

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Konstrukce testovací stolice pro náklonovou analýzu olejové náplně
motoru

Autor: **Bc. Marek Havlík**
Vedoucí práce: **Ing. Michal Křížek, Ph.D.**

Akademický rok
2016/2017

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Marek HAVLÍK**

Osobní číslo: **S15N0032P**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**

Název tématu: **Konstrukce testovací stolice pro náklonovou analýzu olejové náplně motoru**

Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Navrhněte testovací stolicí pro náklonovou analýzu olejové náplně spalovacího motoru osobního automobilu. Testovací stolice musí zajistit řízené naklápění motoru ve dvou osách a regulovatelný pohon klikové hřídele s olejovým čerpadlem. Součástí stolice bude olejový agregát pro zásobování olejového okruhu testovaného motoru.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerše, specifikace požadavků
2. Konstrukční návrh
3. Zhodnocení práce, závěr

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojího inženýra 1.. Brno: Computer Press, 1999

VLK, F. Stavba motorových vozidel. Brno: nakl. Vlk, 2003

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

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Michal Křížek, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Ing. Petr Spal, Ph.D.**
MBTech Bohemia, s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **19. září 2016**
Termín odevzdání diplomové práce: **2. června 2017**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



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

V Plzni dne 19. září 2016

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Poděkování

Tímto chci poděkovat za cenné rady a užitečné informace při tvoření této práce vedoucímu práce panu Ing. Křížkovi, Ph.D., dále konzultantovi Ing. Petru Spalovi, Ph.D., Ing. Jiřímu Čekanovi, Ing. Jakubu Kalčíkovi a dalším zaměstnancům firmy MBtech Bohemia.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Havlík	Jméno Marek	
STUDIJNÍ OBOR	N2301T001 „Dopravní a manipulační technika“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Křížek, Ph.D.	Jméno Michal	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Konstrukce testovací stolice pro náklonovou analýzu olejové náplně motoru		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2017
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	87	TEXTOVÁ ČÁST	73	GRAFICKÁ ČÁST	14
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	<p>Diplomová práce se věnuje konstrukčnímu návrhu testovací stolice pro náklonovou analýzu olejové náplně motoru. Zahrnuje výběr a porovnání mechanismů pro naklápění testované soustavy, návrh nosné konstrukce podložený výpočty a volbu vhodných pohonů.</p> <p>Testovací stolice pomůže zadavateli detailněji testovat olejové vany a na základě získaných dat je optimalizovat.</p>
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	<p>olejová vana, analýza, mazání, schwenkanalyse, klopení, motor, testování, stolice</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Havlík	Name Marek		
FIELD OF STUDY	N2301T001 “Transport vehicles and handling machinery“			
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Křížek, Ph.D.	Name Michal		
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS			
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable	
TITLE OF THE WORK	Design of the testing rig for tilt oil analysis			

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2017
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	87	TEXT PART	73	GRAPHICAL PART	14
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The goal of the thesis is to design a testing rig for tilting analysis of the oil filling of the car engine. It contains the comparison of tilting mechanisms for tested assembly, design of the main structure of the rig with FEM analysis and choice of the drive for the axis. Testing rig will help to accurately test the oil sumps and to collect necessary data for their further optimization.
KEY WORDS	oil sump, analysis, lubrication, schwenkanalyse, tilting, engine, testing, rig

OBSAH

POUŽITÉ VELIČINY A ZKRATKY:	10
1 ÚVOD:	11
1.1 ZADAVATEL:	11
1.1.1 O společnosti:	11
1.1.2 Stručná historie společnosti:	13
1.2 ZPŘESNĚNÍ A DOPLNĚNÍ ZADÁNÍ:	14
2 MAZACÍ SYSTÉM MOTORU A TESTOVÁNÍ HLADINY OLEJE:	15
2.1 MAZÁNÍ SPALOVACÍCH MOTORŮ:	15
2.1.1 Funkce mazací soustavy:	15
2.1.2 Hlavní části mazací soustavy:	16
2.2 NÁKLONOVÁ ANALÝZA OLEJOVÝCH VAN:	22
2.2.1 Účel náklonové analýzy:	22
2.2.2 Stanovení úhlu náklonu v závislosti na zrychlení:	23
2.2.3 Možnosti provedení náklonové analýzy:	25
2.3 VARIANTY RÁMU:	27
2.3.1 Klasická koncepce:	27
2.3.2 Hexapod (Stewartova platforma):	29
2.4 VARIANTY POHONU:	30
2.4.1 Motory pro klasickou koncepci:	30
2.4.2 Možnosti převodování u klasické koncepce:	34
2.4.3 Pohony pro hexapod:	35
3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH:	38
3.1 VOLBA MECHANISMU NAKLÁPĚNÍ:	38
3.1.1 Porovnání klasické koncepce a hexapodu:	38
3.1.2 Varianty pohonu koncepce:	38
3.2 STANOVENÍ VSTUPNÍCH PARAMETRŮ PRO VOLBU POHONU:	39
3.2.1 Setrvačnost:	39
3.2.2 Setrvačnost naklápěné soustavy:	39
3.3 POHONY OS:	44
3.3.1 Osa x:	44
3.3.2 Osa y:	45

3.4	KONSTRUKCE JEDNOTLIVÝCH DÍLŮ:	46
3.4.1	Jednotlivé uzly navrhované konstrukce:	46
3.4.2	Primární rám:	46
3.4.3	Uložení sekundárního rámu A:.....	47
3.4.4	Sekundární rám:	55
3.4.5	Uložení terciálního rámu:.....	56
3.4.6	Terciální rám:.....	60
3.4.7	Pohon klikové hřídele:.....	61
3.4.8	Jednotka pro regulaci hladiny oleje:	61
3.5	MKP VÝPOČTY:.....	62
3.5.1	Použitý software:.....	62
3.5.2	Zjednodušení výpočtu:	62
3.5.3	Zasíťování:	62
3.5.4	Okrajové podmínky:	63
3.5.5	Výsledky:.....	65
3.5.6	Optimalizace konstrukce:	68
3.5.7	Výsledky po optimalizaci:	69
4	ODHADOVANÁ CENA ZAŘÍZENÍ:.....	71
5	ZÁVĚR:	71
6	SEZNAM PŘÍLOH:.....	72
7	POUŽITÉ ZDROJE:	73

POUŽITÉ VELIČINY A ZKRATKY:

ZKRATKA/ZNAČKA	VELIČINA/VÝZNAM	JEDNOTKA
α	úhlové zrychlení	$^{\circ}/s^2$ (rad/s ²)
β	úhel náklonu	$^{\circ}$
ω	úhlová rychlost	$^{\circ}/s$ (rad/s)
η	účinnost	MPa
τ	tečné napětí	MPa
τ_D	dovolené tečné napětí	MPa
σ	normálové napětí	MPa
σ_D	dovolené normálové napětí	MPa
a (g)	zrychlení (gravitační zrychlení)	m/s ²
B	šířka ložiska	mm
C / C ₀	únosnost ložiska dynamická / statická	kN
d	vnitřní průměr ložiska	mm
D	vnější průměr ložiska	mm
d ₂ , P, H ₁	rozměry závitu	mm
DC	stejnoseměrný proud/napětí	
EUR	měna	euro
F	síla	N
i	převodový poměr	
I	moment setrvačnosti	kg*m ²
L	délka	mm
m	hmotnost	kg
M	moment	Nm
n	otáčky	1/min
p	tlak	MPa
p _D	dovolený tlak	MPa
P ₀	ekvivalentní statické zatížení	kN
R	reakce	N
R _e	mez kluzu	MPa
S	plocha	mm ²
s ₀	statická bezpečnost ložiska	
t	čas	s
V	objem	l
X ₀ , Y ₀	výpočtové koeficienty ložisek	

1 ÚVOD:

1.1 ZADAVATEL:

1.1.1 O společnosti:



Obrázek 1: logo MBtech a AKKA Technologies [5]

Společnost MBtech-Group je celosvětově operující inženýrskou a poradenskou společností s více než 4000 zaměstnanci (údaj z roku 2015). MBtech-Group se vyskytuje na třech kontinentech. Základnou je Evropa, kde hlavní pobočka MBtechu je v Sindelfingenu v průmyslové oblasti v blízkosti Stuttgartu. Domovskou zemí pro MBtech-Group je samozřejmě Německo. Další pobočky společnosti MBtech-Group můžeme najít v České republice, USA, Maďarsku, Turecku a Číně. Celkem má společnost pobočky ve 27 městech po celém světě.

V Číně je zatím jedna pobočka, Asie je však v poslední době obecně považována za novou investiční příležitost a nový velký potenciální trh. Střední třída se rozrůstá a stoupá poptávka po luxusnějších automobilech. MBtech se neustále rozšiřuje a expanduje na nové trhy.

V posledních letech stoupá jak počet zaměstnanců, tak i obrat firmy. Pouze v roce 2008 a 2009 se na rozšiřování podepsala celosvětová hospodářská krize. Firma MBtech je spoluvlastníkem společnosti Daimler AG a je tedy silnou firmou, kterou krize nijak výrazně nepoznamenala. V České republice se krize projevila také. Naštěstí nedocházelo k propouštění, pouze k omezování výroby, což mělo následek především pro dodavatele MBtechu. Od roku 2010 dochází opět k růstu, který přetrvává dodnes. V roce 2015 dosáhl MBtech-Group obratu přibližně 380 mil. EUR. Mezi největší zákazníky firmy MBtech patří například AMG.

Společnost MBtech-Bohemia je jedním z předních poskytovatelů vývojových a konzultačních služeb pro oblast automobilového průmyslu. V posledních letech se také orientuje i na železniční dopravu. Své zákazníky podporuje od prvních skic, přes konstrukci, výpočty, testování až po prototypovou výrobu. V České republice se nachází pobočky celkem na třech místech. Největší pobočka je v Praze, poté v Plzni a v Mladé Boleslavi.

[4], [5]

Co se konstrukce týče, tak se firma zabývá například vývojem:

- karoserií
 - interiér
 - exteriér
 - hrubá stavba

- podvozků
 - nápravy
 - rám
 - řízení
 - podpůrné struktury

- hnacího ústrojí
 - koncepce dílů motorů
 - úprava výfukových plynů
 - vstřikovací systémy
 - přeplňování
 - testování

- elektroniky

[5]



Obrázek 2: skica Mercedes AMG GT [7]

1.1.2 Stručná historie společnosti:

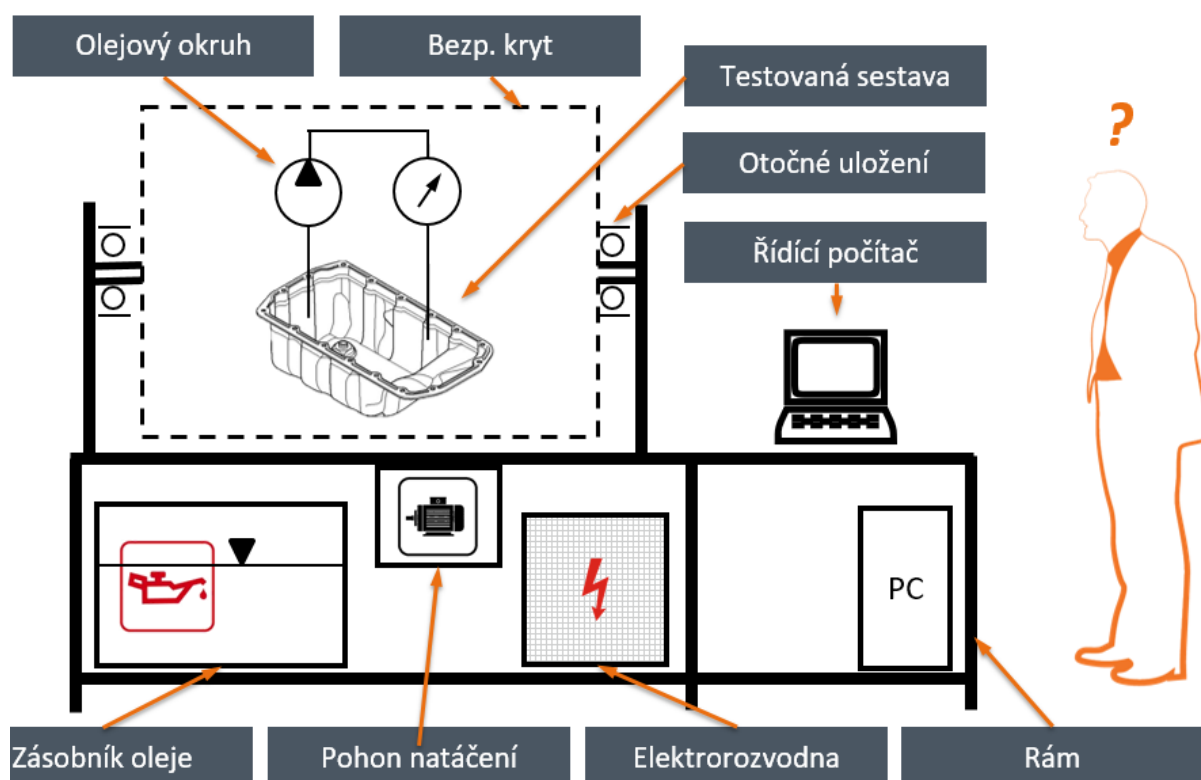
- 1996** byla založena společnost Mercedes-Benz Engineering s.r.o. (MBE) se sídlem v Praze jako dceřiná společnost koncernu Daimler. V této době byly ustanoveny dva týmy. Tým s názvem „vozidla“, který se zaměřoval na oblast podvozků a karosérií a druhý tým s názvem „pohony“, který se zaměřoval na oblast motorů a převodovek.
- 1999** došlo k vybudování nového oddělení vysokorychlostních motorů.
- 2000** vybudování týmu elektřiny/elektroniky.
- 2002** MBE se stává podnikem skupiny MBtech.
- 2003** vybudování týmu výpočtů.
- 2004** výstavba a založení nového technologického centra v Plzni v průmyslové zóně na Borských polích.
- 2006** změna jména firmy z MBE na MBtech Bohemia s.r.o.
- 2007** vystavěna nová pobočka v Mladé Boleslavi.
- 2008** založena pobočka ve Vědeckotechnickém parku v 6th River v Plzni.
- 2011** francouzská společnost AKKA Technologies kupuje 65% podíl ve firmě MBtech Bohemia, dochází k rozšíření pole působnosti (možná výroba podvozků kolejových vozidel, tramvajů).
- 2012** MBtech se poprvé účastní expozice interiérů letadel a proniká tak do odvětví Aerospace
- 2013** představení konceptu Link&Go v Ženevě
- 2014** Kontrakt s Čínskou automobilkou BAIC
- 2015** podpora Daimler AG vývojem nového systému hybridního pohonu

[5]

1.2 ZPŘESNĚNÍ A DOPLNĚNÍ ZADÁNÍ:

Cílem této diplomové práce je konstrukční návrh testovací stoličky pro náklonovou analýzu olejové náplně ve spalovacím motoru automobilu. Sestava spalovacího motoru bude zjednodušena pro dané testování. Po dohodě se zadavatelem bude pohon klikové hřídele bude zajištěn elektromotorem o výkonu 4kW. Základním požadavkem zadavatele je rozsah úhlu náklonu sestavy testovaného motoru kolem dvou na sebe kolmých os o $\pm 60^\circ$. Takový náklon simuluje zrychlení působící na olejovou náplň o velikosti 1,732g. Dalším požadavkem je, aby časový interval pohybu o 45° byl co nejkratší. Hmotnost testované sestavy motoru byla na základě dostupných dat odhadnuta s patřičnou rezervou na 105 kg. Z důvodu bezpečnosti musí naklápací mechanismus být opatřen aretací polohy. Pro zásobování oleje do testovaného motoru bude sloužit vnější olejový okruh. Po dohodě nebude předmětem této práce návrh snímačů, softwaru řízení a elektroinstalace. Návrh konkrétních zabezpečovacích prvků bude řešen až v dalších fázích vývoje/výroby.

Zařízení má zadavateli pomoci v simulaci statických i dynamických účinků, odehrávajících se během jízdy vozidla uvnitř olejové vany a získání tak přesnějších dat pro následnou optimalizaci tvaru olejové vany a umístění sacího bodu čerpadla.



Obrázek 3: Schéma testovací stoličky pro náklonovou analýzu

2 MAZACÍ SYSTÉM MOTORU A TESTOVÁNÍ HLADINY OLEJE:

2.1 MAZÁNÍ SPALOVACÍCH MOTORŮ:

2.1.1 Funkce mazací soustavy:

Mazací systém motoru zajišťuje, aby všechny pohybující se části motoru byly zásobeny olejem o správném tlaku. Na třecích plochách se vytváří olejový film, který napomáhá k minimalizaci energetických ztrát a opotřebení pohybujících se součástí.

Mimo mazání má také soustava za úkol:

- odvod tepla od součástí, kde není možné přivádět chladící kapalinu
- čištění a odvod částí otěru, usazenin a zbytků po spalování
- utěsnění pracovních prostor spalovacího motoru
- ochrana před korozí
- snížení hlučnosti a vibrací

Olejem zásobované části motoru:

- ložiska klikové hřídele
- ojnicí ložiska
- zdvihátka
- ložiska vačkové hřídele
- vačky
- ventilová vahadla
- rozvodový řetěz s napínákem
- pohon příslušenství (např. hřídelky rozdělovače a olejového čerpadla)
- pracovní plocha válce

Druhy mazání:

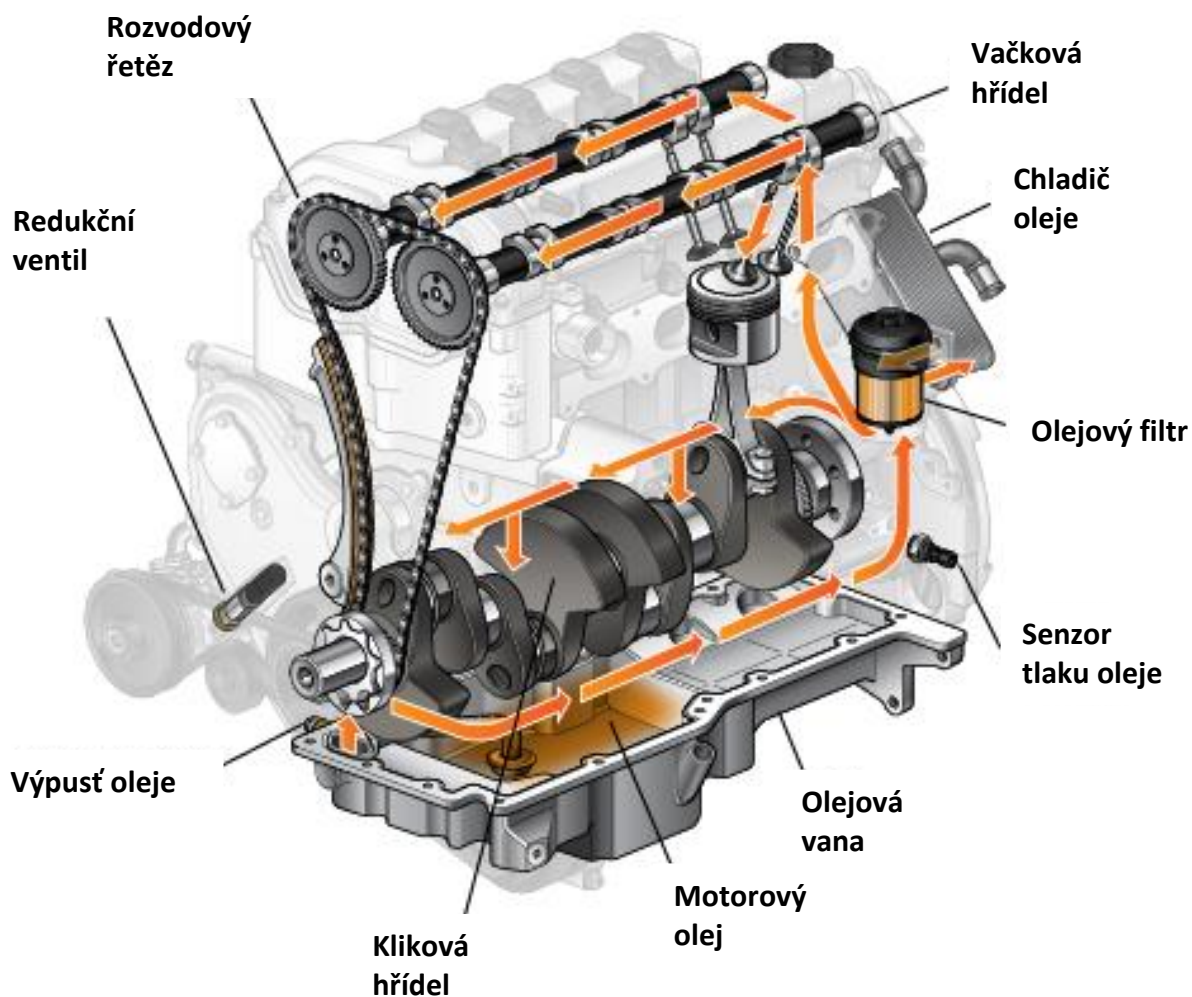
- směsí (použití u dvoudobých motorů, olej je rozmíchán v palivu)
- rozstřikem (olej je rozstřikován pohybujícími se částmi)
- tlakové oběžné (tlakové mazání se zásobou oleje v klikové skříní, tlak oleje vytváří olejové čerpadlo)
- mazání se suchou skříní (tlakové mazání se zásobou oleje v nádrži)

U čtyřdobých motorů se používá téměř výhradně mazání tlakové oběžné. To je charakterizováno dopravou oleje čerpadlem pod tlakem na nejdůležitější mazaná a chlazená místa pomocí mazacích kanálků, další části motoru jsou mazány ostřikem. Podle místa uložení zásobníku oleje rozeznáváme mazání s mokrou skříní a mazání se suchou skříní.

Čerpadlo nasává olej přes síťový filtr z olejové vany a tlačí jej vedením a mazacími kanály k mazaným místům motoru. Ve většině případů se používají další filtry a někdy také chladiče oleje. Příliš vysokému tlaku oleje, zejména při startu a spuštění studeného motoru se zamezuje redukčním tlakovým ventilem umístěným hned za olejovým čerpadlem. Z mazaných míst odkapává olej a odtéká zpět do olejové vany.

[5]

2.1.2 Hlavní části mazací soustavy:



Obrázek 4: mazání motoru [10]

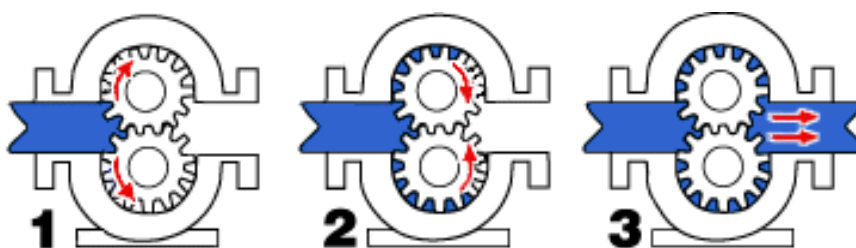
2.1.2.1 Olejové čerpadlo:

Olejové čerpadlo musí zajišťovat při velkém čerpaném množství oleje (asi 250 až 300 l/h) dostatečný tlak. Objemové čerpadlo přepravuje olej po částech, např. v zubových mezerách, ze strany sání na stranu výtlačku, takže výstupní tlak je pulzující. Pulzování výstupu se dá omezit zařazením redukčního ventilu ve výtlačné větvi.

Zubové čerpadlo:

U tohoto čerpadla se olej nasává do zubových mezer a přepravuje se podél vnitřních stěn čerpadla na druhou stranu, přičemž je stlačován. Záběr zubů obou ozubených kol zabraňuje zpětnému toku oleje. Na jedné straně vzniká podtlak (sací prostor) a na druhé straně vzniká přetlak (výtlačný prostor).

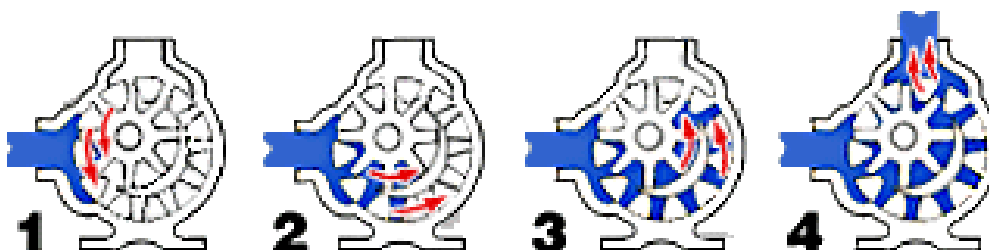
[10]



Obrázek 5: princip zubového čerpadla [11]

Srpkové čerpadlo:

Je to moderní konstrukce zubového čerpadla, u které je menší vnitřní kolo s vnějším ozubením většinou umístěno přímo na klikové hřídeli motoru. Vzhledem k vnitřnímu kolu je vnější ozubené kolo s vnitřním ozubením uloženo ve skříni čerpadla excentricky (tzn. výstředně). Vznikají sací a tlakový prostor, které vzájemně oddělují srpkovité těleso. Olej se přepravuje v zubových mezerách jak podél horní strany, tak podél spodní strany srpku. Záběr zubů vnitřního a vnějšího kola zabraňuje zpětnému toku oleje z výtlačné strany. Podstatnou výhodou tohoto čerpadla, nazývaného srpkové, je oproti běžnému zubovému čerpadlu vyšší přepravní výkon zejména při nižších otáčkách motoru.

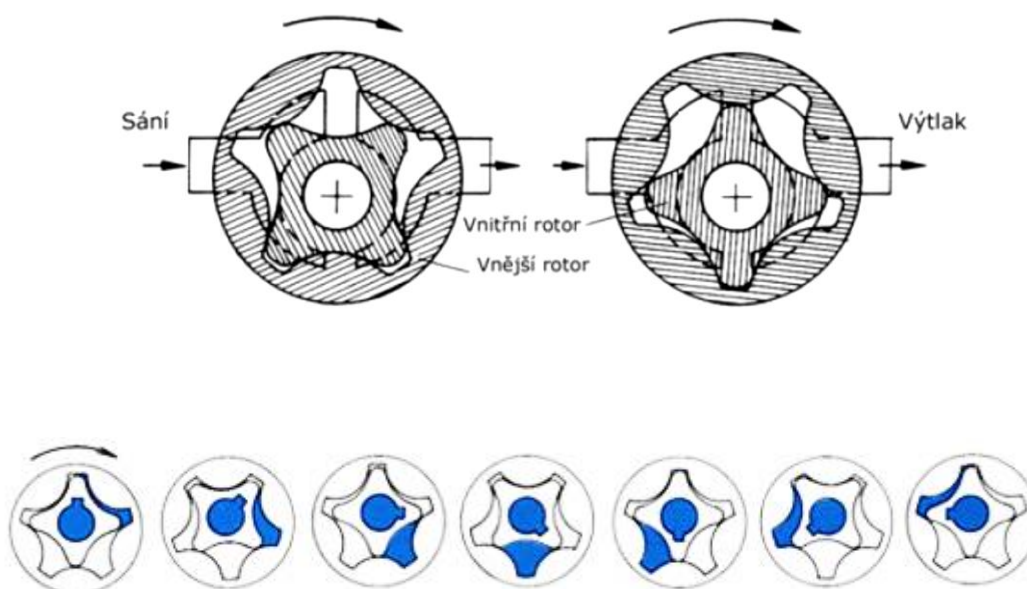


Obrázek 6: princip srpkového čerpadla [12]

Trochoidní čerpadlo:

Takto se čerpadlo nazývá podle tvaru boků zubů. Jedná se o objemové čerpadlo s vnějším rotorem s vnitřním ozubením a vnitřním rotorem s vnějším ozubením. Oba rotory mají malý počet zubů, přičemž vnitřní rotor má o jeden zub méně než vnější rotor a je spojen s hnací hřídelí, obvykle klikovou. Ozubení vnitřního rotoru je tvarováno tak, že se každý zub dotýká vnějšího rotoru a úplně utěsňuje vznikající prostory. Při otáčivém pohybu rotorů se na sací straně pracovní prostory uzavřené zuby postupně zvětšují, čerpadlo nasává.

Na výtlačné straně se odpovídajícím způsobem prostory zmenšují a olej je vytlačován do tlakového vedení. Protože se olej současně přepravuje do tlakového vedení z několika komor čerpadla, čerpadlo pracuje rovnoměrněji než čerpadlo zubové. Při velkém přepravním proudu může vytvářet vysoké tlaky



Obrázek 7: princip trochoidního čerpadla [13]

2.1.2.2 Redukční ventil:

Redukční ventil je zapojen za olejové čerpadlo, kde zabraňuje příliš vysokému tlaku oleje. Vysoký tlak oleje není vždy příznakem dobrého mazání. U studeného motoru je i přes vysoký tlak oleje mazání horší než u motoru zahřátého na provozní teplotu. Při ucpaném vedení je tlak oleje vysoký, ale mazání motoru je špatné nebo vůbec žádné. Příliš vysoký tlak oleje ohrožuje těsnění, olejová vedení, hadice, chladič i filtr oleje.

2.1.2.3 Filtr oleje:

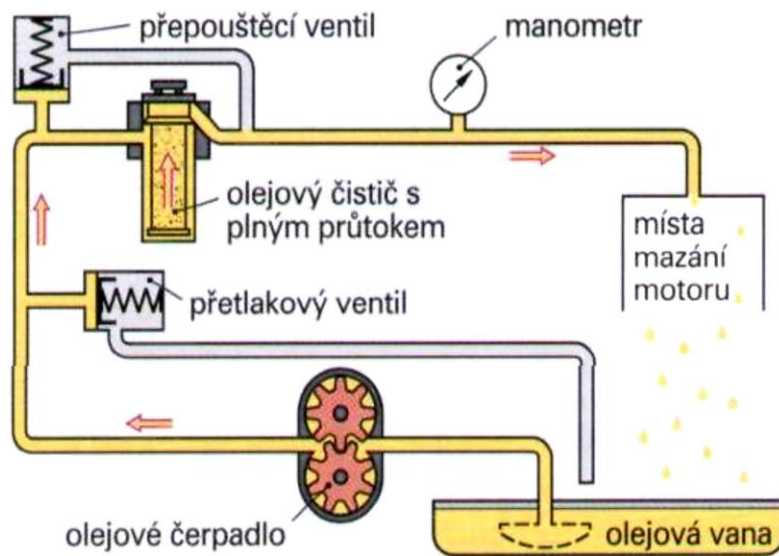
Používá se proto, aby se zamezilo předčasnému opotřebení a zhoršení kvality mazacího motorového oleje pevnými cizími látkami, např. kovovým otěrem, sazemi nebo prachovými částicemi. Tím se prodlužují intervaly pro výměnu oleje. Kromě toho se zlepšuje chlazení proudícího oleje. Filtry však nemohou odstranit nežádoucí kapalně nečistoty nebo nečistoty rozpuštěné v oleji. Nemají žádný vliv na chemické nebo fyzikální vlastnosti oleje a jejich změny při provozu motoru.

Druhy filtrů:

- plnoprůtokový
- obtokový

Plnoprůtokový filtr:

Používají se především proto, že přes filtr je veden a čištěn všechny olej dříve, než se dostane k mazaným místům. Je tak zaručeno, že každá nebezpečná částice může být z oleje oddělena již při prvním průtoku filtrem. Vzhledem na žádoucí snížení opotřebení je filtr oleje s plným průtokem nutností.

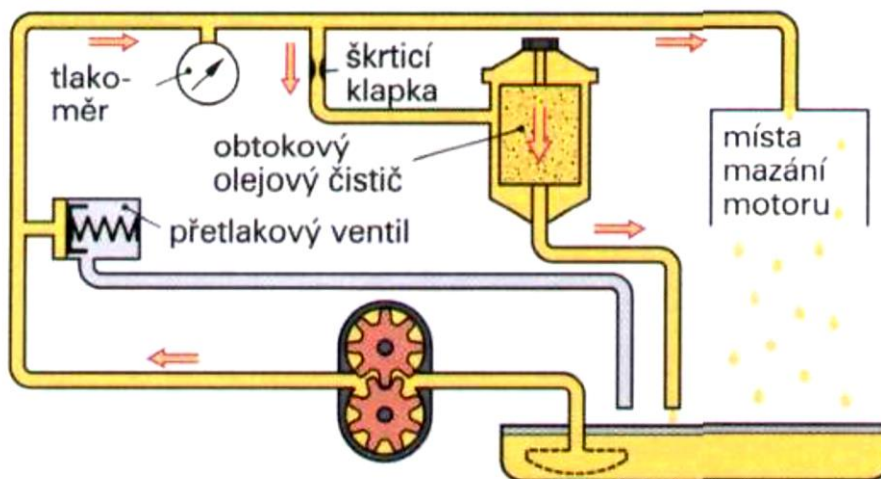


Obrázek 8: schéma soustavy s plnoprůtokovým filtrem [5]

Přepouštěcí ventil je umístěn obvykle přímo v tělese plnoprůtokového filtru a zaručuje, že se při zanesené filtrační vložce nepřerušuje zásobování mazací soustavy olejem. Ventil je umístěn vzhledem k filtru v obtoku, tzv. by-pass, a může propouštět nevyčištěný olej k mazaným místům. Motor je tak mazán alespoň nevyčištěným olejem.

