

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

Manipulátor zakladače pro modulární zásobník nástrojů

The Manipulator of Stacker for Modular Tool Changer

Student:

Bc. Pavel Uherec

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.

Ostrava 2015

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Pavel Uherec**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje  
Téma: **Manipulátor zakladače pro modulární zásobník nástrojů**  
**The Manipulator of Stacker for Modular Tool Changer**

### Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce navrhnete manipulátor pro svislý a podélný pojezd zakladače nástrojů tak, aby umožňoval modularitu v závislosti na přání zákazníka. Součástí práce bude návrh pojezdových mechanismů včetně pohonů pro jednotlivé pohybové osy, konstrukce regálového zásobníku pro odkládání nástrojů HSK 100 i HSK 63, spolu s místem pro zakládání nástrojů do zásobníku. Práce bude obsahovat i analýzu finanční nákladnosti pro realizaci manipulátoru.

### Vypracujte:

1. Technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení se všemi nezbytnými výpočty.
2. Konstrukční návrh manipulátor zakladače pro modulární zásobník nástrojů.
3. Pevnostní kontrolu důležitých uzlů.
4. Výrobní výkres vybrané součásti.

### Seznam doporučené odborné literatury:

MAREK, Jiří, UČEŇ, Oldřich. *CNC obráběcí stroje*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2010, 103 s. ISBN 978-80-248-2329-4.  
BRENÍK, Přemysl. *Obráběcí stroje. Konstrukce a výpočty: Konstrukce a výpočty*. 2. oprav. vyd. Praha: SNTL, 1986, 573 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřisežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě ..... 5.5.2015 .....

.....  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) a Trimill a.s. mají právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO a Trimill a.s., v případě zájmu z jejich strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu užití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO a Trimill a.s. na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 5.5.2015



.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Pavel Uherec

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Komenského 324,  
Zlín-Malenovice, 763 02

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

UHEREC, Pavel. *Manipulátor zakladače pro modulární zásobník nástrojů*. Ostrava, 2015. 79 s. Diplomová práce. VŠB-Technická Univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování. Vedoucí práce Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem manipulátoru pro modulární zásobník nástrojů obráběcích center. Modulární zásobník nástrojů je systém pro uskladnění a následnou výměnu pracovního nástroje obráběcího centra. Modularita umožňuje změnu jeho velikosti, resp. změnu počtu uložených nástrojů dle konkrétních požadavků zákazníka. V teoretické části je zmapován současný stav různých systémů automatické výměny nástrojů u obráběcích center pro, v praktické části je pak zvolen jeden konkrétní systém pro výměnu nástrojů. Pro zvolený systém je navrženo konstrukční řešení, způsoby pohonů jednotlivých pohybových os a navrženy konkrétní komponenty pro funkci tohoto systému. V závěru práce je taky provedena analýza finanční náročnosti pro výrobu a montáž takového zařízení.

## **ANNOTATION OF THESIS**

UHEREC, Pavel. *Manipulator of Stacker for Modular Tool Changer*. Ostrava, 2015. 79 p. Master's Thesis. VSB-Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design. Thesis head Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.

The thesis deals with the structural design of modular tool storage manipulator in machining centers. Modular tool storage is a system for storing and subsequent changing of work tools in machining center. Modularity allows changing its size, respectively changing the number of stored tools according to specific customer's requirements. The theoretical part is mapping currently available systems of automatic tool change in machining centers, in the practical part I have selected one particular system of tools exchange. Furthermore I have proposed structural design solutions for the chosen system, its means of functioning for each individual motion axes. The proposal includes specific components designed for the correct function of this system. In conclusion, I have also included an analysis of the financial requirements for manufacturing and assembly of such devices.

## **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Oldřichu Učňovi, Ph.D., za cenné rady a připomínky při tvorbě mé práce. Dále chci poděkovat vedení firmy TRIMILL a.s. za poskytnutí spolupráce na diplomové práci, především oddělení mechanické konstrukce a panu Pavlu Rybářovi a Zdeňku Ratkovi, za poskytnutí konzultací a cenných rad. V neposlední řadě chci poděkovat své rodině za důležitou podporu v průběhu studia.

## Obsah

Seznam použitých symbolů a značek .....	8
Úvod .....	13
1 Analýza systémů automatické výměny nástrojů – AVN .....	14
1.1 Systémy AVN .....	14
1.1.1 Požadavky .....	15
1.1.2 Základní typy AVN – rozdělení .....	15
1.2 AVN s nosným zásobníkem.....	16
1.3 AVN se skladovacím zásobníkem.....	17
1.3.1 Zásobník – vřeteno (Pick-Up).....	18
1.3.2 Zásobník – výměník – vřeteno .....	19
1.3.3 Zásobník – manipulátor – výměník – vřeteno .....	20
1.4 AVN s kombinovaným zásobníkem .....	21
1.5 Nástrojové držáky, upínání nástrojů.....	22
1.6 Kódování nástrojů pro AVN .....	22
2 Současný stav AVN u vertikálních strojů Trimill a.s. ....	23
2.1 Vertikální stroje Trimill a.s. ....	23
2.2 Systém AVN u strojů Trimill a.s.....	24
3 Upřesnění zadání.....	25
3.1 Určení systému AVN .....	25
3.2 Provozní nároky a parametry zásobníku .....	25
3.3 Konstrukční provedení manipulátoru .....	26
4 Základní koncept.....	27
4.1 Schéma navrhovaného manipulátoru .....	28
4.2 Princip funkce.....	30
5 Konstrukční návrh – regálový zásobník.....	30
5.1 Nosná konstrukce.....	31
5.2 Nástrojová lůžka .....	33
5.3 Výpočet průhybu nosníku konstrukce .....	34

5.4 Regálový zásobník – celek .....	36
6 Konstrukční návrh – manipulátor .....	37
6.1 Nosná konstrukce .....	37
6.2 Pohon osy „X“ .....	38
6.2.1 Volba komponent pohonu .....	39
6.2.2 Kontrolní výpočet pohonu.....	41
6.2.3 Kontrola lineárního vedení .....	46
6.2.4 Kontrolní výpočet hřídele.....	48
6.2.5 Kontrolní výpočet ložisek.....	57
6.2.6 Kontrola navrženého pera .....	58
6.3 Pohon osy „Z“ .....	60
6.3.1 Volba komponent pohonu .....	61
6.3.2 Kontrolní výpočet pohonu.....	62
6.3.3 Kontrola lineárního vedení .....	66
6.4 Přívody energií .....	68
6.4.1 Energetický řetěz osy „X“ .....	70
6.4.2 Energetický řetěz osy „Z“ .....	71
7 Finanční zhodnocení .....	72
8 Závěr .....	75
Seznam použité literatury.....	77
Seznam obrázků.....	79
Seznam tabulek .....	80
Seznam příloh.....	80



## Seznam použitých symbolů a značek

$a$	zrychlení manipulátoru v ose X i Z	[m.s <sup>-2</sup> ]
$a_1$	součinitel spolehlivosti dle SKF	[-]
$a_{SKF}$	součinitel teorie trvanlivosti dle SKF	[-]
$b$	šířka pera	[mm]
$C$	základní dynamická únosnost ložiska	[N]
$C_{EKV}$	ekvivalentní (výsledné) dynamické zatížení vozíku	[N]
$C_V$	dynamická únosnost vozíku	[N]
$C_{YV}$	vypočtená síla v ose y na 1 vozík	[N]
$C_{Y,Z}$	celkové povolené dynamické zatížení vozíku	[N]
$C_{ZV}$	vypočtená síla v ose z na 1 vozík	[N]
$C_{Y0}$	maximální dynamické ztížení vozíku v ose Y	[N]
$C_{Z0}$	maximální dynamické zatížení vozíku v ose Z	[N]
$C_0$	základní statická únosnost ložiska	[N]
$D$	průměr daného průřezu	[mm]
$d$	minimální průměr hřídele bez odečtení drážky pro pero	[mm]
$d_{MIN}$	minimální průměr hřídele	[mm]
$d_s$	skutečný minimální průměr hřídele	[mm]
$d_w$	průměr roztečné kružnice pastorku	[mm]
$d_{01}$	průměr hřídele v místě 01	[mm]
$E$	modul pružnosti materiálu	[N/mm <sup>2</sup> ]
$E_{K-RED1,2}$	kinetická energie redukované soustavy č. 1, č. 2	[J]
$E_{K-SKUT1,2}$	kinetická energie skutečné soustavy č. 1, č. 2	[J]
$F_Z$	zatěžující síla v jedné podpoře	[N]
$F_{Z2}$	je síla od spojitého zatížení rozložená do jedné složky	[N]
$F_{Pt}$	tečná (hnací) síla pro oba pastorky	[N]
$F_{Pt1}$	hnací síla na obvodu 1 pastorku	[N]
$F_{Pr1}$	radiální složka hnací síly na 1 pastorku	[N]
$F_{Pv1}$	výsledná síla působící na 1 pastorek resp. hřidel	[N]
$F_{AX}$	reakční síla v podpoře A	[N]
$F_{BY}$	reakční síla v podpoře B	[N]
$F_s$	smysková síla působící v daném průřezu	[N]
$F_{OX, Z}$	síla v ose X, Z, kterou musí motor překonat	[N]
$F_{PX,Z}$	síla uvažující pasivní odpory pohybové osy X, Z	[N]
$F_{GM}$	tíhová síla od hmotnosti manipulátoru	[N]
$F_H$	síla působící na boku drážky v hřideli	[N]
$F_P$	síla působící na bok pera v drážce pastorku	[N]
$F_{SP}$	střížná síla působící na pero	[N]

$F_{P2t}$	tečná (hnací) síly na pastorku	[N]
$F_{P2r}$	radiální složka hnací síly na pastorku	[N]
$F_{P2v}$	výsledná síla působící na pastorku	[N]
$F_{2rBS}$	skutečné dovolené zatížení hřídele převodovky	[N]
$\sum F_{iX}$	součet všech sil v ose x	[N]
$\sum F_{iY}$	součet všech sil v ose y	[N]
$F_{COMB}$	kombinované dynamické zatížení vozíku	[N]
$f_F$	průhyb nosníku od zatížení silou	[mm]
$f_G$	průhyb nosníku od vlastní tíhy	[mm]
$f_C$	celkový průhyb nosníku	[mm]
$g$	tíhové zrychlení	[m.s <sup>-2</sup> ]
$h$	výška pera	[mm]
$I$	plošný moment setrvačnosti profilu	[cm <sup>4</sup> ]
$I_H$	moment setrvačnosti hřídele	[kg.m <sup>2</sup> ]
$I_{M1,2}$	moment setrvačnosti motoru č. 1, č. 2	[kg.m <sup>2</sup> ]
$I_P$	moment setrvačnosti pastorku	[kg.m <sup>2</sup> ]
$I_{PŘ1,2}$	moment setrvačnosti převodovky č. 1, č. 2	[kg.m <sup>2</sup> ]
$I_{VH}$	moment setrvačnosti vložené spojkové hřídele	[kg.m <sup>2</sup> ]
$i_{1,2}$	převodový poměr převodovky č. 1, č. 2	[-]
$K_S$	součinitel statické bezpečnosti v daném průřezu	[-]
$k_{S1, 2, 3}$	koeficienty statické bezpečnosti v místě podpory	[-]
$k_{VVX, Z}$	součinitel zahrnující vnější vlivy působící v ose X, Z	[-]
$L$	délka nosníku mezi podporami	[mm]
$L_{nm}$	trvanlivost podle SKF	[mit. ot.]
$L_{nmh}$	trvanlivost podle SKF	[hod]
$L_{X, Z}$	životnost lineárního vedení osy X, Z	[m]
$L_{X,Zh}$	životnost lin. vedení osy X, Z	[hod]
$L_{10}$	základní trvanlivost při 90% spolehlivosti	[mit. ot.]
$l$	délka drážky resp. pera	[mm]
$\sum M_{iA}$	součet všech momentů vztažených k bodu A	[Nm]
$\sum M_{iB}$	součet všech momentů vztažený k bodu B	[Nm]
$M_K$	krouticí moment působící v daném průřezu	[Nm]
$M_O$	ohybový moment v daném průřezu	[Nm]
$M_{P1}$	moment výstupu převodovky potřebný pro pohon osy X	[Nm]
$M_{KP}$	krouticí moment na 1 pastorku	[Nm]
$M_{KM1,2}$	moment na motoru potřebný pro pohon osy X, Z	[Nm]
$M_{KP2}$	krouticí moment na pastorku	[Nm]
$M_{K01}$	krouticí moment v místě 01	[Nm]

$m_{RED1,2}$	redukovaná hmotnost soustavy č. 1, č. 2	[kg]
$m'$	měrná hmotnost profilu	[kg.mm <sup>-1</sup> ]
$m_{MR}$	reálná hmotnost celého manipulátoru	[kg]
$m_{p1}$	hmotnost krátkého profilu manipulátoru	[kg]
$m_{p2}$	hmotnost profilu stojiny	[kg]
$m_{vozX}$	hmotnost vozíků lin. vedení osy X	[kg]
$m_{ppv}$	hmotnost podložek pod vozíky	[kg]
$m_{HZ}$	hmotnost hřebene pro osu Z	[kg]
$m_{LVZ}$	hmotnost kolejnice liv. vedení osy Z	[kg]
$m_{EX}$	hmotnost energet. řetězu i s kabely osy X	[kg]
$m_{PAS}$	hmotnost pastorku	[kg]
$m_H$	hmotnost hřídele	[kg]
$m_{VH}$	hmotnost vložené hřídele	[kg]
$m_{PŘ1}$	hmotnost převodovky 1	[kg]
$m_{M1}$	hmotnost motoru 1	[kg]
$m_{TL}$	hmotnost tělesa ložisek	[kg]
$m_{LOŽ}$	hmotnost ložisek	[kg]
$m_{KEX}$	hmotnost konzole pro nosič energií osy X	[kg]
$m_{KRYT}$	hmotnost všech krytů na manipulátoru	[kg]
$m_{SPOJ}$	odhadnutá hmotnost spojovacího materiálu	[kg]
$m_{PŘID}$	hmotnost pro případný přídatný materiál	[kg]
$n$	počet pracovních zdvihů (přejezdů) za minutu	[-]
$n_H$	otáčky hřídele	[min <sup>-1</sup> ]
$n_P$	otáčky pastorku	[min <sup>-1</sup> ]
$n_{SP}$	skutečné otáčky pastorku	[min <sup>-1</sup> ]
$n_{M1}$	výstupní otáčky motoru	[min <sup>-1</sup> ]
$P$	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[N]
$P_0$	ekvivalentní statické zatížení ložiska	[N]
$P_{M1,2}$	výkon elektromotoru 1, 2	[W]
$p$	exponent rovnice trvanlivosti (pro bodový styk p=3)	[-]
$p_H$	tlak působící na bok drážky v hřídeli	[MPa]
$p_P$	tlak působící na bok pera v drážce pastorku	[MPa]
$R_A$	reakční síla ve vozíku resp. podpoře A	[N]
$R_B$	reakční síla ve vozíku resp. podpoře B	[N]
$Re$	minimální mez kluzu materiálu hřídele	[MPa]
$Rm$	minimální mez pevnosti materiálu	[MPa]
$R_{p0,2}$	napětí na 0,2% meze kluzu materiálu	[MPa]
$S$	plocha průřezu	[mm <sup>2</sup> ]

$S_H$	plocha drážky v hřídeli	[mm <sup>2</sup> ]
$S_P$	plocha pera opírající se o drážku v pastorku	[mm <sup>2</sup> ]
$S_S$	střižná plocha pera	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{Fert}$	součinitel bezpečnosti vůči deformaci	[-]
$s$	délka pracovního pojezdu	[m]
$s_0$	požadovaná statická bezpečnost	[-]
$t$	hloubka drážky pro pero na hřídeli	[mm]
$t_1$	hloubka drážky pro pero v pastorku	[mm]
$v$	zvolená pojezdová rychlost manipulátoru v ose X i Z	[m.s <sup>-1</sup> ]
$v_{SX,Z}$	skutečná rychlost manipulátoru v ose X, Z	[m.s <sup>-1</sup> ]
$W$	modul průřezu profilu v ohybu	[cm <sup>3</sup> ]
$W_O$	modul daného průřezu v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$W_K$	modul průřezu v krutu	[mm <sup>3</sup> ]
$\alpha'$	konstanta daná tvarem vrubu a materiálem dle Heywooda	[-]
$\alpha_\sigma$	tvárový součinitel koncentrace napětí v ohybu	[-]
$\alpha_\tau$	tvárový součinitel koncentrace napětí v krutu (smyku)	[-]
$\beta_V$	vrubový součinitel	[-]
$\varepsilon_V$	součinitel velikosti součásti	[-]
$\rho$	poloměr vrubu	[mm]
$\sigma_O$	napětí v ohybu v daném průřezu	[MPa]
$\sigma_{Co}$	mez únavy pro hladký vzorek	[MPa]
$\sigma_{Bzul}$	dovolené napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_{Bmax}$	maximální ohybové napětí	[MPa]
$\sigma_{RED}$	redukované napětí v daném průřezu	[MPa]
$\sigma_{Co}^*$	mez únavy skutečné součásti	[MPa]
$T_K$	napětí v krutu	[MPa]
$T_{KD}$	dovolené napětí v krutu	[MPa]
$T_K$	napětí v krutu v daném průřezu	[MPa]
$T_S$	smykové napětí v daném průřezu	[MPa]
$\tau_{KR}$	teoretická mez únavy materiálu v krutu	[MPa]
$T_{SP}$	napětí ve stříhu	[MPa]
$\omega_{M1,2}$	úhlová rychlost otáčení motoru č. 1, č. 2	[rad <sup>-1</sup> ]
$\omega_{PŘ1,2}$	úhlová rychlost otáčení vstupní hřídele přev. č. 1, č. 2	[rad <sup>-1</sup> ]
$\omega_{VH}$	úhlová rychlost otáčení vložené hřídele	[rad <sup>-1</sup> ]
$\omega_H$	úhlová rychlost otáčení hřídele	[rad <sup>-1</sup> ]
$\omega_P$	úhlová rychlost otáčení pastorku	[rad <sup>-1</sup> ]
$\eta$	výsledná bezpečnost	[-]

$\eta_P$	součinitel jakosti povrchu	[-]
$\eta_{CX, Z}$	celková účinnost pohybové osy X, Z	[-]
$\eta_L$	účinnost použitých ložisek	[-]
$\eta_{PH}$	účinnost soustavy pastorek-hřeben	[-]
$\eta_{P1,2}$	účinnost převodovky č. 1, č. 2	[-]
$\eta_\sigma$	dynamická bezpečnost v ohybu	[-]
$\eta_\tau$	statická bezpečnost v krutu	[-]

## Úvod

Firma Trimill a.s. byla založena v roce 2000 ve Zlínském kraji v České republice. Ve Zlínském kraji má výroba obráběcích strojů už svoji tradici, díky které je firmě umožněno využít základny kvalifikovaných odborníků v tomto odvětví strojího průmyslu. Díky své spolehlivosti si obráběcí centra firmy Trimill poměrně rychle vybudovaly svoje jméno a to nejen na českém trhu ale i v zahraničí, především v Německu. Firma Trimill se specializuje na konstrukci a výrobu obráběcích center sloužících především pro výrobu lisovacích nástrojů, forem a zápusťek. Díky provedení svých strojů s uzavřenou konstrukcí příčnicku a křížového suportu s uvnitř uloženým smýkadlem a frézovací jednotkou je možno dosáhnout vysoké dynamiky a vysoké přesnosti obráběných dílců. Stroje mají také vysokou produktivitu díky tomu, že hrubovací a dokončovací cykly obrábění jsou uskutečňovány na jedno upnutí obrobku (což má také zásadní vliv na přesnost obráběných dílců). Ve své diplomové práci se zabývám konstrukčním návrhem manipulátoru pro modulární zásobník nástrojů. Zásobník nástrojů je důležitá část obráběcího centra, která zajišťuje automatizovanou a plynulou výměnu pracovních nástrojů ve vřetení stroje, které je třeba měnit podle dané pracovní operace na obrobku. Díky zásobníkům nástrojů s velkým počtem lůžek resp. míst pro uložení jednotlivých nástrojů je možné dosáhnout velké produktivity ve strojí výrobě, aniž by bylo zapotřebí přerušování pracovního cyklu a nutnosti manuálně vyměnit nástroj. Požadavkem kladeným na manipulátor zakladatele pro tento zásobník nástrojů je tzv. modularita, která bude zajištěna systémem pohonu dvou základních pohybových os, a to svislé a podélné pracovní osy. Tyto pohony budou zajištěny pomocí ozubených hřebců a pastorků, které budou napojeny přes převodovky na hnací jednotky, které budou zajišťovat synchronní servomotory. Pokud se tedy zákazník rozhodne navýšit počet lůžek ve svém zásobníku, bude toto možné v závislosti na zástavném prostoru, prodloužením rozjezdu svislé nebo podélné pracovní osy manipulátoru a přidáním dalších lůžek pro nástroje v daném směru rozšíření.



obr. 1 Obráběcí centra Trimill [10]

# 1 Analýza systémů automatické výměny nástrojů – AVN

Vývoj systémů pro automatickou výměnu nástrojů, dále jen AVN, začal v 50. letech 20. století a to na popud širokého rozvoje číslicově „NC“ a následně počítačově „CNC“ řízených obráběcích strojů. Vývoj AVN byl nezbytný pro zajištění automatizovaného výrobního cyklu u strojů, které s těmito systémy dokázali obrobít danou součást na jedno upnutí obrobku, bez nutnosti zásahu obsluhy. V průběhu vývoje výrazně rostou kapacity zásobníků nástrojů a postupně se vytrácí nutnost řazení pracovních nástrojů a přesném sledu pracovních operací. Tímto byla zajištěna vyšší produktivita a taky pružnost a univerzálnost použití obráběcích strojů pro širší škálu výrobků.[1];[2]

## 1.1 Systémy AVN

Systémem pro automatickou výměnu pracovních nástrojů se rozumí skupina strojních uzlů, které zajišťují manipulaci, polohování a následné upnutí pracovního nástroje ve vřetení obráběcího stroje. Jejich nasazení u moderních obráběcích strojů je nezbytné pro zajištění automatizace celého výrobního cyklu dané součásti a minimalizování nutnosti zásahu lidského faktoru v průběhu pracovního cyklu stroje. Tyto systémy jsou zajišťovány širokou škálou konstrukčních provedení a použití daného konstrukčního řešení závisí na konstrukci daného stroje, možnostech jeho zástavby a v neposlední řadě taky na požadavcích zákazníka, které jsou mnohdy velmi specifické. Důležitou vlastností systému AVN je správné nastavení polohy pracovního nástroje a následně jeho správné upnutí ve vřetení. Tento faktor má za následek, že systém AVN musí být navrhován tak, aby zajišťoval opakovatelnou přesnost cyklů výměny s ohledem na vysokou četnost cyklů výměny. Vlastní cyklus výměny pracovního nástroje je považován za vedlejší strojní čas. Tento čas je třeba zkrátit a zajistit tak vyšší produktivitu a levnější provoz, což má za následek nižší konečnou cenu daného výrobku. [1];[2]



obr. 2 Nástrojová aréna Demmeler [4]

### 1.1.1 Požadavky

Pokud chceme, aby daný obráběcí stroj vybavený systémem AVN plně a spolehlivě vykonával svou funkci, musí použitý systém AVN splňovat požadavky na něj kladené. Níže uvádím několik základních požadavků na systémy AVN. [2];[3]

- Co nejmenší čas cyklu výměny
- Optimalizovaná kapacita zásobníku v závislosti na oblasti použití stroje
- Optimalizované prostorové uspořádání bez zásahu do pracovního prostoru
- Vysoká spolehlivost a opakovatelná přesnost polohování nástroje s ohledem na velký počet cyklů výměny
- Odolnost vůči vnějším vlivům pracovního prostředí – prach, třísky, řezné kapaliny apod.
- Vysoká přesnost polohování nástroje v bodě jeho výměny

### 1.1.2 Základní typy AVN – rozdělení

Systémy AVN jsou tvořeny třemi základními strojními uzly a to zásobníkem, manipulátorem a výměníkem. Není ovšem pravidlo, že v každém systému AVN musí být obsaženy všechny tyto prvky. Jejich použití závisí na konstrukci daného systému. Na obr. 3 je znázorněna morfologie systémů AVN. [5]



obr. 3 Morfologie rozdělení AVN [5]



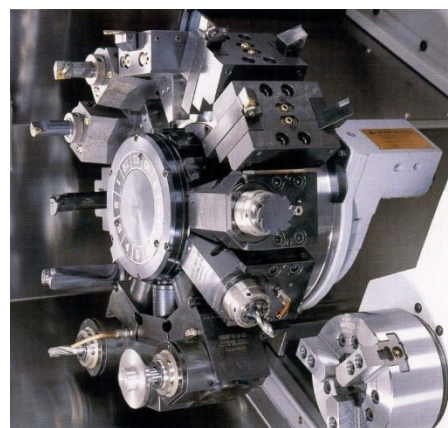
## 1.2 AVN s nosným zásobníkem

Charakteristickým znakem těchto systémů je, že jsou často umístěny přímo v prostoru stroje a jsou součástí jeho nosné resp. pracovní části. Pracovní nástroje jsou pevně upevněny v zásobníku, který po ustavení do pracovní polohy koná příslušnou operaci. To má za následek nutnost celého systému AVN přenášet veškeré řezné síly od pracovního nástroje a s tím spojené vysoké nároky na tuhost a přesnost ustavení v pracovní poloze. Jedním z typických představitelů těchto systémů jsou například revolverové hlavy u soustružnických automatů, kde jsou nástroje umístěny v revolverové hlavě různé konstrukce a natáčením této hlavy se jednotlivé nástroje dostávají do pracovní pozice. Výhodou těchto systémů je, že není třeba složitých manipulátorů a výměníků pro dosažení výměny, dále sem patří malé nároky na zástavný prostor a taky relativně krátký čas výměny nástroje, což kladně ovlivňuje produktivitu stroje. Ovšem každý systém má i své nevýhody a to je zde například možnost kolize nástrojů v nepracovní poloze s obrobkem, nutnost seřazení nástrojů ve sledu pracovních operací a v neposlední řadě zejména malá kapacita zásobníků. Tento problém někteří výrobci řeší například zařazením několika revolverových hlav do daného stroje, přičemž tyto hlavy dokážou pracovat nezávisle na sobě. Tyhle systémy se dají rozdělit ještě tří základních podkategorií. [8]

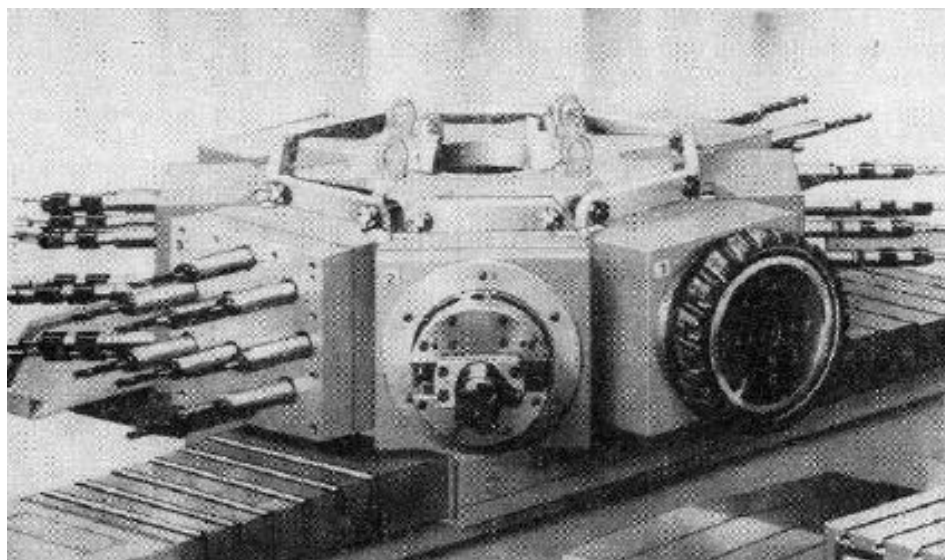
- Systémy s výměnou jednotlivých nástrojů – obr. 4
- Systémy s výměnou celých vřetenových jednotek s nástroji – obr. 5
- Systémy s výměnou více vřetenových operačních hlav – obr. 6



obr. 4 Zásobník pro výměnu jednotlivých nástrojů [6]



obr. 5 Zásobník pro výměnu celých vřetenových jednotek [7]



obr. 6 Systém pro výměnu více vřetenových operačních hlav [8]

### 1.3 AVN se skladovacím zásobníkem

Na rozdíl od systémů s nosným zásobníkem uvedených v kapitole 1.2 tyto systémy nejsou součástí nosné resp. řezné části stroje a jsou často umístěny mimo tento stroj. Zásobník nástrojů už nemusí přenášet žádné řezné síly a slouží pouze k uskladnění nástrojů. Díky těmto faktům není jeho velikost nijak výrazně omezena a jeho rozměry i kapacity mohou být výrazně vyšší a to má za následek, že jsou tyto systémy používány zejména u velmi pružných a univerzálních obráběcích center. Mezi nevýhody tohoto systému patří relativně dlouhý čas výměny nástroje, což ovšem není pravidlem pro všechna konstrukční provedení v závislosti na oblasti využití daného stroje. Za další nevýhodu může být považována potřeba různých manipulátorů, případně výměníků ke zprostředkování výměny nástroje ve vřetení. V závislosti na zvyšující se kapacitě zásobníku se také zvětšuje vzdálenost uskladněného nástroje od bodu výměny což má za následek další narůstání vedlejšího strojního času a taky způsobuje zvětšování celkové zástavbové resp. půdorysné plochy stroje. Problém s narůstajícím časem výměny se ovšem často řeší tak, že vychystání nástroje ze zásobníku do výměníku může probíhat paralelně s pracovním cyklem stroje. V takovémto případě je čas výměny velmi krátký. V neposlední řadě se může za nevýhodu považovat taky fakt, že je tento systém co do konstrukce složitější, dražší a je zde zvýšené riziko výskytu poruch co má přímou souvislost s větším počtem jeho funkčních uzlů. Za výrazné výhody těchto systémů jsou považovány např.: eliminace možnosti kolize nepracujícího nástroje s obrobkem, výrazně větší kapacity pro skladování nástrojů a taky fakt, že pracovní nástroje nemusí být v zásobníku seřazeny podle sledu pracovních operací. Tento systém nachází uplatnění převážně u větších obráběcích center na nerotační obrobky, případně u soustružnických automatů. Na základě způsobu manipulace

pracovního nástroje mezi zásobníkem a vřetenem obráběcího stroje, se tyto systém dají rozdělit do tří základních kategorií. Tyto jsou rozebrány na následujících podkapitolách. [3];[8]

- Zásobník – vřeteno (Pick-Up)
- Zásobník – výměník – vřeteno
- Zásobník – manipulátor – výměník – vřeteno

### 1.3.1 Zásobník – vřeteno (Pick-Up)

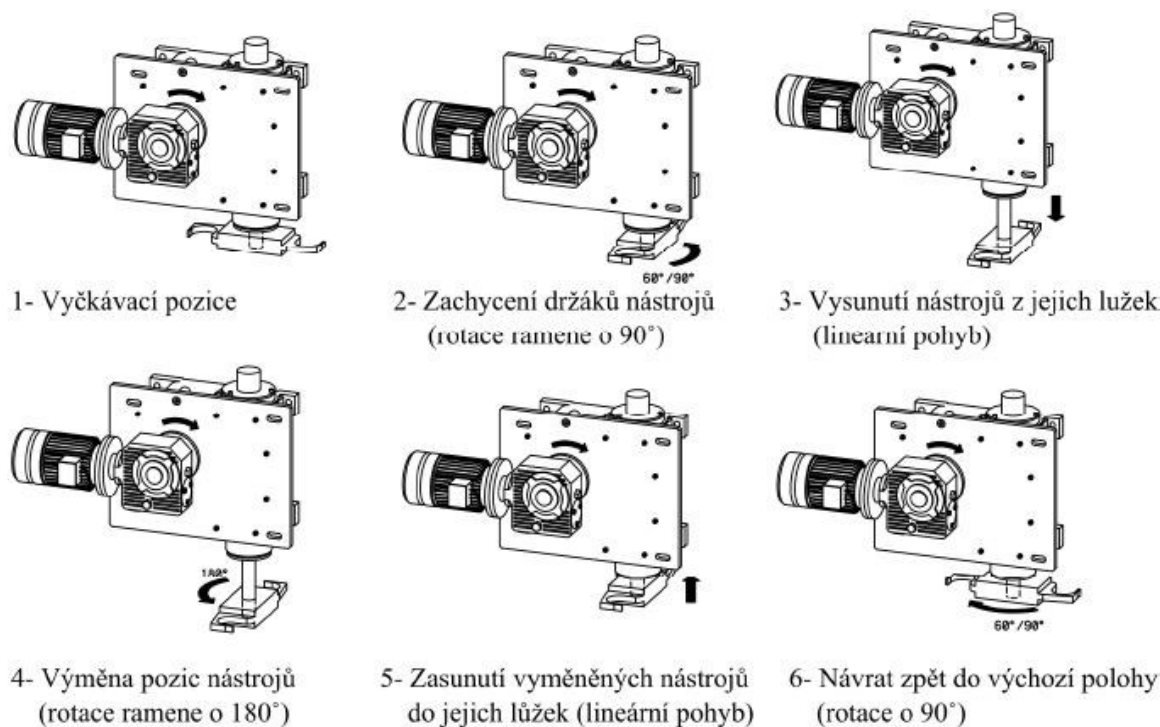
Tento systém patří k jednomu z nejjednodušších u AVN. Ke zprostředkování vlastní výměny zde není zapotřebí, žádných manipulátorů a výměníků, jelikož pracovní orgán stroje – vřeteno samo odloží, resp. nabere určený pracovní nástroj přímo ze zásobníku. K výměně se využívají vlastní posuvy stroje, případně je zásobník vybaven například vlastním výsuvem, aby v průběhu obrábění nezabíral pracovní prostor ve stroji a ten ho mohl maximálně využívat. Tyto systémy mohou být opět řešený různými konstrukčními variantami například podle provedení vlastního zásobníku. Ty mohou být řešené například jako bubnové, kotoučové, segmentové, řetězové a podobně. Jako příklad uvádím na obr. 7 kotoučový zásobník nástrojů pro přímou (Pick-Up) výměnu firmy Trimill a.s.. [3]



obr. 7 Kotoučový zásobník nástrojů Trimill a.s. [10]

### 1.3.2 Zásobník – výměník – vřeteno

Základním a charakteristickým prvkem u tohoto systému AVN je zařazení jednoúčelového výměníku mezi zásobník nástrojů a vřeteno stroje. Tento „výměník“ je nejčastěji řešen jako otočná dvouramenná páka s úhlem 180° nebo 90°. Tento systém AVN je jedním z nejpoužívanějších a existuje celá řada konstrukčních řešení. Lze ho využít pro kotoučová, diskové, regálové i řetězové zásobníky nástrojů. V praxi se často setkáme i s variantami, které mají výklopná lůžka nástrojů. Na obr. 8 je schematicky znázorněn princip funkce takového systému. [3]



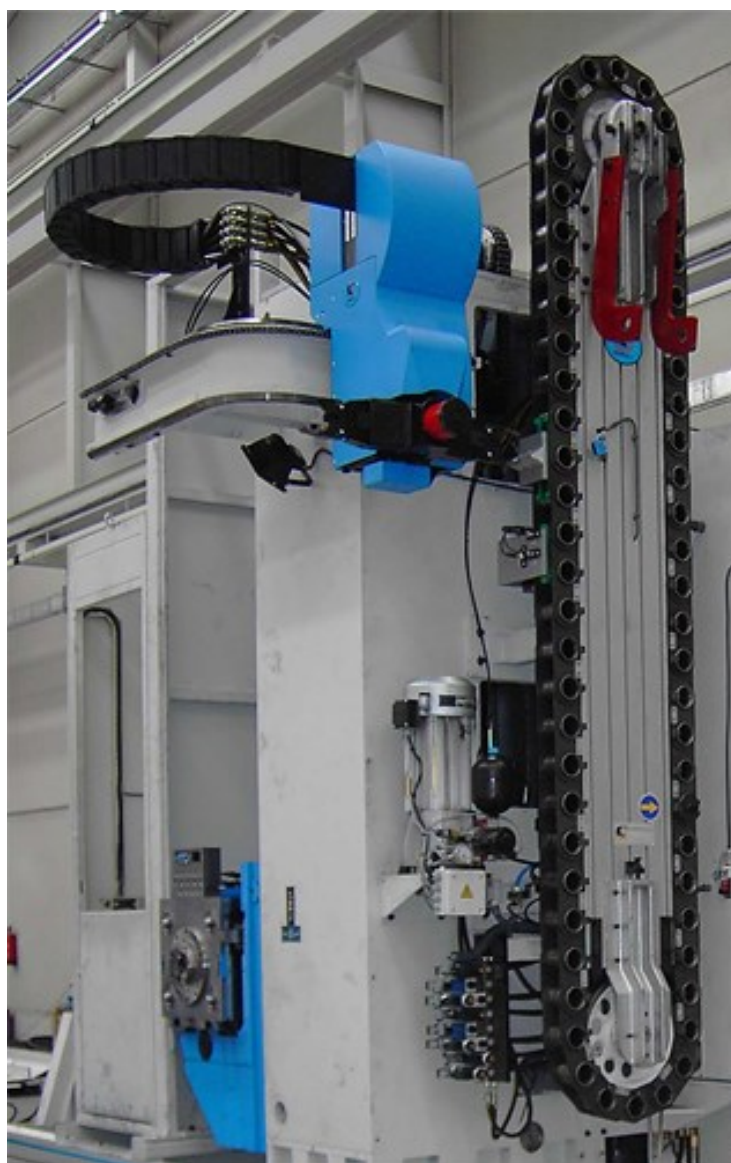
obr. 8 Princip výměníku s dvouramennou pákou 180° u AVN [5]



obr. 9 AVN s dvouramenným výměníkem a sklopnými lůžky DMG Mori [9]

### 1.3.3 Zásobník – manipulátor – výměník – vřeteno

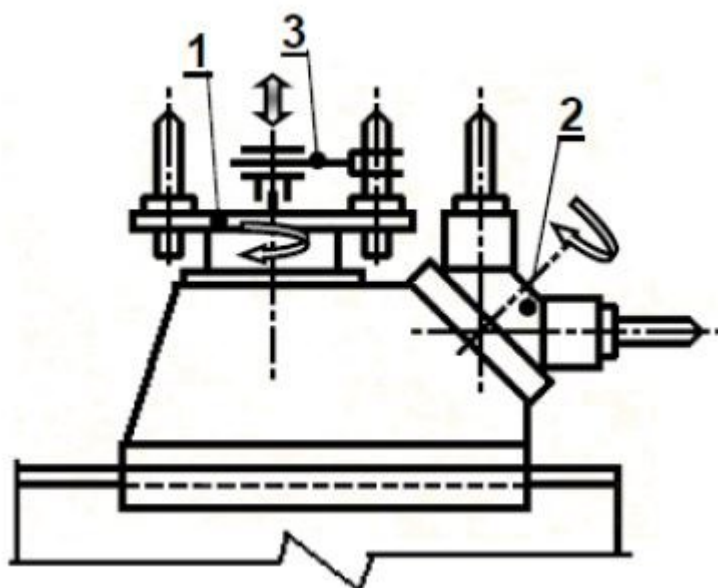
Jedná se obdobný systém, jako byl uveden v kapitole 1.3.2, který je využíván zejména u velkokapacitních zásobníků nástrojů. Z důvodu velké kapacity a s ní spojeným velkým zástavným prostorem jsou tyto zásobníky často umístěny ve větší vzdálenosti od bodu výměny ve stroji a tak musí být mezi zásobník a výměník umístěn ještě mezioperační člen – manipulátor. Tento manipulátor může být různých konstrukcí jako například kartézský nebo portálový. Princip funkce tohoto systému je téměř stejný jako u systému zásobník – výměník – vřeteno pouze s tím rozdílem, že manipulátor vyhledá nástroj pro následující pracovní operaci stroje a tento vychystá do výměnné polohy pro výměník. Pro názornost je na obr. 10 zobrazen řetězový zásobník nástrojů s dvouramenným výměníkem umístěným na portálovém manipulátoru. [3]



obr. 10 AVN s výměníkem umístěným na manipulátoru Zamaq [11]

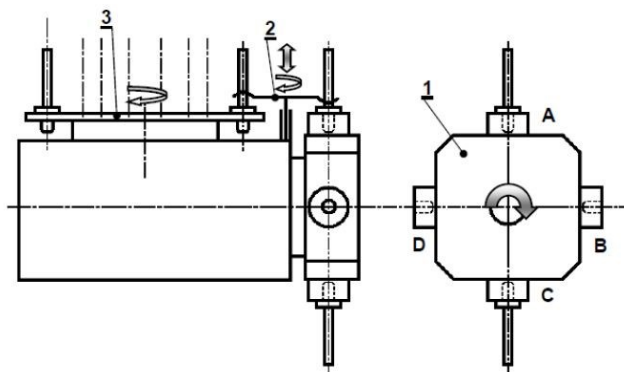
## 1.4 AVN s kombinovaným zásobníkem

Už z názvu tohoto systému AVN je zřejmé, že se bude jednat o kombinaci dvou předchozích systémů. Tedy AVN s nosným a AVN se skladovacím zásobníkem, které jsou propojeny přímo, nebo pomocí manipulátoru a tvoří společně jeden funkční celek pro výměnu pracovních nástrojů. Na obr. 11 je zobrazen jeden z nejjednodušších kombinovaných systémů pro AVN. Tento je tvořen bubnovým zásobníkem 1 (skladovací část) dále revolverovou hlavou 2 (nosná část) a taky manipulátorem 3, který zprostředkovává vlastní výměnu mezi nosným a skladovacím místem. Výměna probíhá tehdy, když je jeden z nástrojů v nepracovní poloze. Nástroj je vyměněn za ten, který navazuje na další pracovní operaci v daném technologickém sledu. [8]



obr. 11 Kombinovaný systém AVN s dvou polohovou revolverovou hlavou [8]

Tyto systémy mohou být vybaveny i více polohovými revolverovými hlavami, díky kterým je zajištěn kratší čas výměny, nicméně jsou zde zase kladeny požadavky na větší zástavný prostor což není žádoucí. Na obr. 12 je zobrazen kombinovaný systém AVN s 4 polohovou revolverovou hlavou.



obr. 12 Kombinovaný systém AVN se čtyř polohovou revolverovou hlavou [8]

## 1.5 Nástrojové držáky, upínání nástrojů

Pro upínání pracovních nástrojů ve vřetenech stroje, kde je zpravidla hlavní řezný pohyb rotační a koná jej nástroj, se využívá různých druhů unifikovaných nástrojových držáků a upínacích systémů. Mezi dva nejpoužívanější a nejznámější typy těchto držáků patří upínací kužely SK, které se v Evropě označují jako kužely „ISO“ a dále kužely HSK. Jedná se o upínání, kde vnější kuželová plocha nástroje dosedá na vnitřní kuželovou plochu vřetena, přičemž u HSK kuželů dosedá držák ještě na čelní plochu vřetena. Dalším způsobem je upínání pomocí teplených upínačů označovaných CAPTO.

