

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Zkušební zařízení pro analýzu vibrací ložisek

Bc. Karel Lebeda

Diplomová práce

2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: Bc. Karel Lebeda
Osobní číslo: D13651
Studijní program: N3708 Dopravní inženýrství a spoje
Studijní obor: Provozní spolehlivost dopravních prostředků a infrastruktury:
Ochrana životního prostředí v dopravě
Název tématu: Zkušební zařízení pro analýzu vibrační ložisek
Zadávající katedra: Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

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

Student navrhne rozšíření stávajícího zařízení pro analýzu ložisek, které umožní sledování ložisek s větším průměrem. Navrhne konstrukční řešení, které umožní měnit zatížení měřeného ložiska. Alespoň orientačně určí zatěžující síly sledovaného ložiska. Po realizaci návrhu student provede měření vibrační ložisek za různých podmínek, měření analyzuje a vyhodnotí aktuální možnosti sledování ložisek na rozšířeném zařízení.

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího práce
Rozsah pracovní zprávy: 30 - 40 stran textu a přílohy
Forma zpracování diplomové práce: tištěná
Seznam odborné literatury:

- [1] NOVÝ, Richard. Hluk a chvění. 1. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1995, 389 s. ISBN 80-01-01306-5.
[2] KREIDL, Marcel a Radislav ŠMÍD. Technická diagnostika: senzory metody analýza signálu. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2006, 408 s. ISBN 80-7300-158-6.
[3] Přednáška z Technické diagnostiky; Snímače vibrací a úprava signálu; Ing. Pavel Kukla, Ph.D; dne 11. 3. 2013.
[4] VDOLEČEK, František. Spolehlivost a technická diagnostika. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automatizace a informatiky [online]. 2002 [cit. 2013-03-11]. Dostupné z: <http://autnt.fme.vutbr.cz/lab/a1-731a/FSD.pdf>.
[5] KUKLA, P.: Učební opora, <http://www.vvvd.cz/m17-diagnosticke-systemy-a-spolehlivost-dopravnich-prostredku-32.html>

Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Kukla, Ph.D.
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce: 25. února 2015
Termín odevzdání diplomové práce: 22. května 2015



doc. Ing. Ivo Drahošský, Ph.D.
děkan

L.S.



doc. Ing. Michael Lata, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 25. února 2015

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Všechny literární prameny a informace, které jsem v práci použil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně.

V Pardubicích dne 13. května 2015

.....

Bc. Karel Lebeda

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce panu Ing. Pavlu Kuklovi, Ph.D. za věnovaný čas a rady. Také bych rád poděkoval panu Jiřímu Tlustošovi za hodnotné konzultace a pomoc při výrobě zkušebního zařízení. V neposlední řadě bych rád poděkoval mé rodině a přátelům za podporu a pomoc při studiu.

ANOTACE:

Tato práce je zaměřena na rozšíření stávajícího zařízení pro analýzu ložisek, které umožní sledování ložisek s větším průměrem. Cílem práce je návrh konstrukčního řešení, které umožní měnit zatížení měřeného ložiska. Alespoň orientačně budou určeny zatěžující síly sledovaného ložiska. Bude provedeno měření vibrací ložisek za různých podmínek, a na základě analýzy měření budou stanoveny aktuální možnosti sledování ložisek na rozšířeném zařízení.

KLÍČOVÁ SLOVA:

Ložisko, vibrace, analýza, kontrola

TITLE:

Testing equipment for bearing vibration analysis

ANNOTATION:

This work is focused on the expansion of existing equipment to analyze the bearings, which allow monitoring of bearings with a larger diameter and with change of bearing loads. It will be done bearing vibration measurements under various conditions, and the analysis will be determined by measuring the current options in the extended bearing monitoring device.

KEYWORDS:

Bearing, vibration, analysis, check

OBSAH

| | | |
|---------|--|----|
| 0 | ÚVOD..... | 10 |
| 1 | LOŽISKA A VIBRACE..... | 11 |
| 1.1 | LOŽISKO | 11 |
| 1.1.1 | Dělení ložisek..... | 11 |
| 1.1.1.1 | Rozdělení podle zatížení | 11 |
| 1.1.1.2 | Rozdělení podle konstrukce | 11 |
| 1.1.2 | Mazání ložisek | 15 |
| 1.1.3 | Trvanlivost valivých ložisek | 16 |
| 1.2 | Vibrace | 17 |
| 1.2.1 | Druhy snímačů | 19 |
| 1.3 | Vibrace ložisek..... | 22 |
| 2 | NÁVRH ZAŘÍZENÍ..... | 25 |
| 2.1 | Výpočet..... | 26 |
| 2.1.1 | Výpočet řemene | 26 |
| 2.1.2 | Výpočet hnané hřídele | 28 |
| 2.1.3 | Výpočet hnací hřídele | 31 |
| 2.1.4 | Výpočet těsného pera..... | 33 |
| 2.2 | Model zařízení | 36 |
| 2.3 | Výroba..... | 49 |
| 3 | MĚŘENÍ VIBRACÍ | 51 |
| 3.1 | Výpočet maximálních budících frekvencí | 51 |
| 3.2 | Měření vibrací na inovovaném zařízení..... | 54 |
| 3.2.1 | Akcelerometry..... | 54 |
| 3.2.2 | Analyzátor | 54 |
| 3.2.3 | Software | 54 |
| 3.2.4 | Otáčkoměr | 55 |
| 3.2.5 | Průběh měření | 56 |
| 3.3 | Analýza provedeného měření..... | 56 |
| 4 | ZÁVĚR..... | 60 |
| 5 | POUŽITÁ LITERATURA | 62 |
| 6 | PŘÍLOHY | 64 |

SEZNAM ILUSTRACÍ A TABULEK

| | |
|--|----|
| Obrázek 1: Kluzná ložiska | 12 |
| Obrázek 2 Elektromagnetické ložisko [2]..... | 12 |
| Obrázek 3: Části valivého ložiska: (1) vnější kroužek, (2) vnitřní kroužek, | 13 |
| Obrázek 4: Válečkové ložisko [6]..... | 13 |
| Obrázek 5: Kuželíkové ložisko [7] | 14 |
| Obrázek 6: Soudečkové ložisko [8] | 14 |
| Obrázek 7: Jehlové ložisko [9] | 14 |
| Obrázek 8: Vznik absolutních a relativních vibrací [13] | 19 |
| Obrázek 9: Indukční snímač (1) jho, (2) membrána, (3) permanentní magnet, (4) cívka, (5) tlumící závit [13]..... | 20 |
| Obrázek 10: Akcelerometr | 21 |
| Obrázek 11: Základní konstrukční uspořádání piezoelektrických akcelerometrů a) Delta Shear, b) Planar Shear, c) s centrálním tlakovým namáháním (B-těleso snímače, m-seizmická hmota, P-piezoelektrický prvek, R-přednapínací prstenec, S-přednapínací disk) [14]..... | 22 |
| Obrázek 12: Působení síly na valivé elementy | 23 |
| Obrázek 13: Vlnitost povrchu | 24 |
| Obrázek 14: Původní zařízení pro měření vibrací ložisek | 25 |
| Obrázek 15: Rozšířené zařízení pro měření vibrací ložisek | 26 |
| Obrázek 16: Působení sil na hnanou hřídel..... | 29 |
| Obrázek 17: Hřídel namáhaná napínáním řemene | 31 |
| Obrázek 18: Působení sil na hnací hřídel..... | 31 |
| Obrázek 19: Hnací hřídel namáhaná napínáním řemene | 33 |
| Obrázek 20: Rozměry těsného pera | 33 |
| Obrázek 21: Základní deska..... | 37 |
| Obrázek 22: Pojezdový profil | 37 |
| Obrázek 23: Napínací zařízení..... | 38 |
| Obrázek 24: Svařenec nosného rámu..... | 38 |
| Obrázek 25: Posuvná deska | 39 |
| Obrázek 26: Šroubovací část vyosení | 39 |
| Obrázek 27: Svařenec posuvné desky..... | 40 |
| Obrázek 28: Posuvná deska ložiska 6207 | 41 |

| | |
|---|----|
| Obrázek 29: Opěrná část vyosení | 41 |
| Obrázek 30: Svařenec desky pod ložisko 6207 | 42 |
| Obrázek 31: Průběh obrábění a osazování ložiskových domků | 42 |
| Obrázek 32: Hnací řemenice..... | 43 |
| Obrázek 33: Hnaná řemenice | 44 |
| Obrázek 34: Hnaná hřídel | 44 |
| Obrázek 35: Pevnostní analýza hnané hřídele při působení napnutého řemene | 45 |
| Obrázek 36: Posunutí koncového bodu hřídele při působení síly 2600N..... | 46 |
| Obrázek 37: Napětí hřídele při zatížení silou 2600N..... | 46 |
| Obrázek 38: Průhyb hřídele v závislosti na síle..... | 47 |
| Obrázek 39: Celková sestava | 49 |
| Obrázek 40: Měřicí aparatura | 50 |
| Obrázek 41: Rozměry ložiska..... | 51 |
| Obrázek 42: Rozhraní programu PULSE LabShop | 55 |
| Obrázek 43: Vibrace ložiska 6207 v ose Y..... | 57 |
| Obrázek 44: Vibrace ložiska 6209 v ose Y..... | 58 |
| Obrázek 45: Změna vibrací ložiska 6209 v ose Y při zatížení | 59 |
| | |
| Tabulka 1: Závislost síly na průhybu a zatížení..... | 47 |
| Tabulka 2: Budící frekvence ložiska 6207..... | 52 |
| Tabulka 3: Budící frekvence ložiska 6209..... | 53 |

SEZNAM ZKRATEK A ZNAČEK

L_h – trvanlivost valivého ložiska

C – základní dynamická únosnost, získaná zkouškami a uváděná v katalogu

F – zatížení ložiska

m – exponent rovnice trvanlivosti

F_e – ekvivalentní zatížení

V – rotační součinitel získaný z tabulek

X – radiální přepočítávací součinitel z katalogu ložisek

F_r – radiální složka zatížení

Y – axiální přepočítávací součinitel z katalogu ložisek

F_a – axiální složka zatížení

s_r – skluz řemene

W_o – modul průřezu v ohybu

M_{Ored} – redukovaný moment

α_B – Bachův opravný součinitel pro střídavý ohyb

f_{Li} – Frekvence vad vnitřního oběžného kroužku

f_{Le} – Frekvence vad vnějšího oběžného kroužku

f_{Ld} – Frekvence vad valivého tělesa

0 ÚVOD

Ložisko je v dnešní době všestranně využívaná strojní součást, bez které by některá zařízení pracovala velmi obtížně. S jejich pomocí se zásadně snižuje ztrátová energie při tření a snižuje se opotřebení rotačních součástí. Proto mohou stroje pracovat po dlouhou dobu bez nutnosti výměn hřídelů a dalších součástí. Se zvyšujícími se nároky na využívaná zařízení se také zvyšují nároky na vlastnosti ložisek, ať už co do rozměrů, či materiálů. Ložiska musí odolávat stále vyšším rychlostem a zatížením, která značně prověřují jejich schopnosti. Ač se nejedná o technicky složitou součást, prakticky je vnímána bez povšimnutí, její úděl je nezanedbatelný. Tuto skutečnost si uvědomujeme až v případě poruchy této součásti kdy, může dojít k celkové neprovoznosti zařízení, ale i ke škodám na jiných uzlech sestavy. V praxi to může znamenat, že vada na ložisku za sto korun může vést k nehodě v tisícinásobné peněžní hodnotě.

Z hlediska provozní spolehlivosti se zabýváme kontrolou vibrační ložisek. Závady ložisek je možné identifikovat pomocí diagnostiky vibrací. Inovované zařízení na analýzu ložisek umožní sledování vibračních parametrů ložisek při různých režimech a různém poškození. Bude tak možné získat poznatky pro další diagnostiku strojů s valivými ložisky. Tím bude možné prohloubit znalosti této obsáhlé problematiky a získané znalosti uplatnit při dalších činnostech. Tomuto zkoumání nahrává i fakt, že ložisko se v provozu stále mění, a tím se mění i vibrace. Lze tedy bezdemontážní diagnostikou zjistit zbytkovou provozuschopnost ložiska a naplánovat potřebné opravárenské a údržbářské činnosti.

Vhodnou interpretací výsledků z vibrodiagnostiky tedy lze zjistit stav ložiska, tím správně rozhodnout o jeho výměně a předejít případným nehodám, které mohou znamenat nebezpečí pro okolní prostředí.

Cílem práce je vytvořit takové zařízení, se kterým by bylo možné měřit vibrace u ložisek s větším průměrem a za různých zatížení. Tímto rozšířením by bylo možné prohloubit znalosti v oboru vibrodiagnostiky díky širšímu rozsahu možností při zkoušení valivých ložisek.

1 LOŽISKA A VIBRACE

Tato část práce je zaměřena na popsání ložiska jako strojní součásti od jeho principu funkce až po možná konstrukční řešení. Podobně i popsání vzniku vibrací a možností jejich měření.

1.1 Ložisko

V technické terminologii je ložiskem nazývána strojní součást, která napomáhá ke snížení tření mezi jednotlivými částmi stroje. Díky tomuto snížení dochází k menším energetickým ztrátám při běhu zařízení, a tím zvýšení energetické účinnosti stroje.

1.1.1 Dělení ložisek

Ložiska lze rozdělit dle jejich pohybu na rotační a lineární. Bereme-li v potaz jejich princip, jde o kluzná, valivá a magnetická. Po zohlednění působící síly dělíme ložiska na radiální a axiální.

V práci budou popsána valivá ložiska, která jsou víceméně nejčastěji využívána a také jsou používána ve vytvářeném zkušebním zařízení.

1.1.1.1 Rozdělení podle zatížení

Radiální ložiska

Nejvyužívanějším typem ložisek jsou radiální. Ta přenášejí sílu kolmou k ose rotace. Existují však i ložiska, která se dají zatížit pod daným úhlem. Jsou to například kuličková ložiska s kosouhlým stykem a kuželíková ložiska.

Axiální ložiska

Axiální ložiska přenášejí sílu působící v ose rotace. Avšak některé typy částečně přenášejí i radiální zatížení. Záleží na způsobu konstrukce daného typu.

1.1.1.2 Rozdělení podle konstrukce

Kluzná ložiska

Kluzné ložisko (Obrázek 1) je tvořeno pouzdrem, segmenty nebo pánví, s vhodným tvarem. Životnost a spolehlivost těchto ložisek se odvíjí od vlastností dvojice ložisko – hřídel, a také od mazacích schopností maziva. Jelikož jsou čepy a hřídele vcelku drahé, je nepřijatelné jejich opotřebení. Z toho důvodu je nutné, aby ložisko bylo z takového materiálu,

který je levnější a problematika opotřebení se převedla na pánev (pouzdro ložiska). Je tedy směrodatný rozdíl tvrdostí čepu a ložiska.

Materiály kluzných ložisek jsou:

- Cínová nebo olověná kompozice
- Bronz
- Slitiny hliníku
- Šedá litina
- Plasty
- Teflon



Obrázek 1: Kluzná ložiska

Pro snížení tření a odvod tepla v kluzných ložiscích se používají plastická maziva (tuky), kapalná maziva (oleje) nebo tuhá maziva (grafit). Při využití kapalného maziva se zcela oddělí třecí plochy. Rozeznáváme dva druhy kapalného mazání. Jde o hydrodynamické a hydrostatické. U hydrodynamického je vrstva maziva rozprostírána okolo čepu díky jeho rotaci. Hydrostatický systém je na principu přívodu maziva čerpadlem přímo mezi kluzné plochy [1].

Kluzná ložiska jsou vhodná pro stroje s vysokými otáčkami a nízkým zatížením. Zároveň jsou méně hlučná než valivá ložiska, a proto jsou používána například jako ložiska spalovacích motorů a jejich převodovek [1].

Elektromagnetická ložiska

Elektromagnetická ložiska (Obrázek 2) vznášejí hřídel za pomoci elektromagnetických sil. V případě elektromagnetického principu je stator osazen cívkami navinutými kolem severních a jižních pólů magnetu. Po přivedení elektrického proudu jsou aktivovány přitažlivé proudy, které umožní vznášet rotor z vrstveného železa. Vůle vzduchové mezery je 0,5 až 1,0 mm. Ke správné funkci je nutné snímací zařízení ke zjišťování polohy hřídele a řídicí jednotka.[2]



Obrázek 2 Elektromagnetické ložisko [2]

Valivá ložiska

Tento typ ložisek se skládá z vnějšího a vnitřního kroužku, valivých elementů a klece (Obrázek 3). Využitím těchto elementů se mění třecí odpor na valivý, který je výrazně menší, a tím jsou sníženy i energetické ztráty při provozu zařízení.