Obtokový filtr oleje:

Tímto filtrem protéká vždy pouze část přepravovaného množství, a to asi 5 až 10 %, protože je umístěn ve větvi vedoucí paralelně k hlavnímu kanálu. K mazacím místům se tak dostává olej, který neprošel filtrem. Z přiloženého obrázku však vyplývá, že účinnost tohoto čištění je vyšší než u plnoprůtokového, protože olej je čištěn pomaleji a s větší intenzitou.

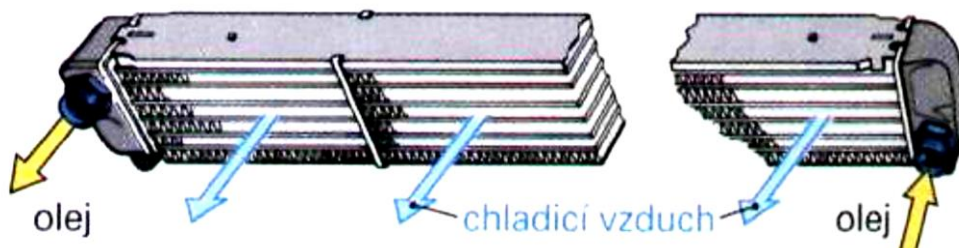


Obrázek 9: schéma soustavy s obtokovým filtrem [5]

2.1.2.4 Chlazení oleje:

Při chlazení a odvodu tepla z motoru se ve velké míře uplatňuje i olej z mazací soustavy motoru. Pokud je olej příliš horký, má malou viskozitu a je negativně ovlivněna jeho mazací schopnost, proto je spolehlivé chlazení významnou skutečností. K chlazení oleje se používají chladiče, kolem kterých proudí vzduch, ale i výměníky tepla používané k chlazení oleje, zabudované do okruhu chladicí kapaliny.

Motorům méně zatěžovaným postačuje chlazení olejové vany prouděním vzduchu během jízdy. Chladicí výkon lze zvýšit použitím olejové vany z lehkých slitin s chladicími žebry. Chlazení oleje v olejové vaně je však velmi nerovnoměrné, protože je závislé na okolní teplotě a rychlosti jízdy.

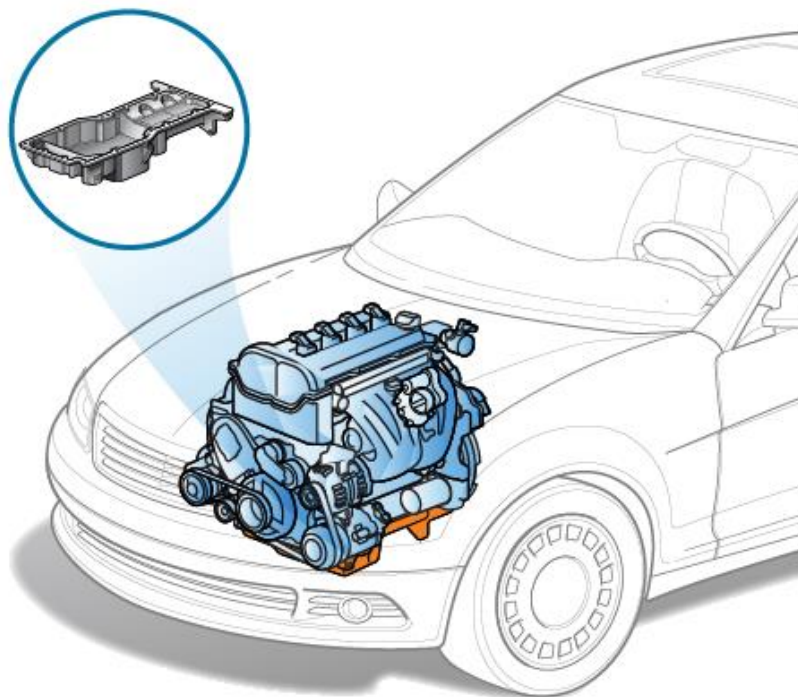


Obrázek 10: vzduchový chladič oleje [5]

2.1.2.5 Olejová vana:

Olejová vana slouží jako zásobárna oleje pro olejový okruh vozidla. Čerstvý olej je nasáván přes sací koš/trubku a čerpadlem je dále hnán přes olejový filtr k mazaným místům, odkud ztéká zpátky do olejové vany.

Olejová vana se zpravidla nachází vespod motoru a může mít různá provedení.



Obrázek 11: olejová vana [10]

Z hlediska technologie výroby můžeme rozlišovat vany:

- tvářené (obvykle výlisek s ocelového nebo hliníkového plechu)



Obrázek 12: tvářená olejová vana [14]

- obráběné a svařované (obvykle ze slitiny hliníku, výroba takové vany je velmi nákladná, tudíž se používá spíše v prototypové výrobě)



Obrázek 13: obráběná olejová vana [15]

- odlévané (převážně ze slitin hliníku či hořčíku, možnost výroby i poměrně složitých tvarů (s ohledem na odformování), vhodné pro sériovou výrobu)



Obrázek 14: odlévaná olejová vana [16]

2.2 NÁKLONOVÁ ANALÝZA OLEJOVÝCH VAN:

2.2.1 Účel náklonové analýzy:

Aby mazací systém motoru fungoval správně, musí se do oběhu olejového čerpadla nasávat pouze olej bez příměsi vzduchu. To znamená, že konec sací trubky musí být neustále ponořen v oleji. Díky pohybu vozidla působí na olejovou náplň řada sil (např. setrvačných), které pohybují hladinou olejové náplně. Vzhledem k tomu, že olejová náplň se uvnitř vany pohybuje volně, hrozí, že veškerý objem olejové náplně může být v prostoru, ve kterém se nenachází sací trubka (nebo sací koš) čerpadla.

Pohyb hladiny olejové náplně se dá do jisté míry ovlivnit tvarem olejové vany (např. prolisy, nebo žebrováním).

Náklonová analýza zkoumá chování olejové náplně při působení gravitace, příčného a podélného zrychlení a dynamických jevů. Výsledkem této analýzy je vymezení prostoru, ve kterém se bude za každé situace nacházet olej a tedy prostoru, ve kterém musí být umístěn sací bod čerpadla. To, jestli olejové čerpadlo nasálo vzduch se zjistí pomocí senzorů (například snímání poklesu tlaku v okruhu).

2.2.2 Stanovení úhlu náklonu v závislosti na zrychlení:

Úhel náklonu testované soustavy se odvíjí od náklonu hladiny olejové náplně při jízdě. Na úhel hladiny oleje má vliv celá řada faktorů ať už statických, tak i dynamických.

Mezi zmíněné faktory patří zejména:

- poloha motoru ve vozidle
- sklon vozovky / terénu
- zrychlení a zpomalení vozidla
- průjezd zatáčkou
- čerání hladiny pohybem klikové hřídele

V reálné situaci jde vždy o kombinaci výše zvýšených vlivů.

2.2.2.1 Zrychlení a zpomalení vozidla:

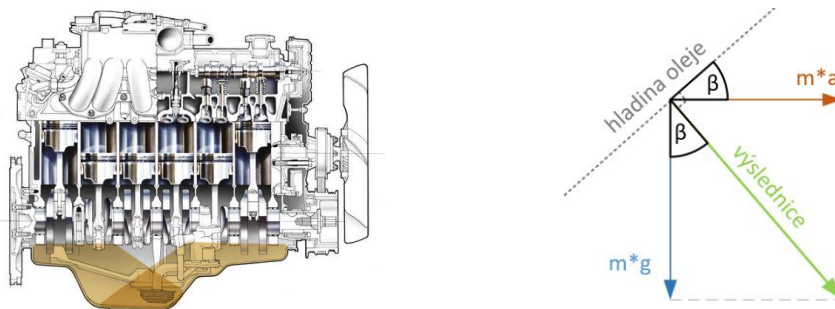
V případě, že vozidlo zrychluje/zpomaluje působí jak na vozidlo, tak i na olejovou náplň setrvačné síly.

Setrvačná síla působí proti směru působícího zrychlení vozidla a její velikost je dána vztahem:

$$F = m * a ;$$

F ... setrvačná síla
 m ... hmotnost tělesa (v tomto případě olejové náplně)
 a ... zrychlení tělesa (v tomto případě vozidla)

V případě, že vozidlo bude zrychlovat/zpomalovat po přímé dráze a po rovině, tak na olejovou náplň bude působit mimo setrvačné síly i tíha. Hladina náplně pak bude kolmá na výslednici těchto dvou sil.

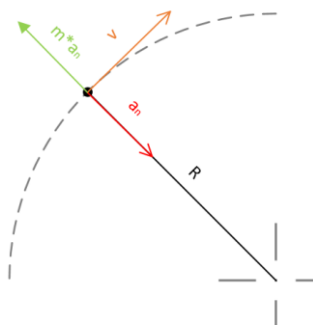


Obrázek 15: pohyb olejové náplně uvnitř vany při zrychlení/zpomalení

Úhel náklonu hladiny v podélném směru: $\beta = \tan^{-1} \left(\frac{m \cdot a}{m \cdot g} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{a}{g} \right)$

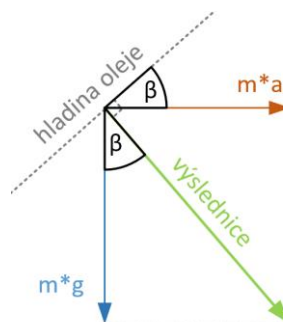
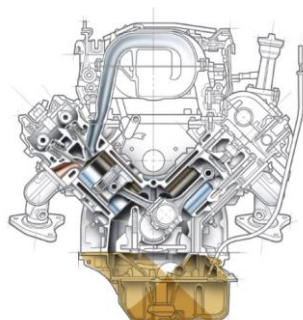
2.2.2.2 Průjezd zatáčkou:

Při průjezdu zatáčkou na náplň působí dostředivé zrychlení, které vyvolává odstředivou sílu.



Dostředivé zrychlení: $a_n = \frac{v^2}{R}$; a_n ... dostředivé zrychlení
 v ... rychlost vozidla
 R ... poloměr zatáčky

Odstředivá síla: $F = m \cdot a_n = m \cdot \frac{v^2}{R}$



Obrázek 16: pohyb olejové náplně uvnitř vany při bočním působení sil

Úhel náklonu hladiny v příčném směru: $\beta = \tan^{-1} \left(\frac{m \cdot a_n}{m \cdot g} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{a_n}{g} \right)$

Zrychlení působící na vozidlo se v praxi běžně měří pomocí G-metrů, což jsou prakticky akcelerometry, které pak graficky znázorňují velikost působícího zrychlení v podélné a příčné ose. V dnešní době lze k takovým účelům využít třeba i chytrý telefon vybavený akcelerometrem.

2.2.3 Možnosti provedení náklonové analýzy:

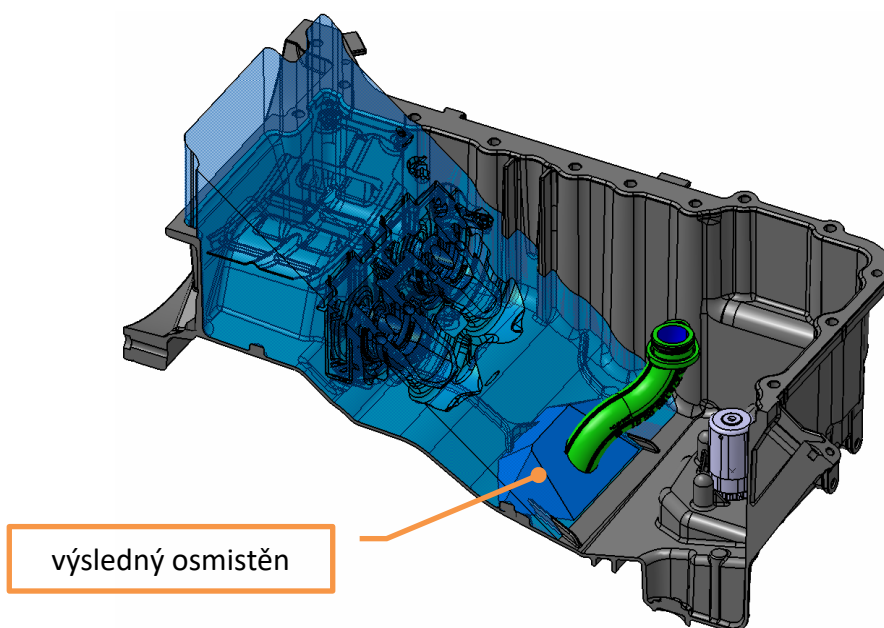
2.2.3.1 Softwarová analýza:

Náklonová analýza pomocí softwaru a CAD dat je jednou z metod sloužící k odhadnutí chování olejové náplně uvnitř olejové vany. Na základě této analýzy se zjišťuje místo, ve kterém by se měl při každém režimu jízdy nacházet dostatek oleje. Do takového místa by měl být umístěn sací koš, popřípadě hrdlo sací roury mazacího okruhu.

Tato analýza je jedním ze základních nástrojů pro optimalizaci tvaru olejové vany, její nevýhodou však je to, že zjišťuje chování hladiny olejové náplně pouze pod statickým působením sil, veškeré dynamické účinky není možné do této analýzy zahrnout.

Metoda spočívá v tom, že se vytvoří základní objemové těleso symbolizující dutinu vany, od tohoto tělesa se odečtou komponenty, které do něj zasahují (např.: olejové čerpadlo, sací koš, olejový senzor atd.). Dále se stanoví objem oleje v motoru a jaké síly bude analýza uvažovat, z pravidla se uvažují setrvačné síly v podélném směru, příčném směru a dále jejich kombinace (dohromady tedy 8 směrů působení sil). Podle výpočtu uvedeného výše se pak vypočítá náklon hladiny pod působením jednotlivých sil. Tímto způsobem se získá 8 rovin, kterými se základní objemové těleso seřízne tak, aby byl zachován uvažovaný objem oleje.

Výsledkem je osmistěnné těleso, ve kterém se bude nacházet olej při působení zvolených silových účinků.



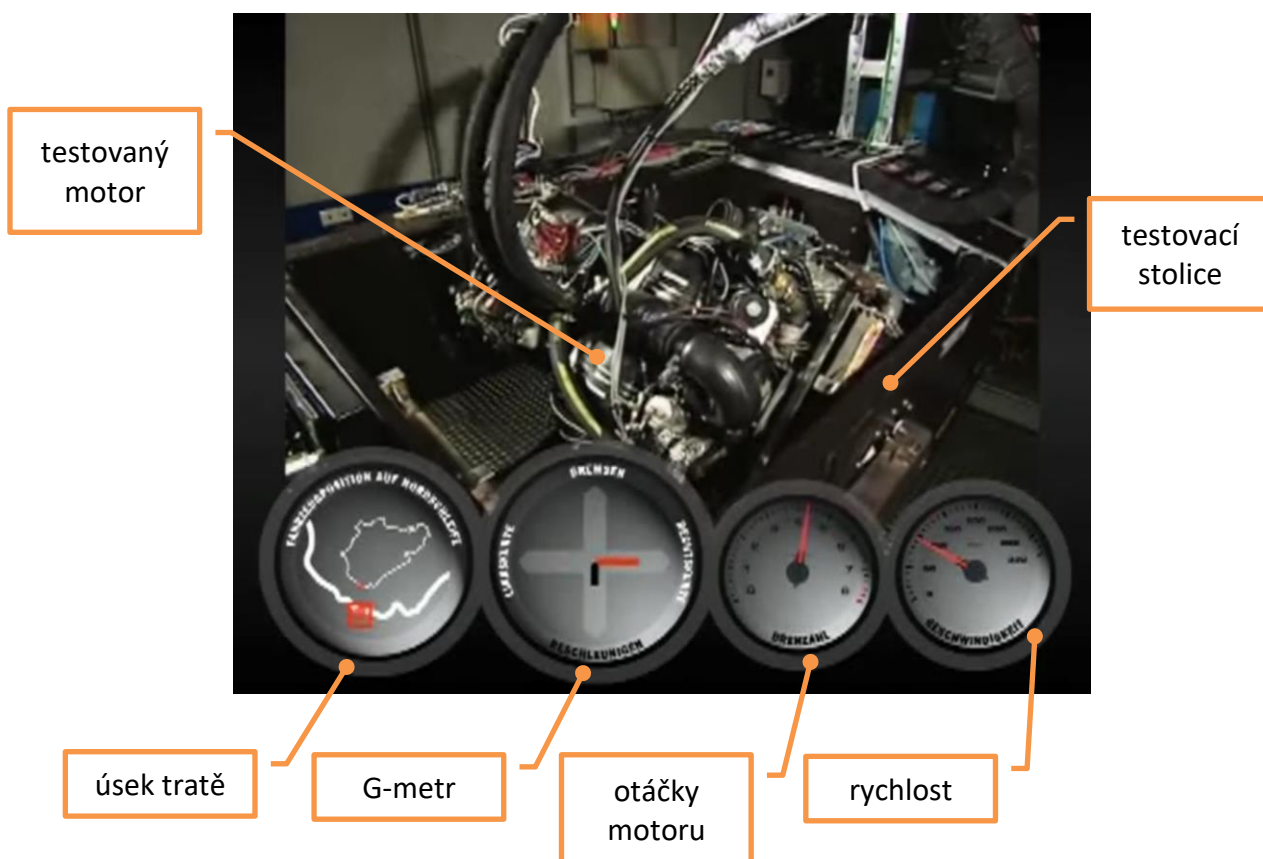
Obrázek 17: Statická náklonová analýza pomocí 3D dat

2.2.3.2 Experimentální analýza:

Experimentální analýza spočívá v tom, že se testuje skutečná sestava olejové vany a motoru. Jde o metodu podstatně náročnější a zdouhavější na realizaci, avšak poskytuje nejuvěrohodnější výsledky. Sestava se připevní k testovací stoličce, pomocí které se se sestavou naklání. Pomocí senzorů se tak snímá, v jakém okamžiku se sací rourou nasaje vzduch. Na základě získaných dat se pak odečte příslušný náklon, pod kterým se v daném okamžiku sestava nacházela. Z náklonu se pak dá zpětně dopočítat přípustné příčné či podélné zatížení.

Výhodou této metody je, že je možné uvažovat i dynamické jevy (např.: náhlé brzdění po akceleraci, čerění hladiny pohybem klikového hřídele apod.).

Zařízení pro takovou analýzu má například automobilka Porsche, která zařízení dotáhla téměř k dokonalosti. V testovací stoličce je upevněn kompletní běžící motor, a do řídicího softwaru je možné nahrát data odečtena z G-metru přímo ze zkušební tratě.



Obrázek 18: Testovací stoličce firmy Porsche

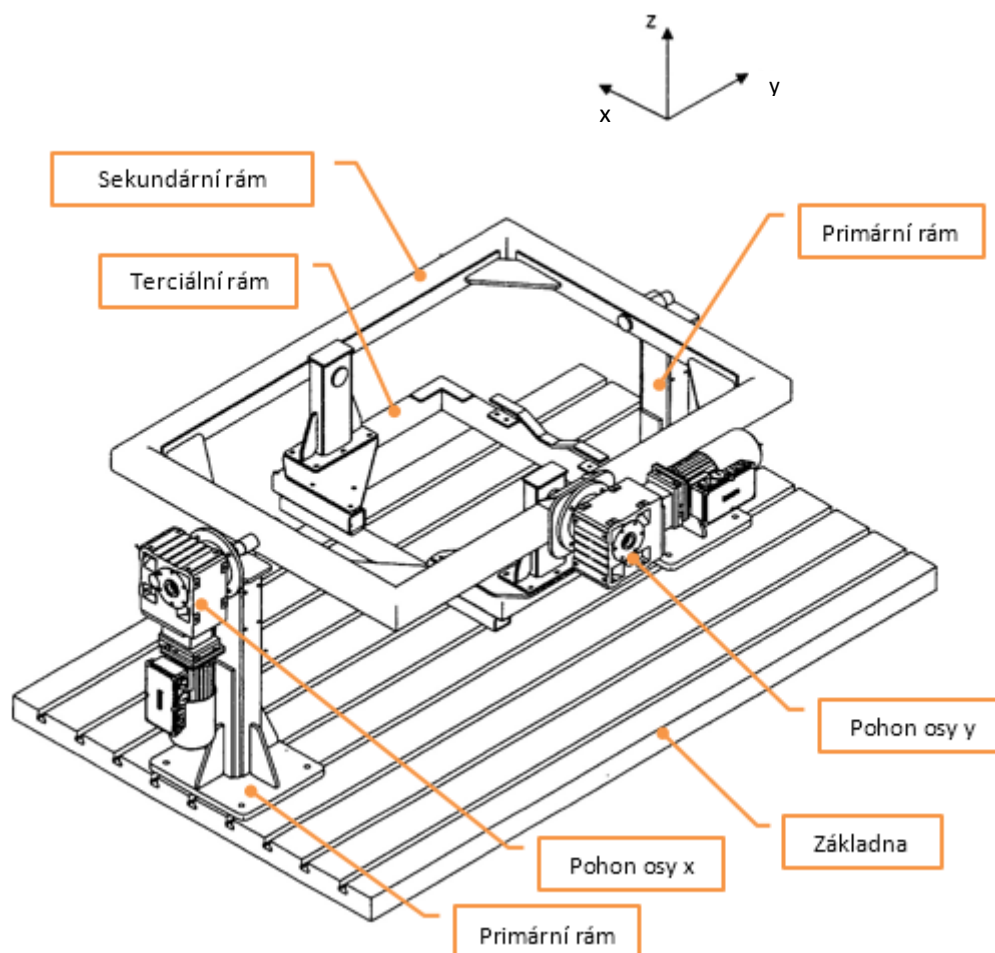
Vyšší úroveň experimentální analýzy je testování na reálných automobilech. K tomu mohou sloužit prototypové vozy, které jsou opatřeny řadou senzorů, které mimo jiné snímají i pokles tlaku v olejovém okruhu během jízdy.

2.3 VARIANTY RÁMU:

2.3.1 Klasická koncepce:

Koncepce je založena na sériové kinematické struktuře, což je v současné době nejpoužívanější a nejvíce nasazovaná struktura průmyslových robotů a manipulátorů. Části takového mechanismu jsou postupně spojeny za sebou. Tento typ je jednodušší na koordinaci pohybů a celkové řízení. Vzájemné spojení a výběr kloubů má za následek vznik odlišných pracovních prostorů a různých stupňů volnosti robotu.

Tato koncepce spočívá v naklápění ložné plochy kolem dvou na sebe kolmých os. Nosnou konstrukci tvoří trojice rámu, klopný pohyb pak zajišťují dva pohony (pro každou osu jeden). Celá konstrukce vyniká svou jednoduchostí, ať už z hlediska nosných prvků, tak i dimenzování a řízení pohonů jednotlivých os.



Obrázek 19: klasická koncepce s uzavřeným rámem [8]

Primární rám je hlavní nosný prvek veškerého zatížení a tvoří spojení mezi otáčejícími se částmi a pevnou podložkou (podlahou). Většinou se jedná o svařovaný díl, jehož

hlavní částí je stojna vyrobená z uzavřeného profilu (jeklu), I profilu, nebo svařena z plechů a doplněna o výztužná žebra. Tato stojna nese uložení osy rotace a její pohon. Sekundární rám je uložený v primárním rámu a otáčí se kolem jedné osy klopení (na obrázku osy y). Sekundární rám může být řešený buď jako uzavřený (viz Obrázek 19), nebo jako otevřený (viz Obrázek 20). V případě uzavřeného rámu se primární rám skládá ze dvou stojen. Konstrukce sekundárního rámu musí být dostatečně tuhá, ale zároveň lehká, protože se započítává do setrvačných hmot. Příliš těžká konstrukce sekundárního rámu by potom zvyšovala potřebný výkon pohonu dané osy. Z důvodu snížení hmotnosti rámu se zpravidla jedná o svařenec z plechů či jeklů. Sekundární rám je opatřen uložením pro terciální rám a zároveň nese pohon pro otáčení terciálního rámu (na obrázku osy x).

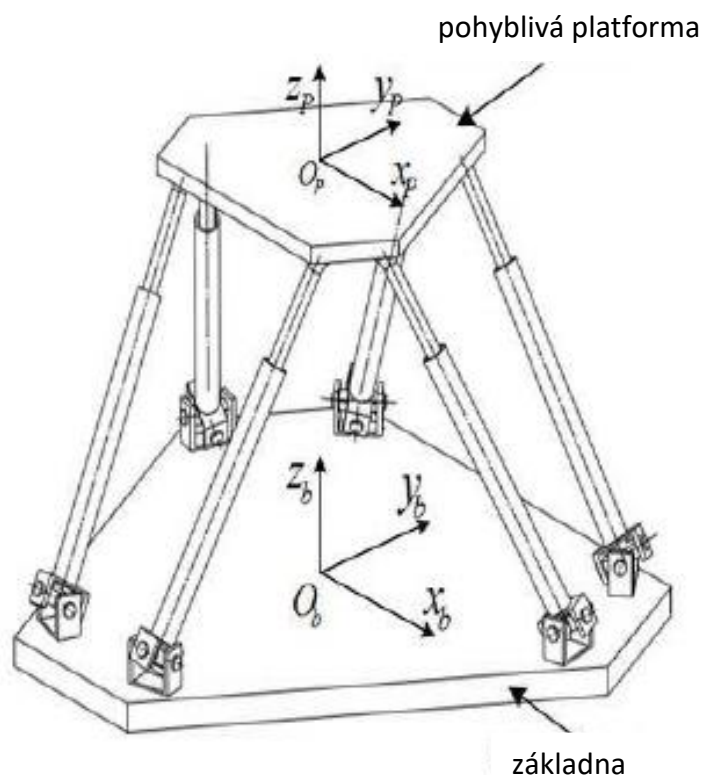


Obrázek 20: simulátor cockpitu letadla - příklad klasické koncepce s otevřeným rámem [17]

Terciální rám je zpravidla svařenec z tenkostěnných jeklů, opatřen výztužnými žebry pro zvýšení tuhosti. Terciální rám může být řešen jako upínací stůl, nebo jako klec pro testovaný (naklápěný) díl (viz Obrázek 20). Rám je taktéž navrhován s důrazem na jeho hmotnost, která se započítává do setrvačných hmot.

2.3.2 Hexapod (Stewartova platforma):

Jedná se o mechanismus založený na paralelní kinematice, skládající se z dvojice jednoduchých rámců a šesti pohonů. Zařízení poskytuje 6 stupňů volnosti, tedy posun i rotaci v osách x , y , z . Nevýhodou je riziko kolize jednotlivých prvků, a omezený náklon platformy (zpravidla kolem 30°) a složitost řízení.



Obrázek 21: Hexapod

Výhodou hexapodu je možnost výběru ze široké škály pohonů. Oproti klasické koncepci hexapod nabízí také možnost horizontálního a vertikálního pohybu. Většinou se jedná o lineární elektromotor. V oblasti lineárních pohonů se nabízí i použití hydraulických, nebo pneumatických válců, jejich nevýhodou však je složitější řízení, nižší přesnost polohování a nutnost zdroje tlakové kapaliny/vzduchu. Výjimkou není použití rotačních servopohonů v kombinaci s klikovým mechanismem, pomocí kterého se rotační pohyb transformuje na lineární.

Základna se může být provedena jako svařovaný jeklový rám, nebo jednoduchá deska, na které jsou po 120° umístěny dvojice sférických kloubů s lineárními pohony. V případě použití rotačních servomotorů s klikovým mechanismem slouží k upevnění servomotorů.

Pohyblivá platforma slouží jako upínací deska pro naklápěný objekt. Na spodní straně má, stejně jako základna, umístěné tři dvojice sférických kloubů po 120° spojených s lineárními pohony.

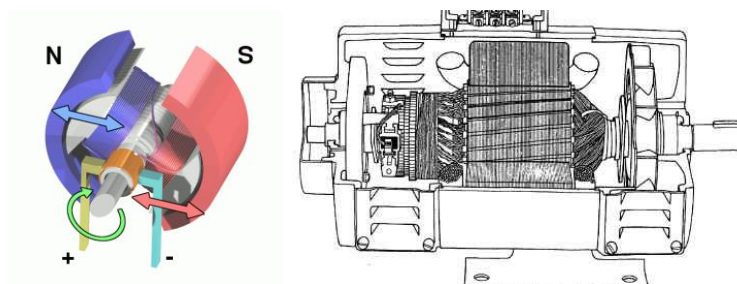
2.4 VARIANTY POHONU:

2.4.1 Motory pro klasickou koncepci:

2.4.1.1 DC motory:

Princip činnosti:

Motor využívá principu minimální energie. Ve vnitřním magnetickém poli se nachází smyčka, kterou protéká proud. Ten indukuje magnetické pole, které je vždy orientováno stejně jako vnější magnetické pole; toho je dosaženo díky komutátoru, který změni směr proudu smyčkou pokaždé, kdy dojde k překlopení. Energie této soustavy bude nižší, pokud budou magnetická pole orientována proti sobě. Proto působí na smyčku moment, který se jí snaží překlopit. Protože po překlopení se změni směr proudu protékajícího smyčkou, pokračuje toto pak dále.



Obrázek 22: stejnosměrný motor [18]

Druhy:

- DC motor s odděleným vinutím kotvy a vinutím pole

(Používá pro aplikace s konstantním momentem a konstantním výkonem)

- sériový motor

(V sériovém motoru prochází stejný proud vinutím kotvy i vinutím pole. To lze použít v aplikacích s potřebou vysokého momentu při nízké rychlosti a nízkého momentu při vysoké rychlosti. V běžných průmyslových aplikacích se nepoužívá. Příkladem je např. startér u automobilu.)

- motor s permanentními magnety

Výhody:

- snadné řízení otáček změnou budícího napětí rotoru
- lineární charakteristika závislosti otáček na budícím napětí na rotoru

Nevýhody:

- komutátor a s ním spojená údržba kluzných kontaktů
- vznik jiskření

[18]

2.4.1.2 Servomotory:

Princip činnosti:

Servomotor, je motor pro pohony, u kterých lze na rozdíl od běžného motoru nastavit přesnou polohu natočení osy. Vlastnosti servomotoru vylepšuje použití snímačů pro odečet polohy. Signál těchto čidel lze využít k dalšímu řízení pohony, například vypnout motor po dojezdu do krajní polohy. Zavedením lineární záporné zpětné vazby lze servomotorem řídit polohu zařízení v celém rozsahu jeho pracovní dráhy. Je k tomu zapotřebí řídicí systém zvaný regulátor.

Poloha hřídele servomotoru bývá zjišťována elektricky pomocí fotoelektrického snímače nebo pomocí rozkladače. Pro levné aplikace lze použít optické snímání pomocí kódového kotoučku či proužku, gray code. Nedoporučuje se potenciometr.

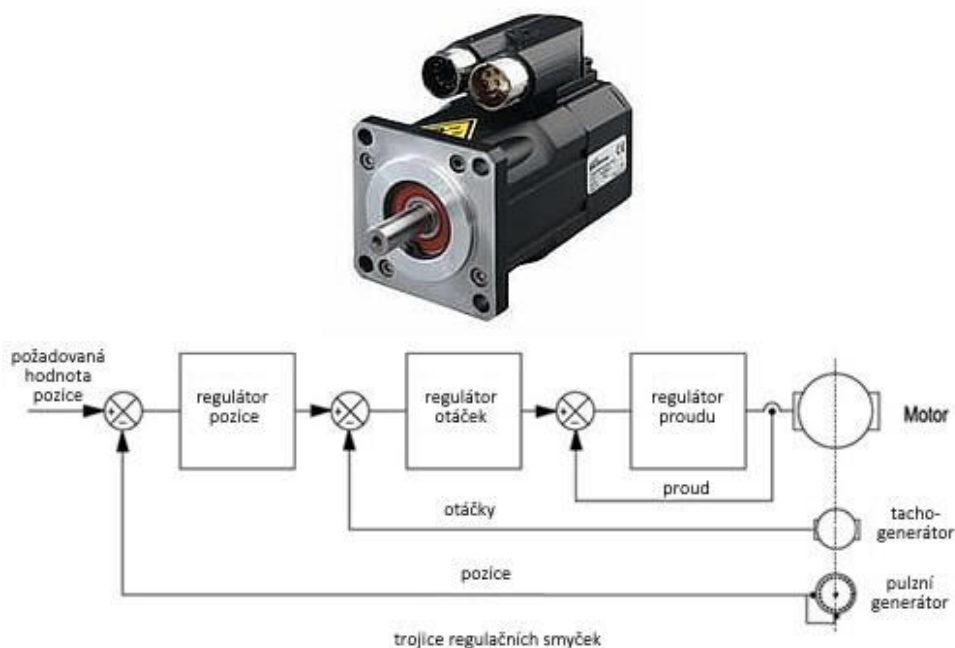
Signál snímače polohy je přiveden pomocí zpětné vazby na regulátor, který porovnává skutečnou polohu motoru s žádanou polohou. Na základě rozdílu žádané a skutečné polohy regulátor řídí měnič, a tak nastavuje motor na žádanou polohu.

Výhody:

- zpětná vazba
- cena

Nevýhody:

- náročnější na opravu



Obrázek 23: servo-motor

[18], [19]

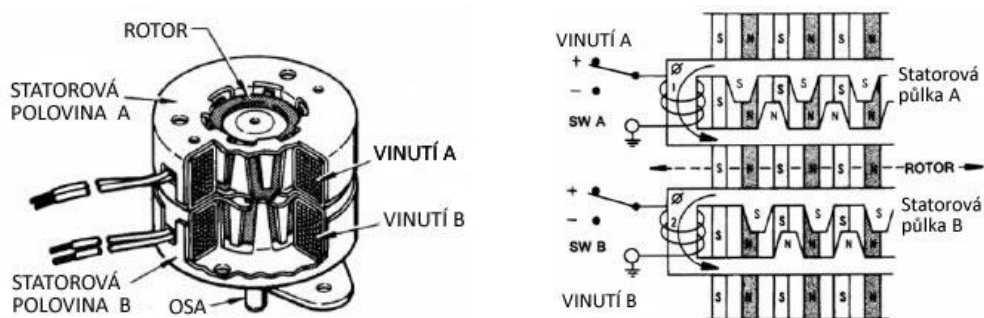
2.4.1.3 Krokové motory:

Princip činnosti:

Krokový motor převádí digitální impulsy na postupné otáčení hřídele motoru. Počet dílčích kroků je úměrný generovaným pulsům a počet otáček, je funkce frekvence vstupních impulsů.

