

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: B2301 Strojní inženýrství

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

Akademický rok 2011/2012

Radovan KUCHAR

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství  
Studijní zaměření: Dopravní a manipulační technika

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

Pohon a podvozek modelu tanku.

Autor: **Radovan KUCHAR**  
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Ladislav NĚMEC, CSc.**

Akademický rok 2011/2012

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: Radovan KUCHAR  
Osobní číslo: S11B0199K  
Studijní program: B2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: Dopravní a manipulační technika  
Název tématu: Pohon a podvozek modelu tanku  
Zadávací katedra: Katedra konstruování strojů

### Z á s a d y   p r o   v y p r a c o v á n í :

#### Základní požadavky:

Pro daný model tanku v měřítku 1:5 navrhnete koncepci pohonu a podvozku tanku a provedte konstrukční řešení příslušných komponent (spojka, převodovka, řízení, atd.) Navrhnete ovládání modelu tanku. Vypracujte 3D modely a potřebnou výkresovou a výpočtovou dokumentaci.

#### Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

#### Osnova bakalářské práce:

1. Návrh koncepce pohonu a podvozku
2. Konstrukční řešení komponent
3. Řešení ovládání tanku
4. Výpočtová a výkresová dokumentace
5. Zhodnocení dosažených cílů, závěr

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Rozsah pracovní zprávy: **30-40 stran A4**  
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**  
Seznam odborné literatury:

**ŽELTOV, I., PAVLOV, M., SOLJANKIN, A.** *T34 neizvestnij.* Moskva: Izdatělskij centr Eksprint, 2001

**HOSNEHL, S., KRÁTKÝ, J.** *Příručka strojího inženýra 1.* Praha: Computer-Press, 1999

**HOSNEHL, S., KRÁTKÝ, J.** *Příručka strojího inženýra 2.* Praha: Computer-Press, 2000

**ARCHIPOVA, M. A.** *Broněvotankovaja technika CCCP vtorovoj mirovoj vojny.* Minsk: Charvest, 2004

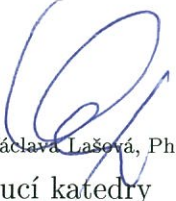
*Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.*

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**  
Katedra konstruování strojů  
Konzultant bakalářské práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**  
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **19. září 2011**  
Termín odevzdání bakalářské práce: **25. května 2012**



  
Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.  
děkan

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

V Plzni dne 19. září 2011

## 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: .....

26. 6. 2012

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Ladislav', written over a horizontal dotted line.

podpis autora

## ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ (BAKALÁŘSKÉ) PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Kuchař	Jméno Radovan	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	23-35-8 „Dopravní a manipulační technika“		
<b>VEDOUcí PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Němec, CSc.	Jméno Ladislav	
<b>PRACOVISTĚ</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	Nehodící se škrtněte
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Pohon a podvozek modelu tanku.		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2011
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	52	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	38	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	14
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b>  <b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	<p>Bakalářská práce obsahuje návrh koncepce pohonu a podvozku tanku a konstrukční řešení příslušných komponent (spojka, převodovka, řízení). Návrh řízení modelu tanku a vypracované 3D modely s potřebnou výpočtovou a výkresovou dokumentací.</p>
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>  <b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b>	<p>Převodovka, hřídel, model, tank, řízení.</p>

## SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Kuchař	Name Radovan
<b>FIELD OF STUDY</b>	23-35-8 "Transport and handling machinery"	
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Němec, CSc.	Name Ladislav
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS	
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Structural design of propulsion and directional control system of tank model.	

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2011
----------------	---------------------------	-------------------	-------------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	52	<b>TEXT PART</b>	38	<b>GRAPHICAL PART</b>	14
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	Bachelor of work includes design concepts and drive the tank and the chassis design of the components (clutch, gearbox, steering). Design of the tank and the model developed 3D computational models with the necessary documentation and drawings.
<b>KEY WORDS</b>	transmission, shaft, model, tank, control.

OSNOVA .....	1
1 ZHODNOCENÍ STÁVAJÍCÍHO STAVU TECHNIKY A STANOVENÍ CÍLŮ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE. ....	1
2 NÁVRH KONCEPCE POHONU A PODVOZKU MODELU TANKU. ....	1
3 KONSTRUKČNÍ ZPRACOVÁNÍ PŘÍSLUŠNÝCH KOMPONENT (SPOJKA, PŘEVODOVKA, ŘÍZENÍ ATD.. ....	1
4 ZHODNOCENÍ TECHNICKÝCH VLASTNOSTÍ, ZÁVĚR. ....	1
1 ZHODNOCENÍ STÁVAJÍCÍHO STAVU TECHNIKY A STANOVENÍ CÍLŮ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE. ....	1
2 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ POHONU A PODVOZKU MODELU TANKU. ....	2
2.1 POHONNÝ AGREGÁT. ....	2
2.2 PŘEVODOVÉ SMĚROVÉ ÚSTROJÍ. ....	2
2.3 PODVOZEK MODELU TANKU. ....	3
2.3.1 KORBA. ....	3
2.3.2 POJEZD. ....	3
2.3.2.1 NAPÍNACÍ KOLO. ....	4
2.3.2.2 POJEZDOVÉ KOLO. ....	4
2.3.2.3 HNACÍ KOLO. ....	4
2.3.2.4 POJEZDOVÝ PÁS. ....	4
3 KONSTRUKČNÍ ZPRACOVÁNÍ. ....	5
3.1 SEKVENČNÍ PŘEVODOVKA. ....	5
3.2 ROZDĚLENÍ TOČIVÉHO MOMENTU PRO LEVÝ A PRAVÝ POJEZD. ....	5
3.3 BLOK PRO OVLÁDÁNÍ JÍZDY MODELU VPRAVO, VLEVO A ZASTAVENÍ. ....	5
3.4 SKŘÍŇ PŘEVODOVÉHO A SMĚROVÉHO ÚSTROJÍ. ....	6
3.5 VÝPOČTOVÁ DOKUMENTACE. ....	7
4 SHODNOCENÍ TECHNICKÝCH VLASTNOSTÍ, ZÁVĚR. ....	37

## Vevázané přílohy:

### Příloha č.1

**CAD modely podvozku, převodového směrového ústrojí a jeho umístění v modelu tanku.**

## Nevázané přílohy:

2011-PSU-001-1

2011-PSU-002-1

2011-PSU-003-1



## Osnova

- 1 *Zhodnocení stávajícího stavu techniky a stanovení cílů bakalářské práce.*
- 2 *Návrh koncepce pohonu a podvozku modelu tanku.*
- 3 *Konstrukční zpracování příslušných komponent (spojka, převodovka, řízení atd..)*
- 4 *Zhodnocení technických vlastností, závěr.*

## 1 Zhodnocení stávajícího stavu techniky a stanovení cílů bakalářské práce.

Model tanku je maketou skutečného tanku T-34 proslaveného v druhé světové válce v měřítku 1:5. Je to svařenec ocelových dílů, převážně z plechu tloušťky 2 mm. Dále je použito tvrdé pryže na pojezdových kolech. Pryže je taktéž užito na normalizovaných součástech, jako jsou různé těsnící kroužky, hřídelové těsnící kroužky a vnitřní utěsnění valivých ložisek. Hmotnost celého tanku bude přibližně 272 kg a z toho hmotnost modelu je 204 kg, hmotnost spalovacího motoru je 15 kg i s rozběhovou odstředivou spojkou a hmotnost převodového a směrového ústrojí je 63 kg. Do hmotnosti není započítána hmotnost akumulátoru nutného k napájení spalovacího motoru a elektrických motorů zabezpečující rotační pohyb věže tanku a náměru kanonu.

Pro pohon tanku je pořízen spalovací motor Honda GX 160. Jde o horizontální čtyřtaktní jednoválec OHV o objemu 163 cm<sup>3</sup> s výkonem 3,6 kW a kroutícím momentem 10,3 N.m při 2500 ot/min. Tento motor vyhovuje svou velikostí, konstrukčním řešením, výkonem a vybavením jako je elektrický spouštěč, převodovka s převodem  $i=2$  a odstředivou rozběhovou spojkou.

Ovládání všech zvolených funkcí bude zajišťovat modelářská deseti-kanálová radiová souprava. Pro zajištění směrového pohybu tanku je nutné ovládání otáček spalovacího motoru, jeho start i vypnutí, dále zajistit změnu kroutícího momentu, zatáčení tanku brzděním jednotlivých pásů, ale i současného zastavení modelu nejen na rovině, ale i šikmém terénu. Dále otáčení věže, náměr kanonu a ovládání zařízení pro simulaci střelby kanonu a palubních kulometů jako u skutečného tanku.

Pro změnu točivého momentu jsem využil sekvenčního řazení rychlostních stupňů z motocyklu Simson S51 a to včetně hnací a hnané hřídele s ozubenými koly z důvodu jednoduššího ovládání servy rádiové soupravy.

Cílem této práce je navrhnout pohon, podvozek a zkonstruovat převodové a směrové ústrojí pro zabezpečení pohybu tanku a jeho řízení.

## 2 Koncepční řešení pohonu a podvozku modelu tanku.

### 2.1 Pohonný agregát.

Ideálním motorem pro model by byl malý diesellový agregát, který by splňoval rozměrové, výkonové a zvukové vlastnosti motoru pro zajištění maketovosti modelu. Při průzkumu českého trhu jsem nenašel žádný agregát, který by splnil tyto podmínky, a proto jsem se zaměřil na motory čtyřtaktní, protože největšího kroutícího momentu dosahují při nižších otáčkách oproti motorům dvoutaktním, dále pak za chodu motoru nejsou vyvolávány tak vysoké vibrace a i zvuk motoru je klidnější. Český trh nabízí velkou

škálu takových motorů. Pro pohon modelu jsem vybral motor Honda GX 160. Jde o čtyřtákní jednoválec OHV o objemu 163 cm<sup>3</sup> s šikmo uložený válcem a výkonem 3,6 kW a točivým momentem 10,3 N.m při 2500 ot/min s tranzistorovým zapalováním. Tento motor vyhovuje svou velikostí, konstrukčním řešením, výkonem a vybavením jako je elektrický spouštěč, ruční startování, převodovka s převodem  $i=2$  a odstředivou rozběhovou spojkou. Převodovka s rozběhovou spojkou usnadňuje zapojení dalšího technického systému do pohonu modelu. Elektrický spouštěč motoru je vhodný proto, že při startování motoru nebude nutná demontáž tankové věže, kvůli přístupu k ručnímu startéru. Spuštění motoru je zajištěno elektrickou spínací skříňkou na klíček, který bude ovládán servem rádiové soupravy. Provedení spínací skříňky vyhovuje pro spuštění motoru pomocí serva dálkového ovládání.

## 2.2 Převodové směrové ústrojí.

Toto zařízení se skládá z převodovky, která zajišťuje využití momentové charakteristiky motoru s řízením jízdy modelu vpřed i vzad a směrového ústrojí zabezpečující zatáčení modelu. Převodovka je čtyřstupňová se sekvenčním řazením z motocyklu Simson S 51. Aby byla zajištěná změna směru jízdy vpřed i vzad, jsem upravil druhý rychlostní stupeň a to tak, že na hnanou hřídel jsem použil ozubené kolo s menším počtem zubů s vloženým třetím ozubeným kolem zajišťující změnu smyslu otáčení hnané hřídele a tím i změnu jízdy vzad.

Pro navržení směrového ústrojí musíme znát způsob řízení tanku, jeho zatáčení, a to buď zpomalením vnitřního pásu nebo jeho úplným zastavením, tzn., že pohon jednotlivých pásů musí rozdělen pro jejich samostatné ovládání. Po studiu různých konstrukčních řešení, nejlépe vyhovuje princip řízení jako na skutečném tanku. Ten spočívá v tom, že mezi hřídelem z rozvodovky a hřídelem, na kterém je uložena rozeta pohánějícím pás je vložena mechanická třecí spojka a pásová brzda. Rozpojením spojky a použitím pásové brzdy dojde ke zpomalení nebo úplnému zastavení zvoleného pásu. Tento princip slouží i k celkovému zastavení tanku v jeho přímém pohybu, ale u obou pojezdových pásů současně. Nejjednodušší bylo si zjistit, zda na trhu nejsou tato technická řešení nebo jim podobná. Protože vlastním spoustu náhradních dílů z různých motocyklů, bylo možné využít třecí spojky s motocyklu Jawa 21 nebo Simson S51. Problémem, ale bylo, že tato spojka byla navržena svou funkcí pro olejovou lázeň a to nevyhovovalo pro toto řešení, protože to velmi komplikovalo uložení ovládání této spojky v budoucí skříni ústrojí. Brzdění pásu šlo zabezpečit bubnovými brzdami rovněž z již zmíněných motocyklů. Nevýhodou obou systémů je také jejich velikost a další prostor jejich umístění do celkového řetězce. Jako způsob náhrady těchto dvou technických systémů se mně jeví planetová převodovka svým principem. Funkce mého využití planetové převodovky se liší od jejího principu, a to změny točivého momentu. Moje využití spočívá v tom, že zastavením korunkového kola bude zajištěn přenos točivého momentu na pojezd a následně jeho uvolněním a zastavením výstupní hřídele dojde k zastavení pásu pojezdu a tím také k otáčení tanku kolem svislé osy. Tento systém bude zabezpečovat jednotlivé funkce třecí spojky a brzdy skutečného technického systému tanku. Aby byla dodržena navržená funkce, je nutné zabezpečit, aby jednotlivé části planetové převodovky bylo možné ovládat. K tomu jsem navrhl mechanické nebo hydraulické kotoučové cyklistické brzdy. Uložení brzdových kotoučů a třmenů je snadné a také i jejich ovládání. Jejich velikost je také vyhovující. Brzdy budou ovládány výkonnými modelářskými servy.

Přenos točivého momentu mezi pohonným agregátem, PSÚ a podvozkem modelu bude řetězovými převody pro svou jednoduchost, efektivitu a nižšími nároky na přesnost umístění řetězových kol.

## 2.3 Podvozek modelu tanku.

Podvozek modelu je sestavou dvou hlavních komponent a to :

- Korba
- Pojezd

### 2.3.1 Korba.

Korba je svařenec ocelových plátů tloušťky 2 mm dávající vlastní konečný tvar. Díly jsou vyrobeny technologií dělení materiálu vodním paprskem. Tato technologie zajišťuje vysokou rozměrovou přesnost jednotlivých dílů sestavy, tak i celého svařence. Díly budou spojeny přerušovanými svary, aby nedošlo k deformaci rovinosti jednotlivých dílů a tím celého svařence. Utěsnění zajistí tmel na bázi silikonu.

### 2.3.2 Pojezd.

Pojezd se skládá z napínacího kola, pěti pojezdových kol, hnacího kola a pojezdového pásu, který skládá z pásových článků a čepů zajišťující obvodovou soudržnost samotného spojení článků pojezdového pásu. Tato sestava je na pravé i levé straně zrcadlově stejná.

#### 2.3.2.1 Napínací kolo.

Napínací kolo a jeho mechanismus slouží pro napnutí pásu, aby nedocházelo přeskočení zubů článku pásu na hnacím kole. Je uloženo na ose, která je připevněná na napínacím rameni. Rameno je zajištěno proti pootočení na poloose čtyřhraným uložením v domečku umístěném na podlaze korby v její přední části. Radiální pohyb sestavy a tím i napínání pásu poskytuje šnekový převod. Pohyb šneku v jeho axiální ose s pevným uložením v domečku, otáčí polosou v pravém i levém smyslu a tím dochází k napnutí nebo uvolnění pásu. Samotné kolo je půlené a uloženo valivě na jeho ose.

#### 2.3.2.2 Pojezdové kolo.

Pojezdová kola slouží pro přenos pohybu po pásu, přenos hmotnosti na pás a její rozložení na povrch země a jsou odpružena vinutými pružinami uchycenými na kyvných ramenech a pro ně uzpůsobených šachtách na bočnicích uvnitř korby. Kolo je sestavené ze dvou identických polovin. Originál poloviny kola tvoří odlitek disku s paprskovými výztuhami a obruče. Na obruči je navulkanizována tvrdá pryž. Kolo modelu je zkonstruováno stejným způsobem až na odlitek disku. Disk se skládá z náboje, mezikruží z plechu a výztuhami. Tyto díly jsou spojeny svary. Vizuální podobnost ve snaze zajistit maketovost je provedeno kytlem do požadovaného tvaru vůči originálu. Jednotlivá kola jsou uložena valivě na ose. Osa je uložena na kyvném vlečném rameni lisovaným spojem s přesahem. Stejným konstrukčním prvkem je

spojena poloosa nápravy s kyvným ramenem. Poloosa nápravy je uložena kluzně v domečku poloosy pro zajištění radiálního pohybu celého kyvného ramena vůči korbě tanku. Domeček je pevně spojen s podlahou korby plným svarem. Na rameni je frézováním vyrobena radiální drážka pro nivelování pojezdové dráhy mezi napínacím a hnacím kolem. Aby nedošlo k axiálnímu pohybu ramene, je na bočnici uchycen třmen umístěný v drážce na rameni a tím vymezuje možný pohyb v tomto směru.

### 2.3.2.3 Hnací kolo.

Hnací kolo pohybuje pojezdovým pásem svým rotačním pohybem a tím zajišťuje pohyb tanku po podkladu. Pro přenos tohoto točivého momentu je na každém druhém pásovém článku zub. Hnací kolo je osazeno rovnoměrně šesti kladkami kluzně uloženými na jejich ose. Rotační uložení kladky zajistí valivý pohyb kladky po zubu článku pásu. Hnací kolo je osazeno na hřídeli výstupní převodovky, která je pevně spojena s korbou. Pro pevný spoj zamezující rotaci hnacího kola na hřídeli řeší spoj perem.