Obrázek 3: Části valivého ložiska: (1) vnější kroužek, (2) vnitřní kroužek, (3) valivý element, (4) ložisková klec [3]

Podle tvaru valivých elementů se rozeznává několik druhů valivých ložisek. Tím nejpoužívanějším jsou kuličková ložiska (Obrázek 3). Jejich elementy jsou kuličky, které při vhodném počtu a rozmístění dosahují dobrého přimknutí oběžných drah a tím je docílena vysoká únosnost. Určitou modifikaci představují naklápěcí kuličková ložiska a jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. [4]

Dalším typem jsou válečková ložiska (Obrázek 4). Jejich valivý element je ve tvaru válce. Díky tomu má ložisko větší únosnost, v porovnání s obdobným ložiskem kuličkovým až, o šedesát procent. Díky vyšší tuhosti se hodí pro rázové a proměnlivé zatížení. Tento typ ložisek je též vyráběn s větší přesností. Proto jsou využívána jako nápravová ložiska kolejových vozidel. [5]



Obrázek 4: Válečkové ložisko [6]

Při využití tělíska ve tvaru komolého kužele získáme kuželíkové ložisko (Obrázek 5), které lze zatěžovat v radiálním i axiálním směru. Při použití jednořadého kuželíkového ložiska, může axiální síla působit pouze v jednom směru. Velikost působící síly je závislá na stykovém úhlu. [5]



Obrázek 5: Kuželíkové ložisko [7]

Soudečková ložiska (Obrázek 6) jsou osazena tělíska ve tvaru válečku s kulovou oběžnou drahou. Díky této koncepci je možné naklápět vnitřní a vnější kroužek. To umožňuje využití při nesouososti či nevyváženosti hřídele. [5]



Obrázek 6: Soudečková ložisko [8]

Jehlová ložiska (Obrázek 7) vynikají malou stavební výškou. Jejich segmenty jsou dlouhé a štíhlé válečky, díky kterým má tento typ poměrně vysokou únosnost v radiálním směru. Jejich využití je u strojů s nízkými otáčkami. Jehlové ložisko má ze všech valivých ložisek největší tření. [5]



Obrázek 7: Jehlové ložisko [9]

1.1.2 Mazání ložisek

Ačkoliv samotný princip valení nevyžaduje mazání, ložiska jej potřebují. Důvodem je prokluz vzniklý na stykových plochách valivých elementů, který je způsoben nestejnou obvodovou rychlostí. Zároveň vzniká tření mezi valivými tělesy a klecí, která má za úkol držet tato tělesa ve správné vzdálenosti od sebe. Na stykovou plochu nepůsobí velká zatížení, ale vznikají na ní smyková tření. [10]

Nejčastějším využívaným mazivem je plastické mazivo. Ve své podstatě se jedná o látku tužší konzistence, tudíž samovolně nevytéká z ložiska. Jsou vyráběny z minerálních olejů a tzv. zahušťovadel. Tato zahušťovadla jsou na bázi kovových mýdel mastných kyselin. Používaná jsou hlavně vápenatá, sodná nebo lithná. Tento druh maziv bývá nazýván také jako mazací tuky. Při zvyšování teploty se u plastických maziv mění jejich struktura. Jako hodnotící kritérium tohoto poškození maziva se užívá tzv. bod skápnutí. Takto je nazván stav, kdy je teplota natolik vysoká, že se olej oddělí z maziva a vyteče. [10]

Lithná maziva jsou nejkvalitnější a to nejen z důvodu jejich chemické stálosti a odolnosti vůči vodě, ale také díky přidavku inhibitorů koroze. Tento druh maziva snáší teploty do 110°C, některé druhy mohou být použity i za vyšších teplot. [10]

Sodná maziva při styku s vodou tvoří emulze, voda je tedy vyplavuje. Nachází-li se v suchém prostředí, jsou chemicky stálá po dlouhou dobu a jejich teplotní zatížení je až 100°C. [10]

Vápenatá maziva dobře odolávají vodě a teplotní zatížení může být až 70°C. Tento druh maziva však není dlouhodobě chemicky stálý. [10]

Hlavními funkcemi plastického maziva v ložisku jsou:

- Snížení kluzného tření, které vzniká i ve valivém ložisku.
- Chlazení funkčních ploch ložiska. V nejlepším případě za využití oběhového mazání olejem.
- Odvod kovových částic vzniklých opotřebením. I v tomto případě je nejvhodnější oběhové mazání olejem.
- Ochrana před nečistotami a vlhkostí. V tomto ohledu jsou vhodnější plastická maziva.

[10]

Jak bylo naznačeno, je možné využít dva druhy mazání. Při využití plastického maziva je ložisko mazáno stejnou náplní po dlouhou dobu. Jedná se tedy o způsob jednoduchý a ekonomický. Právě proto se tento způsob často využívá. Po uplynutí stanovaného času je

nutné doplnit mazivo, tato doba je nazvána jako domazávací interval. Omezení tohoto způsobu je v provozní rychlosti ložiska, která musí být nižší, aby nedocházelo k nadměrnému zahřívání ložiska. [10]

Při vyšších teplotách je vhodné využít metodu mazání olejem. Jedná se tedy hlavně o mazání ložisek pracujících ve vysokých otáčkách kdy je nutné zahřátá ložiska chladit. Použití tohoto způsobu je vhodné u ložisek mechanismů pracujících v uzavřených skříních, kdy dochází k mazání přímo z olejové náplně skříně. [10]

1.1.3 Trvanlivost valivých ložisek

Doba provozuschopnosti ložiska je dána schopností plnit požadované funkce do doby, kdy dojde k vzniku mezního stavu. Nejčastěji se tato doba udává v celkovém počtu otáček, nebo hodinovým proběhem. Doba provozu v hodinách bývá výhodnější, jelikož je obvykle složitější kontrolovat celkový počet otáček. Trvanlivost je pojem, který popisuje únavové poškození kontaktních ploch. Při chodu ložiska v daných podmínkách se do doby vzniku pittingu na některé valivé ploše sleduje tzv. trvanlivost skutečná. Tato veličina se nedá předem stanovit, jelikož má každé individuální ložisko tuto dobu jinou. Ve výsledku to znamená, že při pozorování více stejných ložisek za stejných podmínek se doba do vzniku pittingu může velmi lišit. Někdy jde o mnohonásobně delší dobu, například dvacetinásobek. [10]

Pitting je únavový jev typický pro ložiska, kdy vlivem cyklického namáhání částí ložiska dochází k vytrhávání částí materiálu. Tento problém může mít prvopočátek v nehomogenním materiálu nebo v důsledku přetížení či nedostatečného mazání.

Proto se zavádí trvanlivost početní, která je stanovena statistickou metodou z trvanlivostí zkoušených ložisek. Kdy je ke zkoušce vybrán soubor dvaceti nebo třiceti ložisek. [11]

Trvanlivost valivého ložiska se vypočítá jako:

$$L_h = \left(\frac{C}{F}\right)^m \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot n} (h) \quad (1.1)$$

Kde:

L_h – trvanlivost valivého ložiska

C – základní dynamická únosnost, získaná zkouškami a uváděná v katalogu

F – zatížení ložiska

m – exponent rovnice trvanlivosti

kuličková ložiska: $m = 3$

válečková, jehlová a kuželíková ložiska $m = \frac{10}{3}$

n – frekvence otáčení za minutu

Únosnost C se u radiálních ložisek při zkouškách zjišťuje při čistě radiálním zatížení. Radiální kuličková ložiska však mohou přenášet i určité axiální zatížení. Z tohoto důvodu se proto používá ekvivalentní zatížení F_e , které se do rovnice trvanlivosti dosadí za hodnotu F.

$$F_e = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (N) \quad (1.2)$$

Kde:

F_e – ekvivalentní zatížení

V – rotační součinitel získaný z tabulek

X – radiální přepočítávací součinitel z katalogu ložisek

F_r – radiální složka zatížení

Y – axiální přepočítávací součinitel z katalogu ložisek

F_a – axiální složka zatížení

Při návrhu ložiska je vhodné základní dynamickou únosnost vypočítat a dle ní vybrat ložisko, které odolá tomuto zatížení. V tom případě máme trvanlivost L_h zadanou a je brána z požadované minimální doby provozu.

$$C = F_e \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot n \cdot 3,6}{10^3}} \quad (N) \quad (1.3)$$

1.2 Vibrace

Mechanickým kmitáním nazýváme takový dynamický jev, při kterém tuhá tělesa, nebo hmotné body konají vratný pohyb kolem své klidové rovnovážné polohy. Rovnovážnou polohou je myšlen stav, kdy je nulová hodnota působících sil. Tudíž kmitání je nutně zapříčiněno budící silou, která působí interně či externě. Pracujeme-li s tuhým tělesem, jehož všechny části se v daném čase pohybují totožně, lze jej nahradit hmotným bodem. Doposud byl použit pouze termín kmitání, ten je však ekvivalentní pojmu vibrace. Mechanické vibrace a jejich hodnoty jsou závislé na budící síle, jejím směru a také na kmitočtu. Je-li známa amplituda a fáze v daném časovém okamžiku, poté lze vibrace popsat. Pohyby vibrační jsou možné v šesti směrech. Jedná se o posun po ortogonálních souřadnicích x, y, z a také rotaci kolem těchto os. Tento stav možného pohybu se popisuje jako šest stupňů volnosti

mechanického systému. Ve většině případů však mechanický systém nedisponuje dokonale tuhým tělesem, které je kmitočtově nezávislé. Toto těleso tedy nekmitá jako jediný pevný bod a dochází k tvorbě vln. Zároveň zde dochází k tvorbě vln, které se šíří prostředím a přenáší energii, nedochází však k přemísťování prostředí. Ve své podstatě kmitají jednotlivé body tělesa různou výchylkou a fázovou rychlostí, čímž se vlny šíří prostředím postupnými vlnami. [12]

Vibrace jsou neoddělitelně spjaty s dynamickým namáháním strojního zařízení a jeho technickým stavem. Dá se říci, že vibrace mohou být generovány například stavem ložisek, hřídelů, klikových ústrojí, převodovek, vačkových mechanismů, nevyváženostmi, vůlemi v kluzných ložiscích, opotřebením, únavou materiálu a dalšími faktory. Za vznikem vibrací nestojí pouze rotující součásti zařízení, ale také přímočaře se pohybující části, či pohyb plynů a kapalin. Další způsob vzniku vibrací jsou rázy, které vznikají například při kontaktu dvou součástí v zařízení. Tím se změní gradient určující veličiny vibrací. Touto vzájemnou interakcí je způsoben přechodový kmitavý jev, který v tělese vygeneruje rázovou vlnu. [12]

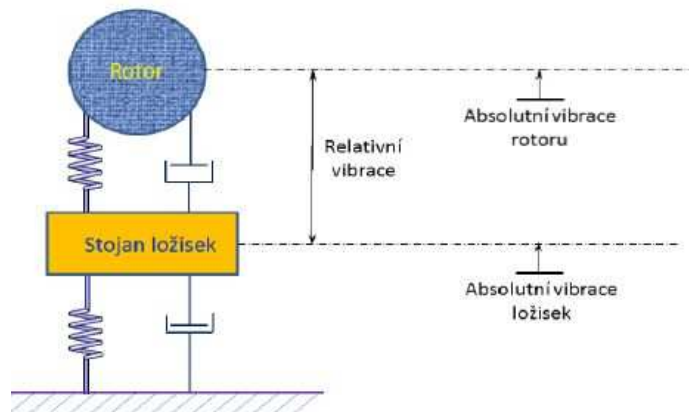
Z časového průběhu vibrací rozeznáváme tři charaktery. Jsou to vibrace periodické, neperiodické a náhodné. Průběh periodických vibrací je opakující se. Je-li v periodickém průběhu vibrací obsažena pouze jediná frekvence, jde o harmonické vibrace. Při stanovování harmonických vibrací stačí zjistit pouze jedinou veličinu (výchylku, rychlost, nebo zrychlení) a výpočtem lze zjistit ostatní dvě veličiny. Složené vibrace jsou tvořeny superpozicí různých průběhů a jsou periodické nebo neperiodické. Periodické mohou být složeny z harmonických vibrací, avšak jejich periody jsou v násobcích racionálních čísel. Jsou-li periody v násobcích iracionálních čísel, jedná se o neperiodické vibrace. Při práci strojů dochází ke generaci vibrací, které se skládají ze složených a náhodných vibrací. Při vibrodiagnostice je tedy nutné získat podstatné složky vibrací, které bývají překrývány šumovými složkami. [12]

Při analýze naměřených vibrací bývá někdy vhodné zjištění výchylky, tím lze zjistit vůle v mechanismu. Pro jejich pozorování se spíše hodí volba nízkofrekvenční oblasti kmitů, jelikož vyšší hodnoty otáček stroje zabrání projevu maximálních vůlí kinematikou hřídele. Škodlivost vibrací lze nejlépe zjistit z efektivní hodnoty rychlosti. Ta je přímým měřítkem škodlivosti z hlediska přenosu energie. Přeměnu potenciální energie na kinetickou a naopak představují harmonické vibrace. [12]

Dochází-li k diagnostikování daného zařízení, je nutné rozlišit absolutní a relativní vibrace (Obrázek 8). Absolutní vibrace jsou poměřovány ke gravitačnímu poli zeměkoule, nebo k vybranému pevnému, fixnímu bodu. Zatímco relativní vibrace poměřujeme vůči

zvolenému reálnému bodu, který se může nacházet na měřeném zařízení. Tento zvolený bod však může být v pohybu vůči gravitačnímu poli zeměkoule. [12]

Vyjdeme-li z tohoto rozdělení absolutních a relativních vibrací, lze stejným způsobem rozdělit i senzory vibrací. Může tedy být absolutní sensor vibrací, který pracuje na principu měření vibrací vůči vlastní setrvačné (seismické) hmotě. Používá se v případě, že není možné nalézt vhodný pevný bod. Naopak relativní sensor je využíván při vyhodnocování vibračního pohybu mezi různými částmi stroje, například mezi ložiskem a hřídelem. Nejvyužívanější metodou této doby je využití bezdotykového senzoru. [12]



Obrázek 8: Vznik absolutních a relativních vibrací [13]

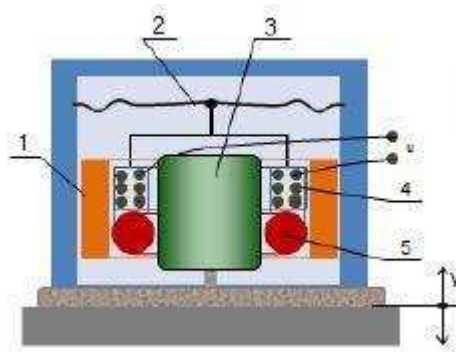
1.2.1 Druhy snímačů

Jak již bylo předesláno, existuje více veličin, které je možno u vibrací měřit. A právě proto existuje i několik druhů snímačů, které napomáhají ke správnému měření těchto veličin.

Snímač výchylky

U tohoto druhu snímačů se využívá principu indukčního (Obrázek 9), indukčnostního, magnetického, kapacitního nebo optického. Z čehož nejpoužívanější je indukčnostní princip. Jde tedy o vyhodnocování změny indukčnosti cívky v závislosti na změně polohy, přičemž dochází ke změně proudové hustoty vířivých proudů. Tyto snímače jsou náchylné na působení parazitních vlivů. Tudíž se může projevit například délka vodiče nebo vnější elektromagnetické vlivy. Pro odstranění těchto nedostatků se vyrábí jako integrované, kdy do stínícího krytu je mimo cívku uložena i základní část elektroniky. [14]

Snímač rychlosti



Obrázek 9: Indukční snímač (1) jho, (2) membrána, (3) permanentní magnet, (4) cívka, (5) tlumící závit [13]

Pro zjištění rychlosti vibrací je možné využít snímač zrychlení a následnou integrací dopočítat rychlost. Pro toto použití se vyrábí akcelerometry se zabudovaným integračním členem. Další možností je využití elektrodynamického snímače. Snímačem je měřena výchylka vibrací, ale vnitřním uspořádáním se indukuje napětí na cívce díky pohybu permanentního magnetu nebo cívky. Vlivem změny výchylky se mění i magnetický tok a výstupní napětí je úměrné derivaci proměnného magnetického toku, tedy rychlosti vibrací. Seismickou hmotu může tvořit pohyblivá cívka nebo pohyblivý magnet. Elektrodynamické snímače mají výhodu ve vysoké úrovni výstupního signálu a malého vnitřního odporu. Pro tento typ snímačů není nutný zdroj napájení a měřené napětí lze měřit jakýmkoliv multimetrem bez potřeby využití zesilovačů. Ovšem tyto snímače jsou omezeny horní hranicí kmitočtů, která je 2000 až 3500 Hz. Bývají taktéž větších rozměrů a citlivé na parazitní magnetické pole. V současné době jsou elektrodynamické snímače stále k dostání, ale postupně je vytlačují piezoelektrické snímače s integrovanou elektronikou. [14]

Snímače zrychlení (akcelerometry)

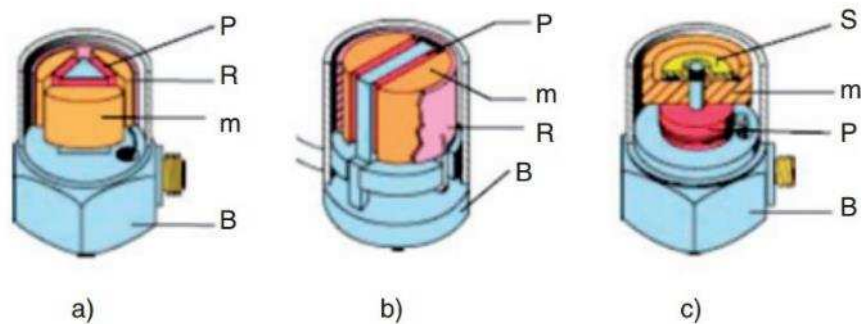


Obrázek 10: Akcelerometr

Pro realizaci akcelerometru je možné využít několik principů jako třeba piezoelektrický, piezorezistivní, kapacitní a jiné. Avšak nejčastějšími jsou akcelerometry piezoelektrické (Obrázek 10). Nejedná se pouze o nejpoužívanější akcelerometr, ale o nejpoužívanější snímač vibrací celkově. Piezoelektrický jev je podstatou tohoto typu snímače. Deformací krystalického nebo polykrystalického materiálu se tvoří dipólový elektrický moment, který ve výsledku způsobí elektrickou polarizaci čidla. Dle způsobu působení v osách krystalové mřížky lze rozlišit podélný, příčný a stříhový jev. Jako hlavní článek tohoto snímače je využita modifikace křemene, takzvaná piezokeramika. [14]

Nejvyužívanějším typem piezoelektrických snímačů jsou se stříhově namáhaným krystalem. Menší zastoupení je u tlakově namáhaných krystalů (Obrázek 11c). Delta Shear snímač se třemi dvojicemi piezokrystalů, je nevyužívanější konstrukcí akcelerometru. Seizmická hmota je umístěna přes krystal na trojbokém trnu s předpnutým prstencem (Obrázek 11a). Takto uspořádané snímače vynikají svojí citlivostí, linearitou, malou hmotností a vysokou vlastní frekvencí. Vlastní mechanismus je oddělen od základny snímače, čímž je odolnější proti teplotám a mechanickému namáhání. Konstrukce Planar Shear je vcelku podobná předchozí avšak jsou zde pouze dvě dvojice piezokrystalů a seizmická hmota je skrze ně připevněna k plochému trnu. Oproti řešení Delta Shear má nižší citlivost, ale ostatní výhody jsou stejné. Jednoduchou konstrukci má snímač s centrálním tlakovým namáháním (Obrázek 11c). Seizmická hmota a krystal jsou montovány na středový válcový nosník a předepnutí je zařízeno diskovou pružinou. Jelikož je piezokrystal spojen se základnou snímače, může docházet ke změnám tvaru základny a tím nesprávnému měření.