Tyto impulsy jsou vytvořeny jednoduše mikroprocesorem, logickými obvody, nebo dokonce jen pomocí relé. Pohonná elektronika funguje jako rozdělovač, kde každý impuls je převeden na sekvenční proud do jednotlivých vinutí motoru. Obvykle jeden puls otáčí rotorem o jeden krok.

Typický systém založený na krokovém motoru se skládá z motoru a pohonné jednotky, která obsahuje ovládací díl, výkonový stupeň a napájecí zdroj. Řídicí jednotka ovládá každou fází motoru, aby dostala správný proud ve správný okamžik a výkonový stupeň dodává proud ze stejnosměrného zdroje napětí. Motor je poháněn hnacími impulsy a směr signálu je z indexeru nebo programovatelného řídicího systému. Tyto generuje řadu impulsů, kde frekvence určuje otáčky motoru a počet pulsů pozici motoru.



Obrázek 24: krokový motor

Výhody:

- přesnost
- pořizovací cena
- bezúdržbová konstrukce
- vysoký moment v nízkých otáčkách

Nevýhody:

- absence zpětné vazby
- provozní náklady
- hlučnost
- riziko rezonance a ztráty pozice
- limitovaná dynamika

[18]

2.4.1.4 Asynchronní motory:

Princip činnosti:

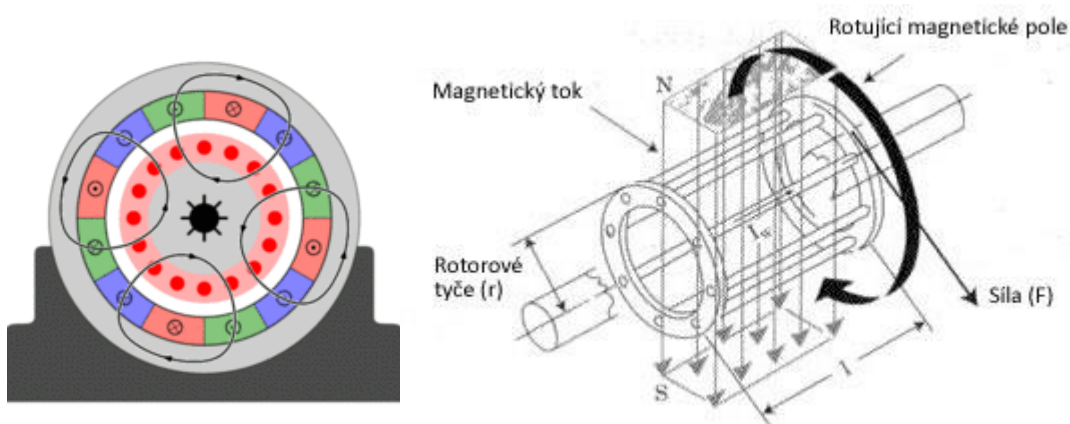
Asynchronní indukční motor je nejběžnější v průmyslu a je prakticky bezúdržbový. Jeho mechanická konstrukce je standardizována, takže vyniká snadnou opravitelností. Základní dvě části asynchronního motoru jsou stator a rotor.

Stator je pevně integrován do stacionární motorové části. Skládá se z tělesa pláště, ložiska, v němž je uložen rotor, ložiskový štít pro uložení ložisek, ventilátor pro chlazení motoru a krytu ventilátoru proti náhodnému kontaktu s rotujícím ventilátorem. Na straně statoru má motor spojovací skříňku pro připojení kabelů.

Fázové vinutí statoru generuje magnetické pole a počet párů pólů určuje rychlost, s jakou se otáčí. Když je motor připojen k nominální frekvenci, nazývá se rychlost magnetického pole synchronní rychlostí.

Rotor je, stejně jako stator, vyroben z tenkých ocelových plechů, ve kterých jsou otvory. Rotor je buď se sběracími kroužky, nebo kotvou na krátko.

Rotor se sběracími kroužky má stejně jako stator vinuté cívky vložené do drážek. Cívky jsou pro každou fázi a jsou připojeny ke sběracím kroužkům. Pokud se kroužky zkratují, funguje rotor jako tzv. "s kotvou na krátko" nebo klecový rotor.



Obrázek 25: asynchronní motor

Výhody:

- spolehlivost
- jednoduchá konstrukce a regulace
- dobrý záběhový moment
- přetížitelnost konstrukce

Nevýhody:

- velký odběr proudu při spouštění

[18], [20]

2.4.2 Možnosti zpřevodování u klasické koncepce:

2.4.2.1 Řetězový/řemenový převod:

Jedná se o jednoduchý převodový mechanismus. Jeho hlavní výhodou jsou nízké pořizovací náklady a snadná údržba. Výhodné je také umístění motoru na konzolu primární rámu, nebo přímo k podlaze. Další výhodou je také velká únosnost stoupající s počtem řad řetězu/řemenu.

Při použití ozubeného řemenu je oproti řetězovému převodu výhoda v pružnosti prvku, která umožní do jisté míry utlumit možné rázy. Dále řemen zajišťuje poměrně tichý chod. Nevýhodou použití ozubeného řemenu je vytažování a degradace materiálu.

Hlavní nevýhodou tohoto typu převodu je poměrně nízký převodový poměr, který je možné zvýšit dalším stupněm (například ve formě šnekové převodovky). U tohoto typu převodu se musí brát v potaz i napínání řetězu/řemenu, což se řeší napínacími kladkami, nebo nastavitelnou vzdáleností os řetězových kol/řemenic. Mechanismus je také náročnější na zástavbový prostor, závisející na vzdálenosti os a průměru kol.



Obrázek 26: řetězový/řemenový převod [21], [22]

2.4.2.2 Planetová převodovka:

Planetové převodovky vynikají malými rozměry a velkým převodovým poměrem. Osa vstupu a výstupu převodovky je totožná a většinou je připevněna pomocí přírub. V tomto případě se dá umístit tak, aby hmotnost motoru a převodovky působila jako protizávaží a zmenšovala tak ohybový moment vyvíjený na primární rám od testovaného břemene.

Oproti řemenovým a řetězovým převodům nabízí větší životnost, menší nároky na zástavbu, větší přesnost, snadnější spárování s příslušným motorem. Nevýhodou je však vyšší pořizovací cena.

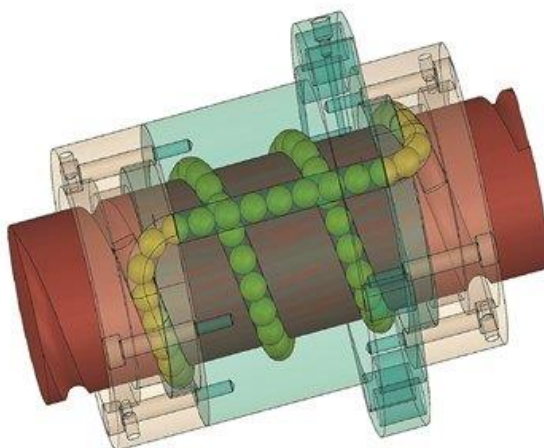


Obrázek 27: planetová převodovka [19]

2.4.3 Pohony pro hexapod:

2.4.3.1 Elektrické lineární motory:

Tento pohon se skládá ze tří základních částí, kterými jsou elektromotor (např. servomotor), převodovka a pohybový šroub, pomocí kterého se převádí rotační pohyb ze servomotoru na lineární pohyb matice.



Obrázek 28: Kuličkový šroub [23]

Výhody lineárních elektromotorů:

- vysoká přesnost řízení polohy
- ideální pro polohování i mimo koncové polohy
- zpětná vazba
- možnost, dle typu řízení, ovládání rychlosti, polohy a síly.
- nehrozí úniky provozních tekutin

Nevýhody lineárních elektromotorů:

- vyšší pořizovací cena
- omezený rozsah pracovních teplot



Obrázek 29: Hexapod s lineárními elektromotory [24]

2.4.3.2 *Hydraulické/pneumatické motory:*

Princip činnosti přímočarých hydraulických a pneumatických motorů spočívá v tom, že tlakové médium (olej/vzduch) tlačí na píst uvnitř válce, což přemění tlakovou energii na mechanickou a vyvolá přímočarý pohyb.

V případě hydromotorů se nejčastěji používá jako pracovní médium olej. Díky jeho velmi malé míře stlačitelnosti jsou hydromotory vhodnější pro aplikace s většími nároky na přesnost pohybu a silové zatížení.

Výhody hydraulických motorů:

- Robustní a vhodné pro aplikace s vysokými silami.
- Možnost vlivem nestlačitelnosti tekutiny držet sílu i bez provozu čerpadla.
- Hydraulické čerpadlo může být umístěné i ve značné vzdálenosti od pohonu s minimální tlakovou ztrátou.

Nevýhody hydraulických motorů:

- V případě úniku oleje může dojít k nebezpečné situaci nebo poškození znečištěných částí stroje.
- Vyžadují mnoho prvků (nádrže, čerpadla, ventily, chladiče, ...)
- Z důvodu hořlavosti hydraulické kapaliny je aplikace hydraulických pohonů omezená.

Pneumatické lineární motory používají jako pracovní médium stlačený vzduch. Díky stlačitelnosti média tyto motory nejsou vhodné pro aplikace, kde je vyžadováno přesné polohování mimo krajní polohy.

Výhody pneumatických pohonů:

- jednoduchost konstrukce
- umožňují dosažení vysoké přesnosti polohování v krajních polohách
- jsou použitelné ve velkém rozmezí pracovních teplot
- jsou použitelné i v nebezpečných prostředích
- úniky stlačeného vzduchu ve vedení nebo ve válci nejsou nebezpečné pro obsluhu
- nízká hmotnost, minimální údržba

Nevýhody pneumatických pohonů:

- Pneumatické válce jsou vlivem tlakových ztrát a stlačitelnosti vzduchu méně efektivní než jiné typy pohonů.
- Při nízkých tlacích stlačeného vzduchu mají malou sílu a nízkou rychlost pohybu.
- Přesné ovládání rychlosti válce a síly vyžaduje použití proporcionálních ventilů, které výrazně zvyšují náklady na pořízení a složitost ovládání.

- Stlačený vzduch jako pohonné médium je nejdražší energie pro pohonné jednotky (v porovnání s elektromotory).
- Většina ovládacích ventilů, redukčních ventilů a další části pneumatického obvodu je citlivá na nečistoty a zaolejování stlačeného vzduchu.

Nevýhody obou typů motorů obecně pramení v potřebě vlastního okruhu pro tlakové médium, náklady na pořízení a provoz jsou tedy vyšší a přesnost polohování není taková, jako u jiných typů motorů.



Obrázek 30: Hexapod s hydraulickými válci [25]

[26]

3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH:

3.1 VOLBA MECHANISMU NAKLÁPĚNÍ:

3.1.1 Porovnání klasické koncepce a hexapodu:

Výhoda klasické koncepce je z hlediska nákladů na pohony a větší rozsah náklonu. Oproti hexapodu má pouze dva motory, což zaručí vyšší spolehlivost a snadnější řízení pohybu, při nižších nákladech.

Hexapod oproti klasické koncepci vyniká jednoduchostí nosných rámců a jejich nižší cenou. Pořizovací cena rámců je však v porovnání s náklady na pořízení a řízení pohonů téměř zanedbatelná. Dosahované rychlosti náklonu jsou v tomto případě také vyšší než u klasické koncepce.

Největší nevýhodou hexapodu je rozsah dosahovaných náklonů platformy. Ten se odvíjí od geometrie rámců a od konstrukce kulových kloubů. Vyráběné hexapody zpravidla nedosahují náklonů větších než 35°, což je pro splnění zadání (náklon 60°) nevyhovující.

Zvolenou variantou pro konstrukci testovací stolice je tedy mechanismus klasické koncepce.

3.1.2 Varianty pohonu koncepce:

KONSTRUKČNÍ PRVEK	VARIANTA			
	1	2	3	4
Motor	stejnoseměrný motor	servomotor	krokový motor	asynchronní motor
Převod	převod čelními koly	řemenový převod	řetězový převod	planetová převodovka
Sekundární rám	otevřený	uzavřený		

Tabulka 1: Varianty řešení

KRITÉRIUM	VARIANTA				
	A	B	C	D	nejlepší
tuhost nosné konstrukce	1	1	2	2	2
setrvačnost rotujících částí	4	3	2	1	4
přístup pro upnutí testované sestavy	2	2	1	1	2
vhodnost pohonu pro častou reverzaci chodu a přesné natočení	4	2	3	1	4
náklady na rám	3	4	2	1	4
náklady na pohon	2	3	1	4	4
Σ	16	15	11	10	20

Tabulka 2: Hodnocení variant

Varianta A vyšla jako nejlepší kombinace konstrukce rámu, typu motoru i převodovky. Zejména volba motoru a převodovky byla konzultována s odborníky a kombinace servomotoru s planetovou převodovkou bylo jejich doporučení jak z hlediska řízení, tak z hlediska zástavbových rozměrů a požadavku na minimální hmotnost pohonu.

Jedná se tedy o variantu s otevřeným sekundárním rámem, který má nižší hmotnost než rám uzavřený a vyžaduje pouze jednoduchý primární rám, což přispívá k nižší hmotnosti rotujících hmot a zároveň nižší pořizovací ceně. Pro pohon, jak již bylo řečeno, byl zvolen servomotor v kombinaci s planetovou převodovkou pro osu x i y .

3.2 STANOVENÍ VSTUPNÍCH PARAMETRŮ PRO VOLBU POHONU:

3.2.1 Setrvačnost:

Velkou roli při návrhu pohonů hraje setrvačnost naklápěné soustavy. Od velikosti setrvačných sil a momentů se odvodí minimální potřebný kroutící moment pohonu.

Setrvačnost je vlastnost hmotných těles (těles s hmotností), které se snaží setrvat ve stavu před vnějším fyzikálním působením, tj. v případě, že na těleso nepůsobí žádná vnější síla. V praxi to znamená, že pokud na těleso působí zrychlení, tak setrvačnost působí v opačném směru.

U rotačního pohybu je zavedena fyzikální veličina Moment setrvačnosti I . Její velikost závisí na rozložení hmoty v tělese vzhledem k ose otáčení. Body (části) tělesa s větší hmotností a umístěné dál od osy mají větší moment setrvačnosti.

3.2.2 Setrvačnost naklápěné soustavy:

3.2.2.1 Stanovení potřebného zrychlení pro naklopení soustavy α :

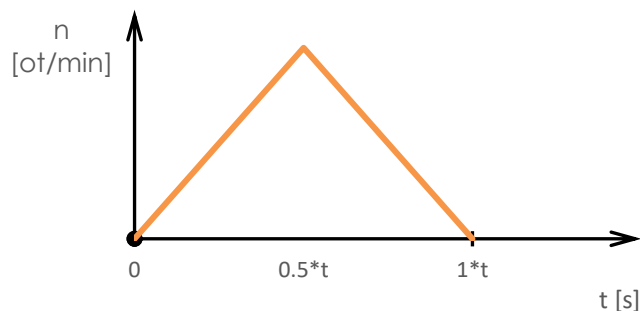
K naklopení soustavy o požadovaný úhel je potřeba vykonat rotační pohyb. Logicky se sestava musí nejdříve roztočit, a posléze opět zabrzdit v požadovaném úhlu. Nebude se tedy otáčet pouze konstantními otáčkami, ale pohyb bude složený ze zrychlení a zpomalení.

Obecně můžeme pohyb dělit na:

- rovnoměrný pohyb ($\omega = \text{konst.}; \alpha = 0$)
- rovnoměrně zrychlený pohyb ($\alpha = \text{konst.}; \alpha > 0$)
- rovnoměrně zpomalený pohyb ($\alpha = \text{konst.}; \alpha < 0$)
- nerovnoměrně zrychlený pohyb ($\alpha \neq \text{konst.}; \alpha > 0$)
- nerovnoměrně zpomalený pohyb ($\alpha \neq \text{konst.}; \alpha < 0$)

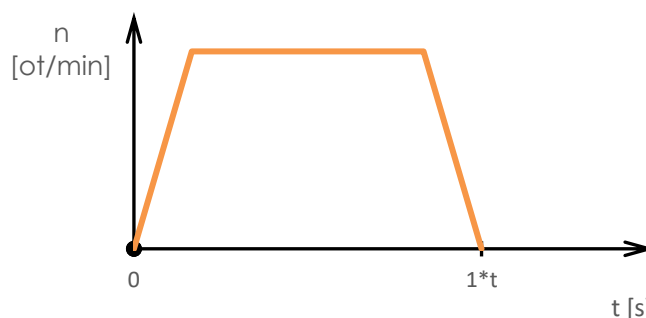
Varianta A)

Pohyb je složený z rovnoměrně zrychleného a rovnoměrně zpomaleného pohybu.



Varianta B)

Pohyb je složený z rovnoměrně zrychleného, rovnoměrného a rovnoměrně zpomaleného pohybu.



Zhodnocení variant:

Varianta A je složena jen ze dvou pohybů, kdy maximálních otáček/úhlové rychlosti je dosaženo v polovině cyklu naklopení. Na grafu průběhu otáček varianty B je vidět, že k dosažení znázorněného průběhu by bylo potřeba strmějšího nárůstu úhlové rychlosti, tedy úhlového zrychlení. Jak je vidět v další kapitole, rostoucí zrychlení má značně negativní dopad na velikost setrvačných sil momentů naklápěné soustavy. Vhodnější varianta je tedy varianta A.

Doba trvání procesu naklopení:

Dle požadavků zadavatele má být doba naklopení o 45° co nejkratší. S přihlédnutím na závislost setrvačných momentů na úhlovém zrychlení, a tedy i na době naklopení, se zvolil (po dohodě se zadavatelem) pro výpočet interval 0,5 – 2 vteřiny.

3.2.2.2 Stanovení momentů setrvačnosti I:

Jak bylo řečeno v předcházející kapitole, moment setrvačnosti (značený I) závisí na hmotnosti tělesa a jejím rozložení kolem osy otáčení. Vzhledem ke složitosti naklápěné soustavy bude ke stanovení momentu setrvačnosti I využít software (Siemens NX).

Pro sestavení výpočtového modelu testované soustavy jsou použita značně zjednodušená a tělesa s přiřazenou odhadovanou hmotností a mezními rozměry. Tělesa i hmotnosti jsou však naddimenzované oproti realitě, aby bylo možné zanedbat některé z méně hmotných dílů a zjednodušit tak výpočet.

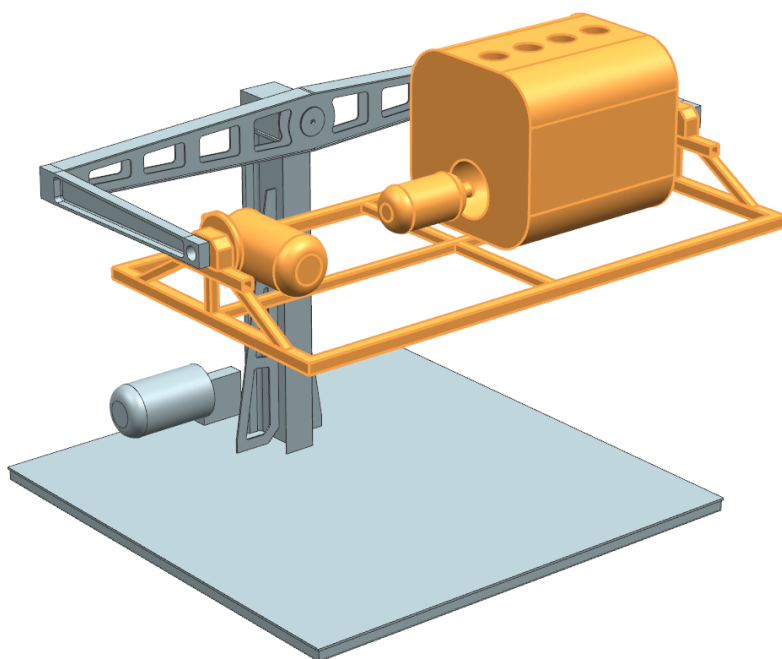
Hlavní části naklápěné soustavy jsou:

- sestava motoru (blok motoru, kliková hřídel, olejová vana)
- pohon klikové hřídele (uvažován asynchronní motor)
- sekundární rám
- terciální rám
- pohon terciálního rámu (uvažován motor + převodovka)

Zanedbané části naklápěné soustavy jsou:

- upevnění motoru k rámu
- polohovací zařízení sací roury olejového čerpadla
- drobné součástky a příslušenství

Výpočtový model:

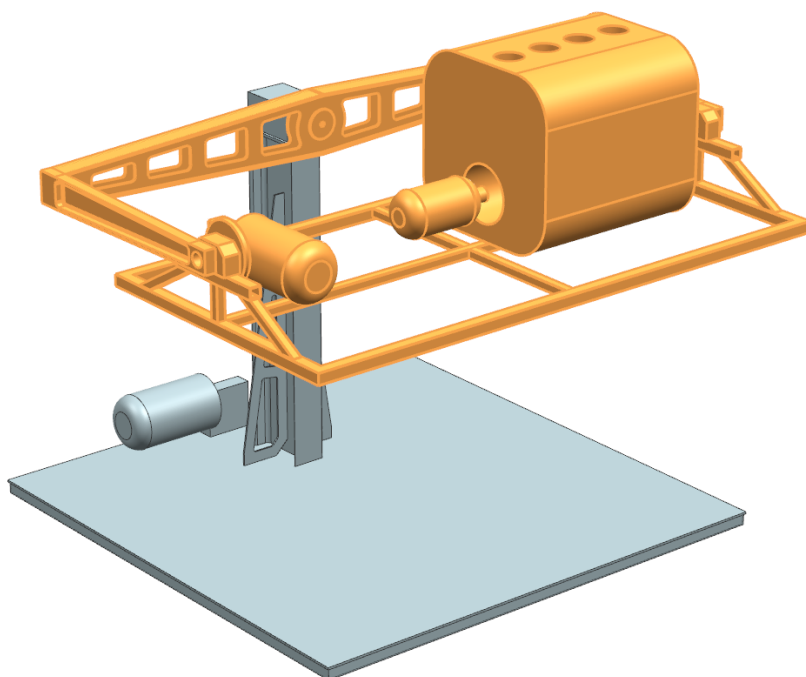


Odečtené hodnoty:

$$m_x = 231,2 \text{ kg}$$

$$I_x = 13,68 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

Obrázek 31 Části rotující kolem x



Odečtené hodnoty:

$$m_y = 288 \text{ kg}$$

$$I_y = 118,23 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Obrázek 32: Části rotující kolem y

3.2.2.3 Výpočet setrvačných momentů $M_{x,y}$:

Velikost setrvačného momentu M je závislá na momentu setrvačnosti I a úhlovém zrychlení α a je dána vztahem:

$$M = I * \alpha$$

Hodnoty momentů setrvačnosti jsou odečteny z výpočtového modelu.

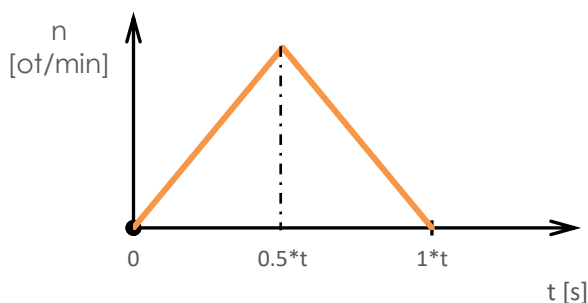
$$\text{pro osu x: } I_x = 13,68 \text{ kg} * \text{m}^2$$

$$\text{pro osu y: } I_y = 118,23 \text{ kg} * \text{m}^2$$

Velikost úhlového zrychlení α se dopočítá z doby trvání naklonění t a úhlu naklonění β .

Výpočet vychází ze symetrie pohybu, kdy v první polovině je pohyb rovnoměrně zrychlený, a v druhé polovině rovnoměrně zpomalený, velikost zrychlení bude tedy stejná, pouze s opačným znaménkem.

Z toho důvodu pro určení velikosti zrychlení stačí uvažovat pouze první polovinu grafu v intervalu $\langle 0; 0,5 \cdot t \rangle$.



Úhlová rychlost: $\omega = \frac{\beta}{t}$

Úhlové zrychlení: $\alpha = \frac{\Delta\omega}{t} = \frac{\frac{\beta}{t}}{t} = \frac{\beta}{t^2}$

Setrvačný moment: $M = I * \frac{\beta}{t^2}$; t je polovina celkového času náklonu

V následující tabulce je vidět vliv doby klopení na úhlové zrychlení, a tedy i na výslednou hodnotu setrvačného momentu pro osu x (M_x) a pro osu y (M_y).

úhel [°]	čas [s]		alfa [°/s ²]	[rad/s ²]	max. otáčky [/min]	I _x [kg/m ²]	I _y [kg/m ²]		M _x	M _y
45	0,5	---->	720,00	12,57	30	13,68	118,2	---->	171,91	1485,72
	0,75	---->	320,00	5,59	20			---->	76,40	660,32
	1	---->	180,00	3,14	15			---->	42,98	371,43
	1,25	---->	115,20	2,01	12			---->	27,51	237,72
	1,5	---->	80,00	1,40	10			---->	19,10	165,08
	1,75	---->	58,78	1,03	8,571428571			---->	14,03	121,28
	2	---->	45,00	0,79	7,5	---->	10,74	92,86		

Tabulka 3: Tabulka závislosti setrvačných momentů na čase se znázorněnou vybranou variantou

Z hlediska bezpečnosti, nákladů na pohony a nároků na nosnou konstrukci byla, po konzultaci se zadavatelem, stanovena 1s jako dostatečně krátká doba trvání klopného pohybu soustavy o 45° pro simulaci dynamických jevů při jízdě automobilu.

Pro 1s odpovídají následující setrvačné momenty naklápěné soustavy:

pro osu x: $M_x = 43 \text{ Nm}$

pro osu y: $M_y = 372 \text{ Nm}$

3.3 POHONY OS:

3.3.1 Osa x:

Pro pohon osy x (osa klopení terciálního rámu) je na základě konzultace se zástupci FAV zvolen servomotor od firmy TGdrives s označením TGN4-0510-K1. Jedná se o kompaktní 10-pólový servomotor o výkonu 1 319 W a jmenovitém výstupním momentu 4,2 Nm. Jmenovité otáčky jsou 3 000/min. Provedení K1 je opatřeno resolverem a brzdou k aretaci polohy, což je požadavek zadavatele.

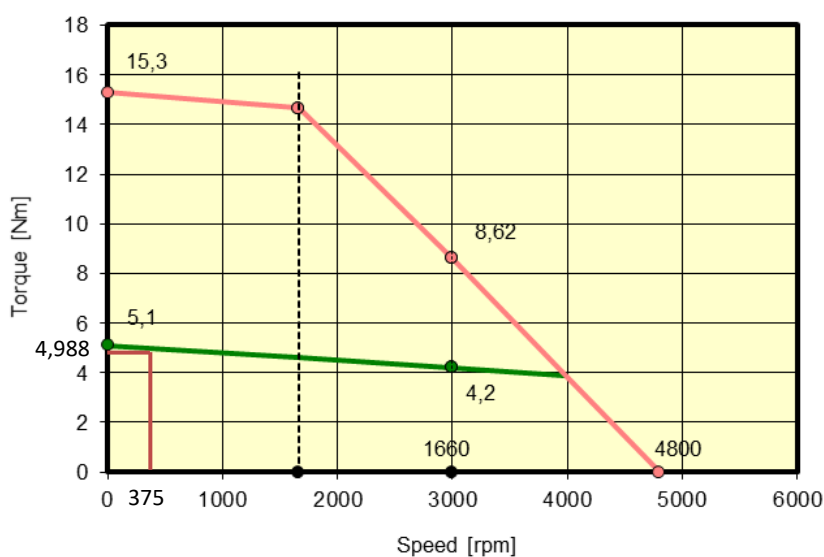
Optimální nasazení těchto motorů je pro aplikace vyžadující velkou rovnoměrnost chodu při nízkých otáčkách a při požadavku na co nejmenší rozměry motoru.

Servomotor bude spřažen s převodovkou od stejného výrobce, tedy TGdrives. Jedná se o typ SG120 se dvěma stupni a výsledným převodovým poměrem $i = 25$ a účinností převodu $\eta = 0,95$.

Maximální dosažené osy x: $n_2 = 15 \text{ ot/min}$.

Otáčky motoru: $n_1 = n_2 * i = 15 * 25 = 375 \text{ ot/min}$

Torque/speed curves



Obrázek 33: výkonová charakteristika TGN4-0510-K1 [19]

Z výkonové charakteristiky motoru lze pomocí lineární interpolace dopočítat, že motor má při 375 otáčkách výstupní kroutící moment $M_{k_1} \cong 5 \text{ Nm}$

Kroutící moment na výstupu z převodovky:

$$M_{k_2} = M_{k_1} * i * \eta = 5 * 25 * 0,95 = 118,75 \text{ Nm}$$

3.3.2 Osa y:

Pro pohon osy y (osa klopení sekundárního rámu) je zvolen taktéž servomotor od firmy TGdrives s označením TGN5-1600-K1. Jedná se o kompaktní 10-pólový servomotor o výkonu 3 057 W a jmenovitém výstupním momentu 14,6 Nm. Jmenovité otáčky jsou 2 000/min. Provedení K1 je opatřeno resolverem a brzdou k aretaci polohy, což je požadavek zadavatele.

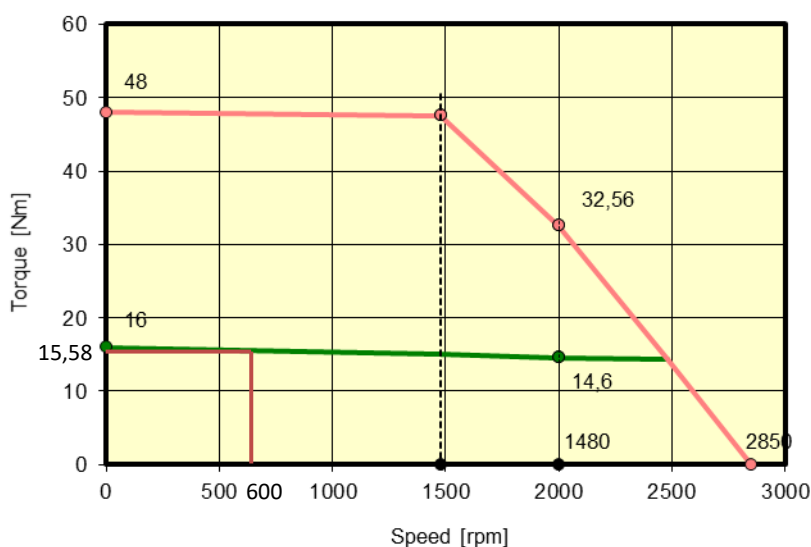
Optimální nasazení těchto motorů je pro aplikace vyžadující velkou rovnoměrnost chodu při nízkých otáčkách a při požadavku na co nejmenší rozměry motoru

Servomotor bude spřažen s převodovkou od stejného výrobce, tedy TGdrives. Jedná se o typ SG160 se dvěma stupni a výsledným převodovým poměrem $i = 40$ a účinností převodu $\eta = 0,95$.

Maximální dosažené otáčky osy y: $n_2 = 15 \text{ ot/min}$.

