavního čepu
d_{str}	$[\text{mm}]$	střední průměr pryžové části
d_{str}	$[\text{mm}]$	střední hodnota pryžového prstence
D_{vhi}	$[\text{mm}]$	průměry vrtulové hřídele
d_{vki}	$[\text{mm}]$	průměry zadního konce hřídele
d_{vz}	$[\text{mm}]$	průměr zkoušeného vzorku
E	$[\text{MPa}]$	youngův modul pružnosti
F''_n	$[\text{N}]$	reakce normálové složky
F''_{oj}	$[\text{N}]$	reakce síly přenášené ojnicí v její ose
F''_{ov}	$[\text{N}]$	síla ve směru osy válce
F''_t	$[\text{N}]$	reakce tangenciální síly
F'_{oj}	$[\text{N}]$	reakce síly přenášené ojnicí v její ose
F'_r	$[\text{N}]$	reakce radiální síly
F'_{ro}	$[\text{N}]$	setrvačná síla rotujícího zalomení v ose válce
F_c	$[\text{N}]$	celkové síly působící na píst
F_{cs}	$[\text{N}]$	celková setrvačná síla posuvných hmot
f_G	$[-]$	korekční součinitel
F_n	$[\text{N}]$	boční síla působící na píst
F_{oc}	$[\text{N}]$	celková síla v ojnicním čepu
F_{od}	$[\text{N}]$	odstředivá síla redukované rotační hmoty
F_{oj}	$[\text{N}]$	síla přenášená ojnicí v její ose



F_p	[N]	síla od tlaku plynů
F_r	[N]	radiální síla v ose ojnice
F_{rc}	[N]	celková radiální síla ojničím čepu
F_{rhl}	[N]	reakční síla rotujících hmot zalomení ojnice
F_{ro}	[N]	setrvačná síla rotujícího zalomení
F_s	[N]	setrvačné síly pístní skupiny
F_t	[N]	tangenciální síla v ojničím čepu
G	[MPa]	modul pružnosti ve smyku
I_p	[m ⁴]	polární moment setrvačnosti
J_{ef}	[kgm ²]	efektivní moment setrvačnosti
J_i	[kgm ²]	redukovaný moment i-té části
J_{kr1}	[kgm ²]	moment setrvačnosti hnacího kola reduktoru
J_{kr2}	[kgm ²]	moment setrvačnosti hnaného kola reduktoru
J_{kr3}	[kgm ²]	moment setrvačnosti druhého hnacího kola reduktoru
J_{kr4}	[kgm ²]	moment setrvačnosti druhého hnaného kola reduktoru
J_{oo}	[kgm ²]	moment setrvačnosti předního konce bez řemenice
J_{ozub}	[kgm ²]	moment setrvačnosti řetězového a startovacího ozubeného kola
J_p	[kgm ²]	redukovaný moment posuvných částí
J_{ph}	[kgm ²]	moment setrvačnosti předlohové hřídele
J_{pk}	[kgm ²]	moment setrvačnosti předního konce
J_r	[kgm ²]	redukovaný moment rotačních částí
J_{rem}	[kgm ²]	moment setrvačnosti řemenice
J_{ti}	[kgm ²]	moment setrvačnosti tlumiče
J_v	[kgm ²]	moment setrvačnosti vrtule
J_{vh}	[kgm ²]	moment setrvačnosti vrtulové hřídele
J_{zal}	[kgm ²]	moment setrvačnosti zalomení
J_{zk}	[kgm ²]	moment setrvačnosti zadního konce
k_p	[-]	součinitel únavové bezpečnosti
l_{hc}	[mm]	délka ojničního čepu
l_{oj}	[mm]	délka ojnice
l_p	[mm]	funkční délka předlohové hřídele
l_{pki}	[mm]	délka předního konce hřídele
l_{rk}	[mm]	délka ramene klikové hřídele
l_{vhi}	[mm]	funkční délka vrtulové hřídele