Těmto odchylkám se předchází za pomoci speciálních materiálů základny, ale i přes to mají tyto snímače větší nejistotu než předcházející. [14]



Obrázek 11: Základní konstrukční uspořádání piezoelektrických akcelerometrů a) Delta Shear, b) Planar Shear, c) s centrálním tlakovým namáháním (B-těleso snímače, m-seizmická hmota, P-piezoelektrický prvek, R-přednapínací prstenec, S-přednapínací disk) [14]

Uchycení snímače

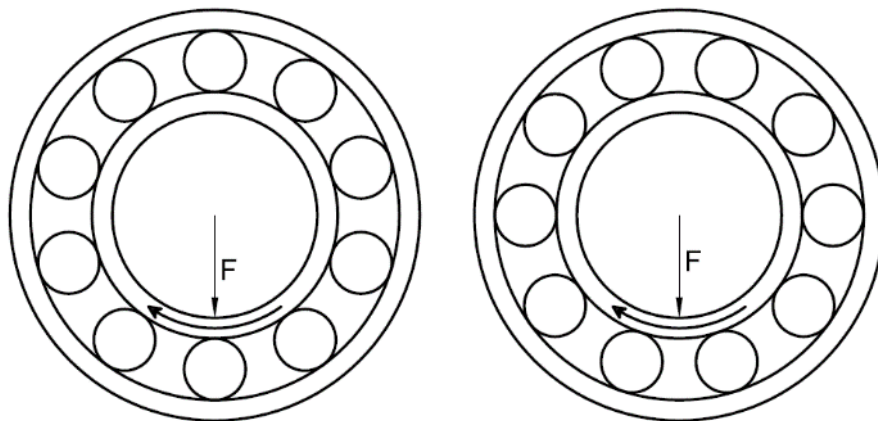
Svoji roli hraje bezpochyby i způsob uchycení snímače. Volba vhodného způsobu se ve výsledku odráží na vzniklých nejistotách měření. Jelikož největší vliv je na frekvenční rozsah, ve kterém se vibrace měří. Lze využít několik způsobů, přičemž každý skrývá určitá úskalí. Bepochyby nevhodnějším uchycením, kde je maximalizován frekvenční rozsah, je využití závrtných šroubů. Tato metoda se nemůže uplatit u konstrukcí, kde nelze porušit materiál vyvrtáním otvoru. Vcelku dobrých vlastností dosahují i speciální lepidla a včelí vosk. Přičemž adhezní síla musí být dostatečná pro udržení snímače, ale nesmí dojít jeho porušení při demontáži. Další možností je upevnění snímače přes permanentní magnet, kde dochází ke vzniku větších nejistot než u lepení, ale povrch není porušen nanášením lepidla. Největších nejistot dosahuje ruční uchycení.[14]

1.3 Vibrace ložisek

Vznik vibrací v ložiscích může mít více příčin. Takovéto příčiny mohou být externí, tedy pokud na ložisko působí vnější síla, například v podání nevyváženého hřídele, nebo interní příčiny dány geometrií ložiska a vlivem materiálu, kde se projevuje jeho tuhost a tlumení. Za další příčinu lze považovat deformaci valivých tělísek, nebo nejčastější důvod, což je ne-idealita rozměrů. Zajisté je nutno brát v potaz i možné poškození jednotlivých částí ložisek, jež se projeví ve výsledném souboru vibrací. [4]

Je-li ložisko vyrobeno s určitou nepřesností rozměrů, projeví se tato vada po celou dobu jeho životnosti. Velkou část v souboru vibrací zastupuje vlnitost a drsnost povrchu. Tyto příčiny mají největší vliv při záběhu ložiska. Postupem času dochází k vyrovnávání nerovností a povrchu, čím se zmenšují vibrace. [4]

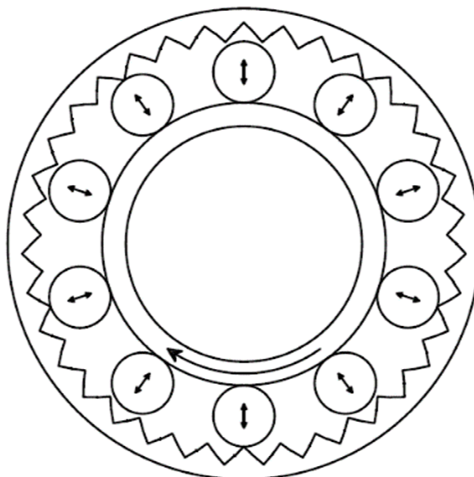
Již z principu samotné funkce ložiska je patné, že při jeho funkci dochází k různému působení sil na jednotlivé valivé elementy (Obrázek 12). Tímto různým působením dochází k různým deformacím jednotlivých elementů a tím i k vzniku vibrací. Od velikosti zatěžující síly se odvíjí i velikost deformace a tím i velikosti kmitů. [4]



Obrázek 12: Působení síly na valivé elementy

Vibrace ložisek jsou nevhodné u většiny strojů. Nejvýznamnější vliv pak mají u vřeten obráběcích strojů, na takovýchto vibracích závisí přesnost obrábění. U ostatních zařízení je horším faktorem hluk, který vzniká právě v souladu s vibracemi. Mimo tyto aspekty je nutné brát v potaz i energetické zatížení. Jelikož jakýkoliv nedostatek v ložisku je příčinou pro vznik vibrací, je taktéž spotřebičem určité části energie. Dochází tak ke snížení efektivity celého stroje. [4]

Jak již bylo řečeno, existuje více příčin, ze kterých mohou vzniknout vibrace ložisek. Těmi nejvýznamnějšími jsou nepřesnosti geometrických tvarů některých součástí. Lze mezi ně řadit vlnitost, ovalitu a drsnost povrchu. Vlnitost (Obrázek 13) může být způsobena vibracemi ložisek právě ve vřetení obráběcího stroje. Ovalita bývá způsobena upnutím obráběné součásti ložiska při výrobě. [4]



Obrázek 13: Vlnitost povrchu

Za pomoci frekvenční analýzy z časového průběhu vibrací ložiska s geometrickými vadami lze vyčíst opakování kmitů a jejich velikost, a tím zjistit o jaký typ nepřesnosti se jedná. Při provozu ložiska je pro provozovatele vhodné znát amplitudu nebo frekvence, čímž zjišťuje, zda jsou tyto hodnoty v přijatelných mezích. Při vybočení z těchto mezí je však vhodnější znát místo vzniku vady, pro budoucí opatření před opětovným vznikem vady.

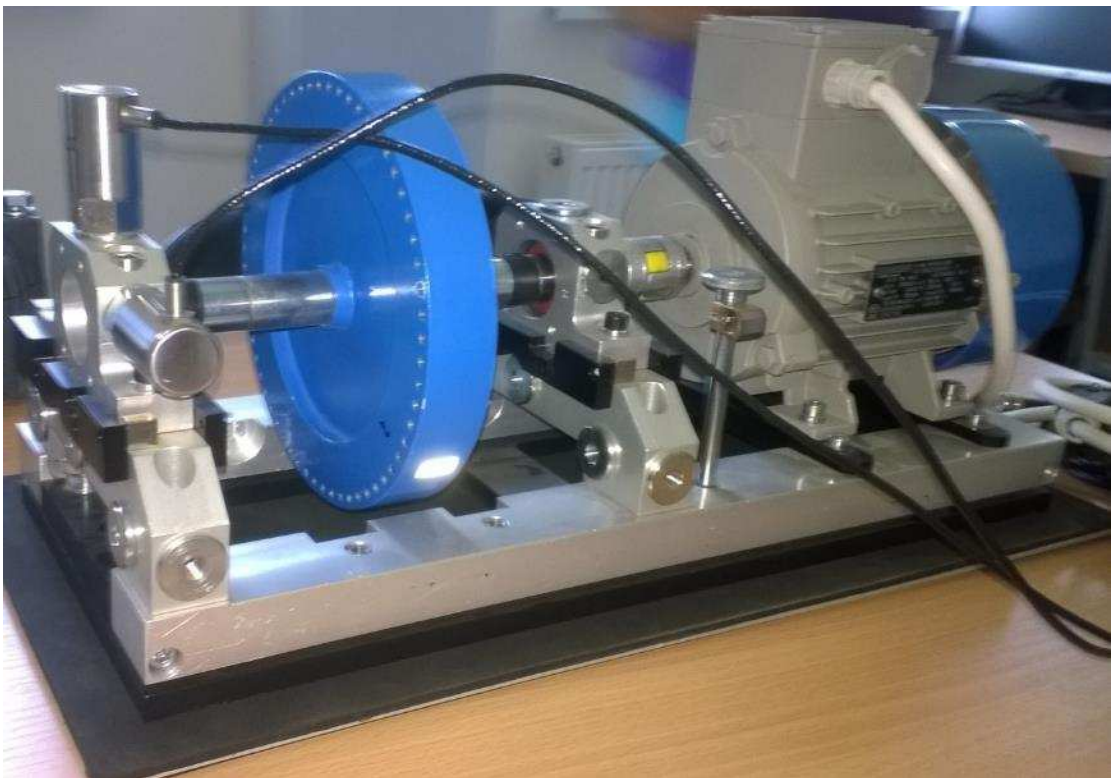
2 NÁVRH ZAŘÍZENÍ

Z důvodu vhodné realizace měření ložisek bylo nutné vytvořit měřicí aparaturu, která umožní testování ložisek s větším průměrem v různých zatíženích a při různých vlivech. Pro podobný účel bylo v minulosti sestrojeno zařízení pro zkoušení ložisek s malými rozměry ($D=32\text{ mm}$ a $d=15\text{ mm}$). Základním požadavkem tedy bylo, rozšíření stávajícího zařízení.

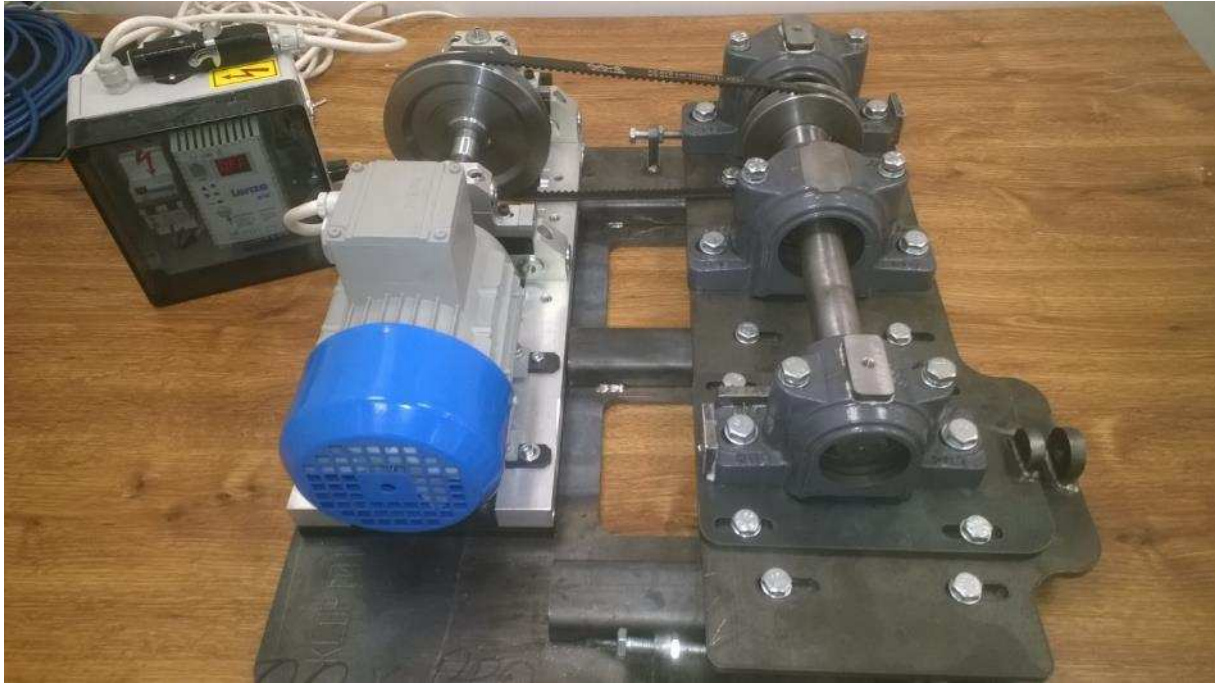
Z tohoto důvodu byly některé rozměry nové měřicí aparatury dány, jelikož bylo nutné synchronizovat rozměry a zajistit společnou funkčnost. Některé další rozměry vyplynuly z požadavku zkoušení ložisek 6207 a 6209. Průměry ložisek tedy hrály zásadní roli u rozměrů hřídele i celkové velikosti zařízení.

Přeměřením stávajícího měřicího zařízení a objasněním, že měřicí aparatura má být „do rychla“, se předběžně stanovily i průměry potřebných řemenic.

Původní zařízení na sledování ložisek (Obrázek 14) tak bylo rozšířeno na nové, pro větší průměr ložisek (Obrázek 15).



Obrázek 14: Původní zařízení pro měření vibrací ložisek



Obrázek 15: Rozšířené zařízení pro měření vibrací ložisek

2.1 Výpočet

Před samotnou konstrukcí byl proveden předběžný návrh zařízení a stanoveny klíčové rozměry. Ty však bylo nutno zkontrolovat za pomoci výpočtů a pevnostních analýz. Jelikož rozměry hřídelů byly dány, došlo pouze k jejich kontrole, zda umožní přenos aplikovaných sil.

2.1.1 Výpočet řemene

Prvotním problémem u návrhu byla volba typu řemene a jeho rozměry.

Zadané hodnoty:

$$D = 140 \text{ mm}$$

$$d = 100 \text{ mm}$$

$$n = 1350 \text{ ot/min} = 22,5 \text{ ot/s}$$

$$P = 0,25 \text{ kW} = 250 \text{ W}$$

Teoretický převodový poměr:

$$i_t = \frac{D}{d} = \frac{140}{100} = 1,4 \quad (2.1)$$

Skutečný převodový poměr:

$$i = \frac{D}{d \cdot (1 - s)} = \frac{140}{100 \cdot (1 - 0,02)} = 1,429 \quad (2.2)$$

Kde $s_r = 0,01$ pro řemeny typu Rekord (s ocelovými kordy), vhodný pro vyšší obvodové rychlosti,

$s_r = 0,02$ pro řemeny typu Industrial (s textilními kordy), vhodný pro nižší obvodové rychlosti

Minimální rozestup řemenic:

$$A_{min} = 0,2 \cdot (D + d) = 0,2 \cdot (140 + 100) = 48mm \quad (2.3)$$

Maximální rozestup řemenic:

$$A_{max} = 2 \cdot (D + d) = 2 \cdot (140 + 100) = 480mm \quad (2.4)$$

$$A_{min} \leq A_{teor} \leq A_{max}$$

Jako teoretický rozestup byla zvolena hodnota 250 mm, což je téměř polovina maximálního rozestupu řemenic. Tato vzdálenost byla zvolena i s ohledem na nutnost prostoru pro samotné zařízení.