Unifikované nástrojové držáky musí taky splňovat několik základních požadavků.:

- Vysoká tuhost ve všech směrech působení řezných sil
- Co nejnižší deformace při upínání
- Opakovatelnost přesného upnutí
- Univerzálnost pro různé řezné nástroje
- Možnost přívodu řezných kapalin
- Umožňovat kódování pro AVN
- Umožňovat seřizování mimo stroj
- Vybavenost jednotnými ustavovacími plochami

## 1.6 Kódování nástrojů pro AVN

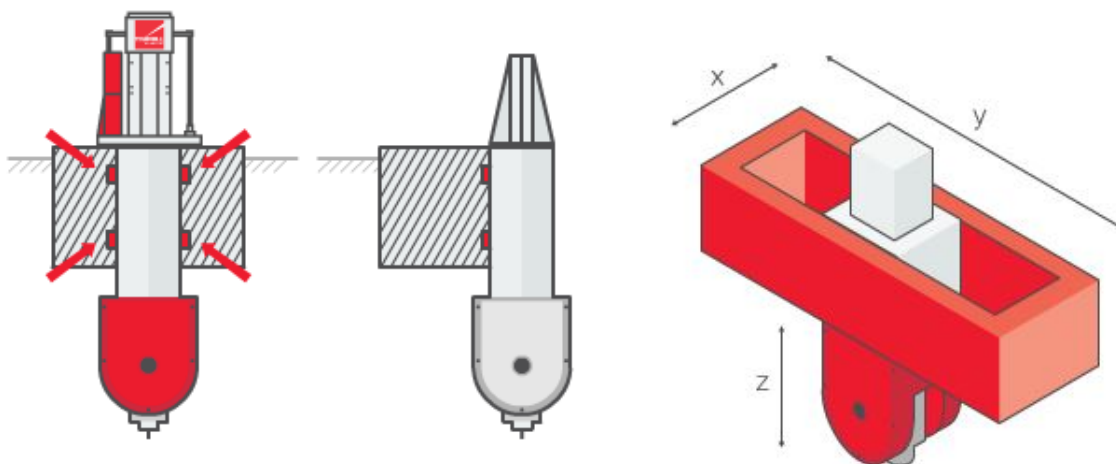
Pro správnou funkci AVN je třeba mít potřebné informace o uskladněných pracovních nástrojích. Jedná se o informace o poloze nástrojů, opotřebení, rozměrech a podobně. Tyto informace mohou nést buďto jednotlivá místa v zásobníku, zde se jedná o tzv. kódování místa zásobníku, případně je může nést samotný nástrojový držák, zde se jedná o tzv. kódování nástroje. Každá pozice v zásobníku resp. každý nástroj je potom nositelem specifického kódového označení, na základě kterého je v průběhu pracovního cyklu vyvoláván daný pracovní nástroj. Kódování místa v zásobníku je nepříliš spolehlivý způsob pro kódování nástrojů. Je zde nutno jednotlivé nástroje vkládat na určené pozice v zásobníku, která nese potřebné informace o nástroji. Proto je vhodné použít nástroje vkládat do zásobníku v operačním sledu. Tímto postupem snížíme riziko špatného založení nástroje na nesprávné místo následné zavinění kolize související s odstávkou stroje. Vhodnějším způsobem je kódování samotného nástroje, kde je zaručeno, že potřebné informace nese opravdu daný pracovní nástroj a je zde minimalizována možnost špatného založení a následné kolize. [8]

## 2 Současný stav AVN u vertikálních strojů Trimill a.s.

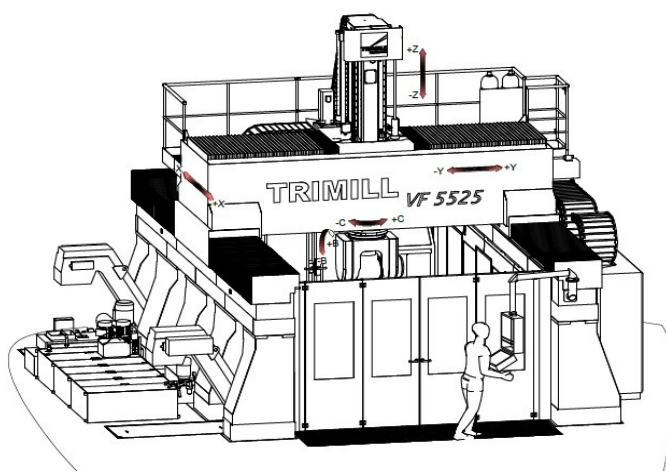
Pro popis současného stavu AVN je třeba znát i samotný princip strojů Trimill a.s., které tyto systémy využívají.

### 2.1 Vertikální stroje Trimill a.s.

Pojmem vertikální stoj rozumíme obráběcí stroj, jehož základní řezný pohyb má vertikální osu rotace. V případě firmy Trimill a.s. se jedná o portálové obráběcí centra konstrukce tzv. horní gántry, které se vyrábějí v různých rozměrových řadách v závislosti na délce jednotlivých pojezdových os, možnostech pohybu pracovních stolů, možnostech výměny frézovacích hlav a podobně. Tyto stroje mají uzavřenou konstrukci příčnicku i křížového suportu (tzv. „box in box“) a díky tomu se vyznačují vynikající tuhostí a s tím spojenou výslednou výrobní přesností obráběných dílců. Na následujících obrázcích je velmi zjednodušeně zobrazen princip konstrukce těchto strojů. [10]



obr. 13 Princip strojů s konstrukcí „box in box“ Trimill [10]



obr. 14 Trimill VF 5525 [10]

Pro názornou ukázkou těchto strojů jsem zvolil jednoho zástupce. Jedná se o stroj VF 5525, tedy vertikální obráběcí centrum s pevným pracovním stolem a pojezdem v ose X 5,5 m, v ose Y 2,5 m a v ose Z 1,5 m. Tento stroj má možnost připojení systému AVN a také otočně sklopné frézovací hlavy dle požadavků zákazníka.

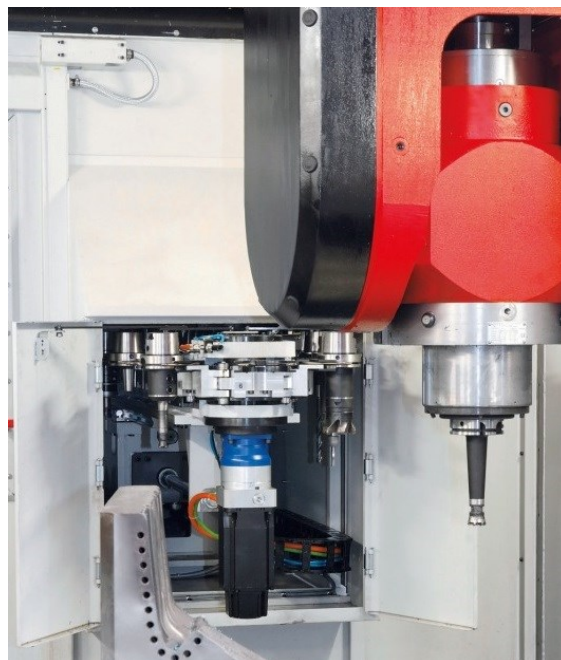


## 2.2 Systém AVN u strojů Trimill a.s.

Firma Trimill Machine Tools a.s. používá u většiny svých vertikálních strojů systém AVN se skladovacím řetězovým zásobníkem, kde jsou nástroje uloženy ve svislé poloze. Jedná se o přímou tedy „Pick-up“ výměnu, tedy způsob, kde si pracovní orgán resp. vřeteno stroje nabírá nástroje přímo ze skladovacího zásobníku. U některých strojů se taky používá kotoučový skladovací zásobník, ovšem samotný systém AVN je stejný. Podle přání zákazníka je se stroji dodán kotoučový zásobník na 10 nástrojů, nebo řetězový zásobník na 30, nebo 50 nástrojů. Zásobníky nástrojů jsou standardně umístěny v zadní stěně stroje, přičemž na základě přání zákazníka, nebo při požadavku na zástavný prostor je možné zásobník umístit i na jednu z bočnic stroje. Zásobník je tvořen výškově nastavitelnou podstavnou konstrukcí, na které je umístěno nosné těleso zásobníku. Na tomto tělese je posuvně na lineárním vedení umístěna skříň výsuvu, která zprostředkovává potřebný výsuv do pracovního prostoru tak, aby bylo vřeteno schopno si přijet do bodu výměny, umístit již nepotřebný nástroj a následně si nabrat nástroj pro další pracovní operaci. Tohle řešení je relativně jednoduché, v praxi odzkoušené a taky spolehlivé, nicméně je zde značné omezení a to zejména v relativně malé kapacitě zásobníku. Pokud si zákazník přeje, je možné kapacitu navýšit použitím dvou zásobníků. Používaný systém AVN je zřetelně viditelný na obr. 15.



obr. 15 Použití 2 zásobníků nástrojů Trimill [10]



obr. 16 Pohled na vysunutý zásobník nástrojů Trimill [10]

### 3 Upřesnění zadání

Po konzultacích se zadavatelskou firmou, jejíž požadavky částečně vycházejí z poptávky jednotlivých zákazníků a taky z nabídky konkurenčních firem, vznikl požadavek na konstrukční návrh systému AVN, který umožňuje uskladnění a následné použití pracovních nástrojů s držákem HSK 100 i HSK 63. Dalším požadavkem na danou konstrukci je tzv. modularita, která zajistí, že na základě specifických požadavků každého zákazníka bude možno relativně jednoduše upravit konstrukci zásobníku tak, aby vyhovovala daným požadavkům, jako je například kapacita zásobníku nebo zástavbové rozměry. Moje diplomová práce je zaměřena na konstrukční návrh regálového zásobníku a na něm umístěného manipulátoru se zakladačem, který zprostředkovává výměnu nástrojů mezi zásobníkem a výměníkem. Jedná se tedy o konstrukci pouze části celého systému AVN. Zbylé části jako je například výměnné otočné rameno a manipulátor tohoto ramene, nebo zakladač jsou předmětem závěrečných prací dalších studentů, kteří na těchto pracích spolupracují s firmou Trimill Machine Tools a.s.

#### 3.1 Určení systému AVN

V závislosti na vlastní konstrukci vertikálních strojů Trimill Machine Tools a.s., možnostech zástavby s co nejmenším zásahem co do půdorysného rozměru strojů a požadavcích na systém AVN byl zvolen systém se skladovacím zásobníkem a výměnným systémem „zásobník – manipulátor – výměník - vřeteno“.

#### 3.2 Provozní nároky a parametry zásobníku

##### Provozní nároky

- Maximální hmotnost nástroje:  $m_N = 20 \text{ kg}$
- Maximální hmotnost zakladače s nástrojem:  $m_Z = 90 \text{ kg}$
- Maximální hmotnost manipulátoru:  $m_M = 300 \text{ kg}$
- Rychlost pohybu jednotlivých pracovních os:  $v_{X,Z} = 0,25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
- Zrychlení pohybu jednotlivých pracovních os:  $a_{X,Z} = 0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$

Pozn.: Přesné dodržení výše uvedené rychlosti a zrychlení pohybu pracovních os není podmínkou pro správnou funkci systému. Důvodem je, že pro stroje Trimill není čas výměny tak klíčovým parametrem, jelikož firma vyrábí stroje určeny zejména pro výrobu forem a zápuštěk, kde je čas mezi jednotlivými pracovními operacemi relativně dlouhý. Tyto hodnoty tedy slouží primárně k základním výpočtům a návrhům pohonů jednotlivých os.

### Parametry zásobníku

- Kapacita zásobníku: 80 nástrojů
- Maximální průměr nástroje při plné obsazenosti lůžek:  $\Phi d = 150 \text{ mm}$
- Max. průměr nástroje při volných sousedních lůžkách:  $\Phi d = 250 \text{ mm}$
- Maximální délky pracovních nástrojů:  $l_1 = 450 \text{ mm}$   
 $l_2 = 300 \text{ mm}$
- Počet míst pro nástroje délky  $l_1 = 450 \text{ mm}$ : 20
- Počet míst pro nástroje délky  $l_2 = 300 \text{ mm}$ : 60

### 3.3 Konstrukční provedení manipulátoru

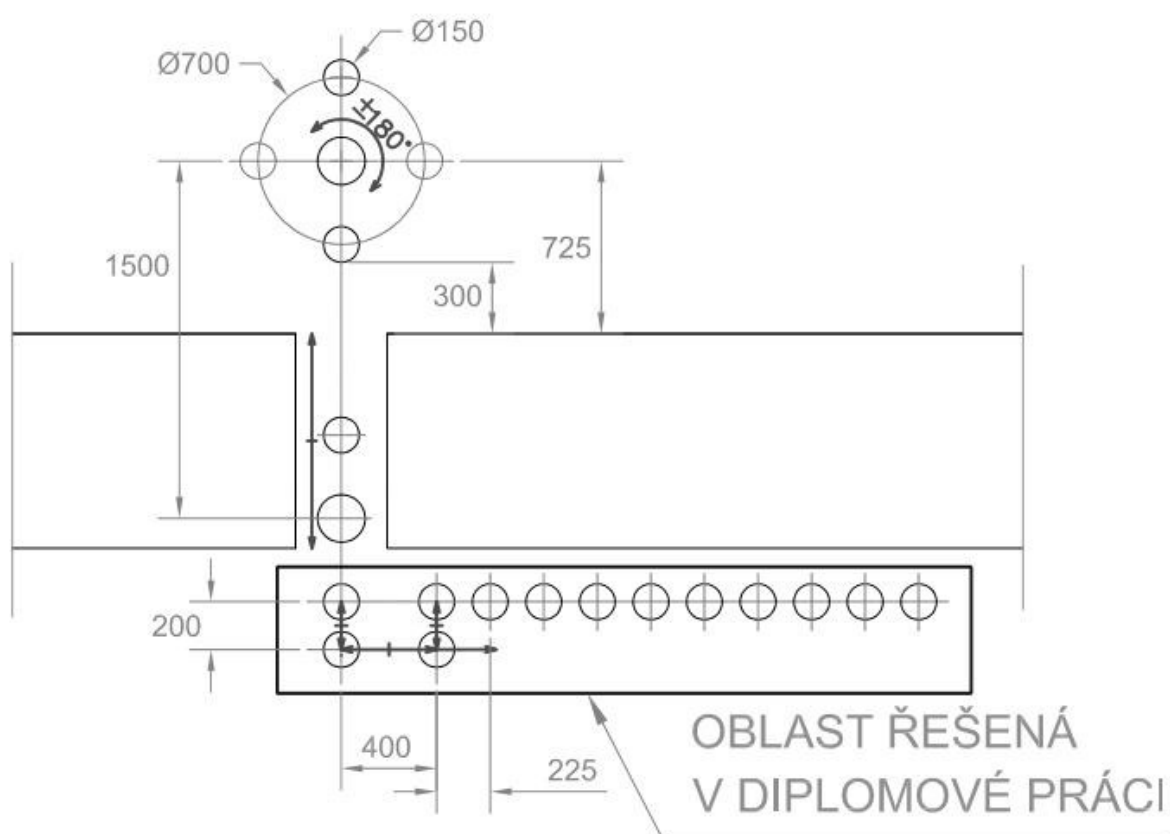
Aby byly dodrženy základní požadavky pro navrhovaný systém AVN jako je modularita a možnost jednoduché konstrukční úpravy celého systému například z důvodu zástavného prostoru, byla zvolena tzv. stavebnicová konstrukce, která využívá standardizovaných vytlačovaných hliníkových profilů vyráběných firmou Bosch Rexroth. Tyto profily jsou dodávány v délkách až 6m a pro jejich použití výrobce dodává spoustu příslušenství jako spojovací, kotvicí prvky a podobně. Dalším, neméně důležitým prvkem konstrukce, je systém pohonu jednotlivých os. Tyto pohony jsou zprostředkovány pomocí ozubeného hřebene s přímými zuby a pastorku, který je poháněn přes planetovou převodovku. Vlastní pohon převodovky je zajištěn stejnosměrným servomotory opatřenými brzdou. Takovéto motory umožňují nepřímé odměřování polohy, jsou dobře systémově říditelné a taky umožňují dočasné přetěžování. V případě potřeby upravení kapacity zásobníku a s tím související nutností prodloužení resp. zkrácení jednotlivých pohybových os manipulátoru se konstrukce upraví dle požadavků, použije se kratší resp. delší ozubený hřeben a kolejnice lineárního vedení, přičemž samotné pohony zůstanou zachovány.



obr. 17 Příklad použití standardizovaných prvků Bosch Rexroth pro konstrukci obecného manipulátoru [12]

## 4 Základní koncept

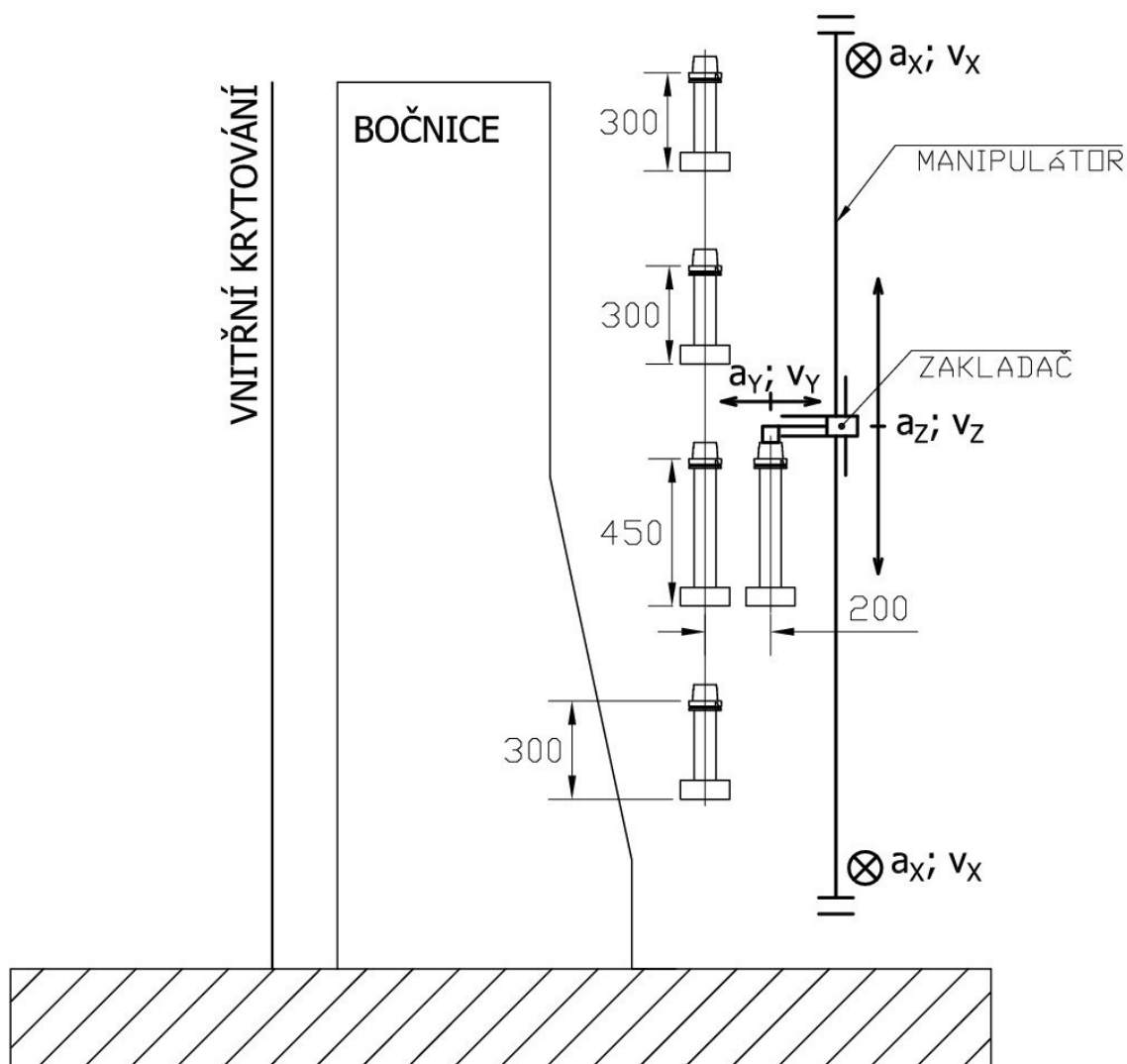
Základní koncepce modulárního systému AVN je založena na předpokladu, že regálový zásobník nástrojů stojí podélně vedle bočnice stroje. Tato koncepce vychází z návrhového půdorysného náčrtu dle obr. 13. Tento návrh včetně rozměrových parametrů byl vytvořen po konzultacích s vedoucím oddělení mechanické konstrukce a další konstrukční práce stojí na jeho základech. Jedním z požadavků kladených na tento systém AVN je jeho jednoduchost co do konstrukčního provedení a s tím spojená relativně nízká pořizovací cena. Oblast konstrukčního návrhu manipulátoru pro zakladač nástrojů je na obr. 13 označena rámečkem s popisem. Další kapitoly praktické části mé diplomové práce se budou tedy zabývat pouze problematikou konstrukce regálového zásobníku a s ním spojeného manipulátoru zakladače nástrojů.



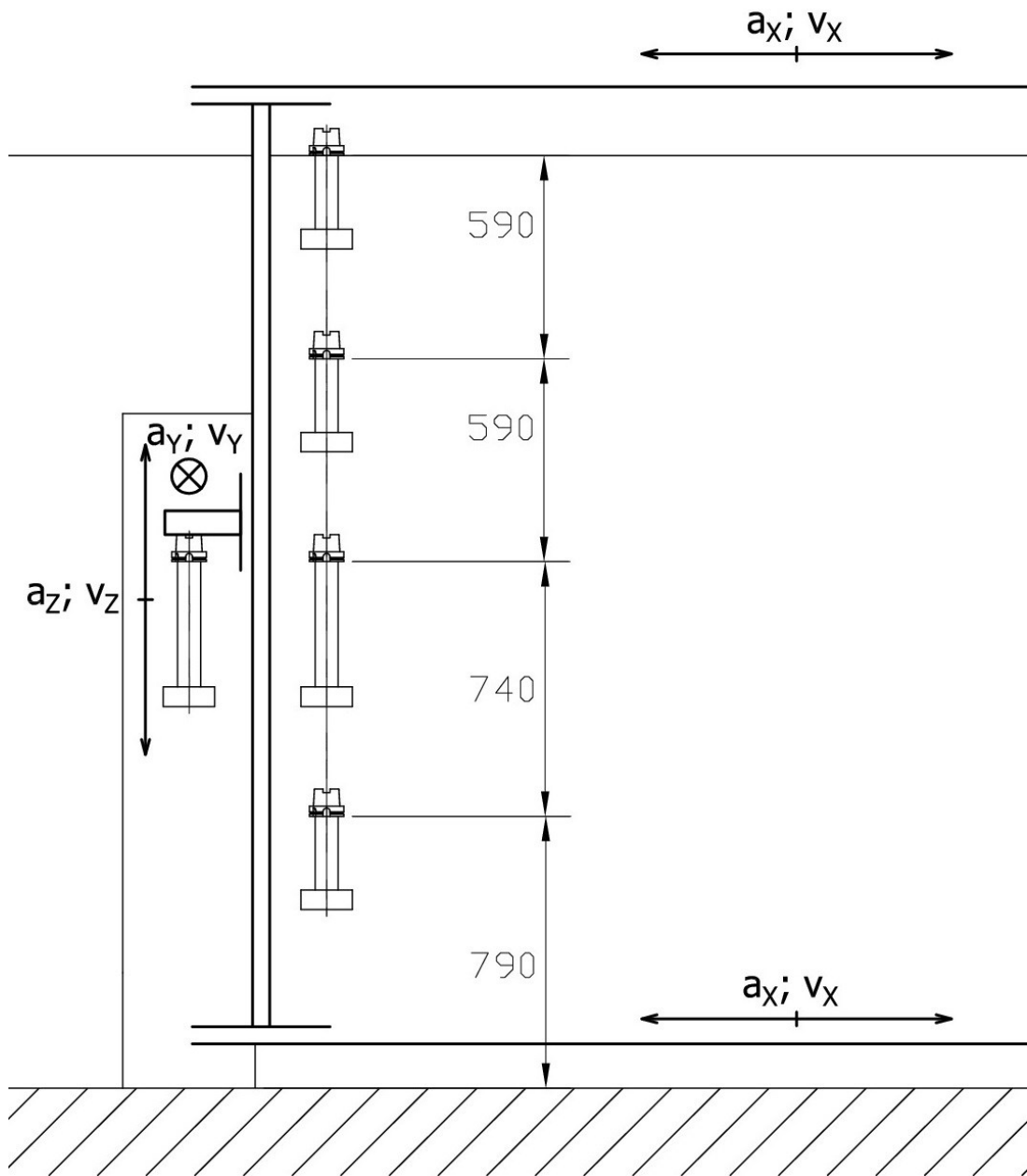
obr. 18 Půdorysný náčrt koncepce AVN (všechny rozměry v [mm])

## 4.1 Schéma navrhovaného manipulátoru

Z důvodu co nejjednodušší konstrukce tohoto systému AVN bylo rozhodnuto, že manipulátor pro zakladač nástrojů bude pojíždět po vlastní nosné konstrukci regálového zásobníku nástrojů. Tato konstrukce musí být tedy uzpůsobena pro umístění a pohyb tohoto manipulátoru. Na obrázcích 19 (bokorys) a 20 (nárys) je schematicky znázorněno, jak bude manipulátor na nosné konstrukci zásobníku situován a v jakých směrech se bude pohybovat.



obr. 19 Bokorysný pohled koncepce - schematicky



obr. 20 Nárysny pohled koncepce - schematicky

## 4.2 Princip funkce

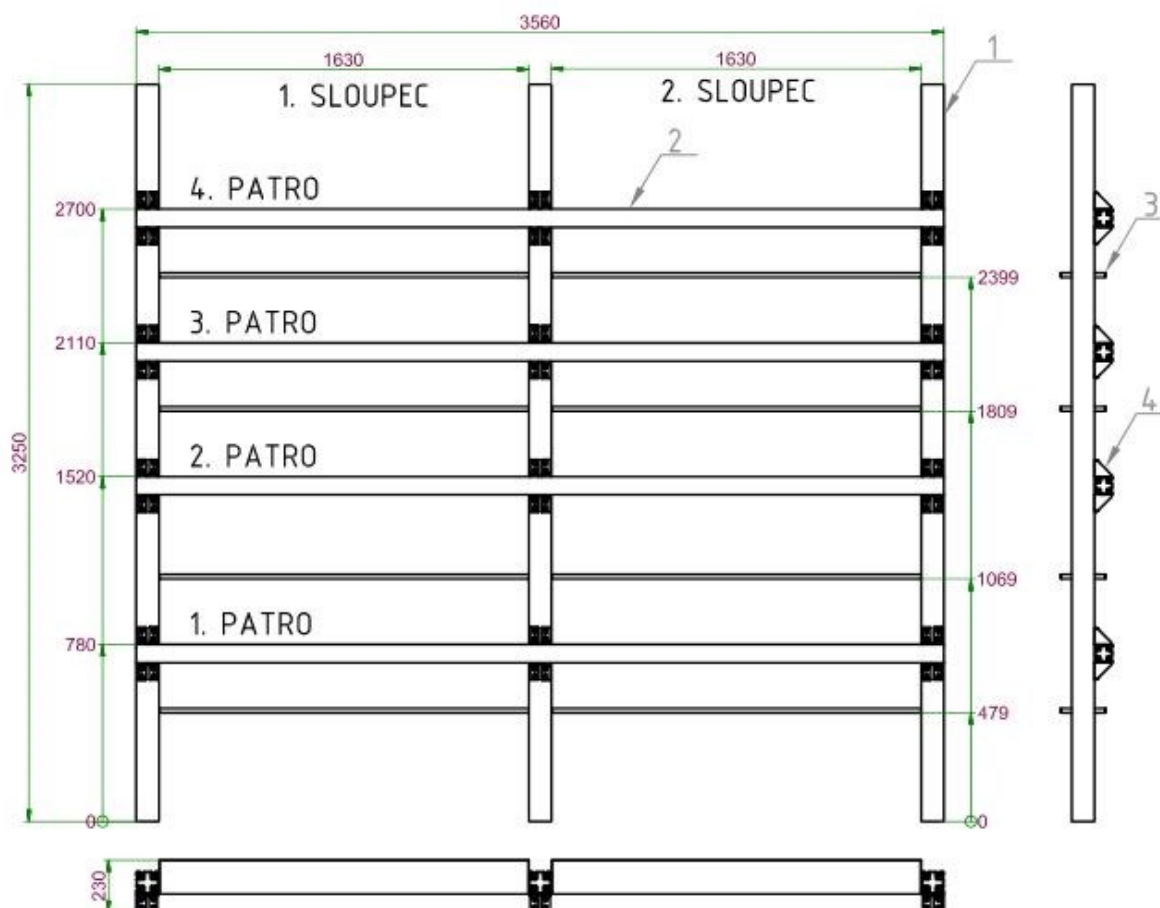
Stacionární nosný zásobník složený ze standardizovaných hliníkových profilů plní jednak funkci nosné konstrukce zásobníku, ale zároveň i funkci nosné konstrukce pro umístění manipulátoru zakladače. Zakladač je připevněn k ocelové desce, která je pomocí vozíků lineárního vedení uchycena posuvně na svislou stojinu manipulátoru. Tato deska má díky lineárnímu vedení možnost pohybu nahoru a dolů a vytváří tak svislou pohybovou osu „Z“ tohoto manipulátoru. U spodní a horní části konstrukce zásobníku jsou podélně umístěny nosné a zároveň spojovací profily, které spojují svislé stojiny stacionární konstrukce zásobníku a zároveň jsou opatřeny lineárním vedením, které umožňuje podélný pohyb manipulátoru – osa „X“. Na obou lineárních pohybových osách jsou paralelně s lineárním vedením umístěny ozubené hřebeny s přímými zuby, které v kombinaci s pastorkem a pohonnou jednotkou zajišťují pohyb obou os. Pracovní osu „Y“ tvoří zakladač. Tento se skládá z nosného profilu opatřeného opět lineárním vedením, pohonem pomocí přímočarého pneumatického motoru a pneumatického čelistového uchopovače pro nesení a držení nástrojů. Zakladač tedy nabere nástroj z dané pozice v zásobníku a za pomoci manipulátoru je nástroj dopraven do místa výměny s otočným ramenem. Následně zakladač nástroj předá tomuto výměníku a ten zajede do pracovního prostoru stroje. Vřetenem odevzdá stávající nástroj do druhého prozatím volného místa ve výměníku a podjede. Rameno výměníku se otočí o 180° a vřetenem si nabere pracovní nástroj pro následující operaci. Potom výměník opět zajede, předá nástroj zakladači a pomocí manipulátoru je nástroj opět uložen do zásobníku. Následně je do výměnné pozice vychystán nástroj, jehož výměna bude následovat dle sledu pracovních operací obráběcího stroje.

## 5 Konstrukční návrh – regálový zásobník

Konstrukce regálového zásobníku sestává ze dvou základních částí. První z nich je nosná konstrukce, která je tvořena třemi nosnými stojinami a čtyřmi podélnými příčkami. Tyto stojiny a příčky jsou uspořádány v takových roztečích, které umožňují funkci zásobníku. Druhou částí jsou nástrojová lůžka. Tyto jsou vyrobeny z ocelového plechu a sestávají ze dvou částí, které jsou k sobě vzájemně přišroubovány. Uspořádání lůžek je opět takové, aby bylo vyhověno funkci zásobníku. Konkrétní rozměry a umístění jednotlivých prvků bude uvedeno v následujících podkapitolách.

## 5.1 Nosná konstrukce

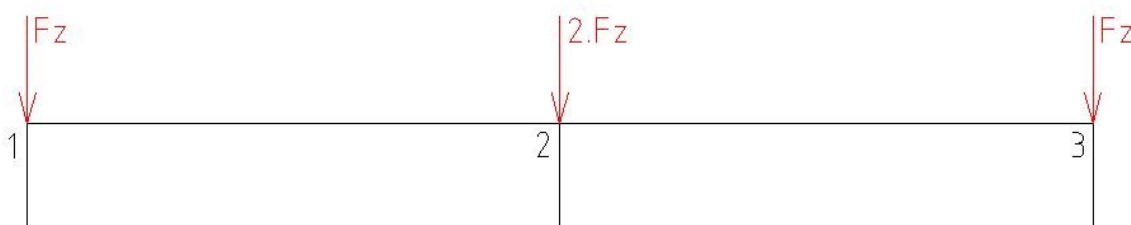
Nosná konstrukce zásobníku je tvořena dvěma typy hliníkových profilů. Prvním z nich je profil 100x100L, dle obr. 21 – pozice 1 (příloha A, část 2, str. 49), který je použit pro stojiny. Druhým typem je profil 80x80L, dle obr. 21 – pozice 2 (příloha A, část 2, str. 31) a ten je použit pro příčky nesoucí lůžka nástrojů. Aby bylo vyhověno zadání práce, uspořádání zásobníku je rozděleno do čtyř pater a dvou sloupců, které jsou dále číslovány ve směru od podlahy a sloupce zleva doprava. První patro je určeno pro nástroje délky  $l_2$ , druhé patro pro nástroje délky  $l_1$ , třetí a čtvrté patro pro nástroje délky  $l_2$ . Profily jsou vzájemně spojeny pomocí pravoúhlých konzolí typu 40/80, dle obr. 21 – pozice 4 (příloha A, část 3, str. 22) a drážkových T-matic případně T-šroubů, které jsou dodávány výrobcem profilů. Na nosné konstrukci zásobníku jsou rovněž umístěny okapové plechy, dle obr. 21 – pozice 3, které slouží k okapávání rezné kapaliny z použitého nástroje a odpadávání špon. Tyto okapové plechy jsou ke konstrukci připevněny rovněž pomocí T-matic a šroubů. Podrobné parametry jednotlivých profilů a spojovacích prvků jsou uvedeny v příloze I.



obr. 21 Nosná konstrukce zásobníku



Podle zadání a uspořádání zásobníku je nutné, aby takto koncipovaná konstrukce zásobníku měla požadovanou nosnost. Je zde tedy nutná kontrola nosnosti jednotlivých pater, resp. kontrola nosnosti konzol, které jsou pomocí šroubových spojů umístěny na stojinách. K tomuto účelu nám poslouží zjednodušený výpočet, který vychází ze schématu zatížení 1 příčky (obr. 22) resp. 1 patra zásobníku. Pro následnou kontrolu a určení koeficientu bezpečnosti daného místa spoje nám poslouží katalog výrobce (příloha A, část 19, str. 9).



obr. 22 Zjednodušené schéma zatížení v místech podpor

Předpokladem zjednodušeného výpočtu je rovnoměrné rozmístění nástrojů v lůžkách na příčce každého patra a taky rovnoměrné utažení šroubů resp. matic předepsaným utahovacím momentem. Na tomto základě lze usoudit, že jde o spojitě zatížení, které můžeme rozložit do dvou složek působících po stranách lůžka. V místě podpory 2 je zatížení dvojnásobné, jelikož se zde stýkají 2 sousední lůžka.

Parametry výpočtu:

- Počet nástrojů v 1 lůžku  $i_{N1L} = 10$
- Počet lůžek v 1 patře  $i_{L1P} = 2$
- Hmotnost 1 nástroje  $m_N = 20 \text{ kg}$
- Hmotnost 1 nástrojového lůžka  $m_L = 35 \text{ kg}$
- Počet konzol v místě 1 podpory  $i_{K1S} = 4$
- Max. katalogové zatížení 1 konzoly  $F_{MK} = 6000 \text{ N}$

$$F_Z = \frac{(i_{N1L} \cdot m_N + m_L) \cdot g}{2} = \frac{(10 \cdot 20 + 35) \cdot 9,81}{2} = 1252,7 \text{ N} \quad (1.1)$$

Kde:  $F_Z$  je zatěžující síla v jedné podpoře

$g$  je tíhové zrychlení

$$k_{S1} = k_{S3} = \frac{i_{K1P} \cdot F_{MK}}{F_Z} = \frac{4 \cdot 6000}{1252,7} = 19,16 [-] \quad (1.2)$$

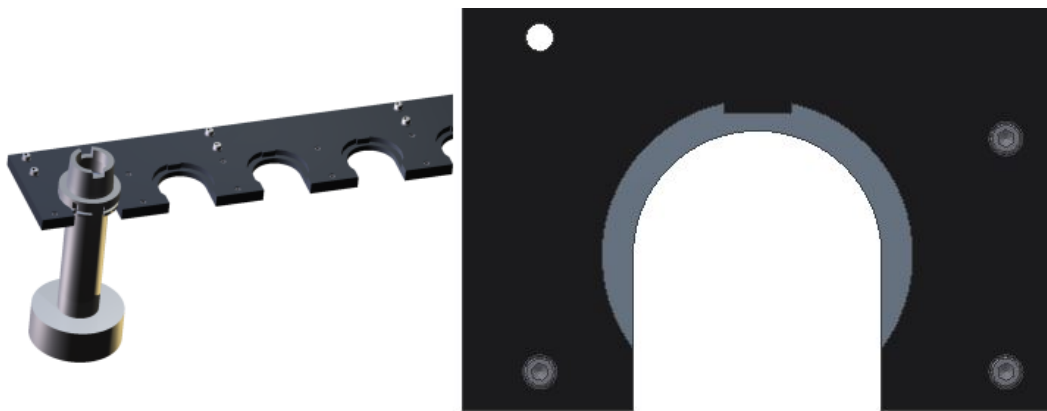
$$k_{S2} = \frac{i_{K1P} \cdot F_{MK}}{2 \cdot F_Z} = \frac{4 \cdot 6000}{2 \cdot 1252,7} = 9,58 [-] \quad (1.3)$$

Kde:  $k_{S1}$ ;  $k_{S2}$ ;  $k_{S3}$  jsou koeficienty statické bezpečnosti v místě podpory

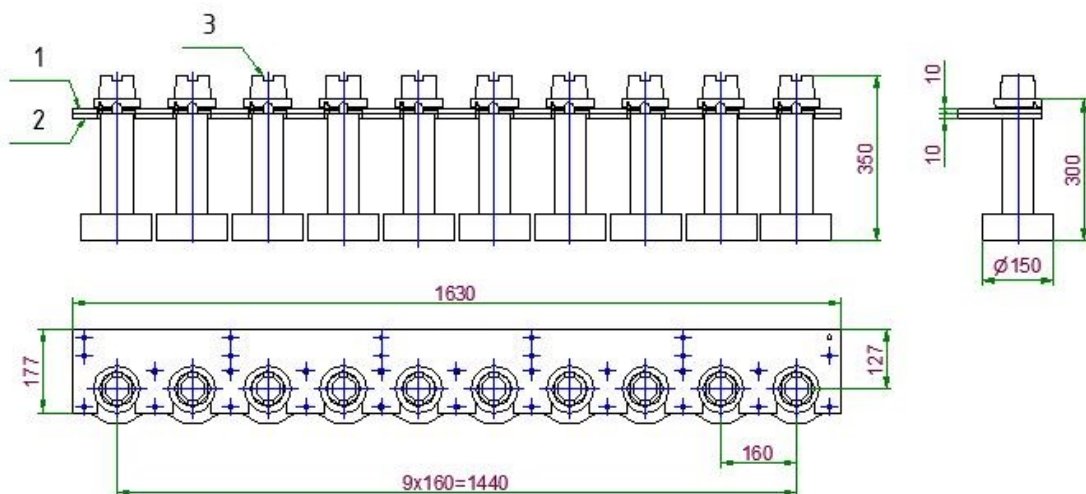
**Statická nosnost jednotlivých pater zásobníku je dostatečná.**

## 5.2 Nástrojová lůžka

Jak již bylo okrajově zmíněno v bodě 5, Nástrojová lůžka jsou složena z dvou kusů plechu, které jsou vyrobeny jako výpalky, následně obrobeny a společně sešroubovány (obr. 23). Jejich vzájemná poloha vůči sobě je zajištěna stavěcími kolíky a šrouby. Horní plech 1 slouží pro ustavení pracovního nástroje v přesné poloze a taky jeho vystředění. Dolní plech 2 slouží primárně jako odkládací plocha, na kterou dosedá plocha nástroje 3. Tohle lůžko je vyrobeno v jedno kuse pro 10 nástrojů a je připevněno ke konstrukci zásobníku pomocí šroubů a T-matic. Jelikož se jedná o výrobek z běžné konstrukční oceli, je třeba ho chránit proti korozi. Z tohoto důvodu volím jako povrchovou úpravu fosfátování, které relativně dobře odolává korozi a jeho povrch se opakovaným odkládáním nástrojů neoprýská. Takto upravený povrch je černý a matný.



