



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

REKONSTRUKCE POHONU VYSOKOTLAKÉHO
VSTŘIKOVACÍHO ČERPADLA S PŘEVODOVÝM
POMĚREM 1,5

REDESIGN OF HIGH PRESSURE INJECTION PUMP DRIVE WITH GEAR RATIO 1,5

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. DAVID ŠULC

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. RADIM DUNDÁLEK, PH.D.

BRNO 2013

Vysoké technické učení v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. David Šulc

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

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

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

Rekonstrukce pohonu vysokotlakého vstřikovacího čerpadla s převodovým poměrem 1,5

v anglickém jazyce:

Redesign of High Pressure Injection Pump Drive with Gear Ratio 1,5

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Rekonstrukce pohonu rozvodu čtyřválcového vznětového motoru tak, aby byl zaručen pohon vysokotlakého vstřikovacího čerpadla při převodovém poměru 1,5. Součástí řešení je návrh ozubení jednotlivých ozubených kol pohonu rozvodu a pevnostní výpočet ozubeného kola vysokotlakého vstřikovacího čerpadla.

Cíle diplomové práce:

Získání přehledu a osvojení odborných znalostí o zadané problematice. Navržení nového konstrukčního řešení. Provedení příslušných návrhových a kontrolních výpočtů. Posouzení výsledků.

Seznam odborné literatury:

- [1] SVOBODA, Pavel; BRANDEJS, Jan; PROKEŠ, František. Základy konstruování. Vydání třetí. Brno : CERN, 2009. 234 s. ISBN 978-80-7204-633-1.
- [2] JULIUS, Mackerle. Vzduchem chlazené motory. Druhé přepracované vydání. Praha : Státní nakladatelství technické literatury, 1960. 509 s. [kniha]
- [3] LANC, Jan. VENTILY SPALOVACÍCH RYCHLOBEŽNÝCH MOTORŮ. Vydání první. Praha : Státní nakladatelství technické literatury, 1958. 157 s. [kniha]
- [4] CUPÁK, Rostislav, et al. NAFTOVÉ MOTORY ČTYRDOBÉ. Vydání první. Praha : Státní nakladatelství technické literatury, 1955. 415 s. [kniha]
- [5] MACKERLE, Julius. AUTOMOBILY A LETADLA : Rozvod motoru. Praha : Státní nakladatelství učebnic, 1951. 218 s. [kniha]
- [6] BOLEK, Alfred; KOCHMAN, Josef. ČÁSTI STROJU : 2.svazek. Páté, přepracované vydání. Praha : Státní nakladatelství technické literatury, 1990. 707 s. [kniha]

Vedoucí diplomové práce: Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne

L.S.

prof. Ing. Václav Pištek, DrSc.
Ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Diplomová práce se zaměřuje na rekonstrukci pohonu vysokotlakého vstřikovacího čerpadla s převodovým poměrem 0,5 na převodový poměr 1,5. Vstřikovací čerpadlo bude použito pro čtyřválcový vznětový motor. Konečné řešení bylo vypracováno klasickým postupem. Pro rekonstrukci byly použity počítačové programy Autodesk Inventor 2012 a ANSYS 14.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vstřikovací čerpadlo, pohon, rekonstrukce, ozubené kolo, hřídel

ABSTRACT

The master's thesis focuses on the redesign of highpressure injection pump drive with gear ratio 0,5 to gear ratio 1,5. The injection pump will be used for diesel engine with four cylinders. The final solution was created by classic procedure. For the redesign were used softwares Autocad Inventor 2012 and ANSYS 14.

KEYWORDS

Injection pump, drive, redesign, gear wheel, shaft



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠULC, D. *Rekonstrukce pohonu vysokotlakého vstříkovacího čerpadla s převodovým poměrem 1,5*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 87s. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 24. května 2013

.....

David Šulc



PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce Ing. Radimu Dundálkovi, Ph.D. za udělení cenných rad při tvorbě této práce. Dále bych chtěl poděkovat všem svým blízkým za neustálou podporu po dobu celého studia na vysoké škole.



OBSAH

Úvod	11
1 Vstřikovací čerpadla	12
1.1 Funkce	12
1.2 Princip	13
1.3 Požadavky na čerpadla	13
1.4 Druhy vstřikovacích čerpadel	14
2 Použitá vstřikovací čerpadla u vybraných výrobců traktorů	16
2.1 Belarus	16
2.2 Claas	16
2.3 Fendt	17
2.4 Steyr	17
2.5 Deutz-Fahr	18
2.6 John Deere	18
2.7 New Holland	19
2.8 Zetor	20
3 Rozložení kol rozvodu v motoru Zetor	21
3.1 Číselné označení jednotlivých ozubených kol:	21
4 Rekonstrukce rozvodového mechanismu	23
4.1 Návrh variant pohonu palivového čerpadla	23
4.2 Výběr varianty pohonu palivového čerpadla	26
5 Tvorba modelů	27
5.1 Příprava pro tvorbu modelů ozubeného soukolí	27
5.1.1 Stávající parametry šikmého ozubení	27
5.1.2 Vztahy pro výpočet rozměrů čelních ozubených kol se šikmými zuby	27
5.2 tvorba modelů ozubeného soukolí	29
5.2.1 Tvorba modelů Varianty B	30
5.2.2 Modely ozubeného soukolí Varianty B	39
5.2.3 Tvorba modelů Varianty C	41
5.2.4 Modely ozubeného soukolí Varianty C	45
6 Pevnostní výpočet ozubení	47
6.1 Únavová únosnost	47
6.2 Statická únosnost	48
6.3 Únavová únosnost paty zubu v ohybu	49



6.4	Statická bezpečnost v ohybu	49
6.5	Pevnostní výpočet – Varianta B	50
6.5.1	Materiálové vlastnosti kol	50
6.5.2	Součinitelé přidavných zatížení kol 2 a 11	50
6.5.3	Součinitelé pro dotyk kol 2 a 11	51
6.5.4	Součinitelé pro ohyb kol 2 a 11	51
6.5.5	Výsledky pevnostního výpočtu kol 2 a 11	51
6.5.6	Součinitelé přidavných zatížení kol 12 a 4	52
6.5.7	Součinitelé pro dotyk kol 12 a 4	52
6.5.8	Součinitelé pro ohyb kol 12 a 4	53
6.5.9	Výsledky pevnostního výpočtu kol 12 a 4	53
6.5.10	Vyhodnocení pevnostního výpočtu – Varianta B	53
6.6	Pevnostní výpočet – Varianta C	54
6.6.1	Součinitelé přidavných zatížení kol 13 a 4	54
6.6.2	Součinitelé pro dotyk kol 13 a 4	54
6.6.3	Součinitelé pro ohyb kol 13 a 4	55
6.6.4	Výsledky pevnostního výpočtu kol 13 a 4	55
6.6.5	Vyhodnocení pevnostního výpočtu – Varianta C	55
7	Určení tuhosti ozubených kol	56
7.1	Záběrová tuhost ozubených kol	56
7.1.1	Varianta B	57
7.1.2	Varianta C	58
7.2	Tuhost disků ozubených kol	59
7.2.1	Určení tuhosti disku kola	60
7.2.2	Celková tuhost ozubených kol	67
7.3	Výpočet tuhosti disků ozubených kol	68
8	Zatížení hřídele ozubeného kola	70
8.1	Návrh hřídele pro kolo 11	72
8.2	Příprava modelu	74
8.3	Analýza působení sil na hřídel	74
	Závěr	78
	Seznam použitých zkratk a symbolů	81
	Seznam příloh	87



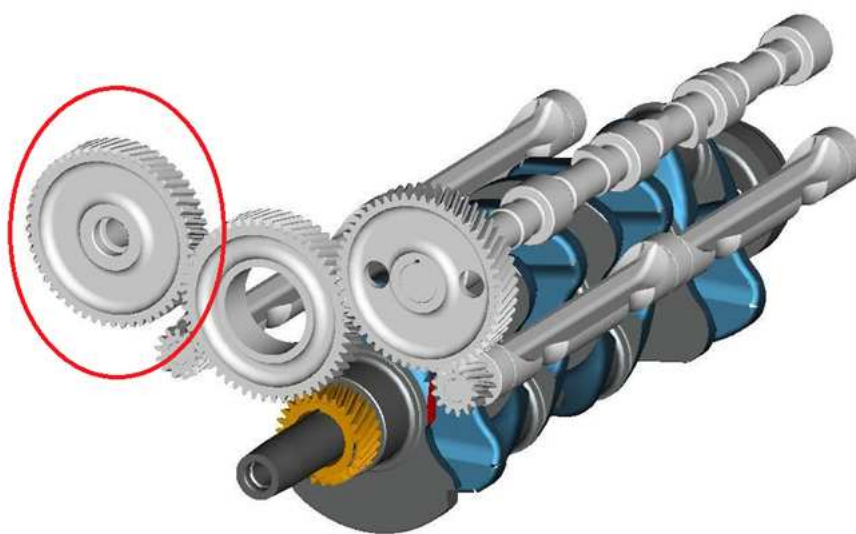
Úvod

Spalovací motory dnes patří neodmyslitelně k životu každého z nás. Jako pohonná jednotka nalézají největší uplatnění v dopravě a to ať v letecké, lodní, železniční či silniční. Tato diplomová práce pojednává o motorech traktorových, čili vznětových.

Historie vznětových motorů sahá až do roku 1897. V tomto roce sestrojil pařížský konstruktér Rudolf Diesel první vznětový motor. Později byl tento motor upraven Charlesem Ketteringem [5]. Postupem času se začal používat k pohonu nákladních, zemědělských a nakonec i osobních vozidel.

Vzhledem k neustále rostoucímu počtu vozidel, využívajících spalovací motor, zvyšují se i nároky a požadavky na množství výfukových plynů, jenž jsou produkovány právě těmito motory. Proto je kladen velký důraz na kvalitu spalování pohonných hmot. Jedním ze způsobů redukce škodlivin je použití vysokotlakého vstříkovacího systému.

Tato diplomová práce se zabývá rekonstrukcí pohonu vysokotlakého palivového čerpadla ze stávajícího převodového poměru 0,5 na poměr 1,5. Návrh je aplikován na čtyřválcový vznětový motor traktoru Zetor.



Obr. 1 Současný pohon vstříkovacího čerpadla motoru traktoru ZETOR [6]

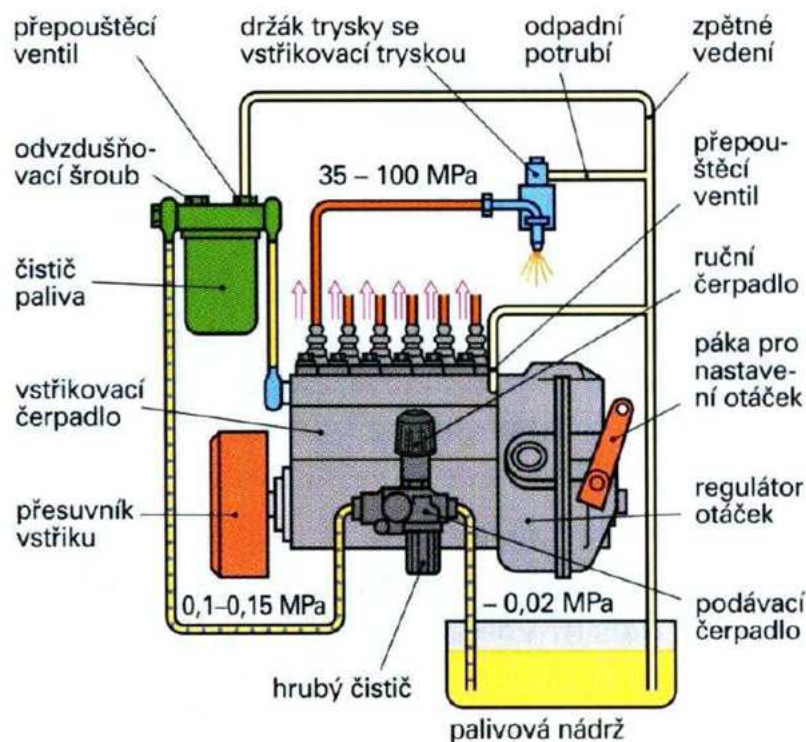


1 VSTŘIKOVACÍ ČERPADLA

Vznětový motor je nejúčinnějším spalovacím motorem. Z palivem dodané energie se až 40% energie přemění na výkon. Na rozdíl od zážehových motorů probíhá příprava směsi paliva se vzduchem výhradně ve spalovacím prostoru válce motoru. [1]

1.1 FUNKCE

Vstřikovací čerpadlo musí zajistit v krátké době několika setin sekundy dostatečné množství paliva předem stanoveného tlaku pro příslušný vstřikovací ventil válce motoru podle pořadí vstřikování. Velikost tlaku je tlakem vstřikovacím, pod kterým je palivo vstřikováno do válce motoru přímo nebo do předkomůrky. Jeho velikost se řídí nastavením vstřikovacího tlaku na vstřikovači válce motoru. Spojení čerpadla, jeho jednotlivých vstřikovacích jednotek, se vstřikovači příslušných válců je provedeno vysokotlakým potrubím. Toto potrubí jsou bezešvé silnostěnné ocelové trubky zakončené kuželovým koncem se šroubením. [1]



Obr. 2 Vstřikovací zařízení s řadovým vstřikovacím čerpadlem [8]



1.2 PRINCIP

- Palivo nasáváno podávacím čerpadlem z palivové nádrže
- Přes palivový čistič je palivo dopravováno k sacímu prostoru vstřikovacího čerpadla
- Vstřikovací čerpadlo tlačí vysokotlakým vstřikovacím potrubím palivo ke vstřikovacím tryskám a jimi do spalovacího prostoru válce
- Palivo potřebné pro chlazení vysokotlakého zařízení proudí přes přepouštěcí ventil zpět do palivové nádrže [8]

1.3 POŽADAVKY NA ČERPADLA

- Každý píst musí přesně odměřit a dopravit požadované palivo do spalovacího prostoru válce motoru.
- Píst čerpadla musí dokonale těsnit při vysokém tlaku dopravovaného paliva a současně se musí lehce pohybovat ve válci. Utěsnění tohoto pístu ve válci je docíleno přesným broušením a lapováním. Vůle se pohybuje v rozsahu od 0,002 – 0,004 mm. Zvětšením vůle dojde ke zkreslení dávky paliva a prúniku paliva do mazacího oleje vstřikovacího čerpadla.
- Pro dosažení optimálního výkonu motoru musí všechny vstřikovací jednotky dodávat stejné množství paliva ve stejném okamžitém nastavení základního úhlu předvstřiku.
- Změna dávky paliva, které určují změnu výkonu musí proběhnout u všech pístů současně a stejně.
- Pohon čerpadla musí být řešen tak, aby umožnil nastavení základního předvstřiku pro první válec motoru.
- Charakteristika vstřiku musí zaručovat optimální průběh tvoření směsi a spalování tak, aby bylo dosaženo měkkého motoru, optimálního složení emisí výfukových plynů a maximálního výkonu. Tato charakteristika musí být shodná pro všechny válce vstřikovacího čerpadla. [1]



1.4 DRUHY VSTŘIKOVACÍCH ČERPADEL

Vstřikovací čerpadla vznětových motorů můžeme rozdělit podle několika různých kritérií: [2], [3]

1.4.1 Podle charakteristických rysů konstrukce

- Čerpadla se samostatnou vstřikovací jednotkou pro každý válec motoru (řadová čerp.)
- Čerpadla s jednou společnou vstřikovací jednotkou (rotační č.)
- Čerpadla se společným zásobníkem (Common Rail)



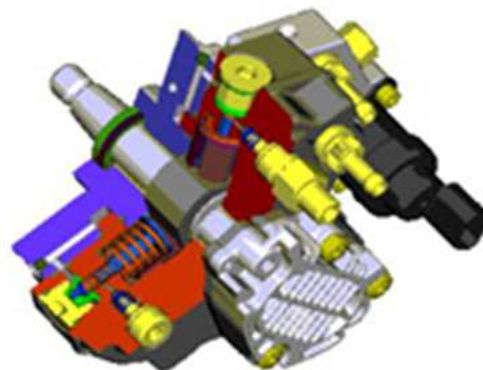
Obr. 3 Řadové vstřikovací čerpadlo BOSCH [9]



Obr. 4 Rotační vstřikovací čerpadlo VP 44 BOSCH [10]



Obr. 5 Vysokotlaké palivové čerpadlo CP3 BOSCH [11]



Obr. 6 Řez čerpadlem CP3 BOSCH [12]

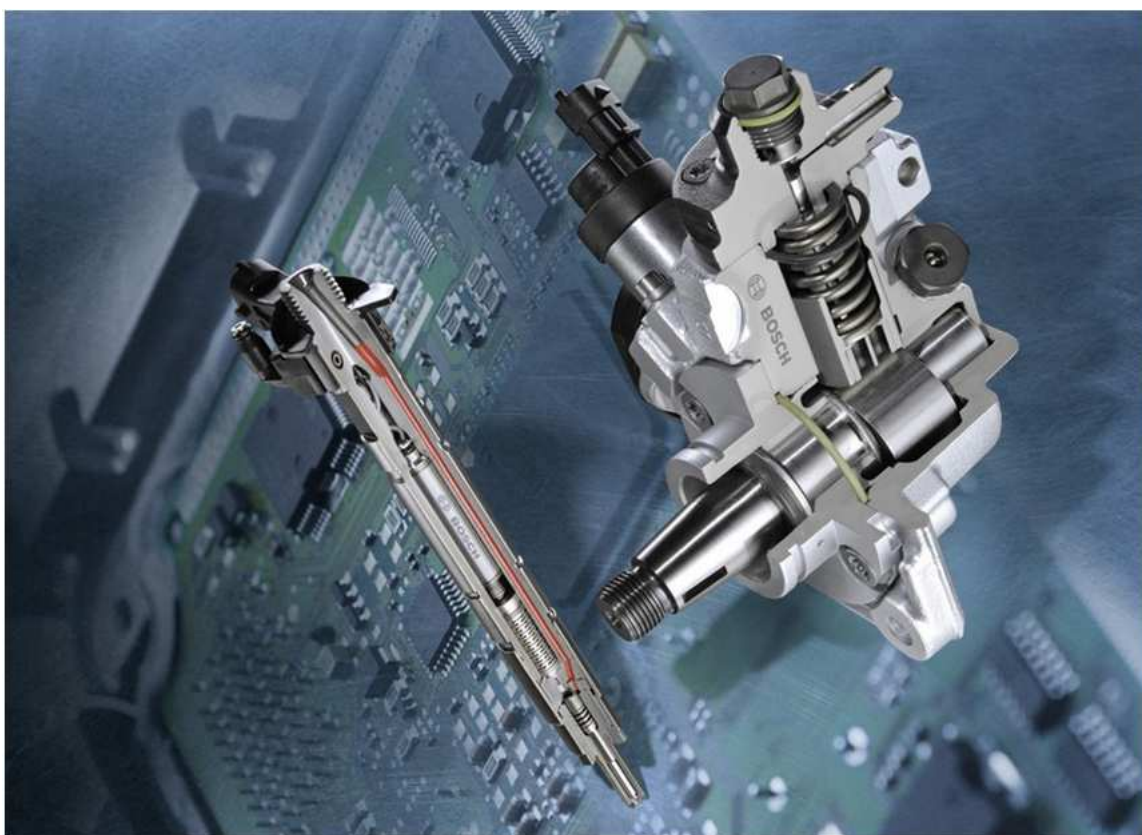


1.4.2 Podle umístění a uspořádání vstřikovacích jednotek

- čerpadla bloková – vstřikovací jednotky (dvojice píst a válec) jsou umístěny ve společném bloku a písty jsou ovládány vačkou čerpadly.
- čerpadla s cizím pohonem - jednotlivé vstřikovací jednotky jsou umístěné v bloku motoru a jsou poháněny vačkovým hřídelem motoru s rozvodem OHV.
- sdružené vstřikovací jednotky (Pumpe-Düse) – vstřikovací jednotka součástí jednoho konstrukčního celku spolu se vstřikovačem a zabudována do hlavy válců motoru. Pohon pístu je uskutečněn vačkovým hřídelem motoru s rozvodem OHC.

1.4.3 Podle způsobu řízení

- řízení dodávky paliva regulační hranou – u starších typů čerpadel
- řízení dodávky paliva elektronicky řízeným elektromagnetickým ventilem na čerpadle
- řízení dodávky paliva elektronicky řízeným elektromagnetickým nebo piezoelektrickým vstřikovačem (systém Common Rail)



Obr. 7 Vysokotlaké palivové čerpadlo řady CP4 s piezoelektrickým vstřikovačem BOSCH [13]



2 POUŽITÁ VSTŘIKOVACÍ ČERPADLA U VYBRANÝCH VÝROBCŮ TRAKTORŮ

2.1 BELARUS

Traktory od běloruského výrobce jsou vybaveny motory vlastní výroby s přímým vstřikováním paliva pomocí **řadového vstřikovacího čerpadla**. To však není řízeno elektronicky, ale nastavováno pouze mechanickými regulátory. U motorů s výkonem více jak 85 hp je pak použito přeplňování turbodmychadlem.