### 2.3.2.4 Pojezdový pás.

Sestavu pojezdového pásu tvoří dva typy pásových článků a spojovací čepy. Články se liší svou funkcí a tvarem. Rozdíl ve funkci je v tom, že jeden typ je osazen zubem pro přenos pohybu na pojezdový pás z hnacího kola. Řešení spoje mezi články je klavírovým pantem, a proto se liší svým tvarem.

## 3 Konstrukční zpracování.

V konstrukčním zpracování převodového a směrového ústrojí (PSÚ) bylo velmi důležité ho navrhnout do velmi malého prostoru korby podvozku modelu a to maximální šířky 320 mm. To vedlo k využití kvalitních materiálů.

PSÚ jako celek je koncepčně rozdělen do čtyř částí a to sekvenční čtyřstupňové převodovky pro změnu točivého momentu, rychlosti jízdy modelu a změnu směru jízdy vpřed a vzad, rozdělení pohonu pro pravý a levý pojezdový pás, část třetí, která ovládá otáčení kolem svislé osy. Poslední samostatnou část tvoří skříň PSÚ.

### 3.1 Sekvenční převodovka.

Hnaná a hnací hřídel je užitá z motocyklu Simson S51, včetně mechanismu sekvenčního řazení převodových stupňů. Nejdříve jsem si zjistil, jakým namáháním je zatížena od motoru motocyklu. Točivý momentu motoru motocyklu je 5 N.m při 5500 otáčkách/minutu a maximální otáčky 7500. Primární převod od klikové hřídele na hnanou hřídel je 3,25, tzn., že převodovka Simsonu je namáhána točivým momentem 16,25 N.m. Točivý moment na výstupním hřídeli motoru Honda GX 160 je 20,3 N.m. Z tohoto důvodu jsem mezi pohonný agregát Honda a budoucí PSÚ vložil převod  $i=0,25$ , redukující tento točivý moment. Pro jízdu vřed a vzad jsem použil namísto ozubeného kola pro převod 2. další ozubené kolo pro převod č.4 do jejich záběru vložil třetí ozubené kolo měnící smysl otáčení. K tomuto účelu jsem použil také ozubené kolo 4-tého převodového stupně. Pro přivedení točivého momentu je vně

skříně PSÚ hnaná hřídel osazená řetězovým kolem, protože přenos točivého momentu od pohonného agregátu k PSÚ jsem použil již zmíněný řetězový převod. Pro další přenos točivého momentu je na hnanou hřídel nalisováno ozubené kolo č.9 viz příloha č.

### 3.2 Rozdělení točivého momentu pro levý a pravý pojezd.

Tuto funkci zabezpečuje hřídel č.3. Ten je osazen ozubeným kolem č.10 spoluzabírajícím s ozubeným kolem č.9. Dále jsou na tomto hřídeli nalisována dvě ozubená kola č.11 na pravé a levé straně hřídele. Odsud jsou už další stálé převody rozděleny pro obě strany pojezdu. Jsou to tři sestavy hřídelů a ozubených kol. Dva hřídele ( pravý a levý ) č.4 s ozubenými koly č.12, hřídele č.5 s ozubenými koly č.13 a hřídele č.6 s ozubenými koly č.14 a 15. Hřídele č.6 jsou duté a uloženy valivě jehlovými ložisky na hřídelích č.7, což jsou současně hřídeli unašečů satelitů. Hřídel č.6 a ozubená kola č.14.1 a 14.2. Jsou vyrobeny z jedno kusu materiálu. Ozubené kolo č.14.2 je pastorkem planetové převodovky viz přílohy č. . Všechny hřídele jsou v skříně pro PSÚ uloženy valivě. Valivá ložiska jsou standartně zajištěna osazením na hřídelích, skříně PSÚ a hřídelovými pojistnými kroužky vůči axiálnímu posunutí.

### 3.3 Blok pro ovládání jízdy modelu vpravo, vlevo a zastavení.

V této části jsem použil planetové převodovky. Tento blok se skládá z hřídele č.7 unašeče satelitů, současně pro uložení ozubeného kola č.14.1, 14.2 a 15. Ozubené kolo č. 14.2 plní funkci pastorku planetové převodovky pro pohon satelitů tohoto soukolí. Na vnitřním konci je hřídel opatřen rovnobokým drážkovaním. Tímto způsobem je zabezpečeno spojení hřídele a náboje, na kterém je uloženo řetězové kolo pro přenos točivého momentu na hřídel rozety pojezdu a disku kotoučové brzdy. Na hřídeli č.7 je nalisován disk unašeče satelitů opatřený čtyřmi osami pootočené o 90°, na kterých budou valivě uloženy jednotlivé satelity. Protože za chodu bude docházet k vibracím a tyto osy by mohly také vykonávat kývavý pohyb, což by vedlo k uvolnění os satelitů z jejich uložení, tak i zmíněný pohyb by narušoval spolehlivý náběh v ozubení, jsem na tento disk připevnil za pomoci šroubových spojení a vymezovacích kroužků další disk. Tímto způsobem je zajištěno oboustranné uložení os satelitů a zamezení již zmíněných vibrací a nepřesného náběhu zubů v ozubení jednotlivých kol. Dalším podsestavou je tvarově odstupňovaný dutý hřídel č.8 opatřený vnitřním ozubením jako poslední součást planetové převodovky a na vnějším konci uložení pro disk kotoučové brzdy. Hřídel č.8 je uložen valivě na hřídeli č.7 za pomoci dvou jehlových ložisek a valivě kuličkovým ložiskem v skříně PSÚ. Poslední částí jsou třmeny kotoučových brzd. Jsou připevněny šroubovými spoji ke skříně PSÚ. Ovládány jsou servy rádiové soupravy a jsou propojeny lanovody, které je vhodné pro svoji flexibilitu a tím také pro variabilní umístění serv na vhodné místo uvnitř modelu. Po zjištění točivého momentu na výstupní hřídeli jsem mohl přistoupit také ke kontrole brzd z hlediska schopnosti vykonávat danou funkci. Funkční částí brzdy jsou dva segmenty, které mají zrcadlově po svém obvodu čtyři kuličkové dráhy s daným stoupáním. Jeden segment je pevně spojen se třmenem brzdy a druhý je otočný v jejich společné axiální ose. Rotačním pohybem připojeného ovládacího ramena a stoupání po šroubovici segmentů dochází k vyvolání sil působících na brzdové destičky a tím i zpomalování či zastavení rotačního pohybu celku, ke kterému je pevně připevněn brzdový kotouč. Z točivého momentu na výstupní hřídeli jsem si výpočtem zjistil obvodovou sílu na brzdovém kotouči. Aby byl se brzdový kotouč nemohl pohybovat, musí tato obvodová síla být menší než síla působící na brzdové destičky násobená koeficientem smykového tření mezi ocelí a brzdovým obložením destiček. Dále jsem si měřením zjistil výše zmiňované stoupání pro výpočet minimální působící síly vyvolané rotačním pohybem ovládací páky brzdy a ta

musí být menší než síla, kterou dokáže vyvolat ovládací servo rádiové soupravy. Potřebnými výpočty jsem zjistil, že zvolené servo HITEC HS-7980 TH, které má deklarovaný moment 440 N.cm vyhovuje a převyšuje požadovanou sílu o více jak 100%. Díky použití takto výkonného serva bude nutné zajistit jeho chlazení samostatným ventilátorem, který bude napájen z centrálního akumulátoru.

### 3.4 Skříň převodového a směrového ústrojí.

Skříň PSÚ je sestavena ze čtyř samostatných celků a každý z nich je svařenec z ocelových plechů. Je rozdělena třemi dělicími rovinami, dvěma vodorovnými a jednou svislou. Toto uspořádání bylo nutné k dosažení co nejmenší možné délky skříně a co nejlepšího využití hloubky vany podvozku. Spojení jednotlivých dílů skříně je provedeno lícovanými svorníky v místech dělicích rovin a samojistíci maticemi. Skříň má díky svému řešení tři kontrolní a tři vypouštěcí otvory opatřené šroubovými zátkami. Pro konstrukci jednotlivých součástí převodového a směrového ústrojí jsem použil různých druhů ocelí pro zabezpečení jejich kvality, které dokládám výpočtovou dokumentací.

### 3.5 Výpočtová dokumentace.

#### Návrh a výpočet uložení lisovaného spoje hřídele a díry, montážní teploty Hřídel 2 kolo 9

Dáno :

d0	9			
d1	20			
d2	41			
materiál hřídele	15 230.7	$\sigma_{pt} (Rm)$	980	$\sigma_{kt} = 0,6 * \sigma_{pt}$
materiál dílu díry	16 220.4		900	588
				540
f	0,15			
sf	2			
n	1963,636			
c dyn	2			
E	210000	$2,1 \cdot 10^5 E = E = 2,1 \cdot 10^5$		MPa
l styk	16			
Mt	18,88			

#### Výpočet minimálního potřebného tlaku ve stykové ploše hřídele a díry

$$M_t = c_{dyn} * \pi * d_1 * l_{st} * P_{1poř} * f * \frac{d_1}{2} * \frac{1}{S_f} = c_{dyn} * \frac{\pi}{2} * d_1^2 * l_{st} * P_{1poř} * f * \frac{1}{S_f}$$

$$P_{1poř} = \frac{2 * S_f * M_t}{c_{dyn} * \pi * d_1^2 * l_{st} * f} = 12,522 \text{ Mpa}$$

**Výpočet  $\Delta d_{1 \text{ potř}}$   $\Rightarrow$  minimálního potřebného přesahu na  $\varnothing d_1$**

$${}^{II}\sigma_{red} = E * {}^{II}\varepsilon_1$$

$$p_1 * ({}^{II}C + {}^I C) = E * \frac{\pi * \Delta d_1}{\pi * d_1} = E * \frac{\Delta d_1}{d_1} \Rightarrow p_1 * ({}^{II}C + {}^I C) = E * \frac{\Delta d_1}{d_1}$$

$${}^I C = \left( \frac{d_1^2 + d_0^2}{d_1^2 - d_0^2} \right) = 1,5078$$

$${}^{II}C = \left( \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \right) = 1,3592$$

$$\Delta d_{1 \text{ potř}} = \frac{d_1 * p_{1 \text{ potř}} * ({}^{II}C + {}^I C)}{E} = 0,0034194 = 3,4194 \mu m$$

**Návrh a výpočet uložení H7 / ?6**

$$d_{jm} = 20 \text{ mm}$$

$$H7 \Rightarrow \frac{{}^{II}Uh = 21 \mu m}{{}^{II}Ud = 0 \mu m}$$

$$\text{Podmínka} \Rightarrow {}^I Ud \geq {}^I Ud_{\text{potř}} = {}^{II}Uh + \Delta d_{1 \text{ potř}} = 21 + 3,419 = 24,419 \mu m$$

$$\text{Uložení } H7/r6 \left|_{+28}^{+41}\right.$$

Maximální přesah

$$\Delta d_{1 \text{ max}} = {}^I Uh - {}^{II}Ud = 41 - 0 = 41 \mu m = 41 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

**Maximální tlak ve stykové ploše**

$$\frac{p_{1 \text{ max}}}{p_{1 \text{ potř}}} = \frac{\Delta d_{1 \text{ max}}}{\Delta d_{1 \text{ potř}}} \Rightarrow p_{1 \text{ max}} = \frac{p_{1 \text{ potř}} * \Delta d_{1 \text{ max}}}{\Delta d_{1 \text{ potř}}} = 150,15 = 150 \text{ MPa}$$

**Výpočet napětí dle HMM**

$$\sigma_{\text{max}} = {}^{II}\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2} = \sqrt{(-p_{1 \text{ max}})^2 + (p_{1 \text{ max}} \cdot {}^{II}C)^2 - (-p_{1 \text{ max}}) \cdot (p_{1 \text{ max}} \cdot {}^{II}C)} =$$

$$= p_{1 \text{ max}} \cdot \sqrt{{}^{II}C^2 + {}^{II}C + 1} = 308 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} = \frac{\sigma_k}{k} \Rightarrow \sigma_{red \text{ max}} = \frac{\sigma_{kt}}{S_k} \Rightarrow S_{kt} = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red \text{ max}}} \dots \{1,5 \div 2,5\}$$

$$S_{kt} = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red \text{ max}}} = \frac{540}{308} = 1,8$$

Bezpečnost je splněna

### Výpočet montážní teploty

$$\Delta d_{1\max} = 41 \mu m = 41 \cdot 10^{-3} mm$$

$$\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$$

$$T_0 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta \ell = \ell \cdot \alpha \cdot \Delta T$$

↓

$$\pi \cdot \Delta d_{1\text{mont}} = \pi \cdot d_1 \cdot \alpha \cdot (T_{\text{mont}} - T_0)$$

↓

$$\Delta d_{1\text{mont}} = d_1 \cdot \alpha \cdot (T_{\text{mont}} - T_0)$$

↓

$$T_{\text{mont}} = \frac{\Delta d_{1\text{mont}}}{\alpha \cdot d_1} + T_0 = 409,64$$

↓

$$\Delta d_{1\text{mont}} = \Delta d_{1\max} + v = 41 \cdot 10^{-3} mm + 48,99 \cdot 10^{-3} mm = 89,99 \cdot 10^{-3} mm$$

∴

$$v \cong 0,01 \cdot \sqrt{d_1} = 0,01 \cdot \sqrt{24} = 48,989 \cdot 10^{-3} mm$$

**Teplota ohřátí náboje je 410 °C.**

### Hřídel 3 - výpočet středního průměru

Motor c dyn

Sk

Mt [Nm] 19,70

2

2

$\sigma_{pt} (Rm)$

ocel 15 230.7 Rm 980 až 1180 Mpa

$$\tau_D \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \sigma_D \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \frac{\sigma_{kt}}{s_k \cdot 2} \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \frac{(0,6 \div 0,8) \sigma_{pt}}{(1,5 \div 2,5) \cdot 2} = (0,5) \cdot \frac{(0,6) \cdot 980}{(2,5) \cdot 2} = 58,8 \text{ Mpa}$$

$$\tau_k = \frac{M_t}{W_{k\text{stř}}} \leq \tau_D$$

$$\tau_D \geq \frac{M_t}{W_{k\text{stř}}} = \frac{M_t}{\frac{\pi \cdot d_{\text{stř}}^3}{16}} \Rightarrow d_{\text{stř}} = \sqrt[3]{\frac{c_{\text{dyn}} \cdot M_t [N \cdot mm]}{\frac{\pi \cdot \tau_D}{16}}} = 15,06 [mm]$$

$$d_1 \geq 0,9 \cdot d_{\text{stř}} \geq 13,55098 \text{ mm}$$

Volím D 15 pro ložisko 15/32/8 (skf \*16002)

$$d_2 \geq 1,2 \cdot d_{\text{stř}} \geq 18,0678 \text{ mm}$$



### Návrh modulu pro ozubená kola na hřídeli 2 a 3

c	16,5	0,03 až 0,08 * sigma dov v ohybu
$\psi$	15	
z	24	
Mt [N.m]	19,7043	
c dyn	2	
$\beta$	0	

$$m = 8,5 * \sqrt[3]{\frac{c_{dyn} * Mt * \cos \beta}{c * \psi * z}} = 1,59718 \quad \text{Volím modul 2,5}$$

m	2	
b	16	
Pí	3,14159	
$\sigma_{pt} (Rm)$		950 min pro ocel 16 220.4

Namáhání od ohybu v patě zubu

$$\sigma_o = \sigma_D = \frac{M_o}{W_o}$$

$$M_o = F_o * h \quad \text{Ohybový moment v patě zubu}$$

$$h = h_a + h_f = (h_a^* + h_f^*) * m = 2,25 * m = 2,25 * 2,5 = 4,5$$

$$W_o = \frac{1}{6} * (\pi * m)^2 * b = 105,276$$

$$\sigma_D \cong \frac{\sigma_{kl}}{(1,5 \div 2,5)} \cong \frac{(0,6 \div 0,8) \sigma_{pt}}{(1,5 \div 2,5)} \cong \frac{0,6 * \sigma_{pt}}{2,5} \cong \frac{0,6 * 950}{2,5} = 228$$

Maximální možné zatížení od obvodové síly

$$\sigma_o = \sigma_D = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_o * h}{\frac{1}{6} * (\pi * m)^2 * b} = \frac{F_o * (h_a^* + h_f^*) * m}{\frac{1}{6} * (\pi * m)^2 * b} \Rightarrow$$

$$F_o = \frac{\sigma_D * \frac{1}{6} * (\pi * m)^2 * b}{(h_a^* + h_f^*) * m} = 6667,47 N$$

Dovolené napětí v ohybu

		Ocel	
$\sigma_{Do}$	kolo 1	16220	350 MPa
	kolo 2	14220	300 MPa

Dovolené napětí v dotyku

$\sigma_{Dd}$	kolo 1	16220	100 MPa
	kolo 2	14220	95 MPa

Obvodové síly na jednotlivých rychlostní stupních

d1 46 mm 48  
d2 48 mm

$$F_o = \frac{2 * c_{dyn} * Mt}{d_w}$$

$$F_{o1}^I = \frac{2 * c_{dyn} * Mt}{d_1^I} \quad 1713,42 \text{ N}$$

$$F_{o2}^I = \frac{2 * c_{dyn} * Mt}{d_2^I} \quad 1642,03 \text{ N}$$

$$F_D = \pi * c_{min} * b * m * \mu$$

b 16  
mí 1  
modul 2

$$c_{min} = \min(c_{o1}; c_{o2}; c_{d1}; c_{d2})$$

Doba trvanlivosti

rok 365 dní  
52 týdnů 40 pracovních  
12 prázdninových

jízda v sobotu a neděli po dvou hodinách 4

v roce 160

Prázdniny denně 12 týdnů po třech hodinách 3

v roce 252

Součet hodin za víkendy a prázdniny v jednom roku 412

Výdrž tanku 25 let 10300 hodin provozu

Hodnoty převodovky

	n1	n2	i	z1	z2
poměry	1963,64	1881,82	1,04348	23	24

Pro rychlostní stupeň 1	ro1	yo1	ro2	yo2	rd1	yd1	rd2	yd2
	0,28	6,5	0,285	6,3	0,3	1,95	0,305	1,88

$$U = \left(\frac{m}{10}\right)^{0,2} = \left(\frac{25}{10}\right)^{0,2} = 0,72478$$

$$c_{o1}^I = \frac{\sigma_{Do1} * r_{o1}}{y_{o1}} = 15,0769 \quad 15,1$$

$$c_{o2}^I = \frac{\sigma_{Do2} * r_{o2}}{y_{o2}} = 13,5714 \quad 13,6$$

$$c_{d1}^I = \frac{\sigma_{Dd1} * r_{d1}}{U * y_{d1}} = 21,2266 \quad 20,3$$

$$c_{d2}^I = \frac{\sigma_{Dd2} * r_{d2}}{U * y_{d2}} = 21,2647 \quad 20,4$$

$$c_{\min}^I = \min(c_{o1}; c_{o2}; c_{d1}; c_{d2}) = \min(15,1; 13,6; 20,3; 20,4) = 13,6$$

$$F_D^I = \pi * c_{\min} * b * m * \mu = 1367,22 \text{ N}$$

$$F_d \geq F_o \quad \frac{F_d}{F_o} \geq (1 \div 2)$$

$$Fd > Fo$$

$$Fd \quad 1367,22$$

$$Fo \quad 1713,42$$

$$S = Fd/Fo = 0,79795$$

Bezpečnost je splněna.

