

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B0715A270013 – Strojní inženýrství
Studijní specializace: Konstruování strojů a technických zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Analýza torzních vibrací v pohonném ústrojí osobních automobilů

Autor: Vladislav Ledecký
Vedoucí práce: Ing. Ivana MAZÍNOVÁ, Ph.D.

Akademický rok 2021/2022

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2021/2022

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: Vladislav LEDECKÝ
Osobní číslo: S19B0352P
Studijní program: B0715A270013 Strojní inženýrství
Specializace: Konstruování strojů a technických zařízení
Téma práce: Analýza torzních vibrací v pohonném ústrojí osobních automobilů
Zadávající katedra: Katedra konstruování strojů

Zásady pro vypracování

Základní požadavky: Proveďte analýzu torzních vibrací v automobilovém pohonném ústrojí. Zanalyzujte jejich vznik, šíření a možnosti jejich eliminace. Zhodnoťte vhodnost užití dvoumotového setrvačnicku, jako jednoho z typů torzních tlumičů, jeho kladné a záporné stránky. Popište výhody užití torzního tlumiče v pohonném ústrojí automobilu.

Osnova práce

1. Uvedení do problematiky torzního kmitání, rešerše současných koncepcí pohonných ústrojí automobilů
2. Popis komponent pohonného ústrojí automobilů a vzniku fluktuací točivého momentu motoru
3. Přehled používaných tlumičů torzních kmitů u automobilů
4. Zanalyzování výhod užití torzního tlumiče v pohonném ústrojí automobilu
5. Zhodnocení přínosu torzních tlumičů a závěr

Konzultant bakalářské práce: Ing. Vojtěch Riedl, ZF Engineering Plzeň s.r.o.

Rozsah bakalářské práce: **30-40 stran**
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

- [1] KEMKA, V., KOVANDA, J., KRAEČÍ, J. Silniční vozidla: Vybrané statě z konstrukce a dynamiky vozidel. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2019. ISBN 978-80-261-0803-0
[2] KOŽOUŠEK, J., Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II., 1. vydání., Praha: Nakladatelství ČVUT, Praha 1972
[3] KOVANDA, J., RESL, I., SOCHA, J. Konstrukce automobilů, pérování vozidel. Praha: ČVUT Praha, 1997.
[4] PÍŠTĚK, V. Aplikovaná mechanika, 1. vydání, Praha: SNTL, Praha 1983
[5] NESTORIDES, E. A Handbook on Torsional Vibration, Cambridge univerzity press, 1958

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Ivana Mazínová, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2021**
Termín odevzdání bakalářské práce: **28. května 2022**

L.S.

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 16. října 2021

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Ledecký	Jméno Vladislav		
STUDIJNÍ PROGRAM	B0715A270013 Strojní inženýrství			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Mazínová, Ph.D.	Jméno Ivana		
PRACOVISŤE	ZČU - FST – KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ		Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Analýza torzních vibrací v pohonném ústrojí osobních automobilů			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2022
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	62	TEXTOVÁ ČÁST	54	GRAFICKÁ ČÁST	8
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	<p>Bakalářská práce obsahuje konstrukční návrh dvou variant dvoumotového setrvačnicku s následnou multi-body simulací pro vyhodnocení úhlového zrychlení na vstupní hřídeli převodovky. Parametry simulace byly převzaty z CAD modelu a odhadovými výpočty.</p>
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	<p>osobní automobily, multi-body simulace, torzní kmity, torzní tlumiče, dvoumotový setrvačnick, DMF, hybridní systémy, koncepce automobilů, spalovací motor, moment setrvačnosti</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Vladislav	Name Ledecký		
STUDY PROGRAMME	B0715A270013 Mechanical Engineering			
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Mazínová, Ph.D.	Name Ivana		
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS			
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable	
TITLE OF THE WORK	Torsional vibration analysis of automotive drivetrains			

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	KKS	SUBMITTED IN	2022
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	62	TEXT PART	54	GRAPHICAL PART	8
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This bachelor thesis contains two designs of dual mass flywheel with multi body simulation for evaluation of angular acceleration on gearbox input shaft. Parameters for simulation were taken from CAD model and estimated calculations.
KEY WORDS	utility cars, multi-body simulation, torsional vibrations, torsional dampers, dual mass flywheel, DMF, hybrid systems, conception of automobiles, internal combustion engines, moment of inertia

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat konzultantovi práce Ing. Vojtěchovi Riedlovi za jeho trpělivost, ochotu při psaní této bakalářské práce a také za cenné rady ohledně softwaru Simulation X. Dále bych chtěl poděkovat vedoucí práce Ing. Ivaně Mazínové, Ph.D. za trpělivost a profesionální rady. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat rodině za podporu během celého mého studia.

Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů	10
Seznam obrázků	11
Seznam tabulek	12
Abstrakt	13
Abstract	13
1 Úvod	14
2 Uvedení do problematiky torzního kmitání, rešerše současných koncepcí pohonných ústrojí automobilů	15
2.1 Koncepce automobilů	15
2.1.1 Motor vpředu, pohon zadních kol	15
2.1.2 Motor vzadu, pohon zadních kol	15
2.1.3 Motor uprostřed, pohon zadních kol	16
2.1.4 Motor vpředu, pohon předních kol	16
2.1.5 Koncepce „transaxle“	16
2.1.6 Motor vepředu, pohon všech kol	17
2.2 Současná koncepce pohonných ústrojí automobilů	18
2.2.1 Elektromobilita	18
2.2.2 Hybridní systémy	19
2.2.3 Micro hybrid	19
2.2.4 Full Hybrid systémy – Hybrid electric vehicle (HEV)	20
2.2.5 Plug-in hybrid – plug in hybrid vehicle (PHEV)	20
2.2.6 Mild hybrid systémy – Mild hybrid electric vehicle (MHEV)	21
3 Popis komponent pohonného ústrojí automobilů a vzniku fluktuací točivého momentu motoru	23
3.1 Vznik torzních kmitů	24
3.2 Řád buzení	25
3.3 Interval zážehu	25
3.4 Fluktuace točivého momentu	25
3.5 Eliminace torzních kmitů	26
3.6 Torzní tlumiče	27
4 Přehled používaných tlumičů torzních kmitů u automobilů	27
4.1 Dvouhmotový setrvačnick – Dual mass flywheel (DMF)	27
4.1.1 Odstředivé kyvadlové tlumiče – Centrifugal pendulum vibration absorber (CPVA) 28	
4.2 Hydromechanické tlumiče	29

4.3	Setrvačnickové tlumiče	30
4.4	Speciální torzní tlumiče	31
4.4.1	Voith hydrodamp.....	31
5	Zanalyzování výhod užití torzního tlumiče v pohonném ústrojí automobilu	32
5.1	Souhrn požadavků	32
5.2	Konstrukce.....	34
5.2.1	Části dvouhmotového setrvačnicku	35
5.2.2	Hlavní parametry z konstrukce DMF.....	38
5.3	Simulace	39
5.3.1	Simulační model.....	40
5.3.2	Výsledky simulace	45
5.3.3	Varianta A	49
5.3.4	Varianta B	51
5.3.5	Výběr varianty.....	53
5.4	Možnosti zlepšení návrhu torzního tlumiče.....	56
5.4.1	Modální analýza	56
6	Závěr.....	57
	Seznam použitých zdrojů	60

Seznam použitých zkratk a symbolů

ICE	Internal combustion engine – Spalovací motor s vnitřním spalováním
HÚ	Horní úvrat'
DÚ	Dolní úvrat'
TD	Torsional damper – Torzní tlumič
DMF	Dual mass flywheel – dvouhmotový setrvačnick
CPVA	Centrifugal pendulum vibration absorber – Odstředivý kyvadlový tlumič
MHEV	Mild hybrid electric vehicle
HEV	Hybrid vehicle
PHEV	Plug-in hybrid vehicle

Seznam obrázků

Obr. 1: Koncepce automobilů [1].....	17
Obr. 2: Roční prodeje Toyota Prius [3].....	18
Obr. 3: Předpověď prodeje elektrických a PHEV automobilů [7].....	19
Obr. 4: Rozdělení MHEV [15].....	22
Obr. 5: Ukázka „downsizingu“ [5].....	23
Obr. 6: Ottův cyklus [8]	24
Obr. 7: Charakteristika točivého momentu [10].....	26
Obr. 8: Dvoumotový setrvačnick [6]	27
Obr. 9: Unašeč s odstředivými kyvadlovými tlumiči (CPVA) [11].....	28
Obr. 10: Hydraulický tlumič [6].....	29
Obr. 11: Jednomotový setrvačnick [16].....	30
Obr. 12: Voith hydrodamp [17].....	31
Obr. 13: Křivka točivého momentu (modrá) a výkonu (zelená) motoru 1.0 TSI [12].....	33
Obr. 14: Vícestupňová charakteristika tuhosti pružin [13]	34
Obr. 15: CAD rozstřel modelu primární strany varianty A.....	35
Obr. 16: CAD rozstřel modelu sekundární strany varianty A.....	36
Obr. 17: CAD rozstřel modelu varianty B	37
Obr. 18: Moment setrvačnosti primární strany varianty A	38
Obr. 19: Zobrazení simulačního modelu v softwaru SimX	40
Obr. 20: Grafické znázornění třetího momentu (F_s – reakce sekundární strany, F_p – síla primární strany).....	41
Obr. 21: Schéma koaxiální převodovky [18]	42
Obr. 22: Grafické znázornění výpočtu momentu setrvačnosti.....	43
Obr. 23: Výstup střední hodnoty točivého momentu závislého na otáčkách.....	45
Obr. 24: Výstup točivého momentu a střední hodnoty točivého momentu z motoru závislého na otáčkách.....	46
Obr. 25: Přiblížení obrázku 24	47
Obr. 26: Výstup třetího momentu dvoumotového setrvačnicku závislého na čase.....	48
Obr. 27: Výstup zrychlení na hřídeli do převodovky závislého na otáčkách varianty A.....	49
Obr. 28: Výstup úhlového vychýlení závislého na otáčkách varianty A	50
Obr. 29: Výstup zrychlení na hřídeli převodovky závislého na otáčkách varianty B	51
Obr. 30: Výstup úhlového vychýlení závislého na otáčkách varianty B.....	52
Obr. 31: Porovnání zrychlení variant A, B a bez torzního tlumiče.....	53

Seznam tabulek

Tab. 1: Tabulka s parametry části „Engine“	40
Tab. 2: Tabulka s parametry části „Torsional damper“	41
Tab. 3: Tabulka s parametry části „Gearbox – 3rd gear“	42
Tab. 4: Tabulka s parametry části „Drive shaft“	44
Tab. 5: Tabulka s parametry části „Vehicle“	44
Tab. 6: Číselné porovnání hodnot	53
Tab. 7: Vyhodnocení požadavků.....	54
Tab. 8: R&SWOT analýza	55

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá příčinou a následnou možnou eliminací zvýšených torzních kmitů v automobilovém pohonném ústrojí. Zvýšenými torzními kmity se rozumí zvýšení amplitudy kmitů způsobenou dnešními využívanými trendy ve spalovacích ústrojí jako je například snižování počtu válců. Práce je rozdělena do čtyř částí, z čehož první část se zabývá rešerší současných koncepcí automobilů. V další části práce je rozebírán vznik torzních kmitů s následným přehledem současných typů torzních tlumičů. Na konec jsou konstrukčně navrženy dvě varianty torzních tlumičů s rozdílem v přídavném závaží na sekundární straně. Pro obě varianty je zhotovena multi-body simulace v softwaru Simulation X s následným porovnáním a výběrem jedné varianty.

Výsledkem simulace je zjištění, že pružné rozdělení spalovacího motoru s ostatními komponenty pohonného ústrojí má za příčinu signifikantní snížení torzních kmitů. Dále bylo prokázáno, že přídavné závaží na sekundární straně jedné varianty má ještě více příznivý vliv na eliminaci torzních kmitů. Tyto fakta pozitivně ovlivňují životnost veškerých komponentů pohonného ústrojí z hlediska únavového namáhání a také jízdní komfort, který je dnes brán jako velmi důležitý aspekt.

Abstract

This bachelor thesis is discussing the cause and possible elimination of increased torsional vibrations in automobile drive train. Increased torsional vibration means increased amplitude of vibrations caused by today's trends in combustion engines like lowering the number of cylinders. This thesis is divided into four parts starting with a literature research of today's automobile conceptions. The next part is about the cause of torsional vibrations followed by an overview of commonly used torsional dampers. At the end two variants are designed with main difference in added additional weight to secondary side. A multi-body simulation has been made for both variants in software Simulation X followed by comparison.

The result of simulation is the fact that flexible decoupling of combustion engine with other parts of drivetrain has significant decrease of torsional vibrations. There has been also proven that additional weight on secondary side in one of the variants has also positive effect on lowering the torsional vibrations. These facts positively affect the longevity of all drive train components and also driving comfort which is very important aspect these days.

1 Úvod

Pod neustálé zvyšujícími se tlaky od ekologických nařízení se automobiloví výrobci snaží najít nejvhodnější variantu pohonu pro svá vozidla nejen z hlediska ceny, ale také ekologie. V dnešních dobách rozšířené elektromobility se klade čím dál tím větší nárok na využívání obnovitelných zdrojů energie, jenže spalovací motory mají stále mnoho nenahraditelných výhod od této alternativy. Strojní inženýři proto čelí větším nárokům na navržení kompromisu mezi šetrností životního prostředí a konkurenceschopnosti svých produktů. Jedna možnost udržení spalovacích motorů v provozu je snižování počtu válců a spalovacích objemů, to má ale za vliv razantní zvýšení torzních kmitů, které mají negativní vliv na provoz a životnost vozidla.

Toto navýšení torzních kmitů způsobuje buzení ve všech částech pohonného ústrojí. Celé pohonné ústrojí je jeden oscilační řetězec se zdrojem buzení z motoru, který se uvažuje jako systém s jedním stupněm volnosti, přesněji jako rotace kolem své rotační osy. Hlavními prvky pohonného ústrojí jsou veškeré spojovací hřídele, převodovka, hnací hřídele, rozvodovka, poloosy až po kontakt vozidla s vozovkou. V současnosti se využívá systémů s rekuperací kinetické energie. Tyto koncepce se nazývají hybridní systémy. Rozdíl mezi hybridními systémy a konvenčními koncepcemi je přítomnost baterie s vyšší kapacitou a elektromotoru. Torzní kmity vznikají z nepravidelného chodu spalovacího motoru, nejčastěji používaného čtyřdobého motoru. Nepravidelný chod způsobuje fluktuace točivého momentu, který dosahuje kladných tak i záporných hodnot. Kvůli fluktuacím točivého momentu a s tím spojené fluktuace úhlového zrychlení vznikají také nepříznivé zvukové jevy v převodovce, které jsou způsobeny z vŕle mezi samotnými zuby ozubených kol. V dnešní době se využívají dva způsoby eliminace torzních kmitů. Z čehož jeden z nich je úplná náhrada spalovacích motorů za elektromotory, které mají velkou výhodu v zanedbatelných fluktuacích točivého momentu. Implementace čistě elektrických automobilů je ale problematická jak z hlediska výroby elektrické energie, tak v infrastruktuře elektrických sítí. Další nevýhoda elektromobilů jsou baterie, které mají nízkou energetickou hustotu a využívají kovy s komplexní a často nemorální těžbou. I přes všechna negativa elektrických automobilů je nutné si uvědomit, že mají největší až stoprocentní potenciál ve snížení emisí a velké korporátní společnosti investují velké sumy kapitálu do jejich vývoje. Mezi další způsob snížení torzních kmitů je užití torzních tlumičů, které musí rozdělit spalovací motor od ostatních částí pohonného ústrojí se zachováním přenosu točivého momentu. Torzních tlumičů je mnoho druhů pro dané aplikace, jenže nejčastěji užívaný torzní tlumič u osobních automobilů je tzv. dvoumotový setrvačnick. Tento torzní tlumič využívá rozdělení pomocí pružných elementů, nejčastěji lineárních pružin. Strana blíže k motoru se nazývá primární strana a strana blíže k převodovce se nazývá sekundární strana. K tlumení dochází třením mezi pružinou a vodíci plochami primární strany.

Tato práce se zabývá analyzováním torzních kmitů v pohonném ústrojí a možnosti jejich eliminace. Veškeré poznatky jsou rozděleny do čtyř kapitol. V první kapitole je zohledněna rešerše koncepce automobilů a nových trendů pohonných ústrojí. Další část se zabývá zejména o vzniku fluktuace točivého momentu vzpjatou s torzními kmity. Ve třetí části je ukázka používaných tlumičů torzních kmitů a jejich užití. Čtvrtá nejobsáhlejší část analyzuje výhod užití torzních tlumičů, kde je zobrazen celý návrh dvou variant dvoumotového setrvačnicku. Tato část je vázaná s konstrukcí dvoumotového setrvačnicku a následnou simulací vytvořeného modelu pohonného ústrojí. Cílem práce je čtenáře uvést do problematiky dnešních spalovacích motorů a zhodnotit využití torzních tlumičů.

2 Uvedení do problematiky torzního kmitání, rešerše současných koncepcí pohonných ústrojí automobilů

2.1 Koncepce automobilů

Koncepcí automobilů se rozumí uspořádání spalovacího motoru (ICE), převodového ústrojí a druh pohonu.

Příčné uložení ICE

Toto uložení je z hlediska účinnosti pohonného zařízení nejideálnější z důvodu méně součástí ústrojí. Také disponuje menším zastavěným prostorem. Nejčastěji se používá pro automobily s předním pohonem kol a s pohonem všech kol. Délka motoru omezena šířkou motorového prostoru. [1]

Podélné uložení ICE

Častěji používané u sportovních vozů nebo vozů s vysokým výkonem, kde spalovací ústrojí dosahují vysokých rozměrů. Nejčastěji se používá pro automobily se zadním pohonem kol nebo pohonem všech kol. [1]

2.1.1 Motor vpředu, pohon zadních kol

Podélné uložení ICE a převodovky nad nebo za přední nápravou a diferenciál na zadní nápravě viz. obrázek Obr. 1 (a,b). V konfiguraci s převodovkou vzadu je točivý moment přenášen kloubovou hřídelí mezi převodovkou a diferenciálem. Tato hřídel musí být velmi tuhá a vyvážená kvůli převodu točivého momentu do „pomala“ a vysokým otáčkám ve vyšších rychlostech. [1]

Výhody

- Možnost velké délky ICE
- Jednoduchá přední náprava
- Přenos vysokého výkonu při pohonu jedné nápravy

Nevýhody

- Nestabilní udržování přímého směru
- Sklon k přetáčení vozidla při nízké adhezi

U konfiguraci s převodovkou vzadu hřídel dosahuje vyšších otáček i při pomalé jízdě, ale točivý moment dosahuje pouze maximální hodnoty motoru. Také zde může nastat lepší rozložení váhy.

2.1.2 Motor vzadu, pohon zadních kol

ICE s převodovým ústrojím umístěny na nebo za zadní nápravou viz. obrázek Obr. 1 (c). Tato koncepce byla především používaná u starších sportovních vozů. [1]

Výhody

- Dobrá trakce při rozjezdu
- Menší síly pro řízení vozidla

Nevýhody

- Sklon k přetáčivosti vozidla
- Umístění nádrže v méně bezpečných místech

2.1.3 Motor uprostřed, pohon zadních kol

ICE umístěno uprostřed a převodové ústrojí nad zadní nápravou viz. obrázek Obr. 1 (d). Tato koncepce je především používaná u sportovních vozů, protože je zde nejideálnější rozložení váhy na přední a zadní nápravu. [1]

Výhody

- Nejlepší jízdní vlastnosti díky rozložení hmotnosti

Nevýhody

- Omezený vnitřní prostor

2.1.4 Motor vpředu, pohon předních kol

Podélné nebo příčné uložení ICE před, nad nebo za přední nápravou viz. obrázek Obr. 1 (e). Motor společně s převodovým ústrojím tvoří jeden blok. Tato koncepce je v dnešní době nejvíce užívaná kvůli nízké ceně u vozidel s nižším výkonem. [1]

Výhody

- Zatížení poháněných kol
- Vyšší bezpečnost (vůz je tažen)
- Menší setrvačnost ústrojí, lepší účinnost

Nevýhody

- Složitější přední náprava
- Sklon k nedotáčivosti vozidla a prokluzu kol
- Omezená délka ICE

2.1.5 Koncepce „transaxle“

Nejkompatnější a uložení s nejmenší hmotností „transaxle“ spočívá v kombinaci kardanové hřídele, rozvodovky a diferenciálu v jeden díl viz. obrázek Obr. 1 (f). Díky tomuto uložení se zvýší celková tuhost systému. Tato koncepce se v dnešní době automobilového průmyslu téměř zpravidla používá v automobilech, které mají pohon kol na stejné straně jako uložení motoru.

Výhody

- Vysoká tuhost systému
- Velká kompaktnost, nízká hmotnost
- Snížená cena, méně použitého materiálu

Nevýhody

- Špatné rozložení hmotnosti
- Obtížnější oprava, zahuštěný motorový prostor

2.1.6 Motor vepředu, pohon všech kol

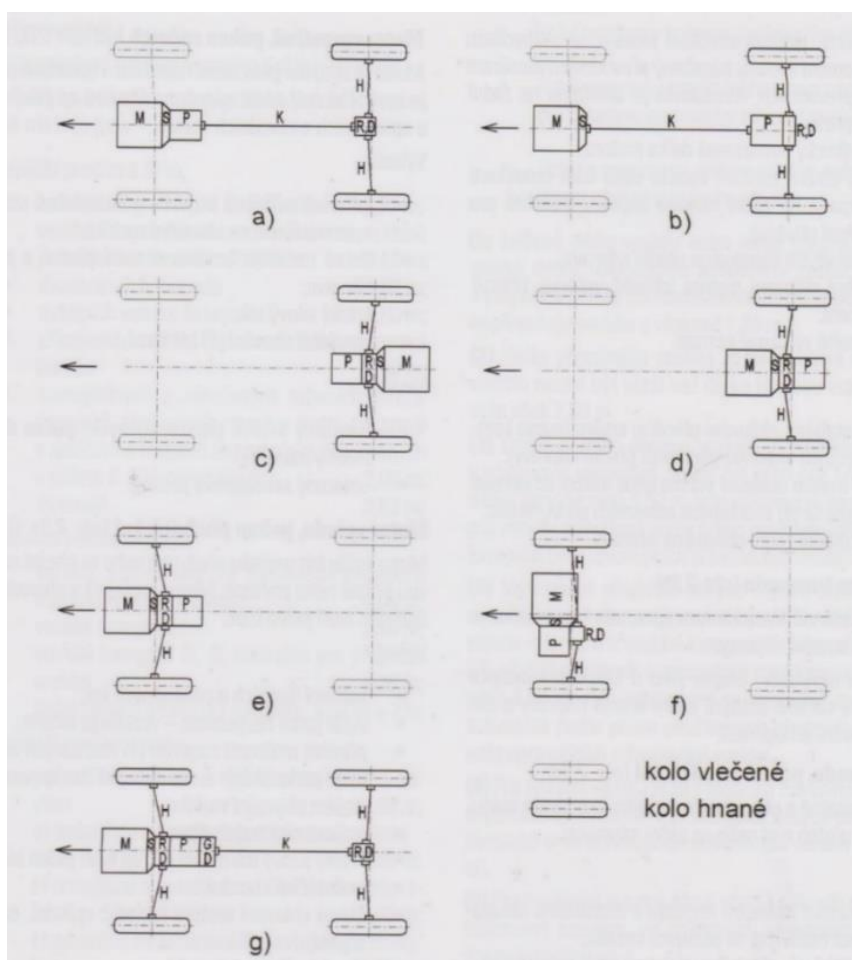
Nejideálnější řešení pro vysokou přilnavost k vozovce a tím pádem i bezpečnost jízdy. U této koncepce je potřeba pro správnou funkčnost tří diferenciálů (přední náprava, zadní náprava a mezi nápravami) viz. obrázek Obr. 1 (g).