V poslední době nabízí Belarus i modely s přejetými motory od firmy Deutz používající Common Rail systém vstřikování. [4]



Obr. 8 Řadové vstřikovací čerpadlo A-260.2, užívané např. v motorech traktoru BELARUS 1221 [14]

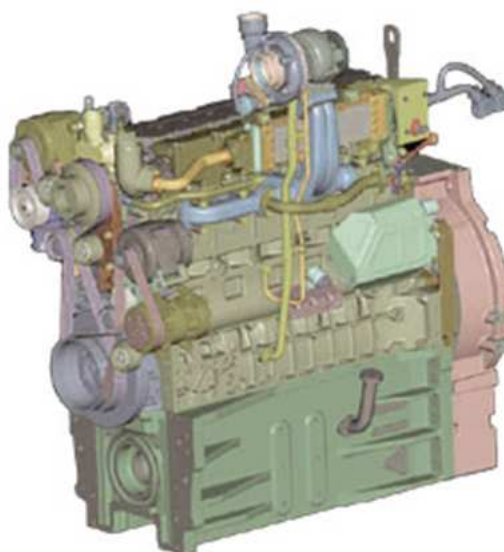
2.2 CLAAS

Všechny modely této značky jsou vybaveny motory DPS z rodiny John Deere se systémem vstřikování **Common Rail** a elektronickým řízením doplněné o systémy přeplňování pomocí turbodmychadla s nastavitelnou geometrií lopatek (VGT), přichlazováním nasávaného vzduchu a externím variantou recirkulace spalin. [4]



2.3 FENDT

Prakticky všechny své modely osazuje Fendt motory Deutz se systémem vysokotlakého (1600 bar) vstřikování **Common Rail** se dvěma čerpadly a plnou elektronickou regulací motoru EDC 7. Samozřejmostí je použití přeplňování a mezichladiče. Navíc jsou všechny modely vybaveny externím systémem recirkulace spalin AGReX, který oproti interním variantám ušetří o 10% více paliva. [4]



Obr. 9 Motor z traktoru FENDT 936 Vario [15]

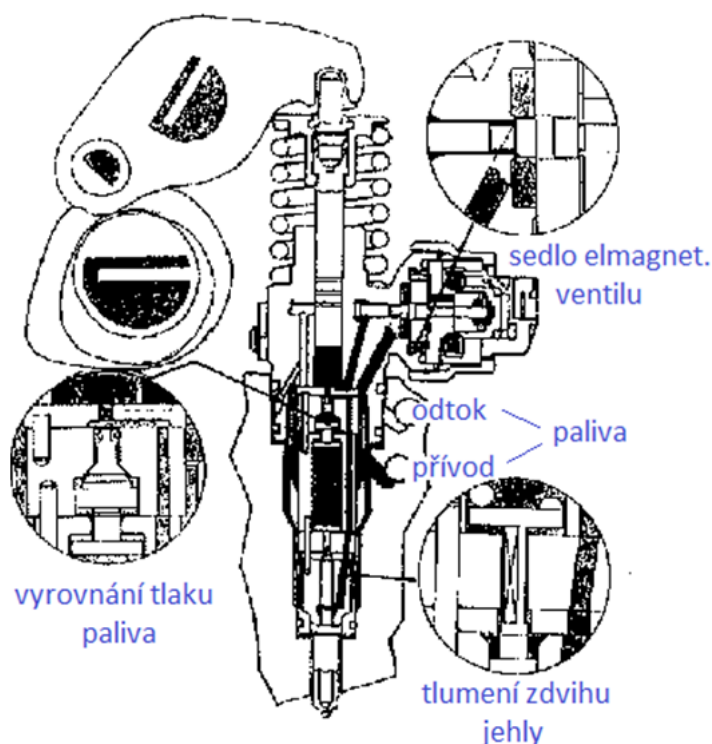
2.4 STEYR

Rakouský výrobce osazuje traktory svými vlastními motory. Modely Kompakt a 9000MT s výkonem do 100 hp jsou vybaveny motory se systémem přímého vstřikování s dodávkou paliva **rotačním vstřikovacím čerpadlem** Bosch. U výkonnějších traktorů Profi a CVT (112 – 224 hp) přešel Steyr na systém vysokotlakého vstřikování **Common Rail** s tlakem 1400 bar. O ideální rozprášení paliva se starají 5 – 6 otvorové elektronicky ovládané vstřikovače. Motory jsou přeplňované turbodmychadlem a je použit mezichladič. Typ CVT má navíc i systém EGR. [4]



2.5 DEUTZ-FAHR

U traktorů s motory o výkonu do 113 hp používá Deutz-Fahr technologii vstřikování **čerpadlo-potrubí-tryska** (P-L-D), tedy systém, kdy je každému válci přidělen jeden samostatný vstřikovací element poháněný společným vačkovým hřídelem motoru. Vstřikovací tlaky dosahují hodnot až 1400 bar a samotná regulace je řízena elektronickou jednotkou (EMC). [4]



Obr.10 Článek vstřikovací soustavy "čerpadlo - tryska" [16]

2.6 JOHN DEERE

Nové traktory John Deere jsou poháněny výkonnými motory PowerTech, které splňují emisní normu IIIA. Použitý vstřikovací systém **Common Rail** jim dodává vysoký užitečný výkon a nízkou spotřebou paliva. Ovládání elektromagnetických ventilů má na starosti elektronická řídicí jednotka (ECU). K vyššímu výkonu a nižší spotřebě paliva pomáhají systémy recirkulace spalin a přeplňování s nastavitelnou geometrií lopatek (VGT). [4]

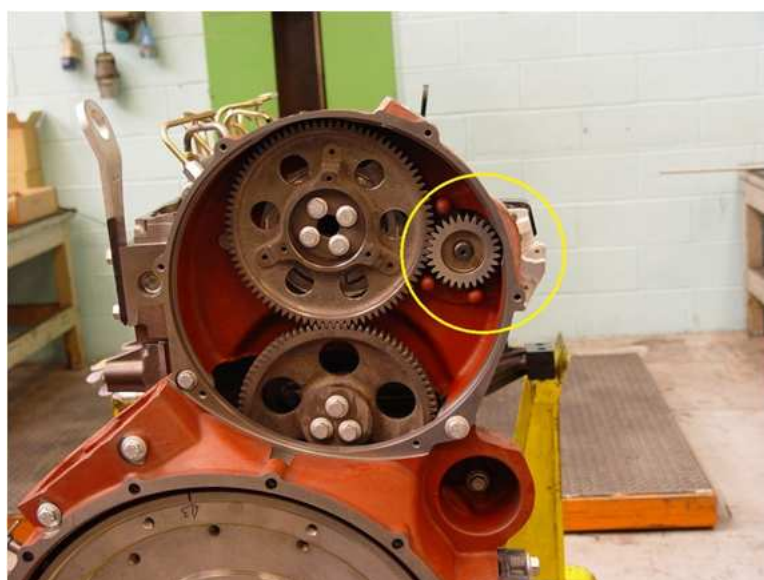


2.7 NEW HOLLAND

New Holland bez výjimky vybavuje své traktory motory vlastní výroby se systémem vstřikování **Common Rail**. Standardní doplněk představuje přeplňování turbodmychadlem a mezichladič. Systém recirkulace spalin však chybí. Díky vysokotlakému vstřikování jsou všechny modely schopny pracovat i na 100% biodieselu. [4]



Obr.11 Vysokotlaké vstřikovací čerpadlo CP3 Bosch v motoru New Holland [7]



Obr.12 Pohon čerpadla CP3 Bosch v motoru New Holland [7]



2.8 ZETOR

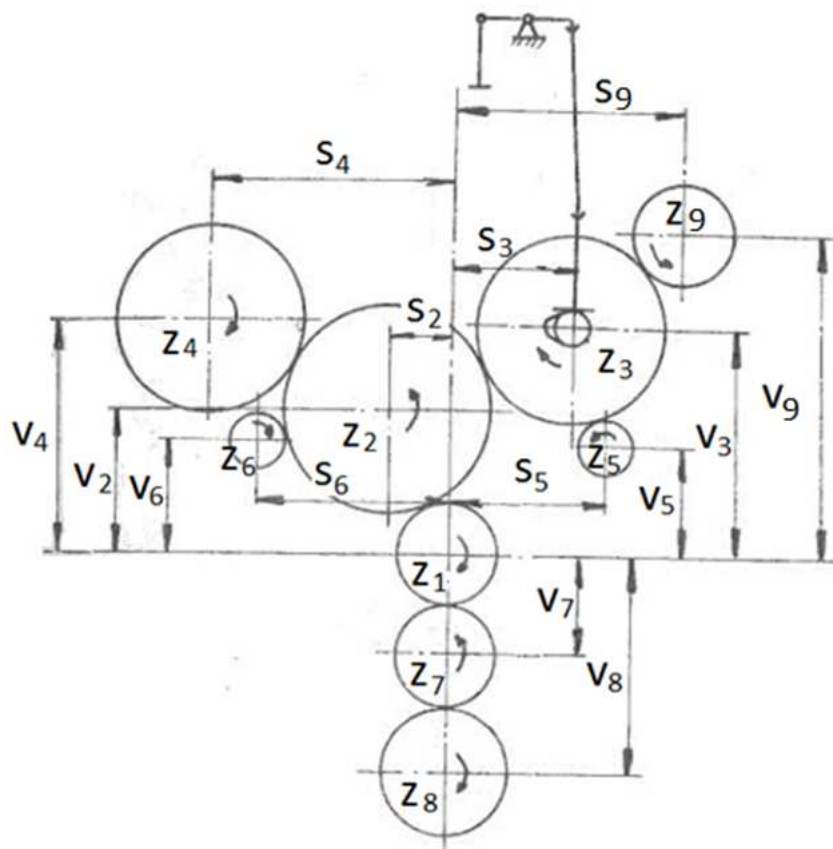
Poslední značkou v přehledu je jediný český výrobce Zetor. Ten momentálně nabízí dvě modelové řady traktorů, které dle specifikací spadají do střední výkonové řady. Slabší Proxima (další modifikace Proxima Plus a Power), nabízející výkonový rozsah motorů od 82 do 110 hp, pro vstřikování paliva používá elektronicky řízená **řadová vstřikovací čerpadla** tuzemské firmy Motorpal s maximálními vstřikovacími tlaky 1800 bar.

U Forterry (90 – 120 hp) je však použit systém, kdy každému válci přísluší jedna samostatná vstřikovací jednotka, tedy technologie **čerpadlo-potrubí-tryska** převzatá od firmy Same. Motory obou dvou modelových řad přepíňují turbodmychadla a také splňují emisní normu TIER III. [4]



Obr.13 Vznětový motor Zetor Z 1605 [17]

3 ROZLOŽENÍ KOL ROZVODU V MOTORU ZETOR



Obr. 14 Schéma rozložení kol rozvodu traktorového motoru [6]

3.1 ČÍSELNÉ OZNAČENÍ JEDNOTLIVÝCH OZUBENÝCH KOL:

- 1 - kolo rozvodu – na klikové hřídeli
- 2 - horní vložené kolo
- 3 - kolo vačkového hřídele
- 4 - kolo vstřikovacího čerpadla
- 5 - kolo náhonu vyvažovacího hřídele pravého
- 6 - kolo náhonu vyvažovacího hřídele levého
- 7 - spodní vložené kolo
- 8 - kolo náhonu olejového čerpadla
- 9 - kolo náhonu kompresoru a čerpadla servořízením



Ze schématu rozvodu ozubených kol vidíme, že kolo vstřikovacího čerpadla (pozice 4) je poháněno od klikového hřídele (pozice 1) přes horní vložené kolo (pozice 2).

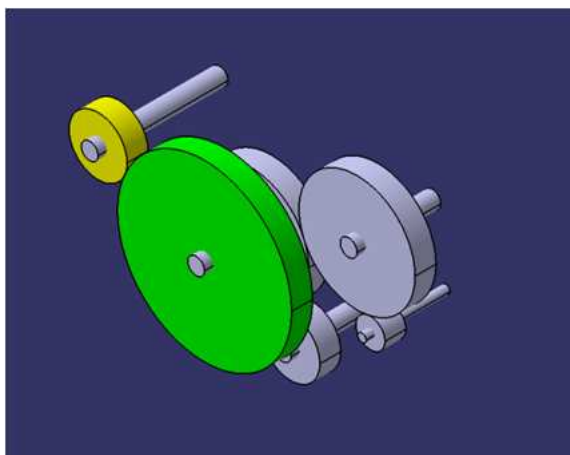
Mým úkolem je nyní rekonstruovat tento převod tak, že navýším převodový poměr ze stávající hodnoty 0,5 na hodnotu 1,5. Přitom musí být zachovány osové vzdálenosti jednotlivých kol převodu.



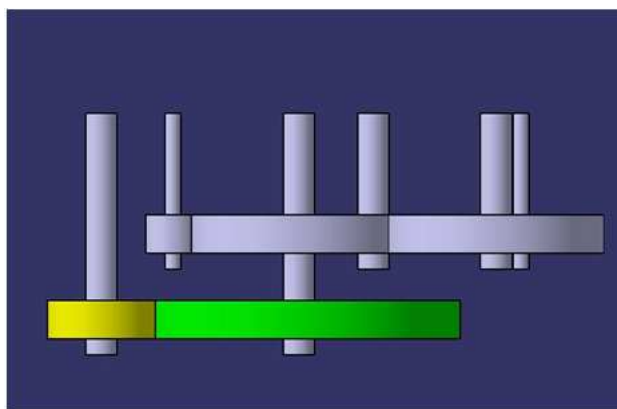
4 REKONSTRUKCE ROZVODOVÉHO MECHANISMU

4.1 NÁVRH VARIANT POHONU PALIVOVÉHO ČERPADLA

4.1.1 Varianta A : Nové ozubené kolo na hřídeli/čepu horního vloženého kola



Obr. 15 *Varianta A*
(izometrický pohled)



Obr. 16 *Varianta A*
(pohled shora)

Podstatou této varianty je vložení nového ozubeného kola (zelené kolo—viz **Obr.15** a **Obr.16**). Žluté kolo znázorňuje ozubené kola palivového čerpadla.

Výhody:

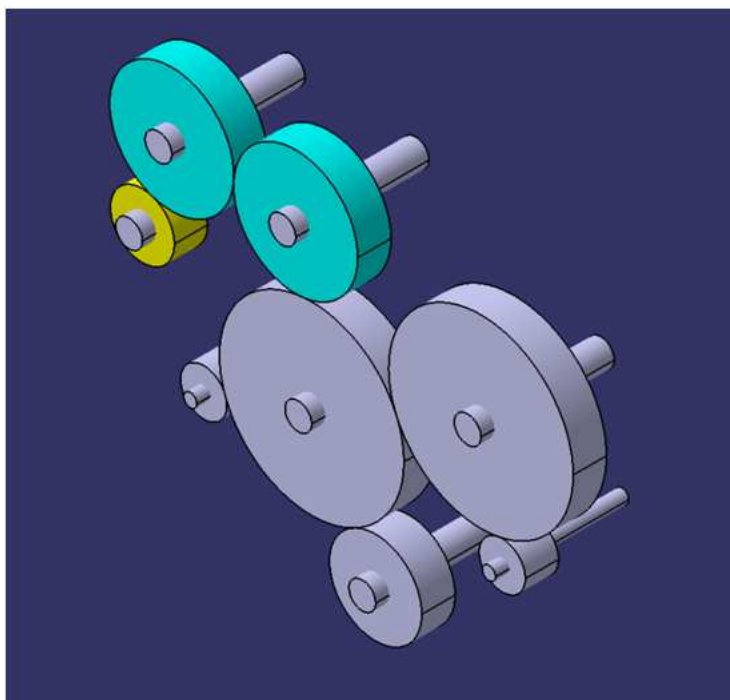
- minimální úpravy motorové skříně
- menší mechanické ztráty než u **Varianty B**

Nevýhody:

- větší zatížení hřídele (čepu) vloženého kola (**Obr. 14** – pozice 2)
- nutné posunutí palivového čerpadla, popřípadě prodloužení hřídele palivového čerpadla, v axiálním směru = nepříznivý nárůst celkové délky motoru vzhledem k zástavbě



4.1.2 Varianta B : Přidání dvou nových vložených kol



Obr. 17 Varianta B (izometrický pohled)

Varianta B nabízí možnost převodu pomocí dvou vložených ozubených kol (modrá kola – viz **Obr.17**), kvůli zajištění správného smyslu otáčení ozubeného kola palivového čerpadla (žluté kolo – viz **Obr.17**).

Výhody (vzhledem k **Variantě A**):

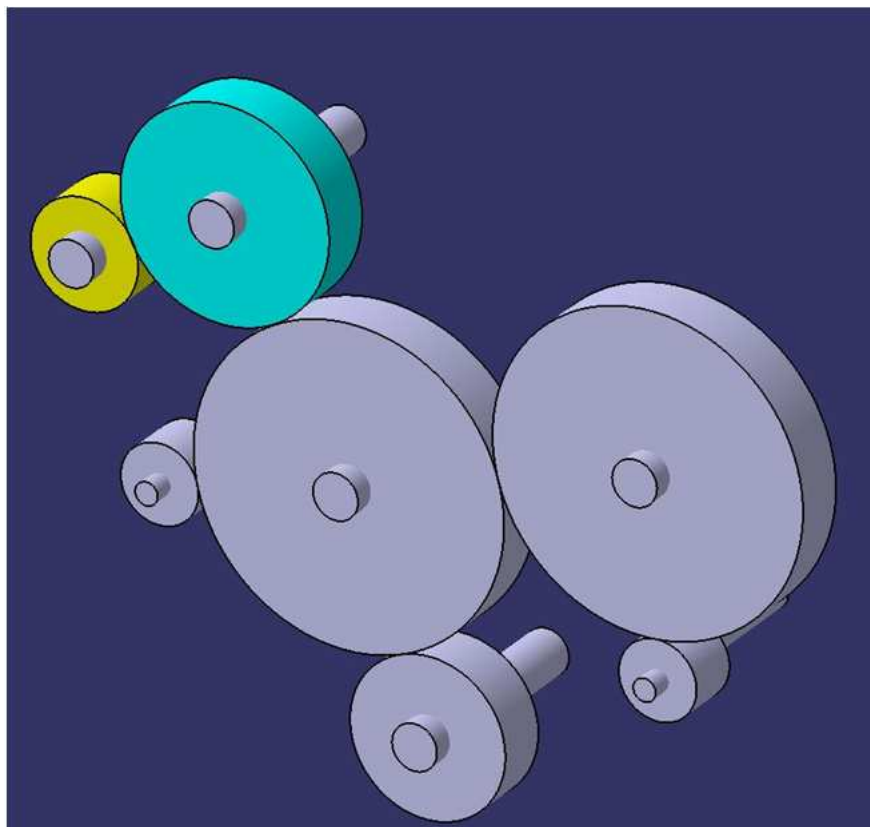
- zachování polohy palivového čerpadla
- nezměněné zatížení hřídele (čepu) horního vloženého kola (**Obr. 14** – pozice 2)

Nevýhody (vzhledem k **Variantě A**):

- větší mechanické ztráty
- nutná úprava motorové skříně (instalace čepů pro nová ozubená kola)



4.1.2 Varianta C : Přidání jednoho vloženého kola, za předpokladu, že nemusí být zachován smysl otáčení kola palivového čerpadla.



Obr. 18 Varianta C (izometrický pohled)

Výhody :

- zachování polohy palivového čerpadla (vzhledem k Variantě A)
- nezměněné zatížení hřídele (čepu) horního vloženého kola (**Obr. 14** – pozice 2)
- menší mechanické ztráty (vzhledem k Variantě B)

Nevýhody (vzhledem k **Variantě A**):

- nutná úprava motorové skříně (instalace čepu pro nové ozubené kolo)



4.2 VÝBĚR VARIANTY POHONU PALIVOVÉHO ČERPADLA

S přihlédnutím k výhodám a nevýhodám jednotlivých variant, volím k dalšímu postupu práce **Variantu B** a také **Variantu C**. Hlavním důvodem, který ovlivnil můj výběr, byla skutečnost, že ani jedna z těchto dvou možností nemá vliv na zástavbu motoru samotného traktoru. Takový zásah by vyvolal nutné konstrukční úpravy prostoru pro motor a s tím spojené finanční náklady.



5 TVORBA MODELŮ

5.1 PŘÍPRAVA PRO TVORBU MODELŮ OZUBENÉHO SOUKOLÍ

Protože parametry horního vloženého kola (*pozice 2 – viz obr. 14*) jsou známy, mohly být vytvořeny i modely náhradních ozubených kol, zajišťujících potřebnou změnu převodového poměru. Ozubená kola byla vytvořena v softwaru **Autodesk Inventor 2012** dle následujících vztahů.

5.1.1 STÁVAJÍCÍ PARAMETRY ŠIKMÉHO OZUBENÍ

- počet zubů horního vloženého kola $z_2 = 53$ (5.0)
- počet zubů kola klikové hřídele $z_1 = 26$ (5.1)
- normálový modul $m = 2,5 \text{ mm}$ (5.2)
- úhel záběru $\alpha = 20^\circ$ (5.3)
- úhel sklonu zubů $\beta = 20^\circ$ (5.4)
- osová vzdálenost horního vloženého kola a kola vstřikovacího čerpadla $a_{24} = 139,673 \text{ mm}$ (5.5)
- otáčky kola klikové hřídele $n_1 = 2200 \text{ min}^{-1}$ (5.6)
- požadovaný převodový poměr $i_c = 1,5$ (5.7)

Z počtů zubů kola klikové hřídele (5.1) a horního vloženého kola (5.0) lze vypočítat převodový poměr a následně otáčky horního vloženého kola n_2 .

$$i_{12} = z_1 / z_2 = 26 / 53 = \underline{0,490566} \quad (5.8)$$

$$n_2 = i_{12} \cdot n_1 = 0,490566 \cdot 2200 = \underline{1079,245 \text{ min}^{-1}} \quad (5.9)$$

5.1.2 VZTAHY PRO VÝPOČET ROZMĚRŮ ČELNÍCH OZUBENÝCH KOL SE ŠIKMÝMI ZUBY

Veličiny kol [18]

- čelní modul $m_t = m / \cos \beta$ (5.10)

- normálová rozteč $p_n = \pi \cdot m = p_t \cdot \cos \beta$ (5.11)

- čelní rozteč $p_t = \pi \cdot m_t = \pi \cdot d / z$ (5.12)

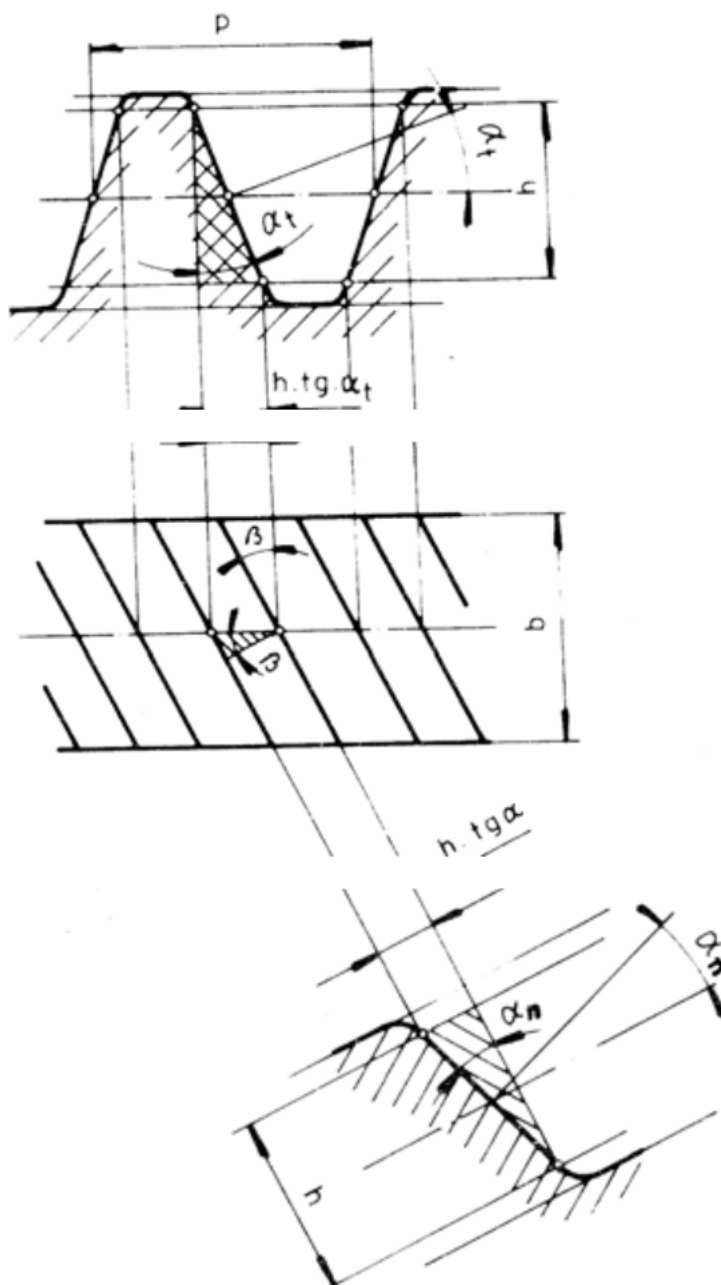
- základní kružnice $p_{tb} = \pi \cdot d_b / z$ (5.13)