### Návrh a výpočet uložení lisovaného spoje hřídele a díry, montážní teploty Hřídel 3 kolo 10

#### Dáno :

d0	0		
d3	24	Sigma pt(Rm)	sigma kt
d2	43	$\sigma_{pt} (Rm)$	$\sigma_{kt} = 0,6 * \sigma_{pt}$
materiál hřídele	15 230.7	980	588
materiál dílu díry	16 220.4	950	570
f	0,15		
sf	2		
n	1881,82		
c dyn	2		
E	210000	2,1	${}^I E = {}^{II} E = E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
l styk	16		
Mt	19,70		

#### Výpočet minimálního potřebného tlaku ve stykové ploše hřídele a díry

$$M_t = c_{dyn} * \pi * d_1 * l_{st} * p_{poř} * f * \frac{d_1}{2} * \frac{1}{S_f} = c_{dyn} * \frac{\pi}{2} * d_1^2 * l_{st} * p_{poř} * f * \frac{1}{S_f}$$

$$p_{1\text{potř}} = \frac{2 * S_f * Mt}{c_{dyn} * \pi * d_1^2 * l_{st} * f} = 9,074202422 \text{ Mpa}$$

Výpočet  $\Delta d_{1\text{potř}} \Rightarrow$  minimálního potřebného přesahu na  $\sigma$  D3

$${}^{II}\sigma_{red} = E * {}^{II}\varepsilon_1$$

$$p_1 * ({}^{II}C + 1) = E * \frac{\pi * \Delta d_1}{\pi * d_1} = E * \frac{\Delta d_1}{d_1} \Rightarrow p_1 * ({}^{II}C + 1) = E * \frac{\Delta d_1}{d_1}$$

$${}^{II}C = \left( \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \right) = 1,90494894$$

$$\Delta d_{1\text{potř}} = \frac{d_1 * p_{1\text{potř}} * ({}^{II}C + 1)}{E} = \frac{d_1 * p_{1\text{potř}} * \left[ \left( \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \right) + 1 \right]}{E} = 0,3012582 \text{ } 3,01258 \mu\text{m}$$

Návrh a výpočet uložení H7 / ?6

$$d_{jm} = 24 \text{ mm}$$

$$H7 \Rightarrow \frac{{}^{II}Uh = 21 \mu\text{m}}{{}^{II}Ud = 0 \mu\text{m}}$$

$$\text{Podmínka} \Rightarrow {}^I Ud \geq {}^I Ud_{\text{potř}} = {}^{II}Uh + \Delta d_{1\text{potř}} = 21 + 2,5906 = 23,59607 \mu\text{m}$$

$$\text{Uložení } H7/r6 \left| \begin{array}{l} +41 \\ +28 \end{array} \right.$$

Maximální přesah

$$\Delta d_{1\text{max}} = {}^I Uh - {}^{II} Ud = 41 - 0 = 41 \mu\text{m} = 41 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

Maximální tlak ve stykové ploše

$$\frac{p_{1\text{max}}}{p_{1\text{potř}}} = \frac{\Delta d_{1\text{max}}}{\Delta d_{1\text{potř}}} \Rightarrow p_{1\text{max}} = \frac{p_{1\text{potř}} * \Delta d_{1\text{max}}}{\Delta d_{1\text{potř}}} = 3,50 \quad 123 \text{ Mpa}$$

Výpočet napětí dle HMH

$$\sigma_{\text{max}} = {}^{II}\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2} = \sqrt{(-p_{1\text{max}})^2 + (p_{1\text{max}} \cdot {}^{II}C)^2 - (-p_{1\text{max}}) \cdot (p_{1\text{max}} \cdot {}^{II}C)} = p_{1\text{max}} \cdot \sqrt{{}^{II}C^2 + {}^{II}C + 1} =$$

$$= 316 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{red} = \frac{\sigma_k}{k} \Rightarrow \sigma_{red\text{max}} = \frac{\sigma_{kt}}{S_k} \Rightarrow S_{kt} = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red\text{max}}} \dots \{1,5 \div 2,5\} \quad 1,8$$

Bezpečnost je splněna

### Výpočet montážní teploty

$$\Delta d_{1\max} = 41 \mu m = 41 \cdot 10^{-3} mm$$

$$\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$$

$$T_0 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta \ell = \ell \cdot \alpha \cdot \Delta T$$

⇓

$$\pi \cdot \Delta d_{1\text{mont}} = \pi \cdot d_1 \cdot \alpha \cdot (T_{\text{mont}} - T_0)$$

⇓

$$\Delta d_{1\text{mont}} = d_1 \cdot \alpha \cdot (T_{\text{mont}} - T_0)$$

⇓

$$T_{\text{mont}} = \frac{\Delta d_{1\text{mont}}}{\alpha \cdot d_1} + T_0 = 364,00 \text{ } ^\circ\text{C}$$

⇓

$$T_{\text{mont}} \leq 600 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta d_{1\text{mont}} = \Delta d_{1\max} + v = 41 \cdot 10^{-3} mm + 48,989 \cdot 10^{-3} mm = 88,99 \cdot 10^{-3} mm$$

$$v \cong 0,01 \cdot \sqrt{d_1} = 0,01 \cdot \sqrt{24} = 48,989 \cdot 10^{-3} mm$$

**Teplota ohřátí náboje je 370 °C.**

### Návrh a výpočet uložení lisovaného spoje hřídele a díry, montážní teploty

#### Hřídel 3 kolo 11

#### Dáno :

d0	0		
d3	20		
d2	43		
materiál hřídele	15 230.7	980	588
materiál dílu díry	16 220.4	950	570
f	0,15		
sf	2		
n	1881,82		
c dyn	2		
E	210000	2,1	$^I E = ^{II} E = E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
l styk	16		
Mt	19,70		

**Výpočet minimálního potřebného tlaku ve stykové ploše hřídele a díry**

$$M_t = c_{dyn} * \pi * d_1 * l_{st} * p_{potř} * f * \frac{d_1}{2} * \frac{1}{S_f} = c_{dyn} * \frac{\pi}{2} * d_1^2 * l_{st} * p_{potř} * f * \frac{1}{S_f}$$

$$p_{1\ potř} = \frac{2 * S_f * M_t}{c_{dyn} * \pi * d_1^2 * l_{st} * f} = 13,0669 \text{ Mpa}$$

**Výpočet  $\Delta d_{1\ potř} \Rightarrow$  minimálního potřebného přesahu na  $\sigma$  D3**

$${}^{II}\sigma_{red} = E * {}^{II}\epsilon_1$$

$$p_1 * ({}^{II}C + 1) = E * \frac{\pi * \Delta d_1}{\pi * d_1} = E * \frac{\Delta d_1}{d_1} \Rightarrow p_1 * ({}^{II}C + 1) = E * \frac{\Delta d_1}{d_1}$$

$${}^{II}C = \left( \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \right) = 1,5521$$

$$\Delta d_{1\ potř} = \frac{d_1 * p_{1\ potř} * ({}^{II}C + 1)}{E} = \frac{d_1 * p_{1\ potř} * \left[ \left( \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \right) + 1 \right]}{E} = 0,00318 \quad 3,176$$

**Návrh a výpočet uložení H7 / ?6**

$$d_{jm} = 24 \text{ mm}$$

$$H7 \Rightarrow \begin{matrix} {}^{II}Uh = 21 \text{ } \mu\text{m} \\ {}^{II}Ud = 0 \text{ } \mu\text{m} \end{matrix}$$

$$\text{Podmínka} \Rightarrow {}^I Ud \geq {}^I Ud_{potř} = {}^{II}Uh + \Delta d_{1\ potř} = 21 + 2,8889 = 23,889 \text{ } \mu\text{m}$$

$$\text{Uložení } H7/r6 \begin{matrix} +41 \\ +28 \end{matrix}$$

Maximální přesah

$$\Delta d_{1\ max} = {}^IUh - {}^{II}Ud = 41 - 0 = 41 \text{ } \mu\text{m} = 41 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

**Maximální tlak ve stykové ploše**

$$\frac{p_{1\ max}}{p_{1\ potř}} = \frac{\Delta d_{1\ max}}{\Delta d_{1\ potř}} \Rightarrow p_{1\ max} = \frac{p_{1\ potř} * \Delta d_{1\ max}}{\Delta d_{1\ potř}} = 168,68 \quad 169 \text{ Mpa}$$

**Výpočet napětí dle HMH**

$$\sigma_{max} = {}^{II}\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2} = \sqrt{(-p_{1\ max})^2 + (p_{1\ max} \cdot {}^{II}C)^2 - (-p_{1\ max}) \cdot (p_{1\ max} \cdot {}^{II}C)} = p_{1\ max} \cdot \sqrt{{}^{II}C^2 + {}^{II}C + 1} =$$

$$= 376 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{red} = \frac{\sigma_k}{k} \Rightarrow \sigma_{red\ max} = \frac{\sigma_{kt}}{S_k} \Rightarrow S_{kt} = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red\ max}} \dots \{1,5 \div 2,5\} \quad 1,5$$

Katedra konstruování strojů ⇒  $S_{kt} = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{redmax}} \dots \{1,5 \div 2,5\}$  Radovan Kuchař

Bezpečnost je splněna

**Výpočet montážní teploty**

$$\Delta d_{1max} = 41 \mu m = 41 \cdot 10^{-3} mm$$

$$\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$$

$$T_0 = 20 \text{ } ^\circ C$$

$$\Delta l = l \cdot \alpha \cdot \Delta T$$

⇓

$$\pi \cdot \Delta d_{1mont} = \pi \cdot d_1 \cdot \alpha \cdot (T_{mont} - T_0)$$

⇓

$$\Delta d_{1mont} = d_1 \cdot \alpha \cdot (T_{mont} - T_0)$$

⇓

$$T_{mont} = \frac{\Delta d_{1mont}}{\alpha \cdot d_1} + T_0 = 374,22 \text{ } ^\circ C$$

⇓

$$T_{mont} \leq 600 \text{ } ^\circ C$$

$$\Delta d_{1mont} = \Delta d_{1max} + v = 41 \cdot 10^{-3} mm + 44,721 \cdot 10^{-3} mm = 85,721 \cdot 10^{-3} mm$$

⋮

$$v \cong 0,01 \cdot \sqrt{d_1} = 0,01 \cdot \sqrt{24} = 48,989 \cdot 10^{-3} mm$$

Teplota ohřátí náboje je 380 °C.

**Hřídel 4 - výpočet středního průměru**

Motor	c dyn	Sk	$\sigma_{pt} (Rm)$	980
Mt [Nm]	19,70	2	2	ocel 15 230.7 Rm 980 až 1180 Mpa

$$\tau_D \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \sigma_D \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \frac{\sigma_{kt}}{s_k \cdot 2} \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \frac{(0,6 \div 0,8) \sigma_{pt}}{(1,5 \div 2,5) \cdot 2} = (0,5) \cdot \frac{(0,6) \cdot 980}{(2,5) \cdot 2} = 58,8 \text{ Mpa}$$

$$\tau_k = \frac{M_t}{W_{k,stř}} \leq \tau_D$$

$$\tau_D \geq \frac{M_t}{W_{k,stř}} = \frac{M_t}{\frac{\pi \cdot d_{stř}^3}{16}} \Rightarrow d_{stř} = \sqrt[3]{\frac{c_{dyn} \cdot M_t [N.mm]}{\frac{\pi \cdot \tau_D}{16}}} = 15,06 \text{ mm}$$

$$d_1 \geq 0,9 * d_{stř} \geq 13,551 \text{ mm} \quad \text{Volím } D 15 \text{ pro ložisko } 15/32/8 \text{ (skf *16002)}$$

$$d_2 \geq 1,2 * d_{stř} \geq 18,068 \text{ mm}$$

d3 je osazení pro kolo 10 ..... 24 mm

### Návrh modulu pro ozubená kola na hřídeli 3 a 4

c	12
$\psi$	15
z	20
Mt [N.m]	19,7043
c dyn	2
$\beta$	0

$$m = 8,5 \times 3 \sqrt{\frac{c_{dyn} * Mt * \cos \beta}{c * \psi * z}} = 2,22039 \quad \text{Volím modul } 3$$

m	3
b	14

$$\sigma_{pt} (Rm) \quad 950 \text{ min pro ocel } 16220$$

### Namáhání od ohybu v patě zubu

$$\sigma_o = \sigma_D = \frac{Mo}{Wo}$$

$$Mo = Fo * h \quad \text{Ohybový moment v patě zubu}$$

$$h = ha + hf = (h_a^* + h_f^*) * m = 2,25 * m = 6,75 \text{ mm}$$

$$Wo = \frac{1}{6} * (\pi * m)^2 * b = 207,262 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_D \cong \frac{\sigma_{kt}}{(1,5 \div 2,5)} \cong \frac{(0,6 \div 0,8) \sigma_{pt}}{(1,5 \div 2,5)} \cong \frac{0,6 * \sigma_{pt}}{2,5} \cong 228 \text{ Mpa}$$

### Maximální možné zatížení od obvodové síly

$$\sigma_o = \sigma_D = \frac{Mo}{Wo} = \frac{Fo * h}{\frac{1}{6} * (\pi * m)^2 * b} = \frac{Fo * (h_a^* + h_f^*) * m}{\frac{1}{6} * (\pi * m)^2 * b} \Rightarrow Fo = \frac{\sigma_D * \frac{1}{6} * (\pi * m)^2 * b}{(h_a^* + h_f^*) * m} = 7000,84 \text{ N}$$

Dovolené napětí v ohybu		ocel	
$\sigma_{Do}$	kolo 1	16220	350 MPa
	kolo 2	15230	210 MPa
Dovolené napětí v dotyku			
$\sigma_{Dd}$	kolo 1	16220	100 MPa
	kolo 2	15230	26 MPa



Obvodové síly na jednotlivých rychlostní stupních

d1 87 mm

d2 60 mm

$$F_o = \frac{2 * c_{dyn} * Mt}{d_{...}}$$

$$F_{o1}^I = \frac{2 * c_{dyn} * Mt}{d_1^I} = 905,947 \text{ N}$$

$$F_{o2}^I = \frac{2 * c_{dyn} * Mt}{d_2^I} = 1313,62 \text{ N}$$

$$F_D = \pi * c_{min} * b * m * \mu$$

b 14

mí 1

modul 3

$$c_{min} = \min(c_{o1}; c_{o2}; c_{d1}; c_{d2})$$

Doba trvanlivosti

rok 365 dní

52 týdnů

40 pracovních

12 prázdninových

jízda v Sobotu a neděli po dvou hodinách

4

v roce

160

Prázdniny denně 12 týdnů po třech hodinách

3

v roce

252

Součet hodin za víkendy a prázdniny v jednom roku

412

Výdrž tanku 25 let

10300 hodin provozu

volím

10000

hodnoty převodů

n1	n2	i	z1	z2
1881,82	2728,64	0,68966	29	20

ro1	0,275	yo1	6,55
-----	-------	-----	------

ro2	0,285	yo2	5,3
-----	-------	-----	-----

rd1	0,31	yd1	1,92
-----	------	-----	------

rd2	0,325	yd2	1,45
-----	-------	-----	------

$$U = \left(\frac{m}{10}\right)^{0,2} = \left(\frac{3}{10}\right)^{0,2} = 0,786$$

$$c_{o1}^I = \frac{\sigma_{Do1} * r_{o1}}{y_{o1}} = 14,6947 \quad 14,6$$

$$c_{o2}^I = \frac{\sigma_{Do2} * r_{o2}}{y_{o2}} = 11,2925 \quad 11,2$$

$$c_{d1}^I = \frac{\sigma_{Dd1} * r_{d1}}{U * y_{d1}} = 20,5417 \quad 20,5$$

$$c_{d2}^I = \frac{\sigma_{Dd2} * r_{d2}}{U * y_{d2}} = 7,4142 \quad 7,4$$

$$c_{\min}^I = \min(c_{o1}; c_{o2}; c_{d1}; c_{d2}) = \min(14,6; 11,2; 20,5; 7,4) = 7,4$$

$$F_D^I = \pi * c_{\min} * b * m * \mu = 2704,91 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} F_d &\geq F_o \\ \Downarrow \\ Fd &> Fo \end{aligned} \quad \frac{F_d}{F_o} \geq (1 \div 2)$$

Fd 2704,91

Fo 905,947

S=Fd/Fo 2,98573

Bezpečnost je splněna.