Výhody

- Nejlepší možná přilnavost
- Dobré rozložení hmotnosti
- Velmi dobré jízdní vlastnosti

Nevýhody

- Více pohyblivých částí, vyšší hmotnost systému
- Vyšší cena, komplexnost systému



Obr. 1: Koncepce automobilů [1]

2.2 Současná koncepce pohonných ústrojí automobilů

Oxid uhličitý (CO₂) je jeden z hlavních skleníkových plynů. Má negativní vlivy na klimatické změny a kvalitu ovzduší, proto je pořád kladen důraz na snižování limit emisních norem. Od roku 2021 se snížil průměrný limit v Evropské unii pouze na 95 g CO₂ na kilometr. Každý výrobce automobilů na trhu v Evropské unii musí zajistit tento průměrný limit, aby se vyhnul případným pokutám.

Z toho důvodu se v automobilovém průmyslu začaly používat hybridní technologie, které snižují spotřebu paliva a s tím i emise. Největší průkopník hybridních technologií je automobilka Toyota, která v roce 2001 s představením modelu „prius“ v Americe prodala nejvíce hybridních automobilů do dneška. Tento model (NHW11) měl spotřebu paliva 5.7 l/100km oproti průměrné spotřebě vozidel 11,7 l/100km. [2],[3].

Annual sales of other Prius family vehicles by year between 2011 and December 2016 ^{[12][146][160]}				
Year	Total	Toyota Prius v/a/+	Toyota Aqua/Prius c ⁽²⁾	Toyota Prius PHV
2011	64,660	64,299	361	
2012	529,674	186,989	315,406	27,279
2013	493,104	153,832	317,891	21,381
2014	419,393	117,647	281,867	19,879
2015	358,992	91,913	260,572	6,507
2016	249,388	53,000	194,000	2,388
Total by model^{(1)[12][160]}	2,116,865	668,494	1,370,937	77,434

Obr. 2: Roční prodeje Toyota Prius [3]

2.2.1 Elektromobilita

I přestože se pořád diskutuje o zákazu výroby automobilů s konvekčním ICE v EU, přechod na čistě elektrický pohon není tak jednoduchý. Problém není jen ve zvýšení produkce elektrického výkonu, ale je to také zatížení současné infrastruktury, pořizovací cena a drahé kovy v bateriích.

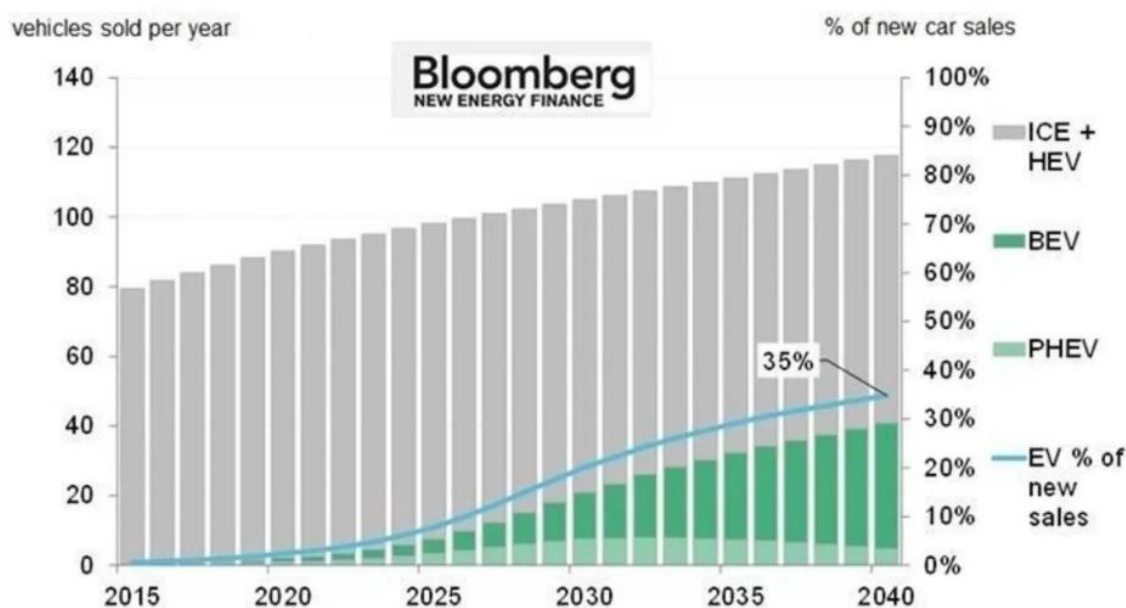
Dnešní baterie v elektromobilech obsahují zejména tři drahé kovy (kobalt, nikl a lithium). Tyto kovy jsou v současnosti dostupné, jenže mnoho analytiků předpovídá nedostatek v průběhu dvaceti let. To by mohlo výrazně zvýšit pořizovací cenu automobilů.

Mnoho zdrojů uvádí související problémy s těžbou těchto kovů nejen v rámci životního prostředí, ale také v sociálních aspektech. Například dvě třetiny celosvětové dodávky kobaltu pochází z Demokratické Republiky Kongo, kde jsou využívány neetické praktiky z hlediska pracovní síly. V dnešní době jsou ve vývoji baterie bez využití kobaltu, jenže tyto baterie mají zatím velmi nízkou hustotu energie. [14]

Zatížení současné infrastruktury může být velmi razantní z důvodu jak dnešního trendu užívání velkých vozidel pro osobní dopravu (baterie dosahují až 100kWh), tak velkého množství užívaných vozidel.

Další problém s elektromobilitou je zatím nereálné integrování do vozidel pro dálkovou přepravu materiálu. Pro tyto účely by musela kapacita baterií dosahovat takových hodnot, které dnešní technologie nejsou schopny poskytnout se zachováním dopravního výkonu. Proto veškeré prototypy s touto koncepcí neuspěly.

Informační kanál „Bloomberg“ předpovídá prodej čistě elektrických vozidel a plug-in hybridů v roce 2040 na 35 % celkového prodeje. Proto má stále cenu se zabývat problematikou ICE a stále zlepšovat tuto koncepci s použitím hybridních systémů.



Obr. 3: Předpověď prodeje elektrických a PHEV automobilů [7]

2.2.2 Hybridní systémy

Hybridním systémem se rozumí kombinace různých pohonů v jednom systému. Nejčastěji je to elektrický pohon ve spojení se spalovacími motory. Začínají se používat i palivové články na bázi vodíku (fuel cells), které mají potenciál nulových emisí, ale v současnosti mají stále velmi nízkou účinnost.

Hybridní systémy mají od konvekčních spalovacích motorů výhodu v tom, že dokážou „rekuperovat“ (pomocí generátoru přeměňovat a ukládat v baterii) kinetickou energii při zpomalování vozidla, která je normálně přeměněná čistě na teplo, což je prováděno s poměrně vysokou účinností.

Rozdělení hybridních systémů

- Micro hybrid: 12 voltová síť, výkon pod 5kW, potenciální snížení CO₂ až 4%
- Mild hybrid: 48 voltová síť, Výkon do 20 kW, potenciální snížení CO₂ až 22%
- Full hybrid: Síť nad 48 V, výkon do 40 kW, potenciální snížení CO₂ až 30%
- Plug-in hybrid: Síť nad 48 V, výkon do 120 kW, externí nabíjení, potenciální snížení CO₂ až 75% [4]

2.2.3 Micro hybrid

Tento systém pouze nahrazuje startér alternátorem s vyšším výkonem, který dokáže rekuperovat malou část kinetické energie pro možnost lepšího využití funkce „start/stop“ (vypínání ICE při zastavení). Zlepšení účinnosti je minimální a pozorovatelné pouze při jízdě v kolonách, přesto je to ale nejmenší konstrukční zásah do systému.

2.2.4 Full Hybrid systémy – Hybrid electric vehicle (HEV)

HEV je vozidlo které využívá dva zdroje energie k jízdě z toho je jeden elektrický a nejčastěji ve spojení s ICE. ICE se musí často vypínat a startovat při nízké potřebě výkonu pro nejlepší účinnost, protože je možná jízda pouze na elektřinu. Proto musí být umožněno ICE oddělit od elektromotoru pomocí spojky.

Konstrukční rozdělení HEV

a) Paralelní uspořádání

Toto uspořádání umožňuje tok točivého momentu z ICE a elektromotoru na kola. Jsou zde dvě spojky, jedna mezi ICE a elektromotorem a druhá mezi elektromotorem a převodovkou. To umožňuje jak nabíjení baterie v klidu vozidla, tak jízdu poháněnou pouze elektromotorem.

b) Paralelní uspořádání s rozdělením na nápravy

V této konstrukci je na jedné nápravě umístěno ICE s převodovkou a na druhé elektromotor. Výhodou je pohon všech kol, ale není možné dobíjení v klidu vozidla. Pro nepřetržitý pohon všech kol musí být ICE vybaveno ještě elektromotorem (koncepte P0).

c) Sériové uspořádání

Toto uspořádání neumožňuje přímý tok točivého momentu z ICE na kola. Jsou zde dva elektromotory, jeden spojen s ICE, který generuje elektrickou energii a jeden spojen s koly, tím pádem není potřeba převodovky.

d) Sériově paralelní uspořádání

Podobně jako sériové uspořádání, pouze je mezi elektromotory spojka. To umožňuje spojení ICE s koly. Při uzavření spojky stejné má uspořádání stejné vlastnosti jako paralelní a při otevření jako sériové.

2.2.5 Plug-in hybrid – plug in hybrid vehicle (PHEV)

Tento typ je kompromisem mezi konvekčním spalovacím pohonem a čistě elektrickým pohonem. Stejně jako ostatní hybridní systémy je zde elektromotor s ICE. Od ostatních hybridních systémů se liší tím, že pro plné nabití baterie se musí vozidlo zapojit do externího zdroje, protože jsou zde používány baterie s větší kapacitou.

I přestože pokrok lithium-iontových baterií byl za posledních 10 let vysoký a v dnešní době je možné implementovat menší baterie s vyšším možným uložištěm energie, stále velkokapacitní baterie mají signifikantní hmotnost. Čím vyšší hmotnost baterií, tím horší ovladatelnost vozidla, vyšší setrvačnost vozidla a horší brzdné schopnosti. Jenže ovladatelnost vozidla může být zachována rozložením baterií v nejnižších místech automobilu, kde se může dosáhnout nižšího těžiště než u automobilů pouze se spalovacím motorem.

2.2.6 Mild hybrid systémy – Mild hybrid electric vehicle (MHEV)

MHEV systémy jsou v průmyslu nejvyužívanější hybridní systémy, které disponují nejvyšším elektrickým výkonem při nejmenších konstrukčních změnách. Tento systém se odlišuje od ostatních 48 V soustavou. [4]

Výhody implementace MHEV

- Malé konstrukční změny v konvekčních konstrukcích spalovacích motorů
- Nízká cena implementace (málo součástí, soustava s nízkým napětím)
- Snížení spotřeby paliva
- Zvýšení točivého momentu při rozjezdu (krátkodobé - „torque boost“)
- Možnost mírné rekuperace kinetické energie při brždění vozidla, snížení opotřebení brzdového obložení
- Potřeba malého zástavbového prostoru pro implementaci systému, který je velmi limitovaný

Rozdělení mild hybrid systémů

Rozdělením MHEV se rozumí umístění hlavních komponentů systému a jejich spojení s hnacím ústrojím. Mezi hlavní komponenty zařazujeme elektromotor a spojovací prvky (řemeny, ozubení). [4]

a) Konfigurace P0

Také nazýván jako BiSG (Belt integrated Starter Generator). Tato konfigurace disponuje nízkou zásahem do konvenční konstrukce ICE. To se uskuteční tím, že se nahradí 12V alternátor (resp. generátor) 48 V elektromotorem. Elektromotor je umístěn v přední části (dále od převodovky) motoru a spojen s klikovou hřídelí přes řemen. Maximální výkon se pohybuje kolem 14 kW. [4]

b) Konfigurace P1

Elektromotor je umístěn v zadní části (blíže k převodovce) motorového prostoru a přímo spojen s klikovou hřídelí. Elektromotor má jak funkci motoru a rekuperace, ale také jako startér. Tím pádem nahrazuje alternátor (resp. generátor) a startér.

Výhoda od BiSG je vyšší točivý moment elektromotoru, který není limitován únosností řemene. [4]

c) Konfigurace P2

Elektromotor je umístěn mezi převodovkou a motorem pomocí řemene. Dále je zde spojka (C0), která elektromotor odděluje od motoru. [4]

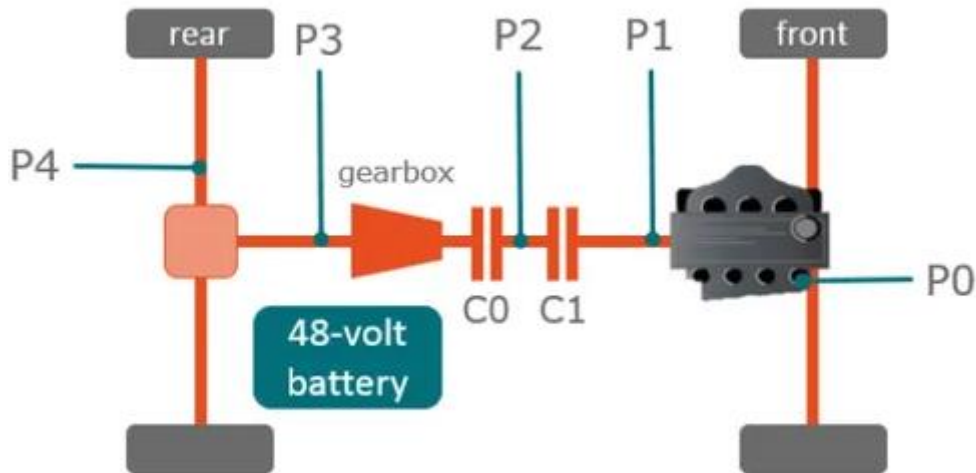
d) Konfigurace P3

Elektromotor je umístěn v převodovce. Ke spojení dochází ozubeným převodem. Elektromotor může být rozpojen od motoru pomocí spojky mezi převodovkou a motorem. [4]

e) Konfigurace P4

Elektromotor je umístěn na kardanu s převodovým ozubením. Elektromotor může být rozpojen od motoru. Tato konfigurace může být proveditelná i v pohonu 4x4. [4]

Z tohoto rozdělení vyplývá, že v konfiguracích P0 a P1 nemůže dojít k rozpojení elektromotoru od ICE, zatímco v ostatních konfiguracích k rozpojení může dojít pomocí spojky. To má za výhodu tzv. „Torque boost“ (krátkodobé zvýšení točivého momentu) a rekuperace s vyšší účinností bez odporu ICE.



Obr. 4: Rozdělení MHEV [15]

Podobně jsou rozdělené v průmyslu i tyto spojky

a) C1

Spojka mezi ICE a elektromotorem (a dalšími částmi hnací soustavy). Díky této spojce je možné kontrované startování ICE a při konfiguracích P2-P4 je možné oddělit ICE od kontaktu s vozovkou pro jízdu s elektromotorem.

U hybridních pohonů s automatickou převodovkou jsou tyto spojky ovládané elektronicky, ale u manuálních převodovek sem patří i konvenční lamelové spojky ovládané manuálně pomocí hydraulického systému.

b) C0

Spojka mezi elektromotorem a převodovkou (a dalšími částmi hnací soustavy). Tato spojka umožňuje rozpojení elektromotoru od vozovky pro tzv. „sailing“ (jízda setrvačností). Dále je možné nabíjet baterii při zastavení.

3 Popis komponent pohonného ústrojí automobilů a vzniku fluktuací točivého momentu motoru

Mezi komponenty pohonného ústrojí patří samotný spalovací motor, spojka, převodovka, hnací hřídel, diferenciál, poloosy a zahrnujeme tam také torzní tlumič. Podrobný popis komponent pohonného ústrojí viz. 5.3.1 Simulační model.

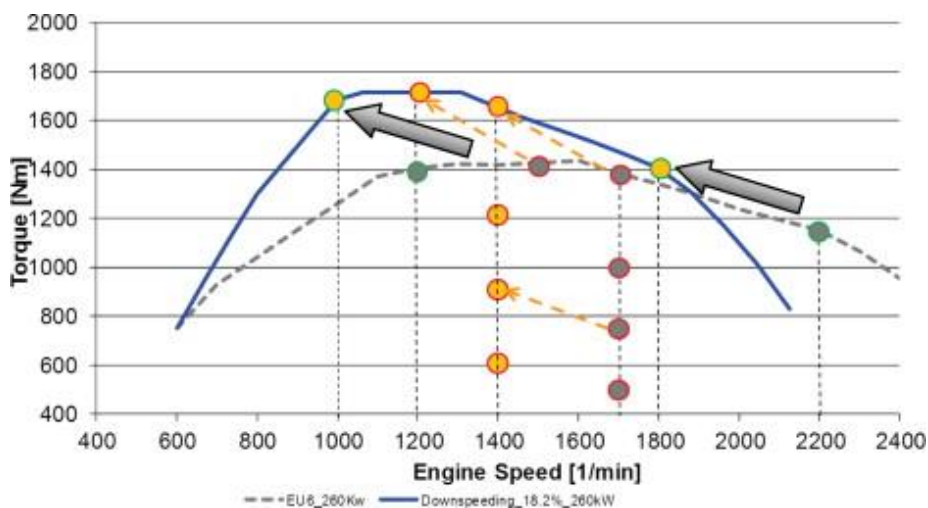
Jak již bylo zmíněno, hybridní technologie jsou jedna z možností snižování emisí u spalovacích motorů. Další jiné možnosti dále zmíněné jsou silně spojeny se vznikem torzních kmitů.

- „downsizing“ neboli zmenšování objemu spalovacího prostoru
- zmenšování počtu válců
- „down speeding“ neboli snižování provozních otáček pomocí přeplňování

„Downsizing“ se často využívá v poslední době v automobilovém průmyslu. Cílem „downsizing“ je zmenšování spalovacího prostoru se zachováním stejného nebo vyššího výkonu, resp. točivého momentu, pro dosažení menších emisí s malými konstrukčními změnami. Proto se musí zvýšit kompresní poměr (zvyšování spalovacích tlaků), nebo zakomponovat přeplňování.

Důsledek zmenšování počtu válců je v menších třecích odporech jak v kontaktu pístních kroužků s válcem, tak i v místě pístního čepu s ojnicí a kluzných ložiskách.

„Down speeding“ je snižování provozních otáček neboli zvýšení točivého momentu v nižších otáčkách. To je docíleno použitím přeplňování, které zvyšuje sací tlak ve spalovacím prostoru. Tento způsob zvětšuje amplitudu a snižuje frekvenci točivého momentu, jinak řečeno méně dějů za stejný časový interval. To způsobuje zvýšení torzních kmitů.



Obr. 5: Ukázka „downsizingu“ [5]

To má však velkou nevýhodu, a to signifikantní zvýšení torzních kmitů na klikové hřídeli. Tyto kmity mají negativní vliv na převodovku, kde vzniká tzv. „booming“ (nebo také „surging“) v překlada dunění a „rattling“ v překlada chrastění. Tyto jevy vznikají z vůle v ozubených kolech převodovky při přechodu z kladného točivého momentu na negativní. To kriticky snižuje jízdní komfort a zvyšuje opotřebení převodovky.

3.1 Vznik torzních kmitů

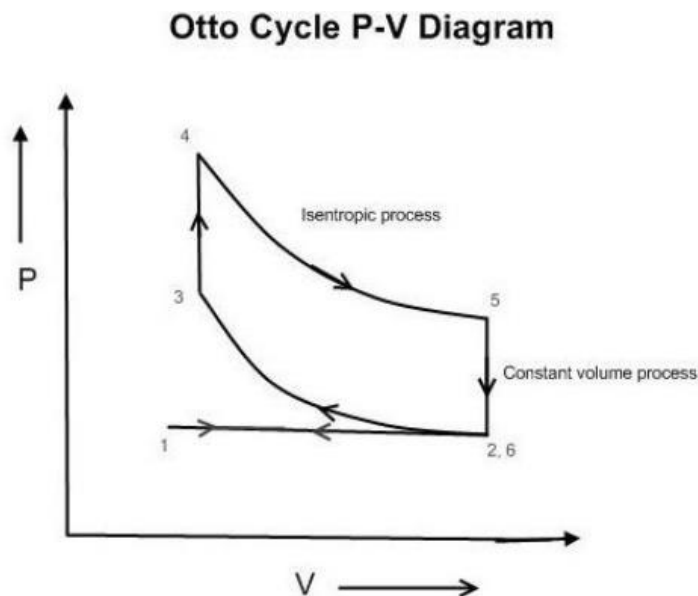
Buzení torzních kmitů pochází ze samotného ICE, kde je proměnlivý točivý moment kvůli rozdělení pracovního cyklu do čtyř dob. Torzní kmity vznikají kvůli velké fluktuaci točivého momentu neboli velké změny velikostí točivého momentu (amplitudy) s nižší frekvencí amplitudy („down speeding“). Dá se tedy říct, že čím větší počet válců a čím větší provozní otáčky, tím menší torzní kmity.

Pro lepší uvedení do problematiky se budeme věnovat čtyřdobému čtyřválcovému zážehovému motoru. V dnešní době se zpravidla používají čtyřdobé ICE až na výjimku nízkoobjemových ICE např. v motocyklech nebo v jiných aplikacích. Výhodou od dvoudobých ICE je vyšší termická účinnost a tím pádem i nižší emise z důvodu lepšího spalování a nemíchání paliva s mazacím olejem.

Pracovní cyklus tohoto typu rozdělujeme na

- Sání: píst se pohybuje z horní úvratě do dolní úvratě a přivádí vzduch do spalovacího prostoru. Sací ventil je otevřený.
- Komprese: píst se pohybuje z DÚ do HÚ a stlačuje vzduch, zvyšuje se tlak a teplota. Oba ventily jsou zavřené.
- Expanze: zážeh pracovní směsi a tím náhlé zvýšení teploty a tlaku. Píst se pohybuje z HÚ do DÚ a oba ventily jsou zavřené.
- Výfuk: Píst se pohybuje z DÚ do HÚ a odvádí výfukové plyny. Výfukový ventil je otevřený.

Čtyřdobý zážehový ICE popisuje idealizovaný ottův cyklus.