Opásání malé řemenice:

$$\beta = 180^\circ - 2 \cdot \alpha = 180^\circ - 2 \cdot 4,59^\circ = 170,82^\circ \quad (2.5)$$

$$\alpha = \arcsin \frac{D - d}{2 \cdot A} = \arcsin \frac{140 - 100}{2 \cdot 250} = 4,59^\circ \quad (2.6)$$

Opásání velké řemenice:

$$\gamma = 360^\circ - \beta = 360^\circ - 170,82^\circ = 189,18^\circ \quad (2.7)$$

Teoretická délka řemene:

$$L_p = 2 \cdot A_{teor} + 1,57 \cdot (D + d) + \frac{D + d}{4 \cdot A_{teor}} \quad (2.8)$$

$$L_p = 2 \cdot 250 + 1,57 \cdot (140 + 100) + \frac{140 + 100}{4 \cdot 250} = 877,04mm \quad (2.8)$$

Volím řemen dle ČSN 02 3110

XZ 10 x 950 » $L_p = 950mm$

Skutečná osová vzdálenost:

$$A = p + \sqrt{p^2 - q} = 143,18 + \sqrt{143,18^2 - 30} = 286,26\text{mm} \quad (2.9)$$

$$p = 0,25 \cdot L_p - 0,393 \cdot (D + d) \quad (2.10)$$

$$p = 0,25 \cdot 950 - 0,393 \cdot (140 + 100) = 143,18\text{mm}$$

$$q = 0,125 \cdot (D + d) = 0,125 \cdot (140 + 100) = 30\text{mm} \quad (2.11)$$

Poměry na ložisku:

$$M_k = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60}} = \frac{250}{2 \cdot \pi \cdot 22,5} = 1,768\text{Nm} \quad (2.12)$$

$$F_{R/2} = \frac{2 \cdot M_k}{D} = \frac{2 \cdot 1,768 \cdot 10^3}{140} = 25,3\text{N} \quad (2.13)$$

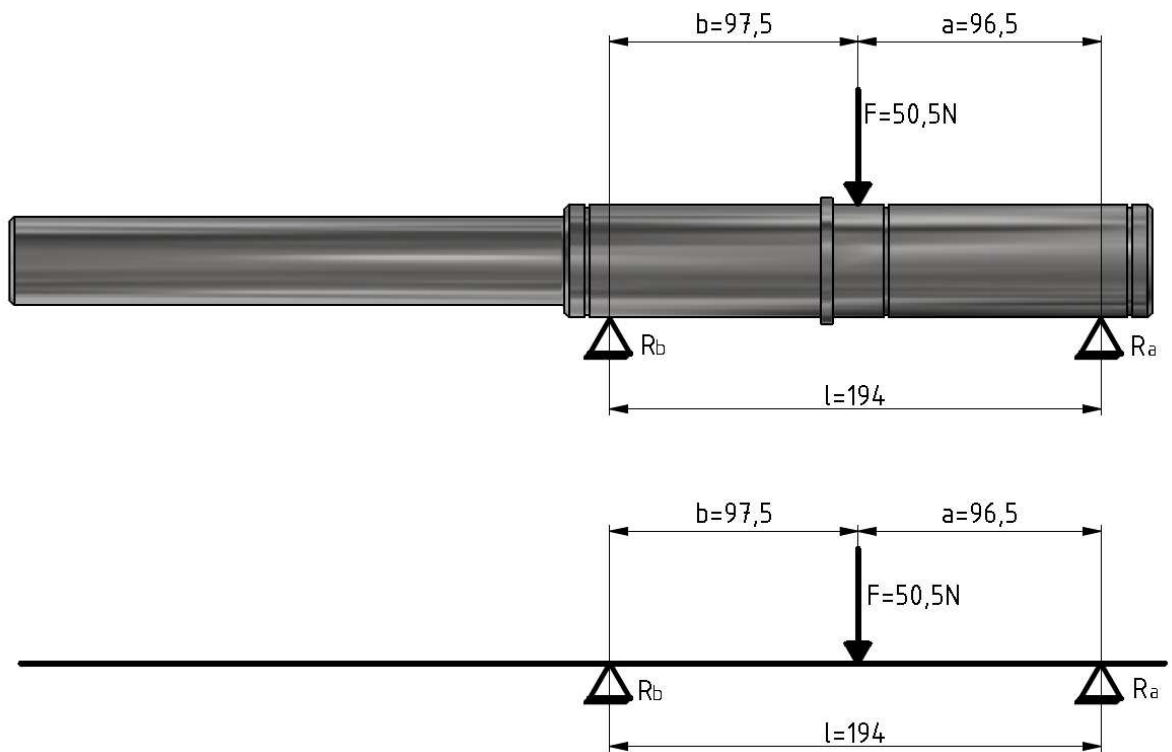
Síla v řemeni:

$$F_R \leq 2 \cdot F \Rightarrow F_R \leq 50,5\text{N} \quad (2.14)$$

Při aplikování získaných hodnot do tvořeného modelu bylo možné získat více informací o výsledném vzhledu finálního zařízení.

2.1.2 Výpočet hnané hřídele

Jelikož na hřídel působí síla vznikající napnutím řemene, bylo nutné zkontrolovat, zda toto zatížení nebude příliš velké. Byla tedy prozatím ignorována síla působící vyosováním ložiska.



Obrázek 16: Působení sil na hnanou hřídel

Výpočet statického namáhání:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_A - F + R_B = 0 \quad (2.15)$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow F \cdot a + R_B \cdot (a + b) = 0 \quad (2.16)$$

$$R_B \cdot (a + b) = F \cdot a \quad (2.17)$$

$$R_B = \frac{F \cdot a}{a + b} = \frac{50,5 \cdot 96,5}{194} = 25,12N \quad (2.18)$$

$$R_A = F - R_B = 50,5 - 25,12 = 25,38N \quad (2.19)$$

Působení síly řemene a její reakce jsou na obrázku 16.

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{DO} \quad (2.20)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F \cdot b}{W_o} = \frac{50,5 \cdot 97,5}{9112,5} = 0,54 MPa \quad (2.20)$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_o = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 45^3 = 9112,5 mm^3 \quad (2.21)$$

σ_{DO} pro ocel 11 600 je 125 až 180 MPa pro míjivé zatížení. Tato hodnota se získá z příslušných tabulek pro dovolené ohybové napětí.

Ohybové napětí **vyhovuje** dovolenému ohybovému napětí.

Výpočet hybného hřídele:

Ohybový moment:

$$M_O = M_{Omax} = F \cdot b = 50,5 \cdot 97,5 = 4925,75 \text{ Nmm} \quad (2.22)$$

Redukovaný moment:

$$\begin{aligned} M_{Ored} &= \sqrt{M_O^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_k)^2} \\ &= \sqrt{4925,75^2 + 0,75 \cdot (0,7 \cdot 1768)^2} = 5041 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (2.23)$$

Bachův opravný součinitel pro střídavý ohyb:

$$\alpha_B = 0,4 - \text{pro klidný krut}$$

$$\alpha_B = 0,7 - \text{pro míjivý krut}$$

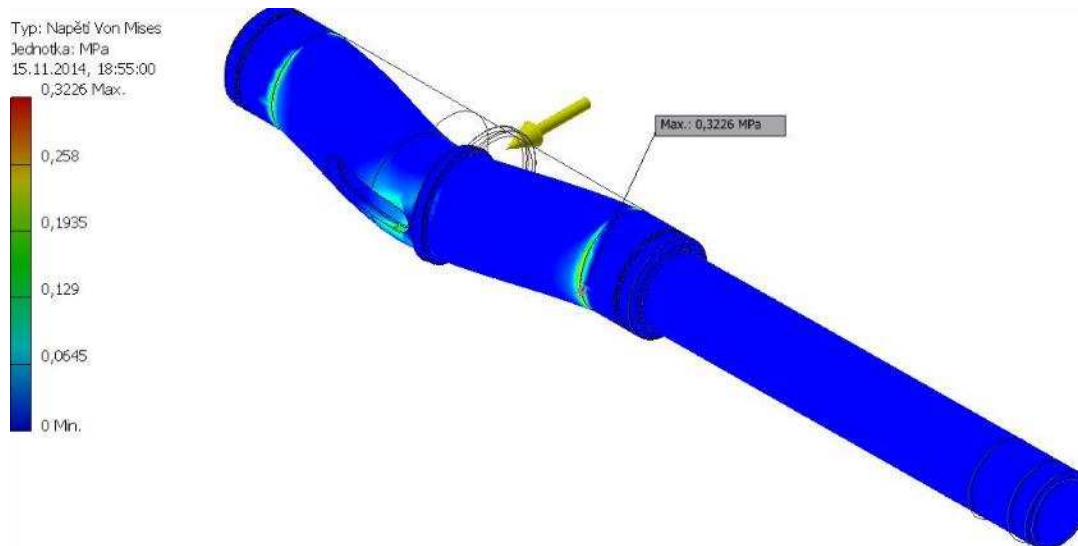
$$\alpha_B = 1 - \text{pro střídavý krut}$$

Redukované napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_{Ored}}{W_o} = \frac{M_{Ored}}{0,1 \cdot d^3} = \frac{5041}{0,1 \cdot 45^3} = 0,55 \text{ MPa} \quad (2.24)$$

$$\sigma_{Do} \geq \sigma_o \rightarrow (125 \text{ až } 180 \text{ MPa}) \geq 0,55 \text{ MPa}$$

Tato podmínka platí a hřídel tedy dovolenému napětí **vyhovuje**. Vzhledem k velkým rozměrům hřídele tedy není zatěžující síla od řemene problémem.

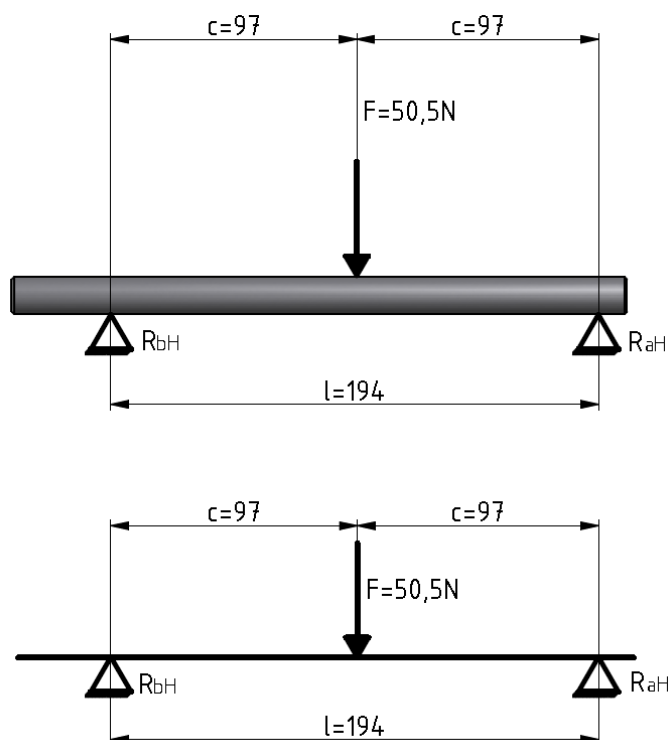


Obrázek 17: Hřídel namáhaná napínáním řemene

Pro ověření vypočítaných dat byla provedena pevnostní analýza v programu Autodesk Inventor. Tato analýza byla zvolena při zatížení 50,5 N, kdy hřídel byla zatěžována staticky. Výsledkem bylo zjištění maximálního zatížení, které představovalo přibližně 0,3 MPa (Obrázek 17).

2.1.3 Výpočet hnací hřídele

Hnací hřídel již byla osazena na původním zařízení. Pro možnost jejího využití i po rozšíření byla nutná kontrola, zda zatížení nebude přílišné.



Obrázek 18: Působení sil na hnací hřídel

Výpočet statického namáhání:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{AH} - F + R_{BH} = 0 \quad (2.25)$$

$$\sum M_{AH} = 0 \rightarrow F \cdot c + R_{BH} \cdot l = 0 \quad (2.26)$$

$$R_{BH} \cdot l = F \cdot c \quad (2.27)$$

$$R_{BH} = \frac{F \cdot c}{l} = \frac{50,5 \cdot 97}{194} = 25,25N \quad (2.28)$$

$$R_{AH} = F - R_{BH} = 50,5 - 25,25 = 25,25N \quad (2.29)$$

Síly působící na hnací hřídel jsou patrné na obrázku 18.

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Do} \quad (2.20)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F \cdot c}{W_o} = \frac{50,5 \cdot 97}{337,5} = 14,5 \text{ MPa} \quad (2.30)$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_o = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 15^3 = 337,5 \text{ mm}^3 \quad (2.31)$$

σ_{Do} pro ocel 11 600 je 125 až 180 MPa pro míjivé zatížení. Tato hodnota se získá z příslušných tabulek pro dovolené ohybové napětí.

Ohybové napětí **vyhovuje** dovolenému ohybovému napětí.

Výpočet hybného hřídele:

Ohybový moment:

$$M_o = M_{o_{max}} = F \cdot c = 50,5 \cdot 97 = 4898,5 \text{ Nmm} \quad (2.32)$$

Redukovaný moment:

$$\begin{aligned} M_{ored} &= \sqrt{M_o^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_k)^2} \\ &= \sqrt{4898,5^2 + 0,75 \cdot (0,7 \cdot 1768)^2} = 5014,4 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (2.33)$$

Bachův opravný součinitel pro střídavý ohyb:

$$\alpha_B = 0,4 - \text{pro klidný krut}$$

$$\alpha_B = 0,7 - \text{pro míjivý krut}$$

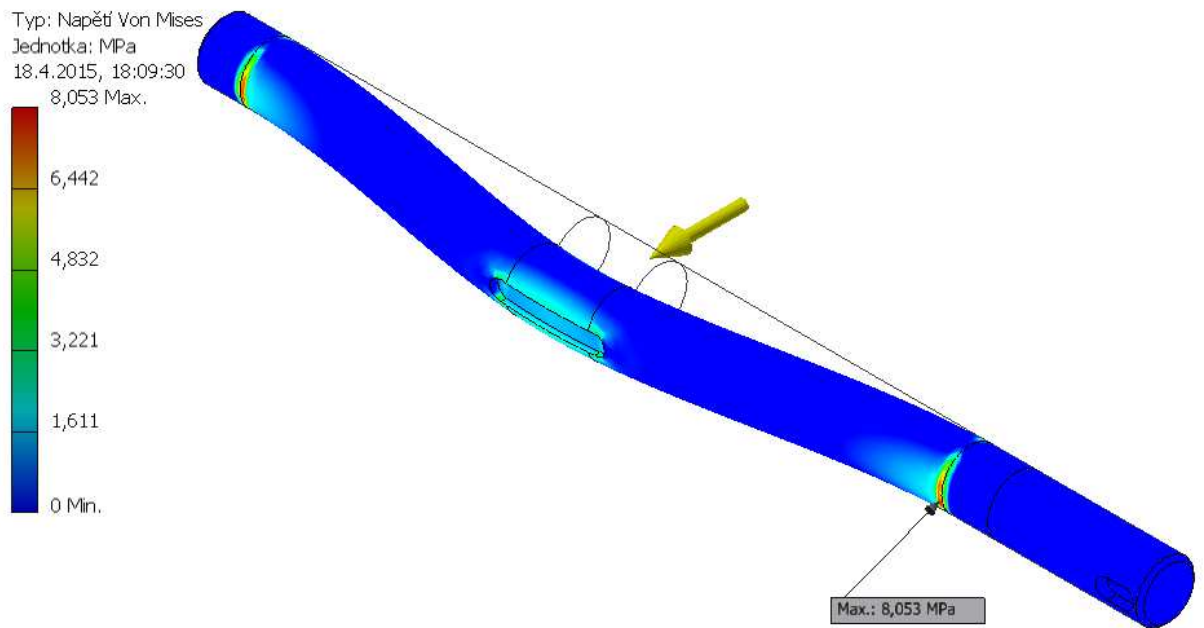
$$\alpha_B = 1 - \text{pro střídavý krut}$$

Redukované napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_{Ored}}{W_o} = \frac{M_{Ored}}{0,1 \cdot d^3} = \frac{5014,4}{0,1 \cdot 15^3} = 14,9 \text{ MPa} \quad (2.34)$$

$$\sigma_{DO} \geq \sigma_o \rightarrow (125 \text{ až } 180 \text{ MPa}) \geq 14,9 \text{ MPa}$$

Tato podmínka platí a hřídel tedy dovolenému napětí vyhovuje. Z čehož vyplývá, že tento hřídel lze využít na provoz rozšířeného zařízení.

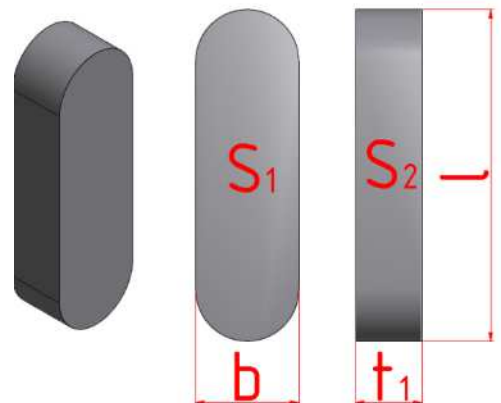


Obrázek 19: Hnací hřídel namáhaná napínáním řemene

Za pomoci softwaru Autodesk Inventor a jeho možnosti pevnostní analýzy byla zadána opět hodnota zatěžující síly 50,5 N. Hřídel byla zatěžována staticky a výsledné maximální napětí přibližně 8 MPa (Obrázek 19).