Otáčky motoru: $n_1 = n_2 * i = 15 * 40 = 600 \text{ ot/min}$

Torque/speed curves



Obrázek 34: momentová charakteristika motoru TGN5-1600-K1 [19]

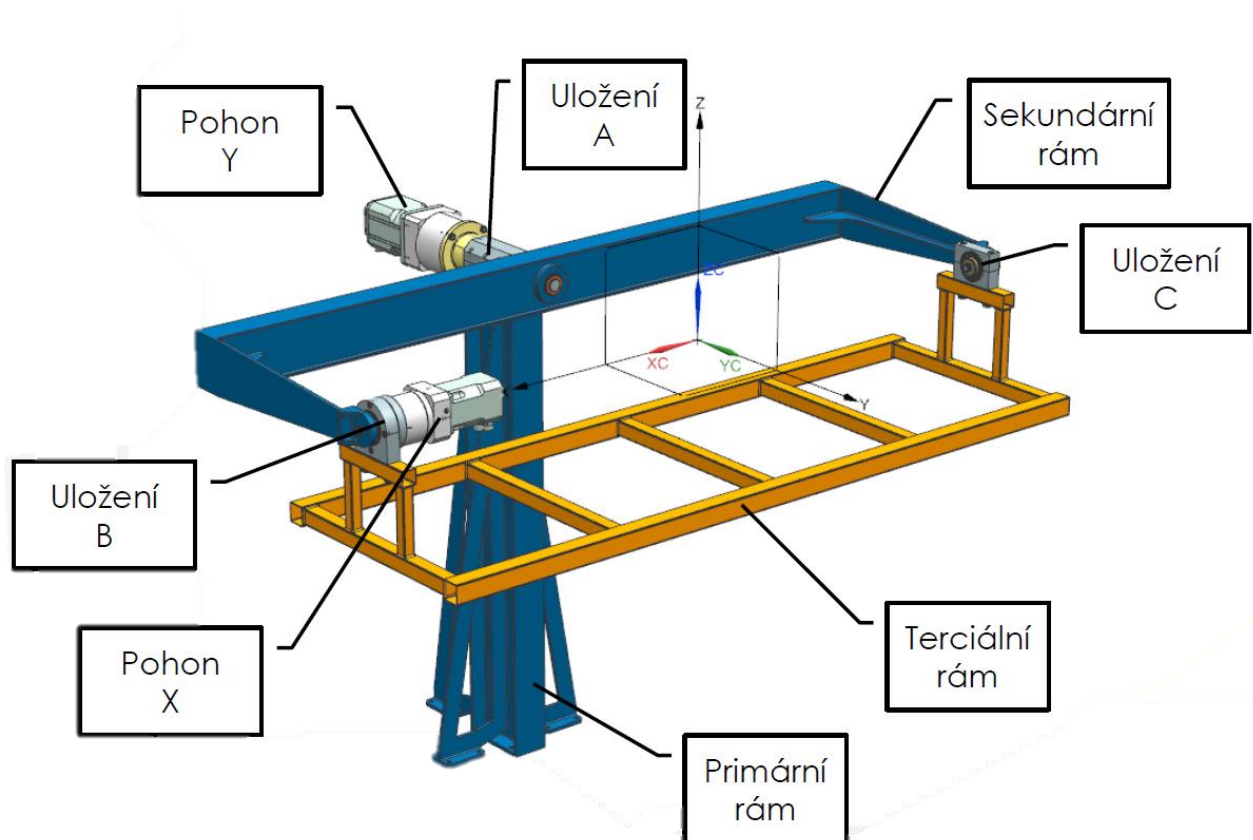
Z výkonové charakteristiky motoru lze pomocí lineární interpolace dopočítat, že motor má při 600 otáčkách výstupní kroutící moment $M_{k_1} \cong 15,6 \text{ Nm}$

Kroutící moment na výstupu z převodovky:

$$M_{k_2} = M_{k_1} * i * \eta = 15,6 * 40 * 0,95 = 592,8 \text{ Nm}$$

3.4 KONSTRUKCE JEDNOTLIVÝCH DÍLŮ:

3.4.1 Jednotlivé uzly navrhované konstrukce:



Obrázek 35: Jednotlivé uzly navržené konstrukce

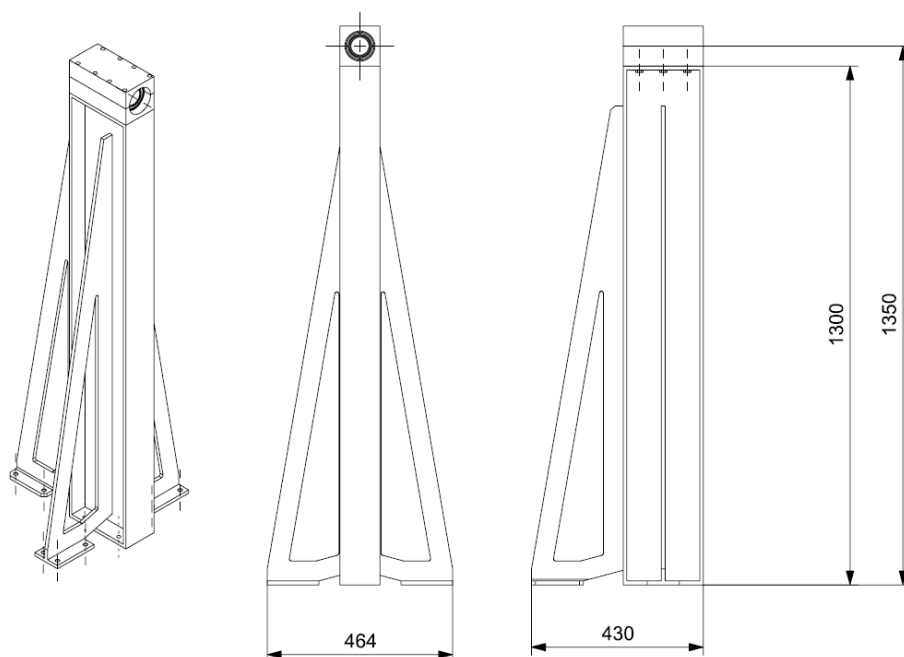
3.4.2 Primární rám:

Primární rám celé konstrukce je řešen jako svařenec, jehož hlavní nosnou částí je profil IPE 200. K profilu jsou z obou stran přivařena čela. Ze tří stran je pak rám opatřen výztuhami pro lepší zachycení klopného momentu. V čelech jsou vyvrtané díry pro montáž uložení sekundárního rámu z jedné strany, a pro upevnění k podlaze ze strany druhé.

Zvolený materiál pro výrobu primárního rámu je standardní konstrukční ocel S355J2 (dle ČSN 11 503).

Pro připevnění rámu k podlaze slouží 16 šroubů M10.

Uložení sekundárního rámu je připevněno k primárnímu rámu shora šrouby M10x25 DIN 933.



Obrázek 36: Primární rám s ložiskovým domkem

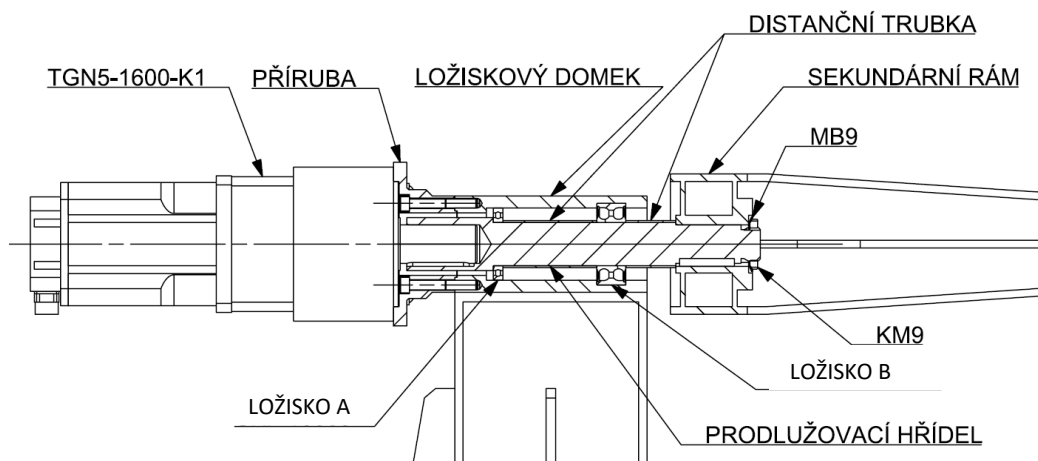
3.4.3 Uložení sekundárního rámu A:

3.4.3.1 Přenos kroutícího momentu od motoru na sekundární rám:

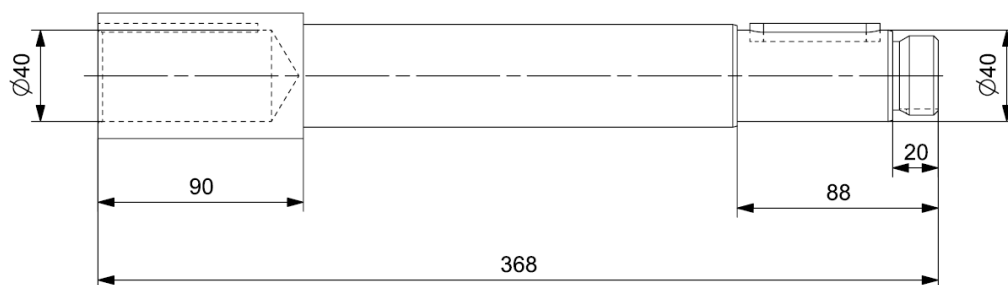
Výstupní hřídel z převodovky je příliš krátký, je tedy za potřeby použít prodlužovací hřídel, který bude uložen v ložiscích domku.

Na konci, kde je umístěn výstup z převodovky je hřídel opatřen dírou s drážkou pro pero ke spárování s výstupním hřídelem z převodovky.

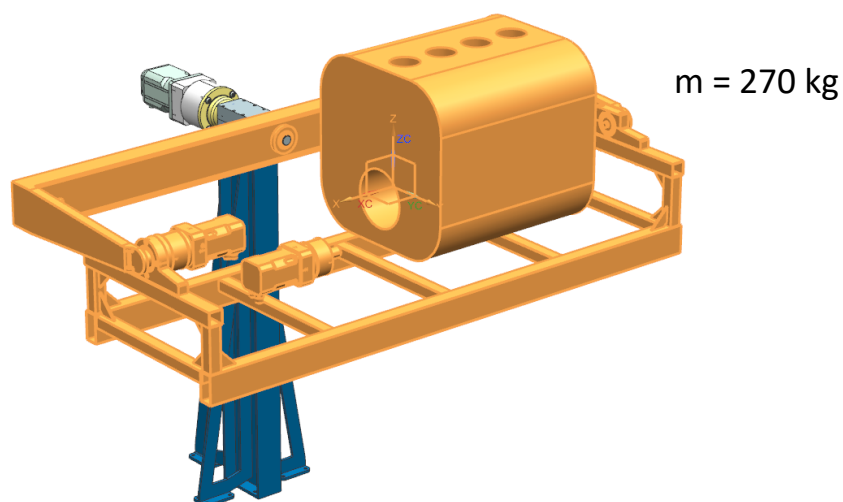
Na opačném konci hřídele je plocha pro náboj sekundárního rámu, který bude axiálně zajištěn opřením o osazení z jedné strany a z druhé strany zajištěn maticí KM+MB. Kroutící moment na sekundární rám bude taktéž přenášen perem.



Obrázek 37: Nákres uložení osy y

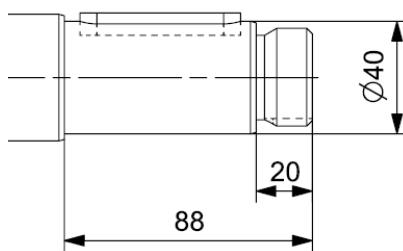


Obrázek 38: Náčrt prodlužovacího hřídele se základními rozměry

Obrázek 39: Hmotnost součástí nesené prodlužovacím hřídelem $m = 270 \text{ kg}$

Kontrola čepu pro náboj sekundárního rámu na smyk a na krut:

Zatížení působící na čep se skládá z tíhy naklápěné soustavy $F = 2,65 \text{ kN}$, která působí na rameni $L = 500 \text{ mm}$ (vzdálenost těžiště od osazení čepu). Momentové zatížení hřídelového čepu je uvažováno střídavé a odpovídá krouticímu momentu pohonu osy y , tedy $M_k = 592,8 \text{ Nm}$.



Obrázek 40: Čep pro náboj sekundárního rámu

$$\text{Smykové napětí: } \tau_s = \frac{F}{S} = \frac{2\,650}{\frac{\pi \cdot 40^2}{4}} = 2,1 \text{ MPa}$$

$$\text{Napětí v krutu: } \tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{592\,800}{\frac{\pi \cdot 40^3}{16}} = 47,2 \text{ MPa}$$

$$\text{Napětí v ohybu: } \sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F \cdot L}{W_o} = \frac{2\,650 \cdot 500}{\frac{\pi \cdot 40^3}{32}} = 210,9 \text{ MPa}$$

Zvolený materiál pro výrobu prodlužovacího hřídele je konstrukční ocel S355J2 (dle ČSN 11 523). Z toho plynou následující dovolená napětí:

$$\text{Pro smyk: } \tau_{D_s} \cong 125 \text{ MPa}$$

$$\text{Pro krut: } \tau_{D_k} \cong 80 \text{ MPa}$$

$$\text{Pro ohyb: } \sigma_{D_o} \cong 230 \text{ MPa}$$

Podmínka, že dosažené napětí je menší, než napětí dovolené je splněna ve všech případech.

Kontrola pera na otláčení:

zvolené pero: 12x8x60 DIN 6885 A (ČSN 022562)

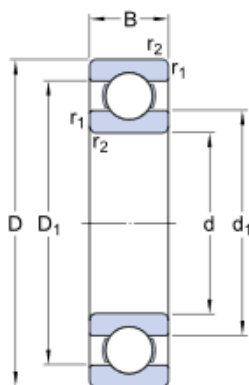
materiál: C45K (dle ČSN 12 050) (dovolený tlak: $p_D = 130 \text{ MPa}$)

$$p = \frac{F}{S} = \frac{2 \cdot M_k}{l \cdot t_1} = \frac{2 \cdot 592\,800}{40 \cdot 60 \cdot 5} = 98,8 \text{ MPa} > 130 \text{ MPa} - \text{vyhovuje}$$

3.4.3.2 Volba ložisek:

Ložisko A: SKF 6009-2Z

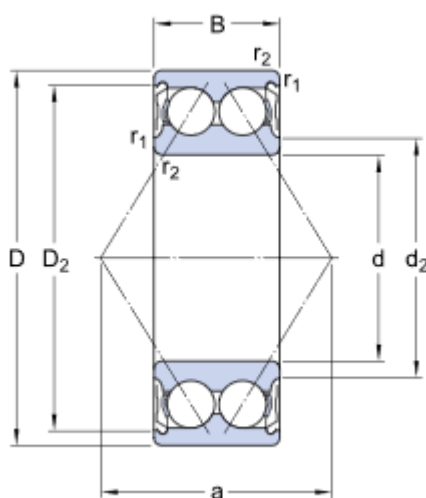
Radiální jednořadé kuličkové ložisko

 $d = 45 \text{ mm}$, $D = 75 \text{ mm}$, $B = 16 \text{ mm}$ $C = 22,1 \text{ kN}$, $C_0 = 14,6 \text{ kN}$ 

Obrázek 41: Ložisko SKF 6009 [27]

Ložisko B: SKF 3209-A-2Z

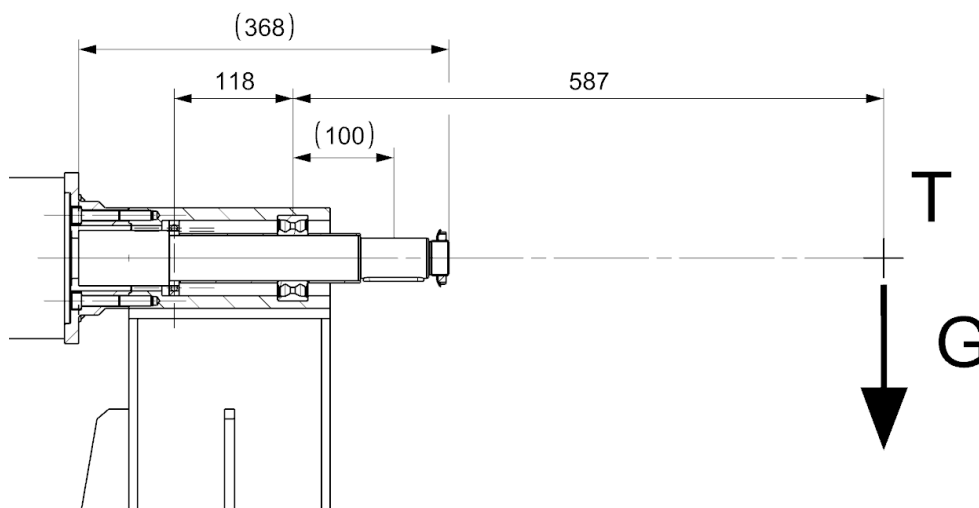
Dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem

 $d = 45 \text{ mm}$, $D = 85 \text{ mm}$, $B = 30,2 \text{ mm}$ $C = 51 \text{ kN}$, $C_0 = 39 \text{ kN}$ $X_0 = 0,63$, $Y_0 = 0,66$ 

Obrázek 42: Ložisko SKF 3209-A-2Z [27]

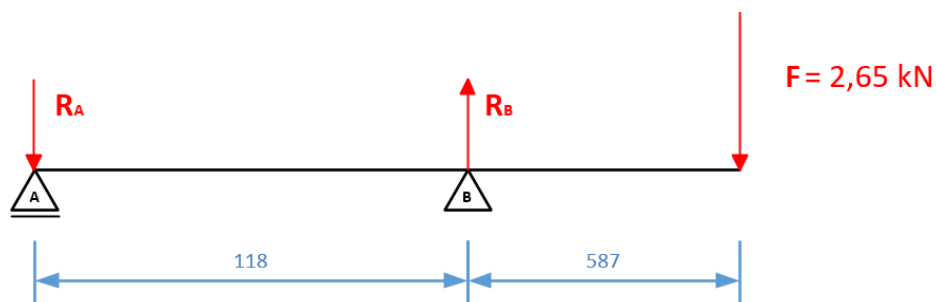
Reakce v ložiskách:

Pro zjištění reakcí v ložiscích je prodlužovací hřídel uvažován jako nosník na dvou podporách. Ložisko A (SKF6009) umožňuje axiální posuv. Ložisko B (SKF3209-A-2Z) je axiálně zajištěno na hřídeli i v ložiskovém domku a zachytává axiální síly v obou směrech.



Obrázek 43: Potřebné rozměry pro určení reakcí v ložiskách

Výpočet reakcí v ložiskách:



Obrázek 44: Převod na nosník na dvou podporách

$$y: F + R_A - R_B = 0 \rightarrow R_A = R_B - 2,65 = 13,2 \text{ kN}$$

$$A: F * (118 + 587) - R_B * (118) = 0$$

$$\rightarrow R_B = 2,65 * \frac{705}{118} = 15,8 \text{ kN}$$

$$\text{Radiální síla v ložisku A: } R_A = 13,2 \text{ kN}$$

$$\text{Radiální síla v ložisku B: } R_B = 15,8 \text{ kN}$$

V ložisku B by teoreticky neměli vznikat žádné axiální síly. Pro případ vzniku axiální síly, například vlivem špatného vyvážení rotovaných částí, bude pro výpočet uvažována axiální reakce v ložisku B: $R_{B_x} = 1 \text{ kN}$

Kontrola zvolených ložisek:

Vzhledem k tomu, že ložiska budou po dobu své životnosti vykonávat převážně pomalé (pod 15 ot/min) a nepravidelné oscilační pohyby, je potřeba je na doporučení výrobce zkontrolovat na statickou únosnost.

$$\text{Statická bezpečnost: } S_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

Provozní podmínky	Rotující ložisko						Nerotující ložisko	
	Požadavky na výkonnost (například tichý chod nebo provoz bez vibrací)							
	zanedbatelné		normální		vysoké		Bodový styk	Čárový styk
Bodový styk	Čárový styk	Bodový styk	Čárový styk	Bodový styk	Čárový styk			
Klidný běh, bez vibrací	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normální	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Výrazné rázové zatížení ¹⁾	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Pro axiální soudečková ložiska se doporučuje použít $s_0 \geq 4$, pro kuželíková ložiska s plným počtem kuželíků (ložiska stavěcích vřeten) $s_0 \geq 2,5$, a pro válečková a kuželíková ložiska s ocelovou čepovou klecí $s_0 \geq 2$.

¹⁾ Pokud není známa velikost rázového zatížení, měly by být použity hodnoty s_0 alespoň stejně velké jako výše uvedené hodnoty. Jestliže je známa velikost rázových zatížení, lze použít nižší hodnoty s_0 .

Tabulka 4: Mezní hodnoty s_0 doporučené výrobcem [27]

Kontrola ložiska A:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{C_0}{R_A} = \frac{14,6}{13,2} = 1,11 > 1 \quad \text{- vyhovuje}$$

Kontrola ložiska B:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{C_0}{X_0 * R_B + Y_0 * R_{B_x}} = \frac{39}{0,63 * 15,8 + 0,66 * 1} = 3,67 > 1 \quad \text{- vyhovuje}$$

3.4.3.3 Upevnění pohonu osy Y:

Navržená planetová převodovka je standartně opatřena přírubou pro její montáž. Jako součást pro spojení planetové převodovky a ložiskovým domkem, uloženém na primárním rámu, poslouží vyrobená příruba.

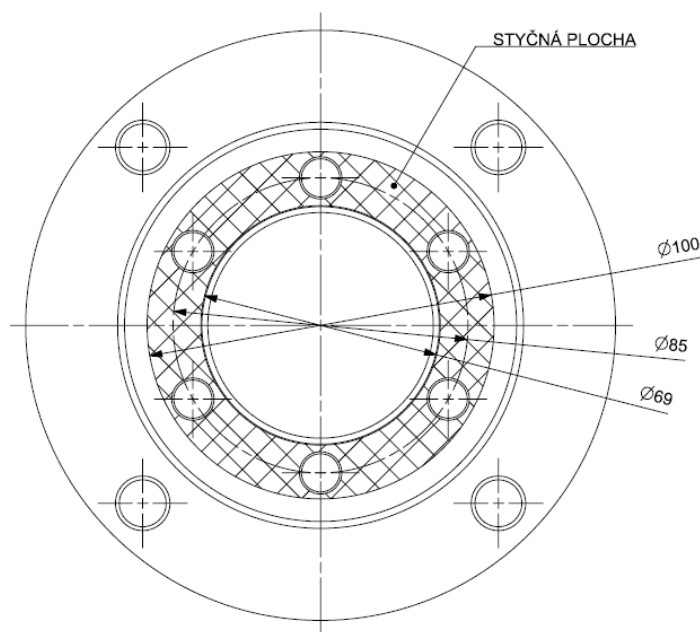
Materiál příruby: S355J2 (dle ČSN 11 523, $R_e = 355 \text{ MPa}$, $p_D = 70 \text{ MPa}$)

Obrázek 45: Příruba planetové převodovky [19]

Obrázek 46: Náskres upevnění pohonu

Stránka 53 z 73

Velikost axiální síly ve šroubech potřebná k přenesení kroutícího momentu:



Obrázek 47: Styčná plocha mezi přírubou a domkem

Radiální síla způsobená přenášeným momentem:

$$F = \frac{M_k}{0,5 * D_{stř}} = \frac{592\,800}{0,5 * 85} \cong 13\,950\,N$$

Potřebná přitlačná síla:

Koeficient tření pro styk ocel – ocel: $f' = 0,15$

$$F_a = \frac{F}{f'} = \frac{13\,950}{0,15} \cong 93\,000\,N$$

Tlak ve styčné ploše:

$$S = \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi * (100^2 - 69^2)}{4} = 4\,115\,mm^2$$

$$p = \frac{F_a}{S} = \frac{93\,000}{4\,115} \cong 22,6\,MPa$$

$p_D \geq p$ – vyhovuje

Axiální síla v ose šroubu:

$$F'_a = \frac{F_a}{\text{počet šroubů}} = \frac{93\,000}{6} \cong 15\,500\,N \quad (\text{utahovací moment} \approx 14,5\,Nm)$$

Kontrola dříku šroubu na tah:

Šroub M10x70

Materiál šroubu: 8.8 ($R_{p0,2} = 650 \text{ MPa}$, $\sigma_{Dt} = 510 \text{ MPa}$)

$$\sigma_t = \frac{F_a'}{S'} = \frac{15\,500}{\frac{\pi * 10^2}{4}} \cong 197 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Dt} \geq \sigma_t - \text{vyhovuje}$$

Kontrola tlaku v závitu:

Hloubka závitů v domku: $l = 24 \text{ mm}$

Materiál domku: S355J2 (dle ČSN 11 523, $R_e = 355 \text{ MPa}$, $p_D = 70 \text{ MPa}$)

Rozměry závitů: $d_2 = 10 \text{ mm}$, $P = 1,5 \text{ mm}$, $H_1 = 0,812 \text{ mm}$

$$\text{Počet závitů: } n = \frac{l}{P} = \frac{24}{1,5} = 16$$

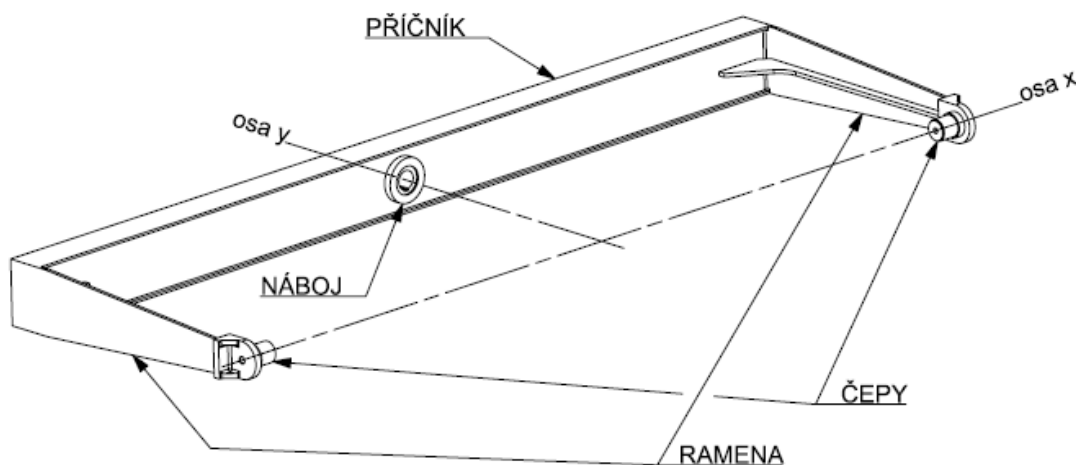
$$p = \frac{F_a'}{\pi * d_2 * H_1 * n} = \frac{15\,500}{\pi * 10 * 0,812 * 16} \cong 40 \text{ MPa}$$

$$p_D \geq p - \text{vyhovuje}$$

3.4.4 Sekundární rám:

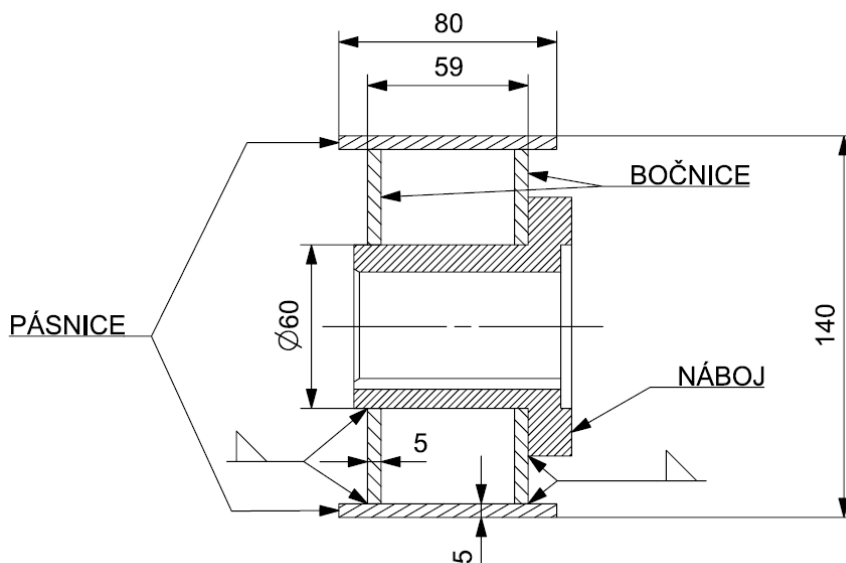
Jedná se o svařovaný rám tvaru U. Jeho částmi jsou hlavní příčník, náboj, ramena a čepy pro uložení terciálního rámu.

Zvolený materiál pro výrobu sekundárního rámu je konstrukční ocel vhodná pro svařování S355J2 (dle ČSN 11 503).



Obrázek 48: Části sekundárního rámu

Příčník je vyroben z plechů tloušťky 5 mm. Průřez se skládá ze dvou bočnic a dvou pásnic. Uprostřed příčníku je umístěn navařovací náboj pro spojení z hřídelí osy y.



Obrázek 49: Řez příčníkem v místě spojení s nábojem

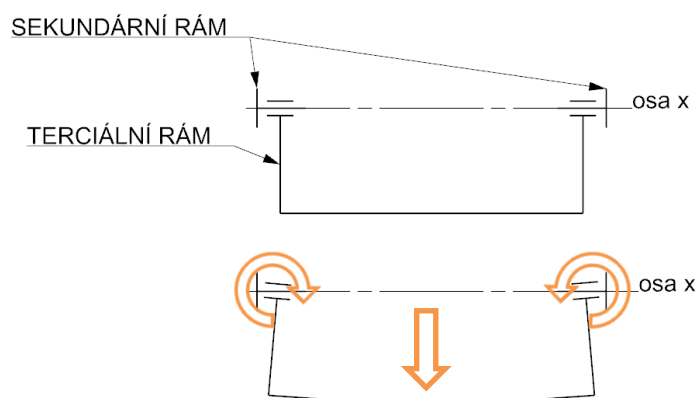
Ramena jsou tvořena z plechu tloušťky 8 mm. Pro lepší zachycení sil při naklápění jsou ramena vyztužena žebry.

3.4.5 Uložení terciálního rámu:

3.4.5.1 Volba ložisek:

Ložiska pro uložení terciálního rámu jsou volena tak, aby se, při naklopení soustavy, síly působící ve směru osy x rozložily mezi obě ramena sekundárního rámu. Ložiska tedy musí být schopna přenášet axiální sílu v obou směrech.

Ložiska musí být schopna zachytávat kromě axiálních sil i klopné momenty vyvolané průhybem terciálního rámu, nebo výkmitem ramen sekundárního rámu.

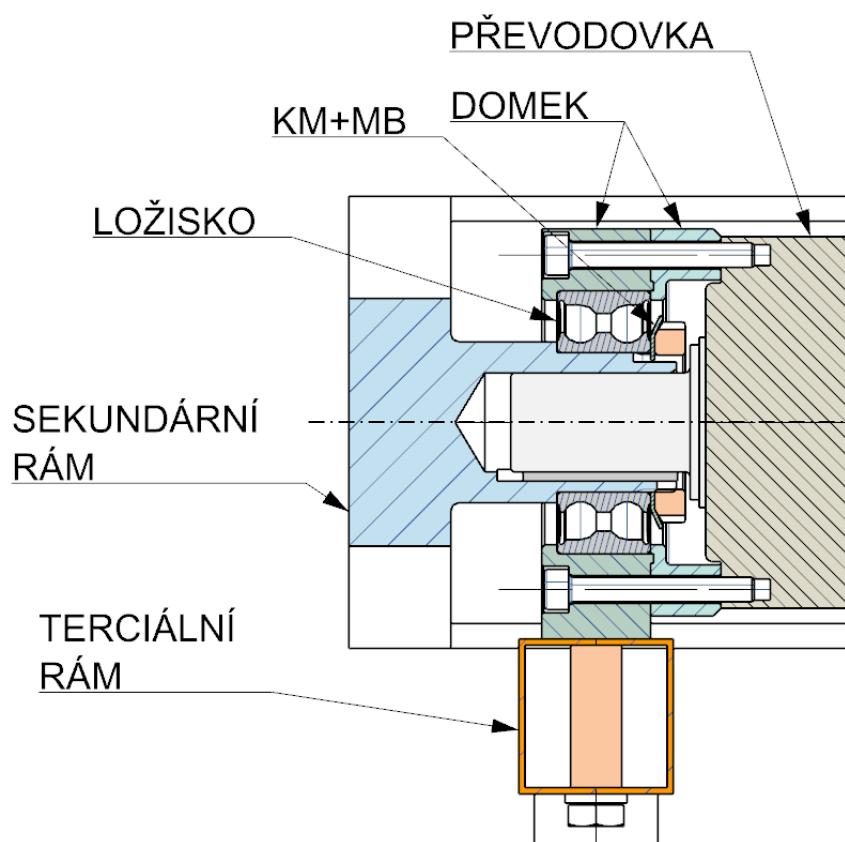


Obrázek 50: Klopné momenty vlivem deformace terciálního rámu

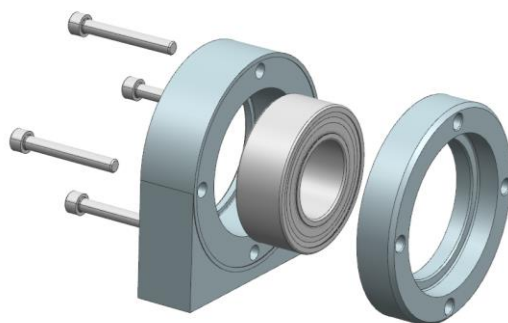
K těmto zmíněným účelům se hodí dvouřadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, která vynikají svou vysokou únosností a schopností přenášet obousměrné axiální síly. Klopné momenty dokáží tato ložiska snášet za cenu vyššího zatížení valivých elementů a zvýšené hlučnosti, avšak při dané charakteristice pohybu, který je spíše kyvného charakteru s velmi nízkými otáčkami, se dají tyto zápory akceptovat.

