

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojírenství
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Posuvové mechanismy pro soustruhy. Posuvový mechanismus
podélných saní.

Autor: **Michael MATUŠKA**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Zdeněk HUDEC, CSc.**

Akademický rok 2015/2016

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....

podpis

autora

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu a zároveň konzultantovi mé bakalářské práce, panu doc. Ing. Zdeňku Hudcovi, CSc., za poskytnutí odborných rad, přátelský přístup a pečlivé vedení mé bakalářské práce. Chtěl bych mu dále poděkovat za ochotu při řešení problémů a trpělivost při vysvětlování nejasností.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Matuška	Jméno Michael		
STUDIJNÍ OBOR	B2301 „Stavba výrobních strojů a zařízení“			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hudec, CSc.	Jméno Zdeněk		
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ		Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Posuvové mechanismy pro soustruhy. Posuvový mechanismus podélných saní.			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2016
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	58	TEXTOVÁ ČÁST	56	GRAFICKÁ ČÁST	2
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	<p>Bakalářská práce obsahuje rešerši součástí posuvového mechanismu. Zabývá se konstrukčním návrhem posuvového mechanismu pro soustruh SUN 125. Obsahuje základní i kontrolní výpočty.</p>
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	<p>Rešerše, posuvový mechanismus, skříň, výpočet</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Matuška	Name Michael	
FIELD OF STUDY	B2301 “Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hudec,CSc.	Name Zdeněk	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Feed mechanisms for lathes. Feeding mechanism of longitudinal sleigh		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2016
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	58	TEXT PART	56	GRAPHICAL PART	2
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This bachelor's thesis is research on feed mechanisms for lathes. It concerns itself with the design of feed mechanism for the turning machine SUN 125. This thesis contains basic and control calculations.
KEY WORDS	Research, feed mechanism, box ,calculation

Obsah

Obsah.....	4
1. Úvod.....	2
2. Rešerše problému	2
2.1 Soustružnické stroje.....	2
2.2 Posuvový mechanismus.....	3
2.2.1 Vedení	4
2.2.2 Pohony posuvů	8
2.2.3 Suport	10
3. Posuvový mechanismus podélných saní	20
3.1 Příloha zadání bakalářské práce	20
3.2 Stanovení cílů.....	20
4. Nové řešení.....	21
4.1 Analýza soustruhu ŠKODA SUN 125	21
4.2 Vlastní konstrukce mechanismu	22
4.2.1 Návrh uspořádání mechanismu	22
4.2.2 Sestavení mechanismu	22
4.2.3 Uložení pastorku	23
4.2.4 Návrh převodovky a motoru pro pohon mechanismu.....	24
4.2.5 Návrh příruby mezi převodovkou a motor	27
4.2.6 Návrh uložení hřídele s pastorkem (návrh ložisek).....	28
4.2.7 Kontrolní výpočet nalisovaného spoje mezi pastorkem a nábojem	30
4.2.8 Kontrolní výpočet ozubení pastorku	31
4.2.9 Kontrolní výpočet šroubového spoje mezi nábojem a převodovkou	31
5. Závěr.....	33
Použitá literatura	34
Seznam obrázků	34
Seznam tabulek	35
Seznam příloh.....	36

1. Úvod

V této bakalářské práci popíši funkci a konstrukci podélných saní u soustružnických strojů, jeden druh saní si vyberu, vymodeluji 3D model a provedu analýzu tuhosti a deformací.

2. Rešerše problému

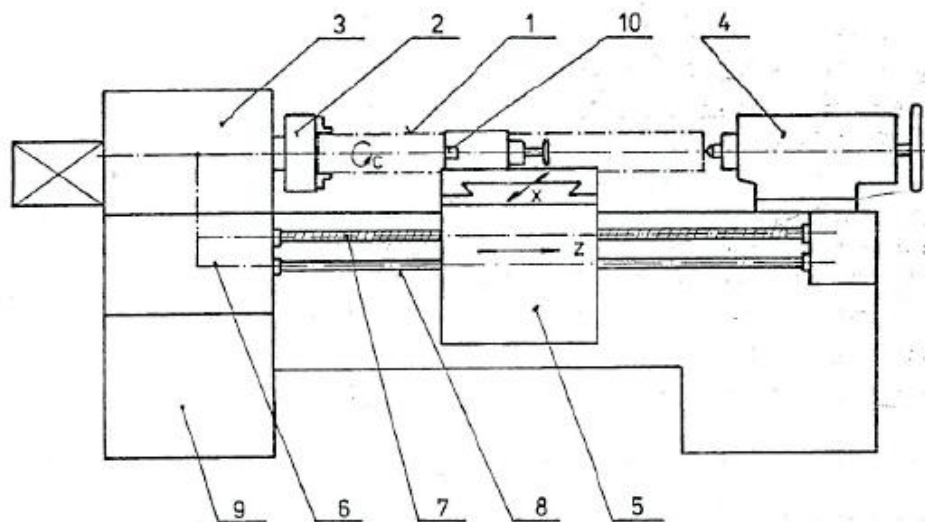
2.1 Soustružnické stroje

Jsou nejrozšířenější skupinou obráběcích strojů určených k obrábění součástí rotačních tvarů. Lze na nich obrábět vnější i vnitřní rotační plochy válcové, kuželové i obecné, čelní rovinné plochy, řezat závity, vrtat, vyvrtávat, vystružovat apod.

Soustruhy se dělí podle polohy obrobku na stroje s vodorovnou osou soustružení a na stroje se svislou osou soustružení.

- Čelní
- Svislé
- Revolverové
- Zvláštní (vačky, klikové hřídele)

Pro soustružnické stroje je charakteristický rotační hlavní pohyb, který koná obrobek upnutý ve sklíčidle. Vedlejší pohyb koná nástroj (nejčastěji soustružnický nůž), který je připevněn k nožové hlavě, s níž je pohybováno pomocí suportů rovnoběžně, kolmo nebo různoběžně vzhledem k ose rotace obrobku.

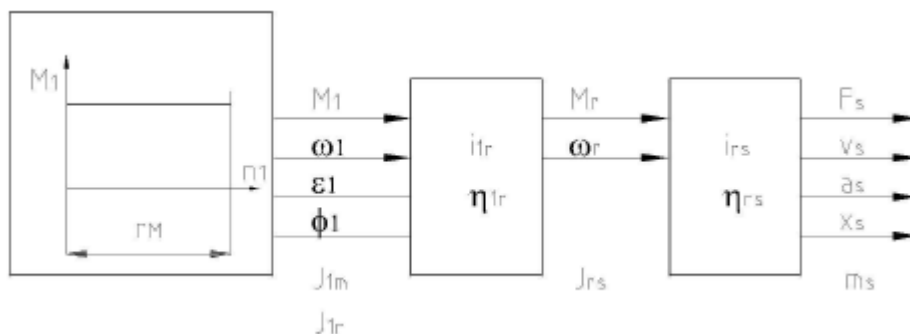


Obr. 1 – Schéma univerzálního hrotového soustruhu

- | | | | | |
|--------------------|--------------------|----------------------|-----------|------------|
| 1 – Obrobek | 2 – Sklíčidlo | 3 – Vřeteník | 4 – Koník | 5 – Suport |
| 6 – Posuvová skříň | 7 – Pohybový šroub | 8 – Rozvodový hřídel | | |
| 9 – Lože | 10 – Nůž | | | |

2.2 Posuvový mechanismus

Slouží pro transformaci energie. Posuvový mechanismus začíná vstupní částí (servomotor, vstupní převod) a končí výstupní částí (výstupní převod, suport, pinola)



Obr. 2 – Blokové schéma posuvového mechanismu

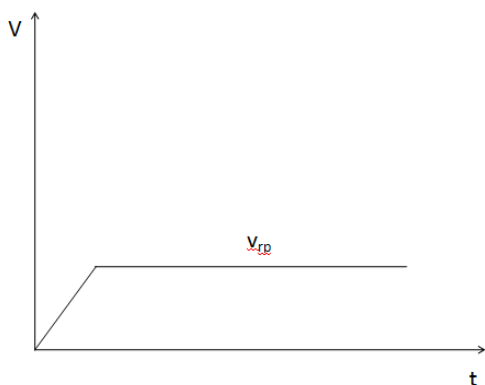
- M_1 [Nm] ...moment motoru, ω_1 [s-1]úhlová rychlost motoru, ϵ_1 [rad s-2]úhlové zrychlení motoru,
- ϕ_1 [rad]úhlové natočení motoru, M_r [Nm] ...moment na vstupu finálního členu mechanismu,
- ω_r [s-1]úhlová rychlost na vstupu finálního členu mechanismu,
- F_s [N] ...síla na výstupní části mechanismu, v_s [m s-1] rychlost výstupní části mechanismu,
- a_s [m s-2] zrychlení výstupní části mechanismu, x_s [m] dráha výstupní části mechanismu,
- i_{1r} [-] ...převod mechanismu mezi motorem a finálním členem (vstupní převod),
- η_{1r} [-] ...účinnost mechanismu mezi motorem a finálním členem,
- i_{1rs} [-] ...finální převod mechanismu, η_{1rs} [-] ...účinnost finálního členu mechanismu,
- J_{1m} [kg m2]moment setrvačnosti kotvy motoru na hřídeli 1,
- J_{1r} [kg m2] moment setrvačnosti vstupního převodu na hřídeli 1,
- J_{rs} [kg m2] moment setrvačnosti výstupního převodu motoru na hřídeli r,
- m_s [kg]hmotnost přesouvaných skupin mechanismu

Kinematické hledisko

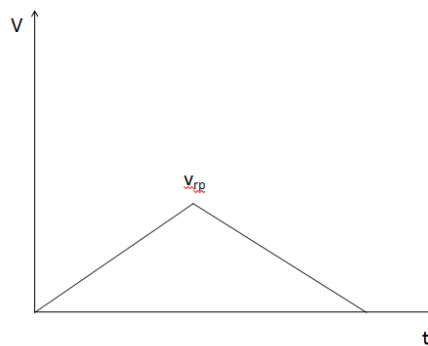
Posuvový mechanismus může vykonávat při obrábění tyto pracovní cykly:

- Jednoduché (a,b,e)
- Složené (c,d)

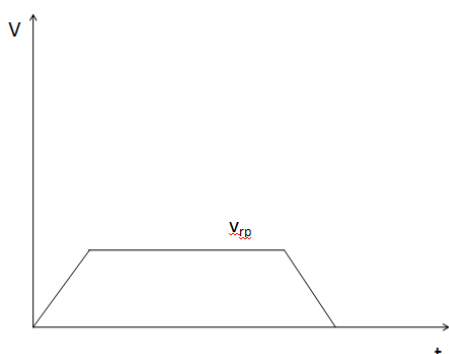
Při obrábění je potřeba zkrátit neproduktivní časy. Proto se rozlišuje pohyb na rychloposuv v_{rp} a pracovní posuv v_p .



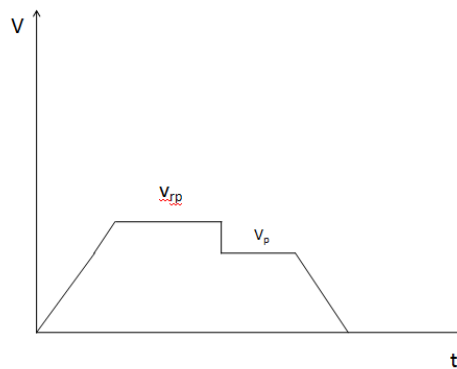
Obr. 3 – a)



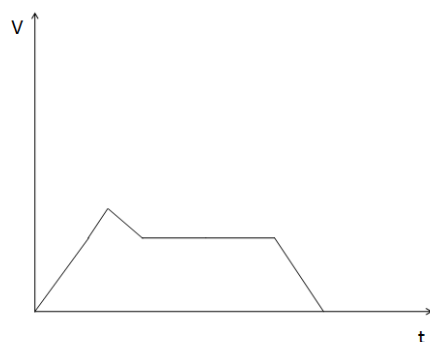
Obr. 4 – b)



Obr. 5 – c)



Obr. 6 – d)



Obr. 7 – e)

2.2.1 Vedení

Vedení je soustava vodících ploch, na nichž se stýká pohyblivá část (saně, stůl) s nepohyblivou (lože). Vedení zaručuje pohyb po geometricky přesných dráhách.

Na vedení se kladou tyto požadavky:

- *Přesnost.* Tato přesnost se kontroluje na hotovém stroji.
- *Nejmenší možná vůle.* U kluzných vedení musí být pouze taková vůle, aby byl zajištěn pohyb a vytvoření mazacího olejového filmu.
- *Tuhost.* Ovlivňuje přesnost práce stroje.
- *Odolnost proti opotřebení.* Zabraňuje vzniku vůlí.
- *Vhodné konstrukční uspořádání vodících ploch.* Počet vodících ploch by měl být omezen na minimum.
- *Malý odpor proti pohybu.*
- *Ochrana proti vnikání nečistot, prachu, třísek.*
- *Mazání.* Zmenší odpory proti pohybu.
- *Tlumení kmitání.*

Rozdělení vedení

Podle způsobu dotyku vodících ploch:

Katedra Konstruování

Michael Matuška

- Kluzná
- Hydrostatická
- Valivá

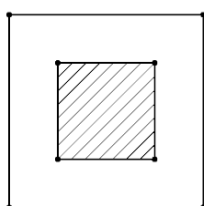
Podle tvaru drah vedení, po nichž se jednotlivé body pohyblivých částí pohybují, se rozeznávají:

- Přímočará vedení (body se pohybují po přímkách)
- Kruhová vedení (body se pohybují po soustředných kružnicích)

Vedení přímočaré

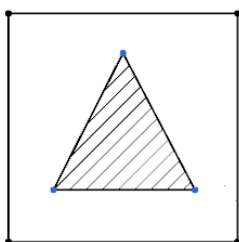
Podle tvaru ploch a jejich vzájemné polohy můžeme rozdělit vedení na:

- Hranolové čtyřboké



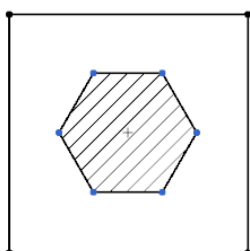
Obr. 8 – Hranolové čtyřboké vedení

- Hranolové trojboké



Obr. 9 – Hranolové trojboké vedení

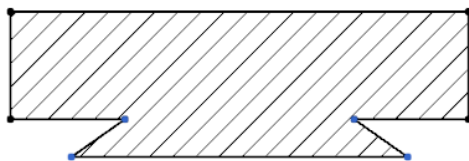
- Hranolové šestiboké



Obr. 10 – Hranolové šestiboké vedení

- Válcové (nemůže samo zaručit pohyb v jednom stupni volnosti a musí být doplněno dalším vedením)

- Rybinovité



Obr. 11 – Rybinovité vedení

- Prizmatické



Obr. 12 – Prizmatické vedení

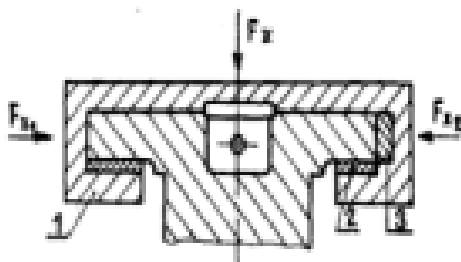
Obecně působí na saně pohybující se po vedení prostorová soustava sil, zahrnující užitečný odpor, např. axiální řeznou sílu, hnací sílu a normálové a tečné reakce mezi saněmi a vedením. Neleží-li hnací síla a výsledný odpor v jedné přímce, vzniká dvojice, která způsobuje vzpříčení saní na vedení, tj. vykloní se z ideálního směru určeného vedením.

Vedení rybinovité se používá pro vedení saní a koníku po loži soustruhu, protože má výhodu v tom, že na něm neulpívají třísky, které by mohli suport zadřít a popřípadě i poškodit vodící plochy.

Velmi často se používá prizmatické vedení, neboť jeho hlavními přednostmi jsou nízká konstrukční výška a zachycení sil působících vzhůru bez potřeby spodních lišt, i když je jeho pasivní odpor větší než u ostatních vedení.

Vymezování vůlí

Vymezování vůlí je v požadavcích na jakost a provedení vedení obráběcích strojů. Je třeba, aby pro zachování přesnosti a správné funkce stroje bylo možno čas od času seřizovat nutnou vůli vždy mezi dvěma sduženými vodícími plochami.

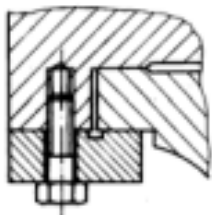


Obr. 13 – Lišty pro vymezení vůle ve vedení

Lišta 1 a 2 vymežující vůli mezi vodorovnými plochami, zachycují svislé síly. Lišta 3 zachycuje vodorovné síly.

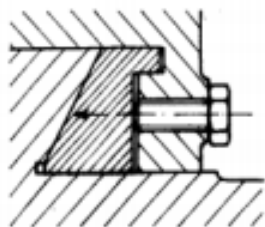
Pro umístování vymežovacích lišt platí obecná zásada, že jsou umístovány na tu vodící plochu, která je méně zatěžovaná, a to především z důvodu tuhosti vedení. Ve většině případů stačí lišta po jedné straně vedení. Jen v případech, kdy je zapotřebí zachovat stálou polohu osy nebo plochy vedení suportu vzhledem k ostatním částem obráběcího stroje, je nutno použít vymežovacích lišt po obou stranách vedení symetricky.

Aby se lišta mohla ustavit (pevně) v potřebné poloze, je třeba, aby se dala posouvat v obou směrech. K tomu převážně používá šroubů různého provedení. Dolní lišty u saní se dělají podle obrázku 14. Aby byly tyto lišty co nejtuzší, je zapotřebí šrouby umísťovat co nejbliže vedení.



Obr. 14 – Ustavení spodní lišty

Přítlačné lišty nemají úkos a vůle se jimi vymezuje pomocí šroubů, které jsou přítlačovány za příslušnou vodící plochu, jak je znázorněno na obr. 15. Lišta je tedy se saněmi spojena předepjatým spojem, čímž se dosáhne vyšší tuhosti tohoto spojení. Vedení s přítlačnými lištami je méně tuhé než vedení s klínovými lištami.



Obr. 15 – Přítlačná lišta

Materiál vodících ploch

Počáteční přesnosti vedení se dosáhne vhodnou technologií obrábění a zachování této přesnosti po delší dobu se dosáhne volbou vhodného typu materiálu. Samozřejmě se nesmí opomenout mazání a ochranu vodících ploch.

Při výběru materiálu se hlavně hledí na chemické složení, fyzikálně mechanické vlastnosti materiálu vedení a materiálu sdržených ploch. Tvrdost materiálu nemá primární důležitost, protože někdy se tvrdší materiál odírá rychleji než měkčí.

Důležité je jaký materiál se zvolí na ploch vedení po sobě se posouvajících. Tvrdší materiál se volí na plochu, která je důležitější a delší. Například vodící plochy lože soustruhu jsou tvrdší než protilehlé plochy suportu. Vodící plochy lože se ale opotřebovávají nerovnoměrně, a to pouze v těch místech, kde se pohybuje suport.

Katedra Konstruování

Michael Matuška

Přesto oprava vodičích ploch na suportu je méně obtížná a nákladná než oprava vodičích ploch na loži.

Přehled materiálů používaných na vodící plochy:

- Šedá litina
- Speciální litina
- Očkováná litina (ne)žíhaná
- Ocel na odlitky
- Legovaná litina
- Litina s přísadou oceli
- Plastické hmoty

2.2.2 Pohony posuvů

Návrh motoru pro pohon suportů se zvažuje dle:

- Potřebného momentu motoru
- Typu pracovního cyklu
- Velikostí rozběhových rychlostí

Převážně se používají motory s cizím buzením pomocí permanentních magnetů. Na druhé straně konstrukční řešení s kartáči a mechanickým komutátorem se přestávají používat a jsou nahrazeny elektronickou komutací.

Stejnoseměrné elektromotory (DC) – kartáčové

U tohoto typu motorů se otáčky regulují změnou napětí kotvy z polovodičového měniče nebo odbuzováním. V otáčkové vazbě je nadřazen regulátor polohy (přírůstkový snímač). Volbou permanentních magnetů místo elektromagnetů odstraníme Jouleovy ztráty.