2.1.4 Výpočet těsného pera

Ze zvolených rozměrů hnané hřídele a předpokládaných rozměrů řemenice bylo zvoleno pero 14e7x9x45 ČSN 02 2562. Pro možnost využití bylo nutné provést kontrolu na otláčení a smyk.



Obrázek 20: Rozměry těsného pera

Kontrola pera na otláčení:

Tlak v otláčované ploše:

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D \quad (2.35)$$

$$p = \frac{F}{S} = \frac{78,6}{175} = 0,45 \text{ MPa} \quad (2.36)$$

Síla na otláčovanou plochu:

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{d} = \frac{2 \cdot 1768}{45} = 78,6 \text{ N} \quad (2.37)$$

Otláčovaná plocha:

$$S_2 = t_1 \cdot l = 3,5 \cdot 50 = 175 \text{ mm}^2 \quad (2.38)$$

Dovolený tlak:

$$p_d = \sigma_{Dd} = \frac{0,6 \cdot \sigma_{Pt}}{k} \cdot c_{II} = \frac{0,6 \cdot 590}{2} \cdot 0,75 = 132,75 \text{ MPa} \quad (2.39)$$

Dovolené napětí v tahu σ_{Pt} a součinitel snížení napětí c_{II} získány ze strojnických tabulek. Rozměry těsného pera (obrázek 20) získány rovněž ze strojnických tabulek.

Podmínka otláčení:

$$p \leq p_D$$

Pero vyhovuje na otláčení. Kontrola na otláčení se provádí pouze u stykové plochy v náboji, jelikož je menší než plocha v hřídeli.

Kontrola pera na smyk:

Smykové napětí:

$$\tau_s = \frac{F}{S_1} \leq \tau_{Ds} \quad (2.40)$$

$$\tau_s = \frac{F}{S_1} = \frac{78,6}{700} = 0,11 \text{ MPa} \quad (2.41)$$

Smyková plocha:

$$S_1 = b \cdot l = 14 \cdot 50 = 700 \text{ mm}^2 \quad (2.42)$$

Dovolené smykové napětí:

$$\tau_{DS} = 0,6 \cdot \sigma_{Dt} = 0,6 \cdot 132,75 = 79,65 \text{ MPa} \quad (2.43)$$

Podmínka smyku:

$$\tau_S \leq \tau_{DS}$$

Vyhovující podmínky umožňují použití těsného pera těchto rozměrů pro potřeby zkušebního zařízení.

Těsné pero hnací hřídele bylo zvoleno dle již používaného stávajícího rozměru, kvůli možnosti zachování stejných dispozic. Jedná se o pero 5e7x5x20 ČSN 02 2562. Pro ověření zda je možné jej využít, byla nutná kontrola na otláčení a smyk.

Kontrola pera na otláčení:**Tlak v otláčované ploše:**

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D \quad (2.35)$$

$$p = \frac{F}{S} = \frac{235,7}{42} = 5,6 \text{ MPa} \quad (2.44)$$

Síla na otláčovanou plochu:

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{d} = \frac{2 \cdot 1768}{15} = 235,7 \text{ N} \quad (2.45)$$

Otláčovaná plocha:

$$S_2 = t_1 \cdot l = 2,1 \cdot 20 = 42 \text{ mm}^2 \quad (2.46)$$

Dovolený tlak:

$$p_d = \sigma_{Dd} = \frac{0,6 \cdot \sigma_{Pt}}{k} \cdot c_{II} = \frac{0,6 \cdot 590}{2} \cdot 0,75 = 132,75 \text{ MPa} \quad (2.47)$$

Dovolené napětí v tahu σ_{Pt} a součinitel snížení napětí c_{II} získány ze strojnických tabulek. Rozměry těsného pera (Obrázek 20) byly získány rovněž ze strojnických tabulek.

Podmínka otláčení:

$$p \leq p_D$$

Pero vyhovuje na otláčení. Kontrola na otláčení se provádí pouze u stykové plochy v náboji, jelikož je menší než plocha v hřídeli.

Kontrola pera na smyk:

Smykové napětí:

$$\tau_S = \frac{F}{S_1} \leq \tau_{DS} \quad (2.40)$$

$$\tau_S = \frac{F}{S_1} = \frac{235,7}{100} = 2,36 \text{ MPa} \quad (2.48)$$

Smyková plocha:

$$S_1 = b \cdot l = 5 \cdot 20 = 100 \text{ mm}^2 \quad (2.49)$$

Dovolené smykové napětí:

$$\tau_{DS} = 0,6 \cdot \sigma_{Dt} = 0,6 \cdot 132,75 = 79,65 \text{ MPa} \quad (2.50)$$

Podmínka smyku:

$$\tau_S \leq \tau_{DS}$$

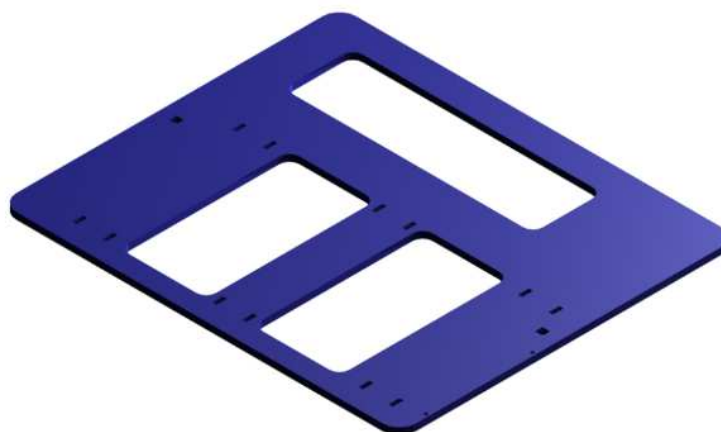
Těsné pero hnací řemenice vyhovuje i smykovému napětí a bylo jej možno využít pro potřeby rozšíření zařízení.

2.2 Model zařízení

Tvorba modelu byla provedena v programu Autodesk Inventor. V tomto programu byl vytvořen detailní model, který měl za úkol informovat o možných problémech a úskalích při následné výrobě či používání. Problémy mohou nastat v rozměrových aspektech, nebo interakcí některých součástí. Příkladem může být dření řemene o některou ze součástí, nebo nemožnost upevnění či dotažení šroubů.

Základní deska

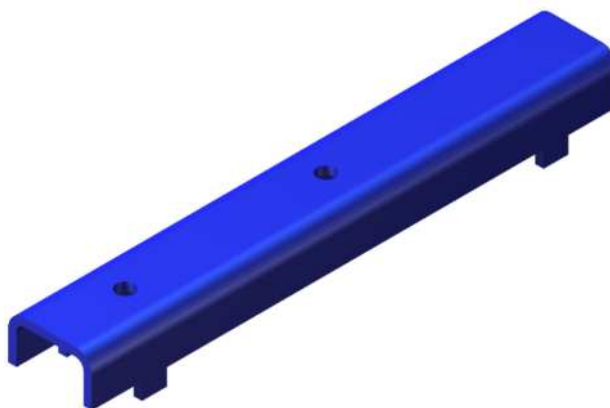
Základním stavebním kamenem celé sestavy je deska z plechu o tloušťce 10 mm, která slouží jako podstava a má za úkol zabránit zhroucení konstrukce vlivem napnutí řemene (Obrázek 21). Síla materiálu byla takto zvolena z důvodu celkové tuhosti konstrukce a co nejvyššího snížení možnosti vzniku rezonančních frekvencí. Velké otvory v desce mají účel ve snížení hmotnosti zařízení. Pro jednoduchost montáže byly v desce předem vypáleny otvory pro zámečky, do kterých lze umístit další součásti před svářením.



Obrázek 21: Základní deska

Pojezdový profil

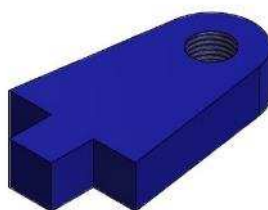
Z materiálu o tloušťce 5 mm byl vytvořen výpalek, který po ohnutí na ohraňovacím lisu vytváří pojezdovou plochu pro další části a, zároveň zesiluje celou konstrukci (Obrázek 22). Za pomoci této části je konstrukce ještě stabilnější proti hroucení vlivem napínání řemene. Tento výpalek byl opatřen zámečky, které zapadají do otvorů v základní desce, a tím je značně zjednodušena montáž. Stejně tak i otvory ve vrchní části profilu zjednodušují montáž. Do těchto otvorů jsou umístěny matice pro upnutí pojížděných součástí. Nebylo tedy nutno tyto otvory tvořit třískovým obráběním.



Obrázek 22: Pojezdový profil

Napínací zařízení:

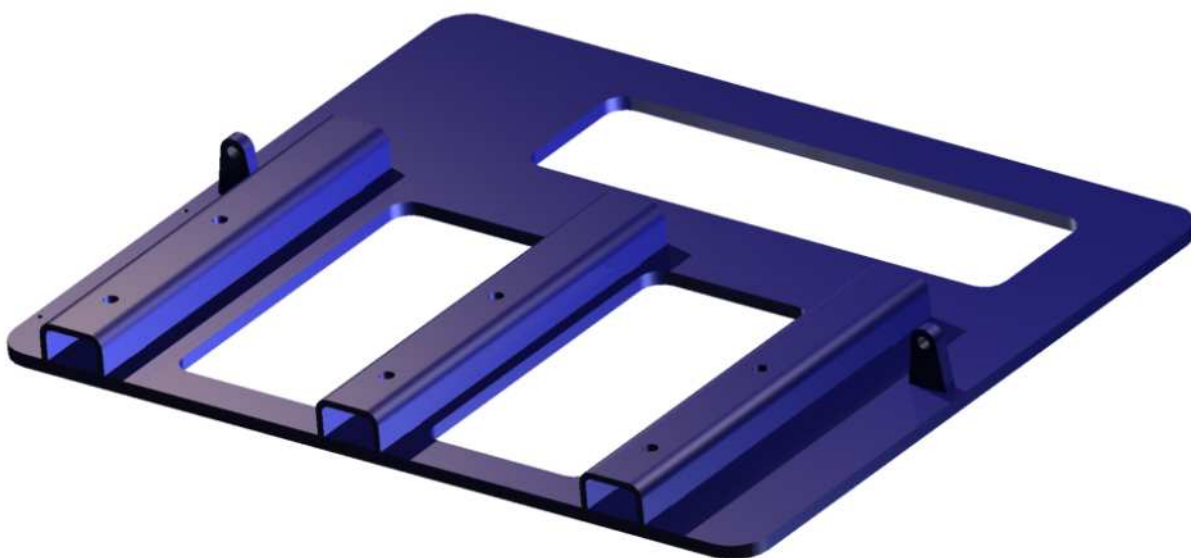
Do základní desky byly vsazeny dva kusy napínacího zařízení (Obrázek 23), které díky závitu umožňují utahováním šroubů napínat řemen. Pro jednoduchou montáž byl opět výpalek opatřen zámečkem, který pasuje do otvoru v základní desce. I tento díl byl vytvořen z materiálu o tloušťce deset milimetrů, aby byl co nejodolnější proti případnému ohnutí vlivem působících sil od šroubu. Ze stejného důvodu je plocha tohoto napínacího zařízení rozšiřující se směrem ke spodní základně. Toto rozšíření je výhodou i při přivařování dílu. Otvor pro závit byl taktéž předpálen na laseru a třískovým obráběním byl vytvořen pouze finální závit M10.



Obrázek 23: Napínací zařízení

Svařenec nosného rámu:

Z výše zmíněných součástí byl svařen základní rám (Obrázek 24) nesoucí celé měřicí zařízení a mající i největší vliv na celkovou stabilitu zařízení. Do otvorů v pojezdových profilech byly umístěny a přivařeny matky M10 pro přišroubování vrchních součástí. Do předpálených zámečkových otvoru byly umístěny a přivařeny díly napínacího zařízení. Celý tento svařenec tedy plní funkci nosnou a zároveň umožňuje pohyb částí umístěných na jeho pojezdových profilech. Celek disponuje velkou tuhostí i velkou hmotností, která je pro zařízení tohoto typu zásadní.

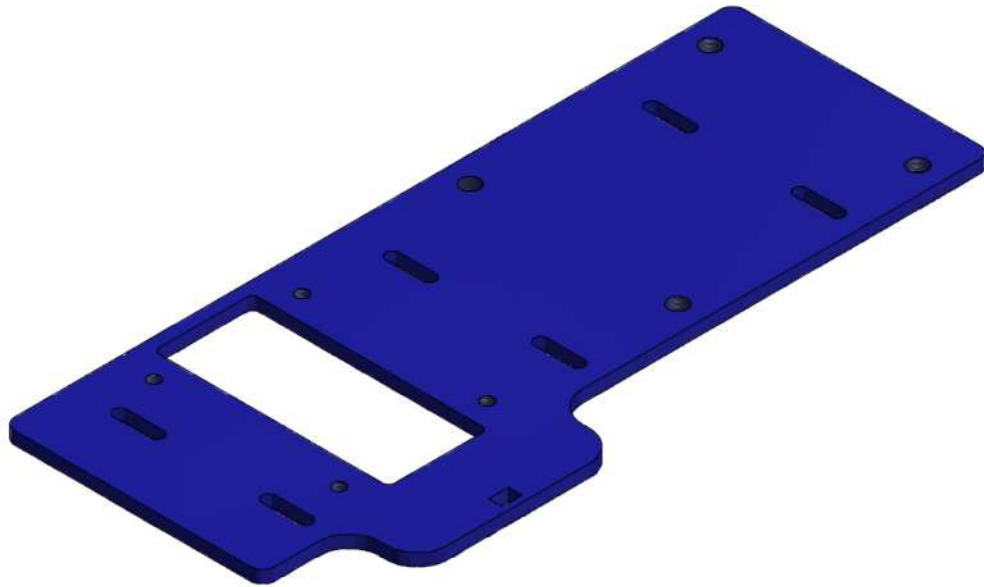


Obrázek 24: Svařenec nosného rámu

Posuvná deska:

Výpalek z plechu tloušťky 10 mm, (Obrázek 25) slouží k upevnění domečků pro ložiska 6209. Volba materiálu byla opět s ohledem na zvýšení celkové tuhosti. Na tento díl byly vypáleny tři páry oválných otvorů pro posuv při napínání řemene. Za pomoci těchto otvorů je možný pouze posuv pro napnutí řemene, ale není možný posuv v kolmém směru. Dále tato deska obsahuje čtyři otvory se závitem M12 pro upevnění ložiskových domečků 6209, které

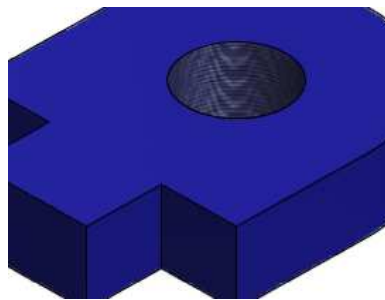
byly taktéž předpáleny na laseru a následně obráběny do finální podoby. Tímto postupem se značně zjednodušuje nutné vyměřování místa, kde se bude otvor nacházet, jelikož vypálený otvor je vytvořen s přesností na setiny milimetru. Čtyři otvory M10 byly do desky vytvořeny pro možnost přišroubování desky pod ložisko 6207. Technologie tvorby otvorů byla obdobná jako u předchozích.



Obrázek 25: Posuvná deska

Šroubovací část vyosení:

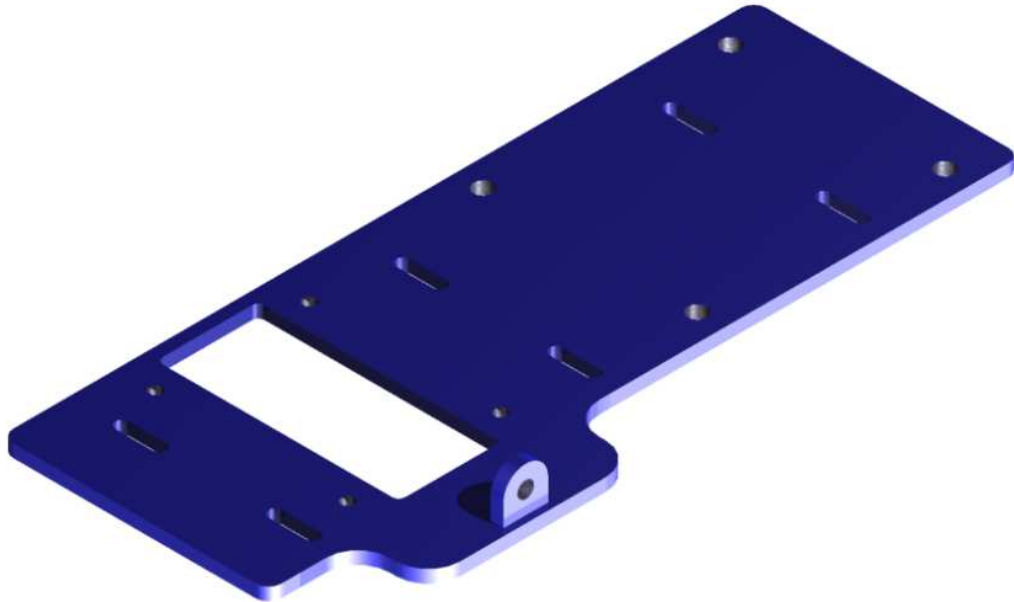
Jde o výpalek z plechu tloušťky 10 mm, na kterém bylo předpáleno gravírování pro umístění otvoru a následně vytvořen závit s jemným stoupáním (Obrázek 26). Postup s tvorbou gravíru byl zvolen z důvodu nejistoty použitého závitu. Jelikož bylo nutné kombinovat velikost závitu s technologickými možnostmi výroby šroubu. Za pomoci této součásti je možno vyosovat hřídel a tím namáhat ložisko 6207. Pro přesnější dávkování síly byl zvolen právě jemný závit, jelikož při velkém počtu otáček šroubem je krátký posun šroubu a tím lze jemněji aplikovat zatěžující sílu. Tento díl byl opět opatřen zámečkem pro jednodušší montáž.



