

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**

**Fakulta strojní – Ústav přístrojové a řídicí techniky**



**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**Pohonná jednotka astronomického dalekohledu**

**2017**

**Miroslava Jirsová**

**Prohlášení o původnosti práce:**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracovala samostatně za odborného vedení vedoucího práce doc. Ing. Josefa Zichy, CSc. Veškeré podklady, ze kterých jsem čerpala, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

V Praze dne 4.1. 2017

A handwritten signature in cursive script, appearing to read 'Jirsová', written in black ink.

Vysoká škola: ČVUT v Praze

Pracoviště: Ústav přístrojové a řídicí techniky

Fakulta: strojní

Akademický rok: 2016/2017

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

pro:

**Mgr. Miroslavu JIRSOVOU**

obor: Přístrojová a řídicí technika

Název tématu:

**Pohonná jednotka astronomického dalekohledu**

Název anglicky:

Motion system for the astronomical telescope

*Zásady pro zpracování*

1. K doposud realizované části pohonu astronomického dalekohledu navrhnete pointační systém, jehož funkce se bude opírat o aplikaci pružných prvků
2. Otestujte pracovní rozsah navrženého pointačního systému
3. Navrhnete experiment, který potvrdí očekávané vlastnosti šestipaprskového kloubu

*Rozsah grafických prací:* dle pokynů vedoucího DP  
*Rozsah průvodní zprávy:* min. 50 stran, přílohy + výkresová dokumentace nového konstrukčního řešení  
*Seznam odborné literatury:* dle pokynů vedoucího DP

*Vedoucí diplomové práce:* doc. Ing. Josef Zicha, CSc.

*Datum zadání diplomové práce:* 26. 10. 2016

*Termín odevzdání diplomové práce:* 6. 1. 2017



doc. Ing. Jan Chyský, CSc.  
vedoucí ústavu



prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
děkan fakulty

V Praze dne: 24. 10. 2016

## **Poděkování**

Děkuji vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Josefu Zichovi, CSc., za přívětivé vedení, prof. RNDr. Miloslavu Druckmüllerovi, CSc., a Ing. Tomáši Chýlkovi za poskytnuté informace, Ing. Jaromíru Fumferovi a Ing. Martinu Lamrichovi za zaškolení do používání simulačních softwarů. Dále děkuji Ing. Janu Pelikánovi, Ph.D., a Ing. Martinu Nečasovi, Ph.D., za pomoc s nastavením inkrementálního čidla. Své rodině děkuji za trpělivost a podporu během studia.

# Obsah

1. Úvod .....	9
2 Teoretická část.....	11
2.1 Pozorování slunečních zatmění a zobrazování koróny .....	11
2.2 Astronomické montáže.....	18
2.2.1 Typy montáží.....	18
2.2.2 Pohony a převody .....	23
2.3 Mechanismy na bázi pružných prvků.....	29
2.3.1 Výhody a nevýhody použití .....	29
2.3.2 Základní typy pružných kloubů.....	31
2.3.3 Používané materiály a dimenzování.....	37
3 Praktická část.....	39
3.1. Popis sestavení pohonu .....	40
3.2 Návrh pointačního systému .....	44
3.2.1 Prověření původního návrhu .....	44
3.2.2 Nový návrh .....	49
3.2.3 Výpočet převodu .....	52
3.2.4 Pevnostní kontrola a ověření rozsahu pohybů.....	54
3.2.5 Popis jednotlivých vyráběných dílů .....	57
3.4 Experimenty .....	63
3.4.1 Ověření vypočteného rozsahu mechanismu a plynulost pohybu .....	63
3.4.2 Zjištění hystereze kinematického řetězce.....	66
3.4.3 Ověření tuhosti šestipaprskového kloubu .....	68
4 Závěr.....	71
Bibliografie.....	73
Příloha 1 Přehled úplných zatmění Slunce v letech 2012 až 2100.....	76
Příloha 2 Výkresová dokumentace.....	78

## **Abstrakt**

V diplomové práci je popsán návrh pointačního systému speciálního dalekohledu určeného pro fotografování sluneční koróny při úplném zatmění Slunce. Pointační systém má být schopen fungovat ve dvou režimech. Za prvé má umět diferenciálním pootočením korigovat nepřesnosti chodu již vyrobené mechaniky hlavního pohonu. Za druhé má umožnit plynulé sledování zatmělého slunečního disku po dobu až 7,5 minuty (maximální doba úplného zatmění Slunce) při zablokování hlavního pohonu.

V mechanismu je použito několik pružných prvků, především speciální šestipaprskový kloub, na kterém se realizuje diferenciální pootočení používané při pointaci. Důvodem jejich použití je snaha co nejvíce eliminovat pasivní odpory a vůle při použití malého počtu součástí, aby tak bylo dosaženo co nejpřesnějšího a nejplynulejšího chodu.

Součástí práce je rovněž několik experimentů ověřujících chování vyrobeného pointačního systému a charakteristiku šestipaprskového kloubu v kombinaci s přesným ložiskem se zkříženými válečky.

**Klíčová slova:** zatmění Slunce, dalekohledy, pointační systém, fotografování koróny, bezvůlové mechanismy, pružné členy;

## **Abstract**

The thesis describes a design of a guiding system of a special telescope for photographing the sun corona during a total solar eclipse. The guiding system should be able to work in two regimes. Firstly, it should be able to correct inaccuracies in the operation of the main drive. Secondly, it is to allow fluent tracking of the eclipsed sun disc for up to 7.5 minutes (maximum duration of a total solar eclipse) while the main drive is blocked.

There are several flexible parts used in the mechanism, especially a unique six-beam joint, by means of which the differential slewing motion is realized. The reason for using flexible hinges is a strive to eliminate passive resistance and clearances as much as possible while using small number of parts, so that the motion of the guiding system is as precise and as fluent as possible.

The thesis also includes several experiments that verify the behaviour of the guiding system and the characteristics of the six-beam joint in connection with a precise crossed roller bearing.

**Key words:** solar eclipse, telescopes, guiding system, photographing the sun corona, clearance-free mechanisms, flexure hinges;



## 1. Úvod

Úplné zatmění Slunce je zcela unikátním jevem, který na Zemi nastává přibližně jednou za 18 měsíců. Při této příležitosti se do oblasti nazývané pás totality široké maximálně 270 kilometrů, v níž Měsíc na několik málo minut zcela zakryje sluneční disk, sjíždějí amatérští astronomičtí nadšenci i početné vědecké expedice. Úplné sluneční zatmění je totiž jedinou příležitostí, kdy lze spatřit a vyfotografovat vnitřní část sluneční atmosféry neboli koróny.

Jde o slabě zářící vrstvu vysoce ionizovaného plazmatu kolem Slunce, v níž se odehrávají výrony hmoty a sluneční erupce. Za normálních okolností (mimo zatmění) není po rozptylu atmosférou světlo koróny detekovatelné, protože její vyzařování je zhruba milionkrát méně intenzivní než zář slunečního disku. Při zatmění Měsíc zastíní Slunce mimo zemskou atmosféru a zafunguje jako dokonalá přírodní clona, jejíž úhlová velikost je shodou okolností téměř totožná s úhlovou velikostí Slunce. Koróna se tak při zatmění ukáže celá a velmi zřetelně jako jasný přísvit kolem Slunce na jinak ztemnělé obloze.

V době mimo zatmění je sice možné korónu sledovat koronografy, které využívají k zastínění Slunce clonu (takzvaný umělý měsíc), tyto přístroje však kvůli ohybu světla na hranách clony dokáží zobrazit pouze svrchní vrstvy koróny. Přitom to nejpodstatnější – erupce a protuberance – se rodí právě v oblasti blízko Slunce. Fotografie koróny při zatměních jsou proto velmi vzácným artiklem. Přinášejí informace o procesech na Slunci a o chování plazmatu.

Aby mohli astronomové pořídit kvalitní snímky koróny při zatměních, potřebují objektivy s automaticky řízenou fotografickou technikou instalovat na astronomickou montáž, která dokáže plynule a přesně sledovat pohyb Slunce po dobu alespoň několika minut. Záměr vytvořit takové zařízení vznikl na Fakultě strojní ČVUT v roce 2006. Speciální sedmiobjektivový dalekohled s názvem Sedmihlavá saň navrhují postupně studenti Ústavu přístrojové a řídicí techniky v rámci diplomových a doktorandských prací. Víceobjektivový režim fotografování je vynucen vysokým dynamickým rozsahem sluneční koróny, který běžné detektory nedokážou pokrýt. Díky synchronní práci sedmi objektivů pod jedním řídicím systémem bude koróna fotografována při různých expozičních a složením snímků vznikne výsledný obraz, který pokryje dynamický rozsah a vyniknou na něm detaily a kontrasty, které by jinak zůstaly skryty. Podobně bude možné pořizovat a skládat snímky fotografované přes různé úzkopásmové filtry, a získávat tak podrobnější informace o složení koróny a dějích v ní probíhajících, z nichž řada nebyla dosud uspokojivě vysvětlena.

Svým dílem má ke konstrukci přístroje přispět i tato práce, jejímž cílem je finalizovat návrh mechaniky pointačního systému. Pointační systém je součástí pohonné jednotky a je určen

primárně ke korigování nepřesností hlavního pohonu montáže. Při klasickém sledování hvězd funguje pointační systém tak, že řídicí systém sleduje výraznou (pointační) hvězdu v blízkosti pozorovaného objektu, a pokud se její poloha odchýlí, koriguje směr tubusu do správné polohy. Bud' tím, že upraví otáčky motoru nebo kompenzuje natočení diferenciálním členem, například takovým, jaký je navrhován v této práci.

Pointační systém tohoto dalekohledu nebude fungovat pouze jako korekční člen, ale bude využitelný také přímo ke sledování. V režimu fotografování zatmění bude hlavní pohon zablokován a jeho úlohu převezme výhradně pointační systém, u něhož se díky využití pružných prvků a eliminaci vůlí předpokládá větší přesnost a plynulost pohybu. Navrhovaný pointační člen tedy musí umožnit takový rozsah, aby dokázal sledovat Slunce po celou dobu úplného zatmění, které trvá nejvýše sedm a půl minuty, většinou však mnohem méně. U předmětného dalekohledu nebude během přechodu Měsíce přes sluneční disk poloha pro pointaci stanovována dle pointační hvězdy, ale požadované natočení bude určováno dle času.

Navrhovaný mechanismus pohonu je jako celek zcela unikátním řešením. Finální návrh pointačního systému je podrobně popsán v praktické části práce. Rozsah mechanismu je ověřen jak teoreticky (výpočty a simulacemi za využití konečněprvkových metod) tak prakticky (experimenty na vyrobeném zařízení). Práce obsahuje simulace a pevnostní výpočty použitých pružných prvků. Její součástí jsou také experimenty ověřující chování mechanismu, především vlastnosti pružného šestipaprskového kloubu, jenž je v mechanismu použit. Přílohou je kompletní výkresová dokumentace, podle níž byly vyráběné díly zhotoveny.

## 2 Teoretická část

Teoretická část práce se dělí do tří kapitol. První se věnuje historii pozorování slunečních zatmění a zobrazování koróny. Druhá kapitola obsahuje rešerši problematiky používaných astronomických montáží a podává výčet nejčastěji používaných řešení pohonných jednotek. Důraz je přitom kladen na možnosti zvyšování přesnosti daných řešení. Protože navrhovaný pointační systém funguje na bázi pružných prvků, je třetí podkapitola teoretické části věnována problematice pružných kloubů.

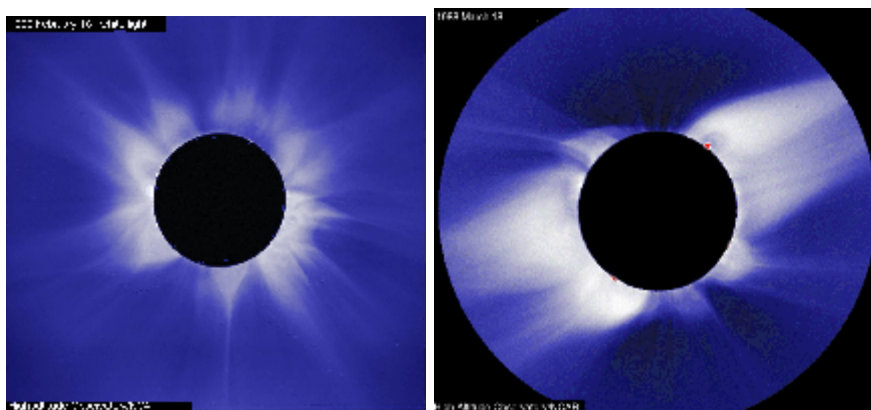
### 2.1 Pozorování slunečních zatmění a zobrazování koróny

Ačkoli první zmínky o pozorování sluneční koróny pocházejí již z 3. tisíciletí př. n. l. ze starověké Číny, proces jejího poznávání postupoval až do dvacátého století velmi pomalu. Expedice za zatměními začaly v 18. století a svého vrcholu dosáhly ve století devatenáctém [1]. Ještě v roce 1851, kdy byla v Königsbergu pořízena první fotografie slunečního zatmění, se vědci dohadovali, jaký je původ tajemného přisvitu kolem Slunce při zatmění. Mezi astronomy dlouho panoval názor, který formuloval v roce 1605 německý badatel Johannes Kepler, že koróna je atmosférou Měsíce, která se při průchodu přes Slunce zviditelní [2]. Až expedice v letech 1870 a 71 dokazovaly na snímcích pořízených ze vzájemně vzdálených míst, že koróna patří Slunci.

S nejpřesvědčivějším důkazem přišel v tomtéž roce francouzský badatel Pierre Jules César Janssen, který zpozoroval, že tvar koróny se mění v souvislosti se slunečním cyklem, který souvisí s množstvím slunečních skvrn. Zatímco v době největší aktivity je koróna středově souměrná – má „paprsky“ rovnoměrně jdoucí do všech směrů (viz Obrázek 1 vlevo), v době minima sluneční aktivity má tvar zcela jiný. „Paprsky“ jsou omezeny na zeměpisné délky mezi 45 stupněm severní šířky a 45 stupněm jižní šířky (viz Obrázek 1 vpravo). Jedenáctiletý sluneční cyklus objevil několik let před ním v roce 1843 německý astronom Samuel Heinrich Schwabe. Zjistil, že sluneční aktivita (respektive počet slunečních skvrn) není konstantní, ale mění se v zhruba jedenáctiletému cyklu. <sup>1</sup>

---

<sup>1</sup> Existují i kratší a delší cykly, které mohou být zodpovědné za doby ledové nebo globální oteplení planety. Na období nízké aktivity mezi lety 1645 až 1715 upozornil v druhé polovině devatenáctého století Edward Walter Maunder, který v Greenwichské observatoři instaloval ftoheliograf monitorující Slunce na denní bázi. Tato éra byla po něm pojmenována jako Maunderovo minimum a je též označované jako malá doba ledová. Přes intenzivní



**Obrázek 1** Zatmění slunečního zatmění z února roku 1980 (pořízeno v Indii) a března 1988 (Filipíny). Zatímco snímek vlevo ukazuje korónu v maximu aktivity Slunce, na obrázku vpravo je koróna ve stavu blízcím se minimální sluneční aktivitě. Srovnání převzato z [3].

V devatenáctém století přinášela nové informace o sluneční koróně především spektrografická pozorování. V roce 1868 bylo při zatmění například tímto způsobem v Indii objeveno hélium. O zajímavý vědecký omyl se o rok později postaral objev domnělého nového prvku původně pojmenovaného „korónium“, jehož skutečný původ se podařilo objasnit až o více než sedmdesát let později (v roce 1942). Zjistilo se totiž, že jde o 13 krát ionizované železo FeXIV. Jakkoli je teplota ve vakuu velice problematickým pojmem, objev ukázal, že teplota koróny je mnohem vyšší než teplota slunečního povrchu. Zatímco povrch Slunce má zhruba 5700 K, energie ionizovaných částic v koróně odpovídá až 2 milionům Kelvinů. Objev ukázal, že teplota nad povrchem Slunce prudce vzrůstá, což v té době nikdo nečekal [2].

Složitost struktur koróny ukazuje mnohem později vytvořený Obrázek 2. Je na něm snímek složený z fotografií pořizovaných přes pět různých úzkopásmových filtrů během slunečního zatmění 1. srpna 2008. Zeleno-modré oblasti odpovídají slunečním plynům o teplotě kolem 2 milionů Kelvinů (13x ionizované železo Fe XIV), zatímco červené oblasti odpovídají plynu o teplotě 1 milionu Kelvinů (9x ionizované železo Fe X). Jak je patrné, nejvyšší teploty se vyskytují v silně magneticky aktivních oblastech. Data byla získána v poušti Gobi v Číně týmem vedeným profesorkou Shadia Rifai Habbal působící na Astronomickém institutu Havajské univerzity a v Mongolsku týmem vedeným profesorem Miroslavem Druckmüllerem. Koróna má velmi nízkou hustotu, která by v pozemských podmínkách mohla být považována za kvalitní vakuum, v němž mohou vedle sebe koexistovat částice s velmi rozdílnou energií.

---

vědecký výzkum sluneční aktivity dosud nebyla zcela objasněna otázka, co je základem slunečních cyklů – jaké jevy sluneční aktivita odráží.

Mechanismus vzniku vysokoenergetických ionizovaných částic, které unikají z koróny do meziplanetárního prostoru, však dosud nebyl zcela objasněn.



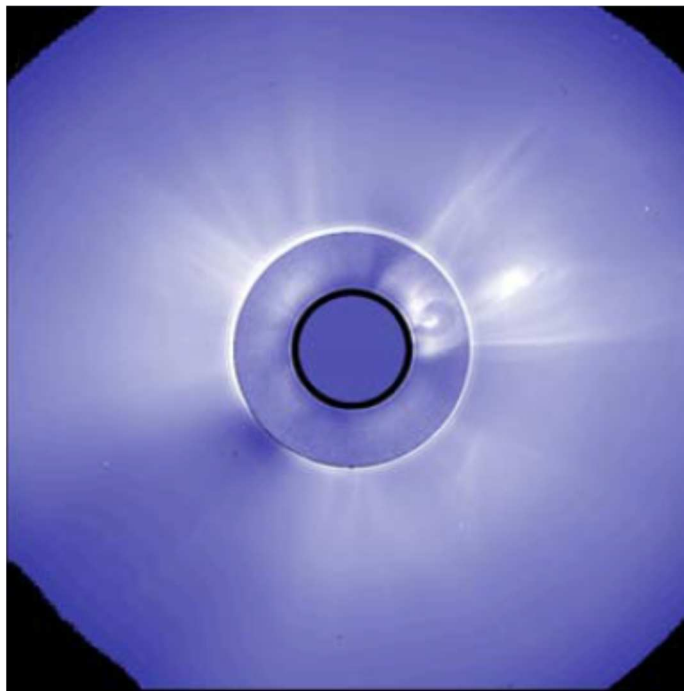
**Obrázek 2** Snímek složený z fotografií pořizované přes pět různých úzkopásmových filtrů během slunečního zatmění 1. srpna 2008. Zeleno-modré oblasti odpovídají slunečním plynům o teplotě kolem 2 milionů Kelvinů, zatímco červené oblasti odpovídají plynu o teplotě 1 milionu Kelvinů. Autoři snímku Shadia Rifai Habbal (Astronomický institut při Havajské univerzitě), Miroslav Druckmüller a Petr Aniol. Převzato z [4]

Skutečným průlomem v zobrazování koróny bylo sestrojení koronografu v roce 1930 francouzským astronomem Bernardem Lyotem. Od té doby bylo možné pozorovat a fotografovat sluneční koronu i mimo sluneční zatmění. Nevýhodou koronografů je, že nedokáží zobrazit vrstvy koróny blízké slunečnímu kotouči. K zastínění světla Slunce využívají clonu (takzvaný umělý měsíc). Na jejích hranách však dochází k difrakci a umělý měsíc tak musí být větší, než by bylo nezbytně nutné k zakrytí kotouče, kdyby k ohybu světla nedocházelo. Okraj clony je pak vlivem difrakce na snímcích deformován interferenčními kroužky.

Během dvacátého století zaznamenaly koronografy velký rozvoj. Významnou událostí bylo umístění koronografu SOHO (The Solar and Heliospheric Observatory) do libračního bodu na oběžnou dráhu v prosinci 1995. Tento koronograf od této doby sluneční aktivitu nepřetržitě monitoruje a přináší snímky slunečních erupcí. Dokáže sledovat korónu v bílém světle, avšak jen od rozměru dvou slunečních poloměrů od středu.

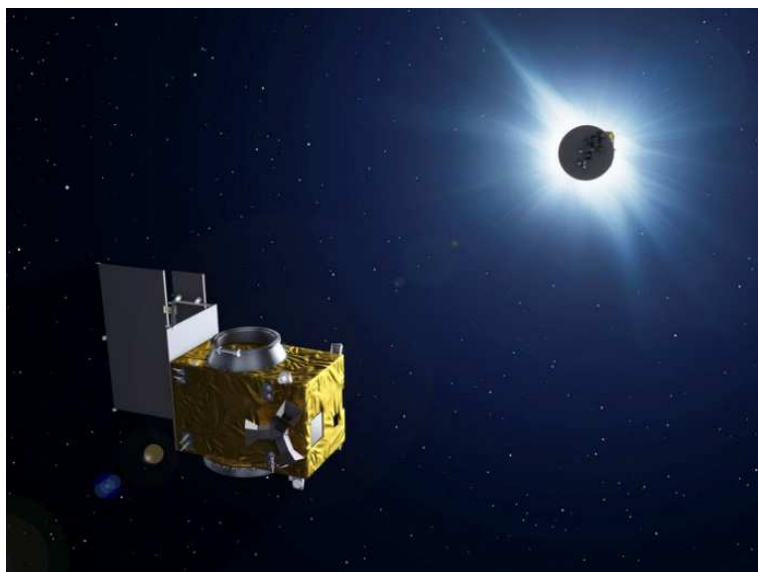
Pozemním koronografem s jedním z nejlepších výhledů na vnitřní koronu je Mauna Loa MK4, který dokáže zobrazit i oblast ve vzdálenosti zhruba 1.12 slunečního poloměru. Na snímcích (Obrázek 3) je však patrné, jak oblast blízko clony deformují interferenční kroužky.

Jeho umístění na havajském ostrově ve výšce přes 4000 metrů nad mořem zajišťuje poměrně nízký podíl rozptýleného světla.



**Obrázek 3** Složený snímek sluneční koróny z 2. srpna 2001. Snímek vnitřní části koróny pochází z korónografu MK4 a vnější část dodal korónograf z LASCO. Převzato z [5]

Řešením, které umožní minimalizovat negativní vliv ohybu světla, je využít clonu co největších rozměrů a umístit ji co nejdále od koronografu. V duchu této myšlenky proto v současnosti začaly vznikat projekty jako například belgická Proba-3 Evropské kosmické agentury (ESA), viz Obrázek 4. Jde o dva satelity, které mají letět koordinovaně vesmírem 150 metrů daleko od sebe tak, aby mohly dohromady fungovat jako koronograf. Jedna družice bude sloužit jako clona a na druhé bude pozorovací technika. Díky tomuto uspořádání imitujícímu zatmění Slunce by mohlo být reálné pozorovat velkou část vnitřní korony, dle plánu až do vzdálenosti až 0,04 slunečního poloměru od fotosféry. Tato mise má být spuštěna v roce 2018. Její úspěch závisí na mnoha faktorech, ale nejvíce na tom, jak přesně se bude dařit řízení vzájemné polohy obou družic vůči Slunci. V běhu jsou i jiné podobné projekty jako například StarTiger od Evropské vesmírné agentury (ESA). Zatím ale žádný z nich nebyl dokončen.



**Obrázek 4 Model vesmírné Sondy Proba 3, jeden satelit vzdálený od druhého 150 metrů má za úkol zastínit Slunce. Druhý pozoruje sluneční korónu. Převzato z [6]**

Při výzkumu dějů ve vnitřní části korony jsou proto vědci dosud odkázáni (alespoň v oblasti viditelného světla) na snímky ze slunečních zatmění. Vyfotografovat sluneční korónu je však jedním z nejobtížnějších úkolů astronomické fotografie. Jak již bylo zmíněno v úvodu, za normálních okolností není sluneční atmosféra pozorovatelná, protože její vyzařování je velmi slabé oproti slunečnímu disku. Pozorovateli na Zemi se ukáže pouze při úplném zatmění Slunce, a ačkoli je při této příležitosti okem snadno pozorovatelná, zachytit ji na fotografii už tak lehce nejde. Fotografům komplikuje situaci obrovský dynamický rozsah sluneční atmosféry, který činí zhruba šest řádů. To znamená, že vnitřní části koróny jsou oproti těm vnějším asi miliónkrát jasnější. Detektory takový rozsah pokrýt nedokáží, a proto při pokusu zachytit celou korónu jedním snímkem bude buď přesvícená vnitřní koróna, nebo nebudou patrné oblasti na kraji koróny.

Současné snímkování koróny na různé expozice a jejich skládání však přináší výsledky, jež dokáží zobrazit detaily a kontrasty, které lidské oko při pozorování zaznamenat neumí. O revoluci v zobrazování koróny se zasloužil významný český matematik a fotograf, profesor Miroslav Druckmüller, působící na brněnském Vysokém učení technickém. Vytvořil sérii matematických postupů a počítačových programů, které umožnily zobrazit Slunce tak, jak je ještě nikdo nepozoroval. Na jeho fotografiích vynikly dosud „neviditelné“ kontrasty, které předčí i pohled lidským okem (viz Obrázek 5). Snímky, které vytvořil, jsou známé po celém světě a byly otištěny v nejprestižnějších časopisech i encyklopediích.



**Obrázek 5 Úplné zatmění z 1. srpna 2008 v ruském Novosibirsku. Snímek vznikl složením 37 snímků s expoziční 1/250 s – 2 s. Sluneční aktivita je zde v rámci jedenáctiletého cyklu blízko svého minima. Převzato ze stránek Miroslava Druckmüllera [7].**

Profesor Miroslav Druckmüller pořádá expedice za slunečním zatměním pravidelně již léta a jeho cenné praktické informace jsou využity i v této práci. Při snímání koróny dnes využívá montáže firmy Astelco, například montáž NTM (New technology mount) 500. Jde o paralaktickou montáž německého typu se zabudovaným přímým motorem. Přesnost polohování přístroje při použití autoguideru dosahuje 0,3 úhlové vteřiny. Zpracováním obrazu a fotografování koróny se dnes zabývá také dcera profesora Druckmüllera Hana Druckmüllerová. Z odborníků z České republiky se pozorování Slunce věnuje a expedic za zatměními účastní také RNDr. Eva Marková, CSc., a její pracovníci působící na hvězdárně



v Úpici. Jedním z hlavních center, které rovněž pořádá výpravy za zatměním slunce, je Havajská univerzita v čele s profesorkou Shadia Rifaj Habbal působící na tamním Astronomickém institutu.



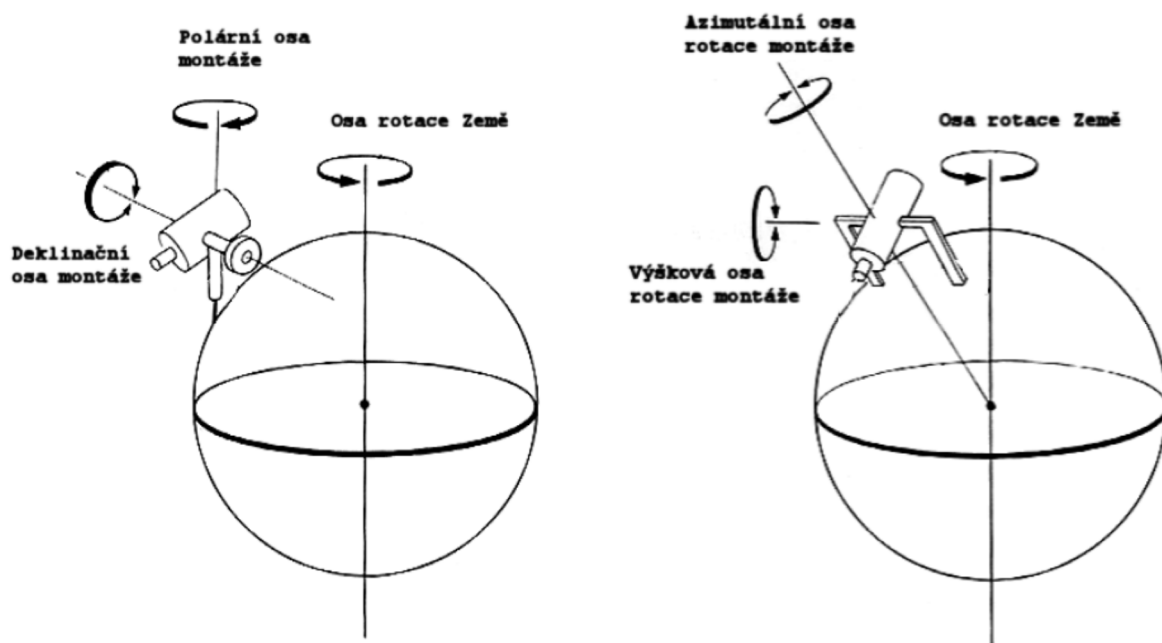
**Obrázek 6** Profesor Druckmüller na expedici v Mongolsku v roce 2008 s jedním z dalekohledů určených pro fotografování slunečního zatmění. Paralaktická montáž je osazena několika objektivy. Převzato ze stránek Miroslava Druckmüllera [7].

## 2.2 Astronomické montáže

Během slunečního zatmění se Země pootočí až o 1,9 úhlového stupně<sup>2</sup>. Sledovat a fotografovat zdánlivý sluneční pohyb přes dalekohled umožňuje astronomická montáž. Toto zařízení slouží primárně k tomu, aby bylo možné tubus dalekohledu namířit na kterékoli místo oblohy. Je-li opatřena pohonem, respektive několika pohony a řídicím systémem, nemusí uživatel zaměřovat ručně, ale spolehne se na automatické řízení, které zemskou rotaci kompenzuje samo a udrží sledované objekty v zorném poli.

### 2.2.1 Typy montáží

Existují dva základní typy montáží – paralaktická a altazimutální. Obě mají dvě osy. Základní rozdíl mezi nimi spočívá ve směru nastavení os montáže, jak ukazuje Obrázek 7.



Obrázek 7 Schéma nastavení os při paralaktické montáži (vlevo) a montáži altazimutální (vpravo). Obrázky převzaty z [8]

<sup>2</sup> Vypočteno pro maximálním trvání zatmění – 7 minut a 31 sekund.

**Paralaktická montáž**, zvaná též ekvatoriální, je jednodušší na řízení, ale konstrukčně složitější. Osa polární (hodinová) je nastavena tak, aby směřovala rovnoběžně s osou zemské rotace. V praxi to znamená, že svírá s vodorovnou rovinnou úhel rovný zeměpisné šířce místa pozorování. Na různých místech Země je tedy třeba ustavit na jiný sklon. Na severní polokouli udává přibližný směr severního pólu Polárka (Severka). Hřídel otáčející se kolem hodinové osy koná hlavní pohyb mechanismu. Druhá osa – deklinační – slouží k nastavení polohy hvězdy (deklinace) vzhledem k pólu otáčení. Rotace kolem hodinové osy neměnnou rychlostí rovnou jedné otáčky za den (respektive 23 hodin 56 minut a 4,1 sekundy) pak zajistí, že tubus bude přibližně sledovat zdánlivý pohyb vybraného nebeského objektu. Slovo přibližně je zde použito záměrně. Přesné zaměření totiž maří jednak výrobní nepřesnosti montáže a jednak vlivy atmosféry. Například při sledování oblastí nízko nad horizontem dochází ke zkreslení polohy způsobené refrakcí světla při průchodu atmosférou, které činí až polovinu úhlového stupně.<sup>3</sup> Paralaktická montáž je vhodná pro fotografování s delší expozicí, nedochází u ní totiž na rozdíl od montáže altazimutální k rotaci obrazu.

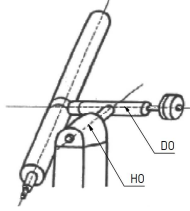
Jako koordináty pro sledování objektů se u paralaktické montáže používají termíny rektastenze a deklinace. Rektastenze se udává v úhlových hodinách a vyjadřuje polohu objektu na hodinové ose vzhledem k jarnímu bodu. Deklinace (označuje se řeckým znakem  $\delta$ ) udává úhlovou vzdálenost od světového rovníku. Hvězdy na rovníku mají tedy deklinaci rovnou nule, místo přesně nad severním pólem by mělo  $+90^\circ$  (Polárka má  $89,3^\circ$ ), nad jižním pólem potom  $-90^\circ$ .

Konstrukčních provedení paralaktické montáže je celá řada. Následující přehled (Obrázek 8) obsahuje základní typy konstrukcí.

---

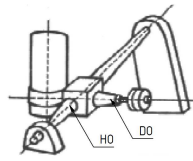
<sup>3</sup> Vlivem refrakce vidíme například hvězdy včetně Slunce na východě dříve, než se dostanou nad obzor. Stejný princip platí při jejich západu. Den je tedy vlastně ve skutečnosti delší, než by byl, kdyby Země neměla atmosféru. V České republice den tímto způsobem prodloužen přibližně o 8 až 12 minut. V polárních oblastech se prodlužuje výrazně více.

### NĚMECKÁ MONTÁŽ



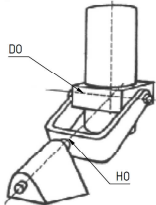
nesymetrická montáž, která vyžaduje, aby byl tubus dalekohledu vyvažován závažím. Lze namířit do kteréhokoli směru. Podle [4] se nejčastěji používá pro dlouhé tubusy refraktorů.

### ANGLICKÁ OSOVÁ MONTÁŽ



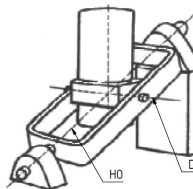
Lze namířit na kterékoli místo na obloze. Stejně jako německá je nesymetrická, proto vyžaduje použití protizávaží pro vyvážení hmotnosti tubusu dalekohledu.

### VIDLICOVÁ MONTÁŽ



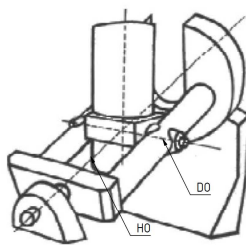
má jednodušší konstrukci než ostatní typy montáží a bývá lehčí. Celá váha tubusu je však nesena ložiskem unášejícím hodinovou osu. Vidlicová montáž pokryje rozsahem pohybu celou oblohu.

### ANGLICKÁ RÁMOVÁ MONTÁŽ



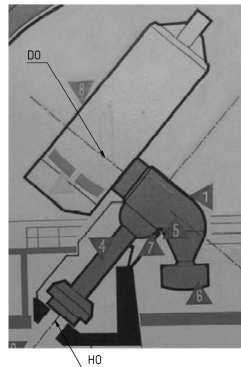
Jde o velmi robustní montáž. Je vhodná pro velké dalekohledy. Nedovoluje pozorování oblastí blízko světového pólu.

### RÁMOVÁ PODKOVOVÁ MONTÁŽ



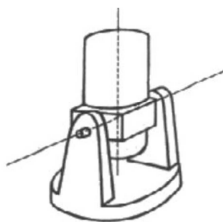
podobná anglické rámové montáži, ale severní ložisko má tvar podkovy. Dovoluje pozorování i v místech kolem pólu. Je použita na dalekohledu se zrcadlem o průměru 5,08 m na Mount Palomar v Kalifornii. Hmotnost pohybujících se částí je rovna 530 tunám.

### PODPŮRNÁ MONTÁŽ



montáž použitá například na ondřejovském dvoumetrovém dalekohledu. Obsahuje hydrostatické ložisko (označeno číslem 7), které nese 95% tíhy, pouze 5% připadá na dolní valivé ložisko. Hydrostatické ložisko je tvořeno částí kulové plochy podepřené dvěma polštáři uloženými na kulových vrchlících. Do komory je vhnán tlakový olej. Díky vhodné poloze závaží a ložiska je těžiště posunuto níže, což zlepšuje stabilitu dalekohledu.

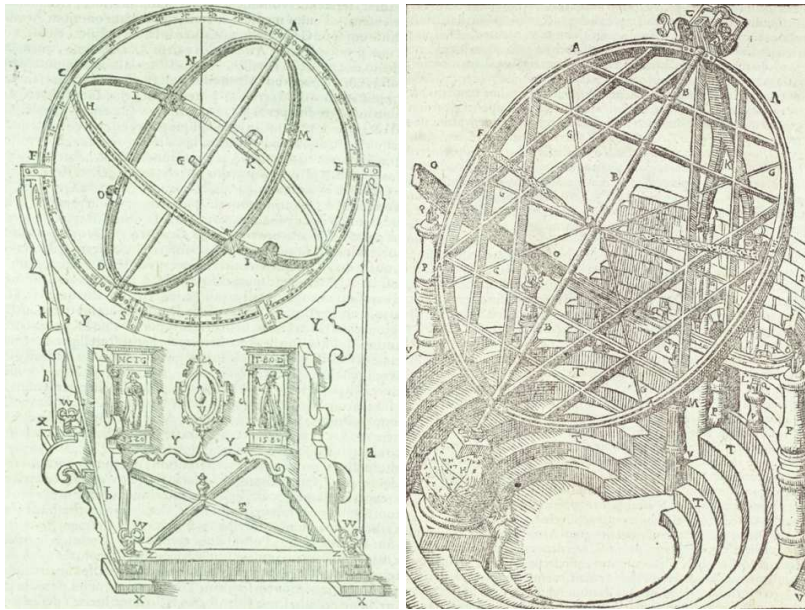
### ALTAZIMUTÁLNÍ MONTÁŽ



Jedna osa je svislá, druhá vodorovná. Používá se u většiny moderních dalekohledů. Vyžaduje současné řízení obou os. Jako souřadnice se používají pojmy výška a azimut označované jako obzorníkové souřadnice.

**Obrázek 8** Přehled používaných montáží. Prvních šest obrázků jsou montáže paralaktické, poslední je montáž altazimutální. Zkratka HO označuje hodinovou osu, DO označuje deklinační osu. Jednotlivé obrázky jsou převzaty z [9], informace o ondřejovském dalekohledu jsou převzaty z [10]

Základ pro moderní paralaktické montáže položil dánský astronom Tycho de Brahe, který své armilární sféry konstruoval s osou rovnoběžnou s vektorem zemské rotace. První armilární sféry vznikaly již ve 3. století př. n. l. Byly to přístroje sestavené z několika kruhů (prstenců), na nichž bylo možné znázorňovat pohyb nebeských těles, polohu rovníku a ekliptiky a dalších významných kružnic a bodů. Sloužily také k pozorování. První sféry měly montáž altazimutální, až Tycho de Brahe namířil směr jejich hlavní osy na pól (viz Obrázek 9).



**Obrázek 9** Paralaktické armilární sféry sestrojené dánským astronomem Tychonem de Brahe. Převzato z [9] a [11]

**Altazimutální montáž** je konstrukčně jednodušší ale složitější na řízení. Jedna osa je vždy svíslá, druhá vodorovná. Větší konstrukční jednoduchost oproti paralaktické montáži spočívá právě v tom, že nemá šikmou osu. Používá se u většiny velkých moderních astronomických dalekohledů. Vyžaduje současné řízení obou os, a to nestejnou a nestejnoměrnou proměnnou rychlostí. Výhodou je, že při instalaci na jiném místě zeměkoule nevyžaduje přenastavení os. S osou zemské rotace svírá úhel závislý na zeměpisné šířce místa pozorovatele. Altazimutální montáž se používá u většiny velkých moderních dalekohledů.