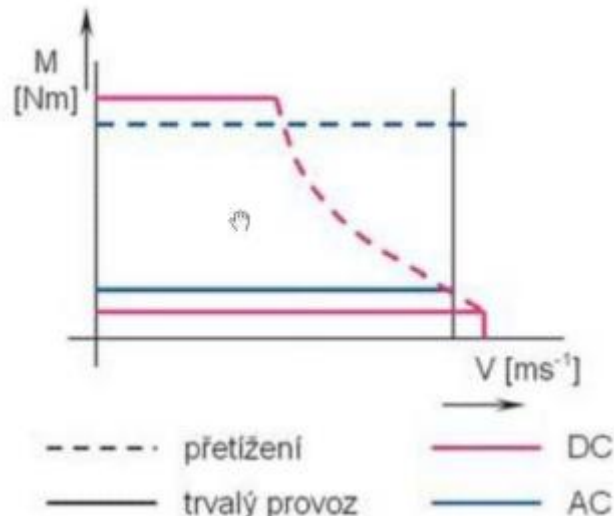
Jsou buď motory s kotvou ze železa nebo bez železa. První typ se provádí s drážkovanou nebo hladkou kotvou. Rotor druhého typu motorů je složen pouze z vodičů samonosně navinutých a lepených ve tvaru hrnce, s jehož dnem je spojen komutátor.

Bezkartáčové elektronicky komutované elektromotory (EC)

Mechanický komutátor je u těchto motorů nahrazen elektronickou komutací. Rotor nese permanentní magnety a proud je přepínán do cívek statoru. Elektronické spínání tranzistorů, jejichž řízení závisí na okamžité poloze rotoru vůči statoru, nahrazuje starší mechanické spínání kartáče s komutátorem.

Synchronní elektronicky komutované elektromotory (AC)

Představuje kvalitativně vyšší typ bezkartáčových elektromotorů. Jsou založeny na současném řízení tří svorkových proudů s harmonickými průběhy.



Obr. 16 – Srovnání momentových charakteristik AC a DC motorů

Výhody motoru AC oproti DC:

- Motor se lépe ochlazuje
- Otáčky nejsou omežovány mechanickým komutátorem
- Nemusí se udržovat komutátor
- Nedochází k omezování výkonu (max. moment je i při max. otáčkách)

Asynchronní elektronicky komutované elektromotory

Používá se asynchronní motor s klecovou kotvou nakrátko. Statorové vinutí je napájeno pomocí tříharmonických proudů. Magnetické pole je tvořeno indukovanými proudy, nikoliv magnety, které se do kotvy indukují vlivem skluzu. Tyto motory se většinou používají k pohonu vřeten.

Lineární motor

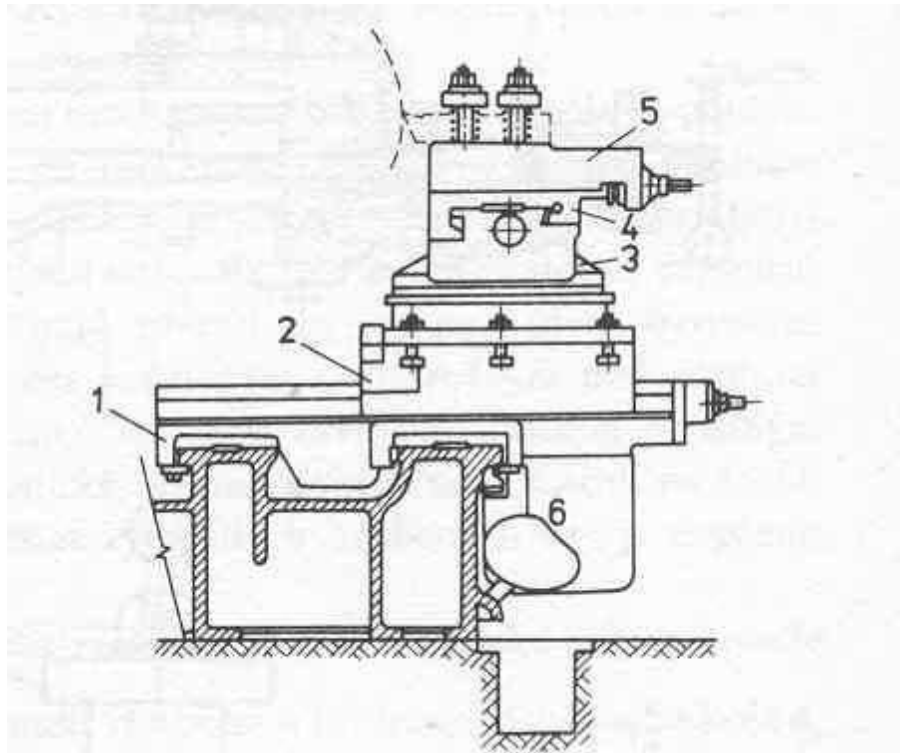
Lineární motory se použijí spíše pro HSC (High Speed Cutting) rychlostní obrábění oproti předchozím variantám, které se použijí pro HPC (High Performance Cutting) výkonné obrábění.

Posuvovou sílu vyvozují působením elektromagnetických sil na suport stroje. Mezi pohyblivým primárním dílem (příšroubovaným k suportu) a pevným sekundárním dílem (příšroubovaný k loži) vzniká hybná elektromagnetická síla.

2.2.3 Suport

Suport soustruhu je spojovacím článkem mezi nástrojem a ložem. Zachycuje a přenáší síly vznikající při obrábění. U velkých strojů je suport složen z několika částí vzájemně se po sobě pohybujících.

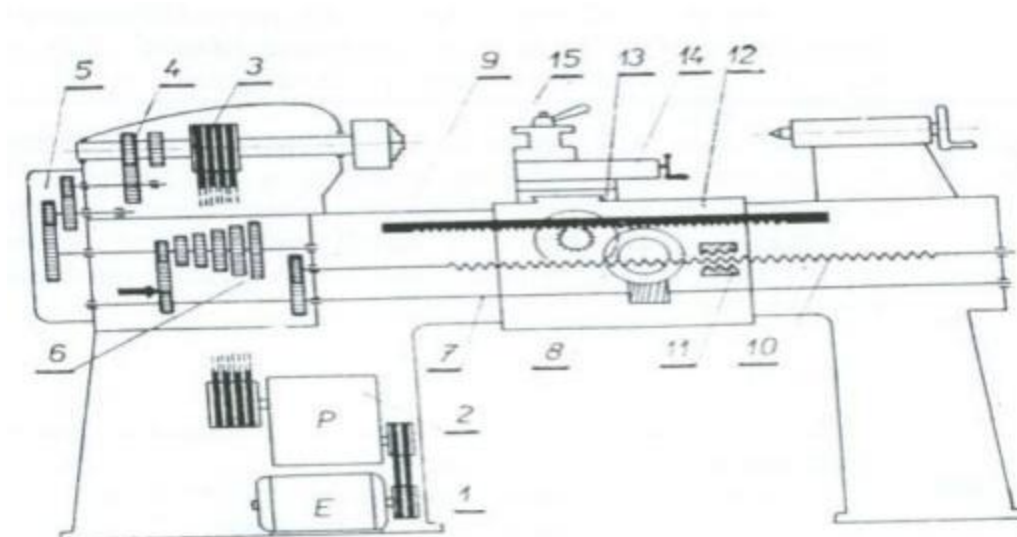
Pro přesnou práci na stroji je nutno brát v úvahu nejen jejich tuhost v ohybu, krutu či tlaku, ale především stykovou tuhost jejich spojení, která jsou převážně suvná. K umožnění potřebných pohybů je nutné počítat s jistými vůlemi v jednotlivých vedeních, které budou ovlivňovat celkovou deformaci suportu měřenou na nástroji a tím i přesnost práce na stroji.



Obr. 17 – Suport soustruhu

- | | |
|--|-------------------|
| 1 – Podélné saně | 2 – Příčný suport |
| 3 – Otočná část s horním podélným suportem | |
| 4 – Horní podélný suport | 5 – Nožové saně |

Podélné saně nesoucí na sobě všechny části suportu pojíždějí po vedení lože. Příčný suport pojíždí po podélných saních.



Obr. 18 – Schéma posuvového ústrojí soustruhu

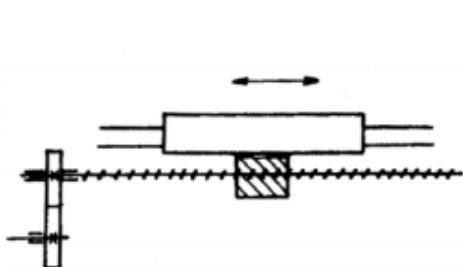
1 – Hnací řemen, 2 – převodovka, 3 – Hnaná řemenice na vřetenu, 4 – vřeteno, 5 – výměnná kola,
6 – Posuvová skříň, 7 – Posuvový hřídel, 8 – šnek a ozubená kola, 9 – hřeben, 10 – posuvový šroub,
11 – dvoudílná matice, 12 – podélné saně suportu, 13 – příčné saně,
14 – Otočná část s horním podélným suportem, 15 – nožová hlava

Základním pohybem v tuhých mechanismech je vždy pohyb otáčivý, který se musí převést na pohyb přímočarý, aby se mohl suport posouvat. Tato transformace pohybu se uskutečňuje těmito mechanismy:

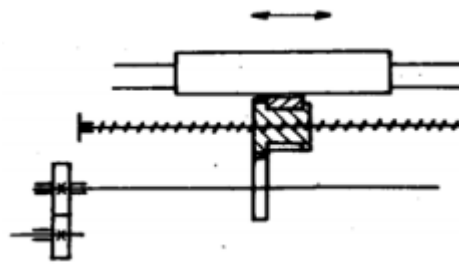
- Šroub a matice
- Šnek a ozubený hřeben
- Šnek a šnekový hřeben
- Pastorek a hřeben
- Vačky
- Klikové mechanismy

Šroub a matice

Je-li požadavek na rychlost přímočarého pohybu poměrně malá, používá se tohoto mechanismu. Výhodou je, že obsahuje velký převod a nevýhodou je malá účinnost a velké opotřebení. Je možno dosáhnout dvou případů chodu. Buď se otáčí šroub a matice je držena proti otáčení (obr. 19), nebo je šroub držen proti otáčení a otáčí se matice (obr. 20)

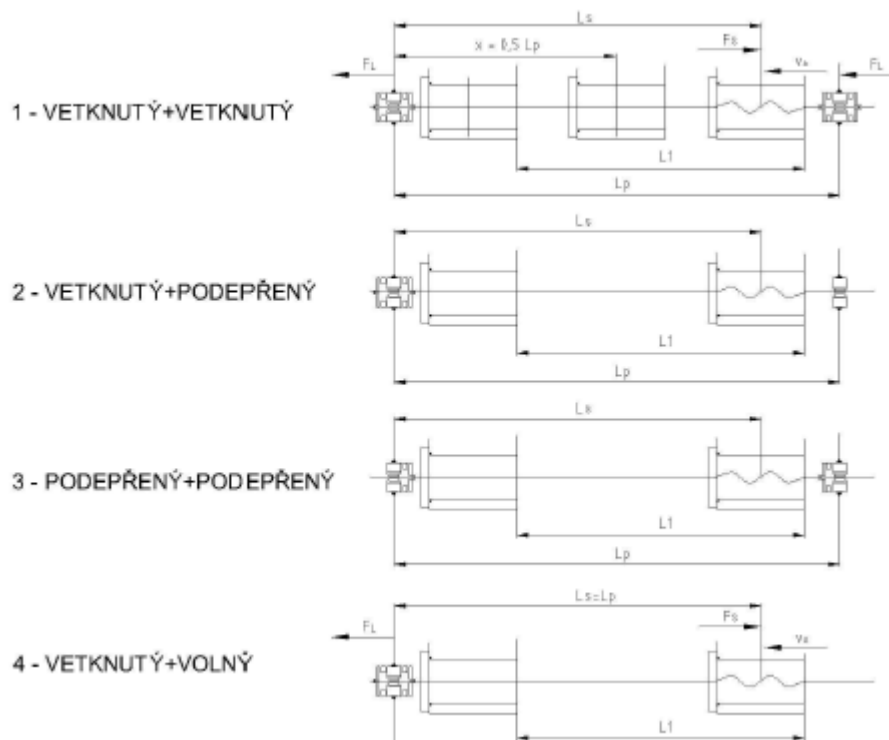


Obr. 19 - Šroub a matice (šroub se otáčí)



Obr. 20 – Šroub a matice (šroub se neotáčí)

Statická tuhost je důležitým parametrem pohybového mechanismu šroub a matice, kterou ovlivňuje jakým způsobem je tento mechanismus axiálně uložen.



V případě jednostranného axiálního uložení dochází k poklesu tuhosti během zdvihu. Příznivější výsledný průběh statické tuhosti je zaznamenán u oboustranného axiálního uložení. U této možnosti je nutno zvážit vliv teplotních dilatací způsobených oteplováním vytvořeným třením mezi maticí a šroubem. Tyto dilatace mohou způsobit zadření během provozu. Vlivem dilatací vznikají přídavné síly, které se odstraní tak, že se za studeného stavu šroub předepne na tah a zruší se teprve za provozu, kde se axiální tlakové předepnutí docílí ohříváním na provozní teplotu.

Přesné pohybové šrouby se označují v praxi jako „vodící“.

Na přesnost práce má vliv:

- Přesnost stoupání závitu
- Axiální a radiální házení šroubu nebo matice
- Deformace šroubu
- Nestejnoměrné opotřebení šroubu
- Vůle v závitech mezi šroubem a maticí

Přesnost stoupání je dána výrobou a stanoví se tolerancemi na určitou délku závitu, např. na 10 mm. Chybám v přesnosti závitu je možno předejít dlouhou maticí.

Axiální házení šroubu je dáno axiálním házením ložiska. Má vliv na přesnost při odměřování délek menších než je stoupání šroubu. Projevuje se jako axiální pohyb šroubu v místě jeho osy během otáčení. Axiální házení se odstraní vložení kuličky do osy šroubu.

Katedra Konstruování

Michael Matuška

Deformaci pohybového šroubu zapříčiňuje osová síla a kroutící moment, což zkresluje údaj na stupnici, vyjadřující délku úhlem pootočení. Osově síle F_a přísluší prodloužení

$$\Delta l_t = \frac{F_a * l_t}{U * E} = \frac{F_a}{c_t} \dots \dots \dots (1),$$

kde l_t je délka tažené (stlačené) části šroubu,

U – průřez jádra šroubu

E – modul pružnosti v tahu

c_t – jeho tuhost v tahu

Vůle v pohybovém mechanismu ovlivní přesnost obrábění. V případě že výsledné zatížení saní při práci má jiný směr a smysl než jaký měl odpor proti pohybu saní při jejich stavění, tak je ovlivněna relativní poloha mezi nástrojem a obrobkem. Odstranění vlivu vůle ve vedení saní se provádí upnutím saní v nastavené poloze.

Dnes se běžně používá pohybových šroubů s lichoběžníkovým závitem. Výhodou šroubů s lichoběžníkovým závitem je snadná výroba a pohodlné vymezování vůle sevřením matice rozříznuté v rovině procházející osou na dvě poloviny. Pro vysoké požadavky na přesnost odměření dráhy se volí závit plochý. V podřadných případech občasných pohybů se pro zjednodušení používá nedělaná matice bez možnosti vymezování vůle.

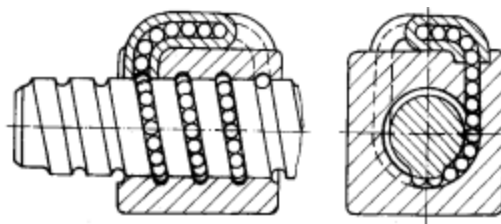
Průměr pohybového šroubu se volí se zřetelem na jeho pevnost a tuhost.

U vodících šroubů soustruhů se volí délka matice jako

$$L = (2 \text{ až } 3)d_s \dots \dots \dots (2),$$

kde d_s je střední průměr závitu.

K dosáhnutí zmenšení opotřebení závitů, zlepšení účinnosti a umožnění vymezení vůle, se v poslední době zavádějí šrouby a matice s valivým třením. Obíhající kuličky v závitech mezi šroubem a maticí mají účinnost až 90% i více. Šroub a matice jsou ocelové, povrch závitů pak kalený a broušený.



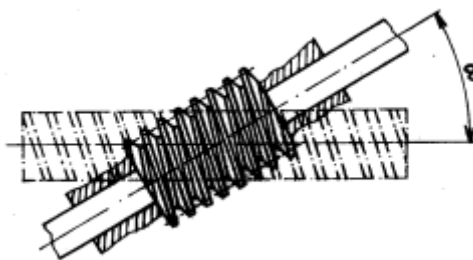
Obr. 21 – Šroub a matice s valivým třením

V matici má být nanejvýše tři a půl závitu a maximálně 125 kuliček, aby se kuličky nepřičily.

Dvěma maticemi za sebou a jejich axiálním rozepnutím se vymezí vůle v závitech, popřípadě se vyvodí předpětí.

Šnek a ozubený hřeben

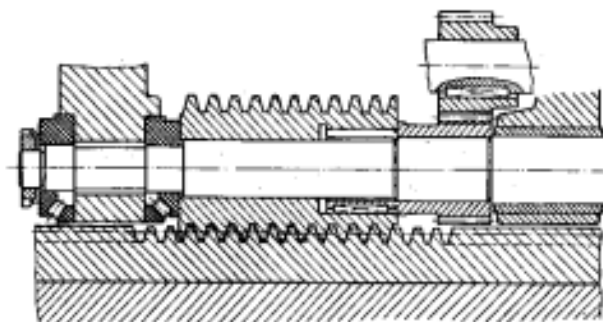
Tento mechanismus se používá pouze k pohonu stolu hoblovek. Velký převod, klidný záběr a poměrně malá velikost hnací síly na obvodu kola jsou jeho výhody. Nevýhodou je špatná účinnost a značné opotřebení.



Obr. 22 – Šnek a ozubený hřeben

Šnek a šnekový hřeben

Tohoto mechanismu se používá u portálových frézek k pohonu stolu. Šnekový hřeben tvoří částečnou matici, proto je styk mezi šnekem a hřebenem příznivější než mezi šnekem a ozubeným hřebenem. Opotřebení a účinnost je zde také mnohem menší než u předešlých druhů mechanismů.