l_{vki}	[mm]	funkční délky výstupního hřídele
M_I	[Nm]	moment posuvných částí prvního řádu
M_{II}	[Nm]	moment posuvných částí druhého řádu
M_{ktt}	[Nm]	střídavý kroutící moment na pryžovou část
m_{ol}	[kg]	hmotnost ojničního ložiska
m_{pist}	[kg]	hmotnost pístu
m_{pos}	[kg]	redukovaná hmotnost posuvných částí ojnice
m_{psk}	[kg]	hmotnost celé pístní skupiny
M_{ro}	[Nm]	moment odstředivých sil rotačních
m_{rot}	[kg]	redukovaná hmotnost rotačních částí ojnice
M_t	[N*m]	točivý moment
n	[-]	otáčky
N	[Hz]	vlastní frekvence otáček
n_{1rez}	[min ⁻¹]	rezonanční otáčky 1. tvaru kmitání
n_{2rez}	[min ⁻¹]	rezonanční otáčky 2. tvaru kmitání
n_v	[-]	počet válců
p	[MPa]	tlak ve spalovacím prostoru
p_e	[MPa]	střední efektivní tlak
P_{em}	[kW*L ⁻¹]	měrný výkon motoru
P_{pl}	[N]	setrvačná síla posuvných částí prvního řádu
P_{pII}	[N]	setrvačná síla posuvných částí druhého řádu
r	[mm]	poloměr kliky
r	[mm]	poloměr kliky
R_e	[MPa]	mez kluzu
R_m	[MPa]	mez pevnosti
s	[mm]	dráha pístní skupiny
S_p	[m ²]	plocha pístu
u	[-]	převod reduktoru
v	[mm]	rychlost pístní skupiny
V_k	[cm ³]	objem kompresního prostoru válce
V_z	[cm ³]	zdvihový poměr
w_t	[-]	optimální ladění tlumiče
W_{toct}	[MPa]	průřezový modul ojničního čepu
XX_1	[mm]	vzdálenost mezi body



Z	[mm]	zdvih
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
β	[°]	úhel odklonu ojnice
ε_k	[-]	kompresní poměr
ε_k	[-]	vydatnost rezonancí
η_t	[-]	poměrný útlum
η_{tl}	[-]	poměr úhlové rychlosti vynuceného kmitání
η_σ	[-]	vliv velikosti
κ	[-]	řád harmonické složky
κ	[-]	hlavní řád harmonické složky
κ_h	[-]	řád harmonické složky
κ_R	[mm ⁻¹]	poměrný gradient
λ	[-]	klikový poměr
μ	[-]	Poissonovo číslo
μ_{tl}	[-]	poměrná velikost tlumiče
ν	[-]	úhel natočení jednotlivých klikových ramen vůči sobě
ν_σ	[-]	pravděpodobnost přežití
ξ	[Nm*s*rad ⁻¹]	velikost tlumících odporů
ξ_{opt}	[-]	optimální poměrná amplituda
σ_1	[MPa]	první hlavní napětí
σ_3	[MPa]	třetí hlavní napětí
σ_{co}	[MPa]	mez únavy v ohybu
σ_{ct}	[MPa]	mez únavy v tahu
σ_e	[MPa]	amplituda napětí
σ_m	[MPa]	střední hodnota napětí
σ_{VM}	[MPa]	redukované napětí
σ_x	[MPa]	redukované napětí v bodě 1
σ_{x1}	[MPa]	redukované napětí v bodě 2
τ	[-]	taktnost motoru
τ_{pi}	[MPa]	přídavné torzní napětí ojnicního čepu pro danou frekvenci
τ_{tl}	[MPa]	smykové napětí pryžové části
Y_{opt}	[-]	optimální poměrné tlumení
Φ_o	[rad]	torzní výchylka
ψ	[s ⁻¹]	vlastní úhlová frekvence



ω	$[\text{s}^{-1}]$	úhlová rychlost otáčení klikového hřídele
Ω_{tl}	$[\text{Hz}]$	úhlová frekvence tlumiče



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1. Výpočtová zpráva

Příloha 2. Výkresová dokumentace klikové hřídele

Příloha 3. Výkresová dokumentace pryžového tlumiče

Příloha 4. Výkresová dokumentace kuželového ozubeného kola

Příloha 5. Výkresová dokumentace řetězového kola

Příloha 6. Výkresová dokumentace jazýčkové matice