Jako souřadnice se používají pojmy výška a azimut (označované jako obzorníkové souřadnice). Azimut je úhel mezi severem a průmětem daného směru (pozorovaného vesmírného tělesa) na obzor (horizont). Jde tedy o úhel, který ve vodorovné rovině svírá daný směr pozorování se severem. Úhel se odečítá ve směru hodinových ručiček. Směr východní má tedy azimut  $90^\circ$ , jih  $180^\circ$  a západ  $270^\circ$ . Výška (altitude) je úhlová poloha hvězdy měřená od vodorovné roviny. Oproti paralaktické montáži je altazimutální montáž vhodná pro sledování objektů, které se nepohybují ve směru daném rotací Země, ale mají jinou trajektorii. Jde například o komety nebo satelity.

### **Speciální typy – hexapody, kulové klouby**

V praxi se objevují i speciální mechanismy na bázi hexapodů nebo kulových kloubů, které jsou konstrukčně relativně složité a vyžadující sofistikovaný systém řízení. Příkladem je montáž hexapodu AMiBA na meteorologické stanici Mauna Loa na Velkém ostrově na Havaji

nacházející se v nadmořské výšce 3400 metrů (Obrázek 10). Existují však i malé hexapodické montáže pro menší hvězdárny. Tyto montáže bývají přesné a rychlé.



**Obrázek 10** Montáž dalekohledu AMiBA. Převzato z [12]

Zajímavým řešením sférického pohybu je mechanismus nazvaný „Hexasphere“, který vzniknul na Ústavu Mechaniky, biomechaniky a mechatroniky ČVUT a byl schválen jako funkční prototyp. Zařízení bylo na půdě ČVUT využito pro návrh speciálního rychlého dalekohledu pro detekci gama záblesků (viz Obrázek 11), jehož mechanika umožňuje náklon v rozsahu až  $\pm 85^\circ$ . Hexasphere je přes šest kardanových kloubů uložen na kulovém kloubu. Oproti klasickému hexapodu, který umožňuje pohyb ve všech šesti stupních volnosti a natáčení v rozsahu  $\pm 40^\circ$ , dovoluje Hexasphere teoreticky naklonění až  $\pm 120^\circ$  za cenu ztráty tří stupňů volnosti (posuvy).



**Obrázek 11** Návrh montáže pro rychlý dalekohled určený pro sledování gama záblesků. Převzato z [13]

### 2.2.2 Pohony a převody

Astronomický dalekohled je zařízení extrémně náročné na přesné polohování. Pohyb je velmi pomalý, okem obtížně zachytitelný. Především při fotografování malých detailů při velkém přiblížení je třeba, aby dalekohled byl namířen velice přesně na sledovaný objekt a sledoval ho v čase. Pro dosažení vysoké přesnosti pohybu musí být celá mechanika vyrobena přesně, neobsahovat pokud možno žádné vůle, minimalizovat pasivní odpory (například hydrostatickými ložisky). Řízení by mělo být pohotové a přesné.

Nejstarší dalekohledy využívaly jako regulačního mechanismu hodinové stroje. Tyto přístroje byly zprvu poháněny pádem závaží (gravitační pohon), které bylo po nějakém čase vždy nutné znovu vyzvednout. První dalekohledy s hodinovými stroji vznikaly v 17. století. Jedním z prvních konstruktérů dalekohledu s hodinovým pohonem byl Joseph Fraunhofer, který je autorem Velkého dorpatského refraktoru s německou montáží. Některé dalekohledy té doby používaly jako regulační mechanismus kyvadla nebo setrvačníky. Až ve dvacátém století se pro pohon dalekohledů začaly využívat elektrické motory.

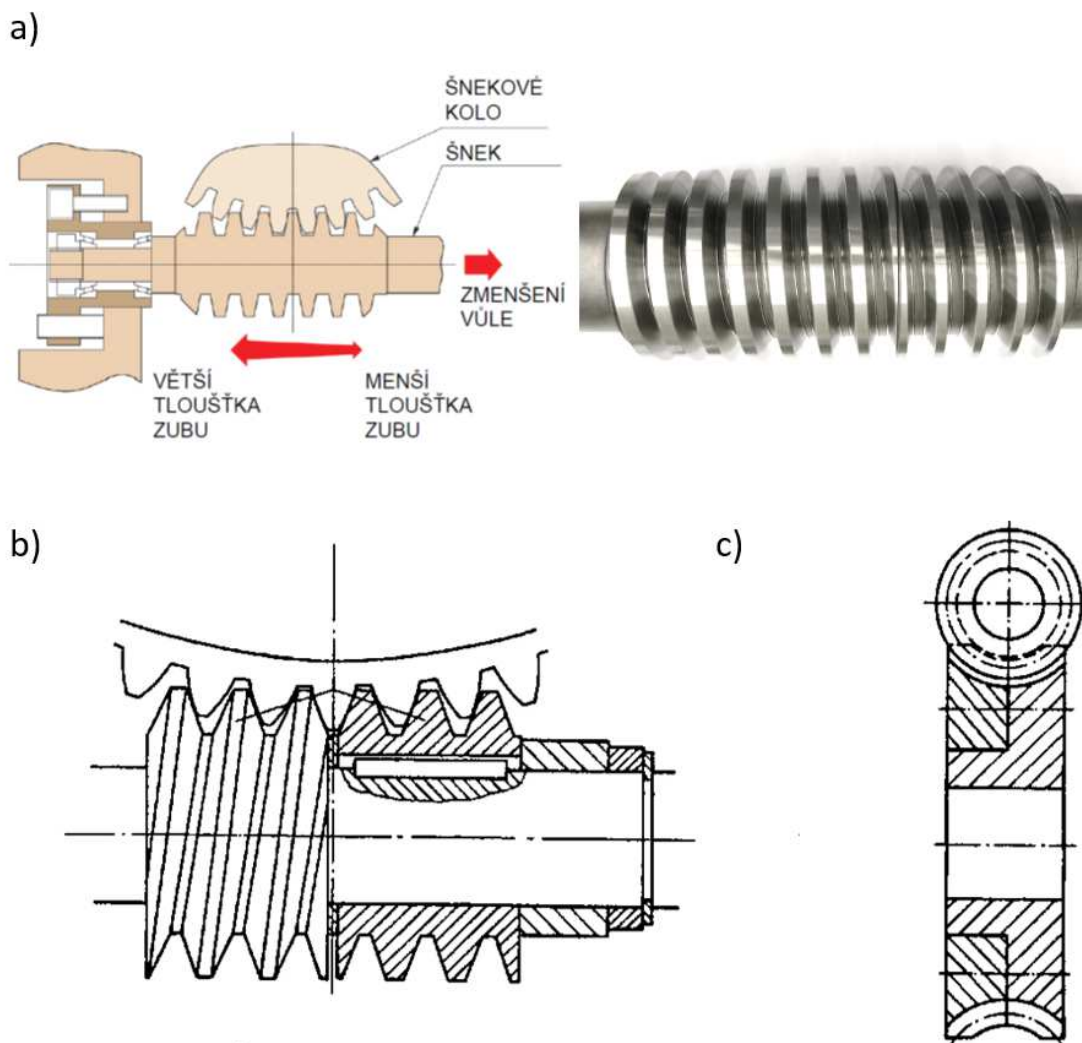
Zhruba do sedmdesátých let minulého století využívala většina dalekohledů spojení motoru se **šnekovým převodem** [14]. Šnekové převody se používají i dnes, a to na středních a menších profesionálních astronomických dalekohledech i na amatérských paralaktických dalekohledových montážích.

Spojení šneku a šnekového kola s velkým průměrem umožňuje dosáhnout vysokého převodového poměru, a tedy potřebného zpomalení otáček motoru. Nevýhodou je nízká účinnost, v literatuře se uvádí zhruba 15 % [14], vysoké pořizovací náklady (drahá výroba přesného ozubení) a vůle mezi zuby. Zásadním požadavkem je přesně vyrobený šnek i kolo.

Důležitým aspektem konstrukce dalekohledů se šnekovým převodem je způsob, jakým je v záběru zubů ozubených kol vymezena vůle. Jednou z nejstarších metod je využití závaží, které zajistí dosednutí zubů na jednu stranu. Je aplikována například u ondřejovského dvoumetrového dalekohledu, jehož montáž popisuje Obrázek 8. Závaží tohoto dalekohledu má hmotnost 27 tun, vlastní dalekohled přitom váží zhruba 33 tun. Tubus se zrcadlovým objektivem a dalšími částmi má dohromady 83 tun.

Několik dalších příkladů, jak se u šnekových převodů vymezuje vůle, naznačuje Obrázek 12. Jedním z nich je použití duplexního šneku, u něž se tloušťka zubů v axiálním směru postupně mění. Vůle v převodu se vymezuje posunováním šneku v axiálním směru (Obrázek 12a). Další možností je rozdělení šneku na dvě části. Vůle se vymezuje vzájemným posunem těchto částí v axiálním směru (Obrázek 12b). Ještě větší přesnosti se dá dosáhnout kombinací

globoidního kola a globoidního šneku. Na podobném principu pak funguje dělené globoidní kolo (Obrázek 12c). Zde se vůle vymezuje pootočením jednotlivých částí kola proti sobě. Využívá se také předepínání kol pružinami.

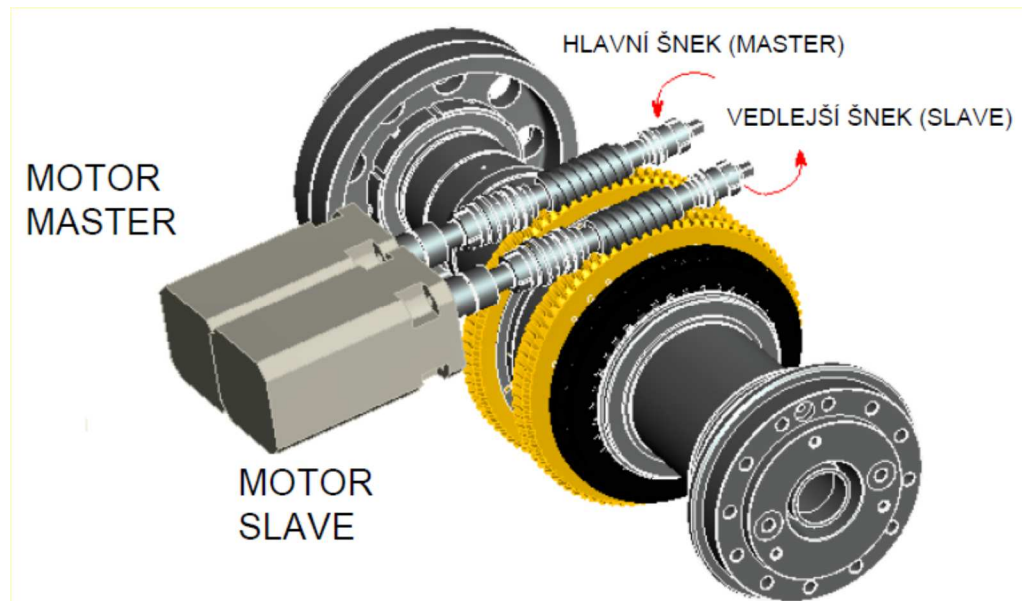


Obrázek 12 Příklady různých způsobů vymezení vůle ve šnekovém převodu. Obrázky převzaty z [15] a [16]

U větších astronomických montáží je běžně používán dvoušnekový mechanismus označovaný jako „master – slave“ Obrázek 13. Oba šneky jsou řízeny servomotory, které zabírají proti sobě. Hlavní šnek, který vede pohyb, bývá označován jako „master“. Druhý vedlejší šnek, označovaný jako „slave“, se opírá o opačné plochy zubů než master, vyvíjí moment opačného směru, a tím vymezuje vůli. Pokud je třeba změnit směr, převezme úlohu hlavního pohonu druhý šnek a první působí proti pohybu. V případě, že se dalekohled nemá hýbat, působí oba šneky stejným momentem proti sobě. Podobný systém byl použit například na 3,6 metrovém teleskopu ESO v Chile. Toto řešení je však poměrně drahé. Navíc u tohoto



způsobu vymezování vůle existuje nebezpečí rozkmitání systému, které je třeba při návrhu vzít v potaz.



Obrázek 13 Princip vymezení vůle dvěma šneky "master" a "slave". Převzato z [15]

Daný za snížení nebo odstranění vůle bývá zvýšené tření a následné opotřebení součástí a ztráty výkonu. Zpravidla se však jedná o relativně malé výkony, takže energetická bilance není rozhodující. U mazaných ozubení může být zdrojem vůle i olejový film mezi zuby.

Způsoby vymezování vůle v astronomických montážích se dosti podobají prostředkům používaných v konstrukci obráběcích strojů. V obou těchto oborech je totiž potřeba řídit pohyb velmi přesně a je nutný plynulý chod bez chvění. U astronomických dalekohledů (s výjimkou speciálních přístrojů určených pro detekci gama záblesků) je výhodou nízká dynamika systému.

Cheng, J. [14] uvádí, že se od šnekových převodů u montáží velkých optických dalekohledů a radioteleskopů začalo ustupovat v sedmdesátých letech, a to ve prospěch převodů s **přímými nebo šikmými zuby**. Přímé nebo šikmé zuby v převodovce mají vyšší účinnost (kolem 85 procent). Také u těchto převodů bývají zásadním problémem vůle mezi protilehlými zuby. Pokud se dalekohledem pouze plynule otáčí na jednu stranu, nemusí se projevit. Problém se však ukáže například při rozjezdu mechanismu, kdy zuby nejsou v záběru a vůle způsobí mrtvý chod při zahájení pohybu. Vůle se projevuje také v případě, že je potřeba zařízení zastavit nebo jím mírně pootočit na opačnou stranu, tedy využít zpětný chod. Mechanismu nějakou dobu trvá, než začne zabírat. Protože pointační pohyby bývají velmi malé, některé řídicí pokyny se pak vůbec neprojeví, protože požadované natočení bylo menší než vůle mezi zuby.

Dosednutí zubů se dá řešit podobnými nástroji jako u šnekových kol, tedy například malou nevyváhou nebo různými způsoby předepnutím převodu. Podobně jako u šnekových převodů se i zde v praxi využívá dvou proti sobě zabírajících ozubených kol, řízených jako master a slave (viz Obrázek 14). Kromě hnacího kola obsahuje převod ještě jedno kolo (pastorek), které zabírá na druhou stranu, než je směr otáčení, a vyvíjí potřebný reakční moment pro vymezení vůle.



**Obrázek 14** Provedení pohonu na bázi master a slave. Ukázka převodovky je z obráběcího stroje. Obrázek převzat z [17]

**Válečkové převody** zvané též **třecí pohony** (anglicky roller drive nebo také friction drives), které jsou používány pro velké, středně velké i malé montáže, mají výhodu hladkého chodu. Podle [14] nebo [18] bývají přesnější než převody s ozubenými koly. Obsahují hnací váleček, který je tlačěn proti ložisku dalekohledové osy (viz Obrázek 15). Velikost síly na váleček je dána jednak součinitelem tření a jednak tím, jaký moment je třeba pro pohon vyvinout. Moment je maximální při zrychlování na požadovanou rychlost otáčení. Tento typ pohonu (převodu) je zabudován například v osmimetrovém dalekohledu Gemini. Aby se ložisko nepoškodilo v případě proklouznutí, je třeba, aby váleček byl vyroben z měkčího materiálu než kroužek ložiska (například mosazi). Třecí motory potřebují vysokou kvalitu povrchu, což může být u velkorozměrových ložisek problém. Vždy mají excentrickou chybu a jsou obecně náchylné k proklouznutí [18]. Pokud není vzájemná poloha přesně ustavená, pohon „poskakuje“. Třecí pohony nepotřebují mazání.



**Obrázek 15** Typický třecí převod, který využívá firma DFM Engineering telescopes. Malý váleček a kolo s velkým průměrem zajistí vysoký převodový poměr. Mezi koly není mazání. Převzato z [18]

U velkých astronomických dalekohledů se dnes již téměř výhradně využívají **přímé, neboli prstencové motory** (anglicky označované jako torque motors nebo ring motors). Bývají vestavěny přímo do konstrukce přístroje a mohou tak významně zmenšit jeho zástavbové rozměry. K vnější konstrukci je zpravidla připevněn rotorový prstenec a proti němu jsou na rotoru upevněny permanentní magnety. Statorové vinutí obsahuje velký počet pólů. Prstencové motory dokáží vyvinout velký kroučící moment při malých otáčkách. Přímé motory neobsahují převody, není v nich tření, nedochází zde k slip-stick efektu. Nevýhodou je mírně trhavý pohyb daný nerovnoměrností vyvíjeného momentu <sup>4</sup> a především jejich vysoká cena.

Prstencové motory jsou vhodné pro pomalé pohyby, ale dokáží vyvinout velkou rychlost. Využitelné jsou tedy pro pozorování nebo fotografování gama záblesků, kdy je velmi důležitým faktorem schopnost rychle zareagovat a nastavit polohu odlišnou od původního směru během velmi krátké doby po obdržení signálu z řídicího systému. Přímé motory zaznamenaly od devadesátých let 20. století velký vývoj, používají se například u pohonů otočných stolů obráběcích center, kde nahrazují původní šnekové převody.

Velké astronomické dalekohledy se staví na zakázku a na konstrukci pracuje tým lidí. Konstrukcí velkých dalekohledů se zabývá například český rodák Tomáš Chýlek, který byl také konzultantem této diplomové práce. Nyní působí v Pasadeně v Kalifornii, kde se od ledna 2015 zabývá stavbou 30metrového teleskopu, jenž má být instalován na vrcholu Mauna Kea na Havaji.

Menší montáže je možné koupit jako hotový výrobek. Mezi největší a nejznámější firmy specializující se na menší astronomické montáže patří Celestron, Meade nebo Astelco.

---

<sup>4</sup> v anglické literatuře se používá termín „cogging“

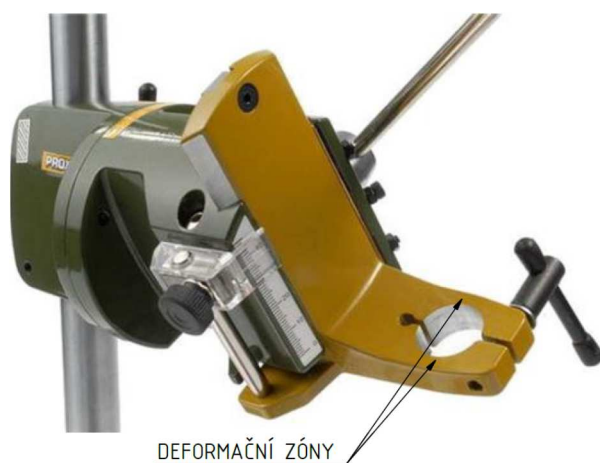
Veškeré výrobní nepřesnosti, například odchylky tloušťky a tvaru zubů na ozubeném kole nebo nepřesně usazená či vyrobená ložiska se negativně projeví na chodu montáže. Způsobí kolísavé odchylky od požadovaného pohybu, které bývají označovány jako periodické chyby. Pro jejich kompenzaci se využívá pointační systém a jeho součinnost s řídicím systémem. Pointační systém sleduje vybranou výraznou (pointační) hvězdu v blízkosti sledovaného objektu. Pokud se její poloha odchýlí od směru pozorování, řídicí systém koriguje odchylku tubusu do správné polohy. Většinou tím, že upraví otáčky motoru nebo kompenzuje natočení diferenciálním členem, například takovým, jaký je navrhován v praktické části této práce. Přesná pointace je důležitá především při fotografování s dlouhými expozicemi nebo dlouhou ohniskovou vzdáleností. Pro pointaci se v anglické literatuře používá pojem guiding. Dříve se pointovalo ručně, dnes již bývají pointační systémy automatické řízené počítačem (auto-guiding).

Při konstrukci dalekohledu je třeba se kromě přesnosti a plynulosti chodu zaměřit rovněž na tuhost celého zařízení. Teleskop musí být dostatečně tuhý, aby udržel přesný chod i při externích vlivech, jako jsou například poryvy větru. Rovněž musí být schopen si poradit s chvěním, ať už vznikajícím přímo v konstrukci dalekohledu (například v pohonné jednotce) nebo přicházejícím z vnějšího prostředí. V závislosti na účelu použití se mohou k požadavkům na montáž dalekohledu řadit také vysoká únosnost, tj. jak těžký rám s objektivy montáž unese, nízká hmotnost, zástavbové rozměry, skladnost, rozebíratelnost na díly, schopnost rychlého natočení na jiný pozorovaný objekt, snadná ruční ovladatelnost a podobně. Přenositelné montáže se musí také umět vyrovnat s nerovným povrchem terénu v místě instalace.

## 2.3 Mechanismy na bázi pružných prvků

Navrhovaný pointační systém bude obsahovat několik pružných prvků. Důvodem jejich použití je snaha o co největší přesnost a plynulost pohybu. Díky pružným kloubům je totiž možné z mechanismu odstranit vůle, které jeho přesnost snižují a vnášejí do systému neurčitost a malou opakovatelnost pohybů. Pružinový kloub je součástí obsahující poddajné (zeslabené) místo, v němž se při působení vnější síly materiál částečně podvolí, ohne se a tím se docílí požadovaného pohybu.

Jednoduché pružné klouby jsou již součástí běžné konstruktérské praxe. Vyskytují se v nejrůznějších úchytech, polohovacích zařízeních, měřicích přístrojích, bývají součástí běžně používaných užitných předmětů. Jako příklad může posloužit upínací objímka na vrtací brusku firmy Proxxon (viz Obrázek 16).



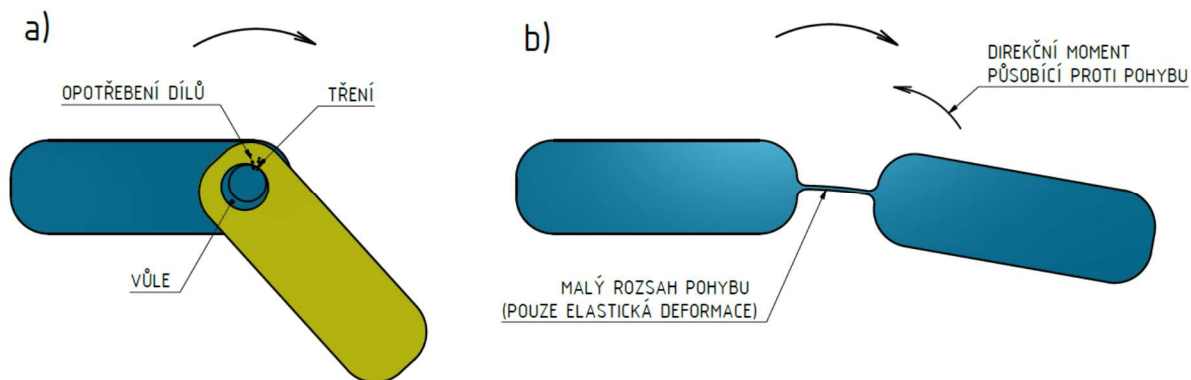
**Obrázek 16** Příklad běžně používaného pružného mechanismu – upínák na vrtací brusku Proxxon

### 2.3.1 Výhody a nevýhody použití

U běžného (nepružného) rotačního kloubu dochází při vzájemném pohybu mezi spojenými součástmi ke tření, které pak způsobuje opotřebení jednotlivých součástí a dochází dalšímu zvětšování vůle mezi jednotlivými členy. Chyby dané vůlemi a opotřebením se sčítají a vyústí ve zhoršenou přesnost celého kinematického řetězce a malou opakovatelnost pohybu.

Pokud není kloub mazán, vzniká mezi součástmi suché tření, které přináší další negativní jev – slip-stick efekt, který je dán tím, že součinitel tření je při nulové relativní rychlosti vyšší než součinitel tření v pohybu. Vlivem tohoto jevu nereagují mechanismy na silový impulz okamžitě, ale s malým zpožděním a při zahájení pohybu se objeví nežádoucí cuknutí. Tento jev

je možné omezit mazáním, díky němuž se suché tření změní na kapalinové, které slip-stick efekt nevykazuje.



**Obrázek 17 a) klasické provedení rotačního kloubu b) jednoduchý pružný kloub vyrobený z jednoho kusu materiálu**

V pružných kloubech se vůle ani tření nevyskytuje (pro srovnání viz Obrázek 17). Pohyb je tedy plynulý, netrhavý, na silový impulz kloub reaguje okamžitě a pokaždé stejně. Při používání nedochází k opotřebení. Kromě toho nepotřebují pružné klouby mazání a jsou prakticky bezúdržbové. Jsou necitlivé na znečištění a jejich činnost nijak neovlivní zanesení prachem. K výhodám se přidává také mnohdy elegantní a důmyslně vyhlížející design.

Naopak nevýhodou je především malý (konečný) rozsah pohybu, který je limitován dovoleným napětím použitého materiálu. Možné natočení jednoho kloubu dosahuje maximálně několika málo jednotek stupňů. Rozsah je možné zvětšovat řetězením těchto prvků. Tím se však mechanismy stávají složitějšími.

Aspektem se sporným přínosem je směrová síla nebo moment, který vzniká při pohybu pružného kloubu. Jde o reakční moment působící proti pohybu, který zvyšuje zatížení akčního členu. Tento moment je potřeba k realizaci pohybu „přetlačit“.

Popis pohybu při návrhu pružných kloubů komplikují také takzvané parazitní pohyby. Například kloub určený k otáčení kolem jedné osy může dovolit částečné natáčení i kolem osy k ní kolmé nebo posuv.

Jednoduché pružné klouby nemají přesně definované centrum rotace, respektive osa rotace se v průběhu pohybu posunuje. V anglické literatuře se tento jev označuje jako axis drift. Výhody a nevýhody pružných mechanismů jsou přehledně shrnuty v tabulce 1.

**Tabulka 1 Výhody a nevýhody pružných kloubů**

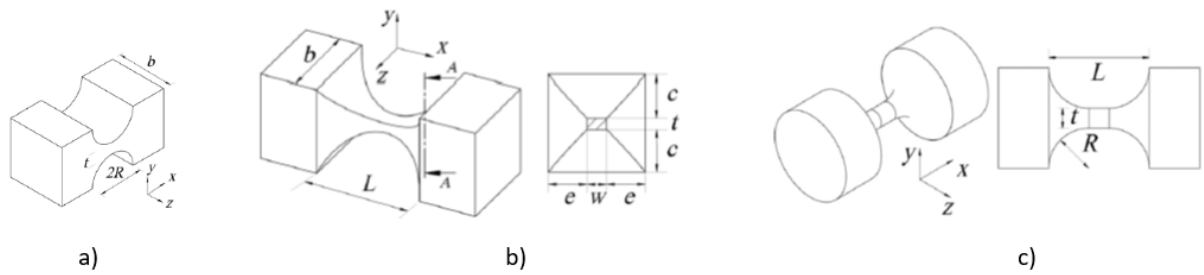
Výhody	Nevýhody
bez vůle	malý rozsah pohybu
bez mrtvého chodu	nelineární charakteristika pohybu
žádný slip-stick efekt	parazitní pohyby
bez ztrát a tření	citlivé na změny teplot
nepotřebují mazání	často nepoužitelné pro vyšší zatížení
kompaktnost	hystereze
relativně snadná výroba	nehodné pro křehké materiály
bezúdržbové	nutnost přesné výroby
možnost zmenšit počet dílů přístroje	direkční moment
	nebezpečí kmitání (nutná kontrola vlastní frekvence)

Rozšíření pružných mechanismů je dáno jednak rozvojem pokročilých počítačem řízených technologií výroby jako řezání laserem, vodním paprskem či elektrojiskrové obrábění (takzvaný drátořez), jednak proto, že v posledních dvou dekadách zažívají velký boom mikro- a nanotechnologie, kde je přesnost pohybů zcela zásadní a které by proto bez pružných součástí nemohly existovat. K rozvoji přispívají pokročilé možnosti simulace chování těchto součástí metodou konečných prvků a rozšíření simulačních programů mezi konstruktéry a vývojáře. Velký potenciál mohou přinést také současné technologie aditivní výroby.

### 2.3.2 Základní typy pružných kloubů

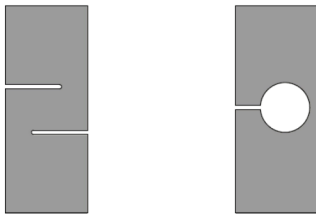
Základním prvkem pružného mechanismu je zeslabené místo, kolem kterého se jinak tuhá součást ohýbá. Tento prvek bývá v anglické literatuře označován jako „notch“. Většina pružných kloubů je primárně určena pro otáčení kolem jedné osy, na Obrázek 18a jde o osu z, ostatní pohyby jsou nežádoucí (parazitní). Tyto jednoduché klouby jsou označovány jako **jednoosé klouby** nebo též **2D klouby**.

Existují však také pružinové klouby umožňující pohyb ve více rovinách, jde o **dvou, nebo víceosé klouby**, bývají označovány také jako **3D klouby** (viz Obrázek 18b), které však vykazují větší parazitní pohyby. Kloub na obrázku se ohýbá především v ose z a y, díl v části obrázku c umožňuje sférický pohyb. Funkci víceosých kloubů lze nahradit kombinací několika jednoosých kloubů.



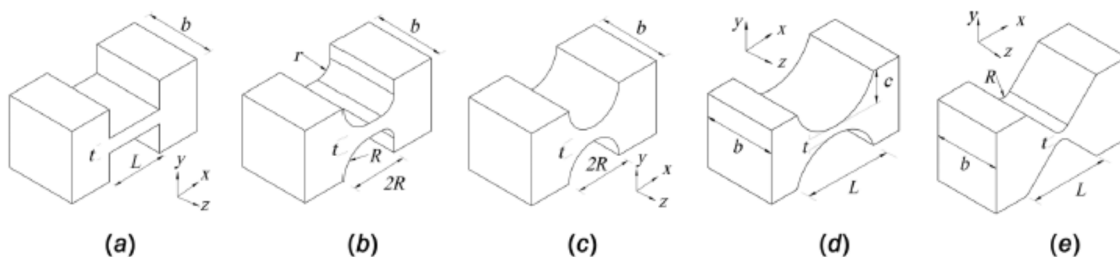
Obrázek 18 a) jednoosý kloub; b) dvojosý kloub; c) víceosý – sférický kloub. Převzato z [19]

Nejjednodušší pružné klouby je možné vytvořit dvěma zářezy nebo jedním zářezem do vyvrtaného otvoru (viz Obrázek 19). Tyto snadno vyrobitelné typy kloubů se však hodí pro malé pohyby. Pro větší se používají klouby s širším zeslabeným místem nebo ještě lépe planžety.



Obrázek 19 Jednoduché konstrukce pružných kloubů

Způsobů, jak vytvořit na součásti zeslabené místo, je více, teoreticky nekonečně mnoho. Mezi často uváděné patří půlkruhové a obdélníkové zeslabení. Díky dostupným technologiím laserového nebo elektro-obrábění je však možné navrhovat i tvary složitější, například eliptická, parabolická nebo hyperbolická zeslabená místa. V některých publikacích, například [20] nebo [19] jsou planžety považovány za druh zeslabení s velkou délkou a jsou označovány jako „corner filleted notches“ (tedy obdélníková vybrání se zaoblenými hranami). Pro základní přehled 2D kloubů viz Obrázek 20.



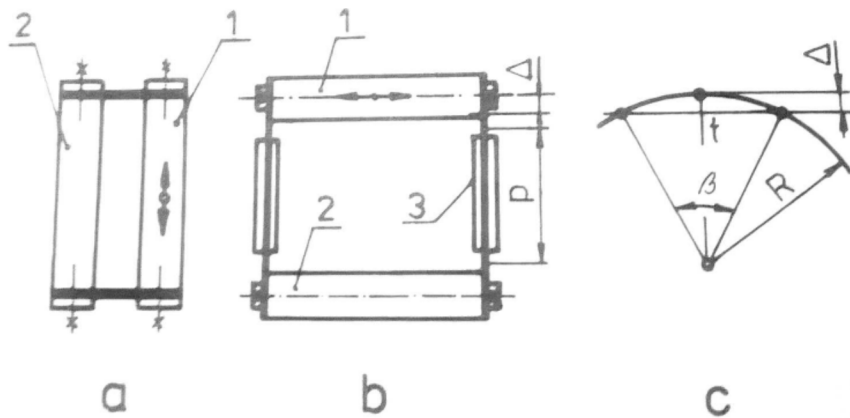
Obrázek 20 Základní druhy zeslabení pro dvourozměrný ohyb – a) obdélníkové (planžetové), b) obdélníkové se zaoblením, c) půlkruhové d) jiná křivka (například parabolické, eliptické, hyperbolické) e) V-tvar. Převzato z [19]

Obecně platí, že čím delší je zeslabené místo a čím má menší tloušťku, tím větší natočení kloub umožňuje. Největší rozsah z výše uvedeného přehledu mají planžety. Mohou být

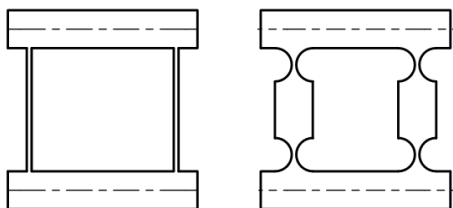


vyrobeny jako buď jako vybrání (tedy být součástí daného pružného prvku, vytvořené zeslabením jednoho identického kusu materiálu), nebo vyrobené z plechu zvlášť a ke zbytku mechanismu fixovány například šrouby přes příložku. Jsou-li však planžety k mechanismu uchyceny přes příložku, dochází při jejich používání k deformaci tvaru příložek na okrajích, takže funkční délka planžet se v průběhu provozu zvětšuje a mění se tak jejich celková tuhost – jsou stále více poddajné. Při navrhování planžet se proto doporučuje pro příložky velmi tvrdý materiál a výrazné sražení hrany příložky. Při vyrobení planžet z jednoho kusu k takovému jevu nedochází. Nevýhodou však může být menší pevnost dílu. Planžety totiž bývají z válcovaného plechu, který v namáhaném směru vykazuje větší pevnost díky příznivému nasměrování vláken materiálu než planžety vyrobené z jednoho kusu materiálu běžným obráběním, kde materiál není směrově zpevněn.

Kombinováním pružných kloubů nebo planžet je pak možné vytvořit součásti s nejrůznějšími možnostmi pohybu, například jednoduchý paralelogram vytvořený dvěma pružnými planžetami (Obrázek 21), případně čtyřmi zeslabeními (Obrázek 22), který umožňuje translační pohyb a mohl by být považován za přibližné přímé vedení. Přibližné proto, že zmíněný mechanismus kromě pohybu žádoucího pohybu (zde doleva-doprava) koná i parazitní posuv (zde nahoru-dolů). Kromě toho může docházet k natáčení tělesa 1.