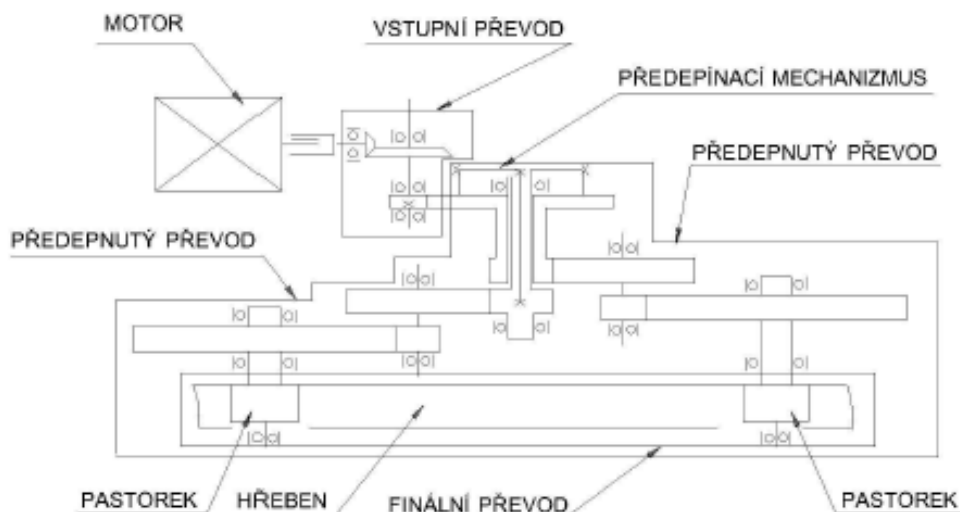


Obr. 23 – Šnek a šnekový hřeben

Pastorek a hřeben

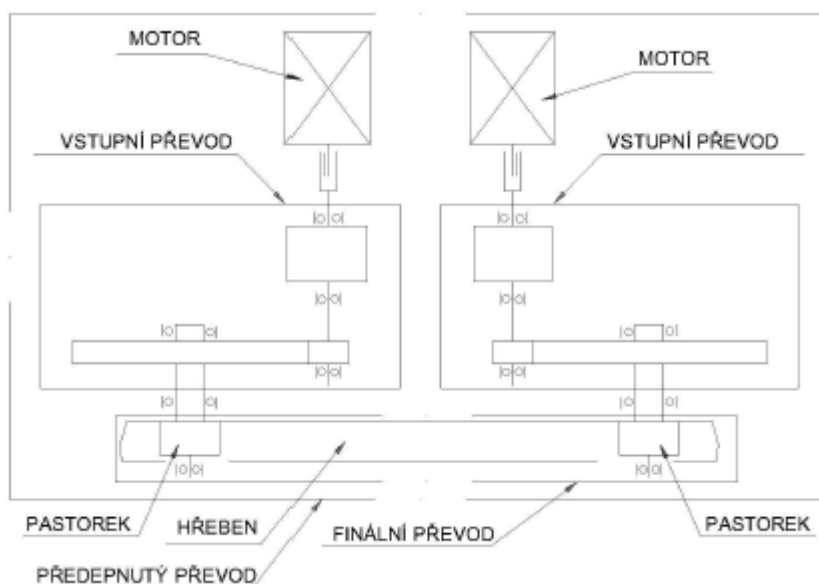
Používá se u CNC strojů k posuvu suportů s dlouhými zdvihy. Má menší převod a lepší účinnost oproti šroubu a matici. Tuhost mechanismu není tak veliká kvůli vůlím mezi pastorkem a hřebenem. Vymezení těchto vůlí je proto nezbytné a provádí se:

- Pro náhon posuvu s jedním motorem
Mechanicky, hydraulicky, duplexní pastorek



Obr. 24 – Pastorek a hřeben s jedním motorem

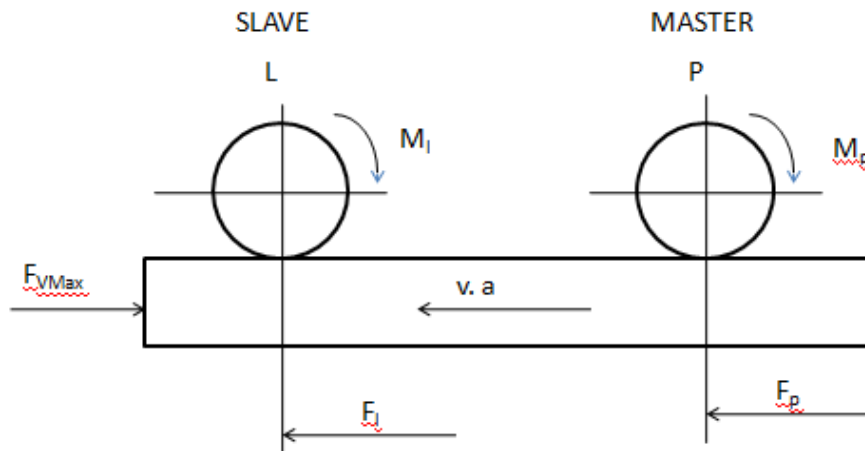
- Pro náhon posuvu dvěma motory
Elektricky (Master-Slave)



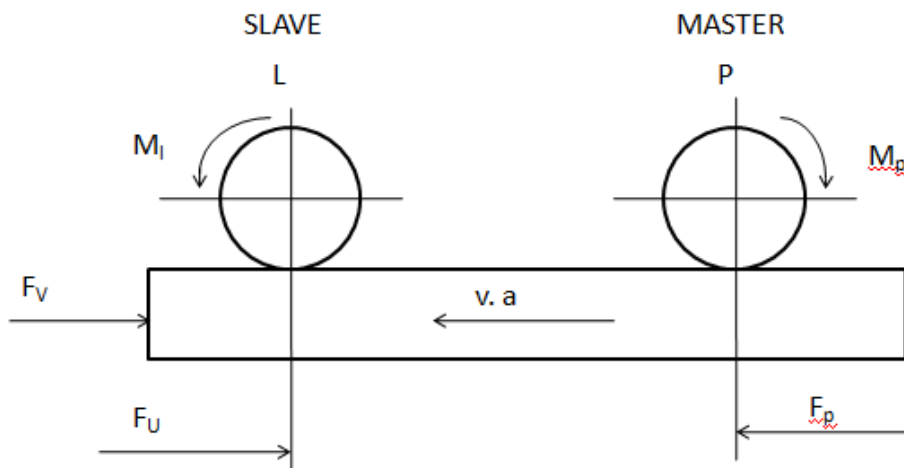
Obr. 25 – Pastorek a hřeben s dvěma motory

Předepnutí pastorků pomocí moderních řídicích systému je velice elegantní. Pastorky v režimu Master-Slave jsou přes vložené planetové převodovky poháněny dvěma servomotory. Za klidového stavu vyvíjejí oba motory momenty opačného smyslu o stejné velikosti. Při rychloposuvu, kdy nepůsobí žádná vnější síla, není předepnutí k vymezování vůli potřebné a proto budou mít oba pastorky stejný smysl i velikost momentu otáčení. Naopak při pracovním posuvu už musí být práce přesnější a tuhost mechanismu větší, proto je zapotřebí vymezovat vůli mezi pastorkem a hřebem. Jeden motor (Slave) bude zajišťovat předepnutí a druhý motor (Master), který má větší velikost momentu, zajistí hlavní posuvový pohyb. Při pracovním posuvu působí vnější

síla od obráběného materiálu. Předepínací síla F_U je závislá na vnější síle F_V a se zmenšující se vnější silou bude klesat i síla předepínací.



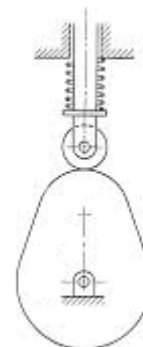
Obr. 26 – Nepředepnutý mechanismus Master-Slave



Obr. 27 – Předepnutý mechanismus Master_Slave

Vačky

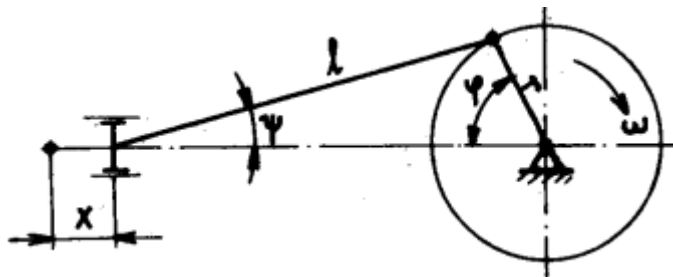
Vačky se používají k přeměně otáčivého pohybu v přímočarý pohyb tam, kde je potřeba měnit rychlost během pohybu a kde se má pohyb po stejné dráze opakovat. Vačky jsou buď bubnové nebo ploché. Pro větší zdvihy se používají vačky bubnové.



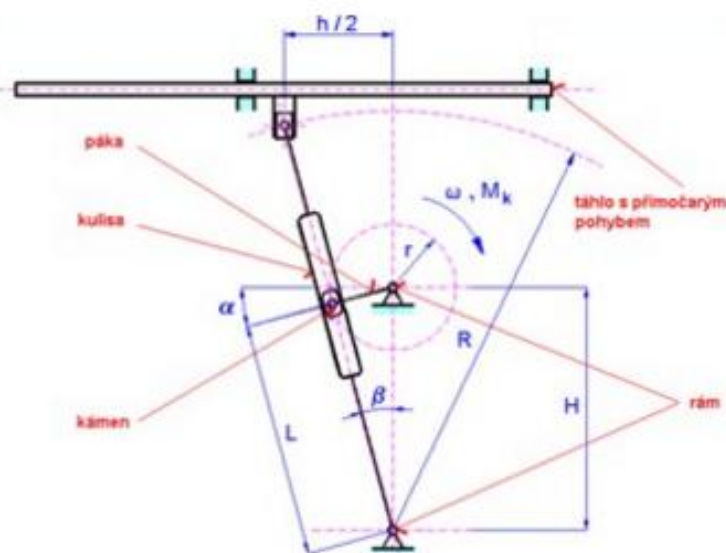
Obr. 28 – Vačka plochá

Klikové mechanismy

Klikový mechanismus se používá jen pro krátké zdvihy hlavního řezného pohybu (např. pohyb smýkadla obrážky na ozubení), aby časové ztráty během vracení nástroje nebyly tak velké.



Obr. 29 – Jednoduchý klikový mechanismus



Obr. 30 – Klika s kývavou kulisou (zdroj: <http://slideplayer.cz/slide/2505149/>)

Řezání závitů

Ústrojí závitových a posuvných skříní slouží k odvození podélného strojního pohybu suportů s nástrojem při řezání závitů a pracovních podélných a příčných posuvů v závislosti na otáčkách vřetena. Mezi oběma druhy prací není zásadních kinematických rozdílů, proto obě funkce může plnit totéž ústrojí.

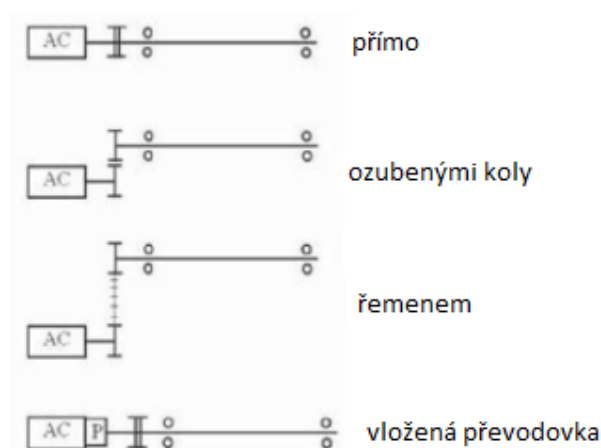
Při řezání závitů musí posuv umožnit řezání různých druhů závitů, přičemž každý druh závitu má normalizovanou řadu stoupání. Zařízení pro řezání závitů tedy musí obsahovat mechanismy pro volbu druhu závitu a mechanismy pro změnu velikosti stoupání zvoleného druhu závitu.

Řezání závitů lze řešit dvojím způsobem:

- Šroub – matice
- Pastorek – ozubený hřeben

Šroub – matice

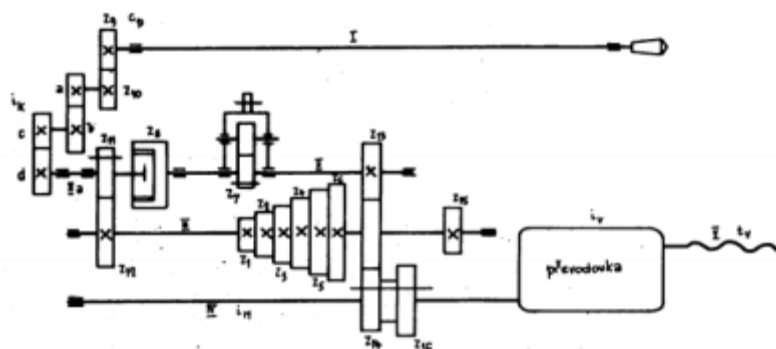
Používá se především u malých a středních velikostí průměru závitu. Vodící šroub je vyroben s takovou přesností, aby dovolená odchylka ve stoupání nepřekročila hodnotu $\pm 0,03 \text{ mm}$ na délku 300 mm v kterémkoli místě šroubu.



Obr. 31 – Posuvový mechanismus Šroub - matice

Pastorek – ozubený hřeben

Používá se u velkých soustruhů. Lze tak řezat závity o stoupání shodném s velikostí posuvů. K zajištění dostatečné přesnosti stoupání závitů je nutné provést přesný převod od vřetena přes rozvodový hřídel na pastorek zabírající s hřebenem umístěným a upevněným pod předním vedením lože stroje.



Obr. 32 – Kinematické schéma převodů závitové a posuvové skříně (Nortonské ústrojí)

Posuvové rychlosti suportu s jsou odvozeny od otáček vřetena a udávány v mm/ot. U velkých soustruhů jsou voleny tak, aby se přímo jimi dala řezat většina nejvíce používaných metrických závitů podle ČSN.

Vzhledem k velkému počtu druhů stoupání pro každý druh závitu by mechanismus zvládající tento počet byl příliš složitý a rozměrově nepřijatelný, tak se zavedly výměnná ozubená kola tzv. iracionální konstantní převody. Avšak při výměně ozubených kol se musí práce zastavit, což se ovšem bere za ztrátový čas.

Katedra Konstruování

Michael Matuška

Ústrojí pro vytvoření základní řady stoupání obsahujících všech 168 normalizovaných hodnot stoupání pro všechny druhy závitů, by bylo těžko řešitelné vzhledem k danému prostoru skříně. Proto se používá jako základní škála pouze 72% všech druhů stoupání, které jsou častěji používané. Zbývajících 28% druhů stoupání je dosaženo výměnou ozubených kol.

3. Posuvový mechanismus podélných saní

3.1 Příloha zadání bakalářské práce

Pro samostatné vypracování bakalářské práce byla doložena příloha zadání bakalářské práce, která zahrnuje vstupní hodnoty pro výpočty mechanismu uvedené v tabulce níže. Dále byly v příloze stanoveny cíle bakalářské práce.

Tab. 1 – Zatěžovací stavy

Hmotnost saní	kg	3000
Rychloposuv	m/min	10
Zrychlení	m/s ²	0,25
Max. pojezd podélných saní	m	16

Dále byla poskytnuta výkresová dokumentace soustruhu ŠKODA SUN 125 (AutoCAD). Dalším dokumentem byly výpočty posuvových mechanismů.

Tab. 2 – Vstupní parametry

Stav	Zatížení pastorku $F_{9,10}$ kN	Pos. rychlost v_s m.min ⁻¹	Doba běhu T_i hod
1	20,9	0,16	1050
2	18,2	0,35	1750
3	12,8	0,5	700
4	9,7	5	286
5	9,2	10	3714
6	3,3	10	3714
7	2,9	5	286
8	0,3	0,5	700
9	5,7	0,35	1750
10	20,9	0,16	1050
Doba běhu celkem T_c			15000

3.2 Stanovení cílů

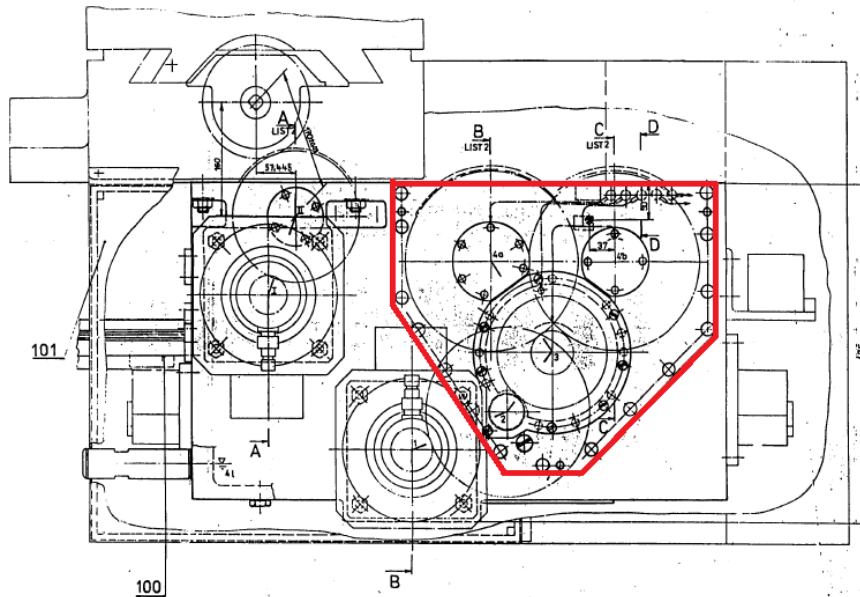
- Cíle rekonstrukce: užití koncepce M-S, zvýšení rychloposuvu, užití nových prvků a principů (ložiska, převodovka)
- Kinematické schéma - varianty, konstrukční návrh
- Výpočet převodů –KISSsoft případně ručně.
- Provést analýzu konstrukcí posuvových mechanismů soustruhů
- Navrhnout posuvový mechanismus podélných saní pro soustruh SUN 125
- Zpracovat projektovou dokumentaci (sestava, kusovník hlavních dílů, výpočet, popis, detail vybrané součásti)

4. Nové řešení

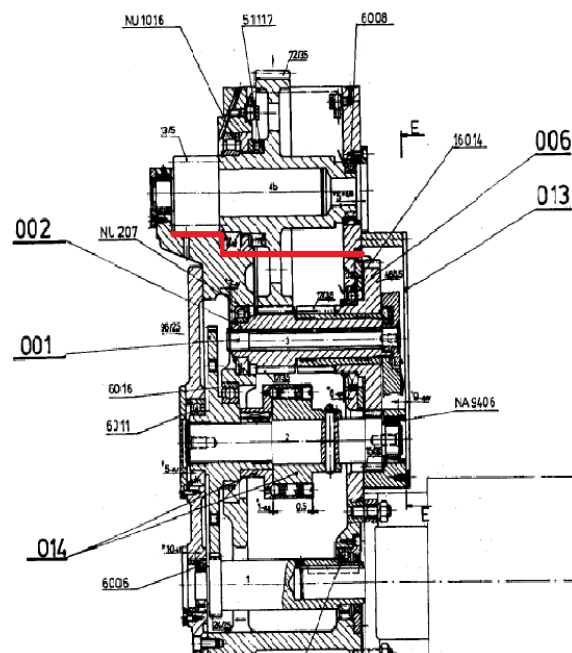
4.1 Analýza soustruhu ŠKODA SUN 125

Návrh nového mechanismu se inspiruje ze soustruhu ŠKODA SUN 125. Při návrhu se zachovají původní parametry skříňe a pastorku odměřené z dodané výkresové dokumentace.

Do nového návrhu bude zahrnuta skříň s tvarovou a rozměrovou podobností, která je znázorněna červenými čarami viz *Obr. 33* a *34*. Zásadním cílem je zjednodušit tento mechanismus metodou elektricky předepnutých pastorků v režimu M-S dvěma elektrickými motory.



Obr. 33 – soustruh ŠKODA SUN 125, pohled na skříň posuvového mechanismu



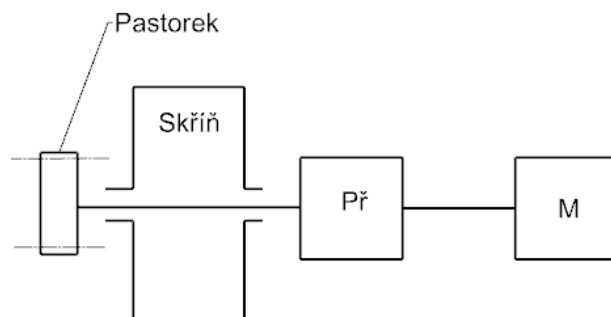
obr. 34 – soustruh ŠKODA SUN 125, řez skříňi B-B

4.2 Vlastní konstrukce mechanismu

4.2.1 Návrh uspořádání mechanismu

- **Varianta A**

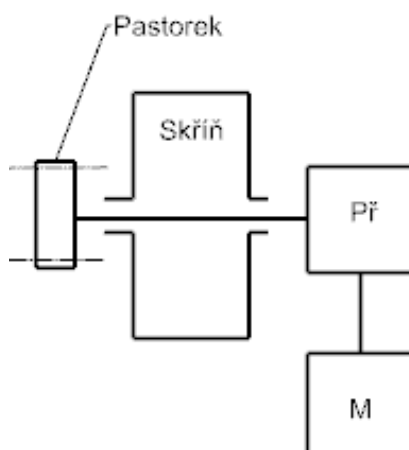
Uspořádání převodovky a motoru za sebou



Obr. 35 – Kinematické schéma 1

- **Varianta B**

Uspořádání převodovky a motoru pod sebou

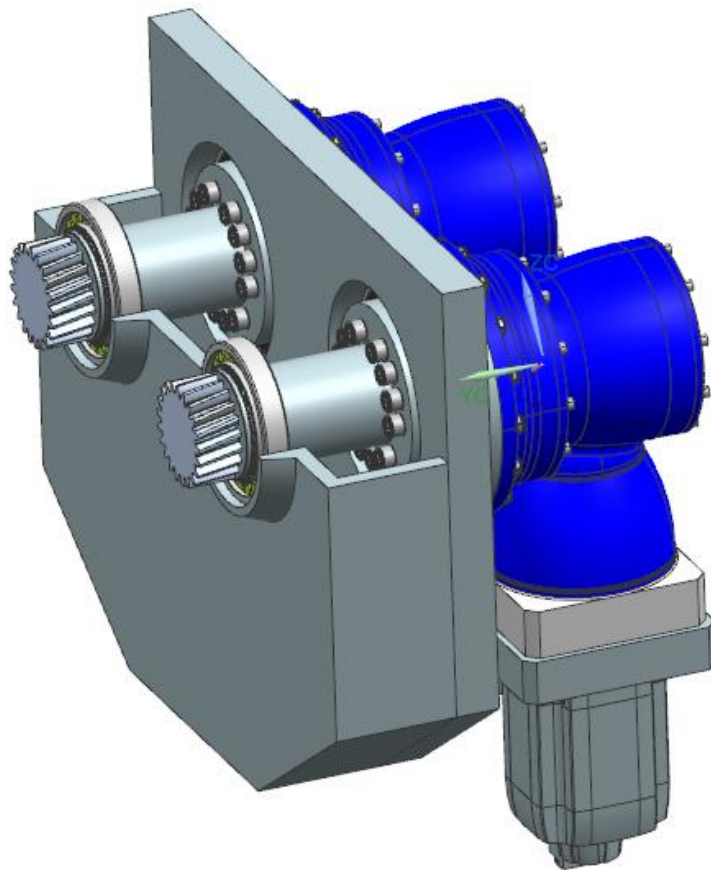


obr. 36 – Kinematické schéma č.2

Varianta A je ekonomicky přijatelnější, protože převodovka nemusí převádět rotaci o 90° jako je to u varianty B a tudíž je jednodušší. Z pohledu prostorového rozložení je přijatelnější varianta B, kde je motor napojen na převodovku zespoda a vyplňuje jinak nepotřebný prostor. U varianty A je motor za převodovkou a kvůli celkovému uspořádání soustruhu by zaplnoval prostor, který lze využít jinak. Proto je zvolena varianta B.