- čelní úhel záběru $\tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta$ (5.14)

- průměr roztečné kružnice $d = z \cdot m_n / \cos \beta$ (5.15)



- průměr základní kružnice $d_b = d \cdot \cos \alpha_t$ (5.16)
- průměr hlavové kružnice $d_a = d + 2m_n$ (5.17)
- průměr patní kružnice $d_f = d - 2,5m_n$ (5.18)
- průměr valivé kružnice $d_w = d$ (5.19)
- tloušťka zubu $s_t = p_t/2$ (5.20)



Obr. 19 Čelní šikmé ozubení [20]



Veličiny soukolí [18]

- teoretická vzdálenost os $a = \frac{d_1 + d_2}{2}$ (5.19)

- skutečná vzdálenost os $a_w = a$ (5.20)

- úhel sklonu zubu $\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2a}$ (5.21)

- provozní úhel záběru $\alpha_{tw} = \alpha_t$ (5.22)

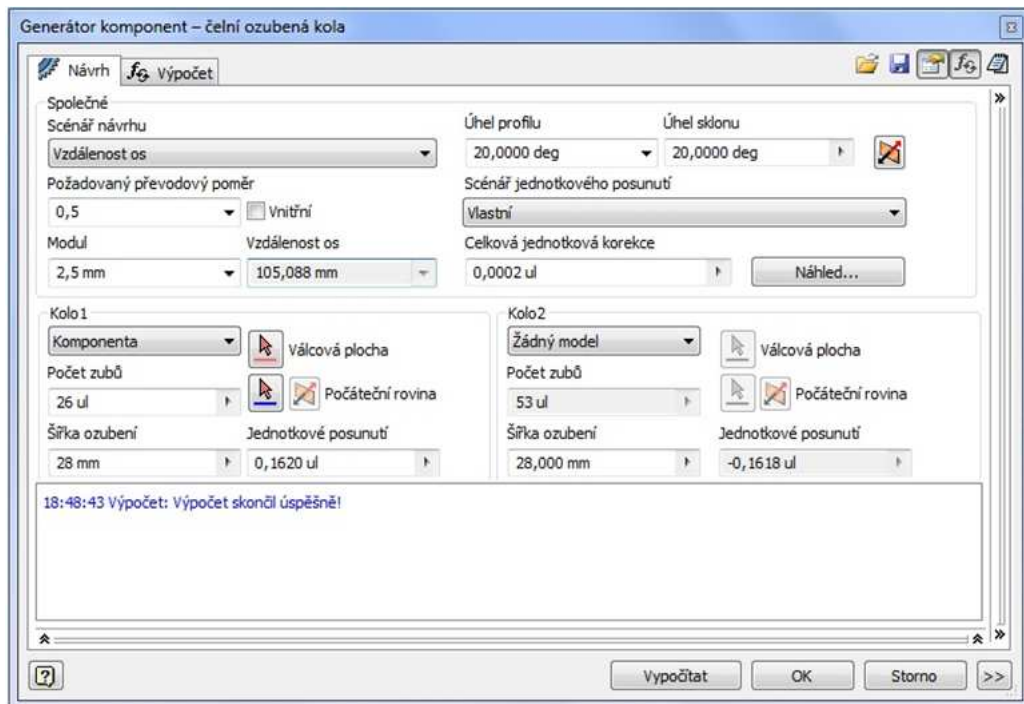
- součinitel záběru profilu $\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b2}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2a_w \sin \alpha_{tw}}{2p_{tb}}$ (5.23)

- součinitel kroku $\varepsilon_\beta = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m}$ (5.24)

- výpočtová šířka $b_w = b$ (5.25)

5.2 TVORBA MODELŮ OZUBENÉHO SOUKOLÍ

Nejprve bylo vytvořeno soukolí horního vloženého kola (*pozice 2 – viz obr. 14*) s kolem na klikové hřídeli (*pozice 1 – viz obr. 14*). Toto soukolí, které je stejné pro obě řešené varianty, se vytvoří v modulu **Generátor součástí**. Zde se nastavují příslušné parametry jednotlivých kol, jak je vidět na níže uvedeném obrázku.



Obr. 20 Vstupní parametry soukolí v *Generátoru součástí*



Následující tabulka uvádí příslušné hodnoty vytvořeného soukolí.

Převodový poměr	i	0,4906 ul
Požadovaný převodový poměr	i_{in}	0,5000 ul
Modul	m	2,500 mm
Úhel sklonu	β	20,0000 deg
Úhel profilu	α	20,0000 deg
Vzdálenost os	a_w	105,684 mm
Roztečná vzdálenost os	a	105,088 mm
Celková jednotková korekce	Σx	0,2430 ul
Rozteč zubů	p	7,854 mm
Základní rozteč	p_{tb}	7,794 mm
Provozní úhel záběru	α_w	20,9214 deg
Čelní úhel profilu	α_t	21,1728 deg
Čelní provozní úhel záběru	α_{tw}	21,9926 deg
Základní úhel sklonu	β_b	18,7472 deg
Čelní modul	m_t	2,660 mm
Čelní rozteč	p_t	8,358 mm
Součinitel trvání záběru	ϵ	2,7267 ul
Součinitel záběru profilu	ϵ_α	1,5074 ul
Součinitel záběru kroku	ϵ_β	1,2193 ul
Mezní úchylnost rovnoběžnosti os	f_x	0,0130 mm
Mezní úchylnost rovnoběžnosti os	f_y	0,0065 mm

Tab. 1 Společné parametry pro soukolí 1-2

5.2.1 TVORBA MODELŮ VARIANTY B

Tato varianta obsahuje dvě nová vložená kola. Ve schématu nynějšího rozvodu (viz obr.14) je poslední ozubené kolo označeno indexem 10. Pro přehlednost budou nová vložená kola označena indexy 11 a 12, přičemž kolo 11 bude zabírat spolu s horním vloženým kolem (pozice 2 - viz obr.14) a kolo 12 bude zabírat s kolem vstřikovacího čerpadla (pozice 4).



Postup tvorby bude stejný jako v předchozím případě s tím rozdílem, že ze soukolí bude vytvořeno vždy jen jedno kolo. Důvodem je skutečnost, že spolu zabírající kolo je vytvořeno již v předešlém kroku.

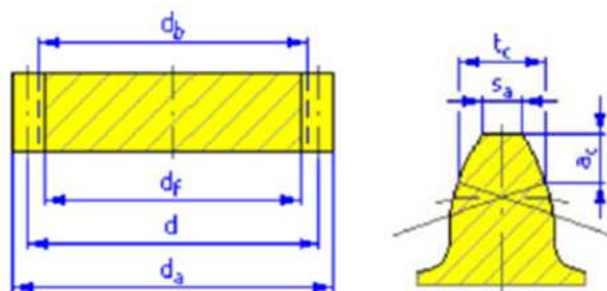
Převodový poměr	i	0,3208 ul
Požadovaný převodový poměr	i_{in}	0,3200 ul
Modul	m	2,500 mm
Úhel sklonu	β	20,0000 deg
Úhel profilu	α	20,0000 deg
Vzdálenost os	a_w	93,116 mm
Roztečná vzdálenost os	a	93,116 mm
Celková jednotková korekce	Σx	0,0000 ul
Rozteč zubů	p	7,854 mm
Základní rozteč	p_{tb}	7,794 mm
Provozní úhel záběru	α_w	20,0000 deg
Čelní úhel profilu	α_t	21,1728 deg
Čelní provozní úhel záběru	α_{tw}	21,1728 deg
Základní úhel sklonu	β_b	18,7472 deg
Čelní modul	m_t	2,660 mm
Čelní rozteč	p_t	8,358 mm
Součinitel trvání záběru	ϵ	2,7261 ul
Součinitel záběru profilu	ϵ_α	1,5068 ul
Součinitel záběru kroku	ϵ_β	1,2193 ul
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_x	0,0130 mm
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_y	0,0065 mm

Tab. 2 Společné parametry pro soukolí 2-11



		Kolo 2	Kolo 11
Typ modelu		Komponenta	Komponenta
Počet zubů	z	53 ul	17 ul
Jednotkové posunutí	x	0,0000 ul	0,0000 ul
Průměr roztečné kružnice	d	141,004 mm	45,228 mm
Průměr hlavové kružnice	d _a	146,004 mm	50,228 mm
Průměr patní kružnice	d _f	134,754 mm	38,978 mm
Průměr základní kružnice	d _b	131,485 mm	42,174 mm
Pracovní roztečný průměr	d _w	141,004 mm	45,228 mm
Šířka ozubení	b	28,000 mm	28,000 mm
Šířkový poměr	b _r	0,1986 ul	0,6191 ul
Výška hlavy zubu	a*	1,0000 ul	1,0000 ul
Hlavová vůle	c*	0,2500 ul	0,2500 ul
Zaoblení paty	r _f *	0,3500 ul	0,3500 ul
Tloušťka zubu	s	3,927 mm	3,927 mm
Čelní tloušťka zubu	s _t	4,179 mm	4,179 mm
Tloušťka zubu na těživě	t _c	3,468 mm	3,468 mm
Výška hlavy zubu nad těživou	a _c	1,869 mm	1,869 mm
Rozměr přes zuby	W	57,568 mm	19,161 mm
Rozměr přes zuby	z _w	8,000 ul	3,000 ul
Rozměr přes válečky (kuličky)	M	147,694 mm	51,612 mm
Průměr válečku (kuličky)	d _M	4,500 mm	4,500 mm
Mezní úchylka sklonu zubu	F _β	0,0130 mm	0,0110 mm
Mezní obvodové házení ozubení	F _r	0,0280 mm	0,0170 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	f _{pt}	0,0090 mm	0,0075 mm
Mezní úchylka základní rozteče	f _{pb}	0,0085 mm	0,0070 mm
Náhradní počet zubů	z _v	62,898 ul	20,175 ul
Virtuální roztečný průměr	d _n	157,246 mm	50,437 mm
Virtuální hlavový průměr	d _{an}	162,246 mm	55,437 mm
Virtuální průměr základní kružnice	d _{bn}	147,763 mm	47,396 mm
Jednotková korekce bez zúžení	x _z	-0,6547 ul	0,5234 ul
Jednotková korekce bez podříznutí	x _p	-2,6592 ul	-0,1603 ul
Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím	x _d	-2,8291 ul	-0,3303 ul
Snížení hlavy zubu	k	0,0000 ul	0,0000 ul
Jednotková šířka hlavy zubu	s _a	0,7824 ul	0,6823 ul
Hlavový úhel profilu	α _a	24,8362 deg	32,2047 deg

Tab. 3 Tabulka hodnot pro kola 2 a 11



Obr. 21 Parametry ozubeného kola

Jelikož je znám přenášený výkon z horního vloženého kola ($P_2 = 8 \text{ kW}$) a jeho otáčky ($n_2 = 1079,245 \text{ min}^{-1}$), mohou se tyto hodnoty zapsat do příslušného okna, které se nachází rovněž v panelu **Generátor součástí**. Zde se zadávají i vlastnosti materiálu ozubených kol.

Generátor komponent – čelní ozubená kola

Návrh **Výpočet**

Metoda pevnostního výpočtu
ISO 6336:1996

Zatížení

	Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P 8kW	7,840 kW
Otáčky	n 1079,245 rpm	3364,70 rpm
Svěrný moment	T 70,785 N m	22,251 N m
Účinnost	η 0,980 ul	

Materiálové hodnoty

Kolo 1 Vlastní

Kolo 2 Vlastní

Mez únavy v ohybu	σ_{Flim} 352,0 MPa	352,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim} 1140,0 MPa	1140,0 MPa
Modul pružnosti	E 206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ 0,300 ul	0,300 ul
Tepelné zpracování	2 ul	2 ul

18:04:21 Návrh: Kolo 2: Jednotkové posunutí (x) je menší než Jednotková korekce bez zúžení (x₂)
18:04:21 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

Výsledky

F_t	1004,017 N
F_r	388,885 N
F_a	365,432 N
F_n	1137,024 N
v	7,968 mps
n_{E1}	9830,427 rpm
Kolo 1	
S_H	1,626 ul
S_F	4,342 ul
S_{Hst}	1,378 ul
S_{Fst}	9,051 ul
Kolo 2	
S_H	1,626 ul
S_F	3,900 ul
S_{Hst}	1,378 ul
S_{Fst}	8,242 ul

Vypočítat OK Storno >>

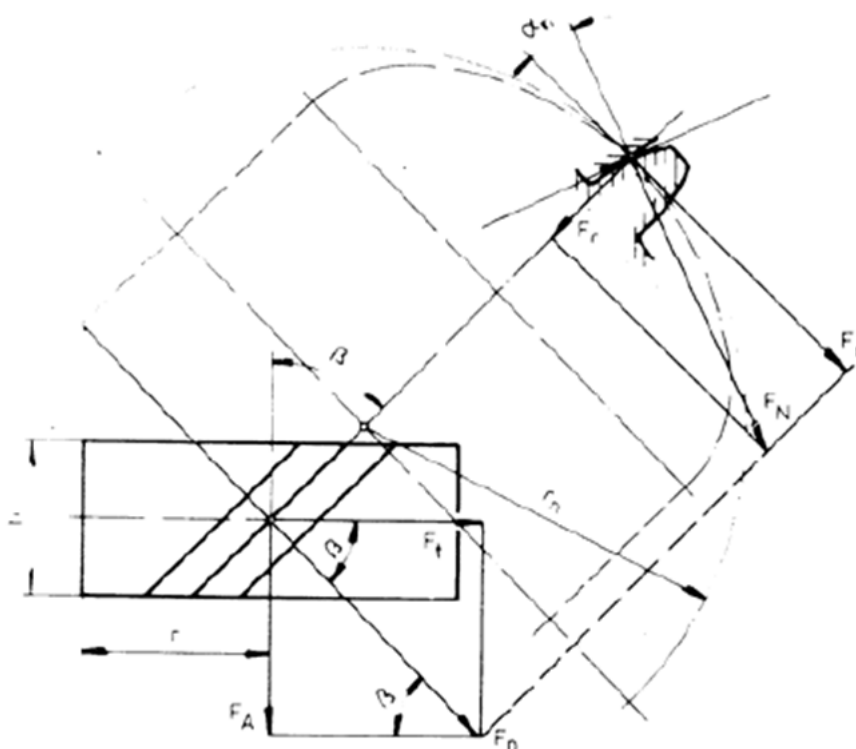
Obr. 22 Okno pro zadávání výkonu, otáček a materiálu kol



Výsledkem je tabulka silového zatížení kol. Účinnost převodu je 98%, což odpovídá běžné účinnosti pro převod čelních ozubených kol se šikmými zuby.

		Kolo 2	Kolo 11
Výkon	P	8,000 kW	7,840 kW
Otáčky	n	1079,24 rpm	3364,70 rpm
Svěrný moment	T	70,785 N m	22,251 N m
Účinnost	η	0,980 ul	
Radiální síla	F_r	388,885 N	
Obvodová síla	F_t	1004,017 N	
Axiální síla	F_a	365,432 N	
Normální síla	F_n	1137,024 N	
Obvodová rychlost	v	7,968 mps	
Rezonanční otáčky	n_{E1}	9830,427 rpm	

Tab. 4 Tabulka zatížení kol 2 a 11



Obr. 23 Silové zatížení ozubených kol se šikmými zuby [20]



Tento postup bude aplikován i na kolo 12 a na nové kolo vstřikovacího čerpadla.

		Kolo 11	Kolo 12
Typ modelu		Komponenta	Komponenta
Počet zubů	z	17 ul	18 ul
Jednotkové posunutí	x	0,0000 ul	0,0000 ul
Průměr roztečné kružnice	d	45,228 mm	47,888 mm
Průměr hlavové kružnice	d _a	50,228 mm	52,888 mm
Průměr patní kružnice	d _f	38,978 mm	41,638 mm
Průměr základní kružnice	d _b	42,174 mm	44,655 mm
Pracovní roztečný průměr	d _w	45,228 mm	47,888 mm
Šířka ozubení	b	28,000 mm	28,000 mm
Šířkový poměr	b _r	0,6191 ul	0,5847 ul
Výška hlavy zubu	a*	1,0000 ul	1,0000 ul
Hlavová vůle	c*	0,2500 ul	0,2500 ul
Zaoblení paty	r _f *	0,3500 ul	0,3500 ul
Tloušťka zubu	s	3,927 mm	3,927 mm
Čelní tloušťka zubu	s _t	4,179 mm	4,179 mm
Tloušťka zubu na těživě	t _c	3,468 mm	3,468 mm
Výška hlavy zubu nad těživou	a _c	1,869 mm	1,869 mm
Rozměr přes zuby	W	19,161 mm	19,203 mm
Rozměr přes zuby	z _w	3,000 ul	3,000 ul
Rozměr přes válečky (kuličky)	M	51,612 mm	54,295 mm
Průměr válečku (kuličky)	d _M	4,500 mm	4,500 mm
Mezní úchylka sklonu zubu	F _β	0,0110 mm	0,0110 mm
Mezní obvodové házení ozubení	F _r	0,0170 mm	0,0170 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	f _{pt}	0,0075 mm	0,0075 mm
Mezní úchylka základní rozteče	f _{pb}	0,0070 mm	0,0070 mm
Náhradní počet zubů	z _v	20,175 ul	21,362 ul
Virtuální roztečný průměr	d _n	50,437 mm	53,404 mm
Virtuální hlavový průměr	d _{an}	55,437 mm	58,404 mm
Virtuální průměr základní kružnice	d _{bn}	47,396 mm	50,184 mm
Jednotková korekce bez zúžení	x _z	0,5234 ul	0,4893 ul
Jednotková korekce bez podříznutí	x _p	-0,1603 ul	-0,2297 ul
Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím	x _d	-0,3303 ul	-0,3997 ul
Snížení hlavy zubu	k	0,0000 ul	0,0000 ul
Jednotková šířka hlavy zubu	s _a	0,6823 ul	0,6896 ul
Hlavový úhel profilu	α _a	32,2047 deg	31,6953 deg

Tab. 5 Tabulka hodnot kol 11 a 12



Převodový poměr	i	1,0588 ul
Požadovaný převodový poměr	i_{in}	1,0600 ul
Modul	m	2,500 mm
Úhel sklonu	β	20,0000 deg
Úhel profilu	α	20,0000 deg
Vzdálenost os	a_w	46,558 mm
Roztečná vzdálenost os	a	46,558 mm
Celková jednotková korekce	Σx	0,0000 ul
Rozteč zubů	p	7,854 mm
Základní rozteč	p_{tb}	7,794 mm
Provozní úhel záběru	α_w	20,0000 deg
Čelní úhel profilu	α_t	21,1728 deg
Čelní provozní úhel záběru	α_{tw}	21,1728 deg
Základní úhel sklonu	β_b	18,7472 deg
Čelní modul	m_t	2,660 mm
Čelní rozteč	p_t	8,358 mm
Součinitel trvání záběru	ε	2,6297 ul
Součinitel záběru profilu	ε_α	1,4104 ul
Součinitel záběru kroku	ε_β	1,2193 ul
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_x	0,0110 mm
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_y	0,0055 mm

Tab. 6 Společné parametry pro soukolí 11-12

		Kolo 11	Kolo 12
Výkon	P	7,840 kW	7,683 kW
Otáčky	n	3364,70 rpm	3177,77 rpm
Svěrný moment	T	22,251 N m	23,088 N m
Účinnost	η	0,980 ul	
Radiální síla	F_r	381,108 N	
Obvodová síla	F_t	983,939 N	
Axiální síla	F_a	358,124 N	
Normální síla	F_n	1114,285 N	
Obvodová rychlost	v	7,968 mps	
Rezonanční otáčky	n_{E1}	39076,003 rpm	

Tab. 7 Tabulka zatížení kol 11 a 12



Poslední soukolí této varianty – kolo 12 a kolo vstřikovacího čerpadla 4.

		Kolo 12	Kolo 4
Typ modelu		Komponenta	Komponenta
Počet zubů	z	18 ul	17 ul
Jednotkové posunutí	x	0,0000 ul	0,0000 ul
Průměr roztečné kružnice	d	47,888 mm	45,228 mm
Průměr hlavové kružnice	d _a	52,888 mm	50,228 mm
Průměr patní kružnice	d _f	41,638 mm	38,978 mm
Průměr základní kružnice	d _b	44,655 mm	42,174 mm
Pracovní roztečný průměr	d _w	47,888 mm	45,228 mm
Šířka ozubení	b	28,000 mm	28,000 mm
Šířkový poměr	b _r	0,5847 ul	0,6191 ul
Výška hlavy zubu	a*	1,0000 ul	1,0000 ul
Hlavová vůle	c*	0,2500 ul	0,2500 ul
Zaoblení paty	r _f *	0,3500 ul	0,3500 ul
Tloušťka zubu	s	3,927 mm	3,927 mm
Čelní tloušťka zubu	s _t	4,179 mm	4,179 mm
Tloušťka zubu na těživě	t _c	3,468 mm	3,468 mm
Výška hlavy zubu nad těživou	a _c	1,869 mm	1,869 mm
Rozměr přes zuby	W	19,203 mm	19,161 mm
Rozměr přes zuby	z _w	3,000 ul	3,000 ul
Rozměr přes válečky (kuličky)	M	54,485 mm	51,814 mm
Průměr válečku (kuličky)	d _M	4,500 mm	4,500 mm
Mezní úchylka sklonu zubu	F _β	0,0110 mm	0,0110 mm
Mezní obvodové házení ozubení	F _r	0,0170 mm	0,0170 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	f _{pt}	0,0075 mm	0,0075 mm
Mezní úchylka základní rozteče	f _{pb}	0,0070 mm	0,0070 mm
Náhradní počet zubů	z _v	21,362 ul	20,175 ul
Virtuální roztečný průměr	d _n	53,404 mm	50,437 mm
Virtuální hlavový průměr	d _{an}	58,404 mm	55,437 mm
Virtuální průměr základní kružnice	d _{bn}	50,184 mm	47,396 mm
Jednotková korekce bez zúžení	x _z	0,4893 ul	0,5234 ul
Jednotková korekce bez podříznutí	x _p	-0,2297 ul	-0,1603 ul
Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím	x _d	-0,3997 ul	-0,3303 ul
Snížení hlavy zubu	k	0,0000 ul	0,0000 ul
Jednotková šířka hlavy zubu	s _a	0,6896 ul	0,6823 ul
Hlavový úhel profilu	α _a	31,6953 deg	32,2047 deg

Tab. 8 Tabulka hodnot kol 12 a 4



Převodový poměr	i	0,9444 ul
Požadovaný převodový poměr	i_{in}	0,9444 ul
Modul	m	2,500 mm
Úhel sklonu	β	20,0000 deg
Úhel profilu	α	20,0000 deg
Vzdálenost os	a_w	46,558 mm
Roztečná vzdálenost os	a	46,558 mm
Celková jednotková korekce	Σx	0,0000 ul
Rozteč zubů	p	7,854 mm
Základní rozteč	p_{tb}	7,794 mm
Provozní úhel záběru	α_w	20,0000 deg
Čelní úhel profilu	α_t	21,1728 deg
Čelní provozní úhel záběru	α_{tw}	21,1728 deg
Základní úhel sklonu	β_b	18,7472 deg
Čelní modul	m_t	2,660 mm
Čelní rozteč	p_t	8,358 mm
Součinitel trvání záběru	ε	2,6297 ul
Součinitel záběru profilu	ε_α	1,4104 ul
Součinitel záběru kroku	ε_β	1,2193 ul
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_x	0,0110 mm
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_y	0,0055 mm

Tab. 9 Společné parametry pro soukolí 12-4

		Kolo 12	Kolo 4
Výkon	P	7,683 kW	7,529 kW
Otáčky	n	3177,77 rpm	3364,70 rpm
Svěrný moment	T	23,088 N m	21,369 N m
Účinnost	η	0,980 ul	
Radiální síla	F_r	373,476 N	
Obvodová síla	F_t	964,235 N	
Axiální síla	F_a	350,953 N	
Normální síla	F_n	1091,972 N	
Obvodová rychlost	v	7,968 mps	
Rezonanční otáčky	n_{E1}	36905,114 rpm	

Tab. 10 Tabulka zatížení kol 12 a 4



5.2.2 MODELŮ OZUBENÉHO SOUKOLÍ VARIANTY B

Nyní jsou již spočítány všechny potřebné rozměry pro vytvoření modelů ozubených kol. Tyto modely se už jen spojí pomocí příslušných vazeb. V obou variantách byly úmyslně vynechány modely ostatních ozubených kol rozvodu (např. kolo vačkové hřídele, kola vyvažovacích hřídelí atd.), protože pro řešený úkol nemají zásadní vliv na jeho výsledek.