**Obrázek 21** Pružinové rovnoběžníkové vedení (paralelogram). 1 – pohyblivá část, 2 – pevná část, 3 – příložky, převzato z [21]



**Obrázek 22** Další možná provedení paralelogramu

Odchylku od přímocárosti lze vyjádřit rovnicí:

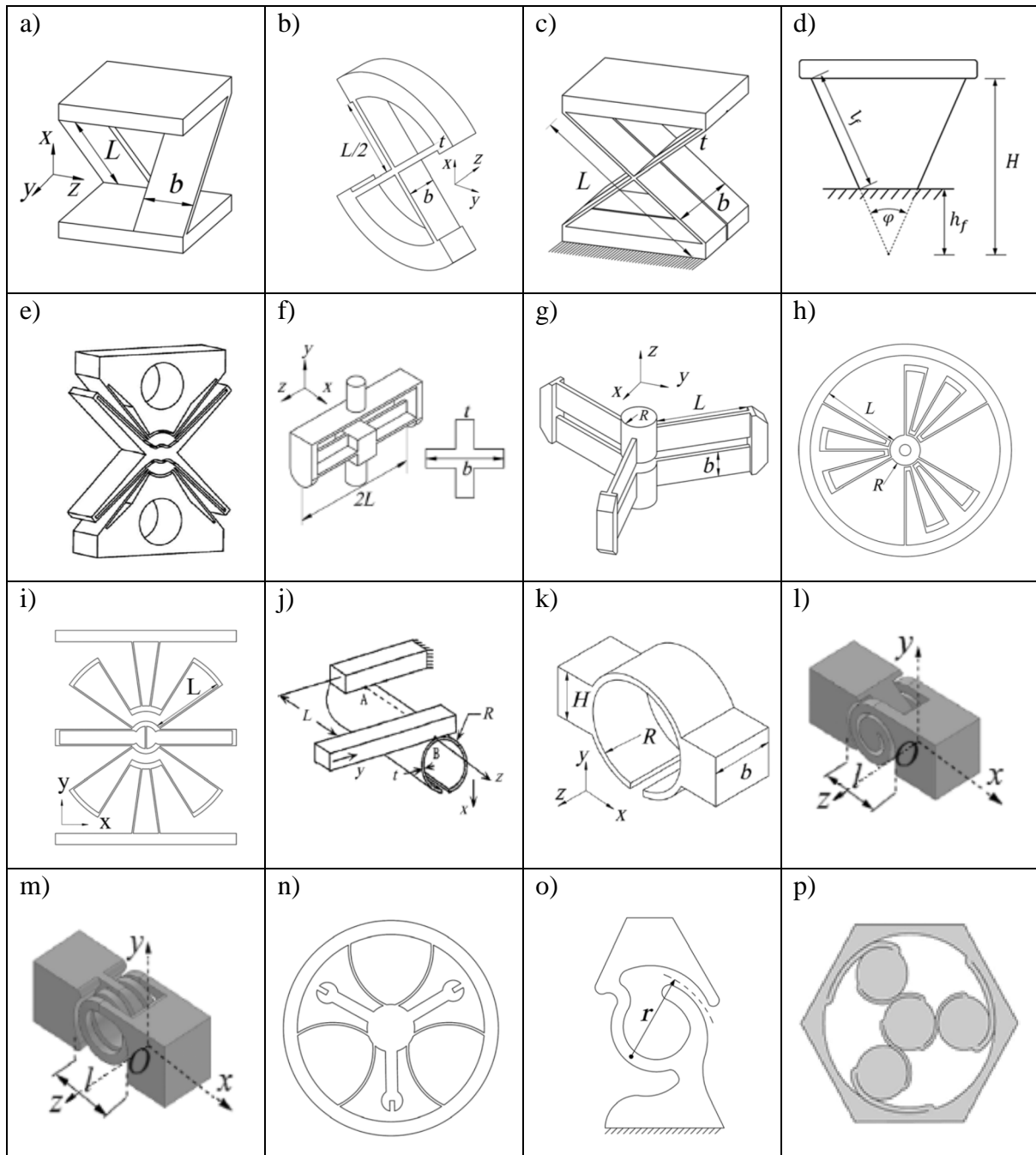
$$\Delta = R \left( 1 - \cos \frac{\beta}{2} \right)$$

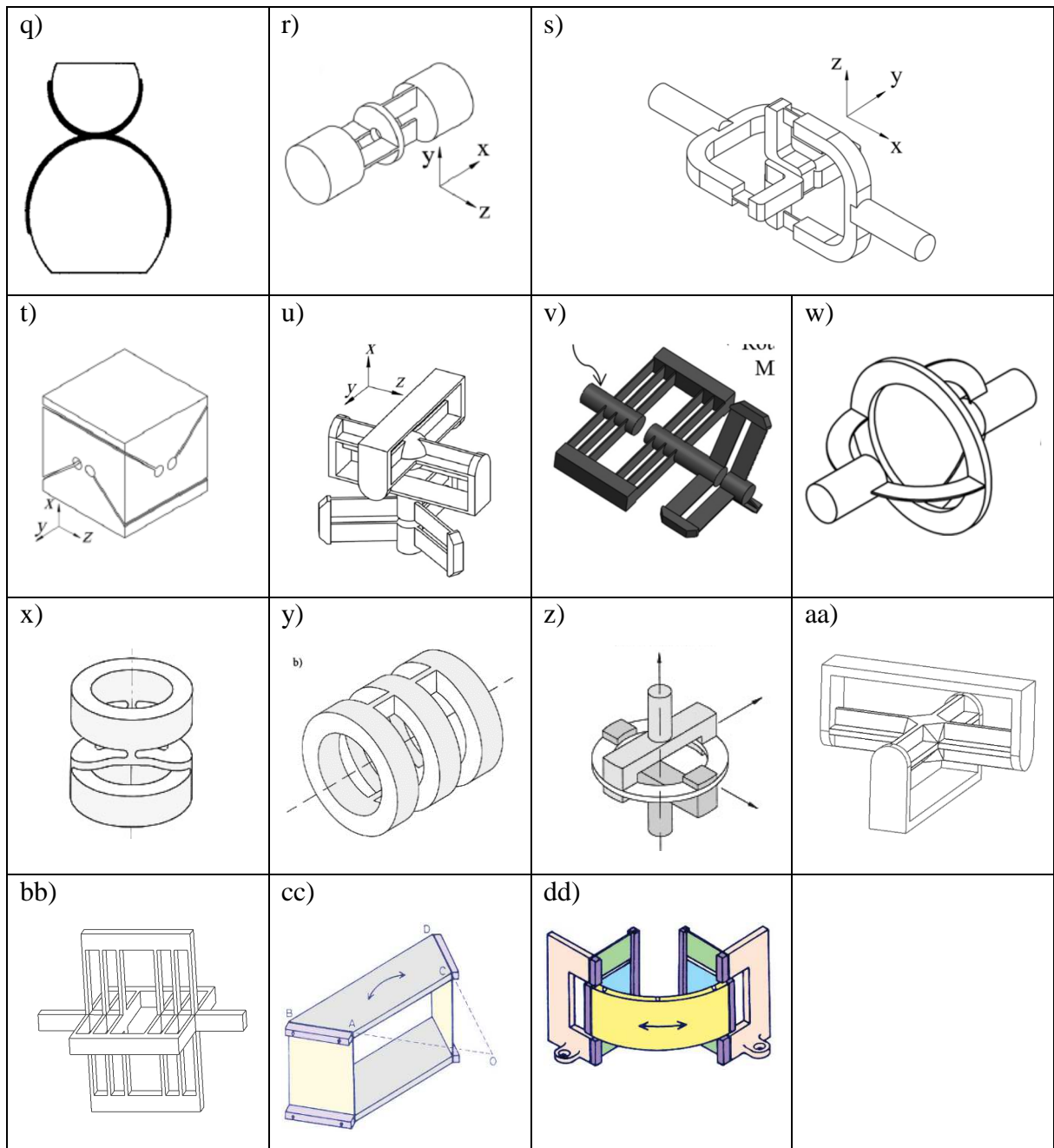
Protože však je úhel malý, Glézl et al [21] nahrazuje kosinus úhlu prvními dvěma členy cosinové řady a pak platí, že:

$$\Delta = R \left( 1 - 1 + \frac{1}{2} \left( \frac{\beta}{2} \right)^2 \right) = \frac{R}{8} \frac{t^2}{R^2} = \frac{t^2}{8R}$$

Na následujících dvou stranách (Obrázek 23) jsou uvedeny příklady dalších složitějších součástí vznikajících řetězením jednoduchých kloubů dovolující rozmanitější pohyby. Nákresy jsou převzaty z publikací [19] a [22] a [23]. Klouby a) – d): slouží primárně k přibližně rotačnímu pohybu kolem osy z, dovolují rovněž relativně velký posuv v ose y; e) se označuje jako butterfly pivot – má velký rozsah pro natočení podle osy z a posuv v ose y a ose z; f) a g) dovolují velký rozsah pro natočení v ose z, posuvy v ose y a x; klouby h) až n) rovněž slouží primárně k natočení kolem osy z; o) až q) slouží k rotaci kolem osy rovnoběžné se směrem pohledu; r) až t) umožňují natočení kolem y a z; u) až dd) představují další typy pružných kloubů umožňující komplexní pohyby.

K rozšíření sortimentu pružných kloubů mohou v budoucnu významně přispět současné technologie aditivní výroby.





Obrázek 23 Příklady složitějších pružných prvků. Nákrsky převzaty z publikací [19] a [22] a [23]

### 2.3.3 Používané materiály a dimenzování

Typickými materiály používanými pro výrobu pružných kloubů jsou pružinová ocel, beryliový bronz, titan, dural a karbon a rovněž nerezová ocel. Jak uvádí Bodreau [24], jedním z kritérií při porovnávání vhodnosti materiálů je příznivý poměr meze kluzu a Youngovým modulem pružnosti ( $R_e/E$ ).

V některých aplikacích je významným parametrem koeficient útlumu, který je mimo jiné zodpovědný za hysterizi v materiálu. Čím je nižší, tím lepší jsou pružinové vlastnosti materiálu. Právě beryliový bronz vykazuje velmi malou hysterizi například oproti nerezové oceli, zároveň má vysokou mez kluzu a není magnetický. Proto je na pružné klouby oblíben, i přes svoji vysokou cenu. Z hlediska hysterize a koeficientu útlumu je ideálním materiálem tavný křemen, který je používán například pro výrobu bourdonových per.

Důležitým kritériem je také odolnost proti korozi. Některé materiály s vhodnými pevnostními vlastnostmi (například pružinová ocel) nejsou vhodné pro použití v korozních prostředích, proto je někdy nutné volit materiál s dobrou odolností na úkor pevnostních či pružinových vlastností – typicky nerezovou ocel nebo dural.

Pružné klouby bývají nejnáchylnějšími částmi přístrojů. Obsahují koncentrátoři napětí, a je tedy nezbytné je podrobit pevnostnímu výpočtu – spočítat maximální napětí a zhodnotit, ve kterých oblastech a na jak velké ploše vzniká.

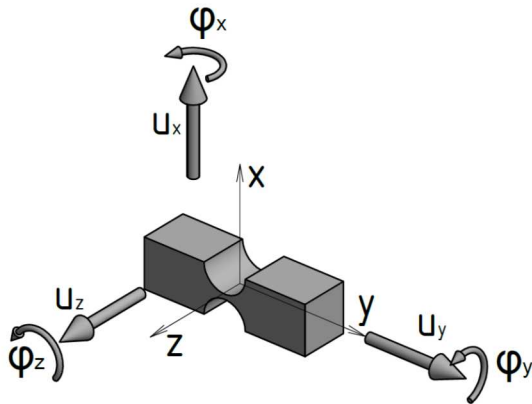
Pokud jsou pružné části používány často a mají vydržet neomezený počet cyklů (v technické praxi to obvykle znamená více než  $10^6$  cyklů), bývají dimenzovány tak, aby maximální napětí v nich bylo menší, než je mez únavy daného materiálu. Dle [25] dosahuje mez únavy kovových materiálů zhruba třetiny meze kluzu. Obecně lepší únavové vlastnosti mají oceli oproti například hliníkovým slitinám.

Značná část odborné literatury zabývající se tématem pružných kloubů se věnuje jejich analytickým pevnostním výpočtům.

Bývají posuzovány především z hlediska:

- rozsahu pohybu (o jaký úhel se může kloub v požadovaném směru natočit, než dosáhne dovoleného napětí). Rozsah je determinován jednak tvarem zeslabeného místa a jednak použitým materiálem
- tuhosti kloubu v žádoucím směru/žádoucích směrech (například natočení  $\varphi_z$  – viz Obrázek 24)
- poddajnosti v nežádoucích směrech, tedy náchylnosti k parazitním pohybům (například natočení  $\varphi_x$  – viz Obrázek 24)

Výpočty všech tří výše zmíněných vlastností pro klouby s různými tvary zeslabení, různé vektory natočení a posuvu (viz Obrázek 24) uvádí velmi podrobně například Nicolae Lobontiu [20]. Jde však o velmi rozsáhlé vzorce, a tato práce se jim věnovat nebude.



**Obrázek 24** Stupně volnosti pružného kloubu. U předmětného pružného kloubu je žádoucí natočení v ose z ( $\varphi_z$ ), ostatní natočení jsou považovány za parazitní

Tvar pružných kloubů by měl být navržen tak, aby přechod mezi tuhou a poddajnou částí byl pozvolný. Proto je například u planžetových členů vhodné použít jako přechod rádius, jinak v oblasti přechodu vzniká koncentrátor napětí, který má negativní vliv na životnost součásti. Dle [26] platí pro planžety pravidlo, že poměr jejich tloušťky a délky by se měl pohybovat mezi 0,02 až 1. Matematicky vyjádřeno tedy:  $0,02 \leq t/l \leq 1$ . Štíhlé a dlouhé planžety, které jsou namáhány tlakem v podélném směru, by měly být kontrolovány na vzpěr.

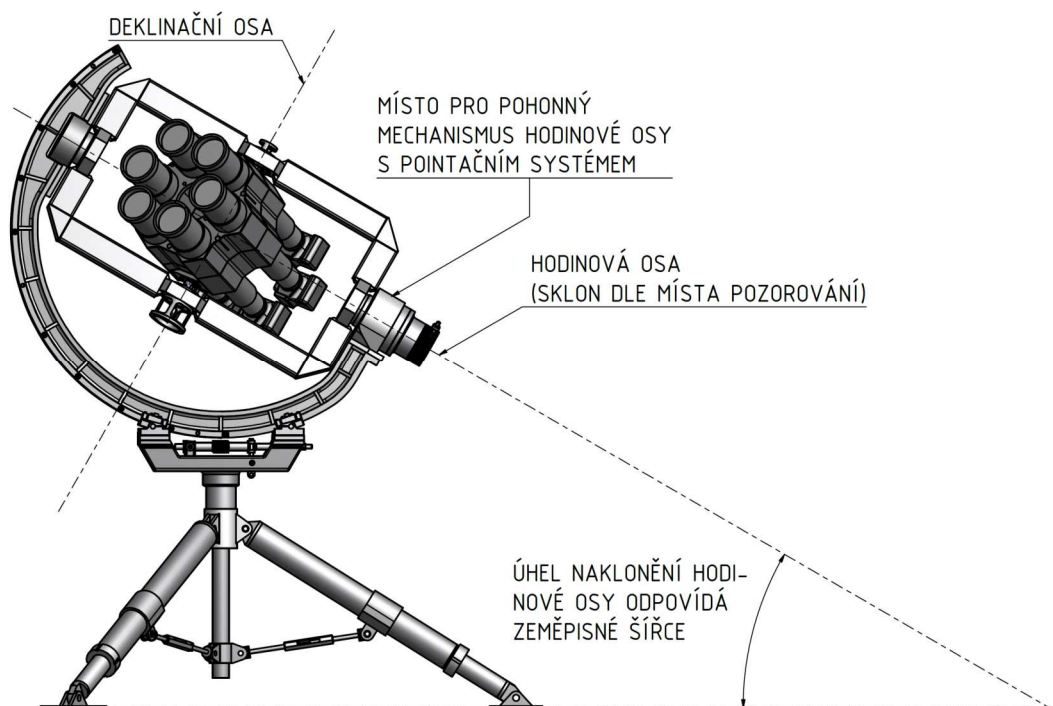
Protože pružné mechanismy bývají tvarově složité, jejich namáhání bývá simulováno v softwarech využívajících metody konečných prvků. V oblasti koncentrátorů napětí by modely součástí měly mít velmi hustou síť uzlů (mesh), aby byla simulace dostatečně prokazatelná.

### 3 Praktická část

Navrhovaný pointační mechanismus sedmiobjektivového dalekohledu pro sledování slunečních zatmění je součástí projektu s názvem Sedmihlavá saň, jehož realizace byla na Fakultě strojní zahájena již v roce 2006. Návrh navazuje na konstrukční řešení bývalých studentů a doktorandů. Základní koncept celého pohonného systému byl položen již v začátcích projektu. V jeho průběhu byl navržen a vyroben hlavní pohon, ovšem s chybějícím uchycením motoru k rámu. Byla rovněž načrtnuta první koncepční varianta návrhu pro pointační člen. Cílem této práce je předcházející řešení pointačního mechanismu optimalizovat, návrh prověřit z pevnostního hlediska a vytvořit kompletní výrobní dokumentaci schválenou výrobní firmou.

Úkolem pointačního mechanismu je jednak kompenzovat zbytkového chyby hlavního pohonu na základě údajů z inkrementálního rotačního čidla. Jednak má být použitelný přímo ke sledování zatmění Slunce bez účasti hlavního pohonu, jak bude popsáno v následující podkapitole.

Navrhovaný pointační systém se podařilo vyrobit, a proto je součástí práce několik experimentů ověřujících jeho chování. Zvláštní část je pak věnována chování speciálního šestipaprskového kloubu, který je v mechanismu použit v kombinaci s přesným ložiskem se zkříženými válečky. Výrobní výkresy pointačního systému jsou v příloze 2.



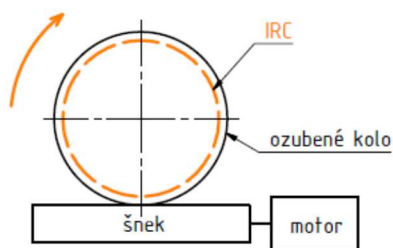
Obrázek 25 Jedna z variant celkového sestavení dalekohledu navržená Davidem Šestákem, 3D model převzat z [27]

### 3.1. Popis sestavení pohonu

Montáž předmětného dalekohledu je plánována jako paralaktická. Důvodem je především fakt, že paralaktická montáž nezpůsobuje rotaci obrazu, jako je tomu u montáže altazimutální. Řízeno je tedy otáčení hodinové osy směrované rovnoběžně s vektorem zemské rotace. Jednu z variant celkového sestavení dalekohledu vymodelovanou Davidem Šestákem ukazuje Obrázek 25. Navrhovaný dalekohled bude umožňovat tři režimy práce:

#### a. Základní hodinový pohyb

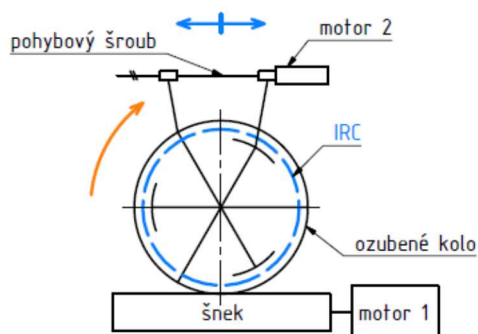
Pro běžné pozorování je možné využívat pouze hlavní pohon (Obrázek 26). Korekční člen může být demontován. V tomto režimu sledování je třeba zajistit, aby se mechanismus otočil o jednu otáčku za 23 hodin, 56 minut a 4,1 sekundy. Polohování dalekohledu vyžaduje velkou přesnost, proto je nutné regulovat otáčky motoru dle zpětné vazby z inkrementálního čidla.



Obrázek 26 Schéma pohonu v základním režimu s využitím inkrementálního rotačního čidla

#### b. Základní pohyb s možností pointace

V tomto režimu udává základní pohyb dalekohledu servomotor (hlavní pohon), pointaci do systému vnášíme diferenciálním mechanismem – navrhovaným pointačním členem (Obrázek 27). Tento člen přispívá k otáčení základního pohonu drobnými změnami. Je řízen zpětnovazebně a poslouží k přesnému zaměření pozorovaného objektu a korigování nepřesností v chodu hlavního pohonu.

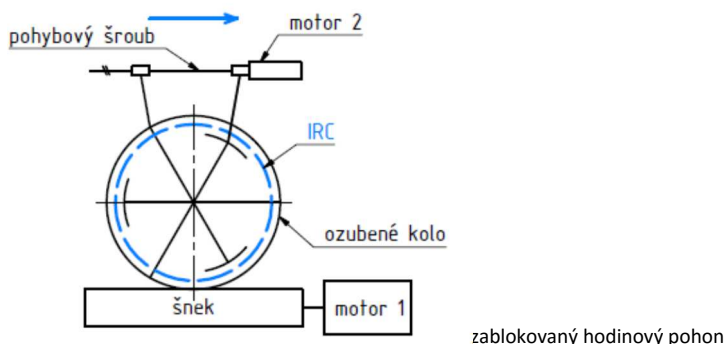


Obrázek 27 Schéma pohonu s možností pointace



### c. Režim fotografování zatmění

Na dobu pozorování zatmění Slunce je hlavní motor vypnut, šnek zablokován a k pohybu slouží pouze pointační systém (Obrázek 28). Předpokládá se u něj přesnější a plynulejší chod než u hlavního pohonu, protože jeho funkce se opírá o použití pružných prvků bez vůlí a s nízkými pasivními odpory. Inkrementální čidlo slouží jako zdroj zpětnovazebního signálu.



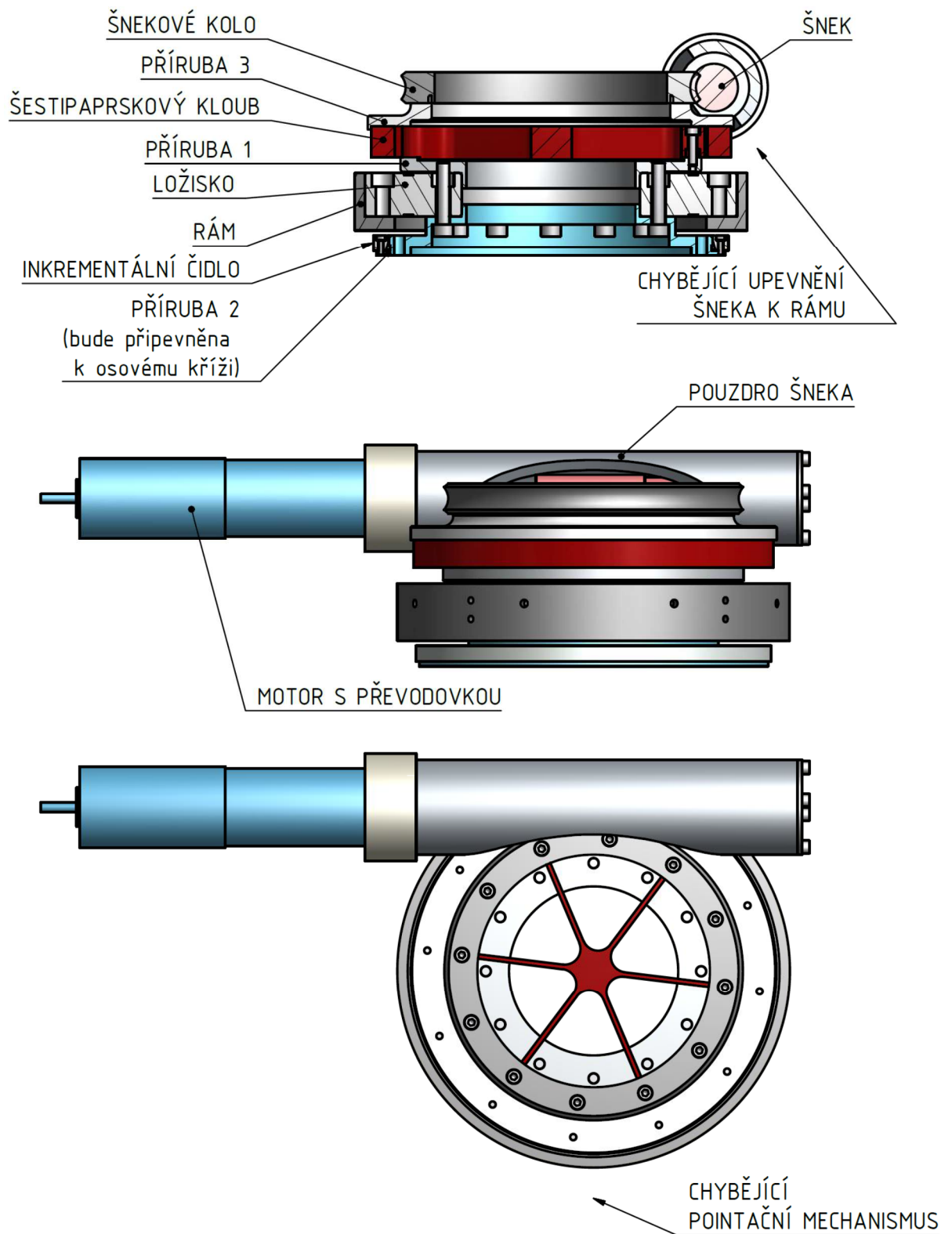
Obrázek 28 Schéma pohonu v režimu fotografování zatmění

Pointační mechanismus by měl být schopen sledovat pohyb Slunce po dobu až 7 minut a 31 sekund. Jde o teoretické maximální možné trvání slunečního zatmění. Za tuto dobu se Země vůči Slunci natočí o 1,88 stupně. V následujících 10 letech bude však většina zatmění trvat kolem čtyř minut nebo méně. Podle profesora Miroslava Druckmüllera je optimální, aby pointační člen udržel přesnost 0,5 úhlové vteřiny po celou dobu trvání zatmění. Taková přesnost umožní snadné skládání snímků v počítači bez nutnosti snímky sesazovat matematicky. Dostačující přesnost je pak 0,5 úhlové vteřiny za 15 sekund<sup>5</sup>. Tento interval odpovídá maximální době expozice snímku.

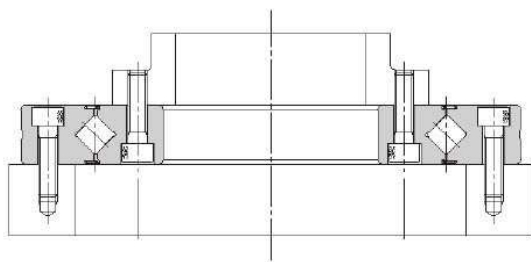
Většina dílů pro základní – hlavní – pohon byla navržena a vyrobena již před zadáním této diplomní práce. Schéma mechanismu základního pohonu s již vyrobenými díly ukazuje Obrázek 29. Vstupním členem pohybového řetězce je stejnosměrný motor připevněný k rámu, výstupem je otáčivý pohyb příruby 2 připevněné k osovému kříži.

Krouticí moment motoru Papst BCI 5230 je přes převodovku Zeitlauf PGN 50.2 přenášen šnekem na ozubené kolo. Toto kolo je přes přírubu 3 připevněno k vnějšímu kroužku šestipaprskového kloubu, jehož kotvičky jsou z druhé strany připevněny k přírubě 1 pevně spojené s velmi přesným ložiskem THK typ RU 178 (G) se zkříženými válečky ve zvýšené přesnosti (řez ložiskem ukazuje Obrázek 30).

<sup>5</sup> Údaje o potřebné přesnosti získány na základě sdělení profesora Miroslava Druckmüllera

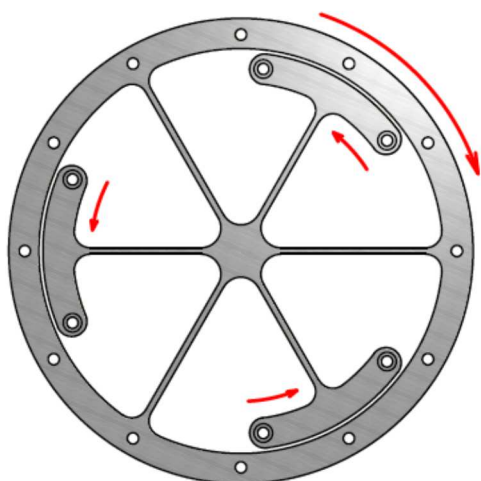


Obrázek 29 obsahuje již vyrobené části



**Obrázek 30 Ložisko RU 178 (G). Převzato z [28]**

Právě mezi těmito dvěma členy – šestipaprskovým kloubem a přírubou 1 – pracuje pointační mechanismus. Šestipaprskový kloub umožňuje mírné vzájemné natáčení součástí, které jsou k němu přišroubovány (viz Obrázek 31). Pointační mechanismus, jehož návrh je předmětem této diplomní práce, natočí kotvičky (respektive přírubu 1 přišroubovanou ke kotvičkám) proti vnějšímu kroužku kloubu, čímž vznikne požadovaný diferenciální pohyb součástí, které jsou k šestipaprskovému kloubu fixovány. Zároveň kloub poskytne direkční moment (moment působící proti vychýlení) potřebný pro vymezení vůlí v mechanismu. Pohyb je možný na obě strany.



**Obrázek 31 Rotační pohyb na šestipaprskovém kloubu. Kotvičky jsou přišroubované ke společnému prstenci. Kroužek a prstenec (či příruba) se proti sobě natáčí**

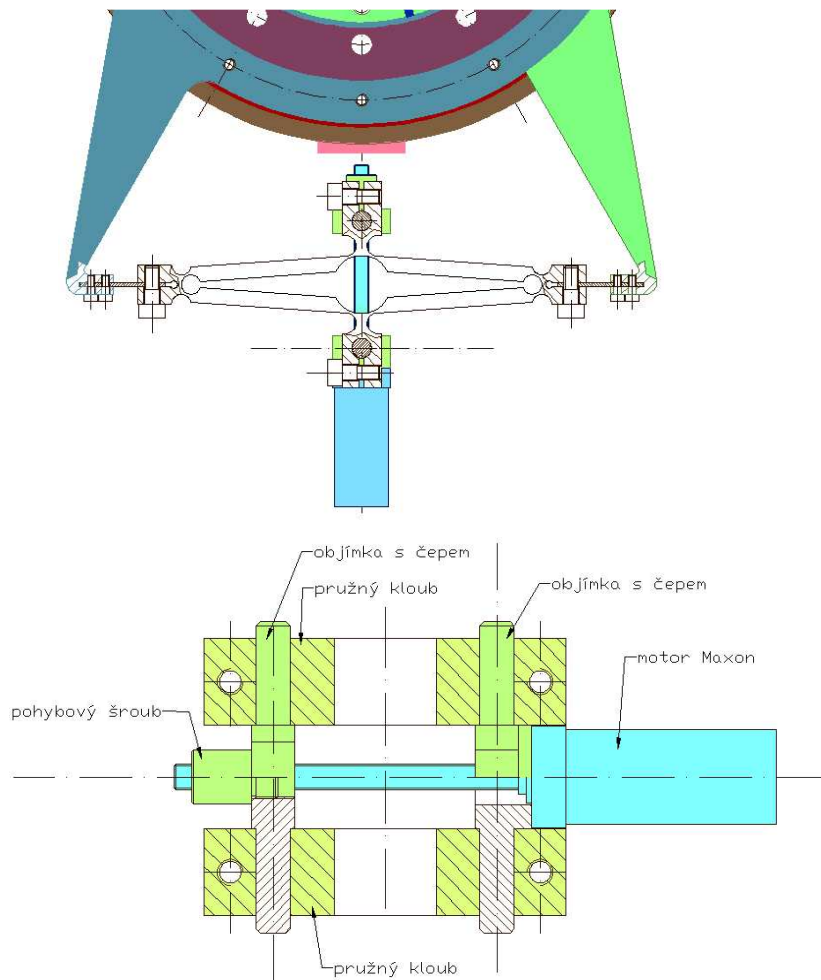
Pro uchycení k osovému křížci je v přírubě 2 již připraveno 12 závitových děr velikosti M8. K této přírubě (jakožto výstupní části pohonu) je připevněn kroužek inkrementálního rotačního čidla Renishaw SR 100 A s přesností  $\pm 0.5$  úhlové vteřiny a opakovatelností 0,02 úhlové vteřiny. Kroužek čidla má průměr 229 mm. Odečítací hlava tohoto čidla bude fixována ke kruhovému rámu proti kroužku čidla.

## 3.2 Návrh pointačního systému

Jak již bylo uvedeno, korekční člen bude sloužit jednak k pointačním pohybům a jednak přímo k sledování slunečního zatmění případně fotografování jiných objektů na delší expozice. Tato kapitola popisuje vývoj návrhu od počátku až po finální výrobek.

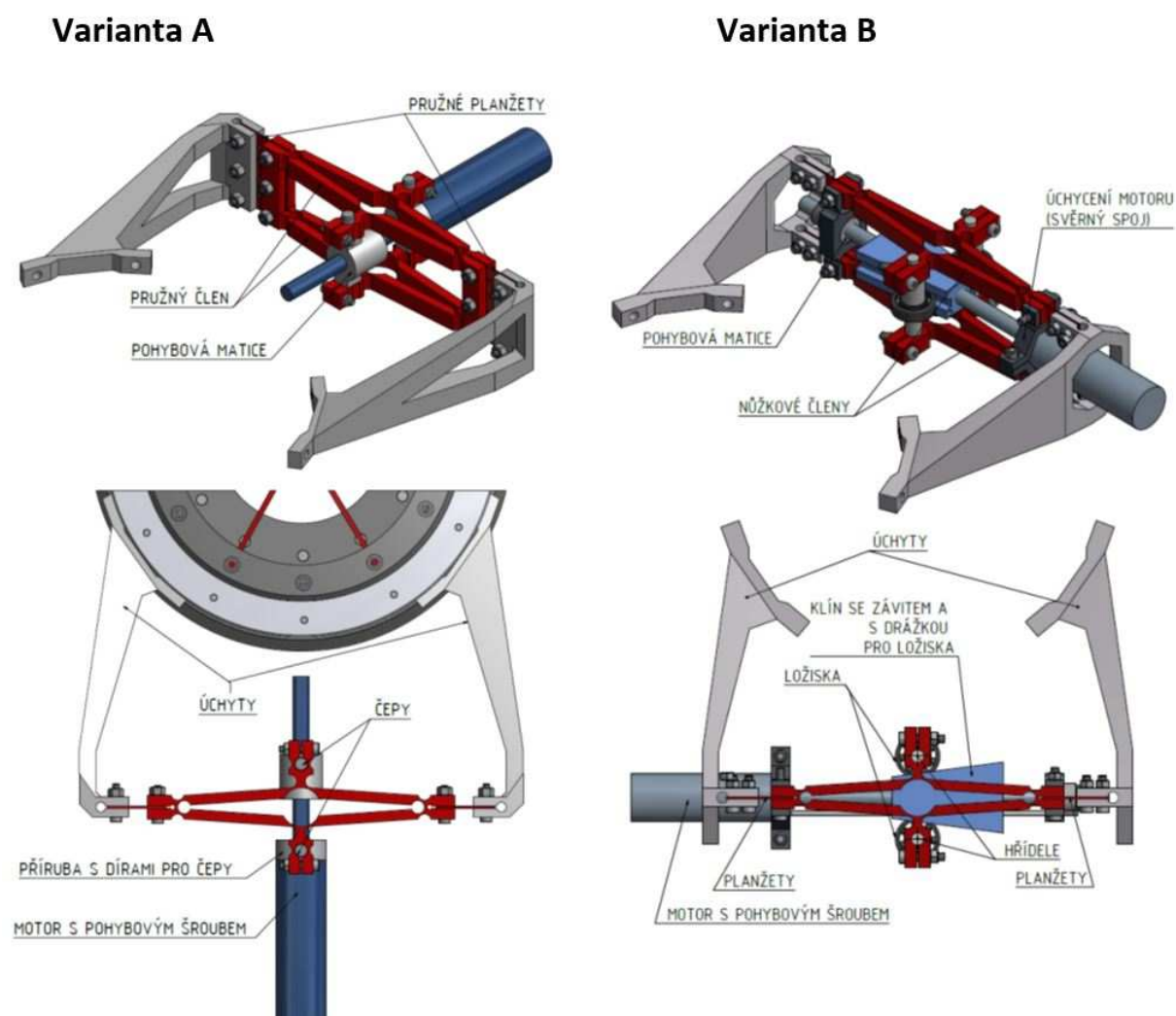
### 3.2.1 Prověření původního návrhu

Původní návrh mechanismu korekčního členu (viz Obrázek 32) obsahuje motor s pohybovým kuličkovým šroubem (modrá součást) a nůžkový člen připevněný na pružných planžetách. Motor s pohybovým šroubem posunuje matici blíže k (respektive dále od) rámu mechanismu a nůžky se rozevírají (respektive svírají). Rozevírání nůžek způsobí, že úchyty hlavního pohonu se posouvají blíže k sobě a vzniká diferenciální pootočení.



**Obrázek 32 Původní koncept s nůžkovým mechanismem. Obrázek převzat z [28]**

Tento původní návrh byl analyzován a předběžně rozpracován do dvou variant – A a B (viz Obrázek 33).



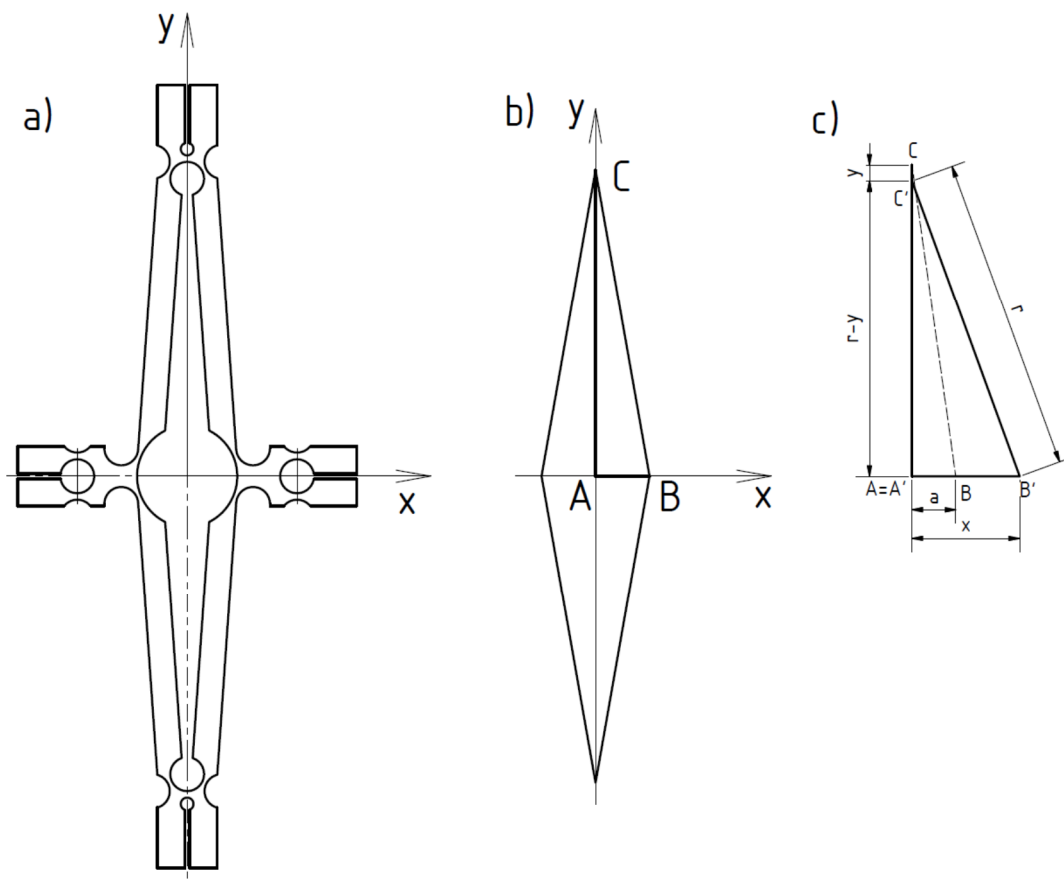
Obrázek 33 Dvě varianty pointačního systému vycházející z původního návrhu s nůžkovým členem

**Varianta A** vychází z původního návrhu. Namísto použití dvojice „nůžek“ byl vytvořen jeden člen po stranách spojený, aby se zvýšila tuhost celého systému. Pohybový šroub rozpírá nůžkový mechanismus, úchyty se přibližují k sobě a způsobí natáčení mechanismu. Nevýhodou tohoto řešení jsou velké zástavbové rozměry, neboť osa motoru směřuje kolmo k tečně kruhového rámu. Navíc by bylo nutné zkracovat závitovou tyč, a motor by tak byl dále nepoužitelný pro aplikace, kde je vyžadován větší rozsah pohybu.

**Varianta B** využívá podobný princip jako předchozí návrh, avšak osa motoru směřuje rovnoběžně s tečnou ke kruhovému rámu. Motor pohybuje klínem (viz Obrázek 33 – modrá součást). Hřídele umístěné v ložiscích valcích se v drážce tohoto klínu, pak rozpírají pružný nůžkový člen (červenou barvou), který k sobě přes planžety přitahuje, respektive od sebe

odtlačuje oba úchyty. Výhodou tohoto uspořádání je možnost ponechat závitovou tyč motoru ve stávající délce a kompaktnost celého zařízení, ovšem za cenu velkého počtu součástí.

Původní návrh s nůžkovým členem nebyl nijak matematicky popsán, ani pevnostně ověřen. Následující text proto tyto chybějící úkony doplňuje. Převodový poměr nůžkového mechanismu není lineární.



**Obrázek 34 Schéma nůžkového převodu s vyznačením os**

Převod se mění podle funkce  $y = r - \sqrt{r^2 - x^2}$ , kde  $x \in \langle a, r \rangle$ ,

kde  $y$  je posun ve směru osy  $y$ ,

$x$  je posun ve směru  $x$  (pohon motoru),

$r$  je délka ramene nůžkového mechanismu,

$a$  je vzdálenost bodu  $B$  od osy  $y$  při základním rozevření (viz Obrázek 34).