### Návrh a výpočet uložení lisovaného spoje hřídele a díry, montážní teploty Hřídel kolo 10

#### Dáno :

d0 0

d3 24

d2 52,5

materiál hřídele 15 230.7

materiál dílu díry 16 220.4

f 0,15

sf 2

n 1881,82

c dyn 2

E 210000

l styk 16

Mt 19,70

$$\sigma_{pt} (Rm) \quad \sigma_{kt} = 0,6 * \sigma_{pt}$$

980 588

950 570

$$2,1 \cdot 10^5 \text{ E} = \text{E} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

Výpočet minimálního potřebného tlaku ve stykové ploše hřídele a díry

$$M_t = c_{dyn} * \pi * d_1 * l_{st} * p_{pot} * f * \frac{d_1}{2} * \frac{1}{S_f} = c_{dyn} * \frac{\pi}{2} * d_1^2 * l_{st} * p_{pot} * f * \frac{1}{S_f}$$

$$p_{1\ pot\ ř} = \frac{2 * S_f * M_t}{c_{dyn} * \pi * d_1^2 * l_{st} * f} = 9,074202422 \text{ Mpa}$$

Výpočet  $\Delta d_{1\ potř}$   $\Rightarrow$  minimálního potřebného přesahu na  $\sigma$  D3

$${}^{II}\sigma_{red} = E * {}^{II}\epsilon_1$$

$$p_1 * ({}^{II}C + 1) = E * \frac{\pi * \Delta d_1}{\pi * d_1} = E * \frac{\Delta d_1}{d_1} \Rightarrow p_1 * ({}^{II}C + 1) = E * \frac{\Delta d_1}{d_1}$$

$${}^{II}C = \left( \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \right) = 1,528379773$$

$$\Delta d_{1\ potř} = \frac{d_1 * p_{1\ potř} * ({}^{II}C + 1)}{E} = \frac{d_1 * p_{1\ potř} * \left[ \left( \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \right) + 1 \right]}{E} = 0,00262 \quad 2,62206 \text{ } \mu\text{m}$$

Návrh a výpočet uložení H7 / ?6

$$d_{jm} = 24 \text{ mm}$$

$$H7 \Rightarrow \frac{{}^{II}Uh = 21 \text{ } \mu\text{m}}{{}^{II}Ud = 0 \text{ } \mu\text{m}}$$

$$\text{Podmínka} \Rightarrow {}^I Ud \geq {}^I Ud_{potř} = {}^{II}Uh + \Delta d_{1\ potř} = 21 + 2,6221 = 23,622 \text{ } \mu\text{m}$$

$$\text{Uložení } H7/r6 \left| \begin{matrix} +41 \\ +28 \end{matrix} \right.$$

Maximální přesah

$$\Delta d_{1\ max} = {}^I Uh - {}^{II}Ud = 41 - 0 = 41 \text{ } \mu\text{m} = 41 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

Maximální tlak ve stykové ploše

$$\frac{p_{1\ max}}{p_{1\ potř}} = \frac{\Delta d_{1\ max}}{\Delta d_{1\ potř}} \Rightarrow p_{1\ max} = \frac{p_{1\ potř} * \Delta d_{1\ max}}{\Delta d_{1\ potř}} = 142 \text{ Mpa}$$

Výpočet napětí dle HMH

$$\sigma_{max} = {}^{II}\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2} = \sqrt{(-p_{1\ max})^2 + (p_{1\ max} \cdot {}^{II}C)^2 - (-p_{1\ max}) \cdot (p_{1\ max} \cdot {}^{II}C)} = p_{1\ max} \cdot \sqrt{{}^{II}C^2 + {}^{II}C + 1} = 313 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{red} = \frac{\sigma_k}{k} \Rightarrow \sigma_{red\ max} = \frac{\sigma_{kt}}{S_k} \Rightarrow S_{kt} = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red\ max}} \dots \{1,5 \div 2,5\} \quad 1,8$$

Bezpečnost je splněna

### Výpočet montážní teploty

$$\Delta d_{1\max} = 41 \mu m = 41 \cdot 10^{-3} mm$$

$$\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$$

$$T_0 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta \ell = \ell \cdot \alpha \cdot \Delta T$$

⇓

$$\pi \cdot \Delta d_{1\text{ mont}} = \pi \cdot d_1 \cdot \alpha \cdot (T_{\text{mont}} - T_0)$$

⇓

$$\Delta d_{1\text{ mont}} = d_1 \cdot \alpha \cdot (T_{\text{mont}} - T_0)$$

⇓

$$T_{\text{mont}} = \frac{\Delta d_{1\text{ mont}}}{\alpha \cdot d_1} + T_0 = 391,86 \text{ } ^\circ\text{C}$$

⇓

$$T_{\text{mont}} \leq 600 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta d_{1\text{ mont}} = \Delta d_{1\max} + \nu = 41 \cdot 10^{-3} mm + 48,989 \cdot 10^{-3} mm = 88,99 \cdot 10^{-3} mm$$

⋮

$$\nu \cong 0,01 \cdot \sqrt{d_1} = 0,01 \cdot \sqrt{24} = 48,989 \cdot 10^{-3} mm$$

**Teplota ohřátí náboje je 400 °C.**

### Hřídel 5 - výpočet středního průměru

Motor	c dyn	Sk	$\sigma_{pt} (Rm)$
Mt [Nm]	21,74	2	980
ocel 15 230.7 Rm 980 až 1180 Mpa			

$$\tau_D \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \sigma_D \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \frac{\sigma_{kt}}{s_k \cdot 2} \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \frac{(0,6 \div 0,8) \sigma_{pt}}{(1,5 \div 2,5) \cdot 2} = (0,5) \cdot \frac{(0,6) \cdot 980}{(2,5) \cdot 2} = 58,8 \text{ Mpa}$$

$$\tau_k = \frac{M_t}{W_{kar}} \leq \tau_D$$

$$\tau_D \geq \frac{M_t}{W_{k_{stř}}} = \frac{M_t}{\frac{\pi \cdot d_{stř}^3}{16}} \Rightarrow d_{stř} = \sqrt[3]{\frac{c_{dyn} \cdot M_t [N.mm]}{\pi \cdot \tau_D}} = 15,56 \text{ mm}$$

$$d_1 \geq 0,9 \cdot d_{stř} \geq 14,003 \text{ Volím D 15 pro ložisko 15/32/8 (skf *16002)}$$

$$d_2 \geq 1,2 \cdot d_{stř} \geq 18,6707$$

d3 je osazení pro kolo 13 ..... 24 mm

### Návrh modulu pro ozubená kola na hřídeli 5 a 6

c	12
$\psi$	15
z	20
Mt [N.m]	21,7427
c dyn	2
$\beta$	0

$$m = 8,5 \times 3 \sqrt{\frac{c_{dyn} * Mt * \cos \beta}{c * \psi * z}} = 2,29446 \quad \text{Volím modul 3}$$

m	3
b	14
$\sigma_{pt} (Rm)$	980 min pro ocel 15230

### Namáhání od ohybu v patě zubu

$$\sigma_o = \sigma_D = \frac{Mo}{W_o}$$

$$Mo = F_o * h \quad \text{Ohybový moment v patě zubu}$$

$$h = ha + hf = (h_a^* + h_f^*) * m = 2,25 * m = 6,75 \text{ mm}$$

$$W_o = \frac{1}{6} * (\pi * m)^2 * b = 207,262 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_D \cong \frac{\sigma_{kt}}{(1,5 \div 2,5)} \cong \frac{(0,6 \div 0,8) \sigma_{pt}}{(1,5 \div 2,5)} \cong \frac{0,6 * \sigma_{pt}}{2,5} \cong 235,2 \text{ Mpa}$$

### Maximální možné zatížení od obvodové síly

$$\sigma_o = \sigma_D = \frac{Mo}{W_o} = \frac{F_o * h}{\frac{1}{6} * (\pi * m)^2 * b} = \frac{F_o * (h_a^* + h_f^*) * m}{\frac{1}{6} * (\pi * m)^2 * b} \Rightarrow F_o = \frac{\sigma_D * \frac{1}{6} * (\pi * m)^2 * b}{(h_a^* + h_f^*) * m} = 7221,92 \text{ Mpa}$$

Dovolené napětí v ohybu

$\sigma_{Do}$	kolo 1	15230	210 MPa
	kolo 2	16220	350 MPa

Dovolené napětí v dotyku

$\sigma_{Dd}$	kolo 1	15230	26 MPa
	kolo 2	16220	100 MPa

Obvodové síly na jednotlivých rychlostní stupních

d1	60 mm
d2	96 mm

$$F_o = \frac{2 * c_{dyn} * Mt}{d_w}$$

$$F_{o1}^I = \frac{2 * c_{dyn} * Mt}{d_1^I} = 1449,52 \text{ N}$$

$$F_{o2}^I = \frac{2 * c_{dyn} * Mt}{d_2^I} = 905,947 \text{ N}$$

$$F_D = \pi * c_{min} * b * m * \mu$$

b 14

mí 1

modul 3

$$c_{min} = \min(c_{o1}; c_{o2}; c_{d1}; c_{d2})$$

Doba trvanlivosti

rok 365 dní

52 týdnů

40 pracovních

12 prázdninových

jízda v Sobotu a neděli po dvou hodinách 4

v roce 160

Prázdniny denně 12 týdnů po třech hodinách 3

v roce 252

Součet hodin za víkendy a prázdniny v jednom roku 412

Výdrž tanku 25 let 10300 hodin provozu

10000

Volím

4000 hodin provozu

hodnoty převodovky

	n1	n2	i	z1	z2	
poměry	2728,64	1705,4		1,6	20	32

ro1	0,31	yo1	5,7
ro2	0,31	yo2	5,8
rd1	0,44	yd1	1,55
rd2	0,44	yd2	1,6

$$U = \left(\frac{m}{10}\right)^{0,2} = \left(\frac{3}{10}\right)^{0,2} = 0,786$$

$$c_{o1}^I = \frac{\sigma_{Do1} * r_{o1}}{y_{o1}} = 11,4211 \quad 11,4$$

$$c_{o2}^I = \frac{\sigma_{Do2} * r_{o2}}{y_{o2}} = 18,7069 \quad 18,7$$

$$c_{d1}^I = \frac{\sigma_{Dd1} * r_{d1}}{U * y_{d1}} = 9,3901 \quad 9,4$$

$$c_{d2}^I = \frac{\sigma_{Dd2} * r_{d2}}{U * y_{d2}} = 34,9871 \quad 34,9$$

$$c_{\min}^I = \min(c_{o1}; c_{o2}; c_{d1}; c_{d2}) = \min(11,4; 18,7; 9,4; 34,9) = 9,4$$

$$F_D^I = \pi * c_{\min} * b * m * \mu = 1240,3 \text{ N}$$

$$F_d \geq F_o \quad \frac{F_d}{F_o} \geq (1 \div 2)$$

⇓

$$Fd > Fo$$

Fd	1240,3		
Fo	905,947	S=Fd/Fo	1,36907

**Bezpečnost je splněna.**

**Návrh a výpočet uložení lisovaného spoje hřídele a díry, montážní teploty  
Hřídel 5 kolo 13**

**Dáno :**

d0	0		
d3	24	$\sigma_{pt} (Rm)$	$\sigma_{kt} = 0,6 * \sigma_{pt}$
d2	88,5		
materiál hřídele	15 230.7	980	588
materiál dílu díry	15 230.7	980	588
f	0,15		
sf	2		
n	1705,398		
c dyn	2		
E	210000	$2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$	
l styk	16		
Mt	21,74		

**Výpočet minimálního potřebného tlaku ve stykové ploše hřídele a díry**

$$M_t = c_{dyn} * \pi * d_1 * l_{st} * P_{poř} * f * \frac{d_1}{2} * \frac{1}{S_f} = c_{dyn} * \frac{\pi}{2} * d_1^2 * l_{st} * P_{poř} * f * \frac{1}{S_f}$$

$$p_{1\text{potř}} = \frac{2 * S_f * Mt}{c_{dyn} * \pi * d_1^2 * l_{st} * f} = 10,01291302 \text{ Mpa}$$

**Výpočet**  $\Delta d_{1\text{potř}} \Rightarrow$  **minimálního potřebného přesahu na ø D3**

$${}^{II}\sigma_{\text{red}} = E * {}^{II}\varepsilon_1$$

$$p_1 * ({}^{II}C + 1) = E * \frac{\pi * \Delta d_1}{\pi * d_1} = E * \frac{\Delta d_1}{d_1} \Rightarrow p_1 * ({}^{II}C + 1) = E * \frac{\Delta d_1}{d_1}$$

$${}^{II}C = \left( \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \right) = 1,15875969$$

$$\Delta d_{1\text{potř}} = \frac{d_1 * p_{1\text{potř}} * ({}^{II}C + 1)}{E} = \frac{d_1 * p_{1\text{potř}} * \left[ \left( \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \right) + 1 \right]}{E} = 0,0024703 \quad 2,47034 \text{ } \mu\text{m}$$

**Návrh a výpočet uložení H7 / ?6**

$$d_{jm} = 24 \text{ mm}$$

$$H7 \Rightarrow \begin{matrix} {}^{II}Uh = 21 \text{ } \mu\text{m} \\ {}^{II}Ud = 0 \text{ } \mu\text{m} \end{matrix}$$

$$\text{Podmínka} \Rightarrow {}^I Ud \geq {}^I Ud_{\text{potř}} = {}^{II}Uh + \Delta d_{1\text{potř}} = 21 + 2,4703 = 23,4703 \text{ } \mu\text{m}$$

$$\text{Uložení } H7 / r6 \left| \begin{matrix} +41 \\ +28 \end{matrix} \right.$$

*Maximální přesah*

$$\Delta d_{1\text{max}} = {}^I Uh - {}^{II}Ud = 41 - 0 = 41 \text{ } \mu\text{m} = 41 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

**Maximální tlak ve stykové ploše**

$$\frac{p_{1\text{max}}}{p_{1\text{potř}}} = \frac{\Delta d_{1\text{max}}}{\Delta d_{1\text{potř}}} \Rightarrow p_{1\text{max}} = \frac{p_{1\text{potř}} * \Delta d_{1\text{max}}}{\Delta d_{1\text{potř}}} = 166,18 \quad 166 \text{ Mpa}$$

**Výpočet napětí dle HMH**

$$\sigma_{\text{max}} = {}^{II}\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2} = \sqrt{(-p_{1\text{max}})^2 + (p_{1\text{max}} \cdot {}^{II}C)^2 - (-p_{1\text{max}}) \cdot (p_{1\text{max}} \cdot {}^{II}C)} = p_{1\text{max}} \cdot \sqrt{{}^{II}C^2 + {}^{II}C + 1} = 311 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{\text{red}} = \frac{\sigma_k}{k} \Rightarrow \sigma_{\text{redmax}} = \frac{\sigma_{\text{kt}}}{S_k} \Rightarrow S_{\text{kt}} = \frac{\sigma_{\text{kt}}}{\sigma_{\text{redmax}}} \dots \{1,5 \div 2,5\} \quad 1,9$$

Bezpečnost je splněna

**Výpočet montážní teploty**

$$\Delta d_{1\text{max}} = 41 \text{ } \mu\text{m} = 41 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$



### Návrh modulu pro ozubená kola na hřídeli 5 a 6

c	12
$\psi$	15
z	20
Mt [N.m]	21,7427
c dyn	2
$\beta$	0

$$m = \sqrt[3]{\frac{c_{dyn} * Mt * \cos \beta}{c * \psi * z}} = 2,294460119 \quad \text{Volím modul 3}$$

m	3
b	14

$$\sigma_{pt} (Rm) \quad 980 \text{ min pro ocel 15230}$$

#### Namáhání od ohybu v patě zubu

$$\sigma_o = \sigma_D = \frac{Mo}{Wo}$$

$$Mo = Fo * h \quad \text{Ohybový moment v patě zubu}$$

$$h = ha + hf = (h_a^* + h_f^*) * m = 2,25 * m = 6,75$$

$$Wo = \frac{1}{6} * (\pi * m)^2 * b = 207,2616924$$

$$\sigma_D \cong \frac{\sigma_{kt}}{(1,5 \div 2,5)} \cong \frac{(0,6 \div 0,8) \sigma_{pt}}{(1,5 \div 2,5)} \cong \frac{0,6 * \sigma_{pt}}{2,5} \cong 235,2$$

#### Maximální možné zatížení od obvodové síly

$$\sigma_o = \sigma_D = \frac{Mo}{Wo} = \frac{Fo * h}{\frac{1}{6} * (\pi * m)^2 * b} = \frac{Fo * (h_a^* + h_f^*) * m}{\frac{1}{6} * (\pi * m)^2 * b} \Rightarrow Fo = \frac{\sigma_D * \frac{1}{6} * (\pi * m)^2 * b}{(h_a^* + h_f^*) * m} = 7221,92 \text{ Mpa}$$