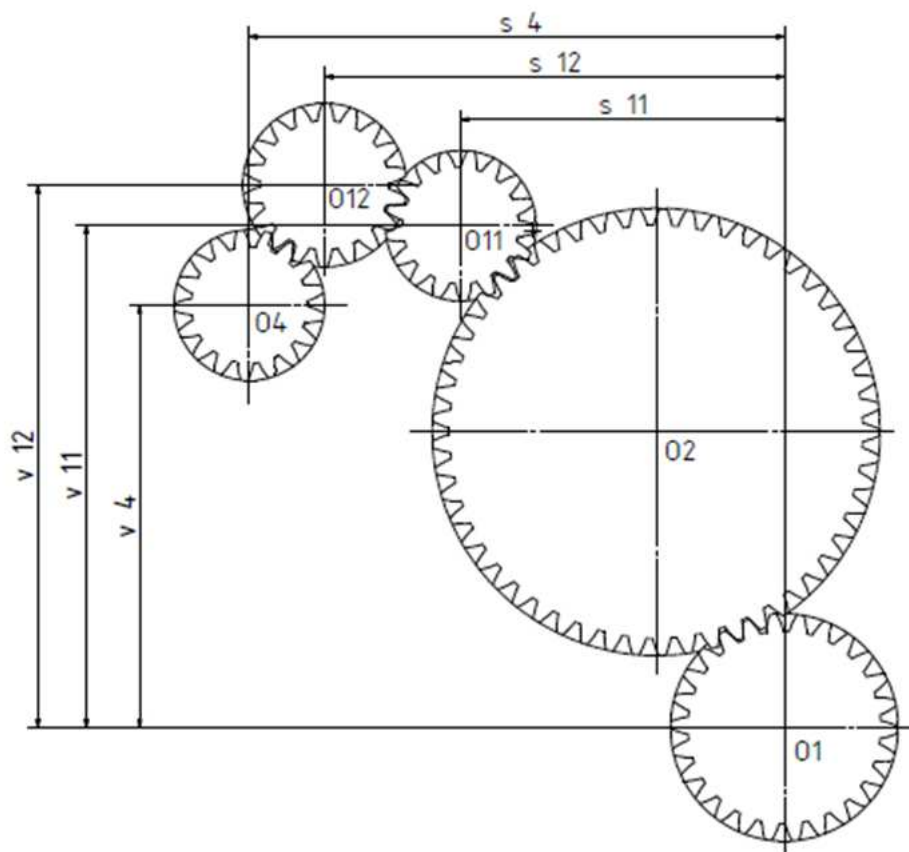
Z tabulky 9 je vidět, že výsledné otáčky nového kola vstřikovacího čerpadla budou $3364,7 \text{ min}^{-1}$. Dle zadání se má toto kolo otáčet o polovinu rychleji, než jsou otáčky kola na klikové hřídeli, které jsou 2200 min^{-1} . Lze tedy prohlásit, že tato varianta splňuje požadavky zadání.



Obr. 24 Ozubené soukolí- Varianta B



Vzdálenosti nově přidaných ozubených kol 11 a 12, vzhledem k ose klikové hřídele. Kolo vstřikovacího čerpadla 4 svou polohu nezměnilo.



Obr. 25 Schéma rozložení nově přidaných kol – Varianta B

Kolo	4	11	12
v [mm]	138,500	164,580	177,870
s [mm]	175,359	150,604	106,035

Tab. 11 Tabulka polohy kol 4, 11, 12



5.2.3 TVORBA MODELŮ VARIANTY C

Stejným postupem jako v předchozí variantě bude vytvořena i varianta C, která bude obsahovat jen jedno nové vložené kolo. Charakteristickým rysem této varianty je skutečnost, že se kolo vstřikovacího čerpadla bude otáčet opačným směrem. Soukolí horního vloženého kola 2 a kola klikové hřídele bude použito z předchozí varianty, tudíž ho není potřeba vytvářet. Aby nedošlo k záměně s přidávanými koly ve variantě B, bude mít nové vložené kolo pořadové číslo 13.

		Kolo 2	Kolo 13
Typ modelu		Komponenta	Komponenta
Počet zubů	z	53 ul	18 ul
Jednotkové posunutí	x	0,0000 ul	0,0000 ul
Průměr roztečné kružnice	d	141,004 mm	47,888 mm
Průměr hlavové kružnice	d _a	146,004 mm	52,888 mm
Průměr patní kružnice	d _f	134,754 mm	41,638 mm
Průměr základní kružnice	d _b	131,485 mm	44,655 mm
Pracovní roztečný průměr	d _w	141,004 mm	47,888 mm
Šířka ozubení	b	28,000 mm	28,000 mm
Šířkový poměr	b _r	0,1986 ul	0,5847 ul
Výška hlavy zubu	a*	1,0000 ul	1,0000 ul
Hlavová vůle	c*	0,2500 ul	0,2500 ul
Zaoblení paty	r _f *	0,3500 ul	0,3500 ul
Tloušťka zubu	s	3,927 mm	3,927 mm
Čelní tloušťka zubu	s _e	4,179 mm	4,179 mm
Tloušťka zubu na těživě	t _c	3,468 mm	3,468 mm
Výška hlavy zubu nad těživou	a _c	1,869 mm	1,869 mm
Rozměr přes zuby	W	57,568 mm	19,203 mm
Rozměr přes zuby	z _w	8,000 ul	3,000 ul
Rozměr přes válečky (kuličky)	M	147,694 mm	54,295 mm
Průměr válečku (kuličky)	d _M	4,500 mm	4,500 mm
Mezní úchylka sklonu zubu	F _β	0,0130 mm	0,0110 mm
Mezní obvodové házení ozubení	F _r	0,0280 mm	0,0170 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	f _{pt}	0,0090 mm	0,0075 mm
Mezní úchylka základní rozteče	f _{pb}	0,0085 mm	0,0070 mm
Náhradní počet zubů	z _v	62,898 ul	21,362 ul
Virtuální roztečný průměr	d _n	157,246 mm	53,404 mm
Virtuální hlavový průměr	d _{an}	162,246 mm	58,404 mm
Virtuální průměr základní kružnice	d _{bn}	147,763 mm	50,184 mm
Jednotková korekce bez zúžení	x _z	-0,6547 ul	0,4893 ul
Jednotková korekce bez podříznutí	x _p	-2,6592 ul	-0,2297 ul
Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím	x _d	-2,8291 ul	-0,3997 ul
Snížení hlavy zubu	k	0,0000 ul	0,0000 ul
Jednotková šířka hlavy zubu	s _a	0,7824 ul	0,6896 ul
Hlavový úhel profilu	α _a	24,8362 deg	31,6953 deg

Tab. 12 Tabulka hodnot kol 2 a 13



Převodový poměr	i	0,3396 ul
Požadovaný převodový poměr	i_{in}	0,3400 ul
Modul	m	2,500 mm
Úhel sklonu	β	20,0000 deg
Úhel profilu	α	20,0000 deg
Vzdálenost os	a_w	94,446 mm
Roztečná vzdálenost os	a	94,446 mm
Celková jednotková korekce	Σx	0,0000 ul
Rozteč zubů	p	7,854 mm
Základní rozteč	p_{tb}	7,794 mm
Provozní úhel záběru	α_w	20,0000 deg
Čelní úhel profilu	α_t	21,1728 deg
Čelní provozní úhel záběru	α_{tw}	21,1728 deg
Základní úhel sklonu	β_b	18,7472 deg
Čelní modul	m_t	2,660 mm
Čelní rozteč	p_t	8,358 mm
Součinitel trvání záběru	ϵ	2,7324 ul
Součinitel záběru profilu	ϵ_α	1,5131 ul
Součinitel záběru kroku	ϵ_β	1,2193 ul
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_x	0,0130 mm
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_y	0,0065 mm

Tab. 13 Společné parametry pro soukolí 2-13

		Kolo 2	Kolo 13
Výkon	P	8,000 kW	7,840 kW
Otáčky	n	1079,24 rpm	3177,78 rpm
Svěrný moment	T	70,785 N m	23,559 N m
Účinnost	η	0,980 ul	
Radiální síla	F_r	388,885 N	
Obvodová síla	F_t	1004,017 N	
Axiální síla	F_a	365,432 N	
Normální síla	F_n	1137,024 N	
Obvodová rychlost	v	7,968 mps	
Rezonanční otáčky	n_{E1}	9352,610 rpm	

Tab. 14 Tabulka zatížení kol 2 a 13



Soukolí kol 13 a nového kola vstřikovacího čerpadla 4.

		Kolo 13	Kolo 4
Typ modelu		Komponenta	Komponenta
Počet zubů	z	18 ul	17 ul
Jednotkové posunutí	x	0,0000 ul	0,0000 ul
Průměr roztečné kružnice	d	47,888 mm	45,228 mm
Průměr hlavové kružnice	d _a	52,888 mm	50,228 mm
Průměr patní kružnice	d _f	41,638 mm	38,978 mm
Průměr základní kružnice	d _b	44,655 mm	42,174 mm
Pracovní roztečný průměr	d _w	47,888 mm	45,228 mm
Šířka ozubení	b	28,000 mm	28,000 mm
Šířkový poměr	b _r	0,5847 ul	0,6191 ul
Výška hlavy zubu	a*	1,0000 ul	1,0000 ul
Hlavová vůle	c*	0,2500 ul	0,2500 ul
Zaoblení paty	r _f *	0,3500 ul	0,3500 ul
Tloušťka zubu	s	3,927 mm	3,927 mm
Čelní tloušťka zubu	s _t	4,179 mm	4,179 mm
Tloušťka zubu na těživě	t _c	3,468 mm	3,468 mm
Výška hlavy zubu nad těživou	a _c	1,869 mm	1,869 mm
Rozměr přes zuby	W	19,203 mm	19,161 mm
Rozměr přes zuby	z _w	3,000 ul	3,000 ul
Rozměr přes válečky (kuličky)	M	54,485 mm	51,814 mm
Průměr válečku (kuličky)	d _M	4,500 mm	4,500 mm
Mezní úchylka sklonu zubu	F _β	0,0110 mm	0,0110 mm
Mezní obvodové házení ozubení	F _r	0,0170 mm	0,0170 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	f _{pt}	0,0075 mm	0,0075 mm
Mezní úchylka základní rozteče	f _{pb}	0,0070 mm	0,0070 mm
Náhradní počet zubů	z _v	21,362 ul	20,175 ul
Virtuální roztečný průměr	d _n	53,404 mm	50,437 mm
Virtuální hlavový průměr	d _{an}	58,404 mm	55,437 mm
Virtuální průměr základní kružnice	d _{bn}	50,184 mm	47,396 mm
Jednotková korekce bez zúžení	x _z	0,4893 ul	0,5234 ul
Jednotková korekce bez podříznutí	x _p	-0,2297 ul	-0,1603 ul
Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím	x _d	-0,3997 ul	-0,3303 ul
Snížení hlavy zubu	k	0,0000 ul	0,0000 ul
Jednotková šířka hlavy zubu	s _a	0,6896 ul	0,6823 ul
Hlavový úhel profilu	α _a	31,6953 deg	32,2047 deg

Tab. 15 Tabulka hodnot kol 13 a 4



Převodový poměr	i	0,9444 ul
Požadovaný převodový poměr	i_{in}	0,9444 ul
Modul	m	2,500 mm
Úhel sklonu	β	20,0000 deg
Úhel profilu	α	20,0000 deg
Vzdálenost os	a_w	46,558 mm
Roztečná vzdálenost os	a	46,558 mm
Celková jednotková korekce	Σx	0,0000 ul
Rozteč zubů	p	7,854 mm
Základní rozteč	p_{tb}	7,794 mm
Provozní úhel záběru	α_w	20,0000 deg
Čelní úhel profilu	α_t	21,1728 deg
Čelní provozní úhel záběru	α_{tw}	21,1728 deg
Základní úhel sklonu	β_b	18,7472 deg
Čelní modul	m_t	2,660 mm
Čelní rozteč	p_t	8,358 mm
Součinitel trvání záběru	ϵ	2,6297 ul
Součinitel záběru profilu	ϵ_α	1,4104 ul
Součinitel záběru kroku	ϵ_β	1,2193 ul
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_x	0,0110 mm
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_y	0,0055 mm

Tab. 16 Společné parametry pro soukolí 13-4

		Kolo 13	Kolo 4
Výkon	P	7,840 kW	7,683 kW
Otáčky	n	3177,78 rpm	3364,71 rpm
Svěrný moment	T	23,559 N m	21,806 N m
Účinnost	η	0,980 ul	
Radiální síla	F_r	381,107 N	
Obvodová síla	F_t	983,936 N	
Axiální síla	F_a	358,123 N	
Normální síla	F_n	1114,282 N	
Obvodová rychlost	v	7,968 mps	
Rezonanční otáčky	n_{E1}	36905,114 rpm	

Tab. 17 Tabulka zatížení kol 13 a 4



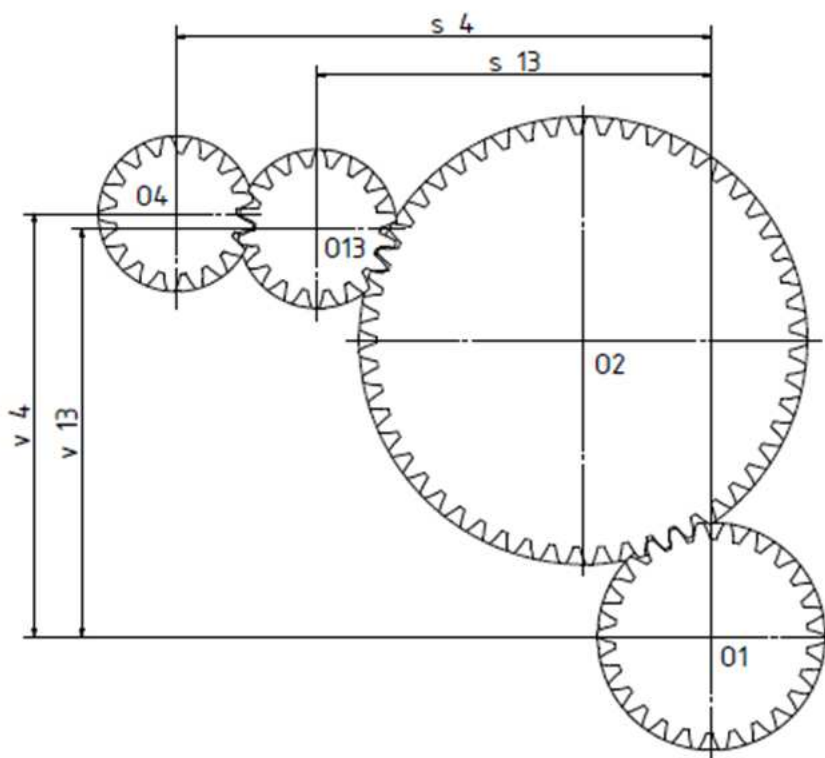
5.2.4 MODELÝ OZUBENÉHO SOUKOLÍ VARIANTY C

I v tomto případě otáčky kola vstřikovacího čerpadla 4 splňují požadovanou hodnotu 3300 min^{-1} , jak vyplívá z tabulky 16. Výhodou této varianty je to, že přenesený výkon z horního vloženého kola 2 na kolo vstřikovacího čerpadla 4 je o asi o 0,15 kW větší, než u varianty B. Tento fakt je způsoben tím, že je zde použito o jedno ozubené kolo méně, než v předchozím uspořádání.



Obr. 26 Ozubené soukolí- Varianta C

Také v tomto případě se poloha kola vstřikovacího čerpadla 4 nezměnila, což je patrné s následujícího schématu a tabulky 17. Jak je výše uvedeno, nové vložené kolo je označeno indexem 13.



Obr. 27 Schéma rozložení kol – Varianta C

Kolo	4	13
v [mm]	138,500	133,590
s [mm]	175,359	129,060

Tab. 18 Tabulka polohy kol 4 a 13

Poté, co byla ozubená kola obou variant navržena a vytvořena, je potřeba je podrobit pevnosti kontrole. Tato kontrola bude provedena v následující kapitole.



6 PEVNOSTNÍ VÝPOČET OZUBENÍ

Protože jsou zuby kol během provozu namáhány několika způsoby zatížení, je nutno provádět pevnostní výpočet provádět kontrolní výpočet pro každé z těchto namáhání. Pevnostní výpočet se skládá z několika kroků:

- výpočet únavové únosnosti [18]
- výpočet statické únosnosti [18]
- výpočet únavové únosnosti paty zubu v ohybu [18]
- výpočet statické bezpečnosti v ohybu [18]

6.1 ÚNAVOVÁ ÚNOSNOST

K samotnému výpočtu únavové únosnosti je použito několik vztahů a veličin.

- a) Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů ($K_H = 1$)

$$\sigma_{H0} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{b_w d} * \frac{u+1}{u}} \quad (6.1)$$

- b) Součinitel tvaru zubů Z_H
 c) Součinitel mechanických vlastností materiálů Z_E
 d) Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů Z_ε
 e) Výpočtové napětí v dotyku

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_H} \quad (6.2)$$

- f) Součinitel přidavných zatížení

$$K_H = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} \quad (6.3)$$

- g) Součinitel vnějších dynamických sil K_A
 h) Součinitel rychlosti

$$K_v = 1 + \left(\frac{K_p b_w}{K_A F_t} + K_Q \right) \frac{z.v}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \quad (6.4)$$

kde: $K_p, K_Q \dots$ pomocné součinitele, viz tab.18



Stupeň přesnosti podle ČSN 01 4682	K_p		K_Q		$\left(\frac{z_1 v}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}}\right)$ mezní	
	ozubení přímé	ozubení šikmé $\varepsilon_\beta \geq 1$	ozubení přímé	ozubení šikmé $\varepsilon_\beta \geq 1$	ozubení přímé	ozubení šikmé $\varepsilon_\beta \geq 1$
3	2,15	1,91			10	8
4	3,91	3,48			10	8
5	7,51	6,68			10	8
6	14,94	13,30			10	8
7	26,81	23,87			10	8
8	39,07	34,79	0,019 3	0,008 7	7	5,7
9	52,85	47,06			5	4,3
10	76,60	68,21			3,6	3
11	102,64	91,40			2,3	2
12	146,31	130,28			1,5	1,3

Tab. 19 Tabulka pomocných součinitelů v závislosti na stupních přesnosti

- i) Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů na dotyk $K_{H\alpha}$
- j) Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu podél šířky pro dotyk $K_{H\beta}$
- k) Bezpečnost proti tvorbě pittingů

$$S_{H1,2} \approx \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} Z_L Z_R Z_V \geq 1,1 \text{ až } 1,2 \quad (6.5)$$

kde: σ_{Hlim} - mez únavy v dotyku

$$Z_L Z_R Z_V = 0,85 \text{ až } 0,95 \quad \text{pro netvrzená kola}$$

$$Z_L Z_R Z_V = 1 \quad \text{pro tvrzená a broušená kola}$$

6.2 STATICKÁ ÚNOSNOST

- a) Největší napětí v dotyku

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \sqrt{\frac{F_{tmax} k_H}{F_t}} \quad (6.6)$$

- b) Jednorázové maximální zatížení, lze volit

$$F_{tmax} \geq 2F_t \quad (6.7)$$

vždy platí: $\frac{F_{tmax}}{F_t} > K_A \quad (6.8)$

- c) Soukolí je provozuschopné platí-li

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax} \quad (6.9)$$



6.3 ÚNAVOVÁ ÚNOSNOST PATY ZUBU V OHYBU

a) Ohybové napětí

$$\sigma_F = K_F Y_F Y_\beta Y_\varepsilon F_t / (b_w \cdot m_n) \quad (6.10)$$

b) Provozní součinitel

$$K_F = K_A K_v K_{F\alpha} K_{F\beta} \quad (6.11)$$

c) Součinitele tvaru zubu a koncentrace napětí Y_{FS} , Y_β , Y_ε

d) Bezpečnost proti únavovému lomu

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} Y_N Y_\rho Y_X}{\sigma_F} \geq 1,4 \quad (6.12)$$

kde:

- Y_N součinitel životnosti
- Y_ρ součinitel vrubové citlivosti
- Y_X součinitel velikosti pro ohyb

6.4 STATICKÁ BEZPEČNOST V OHYBU

$$S_{FS} = \frac{\sigma_{FSt}}{\sigma_{Fmax}} \geq 1,25 \quad (6.13)$$

kde: σ_{Fmax} je maximální místní ohybové napětí v patě zubu

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F F_{tmax} / F_t \quad (6.14)$$

F_{tmax} - jednorázové maximální zatížení zubu

σ_{FSt} - statická pevnost v ohybu při max. zatížení

$$\sigma_{FSt} \approx 1,6 \sigma_{Flim} \quad \text{pro nitridovanou ocel} \quad (6.15)$$

$$\sigma_{FSt} \approx 2,5 \sigma_{Flim} \quad \text{pro ostatní železné materiály} \quad (6.16)$$



6.5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET – VARIANTA B

U obou variant bude pevnostní výpočet proveden dle **ISO 6336:1996**. Nejprve bude proveden výpočet pro ozubená kola ze soukolí 2-11, tedy pro horní vložené kolo a s ním zabírající první přidané kolo 11. Poté bude tento výpočet aplikován také na soukolí 12-4, tedy druhé přidané kolo a kolo vstřikovacího čerpadla.

6.5.1 MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI KOL

Pevnostní výpočet pro soukolí 2-11 vychází z parametrů tabulky 3.