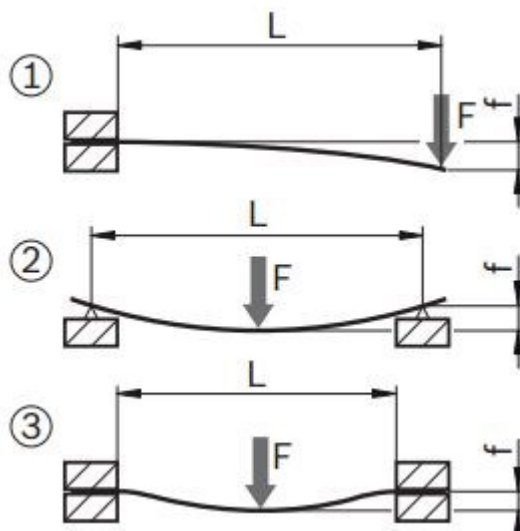
obr. 23 Pohled na lůžka s nástrojem, vpravo detail jazýčku pro přesné polohování



obr. 24 Výkresový pohled na lůžko s nástroji, základní rozměry

### 5.3 Výpočet průhybu nosníku konstrukce

Pro správnou funkci zásobníku a na něho navazujících celků je důležité, aby příčky jednotlivých pater neměly velkou hodnotu průhybu pod maximálním zatížením. Tento jev by mohl způsobit špatnou funkci zakladače nástrojů. Pro kontrolní výpočet průhybu a maximálního ohybového napětí tohoto nosníku používám rovnice, které udává výrobce ve svém katalogu (příloha A; část 19, str. 4). Výpočet bude proveden dle schématu na obr. 25. Předpokladem mého výpočtu bude podobně jako v bodě 5.2 rovnoměrné rozložení nástrojů v daném patře, ovšem zde je tohle spojitě zatížení rozloženo na jednu silovou složku, která působí ve středu nosníku mezi jednotlivými podporami, a tím jsou vytvořeny nejhorší zatěžující podmínky pro výpočet průhybu. V reálné situaci by hodnota průhybu byla nižší právě díky rovnoměrnému rozložení hmoty po nosníku.



obr. 25 Schéma pro výpočet nosníku

Ze schématu uváděného výrobcem (obr. 25) je zřejmé, že jelikož je nosník zásobníku přišroubován u každé podpory (stojiny) pro můj výpočet bude využito schéma 3 z obr. 25. Tedy oboustranně vetknutý nosník.

$$F_{Z2} = (i_{N1L} \cdot m_N + m_L) \cdot g = (10 \cdot 20 + 35) \cdot 9,81 = 2305,4N \quad (1.4)$$

Kde:  $F_{Z2}$  je síla od spojitěho zatížení rozložená do jedné složky

$$f_F = \frac{F_{Z2} \cdot L^3}{192 \cdot E \cdot I \cdot 10^4} = \frac{2305,4 \cdot 1630^3}{192 \cdot 70000 \cdot 132,1 \cdot 10^4} = 0,56mm \quad (1.5)$$

Kde:  $f_F$  je průhyb nosníku od zatížení silou

$L$  je délka nosníku mezi podporami (obr. 21)

$E$  je modul pružnosti materiálu (příloha A, část 19, str. 2)

$I$  je plošný moment setrvačnosti profilu (příloha A, část 2, str. 31)

$$f_G = \frac{m' \cdot g \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I \cdot 10^4} = \frac{4,9}{1000} \cdot 9,81 \cdot 1630^4}{384 \cdot 70000 \cdot 132,1 \cdot 10^4} = 0,0096mm \quad (1.6)$$

Kde:  $f_G$  je průhyb nosníku od vlastní tíhy

$m'$  je měrná hmotnost profilu (příloha I, část 2, str. 31)

$$f_C = f_F + f_G = 0,56 + 0,0096 = 0,5696 \cong 0,57mm \quad (1.7)$$

Kde:  $f_C$  je celkový průhyb nosníku

$$\sigma_{Bmax} = \frac{(m' \cdot g \cdot L + F_{Z2}) \cdot L}{8 \cdot W \cdot 10^3} = \frac{\left(\frac{4,9}{1000} \cdot 9,81 \cdot 1630 + 2305,4\right) \cdot 1630}{8 \cdot 33 \cdot 10^3} = 14,72 \text{ MPa} \quad (1.8)$$

Kde:  $\sigma_{Bmax}$  je maximální ohybové napětí

$W$  je modul průřezu profilu v ohybu (příloha A, část 2, str. 31)

$$\sigma_{Bmax} \leq \sigma_{Bzul} = \frac{R_{p0,2}}{S_{F erf}} \gg S_{F erf} = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{Bmax}} = \frac{195}{14,72} = 13,25 [-] \quad (1.9)$$

Kde:  $\sigma_{Bzul}$  je dovolené napětí v ohybu

$R_{p0,2}$  je napětí na 0,2% meze kluzu materiálu (příloha A, část 19, str. 2)

$S_{F erf}$  je součinitel bezpečnosti vůči deformaci

Pozn.: Výpočet průhybu nosníku a ohybového napětí je velmi zjednodušený, neuvažuje tuhost nástrojových lůžek, které jsou po své délce v šesti místech šroubově spojena s vlastním nosníkem. Výpočet, který by tohle zohledňoval, by byl pro analytické řešení složitý. Pro zjištění přesné hodnoty průhybu nosníku se nabízí využití metody konečných prvků. Nicméně, jak jsem již uvedl výše, hodnota reálného průhybu bude nižší, a proto je náš orientační výpočet dostatečný. I v extrémním případě, kdy by průhyb dosahoval vypočítaných hodnot, by zakladač mohl fungovat. Tohle je umožněno relativně velkou tolerancí polohy nástroje ve svislém směru, díky faktu, že pro uchopení nástroje se využívá čelistí, které nástroj uchopují za vnitřní kuželovou plochu, a proto si dokáží nástroj „přitáhnout“ do správné polohy.

## 5.4 Regálový zásobník – celek

Na základě kontrolních výpočtů bodu 5.1 a 5.3 lze konstatovat, že takto konstruovaný zásobník vyhovuje požadované nosnosti i dalším provozním parametrům jako je počet míst pro nástroje daných délek a daného průměru i možnost změny jeho kapacity dle požadavku zákazníka. Kompletní konstrukce zásobníku i s nástrojovými lůžky a několika nástroji, je názorně zobrazena na obr. 26 a 27.



obr. 26 Konstrukce zásobníku - celek



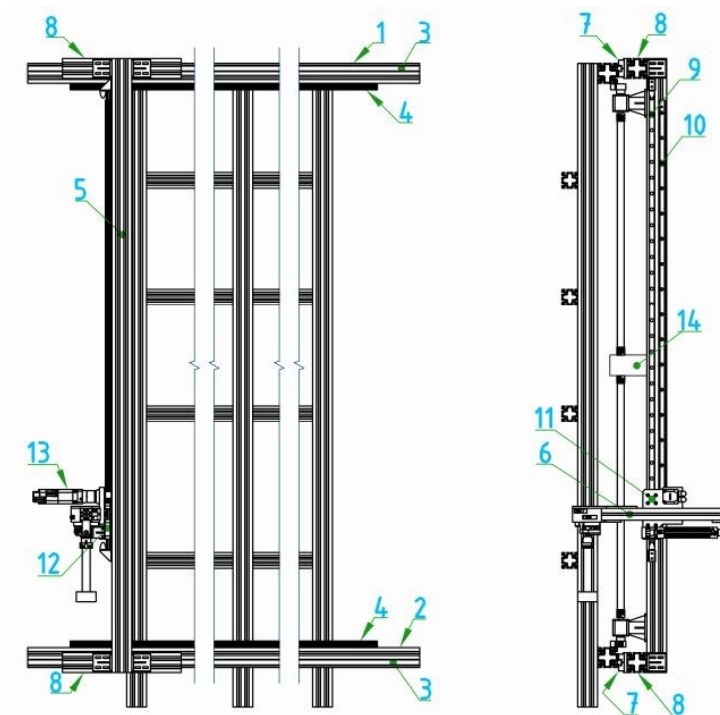
obr. 27 Detail zásobníku

## 6 Konstrukční návrh – manipulátor

Manipulátor se skládá z nosné konstrukce, pohonu osy X, pohonu osy Z a v neposlední řadě taky důležitých přívodů energií. Všechny části budou detailně rozebrány v následujících kapitolách.

### 6.1 Nosná konstrukce

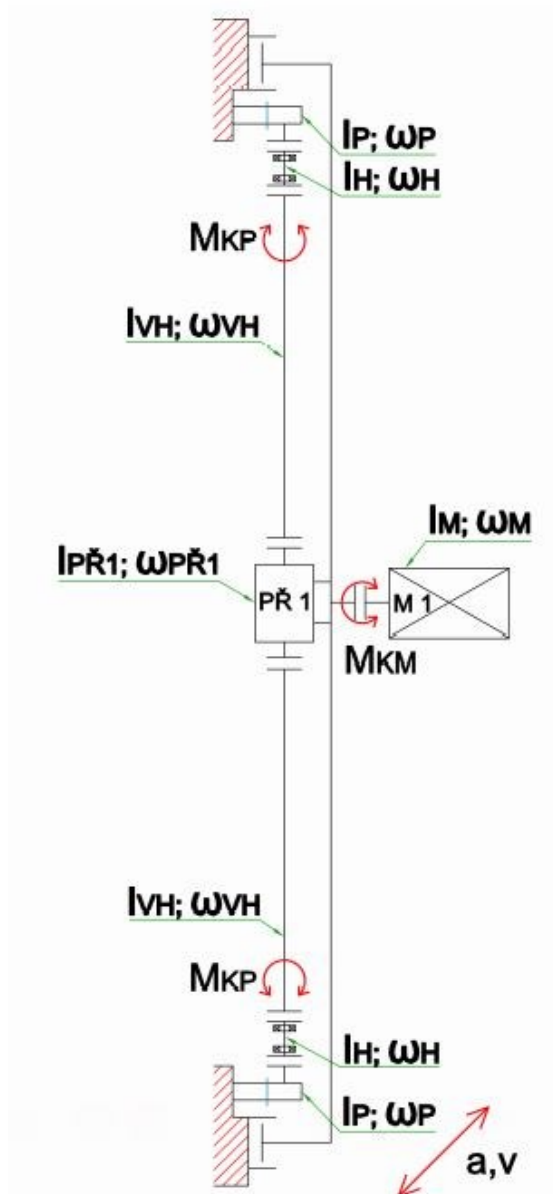
Nosná konstrukce manipulátoru je obdobně jako konstrukce zásobníku složena z profilů, ovšem v tomto případě se jedná o stejný typ, tedy profil 100x100L (příloha A, část 2, str. 49). V podélné ose „X“ jsou umístěny dva profily, jeden v horní části zásobníku 1 a druhý ve spodní části zásobníku 2. Tyto profily jsou pevně spojeny se zásobníkem a tvoří stacionární konstrukci pro pojezd v ose „X“. Na těchto profilech jsou paralelně umístěny kolejnice lineárního vedení 3 a ozubený hřebec 4. Vlastní pohonná jednotka 14 pro pojezd v podélném směru je umístěna na svislé stojině 5, která nese veškeré pohony i zakladač nástrojů 6. Tato stojina pomocí vozíků lineárního vedení 7 a dvou kratších profilů 8 připevněných k ní kolmo v horní a dolní části se může pohybovat ve směru osy „X“. Na stojině jsou opět paralelně umístěny kolejnice lineárního vedení 9 a ozubený hřebec 10, jejichž úkolem je zajišťovat pohyb ve svislém směru osy „Z“. Zakladač 6 je pevně spojen s nosnou deskou 11, která je pomocí vozíků lineárního vedení 12 umístěna pohyblivě na stojině. Na této desce je taky umístěna pohonná jednotka 13 pro svislý pohyb manipulátoru resp. zakladače v ose „Z“. V následujících kapitolách budou podrobně rozebrány jednotlivé pohonné jednotky osy „X“ a „Z“, zkontrolovány lineární vedení a v případě pohonu osy „X“ zkontrolována hřídel s jejími ložisky.



obr. 28 Nosná konstrukce-manipulátor

## 6.2 Pohon osy „X“

Návrh pohonné jednotky jakéhokoliv zařízení není zcela snadná záležitost. Zásadním problémem při takovémto návrhu je neznalost provozních a výpočtových parametrů, které vstupují do vlastního výpočtu resp. kontrolního výpočtu. Z tohoto důvodu je potřeba jednotlivé komponenty této pohonné jednotky navrhnout předběžně a následně tuto jednotku komplexně zkontrolovat. Kontrolou se ověřuje, zda má například elektromotor dostatečný krouticí moment na vstupu do převodovky a podobně. Abychom mohli předběžně navrhnout pohonnou jednotku, je důležité znát schéma pohonu. Na jeho základě pak provedeme předběžnou volbu jednotlivých komponent, u kterých jejich výrobci uvádějí parametry důležité pro výpočet. Schematický návrh pohonu pojezdové osy „X“ můžete vidět na obr. 29.



obr. 29 Schéma pohonu pohybové osy X

## 6.2.1 Volba komponent pohonu

### Předběžná volba elektromotoru

Podle požadavku zadávající firmy je volen synchronní servomotor Siemens Sinamics S120, typové řady 1FK7. Motor je volen dle předběžného návrhu výkonu a v následující kapitole je zkontrolován, jestli vyhovuje pro zvolenou aplikaci.

$$F_{PX} = 400N$$
$$F_{OX} = m_M \cdot a + F_{PX} = 300 \cdot 0,5 + 400 = 550N \quad (1.10)$$

Kde:  $F_{OX}$  je síla v soustavě pohybové osy X, kterou musí motor překonat

$F_{PX}$  je síla uvažující pasivní odpory pohybové osy X

$$\eta_{CX} = \eta_L^4 \cdot \eta_{PH}^2 \cdot \eta_{P1} = 0,99^4 \cdot 0,99^2 \cdot 0,94 = 0,88 \quad (1.11)$$

Kde:  $\eta_{CX}$  je celková účinnost pohybové osy X

$\eta_L$  je účinnost použitých ložisek

$\eta_{PH}$  je účinnost soustavy pastorek-hřeben

$\eta_{P1}$  je účinnost převodovky č. 1 (příloha III)

$$P_{M1} = \frac{F_{OX} \cdot v}{\eta_{CX} \cdot k_{V VX}} = \frac{550 \cdot 0,25}{0,88 \cdot 0,3} = 520,8W \quad (1.12)$$

Kde:  $P_{M1}$  je výkon elektromotoru 1

$v$  je zvolená pojezdová rychlost manipulátoru

$k_{V VX}$  je součinitel zahrnující vnější vlivy působící v pohybové osy X

Na základě předběžného výpočtu výkonu motoru volím elektromotor s brzdou **Siemens Sinamics S120, 1FK7034-5AK71**. Technické a elektrické parametry jsou uvedeny v příloze B.

### Návrh převodového poměru – volba převodovky

$$\omega_P = 2\pi \cdot n_P \quad (1.13)$$

Kde:  $\omega_P$  je úhlová rychlost otáčení pastorku

$n_P$  jsou otáčky pastorku

$$v = \omega_P \cdot \frac{d_W}{2} = 2\pi \cdot n_P \cdot \frac{d_W}{2} \rightarrow n_P = \frac{2 \cdot v}{2\pi \cdot \frac{d_W}{2}} \cdot 60 = 93,62 \text{ min}^{-1} \quad (1.14)$$

Kde:  $d_W$  je průměr roztečné kružnice pastorku

$$i_1 = \frac{n_{M1}}{n_P} = \frac{6000}{93,62} \cong 64,1 \quad (1.15)$$

Kde:  $n_{M1}$  jsou maximální otáčky zvoleného motoru

$i_1$  je vypočtený převodový poměr



Na základě schématu pohonu osy X (obr. 29), možnostech připojení výše zvoleného elektromotoru a návrhu převodového poměru volím kuželovou spirálovou převodovku firmy **Apex Dynamics**, typu **ATB 090 FL**, s převodovým poměrem  $i_1=35$ , s přírubovým připojením motoru a oboustranně vyvedenou hřídelí se stejným smyslem otáčení. Díky volbě převodovky s nižším než navrženým převodovým poměrem bude třeba přepočítat skutečnou rychlost. Technické parametry převodovky viz příloha C.

#### Volba vložené spojovací hřídele

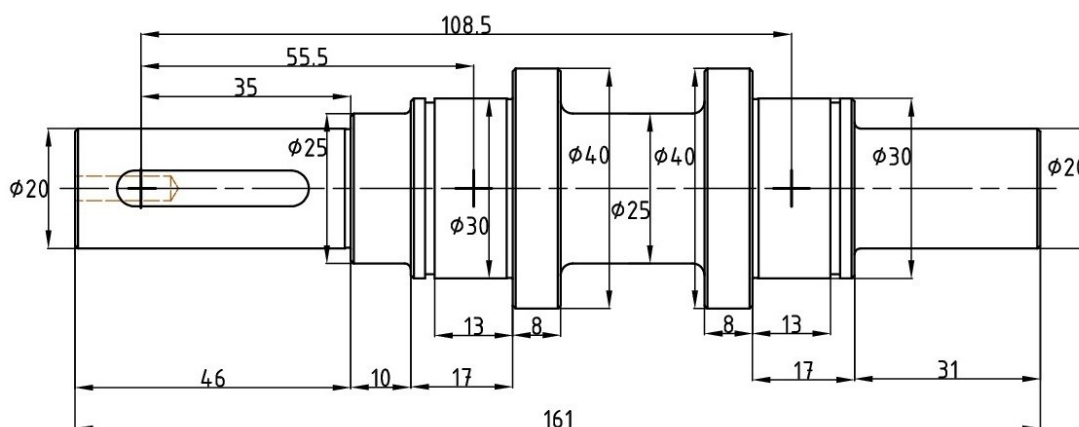
Jelikož je v mém návrhu motor s převodovkou umístěn uprostřed mezi oběma poháněcími pastorky (obr. 29) a tato vzdálenost je relativně velká, je třeba použít vloženou spojovací hřídel. Dle hodnoty výstupního krouticího momentu zvolené převodovky a připojovacích rozměrů volím vloženou spojovací hřídel firmy **R+W** typ **ZAE 30**. Délka této vložené hřídele se řídí požadavkem zákazníka a na objednávku lze získat hřídel o délce 130-6000mm. Technické parametry viz příloha D

#### Volba pastorku a hřebene

Pastorek s hřebenem je potřeba volit na základě reálných hodnot zatížení, které na ně působí. Jelikož u předběžného návrhu jednotlivých komponent tyto síly zatím neznáme, předběžně jsem zvolil pastorek s hřebenem od firmy Atlanta. Tento pastorek a hřeben mají přímé zuby, jsou vyrobeny v třídě kvality 9 a materiálu s obchodním označením C45. Konečné rozměry pro připojení hřídele, velikost drážky pro pero a další rozměry je možné po konzultaci s výrobcem upravit. Základní technické parametry viz příloha E, kde parametry pastorku jsou na str. ZB-32, parametry hřebene na str. ZB-11 a pevnostní parametry pro zvolenou kvalitu a materiál str. ZB-40. Modul  $m=3$ , počet zubů pastorku  $z=17$ .

#### Návrh hřídele pro uložení pastorku a volba ložisek

Rozměry a tvar hřídele pro připojení pastorku byly zvoleny tak, aby bylo možné připojit jak pastorek k jednomu jejímu konci, tak vloženou spojovací hřídel ke druhému konci a bylo možné hřídel uložit v tělese, které je připevněno ke svislé stojině manipulátoru. Materiál hřídele byl zvolen 11 600.0. K této hřídeli byly taky zvoleny



obr. 30 Základní rozměry navržené hřídele

ložiska mazané tukem na celou dobu jejich životnosti. Uložení bylo voleno tak, aby se jednalo o staticky určité uložení a bylo možno hřídel i ložiska výpočtem zkontrolovat.

Ze základního návrhu hřídele na obr. 30 je zřejmé, že ložiska budou umístěna na válcovém osazení o průměru 30mm a délce 17mm. Ložiska volím od firmy **SKF**, typové označení **6006-2RZ**. Jedná se o jednořadé kuličkové ložisko s oboustranným těsněním a mazáním tukem na celou životnost. Technické parametry ložiska viz příloha F.

#### **Volba lineárního vedení**

Pro zajištění relativně přeného posuvného pohybu je třeba daný mechanismus nebo strojní celek určitým způsobem vést. Tuto funkci u většiny strojů zajišťují lineární vedení, které se skládá ze dvou základních částí a to je kolejnice a vozík. Pro mou aplikaci na pohybové ose X jsem zvolil kladničkové lineární vedení firmy **Bosch Rexroth**. Konkrétně se jedná o kolejnici s typovým označením **R1921 132 31** a vozík s typovým označením **R1902 132 00**. Technické parametry viz příloha G.

### **6.2.2 Kontrolní výpočet pohonu**

Kontrolní výpočet pohonu vychází z metody redukce dynamické soustavy několika těles na řešení úlohy jednoho fiktivního tělesa konajícího jeden základní druh pohybu tedy posuv nebo rotaci. V závislosti na tom, který druh pohybu redukuje, mluvíme o redukci na rotační pohyb nebo redukci na posuvný pohyb. Základní myšlenkou této metody je, že kinetická energie „redukováného“ tělesa se musí rovnat celkové kinetické energii soustavy původních těles. K tomuto výpočtu proto potřebujeme znát parametry jednotlivých těles soustavy, jako jsou momenty setrvačnosti, hmotnosti, rychlosti pohybu, převodové poměry a podobně. Proto je možné tento postup aplikovat až po předběžném navržení všech komponentů pohonu. Dle schématu pohonu na obr. 29 můžeme popsat pohybovou soustavu a sestavit rovnice, na základě jejichž výsledků potom zkontrolujeme jednotlivé komponenty.

$$E_{K-RED1} = E_{K-SKUT1} \quad (1.16)$$

Kde:  $E_{K-RED1}$  je kinetická energie redukované soustavy č. 1

$E_{K-SKUT1}$  je kinetická energie skutečné soustavy č. 1

$$E_{K-RED1} = \frac{1}{2} \cdot m_{RED1} \cdot v^2 \quad (1.17)$$

Kde:  $m_{RED1}$  je redukováná hmotnost soustavy č. 1

$$E_{K-SKUT1} = \frac{1}{2} \cdot m_M \cdot v^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{M1} \cdot \omega_{M1}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{PŘ1} \cdot \omega_{PŘ1}^2 + 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot I_{VH} \cdot \omega_{VH}^2 + 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot I_H \cdot \omega_H^2 + 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot I_P \cdot \omega_P^2 \quad (1.18)$$

Kde:  $I_{M1}$  je moment setrvačnosti motoru č. 1

$\omega_{M1}$  je úhlová rychlost otáčení motoru č. 1

$I_{PŘEV1}$  je moment setrvačnosti převodovky č. 1 vztažený ke vstupu

$\omega_{PŘEV1}$  je úhlová rychlost otáčení vstupní hřídele převodovky

$I_{VH}$  je moment setrvačnosti vložené spojkové hřídele

$\omega_{VH}$  je úhlová rychlost otáčení vložené hřídele

$I_H$  je moment setrvačnosti hřídele

$\omega_H$  je úhlová rychlost otáčení hřídele

$I_P$  je moment setrvačnosti pastorku

Ze schématu na obr. 29 víme že:

$$\omega_P = \omega_H = \omega_{VH} = \frac{v}{\frac{d_W}{2}} \quad (1.19)$$

$$\omega_{PŘEV1} = \omega_{M1} = \omega_{VH} \cdot i_1 = \frac{i_1 \cdot v}{\frac{d_W}{2}} \quad (1.20)$$

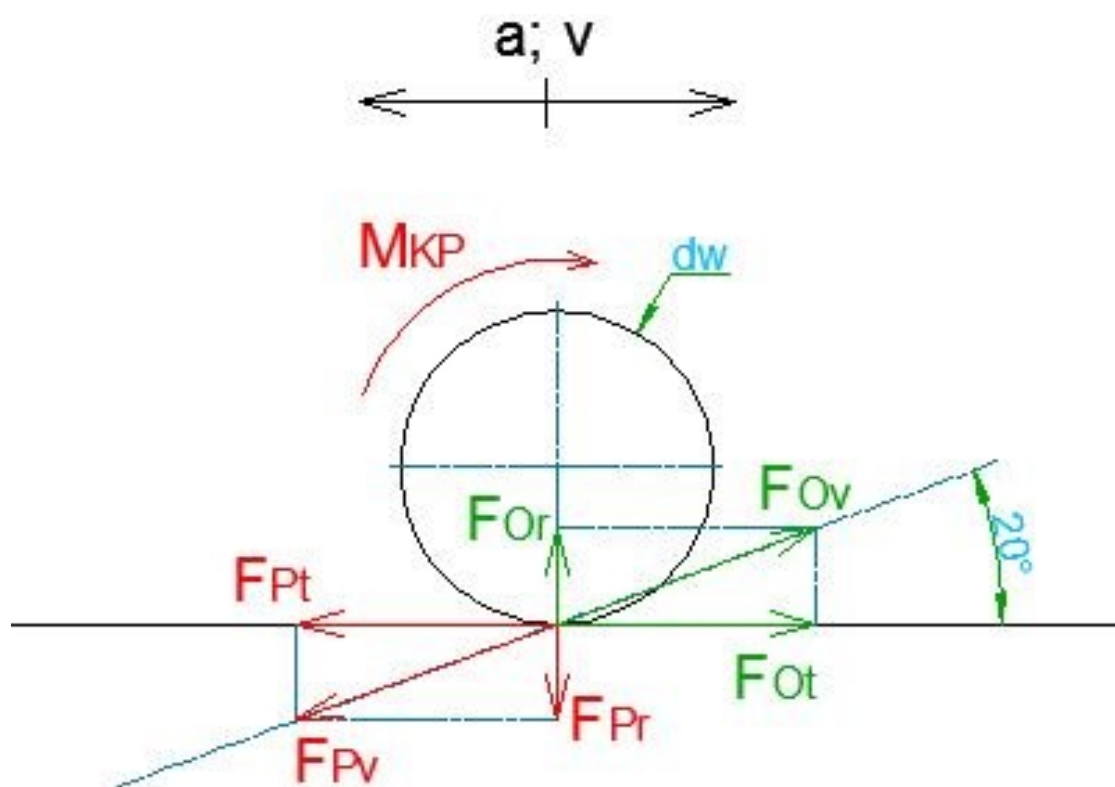
Dosazením vztahů 1.17 – 1.20 do rovnice rovnosti kinetických energií 1.16 a její následnou úpravou získáme následující rovnici.

$$m_{RED1} = m_M + I_{M1} \cdot \left( \frac{i_1}{\frac{d_W}{2}} \right)^2 + I_{PŘ1} \cdot \left( \frac{i_1}{\frac{d_W}{2}} \right)^2 + \frac{2}{\left( \frac{d_W}{2} \right)^2} \cdot (I_P + I_H + I_{VH}) \quad (1.21)$$

Jednotlivé hodnoty momentů setrvačnosti, hmotnosti a převodový poměr jsou uvedeny v katalogových listech zvolených komponent v přílohách. V případě pastorku, vyráběné hřídele a vložené hřídele byly tyto hodnoty zjištěny v softwarovém prostředí Autodesk Inventor. Hmotnost celého manipulátoru  $m_M$  byla předem určena a je třeba ji dodržet, aby byl výsledek kontroly správný. Tato hmotnost bude tedy na konci kontrolního výpočtu spočítána. Pokud bude její hodnota nižší, lze říci, že výpočet je správný a návrh je na straně bezpečnosti. Dosazením známých hodnot do rovnice 1.21 získáme redukovanou hmotnost soustavy č. 1 a můžeme vypočítat další parametry důležité pro kontrolu jednotlivých komponent.

$$m_{RED1} = 300 + 0,000098 \cdot \left(\frac{35}{0,051}\right)^2 + 0,00005 \cdot \left(\frac{35}{0,051}\right)^2 + \frac{2}{\left(\frac{0,051}{2}\right)^2} \cdot (0,000272104 + 0,000073 + 0,00369) = 591,23kg$$

Nyní známe redukovanou hmotnost soustavy a můžeme tedy určit hnací sílu na obvodu roztečné kružnice pastorku potřebnou k pohonu pohybové osy X, krouticí moment na pastorku, hřídeli i vložené hřídeli, převodovce a motoru a následně tyto hodnoty porovnat s hodnotami uvedenými v katalogových listech. Silové poměry působící na obvodu pastorku jsou názorně zakresleny na schématu na obr. 31.



obr. 31 Silové poměry pastorek-hřeben (akční i reakční síly)

Pro další výpočty je třeba si uvědomit několik následujících faktů. Tečná síla působící na obvodu pastorku je naše požadovaná hnací síla, u přímého ozubení je záběrový úhel  $20^\circ$  a je nutné na základě vypočtené tečné síly na obvodu pastorku určit radiální a výslednou složku této síly. Vypočtená tečná resp. hnací síla bude rozdělena na 2 pastorky, nicméně nebude rozdělena na půl. Pro případ kdy by byl zakladač s nástrojem ve spodní resp. horní poloze, bude na tomto pastorku větší zatížení, z tohoto důvodu bude jako hnací síla na jednom pastorku uvažována hodnota  $2/3$  celkové vypočtené hnací síly  $F_{Pt}$ . S tímto předpokladem se bude počítat i u kontroly hřídele,

určení reakcí v podporách a následné kontrole ložisek. K tomuto účelu je třeba určit jednotlivé složky hnací síly, zejména teda určit hodnotu výslednice těchto sil.

### Výpočet hnací síly - tečné síly

$$F_{Pt} = m_{RED1} \cdot a + F_{PX} = 591,23 \cdot 0,5 + 400 = 695,615 \text{ N} \quad (1.22)$$

Kde:  $F_{Pt}$  je tečná (hnací) síla pro oba pastorky

### Výpočet hnací síly na 1 pastorek

$$F_{Pt1} = \frac{2}{3} \cdot F_{Pt} = \frac{2}{3} \cdot 695,615 = 463,75 \text{ N} \quad (1.23)$$

Kde:  $F_{Pt1}$  je hnací síla na obvodu 1 pastorku

Maximální síla působící tečně na obvodu roztečné kružnice tedy síla působící na zub v záběru je výrobcem stanovena na  $F_{P\text{MAX}} = 1,5 \text{ kN}$  (příloha E). Pastorek i hřeben **VYHOVUJÍ**.

### Výpočet radiální síly na 1 pastorku

$$F_{Pr1} = F_{Pt1} \cdot \tan 20 = 463,75 \cdot \tan 20 = 168,8 \text{ N} \quad (1.24)$$

Kde:  $F_{Pr1}$  je radiální složka hnací síly na 1 pastorku

### Výpočet výsledné síly na 1 pastorku

$$F_{Pv1} = \sqrt{F_{Pt1}^2 + F_{Pr1}^2} = \sqrt{463,75^2 + 168,8^2} = 468,25 \text{ N} \quad (1.25)$$

Kde:  $F_{Pv1}$  je výsledná síla působící na 1 pastorek resp. hřídel

### Výpočet krouticího momentu na 1 pastorku, hřídeli i vložené hřídeli

$$M_{KP} = F_{Pt1} \cdot \frac{d_W}{2} = 463,75 \cdot \frac{0,051}{2} = 11,83 \text{ Nm} \quad (1.26)$$

Kde:  $M_{KP}$  je krouticí moment na 1 pastorku

Na základě tohoto výpočtu je možné zkontrolovat vloženou spojovací hřídel. Dle katalogu výrobce, který udává jmenovitý krouticí moment  $T_{KN} = 30 \text{ Nm}$  na vložené hřídeli **ZAE 30**, tato vložená hřídel **VYHOVUJE**.

### Výpočet skutečné rychlosti manipulátoru v ose X

$$v_{SX} = \omega_P \cdot \frac{d_W}{2} = 2\pi \cdot n_{SP} \cdot \frac{d_W}{2} = \frac{\pi \cdot n_{M1} \cdot d_W}{i_1 \cdot 60} = \frac{\pi \cdot 6000 \cdot 0,051}{35 \cdot 60} = 0,458 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.27)$$

Kde:  $v_{SX}$  je skutečná rychlost manipulátoru v ose X

$n_{SP}$  jsou skutečné otáčky pastorku

### Výpočet celkového potřebného momentu převodovky 1

$$M_{P1} = 2 \cdot F_{Pt1} \cdot \frac{d_W}{2} = 2 \cdot 463,75 \cdot \frac{0,051}{2} = 23,65 \text{ Nm} \quad (1.28)$$

Kde:  $M_{P1}$  je moment na výstupu převodovky potřebný pro pohon osy X

Nominální výstupní moment zvolené převodovky je výrobcem stanoven na  $M_{NOM}=40 \text{ Nm}$  (příloha C). Převodovka **VYHOVUJE**.

### Výpočet momentu na vstupu do převodovky-moment potřebný na motoru

$$M_{KM1} = \frac{M_{P1}}{i_1 \cdot \eta_{CX}} = \frac{23,65}{35 \cdot 0,88} = 0,77 \text{ Nm} \quad (1.29)$$

Kde:  $M_{KM1}$  je moment na motoru potřebný pro pohon osy X

Jmenovitý moment na motoru uváděný výrobcem je  $M_{NOM}=1 \text{ Nm}$ . Motor je tedy schopen pohánět pojezd osy X a **VYHOVUJE**.

### Výpočet reálné hmotnosti manipulátoru

$$\begin{aligned} m_{MR} &= m_Z + 2 \cdot m_{p1} + m_{p2} + 4 \cdot m_{vozX} + 4 \cdot m_{ppv} + m_{HZ} + m_{LVZ} + m_{EX} + 2 \cdot m_{PAS} + \\ &\quad + 2 \cdot m_H + 2 \cdot m_{VH} + m_{PŘ1} + m_{M1} + 2 \cdot m_{TL} + 4 \cdot m_{LOŽ} + m_{KEX} + \\ &\quad + m_{KRYT} + m_{SPOJ} + m_{PŘÍD} = \\ &= 90 + 2 \cdot 4,86 + 25,1 + 4 \cdot 1,2 + 4 \cdot 1,7 + 26,3 + 10,8 + 5,5 + 2 \cdot 0,67 + \\ &\quad + 2 \cdot 0,815 + 2 \cdot 3,5 + 8,1 + 4 + 2 \cdot 0,9 + 4 \cdot 0,2 + 7 + 5 + 5 + 20 = \\ &= 240,7 \text{ kg} \end{aligned} \quad (1.30)$$

Kde:  $m_{MR}$  je reálná hmotnost celého manipulátoru

$m_{p1}$  je hmotnost krátkého profilu manipulátoru

$m_{p2}$  je hmotnost profilu stojiny

$m_{vozX}$  je hmotnost vozíků lin. vedení osy X

$m_{ppv}$  je hmotnost podložek pod vozíky

$m_{HZ}$  je hmotnost hřebene pro osu Z

$m_{LVZ}$  je hmotnost kolejnice liv. vedení osy Z

$m_{EX}$  je hmotnost energet. řetězu i s kabely osy X

$m_{PAS}$  je hmotnost pastorku

$m_H$  je hmotnost hřídele

$m_{VH}$  je hmotnost vložené hřídele

$m_{PŘ1}$  je hmotnost převodovky 1

$m_{M1}$  je hmotnost motoru 1

$m_{TL}$  je hmotnost tělesa ložisek

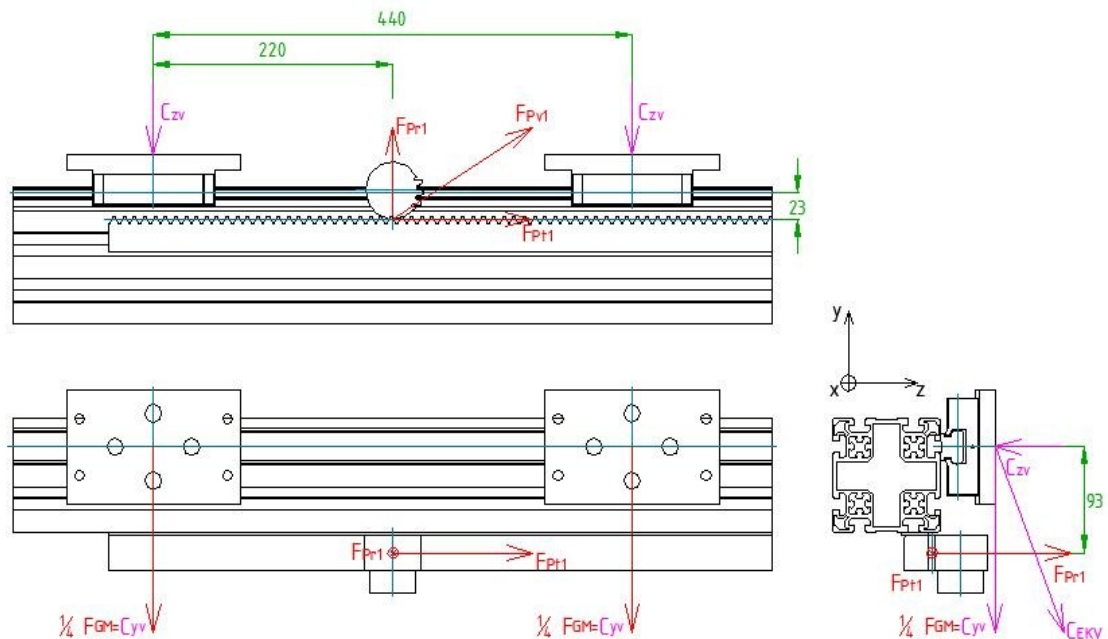
$m_{LOŽ}$  je hmotnost ložisek

$m_{KEX}$  je hmotnost konzole pro nosič energií osy X  
 $m_{KRYT}$  je hmotnost všech krytů na manipulátoru  
 $m_{SPOJ}$  je odhadnutá hmotnost spojovacího materiálu  
 $m_{PŘÍD}$  je hmotnost pro případný přídatný materiál

Jednotlivé hmotnosti komponent byly zjištěny v jejich katalogových listech, případně určeny pomocí softwaru Autodesk Inventor. Na základě výpočtu dle rovnice 1.30 lze tedy říci, že pohon je navržen s určitou rezervou a jsme tedy na straně bezpečnosti.

### 6.2.3 Kontrola lineárního vedení

Kontrola lineárního vedení bude provedena na základě znalosti silových poměrů působících na jednotlivé vozíky. Tyto síly budou následně porovnány s maximálními hodnotami udávanými výrobcem pro daný typ lineárního vedení. Abychom mohli správně určit jednotlivé síly, je nutné si je zakreslit do schématu. Jelikož je pohon osy X umístěn na relativně tuhé konstrukci budeme uvažovat pouze silové zatížení jednotlivých vozíků. Toto schéma je názorně zakresleno na obr. 32.



obr. 32 Silové poměry na lineárním vedení osy X

#### Výpočet tíhové složky síly od hmotnosti manipulátoru

$$F_{GM} = m_M \cdot g = 300 \cdot 9,81 = 2943N \quad (1.31)$$

Kde:  $F_{GM}$  je tíhová síla od hmotnosti manipulátoru

### Výpočet síly na 1 vozíku v ose y (viz obr. 32)

Celý manipulátor je umístěn na konstrukci zásobníku pomocí 4 vozíků lineárního vedení. Celková zatěžující síla od hmotnosti manipulátoru bude tedy rozložena do 4 složek resp. vozíků.

$$C_{YV} = \frac{1}{4} \cdot F_{GM} = 0,25 \cdot 2943 = 735,75 \text{ N} \quad (1.32)$$

Kde:  $C_{YV}$  je vypočtená síla v ose y na 1 vozík

### Výpočet síly na 1 vozíku v ose z (viz obr. 32)

Jelikož radiální síla vyvozená pohonem pastorku působí přesně uprostřed mezi oběma vozíky lineárního vedení, bude reakční síla na jednom vozíku rovna přesně polovině této zatěžující radiální síly.

$$C_{ZV} = \frac{F_{Pr1}}{2} = \frac{168,8}{2} = 84,4 \text{ N} \quad (1.33)$$

Kde:  $C_{ZV}$  je vypočtená síla v ose z na 1 vozík

Dle katalogu (příloha G) můžeme porovnat vypočtené hodnoty zatížení v jednotlivých osách.

$$C_{Y0} = 4560 \text{ N} > C_{YV} = 735,75 \text{ N} \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (1.34)$$

$$C_{Z0} = 2200 \text{ N} > C_{ZV} = 84,4 \text{ N} \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (1.35)$$

Kde:  $C_{Y0}$  je max. dynamické ztížení vozíku v ose Y

$C_{Z0}$  je max. dynamické zatížení vozíku v ose Z

### Výpočet životnosti lineárního vedení v ose X

Výpočet životnosti vychází z rovnic uváděných výrobcem (příloha G, str. 17).

$$C_{EKV} = \sqrt[2]{C_{YV}^2 + C_{ZV}^2} = \sqrt[2]{735,75^2 + 84,4^2} = 740,6 \text{ N} \quad (1.36)$$

Kde:  $C_{EKV}$  je ekvivalentní (výsledné) dynamické zatížení vozíku

$$C_{Y,Z} = \sqrt[2]{C_{Y0}^2 + C_{Z0}^2} = \sqrt[2]{4560^2 + 2200^2} = 5063 \text{ N} \quad (1.37)$$

Kde:  $C_{Y,Z}$  je celkové povolené dynamické zatížení vozíku

$$L_X = \left( \frac{C_{Y,Z}}{C_{EKV}} \right)^3 \cdot 10^5 = \left( \frac{5063}{740,6} \right)^3 \cdot 10^5 = 31950132,2 \text{ m} \quad (1.38)$$

Kde:  $L_X$  je životnost lineárního vedení osy X v metrech

$$L_{Xh} = \frac{L_X}{2 \cdot s \cdot n \cdot 60} = \frac{31950132,2}{2 \cdot 3,57 \cdot 4 \cdot 60} = 186450,4 \text{ h} \quad (1.39)$$

Kde:  $s$  je délka pracovního pojezdu v metrech

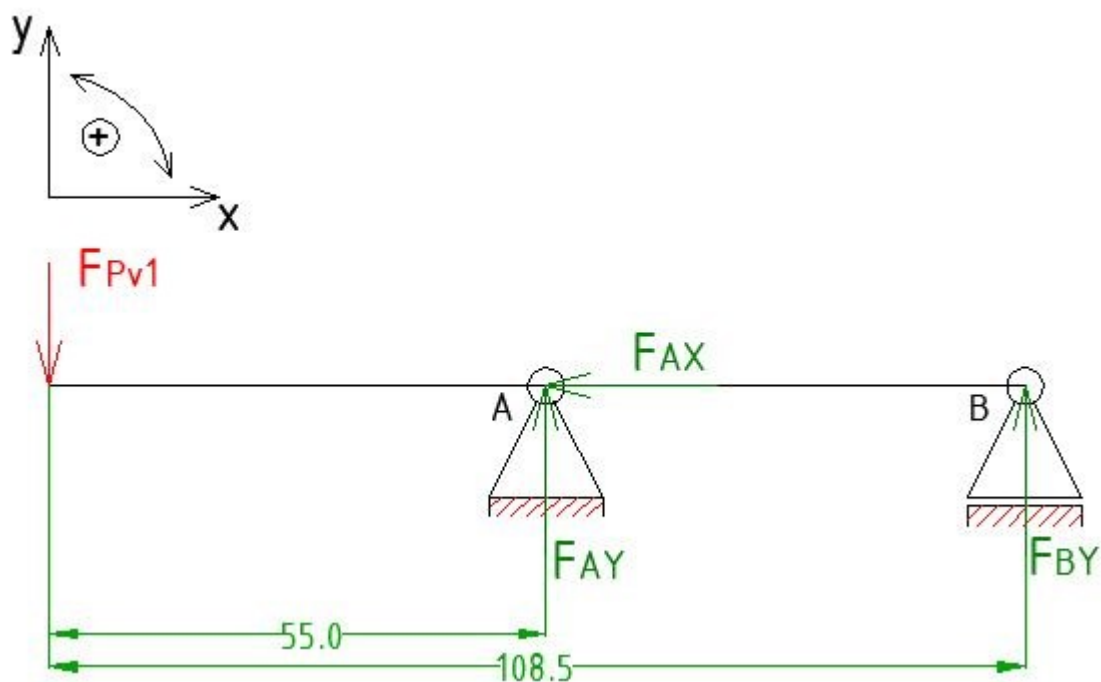
$n$  počet pracovních zdvihů (přejezdů) za minutu

$L_{Xh}$  je životnost lin. vedení osy X v hodinách



## 6.2.4 Kontrolní výpočet hřídele

Pro kontrolní výpočet hřídele je třeba znát celkové radiální zatížení, jeho polohu vůči jednotlivým podporám resp. ložiskům dále pak navržené parametry hřídele jako rozměry, průměry, materiál a podobně. Tyto parametry už známe a můžeme tedy začít s výpočtem reakcí v jednotlivých podporách. Dle návrhu hřídele na obr. 30 tuto můžeme schematicky překreslit a naznačit silové účinky resp. reakce v jednotlivých podporách (obr. 33)



obr. 33 Silové účinky na hřídeli

Při výpočtu reakcí v jednotlivých podporách vycházíme ze základních rovnic rovnováhy.

$$\sum F_{iX} = 0; F_{AX} = 0 \quad (1.40)$$

Kde:  $\sum F_{iX}$  je součet všech sil v ose x

$F_{AX}$  je reakční síla v podpoře A

$$\sum F_{iY} = 0; F_{AY} + F_{BY} - F_{pv1} = 0 \quad (1.41)$$

Kde:  $\sum F_{iY}$  je součet všech sil v ose y

$F_{BY}$  je reakční síla v podpoře B

$$\sum M_{iB} = 0; -F_{pv1} \cdot 108,5 + F_{AY} \cdot (108,5 - 55) = 0 \quad (1.42)$$

Kde:  $\sum M_{iB}$  je součet všech momentů vztažený k bodu B

Úpravou rovnice 41 a následným vyjádřením  $F_{AY}$  získáme následující vztah.

$$F_{AY} = \frac{F_{pv1} \cdot 108,5}{108,5 - 55} = \frac{468,25 \cdot 108,5}{108,5 - 55} = 949,6 \text{ N} \quad (1.43)$$

Ze vztahu 1.41 vyjádříme  $F_{BY}$  a dosadíme již známé hodnoty.

$$F_{BY} = F_{P_{v1}} - F_{AY} = 468,25 - 949,6 = -481,4 \text{ N} \quad (1.44)$$

Znaménko mínus u výsledku rovnice 1.44 nám říká, že výsledná reakce má opačný směr působení, než bylo původně ve schématu zakresleno. Nyní máme vypočítané reakce v jednotlivých podporách a na jejich základě můžeme dále zkontrolovat ložiska.