#### Dovolené napětí v ohybu

$\sigma_{Do}$	kolo 1	15230	210 MPa
	kolo 2	16220	350 MPa

#### Dovolené napětí v dotyku

$\sigma_{Dd}$	kolo 1	15230	26 MPa
	kolo 2	16220	100 MPa

### Obvodové síly na jednotlivých rychlostní stupních

d1	60 mm
d2	96 mm

$$F_o = \frac{2 * c_{dyn} * Mt}{d_w}$$

$$F_{o1}^I = \frac{2 * c_{dyn} * Mt}{d_1^I} = \boxed{1449,52} \text{ N}$$

$$F_{o2}^I = \frac{2 * c_{dyn} * Mt}{d_2^I} = 905,947 \text{ N}$$

$$F_D = \pi * c_{min} * b * m * \mu$$

b	14
mí	1
modul	3

$$c_{min} = \min(c_{o1}; c_{o2}; c_{d1}; c_{d2})$$

### Doba trvanlivosti

rok	365 dní		
	52 týdnů	40 pracovních	
		12 prázdninových	
jízda v sobotu a neděli po dvou hodinách			4
v roce			160
Prázdniny denně 12 týdnů po třech hodinách			3
v roce			252
Součet hodin za víkendy a prázdniny v jednom roku			412

Výdrž tanku 25 let		10300 hodin provozu
		10000
	Volím	4000 hodin

### Hodnoty převodovky

	n1	n2	i	z1	z2
poměry	2728,64	1705,4		1,6	20 32
	ro1	0,31		yo1	5,7
	ro2	0,31		yo2	5,8
	rd1	0,44		yd1	1,55
	rd2	0,44		yd2	1,6

$$\Delta d_{1\max} = 41 \mu m = 41 \cdot 10^{-3} mm$$

$$\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$$

$$T_0 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta l = l \cdot \alpha \cdot \Delta T$$

⇓

$$\pi \cdot \Delta d_{1\text{mont}} = \pi \cdot d_1 \cdot \alpha \cdot (T_{\text{mont}} - T_0)$$

⇓

$$\Delta d_{1\text{mont}} = d_1 \cdot \alpha \cdot (T_{\text{mont}} - T_0)$$

⇓

$$T_{\text{mont}} = \frac{\Delta d_{1\text{mont}}}{\alpha \cdot d_1} + T_0 = 391,86 \text{ } ^\circ\text{C}$$

⇓

$$T_{\text{mont}} \leq 600 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta d_{1\text{mont}} = \Delta d_{1\max} + v = 41 \cdot 10^{-3} mm + 48,989 \cdot 10^{-3} mm = 89,989 \cdot 10^{-3} mm$$

⋮

$$v \cong 0,01 \cdot \sqrt{d_1} = 0,01 \cdot \sqrt{24} = 48,989 \cdot 10^{-3} mm$$

**Teplota ohřátí náboje je 400 °C.**

### Hřídel 6 - výpočet vnitřního průměru

Mt [N.m]	c dyn	Sk	$\sigma_{pl}$ (Rm)
13,59	2	2	1570

$$\tau_D \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \sigma_D \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \frac{\sigma_{kt}}{s_k \cdot 2} \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \frac{(0,6 \div 0,8) \sigma_{pl}}{(1,5 \div 2,5) \cdot 2} = (0,5) \cdot \frac{(0,6) \cdot 1570}{(2,5) \cdot 2} =$$

$$\tau_k = \frac{M_t}{W_{k_{sr}}} \leq \tau_D = 117,75 \text{ MPa}$$

D mm

43,0000

$$\tau_k \geq \frac{c_{dyn} \cdot M_t}{W_{k_{sr}}} = \frac{c_{dyn} \cdot M_t}{\frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16 \cdot D}} \leq \tau_D \Rightarrow d \leq D - 2 \cdot \sqrt[4]{\frac{D \cdot c_{dyn} \cdot M_t}{\pi \cdot \tau_D}} = d_{0\max} = 28,0057$$

$$U = \left(\frac{m}{10}\right)^{0,2} = \left(\frac{3}{10}\right)^{0,2} = 0,786$$

$$c_{o1}^I = \frac{\sigma_{Do1} * r_{o1}}{y_{o1}} = 11,4211 \quad 11,4$$

$$c_{o2}^I = \frac{\sigma_{Do2} * r_{o2}}{y_{o2}} = 18,7069 \quad 18,7$$

$$c_{d1}^I = \frac{\sigma_{Dd1} * r_{d1}}{U * y_{d1}} = 9,3901 \quad \boxed{9,4}$$

$$c_{d2}^I = \frac{\sigma_{Dd2} * r_{d2}}{U * y_{d2}} = 34,9871 \quad 34,9$$

$$c_{\min}^I = \min(c_{o1}; c_{o2}; c_{d1}; c_{d2}) = \min(11,4; 18,7; 9,4; 34,9) = 9,4$$

$$1240,30078 \text{ N}$$

$$F_D^I = \pi * c_{\min} * b * m * \mu =$$

$$F_d \geq F_o \quad \frac{F_d}{F_o} \geq (1 \div 2)$$

⇓

$$Fd > Fo$$

$$Fd \quad 1240,3$$

$$Fo \quad 905,947$$

$$S = Fd/Fo \quad 1,36907$$

**Bezpečnost je splněna.**

**Návrh modulu pro ozubené kolo na hřídeli 6 a satelitech**

$$c \quad 12$$

$$\psi \quad 15$$

$$z \quad 20$$

$$Mt [\text{N.m}] \quad 30,9834 \quad 10,3278$$

$$c_{\text{dyn}} \quad 2$$

$$\beta \quad 0$$

$$m = 8,5 * \sqrt[3]{\frac{c_{\text{dyn}} * Mt * \cos \beta}{c * \psi * z}} = 1,79024$$

Volím modul 2

m	2	
b	12	
$\sigma_{pt} (Rm)$		900 min pro ocel 16220

### Namáhání od ohybu v patě zubu

$$\sigma_o = \sigma_D = \frac{Mo}{W_o}$$

$$Mo = F_o * h \quad \text{Ohybový moment v patě zubu}$$

$$h = ha + hf = (h_a^* + h_f^*) * m = 2,25 * m = 4,5 \text{ mm}$$

$$W_o = \frac{1}{6} * (\pi * m)^2 * b = 78,9568 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_D \cong \frac{\sigma_{kt}}{(1,5 \div 2,5)} \cong \frac{(0,6 \div 0,8) \sigma_{pt}}{(1,5 \div 2,5)} \cong \frac{0,6 * \sigma_{pt}}{2,5} \cong 216 \text{ Mpa}$$

### Maximální možné zatížení od obvodové síly

$$\sigma_o = \sigma_D = \frac{Mo}{W_o} = \frac{F_o * h}{\frac{1}{6} * (\pi * m)^2 * b} = \frac{F_o * (h_a^* + h_f^*) * m}{\frac{1}{6} * (\pi * m)^2 * b} \Rightarrow F_o = \frac{\sigma_D * \frac{1}{6} * (\pi * m)^2 * b}{(h_a^* + h_f^*) * m} = 3789,93 \text{ Mpa}$$

Dovolené napětí v ohybu

$\sigma_{Do}$	kolo 1	16220	350 MPa
	kolo 2	16220	350 MPa

Dovolené napětí v dotyku

$\sigma_{Dd}$	kolo 1	16220	100 MPa
	kolo 2	16220	100 MPa

### Obvodové síly na hnacím a hnaném kole

d1	50
d2	114

$$F_o = \frac{2 * c_{dyn} * Mt}{d_{...}}$$

$$F_{o1}^I = \frac{2 * c_{dyn} * Mt}{d_1^I} = \boxed{826,224} \text{ N}$$

$$F_{o2}^I = \frac{2 * c_{dyn} * Mt}{d_2^I} = 362,379 \text{ N}$$

$$F_D = \pi * c_{\min} * b * m * \mu$$

b 12  
mí 1  
modul 2

$$c_{\min} = \min (c_{o1}; c_{o2}; c_{d1}; c_{d2})$$

### Doba trvanlivosti

rok	365 dní	
	52 týdnů	40 pracovních
		12 prázdninových

jízda v Sobotu a neděli po dvou hodinách	4
v roce	160
Prázdniny denně 12 týdnů po třech hodinách	3
v roce	252
Součet hodin za víkendy a prázdniny v jednom roku	412
Výdrž tanku 25 let	10300 hodin provozu
	10000
	Volím 4000 hodin provozu

### Hodnoty převodovky

	n1	n2	i	z1	z2
poměry	1653,72	725,315		2,28	25
	ro1	0,34		yo1	5,1
	ro2	0,365		yo2	3,73
	rd1	0,44		yd1	1,26
	rd2	0,515		yd2	0,65

$$U = \left(\frac{m}{10}\right)^{0,2} = \left(\frac{15}{10}\right)^{0,2} = 0,72478$$

$$c_{o1}^I = \frac{\sigma_{Do1} * r_{o1}}{y_{o1}} = 23,3333 \quad 23,3$$

$$c_{o2}^I = \frac{\sigma_{Do2} * r_{o2}}{y_{o2}} = 34,2493 \quad 34,2$$

$$c_{d1}^I = \frac{\sigma_{Dd1} * r_{d1}}{U * y_{d1}} = 48,181 \quad 48,1$$

$$c_{d2}^I = \frac{\sigma_{Dd2} * r_{d2}}{U * y_{d2}} = 109,317 \quad 109,3$$

$$c_{\min}^I = \min (c_{o1}; c_{o2}; c_{d1}; c_{d2}) = \min (23,3; 34,2; 48,1; 109,3) = 23,3$$

$$F_D^I = \pi * c_{\min} * b * m * \mu = 1756,78 \text{ N}$$

$$F_d \geq F_o$$

⇓

$$Fd > Fo$$

Fd	1756,78
Fo	826,224

$$\frac{F_d}{F_o} \geq (1 \div 2)$$

$$S = Fd/Fo = 2,12627$$

**Bezpečnost je splněna.**

### Hřídel 7 - výpočet průměru středního, D1 a D2

Motor

Mt [Nm]	c dyn	Sk	$\sigma_{pt}$ (Rm)
44,57		2	1570
			ocel 16532,4

$$\tau_D \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \sigma_D \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \frac{\sigma_{kt}}{s_k \cdot 2} \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \frac{(0,6 \div 0,8) \sigma_{pt}}{(1,5 \div 2,5) \cdot 2} = (0,5) \cdot \frac{(0,6) \cdot 1570}{(2,5) \cdot 2} = 94,2 \text{ Mpa}$$

$$\tau_k = \frac{M_t}{W_{k_{stř}}} \leq \tau_D$$

$$\tau_D \geq \frac{M_t}{W_{k_{stř}}} = \frac{M_t}{\frac{\pi * d_{stř}^3}{16}} \Rightarrow d_{stř} = \sqrt[3]{\frac{c_{dyn} * M_t [N.mm]}{\pi * \tau_D}} = 16,89 \text{ Mpa}$$

$$d_1 \geq 0,9 * d_{stř} \geq 15,2025$$

Volím D 15 pro ložisko 15/32/8 (skf \*16002)

$$d_2 \geq 1,2 * d_{stř} \geq 19,8$$

Volím D 20 pro jehlové ložisko 20/28/20

### Hřídel 7 - Rovnoboké drážkování

$$p = \frac{\frac{Mt}{d_{st}}}{2} = \frac{\frac{Mt}{1 * \frac{D+d}{2}}}{0,75 * z * \left\{ \frac{1}{2} [(D-2s_D) - (d+2s_d)] \right\} * l_{st}} = \frac{4 * \frac{Mt}{D+d}}{f' * l_{st}} \leq P_{DR}$$

Kef... Součinitel efektivního počtu nosoucích (párů) zubů

Pro rovnoboké drážkování je to hodnota 0,75

l<sub>st</sub> ... styková délka drážek

f' ... [mm<sup>2</sup>/l<sub>st</sub>] efektivní styková plocha na 1 mm délky l<sub>st</sub> 6,3

materiál 16532.3 1570 Mpa

$$\sigma_{kt} = 0,6 * \sigma_{pt} = 942 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_D \cong \frac{\sigma_{kt}}{(1,5 \div 2,5)} \cong \frac{(0,6 \div 0,8) \sigma_{pt}}{(1,5 \div 2,5)} \cong \frac{0,6 * \sigma_{pt}}{2,5} \cong 376,8 \text{ Mpa}$$

$$P_D \cong \sigma_D = 376,8 \text{ Mpa}$$

$$P_{D_{DN}} \geq \frac{4 * \frac{c_{dyn} * Mt}{D + d}}{f' * l_{st}}$$

c<sub>dyn</sub> 2

Mt 44,5726 N.m

z 10 těžká řada

d 16 mm

D 20 mm

b 2,5 mm

f' 10,5

$$\frac{4 * c_{dyn} * Mt}{D + d}$$

$$l_{styk} \geq \frac{D + d}{f' * P_D} = 25,0354 \quad 25 \text{ mm}$$



**Návrh a výpočet uložení lisovaného spoje hřídele a díry, montážní teploty  
Hřídel 7 a disk uložení satelitů**

**Dáno :**

d0	0		
d3	20		
d2	44	$\sigma_{pt} (Rm)$	$\sigma_{kt} = 0,6 * \sigma_{pt}$
materiál hřídele	16532,3	1570	942
materiál dílu díry	16532,3	1570	942
f	0,15		
sf	2		
n	504,1826		
c dyn	2		
E	210000	$2,1 \cdot 10^5 \text{ E} = \text{E} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$	
l styk	8		
Mt	44,57		

**Výpočet minimálního potřebného tlaku ve stykové ploše hřídele a díry**

$$M_t = c_{dyn} * \pi * d_1 * l_{st} * P_{1pot} * f * \frac{d_1}{2} * \frac{1}{S_f} = c_{dyn} * \frac{\pi}{2} * d_1^2 * l_{st} * P_{1pot} * f * \frac{1}{S_f}$$

$$P_{1pot} = \frac{2 * S_f * M_t}{c_{dyn} * \pi * d_1^2 * l_{st} * f} = 59,11623845 \text{ Mpa}$$

**Výpočet  $\Delta d_{1pot}$   $\Rightarrow$  minimálního potřebného přesahu na  $\sigma$  D3**

$$\sigma_{red} = E * \varepsilon_1$$

$$P_1 * (\text{II}C + 1) = E * \frac{\pi * \Delta d_1}{\pi * d_1} = E * \frac{\Delta d_1}{d_1} \Rightarrow P_1 * (\text{II}C + 1) = E * \frac{\Delta d_1}{d_1}$$

$$\text{II}C = \left( \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \right) = 1,520833333$$

$$\Delta d_{1pot} = \frac{d_1 * P_{1pot} * (\text{II}C + 1)}{E} = \frac{d_1 * P_{1pot} * \left[ \left( \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \right) + 1 \right]}{E} = 0,01419 \quad 14,1926$$

## Návrh a výpočet uložení H7 / ?6

$$d_{jm} = 24 \text{ mm}$$

$$H7 \Rightarrow \begin{matrix} {}^H U_h = 21 \text{ } \mu\text{m} \\ {}^H U_d = 0 \text{ } \mu\text{m} \end{matrix}$$

$$\text{Podmínka} \Rightarrow {}^I U_d \geq {}^I U_d_{\text{potř}} = {}^H U_h + \Delta d_{1\text{potř}} = 21 + 14,193 = 35,193 \text{ } \mu\text{m}$$

$$\text{Uložení } H7/s6 \left| \begin{matrix} +48 \\ +35 \end{matrix} \right.$$

Maximální přesah

$$\Delta d_{1\text{max}} = {}^I U_h - {}^H U_d = 48 - 0 = 48 \text{ } \mu\text{m} = 48 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

### Maximální tlak ve stykové ploše

$$\frac{p_{1\text{max}}}{p_{1\text{potř}}} = \frac{\Delta d_{1\text{max}}}{\Delta d_{1\text{potř}}} \Rightarrow p_{1\text{max}} = \frac{p_{1\text{potř}} * \Delta d_{1\text{max}}}{\Delta d_{1\text{potř}}} = 199,93 \quad 200 \text{ Mpa}$$

### Výpočet napětí dle HMH

$$\sigma_{\text{max}} = {}^H \sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2} = \sqrt{(-p_{1\text{max}})^2 + (p_{1\text{max}} \cdot {}^H C)^2 - (p_{1\text{max}}) \cdot (p_{1\text{max}} \cdot {}^H C)} = p_{1\text{max}} \cdot \sqrt{{}^H C^2 + {}^I C + 1} =$$

$$= 440 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{\text{red}} = \frac{\sigma_k}{k} \Rightarrow \sigma_{\text{redmax}} = \frac{\sigma_{\text{kt}}}{S_k} \Rightarrow S_{\text{kt}} = \frac{\sigma_{\text{kt}}}{\sigma_{\text{redmax}}} \dots \{1,5 \div 2,5\}$$

$$= 2,1 \quad \text{Bezpečnost je splněna}$$

### Výpočet montážní teploty

$$\Delta d_{1\text{max}} = 41 \text{ } \mu\text{m} = 48 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

$$\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$$

$$T_0 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta \ell = \ell \cdot \alpha \cdot \Delta T$$

⇓

$$\pi \cdot \Delta d_{1\text{mont}} = \pi \cdot d_1 \cdot \alpha \cdot (T_{\text{mont}} - T_0)$$

⇓

$$\Delta d_{1\text{mont}} = d_1 \cdot \alpha \cdot (T_{\text{mont}} - T_0)$$

⇓

$$T_{\text{mont}} = \frac{\Delta d_{1\text{mont}}}{\alpha \cdot d_1} + T_0 = 403,15 \text{ } ^\circ\text{C}$$

⇓

$$T_{\text{mont}} \leq 600 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta d_{1\text{mont}} = \Delta d_{1\text{max}} + v = 48 \cdot 10^{-3} \text{ mm} + 44,721 \cdot 10^{-3} \text{ mm} = 92,721 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

∴

$$v \cong 0,01 \cdot \sqrt{d_1} = 0,01 \cdot \sqrt{24} = 44,721 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

**Teplota obrátí náboje je 410 °C**  
Hřídel 8 - výpočet tloušťky korunkového kola

Mt [N.m]	c dyn	Sk	$\sigma_{pt}$ (Rm )
30,98	2	2	1570
		ocel	16532,3

$$\tau_D \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \sigma_D \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \frac{\sigma_{kt}}{s_k \cdot 2} \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \frac{(0,6 \div 0,8) \sigma_{pt}}{(1,5 \div 2,5) \cdot 2} = (0,5) \cdot \frac{(0,6) \cdot 1570}{(2,5) \cdot 2} = 117,75 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = \frac{M_t}{W_{k_{stf}}} \leq \tau_D$$

D1 min (mm)  
146,0000

$$\tau_k \geq \frac{c_{dyn} * M_t}{W_{k_{sf}}} = \frac{c_{dyn} * M_t}{\frac{\pi * D^4 - d^4}{16 * D}} \leq \tau_D \Rightarrow d \leq D - 2 * \sqrt[4]{\frac{D * c_{dyn} * M_t}{\pi * \tau_D}} = \begin{matrix} d0 \text{ max (mm)} \\ 120,9890 \end{matrix}$$

Volím	d1	120 mm
	D2	146 mm

**Hřídel 8 - kontrolní výpočet průměru disku hřídele spojovacího korunkové kolo a duté hřídele pro přenos točivého momentu při pohonu a řízení tanku**

Mt [N.m]	c dyn	Sk	$\sigma_{pt}$ (Rm )
30,98	2	2	1570
		ocel	16532,3

$$\tau_D \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \sigma_D \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \frac{\sigma_{kt}}{s_k \cdot 2} \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \frac{(0,6 \div 0,8) \sigma_{pt}}{(1,5 \div 2,5) \cdot 2} = (0,5) \cdot \frac{(0,6) \cdot 1570}{(2,5) \cdot 2} = 117,75 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = \frac{M_t}{W_{k_{stf}}} \leq \tau_D$$

▲	D1 max( mm)
▼	146,0000

$$\tau_k \geq \frac{c_{dyn} * M_t}{W_{k_{sf}}} = \frac{c_{dyn} * M_t}{\frac{\pi * D^4 - d^4}{16 * D}} \leq \tau_D \Rightarrow d \leq D - 2 * \sqrt[4]{\frac{D * c_{dyn} * M_t}{\pi * \tau_D}} = \begin{matrix} d0 \text{ max (mm)} \\ 120,9890 \end{matrix}$$

Vyhovuje.