		Kolo 2	Kolo 11
		Vlastní materiál	Vlastní materiál
Mez pevnosti v tahu	S_u	700 MPa	700 MPa
Mez kluzu v tahu	S_y	340 MPa	340 MPa
Modul pružnosti v tahu	E	206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ	0,300 ul	0,300 ul
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim}	352,0 MPa	352,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim}	1140,0 MPa	1140,0 MPa
Tvrdoost v jádře zubu	JHV	210 ul	210 ul
Tvrdoost na boku zubu	VHV	600 ul	600 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	N_{Flim}	3000000 ul	3000000 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	N_{Hlim}	100000000 ul	100000000 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb	q_F	6,0 ul	6,0 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk	q_H	10,0 ul	10,0 ul
Zpracování materiálu	tvar	2 ul	2 ul

Tab. 20 Materiálové vlastnosti kol

6.5.2 SOUČINITELÉ PŘÍDAVNÝCH ZATÍŽENÍ KOL 2 A 11

Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	1,200 ul	
Součinitel vnitřních dynamických sil	K_{Hv}	1,182 ul	1,182 ul
Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce	$K_{H\beta}$	1,640 ul	1,408 ul
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	K_{Ha}	1,456 ul	1,456 ul
Součinitel jednorázového přetížení	K_{AS}	1,000 ul	

Tab. 21 Součinitelé přídatných zatížení kol 2 a 11



6.5.3 SOUČINITELÉ PRO DOTYK KOL 2 A 11

Součinitel mechanických vlastností	Z_E	189,812 ul	
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	Z_H	2,371 ul	
Součinitel délky dotyku	Z_ϵ	0,815 ul	
Součinitel jednopárového záběru	Z_B	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Z_N	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel maziva	Z_L	0,962 ul	
Součinitel výchozí drsnosti zubů	Z_R	1,000 ul	
Součinitel obvodové rychlosti	Z_v	0,993 ul	
Součinitel sklonu zubu	Z_β	0,969 ul	
Součinitel velikosti	Z_X	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel párování materiálu	Z_W	1,000 ul	

Tab. 22 Součinitelé pro dotyk kol 2 a 11

6.5.4 SOUČINITELÉ PRO OHYB KOL 2 A 11

Součinitel tvaru zubu	Y_{Fa}	2,282 ul	2,816 ul
Součinitel koncentrace napětí	Y_{Sa}	1,759 ul	1,566 ul
Součinitel přídavného vrubu v patě zubu	Y_{Sag}	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel sklonu zubu	Y_β	0,833 ul	
Součinitel délky dotyku	Y_ϵ	0,696 ul	
Součinitel střídavého zatížení	Y_A	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel technologie výroby	Y_T	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Y_N	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel vrubové citlivosti	Y_δ	1,199 ul	1,183 ul
Součinitel velikosti	Y_X	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel drsnosti povrchu	Y_R	1,000 ul	

Tab. 23 Součinitelé pro ohyb kol 2 a 11

6.5.5 VÝSLEDKY PEVNOSTNÍHO VÝPOČTU KOL 2 A 11

Součinitel bezpečnosti v dotyku	S_H	1,626 ul	1,626 ul
Součinitel bezpečnosti v ohybu	S_F	4,342 ul	3,900 ul
Statická bezpečnost v dotyku	S_{Hst}	1,378 ul	1,378 ul
Statická bezpečnost v ohybu	S_{Fst}	9,051 ul	8,242 ul
Kontrolní výpočet		Kladný	

Tab. 24 Výsledky pevnostního výpočtu kol 2 a 11



6.5.6 SOUČINITELÉ PŘÍDAVNÝCH ZATÍŽENÍ KOL 12 A 4

Materiálové vlastnosti kol jsou stejné, jako v předchozím případě.

Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	1,200 ul	
Součinitel vnitřních dynamických sil	K_{Hv}	1,139 ul	1,139 ul
Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce	$K_{H\beta}$	1,592 ul	1,379 ul
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	K_{Ho}	1,340 ul	1,340 ul
Součinitel jednorázového přetížení	K_{AS}	1,000 ul	

Tab. 25 Součinitelé přídatných zatížení kol 12 a 4

6.5.7 SOUČINITELÉ PRO DOTYK KOL 12 A 4

Součinitel mechanických vlastností	Z_E	189,812 ul	
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	Z_H	2,371 ul	
Součinitel délky dotyku	Z_ϵ	0,842 ul	
Součinitel jednopárového záběru	Z_B	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Z_N	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel maziva	Z_L	0,962 ul	
Součinitel výchozí drsnosti zubů	Z_R	1,000 ul	
Součinitel obvodové rychlosti	Z_v	0,993 ul	
Součinitel sklonu zubu	Z_β	0,969 ul	
Součinitel velikosti	Z_x	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel párování materiálu	Z_W	1,000 ul	

Tab. 26 Součinitelé pro dotyk kol 12 a 4



6.5.8 SOUČINITELÉ PRO OHYB KOL 12 A 4

Součinitel tvaru zubu	Y_{Fa}	2,768 ul	2,816 ul
Součinitel koncentrace napětí	Y_{Sa}	1,577 ul	1,566 ul
Součinitel přídavného vrubu v patě zubu	Y_{Sag}	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel sklonu zubu	Y_{β}	0,833 ul	
Součinitel délky dotyku	Y_{ϵ}	0,727 ul	
Součinitel střídavého zatížení	Y_A	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel technologie výroby	Y_T	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Y_N	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel vrubové citlivosti	Y_{δ}	1,184 ul	1,183 ul
Součinitel velikosti	Y_X	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel drsnosti povrchu	Y_R	1,000 ul	

Tab. 27 Součinitelé pro ohyb kol 12 a 4

6.5.9 VÝSLEDKY PEVNOSTNÍHO VÝPOČTU KOL 12 A 4

Součinitel bezpečnosti v dotyku	S_H	1,426 ul	1,426 ul
Součinitel bezpečnosti v ohybu	S_F	4,530 ul	4,481 ul
Statická bezpečnost v dotyku	S_{Hst}	1,209 ul	1,209 ul
Statická bezpečnost v ohybu	S_{Fst}	9,569 ul	9,470 ul
Kontrolní výpočet		Kladný	

Tab. 28 Výsledky pevnostního výpočtu kol 12 a 4

6.5.10 VYHODNOCENÍ PEVNOSTNÍHO VÝPOČTU – VARIANTA B

Po provedení všech příslušných výpočtů byly získány potřebné hodnoty, které udávají bezpečný pevnostní výsledek. S přihlédnutím k tabulkám 23 a 27 lze konstatovat, že **všechna** čtyři kola této varianty **splňují** pevnostní **požadavky**.



6.6 PEVNOSTNÍ VÝPOČET – VARIANTA C

Také v této variantě je pro všechna ozubená kola zvolen stejný materiál, tudíž mají stejné vlastnosti, jaké jsou uvedeny v tabulce 19. U této varianty bude pevnostní výpočet proveden jen na soukolí 13-4, tedy nového vloženého kola a kola vstřikovacího čerpadla.

6.6.1 SOUČINITELÉ PŘÍDAVNÝCH ZATÍŽENÍ KOL 13 A 4

Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	1,200 ul	
Součinitel vnitřních dynamických sil	K_{Hv}	1,139 ul	1,139 ul
Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce	$K_{H\beta}$	1,584 ul	1,375 ul
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	$K_{H\alpha}$	1,335 ul	1,335 ul
Součinitel jednorázového přetížení	K_{AS}	1,000 ul	

Tab. 29 Součinitelé přídatných zatížení kol 13 a 4

6.6.2 SOUČINITELÉ PRO DOTYK KOL 13 A 4

Součinitel mechanických vlastností	Z_E	189,812 ul	
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	Z_H	2,371 ul	
Součinitel délky dotyku	Z_ϵ	0,842 ul	
Součinitel jednopárového záběru	Z_B	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Z_N	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel maziva	Z_L	0,962 ul	
Součinitel výchozí drsnosti zubů	Z_R	1,000 ul	
Součinitel obvodové rychlosti	Z_v	0,993 ul	
Součinitel sklonu zubu	Z_β	0,969 ul	
Součinitel velikosti	Z_x	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel párování materiálu	Z_w	1,000 ul	

Tab. 30 Součinitelé pro dotyk kol 13 a 4



6.6.3 SOUČINITELÉ PRO OHYB KOL 13 A 4

Součinitel tvaru zubu	Y_{Fa}	2,768 ul	2,816 ul
Součinitel koncentrace napětí	Y_{Sa}	1,577 ul	1,566 ul
Součinitel přídavného vrubu v patě zubu	Y_{Sag}	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel sklonu zubu	Y_{β}	0,833 ul	
Součinitel délky dotyku	Y_{ϵ}	0,727 ul	
Součinitel střídavého zatížení	Y_A	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel technologie výroby	Y_T	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Y_N	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel vrubové citlivosti	Y_{δ}	1,184 ul	1,183 ul
Součinitel velikosti	Y_X	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel drsnosti povrchu	Y_R	1,000 ul	

Tab. 31 Součinitelé pro ohyb kol 13 a 4

6.6.4 VÝSLEDKY PEVNOSTNÍHO VÝPOČTU KOL 13 A 4

Součinitel bezpečnosti v dotyku	S_H	1,417 ul	1,417 ul
Součinitel bezpečnosti v ohybu	S_F	4,469 ul	4,421 ul
Statická bezpečnost v dotyku	S_{Hst}	1,202 ul	1,202 ul
Statická bezpečnost v ohybu	S_{Fst}	9,440 ul	9,343 ul
Kontrolní výpočet		Kladný	

Tab. 32 Výsledky pevnostního výpočtu kol 13 a 4

6.6.5 VYHODNOCENÍ PEVNOSTNÍHO VÝPOČTU – VARIANTA C

S odvoláním na výsledky, jež jsou uvedeny v tabulce 31, lze i v tomto případě konstatovat, že jak kola nově přidané **kolo 13**, tak **kolo** vstřikovacího čerpadla **4** z hlediska pevnostního výpočtu **vyhovují**.



7 URČENÍ TUHOSTI OZUBENÝCH KOL

Zuby ozubených kol se pod zatížením deformují a to je příčinou řady negativních, ale i pozitivních důsledků. Deformace zubů se zpravidla kvantitativně vyjadřují tuhostí ozubení, která je definována jako poměr zatížení (délkového nebo šířkového) k deformaci. [19]

Pro určení této tuhosti byl použit počítačový program ANSYS využívající metodu konečných prvků (MKP). Samotné řešení probíhalo u každého ozubeného kola ve dvou fázích. Nejdříve se analyticky určila záběrová tuhost ozubení a následně se pomocí softwaru ANSYS stanovila tuhost disků ozubených kol.

7.1 ZÁBĚROVÁ TUHOST OZUBENÝCH KOL

Deformace a tuhost jednotlivých páru zubů se mění po dráze záběru. Zub má největší deformaci, působí-li síla na vrcholu zubu následkem velké deformace ohybu. Tuhost jednoho páru zubů čelního soukolí závisí na tvaru obou zubů, tedy především na $z_{1,2}$, α_n a $x_{1,2}$. Se zvětšením z , α_n a x tuhost roste. Tuhost nezávisí na velikosti zubů, tj. na m_n , a na šířce ozubení závisí nepřímě. Pro standardní ozubení, což je tento případ a proto se toho využije, je možno určit c' podle empirického vztahu [19]:

$$\frac{1}{c'} = 0,04723 + \frac{0,15551}{z_{n1}} + \frac{0,25791}{z_{n2}} - 0,00635x_1 - 0,11654 \frac{x_1}{z_{n1}} - 0,00193x_2 - 0,24188 \frac{x_2}{z_{n2}} + 0,00529x_1^2 + 0,00182x_2^2 \quad (7.1)$$

kde: $z_{n1,2}$ - počet zubů náhradních (virtuálních) kol
 $x_{1,2}$ - jednotková posunutí

Záběrová tuhost ozubení se následně určí dle vztahu [19]:

$$c_y = c'(0,75\varepsilon + 0,25) \quad (7.2)$$

kde: ε - součinitel trvání záběru



7.1.1 VARIANTA B

Nejprve se vypočítá záběrová tuhost ozubených kol **2 a 11**. Potřebné hodnoty jsou v tabulkách 2 a 3:

$$z_{n2} = 63, z_{n11} = 21, x_2=0 \text{ mm}, x_{11}=-0 \text{ mm}, \varepsilon_{2-11}=2,7261$$

Tyto hodnoty jsou dosazeny do vztahu (7.1): $c'_{2-11} = 16,134 \text{ N/mm}^*\mu\text{m}$ (7.3)

Následně se může vypočítat výsledná záběrová tuhost ze vztahu (7.2):

$$c_{\gamma 2-11} = \underline{\underline{37,021 \text{ N/mm}^*\mu\text{m}}} \quad (7.4)$$

Stejným způsobem jsou vypočítány i další záběrové tuhosti ostatních soukolí této varianty.

Pro soukolí **11 – 12**, jsou použity hodnoty z tabulek 5 a 6.

$$z_{n11} = 21, z_{n12} = 22, x_{11}=0 \text{ mm}, x_{12}=-0 \text{ mm}, \varepsilon_{11-12}=2,6297$$

Dle vztahu (7.1): $c'_{11-12} = 15,07 \text{ N/mm}^*\mu\text{m}$ (7.5)

Výsledná záběrová tuhost ze vztahu (7.2):

$$c_{\gamma 11-12} = \underline{\underline{33,49 \text{ N/mm}^*\mu\text{m}}} \quad (7.6)$$

Pro soukolí **12 – 4**, jsou použity hodnoty z tabulek 8 a 9.

$$z_{n12} = 22, z_{n4} = 21, x_{12}=0,1620 \text{ mm}, x_4=-0,1618 \text{ mm}, \varepsilon_{12-4}=2,6297$$

Dle vztahu (7.1): $c'_{12-4} = 15,02 \text{ N/mm}^*\mu\text{m}$ (7.7)

Výsledná záběrová tuhost ze vztahu (7.2):

$$c_{\gamma 12-4} = \underline{\underline{33,379 \text{ N/mm}^*\mu\text{m}}} \quad (7.8)$$



7.1.2 VARIANTA C

Také pro tuto variantu je postup výpočtu záběrové tuhosti stejný, jako v předchozím případě.

Pro soukolí **2 – 13**, jsou použity hodnoty z tabulek 12 a 13.

$$z_{n2} = 63, z_{n13} = 22, x_2=0 \text{ mm}, x_{13}=-0 \text{ mm}, \varepsilon_{2-13}=2,7324$$

Dle vztahu (7.1): $c'_{2-13} = 16,281 \text{ N/mm}^*\mu\text{m}$ (7.9)

Výsledná záběrová tuhost ze vztahu (7.2):

$$c_{\gamma 2-13} = \underline{\underline{37,435 \text{ N/mm}^*\mu\text{m}}} \quad (7.10)$$

Pro soukolí **13 – 4**, jsou použity hodnoty z tabulek 15 a 16.

$$z_{n13} = 22, z_{n4} = 2, x_{13}=0 \text{ mm}, x_4=-0 \text{ mm}, \varepsilon_{13-4}=2,6297$$

Dle vztahu (7.1): $c'_{2-13} = 15,02 \text{ N/mm}^*\mu\text{m}$ (7.11)

Výsledná záběrová tuhost ze vztahu (7.2):

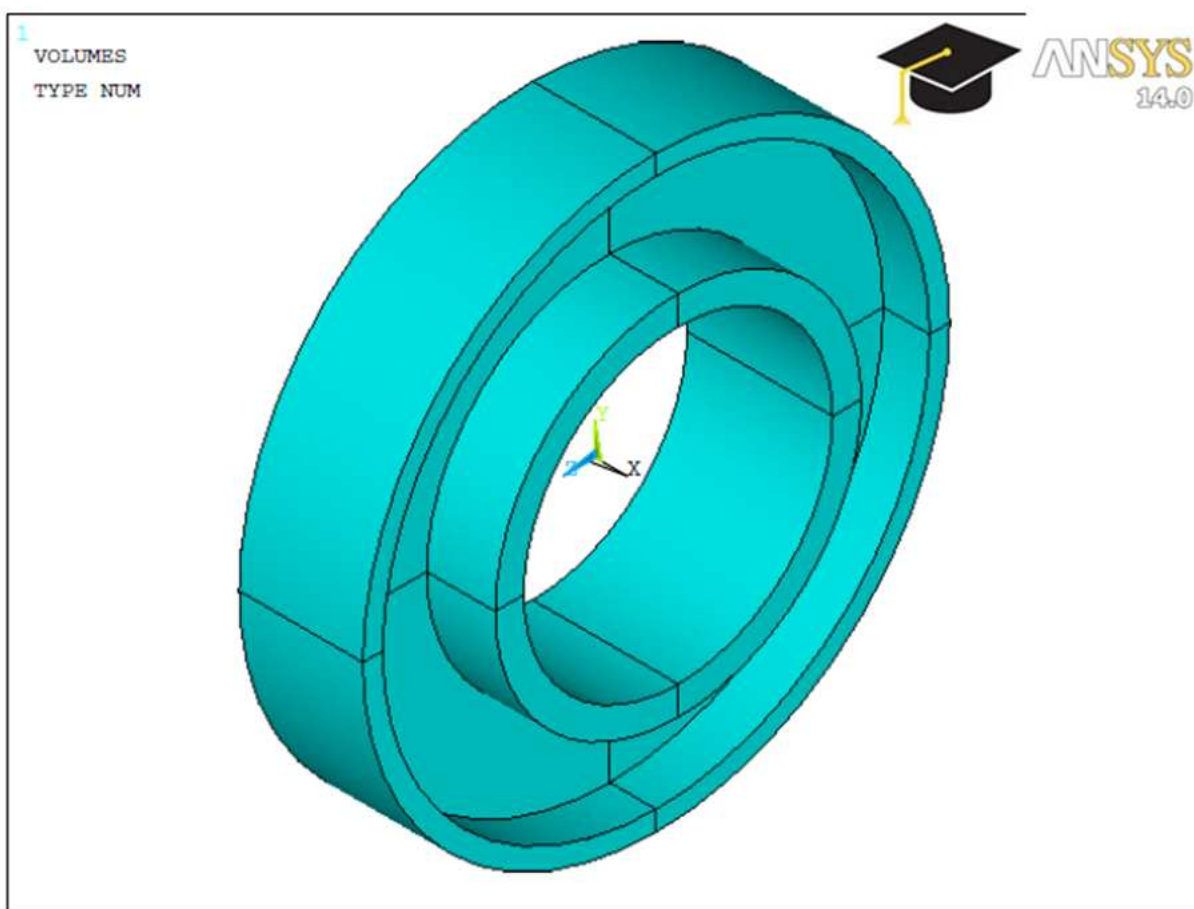
$$c_{\gamma 13-4} = \underline{\underline{33,379 \text{ N/mm}^*\mu\text{m}}} \quad (7.12)$$

Po zjištění záběrových tuhostí obou konstrukčních variant lze přistoupit k dalšímu krok a určit tuhost disků ozubených kol. Tímto krokem se zabývá následující kapitola.



7.2 TUHOST DISKŮ OZUBENÝCH KOL

Tato tuhost bude zjištěna pomocí již výše uvedeného počítačového programu ANSYS. Pod pojmem disk ozubeného kola se rozumí kolo bez ozubení. Největším průměrem tohoto disku je průměr patní kružnice ozubeného kola. Pro ilustraci je níže zobrazen disk horního vloženého kola.



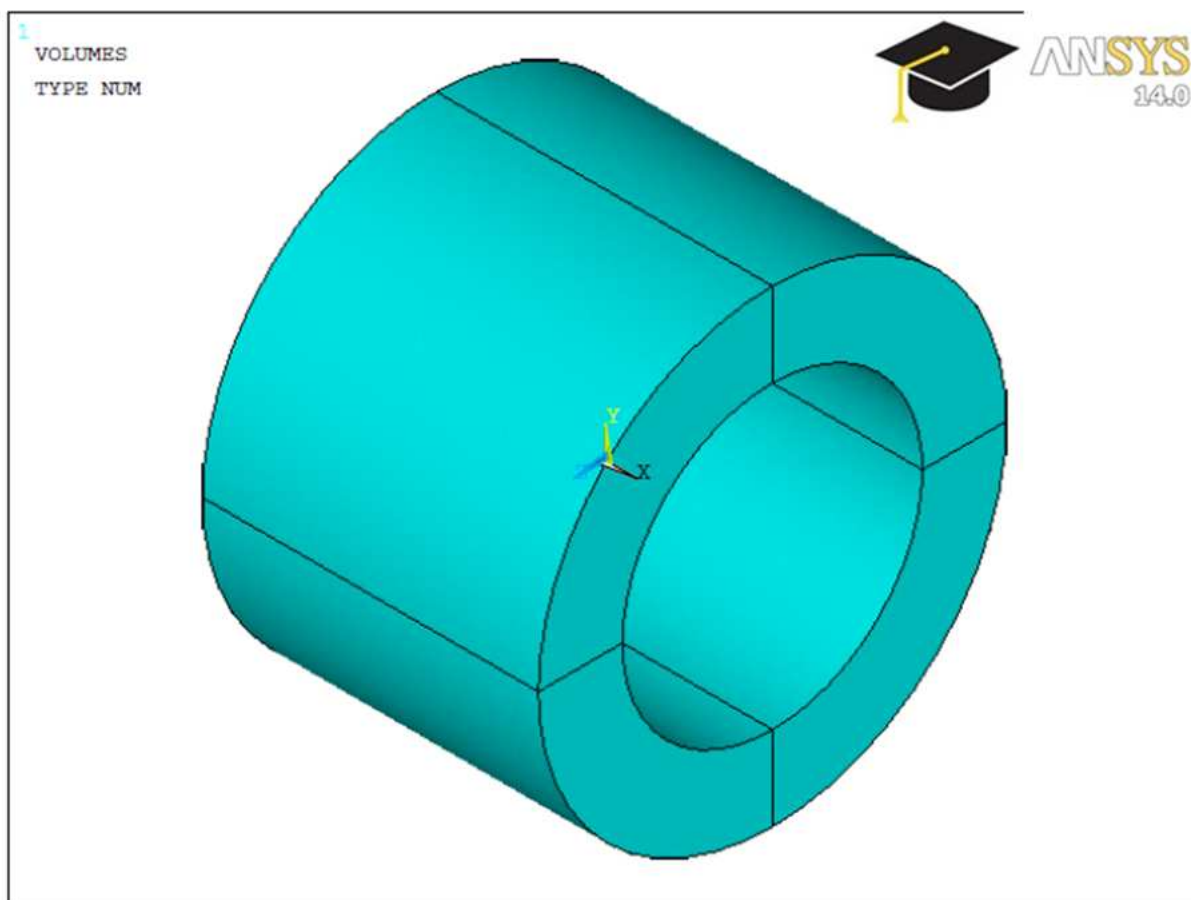
Obr. 28 Disk horního vloženého kola

Tuhost disků bude zjištěna pro všechna kola obou konstrukčních variant, ale samotný postup bude v této diplomové práci proveden na **kole 11 z varianty B**. Toto kolo bylo zvoleno proto, že má téměř shodný tvar a velikost s ostatními nově vytvořenými koly obou variant.



7.2.1 URČENÍ TUHOSTI DISKU KOLA

Nejdříve je vytvořen model samotného disku. To je možno provést několika způsoby. Jedním z nich je vytvoření průřezu disku a následná rotace tohoto disku kolem příslušné osy. V tomto případě se jedná o osu x . Všechny tyto operace jsou provedeny v nabídce *PREPROCESSOR-MODELING-CREATE/OPERATE*.