Základní vlastnosti ložisek s kosoúhlým stykem udávané výrobcem:

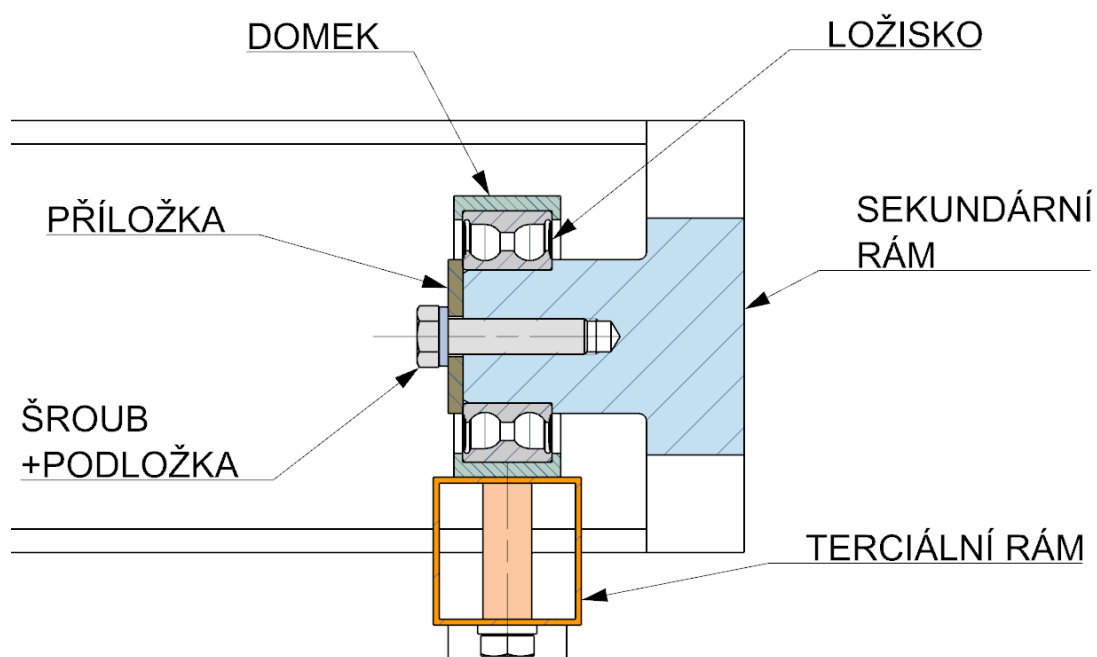
- mají oběžné dráhy vzájemně posunuté ve směru osy ložiska
- konstruována k zachycování kombinovaných zatížení s relativně velkými axiálními silami (axiální únosnost ložisek stoupá se vzrůstajícím stykovým úhlem)
- pro zachycení axiálních sil v obou směrech je možné sdružovat ložiska do dvojic nebo použít dvouřadých ložisek
- mají nižší únosnost než kuželíková ložiska, umožňují však použití i při vyšších otáčkách
- dvouřadá ložiska umožňují zachytávat klopné momenty v axiální rovině, jsou však velmi náročná na sousost a tuhost uložení a nedovolují výkyv hřídele
- dvouřadá ložiska se dodávají také jako zakrytá nebo utěsněná



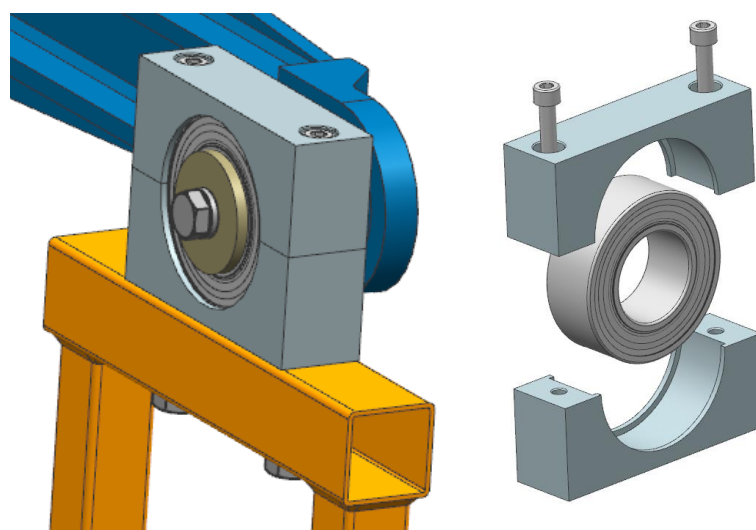
Obrázek 51: Skica uložení terciálního rámu a upevnění pohonu osy x (B)



Obrázek 52: Rozstřel ložiskového domku uložení B



Obrázek 53: Skica uložení terciálního rámu (C)



Obrázek 54: Uložení C a jeho rozstřel

Jak lze vidět na Obrázku 51, velikost vnitřního průměru ložiska je dána především průměrem výstupního hřídele z převodovky. Velikost ložiska není tedy odvozena od jeho potřebné únosnosti, nýbrž od geometrických poměrů uložení.

Z důvodu minimalizace počtu druhů komponent zařízení, je zvoleno totožné axiální ložisko na obou ramenech terciálního rámu (tedy pro uložení B i C), zároveň je toto ložisko stejné, jaké je použito v uložení sekundárního rámu (uložení A).

Navržená ložiska:

SKF 3209-A-2Z

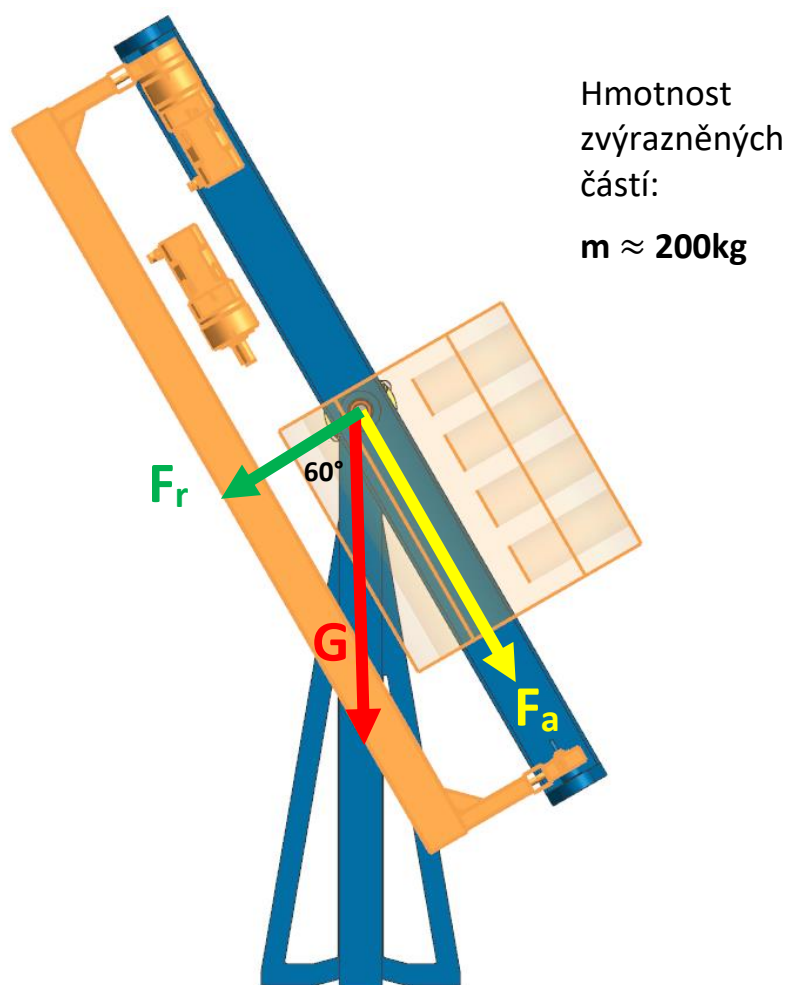
Dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem

$d = 45 \text{ mm}$, $D = 85 \text{ mm}$, $B = 30,2 \text{ mm}$

$C = 51 \text{ kN}$, $C_0 = 39 \text{ kN}$

$X_0 = 0,63$, $Y_0 = 0,66$

Silové zatížení při maximálním požadovaném náklonu ložisek:



Obrázek 55: Sestava nakloněná o 60° kolem osy y

Předpokládá se, že tíha částí zvýrazněných na Obrázku 55 je rozložena rovnoměrně mezi obě ramena sekundárního rámu, tedy že na každé ložisko působí polovina tíhy.

$$F_r = \cos(\varphi) * G = \cos(60^\circ) * 0,5 * 200 * 9,81 \cong 500 \text{ N}$$

$$F_a = \sin(\varphi) * G = \cos(60^\circ) * 0,5 * 200 * 9,81 \cong 850 \text{ N}$$

Stejně jako v kapitole 3.4.3.2 se u ložiska kontroluje statická únosnost ložiska.

Ekvivalentní statické zatížení:

$$P_0 = F_r + Y_0 * F_a = 500 + 0,66 * 850 = 1\,061 \text{ N} \cong 1,1 \text{ kN}$$

Dovolená statická bezpečnost $s_{0D} = 1$ (podle Tabulky 4, v kapitole 3.4.3.2)

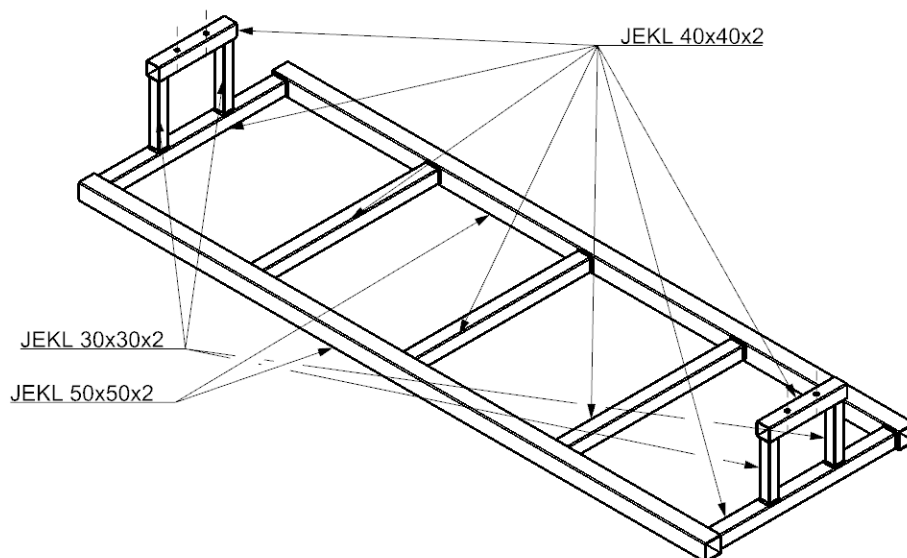
Statická bezpečnost:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{39}{1,1} \cong 35 > 1 - \text{vyhovuje}$$

Jak lze vidět, ložiska jsou značně předimenzovaná. Příčinou toho je odvození jejich velikosti z geometrických rozměrů pohonu osy x. Zároveň se dá předpokládat, že zvýšený nápor na valivé elementy vlivem klopných momentů nebude v tomto případě mít zásadní vliv na funkci ani životnost ložisek.

3.4.6 Terciální rám:

Terciální rám je řešen jako svařenec s ocelových uzavřených profilů. Jedná se o jednoduchou žebříkovou konstrukci, ke které se pomocí přípravek a šroubů připevní sestava testovaného motoru.



Obrázek 56: Skica terciálního rámu

3.4.7 Pohon klikové hřídele:

Pro pohon klikové hřídele slouží asynchronní motor o výkonu 4kW s tím, že 1kW připadá na pohon čerpadla a zbylé 3kW na pokrytí třecích ztrát v motoru. Elektromotor bude spřažený s převodovkou. K dosažení maximálních otáček poslouží frekvenční měnič.

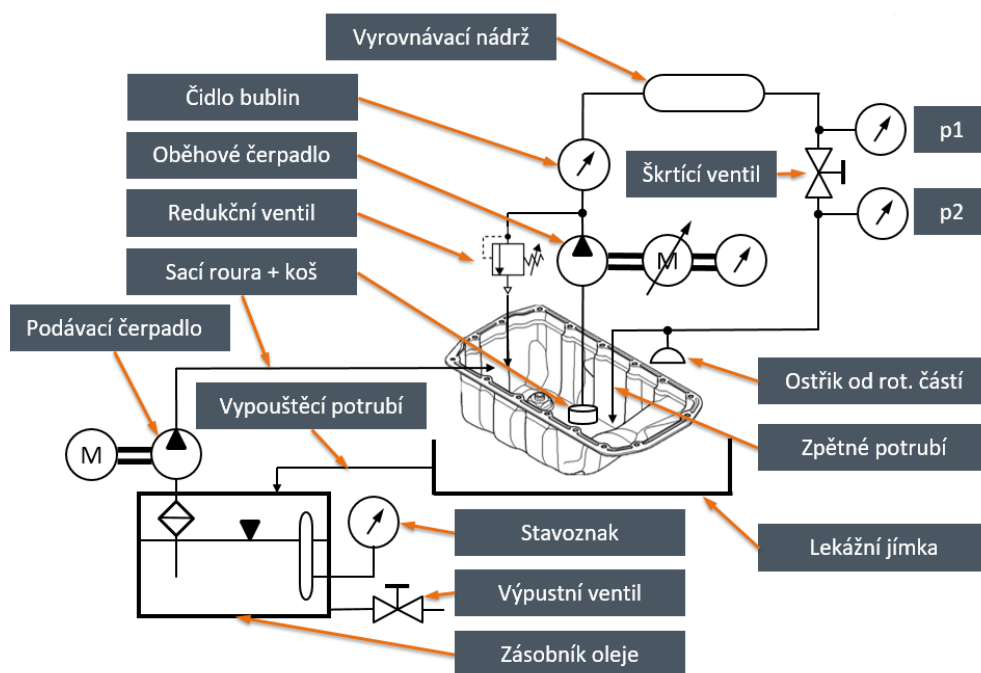
3.4.8 Jednotka pro regulaci hladiny oleje:

Jako externí zásobník oleje pro regulaci hladiny uvnitř motoru bude sloužit olejová nádrž s filtrem a stavoznakem o kapacitě 25 litrů.

K samotnému přečerpání oleje poslouží olejové čerpadlo FT-PZ-3-30, umožňující průtok až 30 l/min.



Obrázek 57: Olejová nádrž s filtrem (vlevo), čerpadlo FT-PZ-3-30 (vpravo)



Obrázek 58: Schéma olejového obvodu

3.5 MKP VÝPOČTY:

3.5.1 Použitý software:

Pro řešení sestavy metodou konečných prvků je použit software Siemens NX 11.0 s řešičem Nastran. Úlohy jsou řešeny v oblasti lineární statiky.

3.5.2 Zjednodušení výpočtu:

Při výpočtu jsou některé součásti sestavy nahrazeny hmotným bodem umístěným v těžišti dané součásti. V případě méně hmotných součástí jsou části zanedbány. Šroubové spoje jsou zjednodušeny pomocí 1D prvků. Dále pro zjednodušení a urychlení výpočtu je sestava primárního rámu řešena separátně.

3.5.3 Zasiťování:

3.5.3.1 Klopená sestava:

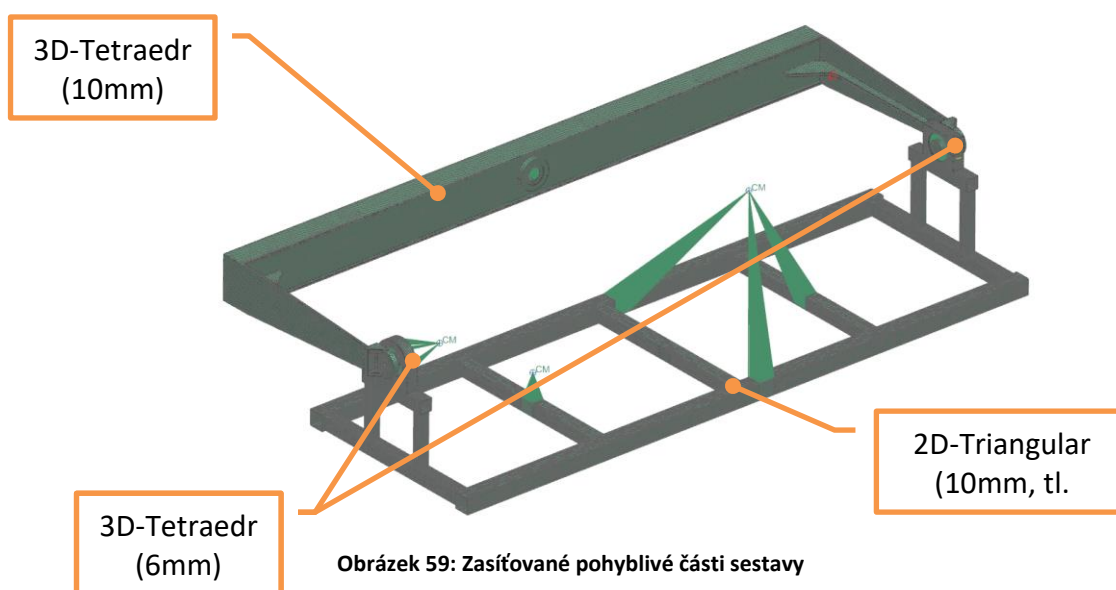
Klopená sestava se skládá ze sekundárního rámu, sestavy terciálního rámu a testované sestavy.

Pro zjednodušení sestavy testovaného motoru je nahrazena hmotným bodem s naddimenzovanou hmotností 150 kg (očekávaná skutečná hmotnost je kolem 105kg).

Pohon klikového hřídele je taktéž nahrazen hmotným bodem. Předpokládaná hmotnost je hmotnosti 30 kg.

Pohon osy x je taktéž zjednodušen hmotným bodem s přiřazenou hmotností 12 kg.

Šroubové spoje spojující jednotlivé části ložiskových domků jsou zjednodušeny pomocí funkce Mesh Mating Condition, která dosedací plochy slepí dohromady. Vyhne se tak řešení kontaktní úlohy.



Obrázek 59: Zasiťované pohyblivé části sestavy

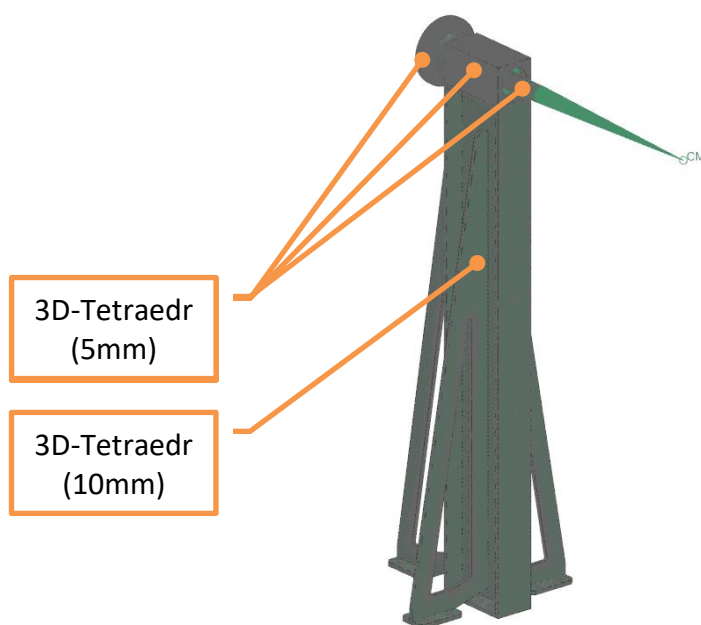
3.5.3.2 Primární rám:

Sestava primárního rámu je tvořena stojnou primárního rámu, uložením sekundárního rámu a přírubou pro pohon osy y. Součásti jsou zjednodušené o prvky jako jsou některé díry a rádiusy.

Z 3D dat je odečtena poloha těžiště naklápěné soustavy a v tomto bodě je umístěn hmotný bod o hmotnosti naklápěné soustavy.

Ložiska jsou nahrazena rigidovými klecemi s příslušnými stupni volnosti.

Výpočet sekundárního rámu slouží zejména ke zjištění deformací od kroutícího momentu pohonu osy y, a k odečtení vzniklých sil v osách šroubů, kterými je stolice připevněna k podstavě.



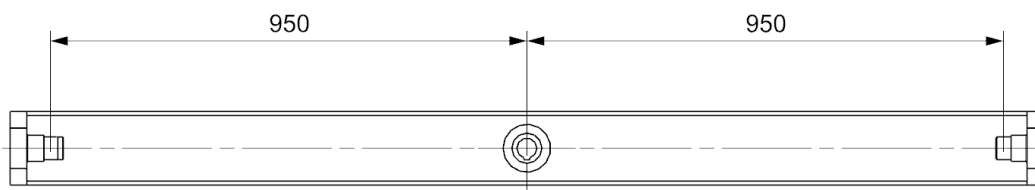
Obrázek 60: Síť sestavy primárního rámu

3.5.4 Okrajové podmínky:

3.5.4.1 Klopená sestava:

Sekundární rám je vetknut v místě spojení s hřídelem osy y. Silové zatížení se skládá z gravitační síly, a sil umístěných v čepích nesoucích terciální rám. Tato dvojice sil působí vertikálně a simuluje kroutící moment pohonu osy y, což je $M_{k2} = 592,8 \text{ Nm}$.

Velikost síly působící v čepích:
$$F = \frac{M_{k2}}{R} = \frac{592,8}{0,95} = 624 \text{ N}$$



Obrázek 61: Délka ramen

Simulace počítá několik zátěžných stavů. Tyto stavy jsou:

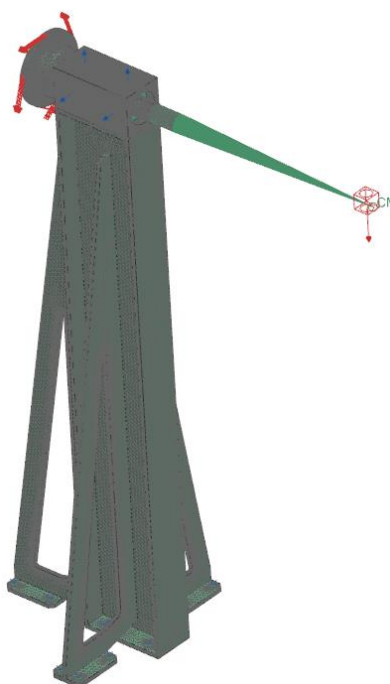
- vodorovná poloha
- vodorovná poloha s momentovým zatížením (po směru hodin. ručiček)
- vodorovná poloha s momentovým zatížením (proti směru hodin. ručiček)
- nakloněná poloha (o 60° kolem osy Y)
- nakloněná poloha s momentovým zatížením (po směru hodin. ručiček)
- nakloněná poloha s momentovým zatížením (proti směru hodin. ručiček)

3.5.4.2 Primární rám:

Rám je vetknut v bodech s místech šroubového spojení s podlahou. Vetknutý bod je s 3D geometrií spojen pomocí rigidových klecí. Tímto způsobem odečte reakční síla vyvinutá v ose šroubu, a dá se podle ní dimenzovat ukotvení v podlaze.

Moment pohonu osy y je aplikovaný na přírubu, přes kterou se přenáší do domku uložení osy y, které je spojeno s primárním rámem.

Celá sestava je zatížena gravitační silou.

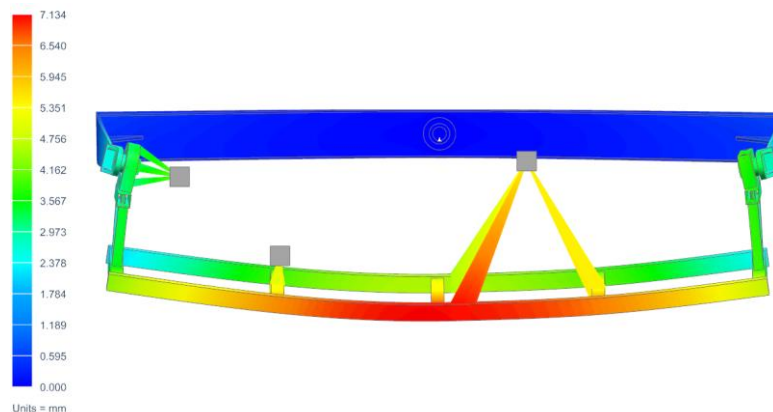


Obrázek 62: Okrajové podmínky primárního rámu

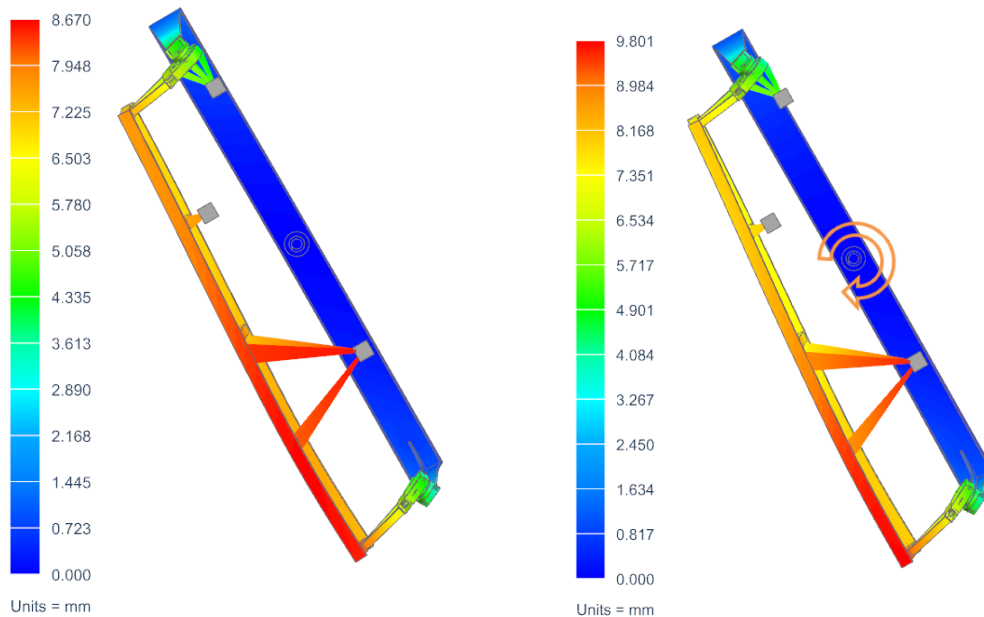
3.5.5 Výsledky:

3.5.5.1 Klopená sestava:

Deformace:

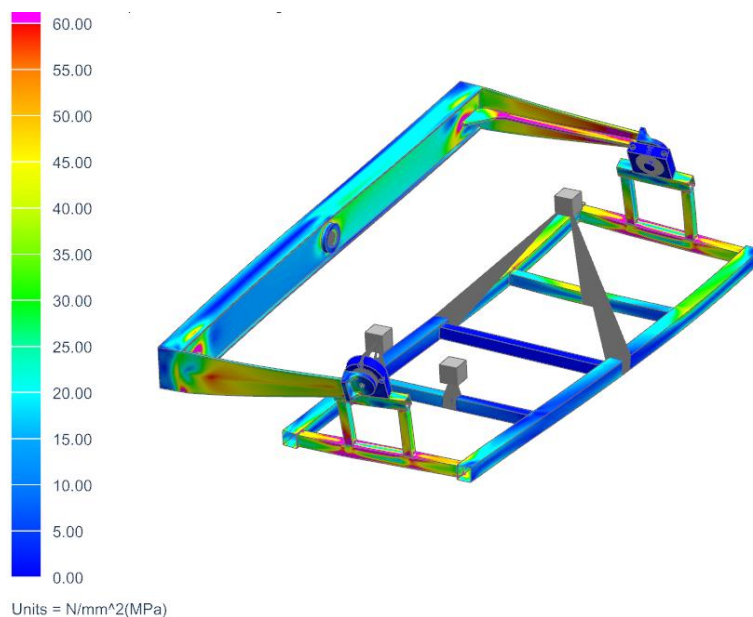


Obrázek 63: Deformace ve vodorovné poloze, $M_k=0$

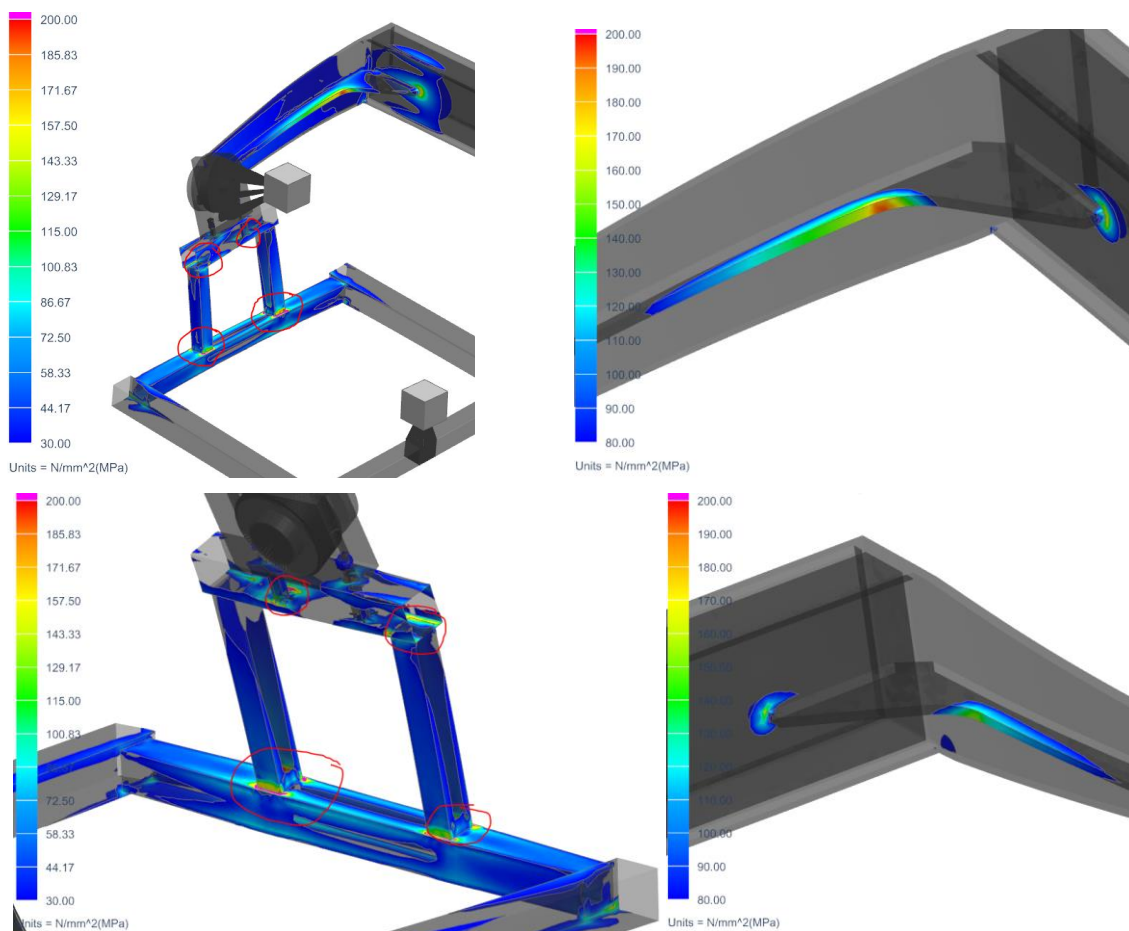


Obrázek 64: Deformace při náklonu 60°, $M_k=0$ Nm (vlevo) a při náklonu o 60°, $M_k=592,8$ Nm (vpravo) – nejhorší stav

Napětí:

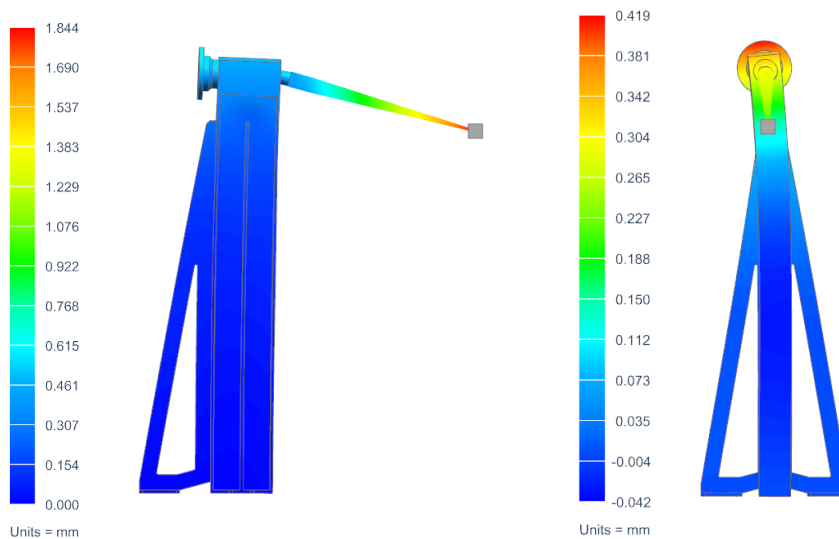


Obrázek 65: Napětí při náklonu 60° a působícím M_k po směru hod. ručiček



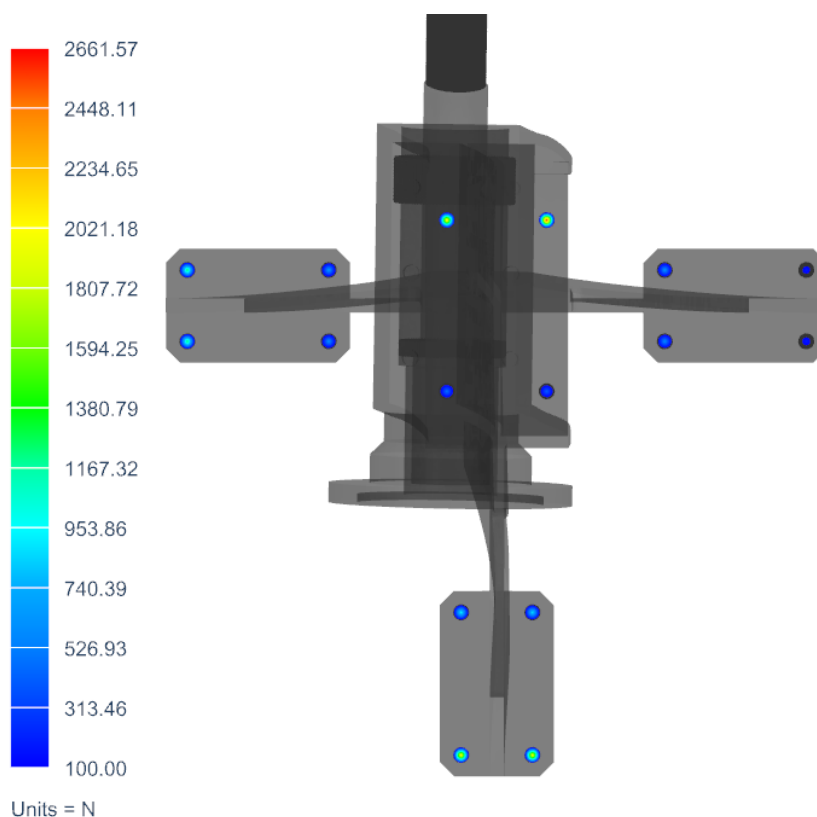
Obrázek 66: Detailní pohled na rozložení napětí

3.5.5.2 Primární rám:



Obrázek 67: Deformace primárního rámu

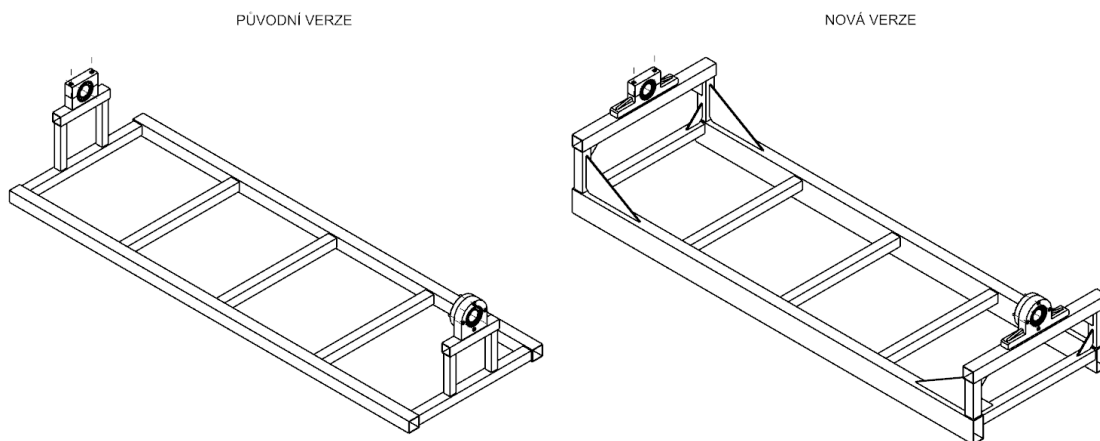
Na levém snímku je vidět celková deformace sestavy. Na snímku vpravo je deformace ve vodorovném směru (tedy deformace zapříčiněná kroučícím momentem pohonu).