Obrázek 26: Šroubovací část vyosení

Svařenec posuvné desky:

Svařením posuvné desky a šroubovací části vyosení dle požadavku vznikla součást, která umožňuje usazení ložiskových domků 6209 a zároveň posouvání posuvné desky ložiska 6207 (Obrázek 27). Tento svařenec lze posouvat po pojezdových profilech svařence nosného rámu a tím měnit osovou vzdálenost hnané a hnací řemenice. Tím samozřejmě dochází k napínání řemene.



Obrázek 27: Svařenec posuvné desky

Posuvná deska ložiska 6207:

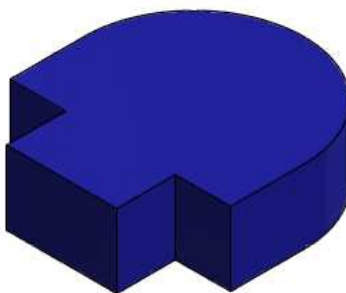
Deska vypálená z plechu tloušťky 10 mm mající za úkol držet ložiskový domek 6207 a zároveň jej posouvat a tím i vyosovat pro vyšší zatížení samotného ložiska (Obrázek 28). Tloušťka materiálu byla v tomto případě zvolena nejen kvůli pevnosti, ale také z důvodu, že ložiskový domek 6207 má vzdálenost od spodní hrany k ose ložiska o deset milimetrů menší než ložiskový domek 6209. Tím byla vyrovnána osa hřídele. Tento díl je opatřen dvěma páry oválných otvorů pro posouvání desky ve směru kolmém na hřídel, ale nedovolují posun v ose hřídele. Tvorba dvou otvorů M12 pro přišroubování ložiskového domku byla opět metodou předpálení a posléze finálního obrobení závitu.



Obrázek 28: Posuvná deska ložiska 6207

Opěrná část vyosení:

Díky výpalku z plechu 10 mm, který byl přivařen na posuvnou desku ložiska 6207 lze posouvat desku a tím i ložisko 6207 a zatěžovat jej (Obrázek 29). Do této opěrné části se opírá šroub s jemným stoupáním závitu. I tento díl byl opatřen zámečkem, jež vhodně zapadá do otvoru v posuvné desce ložiska 6207.



Obrázek 29: Opěrná část vyosení

Svařenec desky pod ložisko 6207:

Svařením desky pod ložisko 6207 a opěrné části vyosení vznikl díl, který drží ložiskový domek na místě, a při povolení šroubů držících desku a působením síly za pomoci šroubu s jemným stoupáním lze vyosít celou tuto sestavu a namáhat ložisko větší silou (Obrázek 30).



Obrázek 30: Svařenec desky pod ložisko 6207

Ložiskové domky:

Ložiskové domky, jež byly tomuto projektu přiřazeny ještě dříve, než začal vznikat model, čímž se velice silně podíleli na rozměrech, bylo nutno upravit pro usazení snímačů do tří od. V první řadě bylo nutné ofrézovat plochy s minimálním úběrem z důvodu, že tyto zamýšlené plochy měli různé úhlování. Důvodem tohoto frézování byla tedy kolmost jednotlivých ploch a tím i finální kolmost snímačů po osazení. Na ofrézované plochy byly, za pomoci rychleschnoucího dvousložkového lepidla Schnellklebstoff X60, přilepeny destičky o tloušťce 10 mm s otvorem M6. Tvorba těchto destiček byla taktéž za pomoci laseru, ale pro lepší vlastnosti byly ofrézované z každé strany do roviny. Do otvorů v destičkách byly osazeny snímače přes zápusťné šrouby. Na Obrázku 31 je patrný průběh obrábění a osazování domků. Obdobným způsobem se pracovalo na domcích 6209 i na domku 6207.



Obrázek 31: Průběh obrábění a osazování ložiskových domků

Hnací řemenice:

Pro sestavu bylo nutno vytvořit hnací řemenici (Obrázek 32), pro kterou byl dle parametrů stávajícího zařízení zvolen výpočtový průměr 140 mm a šířka 20 mm. Tyto rozměry korespondují s rozměry nevyváženého setrvačnicku, jež se na původní zařízení umísťoval z důvodu buzení vibrací. Příslušným řemenem je XZ 10 x 950, který byl podmínem pro vytvoření drážky vhodných rozměrů. Zajištění řemenice na správném místě je obstaráno pomocí rozpěrných kroužků. Toto řešení je v souladu s koncepcí stávajícího zařízení. Do otvoru pro hřídel bylo taktéž nutné vytvoření drážky pro pero. Celá řemenice má z obou stran odebraný materiál pro snížení vlastní hmotnosti.



Obrázek 32: Hnací řemenice

Hnaná řemenice:

Hnaná řemenice (Obrázek 33) byla navržena menší než hnací, tudíž jde o převod „do rychla“. Výpočtový průměr byl zvolen na hodnotu 100 mm. Návrh této řemenice byl limitován velikostí hřídele, která se odvíjí od velikosti ložisek. Tato řemenice je pro řemen XZ 10 x 950 a má tedy velikost drážky vhodnou pro tento typ řemene. O zajištění řemenice se stará stavěcí šroub utažený do těsného pera a opření o osazení hřídele. I z tohoto upevňovacího důvodu za pomoci stavěcího šroubu je řemenice opatřena osazením. Toto osazení je i technologické, protože by bylo velmi složité upnutí při soustružení. Po vysoustružení tvaru byla vytvořena drážka pro pero a otvor pro zápusťný šroub.



Obrázek 33: Hnaná řemenice

Hnaná hřídel:

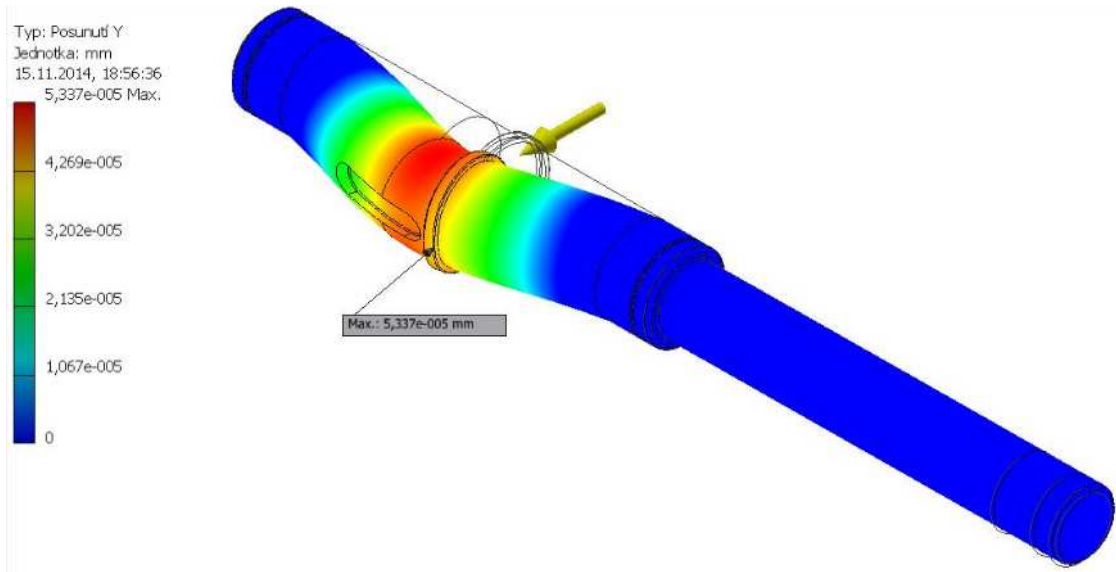
Jak již bylo předesláno, tak návrh hřídele byl odvíjen od velikosti ložisek. Byla tedy obrobena z kulatiny o průměru 50mm do požadovaného tvaru (Obrázek 34). Tato hřídel podstupuje určité namáhání důsledkem vyosování ložiska 6207, a bylo tedy nutné zjistit, jakou silou lze tuto hřídel namáhat a jaké vznikne napětí.



Obrázek 34: Hnaná hřídel

Pro zjištění napětí byla nutná pevnostní analýza, která byla provedena v programu Autodesk Inventor. Výrobce tohoto programu upozorňuje, že nejde o simulační program pro přesnou analýzu, ale slouží pouze jako pomocné zařízení konstruktéra při navrhování zařízení. Výsledky analýzy jsou tedy orientační a mají odhalit pouze hrubé nedostatky návrhu. V prvním případě šlo o zkoušku nosníku, který je upevněn ve dvou bodech a je zatěžován jednou silou na řemenici. Je jisté, že napnutím řemene dochází k ohybu hřídele. Avšak díky robustnosti hřídele je tato síla s hodnotou $F = 50,5 \text{ N}$ zanedbatelná, jak je patrné z Obrázku 35. Nejvyšší napětí je 0,3 MPa. což je zanedbatelná hodnota.

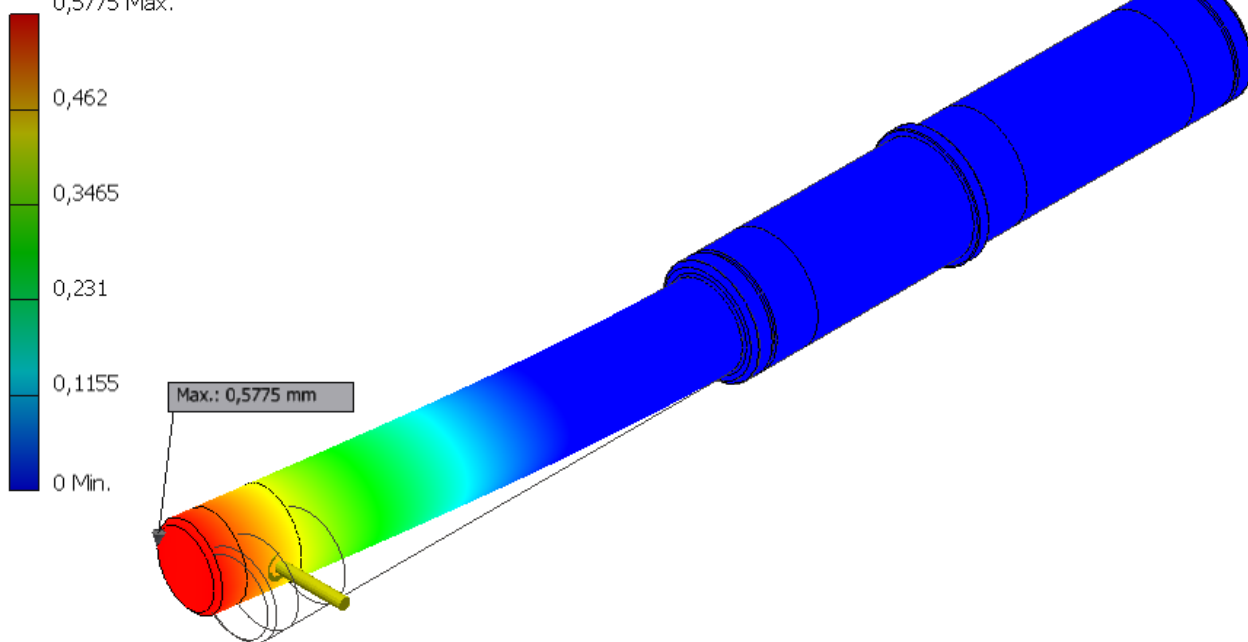
Při zatížení silou 50,5 N pak dochází k posunutí zatěžované části hřídele v místě řemenice o přibližně $5,3 \cdot 10^{-5}$ mm. Jde tedy o hodnotu, která je téměř nezjistitelná. S robustností hřídele se nelze divit, že změny tvaru hřídele jsou takto zanedbatelné.



Obrázek 35: Pevnostní analýza hnané hřídele při působení napnutého řemene

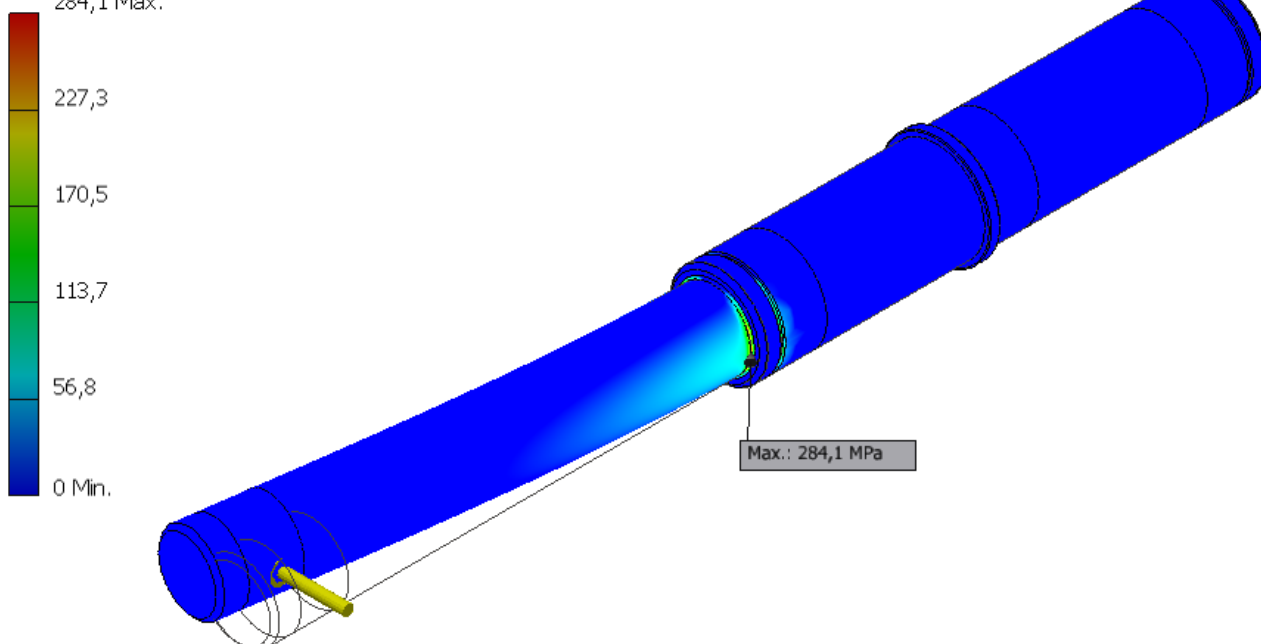
Pro testování vyosovaného ložiska bylo nutno zjistit jakou silou je zatíženo, pokud dojde ke změně jeho polohy. I pro tuto úlohu bylo využito pevnostní analýzu programu Autodesk Inventor. Program však v této platformě neumožňuje zadat vzdálenost vyosení, přičemž by dopočítal sílu v daném bodě a napětí (Obrázek 37). Umožňuje však zadat sílu a sám dopočítá zatížení a posunutí v dané rovině. Touto metodou bylo tedy postupováno. Postupným zadáváním síly bylo získáváno posunutí koncového bodu hřídele (Obrázek 36) a napětí.

Typ: Posunutí
Jednotka: mm
27.4.2015, 9:21:27
0,5775 Max.



Obrázek 36: Posunutí koncového bodu hřídele při působení síly 2600N

Typ: Napětí Von Mises
Jednotka: MPa
27.4.2015, 9:19:27
284,1 Max.