Obr. 6: Ottův cyklus [8]

- 1-2 isobarické sání – vzduch je přiváděn při stálém tlaku
- 2-3 adiabatická komprese – vzduch je stlačován bez výměny tepla s okolím
- 3-4 isochorický přívod tepla – zážeh spalovací směsi je za stálého objemu (píst se v okamžiku nepohybuje)
- 4-5 adiabatická expanze – expanze se uskutečňuje bez výměny tepla s okolím
- 5-6 isochorický odvod tepla – odvod tepla za stálého objemu
- 6-1 isobarický výfuk – výfuk spalin za stálého tlaku

Z toho vyplývá, že čtyřdobý cyklus má jeden pracovní děj na dvě otáčky klikového hřídele (nebo půl pracovního děje na jednu otáčku klikového hřídele). Při expanzi se zvyšuje teplota a tlak spalovacího prostoru a tím se generuje síla působící na píst. Tato síla se pomocí klikového mechanismu přenáší na klikovou hřídel a tvoří „kladný“ točivý moment na klikovém hřídeli. Ostatní děje spotřebovávají práci pro sání, kompresi a výfuk, tím pádem tvoří „záporný“ točivý moment na klikovém hřídeli.

Pro náš případ čtyřválcového ICE tedy platí, že za jednu otáčku klikového hřídele proběhnou dva pracovní děje. Můžeme také říct, že čtyřválcový čtyřdobý motor má druhý řád buzení.

3.2 Řád buzení

Řád buzení je bezrozměrná jednotka, která nám určuje, jak se každá část stroje podílí na celkovém podílu zvuku a vibrací.

Řády buzení u rotačních součástí udávají počet událostí za jednu otáčku. Můžeme si představit hřídel s 600 otáčkami za minutu, její rotační frekvence je 10 Hz (neboli 10 otáček za sekundu). Tato hřídel má první řád buzení. Pokud bychom na tuto hřídel (1) připojili jinou hřídel (2) s převodovým poměrem 1:3, tedy s 1800 otáčkami za minutu a frekvencí 30 Hz, měla by hřídel (2) třetí řád buzení relativně vůči hřídeli (1). [9]

$$O = \frac{f}{n} [-] \quad (3.2.1)$$

Kde f je frekvence zvoleného tělesa [s^{-1}] a n jsou otáčky relativního tělesa [s^{-1}].

Frekvence a řád buzení jsou skoro to samé. Frekvence je počet událostí za daný čas, řád buzení je počet událostí za jednu otáčku.

3.3 Interval zážehu

Další důležitou charakteristikou pro analýzu torzních kmitů je interval zážehu neboli o kolik stupňů je každý zážeh pootočen. Tato charakteristika určuje plynulost chodu ICE. Víceválcové ICE mají výhodu v rozložení objemu spalovacího prostoru do více válců. Tedy točivý moment má větší frekvenci.

Pokud porovnáme jednoválcový ICE s intervalem 720° a dvanáctiválcový ICE s intervalem 60° , můžeme s jistotou říct, že dvanáctiválcový ICE má mnohem hladší chod. Můžeme usoudit, že každý pracovní děj je konán 90° otáčky klikového hřídele, to znamená že dvanáctiválcový ICE koná v každém časovém okamžiku pracovní děj.

Z předchozí části víme, že čtyřdobý ICE má jeden pracovní cyklus na 720° , podělíme toto číslo počtem válců, vyjde nám pro čtyřválcový motor 180° . Mezi každým pracovním dějem je tedy 90° klidu, nebo jak bylo zmíněno v předchozích odstavcích „záporný“ točivý moment.

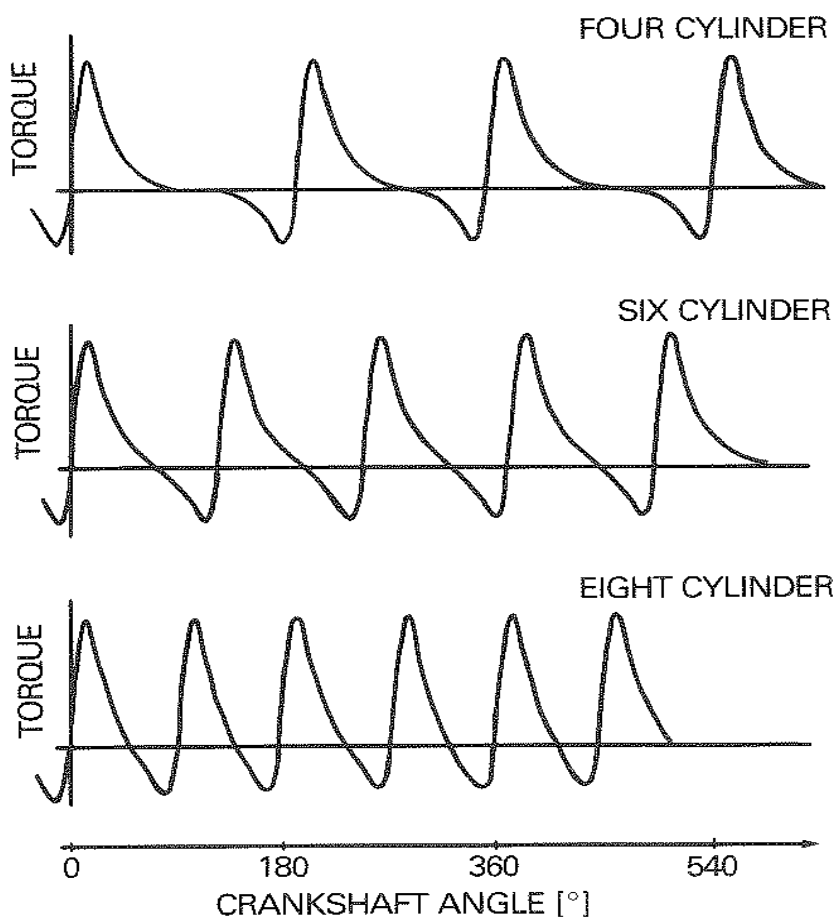
3.4 Fluktuační točivého momentu

Předchozí charakteristiky jsou přímo spojeny s fluktuací točivého momentu. Tato fluktuační má největší podíl na vzniku torzních kmitů.

Točivý moment tvořený spalovacími motory není konstantní. Jak bylo řečeno, čtyřdobý ICE má jeden pracovní děj na 2 otáčky, ostatní 3 děje spotřebovávají práci a tvoří záporný točivý moment. U přeplňovaných ICE může děj sání snížit záporný moment až tvořit kladný moment.

Moment vzniklý na klikovém hřídeli je funkce času, nebo také v praxi více používané jako funkce závislá na úhlu klikového hřídele. Tuto funkci ovlivňují faktory jako tlakové síly ve válci, geometrie klikového ústrojí, momenty zrychlení a změny momentů setrvačnosti klikového ústrojí.

Setrvačné síly mají vliv pouze při vysokých rychlostech. Veškeré zvukové a vibrační efekty torzních kmitů na převodovce vznikají pouze v nízkých otáčkách, můžeme tedy setrvačné síly zanedbat. [10]



Obr. 7: Charakteristika točivého momentu [10]

Z obrázku vidíme tři grafy průběhu točivého momentu pro čtyř, šesti a osmiválcový ICE. Můžeme zde vidět, že osmiválcový ICE má větší frekvenci než čtyřválcový. Tím pádem za stejný čas uběhne více pracovních cyklů a křivka je více „vyhlazená“.

Víme tedy, že fluktuace točivého momentu (a tím spojené torzní kmity) je závislá především na silách působící na plochy pístů tvořené procesem spalování (objemu spalovacího prostoru a přeplňování) a počtu válců.

3.5 Eliminace torzních kmitů

V dnešní době jsou užívány dva způsoby eliminace torzních kmitů z čehož jedna je úplné nahrazení hnací jednotky ICE za elektromotor. Elektrický pohon má velkou výhodu od ICE a to, že má téměř nulovou fluktuaci točivého momentu. Vznikají zde tedy zanedbatelné torzní kmity a není potřeba je dále tlumit. Jak ale bylo v předešlé části řečeno, přechod na čistě tento způsob pohonu není zatím v dohledu, proto je užíváno tzv. torzních tlumičů.

3.6 Torzní tlumiče

Torzní tlumiče musí zajistit oddělení ICE od ostatních částí hnacího ústrojí při zachování přenosu točivého momentu, tím je porušena kinematická dvojice. Torzní tlumič je umístěn přímo na klikovém hřídeli a tlumení je dosaženo např. pružnými elementy, kapalinou nebo také pouze momentem setrvačnosti tlumiče. Torzní tlumič můžeme také najít v konvekční lamelové spojnici, jenže tento způsob není dostačující se zvyšujícími spalovacími tlaky a se snižujícími provozními otáčkami.

4 Přehled používaných tlumičů torzních kmitů u automobilů

V současné době se používají tyto typy torzních tlumičů

4.1 Dvouhmotový setrvačnick – Dual mass flywheel (DMF)

DMF (také u automatických převodovek označováno jako TD – torsional damper) je zařízení, které odděluje přímé spojení klikové hřídele od převodovky. DMF má dvě strany, primární strana je část spojena přímo s klikovou hřídelí, je tedy blíže k ICE. Sekundární strana je přímo spojena s hřídelí k převodovce. Spojení je odděleno sériově/paralelně zapojenými pružinami na sekundární straně. Výkyvy točivého momentu jsou tedy akumulovány ve vinutých tlačných nebo zkrutných pružinách.



Obr. 8: Dvouhmotový setrvačnick [6]

Každý DMF je konstruovaný na danou aplikaci. Z hlediska tuhosti systému můžeme DMF rozdělovat na jednostupňový nebo více stupňový. Více stupňový DMF obsahuje pružiny s různými tuhostmi, pro tlumení v různých otáčkách.

Rozdělení DMF

Rozdělením DMF se rozumí typ, počet a umístění pružin. [4]

a) 2x1 Zahnuté pružiny (arc springs)

DMF je vybaven lineárními vinutými pružinami zahnutými do tvaru DMF. Pružiny jsou umístěny mezi vodícími plochami a jsou zajištěny v primární straně. Při zátěži je točivý

moment přenášen primárním diskem do pružin, které se opírají o unašeč v sekundární straně. Mezi pružinami a vodícím diskem vzniká tření, které vytváří tlumení. Pro eliminaci opotřebení pružin jsou kontaktní plochy mazány.

b) Rovné pružiny 3x3, 2x5

Rovné pružiny jsou umístěny v tzv. „botičkách“ viz. obrázek 8, což jsou součásti většinou vyráběné z plastu pro doléhání a vedení pružin po obvodu. Tyto konfigurace umožňují vícestupňovou charakteristiku tuhosti při využití pružin s jinými tuhostmi. V konfiguraci 3x3 musí být na unašeči tři tvarové plochy, které zajišťují přenos točivého momentu.

4.1.1 Odstředivé kyvadlové tlumiče – Centrifugal pendulum vibration absorber (CPVA)

U moderních ICE s vysokým točivým momentem a velmi nízkými provozními otáčkami DMF nemusí uspokojovat požadované torzní tlumení. Pro zlepšení účinnosti tlumení lze DMF doplnit tzv. odstředivými kyvadlovými tlumiči – centrifugal pendulum vibration absorber (CPVA).

CPVA obsahuje navíc čtyři hmoty pootočené o 90° nebo dvě hmoty pootočené o 180° a jsou uchyceny v zaoblených vodítkách, které umožňují pohyb do dvou směrů. Tvary vodítek společně s odstředivými silami zajišťují, aby hmoty nedorazily na konce vodítek a nezpůsobovaly nežádané rázy. Hmoty vždy konají protipohyb neboli opačný pohyb od torzního tlumiče. Hmotnost tlumičů a tvar vodítek jsou naladěny na konkrétní chování ICE, aby tlumiče mohly oscilovat opačně než torzní vibrace z ICE.

Reakční moment vznikající z CPVA má průběh sinusoidy a její amplituda (velikost momentu) je závislá s druhou mocninou na otáčkách. Při nízkých otáčkách jsou torzní kmity na klikové hřídeli výrazné s nižšími odstředivými silami, a proto je umožněn pohyb CPVA po celé délce. To umožňuje velké vychýlení CPVA s nízkou frekvencí pohybu. Při vyšších otáčkách se torzní kmity na klikové hřídeli snižují a velké odstředivé síly znemožní pohyb CPVA po celé délce vodítek, tím pádem se zvětší frekvence pohybu CPVA a se zvýšenou setrvačností je tlumení vyšší.



Obr. 9: Unašeč s odstředivými kyvadlovými tlumiči (CPVA) [11]

Pro správný pohyb tlumičů musí být ve vodítkách vůle. Při manipulaci s DMF je slyšitelný hluk vznikající z této vůle. Při provozu se tyto vůle vymezí výraznými odstředivými silami.

4.2 Hydromechanické tlumiče

Nebo také nazývané jako hydromechanické měniče. Tento druh tlumiče využívá dynamiku tlumící kapaliny. Kdy primární strana pomocí lopatek urychluje kapalinu do vnějšího obvodu tlumiče, tím zvyšuje tlak v kapalině a roztáčí sekundární stranu.

Tento typ tlumiče se běžně používá pouze jako spojka u automobilů s automatickou převodovkou kvůli velkému prokluzu bez mechanického opotřebení hlavních částí. Tento prokluz vzniká kvůli nízké účinnosti přenosu točivého momentu při velkých rozdílech úhlové rychlosti. V doteku kapaliny se stěnami vzniká tření, které se přeměňuje na teplo.

Tlumení je umožněno pouze při rozjezdu vozidla, kde jsou velké rozdíly úhlových rychlostí převodovky a motoru. Při provozních otáčkách jsou již úhlové rychlosti vyrovnány, a proto je tento tlumič často kombinován s výše zmíněným dvoumotovým setrvačником viz. obrázek Obr. 10.



Obr. 10: Hydraulický tlumič [6]

4.3 Setrvačnickové tlumiče

Tento typ, také nazýván jako jednohmotový setrvačnick, je předchůdce dvouhmotových setrvačnicků. Využívá rotační disk upevněný na klikovém hřídeli a nedochází zde k rozdělení motoru od převodovky. Tento typ neumožňuje tlumení, protože zde není žádný třecí prvek, resp. tlumící prvek. Uvažované tlumení zde spočívá ve zvýšení momentu setrvačnosti, což posune vlastní frekvenci systému do nižších otáček.

Tento tlumič má nejmenší tlumící schopnosti a přidává soustavě větší setrvačnost. Používá se u vozidel, které nemají výrazné torzní kmity nebo jako přídatné závaží pro správný chod motoru při volnoběhu. Nejčastěji se integrují do lamelové spojky.



Obr. 11: Jednohmotový setrvačnick [16]

4.4 Speciální torzní tlumiče

4.4.1 Voith hydrodamp

Tento torzní tlumič je další typ hydromechanického tlumiče. Z hlediska konstrukce je velmi robustní a nedochází zde k mechanickému opotřebení. Rozdělení motoru s převodovkou je zde uskutečněno opět zmiňovanými lineárními pružinami s vysokou tuhostí. Rozdíl je ve způsobu tlumení, kde na primární straně je tzv. vakuová komora s tlumící kapalinou, ve které se pohybuje unašeč sekundární strany. Při vysokých vychýlení způsobené např. rezonancí v systému unašeč sekundární strany dolehne na stěnu vakuové komory a částečně zabrání toku kapaliny, která je nucena protékat velmi malými prostory.

Tento typ torzního tlumiče je využíván pro aplikace s vysokými točivými momenty jako zemědělské stroje, které se užívají v nízkých rychlostech s častými rázy na hnací ústrojí z prostředí. [17]



Obr. 12: Voith hydrodamp [17]

5 Zanalyzování výhod užití torzního tlumiče v pohonném ústrojí automobilu

Pro analýzu výhod torzního tlumiče bude proveden výběr referenčního spalovacího ústrojí a kompletní návrh dvou variant dvoumotového setrvačnicku.

Návrh dvoumotového setrvačnicku

Návrh můžeme rozdělit do tří etap:

- Souhrn požadavků
- Konstrukce
- Simulace

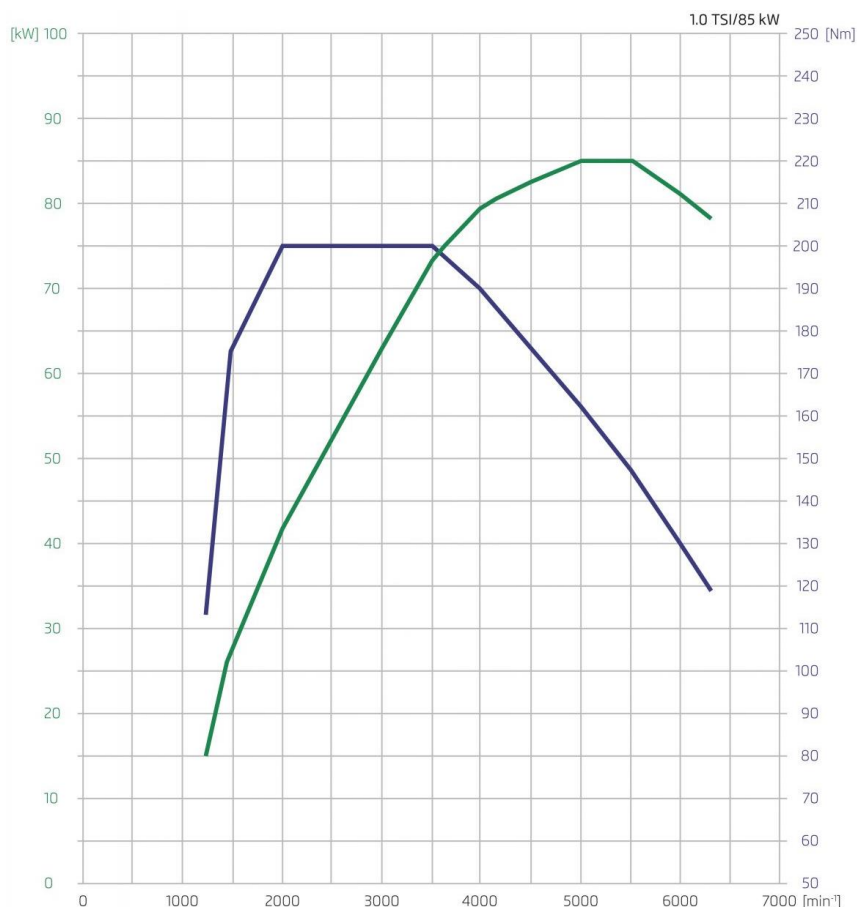
5.1 Souhrn požadavků

Hlavní parametry od zákazníka jsou

- Momentová charakteristika spalovacího motoru, zejména střední hodnota točivého momentu (popř. spalovací tlaky z kterých se dá odvodit). Tato hodnota je důležitá z hlediska dimenzování pružných elementů, které by měly zachytit veškeré fluktuace točivého momentu. Pokud by pružné elementy byly nevhodně navrženy (konkrétně pružiny), mohlo by dojít k tzv. „bloku“, což je jev kdy samotné závitky pružin na sebe doléhají. Tím se rapidně zvýší tuhost celého systému a dochází zde k nežádoucím rázům. Tento jev s nežádoucími rázy může vyvolat další zdroj buzení v oscilačním systému.
- Geometrie spalovacího ústrojí neboli průměr (také nazývané jako vývrt) pístu a jeho hmotnost, zdvih, délka a hmotnost ojnice. Tyto hodnoty jsou zejména důležité pro hodnoty setrvačnosti (u přímočarého pohybu) a momentu setrvačnosti.
- Zástavbový prostor pro tlumič torzních kmitů, který je zadán jako maximální obálka, kterou konstruktér nesmí překročit. Zejména u koncepce pohonu předních kol s motorem napříč, kde motor nesmí přesáhnout určitou délku. Zástavbový prostor má veliký vliv na účinnost samotného torzního tlumiče, protože udává maximální rozměr a tím pádem i maximální moment setrvačnosti.
- Ostatní požadavky pro různé funkce, což nejčastěji bývá ozubení na primární straně pro startér, nebo výše zmiňovaný CPVA pro zlepšení tlumení.
- V neposlední řadě musí design výrobku zohledňovat výslednou cenu produktu pro konkurenceschopnost, která se silně odvíjí od zvoleného materiálu, jeho množství, přesnosti a technologii výroby.

Pro demonstraci celého procesu byl zvolen motor 1.0 TSI od firmy Volkswagen, který se nachází v mnoha modelech např. škoda Fabia, Octavia a v dalších vozidlech. Tento motor je názorným příkladem „downsizingu“, kde pomocí turbodmychadla byl navýšen točivý moment se snížením objemu a počtem válců. Při užívání této pohonné jednotky je velmi vhodné až nutné užití torzního tlumiče. Pro úplně přesnou simulaci nejsou volně dostupné informace na všechny rozměry pohonného ústrojí, proto je nutné nějaké informace porovnávat s ostatními výrobci nebo odhadově dopočítat.

Momentová a výkonová charakteristika spalovacího ústrojí:



Obr. 13: Křivka točivého momentu (modrá) a výkonu (zelená) motoru 1.0 TSI [12]

Jedná se tedy o tříválcový motor s maximálním točivým momentem 200 Nm v rozmezí 2000–3500 ot/min. Pouze při 1500 ot/min můžeme pozorovat vysoký nárůst točivého momentu o 90 Nm, to je způsobeno díky přeplňování. Tento zmiňovaný jev z 3. kapitoly je nazýván „downsizing“.

Výrobce často udává pouze výkonovou křivku, z které se snadno může dopočítat točivý moment dle vztahu:

$$M = \frac{P}{\omega} [Nm] \quad (5.1.1)$$

Kde M je točivý moment [Nm], P je výkon [W] a ω je úhlová rychlost [rad/s].

Je nutné říct, že graf z obrázku Obr. 13 neukazuje samotné fluktuace točivého momentu, je to pouze střední hodnota. Avšak v simulaci s dodáním potřebných parametrů, přesněji počet válců, počet cyklů, hmotnost pístu, vývrt a zdvih, lze velmi přesně nasimulovat reálnou charakteristiku výstupního točivého momentu na klikové hřídeli.

5.2 Konstrukce

Pro účely této práce byly zkonstruovány dvě varianty řešení a vytvořeny samotné CAD modely pro získání parametrů tuhosti a momentu setrvačnosti. Konstrukce byla zhotovena na základě získaných zkušeností při uvedení do problematiky a studiem funkčního vzorku.

Jak již bylo řečeno, u dvouhmotového setrvačnicku musí být umožněno pružné rozdělení klikového hřídele s převodovkou. Máme tedy primární stranu (spojená s klikovou hřídelí) a sekundární stranu (spojená se spojkou, popř. s hřídelí převodovky).

Pro menší zatížení klikového hřídele by měla mít primární strana co nejmenší moment setrvačnosti. Kvůli tomu se výrobci motorů snaží navrhovat co nejlehčí klikové hřídele a vyrábět ostatní komponenty z různých slitin hliníku. I přesto musí mít primární strana požadovaný moment setrvačnosti pro startování motoru.

Naopak sekundární strana by měla mít vyšší moment setrvačnosti z důvodu efektivního tlumení. Při buzení točivým momentem bude sekundární strana vykazovat větší reakci od setrvačných sil, a tedy i větší „odpor“ vůči buzení, stlačení pružin bude ovšem větší. Proto se na sekundární stranu umisťují přídatné závaží nebo výše zmiňované CPVA.