Hřídel 8 - dutá

Mt [N.m]	c dyn	Sk	$\sigma_{pt} (Rm)$	
30,98	2	2	1570 ocel	16532,3

$$\tau_D \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \sigma_D \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \frac{\sigma_{kt}}{s_k \cdot 2} \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \frac{(0,6 \div 0,8) \sigma_{pt}}{(1,5 \div 2,5) \cdot 2} = (0,5) \cdot \frac{(0,6) \cdot 980}{(2,5) \cdot 2} = 117,75$$

$$\tau_k = \frac{M_t}{W_{ksf}} \leq \tau_D$$

D1 min (mm)  
58,0000

$$\tau_k \geq \frac{c_{dyn} * M_t}{W_{ksf}} = \frac{c_{dyn} * M_t}{\frac{\pi * (D^4 - d^4)}{16 * D}} \leq \tau_D \Rightarrow d \leq D - 2 * \sqrt[4]{\frac{D * c_{dyn} * M_t}{\pi * \tau_D}} = d0 \max = 38,1437 \text{ mm}$$

Podmínka smontovatelnosti planetového soukolí

$$g = \frac{z_2 - z_1}{q} \quad \text{platí pro převodové číslo, které je větší jak 1}$$

počet zubů

z2	57 kor kolo
z1	25 pastorek
zs	16 satelit
	4 počet satelitů

"g" musí být celé kladné číslo

$$g = \frac{z_2 - z_1}{q} = \frac{57 - 25}{4} = 8$$

#### **4 Shodnocení technických vlastností, závěr.**

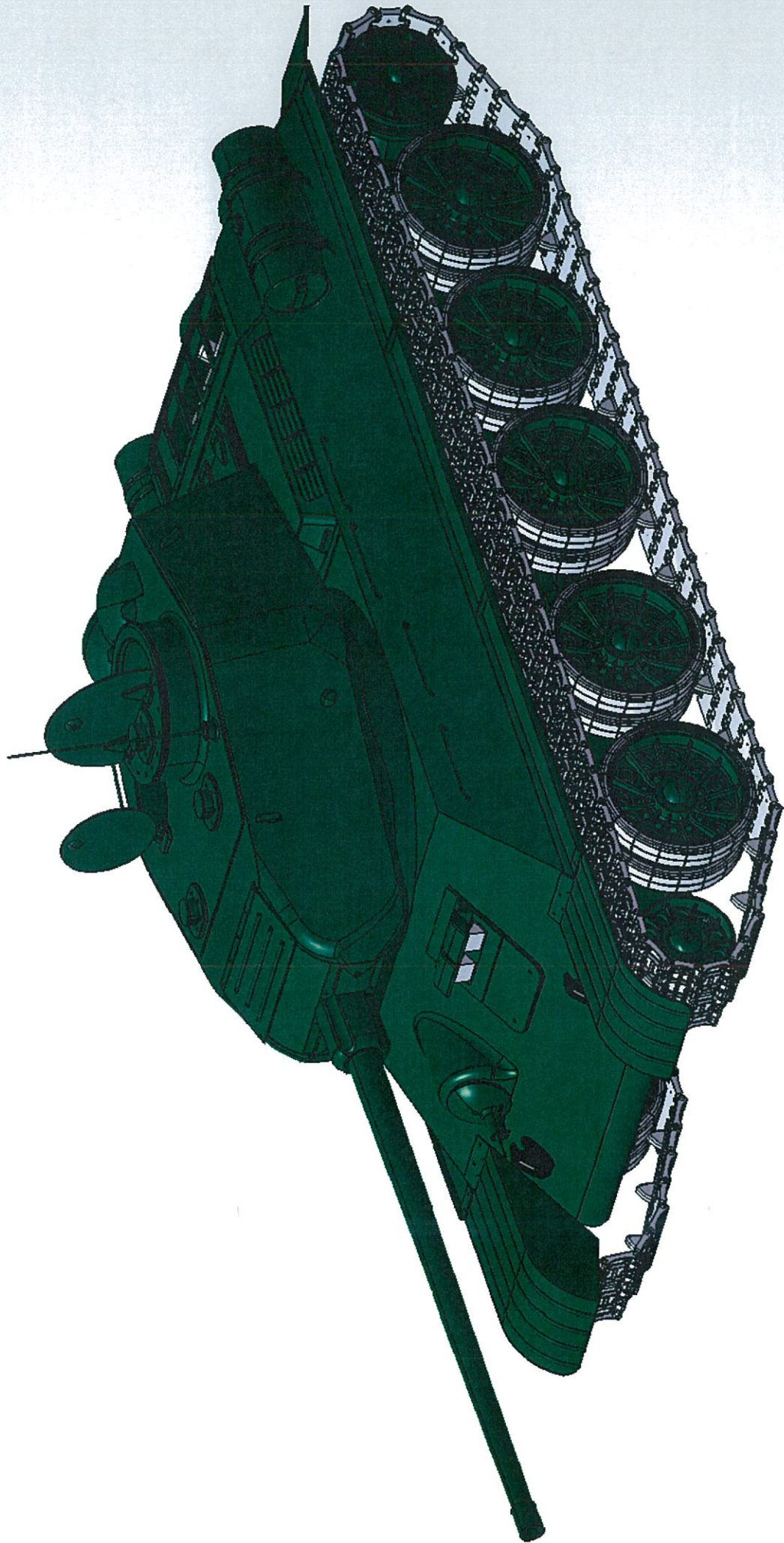
Výběr pohonné jednotky zajišťuje stabilní a dostatečný výkon k maketovosti jízdy. Korba včetně podvozku vyhovuje namáhání jízdy terénem a konstrukční řešení PSÚ jako celek splňuje požadavky na jeho požadovanou funkci a kvalitu. Při navrhování různých technických řešení jsem využil všech mnou získaných znalostí při studiu na Strojní fakultě při Západočeské Univerzitě v oboru konstruování, obrábění a výběru materiálů pro tato řešení.

## 5 Použitá literatura

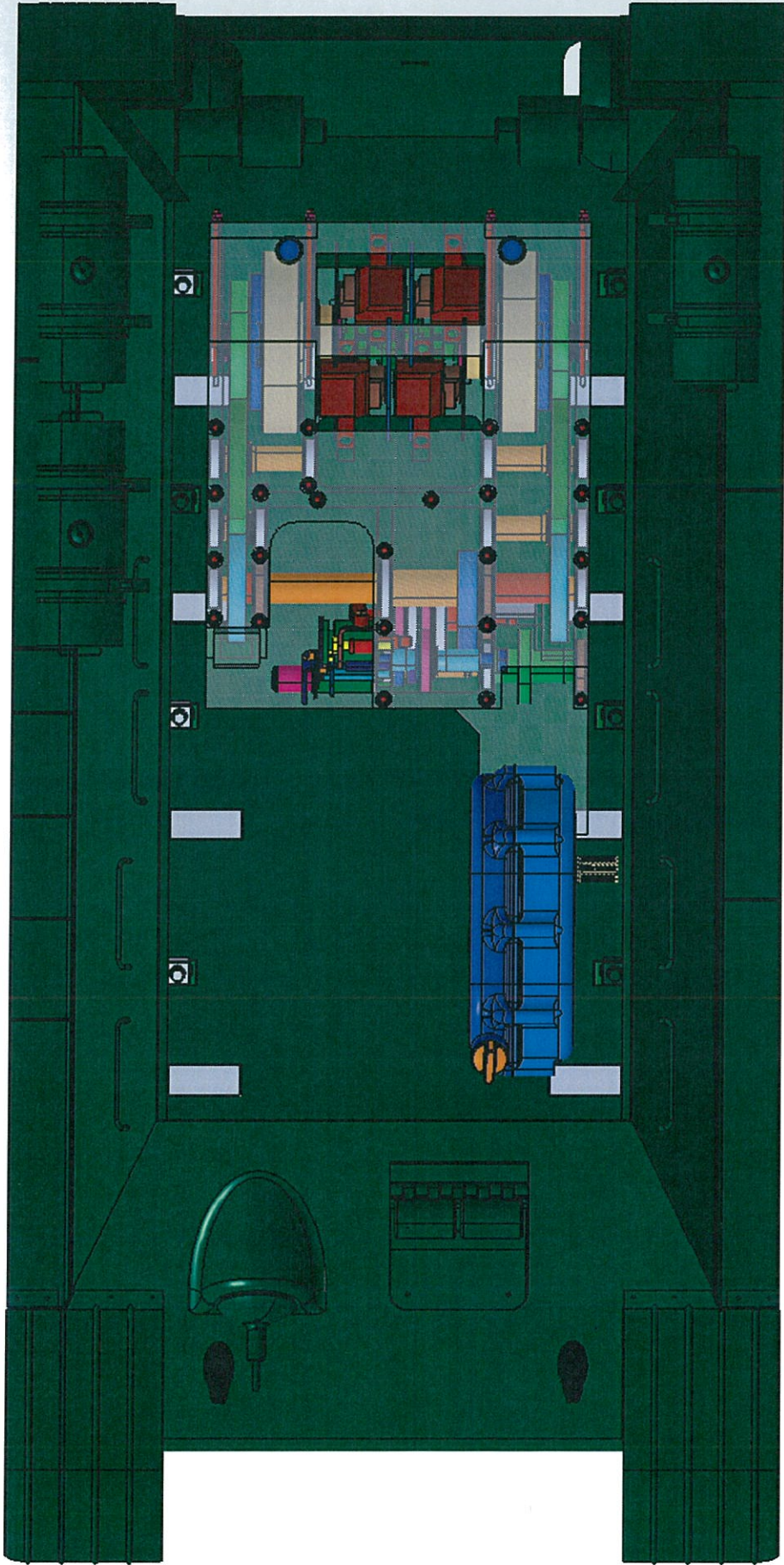
- [1] ŽELTOV, I., PAVLOV, M., SOLJAKIN, A. *Neizvestnyj T-34*. Moskva: Izdatelskij centr Eksprint, 2001. ISBN 5-94038-013-1
- [2] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J., *Příručka strojního inženýra 1*. Praha: Computer-Press, 1999. ISBN 80-7226-055-3
- [3] KRÁTKÝ, J., HOSNEDL, S., *Strojní části 2, Převodové mechanismy*. Plzeň: Vydavatelství Západočeské univerzity, 1998.
- [4] ARCHIPOVA, M. A. *Broněvotankovaja technika CCCP vtorovoj mirovoj vojny*. Minsk: cp Charvest, 2004