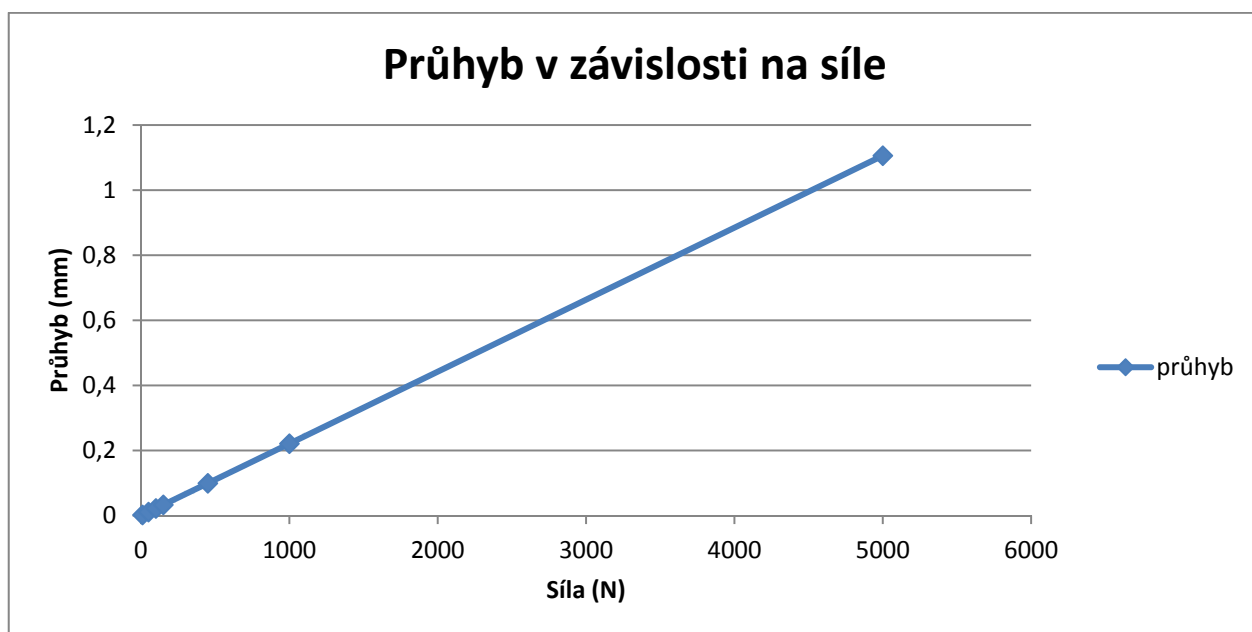


Obrázek 37: Napětí hřídele při zatížení silou 2600N

Tabulka 1: Závislost síly na průhybu a zatížení

| Síla (N) | Průhyb (mm) | Zatížení (Mpa) |
|----------|-------------|----------------|
| 10 | 0,002206 | 1,091 |
| 50 | 0,01105 | 5,466 |
| 100 | 0,0221 | 10,93 |
| 150 | 0,03316 | 16,39 |
| 450 | 0,0995 | 49,22 |
| 1000 | 0,2211 | 109,3 |
| 2600 | 0,5775 | 284,1 |
| 5000 | 1,106 | 546,8 |

V tabulce 1 jsou patrné hodnoty, které vyšly při zadání sil. Průběh průhybu je lineární, což je patrnější z grafu (Obrázek 38).



Obrázek 38: Průhyb hřídele v závislosti na síle

Díky lineárnosti průhybu lze přibližně dopočítat i další hodnoty vzniklé síly při vyosování, dle vztahu:

$$y = \frac{x}{0,00022} - x \cdot 20,45 \quad (2.51)$$

Kde: y – je síla vzniklá síla [N]

x – je posunutí ložiska o danou vzdálenost [mm]

Lze tedy například dopočítat vyosení 2 mm.

$$y = \frac{2}{0,00022} - 2 \cdot 20,45 = 9050N \quad (2.52)$$

Můžeme tedy počítat, že při vyosení ložiska o 2 mm bude namáháno silou kolem 9050N.

Maximální zatěžující síla:

Pro vhodnou reprezentaci možných sil v zařízení bylo nutné dopočítat maximální možnou působící sílu, kterou lze využít, aby nedošlo k porušení hřídele, a zároveň bylo namáháno ložisko v co největší míře.

Výpočet je otočenou verzí výpočtu při kontrole hřídele.

$$\sigma_{D0} = \frac{M_{Ored}}{W_0} = \frac{M_{Ored}}{0,1 \cdot d^3} \quad (2.53)$$

Do rovnice ohybového napětí se za hodnotu napětí dosadí dovolené napětí v ohybu a je nutné zjistit redukovaný moment. Rovnice pak má tvar:

$$M_{Ored} = \sigma_{D0} \cdot 0,1 \cdot d^3 = 125 \cdot 0,1 \cdot 35^3 = 535937,5 \text{ Nmm} \quad (2.54)$$

Z rovnice pro redukovaný moment:

$$M_{Ored} = \sqrt{M_0^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_k)^2} \quad (2.55)$$

Je nutné vyjádřit ohybový moment:

$$M_0 = \sqrt{M_{Ored}^2 - 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_k)^2} \quad (2.56)$$

$$M_0 = \sqrt{535937,5^2 - 0,75 \cdot (0,7 \cdot 1768)^2} = 535936,4 \text{ Nmm}$$

Z rovnice ohybového momentu vyjádříme sílu F:

$$M_0 = F \cdot e \quad (2.57)$$

$$F = \frac{M_0}{e} = \frac{535936,4}{205} = 2614,3 \text{ N} \quad (2.58)$$

Kde e je rameno působící síly, tedy vzdálenost vyosovaného ložiska od vnitřního ložiska 6209. A vypočítaná síla je maximální síla, kterou lze působit na hřídel bez jejího poškození.

Kontrola šroubu na namáhání tahem:

Pro možnost vyosení ložiska je nutné, aby vyosovací šroub dokázal tuto sílu přenést, a proto je nutné vypočítat možnou sílu z tlakového namáhání.

Dovolené napětí v tahu:

$$\sigma_{DT} = (0,1 \div 0,3) \cdot \sigma_{Kt} = 0,1 \cdot 300 = 30 \text{ MPa} \quad (2.59)$$

Pro šrouby 5.6 je mez luzu v tahu 300 MPa a pro šrouby 8.8 je to 640 MPa.

Maximální možná působící síla:

$$F = S \cdot \sigma_{Dt} = 104,4 \cdot 30 = 3132 \text{ N} \quad (2.60)$$

Výpočtový průřez:

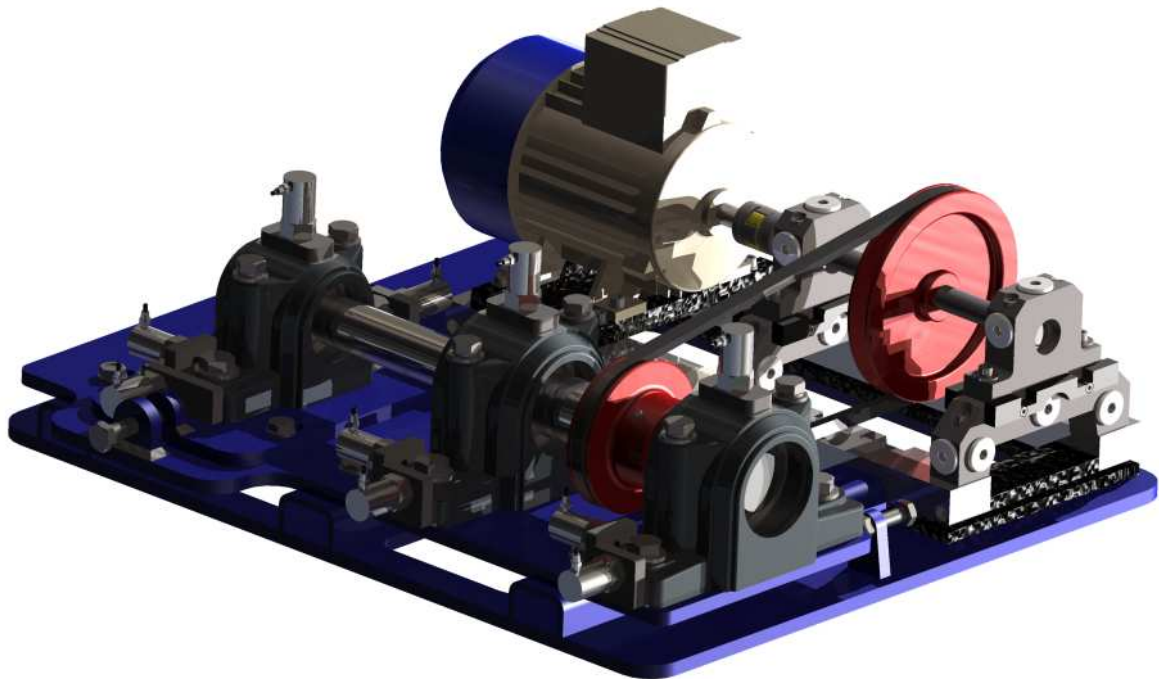
$$S = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{11,675 + 11,387}{2} \right)^2 = 104,4 \text{ mm}^2 \quad (2.61)$$

Hodnoty d_2 a d_3 jsou získány z tabulek a jsou pro šroub M12x0,5. Je tedy zvoleno jemné stoupání pro vyvinutí co největší síly a možnosti plynulejší regulace.

Ze získané síly je patrné, že šroub M12x0,5 teoreticky dokáže vyvinout sílu potřebnou pro maximální vyosení ložiska.

Celková sestava:

Ve výsledku model po sestavení všech částí (Obrázek 39), byl podroben kosmetickým změnám, jako je zaoblení hran a dodání barevného schématu. V reálném provedení prozatím barva řešena není. Při tvorbě modelového zázemí bylo snahou využívat v co nejvyšší míře stejné spojovací materiály, aby při provozu zařízení a jeho nastavování nebylo nutné využívat více druhů šestihranných klíčů. Tím se značně zjednodušuje manipulace.



Obrázek 39: Celková sestava

2.3 Výroba

Průběh výroby byl relativně shodný s modelovým podkladem. Jednotlivé plechové díly byly převedeny do výkresu formátu DXF, programu AutoCAD, ze kterého umí číst software

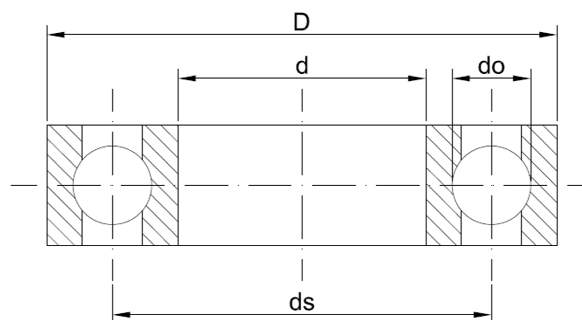
laseru. Dle těchto podkladů laser TRUMPF Trumatic L3015 vypálil všechny díly včetně gravírování pro ohyby nebo popisek pro pozdější jednodušší identifikaci. Na ohraňovacím lisu LVD Easy Form bylo provedeno ohnutí pojezdových profilů opět dle předem stanovených rozměrů. Před svařením bylo nutné vyřezat závity do určených předem vypálených děr. Obrobením dílů se závity bylo možno svařit určené díly k sobě. Tento úkon byl značně zjednodušen díky připraveným zámečkům u všech sesazovaných dílů a přesnosti výroby za pomoci automatizovaných strojů. Pro celkové sesazení zařízení bylo nutno vysoustružit hřídel a řemenice. Tento úkon byl proveden dle výrobních výkresů. Třískové obrábění bylo potřeba i u ložiskových domků, kde došlo k zarovnání ploch v jednotlivých osách. Výkresová dokumentace všech dílů se nachází v Příloze A až R. Usazením stávajícího měřicího zařízení a řemene bylo možné otestovat funkčnost celého zařízení. Po seřízení celého zařízení byly nalepeny podkladové destičky, které byly také vypáleny na laseru. Pro jejich dokončení však bylo nutno vyřezat závity pro uchycení snímače a obrobit dosedací plochy pro co nejlepší usazení snímače. Za pomoci dvousložkového rychleschnoucího lepidla Schnellklebstoff X60 byly přilepeny podkladové destičky na všechny obrobené plochy ložiskových domků, čímž je umožněno měřit vibrace ve třech osách. V posledním úkonu došlo k montáži snímačů na zařízení (Obrázek 40).



Obrázek 40: Měřicí aparatura

3 MĚŘENÍ VIBRACÍ

3.1 Výpočet maximálních budících frekvencí



Obrázek 41: Rozměry ložiska

Ložisko 6207:

Střední průměr:

$$d_s \cong 0,5 \cdot (D + d) = 0,5 \cdot (72 + 35) = 53,5 \text{ mm} \quad (3.1)$$

Průměr valivého elementu:

$$d_0 = q_1 \cdot (D - d) = 0,3 \cdot (72 - 35) = 11,1 \text{ mm} \quad (3.2)$$

Koeficient q_1 je pro jednořadé kuličkové ložisko v rozmezí 0,216 – 033. [15]

$$\gamma = \frac{d_0}{d_s} \cdot \cos \alpha = \frac{11,1}{53,5} \cdot \cos 0 = 0,2 \quad (3.3)$$

Otáčky vnitřního kroužku:

$$n_i = n \cdot i = 22,5 \cdot 1,429 = 32,15 \text{ s}^{-1} \quad (3.4)$$

Otáčky motoru je v tomto případě nutné násobit skutečným převodovým poměrem řemenového převodu.

Otáčky klece:

$$\begin{aligned} n_s &= \frac{1}{2} \cdot [n_i \cdot (1 - \gamma) + n_e \cdot (1 + \gamma)] = \frac{1}{2} \cdot [32,15 \cdot (1 - 0,2)] \\ &= 12,84 \text{ s}^{-1} \end{aligned} \quad (3.5)$$

Otáčky n_e se rovnají nule, jelikož vnější kroužek se neotáčí.

Frekvence vad vnitřního oběžného kroužku:

$$\begin{aligned} f_{Li} &= k \cdot [(n_i - n_s) \cdot (1 - s)] \cdot z \\ f_{Li} &= 1 \cdot [(32,15 - 12,84) \cdot (1 - 0,1)] \cdot 9 = 156,4 \text{ Hz} \end{aligned} \quad (3.6)$$

Koeficient skluzu poškozeného valivého ložiska je v rozmezí 5 – 20% [15]. U ložiska 6209 je počet valivých elementů $z = 9$.

Frekvence vad vnějšího oběžného kroužku:

$$f_{Le} = k \cdot [(n_s - n_e) \cdot (1 - s)] \cdot z = 1 \cdot [(12,84 - 0) \cdot (1 - 0,1)] \cdot 9 = 104 \text{ Hz} \quad (3.7)$$

Frekvence vad valivého tělesa:

$$f_{Ld} = k \cdot n_s \cdot (1 - s) = 1 \cdot 12,84 \cdot (1 - 0,1) = 11,556 \text{ Hz} \quad (3.8)$$

Koeficient k , popisuje možné násobky vyšších harmonických frekvencí, jež mohou nastat.

Budící frekvence pro zvolené otáčky byly vypočítány dle stejných vzorců a výsledky jsou patrné v tabulce 2. Jejich násobky vypovídají o vyšších harmonických frekvencích v jednotlivých částech ložiska.

Tabulka 2: Budící frekvence ložiska 6207

| Otáčky | f_{Li} (Hz) | f_{Le} (Hz) | f_{Ld} (Hz) |
|--------|---------------|---------------|---------------|
| 300 | 24,3 | 16,2 | 1,8 |
| 600 | 48,6 | 32,4 | 3,6 |
| 810 | 65,61 | 43,74 | 4,86 |

Ložisko 6209:

Střední průměr:

$$d_s \cong 0,5 \cdot (D + d) = 0,5 \cdot (85 + 45) = 65 \text{ mm} \quad (3.9)$$

Průměr valivého elementu:

$$d_0 = q_1 \cdot (D - d) = 0,3 \cdot (85 - 45) = 12 \text{ mm} \quad (3.19)$$

Koeficient q_1 je pro jednořadé kuličkové ložisko v rozmezí 0,216 – 0,33. [15]

$$\gamma = \frac{d_0}{d_s} \cdot \cos \alpha = \frac{12}{65} \cdot \cos 0 = 0,185 \quad (3.11)$$

Otáčky vnitřního kroužku:

$$n_i = n \cdot i = 22,5 \cdot 1,429 = 32,15 \text{ s}^{-1} \quad (3.12)$$

Otáčky motoru je v tomto případě nutné násobit skutečným převodovým poměrem řemenového převodu.

Otáčky klece:

$$n_s = \frac{1}{2} \cdot [n_i \cdot (1 - \gamma) + n_e \cdot (1 + \gamma)] = \frac{1}{2} \cdot [32,15 \cdot (1 - 0,185)]$$

$$= 13,1 \text{ s}^{-1} \quad (3.13)$$

Otáčky n_e se rovnají nule, jelikož vnější kroužek se neotáčí.

Frekvence vad vnitřního oběžného kroužku:

$$f_{Li} = k \cdot [(n_i - n_s) \cdot (1 - s)] \cdot z$$

$$f_{Li} = 1 \cdot [(32,15 - 13,1) \cdot (1 - 0,1)] \cdot 9 = 154,3 \text{ Hz} \quad (3.14)$$

Koeficient skluzu poškozeného valivého ložiska je v rozmezí 5 – 20% [15]. U ložiska 6209 je počet valivých elementů $z = 9$.

Frekvence vad vnějšího oběžného kroužku:

$$f_{Le} = k \cdot [(n_s - n_e) \cdot (1 - s)] \cdot z = 1 \cdot [(13,1 - 0) \cdot (1 - 0,1)] \cdot 9$$

$$= 106,11 \text{ Hz} \quad (3.15)$$

Frekvence vad valivého tělesa:

$$f_{Ld} = k \cdot n_s \cdot (1 - s) = 1 \cdot 13,1 \cdot (1 - 0,1) = 11,79 \text{ Hz} \quad (3.16)$$

Koeficient k , popisuje možné násobky vyšších harmonických frekvencí, jež mohou nastat.

Budící frekvence pro zvolené otáčky byly vypočítány dle stejných vzorců a výsledky jsou patrné v tabulce 3. Jejich násobky vypovídají o vyšších harmonických frekvencích v jednotlivých částech ložiska.