Obrázek 68: Reakční síly v šroubech

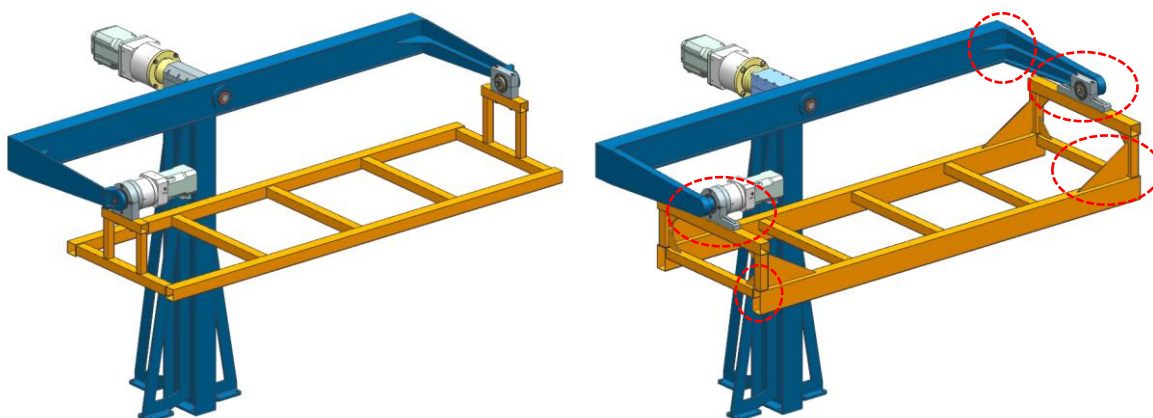
3.5.6 Optimalizace konstrukce:

Po výpočtech bylo navrženo přidavné žebrování terciálního rámu pro redukci jeho deformace při zatížení. Žebra jsou trojúhelníkového tvaru a jsou vyrobená z plechu o tloušťce 5 mm. Pro zmenšení průhybu terciálního rámu byly změněny podélníky rámu ze čtvercového průřezu na obdélníkový. Dále byl zdvojnásobený počet šroubů, spojujících terciální rám a domky uložení B a C, pro lepší rozložení sil a snížení napětí. Ložiskové domky tím pádem byly také rozšířeny z jejich spodní části.



Obrázek 69: Úpravy terciálního rámu a jeho uložení

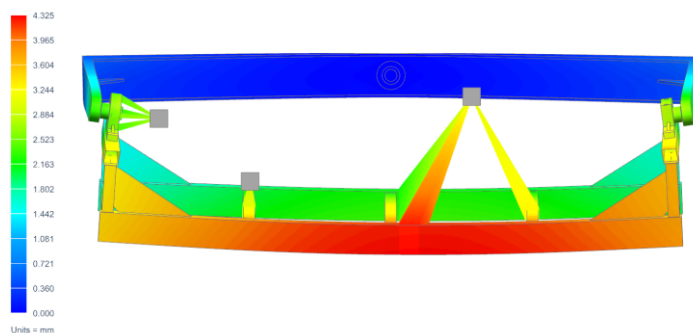
Sekundární rám byl také opatřen přidavným žebrováním, ve formě pásnic, pro lepší zachycení sil při maximálním naklopení. Dále byl hlavní příčnický rám rozšířen o 14 mm, aby vlivem deformace při naklápění nedošlo ke kolizi terciálního rámu se žebrováním rámu sekundárního.



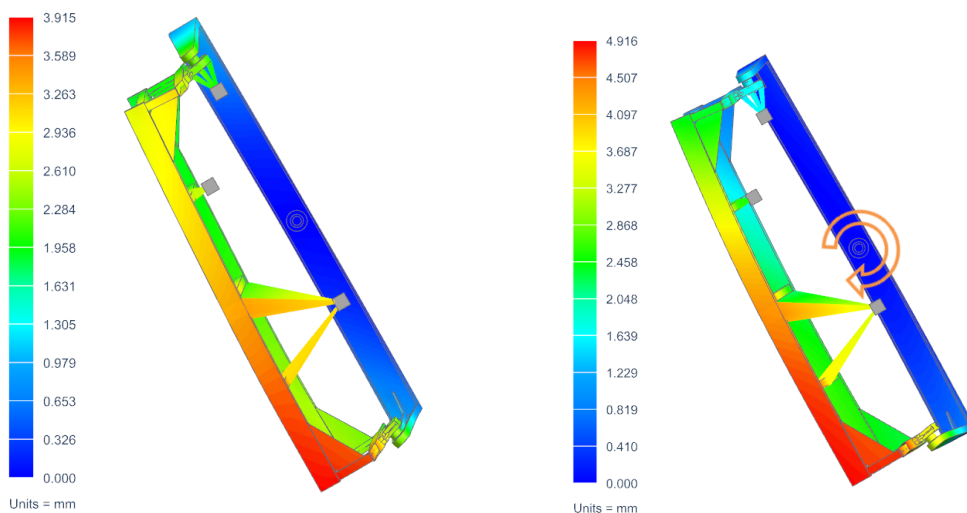
Obrázek 70: Rozdíly původní a vyztužené varianty

3.5.7 Výsledky po optimalizaci:

Deformace:

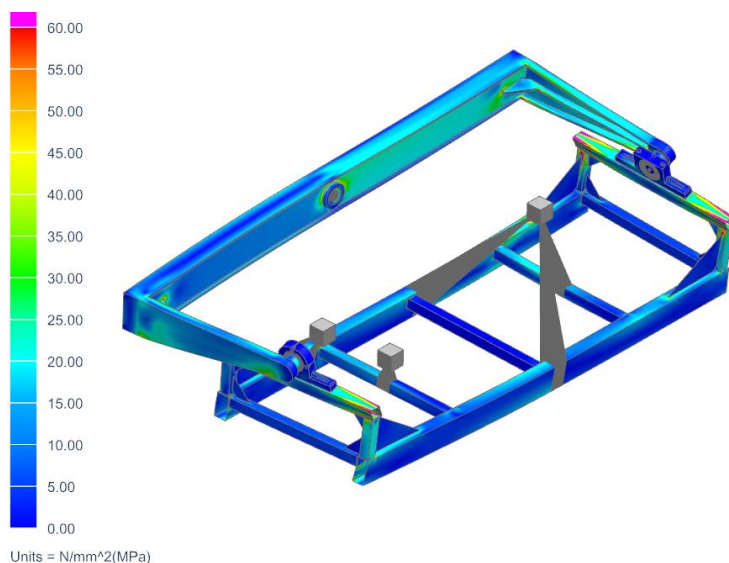


Obrázek 71: Vodorovná poloha, $M_k=0$ Nm

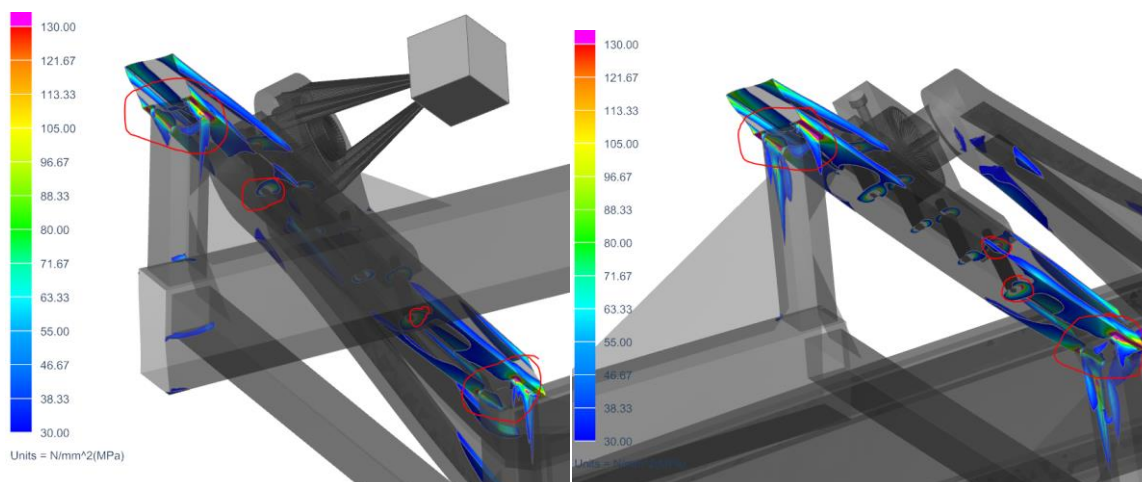


Obrázek 72: Deformace při náklonu 60°, $M_k=0$ Nm (vlevo) a při náklonu o 60°, $M_k=592,8$ Nm (vpravo) – nejhorší stav

Napětí – nejvyšší dosažená:



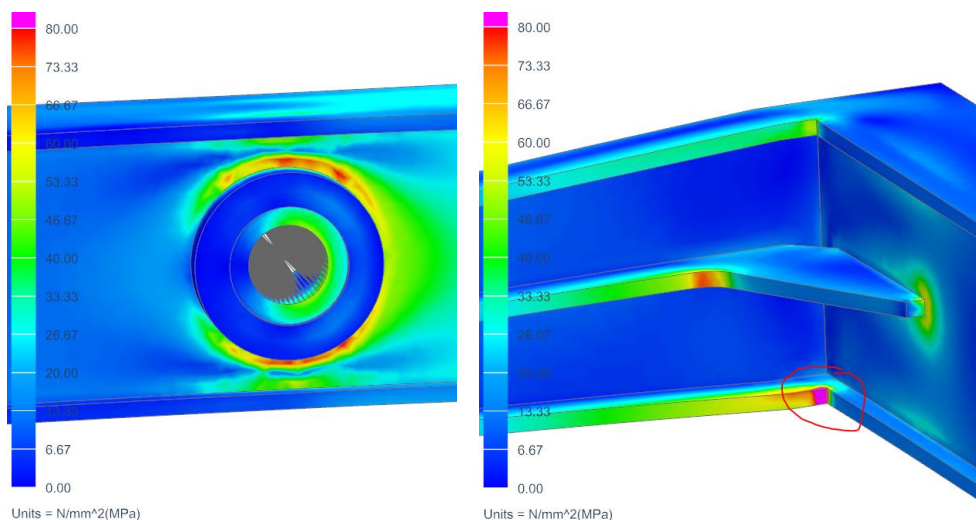
Obrázek 73: Napětí při náklonu 60° a působícím M_k po směru hod. ručiček



Obrázek 74: Detailní pohled na místa se zvýšeným napětím

Ve zvýrazněných místech napětí přesahuje hodnotu 130 MPa, dá se však předpokládat, že je to zapříčiněno ostrým rohem a tím, že se v daných místech spojují 2D sítě. Nicméně se dá očekávat v těchto místech do jisté míry zvýšené napětí.

V průsvitných částech obrázku napětí dosahuje hodnot menších než 30 MPa.



Obrázek 75: Detail napětí

V místě spojení náboje a hlavního příčnicku se dá očekávat zvýšené napětí zejména za působení kroutícího momentu motoru. Napětí v místě náboje se pohybuje v hodnotách do 75 MPa.

Při maximálním náklonu se dá očekávat zvýšené napětí v žebrování ramen sekundárního rámu. V prostředním žebře se napětí pohybuje v hodnotách do 70 MPa, v krajních žebrech pak do 60 MPa. Špička napětí ve zvýrazněné části je zapříčiněna zanedbáním rádiusu.

4 ODHADOVANÁ CENA ZAŘÍZENÍ:

Cena je odhadnuta na základě poptávek konzultací s odborníky.

Cena pohonů os x a y včetně měničů byla spočítána na 184 000,-. Náklady na pohon klikového hřídele se odhadují na 30 000,-. Náklady na oživení sestavy a základní naprogramování pohybů os činí odhadem 60 000,-.

Cena zhotovení nosné konstrukce, včetně ložisek, ložiskových domků a hřídele byla stanovena na 50 000,-.

Náklady na vnější olejový okruh se odhadují na 20 000,-.

Náklady na další nezbytná elektronická zařízení byly stanoveny odhadem na 320 000,-. Mezi tato zařízení patří například hlavní rozvaděč, řídicí jednotka, ovládací stanice, software, senzory pro snímání pohybu a tlaku uvnitř okruhu motoru.

Cena zabezpečovacích prvků se odvíjí od jejich složitosti. V případě ochrany plexisklem a oplocením zařízení se cena odhaduje na 50 000,-. V případě použití sofistikovaného systému optických závor se náklady na zabezpečení mohou vyšplhat až na 350 000,-.

Celkem se tedy zařízení bude cenově pohybovat mezi 714 000,- a 1 300 000,-. Cena se odvíjí především od použité elektroniky.

Uvedené částky jsou bez DPH.

5 ZÁVĚR:

Cílem této diplomové práce, kterou jsem vypracoval na konci svého studia magisterského programu Dopravní, a manipulační techniky, na Katedře konstruování strojů fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni, byl návrh konstrukce testovací stolice pro náklonovou analýzu olejových van. Zadavatelem této práce je společnost MBtech-Bohemia s.r.o. a zařízení má pomoci k získání přesných dat, potřebných k návrhu a optimalizaci tvaru olejových van spalovacích motorů osobních automobilů.

Práce je rozdělena do několika základních částí: úvod, mazací systém motoru a testování hladiny oleje, konstrukční návrh, odhadovaná cena zařízení.

Úvodní kapitola seznamuje se zadavatelem a zadáním práce. Je zde obsažena stručná historie a vývoj společnosti, společně s popisem pole její působnosti. V další části této kapitoly se zabývám upřesněním zadání na základě konzultací se zadavatelem.

První část kapitoly s názvem „mazací systém motoru a testování hladiny oleje“ pojednává o funkci a jednotlivých komponentech olejového systému spalovacího motoru osobního automobilu. Dále se kapitola věnuje náklonové analýze olejových van a přibližuje, k čemu slouží a jakými způsoby je možné analýzu realizovat. V další části provádím analýzu možných řešení konstrukce testovacích stolic pro experimentální náklonovou analýzu. V poslední sekci této kapitoly uvádím možnosti pohonů a jejich vlastnosti pro jednotlivé koncepce testovacích stolic.

Kapitola „konstrukční návrh“ začíná volbou samotné koncepce testovací stolice. Volba koncepce je poměrně jednoznačná, protože jedna ze dvou uvažovaných variant nesplňuje požadovaný rozsah pohybů. Následně se kapitola zabývá výběrem jedné ze čtyř sestavených kombinací konstrukce nosného rámu a varianty pohonu. Následuje tvorba výpočtového modelu a stanovení setrvačných účinků naklápěných hmot, od kterých se odvíjí minimální potřebný kroutící moment pohonů jednotlivých os. Dále je zvolen konkrétní motor s převodovkou pro jednotlivé osy. V další části je rozdělení nosné konstrukce na jednotlivé konstrukční uzly a jejich detailní návrh. Poté následuje návrh motoru pro pohon klikové hřídele a návrh zásobovacího olejového okruhu. Na konci celé kapitoly jsou uvedeny výsledky z výpočtů metodou konečných prvků, které sloužily jako podklady k následné optimalizaci tvaru nosného rámu.

Název kapitoly „odhadovaná cena zařízení“ hovoří sám za sebe a zabývá se stanovením výše nákladů potřebných k realizaci tohoto zařízení. Je zde počítáno s náklady na materiál, výrobu rámu, nákup pohonů, náklady na zabezpečení obsluhy a náklady na potřebné příslušenství. Ceny jednotlivých položek jsou stanoveny na základě konzultací s odborníky a poptávky. Výsledná maximální částka, včetně oživení celého zařízení a softwarového vybavení, byla stanovena na 1 300 000 Kč.

Součástí této práce je i výkresová dokumentace některých částí. Části pro výkresovou dokumentaci byly vybrány po dohodě se zadavatelem a jedná se o: sestavu testovací stolice, sestavu ložiskového domku s výrobními výkresy jeho částí, výrobní výkres primárního nosného rámu, výrobní výkres hřídele nesoucí pohyblivé části stolice. Zbytek dokumentace bude zhotoven mimo rámec této diplomové práce až před samotnou výrobou jednotlivých komponent.

6 SEZNAM PŘÍLOH:

Příloha č. 1 – Katalogové listy ložisek

Příloha č. 2 – Katalogové listy motorů

Příloha č. 3 – Katalogové listy převodovek

7 POUŽITÉ ZDROJE:

- [1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojího inženýra 1. Praha: Computer Press, 1999. ISBN 80-7226-055-3.
- [2] VLK, F. Stavba motorových vozidel. Brno: Computer Press, 2003.
- [3] ŘASA, J., ŠVERCL, J. Strojnické tabulky 1. Praha: Scientia 2004
- [4] BRČÁK, J. Analýza přínosu metody KAIZEN ve firmě. Plzeň, 2012, Bakalářská práce (Bc.). Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta Ekonomická.
- [5] GSCHEIDLE, Rolf. Příručka pro automechanika. 3. přeprac. vyd. Překlad Iva Michňová, Zdeněk Michňa, Jiří Handlíř. Praha: Europa - Sobotáles, 2007, 685 s. ISBN 978-80-86706-17-7.
- [6] www.mbtech-group.com
- [7] <https://autodesigntmagazine.com/en/2014/11/mercedes-amg-gt-sfida-granturismo/>
- [8] <http://www.google.com.na/patents/DE102007057052B4?cl=ja>
- [9] www.repairpal.com
- [11] <http://www.pumpschool.com/principles/external.asp>
- [12] <https://www.slideshare.net/SalmanBaig6/pumps-66223940>
- [13] <http://www.shinko-sangyo.co.jp/p3.html>
- [14] <https://dir.indiamart.com/impcat/engine-oil-pan.html>
- [15] <http://www.billetfab.com/oil-pans/oil-pans.html>
- [16] http://www.anydiecasting.com/oil_pan_housing_aluminum_die_casting_automotive.html
- [17] <http://fly-motion.eu/en/4032-2/>
- [18] <http://www.pohonnatechnika.cz/skola/motory/>
- [19] www.tgdrives.cz
- [20] https://cs.wikipedia.org/wiki/Asynchronn%C3%AD_motor
- [21] <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1903>
- [22] <https://www.puhy.cz/ozubeny-remeni-modelcraft-40-zubu-203-mm-89609.html>
- [23] <http://www.mmspektrum.com/clanek/kulickove-srouby-a-matice-ve-stavbe-cnc-obrabecich-stroju-cast-2.html>
- [24] <http://www.amega.com.tr/index.php/en/content/what-is-stewart-platform>
- [25] <http://www.empdesigns.co.uk/portfolio-item/electric-pneumatic-motion-base-mb-ep-6dof408000kg/>
- [26] <http://e-konstrukter.cz/novinka/porovnaní-pneumatikých-hydraulických-a-elektrických-lineárních-pohonů>
- [27] <http://www.skf.com>

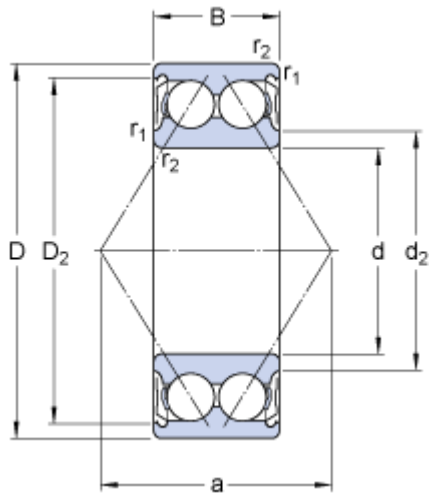
Příloha č. 1.

Katalogové listy ložisek

3209 A-2Z

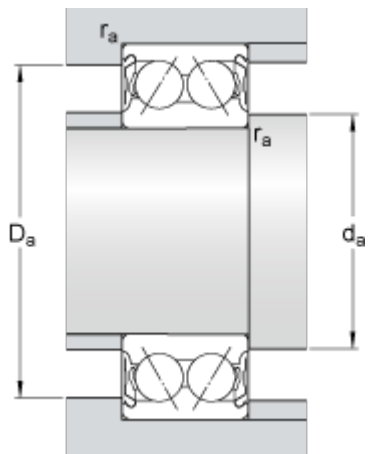
SKF Explorer

Dimensions



d	45	mm
D	85	mm
B	30.2	mm
d ₂	≈ 52.8	mm
D ₂	≈ 77.1	mm
r _{1,2}	min. 1.1	mm
a	46	mm

Abutment dimensions



d _a	min. 52	mm
d _a	max. 52.5	mm
D _a	max. 78	mm
r _a	max. 1	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	51	kN
Basic static load rating	C ₀	39	kN
Fatigue load limit	P _u	1.63	kN
Reference speed		7500	r/min
Limiting speed		7500	r/min
Calculation factor	k _r	0.06	
Calculation factor	e	0.8	
Calculation factor	X	0.63	
Calculation factor	Y ₀	0.66	
Calculation factor	Y ₁	0.78	
Calculation factor	Y ₂	1.24	

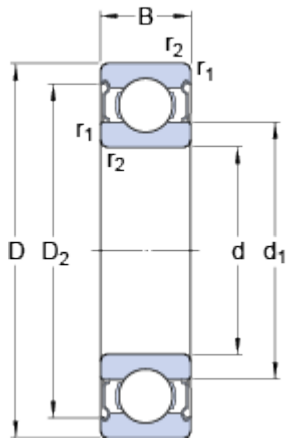
Mass

Mass bearing	0.63	kg
--------------	------	----

6009-2Z

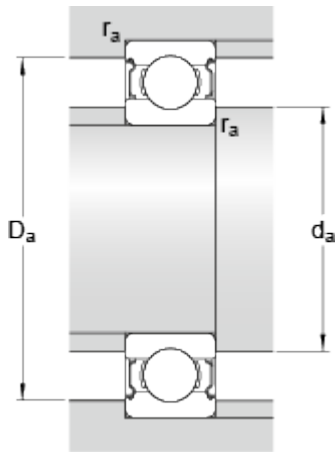
SKF Explorer

Dimensions



d	45	mm
D	75	mm
B	16	mm
d ₁	≈ 54.75	mm
D ₂	≈ 67.8	mm
r _{1,2}	min. 1	mm

Abutment dimensions



d _a	min. 50.8	mm
d _a	max. 54.7	mm
D _a	max. 69.2	mm
r _a	max. 1	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	22.1	kN
Basic static load rating	C ₀	14.6	kN
Fatigue load limit	P _u	0.64	kN
Reference speed		20000	r/min
Limiting speed		10000	r/min
Calculation factor	k _r	0.025	
Calculation factor	f ₀	14.9	

Mass

Mass bearing		0.25	kg
--------------	--	------	----

Příloha č. 2.

Katalogové listy motorů

RATED DATA

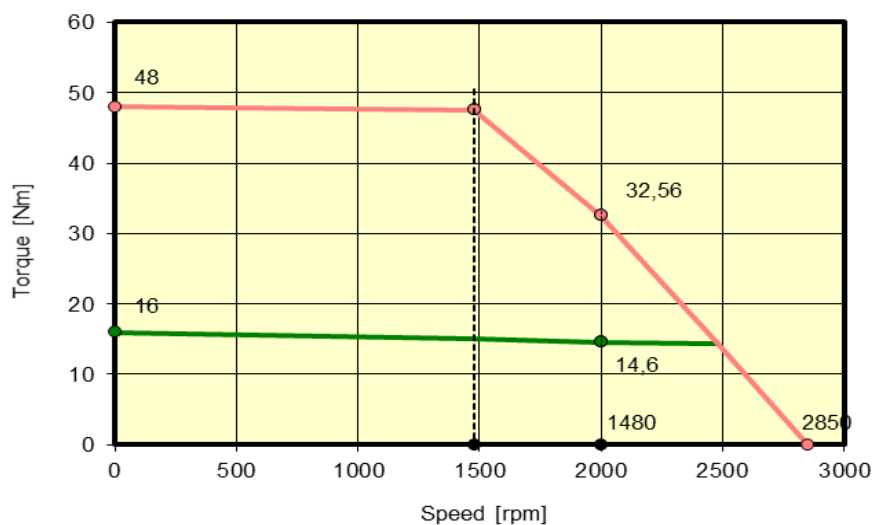
Motor type	N5-1600-20-320	
Winding number	01-00730	

Rated Speed	n_n	2000 min^{-1}
DC Bus Voltage	U_{dc}	320 V
Nominal AC Voltage	U_n	220 V
Rated Motor Voltage	U_m	166 V
Rated Torque	M_n	14,6 Nm
Rated AC Current	I_n	12,6 A
Stall Torque	M_o	16,0 Nm
Stall AC Current	I_o	12,6 A
Peak Torque	M_{max}	48 Nm
Peak Current	I_{max}	44 A
Max. Speed	n_{max}	9000 min^{-1}
EMF Constant	K_E	77,0 V/1000
Torque Constant	K_T	1,27 Nm/A
Terminal Resistance	R_{2ph}	0,57 Ω
Terminal Inductance	L_{2ph}	4,9 mH
Number of poles	$2p$	10

No Load Speed	n_o	2850 min^{-1}
Torque at I_{max}/U_n	M_z	48 Nm
Speed at I_{max}/U_n	n_z	1480 min^{-1}
Max. Torque at n_n	M_x	33 Nm

El. Time Constant	T_{el}	8,6 ms
Mech. Time Constant	T_{mech}	0,70 ms
Thermal Time Constant	T_{th}	55 min
Rotor Inertia	J	11,50 kgcm^2

Torque/speed curves



RATED DATA

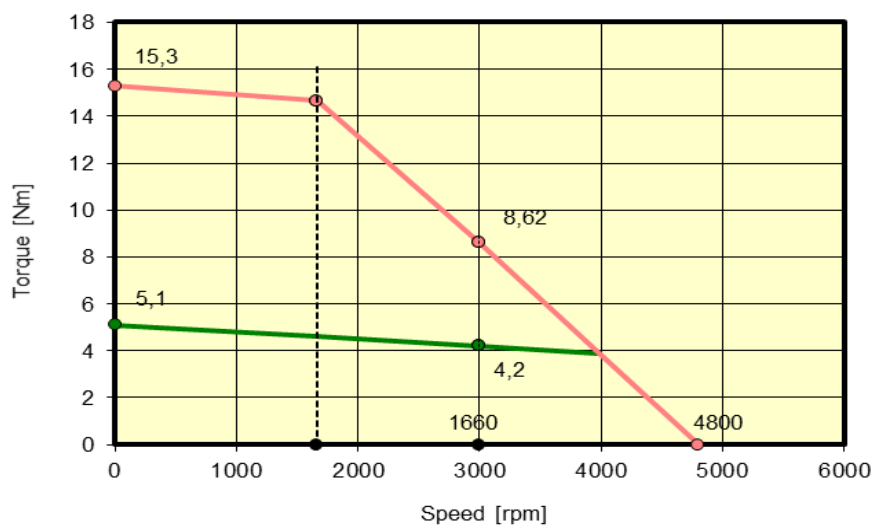
Motor type	N4-0510-30-320	
Winding number	01-00708	

Rated Speed	n_n	3000 min^{-1}
DC Bus Voltage	U_{dc}	320 V
Nominal AC Voltage	U_n	220 V
Rated Motor Voltage	U_m	155 V
Rated Torque	M_n	4,2 Nm
Rated AC Current	I_n	7,0 A
Stall Torque	M_o	5,1 Nm
Stall AC Current	I_o	6,8 A
Peak Torque	M_{max}	15,3 Nm
Peak Current	I_{max}	31 A
Max. Speed	n_{max}	9000 min^{-1}
EMF Constant	K_E	45,5 V/1000
Torque Constant	K_T	0,75 Nm/A
Terminal Resistance	R_{2ph}	1,24 Ω
Terminal Inductance	L_{2ph}	6,8 mH
Number of poles	$2p$	10

No Load Speed	n_o	4800 min^{-1}
Torque at I_{max}/U_n	M_z	14,7 Nm
Speed at I_{max}/U_n	n_z	1660 min^{-1}
Max. Torque at n_n	M_x	8,6 Nm

El. Time Constant	T_{el}	5,5 ms
Mech. Time Constant	T_{mech}	0,77 ms
Thermal Time Constant	T_{th}	25 min
Rotor Inertia	J	2,04 kgcm^2

Torque/speed curves



Příloha č. 3.

Katalogové listy převodovek

Úvodní strana > Převodovky a lineární jednotky > Planetové převodovky > SG > SG 160

SG 160

Planetové převodovky řady SG jsou dostupné ve dvou sériích:

SG – ekonomické provedení (SG050, SG070, SG090, SG120 a SG155)

Ekonomické provedení převodovek řady SG představuje finančně výhodné řešení pro většinu průmyslových aplikací. Vůle ekonomických převodovek se pohybuje od 8 do 19 arcmin v závislosti na velikosti a počtu stupňů převodovky.



SG – superekonomické provedení (SG040, SG060, SG080, SG115 a SG160)

Superekonomické provedení převodovek řady SG je určeno především do aplikací se sníženými nároky na silová zatížení převodovek. Vůle superekonomických převodovek SG se pohybuje od 6 do 22 arcmin v závislosti na velikosti a počtu stupňů převodovky.

Výhody planetových převodovek SG

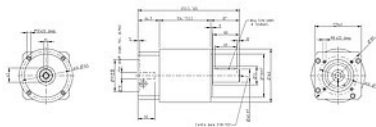
- cenově výhodné a přesné mechanické řešení
- převodové poměry: 3 až 512
- vůle 8 - 19 arcmin (ekonomické) a 6 - 22 arcmin (superekonomické provedení)
- možnost změny rozměrů vstupní příruby dle požadavků zákazníka
- rychlý termín dodání (některé typy skladem), v případě nestandardních komponentů na dotaz

Technické parametry SG 160 (superekonomické provedení)

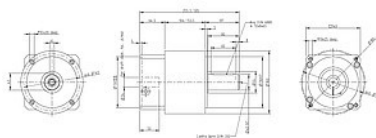
Počet stupňů	1 stupeň						2 stupně						
	3	4	5	8	12	15	16	20	25	32	40	64	
Převod													
Průměr vstupní hřídele	max. 35 mm												
Jmenovitá/ maximální vstupní otáčky	min ⁻¹	2000/6500											
Jmenovitý výstupní moment	Nm	400	450	450	450	800	700	800	800	700	800	700	450
Maximální výstupní moment	Nm	640	720	720	720	1280	1120	1280	1280	1120	1280	1120	720
Nouzový výstupní moment	Nm	800	900	900	900	1600	1400	1600	1600	1400	1600	1400	900
Torzní tuhost	Nm/arcmin	31 - 37,5						30,5 - 37,5					
Moment setrvačnosti	kgcm ²	3,726 - 11,999						3,502 - 10,087					
Maximální vůle	arcmin.	<6						<10					
Účinnost	%	97						95					
Provozní teplota	°C							-25 .. +90					
Životnost	hod							30000					
Hmotnost	kg	18						22					
Hlučnost	db(A)							70					
Radiální zatížení	N							4200					
Axiální zatížení	N							6000					

Rozměry SG 160

1/2 stupňová, příruba pro TGN4, TGH4, TGT4



1/2 stupňová, příruba pro TGN5, TGH5, TGT5



Úvodní strana > Převodovky a lineární jednotky > Planetové převodovky > SG > SG 120

SG 120

Planetové převodovky řady SG jsou dostupné ve dvou sériích:

SG – ekonomické provedení (SG050, SG070, SG090, SG120 a SG155)

Ekonomické provedení převodovek řady SG představuje finančně výhodné řešení pro většinu průmyslových aplikací. Vůle ekonomických převodovek se pohybuje od 8 do 19 arcmin v závislosti na velikosti a počtu stupňů převodovky.