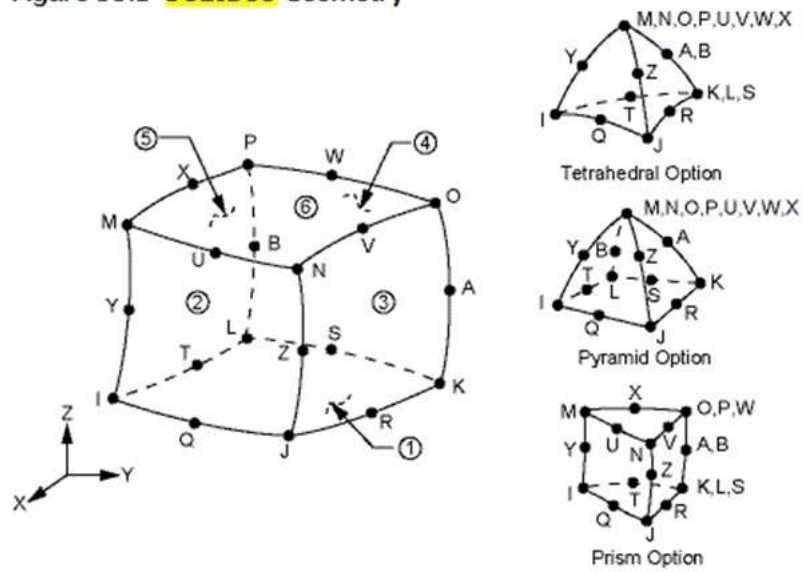
Obr. 29 Model disku kola 11

Poté je nutné tento model opatřit sítí. K tomu slouží nástroj *MESH TOOL*. Nejdříve se ovšem musí zvolit prvek, který bude tuto síť tvořit. Pro tento disk je zvolen prvek Solid95, jenž je definován 20 uzly. Každý uzel má 3 stupně volnosti – posuvy ve směrech x , y , z . Prvky se vybírají v knihovně elementů, která se nachází v nabídce *PREPROCESSOR - ELEMENT TYPE – ADD/EDIT/DELETE*.

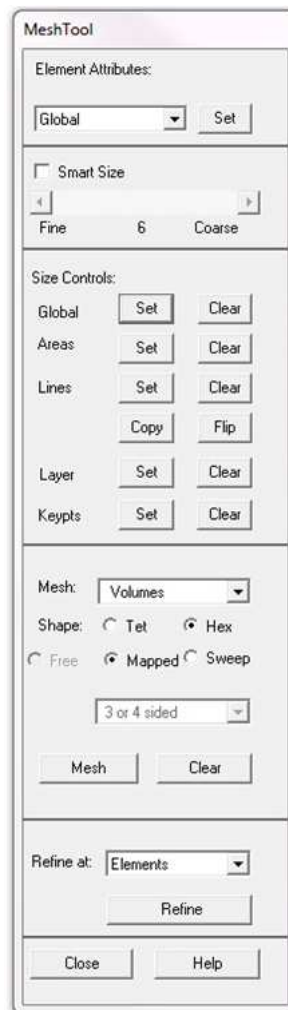
Když je zvolen síťovací prvek, je možno vytvořit síť na modelu pomocí výše uvedeného nástroje *MESH TOOL* v nabídce *PREPROCESSOR – MESHING*.



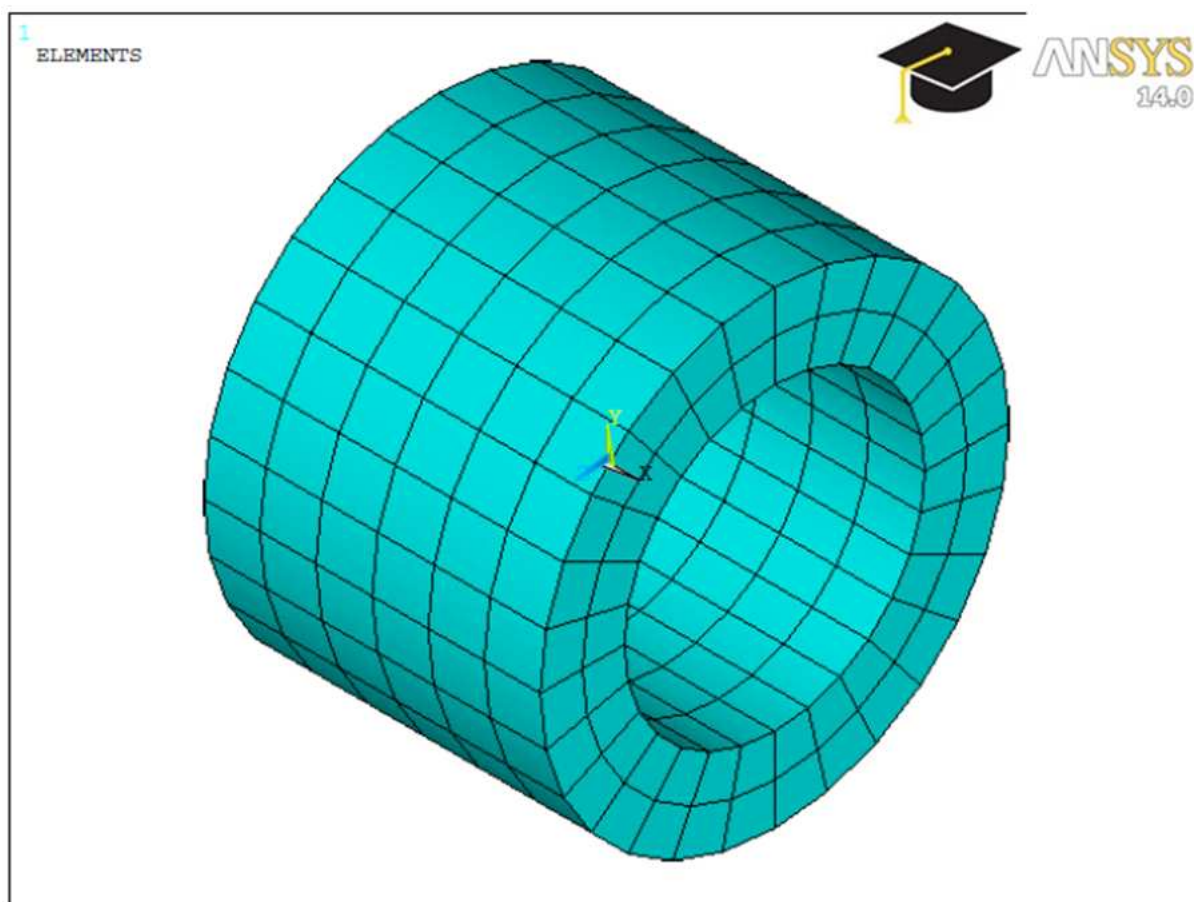
Figure 95.1 **SOLID95** Geometry



Obr. 30 *Element Solid95*



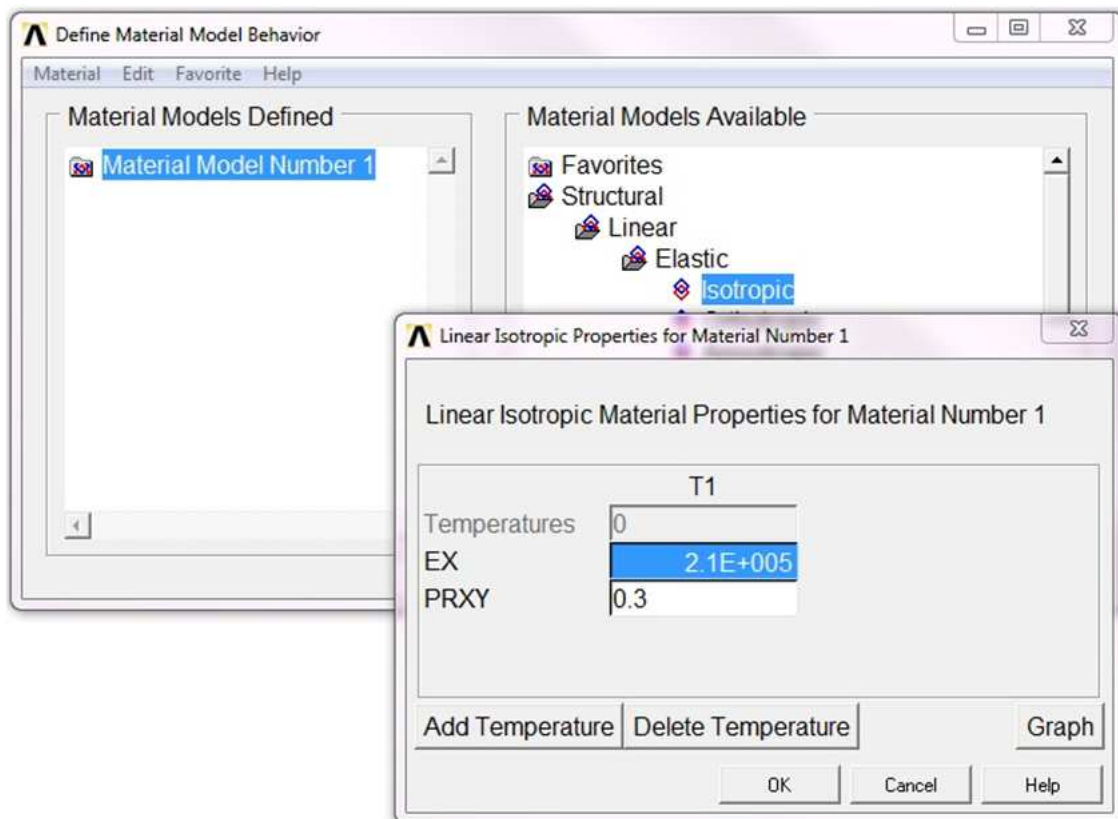
Obr. 31 *Okno nástroje MESH TOOL*



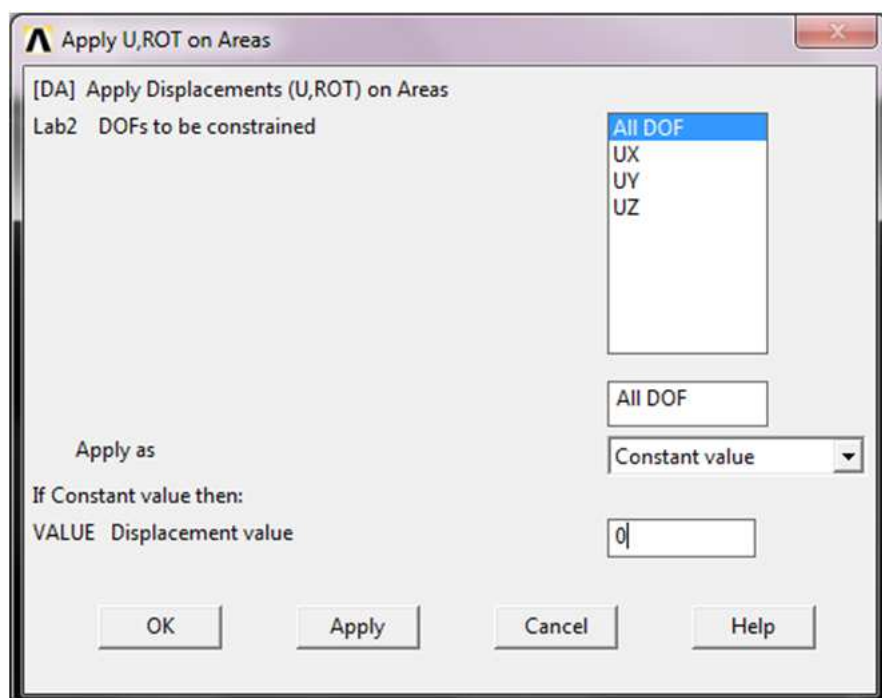
Obr. 32 Disk kola 11 opatřen sítí

Dalším krokem je nastavení materiálových vlastností, bez kterých by nebylo možné stanovit tuhost. Konkrétně se jedná o modul pružnosti a Poissonovo číslo. Tyto vlastnosti se nastavují v nabídce *PREPROCESSOR - MATERIAL PROPS - MATERIALS MODEL*. Poté se otevře tabulka, do které jsou příslušné veličiny zapsány (**Obr. 33**).

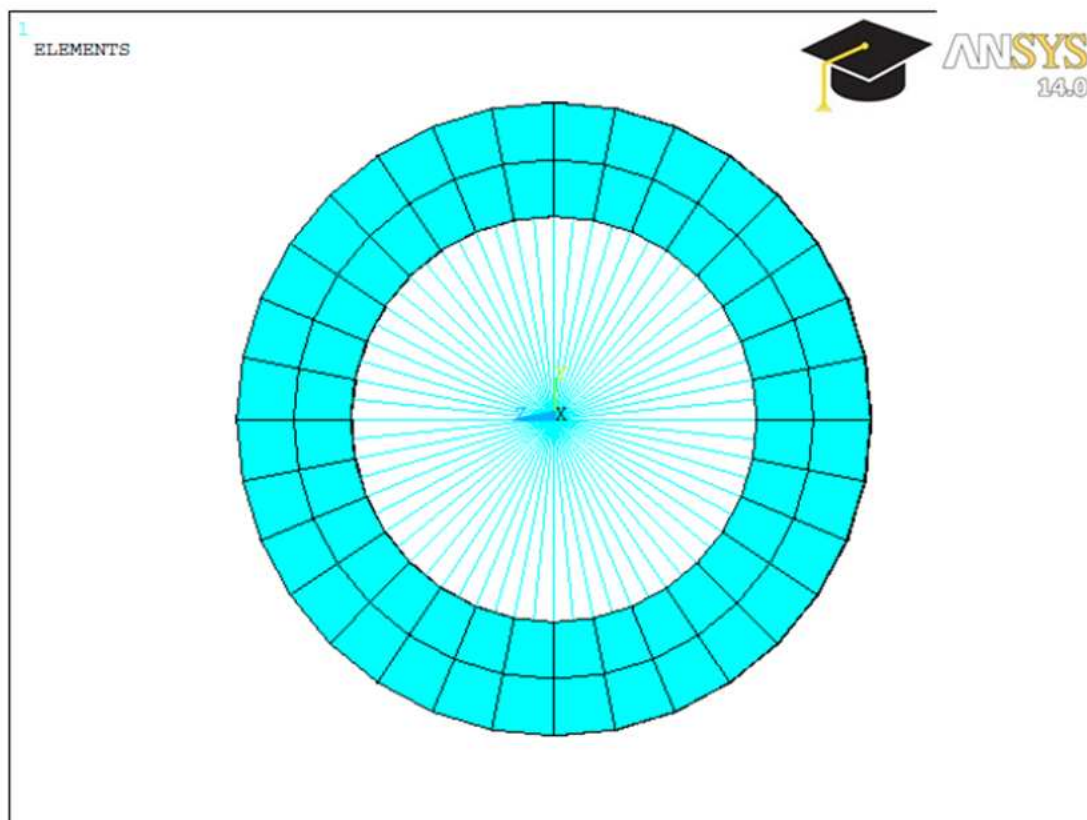
Samotné zjišťování tuhosti disku probíhá tak, že se ploše vnějšího obvodu disku odeberou stupně volnosti ve všech osách (**Obr. 34**) a následně se ve vnitřním průměru vytvoří prutová vazba (**Obr. 35**). Tato vazba nahrazuje hřídel, která je pevně spojena s diskem. Prutová náhrada je vytvořena elementy spojujícími středový uzel s uzly na ploše vnitřního průměru disku. Pro tyto elementy je zvolen prvek MPC 184. Poté, co je všechno nastaveno, se středový uzel pootočí o 1 rad a to kolem osy rotace (**Obr. 36**). Následuje spuštění výpočtu analýzy v nabídce *SOLUTION - SOLVE - CURRENT LS*.



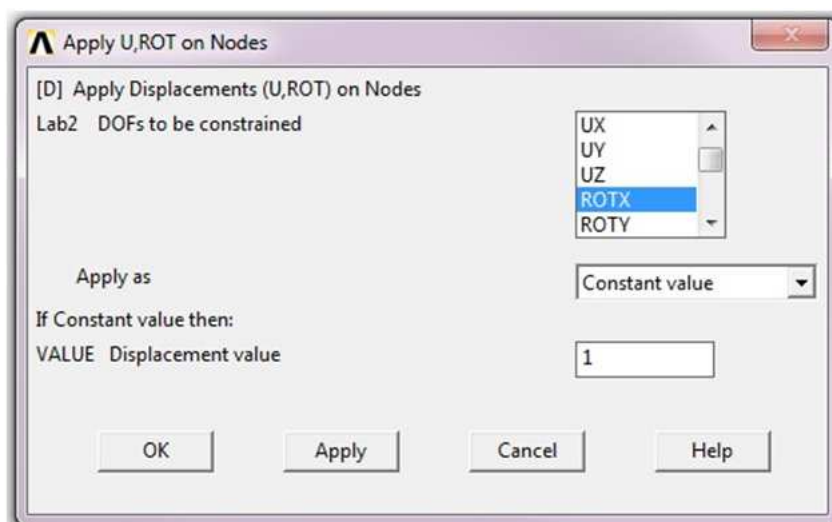
Obr. 33 Nastavení materiálových vlastností



Obr. 34 Odebrání stupňů volnosti ve všech osách



Obr. 35 Prutová náhrada



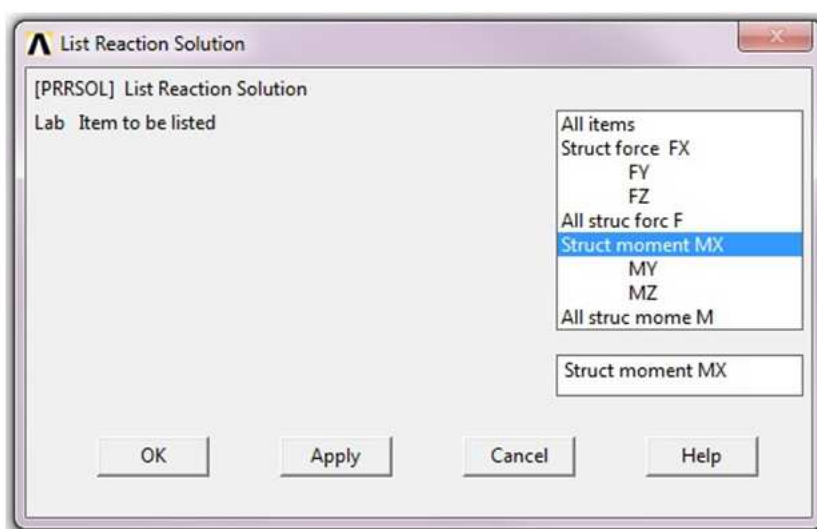
Obr. 36 Pootočení středového uzlu prutové náhrady

Po provedení výpočtu se výsledky analýzy zobrazí prostřednictvím nabídky *GENERAL POSTPROC – READ RESULTS – PLOT RESULTS*.



Hledaným parametrem je reakce na obvodu disku vzniklá v důsledku natočení. Tato reakce se zjistí v nabídce *LIST – RESULTS – REACTION SOLUTION*, poté se otevře tabulka, kde je zvolen moment, kolem osy rotace **x** (**Obr. 39**).

Tímto postupem byl reakční moment zjištěn u všech disků kol obou variant. Tyto hodnoty jsou zapsány v **tabulce 33**. Tento moment se použije ve vztahu (7.13) a tím je získána výsledná tuhost disků.



Obr. 39 Volba výsledků reakce kolem osy rotace

Disk kola	2	4, 11	12, 13
Reakční moment M_x [Nm]	$0,14571 \cdot 10^{11}$	$0,16219 \cdot 10^{11}$	$0,17377 \cdot 10^{11}$

Tab. 33 Výsledné reakční momenty

Vztah pro výpočet tuhosti disku:

$$k = \frac{M_x}{\varphi} \quad (7.13)$$

kde: M_x – reakční moment [Nm]

φ – jednotkové natočení (deformace) [rad]

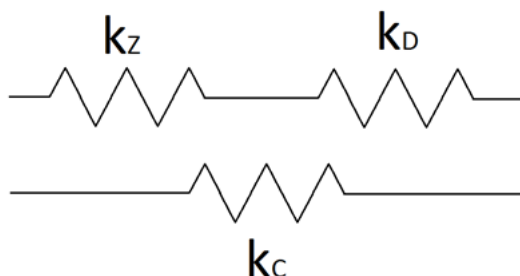


Protože je jednotkové natočení v tomto vztahu jen 1 rad, je výsledná tuhost disků stejná, jako reakční momenty v tabulce 33.

Disk kola	2	4, 11	12, 13
Tuhost disku k [Nm/rad]	0,14571.10 ¹¹	0,16219.10 ¹¹	0,17377.10 ¹¹

Tab. 34 Výsledné tuhosti disků

7.2.2 CELKOVÁ TUHOST OZUBENÝCH KOL



Obr. 40 Model tuhostí záběru, disku a celkové tuhosti

Celková tuhost ozubeného kola se vypočítá součtem tuhostí záběru a disku. Přičemž z **obrázku 40** je patrné, že tyto tuhosti jsou v sérii, takže součet bude proveden dle vztahu:

$$\frac{1}{k_C} = \frac{1}{k_Z} + \frac{1}{k_D} \quad (7.14)$$

kde: k_C – celková tuhost ozubeného kola
 k_Z – záběrová tuhost ozubeného kola
 k_D – tuhost disku ozubeného kola

Po dosazení jednotlivých tuhostí do vztahu 7.14 byly vypočítány celkové tuhosti, které jsou zapsány v **tabulkách 35** a **36**.

Soukolí	2-11	11-12	12-4
Celková tuhost k_C [N/mm.μm]	37,02	33,49	33,38

Tab. 35 Celkové tuhosti – Varianta B



Soukolí	2-13	13-4
Celková tuhost k_c [N/mm.μm]	37,44	33,38

Tab. 36 Celkové tuhosti – Varianta C

Výsledná tuhost má jednotku N/mm.μm, která vyjadřuje sílu působící na šířku ozubení, způsobující deformaci 1 μm. V praxi se ale používá jednotka N/mm, takže se získaná tuhost vynásobí šířkou ozubení 28 mm.

Soukolí	2-11	11-12	12-4
Celková tuhost k_c [N/mm]	1036560	937720	934640

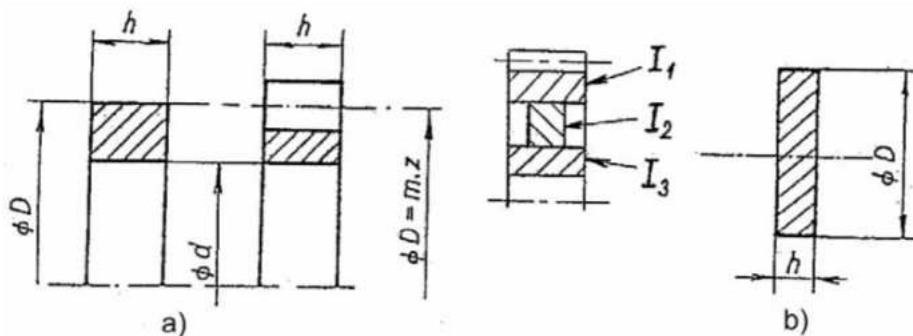
Tab. 37 Přepočítané celkové tuhosti – Varianta B

Soukolí	2-13	13-4
Celková tuhost k_c [N/mm]	1048320	934640

Tab. 38 Přepočítané celkové tuhosti – Varianta C

7.3 VÝPOČET TUHOSTI DISKŮ OZUBENÝCH KOL

Tuhost disků je také možno vypočítat, protože jsou známy rozměry a profily kol. Tudiž lze vypočítat i polární kvadratické momenty kol. Pro ozubená kola se šikmými zuby ovšem není tento způsob výpočtu příliš vhodný, neboť zde není zahrnut celkový tvar zubů, který má vliv na výslednou tuhost.