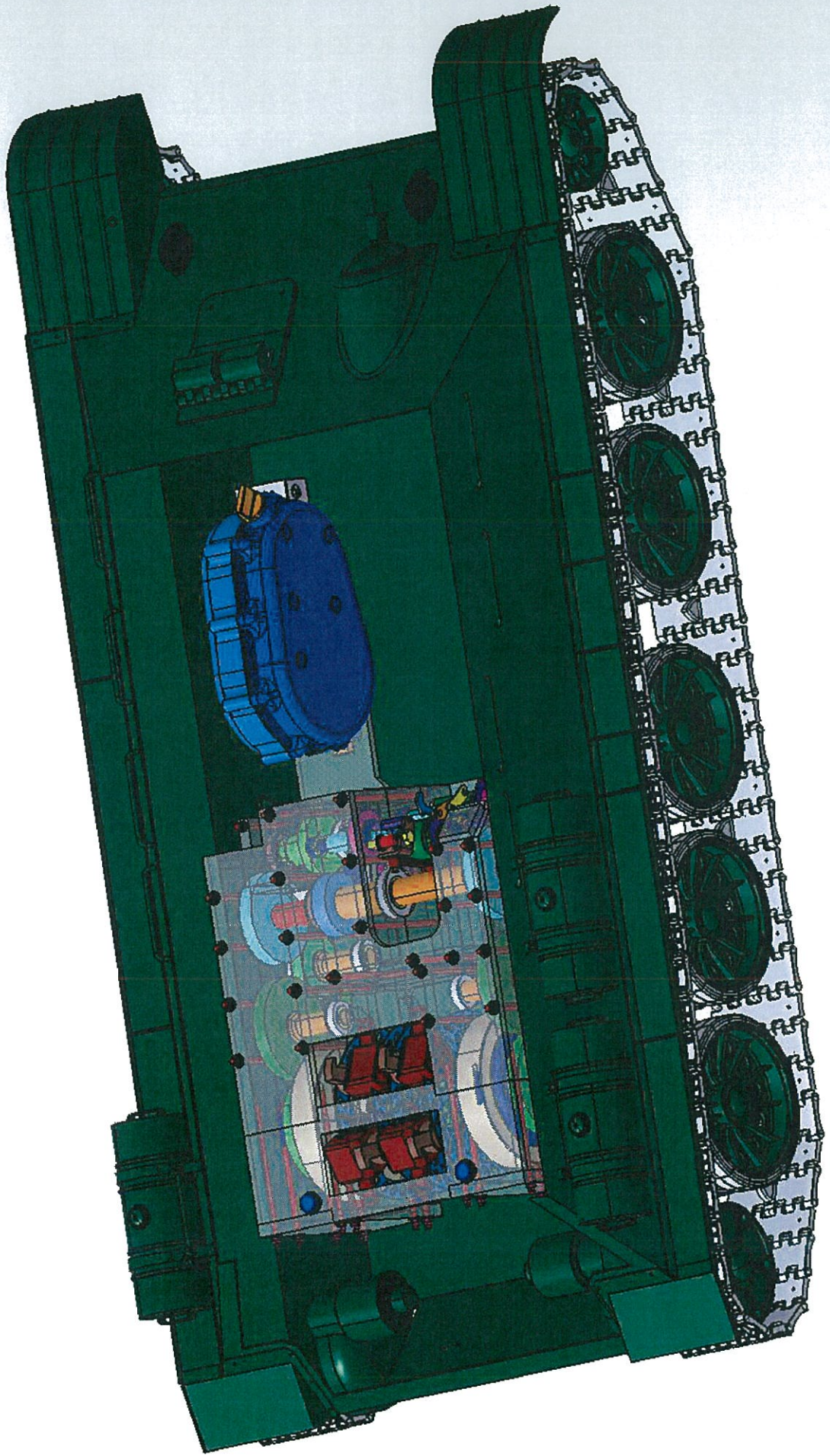
**PŘÍLOHA č. 1**

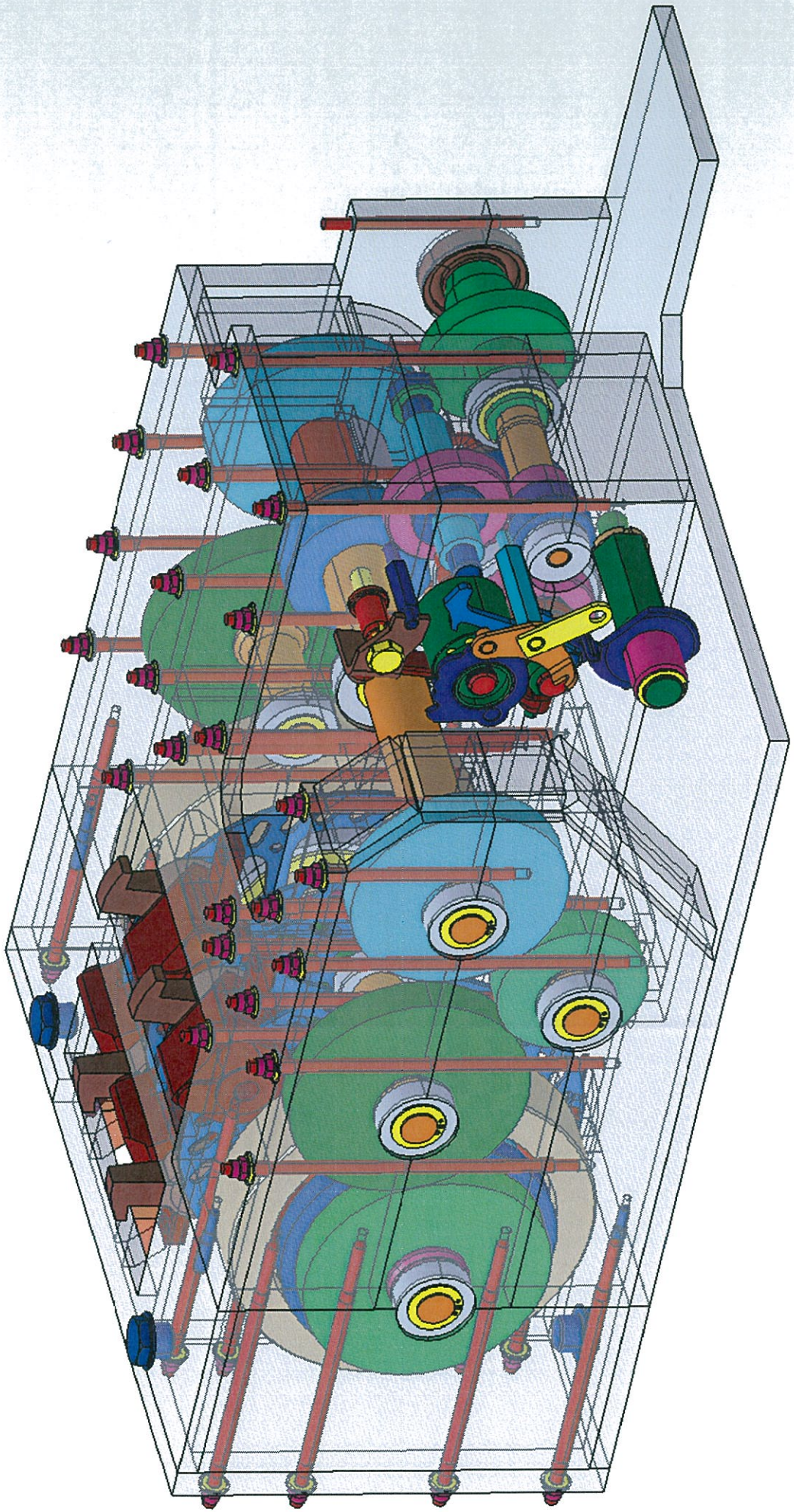
**CAD modely podvozku a převodového směrového ústrojí a jeho umístění v modelu tanku.**

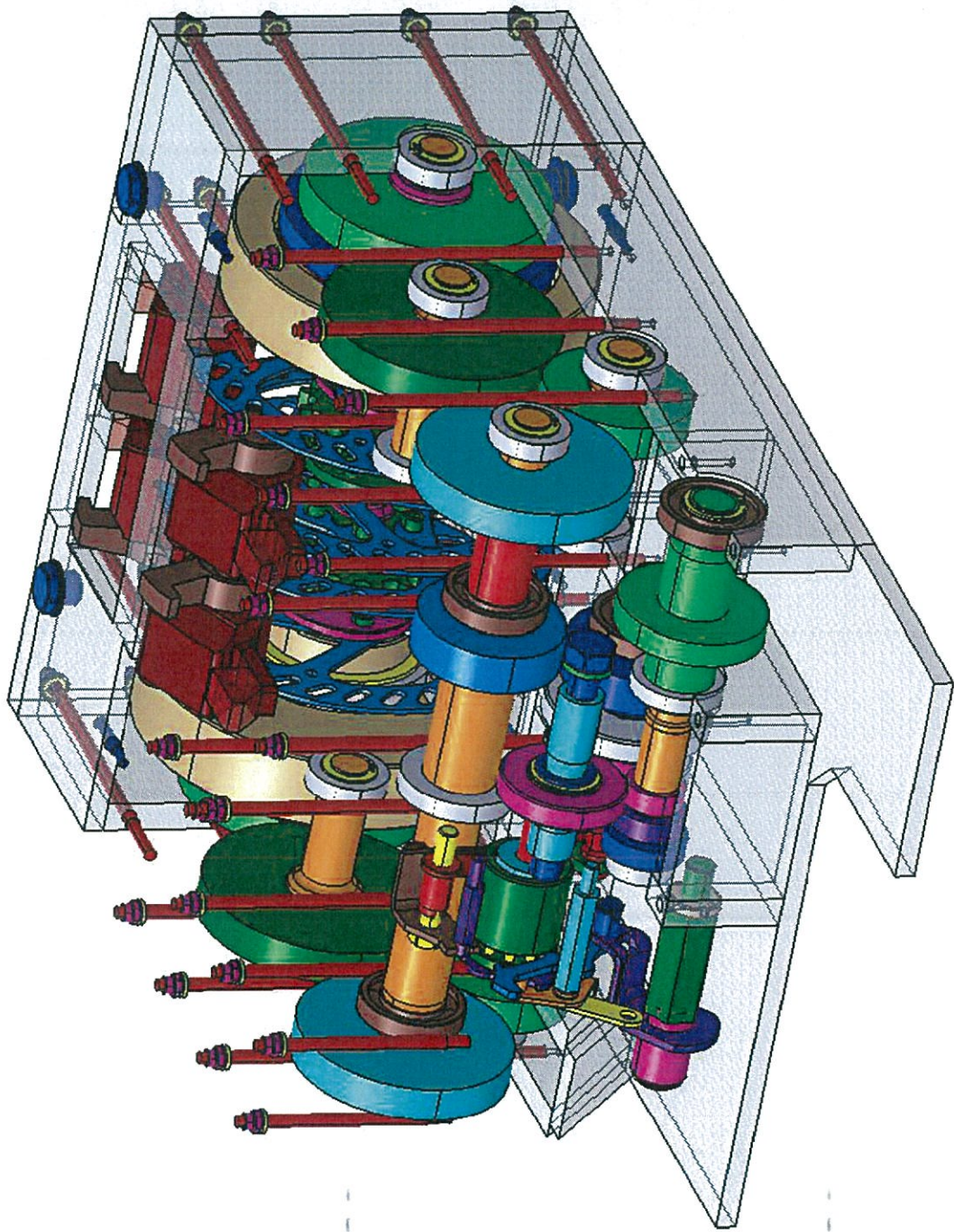


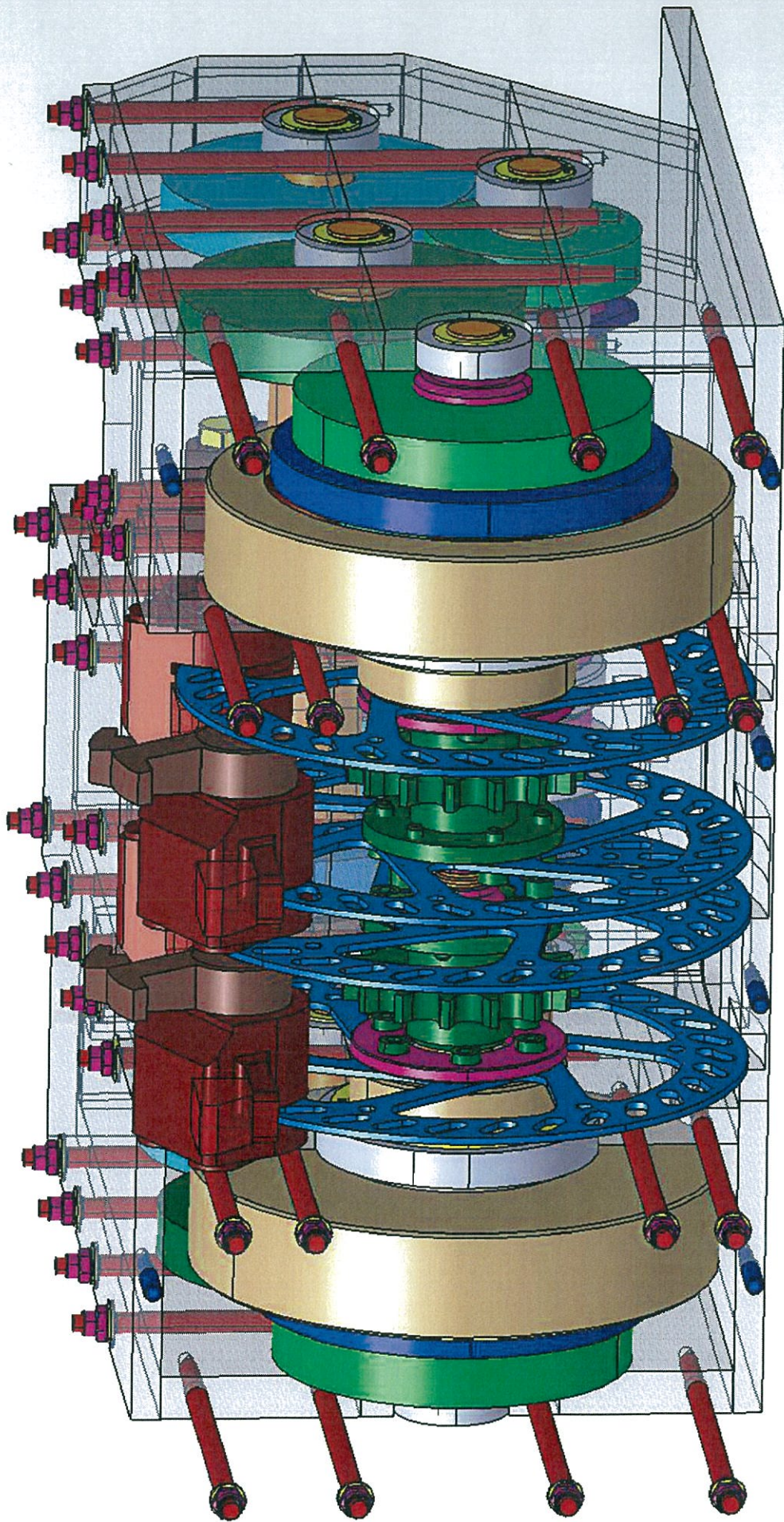


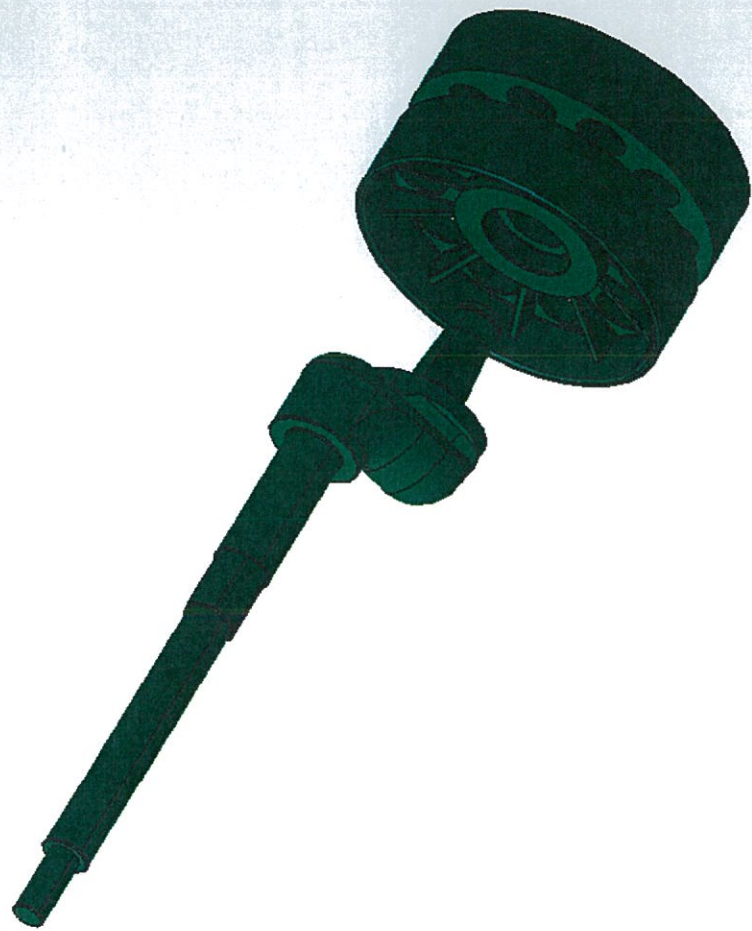


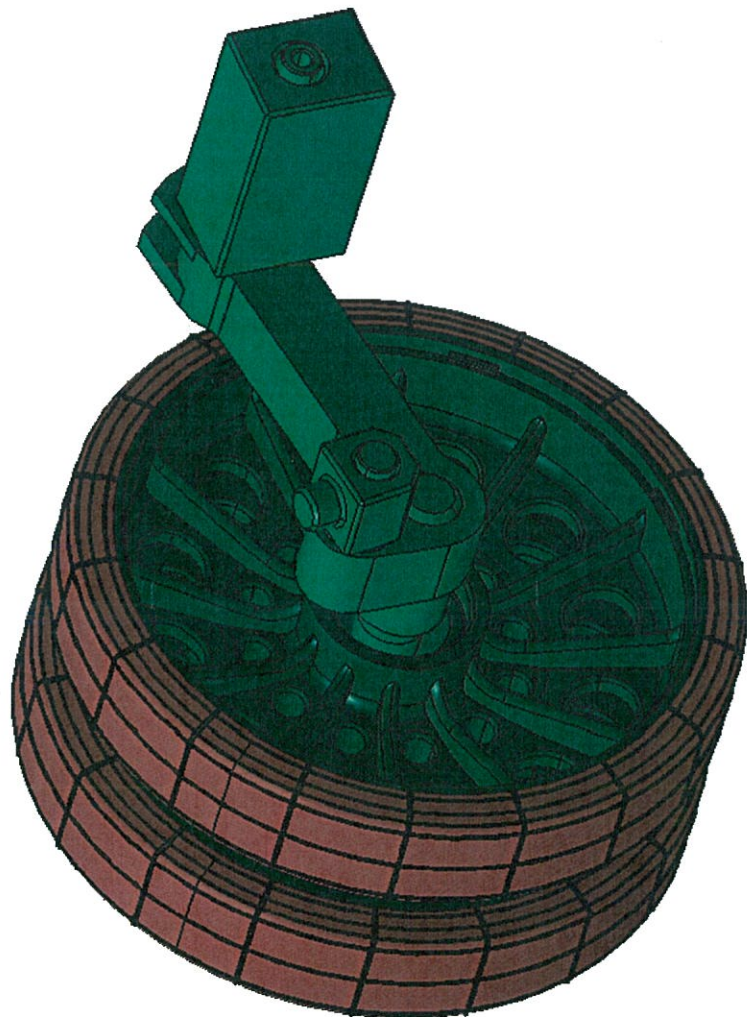
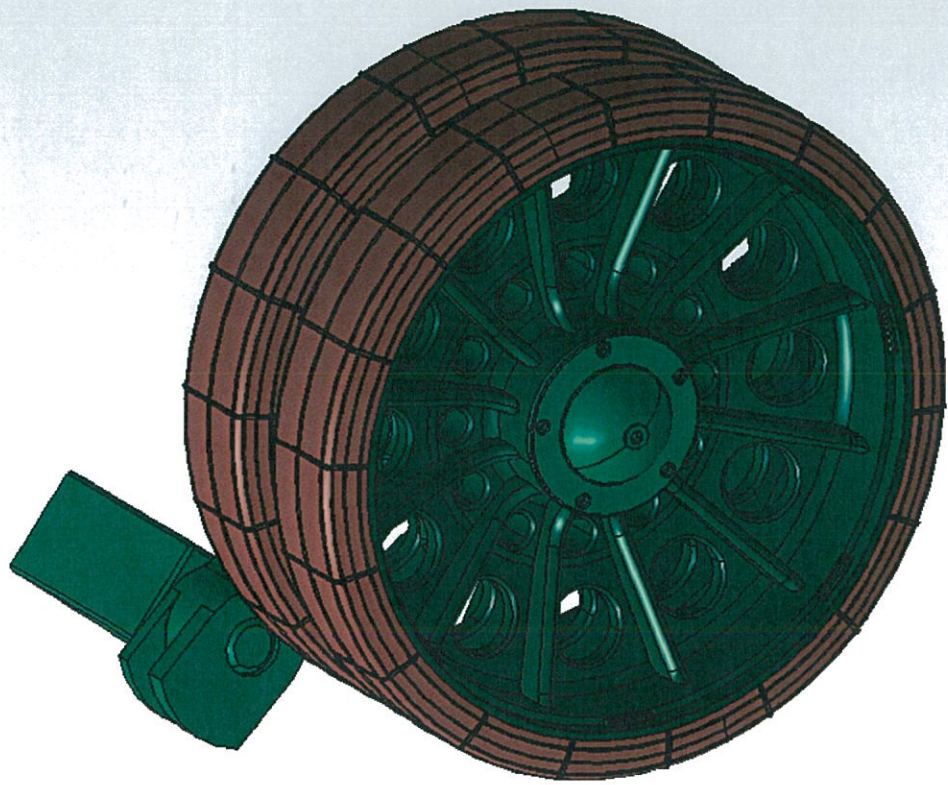