SG – superekonomické provedení (SG040, SG060, SG080, SG115 a SG160)

Superekonomické provedení převodovek řady SG je určené především do aplikací se sníženými nároky na silová zatížení převodovek. Vůle superekonomických převodovek SG se pohybuje od 6 do 22 arcmin v závislosti na velikosti a počtu stupňů převodovky.

Výhody planetových převodovek SG

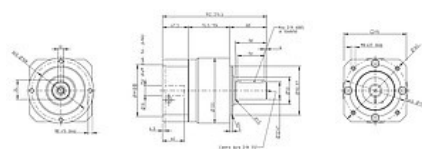
- cenově výhodné a přesné mechanické řešení
- převodové poměry: 3 až 512
- vůle 8 - 19 arcmin (ekonomické) a 6 - 22 arcmin (superekonomické provedení)
- možnost změny rozměrů vstupní příruby dle požadavků zákazníka
- rychlý termín dodání (některé typy skladem), v případě nestandardních komponentů na dotaz

Technické parametry SG 120 (ekonomické provedení)

Počet stupňů		1 stupeň					2 stupně										
Převod		3	4	5	7	8	10	9	12	15	16	20	25	32	40	64	100
Průměr vstupní hřídele		max. 24 mm					max. 24 mm										
Jmenovitý/ maximální vstupní otáčky	min ⁻¹	3500/6500 (vyšší otáčky nutno konzultovat)					3500/3500 (vyšší otáčky nutno konzultovat)										
Jmenovitý výstupní moment	Nm	115	155	172	135	120	95	157	195	172	195	195	172	195	172	120	95
Maximální výstupní moment	Nm	184	248	275	216	192	152	251	312	275	312	312	275	312	275	192	152
Nouzový výstupní moment	Nm	390	520	500	340	380	480	500	520	500	520	520	500	520	500	380	480
Torzní tuhost	Nm/arcmin	20 - 27					20,5 - 27										
Moment setrvačnosti	kgcm ²	1,419 - 2,764					1,376 - 2,334										
Maximální vůle	arcmin.	<8					<10										
Účinnost	%	97					95										
Provozní teplota	°C	-25 .. +90					-25 .. +90										
Životnost	hod	30000					30000										
Hmotnost	kg	7,5					9,7										
Hlučnost	db(A)	65					65										
Radiální zatížení	N	2150					2150										
Axiální zatížení	N	3000					3000										

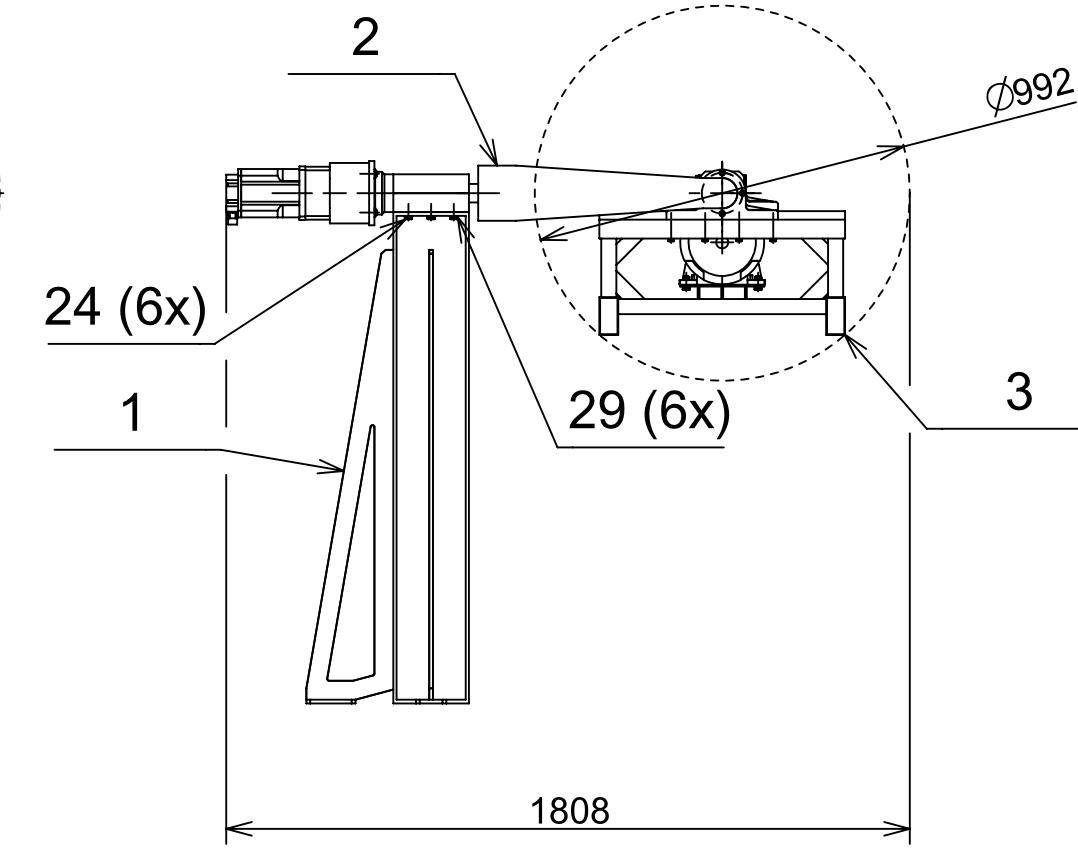
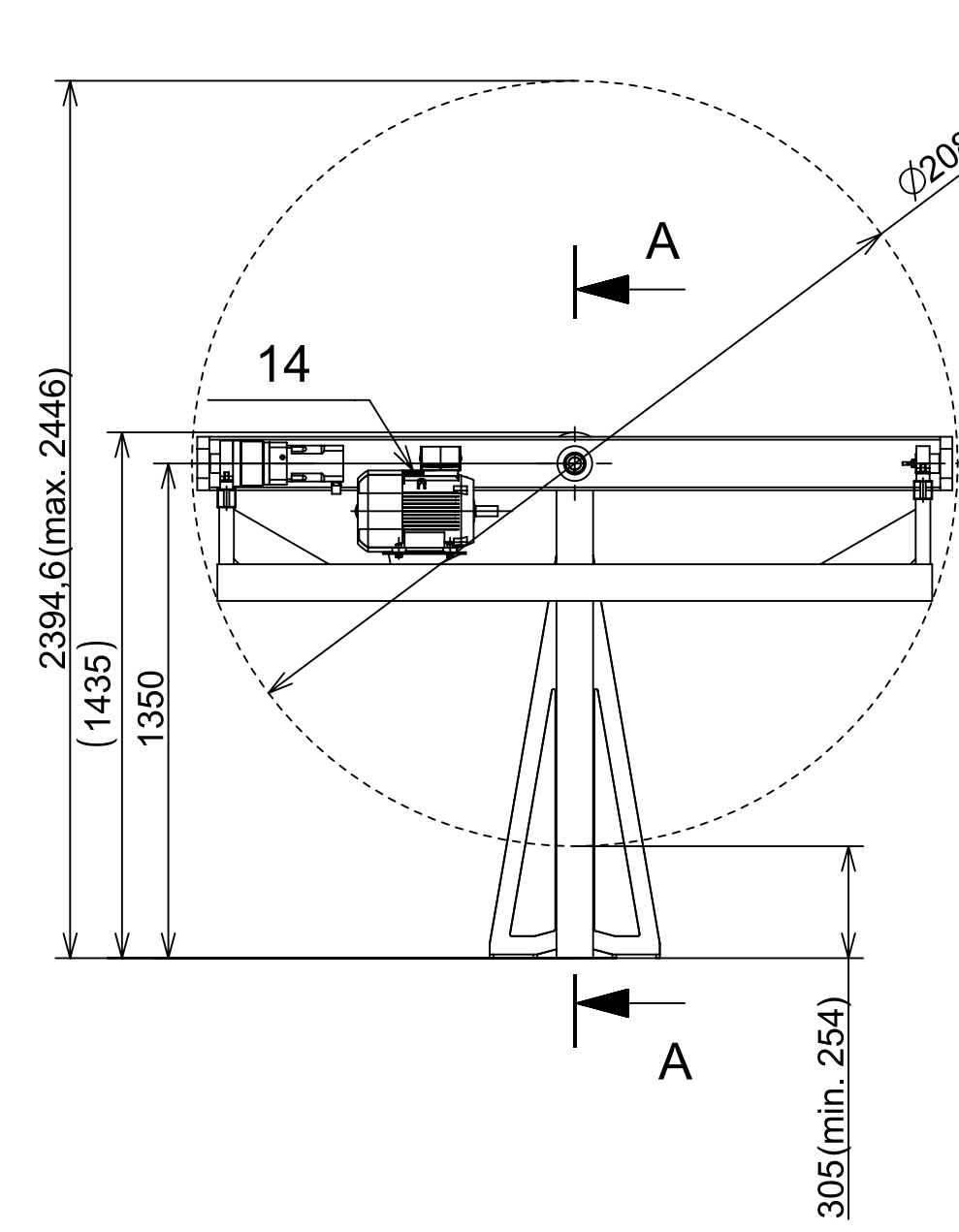
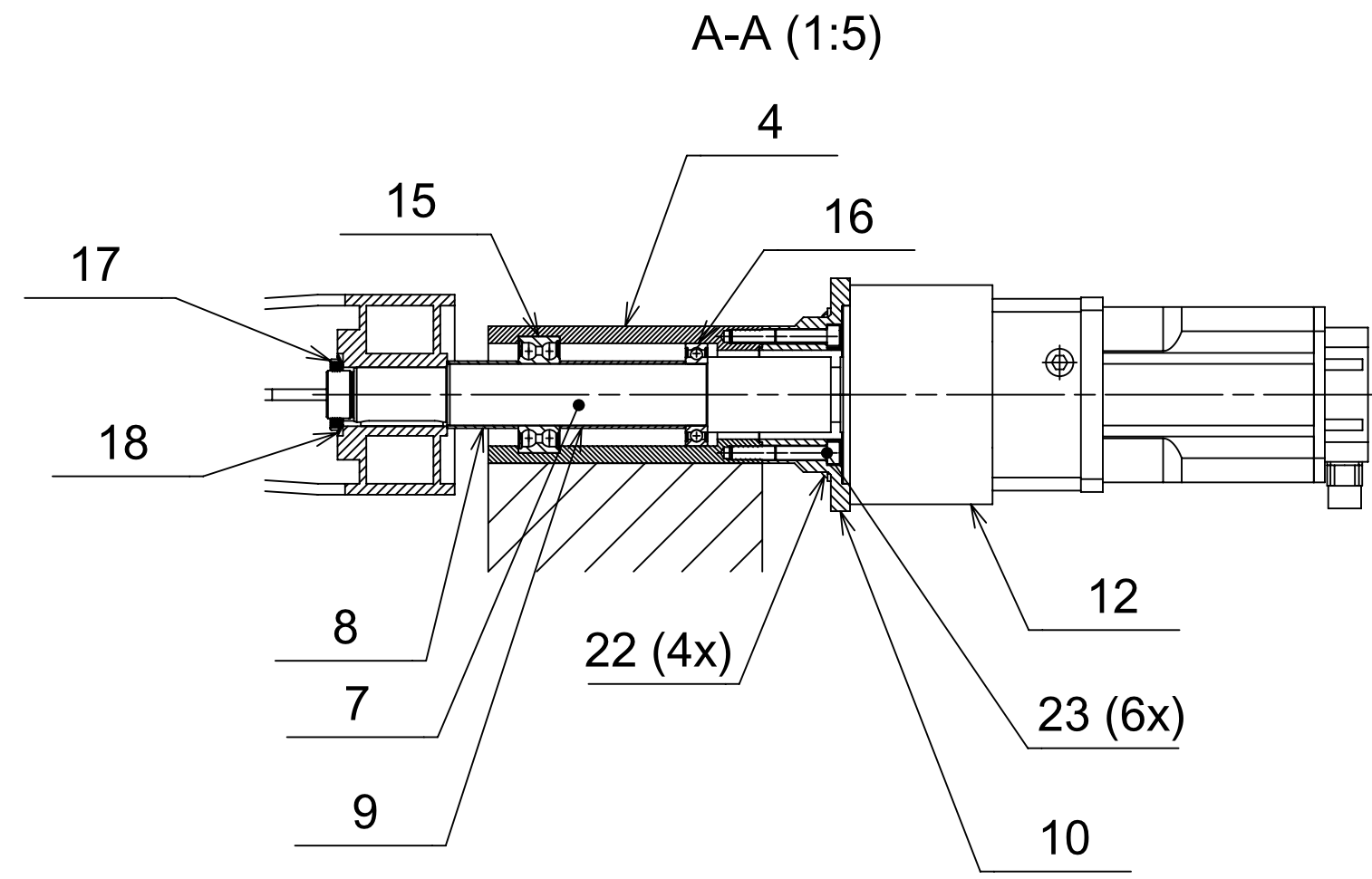
Rozměry SG 120

1/2 stupňová, příruba pro TGN4, TGH4, TGT4

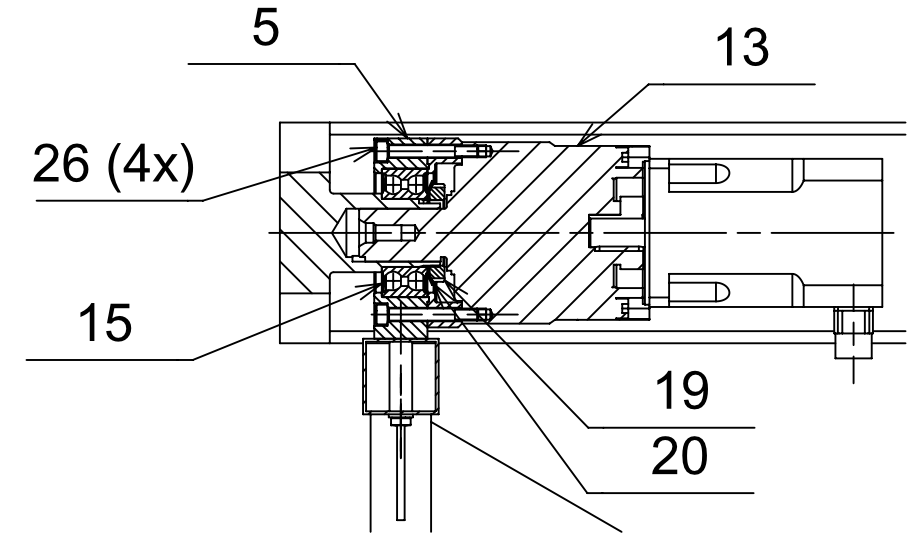


11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

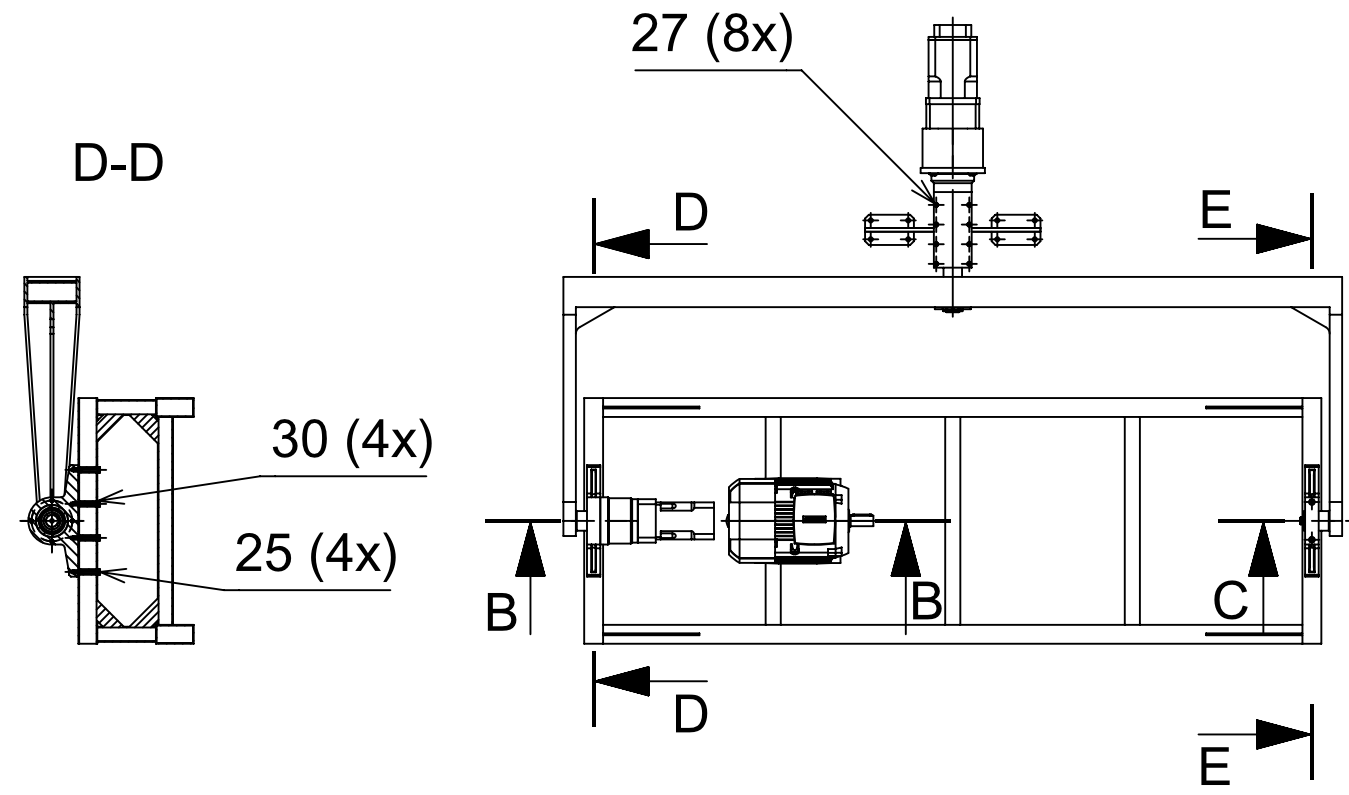
E D C B A



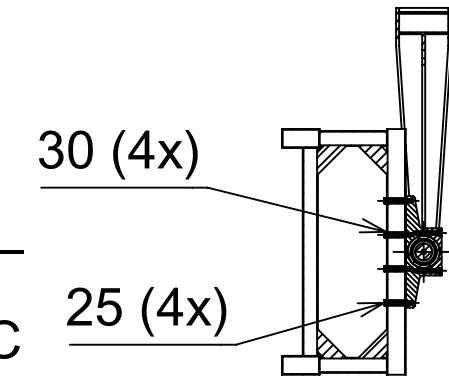
B-B (1:5)



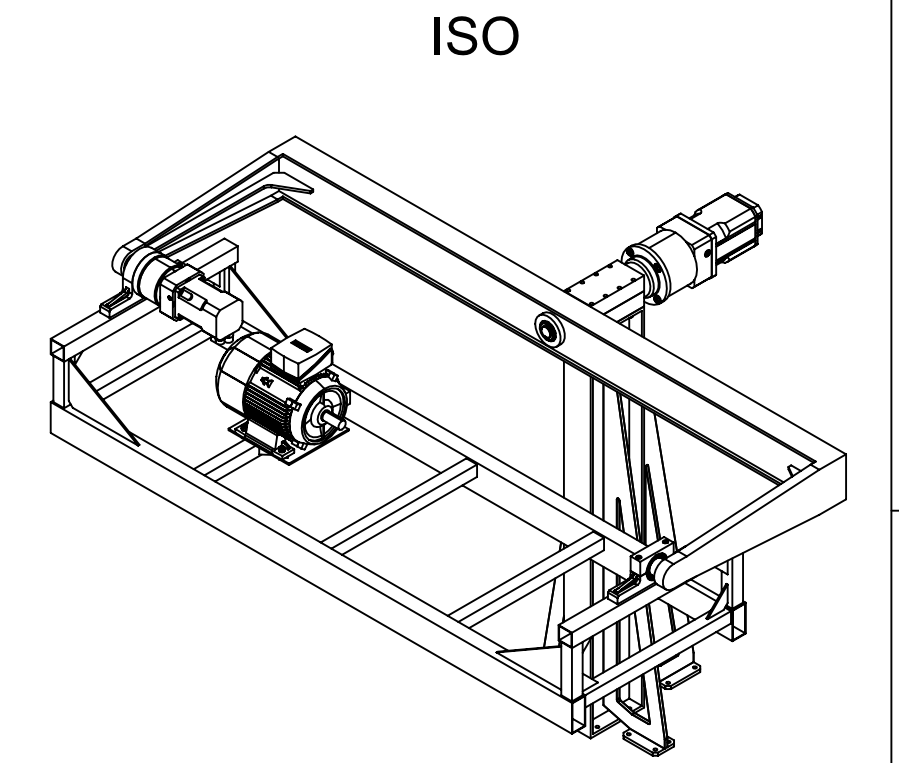
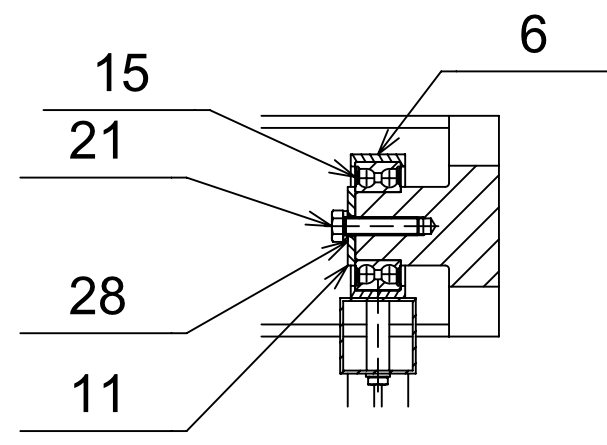
D-D




E-E

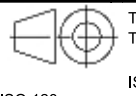


C-C (1:5)



ISO

CAD 1		Datum / Date		Jmeno / Name		 FAKULTA STROJNI ZAPADOCESKE UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsichni prava vyhrazena / All rights reserved</small>					
Kreslil / Drawn by		26.05.2017		Marek Havlik							
Prezkoušel / Checked by											
Schválil / Approved by											
Index zmeny		Popis zmeny / change description		Schval. / APP		Datum / Date		Podpis / Signature		Poznamka / Note:	

 Tolerance / Tolerovani ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK		Soubor-model / ASM-file		---		Projekt / Project:		DP		Meritko / Scale	
		Soubor-rykres / DRW-file		---		C.sestavy / Assembly No.				1:20	
Nazev / Title				Rev.		Cislo vykresu / Drawing No.		Format			
SESTAVA TESTOVACÍ STOLICE				0		A001		A2			
		List / sheet no.		1		Pocet listu / sheets		2			

11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

4

3

2

1

D

D

C

C

B

B

A

A

30	PODLOŽKA M8	DIN 125A	ocel		0,002			8
29	PODLOŽKA M10	DIN 125A	ocel		0,002			6
28	PODLOŽKA M12	DIN 125A	ocel		0,002			1
27	ŠROUB M6x40	DIN 912	8.8		0,012			8
26	ŠROUB M8x60	DIN 912	8.8		0,030			6
25	ŠROUB M8x65	DIN 931	8.8		0,030			8
24	ŠROUB M10x25	DIN 558	8.8		0,027			6
23	ŠROUB M10x70	DIN 912	8.8		0,056			6
22	ŠROUB M12x30	DIN 7380	8.8		0,040			4
21	ŠROUB M12x50	DIN 933	8.8		0,060			1
20	MB9	DIN 5406	ocel		0,015			1
19	KM9	DIN 981	ocel		0,130			1
18	MB7	DIN 5406	ocel		0,010			1
17	KM7	DIN 981	ocel		0,070			1
16	SKF 6009-2Z				0,200			1
15	SKF 3209-A-2Z				0,500			3
14	SIEMENS 1LE1001 4kW				27,000			1
13	POHON X				12,100			1
12	POHON Y				28,600			1
11	DESKA	Ø52x5	S355J2		0,077			1
10	PŘÍRUBA	Ø170x70	S355J2		3,432			1
9	TRUBKA Ø50x2x91.8		S355J2		0,217			1
8	TRUBKA Ø50x2x52		S355J2		0,123			1
7	PRODLUŽOVACÍ HŘÍDEL	Ø55x375	S355J2		4,020			1
6	DOMEK C		S355J2		2,962			1
5	DOMEK B		S355J2		4,710			1
4	DOMEK A		S355J2		8,383			1
3	TERCIÁLNÍ RÁM		S355J2		34,035			1
2	SEKUNDÁRNÍ RÁM		S355J2		61,588			1
1	PRIMÁRNÍ RÁM		S355J2		58,750			1
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material	T.O.	C.hmot.	Hr.hmot.	Cislo vykresu sestavy	ks
Pos.	Title - size	Blank	Material	C.W.	Weight	R. weight	Assembly drawing no.	qty

CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name			 FAKULTA STROJNI ZAPADOČESKE UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved</small>			
Kreslil / Drawn by	29.05.2017	Marek Havlík						
Prezkoušel / Checked by								
Schválil / Approved by								
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:			
	Tolerance / Tolerovani	Soubor-model / ASM-file			Projekt / Project:		Meritko / Scale	
ISO 128	ISO 8015 ISO 2768mK	kusovník			C.sestavy / Assembly No.			
Nazev / Title				Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.			Format
KUSOVNÍK					A001			A4
					List / sheet no.	2	Pocet listu / sheets	2

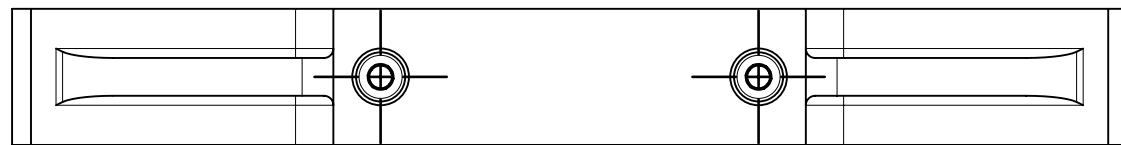
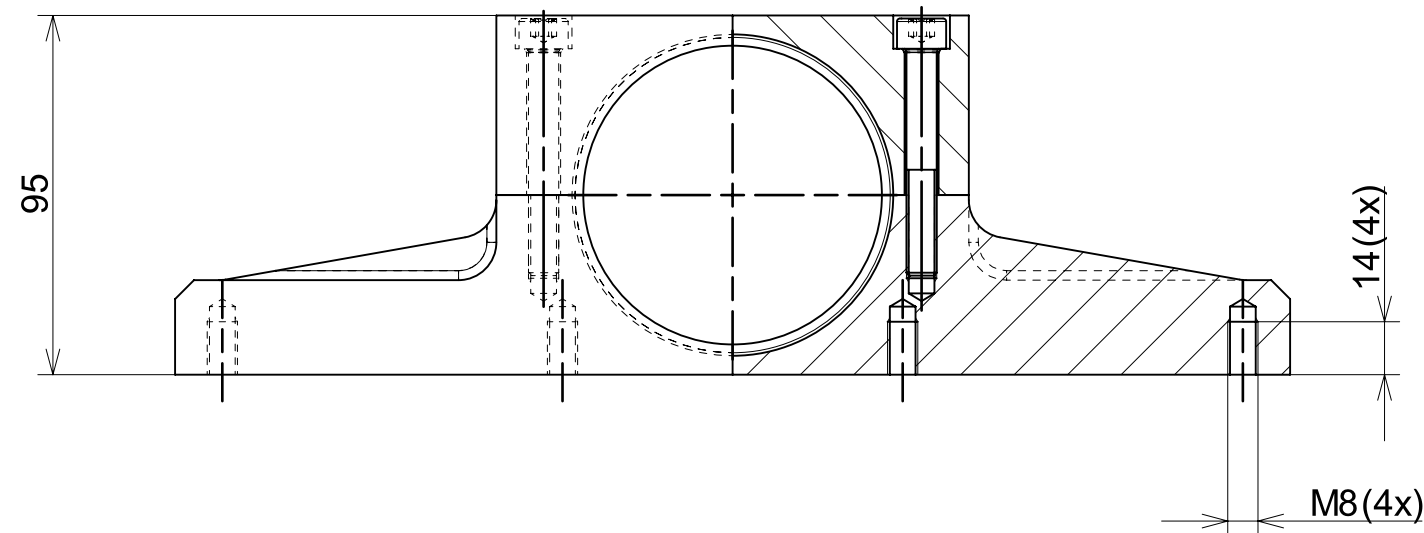
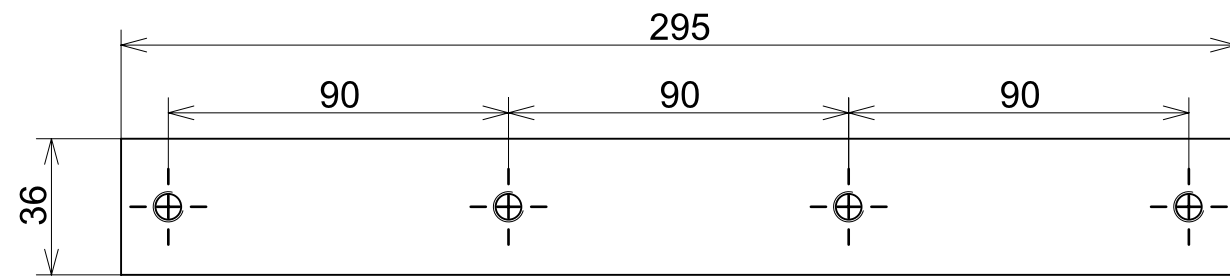
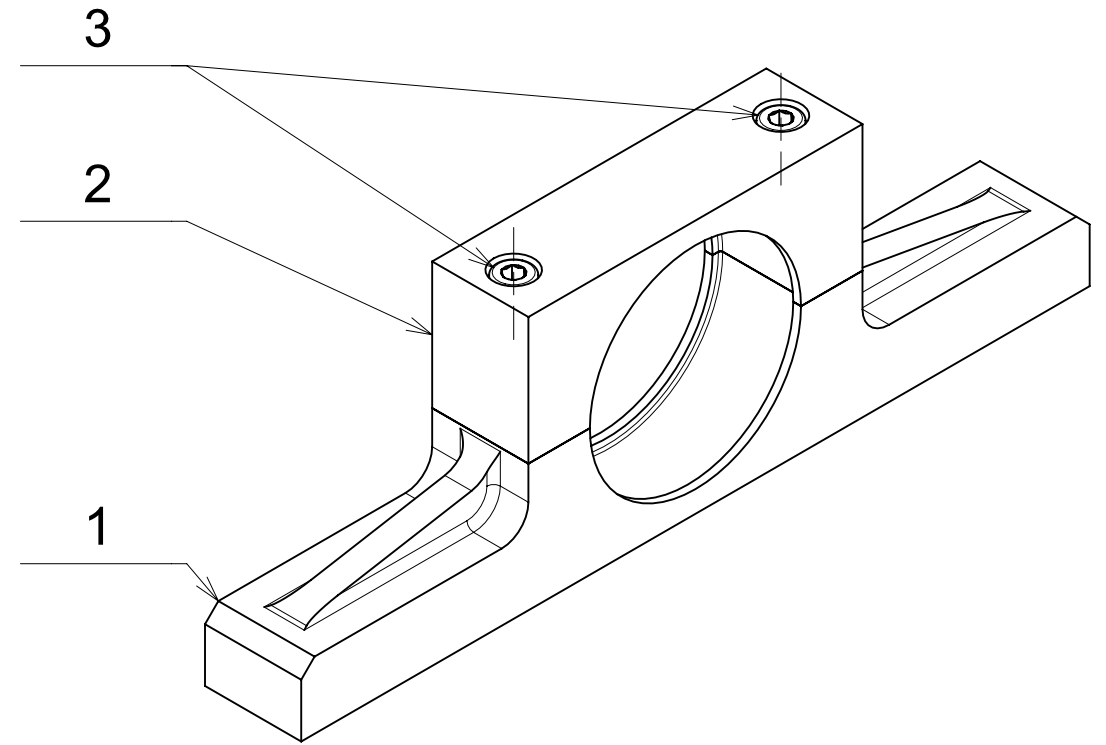
4