4.2.2 Sestavení mechanismu

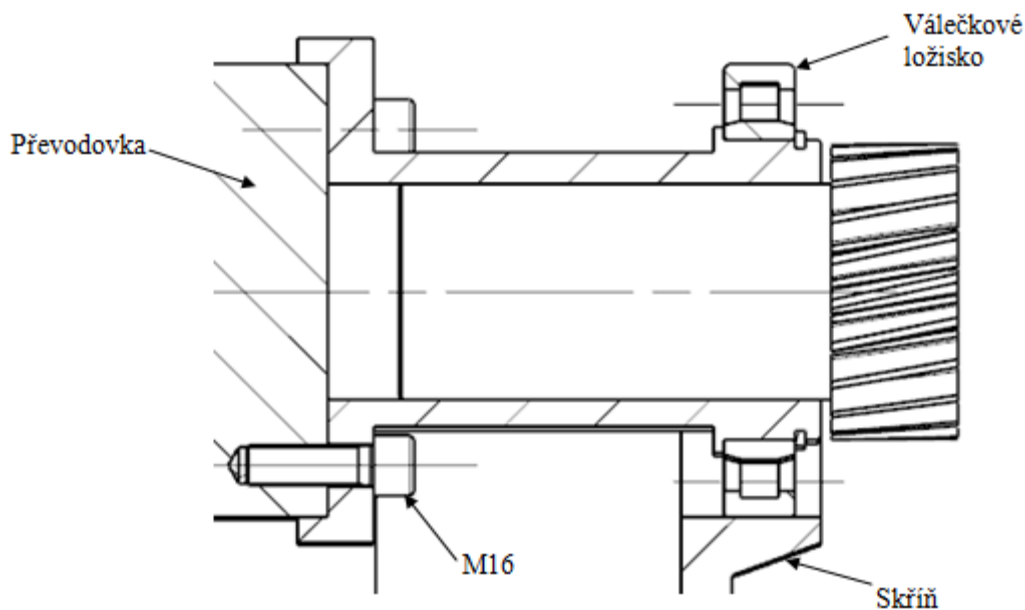
Nový návrh zahrnuje pastorek s hřídelem $\varnothing 85$ mm, který je nalisovaný do náboje. Náboj je otočně uložen ve válečkovém ložisku přenášející radiální zatížení do skříně. Malé průměry ložiska jsou ustaveny z jedné strany osazením na náboji a z druhé strany pojistným kroužek. Náboj je připojen k převodovce pomocí dvanácti šroubů M16. Převodovka je přišroubována k desce skříně a tím ustavena její poloha. Převodovka a motor jsou k sobě připojeni pomocí příruby.



Obr. 37 – Sestava mechanismu

4.2.3 Uložení pastorku

Pastorek je nalisovaný v náboji. Spoj je zkontrolován pomocí softwaru MitCalc v příloze. Průměr hřídele 85 mm je volen tak, aby nezasahoval do zubové mezery, jejíž nejnižší body jsou dány patní kružnicí ozubení. Na náboji je vymezena plocha s průměrem 120 mm na ložisko, které je z jedné strany ustaveno osazením a z druhé strany drážkou pro pojistný kroužek. Ložiska budou nasazovány na náboj ze strany od ozubení, proto průměr pod ložinami musí být větší než průměr hlavové kružnice ozubení. Průměr náboje 110 mm vychází z rozměru roztečné kružnice závitových děr na převodovce a hlavy šroubu, který spojuje převodovku s nábojem. Na konci náboje, je vytvořeno válcové zahloubení pro přesné ustavení do převodovky. Náboj je přišroubován k převodovce šrouby M16. Šroubový spoj je zkontrolován v softwaru MitCalc v příloze.



obr. 38 – Uložení pastorku

4.2.4 Návrh převodovky a motoru pro pohon mechanismu

Při návrhu motoru a převodovky budou použity vstupní hodnoty z tabulky 3.

Tab. 3 - Vstupní parametry pastorku a zatížení

Max. zatížení pastorku	$F_{max}=20,9 \text{ kN}$
Max. posuvová rychlost	$v_{max}=10 \text{ m.min}$
Doba běhu při max. zatížení	$T=1050 \text{ hod}$
Účinnost finálního převodu	$\eta_{rS} = 0,98$
Celková účinnost - odhad	$\eta_{1S} = 0,9$
Modul hřebenu a pastorku	$m = 5 \text{ mm}$
Úhel sklonu zubů hřebenu a pastorku	$B = 10,131^\circ$
Počet zubů pastorku	$z = 21$
Smysl stoupání	levý

Potřebný výkon motoru

$$P_1 = F_{max} * v_{smax} * \frac{1}{\eta_{1R}} = \frac{20\,000 * 10}{0,9 * 60} = 3,87 \text{ kW}$$

Podle výkonu se z katalogu vybere typ motoru s příslušnými parametry:

Tab. 4 – Parametry motoru

Motor Siemens 1FT 7084 - 1AF7

$P_1 = 4,56 \text{ kW}$ - jmenovitý výkon

$n_1 = 3000 \text{ ot.min}^{-1}$ - jmenovité otáčky

$M_1 = 20 \text{ Nm}$ - jmenovitý moment

Finální převod se stanoví ze vztahů

$$h_p = \pi * \frac{z_9 * m}{\cos \beta}$$

$$i_{rs} = \frac{\omega_r}{v_s} = \frac{2 * \pi}{h_p} = \frac{2 * \cos \beta}{z * m} = \frac{2 * \cos(10,131^\circ)}{21 * 0,005} = 18,751 \text{ m}^{-1}$$

Odhadovaný celkový převod

$$i_{1s} = \frac{\omega_1}{v_{max}} = \frac{2 * \pi * n_1}{v_{max}} = \frac{2 * \pi * 3000}{10} = 18884 \text{ m}^{-1}$$

Vstupní převod

$$i_{1r} = \frac{i_{1s}}{i_{rs}} = \frac{1884}{18,751} = 100$$

Výstupní kroutící moment

$$M_k = F_{max} * d = F_{max} * m * z = 20900 * 5 * 21 = 1\,097\,250 \text{ Nmm} = 1097 \text{ Nm}$$

Tab. 5 – Parametry převodovky

Převodovka Wittenstein TKP+300 MF 2 stage $T_2 = 1600 \text{ Nm}$ - jmenovitý výstupní kroutící moment $n_{2\max} = 4000 \text{ ot.min}$ - maximální výstupní otáčky $F_{\max} = 33\,000 \text{ N}$ - maximální axiální síla $i_{1r} = 100$ - převodový poměr $\eta_{1r} = 0,94$ - účinnost

Skutečný celkový převod

$$i_{1s} = i_{1r} * i_{rs} = 100 * 18,751 = 1875 \text{ m}^{-1}$$

Rychlost dosažitelná motorem

$$v_s = \frac{2 * \pi * n_1}{i_{1s}} = \frac{2 * \pi * 3000}{1875} = 10,05 \text{ m.min}^{-1}$$

Rychlost vyhovuje zadaným parametrům kde max. rychlost posuvu je 10 m.min^{-1}

Skutečná celková účinnost

$$\eta_{1s} = \eta_{1r} * \eta_{rs} = 0,94 * 0,98 = 0,92$$

Síla dosažitelná motorem

$$F_s = M_1 * i_{1s} * \eta_{1s} = 20 * 1875 * 0,92 = 34\,500 \text{ N}$$

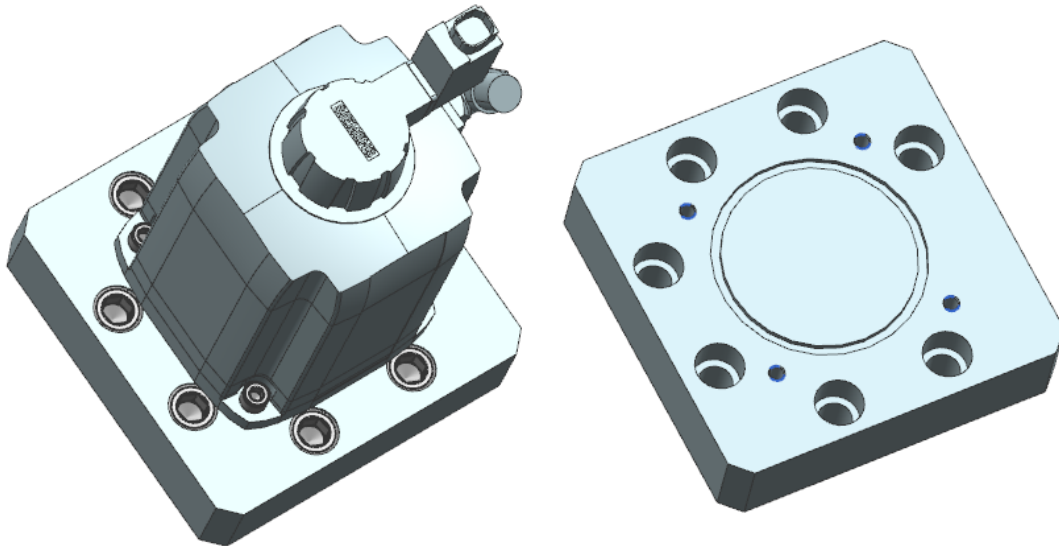
Síla vyhovuje zadaným parametrům kde max. síla je $20,9 \text{ kN}$.

Z výpočtů vyplývá, že zvolený motor se zvolenou převodovkou vyvinou větší sílu i rychlost než je ze zadaných zátěžných stavů potřeba, tudíž splňují kritéria a budou použity v konečném mechanismu.

4.2.5 Návrh příruby mezi převodovkou a motor

- **Ze strany od motoru**

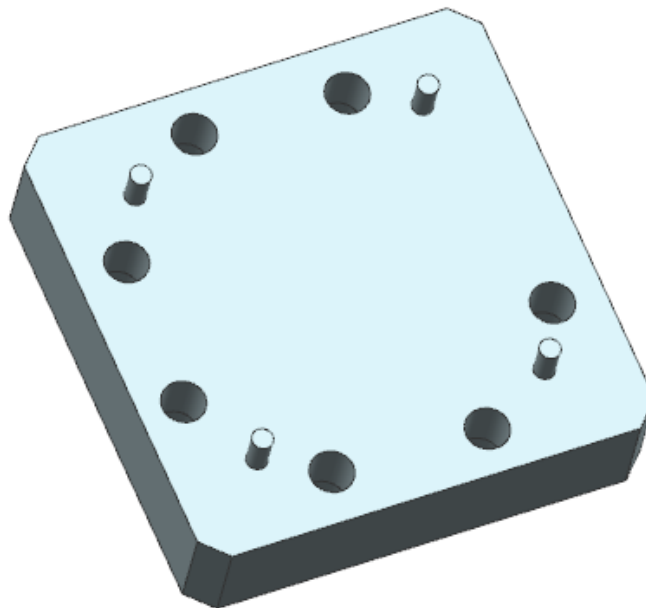
Motor je na přírubu nasazen pomocí ustavovací prstencové drážky a přišroubován čtyřmi šrouby M10. Hlavy šroubů, které spojují přírubu s převodovkou, jsou zapuštěné, protože jinak by zasahovaly do těla motoru.



obr. 39 – Příruba ze strany od motoru

- **Ze strany od převodovky**

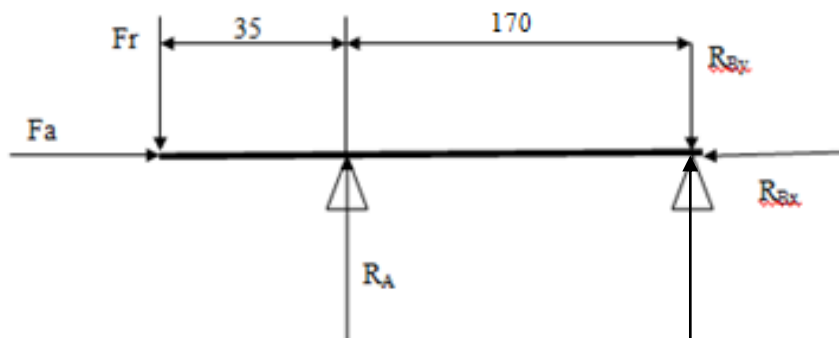
Převodovka je na přírubu usazena pomocí čtyř ustavovacích kolíků a poté přišroubována sedmi šrouby M20 ze strany od motoru se zapuštěnými hlavy.



Obr. 40 – Příruba ze strany od převodovky

4.2.6 Návrh uložení hřídele s pastorkem (návrh ložisek)

K zachycení sil od ozubení bylo zvoleno válečkové ložisko vzdálené od pastorku 35 mm a uložení, které v sobě zahrnuje převodovka, která je vzdálená 170 mm od válečkového ložiska. Z katalogu převodovek byla vybrána taková převodovka, která zachytí axiální síly od šikmého ozubení a radiální sílu ve svém uložení.



obr. 41 – schematické uložení pastorku

Z katalogu převodovek WITTENSTEIN, viz příloha, bylo zjištěno, že převodovka ve svém uložení zachytí axiální sílu $F_{amax} = 33\,000\text{ kN}$. Radiální síla zde nebyla uvedena, tudíž jsme k problému přistoupily tak, že jsme v katalogu našli jinou převodovku, kde jsou uvedeny jak axiální tak radiální síla, zjistili jsme poměr mezi nimi a tímto poměrem jsme vynásobili axiální sílu k naší převodovce.

Tento poměr jsme určili z hodnot převodovky TK+ 110 MF jako:

$$\frac{F_{rmax}}{F_{amax}} = \frac{14\,700}{14\,200} = 1,0352$$

Poté výpočtem vyšla radiální síla

$$F_{rmax} = F_{amax} * 1,0352 = 33\,000 * 1,0352 = 344\,161\text{ N}$$

Výpočet sil od ozubení

Zadané parametry jsou obvodová síla $F_{max} = 20\,900\text{ N}$ a zvolené vzdálenosti.

$$F_r = F_{max} * \operatorname{tg}(\alpha) = 20\,900 * \operatorname{tg}(20) = 7607\text{ N}$$

$$F_a = F_{max} * \operatorname{tg}(\beta) = 20\,900 * \operatorname{tg}(10,131) = 3735\text{ N}$$

Výpočet reakcí

$$x: F_a - R_{Bx} = 0 \Rightarrow R_{Bx} = F_a = 3735\text{ N}$$

$$y: R_A - F_r - R_{By} = 0 \Rightarrow R_A = F_r + R_{By} = 7607 + 1700 = 9300\text{ N}$$

$$M_{(A)}: F_r * 35 - R_{By} * 170 = 0 \Rightarrow R_{By} = \frac{F_r * 35}{170} = \frac{7607 * 38}{170} = 1700\text{ N}$$

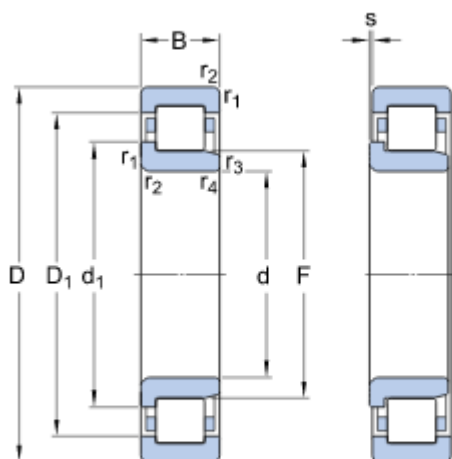
Tab. 6 – Shrnující tabulka

F	20 900 N
F _r	7607 N
F _a	3735 N
R _A	10 815 N
R _{By}	3208 N
R _{Bx}	3735 N

Kontrola životnosti válečkového ložiska

Z katalogu SKF bylo vybráno podle průměru náboje 120 mm ložisko:

NJ 1024 ML



d	120	mm
D	180	mm
B	28	mm
d ₁	≈ 141	mm
D ₁	≈ 159.7	mm
F	135	mm
r _{1,2}	min. 2	mm
r _{3,4}	min. 1.1	mm
s	3.8	mm

obr. 42 – Ložisko NU 1024 ML [5]

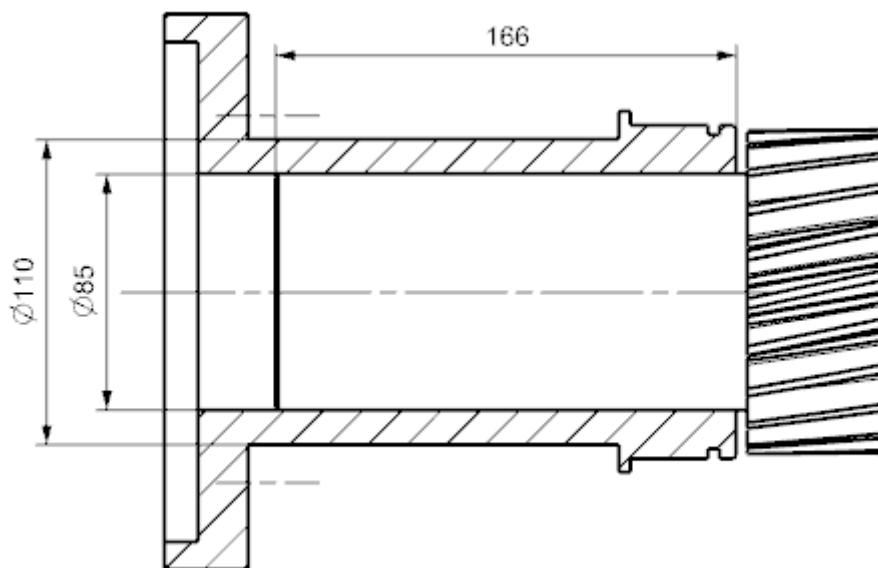
$$\frac{F_a}{F_r} \leq e = \frac{0}{9300} = 0 = e \Rightarrow x = 1, y = 0$$

$$F_e = x * F_r + y * F_a = 1 * 9300 + 0 * 0 = 9300 \text{ N}$$

$$L_h = \frac{16666}{n} * \left(\frac{C}{F_e}\right)^{10/3} = \frac{16666}{3000} * \left(\frac{134\ 000}{9300}\right)^{10/3} = 40\ 437 \text{ hod} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Celková doba běhu mechanismu T_c = 15 000 hodin viz tab.2. Vypočtená životnost ložiska je větší, tudíž vyhovuje zadaným hodnotám a bude použito v konečném mechanismu.

4.2.7 Kontrolní výpočet nalisovaného spoje mezi pastorkem a nábojem



obr. 43 – Nalisovaný spoj mezi pastorkem a nábojem

Tab. 7 – Vstupní parametry nalisovaného spoje

Vstupní parametry	
Přenášený výkon [kW]	3,87
Otáčky hřídele [ot/min]	4500
Axiální síla [N]	3735
Chod	obousměrný
Průměr hřídele [mm]	85
Vnější průměr náboje [mm]	110
délka spoje [mm]	166
Požadovaná bezpečnost	1,4

Kontrolní výpočet nalisovaného spoje byl proveden v programu MITCalc viz příloha č. 1.

Tab. 8 – Výstupní hodnoty nalisovaného spoje

Výstupní hodnoty	
Bezpečnost proti prokluzu	2,64
Bezpečnost pevnosti náboje	1,46
Bezpečnost pevnosti hřídele	7,58
Bezpečnost spoje na otláčení	1,73
Potřebná lisovací síla F_p [N]	135 635

Kontrolní výpočty splňují požadovanou bezpečnost, tudíž navrhovaný spoj je v pořádku.

4.2.8 Kontrolní výpočet ozubení pastorku

Zuby pastorku jsou namáhány na ohyb. Výpočet byl proveden podle Bacha.