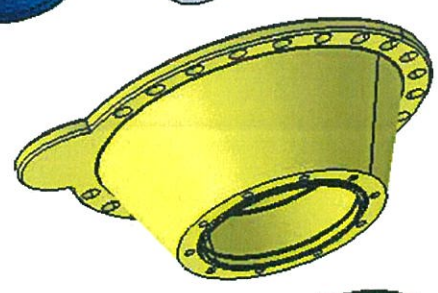
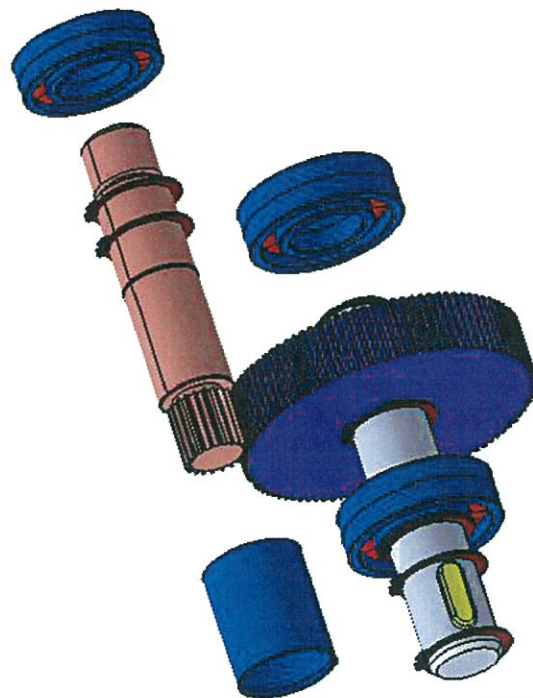
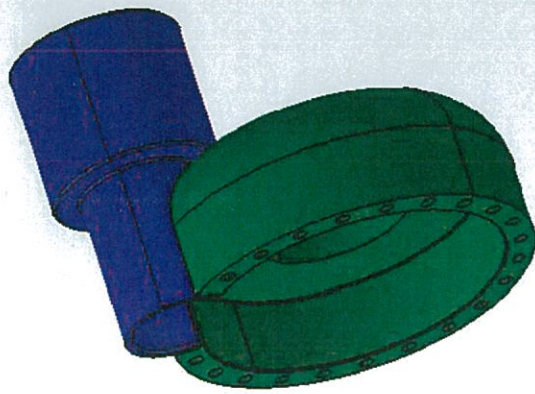


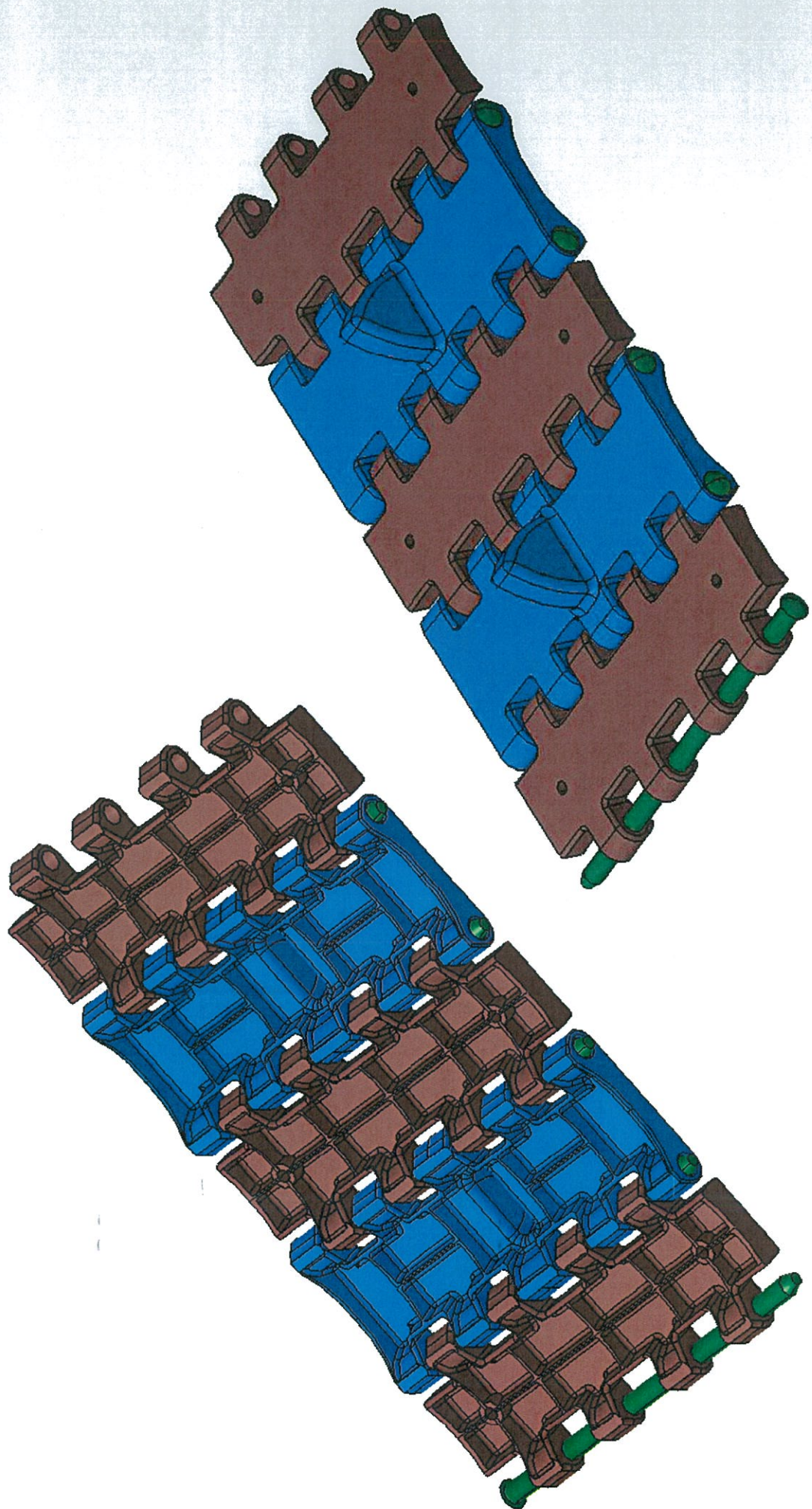


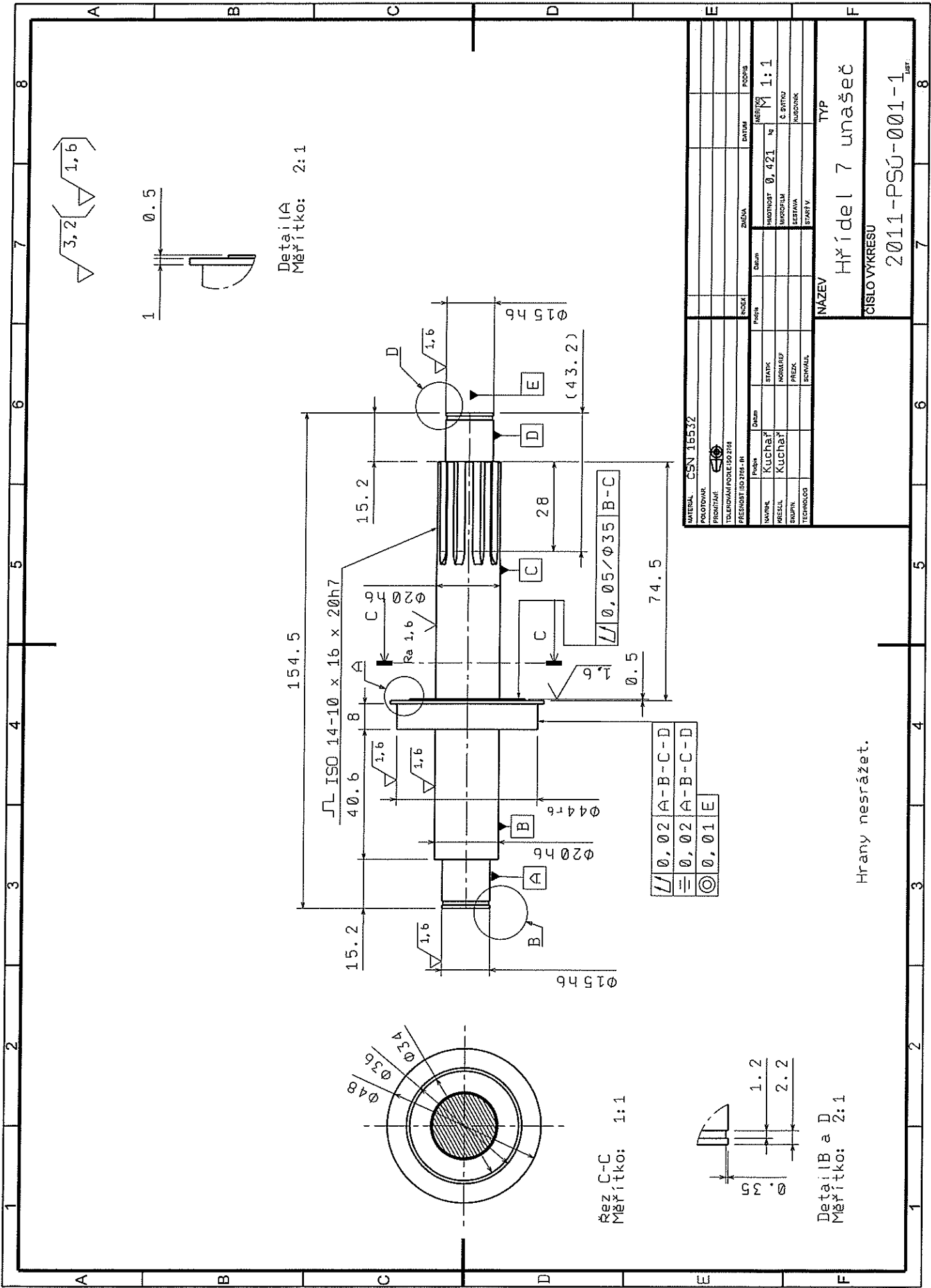












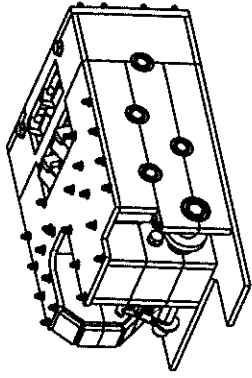
Detail A  
Měřítko: 2:1

Řez C-C  
Měřítko: 1:1

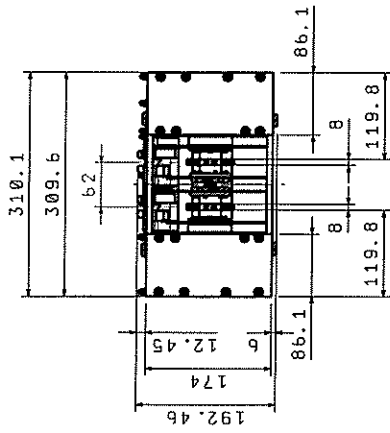
Detail B a D  
Měřítko: 2:1

MATERIÁL: CSN 15532		ZÁSOBA		DATUM	
PŘEDLOŽKA:		PROJEKT		MĚŘITEL	
PŘEDLOŽKA: TOLEROVÁNÍ PODLE ISO 2768		DĚL		MĚŘITEL: M 1:1	
PŘESNOST ISO 2768-14		STAVKA		Č. STROJ	
MÁVRA: Kuchař		NORMA		KOD	
KRESLIL: Kuchař		PŘÍZK		KOD	
BRÁNIL:		SCHVÁLIL		KOD	
TECHNICKÝ		STAVKA		KOD	
NAZEV: Hřídel 7 unašec		TYP		KOD	
ČÍSLO VÝKRESU: 2011-PSÚ-001-1		KOD		KOD	

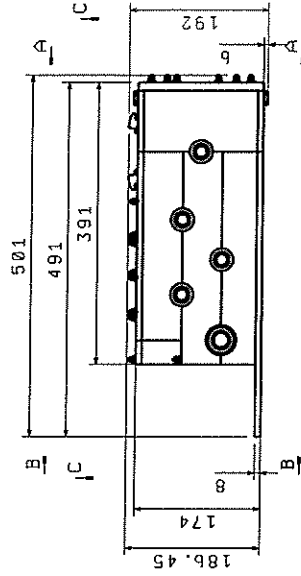
Hrany nesrážet.



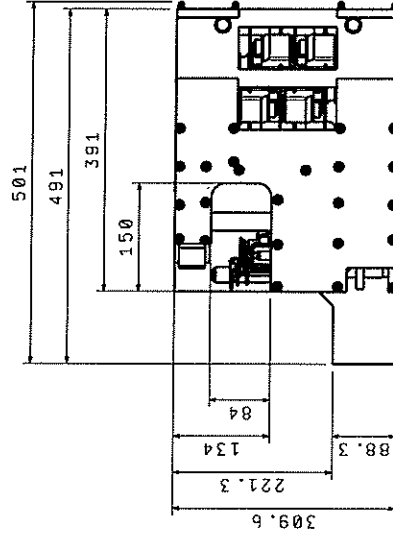
Isometric  
Měřítko: 1:5



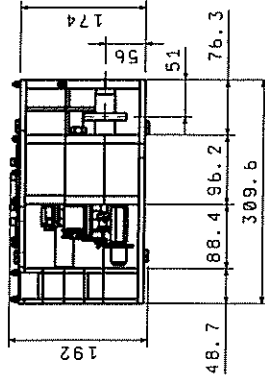
Pohled A-A



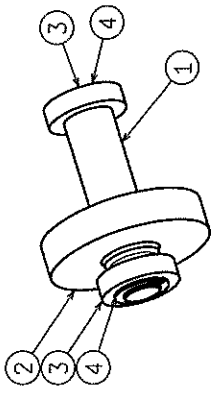
Pohled B-B



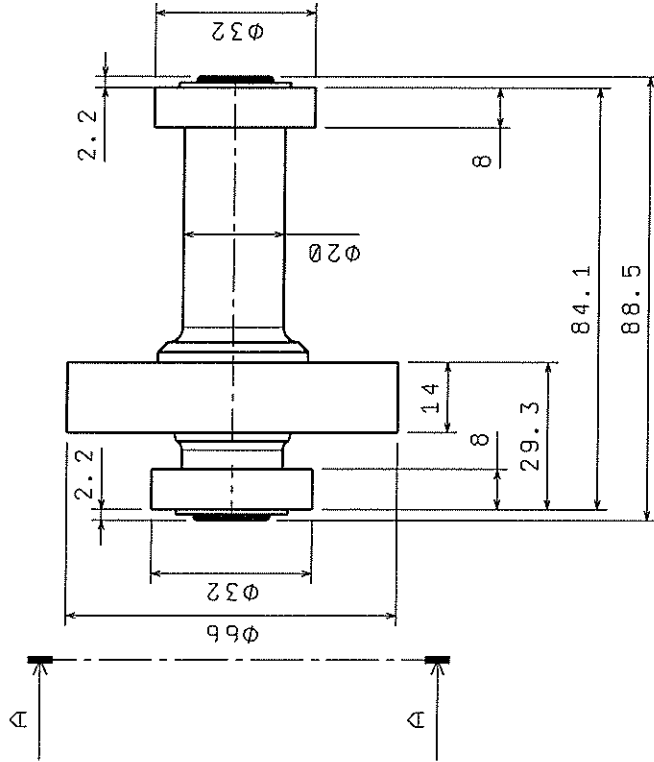
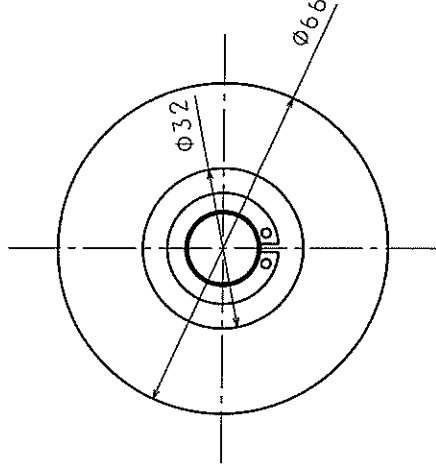
Pohled C-C



KRESLIL Kuchař	ISO 0015	ISO 2708 - mk	HMOTNOST 52,51 kg
	PREZK. Kuchař	MĚŘÍTKO M 1:1	Listy/List 1/1
ČÍSLOVKRESU 2011-PSU-003-1		TYP Převodové a směrové ústrojí	
NAZEV Převodové a směrové ústrojí			



Isometric  
Měřítko: 1:2



Shrnutí : Hřídel 4 a kolo 12  
Různé díly: 4  
Díly celkem: 6

Číslo	Název Dílu	Množství	Zdroj
1	Hřídel 4	1	Vyrobený
2	Kolo ozubene 12	1	Vyrobený
3	Ložisko kulicové 15/32/8	2	Nakoupený
4	Krouzek pojistný Hr 15	2	Nakoupený

Montáž ozubeného kola na hřídel po ohřátí v olejové lázni o teplotě 400°C

MATERIÁL	POLOVOUR	PRŮMĚR	POHOD	POHOD	POHOD
TOLEROVÁNÍ PODLE ISO 8015					
PŘESNOST ISO 2768-mS					
MAVREK	PROJEKT	PROJEKT	PROJEKT	PROJEKT	PROJEKT
KUCHAT	KUCHAT	KUCHAT	KUCHAT	KUCHAT	KUCHAT
SKUPIN	SKUPIN	SKUPIN	SKUPIN	SKUPIN	SKUPIN
TECHNOL	TECHNOL	TECHNOL	TECHNOL	TECHNOL	TECHNOL
<b>NAZEV</b> Hřídel 4 & kolo 12 sestava <b>ČÍSLO VÝKRESU</b> 2011 - PSÚ - 002-1					