### Výpočet nejmenšího průměru hřídele z podmínky na dovolený krut

Dle [14] byly určeny základní mechanické vlastnosti použitého materiálu, zejména pro náš výpočet důležité dovolené napětí v krutu. Vzhledem k charakteru zatěžování hřídele počítáme s dovolenou hodnotou napětí pro střídavý krut  $\tau_{KD}=50$  MPa. Z rovnice pro výpočet napětí v krutu dle [15] s dalších známých parametrů tedy vyjádříme minimální průměr hřídele  $d_{MIN}$  a ten dopočítáme.

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{M_{KP}}{\frac{\pi \cdot d_{MIN}^3}{16}} \leq \tau_{KD} \quad (1.45)$$

Kde:  $\tau_K$  je napětí v krutu

$\tau_{KD}$  je dovolené napětí v krutu

$W_K$  modul průřezu v krutu

$d_{MIN}$  je minimální průměr hřídele

Z rovnice 1.45 vyjádříme  $d_{MIN}$  a dostaneme následující vztah.

$$d_{MIN} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{KP}}{\pi \cdot \tau_{KD}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 11830}{\pi \cdot 50}} = 10,64 \text{ mm} \quad (1.46)$$

Tento vypočtený minimální průměr porovnáme s navrženým průměrem, přičemž musíme odečíst hodnotu hloubky drážky pro pero na hřídeli.

$$d_{MIN} \leq d_S = d - t = 16,5 \text{ mm} \quad (1.47)$$

Kde:  $d_S$  je skutečný minimální průměr hřídele

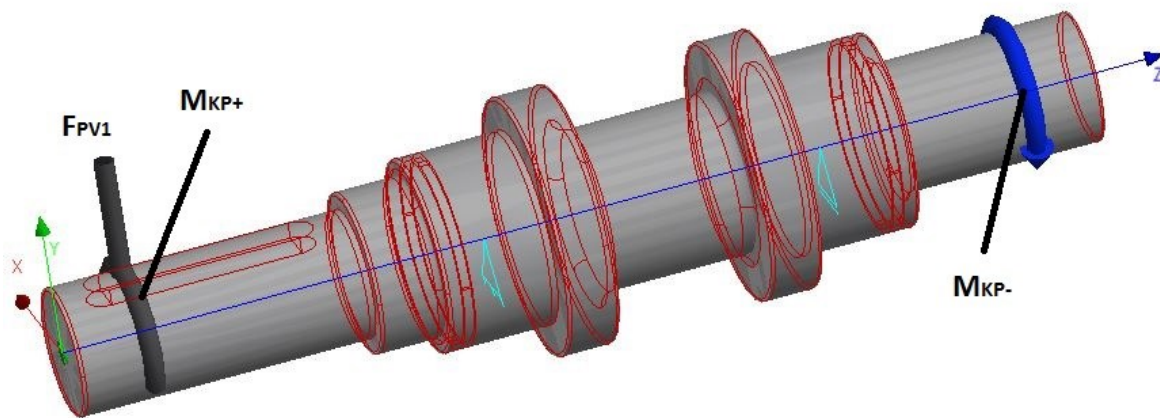
$d$  je minimální průměr hřídele bez odečtení drážky pro pero

$t$  je hloubka drážky pro pero na hřídeli [14]

Navržený průměr hřídele **VYHOVUJE** podmínce pro dovolený krut.

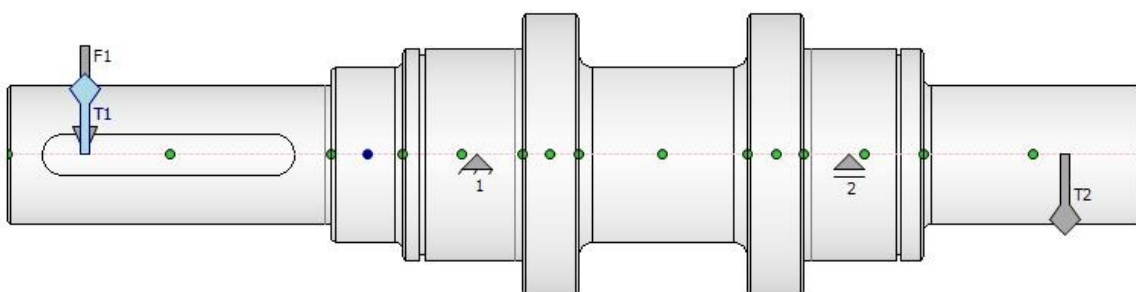
### Určení průběhů smykových sil, ohybového momentu a napětí.

Tento výpočet je řešitelný analyticky, nicméně pro grafickou názornost a lepší přesnost byl proveden v prostředí Autodesk Inventor v programové nástavbě Design Accelerator. Na základě tohoto výpočtu je možné taky porovnat hodnoty reakcí pomocí analytické metody a hodnoty vypočtené programově, čímž se dá taky zkontrolovat správnost analytického výpočtu. Jelikož do výpočtu vstupuje hodnota výsledné působící síly a nemáme zde žádné přidavné namáhání je možno výpočet resp. průběh sil a momentů řešit pouze v jedné pracovní rovině Y-Z viz obr. 34.



obr. 34 3D pohled - definování zatížení hřídele

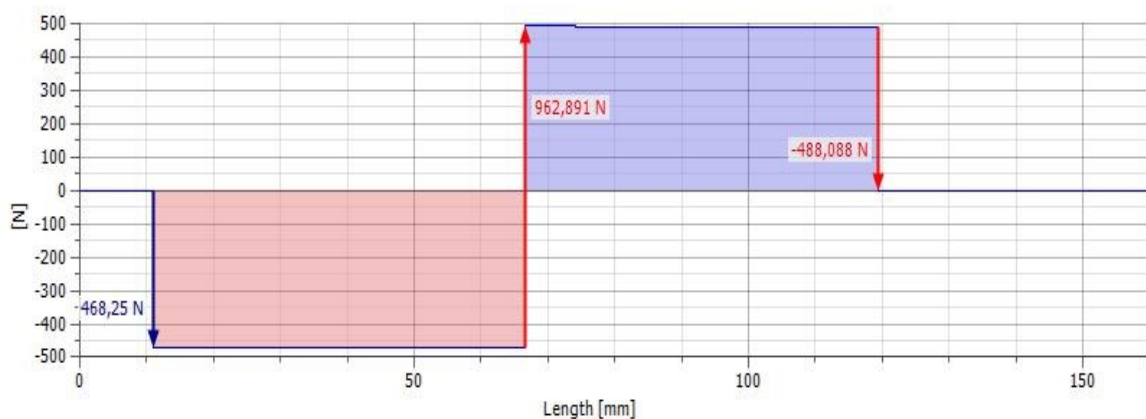
Pro další postup výpočtu postačí zobrazení v 2D rovině Y-Z viz obr. 35.



obr. 35 2D definice zatížení v rovině Y-Z

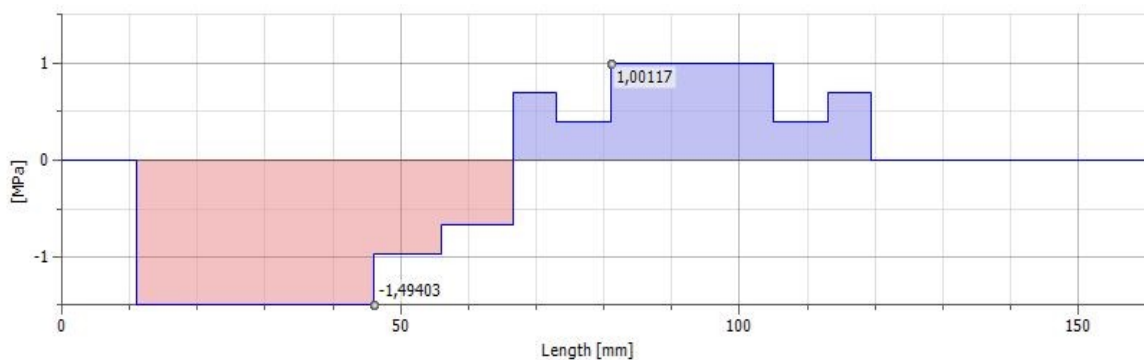
Po definování materiálu a jeho mechanických vlastností do prostředí výpočtového program definici zatížení viz obr. 34 a 35 byl proveden výpočet smykových sil, ohybových momentů, smykového napětí, ohybového napětí, napětí v krutu a redukovaného napětí dle pevnostní hypotézy HMH. Výsledky tohoto výpočtu jsou zřejmé z níže uvedených obrázků.

### Výpočet silových a momentových účinků na hřídeli

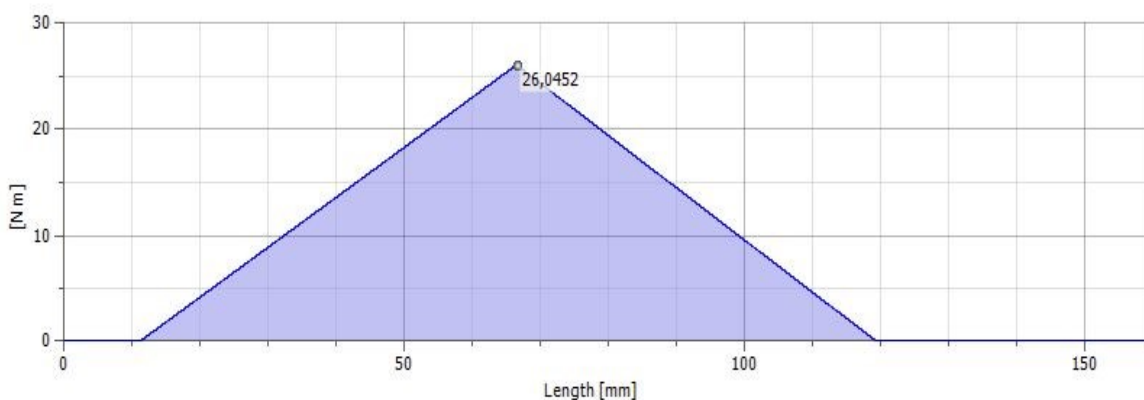


obr. 36 Průběh smykových (posouvajících sil) na hřídeli

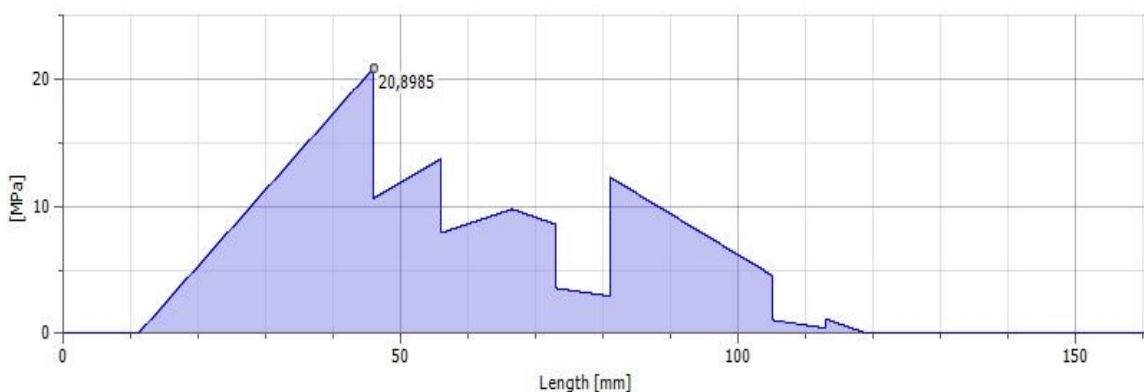
Z výpočtu a průběhu sil na obr. 36 vidíme hodnoty reakčních sil v podporách, je zde vidět mírný rozdíl ve výsledcích. U analytické metody výpočtu reakcí se jejich hodnoty liší řádově o 10-15 N. Tento rozdíl je způsoben tím, že programový výpočet bere v potaz i vlastní váhu hřídele a tak lze říci, že analytický výpočet reakcí je správný. Pro kontrolu ložisek je tedy možno použít reakce vypočtené analyticky.



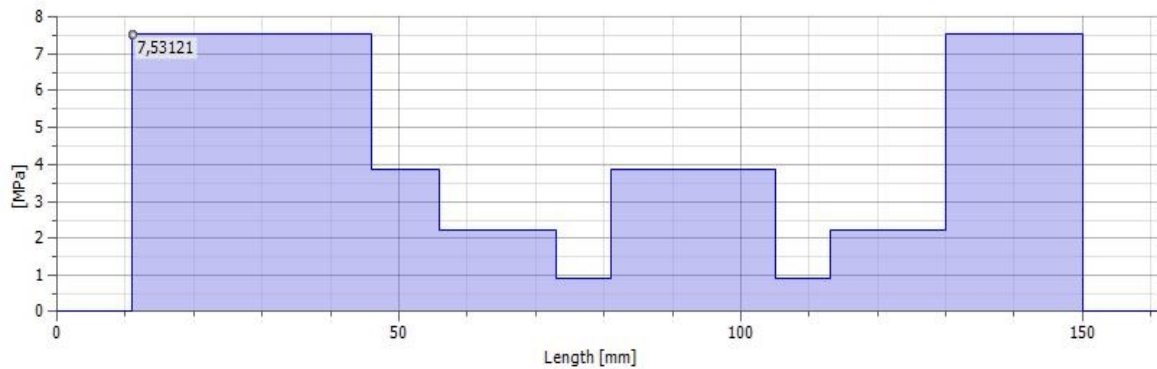
obr. 37 Průběh smykového napětí na hřídeli



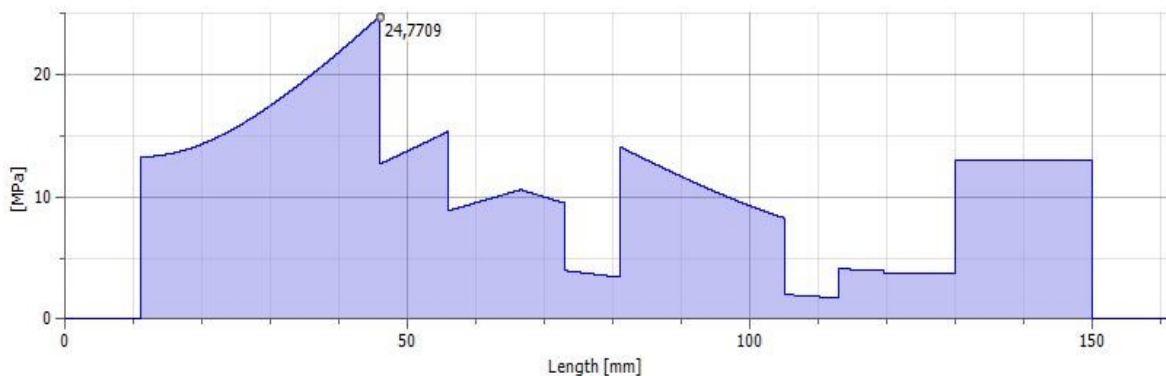
obr. 38 Průběh ohybového momentu na hřídeli



obr. 39 Průběh ohybového napětí na hřídeli



obr. 40 Průběh napětí v krutu na hřídeli

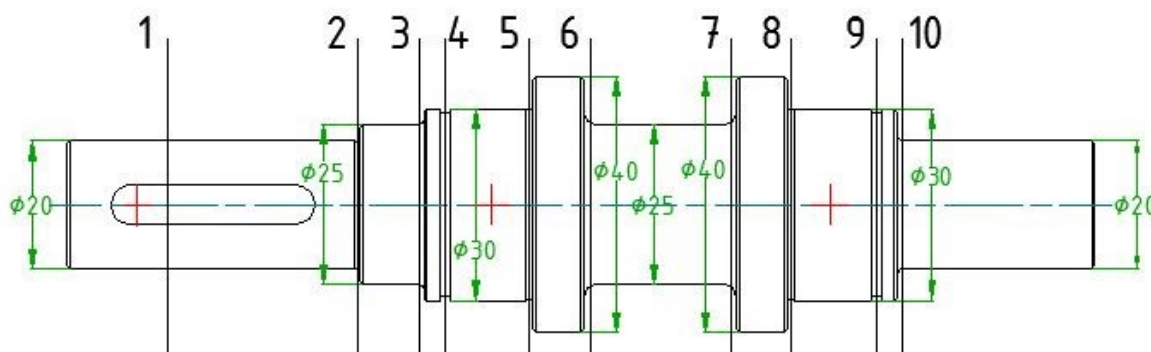


obr. 41 Průběh redukovaného napětí na hřídeli dle HMM

Nyní máme vyřešené silové a momentové účinky a je třeba provést kontrolu hřídele v kritických místech a stanovit jednotlivé statické bezpečnosti v daných místech. Doporučená statická bezpečnost byla zvolena na  $K_S=2$ . Pro tyto účely je třeba nejprve vytipovat kritická místa, stanovit u nich tvarové součinitele  $\alpha$  a následně podle vypočtených silových účinků vypočítat redukovaná napětí dle hypotézy HMM v každém zvoleném průřezu. Do výpočtů výsledných bezpečností nám vstupují hodnoty smykové síly, ohybového momentu a krouticího momentu. Tyto hodnoty jsou vyčteny z výsledných grafů programového výpočtu silových účinků na hřídeli. Pro názornost je uveden příklad výpočtu v jednom zvoleném kritickém místě. Výsledky programového výpočtu u všech průřezů jsou shrnuty v tabulce č. 1. Za kritické průřezy na hřídeli jsou považována místa změny průměru, drážky pro pera díry pro pojistné kolíky, zápichy a podobně. Jejich počet je tedy případ od případu rozdílný. V závislosti na tvaru a charakteru tohoto kritického místa zde určujeme tvarový součinitel koncentrace napětí  $\alpha$  a to jak pro namáhání v ohybu tak pro namáhání ve smyku resp. namáhání v krutu. Mnou vytipovaná kritická místa jsou vyznačena a popsána na obrázku 42. V kritickém místě s nejnižší statickou bezpečností je provedena unavová kontrola. Výsledky statické kontroly hřídele jsou shrnuty v tabulce č. 2. [14] [15] [16]

Tabulka 1 Výsledky silových a momentových účinků v kritických místech hřídele

Kritické místo	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10
Smyková síla [N]	468,6	469,5	469,7	469,9	492,2	491,3	490,5	489,7	0,9	0,7
Ohybový moment [Nm]	2,31	16,2	20,9	22,5	23,1	18,2	7,8	2,9	0,015	0,01
Krouticí moment [Nm]	11,83	11,83	11,83	11,83	11,83	11,83	11,83	11,83	11,83	11,83



obr. 42 Vytipovaná kritická místa na hřídeli

### Příklad výpočtu statické bezpečnosti v kritickém místě 02

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 19,8^2}{4} = 307,91 \text{ mm}^2 \quad (1.48)$$

Kde:  $S$  je plocha průřezu

$D$  je průměr daného průřezu

$$W_o = \frac{\pi \cdot D^3}{32} = \frac{\pi \cdot 19,8^3}{32} = 462,071 \text{ mm}^3 \quad (1.49)$$

Kde:  $W_o$  je modul daného průřezu v ohybu

$$W_K = \frac{\pi \cdot D^3}{16} = \frac{\pi \cdot 19,8^3}{16} = 1524,142 \text{ mm}^3 \quad (1.50)$$

Kde:  $W_K$  je modul daného průřezu v krutu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{16200}{7620,71} = 21,258 \text{ MPa} \quad (1.51)$$

Kde:  $\sigma_o$  je napětí v ohybu v daném průřezu

$M_o$  je ohybový moment v daném průřezu

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{11830}{1524,142} = 7,762 \text{ MPa} \quad (1.52)$$

Kde:  $\tau_K$  je napětí v krutu v daném průřezu

$M_K$  je krouticí moment působící v daném průřezu

$$\tau_s = \frac{F_s}{S} = \frac{469,5}{307,91} = 1,525 \text{ MPa} \quad (1.53)$$

Kde:  $\tau_s$  je smykové napětí v daném průřezu

$F_s$  je smyková síla působící v daném průřezu

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_0 \cdot \alpha_\sigma)^2 + 3 \cdot (\tau_K \cdot \alpha_\tau + \tau_s \cdot \alpha_\tau)^2} \quad (1.54)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(21,258 \cdot 2,68)^2 + 3 \cdot (7,762 \cdot 1,73 + 1,525 \cdot 1,73)^2}$$

$$\sigma_{red} = 63,404 \text{ MPa}$$

Kde:  $\sigma_{RED}$  je redukované napětí v daném průřezu

$\alpha_\sigma$  je tvarový součinitel koncentrace napětí v ohybu

$\alpha_\tau$  je tvarový součinitel koncentrace napětí v krutu (smyku)

$$K_S = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{300}{48,54163} = 6,2 \quad (1.55)$$

Kde:  $K_S$  je součinitel statické bezpečnosti v daném průřezu

$R_e$  je minimální mez kluzu materiálu hřídele

Výše uvedený postup byl aplikován na všechny vytipované kritické průřezy navrženého hřídele. Z výsledků uvedených v tabulce 2 na následující straně je zřejmé, že všechna kontrovaná místa vyhovují statické kontrole. V místě 02 byla zjištěna nejmenší statická bezpečnost a z tohoto důvodu zde bude provedena únavová kontrola. Pro tuhle kontrolu je doporučená hodnota minimální bezpečnosti zvolena dle [14] na  $\eta_D=1,8[-]$ .

Tabulka 2 Výsledky statické kontroly hřídele

Krit. místo	$\alpha_\sigma$ [-]	$\alpha_\tau$ [-]	S [mm <sup>2</sup> ]	F <sub>s</sub> [N]	M <sub>k</sub> [Nm]	M <sub>o</sub> [Nm]	W <sub>k</sub> [mm <sup>3</sup> ]	W <sub>o</sub> [mm <sup>3</sup> ]	$\tau_s$ [MPa]	$\tau_k$ [MPa]	$\sigma_o$ [MPa]	$\sigma_{RED}$ [MPa]	K <sub>s</sub> [-]
01	1,76	1,54	213,83	468,6	11830	2310	882,027	441,013	2,191	13,412	5,238	42,630	6,92
02	2,68	1,73	307,91	469,5	11830	16200	1524,142	762,071	1,525	7,762	21,258	63,404	4,65
03	1,97	1,45	490,87	469,7	11830	20900	3067,962	1533,981	0,957	3,856	13,625	29,437	10,02
04	1,88	1,29	642,42	469,9	11830	22500	4593,334	2296,667	0,731	2,575	9,797	19,845	14,87
05	2,68	1,73	697,46	492,2	11830	23100	5196,114	2598,057	0,706	2,277	8,891	25,449	11,59
06	1,61	1,32	490,87	491,3	11830	18200	3067,962	1533,981	1,001	3,856	11,865	22,095	13,35
07	1,61	1,32	490,87	490,5	11830	7800	3067,962	1533,981	0,999	3,856	5,085	13,793	21,39
08	2,68	1,73	697,46	489,7	11830	2900	5196,114	2598,057	0,702	2,277	1,116	9,414	31,34
09	1,88	1,29	642,42	0,9	11830	15	4593,334	2296,667	0,001	2,575	0,007	5,758	51,24
10	2,06	1,56	314,16	0,7	11830	10	1570,796	785,398	0,002	7,531	0,013	20,355	14,49



## Kontrola hřídele na únavu v kritickém místě 02

V tomto místě byl určen součinitel velikosti součásti  $\varepsilon_V=0,85$  [-], součinitel jakosti povrchu  $\eta_P=0,86$  [-]. Pro výpočet vrubového součinitele  $\beta_V$  byl volen vztah podle Heywooda. Všechny součinitele a výpočtové vztahy byly voleny a použity dle [17].

$$\beta_V = \frac{\alpha_\sigma}{1 + 2 \cdot \frac{\alpha_\sigma - 1}{\alpha_\sigma} \cdot \sqrt[2]{\frac{\alpha'}{\rho}}} = \frac{2,68}{1 + 2 \cdot \frac{2,68 - 1}{2,68} \cdot \sqrt[2]{\frac{0,0563}{0,2}}} = 1,6094 \quad (1.56)$$

Kde:  $\alpha'$  je konstanta daná tvarem vrubu a pevností materiálu dle Heywooda  
 $\rho$  je poloměr vrubu

$$\alpha' = \left(\frac{140}{Rm}\right)^2 = \left(\frac{140}{590}\right)^2 = 0,0563 \quad (1.57)$$

Kde:  $Rm$  je minimální mez pevnosti materiálu

$$\sigma_{Co} = 0,35 \cdot Rm = 0,35 \cdot 590 = 206,5 \text{ MPa} \quad (1.58)$$

Kde:  $\sigma_{Co}$  je mez únavy pro hladký vzorek

$$\sigma_{Co}^* = \frac{\sigma_{Co} \cdot \varepsilon_V \cdot \eta_P}{\beta_V} = \frac{206,5 \cdot 0,85 \cdot 0,86}{1,6094} = 93,82 \text{ MPa} \quad (1.59)$$

Kde:  $\sigma_{Co}^*$  je mez únavy skutečné součásti

$$\eta_\sigma = \frac{\sigma_{Co}^*}{\sigma_{Co}} = \frac{93,82}{21,258} = 4,41 \quad (1.60)$$

Kde:  $\eta_\sigma$  je dynamická bezpečnost v ohybu

$$\eta_\tau = \frac{\tau_{KR}}{\tau_K \cdot \alpha_\tau} = \frac{0,5 \cdot Re}{\tau_K \cdot \alpha_\tau} = \frac{0,5 \cdot 300}{7,762 \cdot 1,73} = 11,17 \quad (1.61)$$

Kde:  $\eta_\tau$  je statická bezpečnost v krutu

$\tau_{KR}$  je teoretická mez únavy materiálu v krutu

$$\eta = \frac{\eta_\sigma \cdot \eta_\tau}{\sqrt{\eta_\sigma^2 + \eta_\tau^2}} = \frac{4,41 \cdot 11,17}{\sqrt{4,41^2 + 11,17^2}} = 4,14 \quad (1.62)$$

Kde:  $\eta$  je výsledná bezpečnost

$$\eta \geq \eta_D \rightarrow 4,14 \geq 1,8 \quad (1.63)$$

Z podmínky uvedené rovnicí 1.63 vyplývá, že kontrované kritické místo 02

**VYHOVUJE** únavové kontrole.

## 6.2.5 Kontrolní výpočet ložisek

Pro moje použití ložisek volím statickou bezpečnost  $s_0=5$  a minimální počet provozních hodin 20000h. Ložiska jsou zatížena pouze radiální silou, z čehož plyne, že ekvivalentní statické i dynamické zatížení ložiska je přímo rovno reakcím  $F_{AY}$  a  $F_{BY}$ . Pro výpočet uvažujeme horší variantu reakce, tedy  $F_{AY}$ . Nyní můžeme pomocí vztahu 1.65 provést statický výpočet ložiska. Následně pak pomocí vztahu 1.66 a 1.67 provést dynamický výpočet ložiska modifikovanou rovnicí. Součinitel  $a_{SKF}$  po tuto aplikaci, kdy je ložisko mazáno plastickým mazivem dosazujeme jako  $a_{SKF}=1$ . Parametry pro výpočet použitých ložisek jsou uvedeny v katalogu (příloha F, str. 334, 335). Otáčky hřídele určují otáčky motoru snížené převodovým poměrem převodovky.[13]

$$n_H = \frac{n_{M1}}{i_1} = \frac{6000}{35} = 171,43 \text{ min}^{-1} \quad (1.64)$$

Kde:  $n_H$  jsou otáčky hřídele

$n_{M1}$  jsou výstupní otáčky motoru

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{C_0}{F_{AY}} = \frac{8300}{949,6} = 8,7 > 5 \quad (1.65)$$

Kde:  $s_0$  je požadovaná statická bezpečnost

$C_0$  je základní statická únosnost ložiska

$P_0$  je ekvivalentní statické zatížení ložiska

Ložisko **VYHOVUJE** statické kontrole.

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p = 1 \cdot 1 \cdot \left(\frac{13800}{949,6}\right)^3 = 3069,13 \text{ mil. ot.} \quad (1.66)$$

Kde:  $L_{10}$  je základní trvanlivost při 90% spolehlivosti

$C$  je základní dynamická únosnost ložiska

$P$  je ekvivalentní dynamické zatížení ložiska

$p$  je exponent rovnice trvanlivosti (pro bodový styk  $p=3$ )

$a_1$  je součinitel spolehlivosti [13]

$a_{SKF}$  je součinitel teorie trvanlivosti dle SKF [13]

$L_{nm}$  je trvanlivost podle SKF (v miliónech otáček)

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 \cdot n_H} \cdot L_{nm} = \frac{10^6}{60 \cdot 171,43} \cdot 3069,13 = 298385,15 \text{ h} \quad (1.67)$$

Kde:  $L_{nmh}$  je trvanlivost podle SKF (provozní hodiny)

Na základě provedenéh výpočtu dle teorie trvanlivosti SKF mnou zvolené ložisko téměř patnáctinásobně převyšuje požadovanou trvanlivost. Ložisko tedy **VYHOVUJE** dynamické kontrole.

## 6.2.6 Kontrola navrženého pera

Je navrženo pero dle [14] **6e7x6x36 ČSN 02 2562**. Parametry potřebné pro výpočet jsou:  $t=3,5$  mm;  $t_1=2,5$  mm;  $b=6$  mm;  $h=6$  mm;  $l=36$  mm; dovolené namáhání v tlaku pro střídavé zatížení a ocel 11 600 je  $p_D=80$  MPa a dovolené napětí ve stíhu je  $\tau_D=60$  MPa. Jelikož je material pastorku C45 což je ekvivalentní značení pro ocel 12 050 je jeho dovolené namáhání v tlaku vyšší než u použitého pera. Z tohoto důvodu bude na otlačení kontrolována část pera přenášející krouticí moment na drážku pastorku.

### Kontrola otlačení boku drážky v hřídeli

$$F_H = \frac{M_{K01}}{\frac{d_{01}}{2} - \frac{t}{2}} = \frac{11830}{10 - 3,5} = 1820 \text{ N} \quad (1.68)$$

Kde:  $F_H$  je síla působící na boku drážky v hřídeli

$M_{K01}$  je krouticí moment v místě 01

$d_{01}$  je průměr hřídele v místě 01

$t$  je hloubka drážky v hřídeli

$$S_H = t \cdot l = 3,5 \cdot 36 = 126 \text{ mm}^2 \quad (1.69)$$

Kde:  $S_H$  je plocha drážky v hřídeli

$l$  je délka drážky resp. pera

$$p_H = \frac{F_H}{S_H} = \frac{1820}{126} = 14,45 \text{ MPa} \quad (1.70)$$

Kde:  $p_H$  je tlak působící na bok drážky v hřídeli

$$p_H = 14,45 \leq 80 = p_D \quad (1.71)$$

### VYHOVUJE

### Kontrola otlačení pera v drážce pastorku

$$F_P = \frac{M_{K01}}{\frac{d_{01}}{2} - \frac{t_1}{2}} = \frac{11830}{10 - 2,5} = 1577,3 \text{ N} \quad (1.72)$$

Kde:  $F_P$  je síla působící na bok pera v drážce pastorku

$t_1$  je hloubka drážky pro pero v pastorku

$$S_P = t_1 \cdot (l - b) = 2,5 \cdot (36 - 6) = 75 \text{ mm}^2 \quad (1.73)$$

Kde:  $S_P$  je plocha pera opírající se o drážku v pastorku

$b$  je šířka pera

$$p_P = \frac{F_P}{S_P} = \frac{1577,3}{75} = 21,03 \text{ MPa} \quad (1.74)$$

Kde:  $p_P$  je tlak působící na bok pera v drážce pastorku

$$p_P = 21,03 \leq 80 = p_D \quad (1.75)$$

### VYHOVUJE

### Kontrola navrženého pera na stříh

$$F_{SP} = \frac{M_{K01}}{\frac{d_{01}}{2}} = \frac{11830}{10} 1183 \text{ N} \quad (1.76)$$

Kde:  $F_{SP}$  je střížná síla působící na pero

$$S_S = b \cdot (l - b) = 6 \cdot (36 - 6) = 180 \text{ mm}^2 \quad (1.77)$$

Kde:  $S_S$  je střížná plocha pera

$$\tau_{SP} = \frac{F_{SP}}{S_S} = \frac{1183}{180} = 6,57 \text{ MPa} \quad (1.78)$$

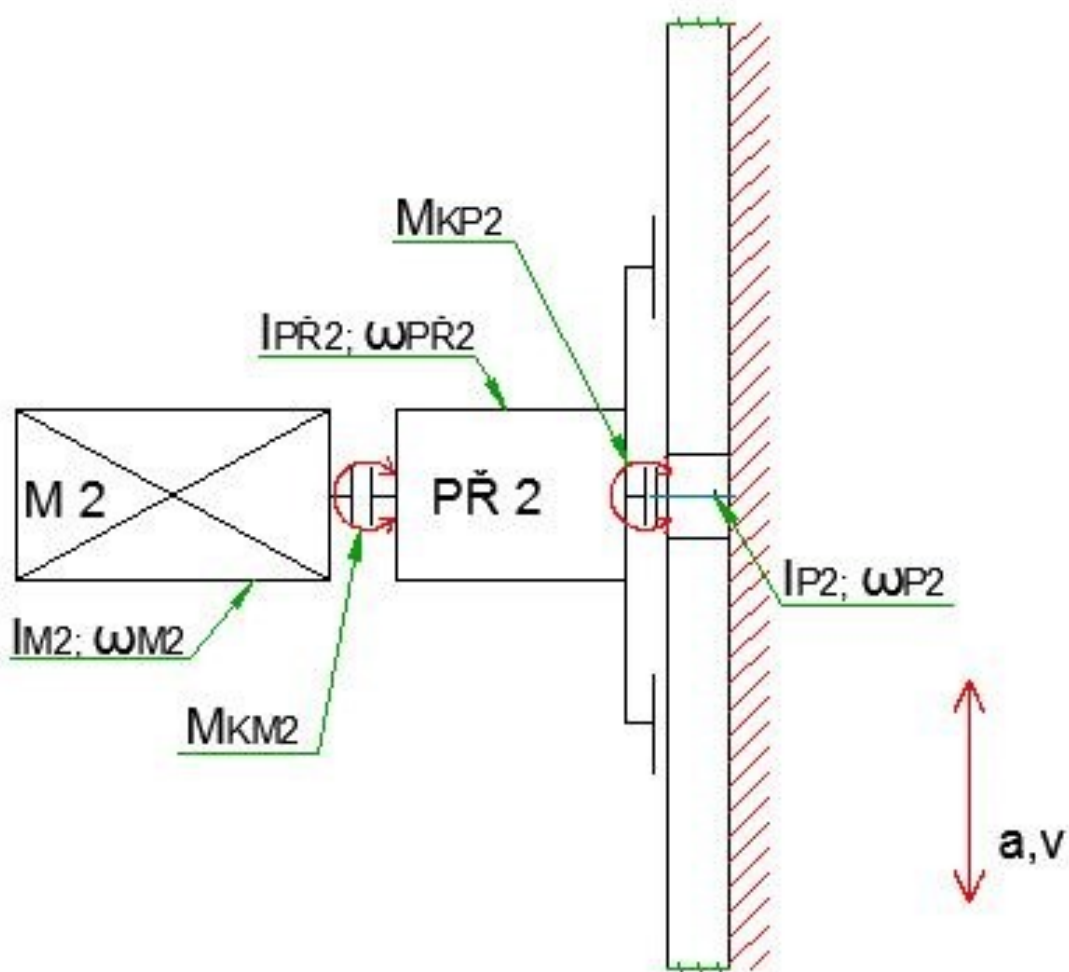
Kde:  $\tau_S$  je napětí ve stříhu

$$\tau_{SP} = 6,57 \leq 60 = \tau_D \quad (1.79)$$

**VYHOVUJE**

### 6.3 Pohon osy „Z“

Návrh pohonné jednotky pro pohybovou osu Z bude proveden stejným způsobem, který byl zmíněn již v kapitole 6.2. Nicméně bude tato jednotka co do konstrukce jednodušší, protože bude tvořena pouze třemi základními členy a to motorem, převodovkou a pastorkem. Motor je přírubově připevněn k tělesu převodovky a ta je opět pomocí příruby upevněna na nosnou desku pozice 11 na obr. 28. Pastorek je umístěn letmo na hřídeli převodovky a je proto nutné zkontrolovat zda výsledné radiální zatížení této hřídele nepřekračuje povolenou hranici uváděnou výrobcem převodovky.



obr. 43 Schéma pohonu pohybové osy Z

### 6.3.1 Volba komponent pohonu

#### Předběžná volba elektromotoru 2

Stejně jako v kapitole 6.2.1 bude volen elektromotor s brzdou od formy Siemens řady 1FK7. U pohonu osy Z nesmíme zapomenout na fakt, že se jedná o pohon ve svislém směru a tudíž nám do výpočtu vstupuje i tíhová síla od hmotnosti celého zakladače nástrojů.

$$F_{PZ} = 200N$$

$$F_{OZ} = m_Z \cdot a + m_Z \cdot g + F_{PZ} = 90 \cdot 0,5 + 90 \cdot 9,81 + 200 = 1127,9 N \quad (1.80)$$

Kde:  $F_{OZ}$  je síla v soustavě pohybové osy Z, kterou musí motor překonat

$F_{PZ}$  je síla uvažující pasivní odpory pohybové osy Z

$$\eta_{CZ} = \eta_{P-H} \cdot \eta_{P2} = 0,99 \cdot 0,94 = 0,9306 \quad (1.81)$$

Kde:  $\eta_{CZ}$  je celková účinnost pohybové osy Z

$\eta_{PH}$  je účinnost soustavy pastorek-hřeben

$\eta_{P2}$  je účinnost převodovky č. 2 (příloha VIII)

$$P_{M2} = \frac{F_{OZ} \cdot v}{\eta_{CZ} \cdot k_{VVZ}} = \frac{1127,9 \cdot 0,25}{0,9306 \cdot 0,6} = 505 W \quad (1.82)$$

Kde:  $P_{M2}$  je výkon elektromotoru 2

$v$  je zvolená pojezdová rychlost zakladače

$k_{VVZ}$  je součinitel zahrnující vnější vlivy působící v pohybové ose Z

Na základě předběžného výpočtu výkonu motoru volím elektromotor s brzdou **Siemens Sinamics S120, 1FK7034-5AK71**. Technické a elektrické parametry jsou uvedeny v příloze B. Volba stejného typu motoru pro obě pohybové osy je výhodná zejména pro možnost nákupu více jednotek na jednu objednávku což výrazně snižuje cenu. Stejně tak je k oběma motorům použito stejné elektro příslušenství, které je možno taktéž zakoupit ve více jednotkách a tak ušetřit.

#### Návrh převodového poměru – volba převodovky

Jelikož bude použit stejný pastorek i motor jako pro pohon pohybové osy X není návrhový výpočet převodového poměru nutný. Tento výpočet je uveden v kapitole 6.2.1. Volba převodovky tedy vyplývá z přípojovacích rozměrů zvoleného motoru a výše navrženého převodového poměru. Volím planetovou dvoustupňovou převodovku firmy **Apex Dynamics**, typu **PEII 090**, s převodovým poměrem  $i_2=30$  a přírubovým připojením motoru. Jelikož je zvolen opět nižší převodový poměr, než jaký byl navržený, bude nutno po kontrolním výpočtu přepočítat skutečnou rychlost pohybu v ose Z. Technické parametry zvolené převodovky jsou uvedeny v příloze H.

### Volba pastorku a hřebene

Jak bylo již výše zmíněno pastorek i hřeben budou voleny stejné jako pro pohybovou osu X. Jejich technické parametry jsou uvedeny v příloze E.

### Volba lineárního vedení

Pro aplikaci na pohybové ose Z jsem zvolil kuličkové lineární vedení firmy **Bosch Rexroth**. Konkrétně se jedná o kolejnici s typovým označením **R1605 704 31** a vozík s typovým označením **R1622 794 20**. Bylo voleno únosnější, přesnější a tužší lineární vedení a to zejména díky tomu, že je zakladač nástrojů v ose Z veden pouze pomocí dvojice vozíků pojíždějících po jedné kolejnici. Technické parametry viz příloha I.