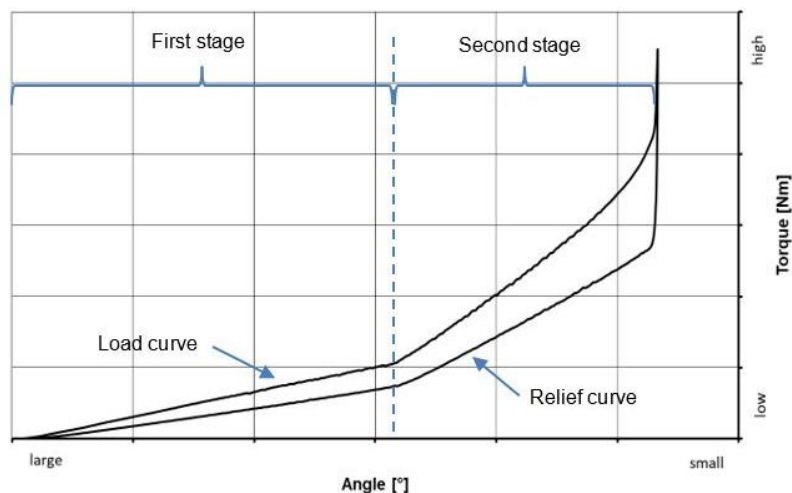
Tyto dvě součásti jsou spojené pružnými elementy. Nejčastější konfigurace pružin jsou 2x5 (2 řady po pěti pružinách), 3x3 a 2x1 (dvě zahnuté pružiny). Při použití více sad pružin (2x5, 3x3) lze kombinovat tuhosti pružin s výslednou vícestupňovou charakteristikou, u konfigurace 2x1 lze dosáhnout vícestupňové charakteristiky vložení do pružiny kratší pružinu. Vícestupňová charakteristika je výhodná pro startování motoru, kde jsou největší momentové fluktuace.

Vysoké fluktuace jsou při startování kvůli vlastní frekvenci, pro kterou platí:

$$\Omega = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (5.2.1)$$

Kde k je tuhost [N/m] a m je hmotnost [kg].

Problémy s vlastní frekvencí nastávají ve chvíli, kdy se vlastní frekvence shoduje s frekvencí budící. Ze vztahu vidíme, že vlastní frekvence je přímo úměrná tuhosti. Pro lepší tlumení ve vyšších otáčkách oproti startovacím otáčkám je potřeba použití pružin s nižší tuhostí. To „posune“ vlastní frekvenci do nižších otáček a při startování vzniká vysoká rezonance, proto se využívá více párů pružin, z nichž je jeden pár méně tuhý oproti ostatním.



Obr. 14: Vícestupňová charakteristika tuhosti pružin [13]

Další možná konfigurace pružných elementů je skládání více pružin s různými průměry do sebe z důvodu dosedávání jednotlivých vinutí. Ve spojení více pružin s menšími průměry vinutého drátku se zvětší možné stlačení pružiny se zachováním požadované tuhosti.

Pro referenci byl zvolen zjednodušený dvoumotový setrvačnick s jednostupňovou konfigurací s lineárními zahnutými pružinami a přidaným závažím na sekundární straně v porovnání bez přidaného závaží pro ukázkou využití momentu setrvačnosti pro lepší tlumení.

5.2.1 Části dvoumotového setrvačnicku

- **Primární strana varianty A**

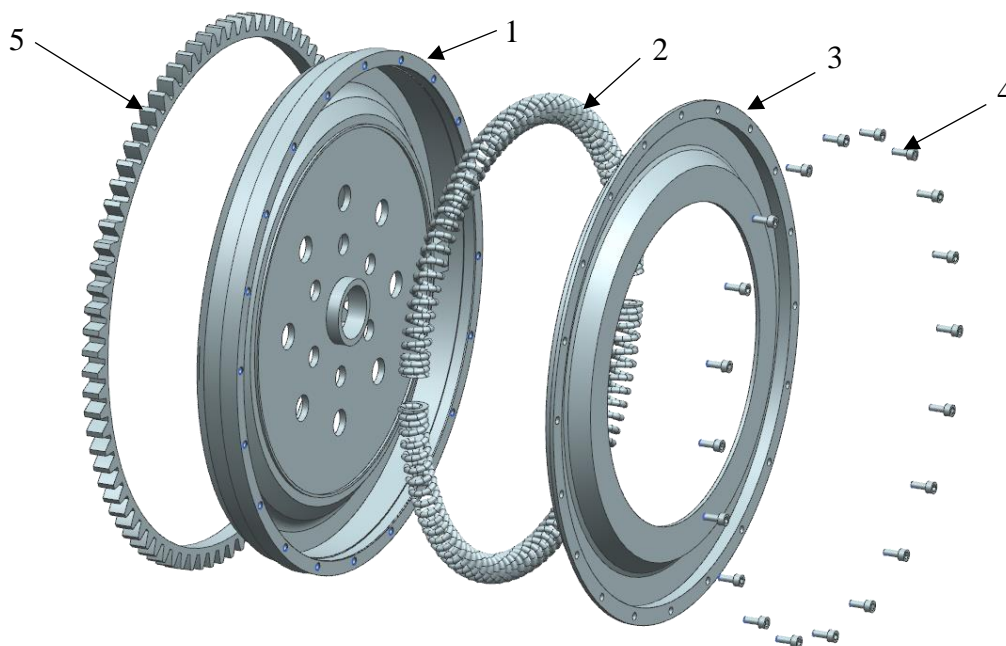
Primární strana se skládá především z hlavního disku (1) a přídavného disku (3). Hlavní disk zajišťuje přenos točivého momentu z klikového hřídele na pružný element přes tvarovou část. Musí zde být tedy zajištěno středění klikového hřídele a spojení. Spojení je řešeno třením přes šroubový spoj (díry na nejmenším průměru). Pružný element (2) je umístěn v mezeře viz. obrázek Obr. 15 kde mezi stěnami a pružinou dochází ke tření.

Průchozí díry na středním průměru hlavního disku slouží pro přídavné podpěrné kolíky sekundární strany při nýtování.

Přídavný disk slouží k zajištění polohy pružiny, aby nedošlo k jejímu odlehnutí. Pro možnost rozebíratelnosti a opravitelnosti je možno přídavný disk upevnit šroubovým spojem, nebo pro levnější variantu lze zvolit svařování. V případě šroubového spojení je nutnost užití více počtu šroubů (4) z důvodu doléhání disku pro utěsnění maziva, které je pod vysokým tlakem z odstředivých sil.

Často je DMF vybaveno ozubeným věncem (5) pro startér z důvodu posledního článku na klikovém hřídeli. Věncem je možné upevnit mnoha způsoby, z nichž nejefektivnější způsob je nalisování. Proto musí být zachována požadovaná tloušťka věnce pod ozubením.

Z technologického hlediska je hlavní disk a přídavný disk vyráběn jako výlisek nebo výkovek z důvodu složitosti některých ploch. Pružiny jsou vyráběny s vysokým stoupáním na krajích kvůli vysokým napětím z rázů unašeče.



Obr. 15: CAD rozstřel modelu primární strany varianty A

- **Sekundární strana varianty A**

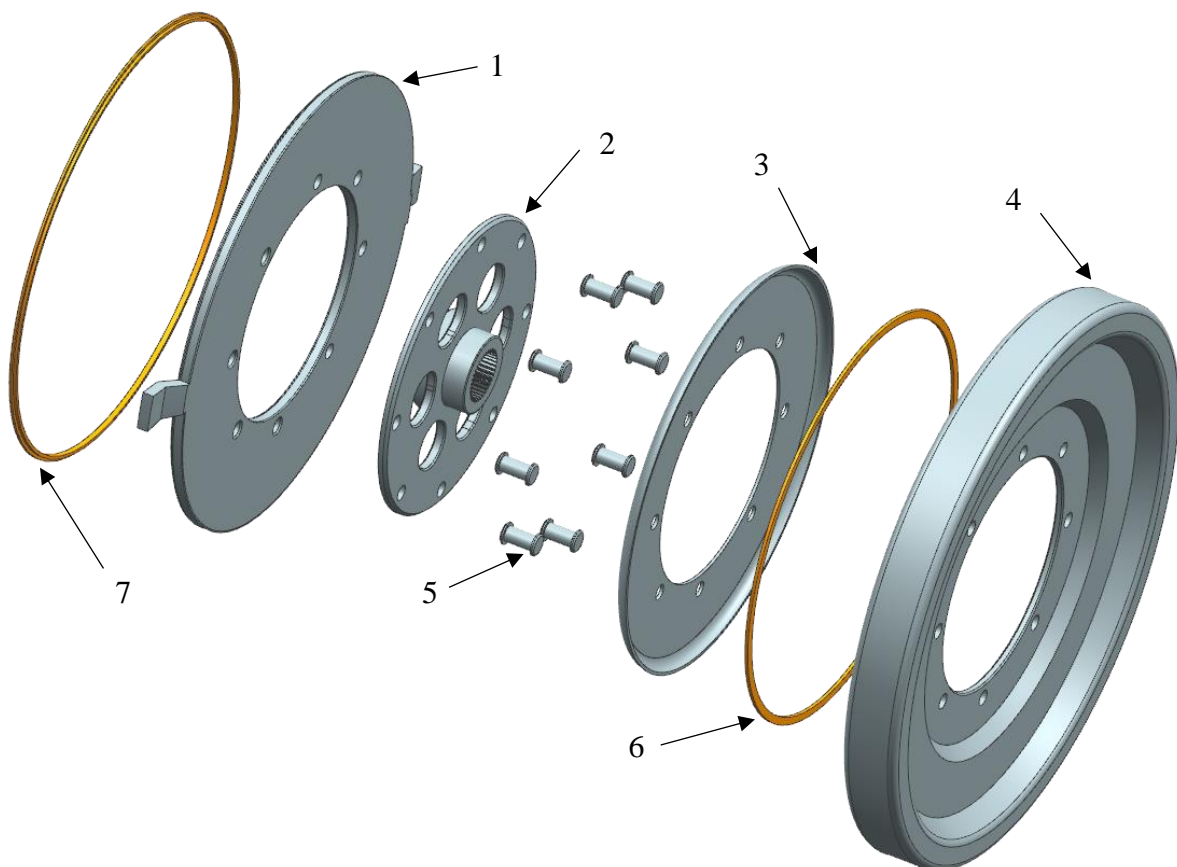
Sekundární strana musí přenést točivý moment z pružného elementu na hřídel převodovky a také zajistit těsnění mazací vazelíny. Hlavní části jsou unašeč (1) a náboj (2) pro spojení s hřídelí převodovky.

Náboj je rotačně uložen na hlavním disku primární strany, musí zde tedy být plocha pro radiální zajištění. Z důvodu možného vyosení klikového hřídele vůči hřídeli převodovky zde nebylo přidáno ložisko na náboj, aby mohlo být umožněno mírného posuvu. Dále je zde tvarový element pro spojení s hřídelí převodovky, přesněji jemné drážkování.

Pod dírami pro nýty na náboji se nachází otvory pro montáž celého DMF, konkrétněji přišroubování primární strany na klikovou hřídel. Celá součást se montuje do automobilu vcelku.

Unašeč je přímo spojen s nábojem. Pro kompaktnost systému je zde využito snýtování (5) se středící dírou. Nachází se zde výstupek pro těsnění (7) z jedné strany s hlavním diskem primární strany. Pro axiální zajištění je dále společně nanýtovaná axiální talířová pružina (3) s dalším těsněním (6) z druhé strany viz. příloha 2. Ta musí zachycovat veškeré síly ze spojky a axiální síly vyvozené ze šikmého ozubení.

Z obrázků Obr. 15, Obr. 16 lze vidět nepoměr velikostí primární a sekundární strany. V předchozí části bylo řečeno, že z hlediska účinnosti tlumení a životnosti částí pohonného ústrojí je výhodnější vyšší moment setrvačnosti na sekundární straně. Pro to slouží přidavné závaží (4). Pro snížení hmotnosti a zachování požadovaného momentu setrvačnosti přidavného závaží byl odebrán materiál z blízkosti osy rotace a přidán do největšího průměru. Závaží je opět upevněno snýtováním k náboji.



Obr. 16: CAD roztřel modelu sekundární strany varianty A

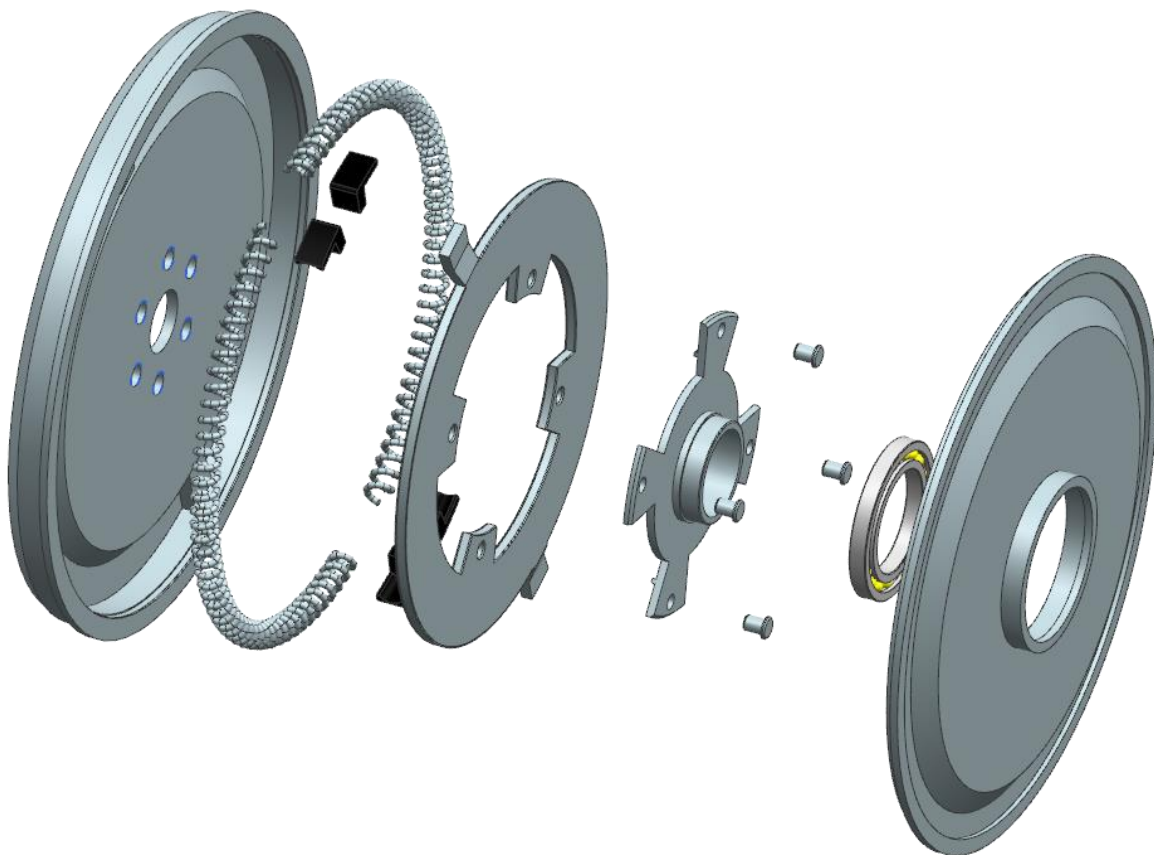
- **Varianta B**

Tato varianta disponuje nízkou hmotností, větší kompaktností a menším počtem částí. Tyto výhody výrazně snižují výrobní cenu za zhoršení tlumících schopností. Funkce a pružné elementy se shodují s variantou A.

S využitím kuličkového ložiska je možné snížit tření, není zde ale umožněno výše zmíněného vyosení obou stran vůči sobě. Tato varianta také neumožňuje zachycení vysokých axiálních sil ze spojky.

Přídavný disk primární strany je zde upevněn svařováním. To má velkou výhodu úplného utěsnění maziva jenže není možná rozebíratelnost a tím pádem není možná oprava.

Pro zmenšení otlacení pružných elementů jsou zde tzv. „botičky“ (černé části viz. obrázek Obr. 17), které zároveň tlumí rázy unašeče při vratném pohybu. Opět je zde potřeba zajistit mazání.



Obr. 17: CAD rozstřel modelu varianty B

5.2.2 Hlavní parametry z konstrukce DMF

Pro následující část jsou potřeba dva hlavní parametry z konstrukce DMF.

– Tuhost pružin

Tuhost pružin lze zjednodušit na výpočet obyčejných rovných pružin. Pro ty platí vztah:

$$k = G * \frac{d^4}{8D^3 * n} [N.m^{-1}] \quad (5.2.2)$$

Kde G je modul pružnosti ve smyku, d je průměr závitového drátu, D je střední průměr závitu a n je počet vinutí.

– Moment setrvačnosti

Moment setrvačnosti je fyzikální veličina určující rozložení hmoty rotujícího tělesa (také někdy označovaná jako J).

$$I = m * R^2 [kg.m^2] \quad (5.2.3)$$

Kde m je hmotnost elementu a R je vzdálenost elementu od osy.

Velikost této veličiny je tedy určena hmotností a druhou odmocninou vzdálenosti od osy elementu. Tedy nezáleží tolik na tom, jakou těleso má hmotnost, ale hlavní určující parametr je vzdálenost hmoty od osy rotace.

Obecně pro spojitě rozložené hmotnosti u symetrického tělesa lze moment setrvačnosti popsat pomocí integrálu jako:

$$I_x = \int_{(m)} R_x^2 dm = \int_{(m)} (y^2 + z^2) dm \quad (5.2.4)$$

$$I_y = \int_{(m)} R_y^2 dm = \int_{(m)} (x^2 + z^2) dm \quad (5.2.5)$$

$$I_z = \int_{(m)} R_z^2 dm = \int_{(m)} (x^2 + y^2) dm \quad (5.2.6)$$

Výpočet momentu setrvačnosti u složitějších těles jako např. primární nebo sekundární strana je velmi pracný. V praxi se zpravidla používají pro výpočet CAD softwary. V našem případě využijeme software NX Siemens, v kterém byl vytvářen model DMF, kde je velmi jednoduché dostat požadované momenty setrvačnosti jak jednotlivých částí, tak i samotné sestavy.

Moments of Inertia (NCS)
Ix, Iy, Iz = 274813.387569908 kg·mm², 137716.218663411 kg·mm², 140476.834758637 kg·mm²

Obr. 18: Moment setrvačnosti primární strany varianty A

Zajímá nás pouze moment setrvačnosti v ose x (I_x), protože tato osa byla v rozhraní zvolená jako rotační.

5.3 Simulace

V simulaci budeme vyhodnocovat vliv fluktuace točivého momentu na komponenty v hnacím systému.

Zdrojem fluktuace točivého momentu je, jak již bylo zmíněno v kapitole 3.1 samotný spalovací motor. Proměnlivý točivý moment působící na klikovou hřídel způsobuje zrychlení daných komponentů. Ze zrychlení a hmotnosti (popř. momentu setrvačnosti) lze následovně podle druhého Newtonova zákona odvodit silové účinky. Tyto nerovnoměrné účinky mají negativní vliv na životnost komponentů z hlediska napětí nebo proměnlivého zatížení.

Z důvodu jednoduššího měření se v simulaci vyhodnocuje úhlové zrychlení místo točivého momentu. Pro měření torzních kmitů se nejčastěji používá akcelerometr umístěn na měřeném komponentu, který dosahuje lepších výsledků než tenzometr pro měření kroutícího momentu.

Z tohoto důvodu je simulace nástroj pro zjištění a možného eliminování na co nejnižší hodnotu zrychlení pro prodloužení životnosti veškerých ovlivněných komponentů.

Simulace torzních kmitů se čistě zabývá pouze pohybem v jedné ose neboli rotace kolem jedné osy. Ostatní pohyby např. rotace kolem ostatních os nebo vibrace v jiném směru se do simulace nezahrnují, protože nemají vliv na torzní tlumení. Proto se celý systém zjednodušuje na kmitání (rotaci) v 1D kolem jedné osy. Pro představu celý systém v simulaci rotuje kolem osy klikové hřídele.

Pro ověření produktu z části konstrukce bude vymodelováno celé pohonné ústrojí vozidla. Použitý motor byl již zmiňován v kapitole 5.1 „Souhrn požadavků“. Tento motor se nejčastěji používá v koncepci předního pohonu s uložením motoru napříč. Ideální příklad by mohlo být vozidlo Škoda Fabia, ve které je tento motor použit. Pohonné ústrojí tohoto vozidla se skládá ze samotného motoru, tlumiče torzních kmitů (konkrétně DMF) často spojeny s lamelovou spojkou, hřídele a ozubená kola převodovky, kardanové hřídele, diferenciálu a hnacích poloos. To bylo vymodelováno v simulačním prostředí a tyto části reprezentují vícehmotý oscilační řetězec.

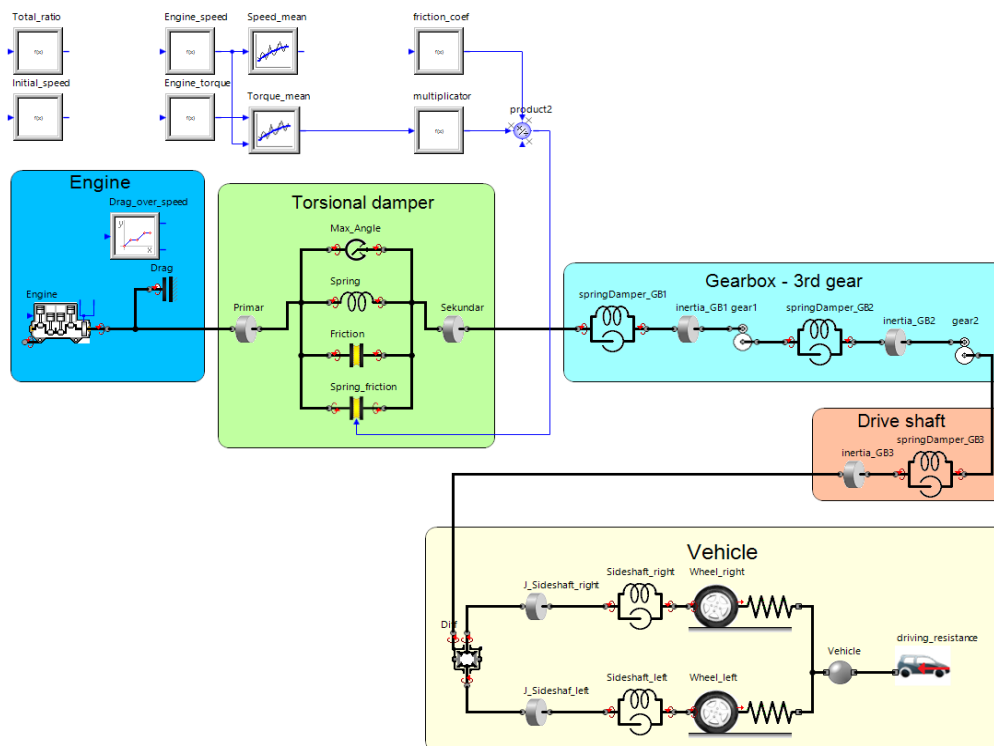
Mnoho vstupních parametrů v simulaci nejde přesně určit, protože nejsou veřejně přístupné. Proto některé parametry byly odhadově vypočteny podle příslušných vztahů a některé parametry byly zvoleny na základě zkušeností a poznatků z firmy ZF Engineering.

Měření bylo uskutečněno před primární stranou a za sekundární stranou. Zjišťovalo se úhlové zrychlení, úhlové vychýlení a točivý moment. Veškeré simulace byly provedeny v softwaru Simulation X poskytnutým firmou ZF engineering.

Simulation X je software od švýcarské společnosti ESI, který má vysoké uplatnění nejen v automobilových, ale také v leteckých simulacích zabývající se především dynamickými účinky systémů. Tento software řeší soustavy nelineárních diferenciálních pohybových rovnic a je vhodný pro aplikaci do vícečlenných systémů.