Materiál pastorku: 16 220

Tab. 9 – Vstupní parametry ozubení pastorku (dovolené napětí v ohybu vzato ze zdroje [4])

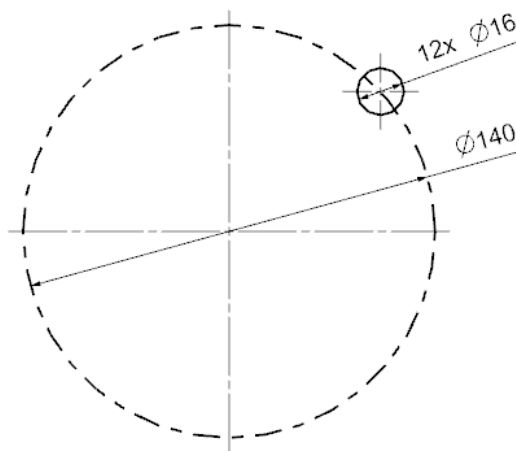
Vstupní parametry	
Modul m [mm]	5
šířka ozubení b [mm]	50
Maximální síla F_{\max} [N]	20 900
dovolené napětí v ohybu σ_{Do} [Mpa]	350

Ohybové napětí v patě zuby

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_o * 2,25 * m}{\frac{1}{6} * (\pi * m)^2 * b} = \frac{20\,900 * 2,25 * 5}{\frac{1}{6} * (\pi * 5)^2 * 50} = 114 \text{ MPa} < \sigma_{Do}$$

Z vypočtené hodnoty napětí v ohybu vyplývá, že zuby pastorku vydrží namáhání na ohyb při maximálním zatížení.

4.2.9 Kontrolní výpočet šroubového spoje mezi nábojem a převodovkou



Obr. 44 – Schematické naznačení šroubového spoje

Výpočet síly zatěžující šroubový spoj

$$F = \frac{2 * M}{d} = \frac{F_{\max} * d_1}{d} = \frac{20\,900 * 105}{140} = 15\,660 \text{ N}$$

d_1 – roztečný průměr pastorku

Tab. 10 – Vstupní parametry spoje

Vstupní parametry	
Radiální síla F [N]	15 660
Vnější průměr sevřených částí D [mm]	160
Délka sevřených částí L [mm]	60
Velikost závitů	M16
Počet šroubů	16
Požadovaná bezpečnost proti posunutí	1,5
Požadovaná bezpečnost na mezi kluzu	2

Kontrolní výpočet spoje byl proveden pomocí softwaru MITCalc viz příloha č. 2.

Tab. 11 – Výstupní hodnoty

Výstupní hodnoty	
Utahovací moment M [Nm]	21,36
Bezpečnost proti bočnímu posunutí	1,5
Bezpečnost na mezi kluzu	11,4

Z výstupních hodnot bezpečností je zřejmé, že navržený spoj vydrží při maximálním zatížení.

Pro vlastní mechanismus byly použity šrouby s válcovou hlavou a imbusovou drážkou pro jednodušší montáž.

5. Závěr

Cílem této práce bylo popsat posuvový mechanismus a jeho součásti ze stránky konstrukční a užité. Poté podrobné zanalyzovat posuvový mechanismus v soustruhu ŠKODA SUN 125 a na jeho základě navrhnout nové řešení.

Nové konstrukční řešení je v několika ohledech lepší. Řešení posuvového mechanismu je založeno na dvou pastorcích se vstupními převodovkami a regulačními motory řízenými systémem Master Slave. Ve srovnání s původním mechanismem, kde byly pastorky předepruty mechanicky je tento princip konstrukčně i výrobně jednodušší. Namísto dvou radiálních a jednoho axiálního ložiska bylo u nového řešení použito ložiska, které obsahuje převodovku, a pouze jedno radiální ložisko. Další výhodou je umístění motoru pod převodovku. Tímto dosáhneme lepšího využití prostoru. Náboj s nalisovaným pastorkem je přímo spojený s převodovkou, to vylučuje koupi či výrobu další součásti (spojky).

Použitá literatura

- [1] ŽENÍŠEK, J., KRATOCHVÍL, J., VACEK, V., ZIEBA, B. *Teorie a konstrukce výrobních strojů II*. Praha: SNTL, 1988.
- [2] BRENÍK, P., PÍČ, J., *Obráběcí stroje Konstrukce a výpočty* Praha: SNTL, 1986.
- [3] MAREK, J., kolektiv, *Konstrukce CNC obráběcích strojů* Praha: MM publishing, s.r.o., 2010.
- [4] KRÁTKÝ, J., KRÓNEROVÁ, E., HOSNEDL, S., *Obecné strojní části 2* Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011.
- [5] SKF GROUP, *Skf.com*, [Online]
<http://www.skf.com/cz/products>
- [6] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Průručka strojního inženýra 1* Brno: Computer Press, 1999.
- [7] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Průručka strojního inženýra 2* Praha: Computer Press, 2000.
- [8] HUDEC, Z. *Posuvové mechanismy – příklady* Plzeň: ZČU 2013.
- [9] VÁVRA, P., A KOL., *Strojnické tabulky* Praha: SNTL, 1983.

Seznam obrázků

Obr. 1 – Schéma univerzálního hrotového soustruhu.....	2
Obr. 2 – Blokové schéma posuvového mechanismu.....	3
Obr. 3 – a) Obr. 4 – b)	3
Obr. 5 – c) Obr. 6 – d)	4
Obr. 7 – e).....	4
Obr. 8 – Hranolové čtyřboké vedení	5
Obr. 9 – Hranolové trojboké vedení.....	5
Obr. 10 – Hranolové šestiboké vedení	5
Obr. 11 – Rybinovité vedení	6
Obr. 12 – Prizmatické vedení.....	6
Obr. 13 – Lišty pro vymezení vůle ve vedení	6
Obr. 14 – Ustavení spodní lišty.....	7
Obr. 15 – Přítlačná lišta.....	7
Obr. 16 – Srovnání momentových charakteristik AC a DC motorů	9
Obr. 17 – Suport soustruhu I.....	10
Obr. 18 – Schéma posuvového ústrojí soustruhu.....	11
Obr. 19 - Šroub a matice (šroub se otáčí) Obr. 20 – Šroub a matice (šroub se neotáčí)....	11
Obr. 21 – Šroub a matice s valivým třením.....	13
Obr. 23 – Šnek a šnekový hřeben.....	14
Obr. 22 – Šnek a ozubený hřeben	14

Katedra Konstruování

Michael Matuška

Obr. 24 – Pastorek a hřeben s jedním motorem	15
Obr. 25 – Pastorek a hřeben s dvěma motory	15
Obr. 26 – Nepředepnutý mechanismus Master-Slave	16
Obr. 27 – Předepnutý mechanismus Master_Slave.....	16
Obr. 28 – Vačka plochá.....	16
Obr. 29 – Jednoduchý klikový mechanismus.....	17
Obr. 30 – Klika s kývavou kulisou (zdroj: http://slideplayer.cz/slide/2505149/	17
Obr. 31 – Posuvový mechanismus Šroub - matice.....	18
Obr. 32 – Kinematické schéma převodů závitové a posuvové skříně (Nortonské ústrojí)	18
Obr. 33 – soustruh ŠKODA SUN 125, pohled na skříň posuvového mechanismu.....	21
obr. 34 – soustruh ŠKODA SUN 125, řez skříní B-B.....	21
Obr. 35 – Kinematické schéma 1	22
obr. 36 – Kinematické schéma č.2	22
Obr. 37 – Sestava mechanismu	23
obr. 38 – Uložení pastorku	24
obr. 39 – Příruba ze strany od motoru	27
Obr. 40 – Příruba ze strany od převodovky	27
obr. 41 – schematické uložení pastorku	28
obr. 42 – Ložisko NU 1024 ML [5]	29
obr. 43 – Nalisovaný spoj mezi pastorkem a nábojem.....	30
Obr. 44 – Schematické naznačení šroubového spoje	31

Seznam tabulek

Tab. 1 – Zatěžovací stavy.....	20
Tab. 2 – Vstupní parametry.....	20
Tab. 3 - Vstupní parametry pastorku a zatížení	24
Tab. 4 – Parametry motoru.....	25
Tab. 5 – Parametry převodovky	26
Tab. 6 – Shrnující tabulka	29
Tab. 7 – Vstupní parametry nalisovaného spoje	30
Tab. 8 – Výstupní hodnoty nalisovaného spoje	30
Tab. 9 – – Vstupní parametry ozubení pastorku	31
Tab. 10 – Vstupní parametry spoje	32
Tab. 11 – Výstupní hodnoty	32

Seznam příloh

Příloha č. 1 – Výpočet nalisovaného spoje v programu MITCalc

Příloha č. 2 – Výpočet šroubového spoje v programu MITCalc

Příloha č. 3 – Katalog převodovek Wittenstein TK+ 300 MF

Příloha č. 4 – Katalog motorů Siemens SIMOTICS S-1FT7

Příloha č. 5 – Výkres náboje

KKS-BP-16-05

Příloha č. 6 – Výkres sestavy posuvového mechanismu

KKS-BP-16-00

Příloha č. 7 – CD s bakalářskou prací a CAD daty posuvového mechanismu

PŘÍLOHA č. 1

Výpočet nalisovaného spoje v programu MITCalc

PŘÍLOHA č. 2

Výpočet šroubového spoje v programu MITCalc

PŘÍLOHA č. 3

Katalog převodovek Wittenstein TK+ 300 MF

PŘÍLOHA č. 4

Katalog motorů Siemens SIMOTICS S-1FT7

Výpočet silových spojů hřídele s nábojem

- i **Výpočet: A = OK; B = OK**
 ii **Informace o projektu**

1.0 Společné vstupní údaje

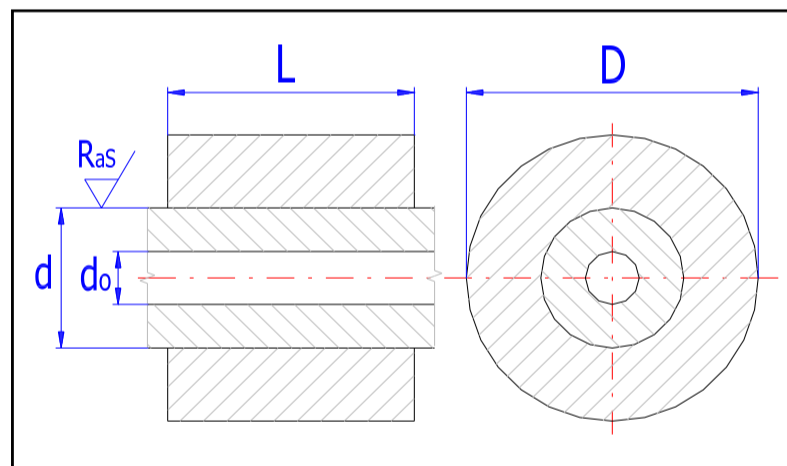
1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	
1.2	Zatížení spoje		
1.3	Přenášený výkon	P	3,87 [kW]
1.4	Otáčky hřídele	n	4500,0 [/min]
1.5	Krouticí moment	T	8,21 [Nm]
1.6	Axiální síla	F _A	3735,0 [N]
1.7	Způsob zatížení, provozní parametry		
1.8	Charakter pohonu	Rovnoměrný	
1.9	Typ zatížení	Plynulý	
1.10	Charakter provozu	Plně obousměrný	
1.11	Počet rozběhů v tisících	100	
1.12	Předběžný návrh průměru hřídele		
1.13	Vnitřní průměr dutého hřídele	d ₀	0,000 [mm]
1.14	Požadovaná bezpečnost		1,70
1.15	Minimální průměr hřídele	d _{min}	10,4 [mm]

1.16	Materiál hřídele (min. - max. pevnost v tahu)		
1.17	A ... Konstrukční ocel (350 - 700)	400	[MPa] <input checked="" type="checkbox"/>
1.18	Mez pevnosti v tahu	R _m	400,0 [MPa]
1.19	Mez kluzu	R _e	232,0 [MPa]
1.20	Dovolené napětí v krutu	τ _D	162,0 [MPa]
1.21	Dovolený tlak	p _D	54,0 [MPa]
1.22	Modul pružnosti v tahu	E	210000 [MPa]
1.23	Poissonovo číslo	ν	0,30
1.24	Součinitel tepelné roztažnosti	α	11,50 [10 ⁻⁶ /°C]
1.25	Materiál náboje (min. - max. pevnost v tahu)		
1.26	A ... Konstrukční ocel (350 - 700)	350	[MPa] <input checked="" type="checkbox"/>
1.27	Mez pevnosti v tahu	R _m	350,0 [MPa]
1.28	Mez kluzu	R _e	203,0 [MPa]
1.29	Dovolený tlak	p _D	53,0 [MPa]
1.30	Modul pružnosti v tahu	E	210000 [MPa]
1.31	Poissonovo číslo	ν	0,30
1.32	Součinitel tepelné roztažnosti	α	11,50 [10 ⁻⁶ /°C]

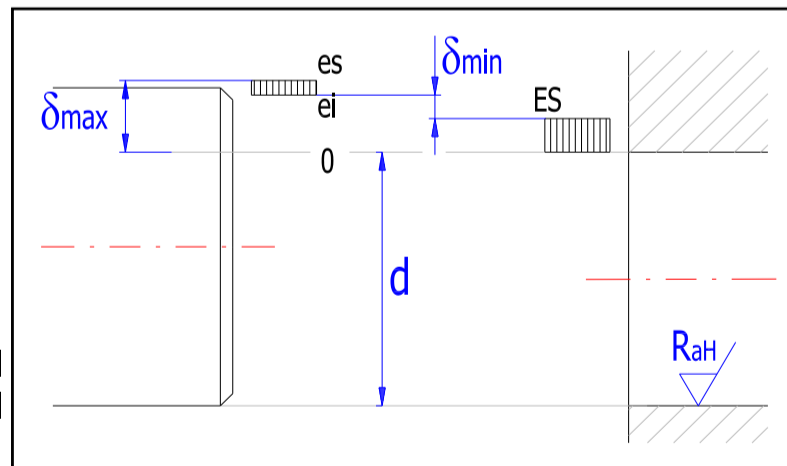
A Nalisovaný spoj

2.0 Návrh rozměrů spoje

2.1	Parametry spoje		
2.2	Soustava uložení	Soustava jednotné díry	
2.3	Způsob montáže	Lisování podélné (za studena)	
2.4	Čistota stykových ploch	Odmaštěné povrchy	
2.5	Pokovení stykových ploch	Nepokovené povrchy	
2.6	Součinitel tření	μ	0,10 0,10 <input checked="" type="checkbox"/>
2.7	Požadovaná bezpečnost proti prokluzu		1,40
2.8	Požadovaná pevnostní bezpečnost		1,40
2.9	Zatížení spoje		
2.10	Provozní koeficient	K _S	1,70 1,70 <input checked="" type="checkbox"/>
2.11	Provozní krouticí moment	T _S	13,96 [Nm]
2.12	Celkové provozní zatížení spoje	F _S	3 749,42 [N]



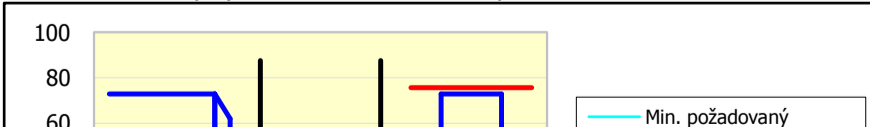
2.13	Předběžný návrh	<table border="1"> <tr> <th>ID.</th> <th>d</th> <th>D</th> <th>L</th> <th>Uložení</th> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>				ID.	d	D	L	Uložení					
ID.	d	D	L	Uložení											
2.14	Rozměry spoje														
2.15	Vnitřní průměr dutého hřídele	d ₀	0 [mm]												
2.16	Minimální průměr hřídele	d _{min}	10,4 [mm]												
2.17	Průměr hřídele	d	85,000 [mm]												
2.18	Vnější průměr náboje	D	110,000 [mm]												
2.19	Drsnost povrchu hřídele	R _{aS}	0,80 [μm] <input checked="" type="checkbox"/>												
2.20	Drsnost povrchu díry náboje	R _{aH}	1,60 [μm] <input checked="" type="checkbox"/>												
2.21	Funkční délka spoje	L	166,000 [mm]												



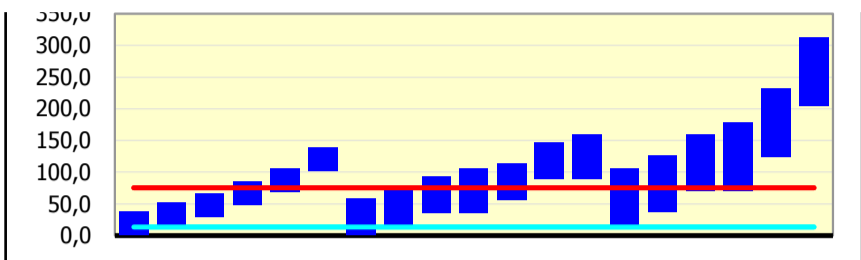
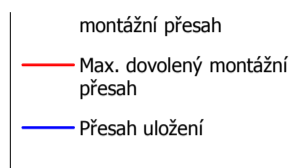
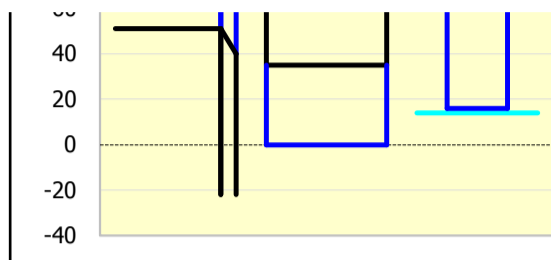
2.22	Návrh a volba uložení		
2.23	Automatický návrh uložení	H7/r6 * <input checked="" type="checkbox"/>	
2.24	Doporučené uložení		H7/r6 *
2.25	Horní úchylka náboje	ES	35,00 [μm]
2.26	Dolní úchylka náboje	EI	0,00 [μm]
2.27	Horní úchylka hřídele	es	73,00 [μm]
2.28	Dolní úchylka hřídele	ei	51,00 [μm]

2.30	Montážní orovnění povrchu		11,52 [μm]
2.31	Min. požadovaný montážní přesah		13,90 [μm]
2.32	Minimální přesah uložení	δ _{min}	16,00 [μm]
2.33	Max. dovolený montážní přesah		75,59 [μm]
2.34	Maximální přesah uložení	δ _{max}	73,00 [μm]

2.29 Mezní úchylky a rozsah montážního přesahu zvoleného uložení



2.35	Rozsah montážních přesahů pro doporučené uložení		
	H6/n5		
	H6/p5		
	H6/r5		
	H6/s5		
	H6/t5		
	H6/u5		
	H7/p6 *		
	H7/r6 *		
	H7/s6 *		
	H7/t6		
	H7/u6		
	H7/v6		
	H8/s7		
	H8/t7		
	H8/u7		
	H8/v7		
	H8/x8		
	H8/z8		



3.0 Únosnost, pevnostní kontroly a montážní parametry spoje

3.1 Únosnost spoje

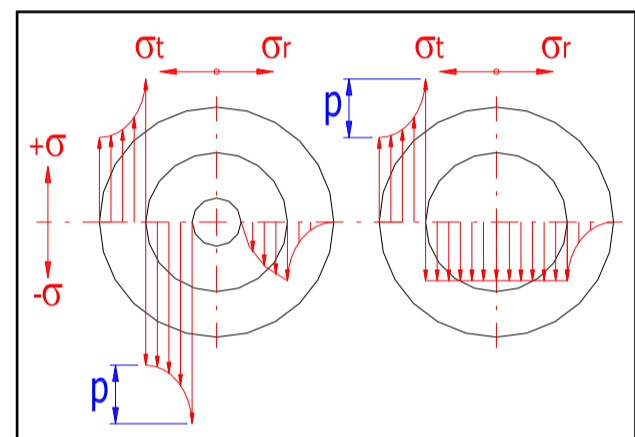
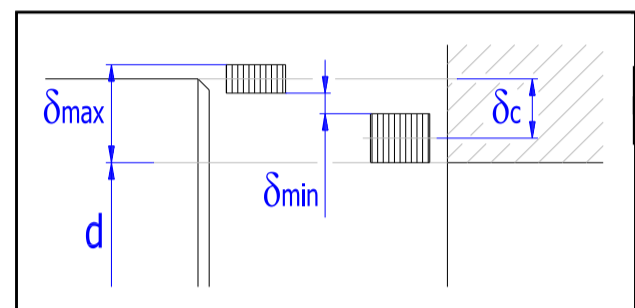
	δc	δmin	δmax		
3.2 Montážní přesah	δ	44,50	16,00	73,00	[μm]
3.3 Efektivní přesah	Δd	32,98	4,48	61,48	[μm]
3.4 Stykový tlak	p	16,4	2,2	30,6	[MPa]
3.5 Třecí síla spoje	F_f	72759	9884	135635	[N]
3.6 Bezpečnost proti prokluzu		19,41	2,64	36,17	