Obr. 41 Průřezy a) prsteneč b) kotouč [20]



Pro výpočet jsou použity následující vztahy:

- Polární kvadratický moment kotouče (i pro hřídel):

$$J_p = \frac{\pi}{32} d^4 \quad (7.15)$$

- Polární moment prstence (vhodný pro náhradu ozubených kol):

$$J_p = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4) \quad (7.16)$$

- Moment setrvačnosti:

$$I = \rho \cdot J_p \cdot h \quad (7.17)$$

- Torzní tuhost se potom může určit dle vztahu:

$$k = \frac{G \cdot J_p}{l} \quad (7.18)$$

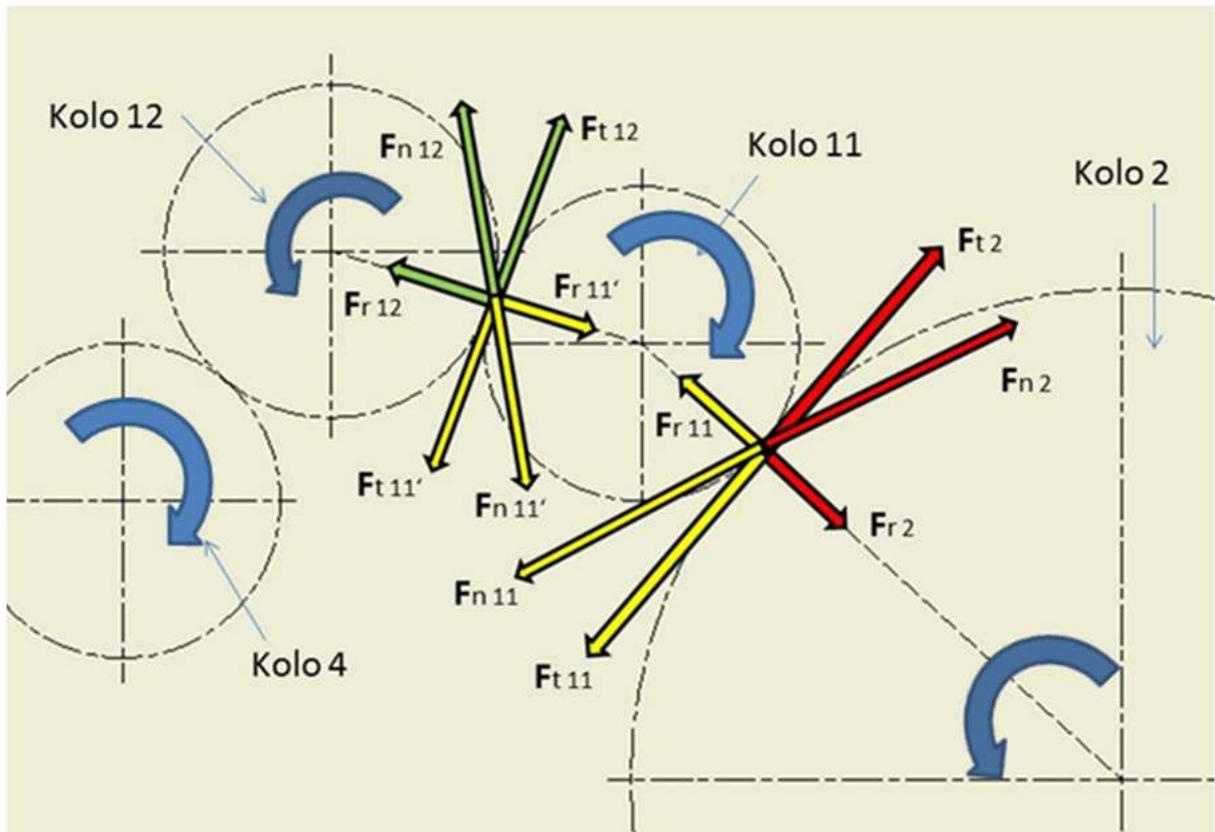
kde: G – modul pružnosti ve smyku (pro ocel je přibližně $8,3 \cdot 10^{10} \text{ Nm}^{-2}$)

l - šířka kola



8 ZATÍŽENÍ HŘÍDELE OZUBENÉHO KOLA

Hřídele nesoucí ozubená kola jsou namáhány několika silami od spoluzabírajících kol. Při návrhu těchto hřídelí je tedy důležité zkontrolovat, jestli se na nich nenachází kritická místa, která by mohla mít nepříznivý vliv na správnou funkci celého soukolí. Kontrola bude provedena na hřídeli kola 11, které zabírá jak s horním vloženým kolem (pozice 2), tak s nově přidaným kolem (pozice 12).



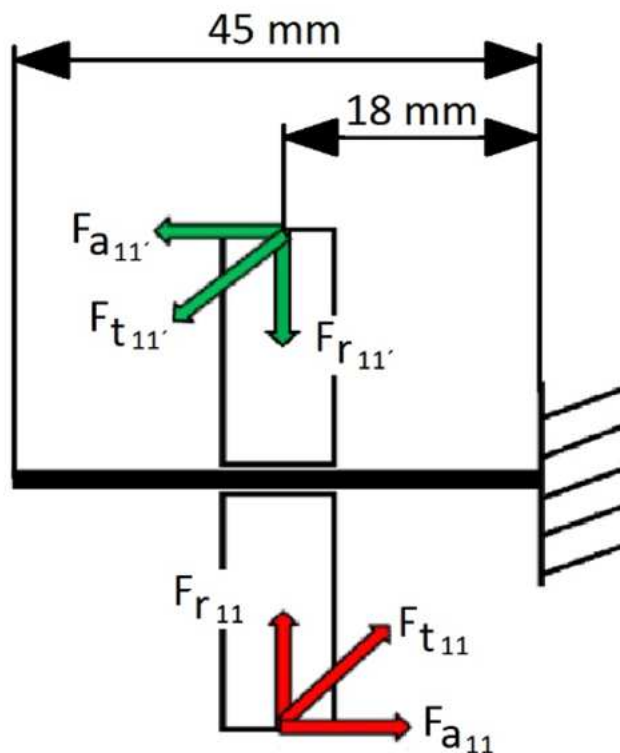
Obr. 42 Síly působící na ozubené kolo 11 z varianty B

Soukolí	2-11	11'-12
Radiální síla F_r [N]	389	381
Obvodová síla F_t [N]	1004	984
Normálová síla F_n [N]	1137	1114
Axiální síla F_a [N]	365	358

Tab. 39 Velikosti sil působících na kolo 11



V tabulce 39 jsou uvedeny velikosti sil, které působí na ozubené kolo 11. Hodnoty pro jednotlivé síly pochází z tabulek v podkapitole 5.2.1.

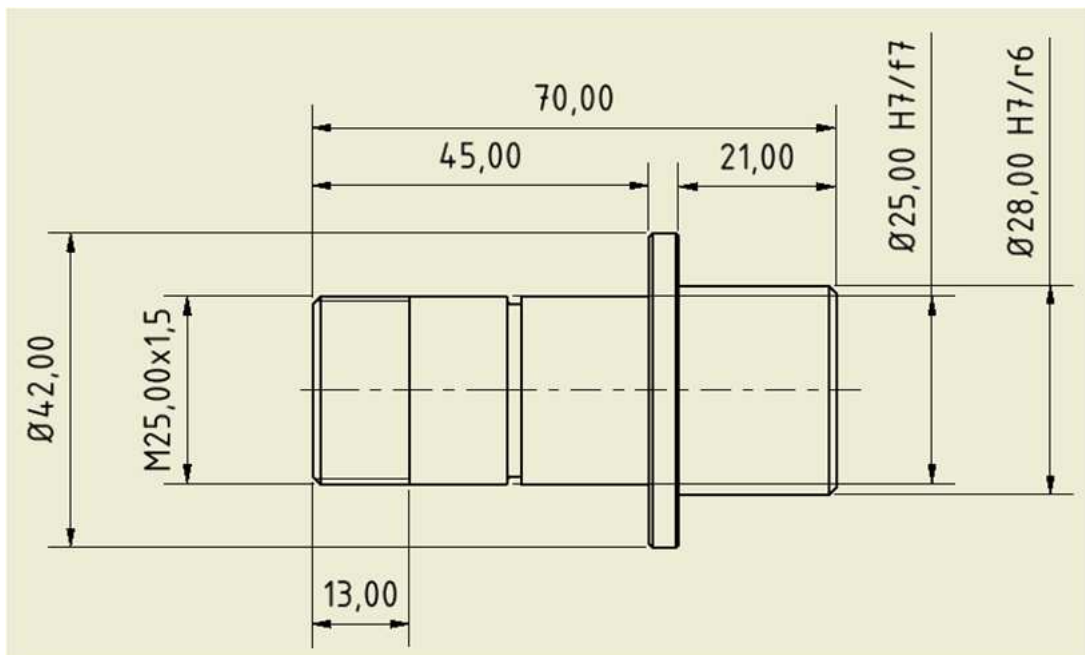


Obr. 43 Schéma zatížení kola 11 z varianty B

Na obrázku 43 lze vidět zjednodušené schéma působících sil na kolo 11. Také je z tohoto obrázku patrné, že hřídel, na kterém bude kolo uloženo s vůlí, bude pevně připojena ke klikové skříni. Na schématu je tedy tento hřídel znázorněn jako vetknutý nosník.



8.1 NÁVRH HŘÍDELE PRO KOLO 11



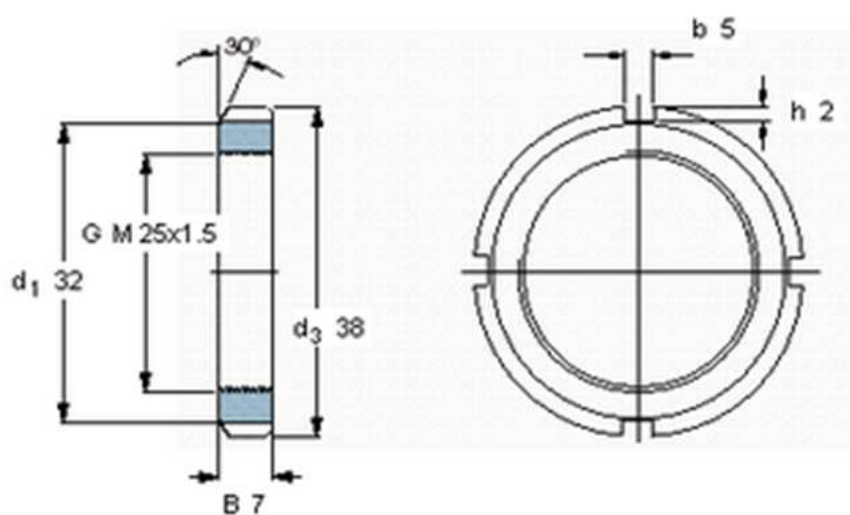
Obr. 44 Základní parametry hřídele

Na obrázku 43 jsou znázorněny základní parametry hřídele, na které bude uloženo ozubené kolo 11.

Pravá část hřídele o průměru 28 mm bude pevně uložena na bloku motoru, např. nalisováním. Dle [18] bylo zvoleno uložení s přesahem H7/r6. Toto uložení bývá užíváno pro nechybná a nerozebíratelná spojení součástí lisovaných za studena nebo za tepla. U těchto součástí není třeba zvláštní pojištění.

Na levé části hřídele pak bude uloženo ozubené kolo 11, které se bude na této hřídeli volně otáčet. Pro tento případ bude použito uložení s vůlí, dle [18] se jedná o uložení H7/f7, jelikož se jedná o jedno z nepoužívanějších uložení ve strojírenství. Na konec hřídele pak může být použita pojistná matice s podložkou (obr.45), která zabrání vysouvání ozubeného kola z hřídele.

Tato hřídel bude použita pro všechna nově vložená kola, tedy kolo 11, 12 i 13. Hřídel bude vyrobena z běžného konstrukčního materiálu obvyklých vlastností.



Obr. 45 Pojistná matice od firmy SKF [21]

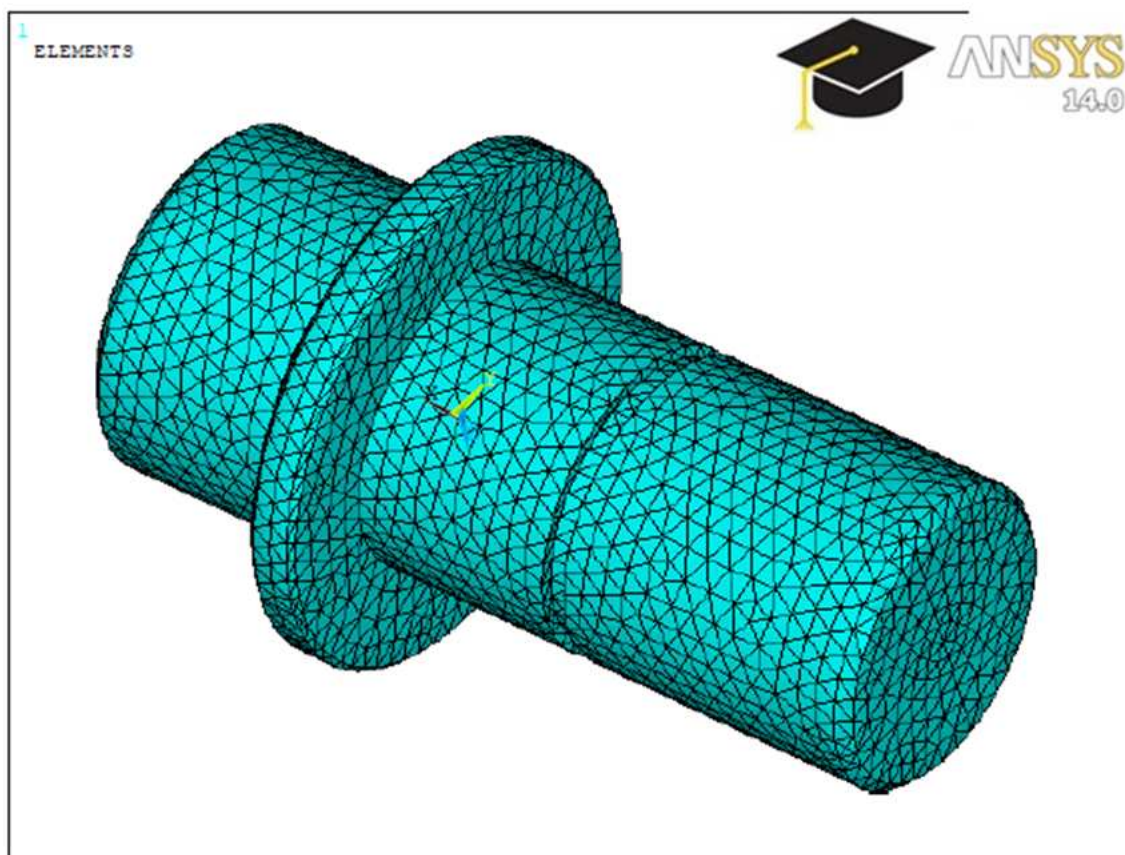


Obr. 46 Model uložení ozubeného kola na hřídeli s pojistnou maticí a podložkou



8.2 PŘÍPRAVA MODELU

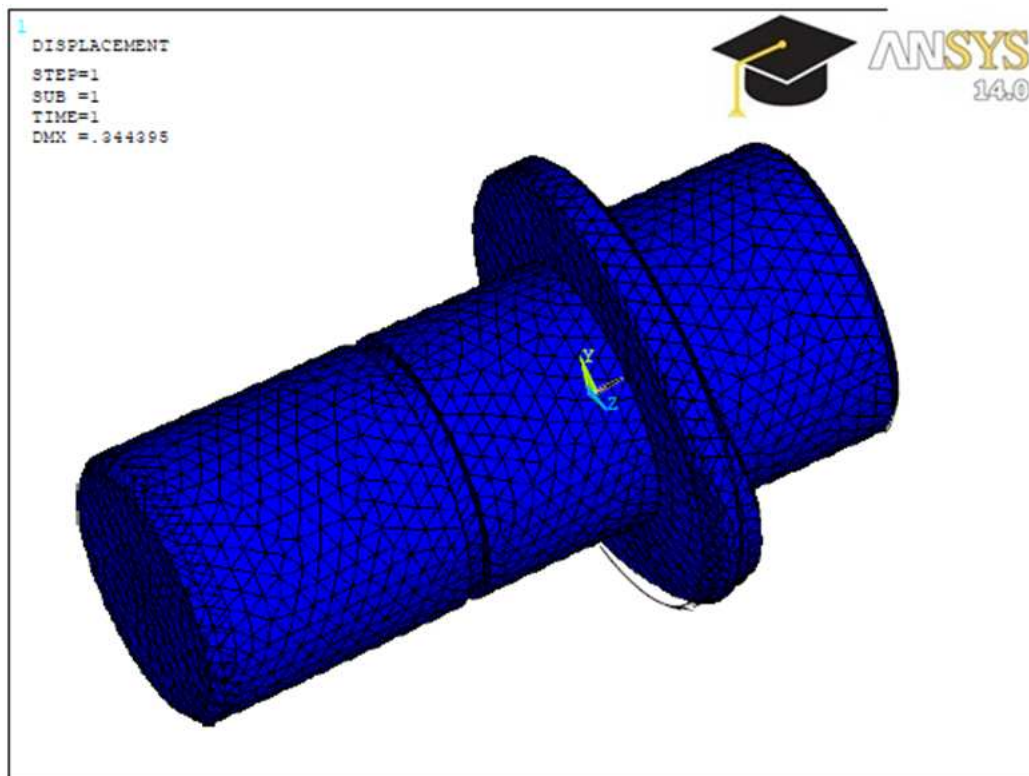
Pro tuto analýzu bude rovněž použit počítačový program ANSYS. Definice materiálu, tvorba modelu a volba prvku pro vytvoření sítě, jsou stejné, jako v případě disku ozubeného kola v kapitole 7.2.



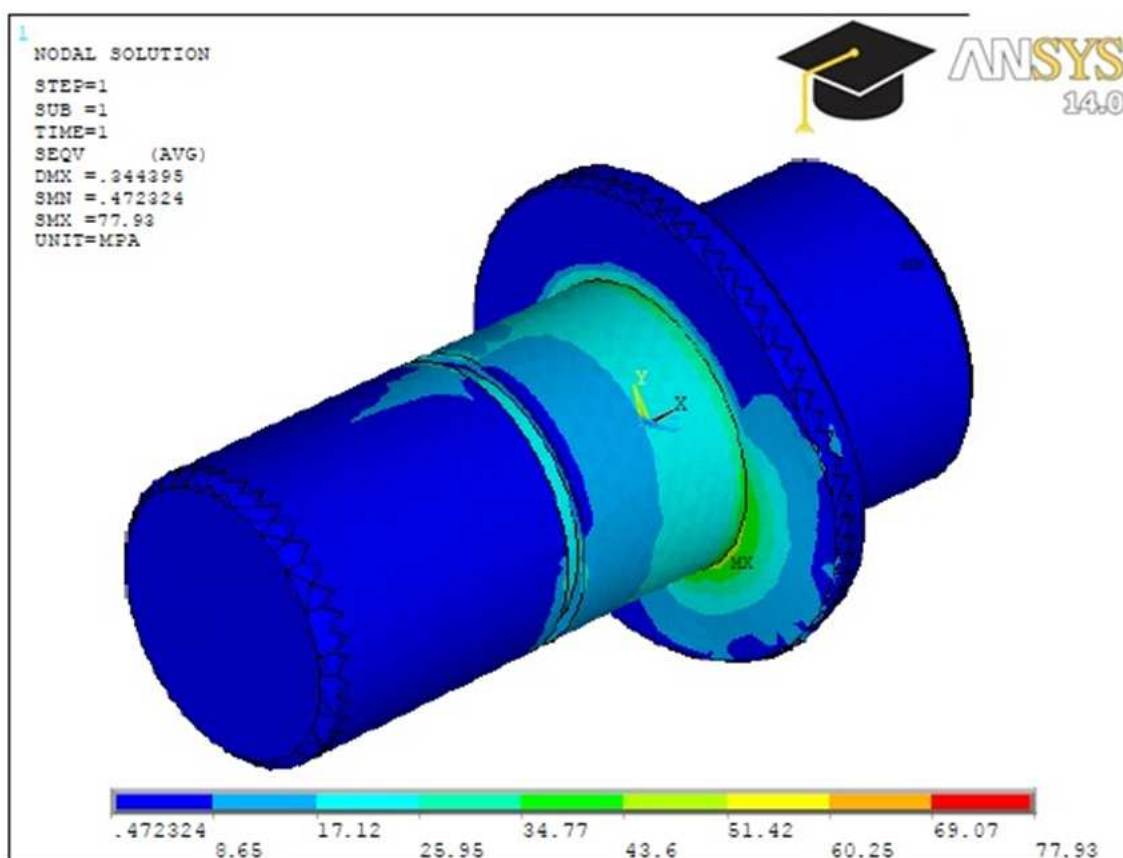
Obr. 47 Model hřídele opatřen sítí

8.3 ANALÝZA PŮSOBENÍ SIL NA HŘÍDEL

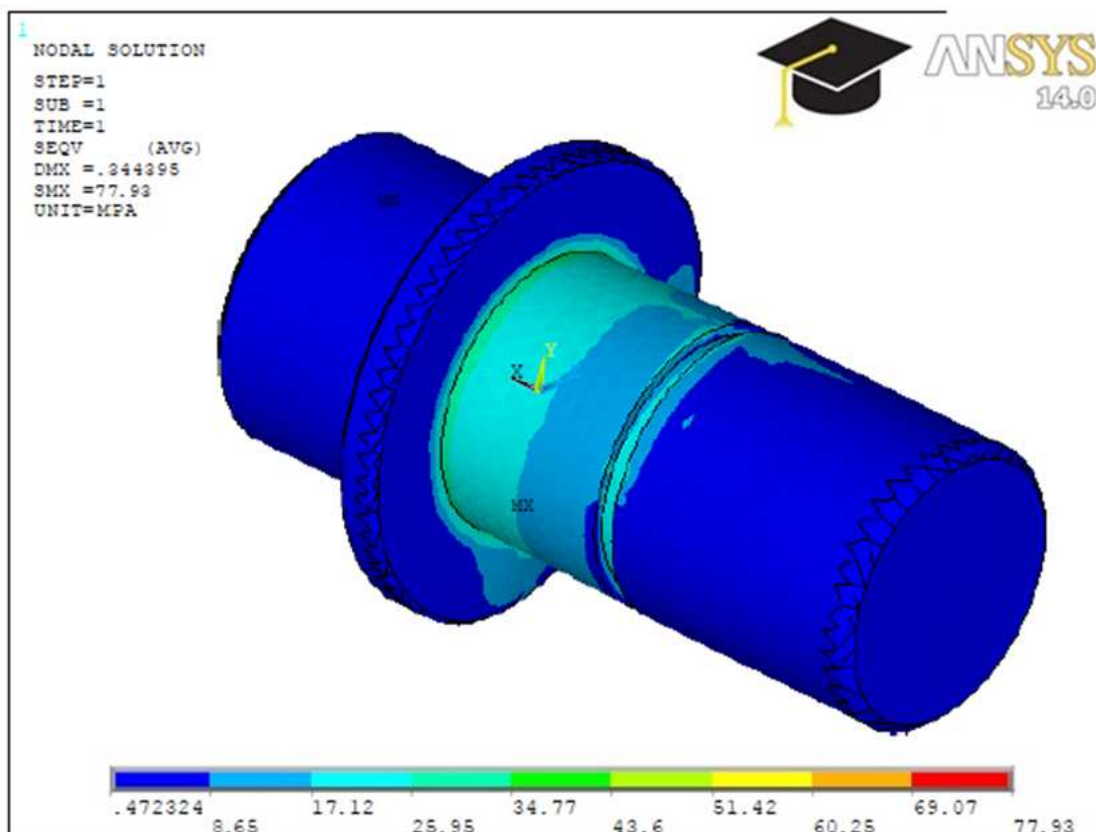
Model je připravený a tedy mohou být nastaveny síly, které jej budou zatěžovat. Velikost jednotlivých sil se zadává v nabídce `PREPROCESSOR – LOADS – APPLY – STRUCTURAL – FORCE/MOMENT`. Protože síly, které na hřídel působí, jsou pod různými úhly, musí se rovněž nastavovat pro každou síly vhodný souřadný systém. To se provede v nabídce `WORKPLANE – OFFSET WP`. Poté, co jsou všechny síly definovány, je možno spustit výpočet pomocí nabídky `SOLUTION – SOLVE – CURRENT LS` a následně zkontrolovat výsledky v nabídce `GENERAL POSTPROC – READ RESULTS – PLOT RESULTS`.