Z důvodu chybějící podpory českého jazyka v softwaru byly všechny názvy a veličiny popisované anglicky. Použití diakritiky by mohlo způsobovat chybné hlášení a tím následovně nezobrazení výsledků.

5.3.1 Simulační model



Obr. 19: Zobrazení simulačního modelu v softwaru SimX

5.3.1.1 Engine (pohonné ústrojí)

V modrém rámečku „Engine“ je model pohonného ústrojí. Samotný prvek „Engine“ generuje podle zvoleného počtu válců a zvolené křivky střední hodnoty točivého momentu závislé na otáčkách fluktuaci točivého momentu. Prvek „Drag“ reprezentuje odpor pohonného ústrojí, který je závislý na rychlosti otáčení. Tuto charakteristiku popisuje funkce „Drag_over_speed“.

Tab. 1: Tabulka s parametry části „Engine“

Parametr		Jednotky
Počet dob	4	-
Počet pístů	3	-
Maximální točivý moment	200	Nm
Vývrt	74.5	mm
Zdvih	76.4	mm
Hmotnost pístu	500	g

Veškeré hodnoty, kromě hmotnosti pístu, byly převzaty od výrobce motoru. Hmotnost pístu byla odhadem vypočtena z rozměrů (vývrtu) a z hustoty slitiny hliníku dural ze vztahu.

$$m = V * \rho \text{ [Kg]} \quad (5.3.1)$$

Kde V je objem pístu [mm³] a ρ hustota slitiny hliníku „dural“ [Kg.mm⁻³].

5.3.1.2 Torsional damper (torzní tlumič)

Zelený rámeček „Torsional damper“ je model zvoleného DMF. Skládá se z prvku „Primary_Side“ a „Secondary_Side“, které reprezentují setrvačnost (resp. moment setrvačnosti) primární a sekundární strany. Prvek „Max_Angle“ určuje maximální možný úhlový rozdíl sekundární strany vůči primární. Tuhost pružin je určena prvkem „Spring“ a tření mezi pružinou a stěnami primární strany je zahrnuto v prvku „Friction“.

Tab. 2: Tabulka s parametry části „Torsional damper“

Parametr	A	B	Jednotky
Moment setrvačnosti primární strany	274813	169699	Kg.mm ²
Moment setrvačnosti sekundární strany	292101	35820	Kg.mm ²
Tuhost pružin	5	5	Nm/rad
Maximální úhel natočení	60	60	°

Momenty setrvačnosti a tuhost pružin byly zvoleny z kapitoly 5.2.2.

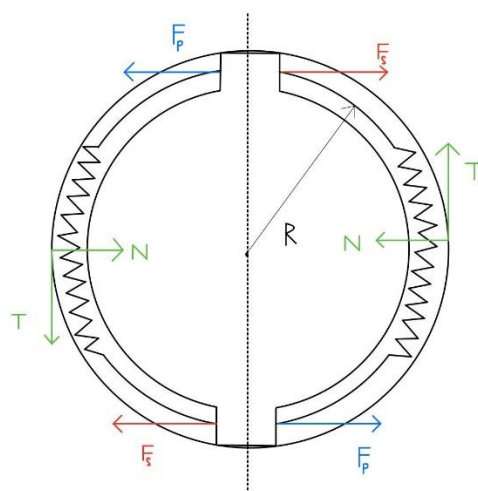
Maximální úhel natočení byl zvolen s ohledem na tuhost pružiny (průměr a stoupání závitu pružin) a střední hodnoty točivého momentu.

Prvek „spring_friction“ u zahnutých pružin je přímo závislý na točivém momentu primární strany. Neboli síla z primární strany a reakční síla ze sekundární strany působící na pružinu vytvářejí reakci mezi pružinou a vodící ploškou primární strany. Tato reakce je závislá na velikosti sil působících na pružinu, respektive na točivém momentu.

V simulaci byla použita zjednodušená funkce velikosti momentového tření v závislosti na dvojnásobku točivého momentu na primární straně. Pro výpočet je nutné rozdělit systém na dvě části viz. obrázek Obr. 20 podle osy symetrie.

$$M_t = 2M * f \quad [Nm] \quad (5.3.2)$$

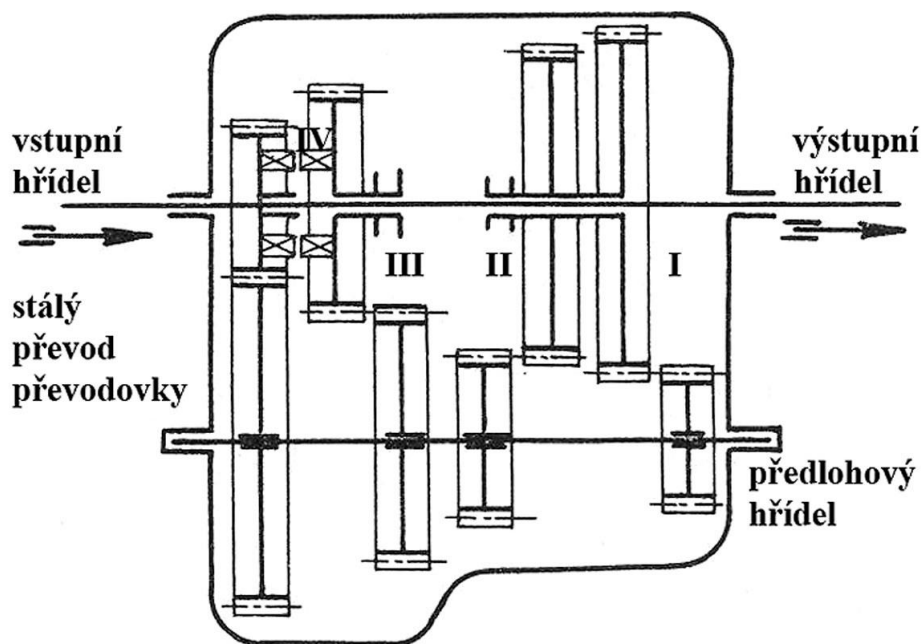
Kde M_t je třecí moment [Nm], M je točivý moment na primární straně [Nm] a f je součinitel tření ocel na ocel [-].



Obr. 20: Grafické znázornění třecího momentu (F_s – reakce sekundární strany, F_p – síla primární strany)

5.3.1.3 Gearbox – 3rd gear (převodovka)

Ve světle modrém rámečku „Gearbox – 3rd gear“ je znázorněna koaxiální převodovka se zařazeným třetím převodovým stupněm. Zvolením nižších převodových stupňů je z hlediska simulace nevhodné z důvodu, že proces zrychlování otáček systému je velmi rychlý a nestačí se vybudovat vyšší točivý moment. Prvek „springDamper_GB1“ a „springDamper_GB2“ zahrnují jak tuhost, tak i koeficient tlumení jednotlivých hřídelů převodovky a ozubených kol. „inertia_GB1“ a „inertia_GB2“ určuje jejich setrvačnosti. Prvek „gear1“ udává pouze převodový poměr mezi vstupní a předlohou hřídelí a „gear2“ udává převodový poměr mezi předlohou a výstupní hřídelí viz. obrázek Obr. 21.



Obr. 21: Schéma koaxiální převodovky [18]

Tab. 3: Tabulka s parametry části „Gearbox – 3rd gear“

Parametr		Jednotky
Moment setrvačnosti vstupní hřídele a ozubení	5000	Kg.mm ²
Moment setrvačnosti předlohou hřídele a ozubení	4950	Kg.mm ²
Tuhost vstupní hřídele a převodu	8594	N.m.rad ⁻¹
Tuhost předlohou hřídele a převodu	10600	N.m.rad ⁻¹
Vstupní převod	0,9	-
Výstupní převod	1,55	-

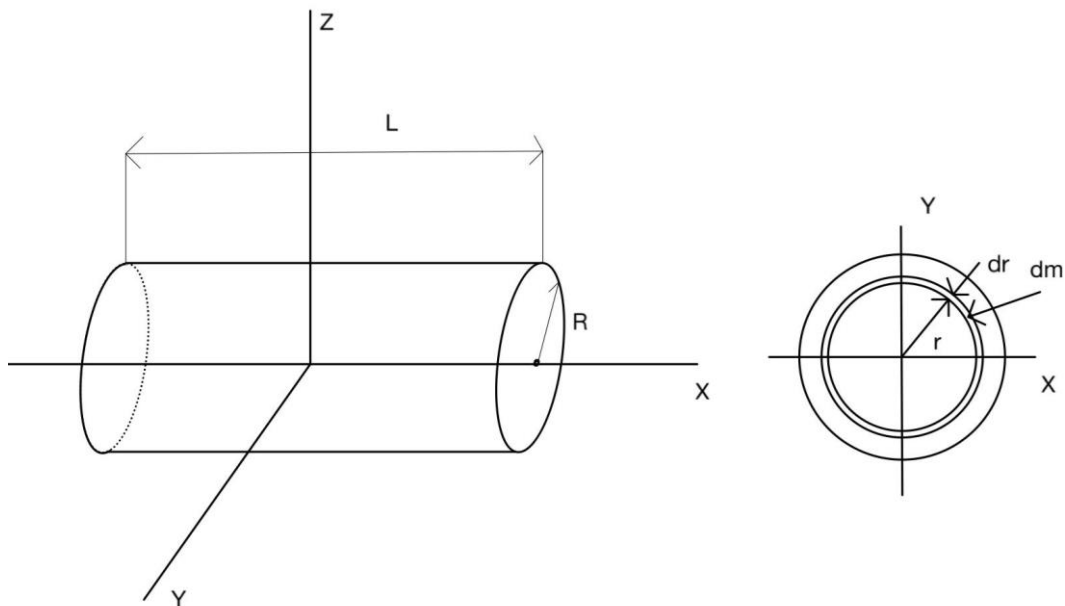
Pro momenty setrvačnosti a tuhosti byly tyto hodnoty zvolené opět odhadovým výpočtem. Pokud bychom uvažovali hřídel o průměru 40 mm, můžeme jednoduše dopočítat následujícími vztahy moment setrvačnosti a tuhost.

Pro tuhost hřídele platí vztah:

$$k = \frac{G * \pi * R^4}{2l} [N * rad^{-1}] \quad (5.3.3)$$

Kde G je modul pružnosti ve smyku [MPa], R je poloměr [mm] a l je délka válce [mm].

Pro moment setrvačnosti hřídele byl odvozen vztah pro plný válec k ose x.



Obr. 22: Grafické znázornění výpočtu momentu setrvačnosti

Integrační vztah z kapitoly 5.2.2 můžeme upravit na následující tvar. Kde „ $y^2 + x^2$ “ můžeme nahradit rovnicí kružnice za „ r^2 “. Infinitesimální hodnota „ dm “ je nekonečně malá změna hmotnosti podle proměnné r, můžeme jí tedy nahradit pomocí vzorce (s uvažováním homogenního materiálu) „ $dm = dV * \rho$ “.

$$I_x = \int_{(m)} y^2 + z^2 dm = \left| \begin{array}{l} y^2 + x^2 = r^2 \\ dm = \rho * 2\pi * r * L * dr \end{array} \right| = \int_0^R r^2 * \rho * 2\pi * r * L * dr$$

Po „zintegrování“ upraveného tvaru dostaneme následující vztah, kde výraz v kulatých závorkách je roven hmotnosti.

$$I_x = \rho * 2\pi * L * \left[\frac{r^4}{4} \right]_0^R = (\rho * \pi * R^2 * L) * \frac{1}{2} * R^2$$

Výsledný tvar momentu setrvačnosti pro plný válec

$$I_x = \frac{1}{2} * m * R^2 [Kg * m^2] \quad (5.3.4)$$

Kde m je hmotnost válce [Kg] a R je poloměr válce [m].

5.3.1.4 Drive shaft (hnací hřídel)

Oranžový rámeček „Drive shaft“ reprezentuje kardanovou hřídel (hnací hřídel). Prvky v této části jsou stejné jako v modelu „Gearbox – 3rd gear“, jsou zde pouze jiné hodnoty.

Tab. 4: Tabulka s parametry části „Drive shaft“

Parametr		Jednotky
Moment setrvačnosti hnací hřídele	5000	Kg.mm ²
Tuhost hnací hřídele	6.10 ⁷	N.m.rad ⁻¹

Hodnoty byly zvoleny stejným způsobem jako v předchozí části s použitím stejných vztahů. Hnací hřídel u pohonu předních kol je ve většině případů opět plná hřídel.

5.3.1.5 Vehicle (vozidlo)

Část ve žlutém rámečku simuluje diferenciál až do samotného pohybu automobilu. Prvek „diff“ plní funkci nesamosvorného diferenciálu, z hlediska simulace nám rotační pohyb rozdělí do dvou větví. Opět se zde nachází prvky určující tuhost, setrvačnost a tlumení, které reprezentují dvě poloosy. Prvek „Wheel_right“ a „Wheel_left“ je kontakt kola s vozovkou. Tento prvek v simulaci transformuje rotační pohyb na translační (posuvný). Prvek „Vehicle“ je hmota celého vozidla, ze které se odvozují setrvačné síly posuvného pohybu. Prvek „driving_resistance“ zahrnuje veškeré odpory (aerodynamické, třecí atd.) pohybu automobilu.

Tab. 5: Tabulka s parametry části „Vehicle“

Parametr		Jednotky
Moment setrvačnosti pravé poloosy	4000	Kg.mm ²
Moment setrvačnosti levé poloosy	4000	Kg.mm ²
Tuhost pravé poloosy	6130	N.m.rad ⁻¹
Tuhost levé poloosy	7255	N.m.rad ⁻¹
Hmotnost vozidla	1300	Kg

Rozdílné hodnoty pravé a levé poloosy jsou u většiny automobilů časté. Je to z důvodu umístění diferenciálu blíže na jednu stranu automobilu kvůli rozvržení pohonné soustavy. Proto je jedna poloosa delší a tím pádem méně tuhá s větším momentem setrvačnosti.

V praxi se také často využívají duté poloosy pro zvýšení tuhosti a snížení hmotnosti. Pro výpočet tuhosti dutého hřídele platí vztah:

$$k = \frac{G * \pi * (R^4 - r^4)}{2l} [N.rad^{-1}] \quad (5.3.5)$$

Kde G je modul pružnosti ve smyku [MPa], R je vnější poloměr válce [mm], r je vnitřní poloměr válce [mm] a l je délka válce [mm].

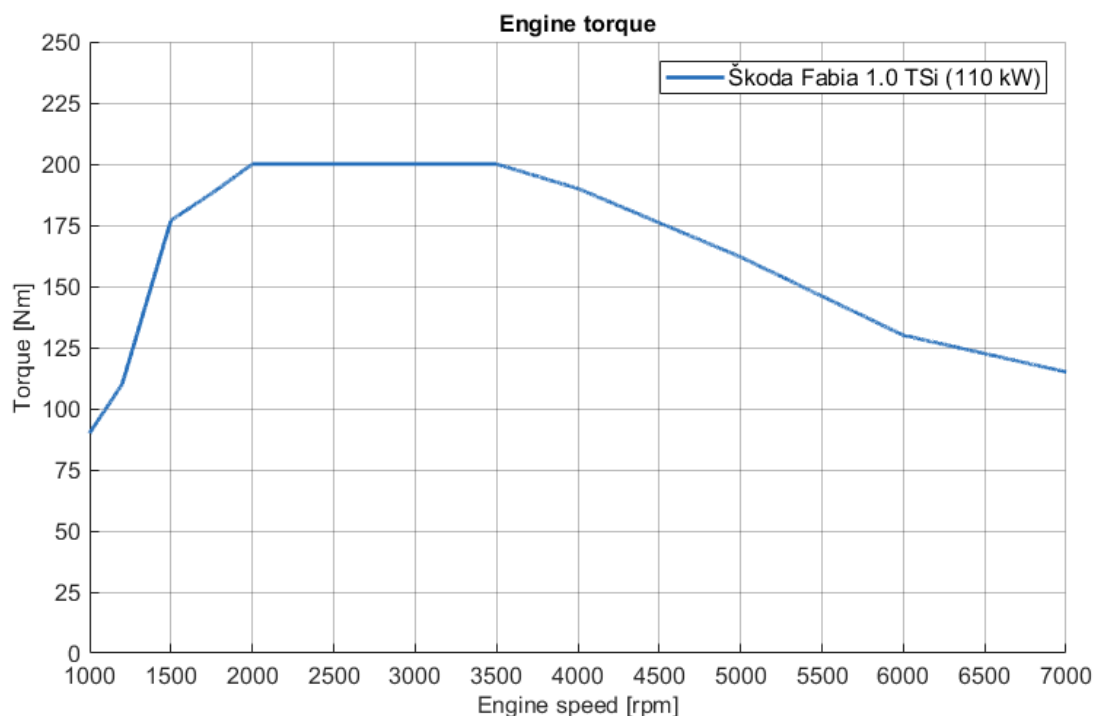
Pro moment setrvačnosti duté poloosy platí vztah:

$$I_x = \frac{1}{2} m * (R^2 + r^2) [Kg.m^2] \quad (5.3.6)$$

Kde m je hmotnost válce [Kg], R je vnější poloměr [m] a r vnitřní poloměr válce [m].

5.3.2 Výsledky simulace

5.3.2.1 Výstup střední hodnoty spalovacího ústrojí



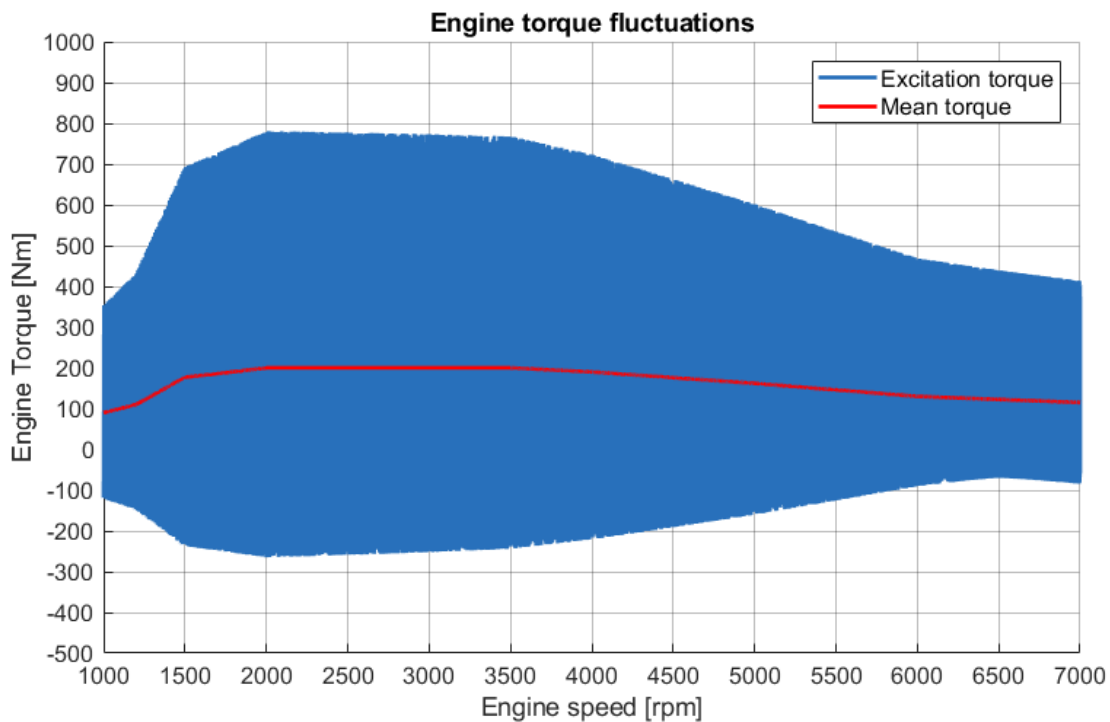
Obr. 23: Výstup střední hodnoty točivého momentu závislého na otáčkách

Je nutno říct, že tato křivka není přesně reálná charakteristika točivého momentu, protože přesně naměřené hodnoty nejsou veřejně dostupné informace. Z hlediska simulace ale nemá vliv rozčlenění do lineárních úseků (odpovídá zveřejněné charakteristice výrobce viz. obrázek Obr. 13), protože zde hrají roli pouze fluktuace točivého momentu. Důležité hodnoty jsou ve střední hodnotě zahrnuty, přesněji maximální hodnota točivého momentu. S touto přesností lze velmi přesně simulovat danou problematiku.

Při výrobě spalovacích ústrojí nelze se stoprocentní jistotou určit výkon motoru (měření každého kusu by bylo časově a finančně náročné). Proto každý výrobce určuje odchylku výkonu motoru (nejčastěji $\pm 5\%$). Z tohoto důvodu se musí brát ohled na dimenzování pružin, kde tato odchylka musí být zahrnuta pro správnou funkci torzního tlumiče.

Pro obě varianty bylo zvoleno stejné pohonné ústrojí i s ostatními částmi hnacího ústrojí, změna je pouze v provedení torzního tlumiče.

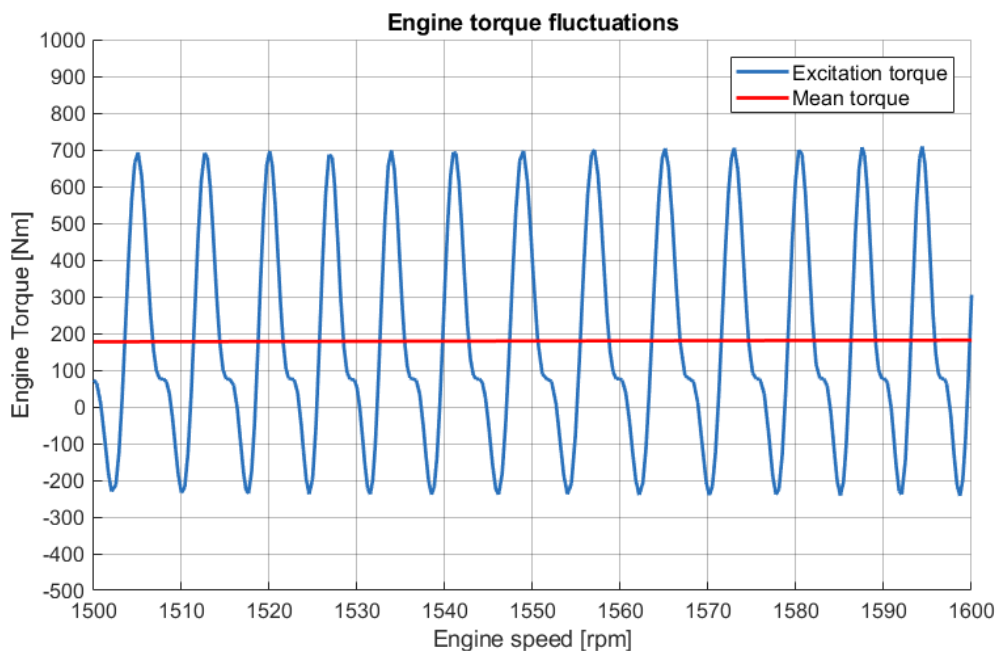
5.3.2.2 Fluktuace točivého momentu



Obr. 24: Výstup točivého momentu a střední hodnoty točivého momentu z motoru závislého na otáčkách

Z obrázku Obr. 24 lze vidět již skutečnou křivku s fluktuací točivého momentu (červená) proloženou střední hodnotou (zelená). Okamžité hodnoty točivého momentu se pohybují od -220 Nm až téměř do 800 Nm. Zatímco skutečná hodnota dosahuje těchto vysokých hodnot, pružné elementy se dimenzují na střední hodnotu točivého momentu. To je dáno bilancí energie. Červená křivka skutečného točivého momentu na první pohled vypadá jako plocha kvůli velkému zahuštění daty.