3.7 Pevnostní kontrola náboje

3.8 Zvětšení vnějšího průměru	ΔD	25,48	3,46	47,51	[μm]
3.9 Dovolené napětí v tahu	σ_D	203			[MPa]
3.10 Srovnávací napětí na vnějším průměru		48,7	6,6	90,7	[MPa]
3.11 Srovnávací napětí na vnitřním průměru		74,6	10,1	139,1	[MPa]
3.12 Bezpečnost		2,72	20,02	1,46	

3.13 Pevnostní kontrola hřídele

3.14 Zmenšení vnitřního průměru	Δd_0	0,00	0,00	0,00	[μm]
3.15 Dovolené napětí v tahu	σ_D	232			[MPa]
3.16 Srovnávací napětí na vnějším průměru		16,4	2,2	30,6	[MPa]
3.17 Srovnávací napětí na vnitřním průměru		16,4	2,2	30,6	[MPa]
3.18 Bezpečnost		14,13	104,05	7,58	



3.19 Kontrola spoje na otlačení

3.20 Dovolенý stykový tlak	p_D	53	[MPa]
3.21 Max. stykový tlak	p_{max}	30,6	[MPa]
3.22 Bezpečnost		1,73	

3.23 Kontrola hřídele na krut

3.24 Dovolенé napětí v krutu	τ_D	162	[MPa]
3.25 Srovnávací napětí	τ	0,2	[MPa]
3.26 Bezpečnost		951,46	

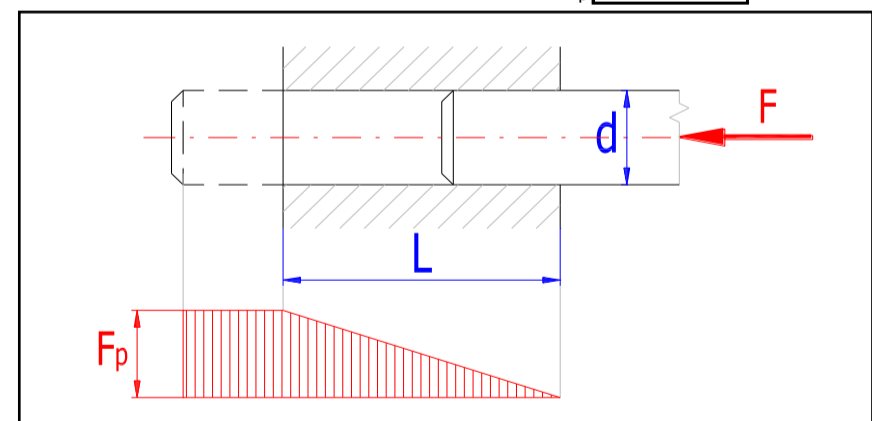
3.27 Montážní parametry spoje

3.28 Lisování příčné (za tepla)

3.29 Uložení	S maximálním přesahem		
3.30 Montážní vůle	c	0,0000	[mm] <input checked="" type="checkbox"/>
3.31 Součinitel tepelné roztažnosti :			
3.32 - materiál náboje (ohřev)	α_H	11,5	[$10^{-6}/^{\circ}C$]
3.33 - materiál hřídele (ohřev)	α_S	11,5	[$10^{-6}/^{\circ}C$]
3.34 - materiál hřídele (ochlazení)	α_{Sc}	8,5	[$10^{-6}/^{\circ}C$] <input checked="" type="checkbox"/>
3.35 Stanovení potřebné teploty ohřevu náboje			
3.36 Teplota hřídele	T_S	20,0	[$^{\circ}C$]
3.37 Požadovaná teplota náboje	T_H	94,7	[$^{\circ}C$]
3.38 Stanovení potřebné teploty ochlazení hřídele			
3.39 Teplota náboje	T_H	93,3	[$^{\circ}C$]
3.40 Požadovaná teplota hřídele	T_S	18,1	[$^{\circ}C$]

3.41 Lisování podélné (za studena)

3.42 Uložení	S maximálním přesahem		
3.43 Potřebná lisovací síla	F_p	135635	[N]



4.0 Kontrola spoje namáhaného přídatným zatížením

5.0 Kontrola spoje pro specifickou pracovní teplotu

6.0 Rozšířená volba uložení dle ISO 286

B Svěrný spoj

7.0 Návrh rozměrů spoje

8.0 Únosnost a pevnostní kontroly spoje

Kapitola doplňků

9.0 Srovnávací tabulka



Předejzatý šroubový spoj

i **Výpočet bez chyb.**

ii **Informace o projektu**

?

Kapitola vstupních parametrů

1.0 **Zatížení spoje, základní parametry výpočtu.**

1.1 Jednotky výpočtu

SI Units (N, mm, kW...)

1.2 **Režim zatížení, typ spoje**

1.3 Provedení šroubového spoje

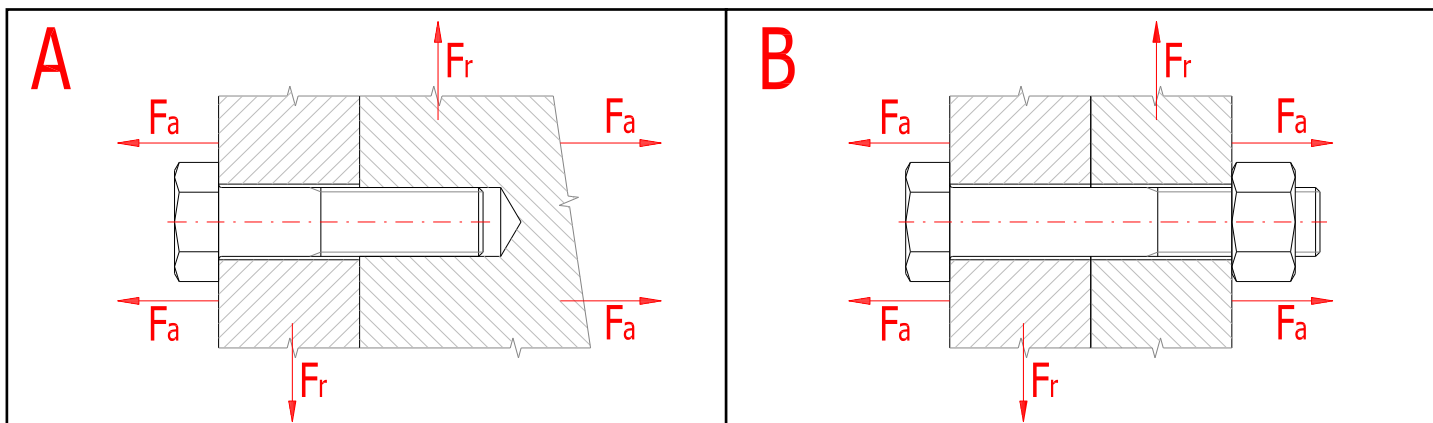
A ... Spojení součástí závrtným šroubem

1.4 Zatížení šroubového spoje

Zatížení kolmé na osu šroubu

1.5 Průběh zatížení

Statické zatížení



1.6 **Zatížení spoje**

1.7 Maximální osová síla

F_{amax}

0,00

[N]

1.8 Minimální osová síla

F_{amin}

0,00

[N]

1.9 Maximální radiální síla

F_r

978,75

[N]

2.0 **Provozní a montážní parametry spoje.**

2.1 Požadovaný součinitel těsnosti (předpětí) spoje

q_a

1,000

2.2 Požadovaná bezpečnost proti bočnímu posunutí

q_r

1,500

2.3 Požadovaná bezpečnost šroubu na mezi kluzu

n_s

2,000

2.4 Součinitel tření v závitech

μ_t

0,150

2.5 Součinitel tření ve stykové ploše hlavy (matice) šroubu

μ_c

0,150

2.6 Součinitel tření mezi spojovanými plochami

μ_q

0,200

2.7 Uvažovat přídavná ohybová napětí

Ne

2.8 Úhlová výchylka kolmosti dosedací plochy hlavy šroubu

δ

0,100

[°]

2.9 Uvažovat vliv provozní teploty na předpětí spoje

Ne

2.10 Provozní změna teploty šroubu

ΔT_b

38,9

[° C]

2.11 Provozní změna teploty spojovaných částí

ΔT_m

50,0

[° C]

2.12 Uvažovat snížení montážního předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje

Ne

2.13 Trvalá plastická deformace (sednutí) spoje

ΔL

0,1270

[mm]

3.0 **Provedení, rozměry a materiál spojovaných částí.**

3.1 Provedení spojovaných částí

B ... Válec

3.2 Počet sevřených částí

i

2

3.3 Vnější průměr sevřených válcových částí

D_A

160,000

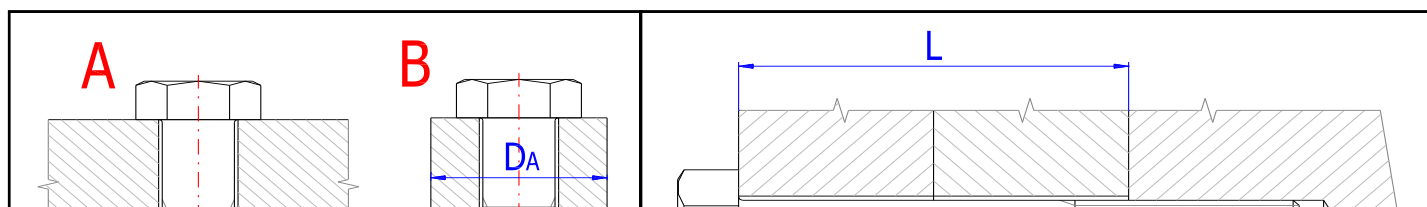
[mm]

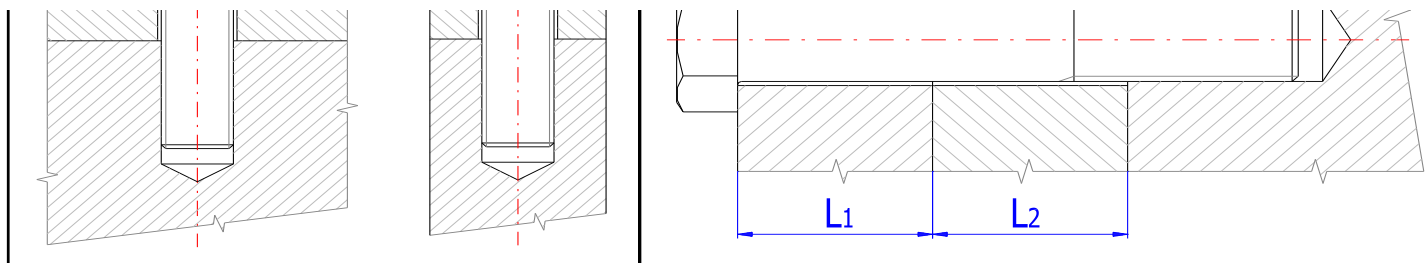
3.4 Celková výška sevřených částí

L

60,000

[mm]





3.5	L_i	E	α	p_D	Materiál	ČSN
Část 1	20,320	206000	11,5	490	Konstrukční ocel 11378	
Část 2	39,680	206000	11,5	490	Konstrukční ocel 11378	

4.0 Návrh spojovacího šroubu.

4.1 Předběžný návrh minimálních průměrů závitu

	ISO 3.6	ISO 4.8	ISO 5.8	ISO 6.8	ISO 8.8	ISO 9.8	ISO 10.9	ISO 12.9
MC	M12	M10	M8	M8	M8	M6	M5	M5
MF	M12	M8	M8	M8	M8	M8	M8	M8
UNC	1/2	3/8	5/16	5/16	5/16	1/4	12 (0.216)	12 (0.216)
UNF	7/16	3/8	5/16	5/16	1/4	1/4	12 (0.216)	10 (0.190)
UNEF	7/16	5/16	5/16	5/16	1/4	1/4	12 (0.216)	12 (0.216)

4.2 Materiál šroubu

4.3 Pevnostní třída šroubu

4.4 Modul pružnosti v tahu

4.5 Mez pevnosti v tahu

4.6 Mez kluzu

4.7 Součinitel tepelné roztažnosti

4.8 Hustota

	ISO 8.8	ISO
E	206000	[MPa]
R_m	800	[MPa]
$R_e, R_{p0,2}$	640	[MPa]
α	11,5	[10 ⁻⁶ /°C]
ρ	7830	[kg/m ³]

4.9 Parametry závitu

4.10 Typ závitu

Metrický závit - jemný

4.11 Velikost závitu

M16

4.12 Velký průměr závitu šroubu

d 16,0000 [mm]

4.13 Rozteč závitu

p 1,5000 [mm]

4.14 Malý průměr závitu šroubu

d_r 14,1600 [mm]

4.15 Střední průměr závitu šroubu

d_m 15,0260 [mm]

4.16 Provedení a geometrie šroubu

4.17 Typ šroubu

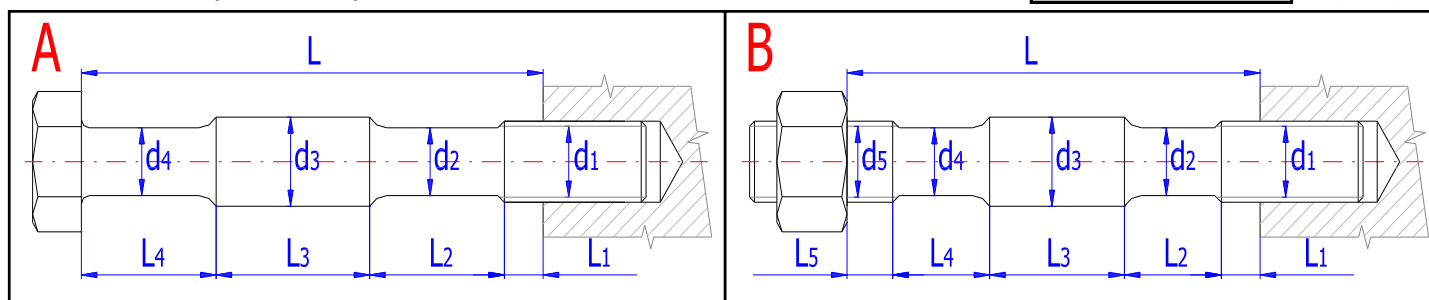
A ... Závrtný šroub s hlavou

4.18 Počet jednotlivých úseků šroubu s rozdílným průřezem

i 1

4.19 Celková výška sevřených částí

L 60 [mm]



4.20 Úsek šroubu

1 2 3 4 5 6

4.21 Délka úseku L_i 60,000 0,000 0,000 0,000 0,000 0,000 [mm]

4.22 Průměr úseku d_i 14,593 0,000 0,000 0,000 0,000 0,000 [mm]

4.23 Geometrie spoje

4.24 Provedení dosedacích ploch pod hlavou (maticí) šroubu

A ... Mezikruhová styková plocha

4.25 Průměr díry pro spojovací šroub

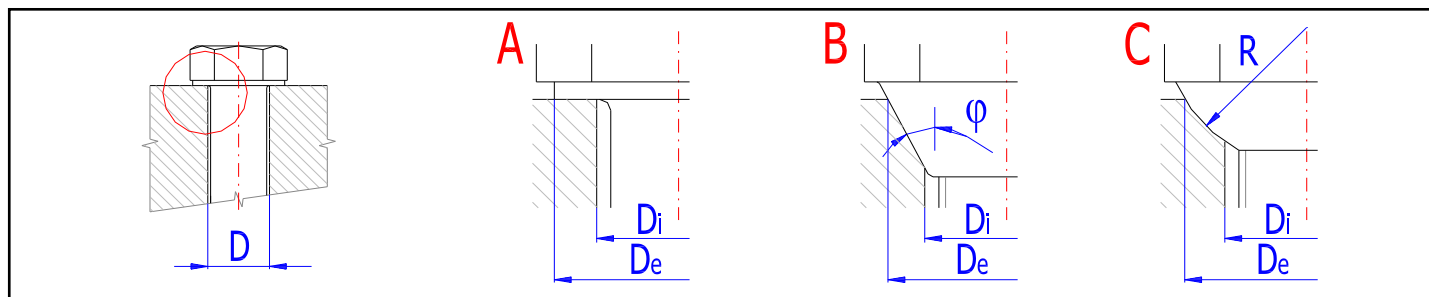
D 17,000 [mm]

4.26 Vnější průměr dosedací (stykové) plochy

D_e 24,000 [mm]

4.27 Vnitřní průměr dosedací (stykové) plochy

D_i 17,000 [mm]



Kapitola výsledků

5.0 Předpětí, silové poměry a pracovní diagram spoje.

5.1 **Konstanty tuhosti spoje**

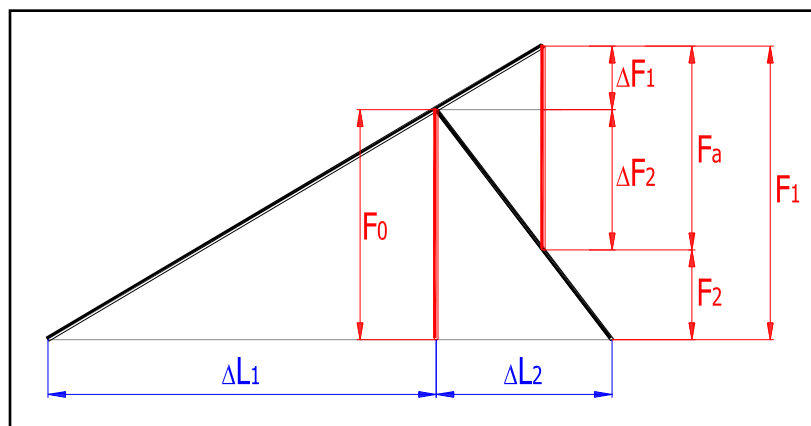
5.2 Tuhost spojovacího šroubu	C_b	479534,17	[N/mm]
5.3 Tuhost sevřených částí	C_m	3322129,51	[N/mm]
5.4 Výsledná tuhost skupiny přitěžovaných částí spoje	C_1	479534,17	[N/mm]
5.5 Výsledná tuhost skupiny odlehčovaných částí spoje	C_2	3322129,51	[N/mm]

5.6 **Montážní předpětí šroubového spoje**

5.7 Maximální osová složka provozní síly	F_a	0	[N]
5.8 Maximální radiální složka provozní síly	F_r	978,75	[N]
5.9 Minimální potřebná svěrná síla pro přenos radiální síly	F_{cmin}	4893,75	[N]
5.10 Část osové složky provozní síly přitěžující šroub	ΔF_1	0,00	[N]
5.11 Část osové složky provozní síly odlehčující sevřené součásti	ΔF_2	0,00	[N]
5.12 Montážní předpětí spoje	F_0	7341,0	<input checked="" type="checkbox"/> [N]
5.13 Utahovací moment	M	21,36	[Nm]

5.14 **Silové poměry zatíženého spoje**

5.15 Změna předpětí ohřátím spoje na provozní teplotu	ΔF_{0T}	0,00	[N]
5.16 Ztráta předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	ΔF_{0L}	0,00	[N]
5.17 Provozní předpětí spoje	F_0'	7341,00	[N]
5.18 Zbytkové předpětí sevřených částí spoje	F_2	7341,00	[N]
5.19 Výsledná vnitřní osová síla ve šroubu	F_1	7341,00	[N]
5.20 Součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_a	0,000	
5.21 Bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r	1,500	



6.0 Pevnostní kontroly spoje.

6.1 **Pevnostní kontrola staticky zatíženého šroubového spoje**

6.2 Tahové napětí v jádře šroubu od maximální osová síly	σ	46,62	[MPa]
6.3 Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	τ	18,07	[MPa]
6.4 Přídavné ohybové napětí	σ_b	0,00	[MPa]
6.5 Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	56,15	[MPa]
6.6 Mez kluzu materiálu šroubu	R_e	640	[MPa]
6.7 Bezpečnost na mezi kluzu	n	11,40	

6.8 Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu

6.9 Tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p	32,57	[MPa]
6.10 Dovolený tlak v krajní sevřené části	p _D	490	[MPa]