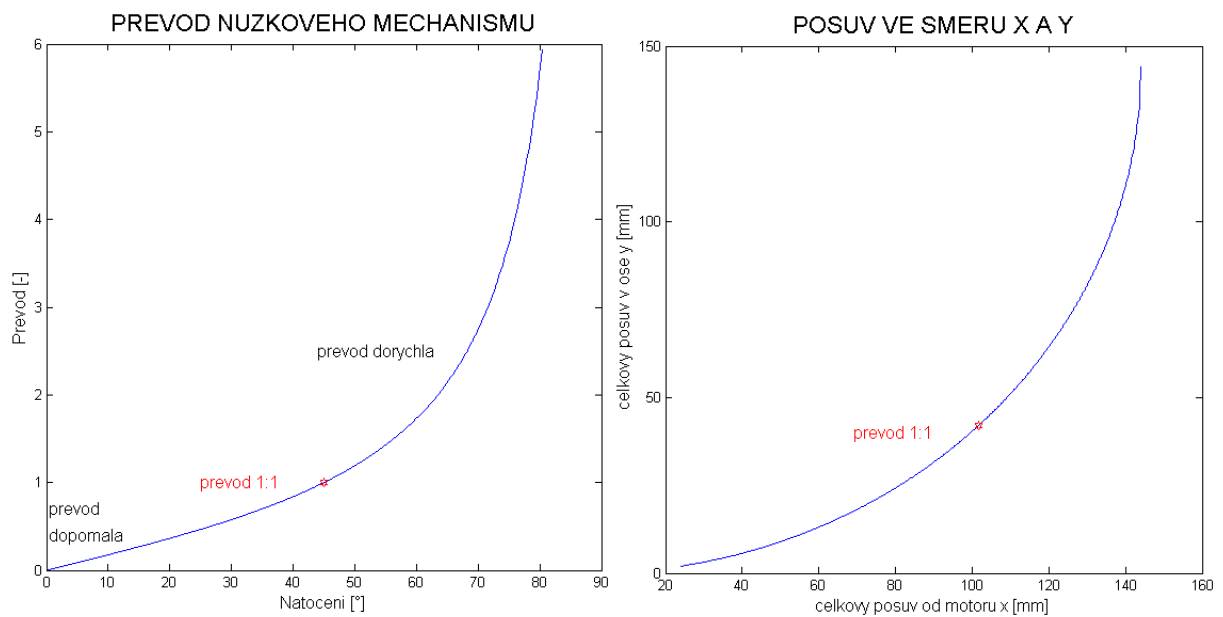
Derivací funkce závislosti  $y$  na  $x$  potom dostaneme rovnici převodu<sup>6</sup>

$$P = \frac{1}{2\sqrt{r^2 - x^2}} \cdot 2x$$

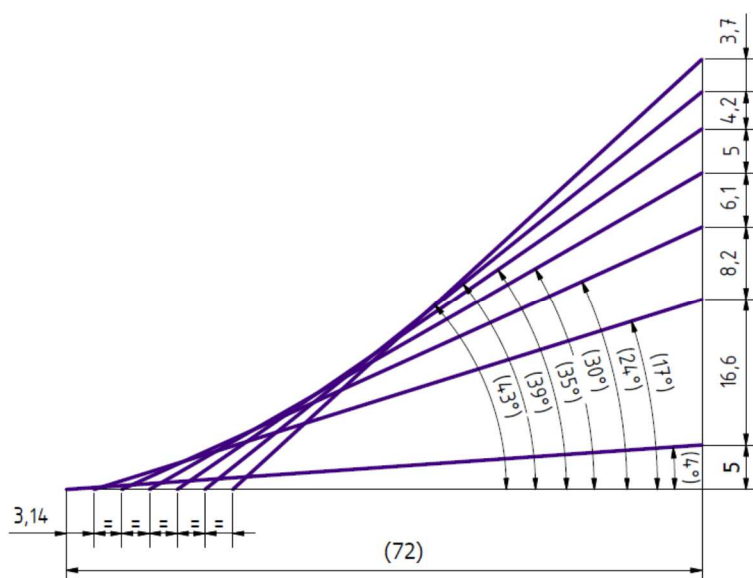
<sup>6</sup> Převod je zde definován fyzikálně: jako poměr výstupního posuvu ku vstupnímu posuvu

Pokud je základní poloha na rozevření 45 stupňů, je převod 1:1, zde se tedy mění z převodu dopomala mění na převod dorychla. Graf převodu ukazuje Obrázek 35.

Pro lepší představu byl posuv mechanismu názorně rozkreslen (viz Obrázek 36). Je zde vyobrazena čtvrtina nůžek. Na vodorovné ose je rameno nůžek posouváno po úsecích dlouhých 3,14 mm. Tato délka odpovídá požadovanému rozsahu pohybu mechanismu. Na svislé ose lze odečíst, jak velký pohyb je potřeba učinit v ose y. Je třeba vzít v úvahu, že obrázek ukazuje pouze čtvrtinu nůžek, celkový pohyb ve směru x i ve směru y je dvakrát větší.



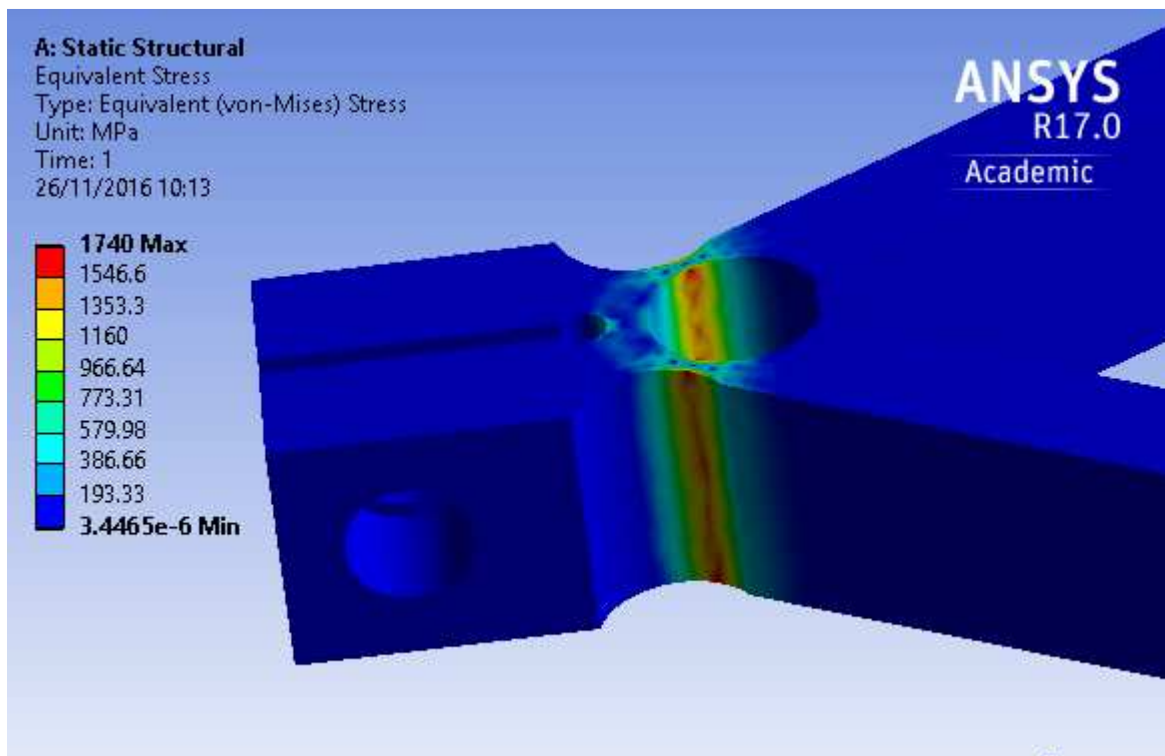
**Obrázek 35 Graf teoretického převodu nůžkového mechanismu. Převod je zde definován fyzikálně: jako poměr výstupního posuvu ku vstupnímu posuvu. Na křivkách je červeně vyznačen bod, kde se převod mění z převodu do pomala (zde  $P < 1$ ) na převod do rychla (zde  $P > 1$ ). Grafy jsou vytvořeny v programu MATLAB.**



**Obrázek 36 Názorné schéma převodu nůžkového mechanismu (na obrázku je čtvrtina nůžek)**

Při této analýze se ukázalo, že v původně navrženém tvaru nůžkového členu se základním rozevřením  $8^\circ$  (respektive  $4^\circ$ ) je sice převod příznivý (zhruba pětinasobné zpomalení), ale díl nevyhovuje rozsahem pohybu. Aby se celý mechanismus natočil v požadovaném rozsahu  $\pm 1^\circ$ , musel by se nůžkový člen rozevřít celkem o  $13^\circ$ . Při takovém pohybu by došlo k trvalým deformacím součástky.

Ani při základním rozevření  $27^\circ$ , které odpovídá zhruba 2,5násobnému zpomalení, není situace o mnoho lepší. Natočení ramen by muselo dosahovat  $\pm 3^\circ$ , což je rovněž příliš mnoho. I v tomto případě by v zeslabeném místě součástky vznikalo napětí výrazně nad mezí pevnosti, jak ukazuje mapa napětí vytvořená v softwaru ANSYS na Obrázek 37.



**Obrázek 37** Mapa napětí v kritickém místě nůžkového členu. Model vytvořen pro základní natočení  $27^\circ$  a pohyb v potřebném rozsahu, tak aby výsledkem bylo natočení celého mechanismu dalekohledu o  $1^\circ$ . Toto rozevření by umožnilo 2,5násobné zpomalení, materiál dural.

Rozevírat nůžky více již nemá smysl. Natočení ramen by sice bylo menší, ale mechanismus by nepřinesl kýžený převodový poměr.

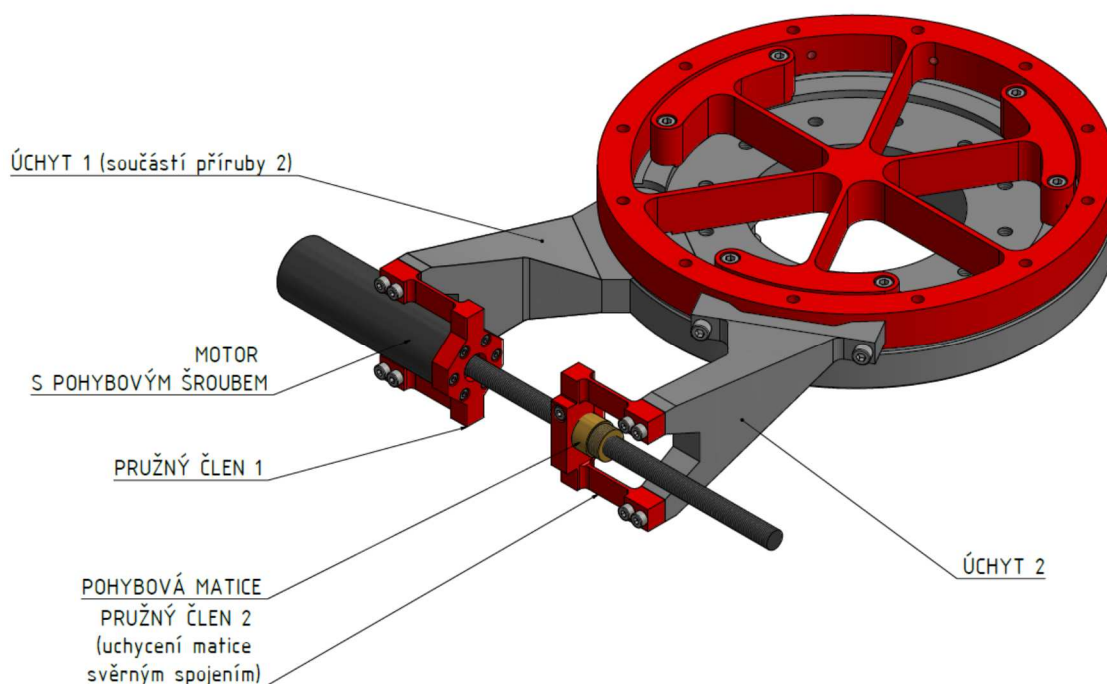
Pro posuny, které jsou zapotřebí, by musel být nůžkový člen výrazně rozměrnější. Případně by jeho geometrie musela být upravena tak, aby mělo vybrání tvar planžet namísto půlkruhů. Šestipaprskový kloub však má relativně velkou tuhost a vyvozuje značný směrový moment, který by musel být nůžkovým mechanismem překonán. Planžety by byly při těchto zatíženích při vzpěru náchylné na ztrátu stability.



### 3.2.2 Nový návrh

Ve finálním návrhu bylo z výše uvedených důvodů od nůžkového diferenciálního členu upuštěno. Mechanismus bude řízen bez dalšího převodu, motor bude zpomalen snížením napětí. Rychlost otáčení pohybového šroubu však bude proti původnímu návrhu dokonce větší, protože namísto kuličkového pohybového šroubu s velkým stoupáním, bude použit šroub se závitem metrickým (M10), a tedy menším stoupáním, které činí 1mm.

Návrh popisuje Obrázek 38. Pohybový šroub k/proti sobě posunuje dva planžetové členy, které jsou jako všechny pružné prvky v následujících obrázcích vyznačeny červenou barvou. Tyto planžetové členy vedou pohyb úchytů. Jeden z úchytů je fixován k přírubě 1 (její tvar je proti původní variantě upraven), která je spojena s kotvičkami šestipaprskového kloubu a druhý úchyt je připevněn ke kroužku tohoto kloubu. Výsledkem posunu matice po šroubu je požadované natočení celého mechanismu. Pružné planžetové členy umožňují mírné ohnutí na obě strany, které si vzniklý rotační pohyb mechanismu vyžádá. Při pohybu planžetových členů k sobě budou planžety namáhány na tah, při pohybu od sebe na vzpěr.



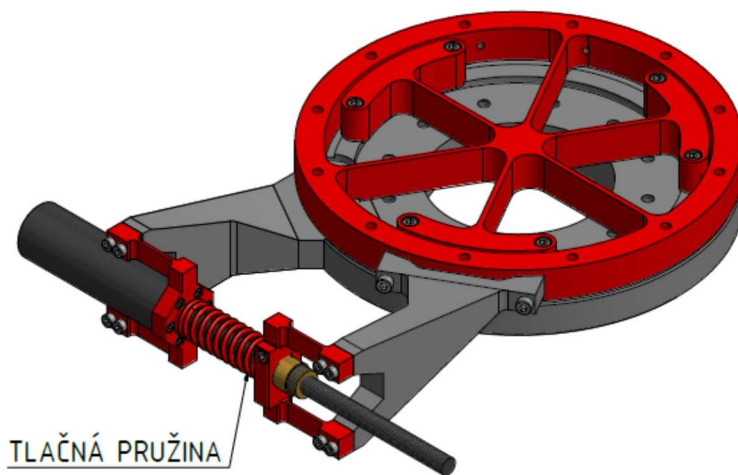
**Obrázek 38** Finální návrh pointačního mechanismu – režim bez přidané pružiny

Pokud by byl šestipaprskový kloub vychylován pouze na jednu stranu od své základní polohy, byl by návrh v této podobě již vyhovující a kompletní – vhodný pro pointační pohyby a pro fotografování většiny úplných zatmění (kratších než zhruba 5 minut).

Avšak pokud by se během svého provozu měl šestipaprskový kloub měl vychylovat na obě strany (například při sledování déle trvajících zatmění), v pohybu by se negativně projevila vůle

v matici pohybového šroubu. Šestipaprskový kloub totiž při návratu z vychýlené polohy do základního stavu přechází přes nulovou mrtvou polohu. Předpokládáme, že při přechodu vychýlení z jedné strany na druhou přestanou pružné elementy kloubu působit reakci ve směru shodném s pohybem a začnou naopak tlačit na druhou stranu – proti pohybu. Axiální vůle v matici pohybového šroubu způsobí, že při přechodu přes mrtvou polohu šestipaprskového kloubu se mechanismus na krátkou přestane pohybovat a pohyb se obnoví až poté, co závit matice dosedne na druhou stranu závitu pohybového šroubu. Zjednodušeně řečeno výsledný pohyb mechanismu na krátkou dobu přestane reagovat na pokyny řídicího systému. Tato nespojitost pohybu je při exponování snímků na delší expozici nežádoucí.

Problém bude řešen vložením dalšího pružného prvku, který vůli v matici vymeze. Jednou z variant je vložení tlačné pružiny mezi pružný planžetový člen 1 a pružný člen 2 (Obrázek 39). Síla pružiny způsobí, že matice bude tlačena co nejdál od motoru a její závity budou dosedat po celou dobu pohybu na jednu stranu závitů pohybového šroubu. Jde o nejjednodušší řešení, neboť pružinu lze objednat hotovou dle zadaných parametrů a vložit ji do mechanismu na již připravené plochy. Alternativou je také přemístění pružiny až mezi úchyty pointačního systému. Výhodou takového řešení je, že pružina uleví zatížení planžetám, které jsou po část doby provozu namáhány na vzpěr.



**Obrázek 39** Režim s pružinou

Pro pružinu platí, že i při nejmenším stlačení, kdy jsou úchyty nejdále od sebe, musí být její směrová síla větší než směrová síla šestipaprskového kloubu. Další stlačování pružiny sílu ještě zvětšuje a více zatěžuje motor, který musí přetlačit jak působení šestipaprskového kloubu, tak pružiny. Proto se nabízí alternativa: navrhnout pružinu tak, aby měla nelineární charakteristiku – aby s rostoucím stlačáním její tuhost klesala. Tuto podmínku splňují například nosníky namáhané na vzpěr nebo listové pružiny. Mezi úchyty by bylo možné vložit několik

slabých ocelových plátek o vhodné tloušťce. Taková pružina by při minimálním stlačení ulevila ve vzpěru planžetám a zároveň by zajistila menší zatížení motoru při maximálním stlačení. Dimenzování tohoto pružného prvku by však bylo mnohem náročnější, než je tomu u běžných tlačných pružin, a vyšší by byla i jeho cena.

Pro pohon pointačního členu byl vybrán motor Spindle Drive GP 32, metric spindle od firmy Maxon (viz Obrázek 40). Má v sobě zabudovanou převodovku a výstupem je posuvný pohyb matice na pohybovém šroubu. Tento motor má základní rychlost 4,8 otáčky za minutu (převodový poměr 1093:1 při nominálních otáčkách 5250 rpm). Motor je nutné zpomalit na přibližně jednu otáčku za minutu, tedy asi pětkrát. V mechanismu je v současné době použit motor s menším nominálním převodem (492:1), neboť byl k dispozici na Ústavu přístrojové a řídicí techniky. Pro jeho řízení bude nutné větší zpomalení. Všechny uváděné parametry kromě převodu však jsou pro oba motory stejné. Pohybový šroub má závit M10, stoupání je 1mm. Výrobce udává, že axiální vůle je zaručeně menší než 0,008 mm, což odpovídá natočení mechanismu hodinové osy o 8,05 úhlové vteřiny. Radiální vůle by neměla přesáhnout 0,05 mm. Jako ideální způsob zpomalení se jeví využití pulzně šířkové modulace (PWM), která by i při snížení napětí měla zajistit jen o málo nižší hnací moment než při plném napětí. Maximální axiální síla, kterou motor vyvine, uváděná výrobcem je 1512 N [29].



**Obrázek 40 Motor Spindle Drive GP 32 od firmy Maxxon. Převzato z [29]**

Výhodou finální varianty proti předchozím návrhům je možnost ponechat závitovou tyč ve stávající délce, větší predikovatelnost pohybu přístroje, jednoduchost a kompaktnost celého zařízení. Ve výsledné konstrukci byl snížen počet dílů, které jsou však tvarově složitější, ale to je obvyklý způsob placení při hledání optimální funkce. Snížení počtu dílů by mohlo vést k větší spolehlivosti konstrukce.

Několik dílů bylo uspořeno využitím pružných planžetových členů. Planžety nejsou samostatné, vytvořené z plechu a přišroubované přes příložku k součásti, jak bývá zvykem, ale jsou z jednoho kusu – součástí daného dílu (zde například příruby motoru). Předjde se tak poničení tvaru příložek, které vzniká při ohýbání planžet. Deformace tvaru příložek pak způsobují změny v chování mechanismu v průběhu provozu. Tím, jak se příložky na krajích otlačí, se de facto funkční délka planžety zvětšuje, mechanismus je tím více poddajný a zvyšuje se také nebezpečí zhroucení při namáhání na vzpěr.

Tvarová náročnost těchto dvou pružných členů nepředstavuje problém, protože jsou vyráběny elektrojiskrovým obráběním (drátořezem). Nevýhodou však je, že v případě překonání dovoleného napětí (větším natočení než je povolený rozsah) a následném poškození (plastická deformace/zlomení) planžety je nahrazení součástky drahé. V případě poškození běžné planžety není problém ji vyměnit za jinou a náklady jsou nízké. Planžety, které jsou součástí pružných členů, by měly být proto správně dimenzovány. Jejich tuhost má být dostatečná, aby zajistila, že přenesou sílu vyvíjenou motorem. Musí také odolat vzpěru při posunu ramen směrem od sebe a tahovému napětí při posunu k sobě. Zároveň však musí být dostatečně pružné na to, aby umožnily ohyb, neboť ramena mechanismu se natáčejí. Na pevnostní výpočty byl proto v této práci kladen velký důraz, jejich shrnutí obsahuje kapitola 3.2.4.

### 3.2.3 Výpočet převodu

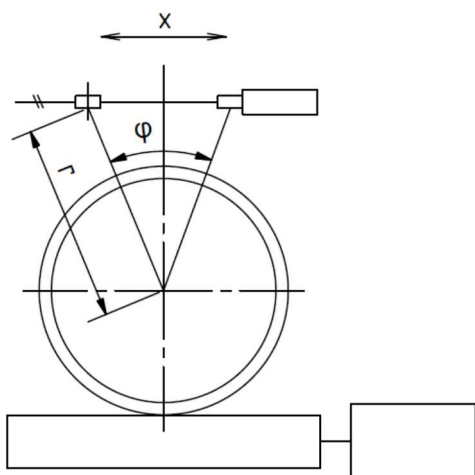
Pohyb pointačního systému popisuje rovnice:

$$\varphi = 2 \cdot \arcsin \frac{x}{2 \cdot r},$$

kde  $\varphi$  je natočení hodinové osy (výstupní pohyb),

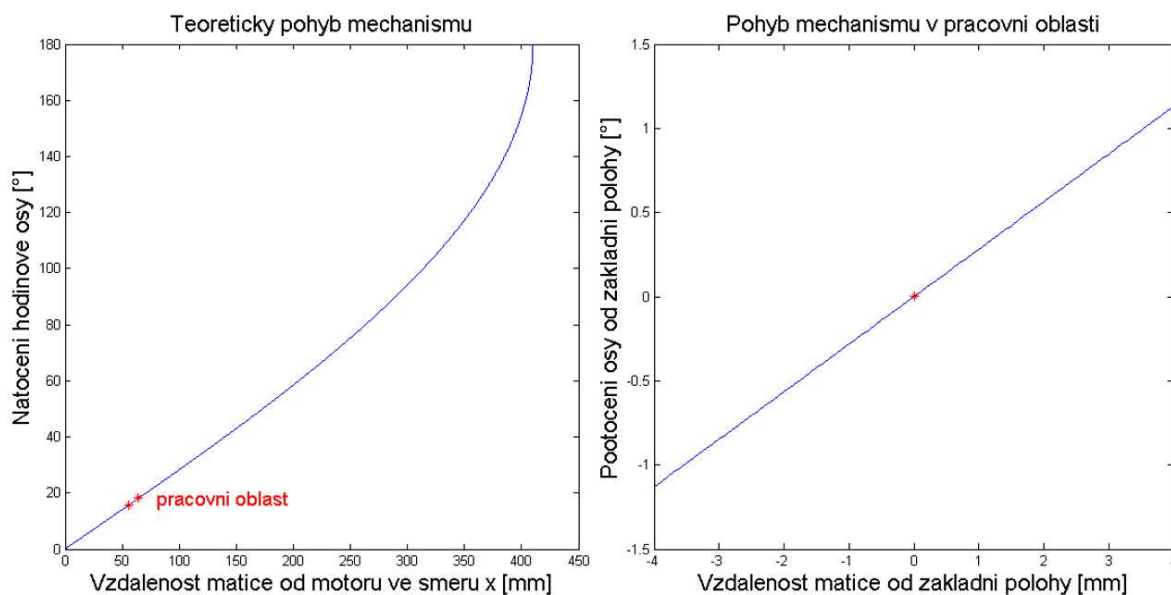
$x$  je vzdálenost matice od motoru ve směru osy motoru (vstupní pohyb),

$r$  je rameno, na kterém se tento pohyb uskutečňuje (viz Obrázek 41).



**Obrázek 41 Schéma mechanismu pro výpočet převodu**

V pracovní oblasti je charakteristika přibližně lineární (viz Obrázek 42), proto je možné převod mezi otáčkami pohybového šroubu na pointačním systému a natočením hodinové osy linearizovat. Z geometrie sestavení v pracovní oblasti platí, že pro natočení mechanismu o  $2^\circ$  je třeba posunout matici pohybového šroubu o 7,156 mm, což odpovídá 7,156 otáčkám. Z toho plyne, že převod v pracovní oblasti činí přibližně 1288:1.<sup>7</sup> Linearizace vztahu přinese zjednodušení pro řízení pointačního mechanismu.



**Obrázek 42 Vlevo je graf teoretického pohybu mechanismu (jde o kinematický pohyb bez uvažování silových poměrů) s vyznačenou pracovní oblastí, v níž je charakteristika přibližně lineární. Vpravo detail pohybu v pracovní oblasti. Poloha matice a natočení je zde vztahována k základní (výchozí) poloze (bod [0,0] vyznačený červenou hvězdičkou). Posuv matice o 1mm odpovídá 1 otáče matice.**

<sup>7</sup> Převod je zde definován jako poměr vstupních ku výstupním otáčkám

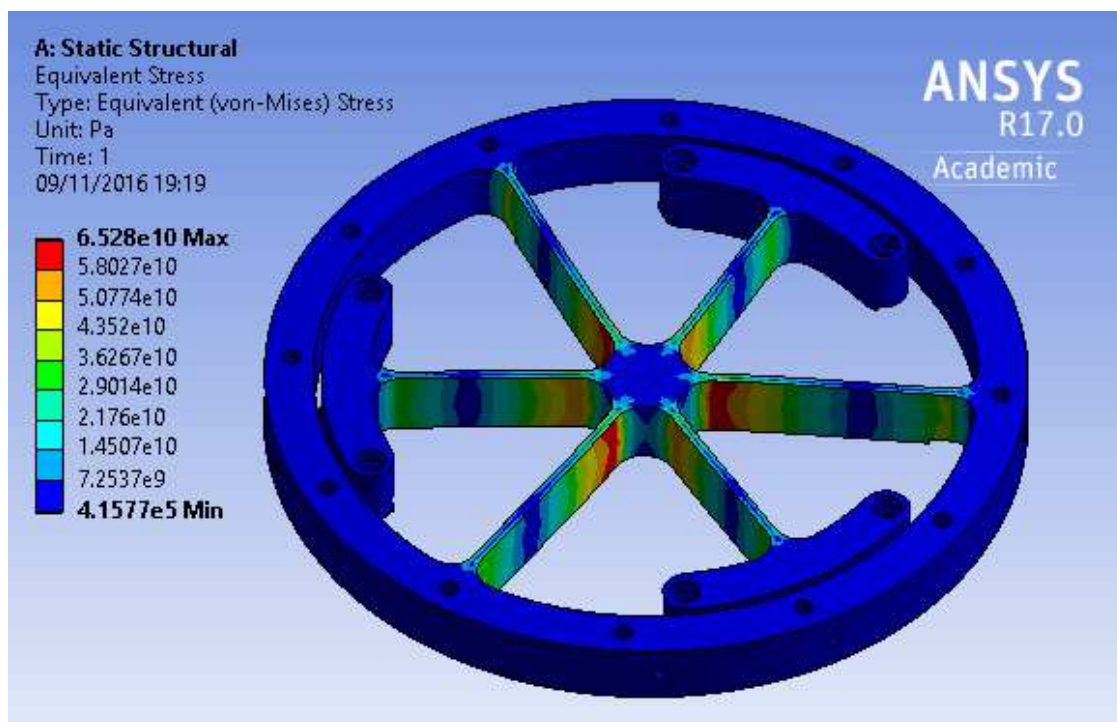
### 3.2.4 Pevnostní kontrola a ověření rozsahu pohybů

Kritickými místy mechanismu z hlediska pevnosti je jednak šestipaprskový kloub a jednak planžetové členy. Dalším dílem vhodným k prověření je motor, jenž musí být schopen vyvodit potřebný výkon pro pohon hodinové osy při snížených otáčkách v režimu sledování zatmění.

#### a) Šestipaprskový kloub

Ačkoli byl tento kloub již několikrát úspěšně použit, jeho chování nebylo dosud teoreticky popsáno a chybí experiment dokazující jeho skutečné vlastnosti. Je úspěšně využíván například pro uložení escheletovy mřížky na spektrografu hvězdárny v Ondřejově, kde se natáčí v rozsahu zhruba  $\pm 1^\circ$ .

Jak již bylo zmíněno výše, maximální doba zatmění Slunce je přibližně 7 minut a 31 sekund. Tento časový interval odpovídá natočení hodinové osy přibližně o  $1,88^\circ$ , tedy na každou stranu od referenční polohy o  $0,94^\circ$ , což je necelý úhlový stupeň. Šestipaprskový kloub tedy bude nutné natáčet alespoň o  $1^\circ$  v režimu s pružinou, případně o necelé  $2^\circ$  v režimu bez pružiny.



Obrázek 43 Rozložení napětí šestipaprskového kloubu při natočení o  $1^\circ$  a odpovídajícím zatížení 9780 Nmm.

Pevnostní výpočet je bez využití výpočetní techniky složitý. Paprsky kloubu totiž nekonají prostý ohyb. Jednotlivé planžety se kromě ohýbání také natahují (prodlužují). Chování kloubu bylo proto analyzováno v programu ANSYS. Ze simulace vyplývá, že pro pootočení  $\pm 1^\circ$  je třeba překonat moment o velikosti 9780 Nm. Jak ukazuje mapa napětí (Obrázek 43), je kloub nejvíce namáhán v místě, kde se k jeho středu připojují paprsky vedoucí k vnějšímu kroužku

kloubu. Dosahuje zde až 65,28 MPa. Přesné mechanické vlastnosti použitého materiálu nejsou známky. Mělo by se jednat o letecký dural, kde se předpokládá mez kluzu minimálně kolem 260 MPa, spíše však 430 MPa. Mez únavy u hliníkových slitin se zpravidla pohybuje kolem 100 a 140 MPa.

Vypočtené napětí pro jednostupňové natočení tedy pravděpodobně odpovídá maximálně čtvrtině meze kluzu, což je bezpečně v elastické oblasti a pod mezí únavy. Pokud bychom připustili možné dosažení až poloviny meze kluzu, byl by kloub použitelný i v rozsahu  $\pm 2^\circ$ , napětí by dosáhlo 130 MPa. Mez únavy by tak již překročena být mohla. Plné dvoustupňové natočení by tedy bylo vhodné využívat raději zřídka a na krátkou dobu. Při natočení o  $2^\circ$  by dle výpočtů vyvinul kloub direkční moment o hodnotě 19 600 Nm.

### b) Pružné planžetové členy

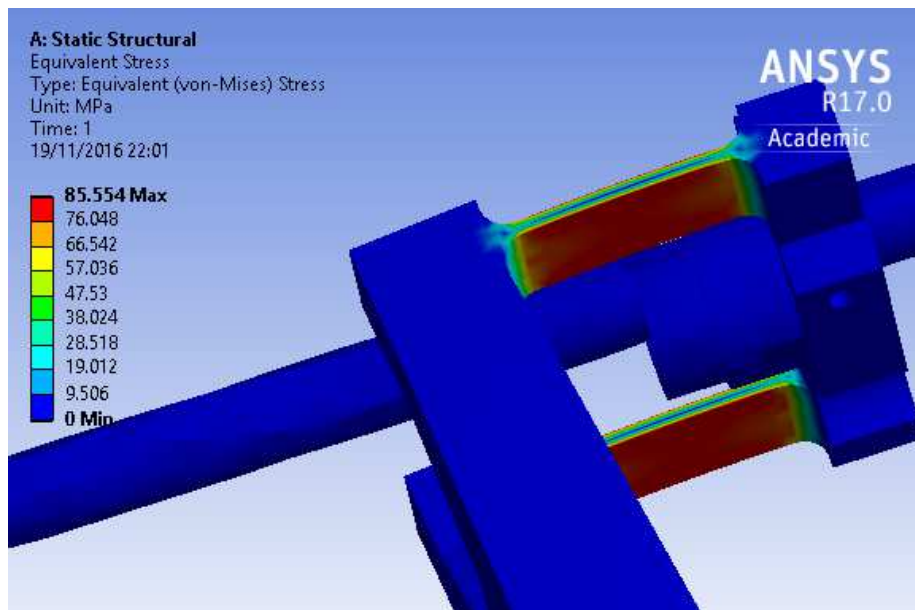
Úkolem pružných planžetových členů je přenášet sílu od motoru na úchyty pointačního systému. Musí přitom překonat především direkční moment šestipaprskového kloubu (ostatní zatěžující síly a momenty jsou proti tomuto momentu zanedbatelné, jak bude vysvětleno níže) a zároveň dovolit mírný ohyb, který je vynucen natočením úchyťů pointačního systému. Planžety budou přenášet buď tah, nebo tlak (namáhání na vzpěr) podle toho, na kterou stranu od základní polohy bude mechanismus vychylován. Síla, kterou budou planžety namáhány, odpovídá zhruba 50 N při natočení o  $1^\circ$ , nebo 100 N při natočení o  $2^\circ$ .

Maximální napětí v planžetách bylo prověřeno v programu ANSYS. Při natočení v rozsahu  $\pm 1^\circ$  by mělo dosahovat 43 MPa. Při dvojnásobném natočení pak 86 MPa. Jedná se o napětí v bezpečné oblasti (pro dural EN-AW 7075), a to i pro cyklickou únavu. Jak ukazuje Obrázek 44, napětí je rovnoměrně rozloženo po celé planžetě (odpovídá namáhání ohybovým momentem), což je pro její životnost příznivější, než kdyby byl ohybový moment v různých částech planžety různý. V takovém případě by vznikala koncentrace napětí v oblasti jednoho z radiusů.

Tloušťka planžet je dostatečně velká na to, aby při vzpěru neztratily stabilitu. Pro rozměry planžety (výška  $b=12$  mm, tloušťka  $h=1,8$  mm a délka  $l=25$  mm) platí, že štíhlostní poměr je menší než mezní štíhlost, a jedná se tedy o nepružný vzpěr. Výpočtem dle Tetmajerovy rovnice<sup>8</sup> bylo zjištěno, že skutečné zatížení na vzpěr je řádově menší než zatížení kritické.

$$^8 \sigma_{kr} = \frac{k \cdot F}{A} = \frac{\sigma_k - \sigma_u}{\lambda_{mez}} \cdot \lambda, \text{ kde}$$

$\sigma_{kr}$  je kritické napětí,  $k$  je koeficient bezpečnosti,  $F$  je zatěžující síla,  $A$  je plocha průřezu planžety,  $\sigma_k$  je mez kluzu,  $\sigma_u$  je mez únavy,  $\lambda_m$  je mezní štíhlost a  $\lambda$  je štíhlostní poměr



Obrázek 44 Maximální napětí planžet při natočení o 2 stupně od základní polohy

### c) Zatížení motoru

Motor pointačního systému bude zatížen především direkčním momentem způsobeným deformací šestipaprskového kloubu. Pokud bude dalekohled dobře vyvážen, měly by v porovnání s ním být ostatní síly a momenty relativně zanedbatelné. Motor je dále zatížen momentem setrvačnosti a pasivními odpory, například třením v ložiscích nebo závitů pohybové matice. Výpočet momentu setrvačnosti vznikajícího při řízení dalekohledu provedl Ing. David Šesták ve své diplomové práci [27] a zjistil, že činí 50 Nm. Potvrzuje se tak, že v porovnání s direkčním momentem šestipaprskového kloubu, který činí 9780Nm, je tato hodnota zanedbatelná.

Motor s pohybovým šroubem by měl být schopen vyvinout axiální sílu alespoň 100 N (viz výše). Vzhledem k tomu, že maximální axiální síla motoru pro posuv uváděná výrobcem je 1512 N [29], měl by být výkon dostatečný i při značném zpomalení otáček.

Ze všech výše uvedených simulací a výpočtů plyne, že natáčení v rozsahu  $\pm 1^\circ$  je pro mechanismus bezpečné a namáhání se odehrává v oblasti pod mezí únavy. Jednorázově a krátkodobě by bylo možné využívat i rozsah větší, maximálně však  $\pm 2^\circ$ . Namáhání šestipaprskového kloubu se při tomto natočení totiž pravděpodobně dostává již mírně nad mez únavy.



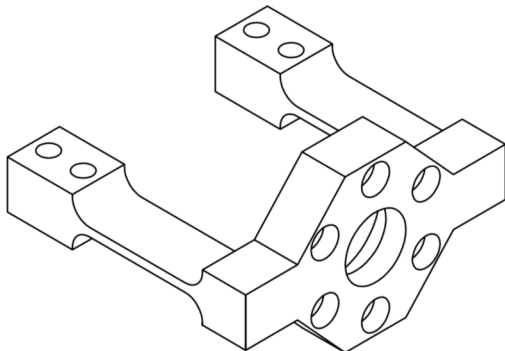
### 3.2.5 Popis jednotlivých vyráběných dílů

Tato kapitola obsahuje podrobnější popis jednotlivých dílů a jejich funkce v mechanismu. Výrobní výkresy jsou v příloze 2 této práce. Pro výrobu byla vybrána nástrojárna VVP-Martin, s.r.o. v Uhřetěvsi, která disponuje strojem elektrojiskrového obrábění a garantovala vysokou přesnost vyráběných dílů.

Většina součástí je vyrobena z materiálu EN-AW 7075 v tepelném zpracování T6. V praxi je označován jako „letecký dural“. Modul pružnosti v tahu činí 71 GPa. Mez kluzu dosahuje nejméně 430 MPa a mez pevnosti minimálně 510 MPa. Mez únavy tohoto materiálu nebývá stanovena, u hliníkových slitin vytvrzovaných na maximální pevnost se však zpravidla pohybuje kolem 100 až 140 MPa. Materiál vyniká dobrou obrobiteľností.

#### **Pružný člen 1**

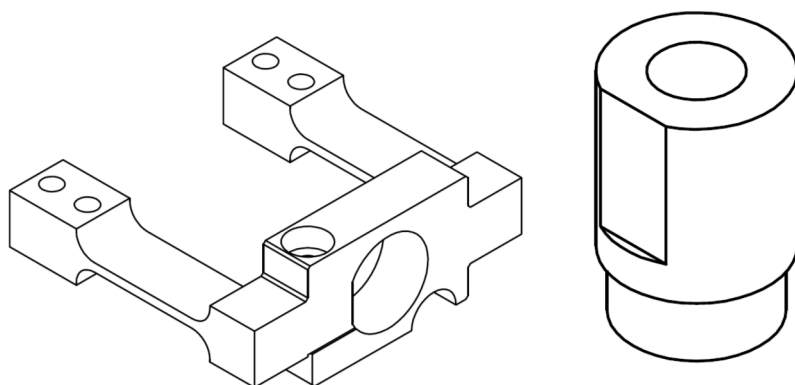
První planžetový člen (viz Obrázek 45) je připevněn k motoru šesti šrouby M3. Tloušťka planžet (1,8 mm) je dimenzována pro natočení až o  $\pm 2^\circ$  pro dural EN-AW 7075. Planžety se budou ohýbat na obě strany.