### 6.3.2 Kontrolní výpočet pohonu

Stejně jako v kapitole 6.2.2 bude kontrolní výpočet vyházet z rovnosti kinetických energií dvou soustav. Soustavy skutečné a soustavy redukované. Opět se jedná o redukci na posuvný pohyb, kde jednotlivé rotační pohyby v pohonné jednotce redukuje na jednoduchý posuvný pohyb fiktivního tělesa. Máme již předběžně navržené komponenty pohonu, známe jejich technické parametry (viz přílohy), které jsou taky znázorněny na schématu obr. 43, a můžeme tedy sestavit základní rovnice.

$$E_{K-RED2} = E_{K-SKUT2} \quad (1.83)$$

Kde:  $E_{K-RED2}$  je kinetická energie redukované soustavy č. 2

$E_{K-SKUT2}$  je kinetická energie skutečné soustavy č. 2

$$E_{K-RED2} = \frac{1}{2} \cdot m_{RED2} \cdot v^2 \quad (1.84)$$

Kde:  $m_{RED2}$  je redukovaná hmotnost soustavy č. 2

$$E_{K-SKUT2} = \frac{1}{2} \cdot m_Z \cdot v^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{M2} \cdot \omega_{M2}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{PŘ2} \cdot \omega_{PŘ2}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_P \cdot \omega_P^2 \quad (1.85)$$

Kde:  $I_{M2}$  je moment setrvačnosti motoru č. 2

$\omega_{M2}$  je úhlová rychlost otáčení motoru č. 2

$I_{PŘ2}$  je moment setrvačnosti převodovky č. 2 vztážený ke vstupu

$\omega_{PŘ2}$  je úhlová rychlost otáčení vstupní hřídele převodovky

$I_P$  je moment setrvačnosti pastorku

Ze schématu na obr. 43 víme že:

$$\omega_P = \frac{v}{\frac{d_W}{2}} \quad (1.86)$$

$$\omega_{PŘ2} = \omega_{M2} = \omega_P \cdot i_2 = \frac{i_2 \cdot v}{\frac{d_W}{2}} \quad (1.87)$$

Kde:  $i_2$  je převodový poměr převodovky č. 2

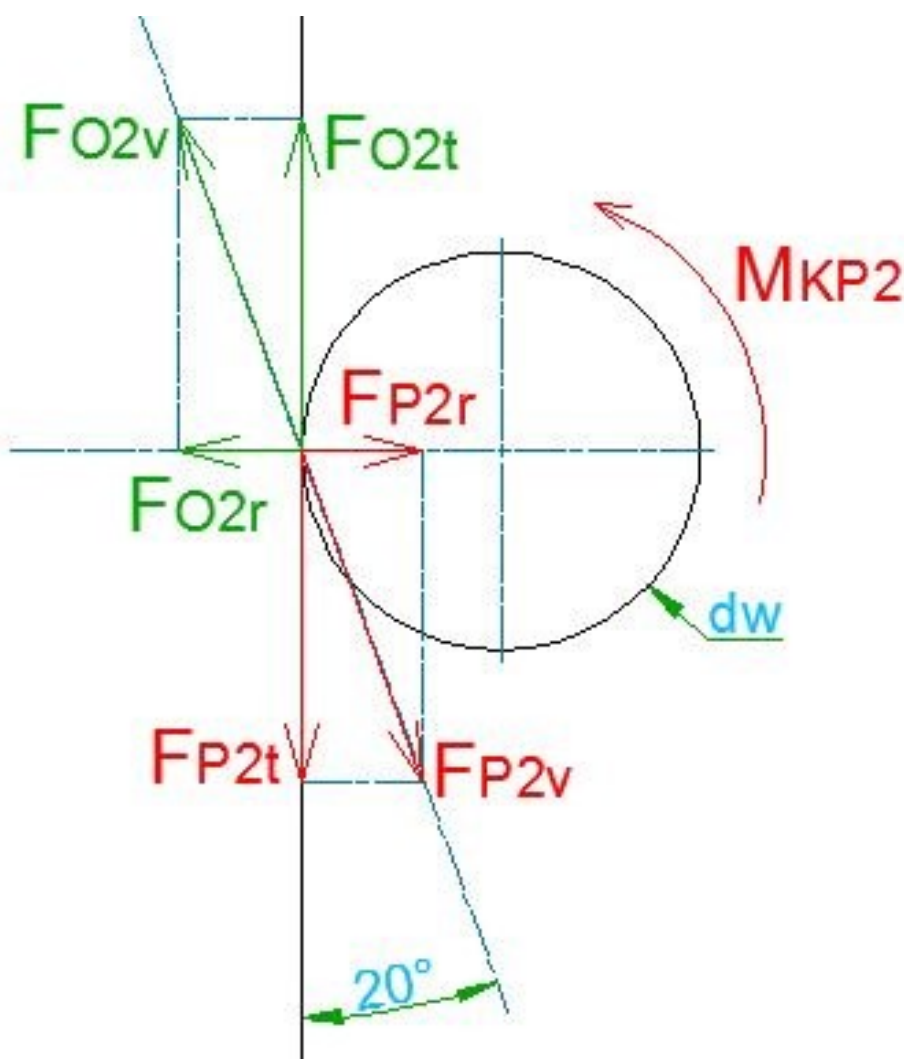
Dosazením vztahů 1.84 - 1.87 do základní rovnice 1.83 a následnou úpravou získáme vztah pro výpočet redukované hmotnosti soustavy č. 2.

$$m_{RED2} = m_Z + \left( \frac{i_2}{\frac{d_W}{2}} \right)^2 \cdot (I_{M2} + I_{PŘ2}) + \frac{1}{\left( \frac{d_W}{2} \right)^2} \cdot I_P \quad (1.88)$$

Jednotlivé parametry pro dosazení do výpočtu už známe z katalogů, nebo byly zjištěny pomocí software Autodesk Inventor a můžeme tedy dosadit do rovnice 1.88 a vypočítat hodnotu redukované hmotnosti soustavy č.2.

$$m_{RED2} = 90 + \left( \frac{30}{\frac{0,051}{2}} \right)^2 \cdot (0,000098 + 0,00002) + \frac{1}{\left( \frac{0,051}{2} \right)^2} \cdot 0,000272 = 253,74 \text{ kg}$$

Nyní známe redukovanou hmotnost soustavy č. 2 a můžeme tedy obdobně jako v kapitole 6.2.2 určit hnací sílu na obvodu roztečné kružnice pastorku potřebnou k pohonu pohybové osy Z, krouticí moment na pastorku, převodovce, motoru a následně tyto hodnoty porovnat s hodnotami uvedenými v katalogových listech. Silové poměry působící na obvodu pastorku jsou názorně zakresleny na schématu na obr. 44.



obr. 44 Silové poměry pastorek-hřeben v ose Z



### Výpočet hnací síly – tečné síly

$$F_{P2t} = m_{RED2} \cdot a + m_Z \cdot g + F_{PZ} = 253,74 \cdot 0,5 + 90 \cdot 9,81 + 200 = 1209,77 \text{ N} \quad (1.89)$$

Kde:  $F_{P2t}$  je tečná (hnací) síly na pastorku

Maximální síla působící tečně na obvodu roztečné kružnice tedy síla působící na zub v záběru je výrobcem stanovena na  $F_{P\text{MAX}} = 1,5 \text{ kN}$  (příloha E). Pastorek i hřeben **VYHOVUJÍ**.

### Výpočet radiální síly působící na pastorek

$$F_{P2r} = F_{P2t} \cdot \tan 20 = 1209,77 \cdot \tan 20 = 404,32 \text{ N} \quad (1.90)$$

Kde:  $F_{P2r}$  je radiální složka hnací síly na pastorku

### Výpočet výsledné síly na pastorku

$$F_{P2v} = \sqrt{F_{P2t}^2 + F_{P2r}^2} = \sqrt{1209,77^2 + 404,32^2} = 1275,55 \text{ N} \quad (1.91)$$

Kde:  $F_{P2v}$  je výsledná síla působící na pastorku resp. výstupní hřídeli převodovky

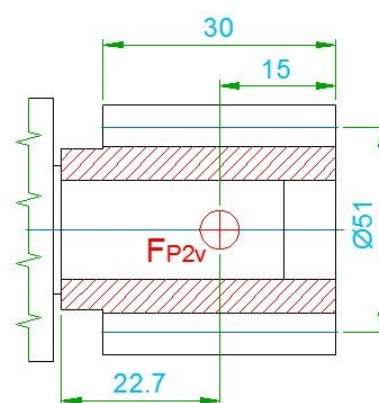
### Výpočet krouticího momentu na pastorku resp. výstupní hřídeli převodovky

$$M_{KP2} = F_{P2t} \cdot \frac{d_W}{2} = 1209,77 \cdot \frac{0,051}{2} = 30,85 \text{ Nm} \quad (1.92)$$

Kde:  $M_{KP2}$  je krouticí moment na pastorku

### Kontrola maximálního radiálního zatížení hřídele převodovky

Výrobce uvádí maximální radiální zatížení na výstupní hřídeli převodovky  $F_{2rB} = 1530 \text{ N}$ . Nicméně tato hodnota je měřena při maximálních výstupních otáčkách  $100 \text{ min}^{-1}$  a je vztažena na střed výstupní hřídele. Z tohoto důvodu volím maximální pracovní otáčky motoru  $n_{M2M} = 3000 \text{ min}^{-1}$ . Je nutné přepočítat skutečné dovolené zatížení výstupní hřídele podle grafu v příloze VIII, jelikož zatěžující síla nepůsobí přesně ve středu výstupní hřídele, ale je mírně předsunutá viz obr. 45. Dle grafu v příloze H a známé vzdálenosti působíště radiální síly na hřídel byl určen koeficient  $K_b = 0,93$ . Tento koeficient snižuje dovolené radiální namáhání hřídele.



obr. 45 Působíště radiální síly na hřídeli převodovky 2

$$F_{2rBS} = F_{2rB} \cdot K_b = 1530 \cdot 0,97 = 1484,1 \text{ N} \quad (1.93)$$

Kde:  $F_{2rBS}$  je skutečné dovolené zatížení hřídele převodovky

Nyní známe krouticí moment na pastorku potřebný pro pohon osy Z, respektive potřebný moment na výstupu převodovky. Známe i skutečné dovolené radiální zatížení hřídele viz rovnice 1.93 a můžeme tedy provést kontrolu převodovky. Výrobce uvádí jmenovitý výstupní moment převodovky  $T_{2N}=108 \text{ Nm}$  a maximální urychlující moment  $T_{2B}=195 \text{ Nm}$ .

$$F_{P2v} = 1275,55 \text{ N} \leq F_{2rBS} = 1484,1 \text{ N} \quad (1.94)$$

$$M_{KP2} = 30,85 \text{ Nm} \leq T_{2N} = 108 \text{ Nm} \quad (1.95)$$

Na základě porovnání dle 1.82 a 1.83 lze říci, že zvolená převodovka pro danou aplikaci **VYHOVUJE**.

### Výpočet momentu na vstupu do převodovky - moment potřebný na motoru

$$M_{KM2} = \frac{M_{KP2}}{i_2 \cdot \eta_{CZ}} = \frac{30,85}{30 \cdot 0,9306} = 1,1 \text{ Nm} \quad (1.96)$$

Kde:  $M_{KM2}$  je moment na motoru potřebný pro pohony osy Z

Výrobce motoru uvádí jmenovitý moment motoru  $M_{NOM}=1 \text{ Nm}$  což je nižší hodnota než, jakou dle výpočtu potřebujeme pro pohon osy Z. Nicméně, s přihlédnutím na druh provozu navrhovaného manipulátoru a vlastnostem použitého motoru, lze tento motor krátkodobě přetěžovat a to až na 1,3 násobek jmenovitého momentu. Vypočtený dynamický moment bude působit zejména v oblasti rozjezdu a při konstantním pohybu klesne. Takto navržený motor tedy **VYHOVUJE**.

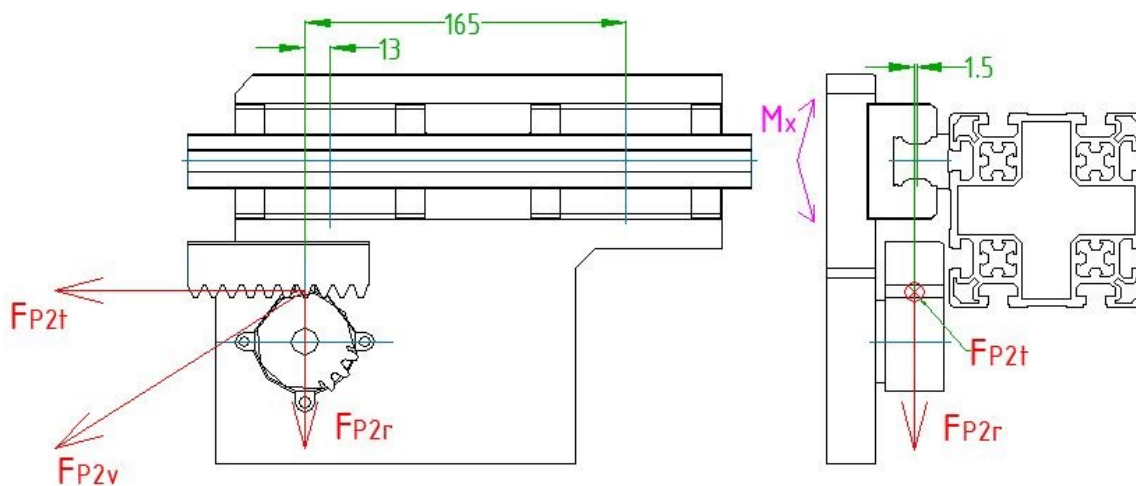
### Výpočet skutečné rychlosti pohybu v ose Z

$$v_{SZ} = \omega_P \cdot \frac{d_W}{2} = 2\pi \cdot n_{SP} \cdot \frac{d_W}{2} = \frac{\pi \cdot n_{M2} \cdot d_W}{i_2 \cdot 60} = \frac{\pi \cdot 3000 \cdot 0,051}{30 \cdot 60} = 0,267 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.97)$$

Kde:  $v_{SZ}$  je skutečná rychlost pohybu osy Z

### 6.3.3 Kontrola lineárního vedení

Kontrola proběhne stejně jako v kapitole 6.2.3 s tím rozdílem, že u lineárního vedení pro svislou osu Z je použito jiné vedení. Jsou zde jiné silové poměry, a proto je nutné mít opět rozkreslit schéma zatížení.



obr. 46 Schéma zatížení lineárního vedení osy Z

Ze schématu na obr. 46 je zřejmé, že před samotným kontrolním výpočtem je nutné zjednodušeně vyšetřit reakce v jednotlivých vozících. Toto je nutné z toho důvodu, že radiální síla od pastorku nepůsobí přesně ve středu mezi oběma vozíky, jako tomu bylo u lineárního vedení osy X. K vyšetření reakcí nám postačí zjednodušený náčrt silových účinků viz obr. 47.



obr. 47 Silové účinky na vozíky - zjednodušený náčrt

$$\sum F_{iY} = 0; R_A + R_B - F_{P2r} = 0 \quad (1.98)$$

Kde:  $\sum F_{iY}$  je součet všech sil působících v ose Y

$R_A$  je reakční síla ve vozíku resp. podpoře A

$R_B$  je reakční síla ve vozíku resp. podpoře A

$$\sum M_{iA} = 0; F_{P2r} \cdot 13 + R_B \cdot 165 = 0 \quad (1.99)$$

Kde:  $\sum M_{iA}$  je součet všech momentů vztažených k bodu A

Z rovnice 1.99 vyjádříme reakci  $R_B$  a vypočteme její hodnotu, následně z rovnice 1.98 vyjádříme reakci  $R_A$  a taky dopočteme její hodnotu.

$$R_B = \frac{-F_{P2r} \cdot 13}{165} = \frac{-404,32 \cdot 13}{165} = -31,86 \text{ N}$$

$$R_A = F_{P2r} - R_B = 404,32 - (-31,86) = 436,18 \text{ N}$$

Nyní známe reakční síly v jednotlivých vozících. Reakce ve vozíku resp. podpoře A je větší a proto bude kontrolní výpočet vztažen k tomuto vozíku. Dle obr. 46 je zřejmé, že nositelka reakční síly je mírně předsunutá ose kolejnice lineárního vedení. Z tohoto důvodu nám reakce ve vozíku způsobuje taky přídatný moment, který musíme do výpočtu zahrnout. Rovnice pro výpočet viz příloha I.

$$F_{COMB} = R_A + C_V \cdot \frac{R_A \cdot 1,5 \cdot 10^{-3}}{630} = 436,18 + 36500 \cdot \frac{436,18 \cdot 0,0015}{630} = 474 \text{ N} \quad (1.100)$$

Kde:  $F_{COMB}$  je kombinované dynamické zatížení vozíku

$C_V$  je dynamická únosnost vozíku

$$L_Z = \left( \frac{C_V}{F_{COMB}} \right)^3 \cdot 10^5 = \left( \frac{36500}{474} \right)^3 \cdot 10^5 = 4,5 \cdot 10^{10} \text{ m} \quad (1.101)$$

Kde:  $L_Z$  je životnost lin. vedení osy Z v metrech

$$L_{Zh} = \frac{L_Z}{2 \cdot s \cdot n \cdot 60} = \frac{4,5 \cdot 10^{10}}{2 \cdot 1,96 \cdot 8 \cdot 60} = 23,9 \cdot 10^6 \text{ h} \quad (1.102)$$

Kde:  $L_{Zh}$  je životnost lin. vedení osy Z v hodinách

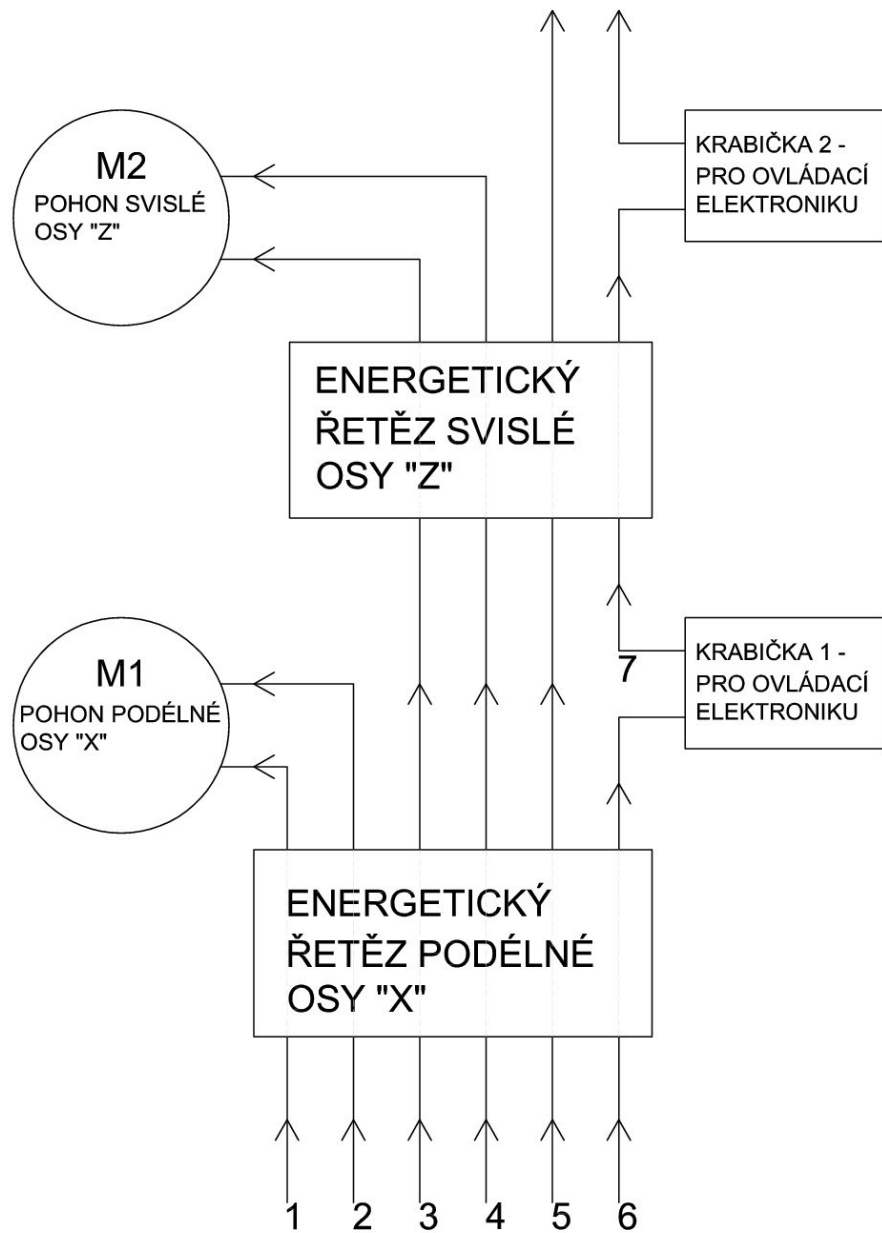
Na základě výše uvedených výpočtu lze říci, že lineární vedení **VYHOVUJE** a to s velmi výraznou rezervou.

## 6.4 Přívody energií

Nedílnou součástí jakéhokoliv strojního zařízení, které má zajišťovat pohyb ať už rotační nebo lineární, je vyřešit otázku přívodu energií k dané pohonné jednotce. V dnešní době je tato problematika dobře známá a existuje spousta firem, které se jí věnují a vyvíjí různé systémy pro přívody energií. Jedním z těchto systémů je použití takzvaných energetických řetězů, které dokážou zprostředkovat přívod energií ať už pro rotační pohyb, tak pro lineární. Jedním z výrobců zabývajících se touto problematikou je firma IGUS. Energetické řetězy od tohoto výrobce jsou ve firmě Trimill odzkoušené a často využívány. Proto jsem si pro přívody energií k jednotlivým pohybovým osám vybral rovněž produkty firmy IGUS. Při volbě daného energetického řetězu je důležité znát jaké kabely či hadice budou tímto řetězem procházet, musíme znát jejich základní parametry jako minimální poloměr ohybu, průměr a v neposlední řadě je třeba taky znát rozsah pohybu dané pracovní osy. Následně na základě těchto znalostí jsme schopni nakonfigurovat vhodný řetěz pro danou aplikaci. Pro správnou volbu je třeba taky znát schéma přívodu energií. Zjednodušeně řečeno je třeba vědět, které kabely či hadice budou kterým řetězem procházet a jak na sebe budou vzájemně navazovat. Na obr. 49 na následující straně je schematicky znázorněn přívod energií k jednotlivým pohybovým osám a návaznost jednotlivých energetických řetězů manipulátoru.



obr. 48 Energetické řetězy - ilustrační obrázek

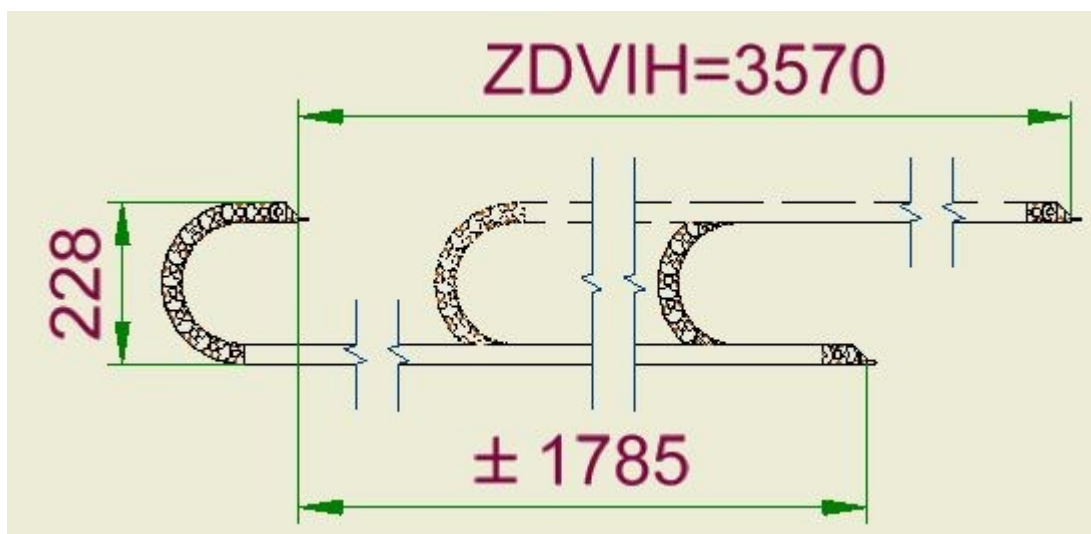


POZICE	NÁZEV	PARAMETRY	
		$\Phi d$ [mm]	Rmin [mm]
1;3	Silová kabeláž k motorům	12	7,5x $\Phi d$
2;4	Kabeláž k enkodérům motorů	8	12x $\Phi d$
5	Hadice pro vzduchotechniku	12	60
6	Kabeláž ovládací elektroniky	10	7,5x $\Phi d$
7	Kabeláž ovládací elektroniky	8	7,5x $\Phi d$

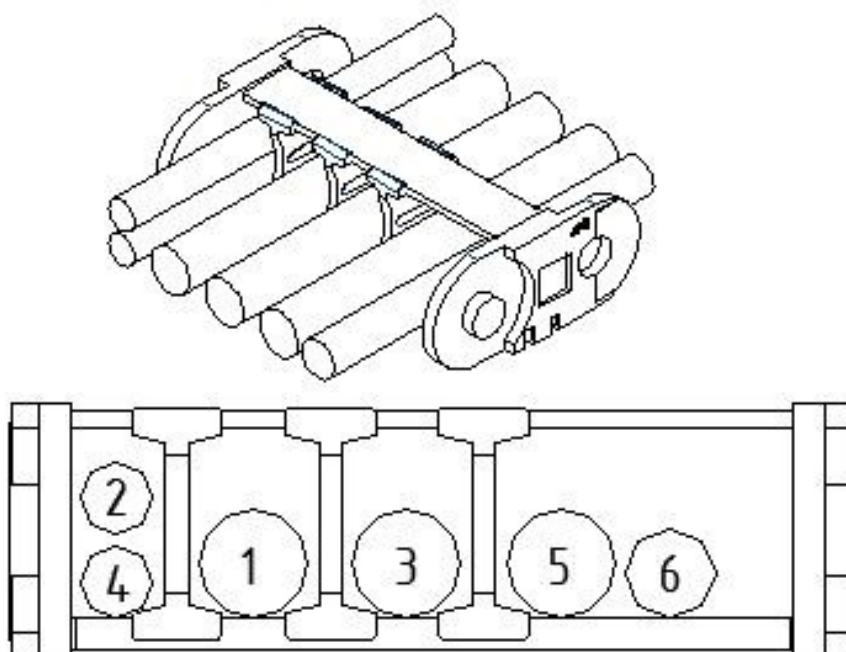
obr. 49 Schéma přívodu energií

### 6.4.1 Energetický řetěz osy „X“

Ze schématu na obr. 49 víme, že přes energetický řetěz pro osu X budou procházet energie, které dále pokračují na osu Z. Z tohoto důvodu bude tento řetěz větší. Na základě znalostí jednotlivých kabelů a hadic, jejich poloměrů ohybu a délce pojezdu osy X, který činí  $X=3570$  mm, můžeme volit daný řetěz. Zvolil jsem řetěz pro snadné otevírání například z důvodu servisu manipulátoru a výrobní řadu 1400, byl volen pevný konec řetězu 100mm, vnitřní šířka 80mm, vnitřní výška 21mm a poloměr ohybu 100mm. Takto nakonfigurovaný řetěz má objednávací označení 1400.080.100.0. Základní rozměry s vyznačenými polohami v krajních hranicích pojezdu a v jeho středu, 3D pohled na jeden článek řetězu a rozmístění kabelů jsou znázorněny na obr. 50 a 51.



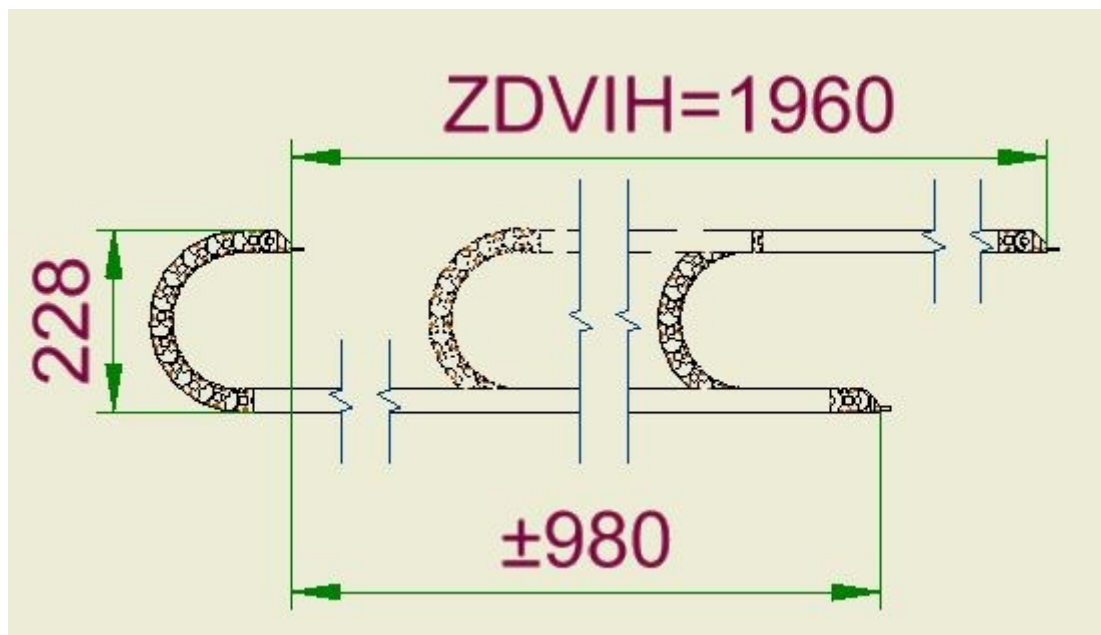
obr. 50 Základní rozměry energetického řetězu osy X



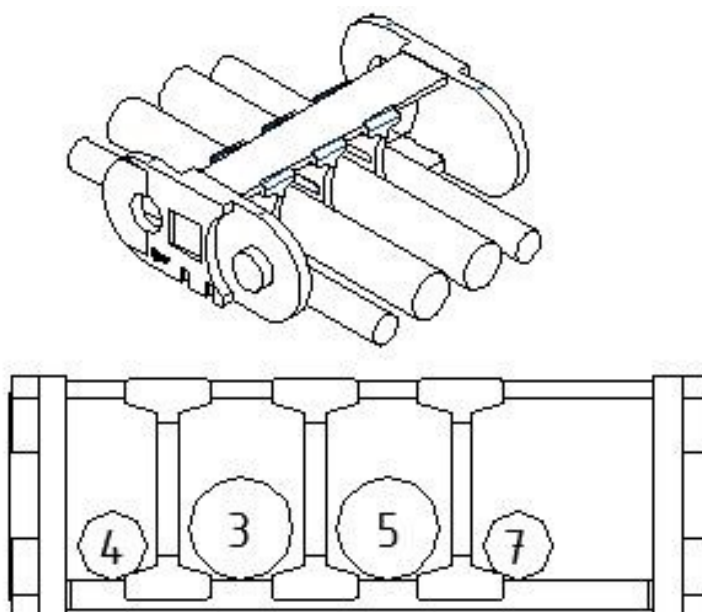
obr. 51 3D pohled + rozmístění energií v řetězu osy X

#### 6.4.2 Energetický řetěz osy „Z“

Pro osu Z bude energetický řetěz užší, jelikož už jím budou procházet pouze 4 kabely resp. hadice. Volím opět řetěz Iigus řady 1400. Pevný konec 100 mm, vnitřní výška 21 mm, vnitřní šířka 68 mm a poloměr ohybu 100mm. Rozsah pojezdu v ose Z činí Z=1960 mm. Takto nakonfigurovaný řetěz má objednávací značení 1400.068.100.0. Základní rozměry takového řetězu s vyznačenými polohami v krajních hranicích pojezdu a ve středu, rozmístění jednotlivých kabelů a 3D pohled na jeden jeho článek s umístěnými kabely jsou zobrazeny na obr. 52 a 53.



obr. 52 Základní rozměry energetického řetězu osy Z



obr. 53 3D pohled + rozmístění energií v řetězu osy Z



## 7 Finanční zhodnocení

Na základě zpracovaného CAD modelu zásobníku s manipulátorem byl vypracován základní rozpočet pro výrobu a zprovoznění takového zařízení. Jednotlivé ceny vychází buď z nabídky dodavatelů, v případě spojovacího materiálu jako jsou šrouby, matice a podobně, náklady na montáž, seřízení a zkušební provoz, byla cena odhadnuta dle firemních zkušeností. Výsledná cenová kalkulace tedy není naprosto přesná, nicméně pro porovnání s cenovými nabídkami subdodavatelů je dostačující. Odhad konečné ceny zahrnuje taky náklady spojené s montáží, seřízením a následným zkušebním provozem. Cenová kalkulace je vypracována pro hodnotu měnového kurzu EURA 1€=27,9 Kč. Kalkulace byla zpracována v prostředí Microsoft Excel a je zobrazena v tabulce 3.

Tabulka 3 Cenová kalkulace - část 1

Cenová kalkulace - Manipulátor zakladače, Regálový zásobník					
Součást	Množství	Odhad ceny-EURO		Odhad ceny-KČ	
		kus	celkem	kus	celkem
<b>Celkem</b>			<b>33 758 €</b>		<b>1 220 848,20 Kč</b>
<b>Elektroinstalace</b>					
			<b>4 506 €</b>		<b>125 706,24 Kč</b>
Servomotor	2	730 €	1 460 €	20 361 Kč	40 722,84 Kč
Výkonové moduly měniče	2	537 €	1 074 €	14 982 Kč	29 964,60 Kč
Řídicí systém	1	896 €	896 €	24 998 Kč	24 998,40 Kč
Elektrozvaděč	1	896 €	896 €	24 998 Kč	24 998,40 Kč
Kabeláž	1	180 €	180 €	5 022 Kč	5 022,00 Kč
<b>Zásobník nástrojů, manipulátor - mechanická část</b>					
			<b>15 252 €</b>		<b>425 541,96 Kč</b>
Pneu. Uchopovač	1	720 €	720 €	20 088 Kč	20 088,00 Kč
R192103231	2	672 €	1 344 €	18 749 Kč	37 497,60 Kč
PEII-090	1	360 €	360 €	10 044 Kč	10 044,00 Kč
Profil 100X100L-4500	2	308 €	615 €	8 585 Kč	17 169,66 Kč
Profil 100X100L-2000	1	215 €	215 €	5 999 Kč	5 998,50 Kč
Těleso-ložiska	2	200 €	400 €	5 580 Kč	11 160,00 Kč
Profil 80X80L-3560	4	149 €	595 €	4 149 Kč	16 594,92 Kč
Profil 100X100L-2000	3	140 €	421 €	3 912 Kč	11 734,74 Kč
Hřídél	2	130 €	260 €	3 627 Kč	7 254,00 Kč
Nosná deska	1	125 €	125 €	3 488 Kč	3 487,50 Kč
Vložená hřídél	2	260 €	520 €	7 254 Kč	14 508,00 Kč
ZN_mod_LV_XX	1	120 €	120 €	3 348 Kč	3 348,00 Kč
Pneu. Válec	1	120 €	120 €	3 348 Kč	3 348,00 Kč
Čelist zakladače	3	100 €	300 €	2 790 Kč	8 370,00 Kč
Vozík-1622-794-10	4	80 €	320 €	2 232 Kč	8 928,00 Kč
Trubka-čelist	1	80 €	80 €	2 232 Kč	2 232,00 Kč
Hřeben Atlanta	5	80 €	400 €	2 232 Kč	11 160,00 Kč
R1902_132_00	4	80 €	320 €	2 232 Kč	8 928,00 Kč
Energetický řetěz	2	100 €	200 €	2 790 Kč	5 580,00 Kč
Deska vozíků	4	70 €	280 €	1 953 Kč	7 812,00 Kč
Nosná lišta	1	60 €	60 €	1 674 Kč	1 674,00 Kč
Plech dolní	8	51 €	404 €	1 409 Kč	11 271,60 Kč
Plech horní	8	51 €	404 €	1 409 Kč	11 271,60 Kč
Konzola Energii 1 Z	1	50 €	50 €	1 395 Kč	1 395,00 Kč
Konzola Energii 2 Z	1	50 €	50 €	1 395 Kč	1 395,00 Kč
Víčko 2	2	50 €	100 €	1 395 Kč	2 790,00 Kč
Profil 100X100L	2	70 €	140 €	1 953 Kč	3 906,00 Kč
Profil 60x60	1	55 €	55 €	1 535 Kč	1 534,50 Kč
Víčko 1	2	50 €	100 €	1 395 Kč	2 790,00 Kč
R160570431	1	21 €	21 €	586 Kč	585,90 Kč
Bracket 100X100	4	20 €	80 €	558 Kč	2 232,00 Kč
Kryt energií Z	1	20 €	20 €	558 Kč	558,00 Kč
Doraz	4	40 €	160 €	1 116 Kč	4 464,00 Kč
Okap	8	19 €	154 €	536 Kč	4 285,44 Kč
Pastorek Atlanta	3	25 €	75 €	698 Kč	2 092,50 Kč
Nosná lišta	1	16 €	16 €	446 Kč	446,40 Kč

**Tabulka 3 Cenová kalkulace - část 2**

Konzola Energii 3 Z	1	16 €	16 €	446 Kč	446,40 Kč
Čelist - pero	1	15 €	15 €	419 Kč	418,50 Kč
E5040	1	15 €	15 €	419 Kč	418,50 Kč
BRACKET 40X80	8	10 €	80 €	279 Kč	2 232,00 Kč
Čelist - podpora	1	10 €	10 €	279 Kč	279,00 Kč
Ložisko 6006-2RZ	4	10 €	40 €	279 Kč	1 116,00 Kč
Držák	1	8 €	8 €	223 Kč	223,20 Kč
Plech- hřeben	5	8 €	40 €	223 Kč	1 116,00 Kč
ATB090-FL	1	425 €	425 €	11 858 Kč	11 857,50 Kč
Ostatní náklady	1	5 000 €	5 000 €	139 500 Kč	139 500,00 Kč
Krytování	1		7 000 €		195 300,00 Kč
<b>Další náklady</b>					
			<b>10 000 €</b>		<b>279 000,00 Kč</b>
Montáž	1		5 000 €		139 500,00 Kč
Seřízení	1		2 000 €		55 800,00 Kč
Zkušební provoz	1		3 000 €		83 700,00 Kč

## 8 Závěr

Cílem mé diplomové práce bylo navrhnout manipulátor pro zakladač nástrojů v modulárním zásobníku nástrojů fungujícím na principu automatické výměny nástrojů se skladovacím zásobníkem a výměnným systémem „zásobník – manipulátor – výměník - vřeteno“. Byl proveden základní konstrukční návrh tohoto manipulátoru, který sestává ze dvou pohybových os, které jsou softwarově řízeny. Třetí osu tvoří vlastní zakladač nástrojů, jehož pohyb respektive výsuv je zprostředkován pneumatickým válcem. Pro obě pohybové osy byl navržen systém pohonu pastorek – hřeben, ke kterému byla určena vhodná převodovka s motorem. Návrh vycházel ze základních vstupních parametrů určených zadávající firmou Trimill Machine Tools a.s. Systém pohonu pastorek- hřeben je vhodný zejména z toho důvodu, že umožňuje požadovanou modularitu. Nicméně jsou zde další přednosti takového pohonu a jednou z nich je například výrazně lepší dynamika. Další nedílnou součástí mé práce bylo taky navrhnout konstrukci stacionárního nosného zásobníku pro uložení pracovních nástrojů, který současně nese výše uvedený manipulátor se zakladačem a umožňuje jeho pohyb. Stejně jako manipulátor a jeho pohybové osy musí současně i zásobník umožňovat modularitu, abychom byli schopni dle konkrétního požadavku zákazníka jednoduše upravit konstrukci zásobníku a tím zvýšit, případně snížit kapacitu pro uložené nástroje. V jiném případě bychom měli být schopni kapacitu zachovat a to na úkor změny charakteristických rozměrů daného zásobníku jako jsou výška a délka. Zjednodušeně řečeno, pokud bude zákazník požadovat, jsme schopni zásobník snížit a prodloužit a tak zachovat potřebný počet úložných míst pro nástroje. Z tohoto důvodu byla zvolena takzvaná stavebnicová konstrukce celého zásobníku i hlavních nosných prvků manipulátoru. Tato využívá standardizovaných vytlačovaných profilů z hliníkové slitiny, které se vyznačují relativně dobrou tuhostí, pevností a mají nízkou hmotnost, což výrazně snižuje náročnost montáže. Výrobce k těmto profilům nabízí širokou škálu příslušenství a spojovacích prvků, profily se mezi sebou dají různě kombinovat, což danému nám umožňuje postavit v podstatě jakoukoli konstrukci. Navržený manipulátor je schopen manipulovat s až 20kg těžkým nástrojem, kde v podélném směru osy X dokáže vyvinout rychlost až  $27,6 \text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$  a ve svislém směru osy Z vyvine rychlost až  $16,2 \text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$ . Takto navržený zásobník nástrojů by mohl být přínosem pro zadavatelskou firmu, jelikož by na každém stroji, kde zákazník vyžaduje vyšší kapacitu zásobníku nástrojů, nemusely být prováděny relativně složité konstrukční úpravy krytování. Krytování strojů by bylo standardizované pro levé a pravé umístění zásobníku a v případě nutnosti navýšení či snížení kapacity by byla jednoduše upravena modulární konstrukce zásobníku. Na obrázku 54 je zobrazen navržený manipulátor i se skladovacím zásobníkem.



obr. 54 Pohled na celkový návrh manipulátoru se zásobníkem

## Seznam použité literatury

- [1] BORSKÝ, Václav. Obráběcí stroje. Vyd. 1. Brno: Nakladatelství VUT, 1992, 216 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214- 0470-1.
- [2] BORSKÝ, Václav. Základy stavby obráběcích strojů. Vyd. 2., přeprac. Brno: VUT, 1991, 214 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0361-6.
- [3] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2, přeprac., rozš. Praha: MM publishing, 2010, 420 s. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [4] Downloads. Demmeler Maschinenbau GmbH [online]. Demmeler Automatisierung & Roboter GmbH Alpenstr. 10 87751 Heimertingen, 2015 [cit. 2015-02-21]. Dostupné z [http://www.demmeler.com/images/pdf/broschueren/Werkzeugarena139\\_Prospekt\\_WA\\_2009\\_5c\\_09\\_SprachVersion\\_ENG.pdf](http://www.demmeler.com/images/pdf/broschueren/Werkzeugarena139_Prospekt_WA_2009_5c_09_SprachVersion_ENG.pdf)
- [5] FIEBIGER, R. Manipulátor nástrojů pro svislý zásobník nástrojů. Brno Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 77 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubomír Novotný, Ph.D.
- [6] Ciessetrade [online]. 2015 [cit. 2015-02-22]. Dostupné z: <http://www.ciessetrade.cz/>
- [7] Soustružení na CNC soustruhu - Filák, s.r.o.: Strojní výroba [online]. 2015 [cit. 2015-02-22]. Dostupné z: <http://www.filak.cz/strojni-vyroba/soustruzeni-na-cnc-soustruhu>
- [8] Demeč, P.; Systémy automatickej výmeny nástrojov na číslicovo riadených strojích. Študijný materiál vypracovaný v rámci riešenia grantového projektu KEGA 3/3064/05. TU v Košiciach 2005 34 s.
- [9] DMG MORI Czech – Lathes: CNC Milling Machines [online]. 2015 [cit. 2015-02-22]. Dostupné z: [www.dmgmori.com](http://www.dmgmori.com)
- [10] *TRIMILL machine tool* [online]. 2008 [cit. 2013-04-18]. Dostupné z: <http://www.trimill.cz/>
- [11] ZAMAQ Tech - CNC obráběcí stroje a multifunkční centra: Zvláštní příslušenství [online]. 2015 [cit. 2015-02-22]. Dostupné z: <http://www.zamaq.cz/zvlastni-prislusenstvi-gmm-4-20>
- [12] Rexroth Bosch Group: The Drive & Control Technology [online]. 2015 [cit. 2015-03-11]. Dostupné z: <http://www.boschrexroth.com/en/xc/>
- [13] COMMUNICATION SUPPORT CENTRE, SKF. Určení velikosti ložiska. 2007. Dostupné z: [http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni\\_katalog\\_SKF/6000\\_CS\\_00\\_03\\_Urceni%20velikosti%20loziska.pdf](http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_00_03_Urceni%20velikosti%20loziska.pdf)
- [14] LEINVEBER, Jan. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-736-1011-6.
- [15] KALÁB, Květoslav. Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů. Ostrava, 2008. ISBN 978-80 248-. Skriptum. VŠB-TU Ostrava.

[16] VUT Součinitel tvaru [online]. 2013 [cit. 2015-04-12]. Dostupné z: [www.ingjars.estranky.cz](http://www.ingjars.estranky.cz)

[17] MORAVEC, Vladimír a Daniel PIŠŤÁČEK. Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2011. 102 s. ISBN 978-80-248-2522-9.