5.3.2.3 Přiblížení křivky točivého momentu



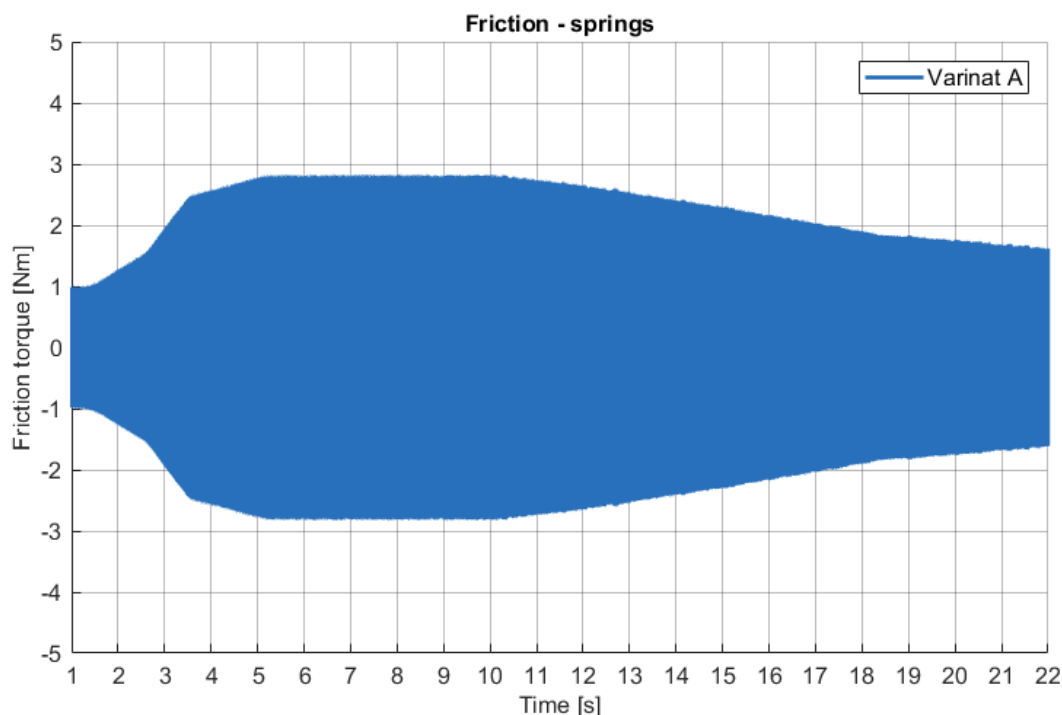
Obr. 25: Přiblížení Obr. 24

Při přiblížení z obrázku Obr. 25 je již možné vidět samotné fluktuace točivého momentu, které způsobují mnoho negativních vlivů na hnací soustavu. Bez využití torzního tlumiče by tyto fluktuace točivého momentu způsobovaly vysoké změny jak kladného, tak i záporného zrychlení na ostatních komponentech hnací soustavy.

To má za vliv nadměrné cyklické namáhání jak na veškeré hřídele za pohonným ústrojím, tak i ozubení v převodovce a diferenciálu. To zvyšuje požadavky na konstrukci a výběr materiálu z vyšších tříd, což zvyšuje celkovou cenu hnací soustavy.

Nadále zde, jak již bylo řečeno v 3. kapitole, vznikají vibrační a akustické jevy jako je „rattling“ a „booming“ způsobené vůlí v ozubení. Tyto jevy výrazně snižují jízdní komfort, který je v dnešní době brán jako velmi důležitý aspekt.

5.3.2.4 Tření mezi pružinami a vodíci plochami



Obr. 26: Výstup třecího momentu dvoumotového setrvačnicku závislého na čase

Na obrázku Obr. 26 je zobrazeno tření mezi pružinami a vodíci plochami primární strany. Toto tření je závislé na vstupním točivém momentu, proto je velmi shodné s charakteristikou točivého momentu pohonného ústrojí.

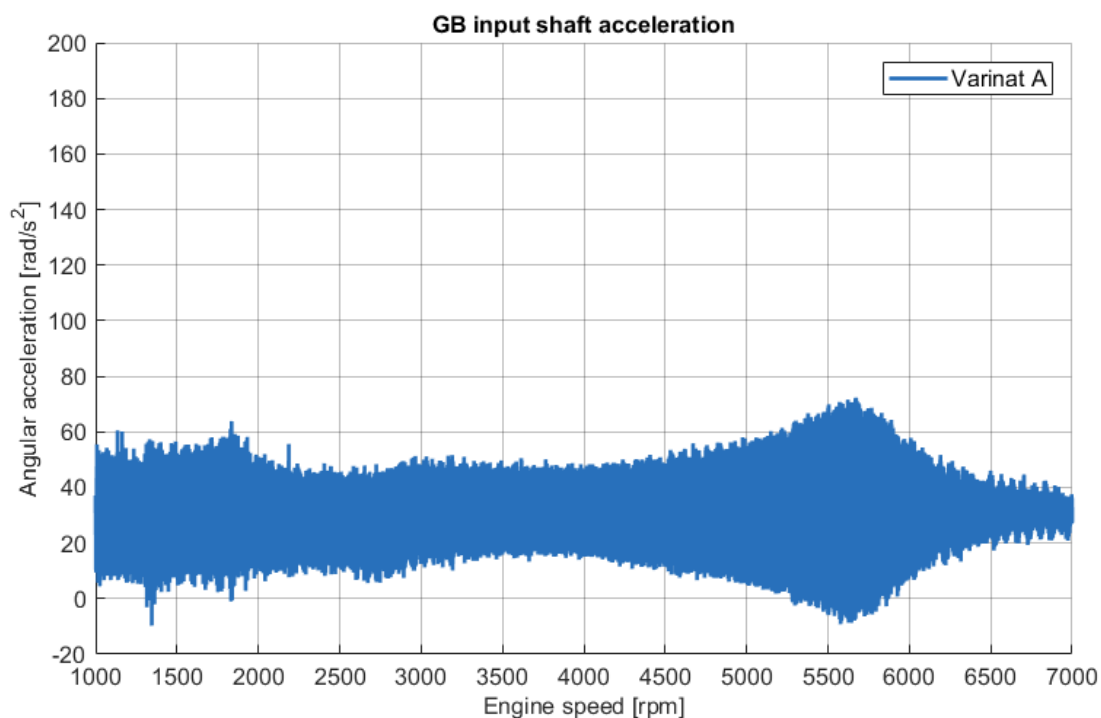
Tření dosahuje poměrně malých hodnot, i přesto má ale veliký vliv na účinnost tlumení. Změny v jednotkách třecího momentu mohou snížit amplitudu fluktuace razantně, proto je nutné tření do simulace zahrnout.

Na hodnotu koeficientu tření má neodmyslitelný vliv použité mazivo. Zpravidla je využíváno v praxi mazací vazelíny. Pro stroje s vysokými točivými momenty je využito méně viskózního maziva, a naopak je tomu u strojů s nižšími točivými momenty.

V další kapitole budeme porovnávat obě varianty a sledovat zrychlení za sekundárními stranami (na vstupním hřídeli do převodovky). Mělo by být zřejmě vidět zlepšení tlumící schopnosti s přidáním závaží (zvýšení momentu setrvačnosti) na sekundární straně.

5.3.3 Varianta A

5.3.3.1 Zrychlení na vstupním hřídeli převodovky

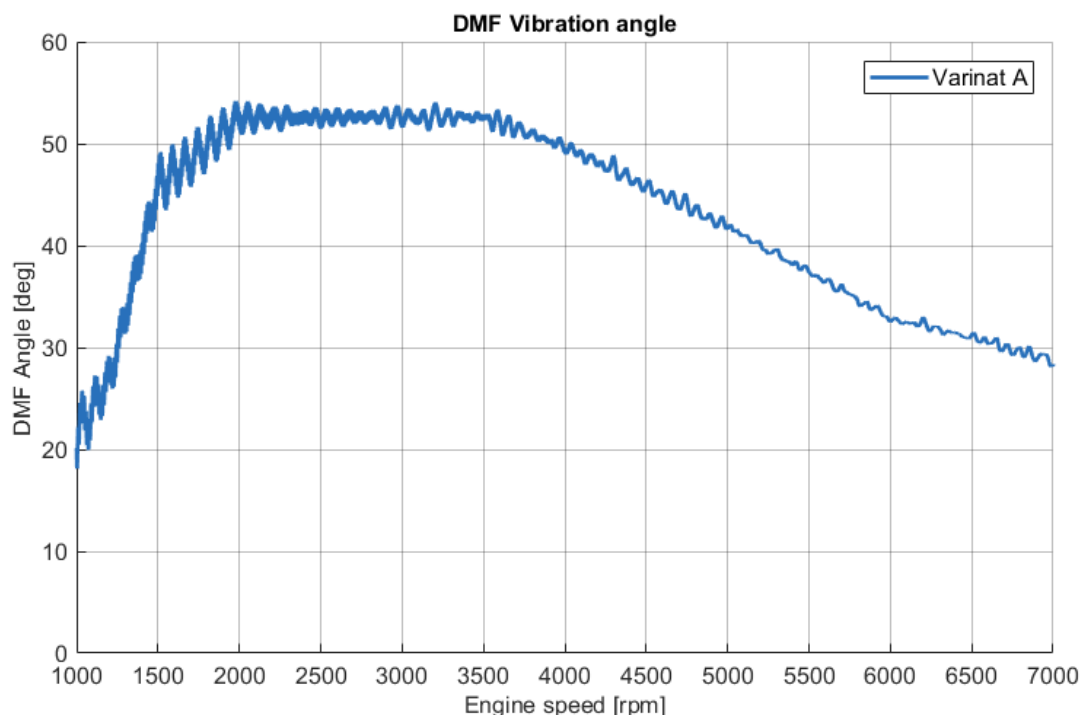


Obr. 27: Výstup zrychlení na hřídeli do převodovky závislého na otáčkách varianta A

Z obrázku obrázku Obr. 27 lze vidět již „uhlazenější“ křivku s menšími výchylkami zrychlení. Přídavné závaží přesunulo vlastní frekvenci do velmi vysokých otáček, kterých není pohonná jednotka možná dosáhnout. Většina hodnot zrychlení je kladná, což je žádané z důvodu vůlí v ozubení.

V oblasti od 5000 do 6000 ot/min je možné pozorovat zvýšení amplitudy výchylky zrychlení. Toto zvýšení je způsobeno shodou budící frekvence s vlastní frekvencí převodovky. Výchylky v těchto hodnotách jsou akceptovatelné a nějak výrazně neovlivňují chod převodovky ani zvukové jevy vznikající z velikých výchylek. Pokud by tyto hodnoty byly příliš vysoké, bylo by vhodné zvážit změnu tuhosti pružných elementů nebo změnu ostatních parametrů.

5.3.3.2 Úhlové vychýlení primární a sekundární strany



Obr. 28: Výstup úhlového vychýlení závislého na otáčkách varianta A

V obrázku Obr. 28 je zobrazeno úhlové vychýlení sekundární strany ku primární straně v závislosti na otáčkách. To by nemělo přesáhnout určitou hodnotu danou konstrukcí, jinak by zde mohlo dojít k výše zmiňovanému „bloku“, což by mohlo způsobit výskyt dalšího zdroje buzení s následnou rezonancí v oscilačním systému. U zvoleného DMF byla určena hodnota 60° s uvažovanou bezpečností 5° .

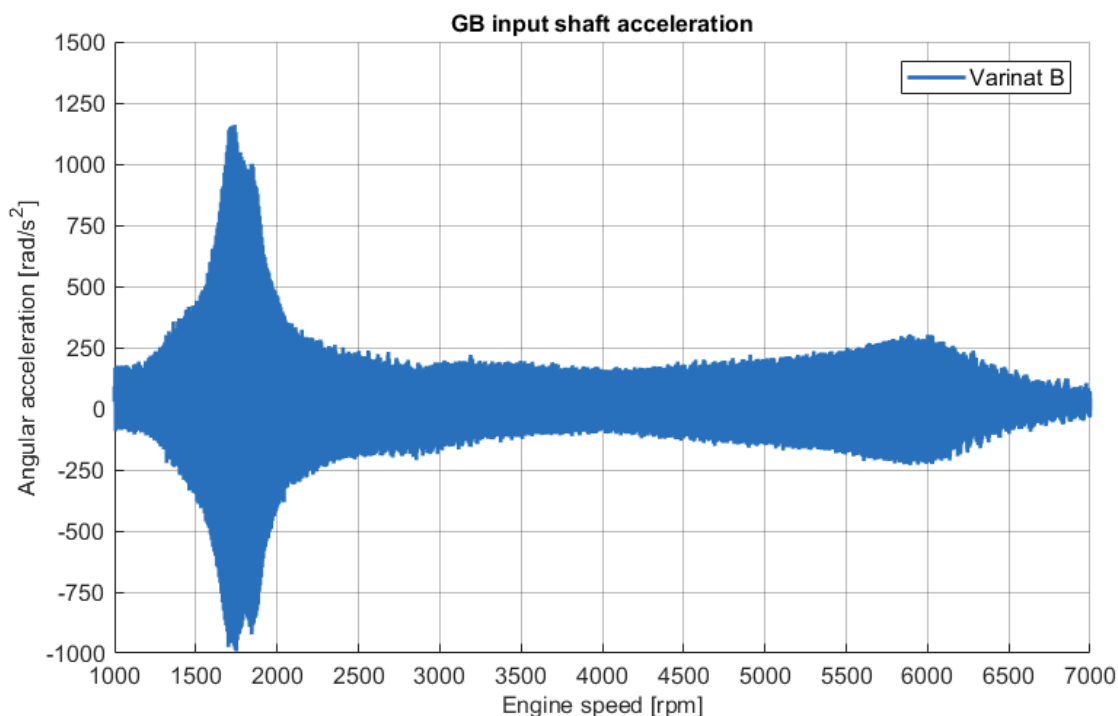
Bezpečnostní úhel je důležitý z hlediska tolerance výroby pružiny a tolerance určená výrobcem motoru. Při výrobě pružin je mnoho aspektů, které ovlivňují tuhost. Mohou to být geometrické tolerance průměrů závitů, nebo také složení materiálu.

Výrobce motorů sám předepisuje odchylku výkonu motoru, ve které se výkon musí pohybovat. U spalovacích motorů je velmi mnoho proměnných, které mění výkon motoru.

Pro teoretický případ, kdy by pružina po výrobě dosáhla své minimální tuhosti a spalovací motor svého nejvyššího možného točivého momentu, primární a sekundární strana nesmí dojít do „bloku“. Proto se počítá s tímto nejhorším případem a pružiny se dimenzují s bezpečností.

5.3.4 Varianta B

5.3.4.1 Zrychlení na vstupním hřídeli převodovky

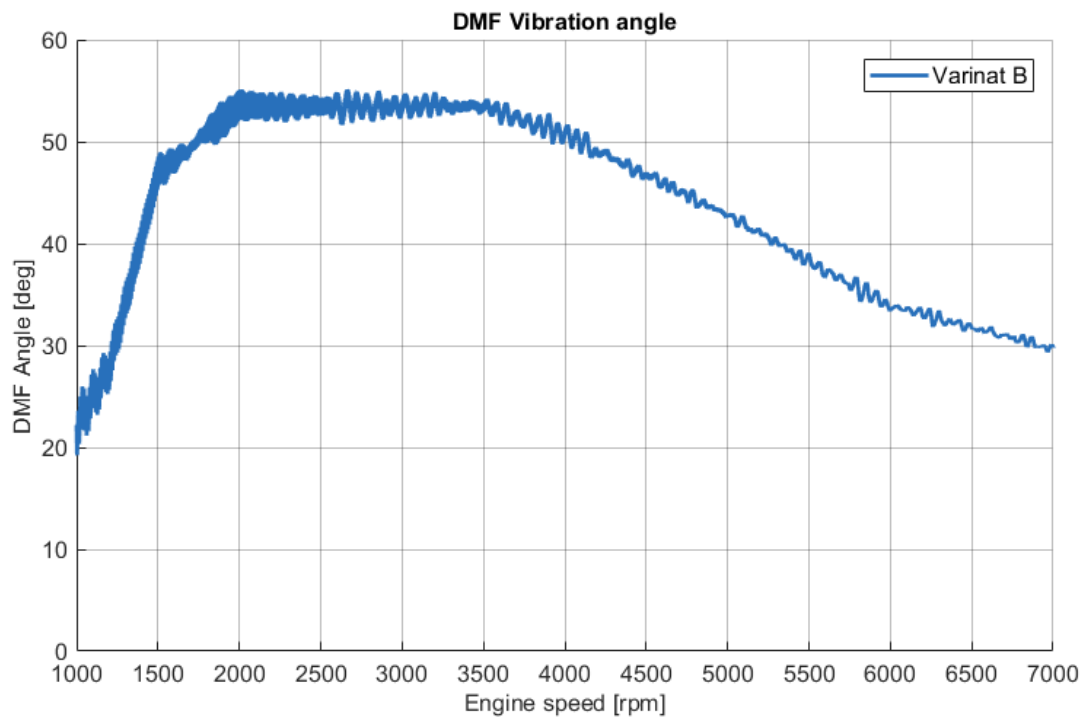


Obr. 29: Výstup zrychlení na hřídeli převodovky závislého na otáčkách varianta B

Z obrázku obrázku Obr. 29 můžeme pozorovat charakteristiku zrychlení u varianty B. V rozmezí 1300 až 2200 ot/min vzniká velmi výrazná amplituda zrychlení jak do kladného směru tak i do záporného. Tato rezonance vzniká kvůli shodě budící frekvence motoru s vlastní frekvencí dvouhmotového setrvačnicku kvůli nízkému momentu setrvačnosti sekundární strany. Eliminovat tuto rezonanci je možné buď využitím pružin s nižší tuhostí, což by mohlo zapříčinit vychýlení do výše zmíněného „bloku“, nebo využitím víceúrovňové charakteristiky.

Takhle vysoké hodnoty amplitudy zrychlení by způsobovaly nejen velmi nepříjemné zvukové jevy v ozubení, ale také vysoké požadavky na životnost hnací soustavy. Docházelo by zde k velkému únavovému namáhání, které by mělo vliv na celkové zvýšení ceny komponentů.

5.3.4.2 Úhlové vychýlení primární a sekundární strany

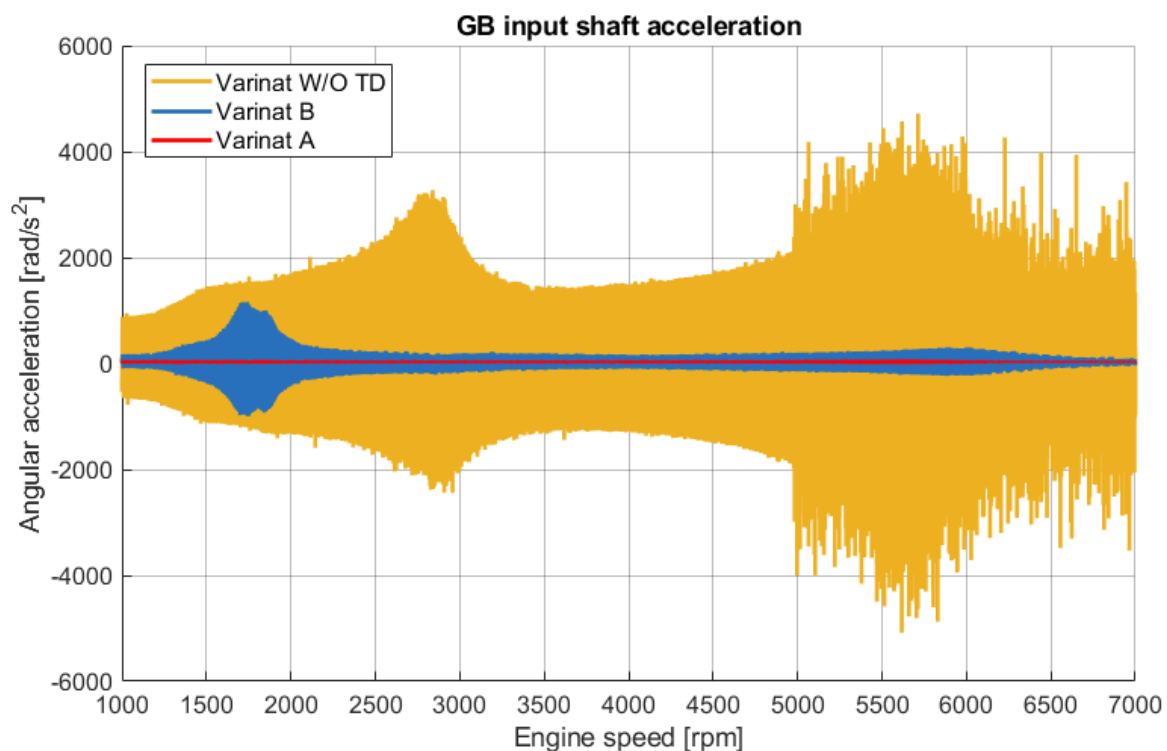


Obr. 30: Výstup úhlového vychýlení závislého na otáčkách varianta B

Na obrázku Obr. 30 je křivka úhlového vychýlení primární strany k sekundární straně varianty B. Jak již bylo řečeno, pružné elementy jsou dimenzovány na nejvyšší hodnotu středního točivého momentu pohonného ústrojí. Proto jsou grafy pro variantu A a variantu B velmi podobné. Je zde ale rozdíl ve frekvenci výkmitu kvůli menšímu momentu setrvačnosti sekundární strany. Frekvence je vyšší kvůli velikým diferencím zrychlení.

5.3.5 Výběr varianty

Hlavní požadavek na samotný torzní tlumič je jeho účinnost tlumení, proto má nejvyšší váhu z hlediska hodnocení. Z obrázku Obr. 31 lze vidět porovnání výsledku simulace zrychlení na vstupním hřídeli převodovky obou variant torzního tlumiče a systému bez torzního tlumiče. Na obou variantách lze pozorovat veliké snížení fluktuací zrychlení na vstupní hřídeli převodovky, i přesto varianta B má výrazně větší změny zrychlení až o 1000 rad/s^2 . Proto tato varianta nemusí splňovat kladené nároky na tlumení v některých aplikacích.



Obr. 31: Porovnání zrychlení variant A, B a bez torzního tlumiče

Tab. 6: Číselné porovnání hodnot

Porovnávací parametr	Varianta A	Varianta B	Jednotky
Moment setrvačnosti primární strany	274,813	169,699	g.m^2
Moment setrvačnosti sekundární strany	292,101	35,820	g.m^2
Maximální zrychlení mezi 1500-2000 ot/min	65	1150	Rad/s^2
Maximální zrychlení mezi 5000-6500 ot/min	75	265	Rad/s^2
Maximální úhlové vychýlení	54	55	$^\circ$

Při výběru varianty je nutné porovnávat veškeré důležité charakteristiky obou variant. Obě varianty mají své výhody a nevýhody, které je potřeba vyhodnotit a usoudit, která varianta lépe splňuje požadavky pro danou aplikaci.