**Obrázek 45 Pružný člen 1. Tvarová složitost si vyžádala výrobu elektrojiskrovým obráběním**

#### **Pružný člen 2**

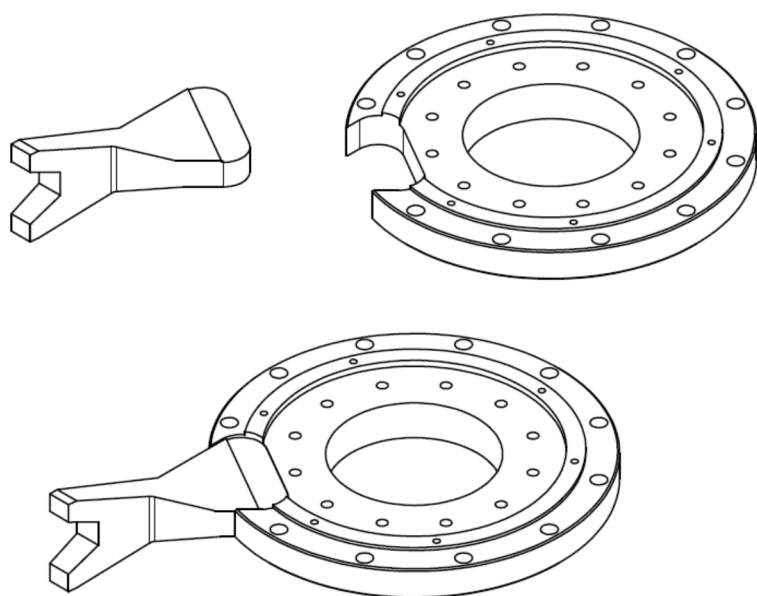
Druhý planžetový člen je fixován k matici pohybového šroubu svěrným spojem. Oba díly ukazuje Obrázek 46. Na matici byla kvůli pojištění proti protočení odfrézována plocha, která je prokreslena i na planžetový člen. Svěrný spoj zajistí šroub M4. Matice pohybového šroubu je mosazná, má vnitřní závit M10 se stoupáním 1 mm.



**Obrázek 46 Pružný člen 2 a matice pohybového šroubu. Tyto dvě součásti budou spojeny svěrným spojem.**

### **Příruba 1 se zalisovaným úchytem**

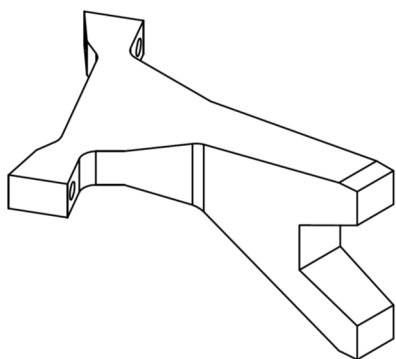
Příruba 1, ke které se připevňuje úchyt pointačního systému, měla původně menší poloměr (viz Obrázek 29). Připevnění úchyty se však jevílo jako problematické, neboť k přírubě nebyl volný přístup a na připevnění bylo málo místa. Byla proto navržena nová příruba s větším poloměrem pro snadnější uchycení. Úchyt měl být na přírubu původně přišroubován. Kvůli zvýšení tuhosti se však začalo uvažovat o výrobě příruby i úchyty z jednoho kusu, což se však ukázalo technologicky velmi obtížné. Po konzultaci s nástrojárnou VVP-Martin, s.r.o., bylo rozhodnuto, že úchyt bude do příruby vlisován. Tvar konce úchyty byl elektrojiskrovým obráběním propsán do soustružené příruby (přídavek pro lisování byl stanoven nástrojárnou) a poté vlisován (Obrázek 47). Z technologického hlediska šlo o složitou i poměrně riskantní operaci, která však dopadla úspěšně. Úchyt na obrázku neobsahuje závitové díry M4 pro uchycení planžetových členů. Kvůli snaze o dosažení větší přesnosti jsou vrtány až po montáži. Obě součásti jsou vyrobeny z duralu EN-AW 7075.



**Obrázek 47 Úchyt a příruba 1 - součásti, které do sebe byly kvůli zvýšení tuhosti zalisovány**

## Úchyt 2

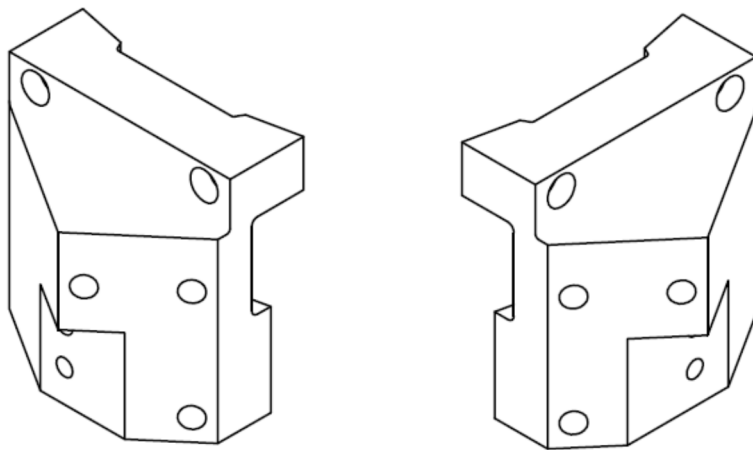
Druhý úchyt (Obrázek 48), který má být připevněn ke kroužku šestipaprskového kloubu, nebylo možné vlisovat, protože v tomto kloubu není vhodně velká plocha pro lisování. Proto byl pro jeho upevnění navržen šroubový spoj. Úchyt je rovněž vyroben z duralu EN-AW 7075. Výroba probíhala na drátořezu. Díry pro šrouby M4, kterými se uchytí pružný člen 2, se zhotovují až po montáži.



Obrázek 48 Úchyt 2

## Provizorní zarážky

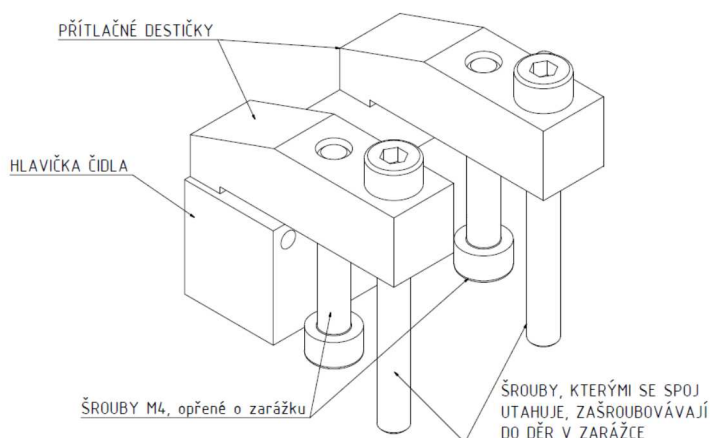
Pro měření a experimenty byly vyrobeny provizorní zarážky (Obrázek 49). Jejich úkolem je zabrzdit otáčení mechanismu, aby bylo možné měřit výsledný pohyb. Jedna část zarážek je fixována ke kruhovému rámu přístroje, druhá ke kroužku šestipaprskového kloubu. Kroužek šestipaprskového kloubu se při použití zarážek nehýbe, natáčí se spodní část mechanismu. Díky zamezení otáčení je možné využít inkrementální čidlo pro zjištění aktuálního natočení a otestovat parametry pohonu. Zarážky byly navrženy tak, aby byly využitelné i po testování. Na jejich zadní části byly vytvořeny klínovité plochy s třemi dírami M8, které po upevnění na rám vytvoří plochy ve stejné rovině, na něž bude možné přišroubovat uchycení hlavního pohonu.



Obrázek 49 Provizorní zarážky s přípravou na uchycení hlavního pohonu

## Uchycení odečítací hlavičky čidla

Hlavička měřicího čidla vyžaduje velmi přesné ustavení, což je poměrně pracný proces, vyžadující přesnost a trpělivost. Vzdálenost hlavy od kroužku má činit s velkou přesností 0,8 milimetru. Po seřízení je nutné jeho polohu pevně zafixovat. K tomuto účelu byly vyrobeny přitlačné destičky, které jsou k provizorní zarážce připevněny šrouby M4. Sestavení ukazuje Obrázek 50.



Obrázek 50 Detail zobrazující přitlačné destičky, které slouží k uchycení hlavičky čidla

## Pružina

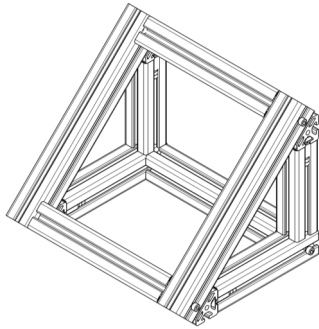
Jak již bylo zmíněno, pružina byla do systému vložena proto, aby vymezovala axiální vůli mezi závity matice a pohybového šroubu. Musí být dostatečně tuhá, aby přetlačila reakční sílu způsobenou direkčním momentem šestipaprskového kloubu. Pro navrhovaný pointační systém byly vybrány dvě možné pružiny dodávané firmou VANEL s následujícími parametry:

Pružina C.250.350.1175.AP	
L0 [mm]	117.5
L1 [mm]	65
F1 (síla při L1)[N]	63.26
L2 [mm]	55
F2 (síla při L2)[N]	75.32
Vnější průměr [mm]	25
Průměr drátu [mm]	3.5

Pružina C.200.320.1000.AP	
L0 [mm]	100
L1 [mm]	65
F1 (síla při L1)[N]	55.38
L2 [mm]	55
F2 (síla při L2)[N]	71.2
Vnější průměr [mm]	20
Průměr drátu [mm]	3.2

## Rám pro měření a další úpravy

Aby bylo možné pointační mechanismus otestovat a proměřit jeho chování, byl vyroben rám pro měření (Obrázek 51). Na konstrukci byly využity modulární prvky – snadno smontovatelné hliníkové profily od firmy Haberkorn. Jeho funkce bude demonstrována v kapitole 3.4.



**Obrázek 51 Rám pro měření**

Další úpravy byly již málo výrobně náročně. Do kroužku šestipaprskového kloubu byly vyřezány závitové díry pro uchycení zářezek a úchytu 2, který je součástí pointačního systému. Několik závitových děr bylo vytvořeno také na kruhovém rámu tak, aby mohl být přichycen k provizornímu rámu pro měření.

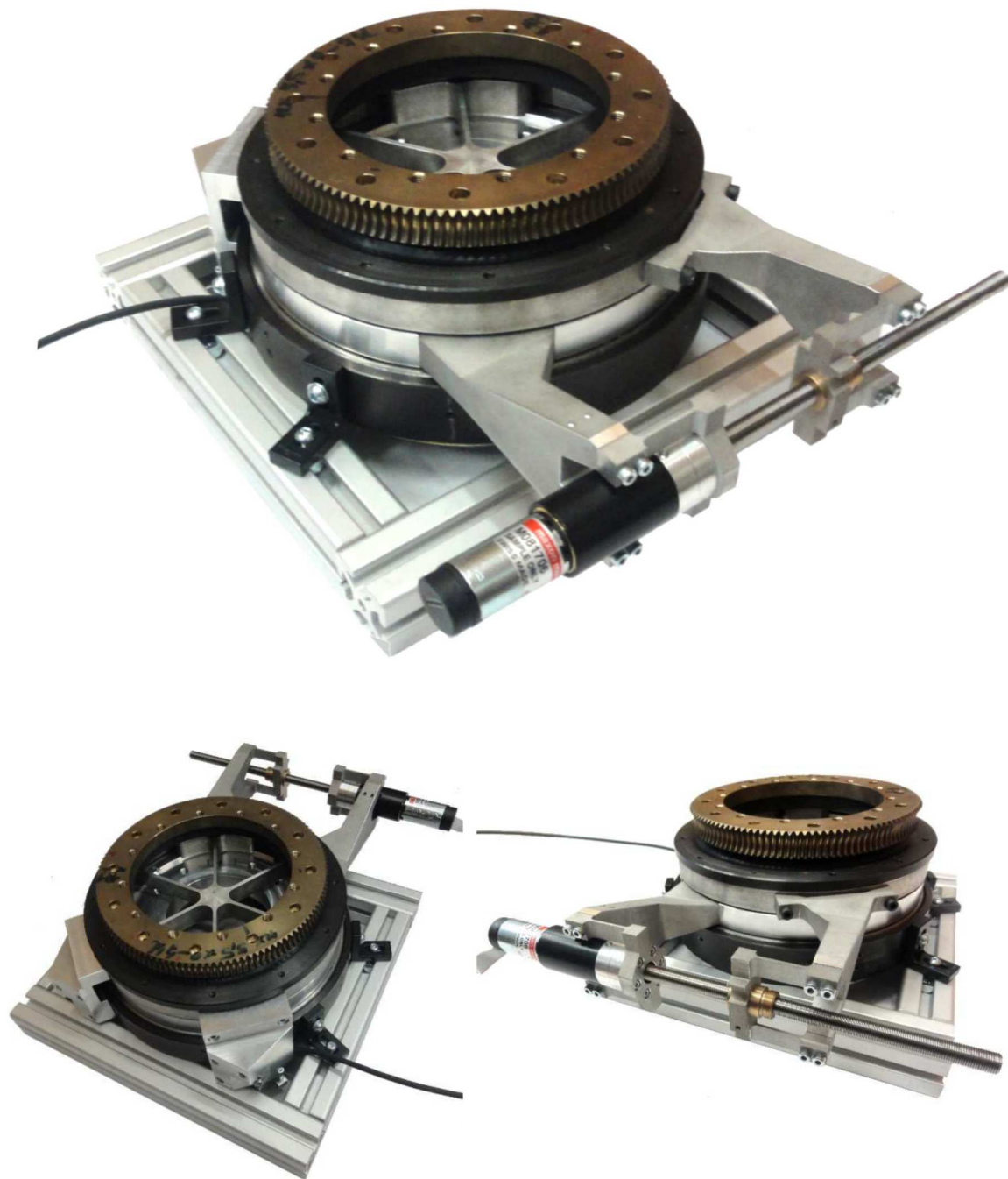
### **Svařenec klínu**

K fotografování vesmírných objektů je vyrobené zařízení využitelné již ve stávající podobě. Je pouze třeba vytvořit program pro regulaci rychlosti motoru pointačního členu na základě zpětné vazby čidla. Mechanismus je nutné nastavit tak, aby jeho osa směřovala rovnoběžně s osou zemské rotace (zhruba na Polárku). K tomuto účelu je na Fakultě strojní k dispozici klín s úhlem odpovídající místní zeměpisné šířce. Mechanismus hodinové osy lze (přes pomocnou desku) našroubovat přírubou 3 (vzhůru nohama) na tento klín. Na přírubě je k dispozici 12 závitových děr M5. Fotoaparát je možné fixovat k přírubě 2, v níž jsou závitové díry M8, a to nejlépe přes běžně sehnatelný kulový kloub, jenž mívá jako výstupy vnitřní či vnější závity. Dolní část kulového kloubu se zašroubuje do příruby 2 a horní do závitové díry fotoaparátu. Tento otvor bývá běžně součástí fotoaparátů, slouží k připevnění ke stativu. Pak stačí nastavit deklinaci (namířit fotoaparát na sledovaný objekt), zajistit polohu kulového kloubu, spustit napájení motoru pointačního systému s regulací rychlosti a zahájit exponování ideálně přes dálkovou spoušť. Provizorní rám z profilů Haberkorn zde není třeba.



**Obrázek 52 Svařenec klínu s úhlem shodným s místní zeměpisnou šířkou.**

Všechny vyráběné díly pro pointační mechanismus zhotovila nástrojárna VVP-Martin, s.r.o. Zařízení dodala ve smontovaném stavu a připravené k experimentům. Obrázek 53 obsahuje fotografie pointačního systému upevněného na mechaniku pohonu hodinové osy<sup>9</sup>.



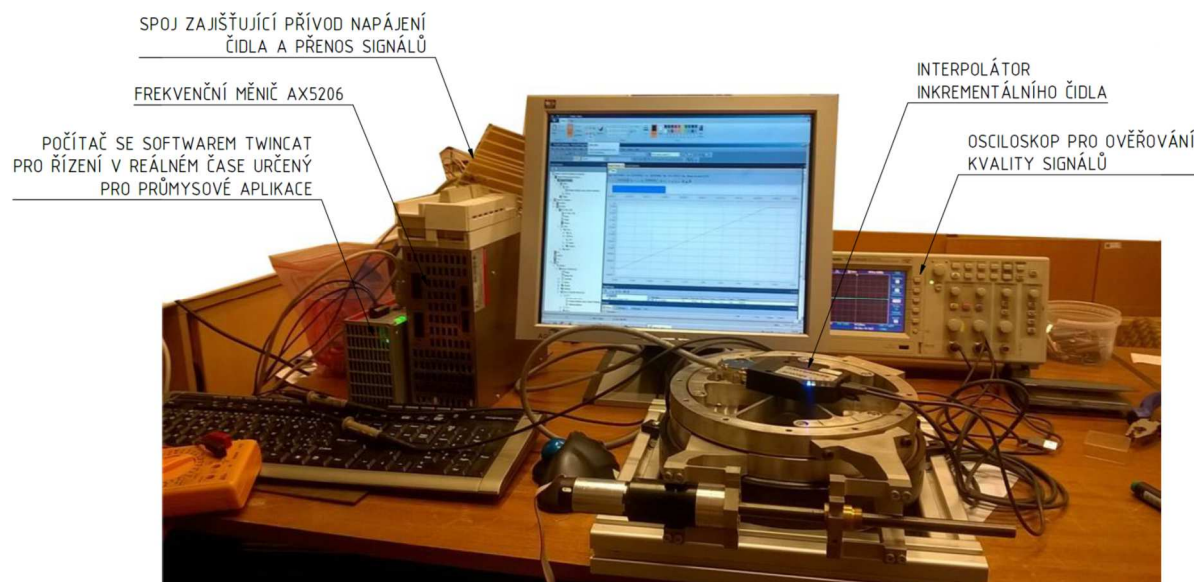
**Obrázek 53** Fotografie vyrobeného pointačního systému upevněného na mechaniku hodinové osy

---

<sup>9</sup> Aby byla pohonná jednotka kompletní, chybí v ní hlavní pohon (jeho součástí je šnek otáčející šnekovým kolem – viz Obrázek 29). Většina dílů hlavního pohonu je sice vyrobena, ale chybí uchycení hlavního pohonu ke kruhovému rámu.

## 3.4 Experimenty

Po montáži mechanismu bylo nutné zajistit hardware a software potřebný k odečítání údajů z inkrementálního čidla Renishaw. Čidlo se napájí 5V přes třířadý konektor a vzhledem k obrovskému množství impulzů, které produkuje, je třeba využít speciální čtecí kartu nebo použít zařízení, které umí vyhodnocovat TTL signály z odměřovacích systémů s kvadraturními A, B signály. V tomto případě byl využit frekvenční měnič AX5206. Všechny potřebné součásti včetně počítače se softwarem TwinCat pro řízení v reálném čase určený pro průmyslové aplikace, ochotně zapůjčili pracovníci Ústavu mechaniky biomechaniky a mechatroniky Fakulty strojní. Experimenty byly připraveny předem a probíhaly v omezeném časovém úseku zhruba pěti hodin. Zpracování údajů probíhalo až následně. Celkové schéma měření ukazuje Obrázek 54.



Obrázek 54 Fotografie měřicího uspořádání prvního experimentu

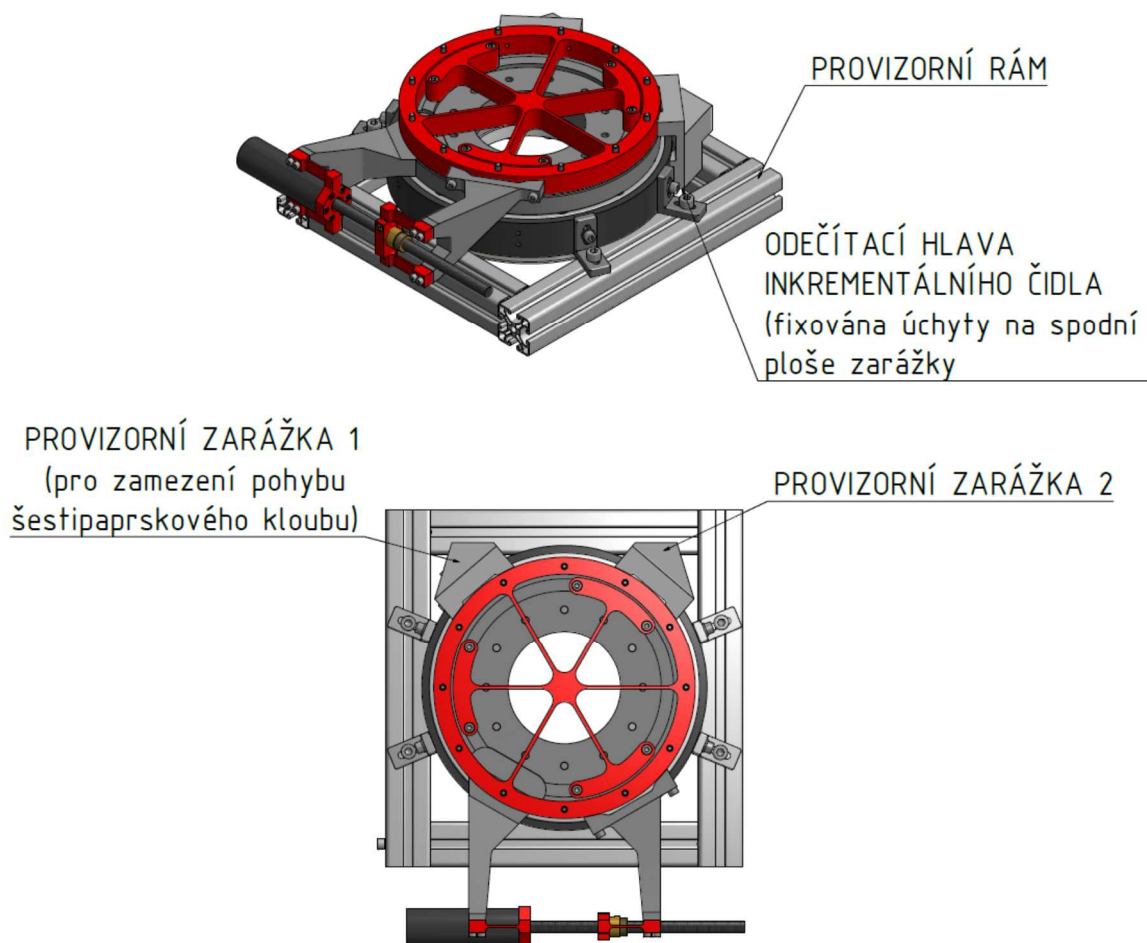
### 3.4.1 Ověření vypočteného rozsahu mechanismu a plynulost pohybu

Cílem prvního experimentu, který byl na zařízení proveden, bylo ověřit vypočtený rozsah mechanismu, tedy zjistit, zda umožní plynulé natočení v rozmezí  $\pm 1^\circ$ . Účelem tohoto měření bylo rovněž zjistit, jak vypadá křivka natočení v závislosti na čase a napájecím napětí, do jaké míry je hladká a spojitá. Přitom se očekávalo, že v režimu bez pružiny vymezující vůli v závitě matice se v místě kolem základní polohy paprsků kloubu na křivce projeví mrtvý chod. Tedy

že výchylka bude nějakou dobu stagnovat – bude nulová, než závit pohybové matice dosedne na protilehlou plochu závitů pohybového šroubu.

### Popis sestavení:

Pro proměření chování pointačního systému bylo demontováno ozubené kolo s přírubou 3, aby byly okem pozorovatelné deformace šestipaprskového kloubu (Obrázek 55). Vnější kroužek šestipaprskového kloubu byl fixován provizorními zářkami. Na jednu z těchto zářek, které by v budoucnu po konstrukčních úpravách mohly posloužit jako součást uchycení hlavního pohonu, byla fixována odečítací hlava inkrementálního čidla.



Obrázek 55 Schéma sestavení při experimentu

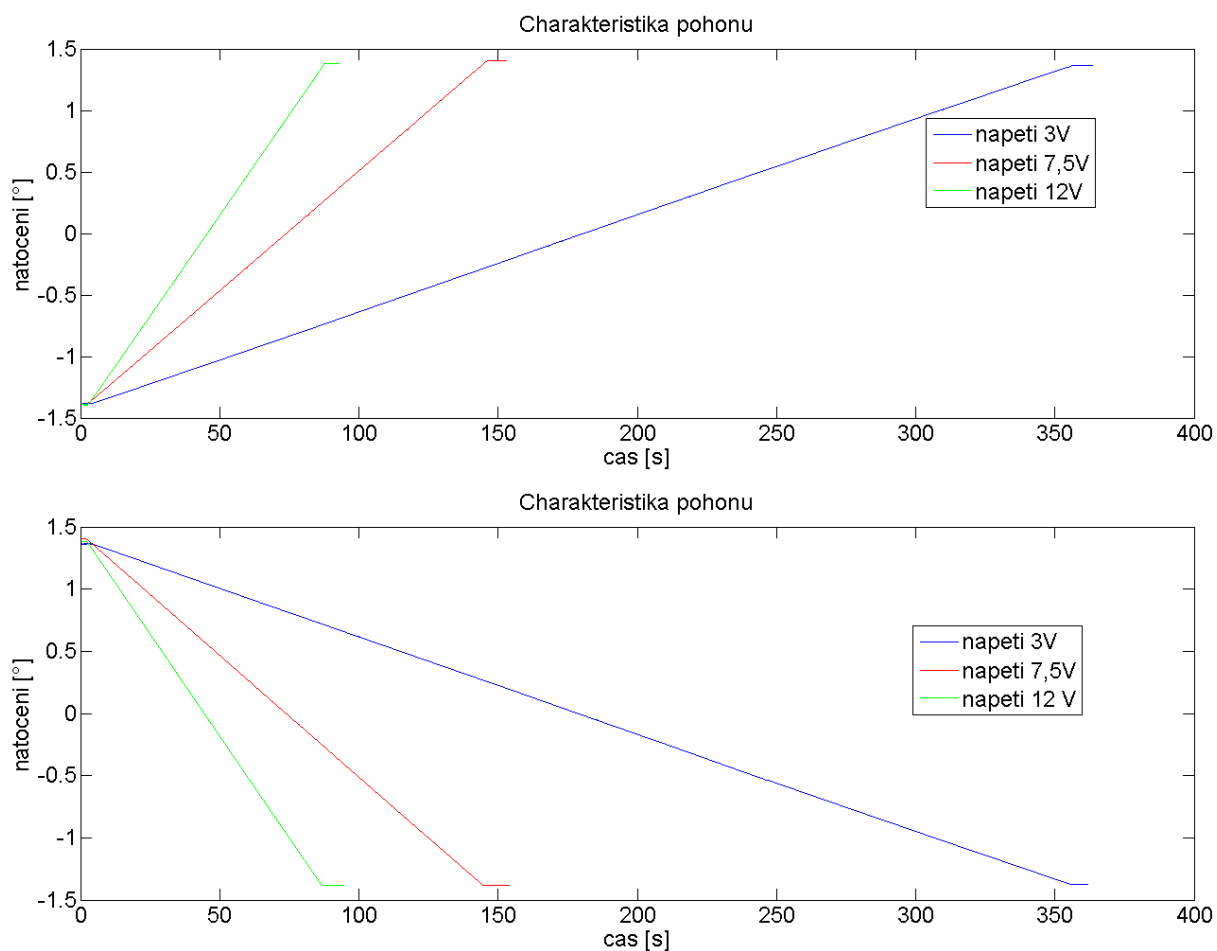
### Výsledky

Celý rozsah mechanismu byl vyzkoušen při třech úrovních napájecího napětí (3 V, 7,5 V a 12 V), a to při pohybu na obě strany. Pohon byl vyzkoušen dokonce v rozsahu větším



než potřebném pro účely stanovené v úvodní kapitole, a to v rozmezí od  $-1,4^\circ$  do  $+1,4^\circ$ .<sup>10</sup> Tento rozsah by postačil na sledování vesmírných objektů po dobu zhruba jedenácti minut. Graf měření ukazuje Obrázek 56.

Oproti předpokladům nevykázaly zaznamenané křivky mrtvý chod. Ani po podrobné analýze křivek nebyl tento jev registrován. Výrobce motoru uvádí, že vůle v axiálním směru nepřesáhne 0,008 mm, což odpovídá natočení celého mechanismu o 8,05 úhlové vteřiny. Při rozlišení (respektive nejmenším kroku) čidla 0,36 úhlové vteřiny (odpovídá délce oblouku 20  $\mu\text{m}$ ) by však takové zaváhání mělo být v experimentu při bližší analýze křivky postřehnutelné. Při nejpomalejším vyzkoušeném modu (při napětí 3V) by se pohyb zastavil na 0,6 sekundy.



**Obrázek 56 Graf charakteristiky pohybu v rozsahu  $-1,4$  až  $+1,4^\circ$  pro různá napájecí napětí.**

Vysvětlením může být fakt, že vůle mezi maticí a pohybovým šroubem je menší než maximální hodnota, kterou udává výrobce, anebo je v axiálním směru zmenšena, například

<sup>10</sup> Mínusové hodnoty natočení odpovídají stavu, kdy jsou úchyty pointačního systému natočeny blíže k sobě, plusové hodnoty odpovídají vychýlení úchytů dále od sebe.

proto, že průchod šestipaprskového kloubu mrtvou polohou se nemusí časově potkat okamžikem, kdy se mění směr ohýbání pružných planžetových členů pointačního systému. Tyto tedy mohou být v kritickém okamžiku částečně předpružené a udržet tak v kritickém okamžiku vůli vymezenou. Tyto planžety působí na matici pohybového šroubu ohybovým momentem.

V době měření byl k dispozici pouze jednoduchý laboratorní zdroj bez možnosti měnit v reálném čase polaritu napětí přiváděného na motor. Nebylo tedy možné vyzkoušet, jak rychle mechanismus zareaguje na změnu směru a začne se pohybovat na druhou stranu. Především by bylo zajímavé vyzkoušet toto chování v blízkosti mrtvé polohy kloubu.

### 3.4.2 Zjištění hystereze kinematického řetězce

Cílem tohoto experimentu je vyzkoušet, jakou hysterezi vykazuje šestipaprskový kloub v kombinaci s ložiskem se zkříženými válečky.

#### Popis sestavení

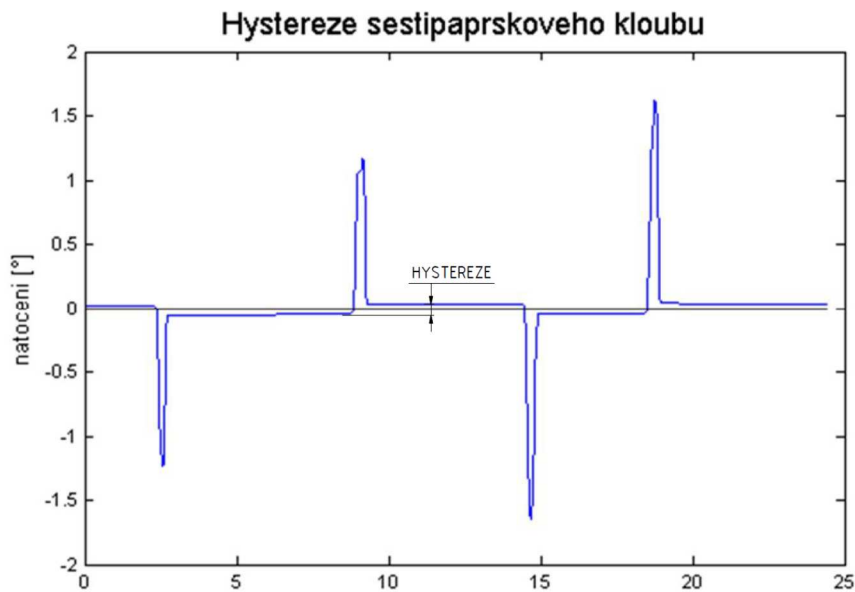
Schéma sestavení zůstává stejné jako při předchozím experimentu s tím rozdílem, že je demontován motor s pružnými členy. Z pointačního systému zůstávají na mechanismu pouze úchyty, na které je ručně působeno silami (viz Obrázek 57).



Obrázek 57 Sestavení pro experiment ověřující hysterezi

## Výsledky

Pokus, kdy byly úchyty postupně dvakrát vychýleny k sobě a od sebe, byl opakován dvakrát. Průběh výchylky zaznamenává Obrázek 58. Hystereze v mechanismu je jasně patrná. Její celková průměrná hodnota (viz kóta na grafu) činí zhruba  $0,0415^\circ$ , tedy 2,5 úhlové minuty. Jde o šířku oblasti, v níž kloub nevyvozuje žádoucí direkční moment. Tento jev je v souladu s očekáváním.



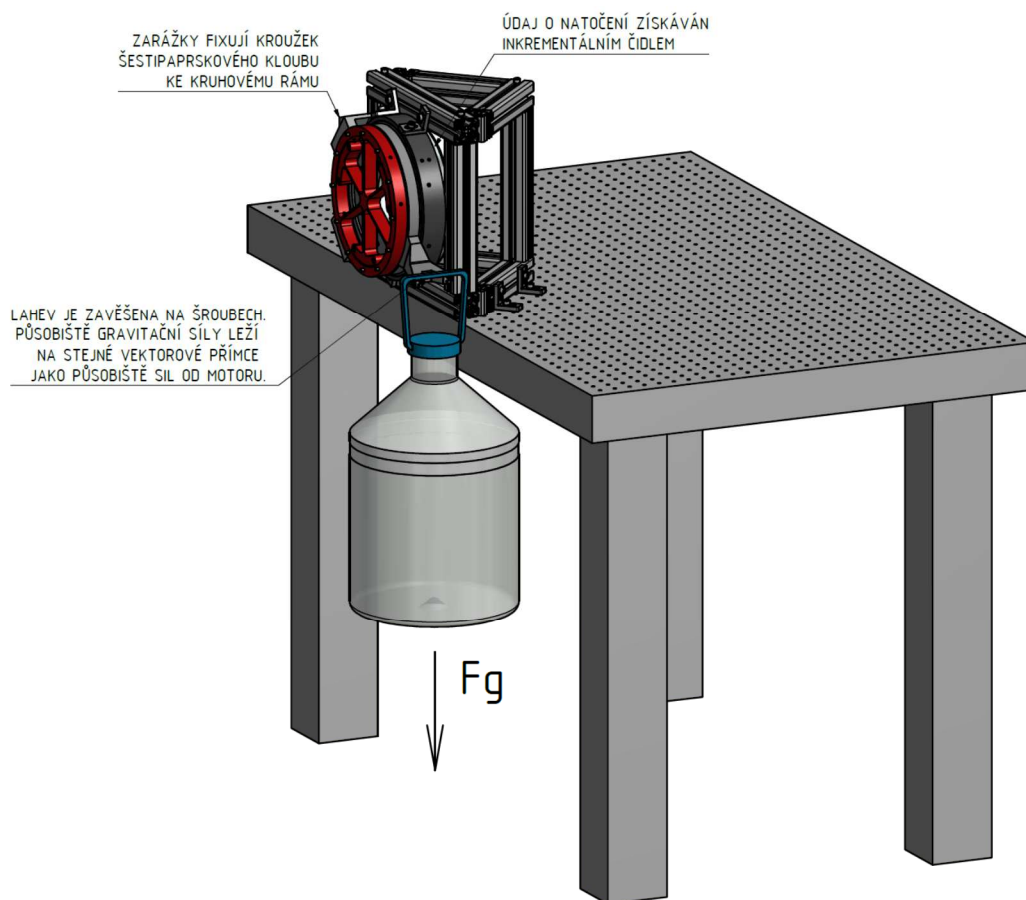
Obrázek 58 Graf průběhu natočení mechanismu při vychýlení a náhlém uvolnění ramen mechanismu na jednu a na druhou stranu s vyznačenou hysterezí

### 3.4.3 Ověření tuhosti šestipaprskového kloubu

Cílem třetího experimentu je ověřit, jak se šestipaprskový kloub chová ve spojení s použitým ložiskem po zatížení a zda vztah mezi zatěžující silou (momentem) a natočením odpovídá výpočtům. Naměřená data mohou být podkladem pro další aplikace šestipaprskového kloubu.

#### Popis sestavení

Zařízení je umístěno na rámu připevněném k laboratornímu stolu. Kroužek šestipaprskového kloubu je fixován k provizornímu rámu dvěma provizorními zarážkami. Úchyt 2 (připojený k přírubě 1, na níž jsou fixovány kotvičky šestipaprskového kloubu) bude zatěžován postupně různě velkými silami stejného směru, jakým působí matice pohybového šroubu motoru. Zatěžování bude zajišťovat gravitační síla působící na nádobu s vodou o hmotnosti odpovídající požadované hodnotě zatížení. Motor a další součásti pointačního systému je demontován. Lahev je zavěšena na šroubech patřící k úchytu zalisovanému do příruby 1. Působí gravitační síly  $F_g$  díky tomu leží na stejné nositelce jako působí síly od motoru. Sestavení experimentu ukazuje Obrázek 59. Pro jednoduchost je zatížení odstupňováno po kilogramech (litrech vody), tedy po násobcích 9,81 N.



Obrázek 59 Sestavení experimentu pro ověření vztahu mezi zatížením a natočením šestipaprskového kloubu

## Výsledky

Experiment ověřující zatížení byl proveden dvakrát<sup>11</sup>, dvojice naměřených hodnot natočení se mezi sebou lišily minimálně – v řádu desítek vteřin. Naměřené hodnoty v porovnání s vypočtenými se lišily od 15.6 do 19.4 % (viz Tabulka 2). Rozdíl těchto hodnot může být dán například tím, že na skutečné natočení mají vliv pasivní odpory působící v mechanismu, v tomto případě v ložisku. Část deformační energie se také zřejmě realizuje i v jiných součástech například v úchytech. Dalším vysvětlením mohou být odchylky tvaru a tloušťky planžet dané výrobními nepřesnostmi.

**Tabulka 2 Porovnání vypočítaného a naměřeného natočení mechanismu v závislosti na zatížení**

Zatížení [kg]	Zatížení [N]	Naměřené natočení [°]	Vypočtené natočení [°]	Rozdíl vypočtené hodnoty proti naměřené [%]	Rozdíl naměřené hodnoty proti vypočtené [%]
1	9.81	0.180	0.208	15.6	-13.5
2	19.62	0.352	0.416	18.2	-15.4
3	29.43	0.524	0.624	19.1	-16.0
4	39.24	0.694	0.832	19.9	-16.6
5	49.05	0.871	1.040	19.4	-16.3

Ze získaných hodnot byla vypočtena tuhost šestipaprskového kloubu. Pro jednoduchost ji uvádějme v jednotkách Nm/úhlový stupeň. Průměrná hodnota tuhosti kloubu vypočítaná z naměřených hodnot činí  $11.5 \pm 0.15$  Nm/úhlový stupeň. Tabulka 3 ukazuje malý rozptyl hodnot a tedy jasný lineární vztah mezi zatížením a natočením. Vypočtená hodnota tuhosti činí 9.7 Nm/úhlový stupeň, což je o 15,7% méně.