[18] Conductix Wampfler s.r.o. [online]. [cit. 2015-04-16]. Dostupné z: <http://www.conductix.cz/cz/novinky/2014-06-02/energeticke-retezy-nove-skladem-ve-slatinanech>

## Seznam obrázků

obr. 1 Obráběcí centra Trimill [10].....	13
obr. 2 Nástrojová aréna Demmeler [4] .....	14
obr. 3 Morfologie rozdělení AVN [5] .....	15
obr. 4 Zásobník pro výměnu jednotlivých nástrojů [6].....	16
obr. 5 Zásobník pro výměnu celých vřetenových jednotek [7] .....	16
obr. 6 Systém pro výměnu více vřetenových operačních hlav [8] .....	17
obr. 7 Kotoučový zásobník nástrojů Trimill a.s. [10] .....	18
obr. 8 Princip výměníku s dvouramennou pákou 180° u AVN [5] .....	19
obr. 9 AVN s dvouramenným výměníkem a sklopnými lůžky DMG Mori [9].....	19
obr. 10 AVN s výměníkem umístěným na manipulátoru Zamaq [11] .....	20
obr. 11 Kombinovaný systém AVN s dvou polohovou revolverovou hlavou [8].....	21
obr. 12 Kombinovaný systém AVN se čtyř polohovou revolverovou hlavou [8].....	21
obr. 13 Princip strojů s konstrukcí „box in box“ Trimill [10].....	23
obr. 14 Trimill VF 5525 [10].....	23
obr. 15 Použití 2 zásobníků nástrojů Trimill [10].....	24
obr. 16 Pohled na vysunutý zásobník nástrojů Trimill [10].....	24
obr. 17 Příklad použití standardizovaných prvků Bosch Rexroth pro konstrukci obecného manipulátoru [12].....	26
obr. 18 Půdorysný náčrt koncepce AVN (všechny rozměry v [mm]) .....	27
obr. 19 Bokorysný pohled koncepce - schematicky .....	28
obr. 20 Nárysný pohled koncepce - schematicky .....	29
obr. 21 Nosná konstrukce zásobníku .....	31
obr. 22 Zjednodušené schéma zatížení v místech podpor .....	32
obr. 23 Pohled na lůžka s nástrojem, vpravo detail jazýčku pro přesné polohování ..	33
obr. 24 Výkresový pohled na lůžko s nástroji, základní rozměry.....	33
obr. 25 Schéma pro výpočet nosníku .....	34
obr. 26 Konstrukce zásobníku - celek .....	36
obr. 27 Detail zásobníku .....	36
obr. 28 Nosná konstrukce-manipulátor.....	37
obr. 29 Schéma pohonu pohybové osy X.....	38
obr. 30 Základní rozměry navržené hřídele .....	40
obr. 31 Silové poměry pastorek-hřeben (akční i reakční síly) .....	43
obr. 32 Silové poměry na lineárním vedení osy X .....	46
obr. 33 Silové účinky na hřídeli .....	48
obr. 34 3D pohled - definování zatížení hřídele.....	50
obr. 35 2D definice zatížení v rovině Y-Z .....	50
obr. 36 Průběh smykových (posouvajících sil) na hřídeli .....	50



obr. 37 Průběh smykového napětí na hřídeli .....	51
obr. 38 Průběh ohybového momentu na hřídeli.....	51
obr. 39 Průběh ohybového napětí na hřídeli.....	51
obr. 40 Průběh napětí v krutu na hřídeli .....	52
obr. 41 Průběh redukováného napětí na hřídeli dle HMM.....	52
obr. 42 Vytipovaná kritická místa na hřídeli .....	53
obr. 43 Schéma pohonu pohybové osy Z.....	60
obr. 44 Silové poměry pastorek-hřeben v ose Z.....	63
obr. 45 Působíště radiální síly na hřídeli převodovky 2.....	64
obr. 46 Schéma zatížení lineárního vedení osy Z.....	66
obr. 47 Silové účinky na vozíky - zjednodušený nákres.....	66
obr. 48 Energetické řetězy - ilustrační obrázek .....	68
obr. 49 Schéma přívodu energií.....	69
obr. 50 Základní rozměry energetického řetězu osy X .....	70
obr. 51 3D pohled + rozmístění energií v řetězu osy X.....	70
obr. 52 Základní rozměry energetického řetězu osy Z.....	71
obr. 53 3D pohled + rozmístění energií v řetězu osy Z.....	71
obr. 54 Pohled na celkový návrh manipulátoru se zásobníkem .....	76

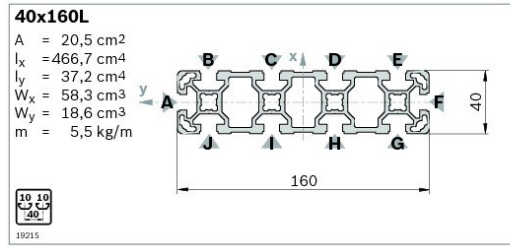
## Seznam tabulek

Tabulka 1 Výsledky silových a momentových účinků v kritických místech hřídele .....	53
Tabulka 2 Výsledky statické kontroly hřídele.....	55
Tabulka 3 Cenová kalkulace - část 1.....	73
Tabulka 3 Cenová kalkulace - část 2.....	74

## Seznam příloh

Příloha A	Katalog Bosch Rexroth, Basic Mechanic Elements
Příloha B	Katalog Siemens, Sinamics S120, 1FK7034
Příloha C	Katalog převodovek Apex Dynamics, ATB-FL
Příloha D	Katalog R+W, vložené hřídele ZAE
Příloha E	Katalog Atlanta, pastorky a hřebeny s přímými zuby
Příloha F	Katalog SKF, jednořadá kuličková ložiska
Příloha G	Katalog Bosch Rexroth, kladničkové lineární vedení
Příloha H	Katalog převodovek Apex Dynamics, PE II
Příloha I	Katalog Bosch Rexroth, kuličkové lineární vedení
Příloha J	Výkresová dokumentace

## **Přílohy**



Cap	Color	ESD	No.
40x80 (2x)	Light gray	20	3 842 536 436
40x80 (2x)	Black	20	3 842 529 036

40x160L	L (mm)	No.
1 pc	50 ... 6000	3 842 993 143/L
1 pc M12	60 ... 6000	3 842 993 144/L
1 pc M12 M12	110 ... 6000	3 842 993 145/L
1 pc D17 D17	80 ... 6000	3 842 993 146/L
6 pcs	6070	3 842 529 345

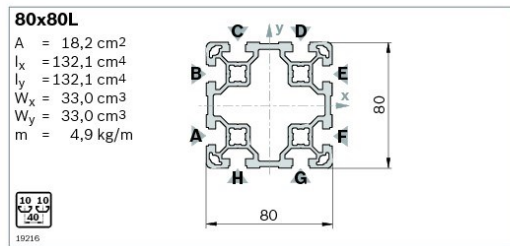
Profile finishes: M12: in all core holes  
 D17: in slots B/J, C/I, D/H, E/G

**Quick & Easy** (p. 2-8; see fold-out section)

40x160L	No.
40x160L	3 842 993 717/...
Length L (mm)	80 ... 6000
Standard profile finishes (note minimum length, p. 2-24)	M12/D9.8 (B,C,D,E,G,H, I,J) <sup>1)</sup> /D17 (B,C,D,E,G,H, I,J) <sup>1)</sup> /DB17/F1 (A,F) <sup>1)</sup>
Individual profile finishes (L <sub>max</sub> = 5400 mm)	DI/DIS/MT/MTS/ MI/MIS/DG <sup>2)</sup>

<sup>1)</sup> For the specified slots

<sup>2)</sup> DG<sub>max</sub> = 45°; L<sub>min1</sub>/L<sub>min2</sub> = 439/578 mm



Cap	Color	ESD	No.
80x80 (1x)	Black	20	3 842 529 039

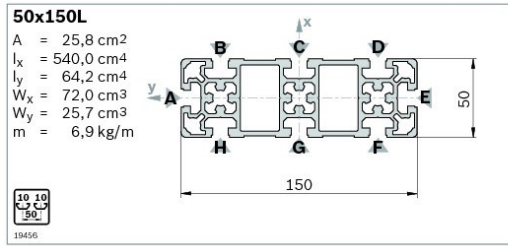
80x80L	L (mm)	No.
1 pc	50 ... 6000	3 842 993 133/L
1 pc M12	60 ... 6000	3 842 993 134/L
1 pc M12 M12	110 ... 6000	3 842 993 147/L
1 pc M12 D17	90 ... 6000	3 842 993 148/L
1 pc D17	60 ... 6000	3 842 993 149/L
1 pc D17 D17	80 ... 6000	3 842 993 150/L
1 pc D17 D17V	80 ... 6000	3 842 993 151/L
6 pcs	6070	3 842 529 347

Profile finishes: M12: in all core holes  
 D17: in slots A/F, B/E  
 D17V: in slots C/H, D/G

**Quick & Easy** (p. 2-8; see fold-out section)

80x80L	No.
80x80L	3 842 993 674/...
Length L (mm)	50 ... 6000
Standard profile finishes (note minimum length, p. 2-24)	M12/D9.8/D17/ DB17/F1
Individual profile finishes (L <sub>max</sub> = 5400 mm)	DI/DIS/MT/MTS/ MI/MIS/DG <sup>1)</sup>

<sup>1)</sup> DG<sub>max</sub> = 45°; L<sub>min1</sub>/L<sub>min2</sub> = 439/578 mm



Cap	Color	ESD	No.
50x150 (1x)	Black	20	3 842 529 052

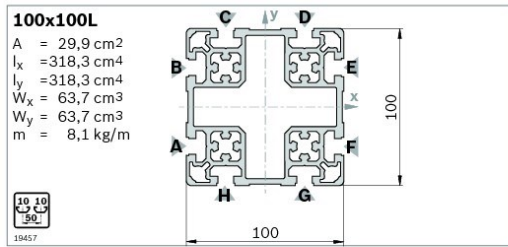
50x150L	L (mm)	No.
1 pc	50 ... 6000	3 842 993 196/L
1 pc M12	60 ... 6000	3 842 993 194/L
1 pc M12 M12	110 ... 6000	3 842 993 199/L
1 pc D17 D17	80 ... 6000	3 842 993 200/L
1 pc D17V D17V	90 ... 6000	3 842 993 228/L
4 pcs	6070	3 842 537 826

Profile finishes: M12: in all core holes  
 D17: in slots B/H, C/G, D/F  
 D17V: in slots A/E

**Quick & Easy** (p. 2-8; see fold-out section)

50x150L	3 842 993 664/...
Length L (mm)	80 ... 6000
Standard profile finishes (note minimum length, p. 2-24)	M12/M16/ D9.8 (B,C,D,F,G,H) <sup>1)</sup> / D17 (B,C,D,F,G,H) <sup>1)</sup> / DB17/F1 (A,E) <sup>1)</sup>
Individual profile finishes (L <sub>max</sub> = 5400 mm)	DI/DIS/MT/MTS/ MI/MIS/DG <sup>2)</sup>

<sup>1)</sup> For the specified slots  
<sup>2)</sup> DG<sub>max</sub> = 45°; L<sub>min1</sub>/L<sub>min2</sub> = 450/600 mm



Cap	Color	ESD	No.
100x100 (1x)	Black	20	3 842 529 042

100x100L	L (mm)	No.
1 pc	50 ... 6000	3 842 993 171/L
1 pc M12	60 ... 6000	3 842 993 172/L
1 pc M12 M12	110 ... 6000	3 842 993 173/L
1 pc M12 D17	90 ... 6000	3 842 993 174/L
1 pc D17	60 ... 6000	3 842 993 175/L
1 pc D17 D17	80 ... 6000	3 842 993 176/L
1 pc D17 D17V	80 ... 6000	3 842 993 177/L
6 pcs	6070	3 842 529 355

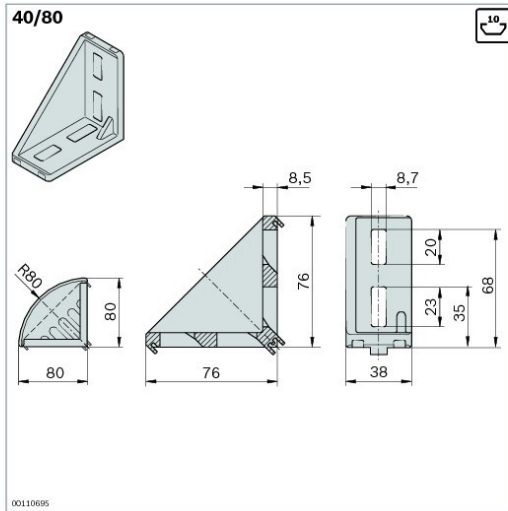
Profile finishes: M12: in all core holes  
 D17: in slots C/H, D/G  
 D17V: in slots A/F, B/E

**Quick & Easy** (p. 2-8; see fold-out section)

100x100L	3 842 993 685/...
Length L (mm)	50 ... 6000
Standard profile finishes (note minimum length, p. 2-24)	M12/M16/D9.8/ D17/DB17/F1
Individual profile finishes (L <sub>max</sub> = 5400 mm)	DI/DIS/MT/MTS/ MI/MIS/DG <sup>1)</sup>

<sup>1)</sup> DG<sub>max</sub> = 45°; L<sub>min1</sub>/L<sub>min2</sub> = 474/648 mm

3-22 MGE 13.0 | Connection elements

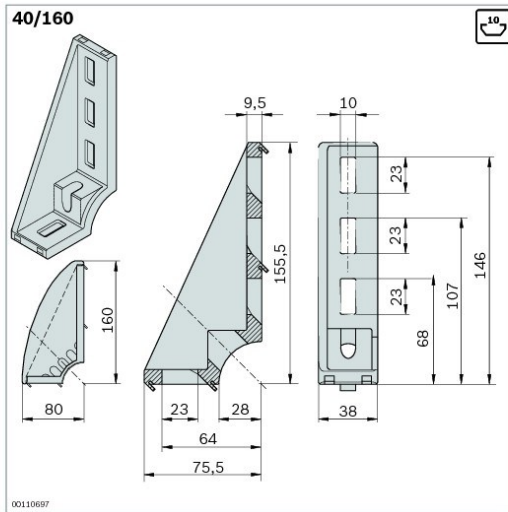
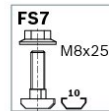


Type				
40/80	6000 N	180 Nm	400 Nm	60 Nm

40/80	Slot	ESD	No.	FS
Set (standard)	10/10		1 <b>3 842 529 386</b>	4xFS7
<i>designLINE</i> set	10/10		1 <b>3 842 538 717</b>	4xFS7
Bracket (standard)	10		20 <b>3 842 529 005</b>	
Cap			20 <b>3 842 529 008</b>	

Material: Bracket: diecast aluminum, vibratory ground  
*designLINE* bracket: painted (RAL 9006)  
 Cap: PA, black  
 Fastening material: steel, galvanized

Scope of delivery: Set (standard): bracket, fastening material (FS)  
*designLINE* set: *designLINE* bracket, cap, fastening material (FS)

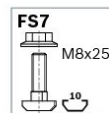


Type			
40/160	9000 N	250 Nm	60 Nm

40/160	Slot	ESD	No.	FS
<i>designLINE</i> set	10/10		1 <b>3 842 538 749</b>	2xFS7
Bracket (standard)	10		20 <b>3 842 529 006</b>	
Cap			20 <b>3 842 529 009</b>	

Material: Bracket: diecast aluminum, vibratory ground  
*designLINE* bracket: painted (RAL 9006)  
 Cap: PA, black  
 Fastening material: steel, galvanized

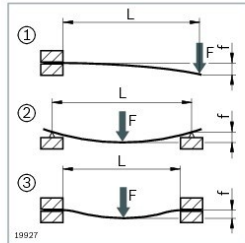
Scope of delivery: *designLINE* set: *designLINE* bracket, cap, fastening material (FS)



19-2 **MGE 13.0** | Technical data**Technical data for strut profiles**






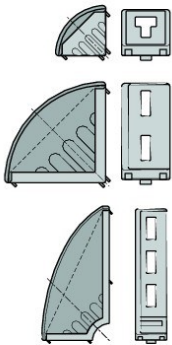



















EN AW – Al MgSi		Material designation according to DIN EN 573 for Rexroth strut profiles
EN AW – 6060		Material number according to DIN EN 573
$R_m$	= 245 N/mm <sup>2</sup>	Minimum tensile strength (in direction of pressure)
$R_{p0.2}$	= 195 N/mm <sup>2</sup>	0.2% proof stress (in direction of pressure)
$A_5$	= 10 %	Ductile yield $A_5$ or $A_{10}$
$A_{10}$	= 8 %	
E	= 70,000 N/mm <sup>2</sup>	Modulus of elasticity E
75 HB		Brinell hardness
$\alpha_{(-50 \text{ to } +20^\circ\text{C})}$	= 21.8 x 10 <sup>-6</sup> 1/K	Longitudinal expansion coefficient
$\alpha_{(+20 \text{ to } 100^\circ\text{C})}$	= 23.4 x 10 <sup>-6</sup> 1/K	

**Profile deflection**





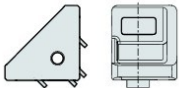






$f_{①} = \frac{F \times L^3}{3 E \times I \times 10^4}$	Profile deflection from force F for static stress cases ①②③
$f_{②} = \frac{F \times L^3}{48 E \times I \times 10^4}$	
$f_{③} = \frac{F \times L^3}{192 E \times I \times 10^4}$	
$f_{①} = \frac{m' \times g \times L^4}{8 E \times I \times 10^4}$	Profile deflection from the profile's own weight
$f_{②} = \frac{5 \times m' \times g \times L^4}{384 E \times I \times 10^4}$	
$f_{③} = \frac{m' \times g \times L^4}{384 E \times I \times 10^4}$	
$\sigma_{①} = \frac{(m' \times g \times L + F) \times L}{W \times 10^3}$	Control of max. occurring bending stress $\sigma_{b, \max}$
$\sigma_{②} = \frac{(m' \times g \times L + F) \times L}{4 W \times 10^3}$	
$\sigma_{③} = \frac{(m' \times g \times L + F) \times L}{8 W \times 10^3}$	
$\sigma_{b, \max} < \sigma_{b, \text{perm}}!$	$S_{F, \text{req}}$ : Safety value required to avoid deformation (flow) $\sigma_{b, \text{perm}}$ : Max. permissible bending stress
$\sigma_{b, \text{perm}} = \frac{R_{p0.2}}{S_{F, \text{req}}}$	

f (mm)	W (cm <sup>3</sup> )
F (N)	E = 70,000 N/mm <sup>2</sup>
L (mm)	m' (kg/mm); m' = m/1000; m (p. 2-4 ... 2-7)
I (cm <sup>4</sup> )	g = 9.81 m/s <sup>2</sup> ≈ 10 m/s <sup>2</sup>

		Slot						
	20/20	6		5 Nm	700 N	6 Nm	25 Nm	-
	20/40	6		5 Nm	1400 N	15 Nm	50 Nm	8 Nm
	30/30	8		10 Nm	1250 N	25 Nm	75 Nm	-
	30/60	8		10 Nm	2500 N	100 Nm	170 Nm	25 Nm
	30/120	8		10 Nm	3750 N	100 Nm		47 Nm
	60/60-8	8		10 Nm	5000 N	320 Nm	370 Nm	110 Nm
	60/60-10	10		25 Nm	3000 N	125 Nm	150 Nm	-
	40/40	10		25 Nm	3000 N	55 Nm	145 Nm	35 Nm
	40/80	10		25 Nm	6000 N	180 Nm	400 Nm	60 Nm
	40/160	10		25 Nm	9000 N	250 Nm		60 Nm
	80/80	10		25 Nm	14000 N	500 Nm	1000 Nm	400 Nm
	45/45	10		25 Nm	3000 N	60 Nm	160 Nm	-
	45/90	10		25 Nm	6000 N	180 Nm	400 Nm	60 Nm
	45/180	10		25 Nm	9000 N	250 Nm		65 Nm
	90/90	10		25 Nm	12000 N	370 Nm	800 Nm	200 Nm
	43x42	10		25 Nm	2000 N	-	160 Nm	-
	50/50	10		25 Nm	4000 N	125 Nm	250 Nm	38 Nm
50/100	10		25 Nm	7500 N	300 Nm	600 Nm	73 Nm	
100/100	10		25 Nm	15000 N	550 Nm	1100 Nm	480 Nm	

Bracket (p. 3-17)

		Slot					
	S 20x20	6		2.5 Nm	700 N	3.6 Nm	25 Nm
	S 30x30	8		8.5 Nm	1250 N	16 Nm	75 Nm
	S 40x40	10		25 Nm	3000 N	36 Nm	160 Nm
	S 45x45	10		25 Nm	3000 N	36 Nm	160 Nm

Bracket S (p. 7-8)



## Technical data and characteristics

7.2 1FK7 motors on SINAMICS S120 with 3 AC 400/480 V power supply

Table 7-5 1FK7034 CT

Technical data	Code	Unit	-5AK71	
Configuration data				
Rated speed	$n_N$	RPM	6000	
No. of poles	2p		6	
Rated torque (100 K)	$M_N (100\text{ K})$	Nm	1.0	
Rated current (100 K)	$I_N$	A	1.3	
Static torque (60 K)	$M_0 (60\text{ K})$	Nm	1.35	
Static torque (100 K)	$M_0 (100\text{ K})$	Nm	1.6	
Stall current (60 K)	$I_0 (60\text{ K})$	A	1.6	
Stall current (100 K)	$I_0 (100\text{ K})$	A	1.9	
Moment of inertia (with brake)	$J_{\text{MotBr}}$	$10^{-4}$ kgm <sup>2</sup>	0.98	
Moment of inertia (without brake)	$J_{\text{Mot}}$	$10^{-4}$ kgm <sup>2</sup>	0.9	
Optimum operating point				
Optimum speed	$n_{\text{opt}}$	RPM	6000	
Optimum power	$P_{\text{opt}}$	kW	0.63	
Limiting data				
Max. permissible speed (mech.)	$n_{\text{max mech}}$	RPM	10000	
Max. permissible speed (converter)	$n_{\text{max Inv}}$	RPM	10000	
Max. torque	$M_{\text{max}}$	Nm	6.5	
Max. current	$I_{\text{max}}$	A	8	
Physical constants				
Torque constant	$k_T$	Nm/A	0.86	
Voltage constant	$k_E$	V/1000 RPM	55	
Winding resistance at 20°C	$R_{\text{StBr}}$	Ohm	4.5	
Cyclic inductance	$L_D$	mH	16.5	
Electrical time constant	$T_{\text{el}}$	ms	3.7	
Mechanical time constant	$T_{\text{mech}}$	ms	1.6	
Thermal time constant	$T_{\text{th}}$	min	30	
Shaft torsional stiffness	$C_t$	Nm/rad	5500	
Weight with brake	$m_{\text{MotBr}}$	kg	4.0	
Weight without brake	$m_{\text{Mot}}$	kg	3.7	
Recommended motor module 6SL312_- _TE13-0AA_				
Rated current converter	$I_{\text{N Inv}}$	A	3	
Max. current converter	$I_{\text{max Inv}}$	A	6	
Max. torque at $I_{\text{max Inv}}$	$M_{\text{max Inv}}$	Nm	4.9	

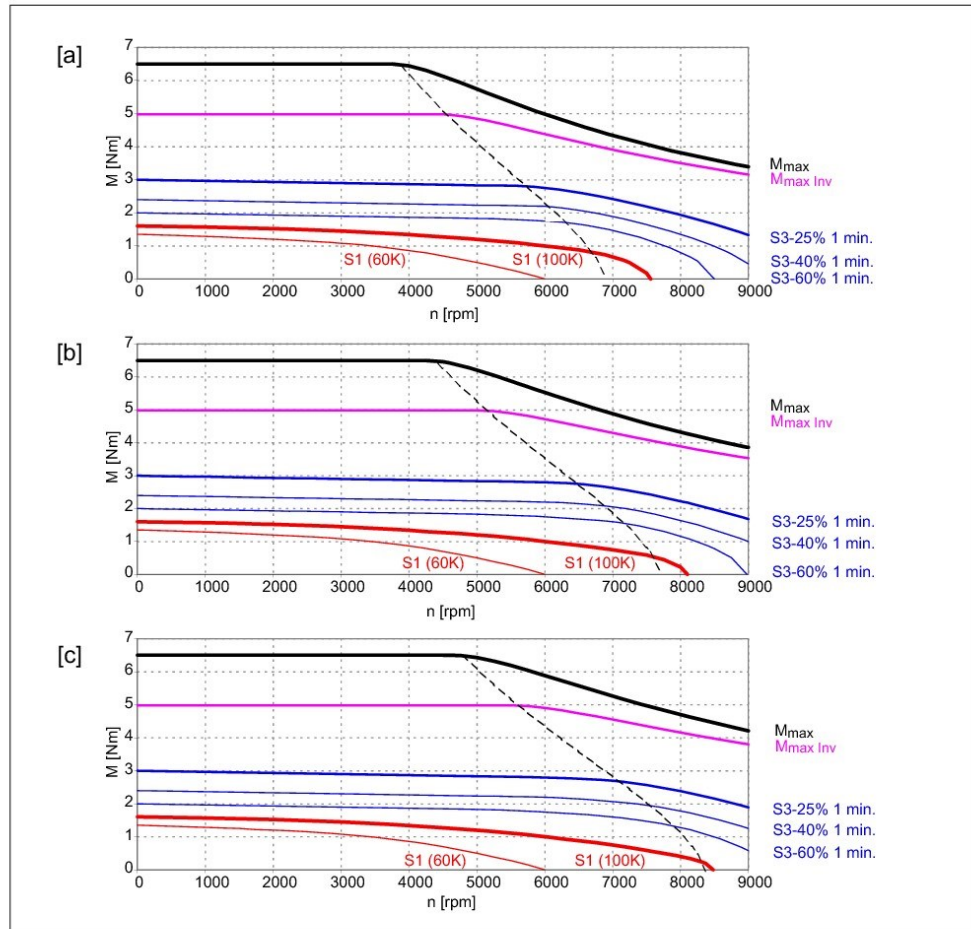


Figure 7-5 1FK7034-5AK71

- [a] SINAMICS SLM 400 V
- [b] SINAMICS ALM 400 V
- [c] SINAMICS SLM 480 V

# AT / ATB Flange Type Series Specifications

## Gearbox Performance (The performance and specification of ATB series are identical to AT series.)

Model No.	Stage	Ratio <sup>a</sup>	AT065 FL	AT075 FL	AT090 FL	AT110 FL	AT140 FL	AT170 FL	AT210 FL	AT240 FL	AT280 FL	
			AT065 FL1	AT075 FL1	AT090 FL1	AT110 FL1	AT140 FL1	AT170 FL1	AT210 FL1	AT240 FL1	AT280 FL1	
Nominal Output Torque $T_{2N}$	1	1	25	45	78	150	360	585	1,300	2,150	3,200	
		1.5	25	45	78	150	360	585	1,300	2,150	3,200	
		2	24	42	68	150	330	544	1,220	2,010	3,050	
		3	18	33	54	120	270	450	1,020	1,650	2,850	
		4	13	28	48	100	224	376	860	1,410	2,300	
	2	5	12	25	40	85	196	320	740	1,210	2,000	
		7	12	12	33	91	91	91	195	358	358	
		10	24	28	68	150	208	208	430	846	846	
		15	18	33	54	120	270	312	645	1,269	1,269	
		20	13	28	48	100	224	376	860	1,410	1,692	
		25	12	25	40	85	196	320	740	1,210	2,000	
	3	35	12	25	40	85	196	320	740	1,210	1,790	
		50	12	25	40	85	196	320	740	1,210	1,465	
		75	-	-	-	120	210	312	585	1,269	1,269	
		100	-	-	-	100	224	376	780	1,410	1,692	
		125	-	-	-	85	196	320	740	1,210	2,000	
		150	-	-	-	120	135	312	390	975	975	
		200	-	-	-	100	180	376	520	1,300	1,300	
	250	-	-	-	85	196	320	650	1,210	1,625		
	350	-	-	-	85	196	320	740	1,210	1,790		
500	-	-	-	85	196	320	740	1,210	1,465			
Max. Acceleration Torque $T_{2a}$	Nm	1,2,3	1~500 1.5 times of Nominal Output Torque									
Max. Acceleration Input Speed $n_{1a}$	rpm	1	1~5	7,500	6,500	5,500	4,500	3,500	3,000	2,200	2,000	1,700
		2	7~50	8,000	8,000	6,000	6,000	6,000	6,000	4,800	3,600	3,600
		3	75~500	-	-	-	8,000	8,000	6,000	6,000	6,000	6,000
Standard Backlash <sup>b</sup>	arcmin	1	1~5	≤6	≤6	≤6	≤6	≤6	≤6	≤6	≤6	≤6
		2	7~50	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8	≤8
		3	75~500	-	-	-	≤10	≤10	≤10	≤10	≤10	≤10
Max. Radial Load $F_{2a}^c$ Output d2	N	1,2,3	1~500	900	1,100	1,700	2,700	4,800	6,600	11,500	16,000	18,000
Max. Axial Load $F_{2a}^c$ Output d2	N	1,2,3	1~500	450	550	850	1,350	2,400	3,300	5,750	8,500	9,000
Service Life <sup>d</sup>	hr	1,2,3	1~500	20,000								
Efficiency $\eta$	%	1	1~5	≥98%								
		2,3	7~500	≥94%								
Operating Temp	°C	1,2,3	1~500	-10°C ~ 90°C								
Lubrication				Synthetic lubrication oils								
Noise Level ( $n_1=1500\text{rpm}$ , No Load)	dB (A)	1,2,3	1~500	≤71	≤72	≤76	≤77	≤78	≤79	≤81	≤83	≤84

# AT / ATB Flange Type Series Specifications

## Gearbox Inertia (The performance and specification of ATB series are identical to AT series.)

Model No.	Stage	Ratio <sup>A</sup>	AT065 FL	AT075 FL	AT090 FL	AT110 FL	AT140 FL	AT170 FL	AT210 FL	AT240 FL	AT280 FL	
			AT065 FL1	AT075 FL1	AT090 FL1	AT110 FL1	AT140 FL1	AT170 FL1	AT210 FL1	AT240 FL1	AT280 FL1	
Mass Moments of Inertia J <sub>1</sub>	1	1	0.51	1.30	3.14	7.62	23.54	59.09	195.96	365.38	787.63	
		1.5	0.46	1.15	2.80	6.65	19.34	49.38	156.02	279.62	584.28	
		2	0.44	1.10	2.68	6.23	17.72	45.44	140.80	245.78	500.26	
		3	0.43	1.09	2.64	6.08	17.16	44.11	135.51	233.75	471.56	
		4	0.43	1.08	2.63	6.05	17.03	43.79	134.14	230.77	464.76	
	2	5	0.43	1.08	2.63	6.04	16.99	43.69	133.71	229.71	462.08	
		7	0.15	0.15	0.50	2.79	2.79	2.79	9.91	29.26	29.26	
		10	0.15	0.15	0.50	2.80	2.80	2.80	9.96	29.43	29.43	
		15	0.15	0.15	0.50	2.80	2.80	2.80	9.96	29.43	29.43	
		20	0.15	0.15	0.50	2.80	2.80	2.80	9.96	29.43	29.43	
		25	0.15	0.15	0.50	2.80	2.80	2.80	9.96	29.43	29.43	
		35	0.15	0.15	0.50	2.79	2.79	2.79	9.91	29.26	29.26	
		50	0.15	0.15	0.50	2.79	2.79	2.79	9.89	29.20	29.20	
		3	75	-	-	-	2.80	2.80	2.80	9.96	29.43	29.43
			100	-	-	-	2.80	2.80	2.80	9.96	29.43	29.43
	125		-	-	-	2.80	2.80	2.80	9.96	29.43	29.43	
	150		-	-	-	2.79	2.79	2.79	9.89	29.20	29.20	
	200		-	-	-	2.79	2.79	2.79	9.89	29.20	29.20	
	250		-	-	-	2.79	2.79	2.79	9.89	29.20	29.20	
	350		-	-	-	2.79	2.79	2.79	9.89	29.20	29.20	
	500		-	-	-	2.79	2.79	2.79	9.89	29.20	29.20	

## Weight

Model No.	Stage	Ratio <sup>A</sup>	AT065	AT075	AT090	AT110	AT140	AT170	AT210	AT240	AT280
FL Series	1	1~5	2.8	4.4	7.1	12.1	20.9	36.1	69.4	101.2	158.3
	2	7~50	3.2	4.8	8.1	14.3	24.2	38.5	74.1	112.4	171.0
	3	75~500	-	-	-	13.9	23.7	38.8	73.4	110.2	168.7
FL1 Series	1	1~5	2.7	4.3	7.1	11.9	20.3	35.5	68.3	99.6	156.0
	2	7~50	3.2	4.8	8.0	14.2	23.9	37.9	73.0	110.8	168.6
	3	75~500	-	-	-	13.8	23.4	38.2	72.3	108.6	166.4
FH Series	1	1~5	2.6	4.1	6.7	11.4	18.9	32.9	63.2	92.5	146.0
	2	7~50	3.1	4.6	7.7	13.6	22.4	35.3	67.9	103.7	158.7
	3	75~500	-	-	-	13.3	21.9	35.6	67.2	101.5	156.5
FC Series	1	1~5	2.9	4.4	7.2	11.8	20.4	35.0	66.5	96.0	151.7
	2	7~50	3.3	4.9	8.2	14.1	24.1	37.4	71.2	107.2	164.4
	3	75~500	-	-	-	13.7	23.5	37.5	70.5	105.0	162.2
FR1 Series	1	1~5	2.7	4.3	7.1	11.9	20.3	35.5	68.3	99.6	156.0
	2	7~50	3.2	4.8	8.0	14.2	23.9	37.9	73.0	110.8	168.6
	3	75~500	-	-	-	13.8	23.4	38.2	72.3	108.6	166.4

A. Ratio ( $i = N_n / N_{in}$ )

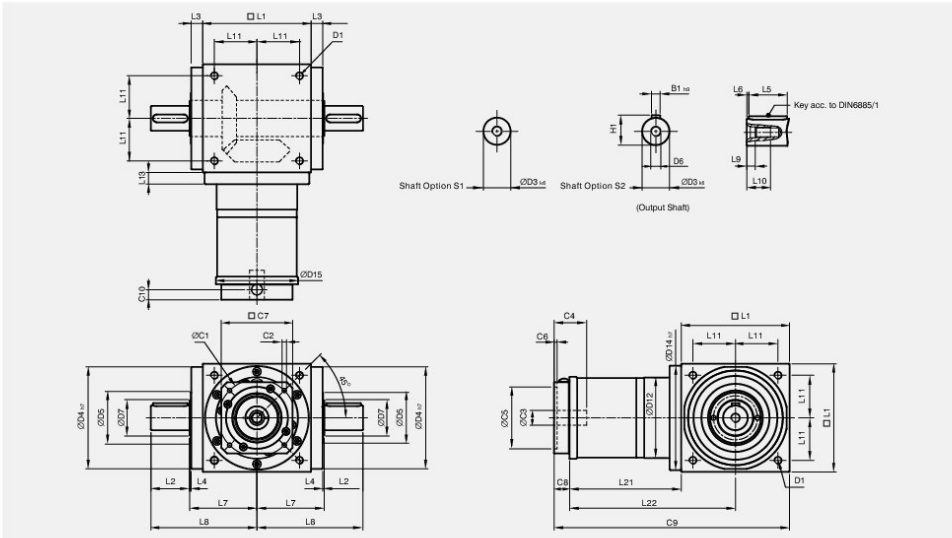
B. Backlash is measured at 2% Nominal Torque  $T_{2\%}$ .

C. Apply to the input shaft center at  $n_{in}$ .

D. S1 service life 10,000 hrs.

# AT-FL / ATB-FL Series

## Dimensions (2-stage, Ratio $i=7\sim 50$ )



\* The dimensions of ATB series are identical to AT series. [unit: mm]

Dimension	AT065 FL	AT075 FL	AT090 FL	AT110 FL	AT140 FL	AT170 FL	AT210 FL	AT240 FL	AT280 FL
D1	M4	M6	M6	M8	M10	M12	M16	M16	M16
D3 k6	13	16	18	22	32	40	50	55	60
D4 h7	63	73	88	108	135	165	205	235	275
D5	31	35	43	53	68	83	104	124	144
D6	M4	M5	M5	M8	M12	M16	M16	M16	M20
D7	21	22	28	33	47	55	75	85	110
D12	62	72	86	106	104	128	160	180	200
D14 h7	63	73	88	108	135	165	205	235	275
D15	62.9	72.9	87	107	106	127	158	178	198
L1	65	75	90	110	140	170	210	240	280
L2	19.5	30	35	40	50	60	75	85	110
L3	13	14.5	15	15	15	15	20	25	25
L4	2	2	2	2	2	2	2	2	2
L5	16	25	28	32	45	50	70	80	100
L6	2	2.5	3.5	4	2.5	5	2.5	2.5	5
L7	47.5	54	62	72	87	102	127	147	167
L8	67	84	97	112	137	162	202	232	277
L9	4.5	4.8	4.8	7.2	10	12	12	12	15
L10	10	12.5	12.5	19	28	36	36	36	42
L11	27	30	36	44	55	67	85	95	110
L13	13	15	15	15	15	15	20	25	25
L21	75	84.5	99	122	144.5	157.5	206.5	239	248
L22	107.5	122	144	177	214.5	242.5	311.5	359	388
C1 <sup>3</sup>	46	46	70	100	100	100	130	165	165
C2 <sup>3</sup>	M4	M4	M5	M6	M6	M6	M8	M10	M10
C3 <sup>3</sup>	≤12	≤12	≤16	≤24	≤24	≤24	≤32	≤38	≤38
C4 <sup>3</sup>	30	30	34	40	40	40	50	60	60
C5 <sup>3</sup>	30	30	50	80	80	80	110	130	130
C6 <sup>3</sup>	3.5	3.5	8	4	4	4	5	6	6
C7 <sup>3</sup>	42	42	60	92	92	92	115	142	142
C8 <sup>3</sup>	21.5	21.5	21.5	20	20	20	24	31	31
C9 <sup>3</sup>	161.5	181	210.5	252	304.5	347.5	440.5	510	559
C10 <sup>3</sup>	14.5	14.5	15.5	13	13	13	16	21	21
B1 h9	5	5	6	6	10	12	14	16	18
H1	15	18	20.5	24.5	35	43	53.5	59	64

3. C1-C10 are motor specific dimensions (metric std shown). Refer to Apexdyna.com and Design Tool to view your specific motor mounting system.

Optional:

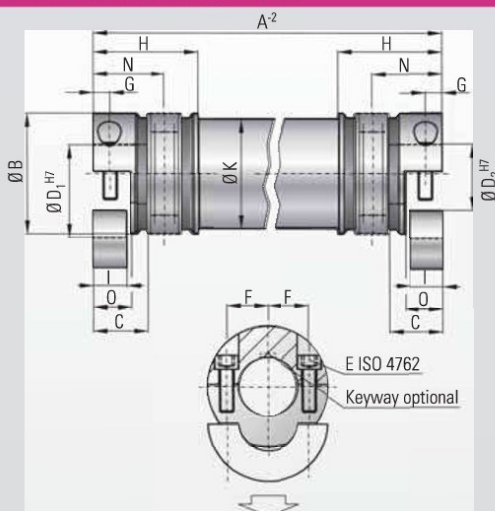


# MODEL ZAE 10-800 Nm

## BACKLASH FREE LINE SHAFTS



with split hub



### Ordering example

ZAE / 10 / 1551 / 18/19.05/XX

- Model
- Series/rated torque Nm
- Overall length mm
- Bore Ø D1 H7
- Bore Ø D2 H7
- Non-Standard e.g. carbon tube

All data is subject to change without notice.

### Properties:

- Compensation for misalignment
- Backlash-free and torsionally rigid
- Able to span longer distances
- Standard lengths up to 6 m (19.68 ft)
- No intermediate support bearing required
- Split hubs for easy mounting and dismounting

### Material:

Bellows made of flexible high grade stainless steel. Aluminum intermediate tube section through size 150, size 300 and up steel optional composite CFK tube. Clamping hubs through size 60 aluminum, size 150 and up steel.

### Design:

Balanced split clamping hubs with two radial clamping screws ISO 4762. Intermediate tube section supported by gimbals within the bellows. Lateral mounting and dismounting accomplished due to split hubs. Absolutely backlash-free through frictional clamp connection.

### Temperature range:

-30 to +100° C (-22° F to 212° F)

### Speed:

Depending on length A, please contact R+W

### Service life:

These couplings have an infinite life and are maintenance-free if the technical ratings are not exceeded.

### Fit tolerance:

Shaft/hub connection 0.01 to 0.05 mm

Model ZAE 10 - 800 Nm		Series						
		10	30	60	150	300	500	800
Rated torque (Nm)	T <sub>KN</sub>	10	30	60	150	300	500	800
Overall length min. to max. (mm)	A <sup>2</sup>	100 - 6000	130 - 6000	160 - 6000	180 - 6000	240 - 6000	250 - 6000	250 - 6000
Outer diameter clamping hub (mm)	B	40	55	66	81	110	123	133
Fit length (mm)	C	16	27	31	34.5	42	50	47
Inner diameter from Ø to Ø H7 (mm)	D <sub>1/2</sub>	5 - 20	10 - 28	12 - 32	19 - 42	30 - 60	35 - 60	40 - 72
Max. inner diameter clamping hub (mm)	D <sub>max</sub>	24	30	32	42	60	60	75
with keyway - max Ø H7 (mm)	D <sub>1/2</sub>	17	23	29	36	60	60	66
ISO 4762 clamping screws	E	M4	M6	M8	M10	M12	M16	M16
Tightening torque (Nm)		5	15	40	70	130	200	250
Distance between centers (mm)	F	15	19	23	27	39	41	48
Distance (mm)	G	5	7.5	9.5	12	14	17	19
Length bellows body (mm)	H	39.5	52	64	72	83	96	95
Clamping length (mm)	I	10	15	19	22	28	33.5	37.5
Outer diameter tube section (mm)	K	35	50	60	76	100	110	120
Length (mm)	O	11.5	17	21	24	30	35	40
Shaft average value (mm)	N	25	34	41	47	56	66	65

1Nm = 8.85 in lbs

max. permissible misalignments page 6

Optional:



# NOTES

## SELECTION PROCESS FOR LINE SHAFTS MODELS ZA / ZAE

Series	Torsional stiffness of both bellows bodies combined	Torsional stiffness per 1m tube	Length of bellows body ZA	Length of bellows body ZAE	Distance between center lines	max. axial misalignment
T <sub>max</sub> (Nm)	C <sup>B</sup> (Nm/rad)	C <sup>ZWR</sup> (Nm <sup>2</sup> /rad)	H (mm)	H (mm)	N (mm)	Δ Ka (mm)
10	4,525	1,530	44.5	39.5	25	2
30	19,500	6,632	57.5	52	34	2
60	38,000	11,810	71	64	41	3
150	87,500	20,230	78	72	47	4
200	95,500	65,340	86	-	52	4
300	250,500	222,700	94	83	56	4
500	255,000	292,800	110	96	66	5
800	475,000	392,800	101	89	64	6
1500	1,400,000	728,800	92	-	56	4
4000	4,850,000	1,171,000	102	-	61	4

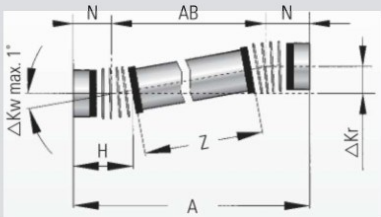


Table 1

- A Overall length ZA mm
- AB AB = (A - 2xN) mm
- Z Tube length mm
- Z = (A - 2xH)
- H Length of the bellows body mm
- N Distance between center lines mm
- M<sub>max</sub> Max. torque Nm
- φ Angle of twist degree
- C<sup>B</sup> Torsional stiffness of both bellows bodies Nm/rad
- C<sup>ZWR</sup> Torsional stiffness of tube per meter Nm/rad
- C<sup>ZA</sup> Torsional stiffness of entire coupling Nm/rad

**Torsional stiffness:**

$$(C_{r^{ZA}}) = \frac{C_r^B \times (C_r^{ZWR}/Z)}{C_r^B + (C_r^{ZWR}/Z)} \text{ [Nm/rad]}$$

**Torsional deflection (twist)**

$$\varphi = \frac{180 \times T_{AS}}{\pi \times C_{r^{ZA}}} \text{ [degree]}$$

**Example:** Line shaft ZA 150 T<sub>KN</sub> = 150 Nm  
Wanted: Deflection at max. rated torque T<sub>KN</sub>

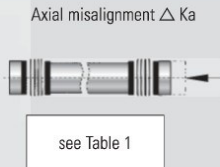
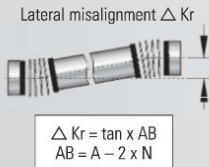
Length (A) of the shaft = 1.5 m  
Length (Z) of the tube = A - (2xH) = 1.344m

$$(C_{r^{ZA}}) = \frac{87500 \text{ Nm/rad} \times (20230 \text{ Nm/rad} / 1.344 \text{ m})}{87500 \text{ Nm/rad} + (20230 \text{ Nm/rad} / 1.344 \text{ m})} = 12842.8 \text{ [Nm/rad]}$$

$$\varphi = \frac{180 \times 150 \text{ Nm}}{\pi \times 12842.8 \text{ Nm/rad}} = 0.669^\circ$$

The result with a max. torque of 150 Nm is an angle of twist of 0.669°.