Pro hodnocení variant z hlediska vybraných kritérií slouží mnoho nástrojů. Pro tento případ bylo použito sestavení tabulky požadavků s příslušnými váhami s následnou SWOT analýzou (respektive R&SWOT).

5.3.5.1 Vyhodnocení požadavků

Tab. 7: Vyhodnocení požadavků

Požadavek	Váha	Varianta A	Varianta B	Ideální
Obtížnost montáže	5	10	6	10
Účinnost systému	6	8	9	10
Životnost	9	8	6	10
Cena	8	6	9	10
Kompaktnost	6	7	8	10
Recyklovatelnost	7	9	9	10
Účinnost tlumení	10	9	2	10
	Výsledek:	413	336	510

Výsledné skóre každé varianty bylo vypočteno sečtením jednotlivých součtů váhy daného požadavku a skóre varianty. Váhy samostatných požadavků byly zvoleny podle důležitosti funkcí torzního tlumiče.

S požadavkem obtížnosti montáže byly zaručeny u varianty A pomocné díry na nalisování kolíků u primární strany a pomocné díry pro montáž šroubů primární strany na klikovou hřídel. U varianty B není možné požadované vyosení kvůli možné nesouososti klikové hřídele a hřídele do převodovky.

Účinnost systému je velmi podobná u obou variant. U varianty B je použito valivé ložisko a přídavné „botičky“, které mírně snižují tření oproti variantě A.

Životnost je výrazněji lepší u varianty A. To je spojeno se zmíněnou rozebíratelností systému pro možné opravy, kterou umožňuje šroubové spojení přídavného disku s hlavním diskem.

Z hlediska ceny je na první pohled výhodnější varianta B. To je způsobeno menším počtem dílů, nižším množstvím materiálu a menším počtem použitých technologických operací pro výrobu. S tím je spojena i lepší kompaktnost.

Recyklovatelnost (s tím spojeno i vliv na životní prostředí) je stejné u obou variant, kde celý produkt je vyroben z oceli a malého množství polymerů (těsnění, „botičky“).

5.3.5.2 R&SWOT analýza

Tab. 8: R&SWOT analýza

Alternativy	Varianta A	Varianta B
Rizika	Větší možnost dolehnutí pružin	Možnost shody frekvence s vlastní frekvencí v nižších otáčkách
Výhody	Vysoké potenciální utlumení	Jednodušší konstrukce
	Možné vyosení při montáži	Nižší cena
	Rozebíratelnost, opravitelnost	Lepší manipulace (nižší hmotnost)
Nevýhody	Zvýšení momentu setrvačnosti systému	Zhoršené tlumení
	Vyšší cena	Obtížná montáž

Z tabulky Tab. 8 nevyplývají žádné výrazné nevýhody nebo rizika varianty A. Naproti tomu varianta B má velké riziko shody frekvence v nižších otáčkách, což může způsobit ještě horší tlumící schopnosti.

Při porovnání výsledného skóre z tabulky Tab. 7 varianta A má o 77 bodů vyšší skóre. Také z Tab. 6 je možné pozorovat rozdíl zrychlení mezi variantou A a B až 1000 rad/s^2 . Z toho vyplývá, že varianta B dostatečně nesplňuje hlavní účel torzního tlumiče. Proto s pomocí veškerých porovnávacích metod byla zvolena varianta A jako vyhovující torzní tlumič.

5.4 Možnosti zlepšení návrhu torzního tlumiče

Je nutné zmínit, že pro některé aplikace nejsou žádané vyšší momenty setrvačnosti pro torzní tlumiče nebo jsou kladeny nároky na nízkou hmotnost systému. Pro snížení hmotnosti systému je vhodné navrhnout odlehčení v menších poloměrech, pokud je to možné z hlediska napětí dílčích součástí torzního tlumiče.

Pro aplikace s menšími momenty setrvačnosti je možné celý torzní tlumič navrhnout s malým celkovým průměrem. To ale zapříčiní stejný problém jako u navrhované varianty B. Pro zlepšení tlumicí schopnosti s malým momentem setrvačnosti je možné zvýšit tření v pružných elementech, což má za nevýhodu menší účinnosti systému, nebo provést tzv. modální analýzu.

5.4.1 Modální analýza

Modální analýza spočívá v přestavení simulačního modelu, z kterého se odstraní veškeré tlumicí prvky (veškeré třecí prvky) a samotný model spalovacího motoru, který se nahradí pouze rotující hmotou. V modelu se zanechají veškeré pružné prvky a prvky, které dodávají systému hmotnost, popř. moment setrvačnosti.

Zanecháním těchto prvků je možné zjistit vlastní frekvenci celého systému, subsystému a samotných komponentů. S ohledem na řád buzení z 3. kapitoly s příslušnými provozními otáčkami lze navrhnout tuhost dvouhmotového setrvačnicku (pružných elementů) pro znemožnění výskytu rezonancí v provozních otáčkách. To je dosaženo „posunutím“ vlastní frekvence mimo provozní oblast.

6 Závěr

Tato bakalářská práce se zabývala analýzou torzních kmitů a následným řešením pro co jejich nejvhodnější snížení. V dnešní době se zejména využívá přídatného zařízení pro tlumení torzních kmitů v pohonném ústrojí, které nazýváme torzní tlumič. Torzních tlumičů existuje mnoho pro různé aplikace, kde pro snížení torzních kmitů v osobním vozidle s přepřínáním je nejvhodnější užití tzv. dvoumotového setrvačnicku. Cílem práce bylo demonstrovat celý postup konstrukčního a dynamického řešení eliminace torzních kmitů. Tyto torzní kmity jsou v dnešních spalovacích motorech a jejich konstrukčních trendech velmi problematické. Zejména snižování počtu válců a provozních otáček s naopak zvyšujícími se spalovacími tlaky. Pro účely simulace byly provedeny CAD modely dvou variant dvoumotových setrvačnicků, ze kterých byly převzaty parametry momentů setrvačností a rozměry pružných elementů. Byly zhotoveny dvě různé varianty torzního tlumiče, kde první varianta reprezentuje velmi efektivní tlumení s dalšími přídatnými funkcemi. Druhá varianta naopak ukazuje možné ekonomicky vhodné řešení. V obou případech bylo využito referenční spalovací ústrojí pro účely simulace, které velmi dobře reprezentuje dnešní standard motorů osobních automobilů a ukazuje trendy ve snižování emisí.

Princip dvoumotového setrvačnicku je pružné rozdělení oscilačního řetězce v místě za klikovou hřídel. Pružné rozdělení zajišťuje přenos točivého momentu z hnací části na hnanou. Strana blíže k motoru je nazývána jako primární a strana blíže k převodovce je nazývána jako sekundární. V obou variantách byly využity zahnuté tlačné lineární pružiny, které dovolují velké vychýlení primární strany vůči sekundární straně.

Z konstrukčního hlediska musí primární strana umožnit pohyb a zajištění pružin vůči odlehnutí. To bylo dosaženo tvarovými plochami na hlavním disku a zajištěním opěrným diskem. Opěrný disk je přišroubovaný na hlavní disk pomocí dvaceti šroubů pro zamezení úniku maziva při provozu, které je kvůli velikými odstředivými silami tlačeno do oblasti spoje těchto dvou disků. Na hlavním disku se dále nachází díry pro upevnění celého zařízení na klikovou hřídel pomocí šroubového spoje a také díry pro opření při nýtování sekundární strany.

Na primární straně se také nachází ozubený věnec pro startování spalovacího motoru. To je z toho důvodu, že primární strana dvoumotového setrvačnicku je poslední pevně spojená součást s klikovou hřídel. Ozubený věnec je upevněn na hlavní disk pomocí nalisování.

Sekundární strana musí zajistit přenos točivého momentu z primární strany na hřídel do převodovky. Z toho důvodu je zde unašeč, který je v přímém kontaktu s pružinou. Na unašeč je přinýtovaný náboj, přídatné závaží a axiální pružina, která slouží pro zachycení axiálních sil z lamelové spojky. Nýtování bylo zvoleno z důvodu, že veškeré části jsou namáhány na krut.

Náboj přenáší točivý moment z unašeče na klikovou hřídel pomocí drážkování. Jsou zde také díry pro snadné přišroubování dvoumotového setrvačnicku na klikovou hřídel. Pro zamezení úniku maziva při klidu byly použity těsnění z polymeru umístěny na axiální pružině a unašeči.

Tuhost pružin může mít vliv na vznik rezonancí. Rezonance vzniká, když se součinitel naladění přibližuje k hodnotě jedna. Neboli, když se hodnota vlastní frekvenci přibližuje k hodnotě budící frekvence, kde právě vlastní frekvence je závislá na tuhosti. Vliv na vlastní frekvenci má také hmotnost, resp. u rotačních částí moment setrvačnosti.

Simulační model by sestaven s pomocí softwaru Simulation X od švýcarské společnosti ESI v 1D prostředí. Tento software řeší nehomogenní nelineární diferenciální rovnice v modelovacím jazyku Modelica. Simulation X je programový balíček pro skoro všechny simulační aplikace s velkou knihovnou mechanických prvků, ze kterých byl simulační model vytvořen. V modelu byla sestavena celá pohonná soustava skládající se ze spalovacího motoru, dvouhmotového setrvačnicku, převodovky a její součástí, hnací hřídele, diferenciálu, poloos a samotného vozidla. V prvku spalovacího motoru byly přiřazeny hlavní parametry rozměrů a výkonu referenčního spalovacího motoru Škoda 1.0 TSI. Veškerým částím byla přiřazena hmotnost (resp. moment setrvačnosti) a tuhost.

V simulaci bylo pozorováno úhlového zrychlení na vstupní hřídeli převodovky, kde mohou vznikat nežádané zvukové efekty. Parametr úhlového zrychlení byl zvolen z důvodu průběhu NVH zkoušek (Noise, vibration and harness), kde je využíváno akcelerometrů. Většina zakázek pro návrh torzního tlumiče jsou tedy zadávané v jednotkách úhlového zrychlení. Dále bylo sledováno vychýlení primární strany vůči sekundární. Pokud by vychýlení přesahovalo hodnot určené konstrukcí, vznikaly by nekontrolovatelné rázy, které mohou způsobit další buzení v systému. Pro výchylku se zpravidla určuje daná bezpečnost.

V simulační části bylo prokázáno, že zvýšení momentu setrvačnosti zlepšuje tlumící schopnost tlumiče. To je dáno snížením vlastní frekvence do nižší oblasti otáček mimo provozní oblast. Dále bylo zjištěno, že zvýšení momentu setrvačnosti přidáním závaží na sekundární straně významně snižuje amplitudu torzních vibrací a jejich frekvencí. Zvýšení momentu setrvačnosti na sekundární straně je i výhodnější z hlediska životnosti komponentů spalovacího motoru. To je dáno tím, že zvýšení momentu setrvačnosti na primární straně zvyšuje nároky na již velmi namáhanou klikovou hřídel z hlediska napětí v krutu. Proto také většina výrobců spalovacích motorů předepisují maximální moment setrvačnosti primární strany pro eliminaci možných poruch. Také je předepisovaná minimální hodnota pro možnost startování a udržení otáček v oblasti volnoběhu.

Z výsledků lze pozorovat vzniklé rezonance v oblastech 2500-3500 ot/min a 5000-6000 ot/min. V těchto oblastech dosahuje zrychlení hodnot až 4000 rad/s². Bez využití torzního tlumiče by byla silně ovlivněna životnost veškerých komponentů pohonného ústrojí.

U varianty B dvouhmotového setrvačnicku je možné sledovat snížení zrychlení až o 3500 rad/s². I přes veliké snížení fluktuace zrychlení se zde objevuje výrazná oblast rezonance v oblasti 1500-2000 ot/min, kde zrychlení dosahuje hodnot až 1150 rad/s². Tato oblast je způsobená shodou budící frekvence s vlastní frekvencí dvouhmotového setrvačnicku. Další oblast mírné rezonance se nachází 5500-6500 ot/min. Hodnoty zrychlení v této oblasti jsou akceptovatelné.

U varianty A se podařilo fluktuace točivého momentu utlumit na velmi nízké hodnoty. Je zde změna až o 3900 rad/s² oproti pohonnému ústrojí bez torzního tlumiče a změna až 1000 rad/s² oproti variantě B.

Pokračování práce by mohlo být směřováno k modální analýze dvouhmotového setrvačnicku pro naladění pružných elementů. To by vedlo ke snížení jak celkové hmotnosti dvouhmotového setrvačnicku, tak i ke snížení momentu setrvačnosti celé soustavy se zachováním tlumící schopnosti. Dále by práce mohla zahrnovat MKP analýzu s konstrukčními změnami pro nejlepší využití materiálu. Práce může být podkladem pro návrh dvouhmotového setrvačnicku z hlediska konstrukce, tak i simulace. Také může napomoci pro navrhnutí nebo zlepšení dalších variant dvouhmotového setrvačnicku.

Seznam použitých zdrojů

- [1] KEMKA, Vladislav, Jan KOVANDA a Jan KREJČÍ, 2019. SILNIČNÍ VOZIDLA: VYBRANÉ STATĚ Z KONSTRUKCE A DYNAMIKY VOZIDEL. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni. ISBN 978-80-261-0803-0.
- [2] SIVAK, Michael. Actual fuel economy of cars and light trucks: 1966-2017. Green Car Congress [online]. 2019 [cit. 2022-04-14]. Dostupné z: <https://www.greencarcongress.com/2019/09/20190930-sivak.html>
- [3] Toyota Prius, 2022. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation [cit. 2022-04-14]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Toyota_Prius#Design_and_technology
- [4] Types of Mild Hybrid Electric Vehicles (MHEV), c2022. X-engineering [online]. x-engineer.org [cit. 2022-04-14]. Dostupné z: <https://x-engineer.org/mild-hybrid-electric-vehicles-mhev-types/>
- [5] BANKS, CORNWELL a SICJ, 13–14 May 2014n. 1. Advanced boosting technology to meet future heavy duty diesel engine requirements. In: Science Direct [online]. UK, 2014 [cit. 2022-04-14]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1533/978081000342.241>
- [6] ZF Products for cars, c2022. In: ZF [online]. Friedrichshafen: ZF Friedrichshafen [cit. 2022-04-14]. Dostupné z: <https://www.zf.com/products/en/cars/productfinder/cars.html?query=&start=10&filterValues=ranges:%27cars%27|groups:%27driveline%27>
- [7] KANE, Mark, 2016. Bloomberg New Energy Finance: Electric Vehicles To Be 35% Of Global New Car Sales By 2040. INSIDEEVs [online]. Mar 10, 2016, 2016 [cit. 2022-04-14]. Dostupné z: <https://insideevs.com/news/328687/bloomberg-new-energy-finance-electric-vehicles-to-be-35-of-global-new-car-sales-by-2040/>
- [8] An Idealized Representation Of The 4-Stroke Combustion Engine Is The Otto Cycle, c2003-2022. In: Chegg [online]. Chegg [cit. 2022-04-14]. Dostupné z: <https://www.chegg.com/homework-help/questions-and-answers/3-idealized-representation-4-stroke-combustion-engine-otto-cycle-figure-shown-low--exercis-q34588015>
- [9] What's and order?, Oct 7, 2020. SIEMENS: SIMCENTER [online]. 2020 [cit. 2022-04-14]. Dostupné z: https://community.sw.siemens.com/s/article/what-s-an-order?fbclid=IwAR1aq-x3KYB0_jCkG2cbWKfExKjAxagQ-M-eF_PXQcRE0DTYpyTsflc7N2k
- [10] REIK, Wolfgang. Torsional vibrations in the drive train of motor vehicles principle considerations [online]. [cit. 2022-04-15]. Dostupné z: https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/4_Torsional_Vibrations_Motor-Vehicles_1.pdf
- [11] KOOY, Ad a Roland SEEBACHER, 2018. Damper Systems: Best-in-Class Dampers for Every Driveline Concept. In: SCHAEFFLER [online]. Germany: Schaeffler [cit. 2022-04-15]. Dostupné z: <https://schaeffler-events.com/symposium/lecture/t2/index.html>
- [12] 1,0 TSI – Nový zážehový motor pro vozy ŠKODA, c2022. In: ŠKODA Storyboard [online]. ŠKODA AUTO [cit. 2022-04-15]. Dostupné z: <https://www.skoda-storyboard.com/cs/engine-characteristics-2/?state=NEW&aid=9dd22958-511f-415f-8bef-1a03642ef1c9&or=www.google.com>

- [13] Dual-mass flywheel, 2022. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation [cit. 2022-04-15]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Dual-mass_flywheel#/media/File:Arc_spring_characteristic_curve_\(two-stage\).jpg](https://en.wikipedia.org/wiki/Dual-mass_flywheel#/media/File:Arc_spring_characteristic_curve_(two-stage).jpg)
- [14] ADDRESSING CONCERNS ABOUT ELECTRIC VEHICLE BATTERIES, c2022. COLTURA [online]. COLTURA, 2022 [cit. 2022-04-15]. Dostupné z: <https://www.coltura.org/evbatteries>
- [15] KENNEDY, Ian, 2022. The electrified car's powertrain explained: An illustrated deep dive into hybrid electric vehicle's architecture, system requirements, what that means for power semiconductors. In: WEVOLVER [online]. Wevolver [cit. 2022-04-15]. Dostupné z: <https://www.wevolver.com/article/the-electrified-car-s-powertrain-explained>
- [16] LuK® - Single Mass Flywheel, c2003-2022. In: ID CARiD [online]. Cranbury: CARiD [cit. 2022-04-15]. Dostupné z: <https://www.carid.com/2007-saturn-ion-transmission-parts/luk-clutch-flywheels-1086823521.html>
- [17] Voith Hydrodamp - vibration dampers for commercial vehicles, c2022. In: VOITH [online]. Germany: Voith [cit. 2022-04-15]. Dostupné z: <https://voith.com/corp-en/products-services/connection-components-couplings/hydrodamp.html#135509>
- [18] REMEK, Branko, 2020. 100 let nákladního automobilu (4. díl) – Převodné ústrojí. In: Automobil [online]. Praha: Business Media CZ [cit. 2022-04-15]. Dostupné z: https://www.automobilrevue.cz/rubriky/clanky/historie/100-let-nakladniho-automobilu-4-dil-prevodne-ustroji_48030.html

PŘÍLOHA č. 1

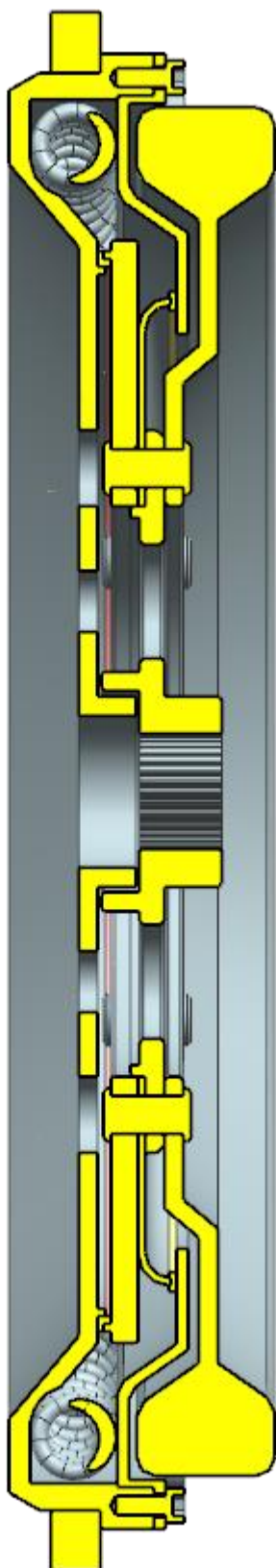
CAD modely dvoumotového setrvačnicku varianty A