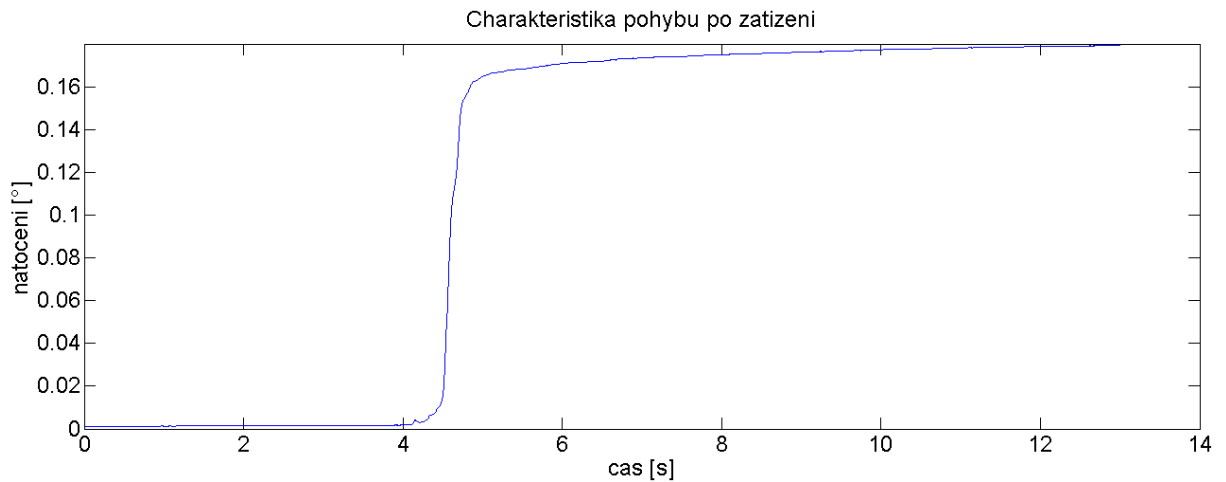
Tyto údaje mohou být užitečným vodítkem pro další aplikace šestipaprskového kloubu.

**Tabulka 3 Tuhost šestipaprskového kloubu získaná z naměřených hodnot**

Zatěžující moment [Nm]	Naměřené natočení [°]	Tuhost kloubu vypočtená z naměřených hodnot [Nm/°]
2.011	0.180	11.2
4.022	0.352	11.4
6.033	0.524	11.5
8.044	0.694	11.6
10.055	0.871	11.5

<sup>11</sup> Důvodem malého počtu opakování byl fakt, že experimenty probíhaly v omezeném časovém úseku pěti hodin, po které byly Ústavem mechaniky, biomechaniky a mechatroniky zapůjčeny některé díly měřicího zařízení.

Při provádění tohoto experimentu byl zjištěn neočekávané dynamické vlastnosti mechanismu. Jeho výchylka se totiž nerealizuje plně ihned poté, co je vyvinuto zatížení, ale nabíhá oproti očekávání relativně pomalu (Obrázek 60).



**Obrázek 60 Graf výchylky natočení po zatížení 10 N**

Otázkou je, co je příčinou tohoto tlumení. Jedno z možných vysvětlení je, že na zpomalení děje se podílí pasivní odpory přítomné v ložisku se zkříženými válečky, které je součástí kinematického řetězce. Mohlo by jít o tlumení dané vlastnostmi plastického maziva ložiska. Tuto hypotézu by však musely potvrdit další experimenty, mimo jiné takové, které by se odehrávaly bez účasti ložiska, tedy pouze mezi přírubou a šestipaprskovým kloubem.

## 4 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo k již existujícímu hlavnímu pohonu dalekohledu navrhnout pointační systém, jehož funkce se opírá o aplikaci pružných prvků. Zařízení má být využitelné jednak pro korekci nepřesností v chodu hlavního pohonu a jednak pro fotografování sluneční koróny při úplném zatmění Slunce. Jde o krátký jev trvající maximálně 7,5 minuty. Rozsah natočení mechanismu musí odpovídat úhlové vzdálenosti, kterou Slunce při pozorování ze Země za tuto dobu urazí, tedy necelé dva úhlové stupně. Optimální přesnost mechanismu činí zhruba 0,5 úhlové vteřiny po dobu trvání zatmění.

Pointační člen se podařilo během dvou let navrhnout a vyrobit. Vzniklo tak unikátní zařízení, které využívá předností pružných kloubů, jimiž jsou mimo jiné eliminace vůlí a pasivních odporů, bezúdržbovost a důmyslně vyhlížející design. V mechanismu je použito několik pružných prvků, z nichž stěžejním je speciální šestipaprskový kloub, jehož vlastnosti jsou v předmětném zařízení konfrontovány s vlastnostmi přesného ložiska se zkříženými válečky.

Návrh byl před zadáním do výroby velmi podrobně analyzován, především z pevnostního hlediska. Namáhání některých částí bylo počítáno analyticky, avšak u většiny pružných dílů bylo chování kvůli jejich tvarové složitosti modelováno v softwaru ANSYS s využitím konečnoprvkových metod. Veškeré pružné členy byly dimenzovány na základě těchto výpočtů pod mez únavy použitého materiálu.

Dále je v práci pro pracovní oblast propočítán převod mezi otáčkami pohybového šroubu pointačního systému a výstupním otočným pohybem mechanismu. Převod byl linearizován a v pracovní oblasti činí 1288:1. Tento údaj bude důležitý pro návrh řízení dalekohledu.

Na hotovém zařízení proběhla v krátkém časovém úseku série několika experimentů. Především byl ověřen rozsah pohybů, který se ukázal být pro výše stanovené cíle více než dostačující. Při pokusu udržel mechanismus plynulý chod v rozsahu zhruba 2,8 stupně, což by vystačilo na nepřetržité exponování snímku až po dobu přibližně 11 minut.

Při experimentu mechanismus nevykázal navzdory očekávání mrtvý chod, který měl být původně v režimu fotografování zatmění Slunce dle návrhu odstraněn tlačnou pružinou. Je proto možné, že tato pružina nebude pro sledování nutná. Z naměřených experimentů není zatím zjištěné, zda bude přesnost mechanismu pro sledování slunečních zatmění dostačující. Výslednou přesnost bude možné stanovit až odzkoušením mechanismu s řídicím systémem.

Při experimentech byla zjištěna celková oblast hystereze šestipaprskového kloubu ve výši zhruba 2,5 úhlové minuty. To znamená, že při vychýlení na jednu stranu se paprsky kloubu

nevrátí do nulové polohy, ale zůstanou pootočeny o úhel, který odpovídá zhruba polovině uvedeného úhlu.

Při posledním pokusu byly také porovnány výpočty tuhosti šestipaprskového kloubu s realitou. Vypočtená tuhost činila 9,7 Nm/úhlový stupeň, zatímco naměřená tuhost činila  $11,5 \pm 0,15$  Nm/úhlový stupeň. Vypočtená tuhost tedy byla o 15,7% nižší.

Všechny dosavadní výsledky ukazují, že mechanika pointačního systému má vyhovující vlastnosti pro účely přesné pointace a fotografování zatmění. Při sledování s účastí hlavního motoru se předpokládá, že šestipaprskovým kloub bude předpružen – vytočen na jednu stranu o 0,5 úhlového stupně. Pointační pohyby se pak budou odehrávat okolo této polohy v rozsahu bezmála  $\pm 0,5$  stupně. Při sledování pouze pointačním členem (při zablokování hlavního pohonu) bude pohyb zahájen v krajní poloze pointačního systému, která může mírně překročit  $1^\circ$  od základní polohy a může přejít nulovou polohu kloubu až k protilehlé krajní poloze mírně překračující  $1^\circ$ .



## Bibliografie

- [1] P. Murdin, *Encyclopedia of astronomy and astrophysics*, London: Institute of Physics Publishing, 2001.
- [2] P. Horálek, *Tajemná zatmění. Fascinující průvodce nejkrásnějšími úkazy na nebi*, Brno: CPress, 2015.
- [3] R. R. Fisher, „The Corona,“ NASA, 1995. [Online]. Available: [http://umbra.nascom.nasa.gov/spartan/the\\_corona.html](http://umbra.nascom.nasa.gov/spartan/the_corona.html).
- [4] L. Good, *Eclipses through Time*, Institute for Astronomy, University of Hawaii, 2009.
- [5] J. Burkepile, P. Tomczyk a et al, „The importance of ground-based observations of the solar corona,“ [Online]. Available: <http://www.cosmo.ucar.edu/publications/K-Coronagraph%20white%20paper-1.pdf>.
- [6] „Proba-3: Seeing through shadow,“ ESA, 2016. [Online]. Available: [http://www.esa.int/Our\\_Activities/Space\\_Engineering\\_Technology/Proba\\_Missions](http://www.esa.int/Our_Activities/Space_Engineering_Technology/Proba_Missions).
- [7] webové stránky profesora Miroslava Druckmüllera  
<http://www.zam.fme.vutbr.cz/~druck/>.
- [8] webové stránky České astronomické společnosti <http://posec.astro.cz/index.php/clanky>.
- [9] J. Grygar a Z. Horský, *Vesmír*, Praha: Mladá fronta, 1981.
- [10] J. Zicha a Š. Němcová, *Základy konstrukce přístrojů*, Praha: ČVUT, 1998.
- [11] H. C. King, *The History of the Telescope*, Londýn: Charles Griffin & Co, 1955.
- [12] P. M. Koch a M. Kesteven, „The Amiba Telescope Mount,“ 2009. [Online]. Available: <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/0004-637X/694/2/1670>.
- [13] M. Karásek, Š. Němcová a et al, „Rychlý dalekohled pro detekci dosvitu Gama záblesků“. *odborný seminář Jindřichův Hradec 28. až 29. května 2009*.
- [14] J. Cheng, *The Principles of Astronomical Telescope Design*, Springer, 2009.
- [15] J. Křepela, *Dynamické vlastnosti osy C pro multifunkční soustružnické centrum*, Brno: VUT, 2011.
- [16] materiály firmy Henschel <https://www.henschel.eu/home/>.
- [17] R. Kotroušová, „Pohony pro obráběcí stroje,“ *MM Průmyslové spektrum*, 04 03 2016.

- [18] „Comparing Telescope Drive Technologies,“ [Online]. Available: [http://www.dfmengineering.com/news\\_telescope\\_gearing.html](http://www.dfmengineering.com/news_telescope_gearing.html).
- [19] D. Farhadi Machekposthti, N. Tolou a J. L. Herder, „A Review on Compliant Joints and Rigid-Body Constant Velocity Universal Joints Toward the Design of Compliant Homokinetic Couplings,“ *Journal of Mechanical Design*, 03 2015.
- [20] N. Lobontiu, *Compliant Mechanisms: Design of Flexure Hinges*, CRC Press, 2002.
- [21] Š. Glézl, J. Kamarád a I. Slimák, *Presná mechanika*, Bratislava: Alfa, 1992.
- [22] B. Trease, „Flexures,“ 30 04 2004. [Online]. Available: [http://www-personal.umich.edu/~btrease/share/me599/Flexures\\_Overview\\_by\\_Trease.doc](http://www-personal.umich.edu/~btrease/share/me599/Flexures_Overview_by_Trease.doc).
- [23] M. a. S. J. E. Goldfarb, „A Well-Behaved Revolute Flexure Joint for Compliant Mechanism Design,“ *Journal of Mechanical Design* 121(3), pp. 424-429, 1999.
- [24] S. M. Bodreau a R. A. Bodreau, *Passive Micro-Optical Alignment Methods*, Florida: CRC Press in Taylor and Francis, 2005.
- [25] R. G. Budynas a J. K. Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, New York: McGraw-Hill Education, 2015.
- [26] Q. Meng, Y. Li a J. Xu, „New empirical stiffness equations for corner-filletted flexure hinges,“ 2013.
- [27] D. Šesták, *Montáž speciálního dalekohledu pro pozorování slunečních zatmění*, diplomová práce, ČVUT, 2007.
- [28] K. Vosátková, *Vysoce přesný pohon hodinové osy speciálního astronomického dalekohledu*, STČ, 2008.
- [29] katalog Maxon, 2015.
- [30] stránky NASA <http://eclipse.gsfc.nasa.gov/solar.html>.
- [31] V. Erhart a J. Erhart, *Amatérské astronomické dalekohledy*, Praha: Polytechnická knihnice. Státní nakladatelství technické literatury, 1962.
- [32] T. Dolejší, *Fotografujeme noční oblohu*, Brno: Computer Press, 2008.
- [33] R. R. McRath a C. Moiler, *Telescopes. Volume 1 of Compendium of Astronomy and Astrophysics. Stars and stellar systems.*
- [34] H. Druckmüllerová, *Application of adaptive filters in processing of solar corona images.*, Brno: VUT, 2014.
- [35] J. Maršík, „Pružné klouby a MKP,“ ČVUT.

- [36] F. Dirksen, M. Anselmann, T. I. Zohdi a R. Lammering, „Incorporation of flexural hinge fatigue-life cycle criteria into the topological design of compliant small-scale devices,“ *Precision Engineering*, 07 2013.
- [37] B. Ganbold, Montáž astronomického dalekohledu, Praha: ČVUT, 2010.
- [38] R. Široký a M. Široká, Základy astronomie v příkladech, Praha: Státní pedagogické nakladatelství, 1977.
- [39] M. Hajn, Přehled přesné mechaniky, Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1969.

## Příloha 1 Přehled úplných zatmění Slunce v letech 2012 až 2100

Rok	Den	Doba trvání	Oblast
2012	13. listopadu	04m02s	s. Austrálie, j. Pacifik
2015	20. března	02m47s	s. Atlantik, Faerské ostrovy, Špicberky
2016	9. března	04m09s	Sumatra, Borneo, Sulawesi, Pacifik
2017	21. srpna	02m40s	s. Pacifik, USA, j. Atlantik
2019	2. července	04m33s	j. Pacifik, Chile, Argentina
2020	14. prosince	02m10s	j. Pacifik, Chile, Argentina, j. Atlantik
2021	4. prosince	01m54s	Antarktida
2024	8. dubna	04m28s	Mexiko, střed USA, v. Kanada
2026	12. srpna	02m18s	Arktida, Grónsko, Island, Španělsko
2027	2. srpna	06m23s	Maroko, Španělsko, Alžírsko, Libye, Egypt, Saudská Arábie, Jemen, Somálsko
2028	22. července	05m10s	Austrálie, Nový Zéland
2030	25. listopadu	03m44s	Botswana, Jihoafrická republika, Austrálie
2033	30. března	02m37s	v. Rusko, Aljaška
2034	20. března	04m09s	Nigerie, Kamerun, Čad, Súdán, Egypt, Saudská Arábie, Írán, Afghánistán, Pákistán, Indie, Čína
2035	2. září	02m54s	Čína, Korea, Japonsko, Pacifik
2037	13. července	03m58s	Austrálie, Nový Zéland
2038	26. prosince	02m18s	Austrálie, Nový Zéland, j. Pacifik
2039	15. prosince	01m51s	Antarktida
2041	30. dubna	01m51s	Angola, Kongo, Uganda, Keňa, Somálsko
2042	20. dubna	04m51s	Malajsie, Indonésie, Filipíny, s. Pacifik
2043	9. dubna	-	severovýchodní Rusko
2044	23. srpna	02m04s	Grónsko, s. Kanada, Montana, Severní Dakota
2045	12. srpna	06m06s	j. USA, Dominikánská republika, Venezuela, Guyana, Fr. Guyana, Surinam, Brazílie
2046	2. srpna	04m51s	Brazílie, Angola, v. Namibie, Botswana, Jihoafrická republika, Svazijsko, j. Mosambik
2048	5. prosince	03m28s	Chile, Argentina, Namibie, Botswana
2052	30. března	04m08s	střední Pacifik, Mexiko, USA, střední Atlantik
2053	12. září	03m04s	Maroko, Alžírsko, Tunisko, Libye, Egypt, Saudská Arábie, Indonésie
2055	24. července	03m17s	Jihoafrická republika
2057	5. ledna	02m29s	j. Atlantik, j. Indický oceán
2057	26. prosince	01m50s	Antarktida
2059	11. května	02m23s	střední Pacifik, Ekvádor, Peru, Brazílie
2060	30. dubna	05m15s	Pobřeží slonoviny, Ghana, Togo, Benin, Nigérie Niger, Čad, Libye, Egypt, Turecko, Kazachstán, Rusko
2061	20. dubna	02m37s	Asie, Střední východ, Severní Amerika
2063	24. srpna	05m49s	Čína, Mongolsko, Japonsko, střední Pacifik
2064	12. srpna	04m28s	střední Pacifik, Čile, Argentina
2066	17. prosince	03m14s	Austrálie, Nový Zéland, j. Pacifik

2068	31. května	01m06s	Austrálie, Nový Zéland
2070	11. dubna	04m04s	Srí Lanka, Myanmar, Thajsko, Laos, Vietnam, Filipíny
2071	23. září	03m11s	Mexiko, Kolumbie, Venezuela, Guyana, Surinam, Francouzská Guyana, Brazílie
2072	12. září	03m13s	Rusko
2073	3. srpna	02m29s	Čile, Argentina
2075	16. ledna	02m42s	Čile, Argentina, Paraguay, Brazílie
2076	6. ledna	01m49s	Antarktida
2077	22. května	02m54s	Austrálie
2078	11. května	05m40s	Mexiko, USA
2079	1. května	02m55s	USA, Kanada, Grónsko
2081	3. září	05m33s	střední Evropa, Turecko, Sýrie, Irák, Kuvajt, Katar, Spojené arabské emiráty, Saudská Arábie, Omán
2082	24. srpna	04m01s	Indonésie, Nová Guinea, j. Pacifik
2084	27. prosince	03m04s	j. Atlantik, Indický oceán
2086	11. června	01m48s	Namibie, Botswana, Jihoafrická republika
2088	21. dubna	03m58s	Mauritánie, Západní Sahara, Mali, Alžírsko, Tunisko, Řecko, Turecko, Rusko, Kazachstán, Čína
2089	4. října	03m14s	Čína, střední Pacifik
2090	23. září	03m36s	Kanada, Grónsko, Velká Británie, Francie
2091	15. srpna	01m38s	Jižní ledový oceán (poblíž Antarktidy)
2093	27. ledna	02m58s	Austrálie
2094	16. ledna	01m52s	Antarktida
2095	2. června	03m18s	Namibie, Jihoafrická republika, Botswana, Zambie, Mosambik, Madagaskar
2096	22. května	06m06s	Indonésie, střední Pacifik
2097	11. května	03m10s	Aljaška, Rusko
2099	14. září	05m18s	Kanada, USA, střední Atlantik
2100	4. září	03m32s	Střední Afrika, Madagaskar

Zdroj: NASA [30]

## Příloha 2 Výkresová dokumentace

01-00 SESTAVENI PRIRUBA (LIST 1/2)

01-00 SESTAVENI PRIRUBA (LIST 2/2)

01-01 PRIRUBA 1

01-02 UCHYT PŘED NALISOVANIM

01-03 UCHYT 2

01-04 PRUZNY CLEN 1

01-05 PRUZNY CLEN 2

01-06 ZARAZKA 1

01-07 UPRAVA MATICE

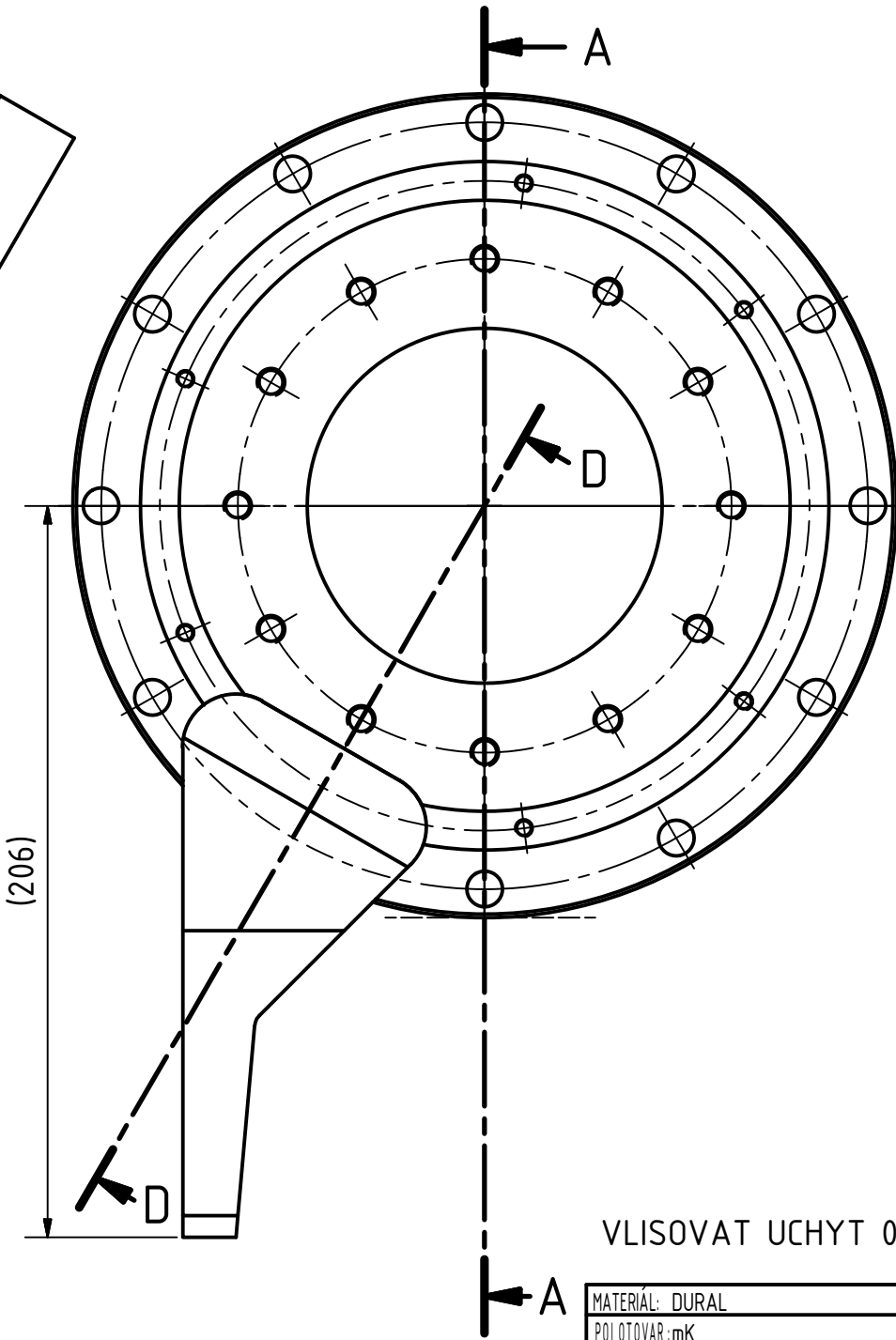
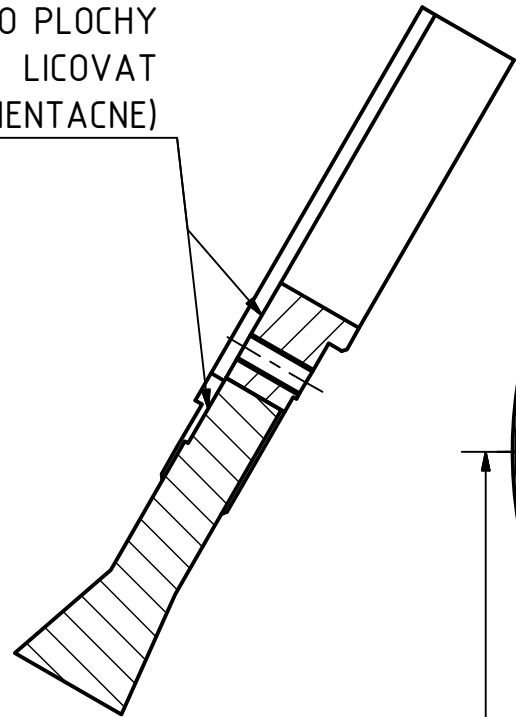
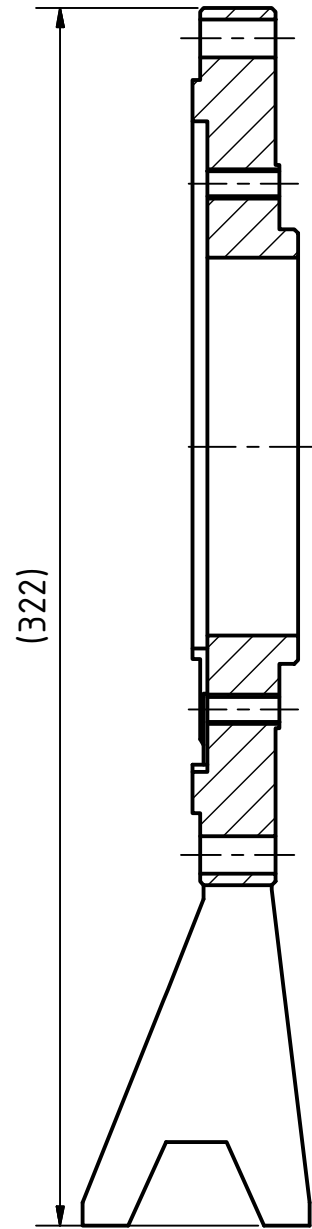
01-08 VYVRTANI DER

01-09 ZARAZKA 2

A-A ( 1 : 2 )

D-D ( 1 : 2 )

PRI LISOVANI  
TYTO PLOCHY  
LICOVAT  
(ORIENTACNE)



VLISOVAT UCHYT 01-02

KUSOVNÍK			
POZICE	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	POPIS
1	1	01-01 PRIRUBA	
2	1	01-02 UCHYT	

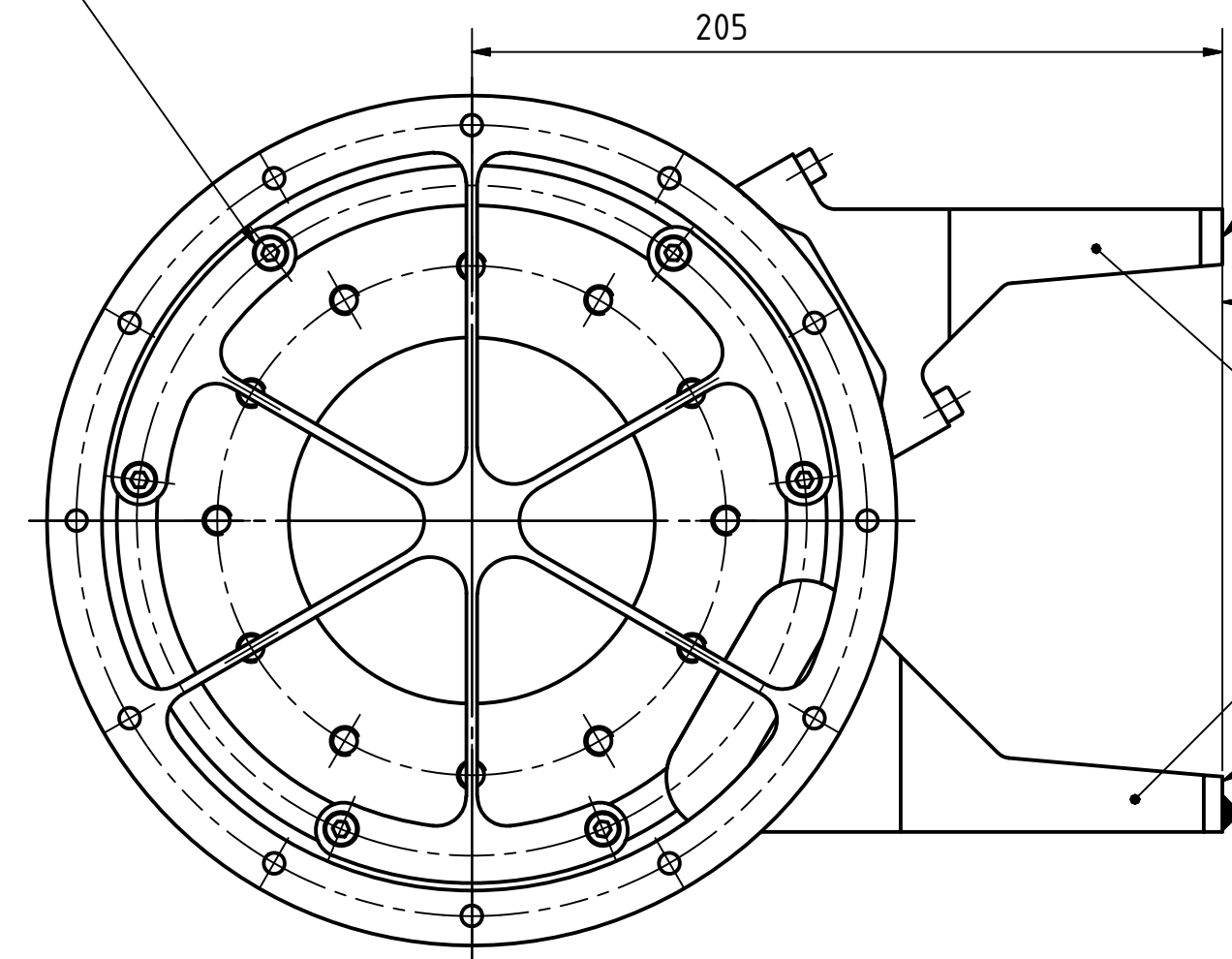
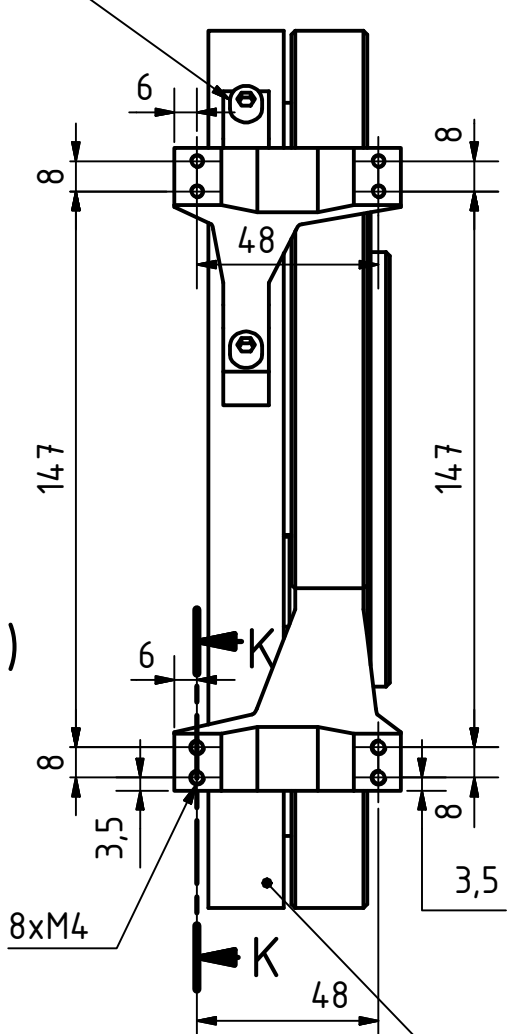
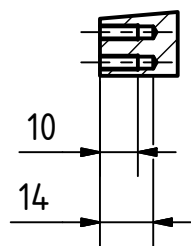
MATERIÁL: DURAL		POLOTOVAR: mK		PROMÍTÁNÍ:  ( ISO E )		TOLEROVÁNÍ PODLE ISO 8015:		PŘESNOST ISO 2768 - mK		INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS
NAVRHL	Podpis	Datum	STATIK	Podpis	Datum	HMOTNOST	2,23 kg	MĚŘÍTKO 1:2					
KRESLIL	Miroslava JIRSOVA	3.9.2016	NORM. REF.			MIKROFILM		Č. SVITKU					
SKUPINÁŘ			PŘEZK.			SESTAVA		KUSOVNÍK					
TECHNOL.			SCHVÁLIL			STARY V.							

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
**FAKULTA STROJNÍ**

SESTAVENI PRIRUBA  
01-00/REVIZE 1

ČÍSLO VYKRESU

K-K (1:2)

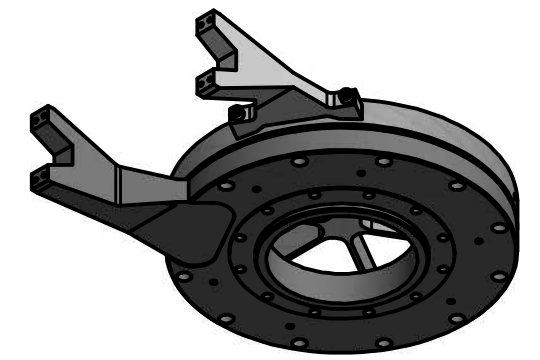


Ra 3,2 (✓)

Ra 1,6

0,1A

Ra 1,6



PO NALISOVANI A MONTAZI ZAROVNAT PLOCHY O Ra 1,6 NA POZADOVANY ROZMER A VYTVORIT NA NICH ZAVITOVE DIRY (M4).

MATERIAL:									
POLOTOVAR:									
PROMITANI:	⊕ (ISO E)								
TOLEROVANI PODLE ISO 8015:									
PRESNOST ISO 2768 - mK									
	INDEX	ZMENA	DATUM	PODPIS					

KUSOVNIK			
POZICE	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	POPIS
1	1	01-08 SESTIPAPRSKOVY KLOUB	
2	1	01-03 UCHYT 2	
3	1	01-00/LIST 1 SESTAVENI PRIRUBA	
4	2	ISO 4762 - M5 x 25	Šroub s válč. hlavou s vnitřním šestihř.
5	6	ISO 4762 - M5 x 35	Šroub s válč. hlavou s vnitřním šestihř.

NAVRHL	Podpis	Datum	STATIK	Podpis	Datum	HMOTNOST	kg	MÉRITKO	1:2
KRESLIL	Miroslava JIRSOVA		NORM. REF.			MIKROFILM		Č. SVITKU	
SKUPINÁŘ			PREZK.			SESTAVA		KUSOVNIK	
TECHNOL.			SCHVÁLIL			STARÝ V.			

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

**FAKULTA STROJNÍ**

NÁZEV: **SESTAVENI PRIRUBA**

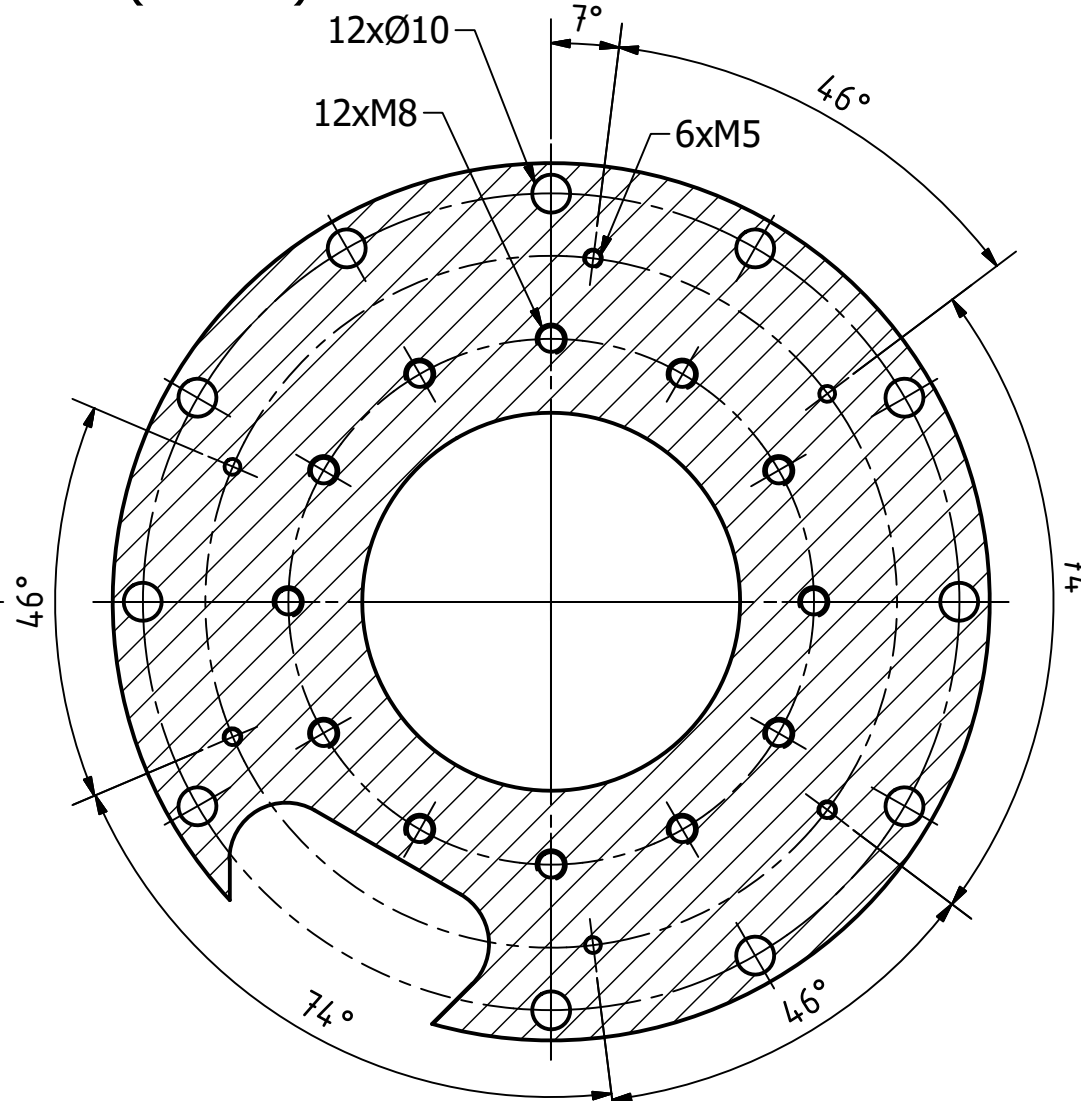
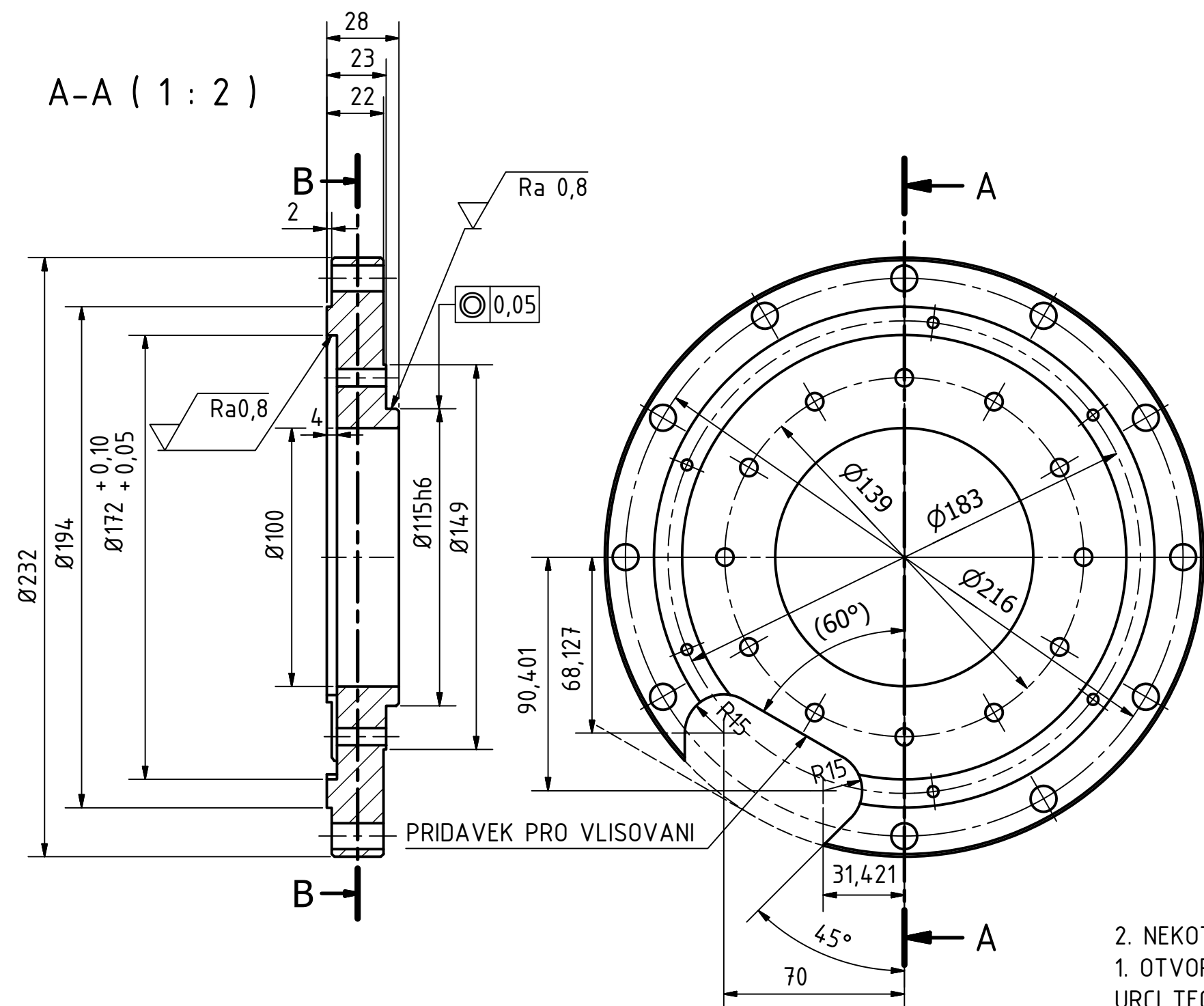
ČÍSLO VYKRESU: **01-00/REVIZE 1**

TYP:



A-A ( 1 : 2 )

B-B ( 1 : 2 )



2. NEKOTOVANE HRANY SRAZIT 1x45°  
 1. OTVOR PRO VLISOVANI UCHYTU ZMENSIT O PRIDAVEK PRO LISOVANI,  
 URCI TECHNOLOG

MATERIÁL: DURAL EN-AW 7075		POLOTOVAR:		PROMÍTÁNÍ:  ( ISO E )		TOLEROVÁNÍ PODLE ISO 8015:		PŘESNOST ISO 2768 - mK		INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS
NAVRHL	Podpis	Datum	STATIK	Podpis	Datum	HMOTNOST	1,9 kg	MĚŘITKO 1:2					
KRESLIL	JIRSOVA Miroslava	3.9.2016	NORM. REF.			MIKROFILM		Č. SVITKU					
SKUPINÁŘ			PREZK.			SESTAVA		KUSOVNIK					
TECHNOL.			SCHVÁLIL			STARY V.							