7.0 Grafický výstup, CAD systémy

TPK+ 300 MF 3-stage

		3-stage													
Ratio ^{a)}		<i>i</i>	63	100	125	140	175	200	250	280	350	500	700	1000	
Max. acceleration torque (max. 1000 cycles per hour)	T_{2B}	Nm	3300	3200	3200	3200	3200	3200	3200	3300	3300	2350	3300	2800	
		in.lb	29205	28320	28320	28320	28320	28320	28320	29205	29205	20798	29205	24780	
Nominal output torque (with n_m)	T_{2N}	Nm	1800	2000	2000	2000	2000	2000	2000	1800	1800	1800	1800	1600	
		in.lb	15.930	17.700	17.700	17.700	17.700	17.700	17.700	15.930	15.930	15.930	15.930	14.160	
Emergency stop torque (permitted 1000 times during the service life of the gearhead)	T_{2Not}	Nm	6300	5250	5250	5250	5250	5250	5250	7350	7350	4500	6300	8750	
		in.lb	55755	46463	46463	46463	46463	46463	46463	65048	65048	39825	55755	77438	
Nominal input speed (with T_{2N} and 20 °C ambient temperature) ^{b), c)}	n_{1N}	rpm	2700	2700	2700	2700	2700	2700	2900	2700	2900	3400	3400	3400	
Max. continuous speed (with 20% T_{2N} and 20 °C ambient temperature)	n_{1Ncym}	rpm	3200	3500	3500	3500	3500	3500	3500	3500	3500	3800	3800	3800	
Max. input speed	n_{1Max}	rpm	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	
Mean no load running torque (with $n_1=3000$ rpm and 20 °C gearhead temperature) ^{d)}	$T_{01/2}$	Nm	5.4	3.0	2.5	2.1	1.9	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	1.1	1.0	
		in.lb	47.8	26.6	22.1	18.6	16.8	13.3	12.4	0.0	10.6	9.7	9.7	8.9	
Max. torsional backlash	j_t	arcmin	Standard ≤ 4 / Reduced ≤ 2												
Torsional rigidity	C_{t21}	Nm/ arcmin	699	640	664	640	664	640	664	715	730	658	727	642	
		in.lb/ arcmin	6.186	5.664	5.876	5.664	5.876	5.664	5.876	6.328	6.461	5.823	6.434	5.682	
Tilting rigidity	C_{2K}	Nm/ arcmin	5560												
		in.lb/ arcmin	49210												
Max. axial force ^{e)}	F_{2AMax}	N	33000												
		lb _f	7425												
Max. tilting moment	M_{2KMax}	Nm	5900												
		in.lb	52215												
Efficiency at full load	η	%	92												
Service life (For calculation, see the Chapter "Information")	L_h	h	> 20000												
Weight incl. standard adapter plate	<i>m</i>	kg	87												
		lb _m	192												
Operating noise (with $n_1=3000$ rpm no load)	L_{PA}	dB(A)	≤ 71												
Max. permitted housing temperature		°C	+90												
		F	+194												
Ambient temperature		°C	0 to +40												
		F	32 to 104												
Lubrication			Lubricated for life												
Paint			Blue RAL 5002												
Direction of rotation			Motor and gearhead opposite directions												
Protection class			IP 65												
Moment of inertia (relates to the drive) Clamping hub diameter [mm]	K 38	J_1	kgcm ²	17.80	14.10	12.10	11.00	10.80	10.20	10.10	10.10	10.00	9.90	9.90	9.90
			10 ⁻³ in.lb.s ²	15.75	12.48	10.71	9.74	9.56	9.03	8.94	8.94	8.85	8.76	8.76	8.76
	M 48	J_1	kgcm ²	32.50	28.80	26.80	25.70	25.50	24.90	24.80	24.90	24.80	24.60	24.60	24.60
			10 ⁻³ in.lb.s ²	28.76	25.49	23.72	22.74	22.57	22.04	21.95	22.04	21.95	21.77	21.77	21.77

Please contact us for information on the best configuration for S1 conditions of use (continuous operation).

^{a)} Other ratios available on request

^{b)} Higher speeds are possible if the nominal torque is reduced

^{c)} For higher ambient temperatures, please reduce input speed

^{d)} Idling torques decrease during operation

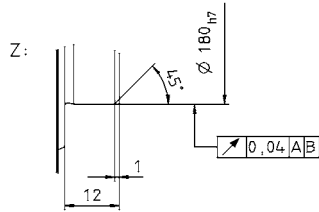
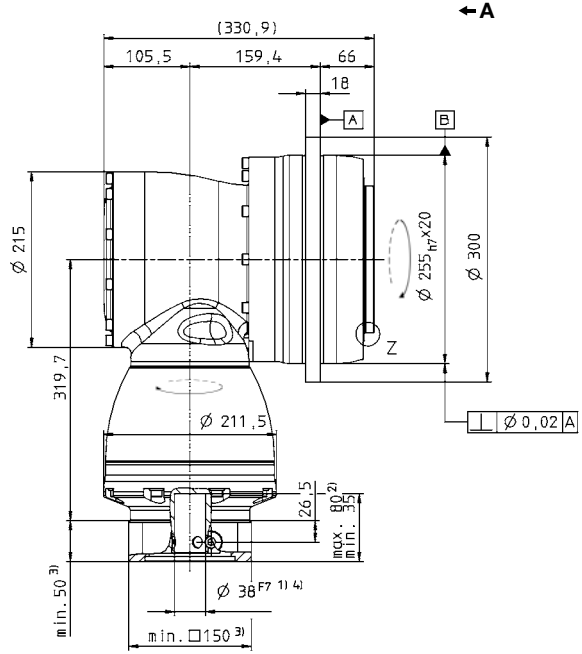
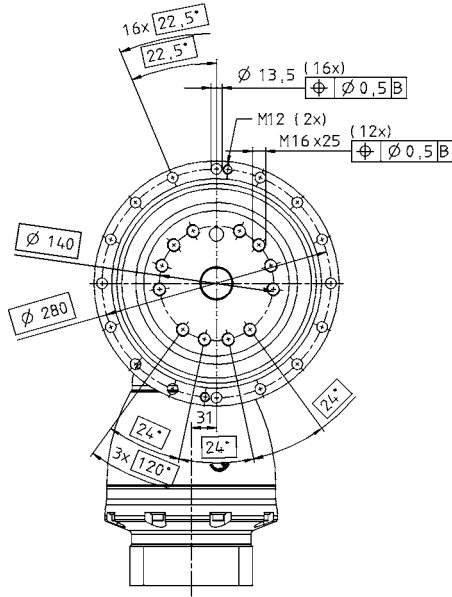
^{e)} Refers to center of the output shaft or flange

All technical data for front output side applies.

Technical data for rearward output versions, see page 422.

View A

3-stage:



Right-angle gearheads
High End

TPK

MF

See technical data sheet for available clamping hub diameters (mass moment of inertia). Dimensions available on request.

Non-tolerated dimensions ±1 mm

- 1) Check motor shaft fit.
- 2) Min./Max. permissible motor shaft length. Longer motor shafts are adaptable, please contact us.
- 3) The dimensions depend on the motor.
- 4) Smaller motor shaft diameter is compensated by a bushing with a minimum thickness of 1 mm.

CAD data is available under www.wittenstein-alpha.com

Motor mounting according to operating manual

SIMOTICS servomotors

SIMOTICS S synchronous motors for SINAMICS S120

SIMOTICS S-1FT7 Compact core type motors
Natural cooling

Motor type (repeated)	Efficiency ⁴⁾ η %	Stall current I_0 at M_0 $\Delta T=100$ K A	Calculated power P_{calc} ⁷⁾ P_{calc} at M_0 $\Delta T=100$ K kW (HP)	SINAMICS S120 Motor Module		Power cable with complete shield		
				Rated output current ⁵⁾ I_{rated} A	Booksize format For additional versions and components see SINAMICS S120 drive system Order No.	Motor connection (and brake connection) via power connector		
						Power connector	Cable cross-section ⁶⁾ mm ²	Pre-assembled cable Order No.
1FT7102-1AC7...	93	12.5	6.28 (8.42)	18	6SL312-1-TE21-8AA3	1.5	4 × 1.5	6FX002-5N21-....
1FT7105-1AC7...	93	18	10.47 (14.0)	18	6SL312-1-TE21-8AA3	1.5	4 × 2.5	6FX002-5N31-....
1FT7044-1AF7...	92	2.8	1.57 (2.11)	3	6SL312-1-TE13-0AA3	1	4 × 1.5	6FX002-5N01-....
1FT7062-1AF7...	91	3.9	1.88 (2.52)	5	6SL312-1-TE15-0AA3	1	4 × 1.5	6FX002-5N01-....
1FT7064-1AF7...	93	5.7	2.83 (3.80)	9	6SL312-1-TE21-0AA3	1	4 × 1.5	6FX002-5N01-....
1FT7082-1AF7...	93	7.6	4.08 (5.47)	9	6SL312-1-TE21-0AA3	1	4 × 1.5	6FX002-5N01-....
1FT7084-1AF7...	93	11	6.28 (8.42)	18	6SL312-1-TE21-8AA3	1	4 × 1.5	6FX002-5N01-....
1FT7086-1AF7...	93	15.5	8.80 (11.8)	18	6SL312-1-TE21-8AA3	1.5	4 × 2.5	6FX002-5N31-....
1FT7084-1AH7...	93	15.6	9.42 (12.6)	18	6SL312-1-TE21-8AA3	1.5	4 × 2.5	6FX002-5N31-....
1FT7086-1AH7...	91	22.4	13.19 (17.7)	30	6SL312-1-TE23-0AA3	1.5	4 × 4	6FX002-5N41-....
1FT7034-1AK7...	90	2.7	1.26 (1.69)	3	6SL312-1-TE13-0AA3	1	4 × 1.5	6FX002-5N01-....
1FT7062-1AK7...	90	8.4	3.77 (5.06)	9	6SL312-1-TE21-0AA3	1	4 × 1.5	6FX002-5N01-....
1FT7064-1AK7...	91	9	5.65 (7.58)	9	6SL312-1-TE21-0AA3	1	4 × 1.5	6FX002-5N01-....

Cooling:	
Internal air cooling	0
External air cooling	1
Motor Module:	
Single Motor Module	1
Double Motor Module	2

Power cable:	
MOTION-CONNECT 800	8
MOTION-CONNECT 500	5
Without brake cores	C
With brake cores	D
Length code

Information about the cables can be found under [MOTION-CONNECT connection systems](#)

¹⁾ These values refer to $n = 4000$ rpm.

²⁾ These values refer to $n = 5500$ rpm.

³⁾ These values refer to $n = 4500$ rpm.

⁴⁾ Optimum efficiency in continuous duty.

⁵⁾ With default setting of the pulse frequency.

⁶⁾ The current carrying capacity of the power cables complies with EN 60204-1 for installation type C, for continuous duty at an ambient air temperature of 40 °C (104 °F).

⁷⁾ $P_{calc} [kW] = \frac{M_0 [Nm] \times n_{rated}}{9550}$ $P_{calc} [hp] = \frac{M_0 [lb-ft] \times n_{rated}}{5250}$

SIMOTICS servomotors

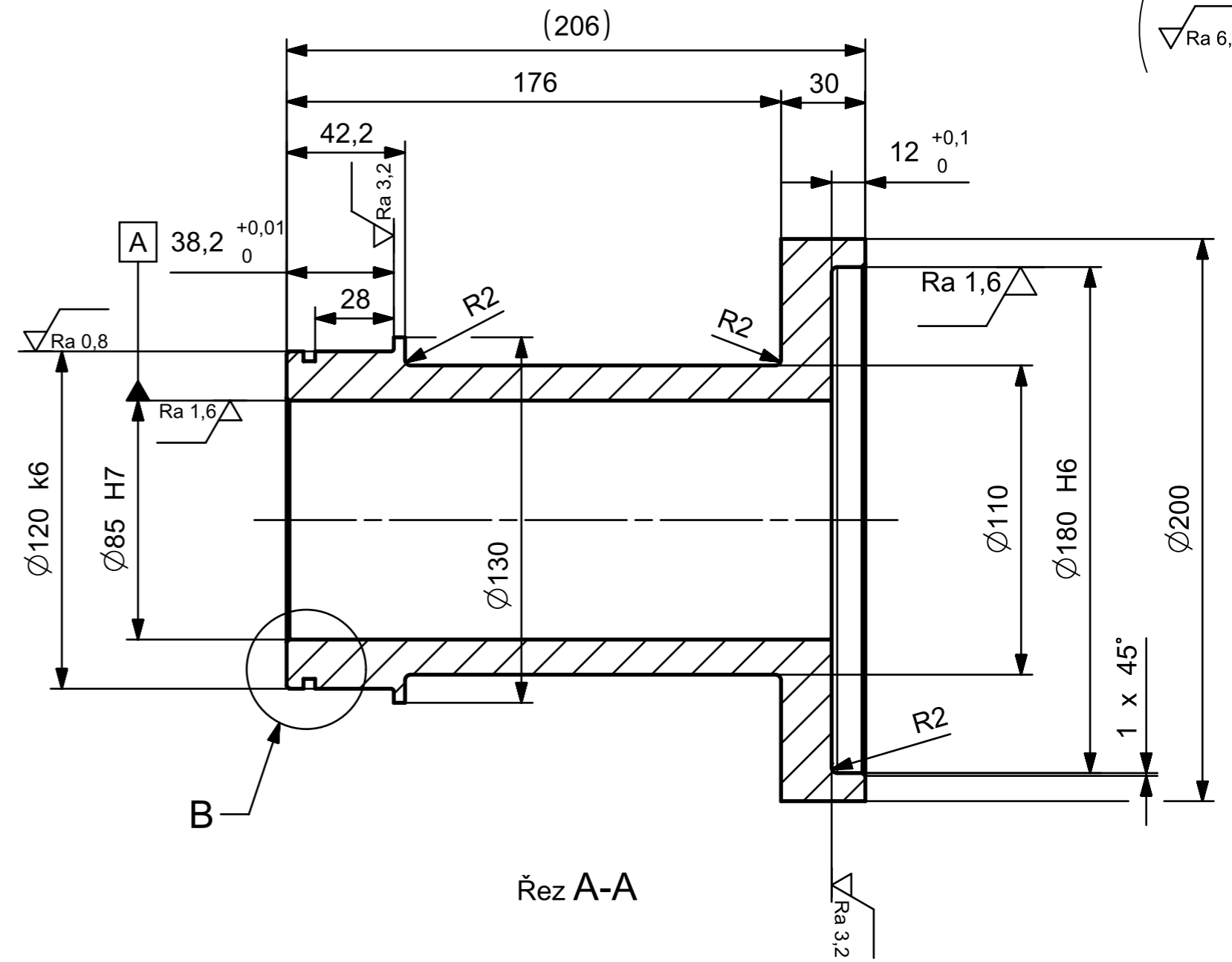
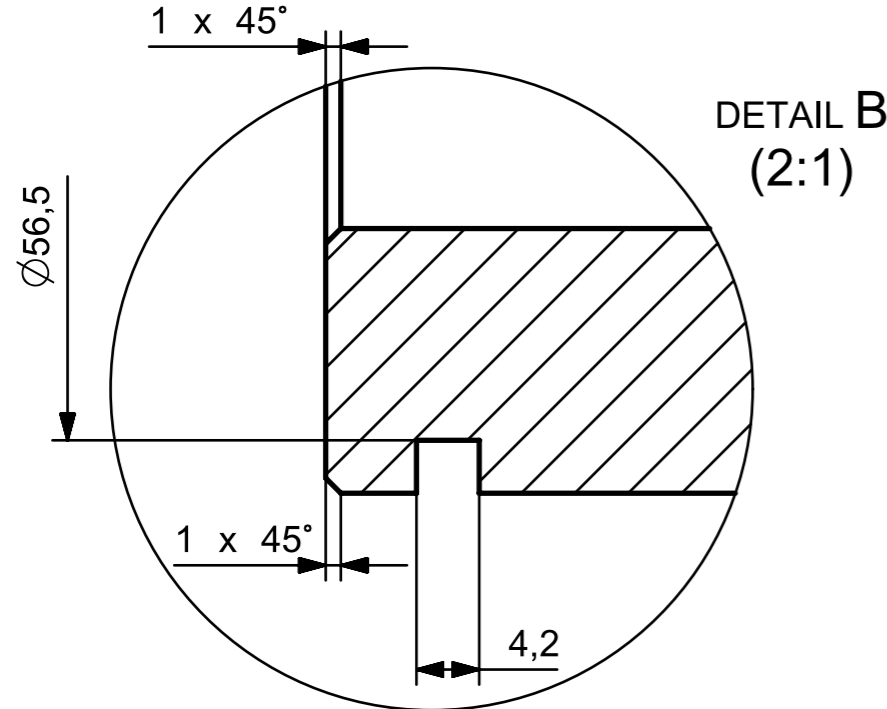
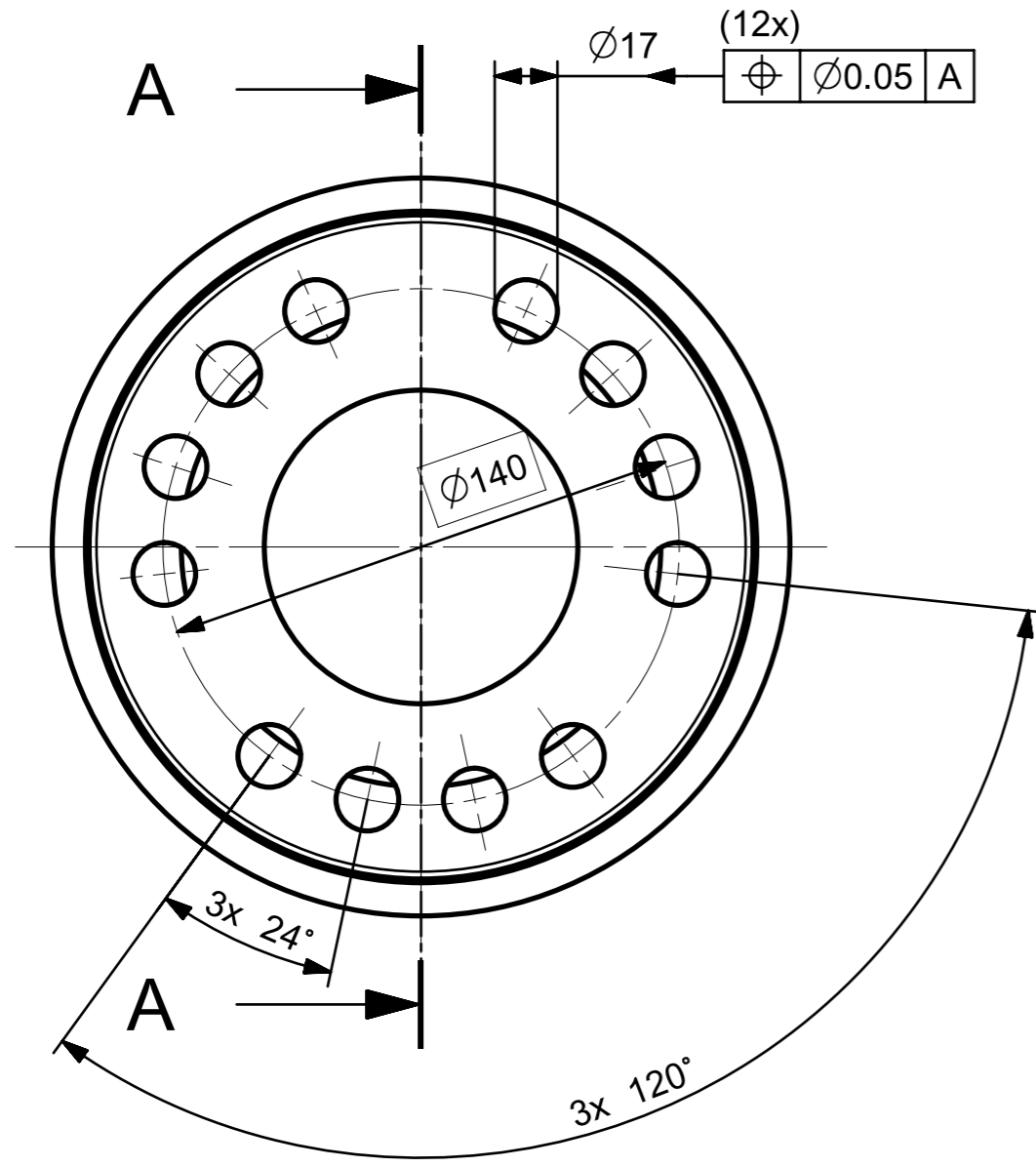
SIMOTICS S synchronous motors for SINAMICS S120