**Max. possible misalignment**



**R+W calculation programm for critical resonant speeds**

With specially developed software R+W can calculate the critical resonant speeds for each application. The critical speed can be altered by changing the tube material and/or other parameters. Results of a calculation are shown on the right.

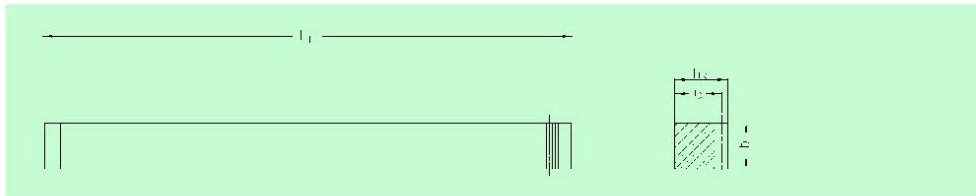
- Critical resonant speed n<sub>c</sub> = 1/min.
- Torsional stiffness tube ZA/ZAE C<sub>r<sup>ZWR</sup></sub> = Nm/rad
- Total stiffness ZA/ZAE C<sub>r<sup>ZA</sup></sub> = Nm/rad
- Angle of twist φ = degree-min-sec
- Weight of total axes m = kg
- Mass moment of inertia J = kgm<sup>2</sup>
- Permissible lateral misalignment Δ Kr = mm



**BR Zahnstangen Modul 1-4**  
BR racks module 1-4

Qualität 9

Quality 9



Bestell-Nr.	Modul	Zähnezahl					Bemerkungen	kg
Order code	Module	L <sub>1</sub>	N° of teeth	b	h <sub>k</sub>	h <sub>0</sub>	Remarks	
25 10 025	1	251,33	80	15	15	14	Querschnitt quadratisch / Square dimension	0,41
25 10 050	1	499,51	159	15	15	14	Querschnitt quadratisch / Square dimension	0,82
25 10 100	1	999,03	318	15	15	14	Querschnitt quadratisch / Square dimension	1,64
25 15 025	1,5	249,76	53	17	17	15,5	Querschnitt quadratisch / Square dimension	0,51
25 15 050	1,5	499,51	106	17	17	15,5	Querschnitt quadratisch / Square dimension	1,03
25 15 100	1,5	999,03	212	17	17	15,5	Querschnitt quadratisch / Square dimension	2,06
25 15 200	1,5	1998,05	424	17	17	15,5	Querschnitt quadratisch / Square dimension	4,11
25 20 025	2	251,33	40	20	20	18	Querschnitt quadratisch / Square dimension	0,71
25 20 050	2	502,65	80	20	20	18	Querschnitt quadratisch / Square dimension	1,41
25 20 100	2	999,03	159	20	20	18	Querschnitt quadratisch / Square dimension	2,81
25 20 150	2	1507,96	240	20	20	18	Querschnitt quadratisch / Square dimension	4,25
25 20 200	2	1998,05	318	20	20	18	Querschnitt quadratisch / Square dimension	5,62
25 20 300	2	3015,93	480	20	20	18	Querschnitt quadratisch / Square dimension	8,49
25 25 025	2,5	251,33	32	25	25	22,5	Querschnitt quadratisch / Square dimension	1,10
25 25 050	2,5	502,65	64	25	25	22,5	Querschnitt quadratisch / Square dimension	2,21
25 25 100	2,5	997,46	127	25	25	22,5	Querschnitt quadratisch / Square dimension	4,38
25 25 200	2,5	2002,77	255	25	25	22,5	Querschnitt quadratisch / Square dimension	8,80
25 30 025	3	254,47	27	30	30	27	Querschnitt quadratisch / Square dimension	1,61
25 30 051	3	508,94	54	30	30	27	Querschnitt quadratisch / Square dimension	3,22
25 30 101	3	1017,88	108	30	30	27	Querschnitt quadratisch / Square dimension	6,44
25 30 150	3	1526,81	162	30	30	27	Querschnitt quadratisch / Square dimension	9,66
25 30 201	3	2035,75	216	30	30	27	Querschnitt quadratisch / Square dimension	12,88
25 30 300	3	3053,63	324	30	30	27	Querschnitt quadratisch / Square dimension	19,32
25 40 025	4	251,33	20	40	40	36	Querschnitt quadratisch / Square dimension	2,83
25 40 050	4	502,65	40	40	40	36	Querschnitt quadratisch / Square dimension	5,65
25 40 100	4	1005,31	80	40	40	36	Querschnitt quadratisch / Square dimension	11,31
25 40 150	4	1507,96	120	40	40	36	Querschnitt quadratisch / Square dimension	19,97
25 40 201	4	2010,62	160	40	40	36	Querschnitt quadratisch / Square dimension	22,61
25 40 300	4	3015,93	240	40	40	36	Querschnitt quadratisch / Square dimension	33,93

Gesamteilungsfehler GT<sub>T</sub>/1000 ≤ 0,150 mm.

Total pitch error GT<sub>T</sub>/1000 ≤ 0,150 mm.

- Verzahnung gefräst
- Werkstoff C45
- Blankstahl

- Milled teeth
- material C45
- bright steel



Montagezahnstangen siehe Seite ZF-2.

Mounting racks see page ZF-2.

Um die Genauigkeit der Zahnstangen, auch im Stoß zu gewährleisten, empfehlen wir unser patentiertes Montageset, siehe Seite ZF-4.

To achieve precision rack joints, we recommend our patented rack assembly kit, see page ZF-4.

Für die Schmierung von Zahnstangen und Ritzeln empfehlen wir den Einsatz unserer elektronisch gesteuerten Schmierbüchsen, siehe Seite ZE-1.

For lubrication of rack & pinions we recommend our automatic lubrication systems, see page ZE-1.

Für die Berechnung und Auswahl der Zahnstangentriebe siehe Rechenbeispiel auf der Seite ZD-1.

For the calculation and selection of the rack & pinion drive, see page ZD-1.

Befestigungsschrauben für Zahnstangen siehe Seite ZF-3.

Screws for rack mounting, see page ZF-3.





**ATLANTA**

**Zahnräder mit gefräster Verzahnung – Modul 3**  
 Gearwheels with milled teeth – module 3

**gerade verzahnt, vorgebohrt**  
**Straight tooth system, prebored**

**Bild / Fig. 1**

**Bild / Fig. 2**

**weich / soft**

C45,  
1.0503

Verz.-Qual.  
Gearing grade

**8 e 25**

Bestell-Nr. Order code	Bild Fig.	Zähnezahl N° of teeth z	d	d <sub>k</sub>	d <sub>1</sub>	d <sub>N</sub>	d <sub>3</sub>	s	kg
21 30 012	1	12	36	42	14	25	-	-	0,25
21 30 013	1	13	39	45	14	25	-	-	0,30
21 30 014	1	14	42	48	14	25	-	-	0,34
21 30 015	1	15	45	51	14	35	-	-	0,41
21 30 016	1	16	48	54	14	35	-	-	0,51
21 30 017	1	17	51	57	14	42	-	-	0,67
21 30 018	1	18	54	60	14	45	-	-	0,70
21 30 019	1	19	57	63	14	45	-	-	0,75
21 30 020	1	20	60	66	14	45	-	-	0,82
21 30 021	1	21	63	69	14	45	-	-	0,89
21 30 022	1	22	66	72	14	50	-	-	1,05
21 30 023	1	23	69	75	14	50	-	-	1,10
21 30 024	1	24	72	78	14	50	-	-	1,20
21 30 025	1	25	75	81	14	60	-	-	1,35
21 30 027	1	27	81	87	14	60	-	-	1,60
21 30 028	1	28	84	90	14	60	-	-	1,70
21 30 030	1	30	90	96	14	60	-	-	1,80
21 30 032	1	32	96	102	14	60	-	-	2,00
21 30 035	1	35	105	111	14	80	-	-	2,70
21 30 036	1	36	108	114	14	80	-	-	2,80
21 30 038	1	38	114	120	14	80	-	-	3,00
21 30 040	1	40	120	126	14	80	-	-	3,30
23 30 545	2	45	135	141	20	-	-	-	3,30
23 30 548	2	48	144	150	20	-	-	-	3,80
23 30 550	2	50	150	156	25	-	-	-	4,10
23 30 552	2	52	156	162	25	-	-	-	4,50
23 30 556	2	56	168	174	25	-	-	-	5,20
23 30 560	2	60	180	186	25	-	-	-	6,00
23 30 576	2	76	228	234	25	-	-	-	9,60
23 30 595	2	95	285	291	25	-	-	-	15,00



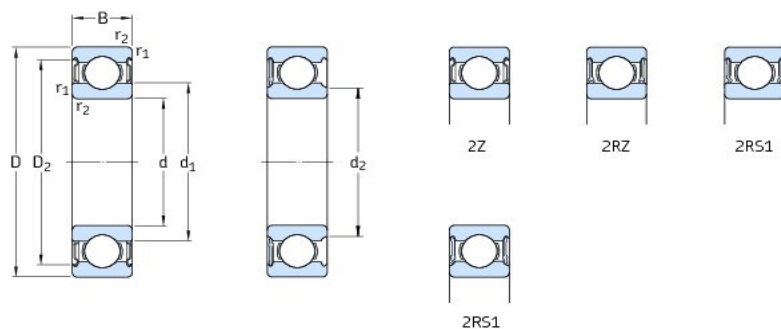
Eine Weiterbearbeitung (Bohrung ausdrehen, nuten, Gewinde anbringen etc.) ist kurzfristig möglich.  
 Further finishing (turning bores, keywaying, threading, etc.) is possible within short time.



**Berechnung und Auswahl für Ritzel-Zahnstangen-Triebe – Modul 3 – gerade verzahnt**  
**Rack and pinion drive – calculation and selection – module 3 – straight tooth system**

Zahnstange / Rack Qualität / Quality	UHPR	HPR		PR		BR	
		5	6	7	8	9	10
Zahnstange Rack	16MnCr5	16MnCr5	C45	C45	42CrMo4	C45	C45
	einsetzunggehärtet case hardened	induktiv gehärtet induction hardened	ind. gehärtet ind. hardened	ind. gehärtet ind. hardened	vergütet quenched + tempered	weich soft	induktiv gehärtet induction hardened
Ritzel <sup>1)</sup> Pinion <sup>1)</sup>	16MnCr5	16MnCr5	16MnCr5	16MnCr5	C45	16MnCr5	C45
	einsetzunggehärtet case hardened	einsetzunggehärtet case hardened	einsetzunggehärtet case hardened	einsetzunggehärtet case hardened	ind. gehärtet ind. hardened	einsetzunggehärtet case hardened	weich soft
Ritzelzählkreis <sup>1)</sup> No. of pinion teeth <sup>1)</sup>	Maximale Vorschubkraft Maximum Feed Force						
Teilkreis d pitch circle dia.	Maximale Vorschubkraft Maximum Feed Force						
12	6,5 kN	6,5 kN	6,5 kN	6,5 kN	2,5 kN	1,5 kN	0,7 kN
13	7,5 kN	7,5 kN	7,5 kN	7,5 kN	3,0 kN	1,5 kN	0,9 kN
14	9,5 kN	9,5 kN	9,5 kN	9,5 kN	3,5 kN	2,0 kN	1,0 kN
15	11,0 kN	11,0 kN	10,5 kN	10,5 kN	4,0 kN	2,0 kN	1,0 kN
16	12,5 kN	12,5 kN	12,0 kN	11,5 kN	4,0 kN	2,0 kN	1,0 kN
17	14,5 kN	14,5 kN	13,5 kN	13,5 kN	5,0 kN	2,5 kN	1,5 kN
18	16,0 kN	16,0 kN	14,0 kN	14,0 kN	5,0 kN	2,5 kN	1,5 kN
19	17,5 kN	17,5 kN	15,0 kN	15,0 kN	5,5 kN	3,0 kN	1,5 kN
20	18,5 kN	18,5 kN	16,0 kN	16,0 kN	5,5 kN	3,0 kN	1,5 kN
21	20,0 kN	20,0 kN	17,0 kN	17,0 kN	6,0 kN	3,0 kN	2,0 kN
22	21,5 kN	21,5 kN	17,5 kN	17,5 kN	6,5 kN	3,5 kN	2,0 kN
23	22,5 kN	22,5 kN	18,5 kN	18,5 kN	6,5 kN	3,5 kN	2,0 kN
24	24,0 kN	24,0 kN	19,5 kN	19,5 kN	7,0 kN	4,0 kN	2,5 kN
25	24,0 kN	24,0 kN	20,0 kN	20,0 kN	7,5 kN	4,0 kN	2,5 kN
26	24,5 kN	24,5 kN	21,0 kN	21,0 kN	7,5 kN	4,0 kN	2,5 kN
27	24,5 kN	24,5 kN	22,0 kN	22,0 kN	8,0 kN	4,0 kN	3,0 kN
28	24,5 kN	24,5 kN	22,5 kN	22,5 kN	8,0 kN	4,0 kN	3,0 kN
29	25,0 kN	25,0 kN	22,5 kN	22,5 kN	8,5 kN	4,5 kN	3,0 kN
30	25,0 kN	25,0 kN	22,5 kN	22,5 kN	9,0 kN	4,5 kN	3,0 kN
31	25,0 kN	25,0 kN	22,5 kN	22,5 kN	9,0 kN	5,0 kN	3,5 kN
32	25,0 kN	25,0 kN	23,0 kN	23,0 kN	9,5 kN	5,0 kN	3,5 kN
33	25,0 kN	25,0 kN	23,0 kN	23,0 kN	10,0 kN	5,5 kN	3,5 kN
34	25,5 kN	25,5 kN	23,0 kN	23,0 kN	10,0 kN	5,5 kN	4,0 kN
35	25,5 kN	25,5 kN	23,0 kN	23,0 kN	10,5 kN	5,5 kN	4,0 kN
36	25,5 kN	25,5 kN	23,0 kN	23,0 kN	11,0 kN	6,0 kN	4,0 kN
37	25,5 kN	25,5 kN	23,0 kN	23,0 kN	11,0 kN	6,0 kN	4,0 kN
38	25,5 kN	25,5 kN	23,0 kN	23,0 kN	11,5 kN	6,0 kN	4,5 kN
39	25,5 kN	25,5 kN	23,0 kN	23,0 kN	11,5 kN	6,5 kN	4,5 kN
40	25,5 kN	25,5 kN	23,5 kN	23,0 kN	12,0 kN	6,5 kN	4,5 kN

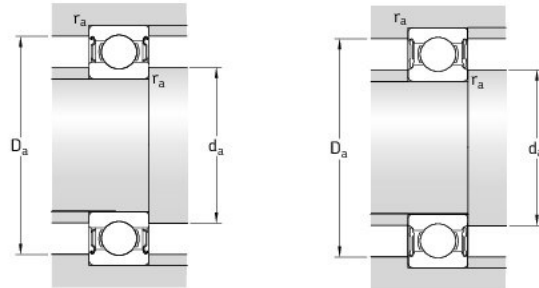
1) Auf Verfügbarkeit prüfen (Kapitel ZB) / check availability (chapter ZB) **Maximal zulässige Vorschubkräfte – Beschreibung siehe Seite ZB-36 / Maximum permissible feed forces – description see page ZB-36**

**Jednořadá kuličková ložiska s těsněním  
d 30 – 35 mm**


Hlavní rozměry			Únosnost dyna- mická C	sta- tická C <sub>0</sub>	Mezní únavové zatížení P <sub>u</sub>	Připustné otáčky		Hmotnost	Označení Ložiska s těsněním	
d	D	B				Referenční otáčky	Mezní otáčky <sup>1)</sup>		na obou stranách	na jedné straně
mm			kN	kN	min <sup>-1</sup>	mm	kg	–		
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	16 000	0,027	61806-2RZ	–
	42	7	4,49	2,9	0,146	–	9 500	0,027	61806-2RS1	–
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	15 000	0,051	61906-2RZ	–
	47	9	7,28	4,55	0,212	–	8 500	0,051	61906-2RS1	–
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	14 000	0,12	* 6006-2Z	* 6006-Z
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	14 000	0,12	* 6006-2RZ	* 6006-RZ
	55	13	13,8	8,3	0,355	–	8 000	0,12	* 6006-2RS1	* 6006-RS1
	55	19	13,3	8,3	0,355	–	8 000	0,16	63006-2RS1	–
	62	16	20,3	11,2	0,475	24 000	12 000	0,20	* 6206-2Z	* 6206-Z
	62	16	20,3	11,2	0,475	24 000	12 000	0,20	* 6206-2RZ	* 6206-RZ
	62	16	20,3	11,2	0,475	–	7 500	0,20	* 6206-2RS1	* 6206-RS1
	62	20	19,5	11,2	0,475	–	7 500	0,24	62206-2RS1	–
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	11 000	0,35	* 6306-2Z	* 6306-Z
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	11 000	0,35	* 6306-2RZ	* 6306-RZ
	72	19	29,6	16	0,67	–	6 300	0,35	* 6306-2RS1	* 6306-RS1
	72	27	28,1	16	0,67	–	6 300	0,48	62306-2RS1	–
35	47	7	4,75	3,2	0,166	28 000	14 000	0,03	61807-2RZ	–
	47	7	4,75	3,2	0,166	–	8 000	0,03	61807-2RS1	–
	55	10	9,56	6,8	0,29	26 000	13 000	0,08	61907-2RZ	–
	55	10	9,56	6,8	0,29	–	7 500	0,08	61907-2RS1	–
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	12 000	0,16	* 6007-2Z	* 6007-Z
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	12 000	0,16	* 6007-2RZ	* 6007-RZ
	62	14	16,8	10,2	0,44	–	7 000	0,16	* 6007-2RS1	* 6007-RS1
	62	20	15,9	10,2	0,44	–	7 000	0,21	63007-2RS1	–
	72	17	27	15,3	0,655	20 000	10 000	0,29	* 6207-2Z	* 6207-Z
	72	17	27	15,3	0,655	–	6 300	0,29	* 6207-2RS1	* 6207-RS1
	72	23	25,5	15,3	0,655	–	6 300	0,37	62207-2RS1	–
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	9 500	0,46	* 6307-2Z	* 6307-Z
	80	21	35,1	19	0,815	–	6 000	0,46	* 6307-2RS1	* 6307-RS1
	80	31	33,2	19	0,815	–	6 000	0,66	62307-2RS1	–

\* Ložisko SKF Explorer

<sup>1)</sup> Pro ložiska pouze s jedním krycím plechem nebo s těsněním s nízkým třením (Z, RZ) platí mezní otáčky uvedené pro nezakrytá ložiska.



Rozměry					Připojovací rozměry				Výpočtové součinitele	
d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	D <sub>2</sub>	r <sub>1,2</sub> min	d <sub>a</sub> min	d <sub>a</sub> max	D <sub>a</sub> max	r <sub>a</sub> max	k <sub>r</sub>	f <sub>0</sub>
mm	~	~	~		mm				-	
30	33,7	-	39,5	0,3	32	-	40	0,3	0,015	14
	-	32,6	39,5	0,3	32	32,5	40	0,3	0,015	14
	35,2	-	42,8	0,3	32	-	45	0,3	0,02	14
	-	34,2	42,8	0,3	32	34	45	0,3	0,02	14
	38,2	-	49	1	34,6	-	50,4	1	0,025	15
	38,2	-	49	1	34,6	-	50,4	1	0,025	15
	38,2	-	49	1	34,6	-	50,4	1	0,025	15
	38,2	-	49	1	34,6	-	50,4	1	0,025	15
	40,4	-	54,1	1	35,6	-	56,4	1	0,025	14
	40,4	-	54,1	1	35,6	-	56,4	1	0,025	14
	40,4	-	54,1	1	35,6	-	56,4	1	0,025	14
	40,4	-	54,1	1	35,6	-	56,4	1	0,025	14
	44,6	-	61,9	1,1	37	-	65	1	0,03	13
	44,6	-	61,9	1,1	37	-	65	1	0,03	13
	44,6	-	61,9	1,1	37	-	65	1	0,03	13
	44,6	-	61,9	1,1	37	-	65	1	0,03	13
35	38,7	-	44,4	0,3	37	-	45	0,3	0,015	14
	-	37,6	44,4	0,3	37	37,5	45	0,3	0,015	14
	41,6	-	50,5	0,6	38,2	-	51,8	0,6	0,02	14
	41,6	-	50,5	0,6	38,2	-	51,8	0,6	0,02	14
	43,8	-	55,6	1	39,6	-	57,4	1	0,025	15
	43,8	-	55,6	1	39,6	-	57,4	1	0,025	15
	43,8	-	55,6	1	39,6	-	57,4	1	0,025	15
	43,8	-	55,6	1	39,6	-	57,4	1	0,025	15
	46,9	-	62,7	1,1	42	-	65	1	0,025	14
	46,9	-	62,7	1,1	42	-	65	1	0,025	14
	46,9	-	62,7	1,1	42	-	65	1	0,025	14
	49,6	-	69,2	1,5	44	-	71	1,5	0,03	13
	49,6	-	69,2	1,5	44	-	71	1,5	0,03	13
	49,6	-	69,2	1,5	44	-	71	1,5	0,03	13

## Technical Data

### Maximum travel speed at medium loads

$$v_{\max} = 10 \text{ m/s}$$

### Permissible operating temperature

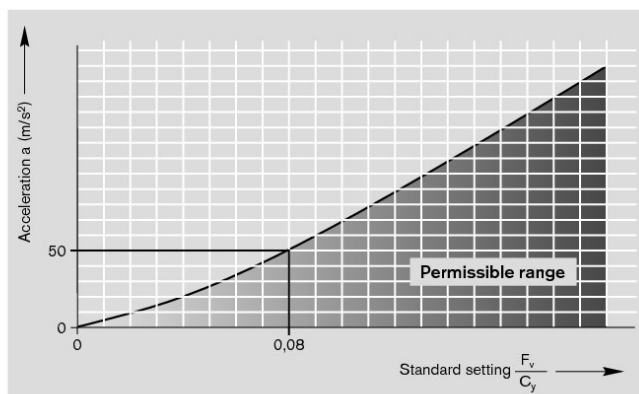
$$t = -20 \text{ °C up to } +80 \text{ °C}$$

### Acceleration

Higher acceleration rates are permissible as long as slip is avoided. To do this, adjust preload  $F_v$  using the eccentric rollers, see chart.

$$a_{\max} = 50 \text{ m/s}^2$$

**⚠** Increasing the preload will reduce the maximum permissible load.



### Rigidity

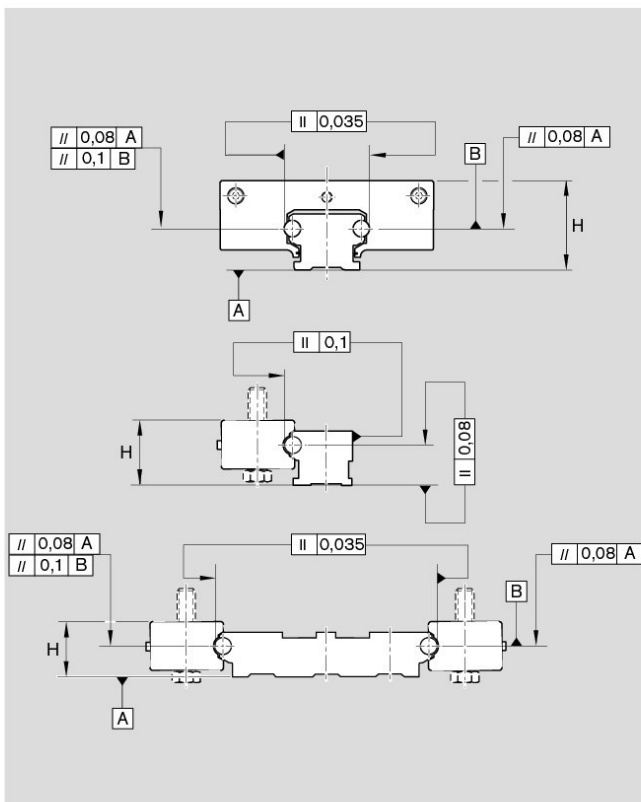
The rigidity can be improved by increasing the preload using the eccentric rollers.

**Accuracy**

Rexroth Guide Rails are manufactured to very high precision standards. Higher accuracies are available on request.

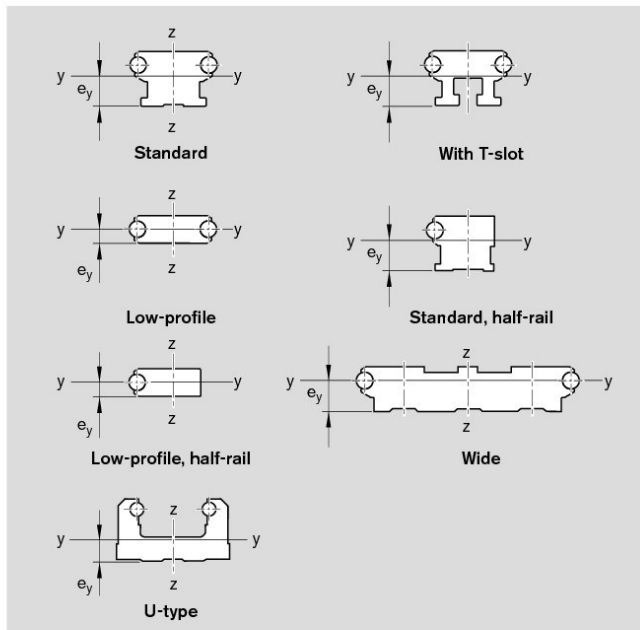
Tolerance for H:  $\pm 0.2$  mm

Maximum difference in H on the same guide rail: 0.1 mm



### Technical Data

#### Sectional characteristics of guide rails



$e_y$ : Centroid distance  
 $I_{y,z}$ : Second moment of inertia  
 $W_{y,z}$ : Section modulus

Size	Cross-sectional area	Neutral axis					
		A (mm <sup>2</sup> )	$e_y$ (mm)	$I_y$ (mm <sup>4</sup> )	y-y $W_y$ (mm <sup>3</sup> )	z-z $W_z$ (mm <sup>3</sup> )	
Standard	20	168	6,0	2060	343	3090	364
	25	244	7,4	4738	623	6432	613
	32	435	10,4	14551	1399	19272	1357
	42	685	11,4	19628	1722	78534	4363
	52	1222	17,6	117945	6701	148971	6477
With T-slot	25	194	8,1	4155	513	6191	590
	32	355	11,4	12295	1079	18666	1315
	52	913	17,6	82725	4596	140984	6130
Low-profile	32	234	5,0	2163	433	11412	804
	52	690	9,0	20750	2306	91104	3961
Standard, half-rail	32	397	10,5	13182	1255	14724	1115
	52	1116	17,7	105926	5985	111856	5251
Low-profile, half-rail	32	217	5,0	1913	383	8841	665
	52	633	9,0	18142	2016	68209	3202
Wide	52	2492	12,4	119636	2099	2378777	41733
U-type	20	360	7,0	8604	782	42000	2545

## Life Expectancy and Static Load Safety Factor

### Life Expectancy of one Cam Roller

The nominal service life expectancy  $L$  in meters or  $L_h$  in hours is attained or

exceeded by at least 90% of a large number of identical rollers.

### when subject to force loads

If the Cam Roller Guide is subject to a centrally-acting force  $F_y$  or  $F_z$ , calculate the nominal travel life using formulas (1) and (2):

The force  $F$  must not exceed the maximum permissible force given in the "Maximum Permissible Loads" tables.

$$(1) \quad L = \left( \frac{C_{y,z}}{F} \right)^3 \cdot 10^5$$

$$(2) \quad L_h = \frac{L}{2 \cdot s \cdot n \cdot 60}$$

$L$  = nominal life expectancy (m)  
 $L_h$  = nominal life expectancy (h)  
 $C_{y,z}$  = dynamic load capacity (N)  
 $F$  = equivalent dynamic load (N)  
 $s$  = length of stroke (m)  
 $n$  = stroke repetition rate (min<sup>-1</sup>) (complete cycles)

### when subject to moment loads

If the Cam Roller Guide is subject to a moment  $M$  acting about the  $x$ ,  $y$  or  $z$  axis only, calculate the nominal travel life using formulas (3) and (4):

The moment  $M$  must not exceed the maximum permissible moment load given in the "Maximum Permissible Loads" tables.

$$(3) \quad L = \left( \frac{M_{x,y,z}}{M} \right)^3 \cdot 10^5$$

$$(4) \quad L_h = \frac{L}{2 \cdot s \cdot n \cdot 60}$$

$L$  = nominal life expectancy (m)  
 $L_h$  = nominal life expectancy (h)  
 $M_{x,y,z}$  = dynamic moment (Nm)  
 $M$  = equivalent dynamic moment load (Nm)  
 $s$  = length of stroke (m)  
 $n$  = stroke repetition rate (min<sup>-1</sup>) (complete cycles)

### Note

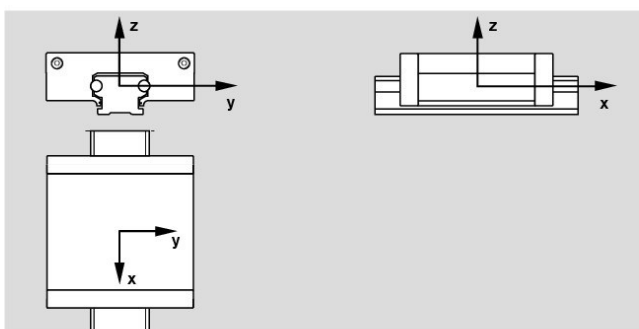
The above formulas for calculation of life expectancy apply only in applications subject to a single force acting centrally in the  $y$  or  $z$  axis, or a single moment acting about the  $x$ ,  $y$  or  $z$  axis.

For applications subject to a combination of forces from different directions or moments about different axes, or any combination of forces and moments, please consult us.

### Coordinate system

The following coordinate system is used to define the direction of action of forces

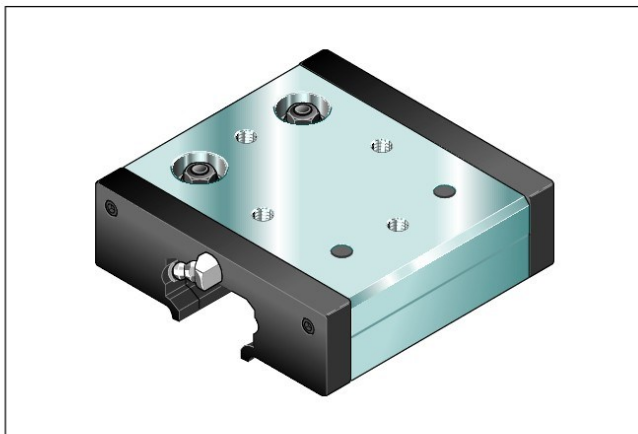
and moments:





## Standard Runner Blocks

### Runner Block R1902



Part numbers, load capacities and moments for calculating service life

Size -Version	Part number	Load capacities				Moment loads					
		$C_y$ (N)	$C_{y0}$ (N)	$C_z$ (N)	$C_{z0}$ (N)	$M_x$ (Nm)	$M_{x0}$ (Nm)	$M_y$ (Nm)	$M_{y0}$ (Nm)	$M_z$ (Nm)	$M_{z0}$ (Nm)
20	R1902 119 00	2300	1600	1336	783	10,7	6,3	22,7	13,3	39	27
25	R1902 125 00	2550	1780	1357	803	13,0	7,6	30,5	18,0	57	40
32	R1902 132 00	7335	4560	4300	2200	56,0	29,0	129,0	66,0	220	137
52	R1902 152 00	17150	10200	10050	4900	211,0	103,0	301,0	147,0	515	306
52-h	R1902 252 00	27900	15400	16775	7630	352,0	160,0	880,0	400,0	1465	808
52-sh	R1902 352 00	31000	18200	18400	8750	390,0	184,0	1100,0	520,0	1860	1100

**Important:**

Observe maximum permissible loads due to forces and moments as shown in the "Maximum Permissible Loads" tables!

The part numbers refer to runner blocks with oiling units.

Part numbers for runner blocks without oiling units:

Size R1901 ... 00 (otherwise as shown in table)

Part numbers for oiling units without runner blocks:

Size 20-52 R1910 4.. 00 (otherwise as shown in table)

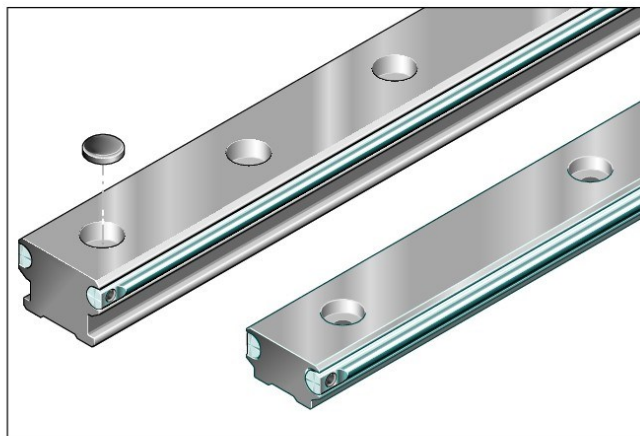
Size 52-h R1910 452 10

Size 52-sh R1910 452 20

## Guide Rails

### Guide Rail standard R1921

- For mounting from above
- Optional mounting hole plugs (to be ordered separately)
- Corrosion resistant steel shafts to DIN EN ISO 683-17 / EN 10088



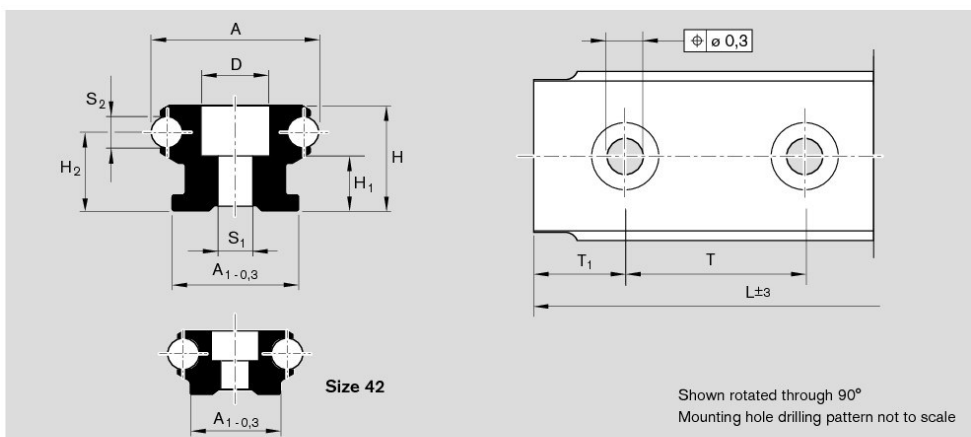
### Part numbers, lengths

Size -Version	Standard length <sup>1)</sup> (mm)	L <sub>max</sub> (mm)	without holes	with holes	Abdeckkappen	Holes per meter <sup>1)</sup>
			Part number Length:,...(mm)	Part number Length:,...(mm)	Part number Quantity:,...	
20	3500	7000	R1921 019 31,...	R1921 119 31,...	R1605 800 80,...	16
25	3500	7000	R1921 025 31,...	R1921 125 31,...	R1605 800 80,...	16
32	3500	7000	R1921 032 31,...	R1921 132 31,...	R1605 200 80,...	8
32-2	3500	7000	-	R1921 232 31,...	R1605 200 80,...	16
42	3500	7000	R1921 042 31,...	R1921 142 31,...	R1605 300 80,...	8
52	3500	7000	R1921 052 31,...	R1921 152 31,...	R1605 400 90,...	4
52-2	3500	7000	-	R1921 252 31,...	R1605 400 90,...	8
52-4	3500	7000	-	R1921 452 31,...	R1605 500 90,...	16

1) Running tracks up to 3500 mm are made of one-piece precision steel shafts.

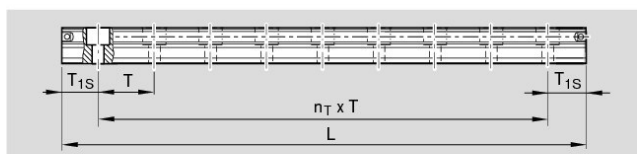
2) Number for one meter at preferred length T<sub>15</sub>

Size -Version	Hole spacing T (mm)	Recommended rail lengths			
		Number of holes/Rail length L (mm)			
20, 25, 32-2, 52-4	62.5	2/121	10/621	18/1121	40/2496
		4/246	12/746	20/1246	50/3125
		6/371	14/871	24/1496	56/3496
		8/496	16/996	30/1871	
		8/996	16/1996	24/2996	
32, 42, 52-2	125	2/246	10/1246	18/2246	28/3496
		4/496	12/1496	20/2496	
		6/746	14/1746	22/2746	
		8/996	16/1996	24/2996	
52	250	2/496	6/1496	14/3496	
		3/746	8/1996		
		4/996	10/2496		
		5/1246	12/2996		



Size -Version	Dimensions (mm)											Mass (kg)
	A	A <sub>1</sub>	H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	D	S <sub>1</sub>	S <sub>2</sub>	T	T <sub>1S</sub>	T <sub>1 min.</sub>	
20	20	17	12	5,0	9,0	9,4	4,5	4	62,5	29,25	13	0,60
25	25	21	15	6,0	10,6	9,4	5,5	6	62,5	29,25	13	1,00
32	32	24	20	9,5	15,0	11,0	6,5	6	125,0	60,50	13	1,60
32-2	32	24	20	9,5	15,0	11,0	6,5	6	62,5	29,25	13	1,60
42	42	28	20	9,0	12,6	15,0	9,0	10	125,0	60,50	13	2,68
52	52	40	34	19,0	25,1	20,0	11,0	10	250,0	123,00	20	4,40
52-2	52	40	34	19,0	25,1	20,0	11,0	10	125,0	60,50	20	4,40
52-4	52	40	34	17,0	25,1	24,0	13,0	10	62,5	29,25	20	4,40

Ordering a guide rail



Calculating guide rail length

Recommendation:

Use preferred length T<sub>1S</sub>.

- Observe minimum spacing T<sub>1 min</sub>!  
(see table)

- T<sub>1</sub> is the same at either end of the rail.

$$L = n_B \cdot T - 4$$

or

$$L = n_T \cdot T + 2 \cdot T_{1S}$$

L = rail length (mm)  
 T = hole spacing\*) (mm)  
 T<sub>1S</sub> = preferred dimension\*) (mm)  
 n<sub>B</sub> = number of holes  
 n<sub>T</sub> = number of spaces  
 \*) see table for values

Ordering example

Guide rail: size 25

Desired length: 620 to 625 mm

$$n_B = 620 / T = 620 / 62,5 = 9,92$$

rounded to whole numbers  
 = 10 holes,

$$n_T = n_B - 1 = 9$$

Rail ordering data:

Part number, length (mm)

$$T_1 / n_T \times T / T_1 \text{ (mm)}$$

**R1921 125 31, 621**

**29,25 / 9 x 62,5 / 29,25**

Mounting hole plug ordering data:

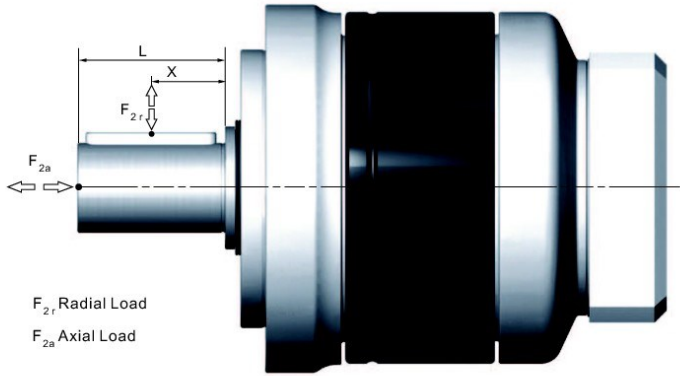
Part number, quantity  
**R1605 800 90, 10**

Length to be ordered

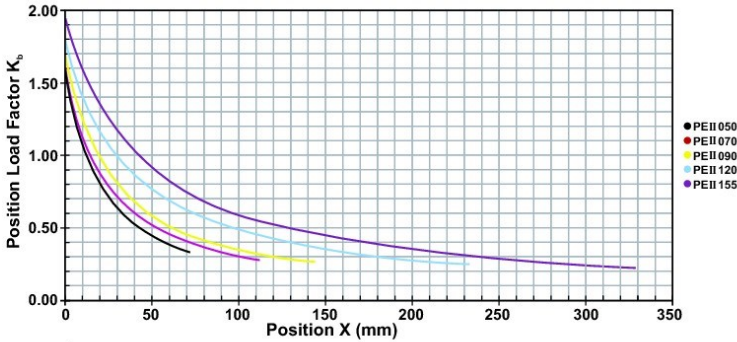
$$L = 10 \cdot 62,5 - 4 = 621 \text{ mm} \quad \text{or}$$

$$L = 9 \cdot 62,5 + 2 \cdot 29,25 = 621 \text{ mm}$$

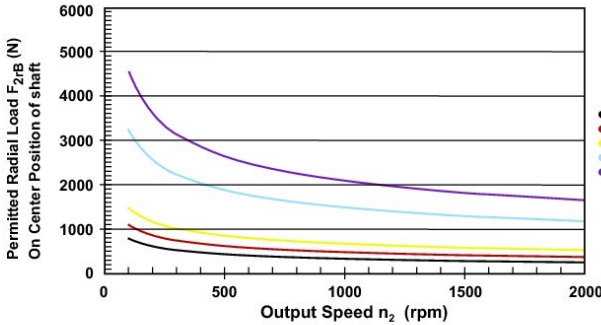
# Permitted Radial And Axial Loads On Output Shaft



The permitted radial and axial loads on output shaft of the gearbox depend on the design of the gearbox supporting bearings.



If radial force  $F_{2r}$  is not exerted on the center of the output shaft  $X < 1/2xL$  or  $X > 1/2xL$ , the permitted radial and axial loads can be calculated by the position load factor  $K_b$  on the above diagram.



Permitted radial load  $F_{2r}$  on center of output shaft  $X = 1/2 \times L$  for various output speeds. Values provided are for 20,000 hours<sup>(\*)</sup> life.

(\*) For Continuous Operation(S1), the service life reduced to 50%.