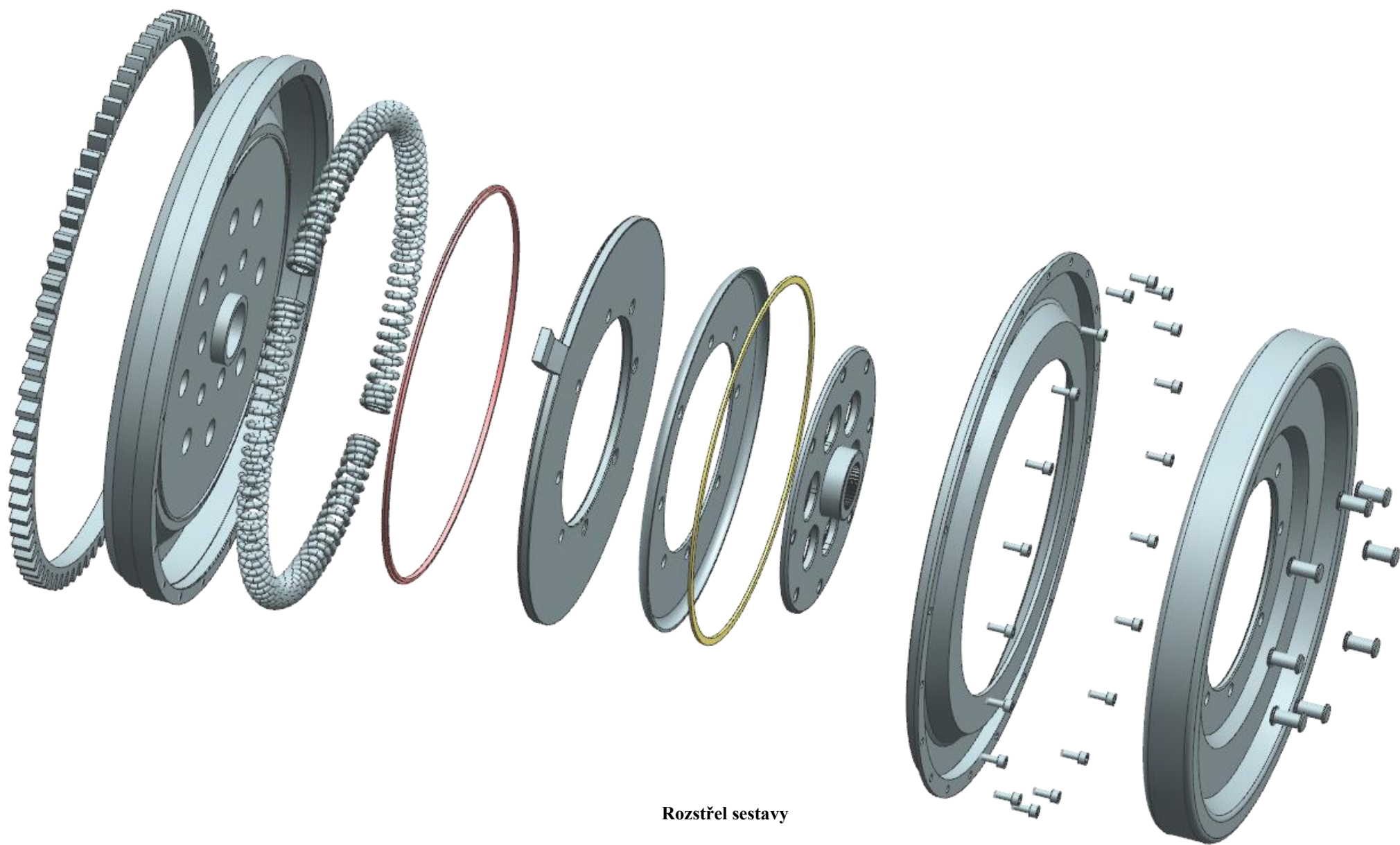
3D pohled sestavy na sekundární stranu



3D pohled sestavy na primární stranu



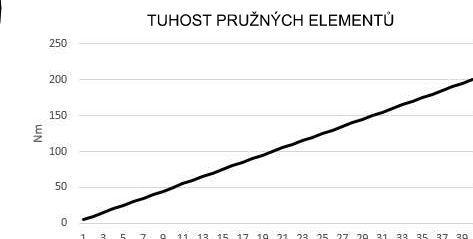
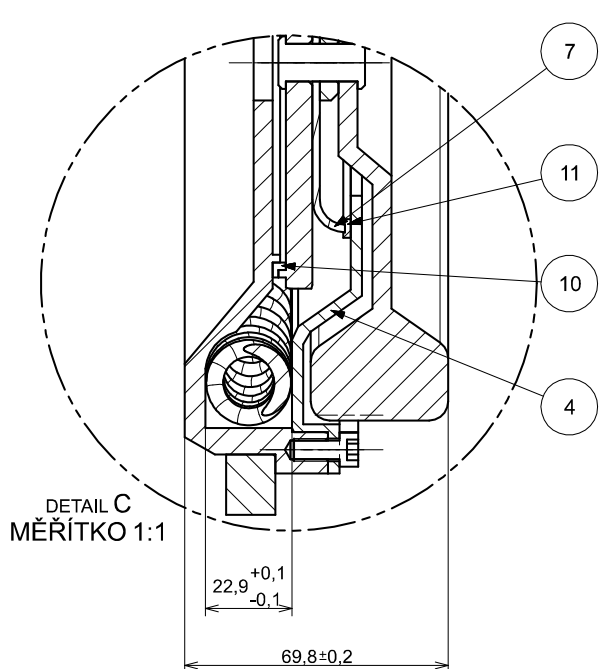
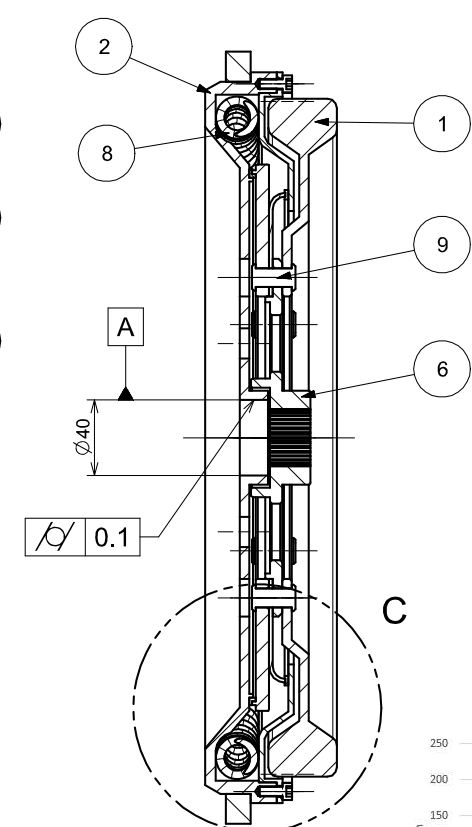
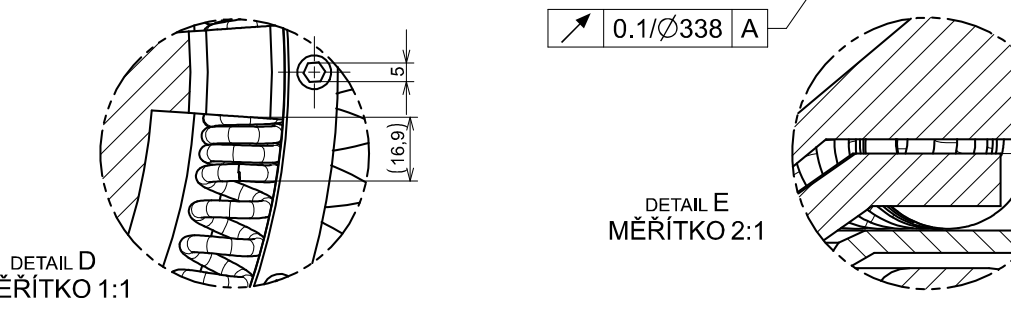
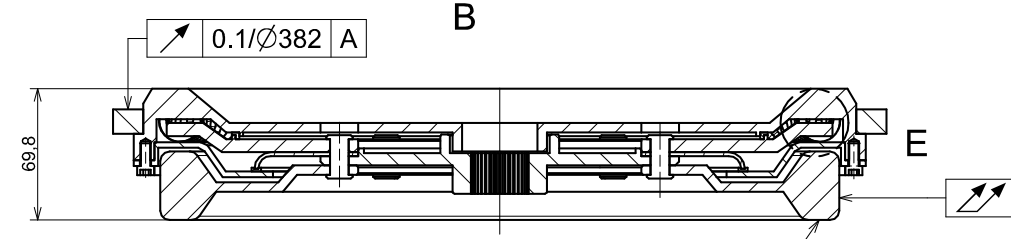
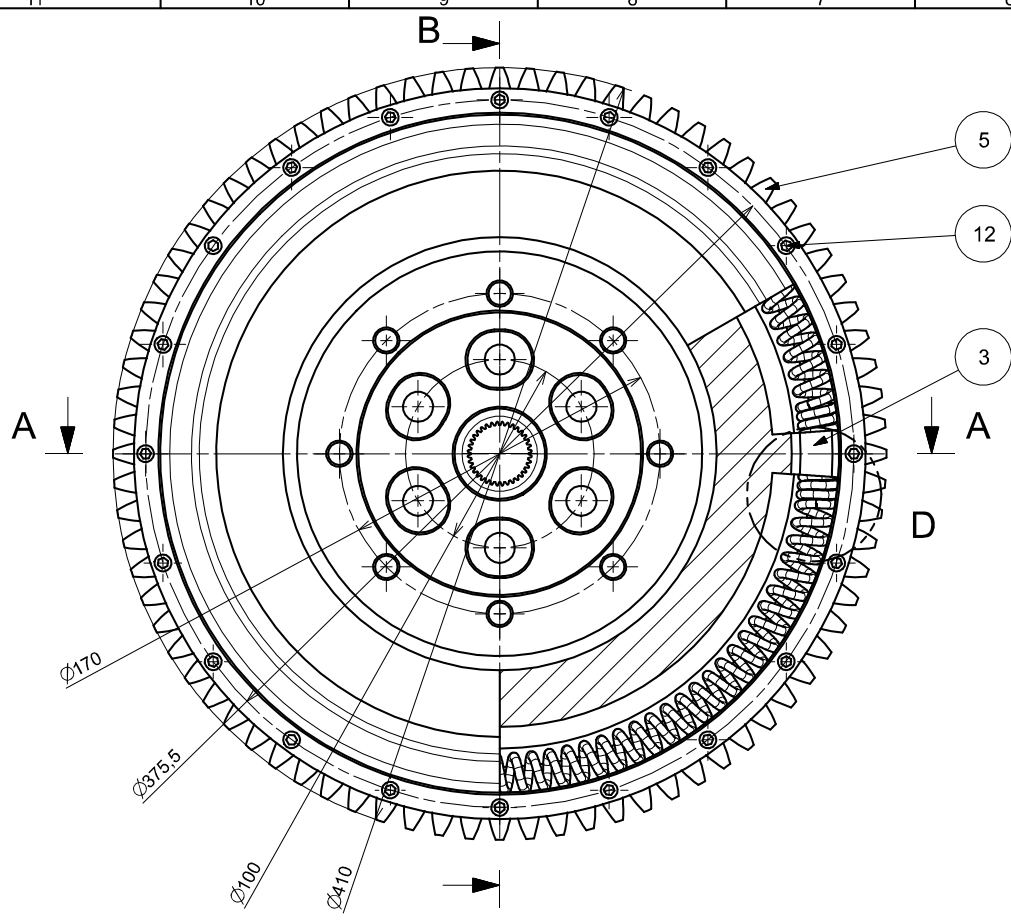
Řez sestavy



Rozstřel sestavy

PŘÍLOHA č. 2

Výkresy dvouhmotového setrvačníku varianta A

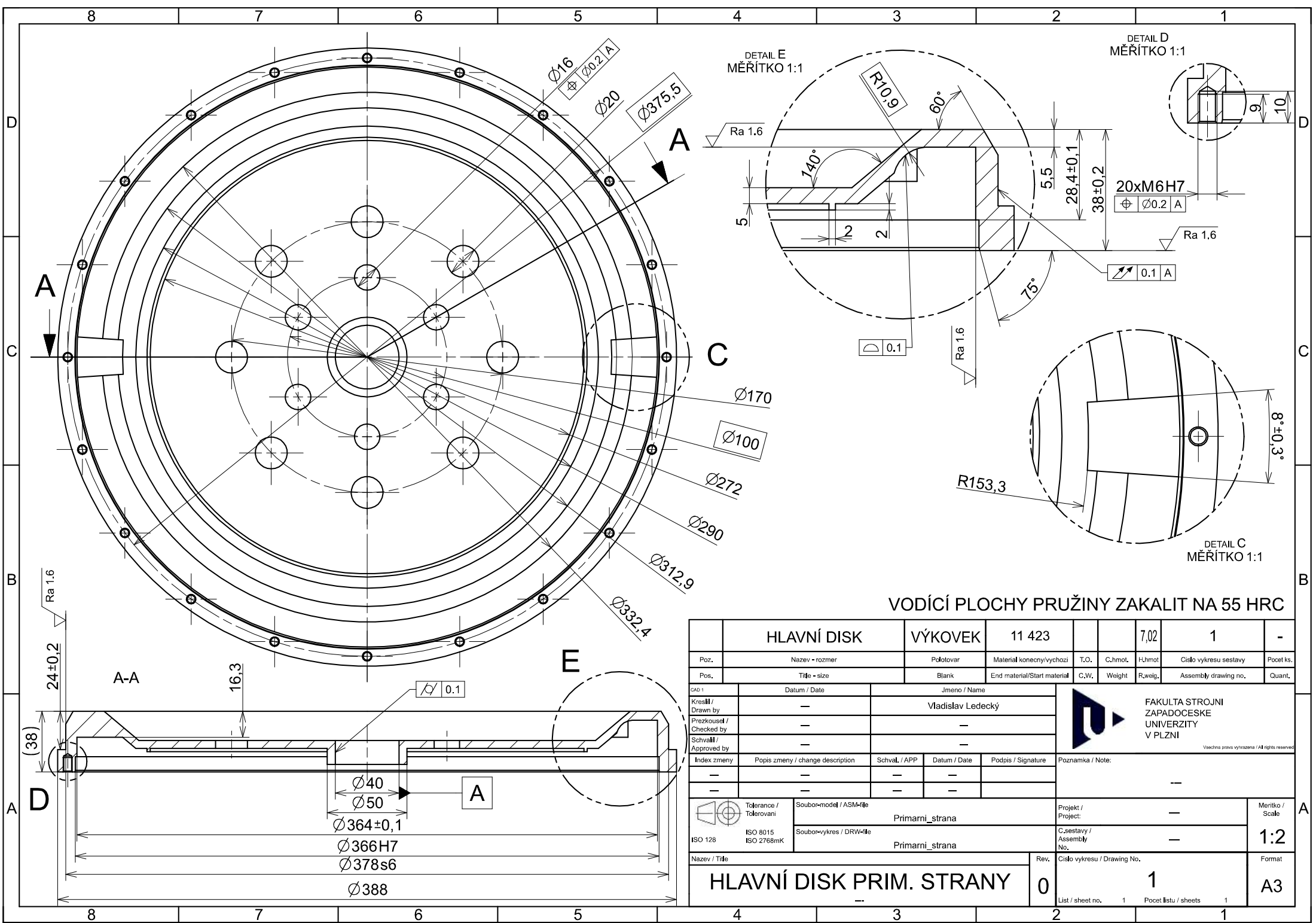


POZICE	NÁZEV	MATERIÁL	HMOTNOST	Č. VÝKRESU	POČET
12	DIN 912 M6x1		0,004		20
11	TĚSNĚNÍ	TPE	0,009		1
10	TĚSNĚNÍ	TPE	0,011		1
9	NÝT		0,016		8
8	ZAHNUTÁ PRUŽINA	ČSN EN 10207-1 SM	0,386		2
7	AXIÁLNÍ PRUŽINA		0,588		1
6	NÁBOJ SEK. STRANY	11 423	1,212	2	1
5	OZUBENÝ VĚNEC	11 423	1,321		1
4	OPĚRNÝ DISK PRIM. STRANY	11 423	2,048		1
3	UNAŠEČ SEK. STRANY	11 423	2,726		1
2	HLAVNÍ DISK PRIM. STRANY	11 423	7,028	1	1
1	PŘÍDAVNÉ ZÁVAŽÍ SEK. STRANY	11 423	9,525		1

INDEX ZMĚNY	POPIS ZMĚNY / CHANGE DESCRIPTION	SCHVÁL. / APP.	DATUM / DATE	PODPIS / SIGNATURE	POZNÁMKA / NOTE
-	-	-	-	-	-

Projekt / Drawn by Prozkoušel / Checked by Schválil / Approved by	Datum / Date 10.3.2022 Jméno / Name Vladislav Ledecký		Projekt / Drawn by Prozkoušel / Checked by Schválil / Approved by	Datum / Date - Podpis / Signature -	Poznámka / Note -
Tolerance / Tolerování ISO 9015 ISO 2768mk	Soubor/název / ASM-49b Sestava_vykes Soubor/název / DRW-49a Sestava_vykes		Projekt / Drawn by Prozkoušel / Checked by Schválil / Approved by	Datum / Date - Podpis / Signature -	Poznámka / Note -

Název / Title	DVOUHOTOVÝ SETRVAČNÍK	0	1	1
Číslo / sheet no.	1	1	1	1
Formát	A2			

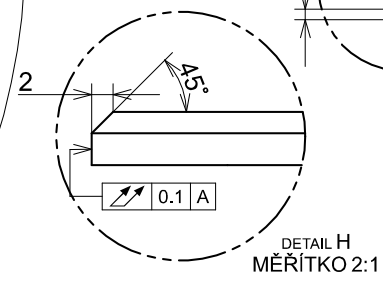
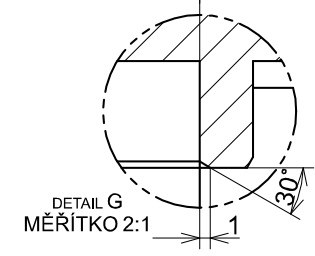
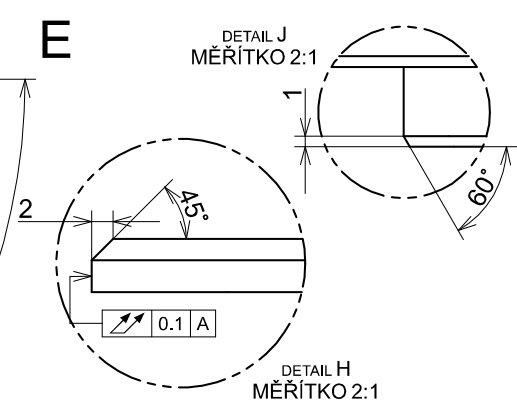
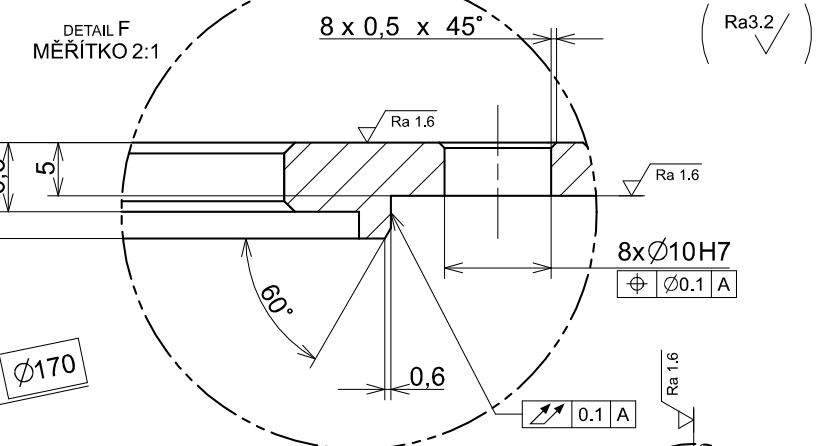
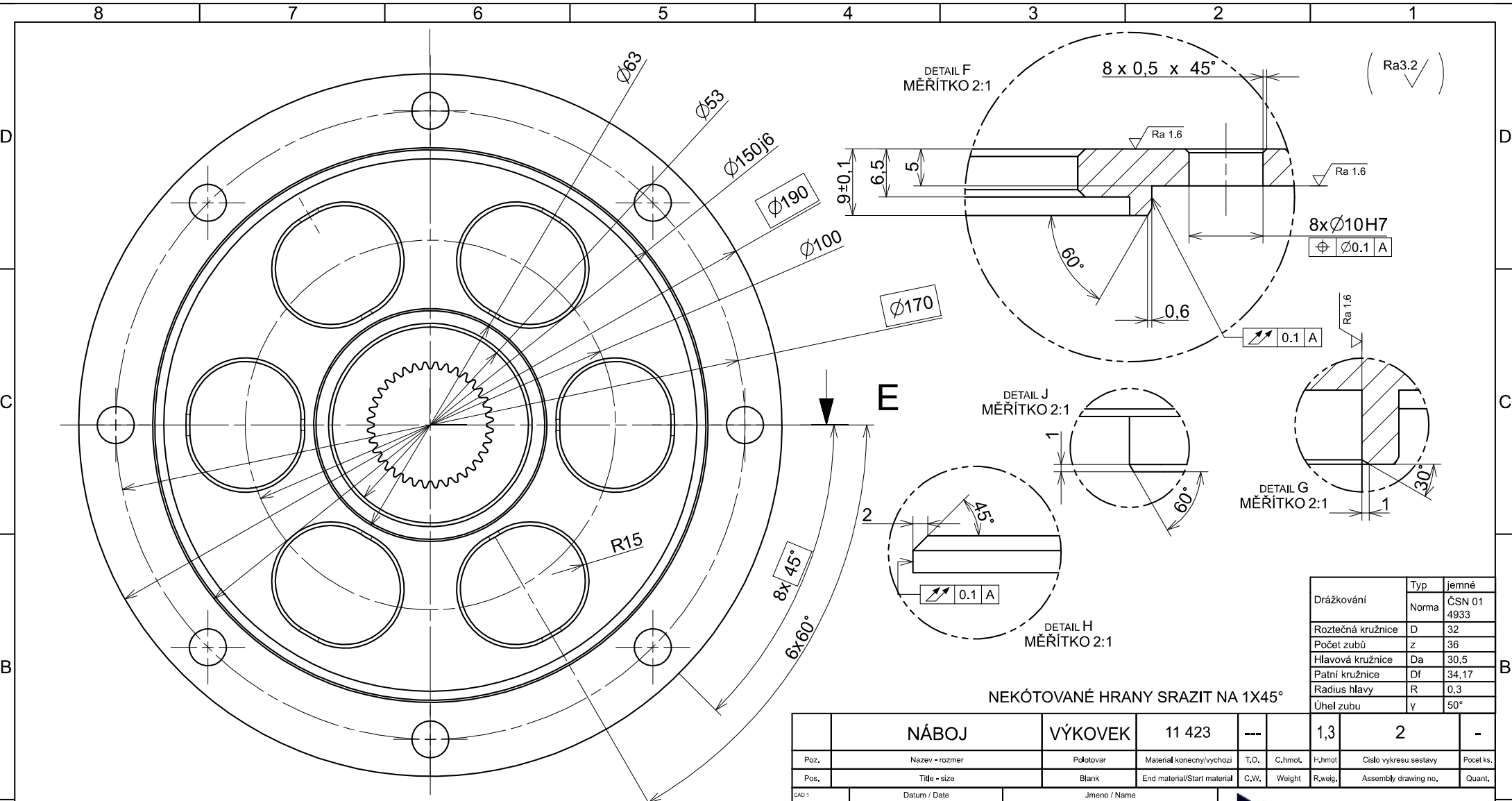


VODÍCÍ PLOCHY PRUŽINY ZAKALIT NA 55 HRC

	HLAVNÍ DISK	VÝKOVEK	11 423			7,02	1	-
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C,hmot.	H,hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C,W.	Weight	R,weig.	Assembly drawing no.	Quant.
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name						
Kresil / Drawn by	—	Vladislav Ledecký						
Prezkoušel / Checked by	—	—						
Schválil / Approved by	—	—						
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:			
—	—	—	—	—	—			
—	—	—	—	—	—			
Tolerance / Tolerovani	Soubor-model / ASM-file	Primarni_strana		Projekt / Project	—		Meritko / Scale	1:2
	Soubor-vykres / DRW-file	Primarni_strana		C.sestavy / Assembly No.	—			
ISO 128	ISO 8015 ISO 2768mK			Nazev / Title	Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.	Format	
HLAVNÍ DISK PRIM. STRANY				0	1	1	A3	
				List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets	1	

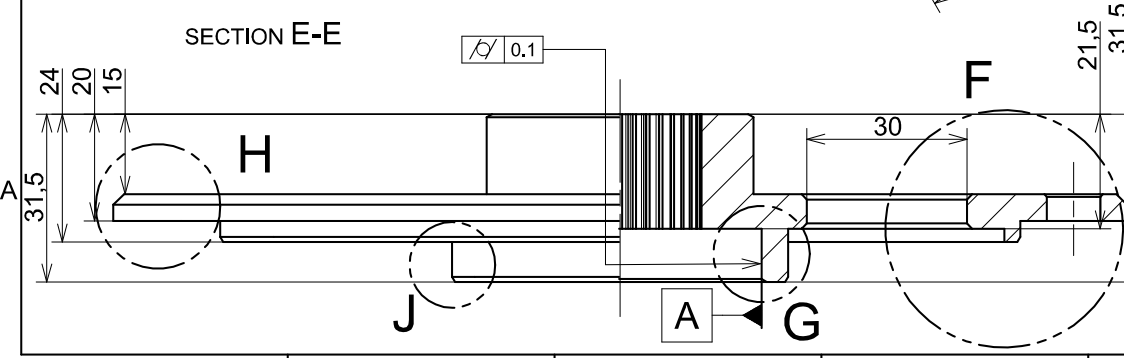


Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved



Drážkování	Typ	jemné
	Norma	ČSN 01 4933
Rozečná kružnice	D	32
Počet zubů	z	36
Hlavová kružnice	Da	30,5
Patní kružnice	Df	34,17
Radius hlavy	R	0,3
Úhel zubu	γ	50°

NEKÓTOVANÉ HRANY SRAZIT NA 1X45°



NÁBOJ		VÝKOVEK	11 423	---	1,3	2	-	
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C,hmot.	H,hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C,W.	Weight	R,welg.	Assembly drawing no.	Quant.
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name						
Kresil / Drawn by	---	Vladislav Ledecký						
Prezkoušel / Checked by	---	---						
Schválil / Approved by	---	---						
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schvál. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:			
---	---	---	---	---	---			
---	---	---	---	---	---			
Tolerance / Tolerovani	Soubor-model / ASM-file	naboj			Projekt / Project	---		
	Soubor-vykres / DRW-file	naboj			C.sestavy / Assembly No.	---		
ISO 129	ISO 8015 ISO 2768mK	naboj			Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.		Format
NÁBOJ SEK. STRANY					0	2		A3
---					List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets	1