SIMOTICS S-1FT7 Compact motors Natural cooling

Selection and ordering data

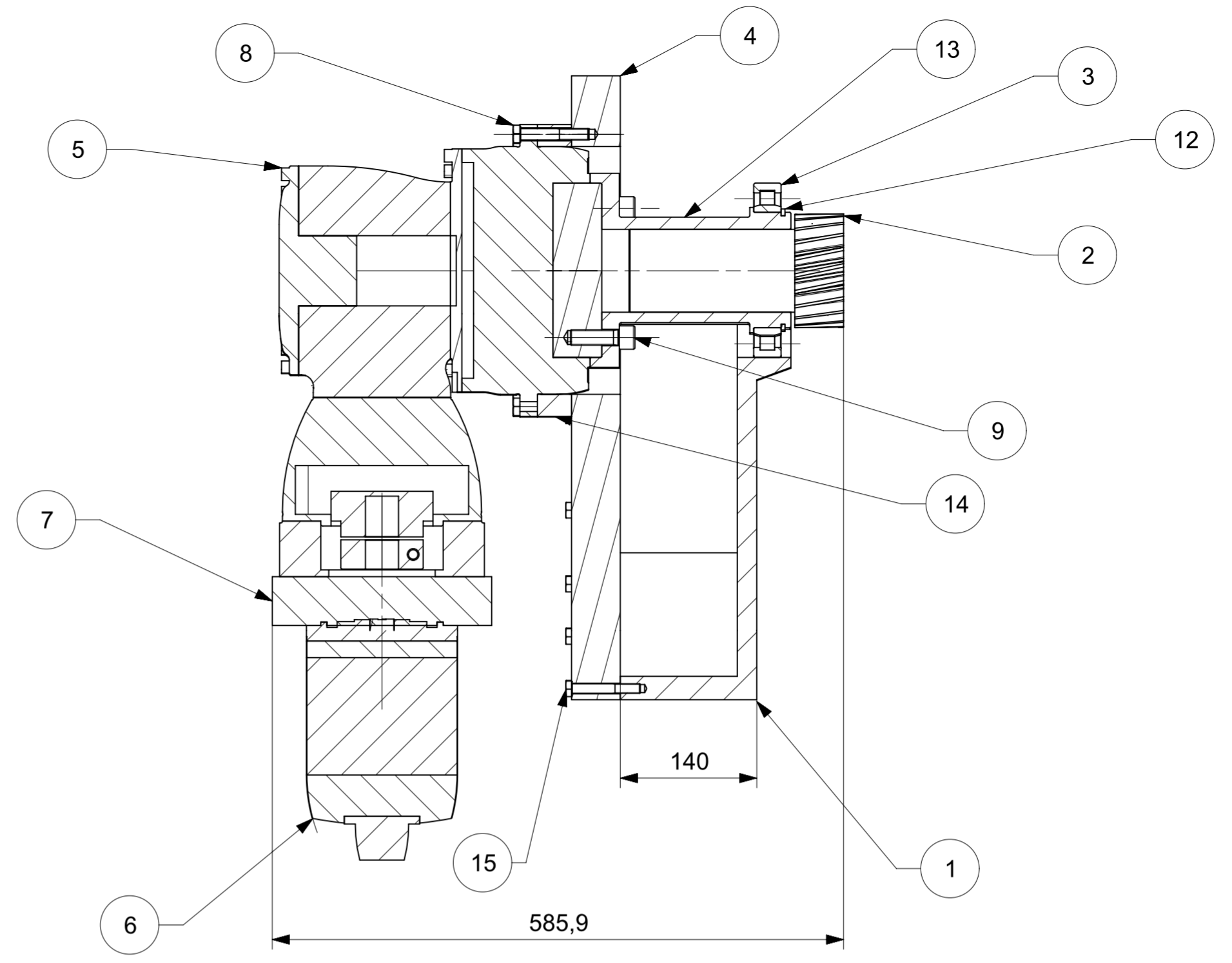
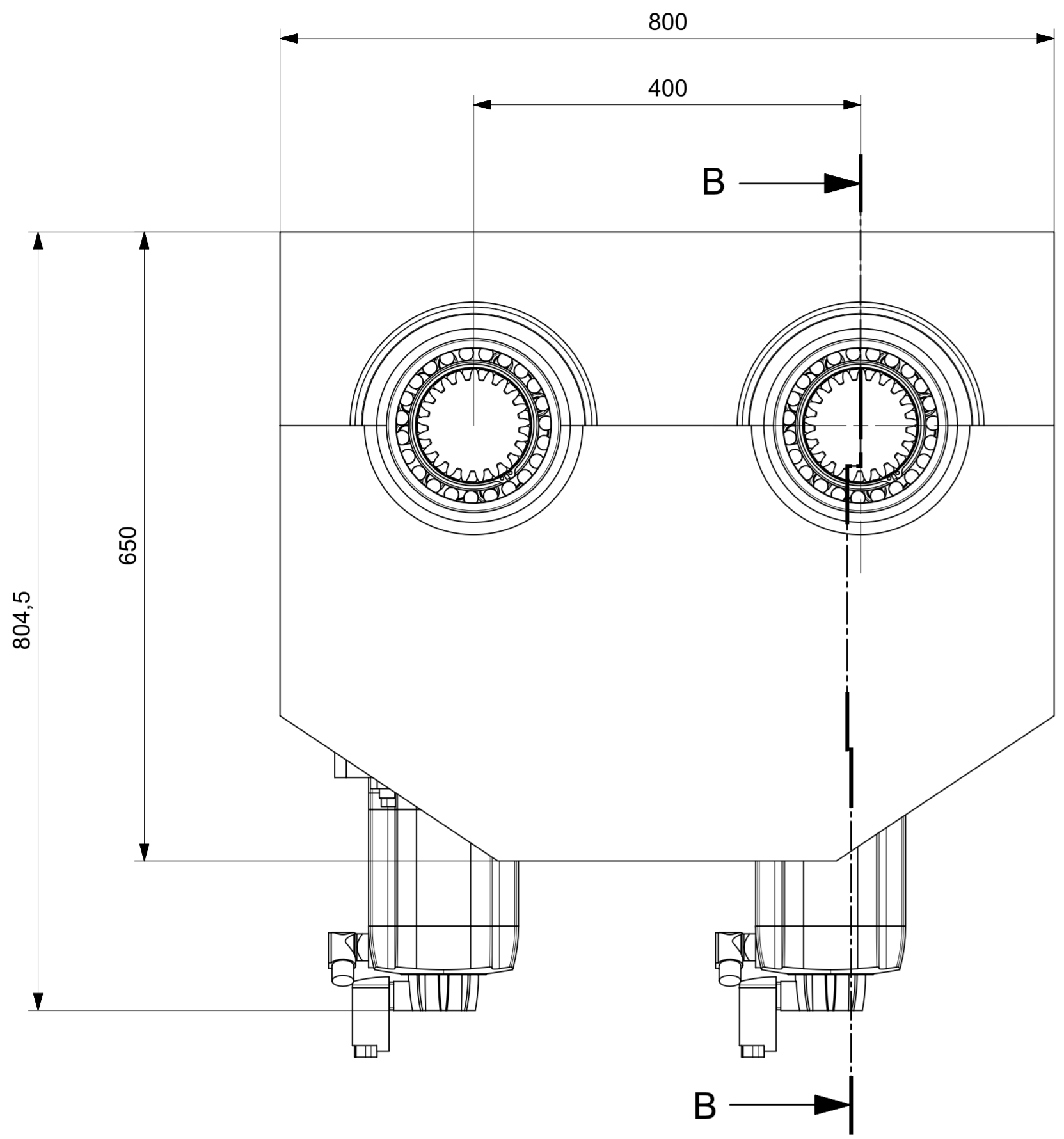
Rated speed	Shaft height	Rated power	Static torque	Rated torque	Rated current	SIMOTICS S-1FT7 Compact synchronous motors	Number of pole pairs	Moment of inertia of rotor (without brake)	Weight (without brake)
n_{rated}	SH	P_{rated} at $\Delta T=100\text{ K}$	M_0 at $\Delta T=100\text{ K}$	M_{rated} at $\Delta T=100\text{ K}$	I_{rated} at $\Delta T=100\text{ K}$	Order No.	p	J	m
rpm		kW (HP)	Nm (lbf-ft)	Nm (lbf-ft)	A			10^{-4} kgm^2 ($10^{-3}\text{ lbf-in-s}^2$)	kg (lb)
1FT7 Compact for DC link voltage 510 ... 720 V DC – Natural cooling									
1500	100	4.08 (5.47)	30 (22.1)	26 (19.2)	8	1FT7102-5AB7-1 ■ ■ ■ ■	5	91.4 (80.9)	26.1 (57.5)
		6.60 (8.85)	50 (36.9)	42 (31.0)	13	1FT7105-5AB7-1 ■ ■ ■ ■	5	178 (157)	44.2 (97.5)
		9.58 (12.8)	70 (51.6)	61 (45.0)	16	1FT7108-5AB7-1 ■ ■ ■ ■	5	248 (219)	59 (130)
2000	80	2.39 (3.20)	13 (9.6)	11.4 (8.4)	4.9	1FT7082-5AC7-1 ■ ■ ■ ■	5	26.5 (23.5)	14 (30.9)
		3.54 (4.75)	20 (14.8)	16.9 (12.5)	8.4	1FT7084-5AC7-1 ■ ■ ■ ■	5	45.1 (39.9)	20.8 (45.9)
		4.71 (6.32)	28 (20.7)	22.5 (16.6)	9.2	1FT7086-5AC7-1 ■ ■ ■ ■	5	63.6 (56.3)	27.5 (60.6)
	100	5.03 (6.75)	30 (22.1)	24 (17.7)	10	1FT7102-5AC7-1 ■ ■ ■ ■	5	91.4 (80.9)	26.1 (57.5)
		7.96 (10.7)	50 (36.9)	38 (28.0)	15	1FT7105-5AC7-1 ■ ■ ■ ■	5	178 (157)	44.2 (97.5)
		10.5 (14.1)	70 (51.6)	50 (36.9)	18	1FT7108-5AC7-1 ■ ■ ■ ■	5	248 (219)	59 (130)
3000	48	0.85 (1.14)	3 (2.2)	2.7 (2.0)	2.1	1FT7042-5AF7-1 ■ ■ ■ ■	3	2.81 (2.49)	4.6 (10.1)
		1.35 (1.81)	5 (3.7)	4.3 (3.2)	2.6	1FT7044-5AF7-1 ■ ■ ■ ■	3	5.43 (4.81)	7.2 (15.9)
		1.76 (2.36)	7 (5.2)	5.6 (4.1)	3.5	1FT7046-5AF7-1 ■ ■ ■ ■	3	7.52 (6.66)	9.3 (20.5)
	63	1.70 (2.28)	6 (4.4)	5.4 (4.0)	3.9	1FT7062-5AF7-1 ■ ■ ■ ■	5	7.36 (6.51)	7.1 (15.7)
		2.39 (3.20)	9 (6.6)	7.6 (5.6)	5.2	1FT7064-5AF7-1 ■ ■ ■ ■	5	11.9 (10.5)	9.7 (21.4)
		2.92 (3.92)	12 (8.9)	9.3 (6.9)	7.2	1FT7066-5AF7-1 ■ ■ ■ ■	5	16.4 (14.5)	12.3 (27.1)
		3.42 (4.59)	15 (11.1)	10.9 (8.0)	6.7	1FT7068-5AF7-1 ■ ■ ■ ■	5	23.2 (20.5)	16.3 (35.9)
	80	3.24 (4.34)	13 (9.6)	10.3 (7.6)	6.6	1FT7082-5AF7-1 ■ ■ ■ ■	5	26.5 (23.5)	14 (30.9)
		4.55 (6.10)	20 (14.8)	14.5 (10.7)	8.5	1FT7084-5AF7-1 ■ ■ ■ ■	5	45.1 (39.9)	20.8 (45.9)
		5.65 (7.58)	28 (20.7)	18 (13.3)	11	1FT7086-5AF7-1 ■ ■ ■ ■	5	63.6 (56.3)	27.5 (60.6)
	100	6.28 (8.42)	30 (22.1)	20 (14.8)	12	1FT7102-5AF7-1 ■ ■ ■ ■	5	91.4 (80.9)	26.1 (57.5)
		8.80 (11.8)	50 (36.9)	28 (20.7)	15	1FT7105-5AF7-1 ■ ■ ■ ■	5	178 (157)	44.2 (97.5)
6.28 (8.42)		70 (51.6)	20 (14.8)	12	1FT7108-5AF7-1 ■ ■ ■ ■	5	248 (220)	59 (130)	
Type of construction:		IM B5	Flange 0	0					
		IM B5	Flange 1 (compatible with 1FT6)	1					
Encoder systems for motors without DRIVE-CLiQ interface:		IC2048S/R encoder		N					
		AM2048S/R encoder		M					
Encoder systems for motors with DRIVE-CLiQ interface:		AS24DQI encoder		B					
		AM24DQI encoder		C					
Shaft extension:		Shaft and flange accuracy:		Holding brake:					
Feather key and keyway		Tolerance N		Without					A
Feather key and keyway		Tolerance N		With					B
Feather key and keyway		Tolerance R		Without					D
Feather key and keyway		Tolerance R		With					E
Plain shaft		Tolerance N		Without					G
Plain shaft		Tolerance N		With					H
Plain shaft		Tolerance R		Without					K
Plain shaft		Tolerance R		With					L
Vibration severity:		Degree of protection:							0
Grade A		IP64							1
Grade A		IP65							2
Grade A		IP67							3
Grade R		IP64							4
Grade R		IP65							5
Grade R		IP67							

To select the type of construction and degree of protection, see Technical definitions.

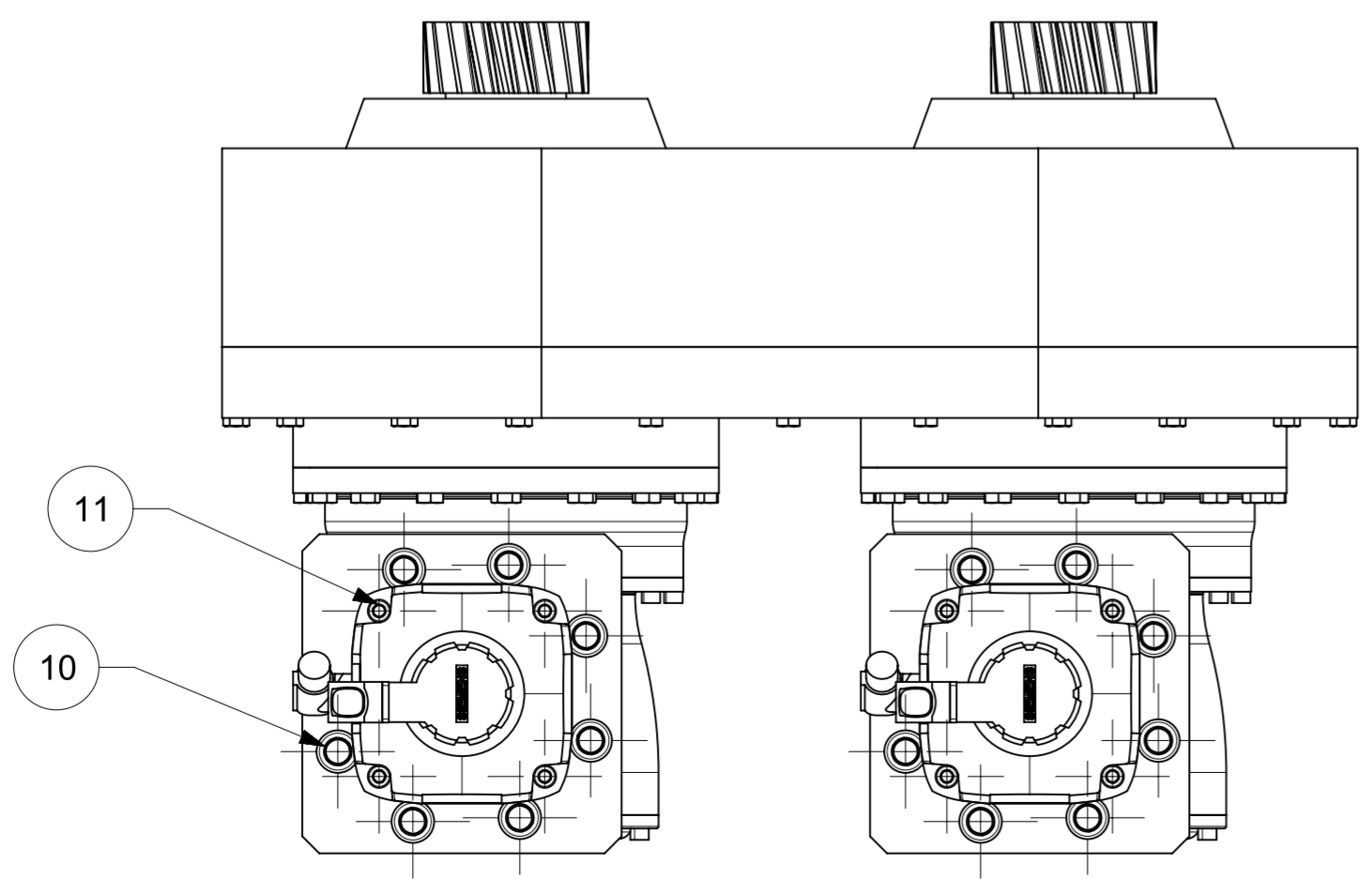


Řez A-A


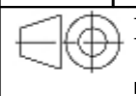
	$\varnothing 210 \times 210$	ČSN 42 5510	11 140	9,690	KKS-BP-16-00			
Pocet ks.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material	T.O.	C.hmot.	Hr.hmot.	Cislo vykresu sestavy	Poz.
Quant.	Title - size	Blank	Material	C.W.	Weight	R. weight	Assembly drawing no.	Pos.
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name						
Kreslil / Drawn by	22.5.2016	MATUŠKA Michael						
Prezkousel / Checked by								
Schválil / Approved by								
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:			
Tolerance / Tolerovani		Soubor-model / ASM-file			Projekt / Project:			Meritko / Scale
ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK		naboj			C.sestavy / Assembly No.			2:1
Soubor-vykres / DRW-file				naboj			Format	
Nazev / Title				Rev.			Cislo vykresu / Drawing No.	
Náboj				KKS-BP-16-05			A3	
List / sheet no.		1		Pocet listu / sheets		1		



Řez B-B



Pos.	Název - rozměr	Polotovár	Material	T.O.	C.hmot.	Hr.hmot.	Císlo sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	Material	C.W.	Weight	R.weight	Assembly No.	Quant.
15	Šroub M10x70	ČSN 02 1101	-	-	-	-	-	15
2	Příruba převodovka-deska	ČSN 02 5310	11 523	-	4,74	-	KKS-BP-16-06	14
2	Náboj	ČSN 42 5510	11 600	-	9,69	-	KKS-BP-16-05	13
2	Pojistný Kroužek	ČSN 02 2930	-	-	0,07	-	KKS-BP-16-04	12
8	Šroub M10x40	ČSN 02 1143	-	-	-	-	-	11
14	Šroub M20x55	ČSN 02 1143	-	-	-	-	-	10
24	Šroub M16x50	ČSN 02 1143	-	-	-	-	-	9
32	Šroub M12x70	ČSN 02 1101	-	-	-	-	-	8
2	Příruba převodovka-motor	ČSN 42 5310	11 523	-	18	-	KKS-BP-16-04	7
2	Motor	-	-	-	20,8	-	-	6
2	Převodovka	-	-	-	87	-	-	5
1	Deska	ČSN 42 5310	11 523	-	149	-	KKS-BP-16-03	4
2	Ložisko NU 1024 ML	ČSN 02 4670	-	-	-	-	-	3
2	Pastorek	ČSN 42 5510	16 220	-	10,97	-	KKS-BP-16-02	2
1	Skříň	Odlitek	ČSN 42 2435	-	77,26	-	KKS-BP-16-01	1

CAD 1		Datum / Date		Jméno / Name		 FAKULTA STROJNÍ ZAPADOCESKÉ UNIVERZITY V PLZNI <small>Všechna práva vyhrazena / All rights reserved</small>	
Kreslil / Drawn by	24.5.2016	MARUŠKA Michael					
Prozkoušel / Checked by							
Schválil / Approved by							
Index změny	Popis změny / change description	Schvál. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:		
 Tolerance / Tolerování ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK		Soubor-model / ASM-file sestava_dwg		Soubor-rykres / DRW-file sestava_dwg		Projekt / Project: Bakalářská práce C.sestavy / Assembly No. 00 C.hmot.sestavy 776,8	
Posuvový mechanismus				Rev. 2 Císlo vykresu / Drawing No. KKS-BP-16-00		Meritko / Scale 2:1 Format A2	
List / sheet no. 2		Pocet listu / sheets 2					