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
**FAKULTA STROJNÍ**

NÁZEV: PRIRUBA 1  
 TYP:  
 ČÍSLO VYKRESU: 01-01/REVIZE 1

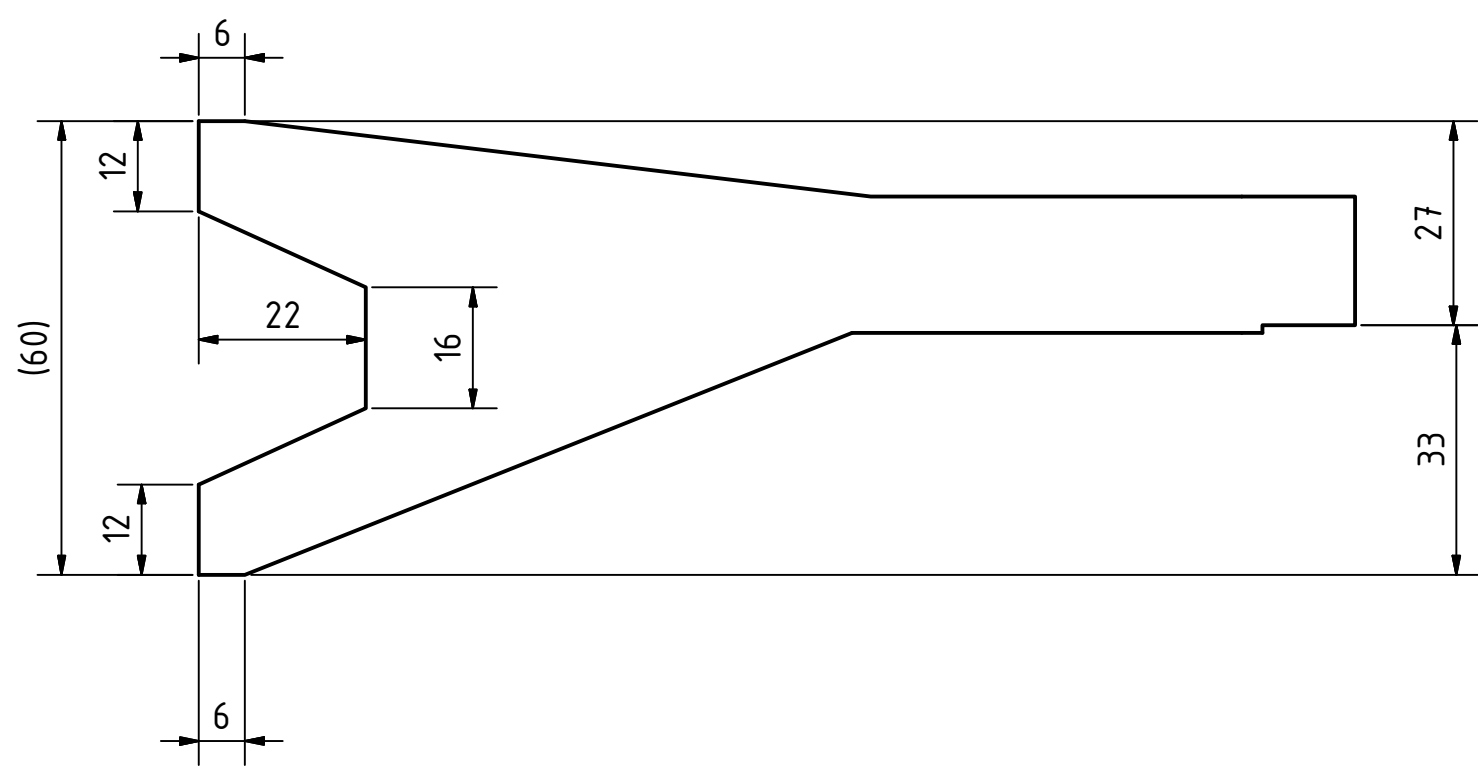
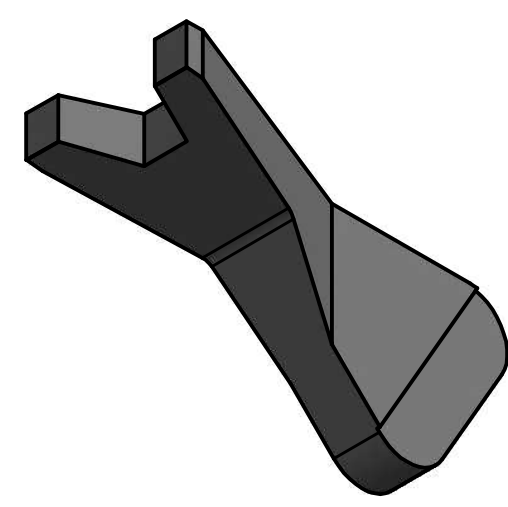
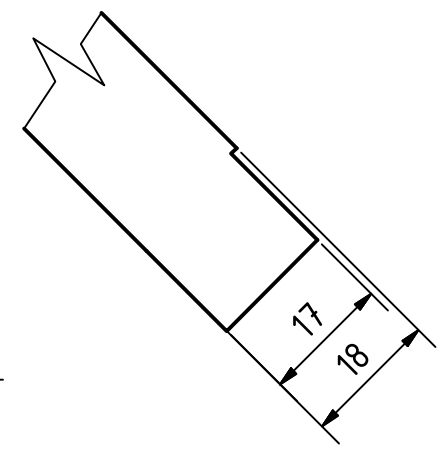
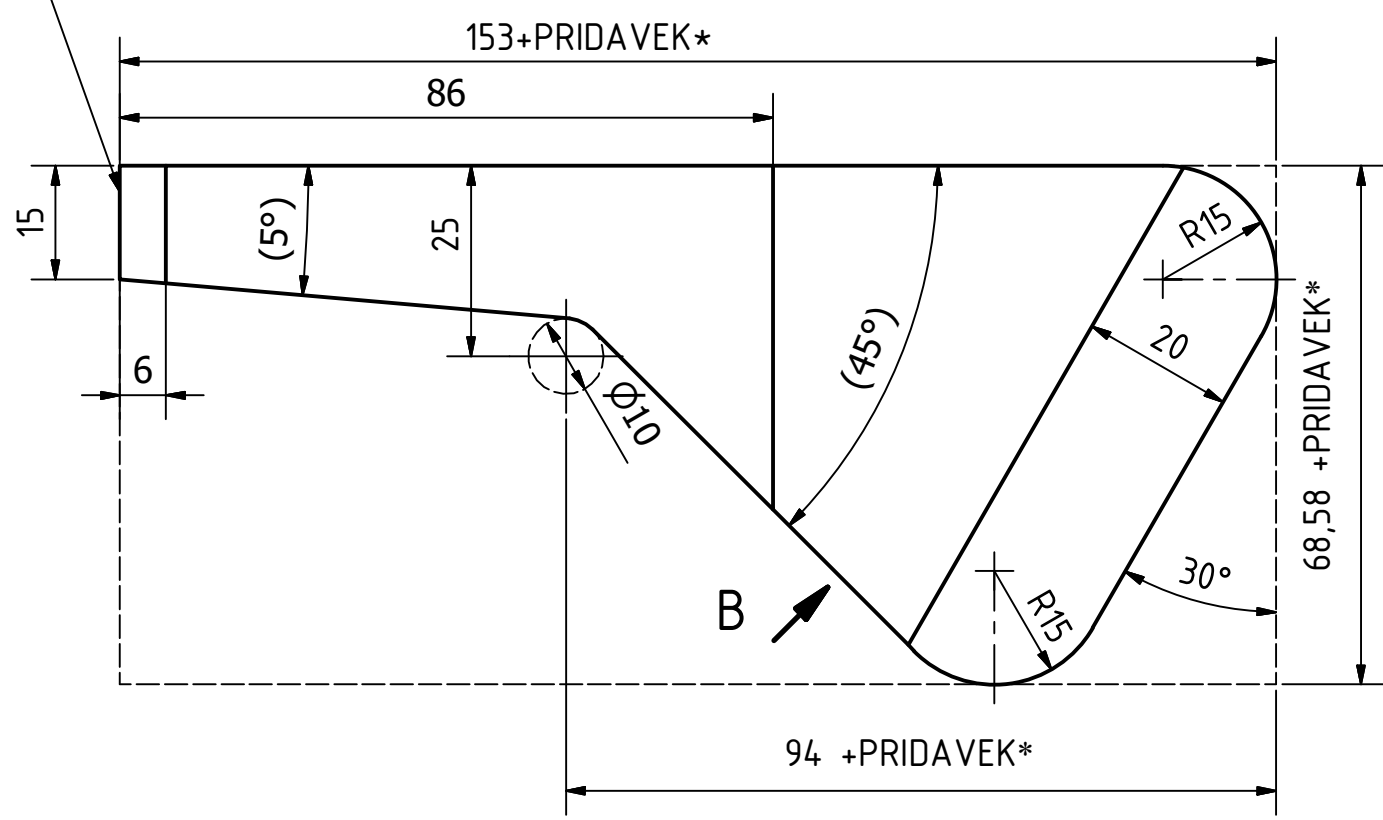
Ra 3,2

Ra 0,8

Ra 0,8

PRIDAVEK PRO VLISOVANI

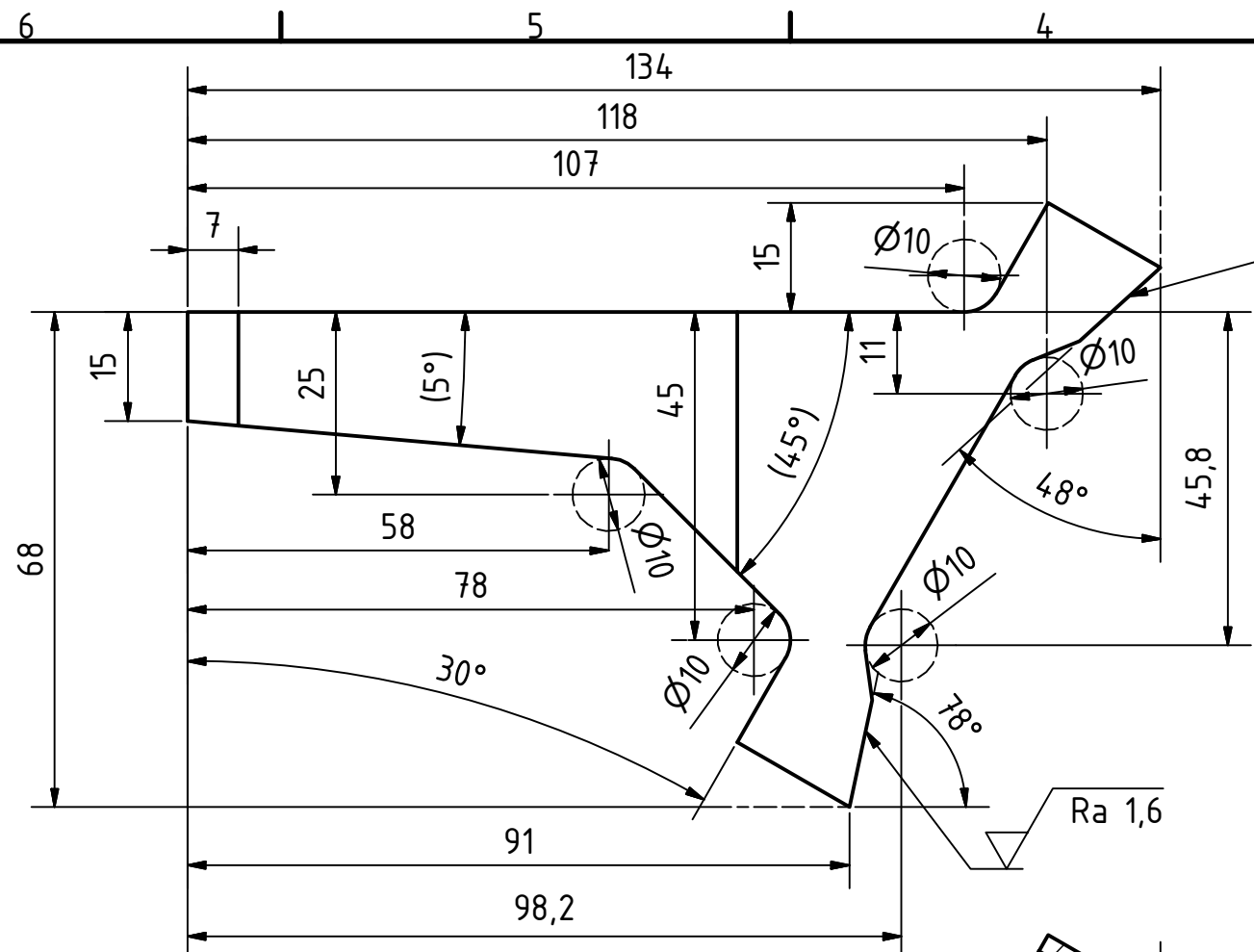
PLOCHA SE BUDE NA CISTO OBRABET PO VLISOVANI DO PRIRUBY  
(ZAHRNOUT PRIDAVEK) A MONTAZI



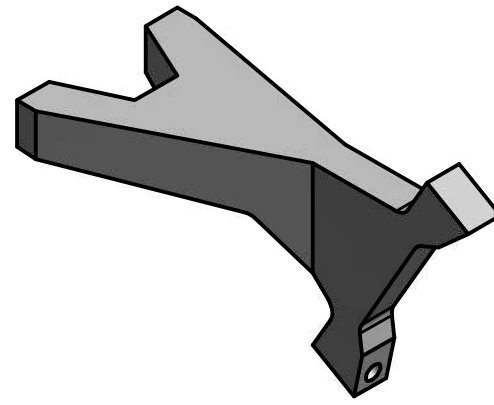
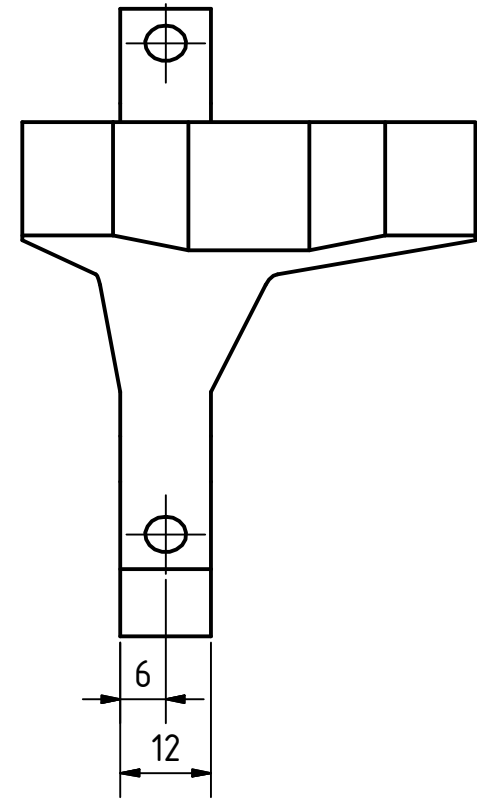
\* K ROZMERUM LISOVANE CASTI PRIPOCITAT PRIDAVEK PRO NALISOVANI

MATERIAL: DURAL EN-AW 7075		STATIK		HMOTNOST		0,353 kg		MÉRITKO		1:1	
POLOTOVAR:		NORM. REF.		MIKROFILM		Č. SVITKU		INDEX		ZMĚNA	
PROMĚTÁNÍ: $\varnothing$ (ISO E)		PREZK.		SESTAVA		KUSOVNIK		DATUM		PODPIS	
TOLEROVÁNÍ PODLE ISO 8015:		SCHVÁLIL		STARY V.							
PŘESNOST ISO 2768 - mK											

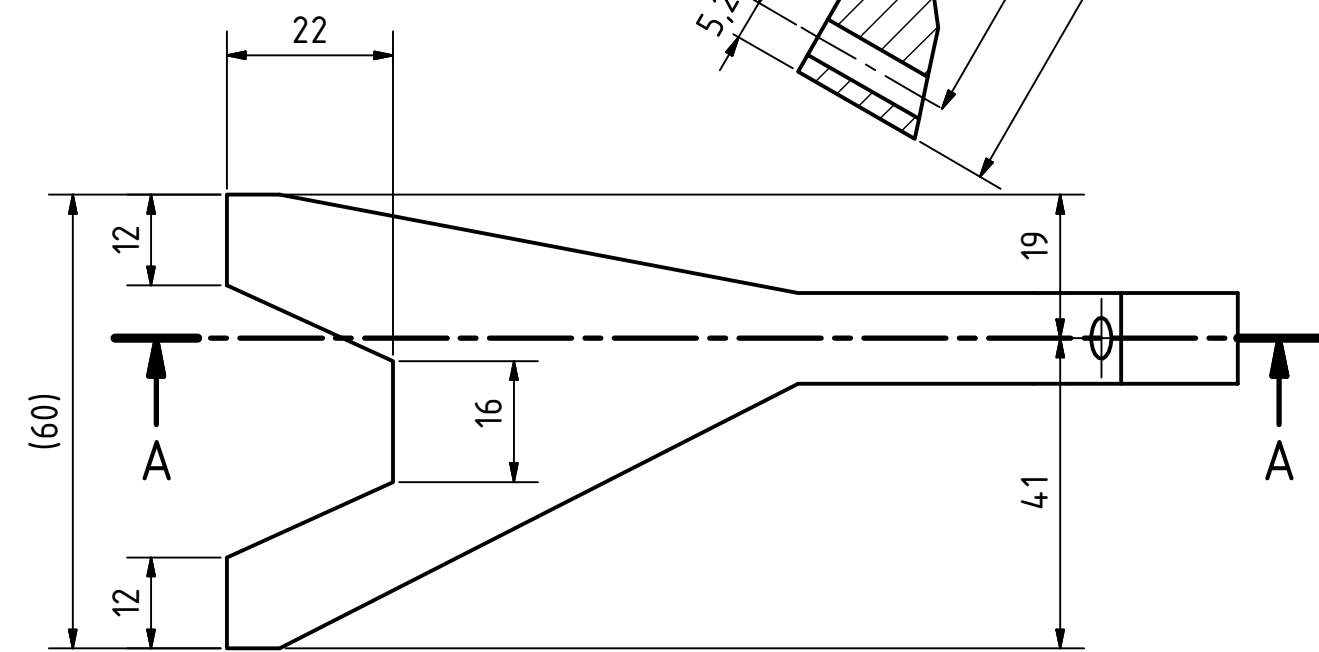
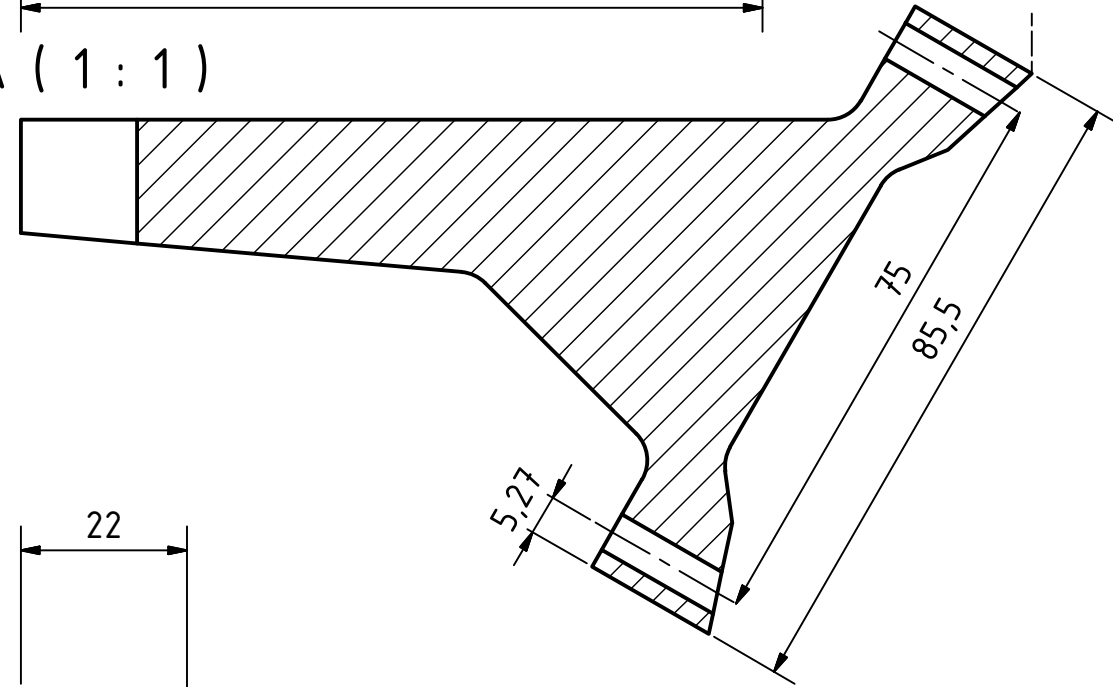
NAVRHL				Podpis				Datum			
KRESLIL				JIRSOVA Miroslava				3.9.2016			
SKUPINÁŘ				PREZK.				SCHVÁLIL			
TECHNOL.											
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE						FAKULTA STROJNÍ					
NÁZEV						UCHYT PRED NALISOVANIM					
TYP:						ČÍSLO VYKRESU					
						01-02/REVIZE 1					



Ra 3,2 (✓)



A-A (1:1)

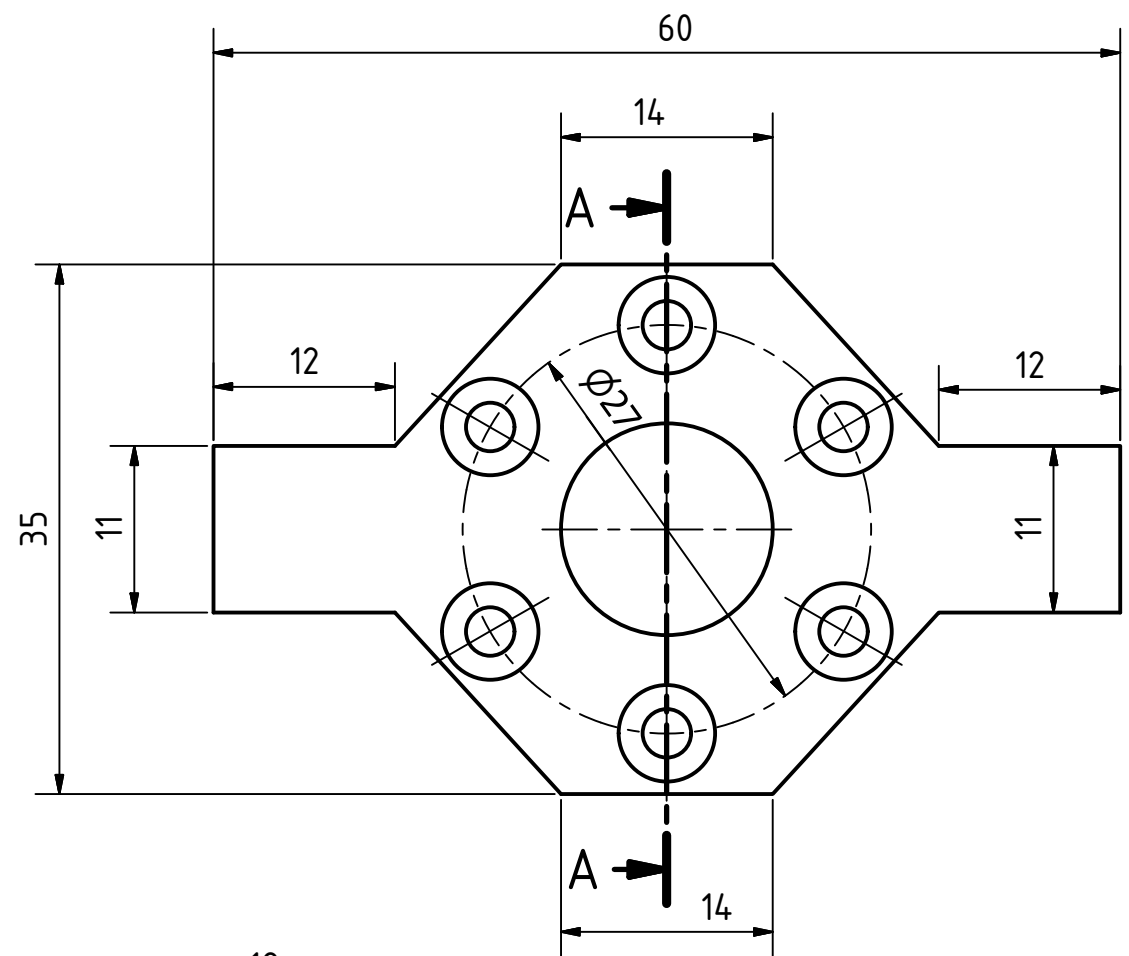


MATERIAL: DURAL EN-AW 7075							
POLOTOVAR:							
PROMITANI: $\varnothing$ (ISO E)							
TOLEROVANI PODLE ISO 8015:							
PRESNOST ISO 2768 - mK							
INDEX	ZMENA	DATUM	PODPIS	INDEX	ZMENA	DATUM	PODPIS
NAVRHL	Podpis	Datum	STATIK	Podpis	Datum	HMOTNOST	0,22 kg
KRESLIL	Miroslava JIRSOVA	3.9.2016	NORM. REF.			MIKROFILM	1:1
SKUPINAR			PREZK.			SESTAVA	Č. SVITKU
TECHNOL.			SCHVALIL			STARY V.	KUSOVNIK

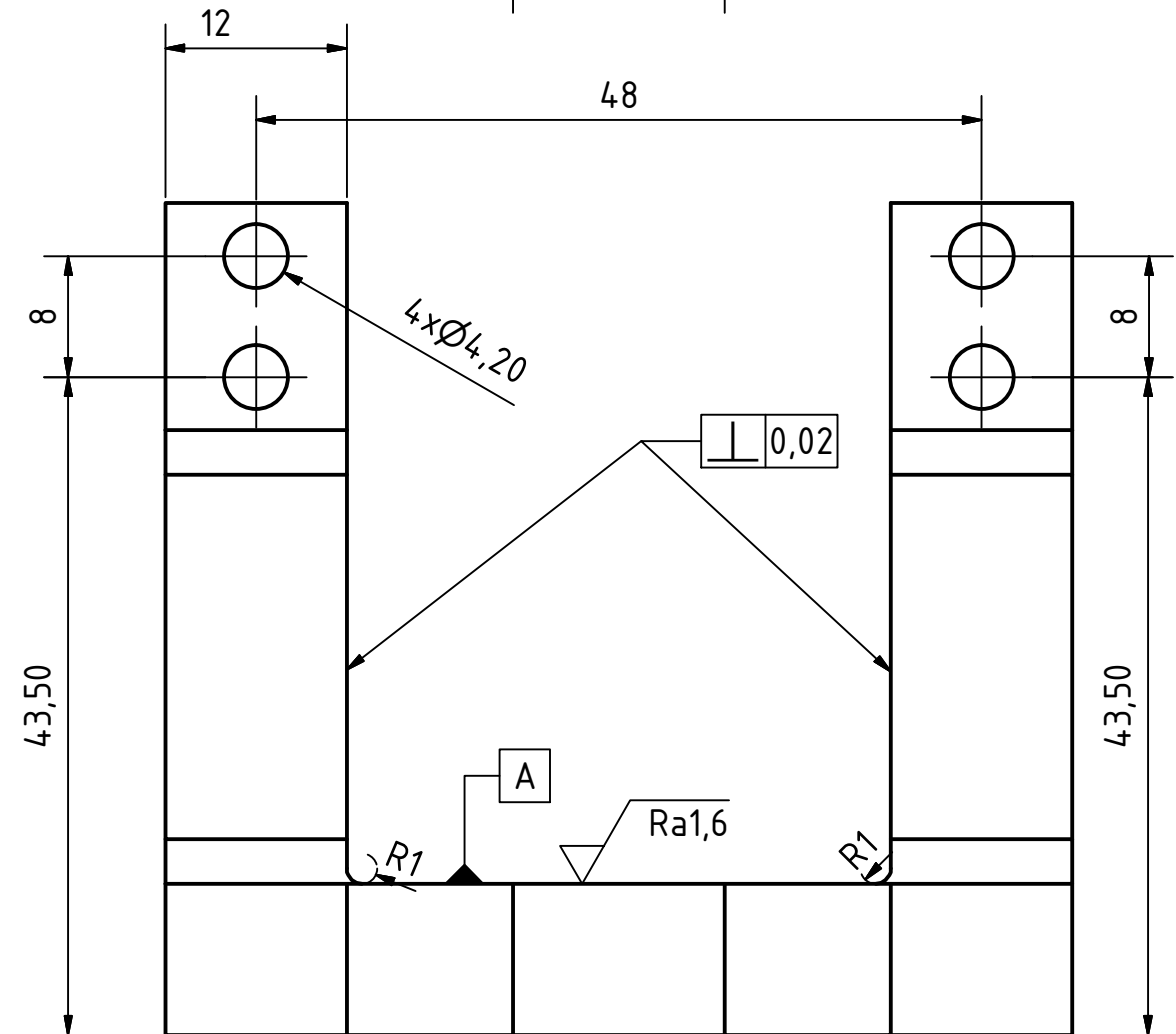
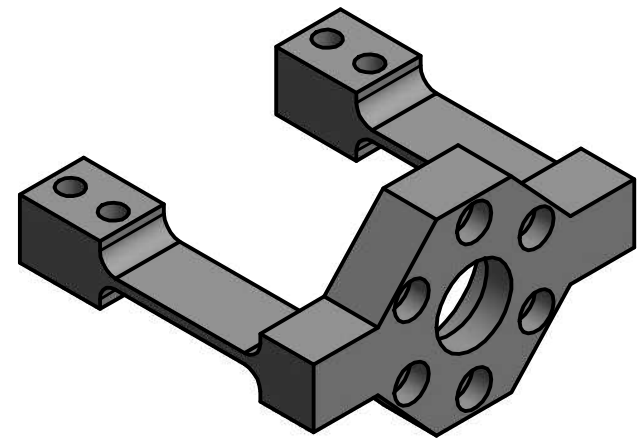
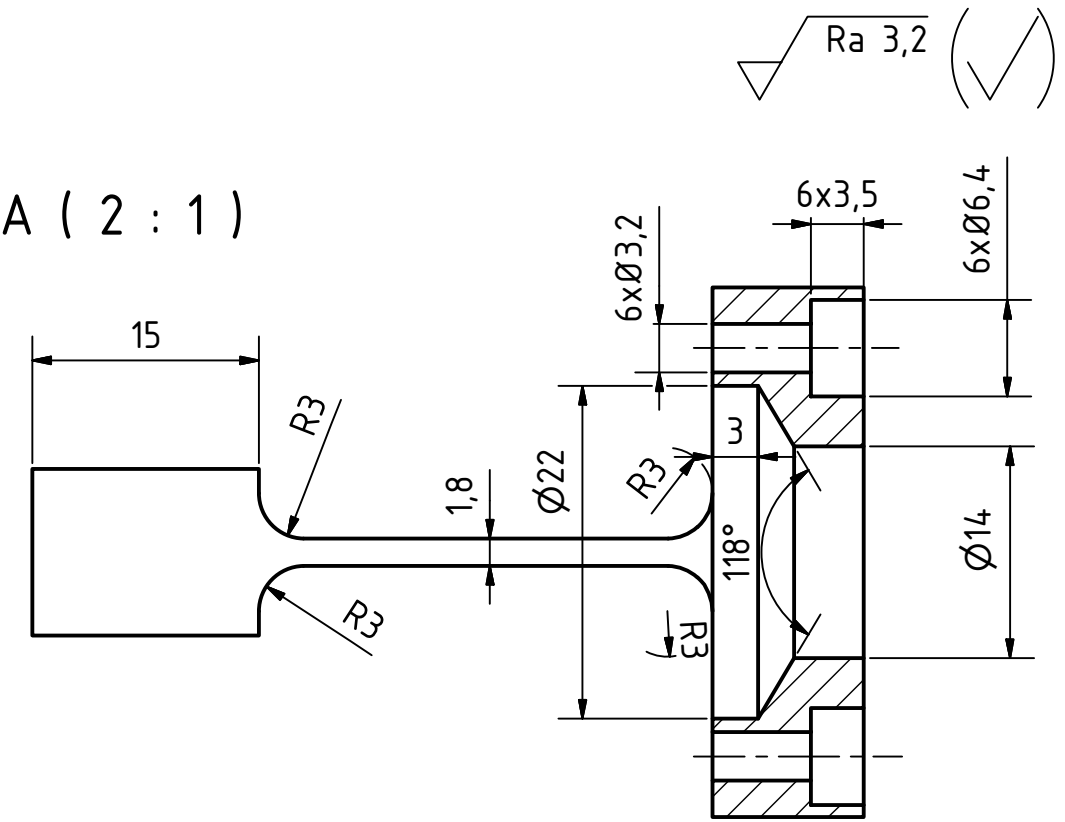
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
**FAKULTA STROJNÍ**

NÁZEV: **UCHYT 2**  
 TYP:  
 ČÍSLO VYKRESU: **01-03/REVIZE 1**

LST:



A-A ( 2 : 1 )