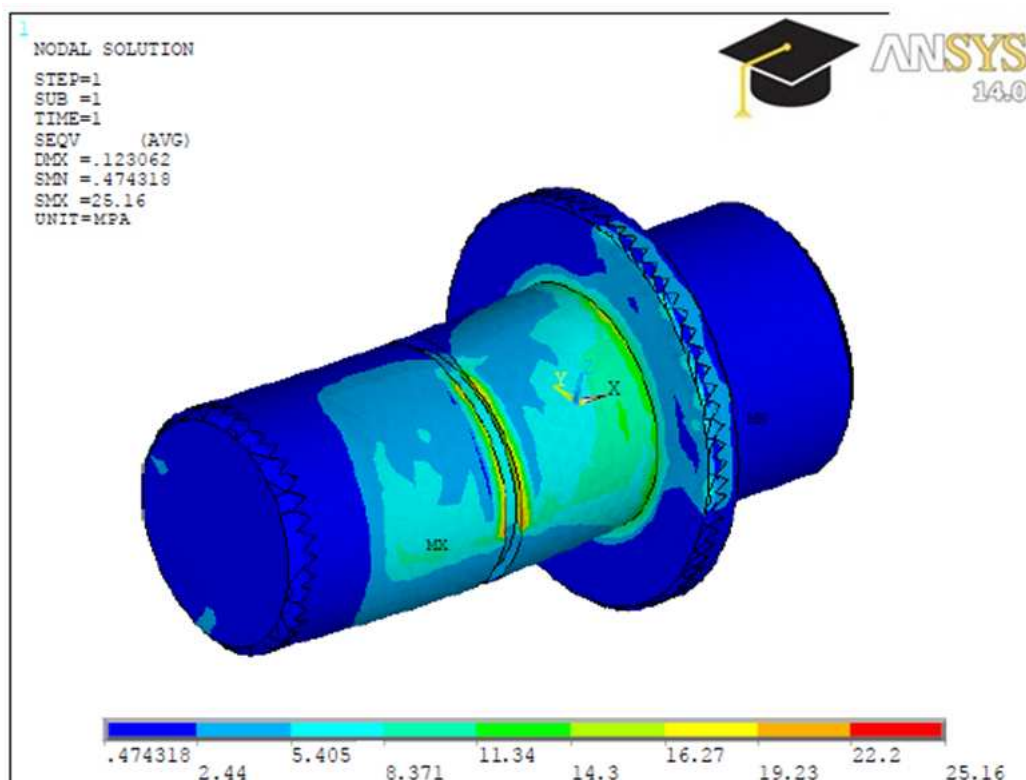
Obr. 48 Deformovaný tvar hřídele



Obr. 49 Konturové znázornění působících sil od kola 2 - ohyb



Obr. 50 Konturové znázornění působících sil od kola 12 - ohyb



Obr. 51 Konturové znázornění působících sil od kola 2 - otláčení



Z obrázků 48 a 49, které znázorňují průběh ohybových napětí, je patrné, že největší napětí je necelých 78 MPa. Dle [18] je maximální dovolené napětí pro běžnou konstrukční ocel $\sigma_{OD} = 80$ až 100 [MPa]. Nejvíce namáhanou částí hřídele je oblast u osazení. To je zapříčiněno radiálními silami, které způsobují největší ohyb právě v tomto místě. Lze si také povšimnout, že axiální síla způsobuje deformace ve spodní části největšího průměru hřídele (osazení). Právě tato část má za úkol axiální sílu zachytit.

Na obrázku 51 je vidět otláčení hřídele způsobené silami od horního vloženého kola. Maximální napětí je 25.16 [MPa]. Dle [18] je největší dovolené napětí pro běžnou konstrukční ocel $\sigma_{DD} = 65$ až 95 [MPa].

Lze tedy prohlásit, že navržená hřídel vyhovuje jak ohybovému, tak tlakovému namáhání.



ZÁVĚR

Vstřikovací čerpadlo paliva je jednou z nejdůležitějších součástí palivového systému a tudíž i celého motoru. Pro jeho správnou funkci musí být v první řadě zajištěn vhodný pohon. V motorech, které používají traktory Zetor, je k pohonu tohoto čerpadla použito čelní ozubené soukolí se šikmými zuby. Mezi hlavní výhody tohoto ozubení patří plynulost záběru a také poměrně vysoká účinnost. Naopak nevýhodou je nutnost zachycení axiální síly, vznikající při záběru.

První dvě kapitoly krátce nastiňují funkci vstřikovacího čerpadla a současné vstřikovací systémy, jež jsou použity u traktorových motorů zahraničních výrobců.

Tato diplomová práce řeší změnu převodového poměru mezi kolem na klikové hřídeli a kolem vstřikovacího čerpadla tak, aby se hřídel vstřikovacího čerpadla otáčel o polovinu otáček rychleji, než jsou otáčky klikové hřídele. Pro toto zadání byly vypracovány současně dvě konstrukční varianty. V první variantě jsou přidána do rozvodu dvě nová ozubená kola, která zachovávají současný smysl otáčení hřídele vstřikovacího čerpadla. Druhá varianta využívá jen jedno nově vložené kolo. Tuto variantu lze použít jen za předpokladu, že se hřídel vstřikovacího čerpadla bude moci otáčet opačným směrem, než je tomu nyní.

Pro vytvoření obou konstrukčních variant (kapitola 5) byl použit software Autodesk Inventor Professional 2012. Na základě zadaných vstupních hodnot byla vygenerována příslušná ozubená kola a všechny parametry, které jsou potřebné pro jejich výrobu a také pro pevnostní kontrolu (kapitola 6).

Dále byla zjišťována tuhost ozubení, jakož to důležitá vlastnost ovlivňující kontakt kol. Zvlášť byly počítány tuhosti ozubení a tuhosti disků kol. K určení tuhostí disků byl použit software ANSYS 14.0. Získané hodnoty mohou být dále použity například pro tvorbu dynamických modelů, které lépe přiblíží průběh a velikost silového zatížení kol během pracovního provozu rozvodu.

Poslední kapitola se zabývá návrhem a kontrolou uložení nově přidávaných ozubených kol. Pro pevnostní analýzu hřídele, která je stejná pro všechna nová kola, byl opět použit již výše zmíněný software ANSYS 14.0.

Lze prohlásit, že obě konstrukční varianty splnily požadovaný převodový poměr 1,5. U obou variant je výsledný převodový poměr 1,529.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MOTEJL, Vladimír. *Vstříkovací zařízení vznětových motorů*. Dotisk prvního vydání, České Budějovice, 2003. ISBN 80-7232-142-0.
- [2] RAUSCHER, J. *Spalovací motory*. [PDF dokument]. VUT Brno, FSI, UÁDI, 2005. Studijní opory.
- [3] RAUSCHER, J., VLK, F. *Příslušenství motorových vozidel*. [PDF dokument]. VUT Brno, FSI, UÁDI, 2004. Studijní opory.
- [4] POLÁČEK, Milan. *Přehled vstříkovacích systémů traktorových motorů*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, Brno, 2009. 34 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Radim Dundálek Ph.D.
- [5] <http://cs.wikipedia.org/wiki/Vznetovy_motor>
- [6] ZETOR TRACTORS a.s. – interní zdroj firmy
- [7] AGROTEC a.s. – interní zdroj firmy
- [8] <http://mechmes.websnadno.cz/dokumenty/pri-teob_205.01_palivova_soustavavznetovehomotoru_uvod.pdf>
- [9] <http://rb-kwin.bosch.com/cz/cs/powerconsumptionemissions/dieselsysteme/dieselsystem/passenger-car/technology/injection_systems/inlinefuelinjection_pump.html>
- [10] <<http://cz.motofocus.eu/novinky,6598,bosch-automobilu-se-vznetovym-motorem-je-75-let-fotografie.html>>
- [11] <http://www.ecddiesel.com/index.php?main_page=product_info&products_id=1217>
- [12] <<http://www.bosch.cz/content/language1/html/2948.htm>>
- [13] <<http://www.autoservismagazin.cz/novinky/jubilejni-petimilionte-cerpadlo-bosch-rady-cp4>>
- [14] <http://www.alibaba.com/product-gs/463649814/Motorpal_Type_Tractor_Engine_Fuel_Feed.html>
- [15] <http://www.fendt.com/int/tractors_fendt900vario_technology_engine.asp>
- [16] <http://www.mjauto.cz/newdocs/ferenc/fer_mo11/obrazy11.htm>
- [17] <<http://www.zetor.cz/motor-z-1605>>
- [18] LEINVEBER, J.; ŘASA, J.; VÁVRA P.; *Strojnické tabulky; třetí, doplněné vydání; Praha 1999; SCIENTIA, spol. s.r.o, pedagogické nakladatelství; ISBN 80-7183-164-6*



[19] ŠALAMOUN, Č; SUCHÝ, M., *Čelní a šroubová soukolí : s evolventním ozubením*. první. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. 468 s. ISBN 80-03-00532-9.

[20] BARVÍK, R. *Řešení pohonu vačkového hřídele pomocí ozubených kol*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 75 s. Vedoucí diplomové práce doc.Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

[21]<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/productTableViewer.jsp?presentationType=3&lang=cs&tableName=1_16_3>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

SYMBOL	VÝZNAM	JEDNOTKA
a	Teoretická vzálenost os	[mm]
a*	Výška hlavy zubu	[mm]
a ₂₄	Osová vzdálenost kol 2 a 4	[mm]
a _c	Výška hlavy zubu nad tětivou	[mm]
a _w	Skutečná vzálenost os	[mm]
b	Šířka ozubeného kola	[mm]
b _r	Šířkový poměr	[-]
b _w	Výpočtová šířka ozubeného kola	[mm]
c	Celková tuhost	[mm]
c*	Hlavová vůle	[mm]
c'	Měrná záběrová tuhost	[Nmm ⁻¹ μm ⁻¹]
c' ₁₁₋₁₂	Měrná tuhost zubů soukolí 11-12	[Nmm ⁻¹ μm ⁻¹]
c' ₁₂₋₄	Měrná tuhost zubů soukolí 12-4	[Nmm ⁻¹ μm ⁻¹]
c' ₁₃₋₄	Měrná tuhost zubů soukolí 13-4	[Nmm ⁻¹ μm ⁻¹]
c' ₂₋₁₁	Měrná tuhost zubů soukolí 2-11	[Nmm ⁻¹ μm ⁻¹]
c' ₂₋₁₃	Měrná tuhost zubů soukolí 2-13	[Nmm ⁻¹ μm ⁻¹]
c _γ	Záběrová tuhost ozubení	[Nmm ⁻¹ μm ⁻¹]
c _{γ11-12}	Záběrová tuhost ozubení soukolí 11-12	[Nmm ⁻¹ μm ⁻¹]
c _{γ12-4}	Záběrová tuhost ozubení soukolí 12-4	[Nmm ⁻¹ μm ⁻¹]
c _{γ13-4}	Záběrová tuhost ozubení soukolí 13-4	[Nmm ⁻¹ μm ⁻¹]
c _{γ2-11}	Záběrová tuhost ozubení soukolí 2-11	[Nmm ⁻¹ μm ⁻¹]
c _{γ2-13}	Záběrová tuhost ozubení soukolí 2-13	[Nmm ⁻¹ μm ⁻¹]
d	Průměr roztečné kružnice	[mm]
d _a	Průměr hlavové kružnice	[mm]
d _{an}	Virtuální hlavový průměr	[mm]
d _b	Průměr základní kružnice	[mm]
d _{bn}	Virtuální průměr základní kružnice	[mm]
d _f	Průměr patní kružnice	[mm]



d_M	Průměr válečku	[mm]
d_n	Virtuální roztečný průměr	[mm]
d_w	Průměr valivé kružnice	[mm]
E	Modul pružnosti v tahu	[MPa]
F_a	Axiální síla	[N]
F_n	Normálová síla	[N]
f_{pb}	Mezní úchylka základní rozteče	[mm]
f_{pt}	Mezní úchylka čelní rozteče	[mm]
F_r	Radiální síla	[N]
F_t	Obvodová síla	[N]
F_{tmax}	Jednorázové maximální zatížení zubu	[N]
f_x	Mezní úchylka rovnoběžnosti os ve směru osy x	[mm]
f_y	Mezní úchylka rovnoběžnosti os ve směru osy y	[mm]
F_β	Mezní úchylka sklonu zubu	[mm]
F_γ	Mezní obvodové házení ozubení	[mm]
G	Modul pružnosti ve smyku	[MPa]
i	Převodový poměr	[-]
I	Moment setrvačnosti	[kg.mm ²]
i_c	Požadovaný převodový poměr	[-]
i_{in}	Požadovaný převodový poměr	[-]
J_p	Polární kvadratický moment setrvačnosti	[m ⁴]
k	Tuhost	[Nmm ⁻¹]
K_A	Součinitel vnějších dynamických sil	[-]
K_{AS}	Součinitel jednorázového přetížení	[-]
k_c	Celková tuhost	[Nmm ⁻¹]
k_D	Tuhost disků kol	[Nmm ⁻¹]
K_F	Provozní součinitel	[-]
K_H	Součinitel přídavných zatížení	[-]
K_{Hv}	Součinitel vnitřních dynamických sil	[-]
$K_{H\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů na dotyk	[-]
K_P	Pomocný součinitel	[-]



K_Q	Pomocný součinitel	[-]
k_t	Průměrná tuhost	[Nmm ⁻¹]
k_z	Tuhost záběrová	[Nmm ⁻¹]
l	Šířka	[mm]
M	Rozměr přes válečky	[mm]
m_n	Normálový modul	[mm]
m_t	Čelní modul	[mm]
M_x	Reakční moment k ose x	[Nm]
n	Otáčky ozubeného kola	[min ⁻¹]
n_2	Otáčky horního vloženého kola	[min ⁻¹]
n_E	Rezonanční otáčky	[min ⁻¹]
N_{Flim}	Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	[-]
N_{Hlim}	Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	[-]
P	Výkon	[kW]
p_n	Normálová rozteč	[mm]
p_t	Čelní rozteč	[mm]
p_{tb}	Základní kružnice	[mm]
q_F	Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb	[-]
q_H	Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk	[-]
r_f^*	Zaoblení paty	[mm]
s_{10}	Horizontální vzálenost středu kola 10 od středu kola 1	[mm]
s_{11}	Horizontální vzálenost středu kola 11 od středu kola 1	[mm]
s_{12}	Horizontální vzálenost středu kola 12 od středu kola 1	[mm]
s_{13}	Horizontální vzálenost středu kola 13 od středu kola 1	[mm]
s_2	Horizontální vzálenost středu kola 2 od středu kola 1	[mm]
s_3	Horizontální vzálenost středu kola 3 od středu kola 1	[mm]
s_4	Horizontální vzálenost středu kola 4 od středu kola 1	[mm]
s_5	Horizontální vzálenost středu kola 5 od středu kola 1	[mm]
s_6	Horizontální vzálenost středu kola 6 od středu kola 1	[mm]
s_7	Horizontální vzálenost středu kola 7 od středu kola 1	[mm]
s_8	Horizontální vzálenost středu kola 8 od středu kola 1	[mm]



s_9	Horizontální vzálenost středu kola 9 od středu kola 1	[mm]
s_a	Jednotková šířka hlavy zubu	[mm]
S_{FS}	Statická bezpečnost v ohybu	[-]
S_H	Bezpečnost proti tvorbě pittingů	[-]
S_{Hst}	Statická bezpečnost v dotyku	[-]
s_t	Tloušťka zubu	[mm]
S_U	Mez pevnosti v tahu	[MPa]
S_Y	Mez kluzu v tahu	[MPa]
T	Svěrný moment	[Nm]
t_c	Tloušťka zubu na těživě	[mm]
v	Obvodová rychlost	[m.s ⁻¹]
v_{10}	Vertikální vzálenost středu kola 10 od středu kola 1	[mm]
v_{11}	Vertikální vzálenost středu kola 11 od středu kola 1	[mm]
v_{12}	Vertikální vzálenost středu kola 12 od středu kola 1	[mm]
v_{13}	Vertikální vzálenost středu kola 13 od středu kola 1	[mm]
v_2	Vertikální vzálenost středu kola 2 od středu kola 1	[mm]
v_3	Vertikální vzálenost středu kola 3 od středu kola 1	[mm]
v_4	Vertikální vzálenost středu kola 4 od středu kola 1	[mm]
v_5	Vertikální vzálenost středu kola 5 od středu kola 1	[mm]
v_6	Vertikální vzálenost středu kola 6 od středu kola 1	[mm]
v_7	Vertikální vzálenost středu kola 7 od středu kola 1	[mm]
v_8	Vertikální vzálenost středu kola 8 od středu kola 1	[mm]
v_9	Vertikální vzálenost středu kola 9 od středu kola 1	[mm]
W	Rozměr přes zuby	[mm]
x	Jednotkové posunutí	[mm]
x_{11}	Jednotkové posunutí kola 11	[mm]
x_{12}	Jednotkové posunutí kola 12	[mm]
x_{13}	Jednotkové posunutí kola 13	[mm]
x_2	Jednotkové posunutí kola 2	[mm]
x_4	Jednotkové posunutí kola 4	[mm]
x_d	Jednotkové posunutí s dovoleným podříznutím	[mm]



x_p	Jednotková korekce bez podříznutí	[mm]
x_z	Jednotková korekce bez zúžení	[mm]
Y_A	Součinitel střídavého zatížení	[-]
Y_{Fs}	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	[-]
Y_N	Součinitel životnosti	[-]
Y_R	Součinitel drsnosti povrchu	[-]
Y_{Sag}	Součinitel přidavného vrubu v patě zubu	[-]
Y_T	Součinitel technologické výroby	[-]
Y_X	Součinitel velikosti pro ohyb	[-]
Y_β	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	[-]
Y_ε	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	[-]
Y_ρ	Součinitel vrubové citlivosti	[-]
z	Počet zubů kola	[-]
z_2	Počet zubů kola 2	[-]
Z_B	Součinitel jednopárového záběru	[-]
Z_E	Součinitel mechanických vlastností materiálu	[-]
Z_E	Součinitel součtové délky dotkových křivek boků zubů	[-]
Z_H	Součinitel tvaru zubů	[-]
Z_L	Součinitel maziva	[-]
Z_N	Součinitel životnosti	[-]
z_{n11}	Počet zubů virtuálního kola 11	[-]
z_{n12}	Počet zubů virtuálního kola 12	[-]
z_{n13}	Počet zubů virtuálního kola 13	[-]
z_{n2}	Počet zubů virtuálního kola 2	[-]
z_{n4}	Počet zubů virtuálního kola 4	[-]
Z_R	Součinitel výchozí drsnosti zubů	[-]
z_v	Náhradní počet zubů	[-]
Z_v	Součinitel obvodové rychlosti	[-]
z_v	Náhradní počet zubů	[-]
Z_W	Součinitel párování materiálu	[-]
Z_X	Součinitel velikosti	[-]



Z_{β}	Součinitel sklonu zubu	[-]
Z_{ε}	Součinitel délky dotyku	[-]
α	Úhel záběru	[°]
α_a	Hlavový úhel profilu	[°]
α_t	Čelní úhel záběru	[°]
α_{tw}	Provozní úhel záběru	[°]
β	Úhel sklonu zubů	[°]
ε	Součinitel trvání záběru	[-]
ε_{11-12}	Součinitel trvání záběru soukolí 11-12	[-]
ε_{12-4}	Součinitel trvání záběru soukolí 12-4	[-]
ε_{13-4}	Součinitel trvání záběru soukolí 13-4	[-]
ε_{2-11}	Součinitel trvání záběru soukolí 2-11	[-]
ε_{2-13}	Součinitel trvání záběru soukolí 2-13	[-]
ε_{α}	Součinitel záběru profilu	[-]
ε_{β}	Součinitel záběru kroku	[-]
η	Účinnost	[-]
μ	Poissonova konstanta	[-]
π	Matematická konstanta	[-]
σ_{OD}	Maximální dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_{DD}	Maximální dovolené napětí v tlaku	[MPa]
σ_F	Ohybové napětí	[MPa]
$\sigma_{F \max}$	Maximální místní ohybové napětí v patě zubu	[MPa]
σ_{Flim}	Mez únavy v ohybu	[MPa]
σ_H	Výpočtové napětí v dotyku	[MPa]
σ_{H0}	Napětí v dotyku při ideálním zatížení zubů	[MPa]
σ_{Hlim}	Mez únavy v dotyku	[MPa]
σ_{Hmax}	Největší napětí v dotyku	[MPa]
σ_{HPmax}	Maximální přípustné napětí v dotyku	[MPa]
σ_{ST}	Statická pevnost v ohybu při max. zatížení	[MPa]
φ	Jednotkové natočení (deformace)	[rad]



SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

Výkres součásti:	Ozubené kolo 4	04-DP-04	Ks 1
Výkres součásti:	Ozubené kolo 11	04-DP-11	Ks 1
Výkres součásti:	Ozubené kolo 12	04-DP-12	Ks 1