3

2

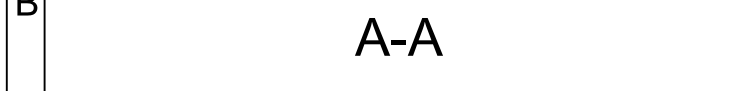
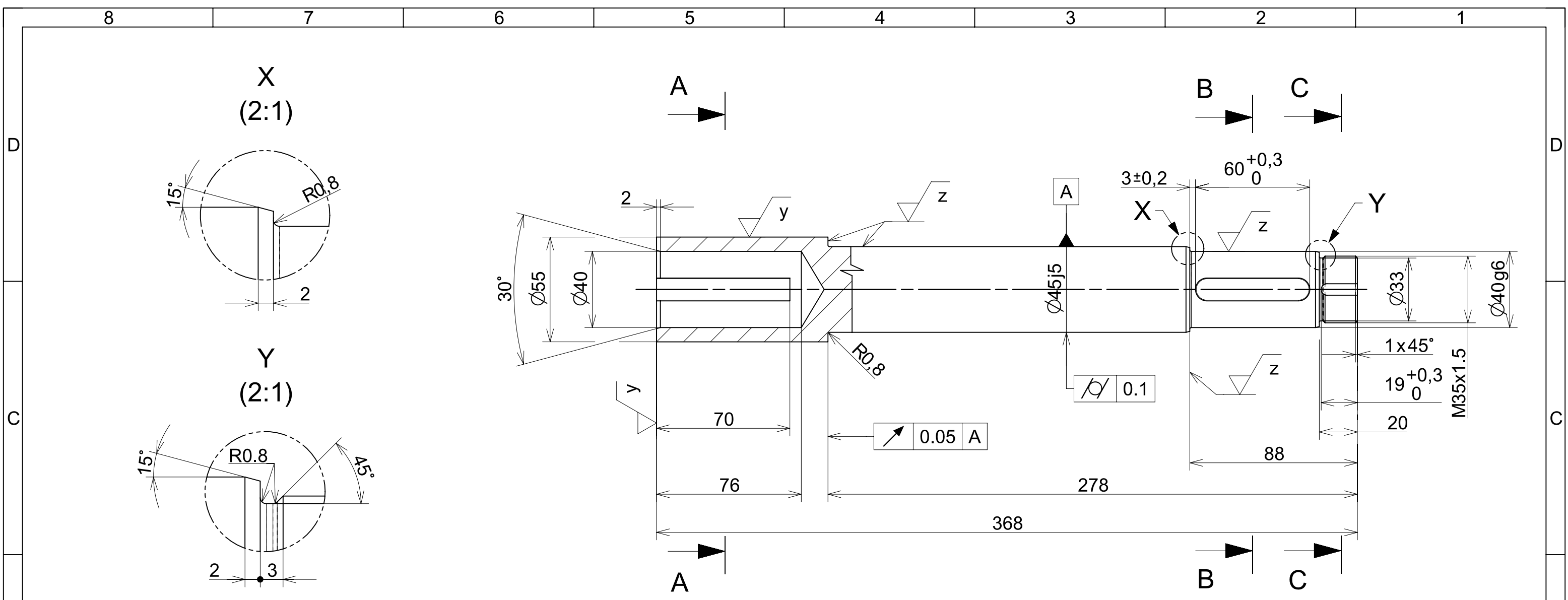
1

ISO (1:2)





Pos.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.
3	M8x60 - DIN 912		8.8	---	0,003			2
2	HORNÍ ČÁST	130x50x40	S355	---	0,830	1,7	P003	1
1	SPODNÍ ČÁST	300x50x40	S355	---	2,130	4,0	P002	1
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name		 FAKULTA STROJNI ZAPADOCESKE UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved</small>				
Kreslil / Drawn by	23.05.2017	Marek Havlík						
Prezkoušel / Checked by								
Schválil / Approved by								
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:			

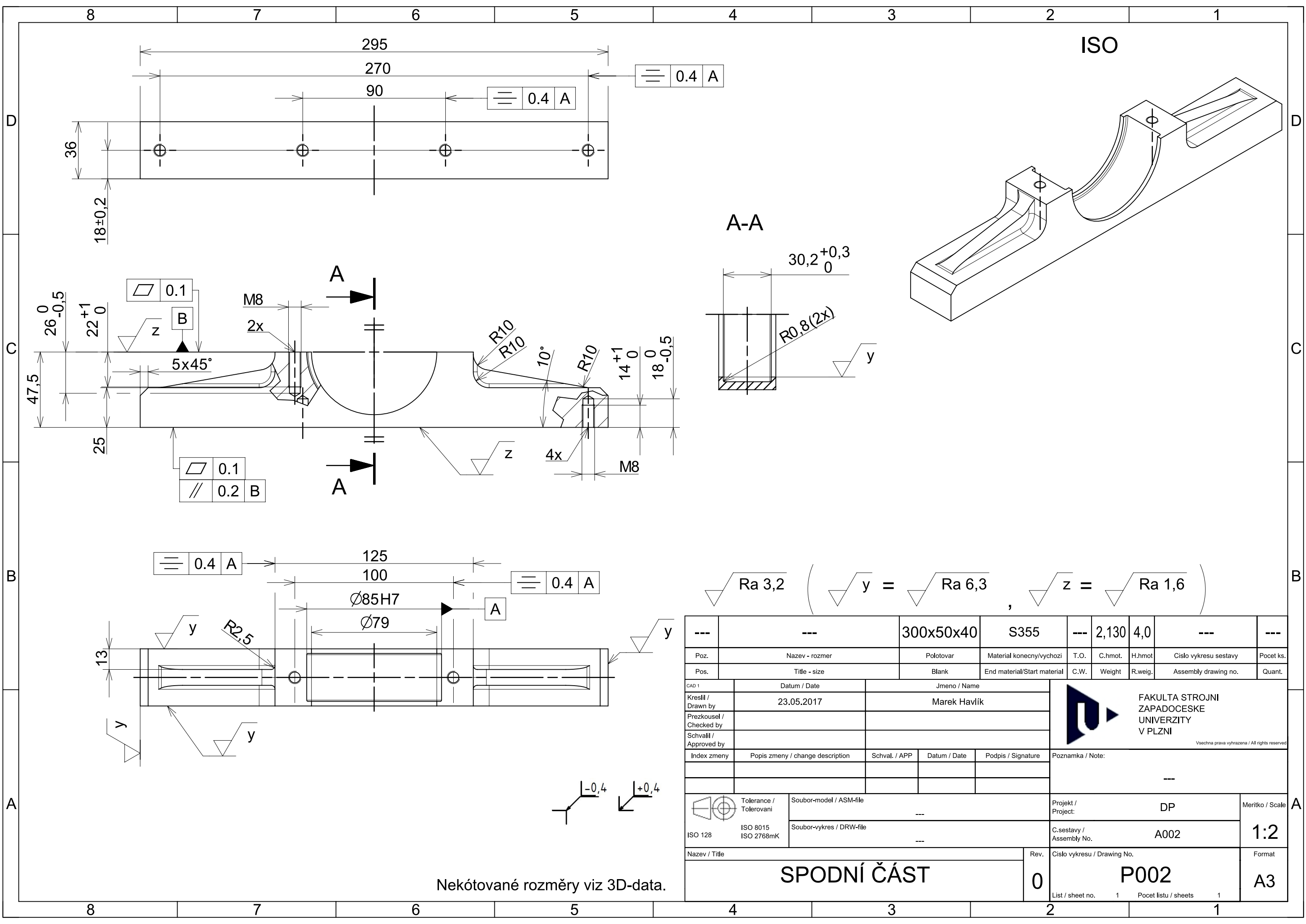
 Tolerance / Tolerovani ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file	---			Projekt / Project:	DP	Meritko / Scale	
	Soubor-vykres / DRW-file	---			C.sestavy / Assembly No.	A001	1:2	
Nazev / Title				Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.			Format
LOŽISKOVÝ DOMEK C				0	A002			A3
				List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets		1



$\sqrt{\text{Ra } 3.2}$
 $\left(\sqrt{y} = \sqrt{\text{Ra } 6.3}, \sqrt{z} = \sqrt{\text{Ra } 1.6} \right)$

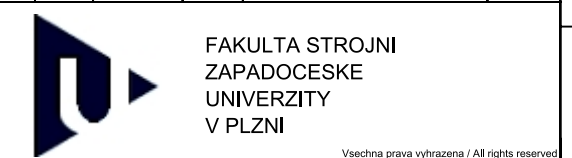
---	---	Ø 55x375	S355J2	---	4,020	7,0	---	---
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovár	Material konecný/vychozí	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Císlo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name		 FAKULTA STROJNÍ ZAPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI <small>Všechna práva vyhrazena / All rights reserved</small>				
Kreslil / Drawn by	23.05.2017	Marek Havlík						
Prezkoušel / Checked by								
Schválil / Approved by								
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:			

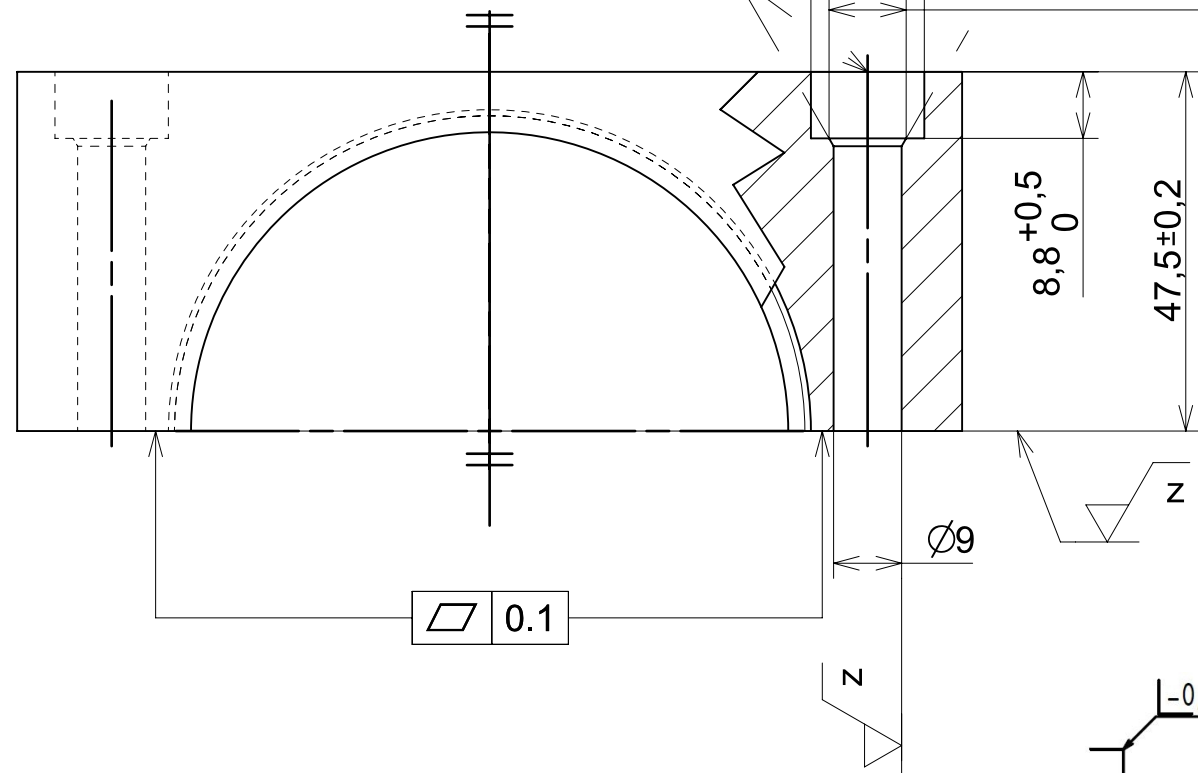
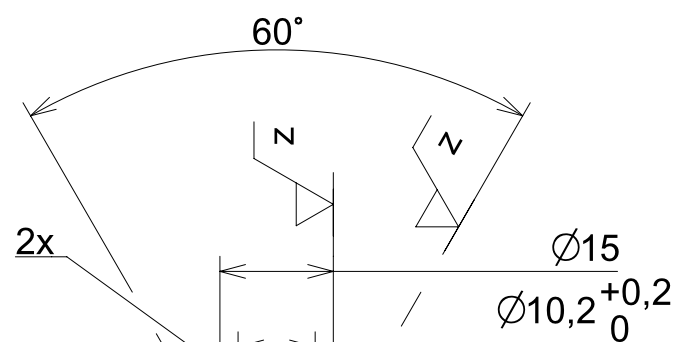
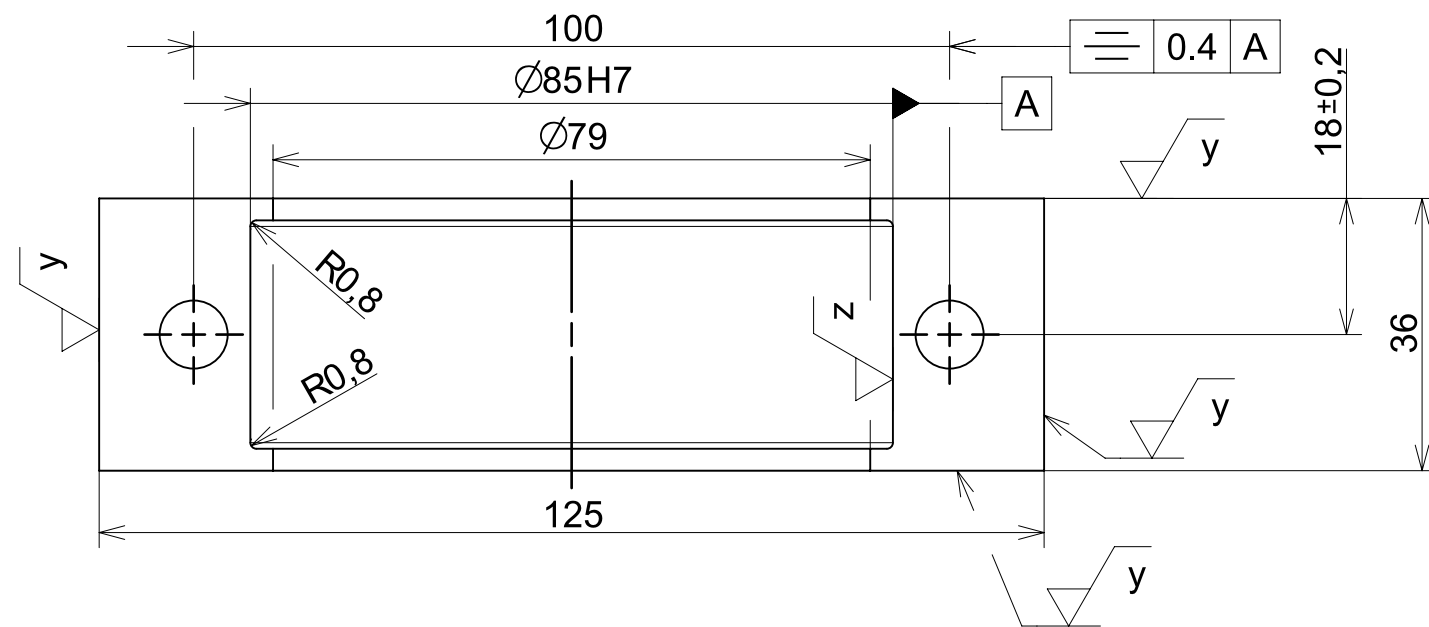
 Tolerance / Tolerovani ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project:		DP	Meritko / Scale		
	Soubor-vykres / DRW-file		C.sestavy / Assembly No.		A001	1:2		
Nazev / Title				Rev.	Císlo vykresu / Drawing No.			Format
PRODLUŽOVACÍ HŘÍDEL				0	P001			A3
				List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets		1



---	---	300x50x40	S355	---	2,130	4,0	---	---
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name						
Kreslil / Drawn by	23.05.2017	Marek Havlík						
Prezkoušel / Checked by								
Schválil / Approved by								
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:			

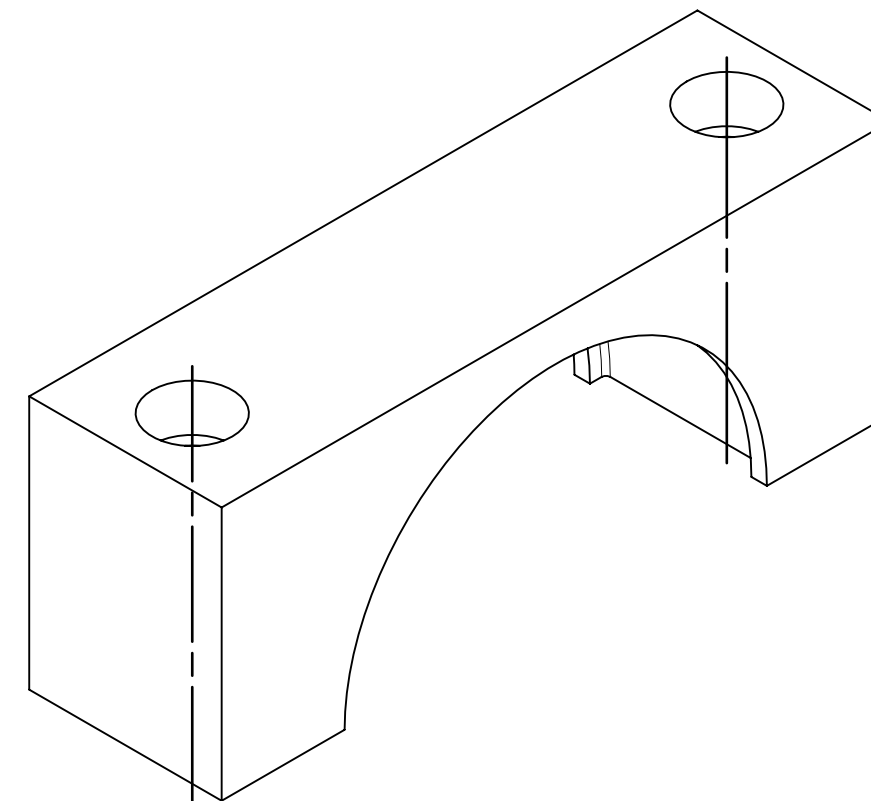
ISO 128	Tolerance / Tolerovani	Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project:	DP	Meritko / Scale		
	ISO 8015 ISO 2768mK	---		C.sestavy / Assembly No.	A002	1:2		
Nazev / Title				Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.			Format
SPODNÍ ČÁST				0	P002			A3
				List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets	1	






Nekótované rozměry viz 3D-data.

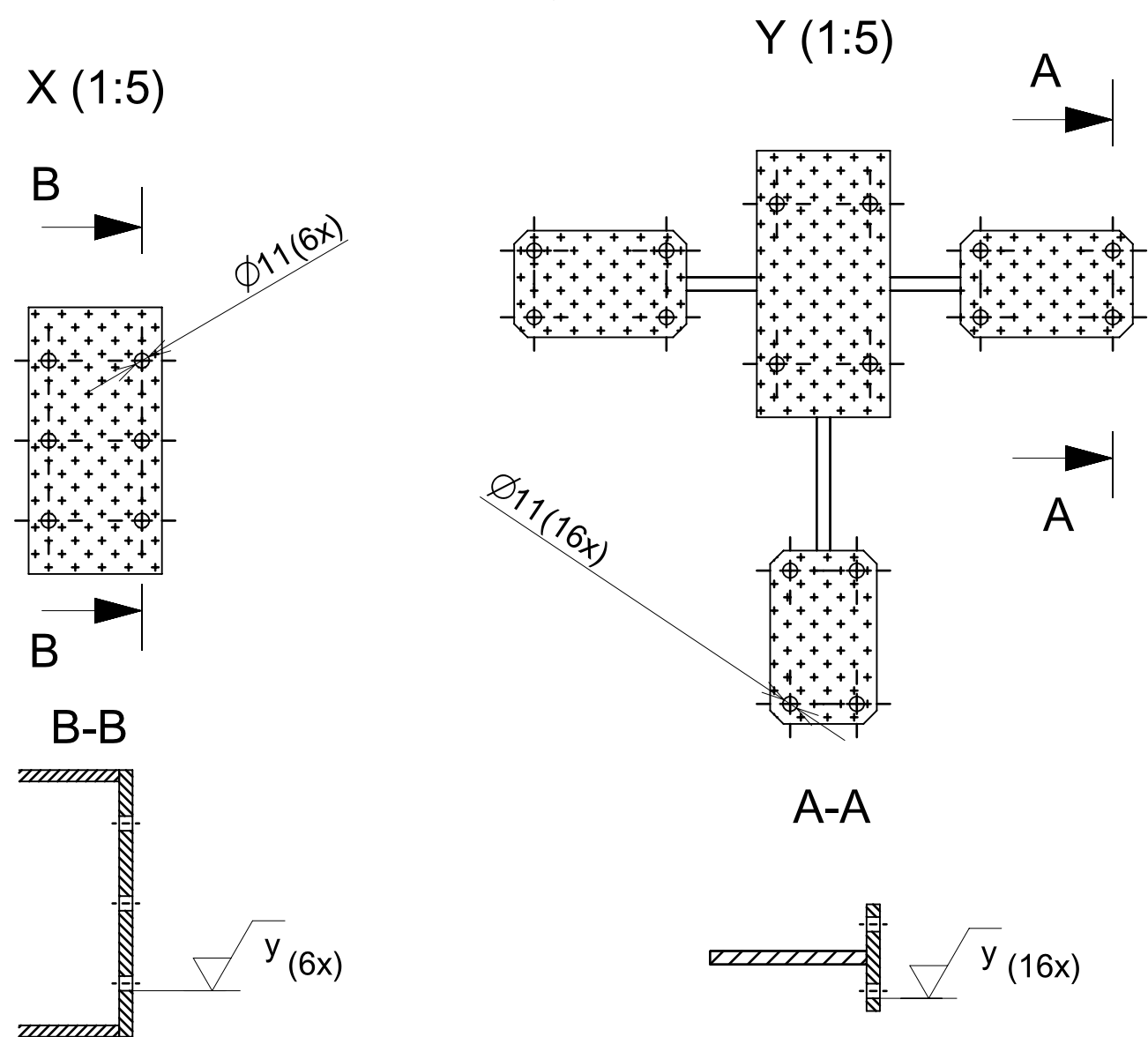
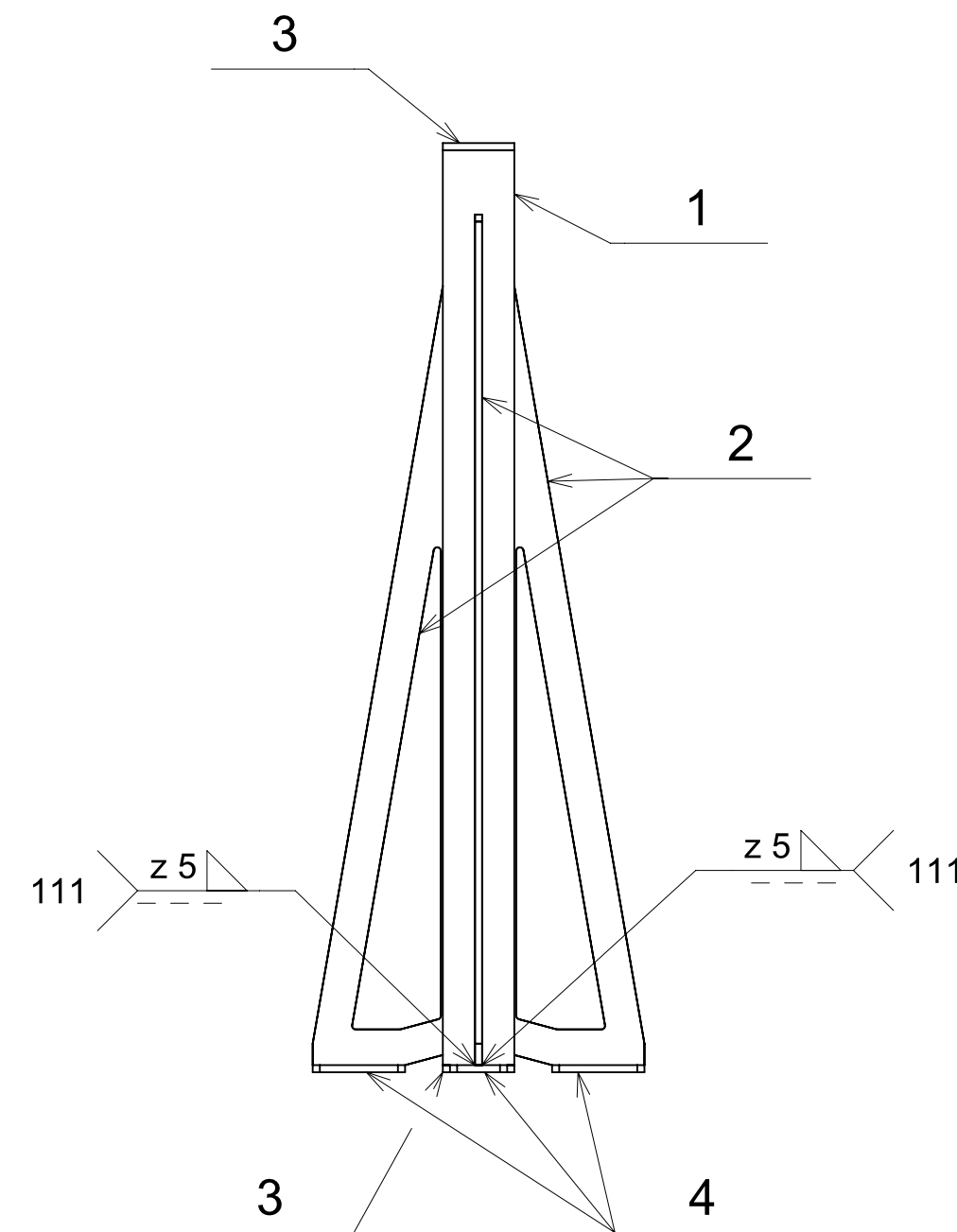
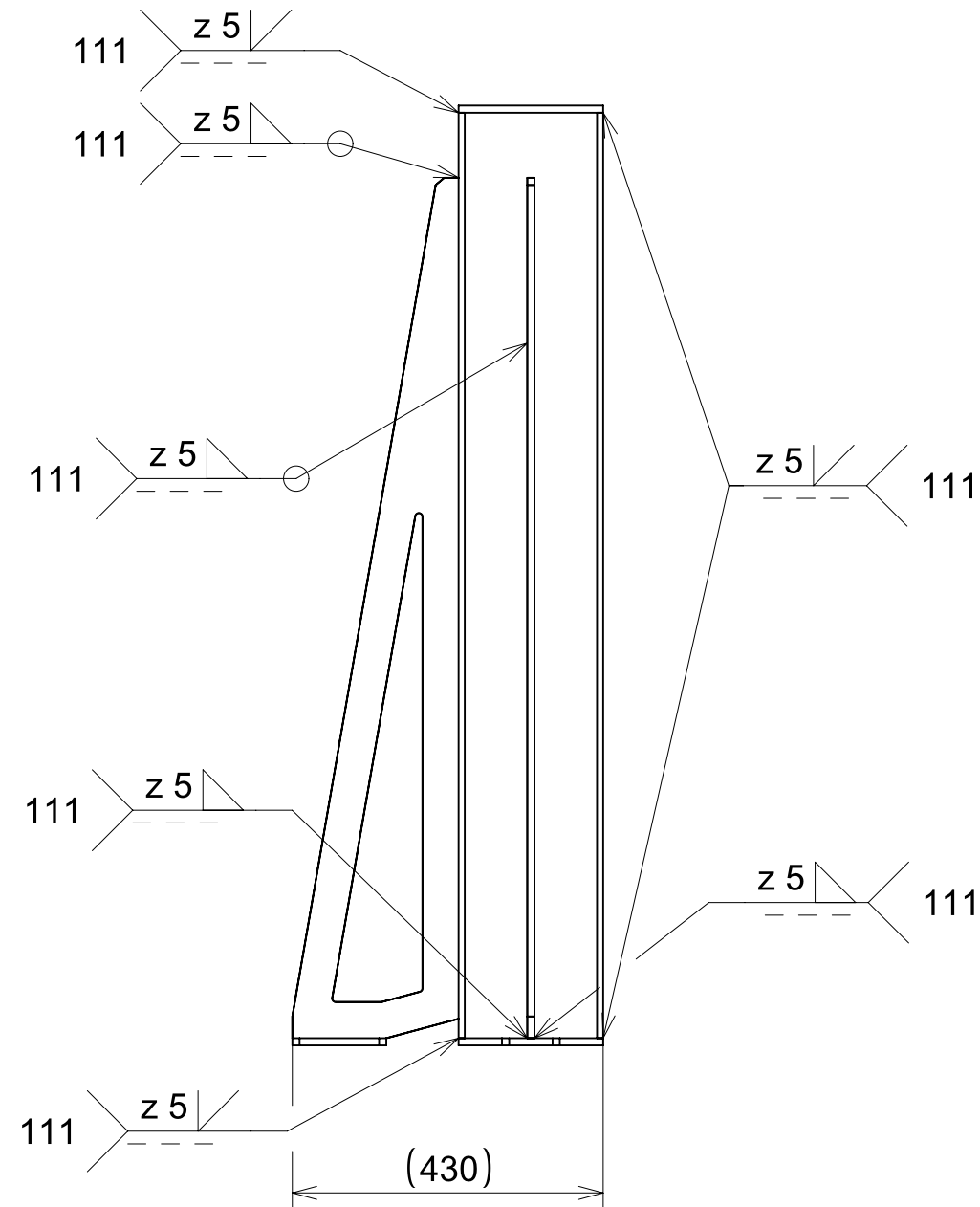
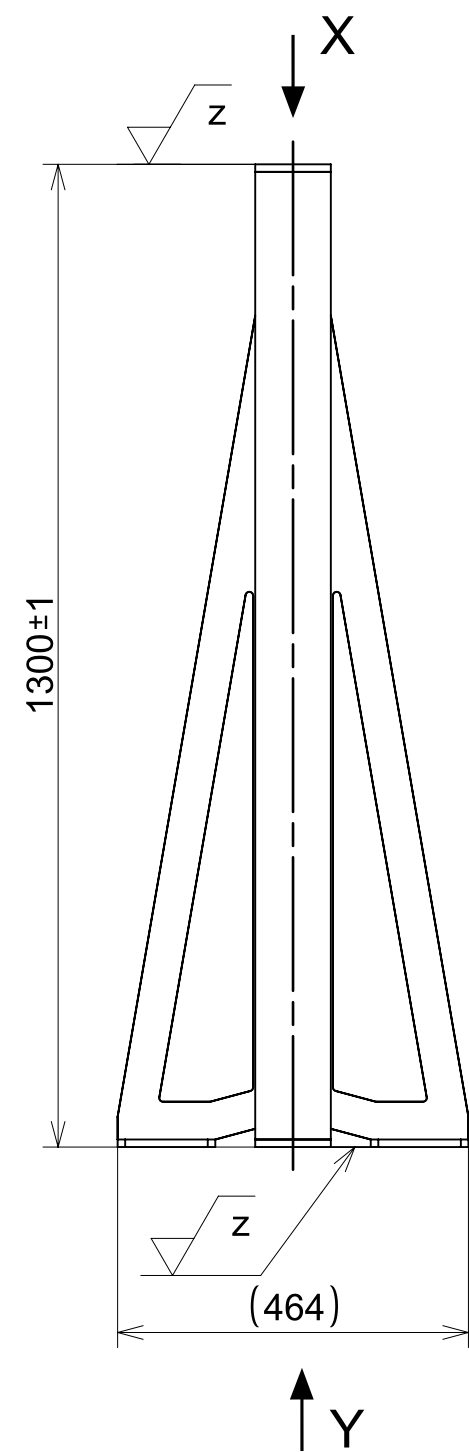
ISO



$\sqrt{Ra\ 3,2}$ ($\sqrt{y} = \sqrt{Ra\ 6,3}$, $\sqrt{z} = \sqrt{Ra\ 1,6}$)

---	---	130x50x40	S355	---	0,830	1,7	---	---
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name		 FAKULTA STROJNI ZAPADOCESKE UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved</small>				
Kreslil / Drawn by	23.05.2017	Marek Havlík						
Prezkoušel / Checked by								
Schválil / Approved by								
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:			

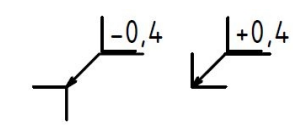
ISO 128	Tolerance / Tolerovani	Soubor-model / ASM-file			Projekt / Project:	DP	Meritko / Scale	
	ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-vykres / DRW-file			C.sestavy / Assembly No.	A002	1:2	
Nazev / Title				Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.			Format
HORNÍ ČÁST				0	P003			A3
				List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets		1



✓ (√ y = √ Ra 6,3 , √ z = √ Ra 3,2)

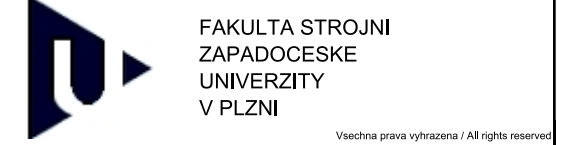
U svaru delšího než 500mm - vařit přerušovaně po 100mm.
Po svaření žíhat, následně otryskat a nanést základní nátěr.

☒ Nenatřené plochy
Nekótované rozměry viz 3D-data.



4	DESKA	130x80x10	S355J2	0,811	---	3		
3	ČELO	200x100x10	S355J2	1,550	---	2		
2	VÝPALEK	1200x230x5	S355J2	8,591	---	3		
1	STOJNA	IPE 200	S355J2	---	63,500	---		
Pos.	Název - rozměr	Polotovár	Material konečný/vychozí	T.O.	C.hmot.	H.hmot.	Číslo vykresu sestavy	Počet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.
cad 1	Datum / Date	Jmeno / Name						
Kreslil / Drawn by	24.05.2017	Marek Haviík						
Prezkoušel / Checked by								
Schválil / Approved by								
Index změny	Popis změny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:			

ISO 128	Tolerance / Tolerování	Soubor-model / ASM-file	---	Projekt / Project:	DP	Meritko / Scale	1:10	
ISO 8015	ISO 2768mK	Soubor-vykres / DRW-file	---	C.sestavy / Assembly No.	A002	Format	A2	
Název / Title				Rev.	Číslo vykresu / Drawing No.	P004		
RÁM I				0	P004			A2
				List / sheet no.	1	Počet listů / sheets	1	



Všechna práva vyhrazena / All rights reserved