Planetary Gearboxes New P series - PSII / PEII / PAII / PGII

## PEII Series Specifications

PEII 090		1-stage					2-stage										
		Ratio <sup>(1) (2)</sup>					Ratio <sup>(1) (2)</sup>										
		3	4	5	7	10	15	16	20	25	30	35	40	50	70	100	
Nominal Output Torque $T_{2N}$	Nm	110	113	118	96	68	109	116	116	123	108	100	117	123	100	70	
Emergency Stop Torque $T_{2NOT}$	Nm	3 times $T_{2N}$															
Max. Acceleration Torque $T_{2B}$	Nm	198	203	212	173	122	196	208	208	221	195	179	210	221	179	127	
No Load Running Torque <sup>(6)</sup>	Nm	0.4					0.3										
Backlash <sup>(3)</sup>	arcmin	$\leq 6$					$\leq 8$										
Torsional Rigidity	Nm/arcmin	8					8										
Nominal Input Speed $n_{1N}$	rpm	3,600															
Max. Input Speed $n_{1B}$	rpm	6,000															
Max. Radial Load $F_{2RB}$ <sup>(4)</sup>	N	1,530															
Max. Axial Load $F_{2aB}$ <sup>(4)</sup>	N	765															
Service Life <sup>(7)</sup>	hr	20,000															
Operating Temperature	°C	0° C ~ +90° C															
Lubrication		Synthetic lubrication grease															
Degree of Protection		IP65															
Mounting Position		All directions															
Running Noise <sup>(6) (8)</sup>	dB(A)	$\leq 64$															
Efficiency $\eta$	%	$\geq 97\%$					$\geq 94\%$										
Weight	kg	$\varnothing^{(5)} \leq 14 = 2.4$ $\varnothing^{(5)} \leq 19, 24, 28 = 3.4$					$\varnothing^{(5)} \leq 14 = 3.3$ $\varnothing^{(5)} \leq 19, 24, 28 = 4.3$										
Moment of Inertia $J_1$	kg.cm <sup>2</sup>	$\varnothing^{(5)} \leq 14$	0.36	0.24	0.22	0.21	0.2	0.22	0.24	0.22	0.22	0.2	0.22	0.2	0.2	0.2	0.2
		$\varnothing^{(5)} \leq 19$	1.7	1.58	1.56	1.55	1.54	1.56	1.58	1.56	1.56	1.54	1.56	1.54	1.54	1.54	1.54
		$\varnothing^{(5)} \leq 24$	2.24	2.12	2.1	2.09	2.09	2.1	2.12	2.1	2.1	2.09	2.1	2.09	2.09	2.09	2.09
		$\varnothing^{(5)} \leq 28$	2.68	2.55	2.53	2.52	2.52	2.53	2.55	2.53	2.53	2.52	2.53	2.52	2.52	2.52	2.52

(1) Ratio ( $i = N_{in} / N_{out}$ )

(2) Other ratios are available, please contact APEX.

(3) Backlash is measured at 2% of Nominal Output Torque  $T_{2N}$ .

(4) Applied to the output shaft center at 100 rpm

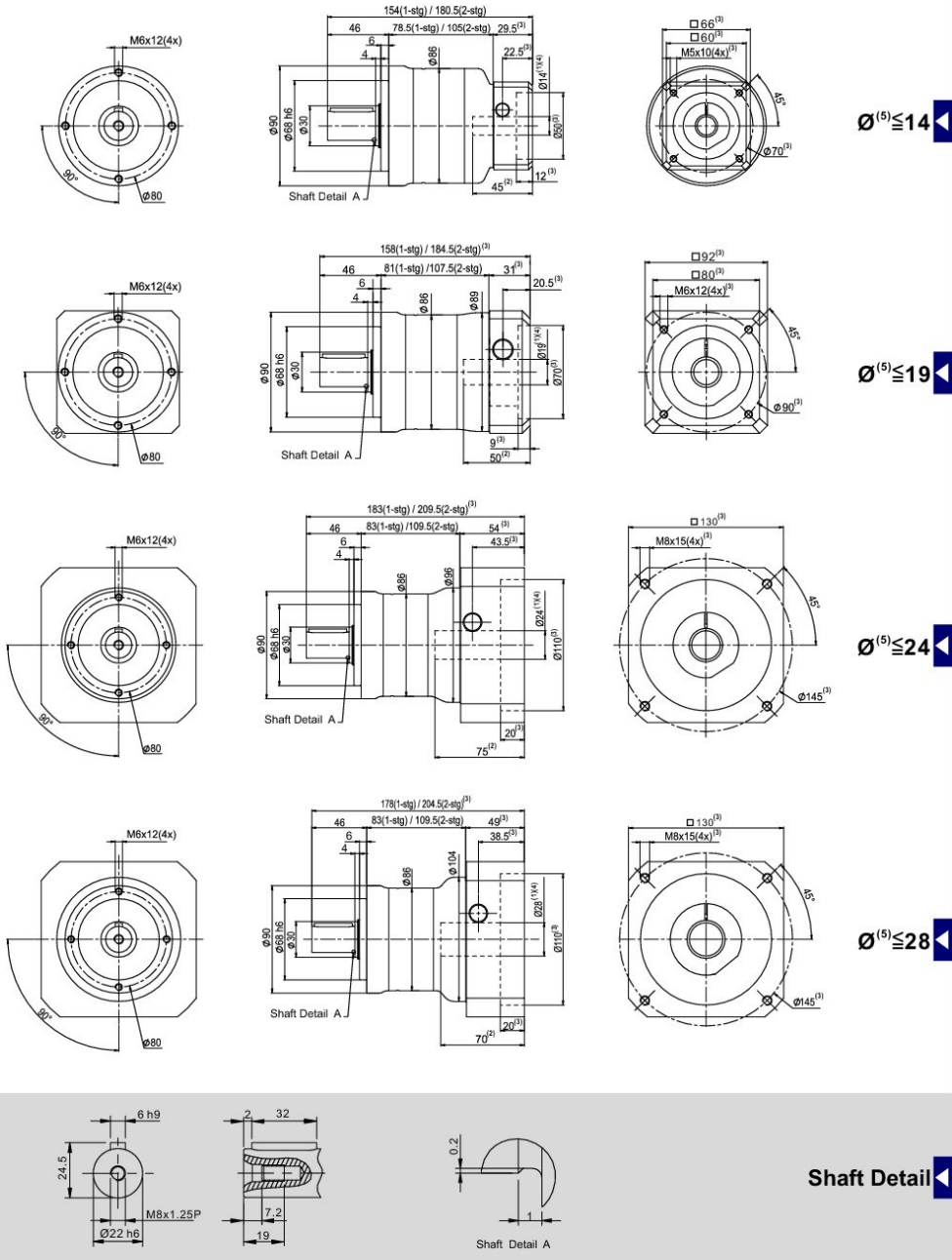
(5)  $\varnothing$  = Input shaft diameter

(6) These values are measured at 3000 rpm without load.

(7) For continuous operation, the service life is 10000 hrs.

(8) These values are measured with ratio=10 (1-stage) and ratio=100 (2-stage) at 3000 rpm.

# PEII Series Dimension



Ø<sup>(5)</sup> ≤ 14

Ø<sup>(5)</sup> ≤ 19

Ø<sup>(5)</sup> ≤ 24

Ø<sup>(5)</sup> ≤ 28

Shaft Detail

(1) This dimension refers to motor shaft diameter.  
 (2) The maximum motor shaft length. For other Motor specific dimensions, please contact APEX.  
 (3) Input dimensions vary according to motor flange.  
 (4) Please contact APEX, if there is no proper dimension.  
 (5) Ø= Input shaft diameter.

## General technical data and calculations

### Forces and moments

In Rexroth ball rail systems the raceways are arranged at a contact angle of 45°. This results in the same load-bearing capacity of the entire system in all four major planes of load application.

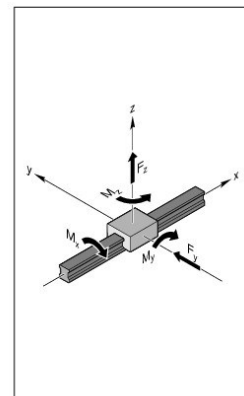
The ball runner blocks may be subjected to both forces and load moments.

#### Forces in the four major planes of load application

- ▶ Tension  $F_z$  (positive Z-direction)
- ▶ Pressure  $-F_z$  (negative Z-direction)
- ▶ Side load  $F_y$  (positive Y-direction)
- ▶ Side load  $-F_y$  (negative Y-direction)

#### Moments

- ▶ Torsional moment  $M_x$  (around the X-axis)
- ▶ Longitudinal moment  $M_y$  (around the Y-axis)
- ▶ Longitudinal moment  $M_z$  (around the Z-axis)



### Definition of load capacities

#### Dynamic load capacity C

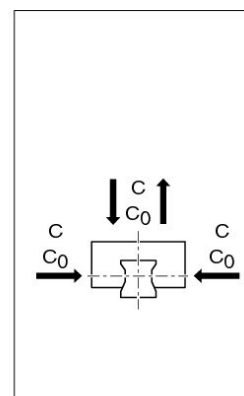
The radial load whose extent and direction cannot change that a linear anti-friction bearing can theoretically absorb for a nominal life covering  $10^5$  m (according to DIN ISO 14728-1).

Note: The dynamic load capacities in the tables are above the DIN or ISO values. These values have been confirmed in tests.

#### Static load capacity $C_0$

Static load in the load direction that corresponds to a calculated load in the center of the contact point with the greatest load between the rolling element (ball) and track zone (guide rail) of 4200 MPa.

Note: With this stress at the contact point, permanent overall deformation of the ball occurs that corresponds to about 0.0001 times the ball diameter. (according to DIN ISO 14728-1)



### Definition of moment load capacities

#### Dynamic torsional moment load capacity $M_t$

Comparative dynamic moment about the X-axis which causes a load equivalent to the dynamic load capacity C.

#### Static torsional moment load capacity $M_{t0}$

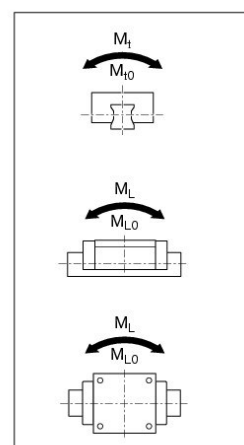
The comparable static moment around the X-axis that induces a load corresponding to the static load capacity  $C_0$ .

#### Dynamic longitudinal moment load $M_L$

The dynamic comparable dynamic moment around the transverse axis y or the vertical axis z that induces a load corresponding to the dynamic load capacity C.

#### Static longitudinal moment load $M_{L0}$

The static comparable dynamic moment around the transverse axis y or the vertical axis z that induces a load corresponding to the static load capacity  $C_0$ .



**Definition and calculation of the nominal life**

The calculated service life which an individual linear rolling bearing, or a group of apparently identical rolling element bearings operating under the same conditions, can attain with a 90 % probability, with contemporary, commonly used materials and manufacturing quality under conventional operating conditions (as per ISO 14728-1).

**Nominal life in meters**

$$(1) L_{10} = \left( \frac{C}{F_m} \right)^3 \cdot 10^5 \text{ m}$$

**Service life in operating hours with constant stroke and constant stroke repetition rate**

$$(2) L_{h10} = \frac{L_{10}}{2 \cdot s \cdot n \cdot 60}$$

If the stroke length  $s$  and the stroke repetition rate  $n$  are constant over the entire service life, you can use formula (2) to determine the service life in operating hours.

**Nominal life at variable speed**

$$(3) L_{h10} = \frac{L_{10}}{60 \cdot v_m}$$

As an alternative, it is possible to use formula (3) to calculate the service life in operating hours using the average speed  $v_m$ .

This average speed  $v_m$  is calculated with speeds that can be changed on a stepwise basis using discrete time steps  $q_{tn}$  of the individual load stages (4).

$$(4) v_m = \frac{|v_1| \cdot q_{t1} + |v_2| \cdot q_{t2} + \dots + |v_n| \cdot q_{tn}}{100 \%}$$

**Modified service life**

$$L_{na} = a_1 \cdot \left( \frac{C}{F_m} \right)^3 \cdot 10^5 \text{ m}$$

If a 90 percent requisite reliability is not enough, you must reduce the service life values by a factor of  $a_1$  in accordance with the table below.

$$L_{ha} = \frac{L_{na}}{2 \cdot s \cdot n \cdot 60}$$

Requisite reliability ( % )	$L_{na}$	Factor $a_1$
90	$L_{10a}$	1.00
95	$L_{5a}$	0.64
96	$L_{4a}$	0.55
97	$L_{3a}$	0.47
98	$L_{2a}$	0.37
99	$L_{1a}$	0.25

**Notes**

DIN ISO 14728-1 limits the validity of the formula (1) to dynamically equivalent loads  $F_m < 0.5 C$ . However, in our tests we verified that under ideal operating conditions this service life formula can be applied up to loads of  $F_m = C$ . Under some circumstances, with stroke lengths below 2 · ball runner block length  $B_1$  (see the dimension tables) a load capacity reduction may be necessary. Please consult us.



## General technical data and calculations

### Load on bearing for calculating the service life

**Note**

In general, the minimum value of 4.0 should not be fallen short of for both the static and dynamic load ratios. In the case of applications that place high demands on rigidity and/or the service life, a higher load ratio is necessary. With tensile loads, check the screw stability. See the chapter entitled "Installation Information".

Dynamic load ratio

$$\frac{C}{F_{m^* \max}}$$

Static load ratio

$$\frac{C_0}{F_{\text{eff}^* \max}}$$

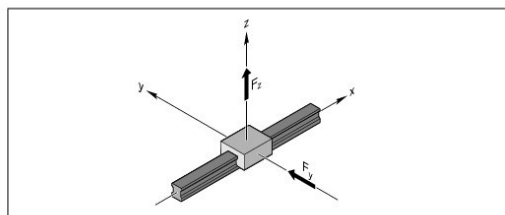
**Combined equivalent load**

In the case of a combined vertical and horizontal external load, calculate the dynamic equivalent load  $F_{\text{comb}}$  according to formula (5).

**Note**

The structure of the ball rail system permits this simplified calculation.

$$(5) \quad F_{\text{comb}} = |F_y| + |F_z|$$



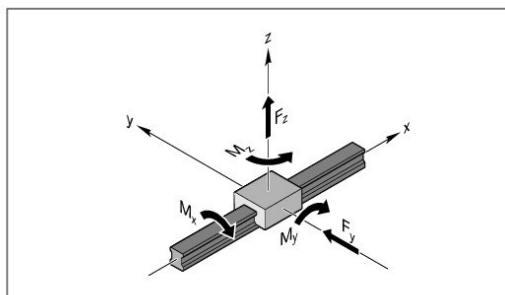
**Note**

Reduce an external load that affects the ball runner block at any angle with the correct sign to  $F_y$  and  $F_z$  and insert the amounts into formula (5) or (6).

**Combined equivalent load in conjunction with moments**

Using formula (6), you can combine all the partial loads that occur in a load case into one single comparison load, i.e. the combined equivalent load.

$$(6) \quad F_{\text{comb}} = |F_y| + |F_z| + C \cdot \frac{|M_x|}{M_t} + C \cdot \frac{|M_y|}{M_{tL}} + C \cdot \frac{|M_z|}{M_L}$$



**Notes**

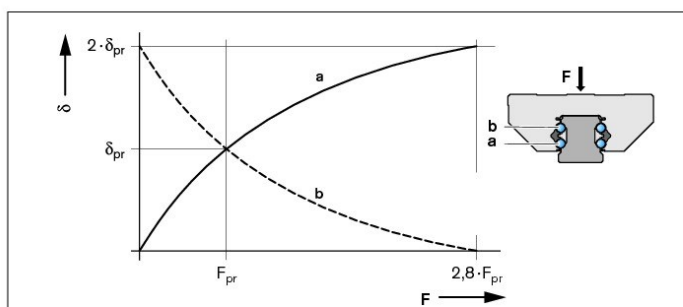
Including moments as stated in formula (6) only applies to an individual ball guide rail with just one ball runner block. The formula is simpler for other combinations.

The forces and moments plotted in the coordinate system can also have an effect in the opposite direction. Reduce an external load that affects the ball runner block at any angle to  $F_y$  and  $F_z$  and insert the amounts into formula (6). The structural design of the ball runner blocks allows this simplified calculation.

**Considering the internal preloading force  $F_{pr}$**

To increase the rigidity and precision of the guide system, it is advisable to use preloaded ball runner blocks (c.f. "System Preloading Selection Criterion").

When using ball runner blocks of preload classes C2 and C3, it may be necessary to consider the internal pre-tensioning force; this is because both rows of balls a and b are pre-tensioned against one another by a specific oversize at an internal pre-tensioning force  $F_{pr}$  and deform by the amount  $\delta_{pr}$  (see the diagram).



- a = loaded (lower) row of balls
- b = non-loaded (upper) row of balls
- $\delta$  = Deformation of the rolling contact at F
- $\delta_{pr}$  = Deformation of the rolling contact at  $F_{pr}$  (-)
- F = load on the ball runner block (N)
- $F_{pr}$  = Internal pre-tensioning force (N)

**Effective equivalent load on bearing**

From an external load amounting to 2.8 times the internal pre-tensioning force  $F_{pr}$  onward, a row of balls becomes preload-free.

**Note**

Under highly dynamic loading conditions, the combined equivalent load should be  $F_{comb} < 2.8 \cdot F_{pr}$  to prevent damage to anti-friction bearings due to slippage.

$$(7) \quad F_{eff} = F_{comb}$$

**Case 1**

$F_{comb} > 2.8 \cdot F_{pr}$   
In this case, the internal pre-tensioning force  $F_{pr}$  does not affect the service life.

$$(8) \quad F_{eff} = \left( \frac{F_{comb}}{2.8 \cdot F_{pr}} + 1 \right)^{3/2} \cdot F_{pr}$$

**Case 2**

$F_{comb} \leq 2.8 \cdot F_{pr}$   
The pre-tensioning force  $F_{pr}$  is included in the calculation of the effective equivalent load.

## General technical data and calculations

### Dynamic equivalent load

With different load stages, calculate the dynamic equivalent load according to formula (9).

$$(9) F_m = \sqrt[3]{(F_{eff1})^3 \cdot \frac{q_{s1}}{100\%} + (F_{eff2})^3 \cdot \frac{q_{s2}}{100\%} + \dots + (F_{effn})^3 \cdot \frac{q_{sn}}{100\%}}$$

### Equivalent static load on bearing

With a combined vertical and horizontal external static load in conjunction with a static torsional or longitudinal moment, calculate the static equivalent load  $F_{0\text{ comb}}$  according to formula (10).

$$(10) F_{0\text{ comb}} = |F_{0y}| + |F_{0z}| + C_0 \cdot \frac{|M_{0x}|}{M_{L0}} + C_0 \cdot \frac{|M_{0y}|}{M_{L0}} + C_0 \cdot \frac{|M_{0z}|}{M_{L0}}$$

### Notes

The static equivalent load  $F_{0\text{ comb}}$  must not exceed the static load capacity  $C_0$ . Formula (10) only applies when using a single ball guide rail.

Reduce an external load that affects the ball runner block at any angle to  $F_{0y}$  and  $F_{0z}$  and insert the amounts into formula (10).

### Definitions and calculation for dynamic and static load ratios

Using the ratio of load capacity to loading of the ball runner blocks, you can make a preselection of the guide. You should choose the dynamic loading ratio  $C/F_{\text{max}}$  and the static loading ratio  $C_0/F_{0\text{ max}}$  to match the application. The necessary load capacities are calculated from this. The load capacity overview yields the corresponding dimensions and format.

### Recommended values for load ratios

The table below contains guideline values for the loading ratios.

The values are offered merely as a rough guide reflecting typical customer requirements (e.g. service life, accuracy, rigidity) by sector and application.

**Case 1:** Static load  $F_{0\text{ max}} > F_{\text{max}}$ :

**Case 2:** Static load  $F_{0\text{ max}} < F_{\text{max}}$ :

$$\text{Dynamic ratio} = \frac{C}{F_{\text{max}}}$$

$$\text{Static ratio} = \frac{C_0}{F_{0\text{ max}}}$$

$$\text{Static ratio} = \frac{C_0}{F_{\text{max}}}$$

Machine type/sector	Application example	C/Fmax	C <sub>0</sub> /F <sub>0max</sub>
Machine tools	General	6 ... 9	> 4
	Turning	6 ... 7	> 4
	Milling	6 ... 7	> 4
	Grinding	9 ... 10	> 4
	Engraving	5	> 3
Rubber and plastics processing machinery	Injection molding	8	> 2
Woodworking and wood processing machines	Sawing, milling	5	> 3
Assembly/handling technology and industrial robots	Handling	5	> 3
Oil hydraulics and pneumatics	Raising/lowering	6	> 4

**Static load safety factor  $S_0$** 

You must verify mathematically any structural design involving rolling contact with regard to the static load safety factor. The static load safety factor for a linear guide results from the following equation:

$$S_0 = \frac{C_0}{F_{0 \max}}$$

In this connection,  $F_{0 \max}$  represents the maximum load amplitude that can occur, which can affect the linear guide. It does not matter whether this load only has an effect for a short time. It may represent a peak amplitude of a dynamic load spectrum. The data in the table applies to size selection.

Static load safety factor $S_0$	Conditions of use
Overhead hanging arrangements or applications with serious potential risks	$\geq 20$
High dynamic stress at a standstill, contamination.	8 – 12
Normal design of machines and systems unless all the load parameters or connection accuracies are known.	5 – 8
All the loading data is known. Running free of shocks can be guaranteed.	3 – 5

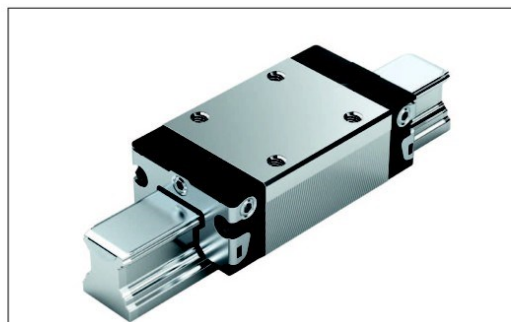
**Legend of formulas**

Formula	Unit	Designation
$a_1$	–	Service life factor
$C$	N	Dynamic load capacity
$C_0$	N	Static load capacity
$F_{\max}$	N	Maximum dynamic load
$F_{0 \max}$	N	Maximum static load
$F_{\text{comb}}$	N	Combined equivalent load
$F_{0 \text{comb}}$	N	Equivalent static load on bearing
$F_{\text{eff}}$	N	Effective equivalent load on bearing
$F_{\text{eff } 1-n}$	N	Uniform effective individual loads
$F_m$	N	Dynamic equivalent load
$F_{\text{pr}}$	N	Pre-tensioning force
$F_y$	N	External load due to a resulting force in the Y-direction
$F_{0y}$	N	External load due to a static force in the Y-direction
$F_z$	N	External load due to a resulting force in the Z-direction
$F_{0z}$	N	External load due to a static force in the Z-direction
$M_t$	Nm	Dynamic torsional moment load capacity <sup>1)</sup>
$M_{t0}$	Nm	Static torsional moment load capacity <sup>1)</sup>
$M_l$	Nm	Dynamic longitudinal moment load <sup>1)</sup>
$M_{l0}$	Nm	Static longitudinal moment load <sup>1)</sup>
$M_x$	Nm	Load due to the resulting moment around the X-axis
$M_{0x}$	Nm	Load due to the static moment around the X-axis

Formula	Unit	Designation
$M_y$	Nm	Load due to the resulting moment around the Y-axis
$M_{0y}$	Nm	Load due to the static moment around the Y-axis
$M_z$	Nm	Load due to the resulting moment around the Z-axis
$M_{0z}$	Nm	Load due to the static moment around the Z-axis
$L_{10}$	m	Nominal life (travel range)
$L_{h 10}$	h	Nominal life (time)
$L_{na}$	m	Modified nominal life (travel range)
$L_{ha}$	h	Modified nominal life (time)
$n$	RPM	Stroke repetition rate (double strokes)
$s$	m	Stroke length
$S_0$	–	Static load safety factor
$v_m$	m/min	Average linear speed
$v_1 \dots v_n$	m/min	Travel speeds of phases 1 ... n
$q_{t1} \dots q_{tn}$	%	Discrete time steps for $v_1 \dots v_n$ of phases 1 ... n

Refer to the table for the values

SNS – slimline, normal, standard height R1622 ... 2.



**Dynamic characteristics**

Travel speed:  $v_{max} = 5 \text{ m/s}$   
 Acceleration:  $a_{max} = 500 \text{ m/s}^2$   
 (If  $F_{comb} > 2.8 \cdot F_{pr}$ :  $a_{max} = 50 \text{ m/s}^2$ )

**Note on lubrication**

► Pre-lubricated

**Note**

For all SNS/SNO ball guide rails.

**Options and part numbers**

Size	Ball runner block with size	Preload class				Accuracy class				Seal with ball runner blocks						
		C0	C1	C2	C3	N	H	P	XP	without ball chain			with ball chain			
										SS	LS <sup>1)</sup>	DS	SS	LS <sup>1)</sup>	DS	
15	R1622 1	9				4	3	–	–	20	21	–	22	23	–	–
			1			4	3	2	8	20	21	–	22	23	–	–
				2		–	3	2	8	20	21	–	22	23	–	–
					3	–	–	–	8	20	21	–	22	23	–	–
20	R1622 8	9				4	3	–	–	20	21	–	22	23	–	–
			1			4	3	2	8	20	21	2Z	22	23	2Y	–
				2		–	3	2	8	20	21	2Z	22	23	2Y	–
					3	–	–	–	8	20	21	2Z	22	23	2Y	–
25	R1622 2	9				4	3	–	–	20	21	–	22	23	–	–
			1			4	3	2	8	20	21	2Z	22	23	2Y	–
				2		–	3	2	8	20	21	2Z	22	23	2Y	–
					3	–	–	–	8	20	21	2Z	22	23	2Y	–
30	R1622 7	9				4	3	–	–	20	21	–	22	23	–	–
			1			4	3	2	8	20	21	2Z	22	23	2Y	–
				2		–	3	2	8	20	21	2Z	22	23	2Y	–
					3	–	–	–	8	20	21	2Z	22	23	2Y	–
35	R1622 3	9				4	3	–	–	20	21	–	22	23	–	–
			1			4	3	2	8	20	21	2Z	22	23	2Y	–
				2		–	3	2	8	20	21	2Z	22	23	2Y	–
					3	–	–	–	8	20	21	2Z	22	23	2Y	–
45	R1622 4	9				4	3	–	–	20	–	–	22	–	–	–
			1			4	3	2	8	20	–	2Z	22	–	2Y	–
				2		–	3	2	8	20	–	2Z	22	–	2Y	–
					3	–	–	–	8	20	–	2Z	22	–	2Y	–
<b>e.g.</b>	R1622 7		1			3				20						

1) With accuracy classes N and H and XP in preload class C1 only.

**Order example**

Options:

- SNS ball runner blocks
- Size 30
- Preload class C1
- Accuracy class H
- With standard seal, without ball chain

Part number:  
R1622 713 20

**Preload classes**

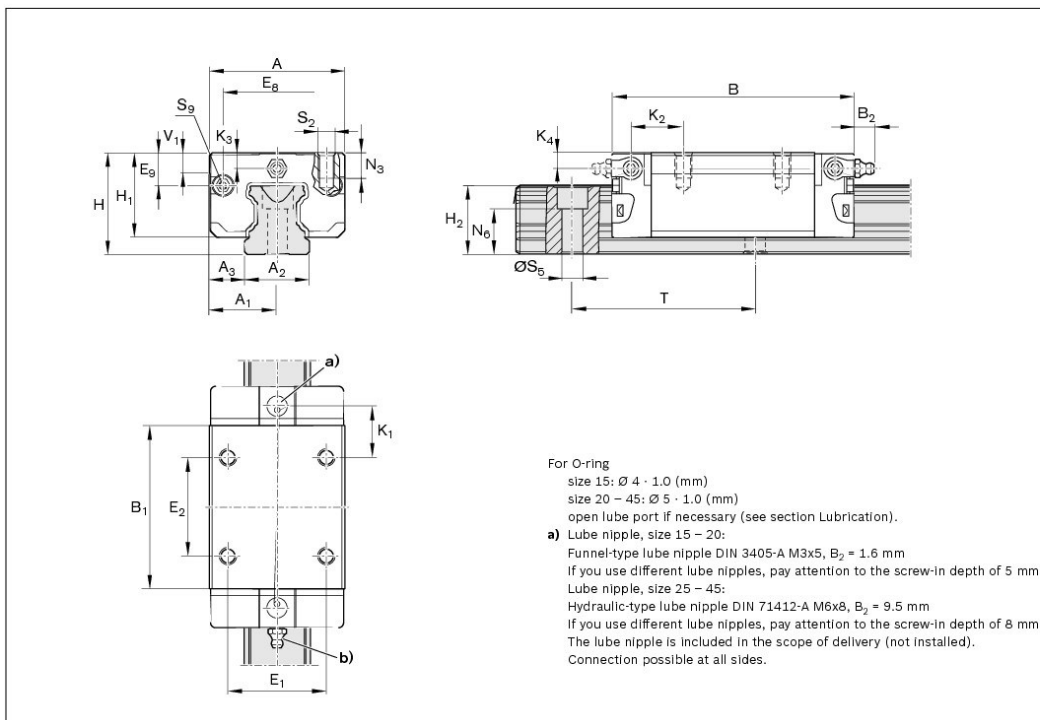
C0 = Without preload (clearance)  
 C1 = Moderate preload  
 C2 = Average preload  
 C3 = High preload

**Seals**

SS = standard seal  
 LS = low-friction seal  
 DS = double-lipped seal

**Key**

Gray digits  
 = No preferred variant/combination  
 (Some delivery times may be longer)



Size	Dimensions (mm)																	
	A	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	B <sup>+0.5</sup>	B <sub>1</sub>	E <sub>1</sub>	E <sub>2</sub>	E <sub>8</sub>	E <sub>9</sub>	H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub> <sup>1)</sup>	H <sub>2</sub> <sup>2)</sup>	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	K <sub>3</sub>	K <sub>4</sub>
15	34	17	15	9.5	58.2	39.2	26	26	24.55	6.70	24	19.90	16.30	16.20	10.00	11.60	3.20	3.20
20	44	22	20	12.0	75.0	49.6	32	36	32.50	7.30	30	25.35	20.75	20.55	13.80	13.80	3.35	3.35
25	48	24	23	12.5	86.2	57.8	35	35	38.30	11.50	36	29.90	24.45	24.25	17.45	18.60	5.50	5.50
30	60	30	28	16.0	97.7	67.4	40	40	48.40	14.60	42	35.35	28.55	28.35	20.00	21.70	6.05	6.05
35	70	35	34	18.0	110.5	77.0	50	50	58.00	17.35	48	40.40	32.15	31.85	20.50	22.00	6.90	6.90
45	86	43	45	20.5	137.6	97.0	60	60	69.80	20.90	60	50.30	40.15	39.85	27.30	29.30	8.20	8.20

Size	Dimensions (mm)								Weight (kg)	Load capacities <sup>3)</sup> (N)		Load moments <sup>3)</sup> (Nm)			
	N <sub>3</sub>	N <sub>6</sub> <sup>±0.5</sup>	S <sub>2</sub>	S <sub>5</sub>	S <sub>9</sub>	T	V <sub>1</sub>	m		C	C <sub>0</sub>	M <sub>L</sub>	M <sub>10</sub>	M <sub>L</sub>	M <sub>10</sub>
15	6.0	10.3	M4	4.5	M2.5x3.5	60	5.0	0.15	9 860	12 700	95	120	68	87	
20	7.5	13.2	M5	6.0	M3x5	60	6.0	0.35	23 400	29 800	300	380	200	260	
25	9.0	15.2	M6	7.0	M3x5	60	7.5	0.50	28 600	35 900	410	510	290	360	
30	12.0	17.0	M8	9.0	M3x5	80	7.0	0.85	36 500	48 100	630	830	440	580	
35	13.0	20.5	M8	9.0	M3x5	80	8.0	1.25	51 800	80 900	1 110	1 740	720	1 130	
45	18.0	23.5	M10	14.0	M4x7	105	10.0	2.40	86 400	132 000	2 330	3 560	1 540	2 350	

- 1) Dimension H<sub>2</sub> with cover strip
- 2) Dimension H<sub>2</sub> without cover strip
- 3) Load capacities and load moments for ball runner blocks **without** ball chain. Load capacities and load moments for ball runner blocks **with** ball chain, see 12

Determination of the dynamic load capacities and load moments is based on a 100,000 m travel life according to DIN ISO14728-1. Often only 50,000 m are actually stipulated. For comparison: Multiply values C, M<sub>L</sub> and M<sub>10</sub> by 1.26 according to the table.

108 **Ball rail systems** | Standard ball guide rails made of steel

## Product description

### Characteristic features

- ▶ Top rigidity in all load directions
- ▶ High torque load capacity

### Proven cover strip for ball guide rail mounting holes

- ▶ **One** cover for all the holes saves time and costs
- ▶ Made of corrosion-resistant spring steel per EN 10088
- ▶ Easy, secure mounting
- ▶ Clip on and fasten



### Ball guide rails with aluminum cover strip and strip clamps

- ▶ Without threaded holes at the end faces (not required)



### Ball guide rails with cover strip and screwed down plastic protective caps

- ▶ With threaded holes at the end faces



### Ball guide rails with plastic mounting hole plugs



### Ball guide rails with steel mounting hole plugs



### Ball guide rails for mounting from below

### Definition of ball guide rail format

Criterion	Designation	Code (example)		
		S	N	S
Width	Slimline	S		
	Wide	B		
Length	Normal		N	
Height	Standard height			S
	No base groove			O

## Ordering guide rails with the recommended lengths

### Ordering ball guide rails in recommended lengths

The procedure shown in the following ordering examples applies to all ball guide rails. Recommended rail lengths are more cost effective.

Options and part numbers											
Size	Ball guide rail with size	Accuracy class					Number of sections, rail length L (mm), ....		Pitch T (mm)	Recommended rail length in accordance with formula $L = n_B \cdot T - 4$ mm	
		N	H	P	SP	UP	One-piece	Composite		Maximum number of holes $n_B$	
15	R1605 13	4	3	2	1	9	31, ...	3, ...	60		64
20	R1605 83	4	3	2	1	9	31, ...	3, ...	60		64
25	R1605 23	4	3	2	1	9	31, ...	3, ...	60		64
30	R1605 73	4	3	2	1	9	31, ...	3, ...	80		49
35	R1605 33	4	3	2	1	9	61, ...	6, ...	80		48
45	R1605 43	4	3	2	1	9	61, ...	6, ...	108		36
55	R1605 53	4	3	2	1	9	61, ...	6, ...	120		32
65	R1605 63	4	3	2	1	9	61, ...	6, ...	150		25
e.g.	R1605 73					3	31, 1676				

Excerpt from table with part numbers and recommended rail lengths for ordering example

### From the desired length to the recommended length

$$L = \left( \frac{L_W}{T} \right)^* \cdot T - 4$$

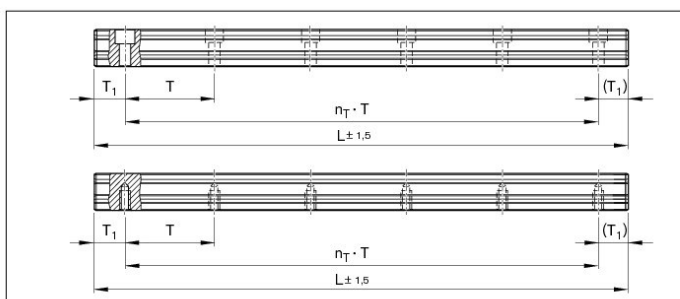
\* Round up quotient  $L_W/T$  to the nearest whole number!

### Calculation example

$$L = \left( \frac{1660}{80 \text{ mm}} \right) \cdot 80 \text{ mm} - 4 \text{ mm}$$

$$L = 21 \cdot 80 \text{ mm} - 4 \text{ mm}$$

$$L = 1676 \text{ mm}$$



Basis: Number of holes

$$L = n_B \cdot T - 4 \text{ mm}$$

Basis: Number of pitches

$$L = n_T \cdot T + 2 \cdot T_{1S}$$

L = Recommended rail length (mm)

$L_W$  = Desired length of rail (mm)

T = Pitch (mm)

$T_{1S}$  = Preferred dimension (mm)

$n_B$  = Number of holes (-)

$n_T$  = Number of pitches (-)

### Notes on ordering examples

If preferred dimension  $T_{1S}$  is not used, it is possible to choose between:

- ▶ End space  $T_1$  between  $T_{1S}$  and  $T_{1 \text{ min}}$ .
- ▶ As an alternative, it is possible to choose end spaces  $T_1$  to  $T_{1 \text{ max}}$ .

### Ordering example 1 (to $L_{\text{max}}$ )

- ▶ Ball guide rail SNS size 30 with cover strip and strip clamps
- ▶ Accuracy class H
- ▶ Calculated rail length 1676 mm, ( $20 \cdot T$ , preferred dimension  $T_{1S} = 38$  mm; number of holes  $n_B = 21$ )

### Ordering data

Material number, rail length (mm)

$T_1 / n_T \cdot T / T_1$  (mm)

**R1605 733 31, 1676 mm**

**38 / 20 · 80 / 38 mm**

### Ordering example 2 (above $L_{\text{max}}$ )

- ▶ Ball guide rail SNS size 30 with cover strip and strip clamps
- ▶ Accuracy class H
- ▶ Calculated rail length 5116 mm, 2 sections ( $63 \cdot T$ , preferred dimension  $T_{1S} = 38$  mm; number of holes  $n_B = 64$ )

### Ordering data

Material number with number of

sections, rail length (mm)

$T_1 / n_T \cdot T / T_1$  (mm)

**R1605 733 32, 5116 mm**

**38 / 63 · 80 / 38 mm**

In the case of rail lengths above  $L_{\text{max}}$ , sections approved by Rexroth are joined together.



114 **Ball rail systems** | Standard ball guide rails made of steel

## SNS/SNO with plastic protective caps



**R1605 .0. .. / R1605 .C. ..**

**For mounting from above with plastic caps**

**Notes**

- ▶ Plastic mounting hole plugs included in scope of supply.
- ▶ Follow the mounting instructions!  
Please ask for the “Mounting Instructions for Ball Rail Systems”.

- ▶ Composite guide rails also available.

**Further ball guide rails SNS and accessories**

- ▶ Corrosion-resistant Resist NR and Resist CR ball guide rails
- ▶ For plastic caps, refer to the accessories for ball guide rails

**SNO R1605 .C. ball guide rails .. with flat underside for mounting on components made of cast mineral materials**

- ▶ In size 25 – 45 and accuracy class P and SP available on request.

**Options and part numbers**

Size	Ball guide rail with size	Accuracy class					Number of sections, rail length L (mm), ....		Hole spacing T (mm)	Recommended rail length in accordance with formula $L = n_B \cdot T - 4 \text{ mm}$	
		N	H	P	SP	UP	One-piece	Composite			Maximum number of holes $n_B$
15	R1605 10	4	3	2	1	9	31, ....	3, ....	60	64	
20	R1605 80	4	3	2	1	9	31, ....	3, ....	60	64	
25	R1605 20	4	3	2	1	9	31, ....	3, ....	60	64	
30	R1605 70	4	3	2	1	9	31, ....	3, ....	80	48	
35	R1605 30	4	3	2	1	9	31, ....	3, ....	80	48	
45	R1605 40	4	3	2	1	9	31, ....	3, ....	105	36	
55	R1605 50	4	3	2	1	9	31, ....	3, ....	120	32	
65	R1605 60	4	3	2	1	9	31, ....	3, ....	150	25	
e.g.	R1605 70	3					31, 1676				

**Ordering example 1 (to  $L_{max}$ )**

Options:

- ▶ Ball guide rail SNS
- ▶ Size 30
- ▶ Accuracy class H
- ▶ One-piece
- ▶ Rail length  
L = 1676 mm

Part number:

R1605 703 31, 1676 mm

**Ordering example 2 (above  $L_{max}$ )**

Options:

- ▶ Ball guide rail SNS
- ▶ Size 30
- ▶ Accuracy class H
- ▶ **2 sections**
- ▶ Rail length  
L = 5116 mm

Part number:

R1605 703 32, 5116 mm

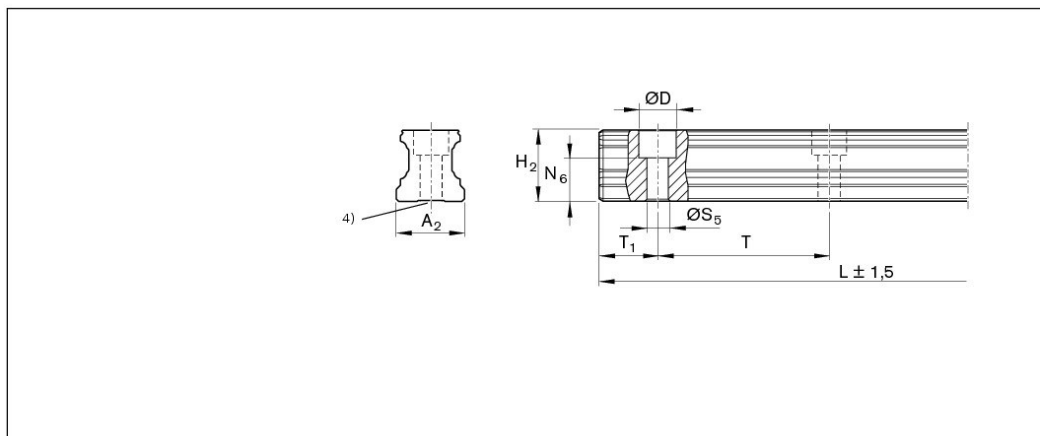
**Ordering example 3 (to  $L_{max}$ , with smooth base surface)**

Options:

- ▶ SNO ball guide rail
- ▶ Size 30
- ▶ Accuracy class H
- ▶ One-piece
- ▶ Rail length  
L = 1676 mm

Part number:

R1605 7C3 31, 1676 mm



Size	Dimensions (mm)										Weight m (kg/m)
	$A_2$	D	$H_2^{1)}$	$L_{max}^{2)}$	$N_6^{4)0.5}$	$S_5$	T	$T_{1\ min}$	$T_{1S}^{3)}$	$T_{1\ max}$	
15	15	7.4	16.20	3 836	10.3	4.5	60	10	28.0	50	1.4
20	20	9.4	20.55	3 836	13.2	6.0	60	10	28.0	50	2.4
25	23	11.0	24.25	3 836	15.2	7.0	60	10	28.0	50	3.2
30	28	15.0	28.35	3 836	17.0	9.0	80	12	38.0	68	5.0
35	34	15.0	31.85	3 836	20.5	9.0	80	12	38.0	68	6.8
45	45	20.0	39.85	3 776	23.5	14.0	105	16	50.5	89	10.5
55	53	24.0	47.85	3 836	29.0	16.0	120	18	58.0	102	16.2
65	63	26.0	59.85	3 746	38.5	18.0	150	20	73.0	130	22.4

- 1) Dimension  $H_2$  without cover strip
- 2) One-piece ball guide rails are available for size 20 – 45 in accuracy classes N, H and P with size 20 – 25 up to 5816 mm being available on request. Size 30 – 35 up to 5836 mm available on request. Size 45 up to 5771 mm available on request.
- 3) Preferred dimension  $T_{1S}$  with tolerances  $\pm 0.75$  is recommended.
- 4) SNO ball guide rails with smooth base surface (without base groove).