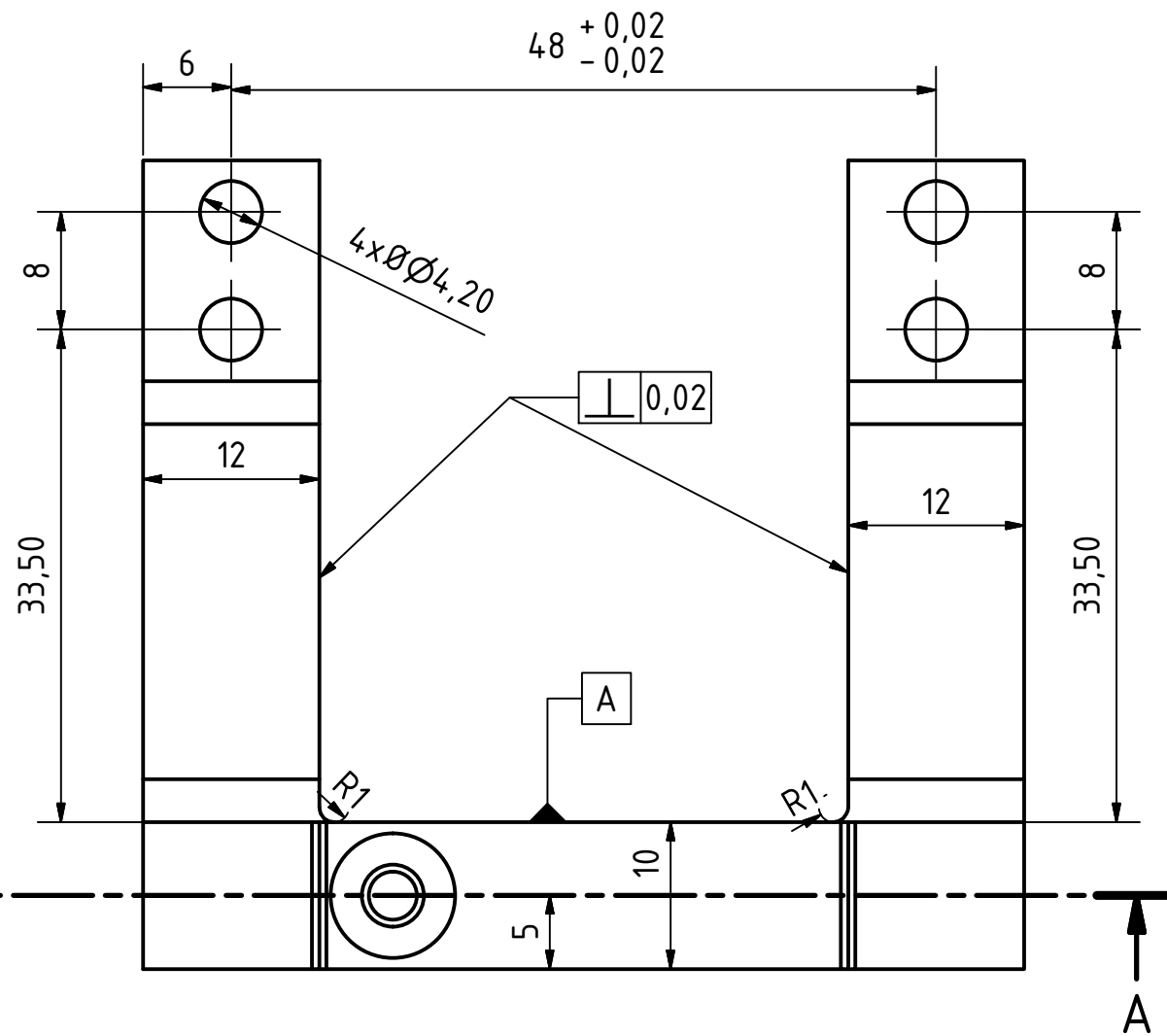
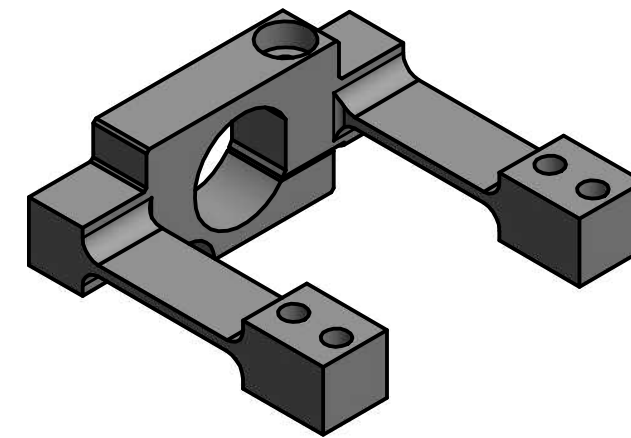
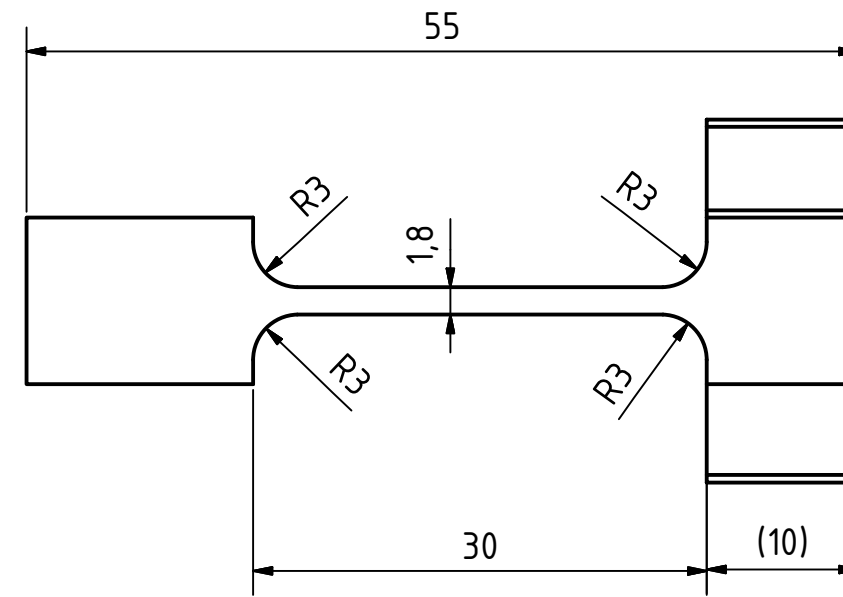
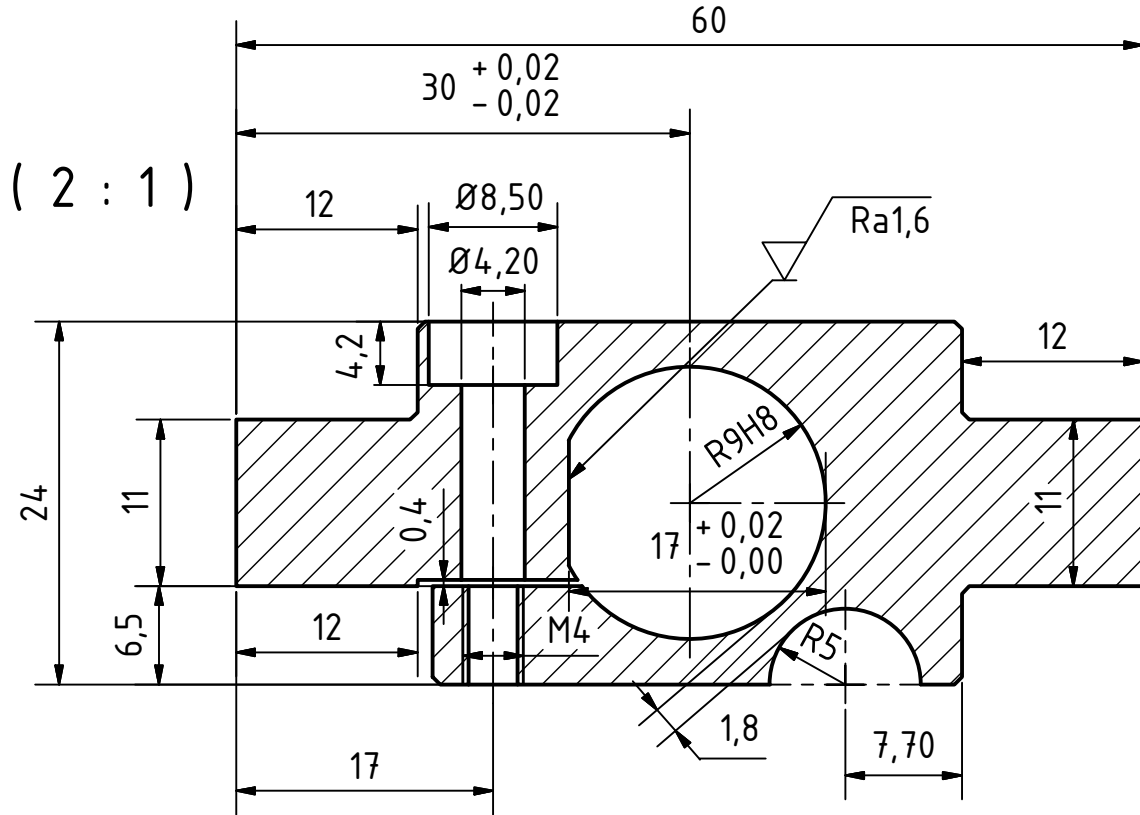


MATERIAL: DURAL EN-AW 7075									
POLOTOVAR:									
PROMITANI: (ISO E)									
TOLEROVANI PODLE ISO 8015:									
PRESNOST ISO 2768 - mK									
INDEX	ZMENA	DATUM	PODPIS	DATUM	HMOTNOST	0,1 kg	MERITKO	2:1	
NAVRHL			STATIK		KRESLIL	Miroslava JIRSOVA	2.10.2016	NORM. REF.	Č. SVITKU
SKUPINAR			PREZK.		SESTAVA				KUSOVNIK
TECHNOL.			SCHVALIL		STARY V.				

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
**FAKULTA STROJNÍ**

NÁZEV: **PRUZNÝ ČLEN 1**  
 TYP:  
 ČÍSLO VÝKRESU: **01-04/REVIZE 2**

A-A ( 2 : 1 )

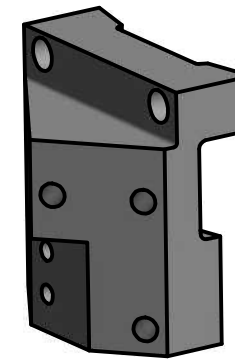
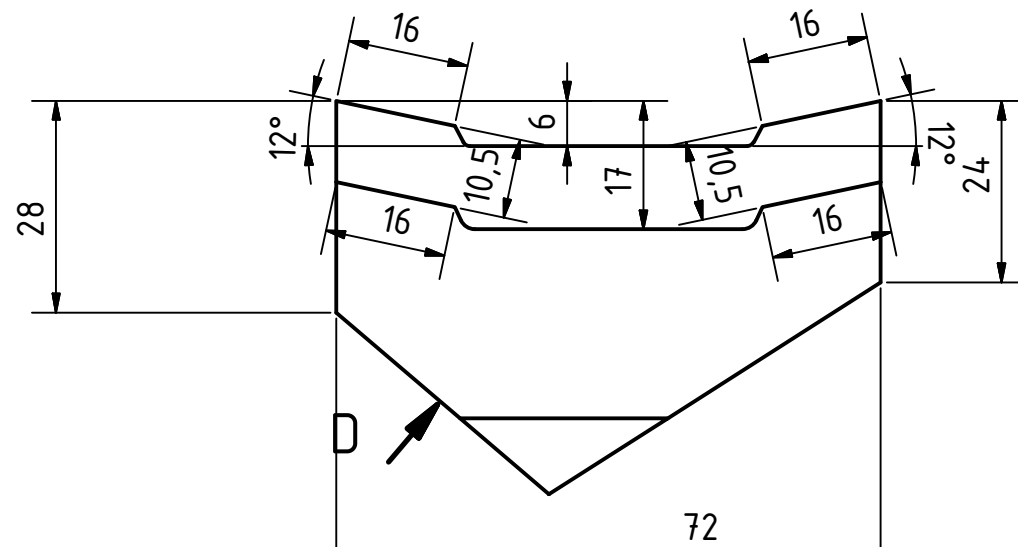


MATERIAL: DURAL EN-AW 7075							
POLOTOVAR:							
PROMITANI: ( ISO E )							
TOLEROVANI PODLE ISO 8015:							
PRESNOST ISO 2768 - mK							
INDEX	ZMENA	DATUM	PODPIS	INDEX	ZMENA	DATUM	PODPIS
NAVRHL	Podpis	Datum	STATIK	Podpis	Datum	HMOTNOST	0,09 kg
KRESLIL	Miroslava JIRSOVA	2.10.2016	NORM. REF.			MERITKO	2:1
SKUPINAR			PREZK.			MIKROFILM	Č. SVITKU
TECHNOL.			SCHVALIL			SESTAVA	KUSOVNIK
						STARY V.	

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
FAKULTA STROJNÍ

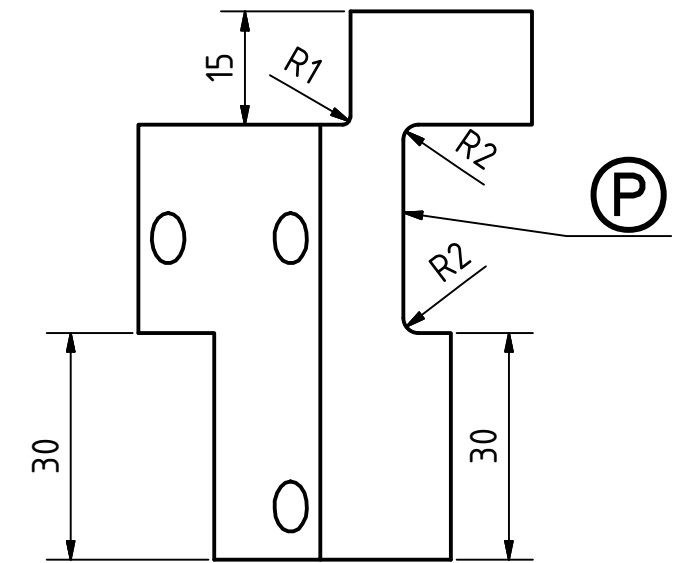
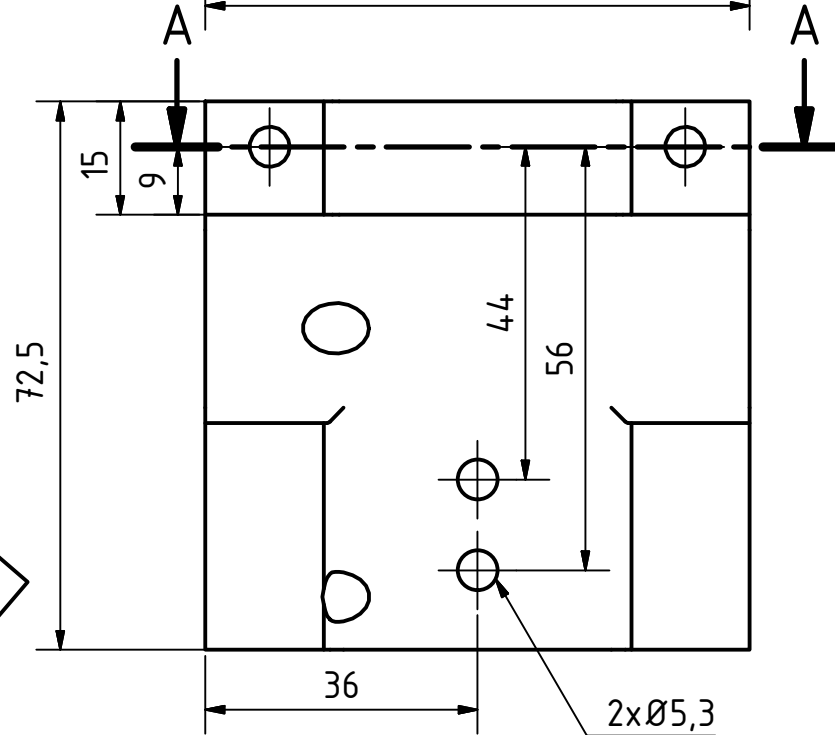
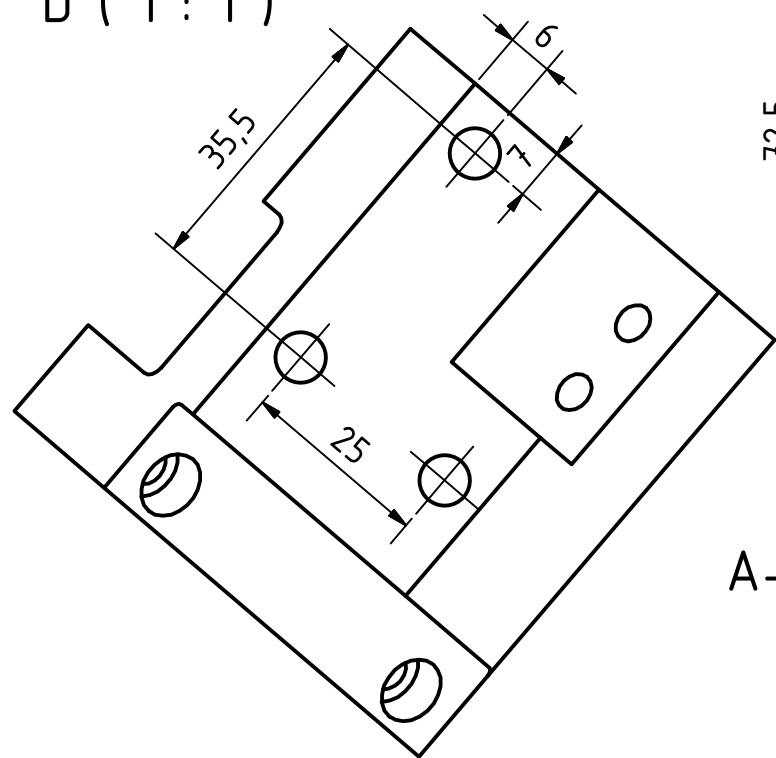
NÁZEV  
PRUZNÝ ČLEN 2  
TYP:  
ČÍSLO VÝKRESU  
01-05/REVIZE 2

LST:

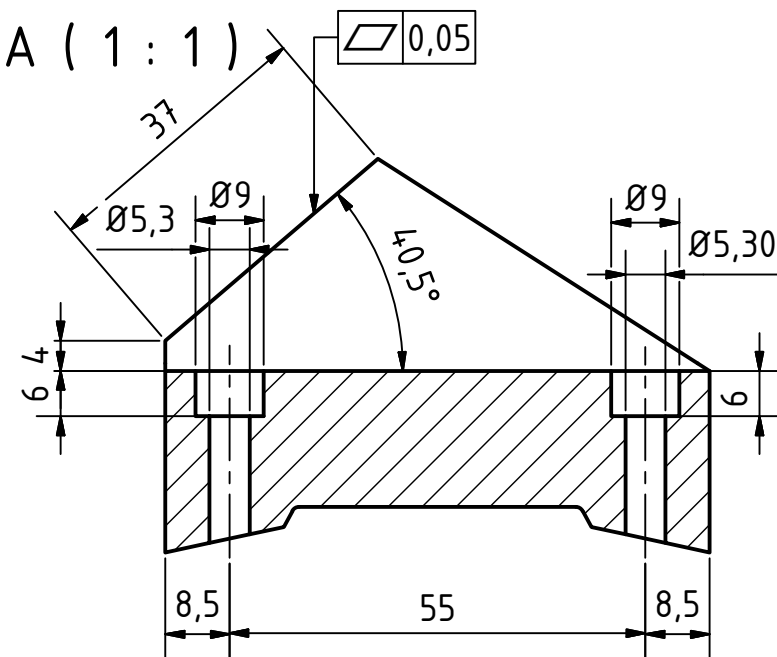


Ra 3,2

D (1:1)



A-A (1:1)



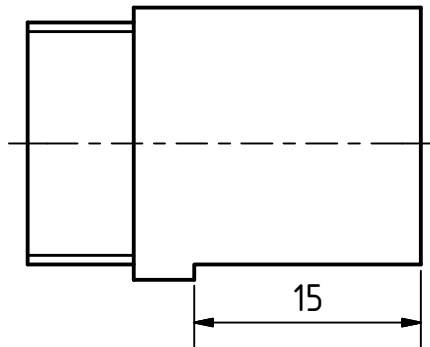
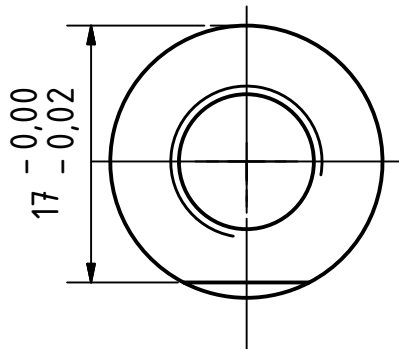
NEKOTOVANE HRANY SRAZIT  
 KLINOVITU CAST MOZNO NAHRADIT ZVLAST VYROBENYM KLINEM  
 A PRISROBOVAT ZE STRANY OZNACENE (P)

MATERIAL: DURAL EN-AW 7075		POLOTOVAR:		PROMITANI: (ISO E)		TOLEROVANI PODLE ISO 8015:		PRESNOST ISO 2768 - mK		INDEX	ZMENA	DATUM	PODPIS
NAVRHL	Podpis	Datum	STATIK	HMOTNOST	kg	MERITKO							
KRESLIL	Miroslava JIRSOVA	2.10.2016	NORM. REF.	MIKROFILM		C. SVITKU							
SKUPINAR			PREZK.	SESTAVA		KUSOVNIK							
TECHNOL.			SCHVALIL	STARY V.									

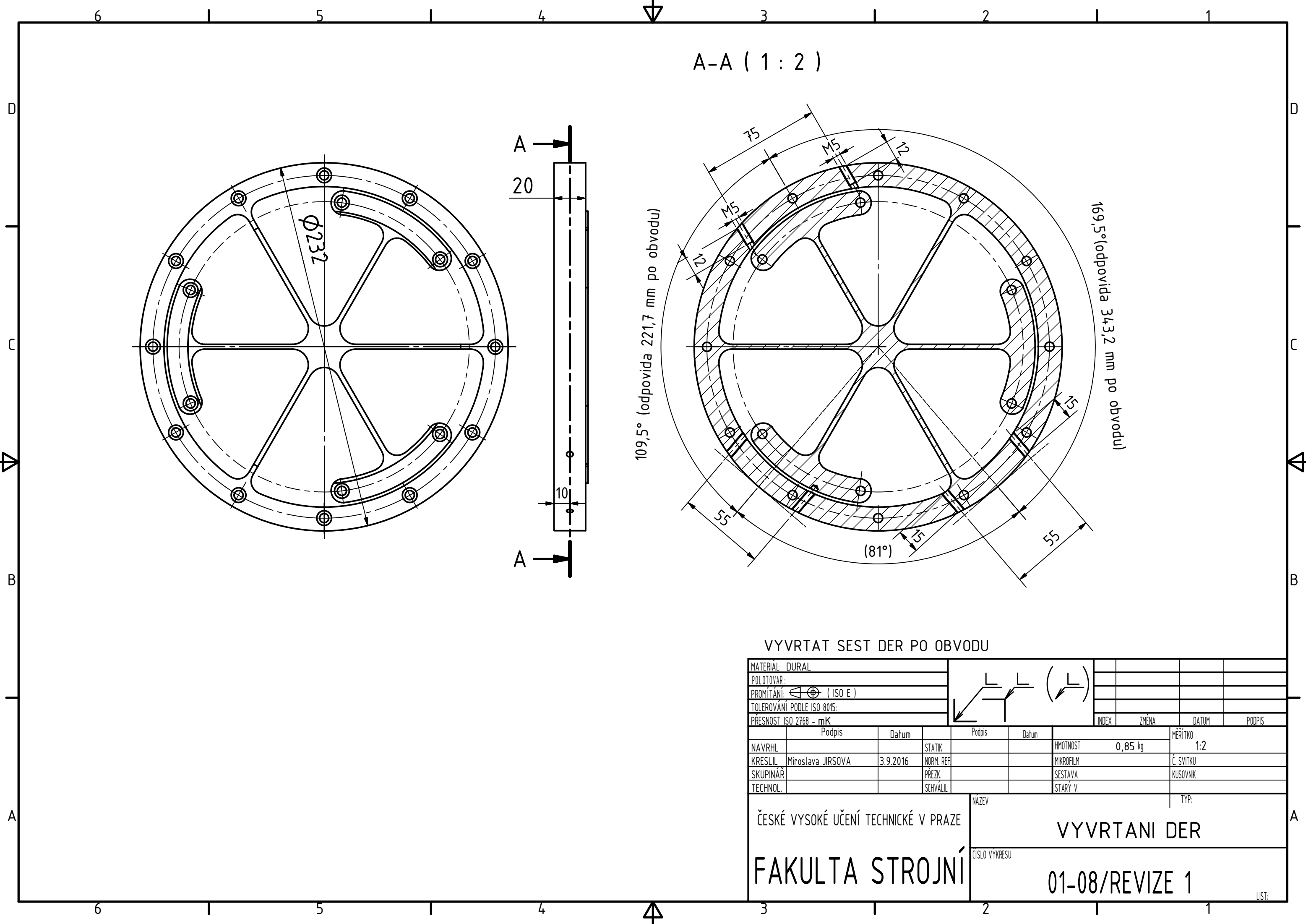
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
 FAKULTA STROJNÍ

NÁZEV: ZARAZKA 1  
 TYP:  
 ČÍSLO VYKRESU: 01-06/REVIZE 1

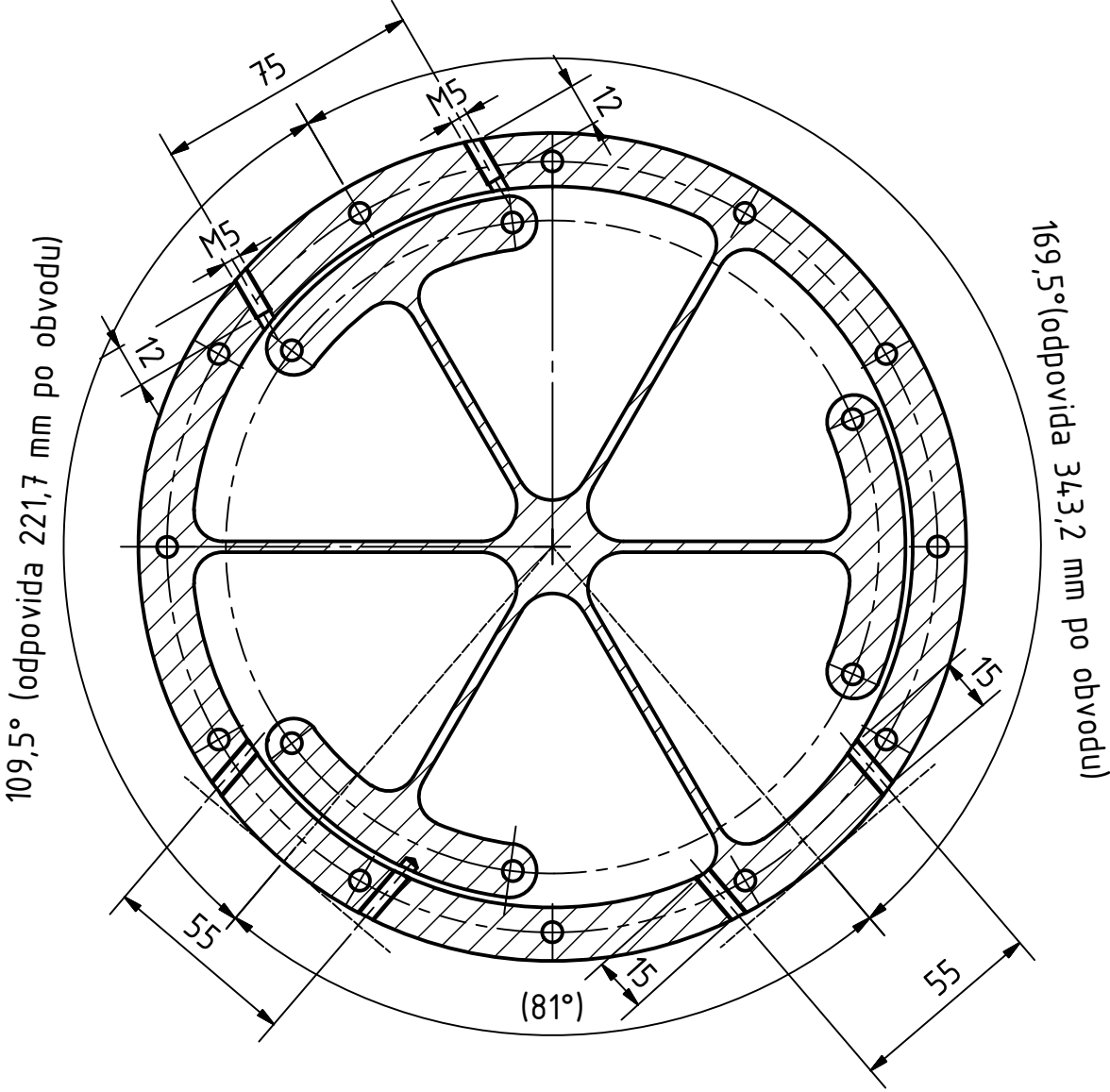
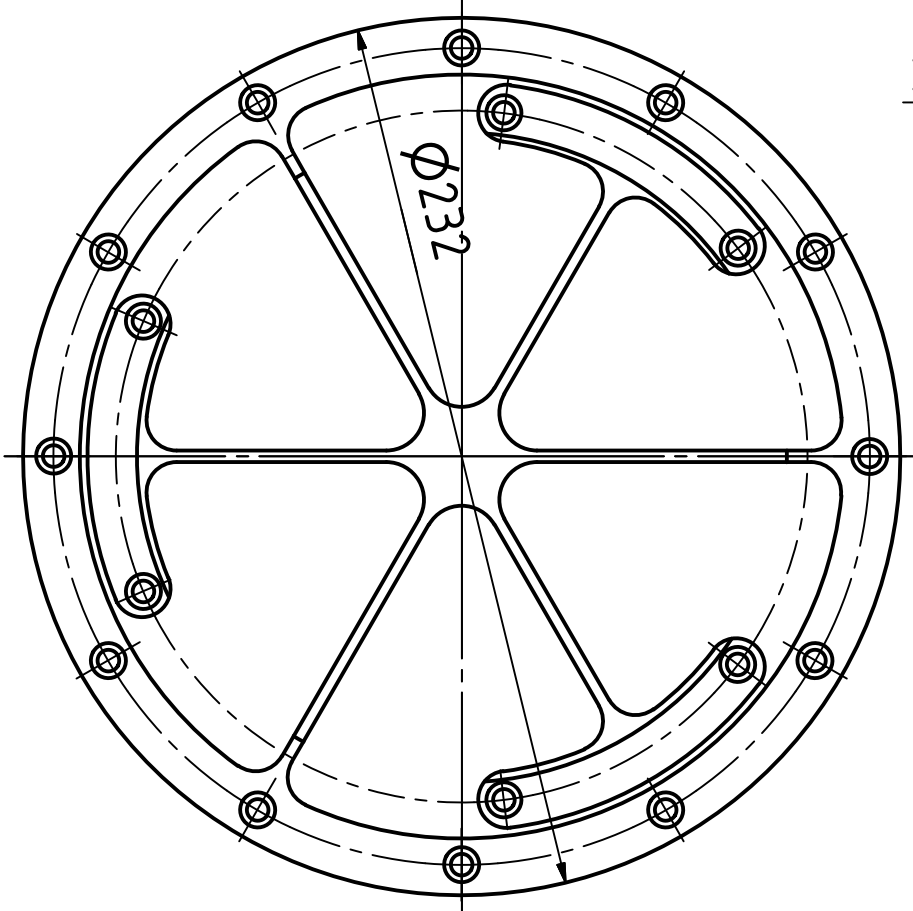
LST:



MATERIÁL:									
POLOTOVAR:									
PROMÍTÁNÍ:									
TOLEROVÁNÍ PODLE ISO 8015:									
PŘESNOST ISO 2768 - mK						INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS
	Podpis	Datum		Podpis	Datum	HMOTNOST		MĚŘÍTKO	
NAVRHL			STATIK			kg		2:1	
KRESLIL			NORM. REF			MIKROFILM		Č. SVITKU	
SKUPINÁŘ			PREZK.			SESTAVA		KUSOVNIK	
TECHNOL.			SCHVÁLIL			STARÝ V.			
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE <b>FAKULTA STROJNÍ</b>				NÁZEV <b>UPRAVA MATICE</b>				TYP:	
				ČÍSLO VYKRESU <b>01-07/REVIZE 0</b>					



A-A ( 1 : 2 )



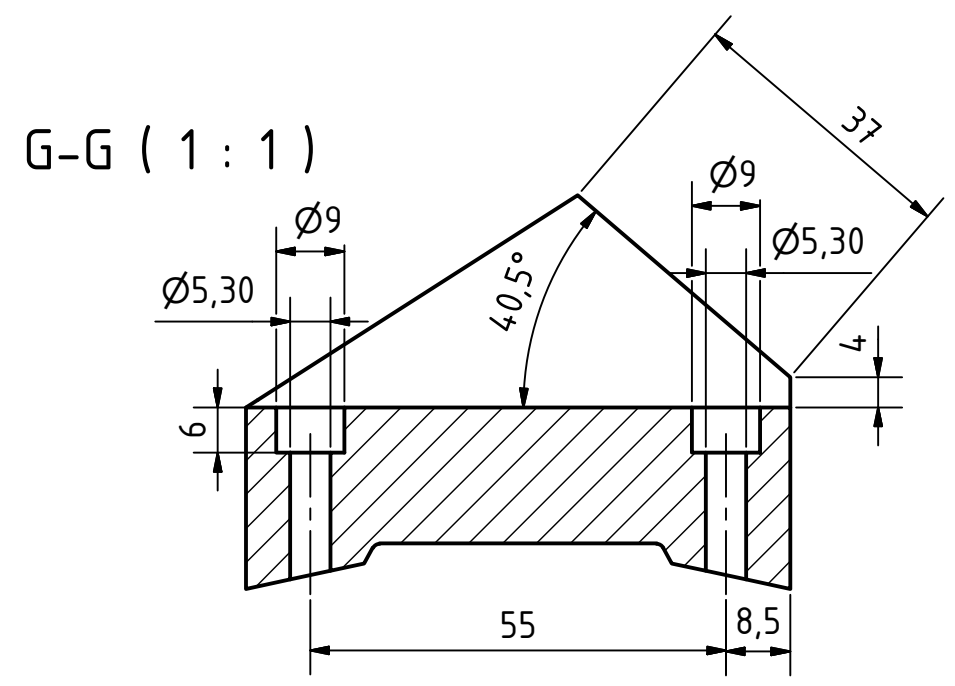
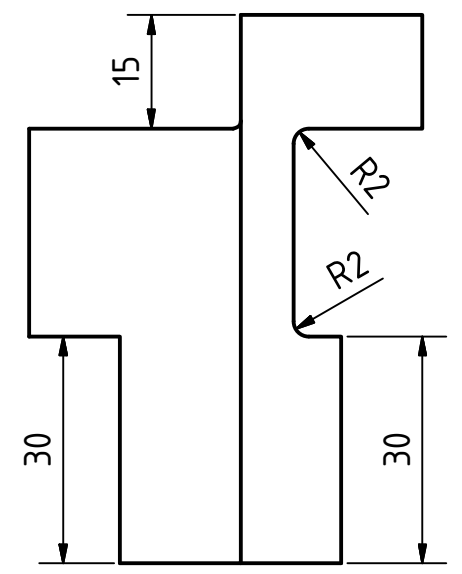
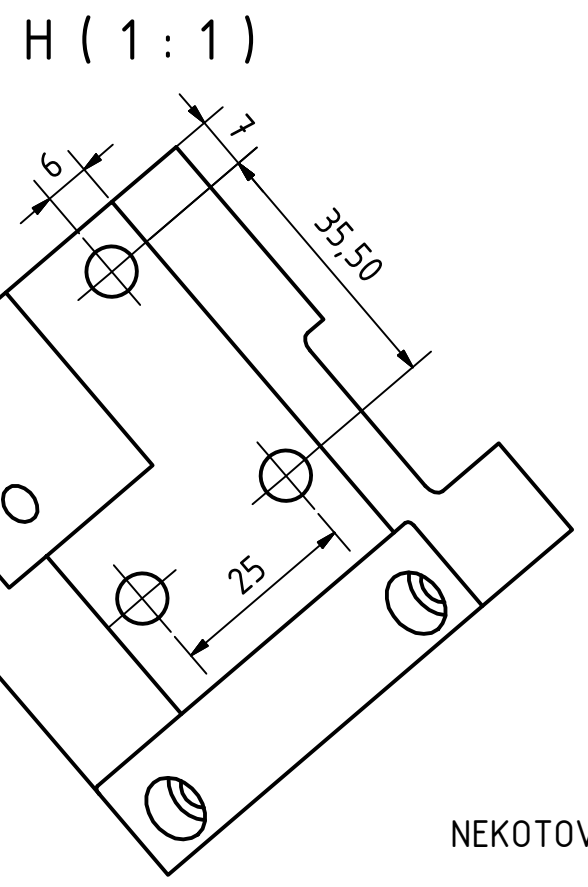
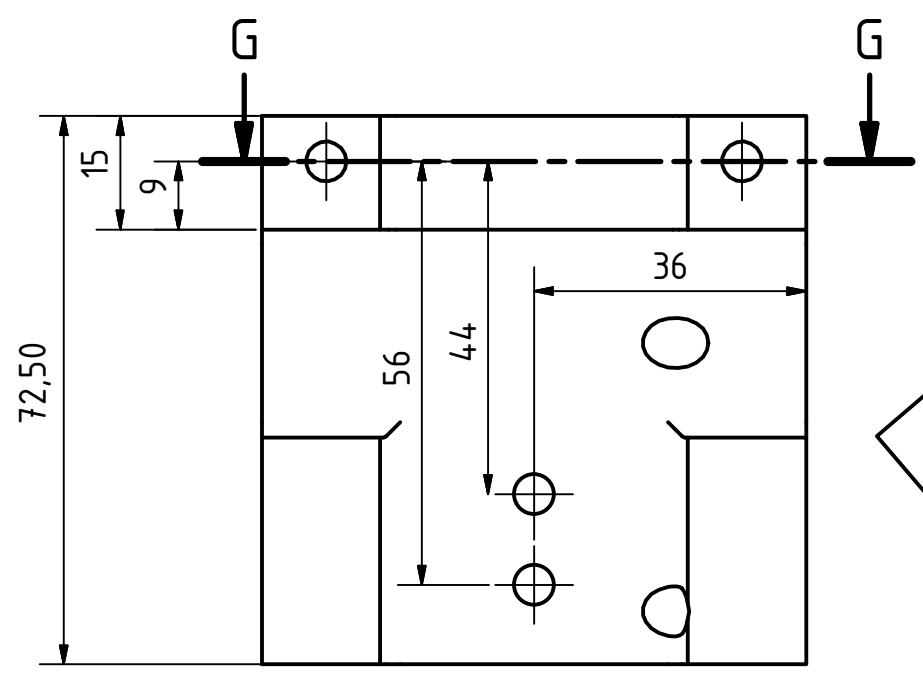
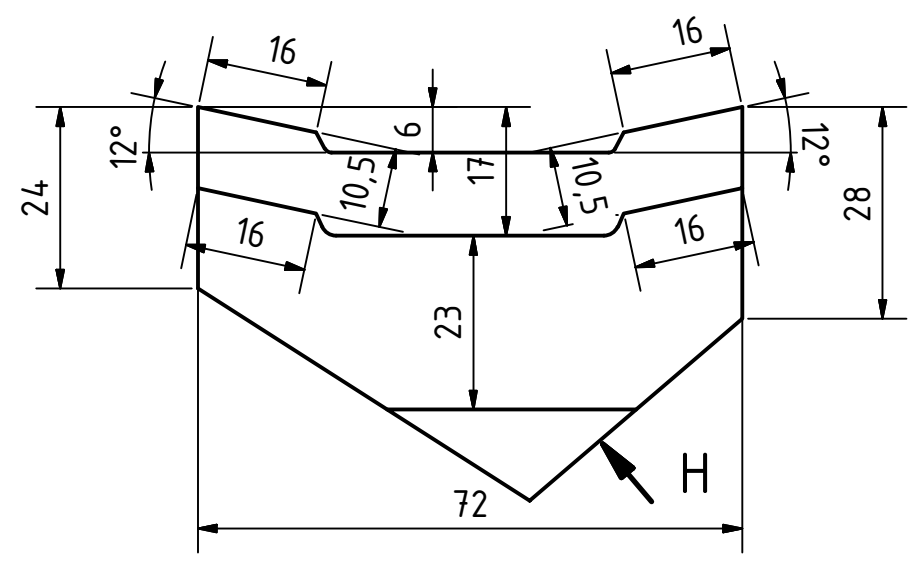
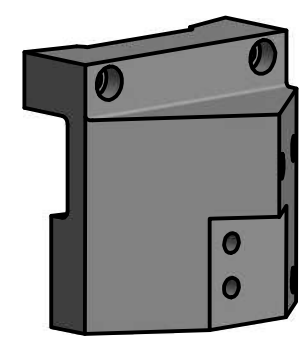
VYVRTAT SEST DER PO OBVODU

MATERIAL: DURAL									
POLOTOVAR:									
PROMÍTÁNÍ:  ( ISO E )									
TOLEROVÁNÍ PODLE ISO 8015:									
PŘESNOST ISO 2768 - mK									
	Podpis	Datum		Podpis	Datum	HMOTNOST	0,85 kg	MĚŘÍTKO	1:2
NAVRHL			STATIK			MIKROFILM		Č. SVITKU	
KRESLIL	Miroslava JIRSOVA	3.9.2016	NORM. REF.			SESTAVA		KUSOVNIK	
SKUPINÁŘ			PREZK.			STARY V.			
TECHNOL.			SCHVÁLIL						

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE		NÁZEV		TYP:	
FAKULTA STROJNÍ		VYVRTANI DER			
		ČÍSLO VYKRESU		01-08/REVIZE 1	



Ra 3,2



NEKOTOVANE HRANY SRAZIT

MATERIÁL: DURAL EN-AW 7075		POLOTOVAR:		PROMÍTÁNÍ:  (ISO E)		TOLEROVÁNÍ PODLE ISO 8015:		PŘESNOST ISO 2768 - mK		INDEX		ZMĚNA		DATUM		PODPIS	
NAVRHL	Podpis	Datum	STATIK	Podpis	Datum	HMOTNOST	kg	MĚŘITKO									
KRESLIL	Miroslava JIRSOVA	2.10.2016	NORM. REF.			MIKROFILM		Č. SVITKU									
SKUPINÁŘ			PŘEZK.			SESTAVA		KUSOVNIK									
TECHNOL.			SCHVÁLIL			STARY V.											

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

NÁZEV: ZARAZKA 2

TYP: 01-09

ČÍSLO VYKRESU: 01-09

LIST: 1