Tabulka 3: Budící frekvence ložiska 6209

| Otáčky | f_{Li} (Hz) | f_{Le} (Hz) | f_{Ld} (Hz) |
|--------|---------------|---------------|---------------|
| 300 | 23,9 | 16,5 | 1,8 |
| 600 | 47,9 | 33,0 | 3,6 |
| 810 | 64,7 | 44,5 | 4,9 |

3.2 Měření vibrací na inovovaném zařízení

Pro měření byl použit obvyklý způsob, kdy měřicí řetězec obsahuje snímač, analyzátor a tato sestava je propojená s počítačem. Informace získané snímačem jsou vedeny do analyzátoru, ve kterém probíhá zpracování a případné filtrování signálu. Pro naše měření nebylo nutné filtrovat jakákoliv spektra, jelikož nás zajímalo celé měřené spektrum. Zpracovaná data poté jdou do počítače a jeho softwarového vybavení. Díky tomuto softwaru je možné zpracovat a zobrazit naměřená data.

Pro toto konkrétní měření byly použity dva snímače zrychlení, jimiž byly snímány vibrace v osách X a Y. Znamená to tedy, že snímače na sebe byli kolmé. S jejich pomocí bylo možné měřit vibrace ložiska v jeho radiálním směru. Snímače obsahovaly kabely, kterými byly připojeny k analyzátoru. Propojení analyzátoru s počítačem bylo provedeno křížovým síťovým kabelem. Sestava celé měřicí aparatury je na Obrázku 40.

3.2.1 Akcelerometry

Pro měření byly využity dva totožné akcelerometry od firmy Brüel & Kjær (**Příloha S**). Konkrétně šlo o snímače AS-062. Tato řada je doporučena pro měření rotačních součástí, jako jsou turbíny, kompresory apod. Pracuje na principu stlačování piezoelektrického krystalu, kdy vlivem vibrací dochází k pohybu hmoty a tím vzniku napětí. Zabudovaný zesilovač zesiluje naměřená data. Získávané napětí je tedy závislé na měřeném zrychlení. Tento snímač je použitelný ve velkém rozmezí teplot (-50 až 120 °C), kdy je změna hodnot minimální ($\pm 5\%$). K danému snímači je již z výroby připojen kabel zajišťující přenos dat do analyzátoru.

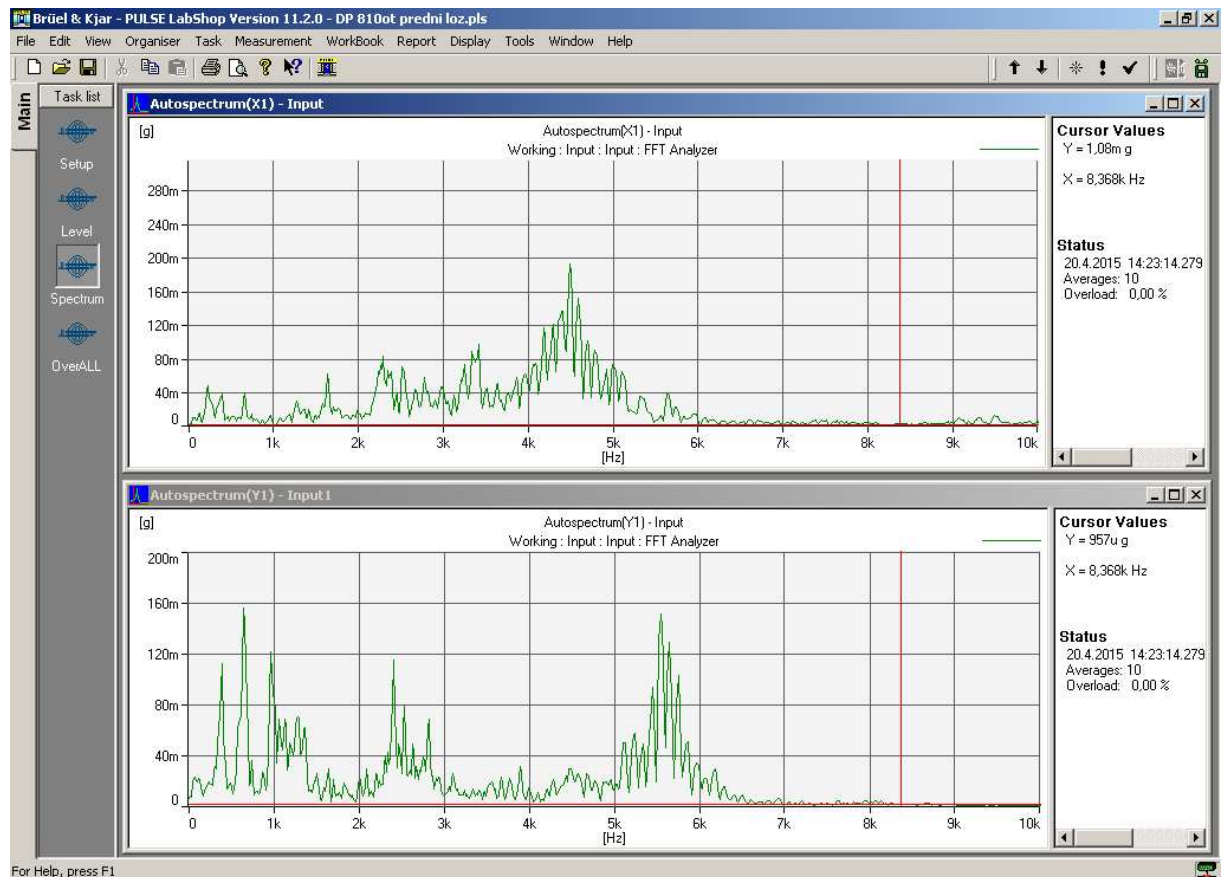
3.2.2 Analyzátor

Pro vhodné vyhodnocení dat bylo nutné zvolit vhodný analyzátor. Proto byl zvolen šesti kanálový analyzátor 3032A od firmy Brüel & Kjær. Pro naše účely však ze šesti kanálů postačily pouze dva, jelikož jsme využili pouze dva snímače. Zpracovaná data postupovala křížovým síťovým kabelem do počítače.

3.2.3 Software

Pro zobrazení a vyhodnocení dat bylo nutné použití vhodného programového vybavení v počítači. Proto tyto účely je vhodným programem PULSE LabShop od firmy Brüel & Kjær. Konkrétně PULSE LabShop Version 11.2.0 pracujícím na počítači s operačním programem Windows XP. V tomto softwaru je možné zobrazovat data v reálném čase, nebo frekvenční spektrum. Lze tak učinit jednoduchým přepnutím mezi módy Time a Auto spectrum. Program taktéž umožňuje předdefinovat individuální nastavení, kdy lze kombinovat různé druhy

zobrazení výsledků. Tím odpadá dodatečné nastavování hodnot a zobrazení při využití programu pro stejné účely. Rozvržení našeho nastavení a vzhled softwarového rozhraní je na Obrázku 42. Data je možné převádět do jiných výpočetních softwarů, jako je MatLab, ale pro naše měření bylo vhodnější ukládání dat do textového souboru a následné vykreslení za pomoci programu Microsoft Excel.



Obrázek 42: Rozhraní programu PULSE LabShop

3.2.4 Otáčkoměr

Nezbytným nástrojem pro vyhodnocení byl otáčkoměr, jež nám umožnil zjistit jaké otáčky má hřídel inovovaného zařízení. Šlo o ruční otáčkoměr DT-2 L/K. Toto zařízení umožňuje velmi přesné měření otáček bezdotykově laserem, nebo mechanicky přes kontaktní kroužky. Měřené otáčky mohou být v rozsahu 0,5 – 99999 otáček za minutu při využití laseru nebo 0,5 – 19999 otáček za minutu při mechanickém přenosu. Přesnost je $\pm 0,05\%$. Měření pomocí laserového paprsku je přesnější, jelikož nedochází k prokluzu mezi měřicími kroužky a měřenou součástí. Pro naše účely byl mechanický způsob dostatečný. Měřená data jsou zobrazována na LCD displeji v reálném čase a tak je možné regulovat otáčky frekvenčním měničem na požadovanou hodnotu.

3.2.5 Průběh měření

Samotné měření probíhalo na ložiskových domcích 6207 a 6209, přičemž měřené ložisko 6209 bylo zvoleno vzdálenější od ložiska 6207. Byly zvoleny tři měřicí režimy otáček a dva režimy zatížení. Naměřená data viz Příloha U až Příloha RR.

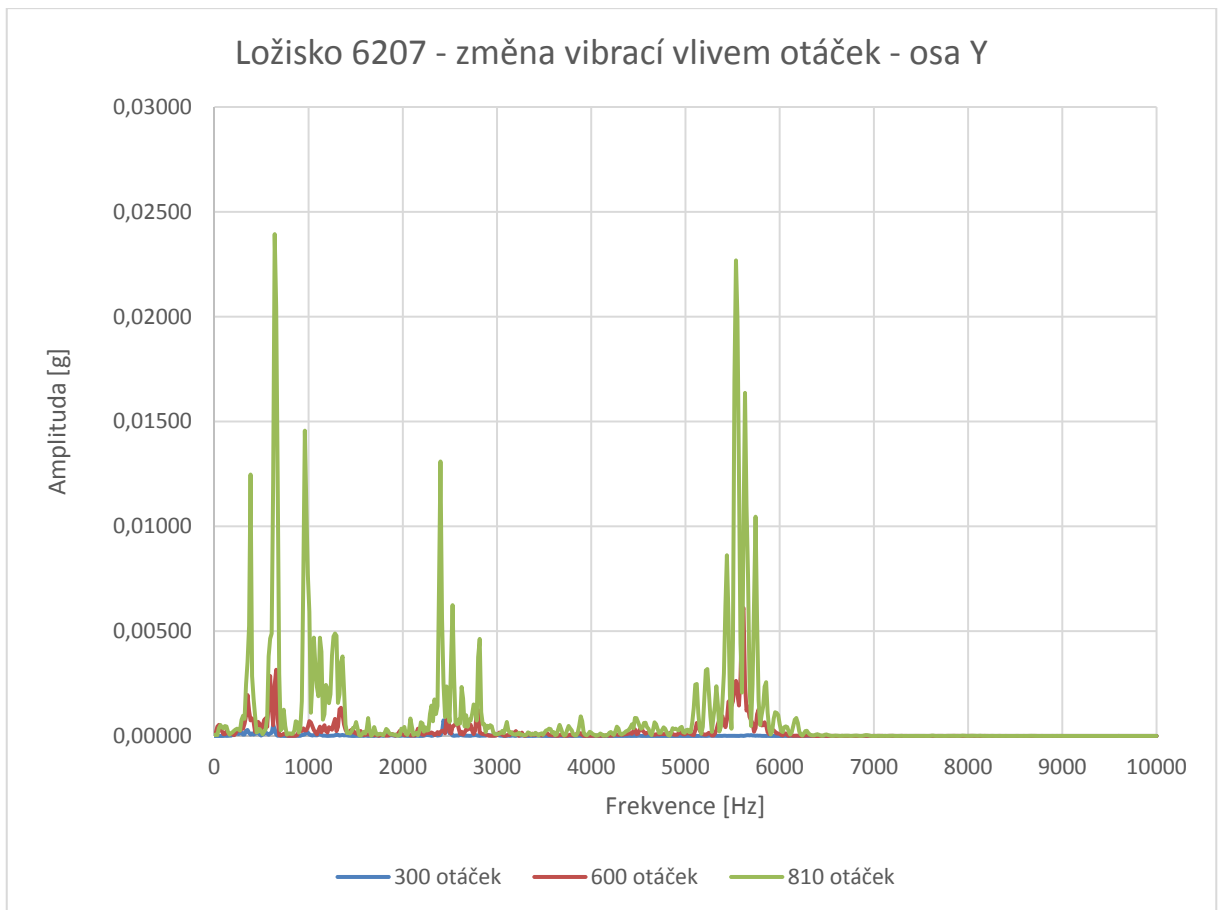
Měření probíhalo za 300, 600 a 810 otáčkách za minutu, přičemž akceptovaná hodnota otáček byla v rozmezí ± 5 otáček. Důvodem byla nastavovací schopnost frekvenčního měniče. Ten umožňuje nastavování otáček ve velkém rozsahu a s velkou citlivostí, ale naprosto přesné nastavení na požadovanou hodnotu je nereálné.

Režim měření byl buďto v nezatíženém stavu nebo zatížen. Zatížení bylo realizováno osovým vychýlením krajního ložiska 6209. Pro všechna měření v zatíženém stavu byla nastavena totožná vzdálenost vyosení.

3.3 Analýza provedeného měření

Vibrace valivých ložisek se mohou projevovat svými budicími frekvencemi a jejich harmonickými frekvencemi přibližně v rozsahu do 5 kHz, v některých případech i ve vyšších frekvencích. Ověřovací měření bylo prováděno v pásmu do 10 kHz z důvodu kmitočtové charakteristiky použitého snímače. Charakteristika a popis snímače jsou uvedeny v příloze T. Naměřené průběhy vibrací pro jednotlivé měřicí režimy byly vyhodnoceny pomocí získaných frekvenčních spekter. Ve frekvenčních spektrech byly porovnávány změny výrazných amplitud při různých režimech měření. Tyto změny mohou být způsobeny právě provozním režimem ložisek. Inovované zařízení potom umožní tímto způsobem provádět podrobnější analýzu chování ložisek za různých podmínek, včetně simulace zatížení nebo poškození ložiska.

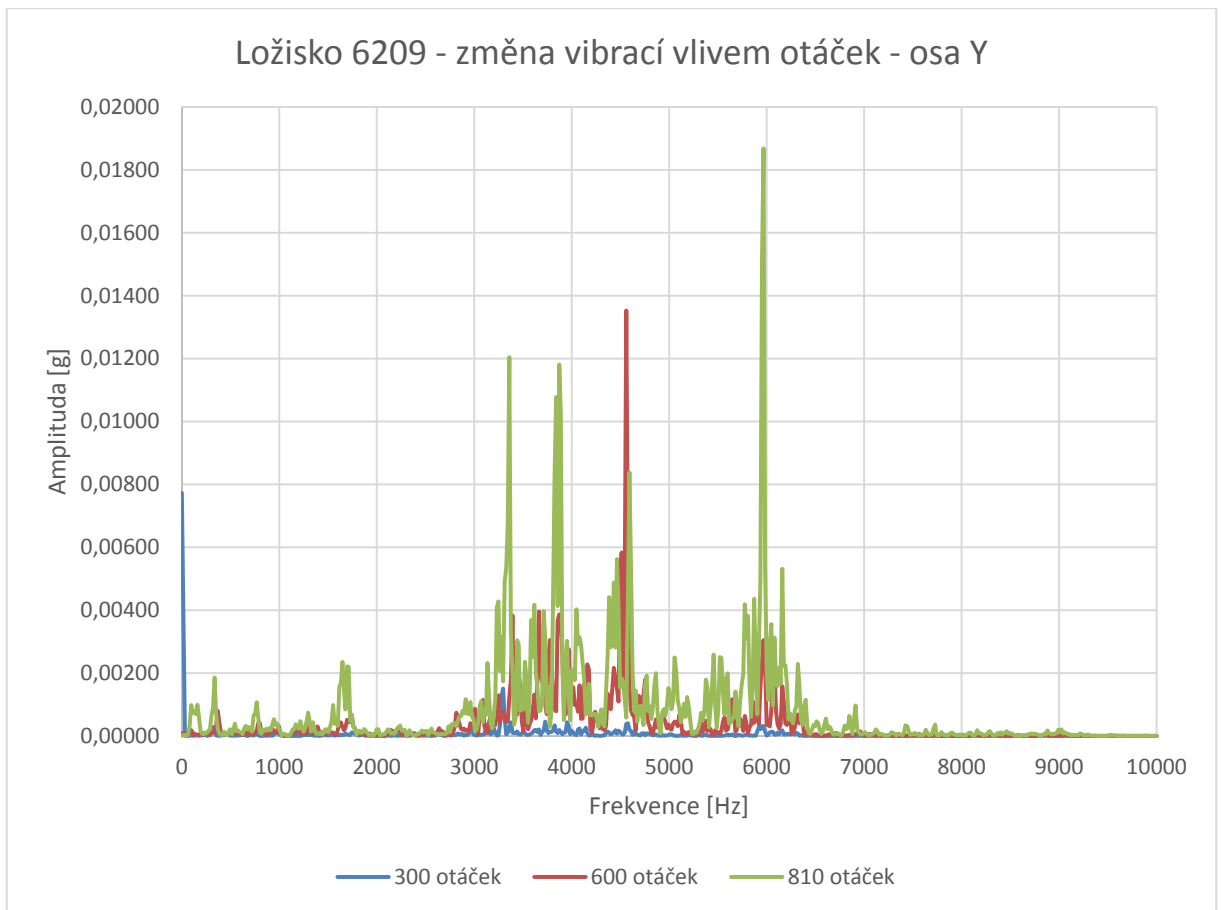
V práci je zobrazení dat naměřených frekvenčních spekter provedeno pomocí programu Microsoft Excel, do kterého byla data importována pomocí textových souborů s naměřenými hodnotami. Mohly tak být vytvořeny grafy současně porovnávající několik souvisejících měření.



Obrázek 43: Vibrace ložiska 6207 v ose Y

Z grafu na obrázku 43 je patrné, že změnami otáček se značně mění i vibrace v ložisku. Hodnoty vibrací při 300 otáčkách za minutu jsou v podstatě nepatrné proti hodnotám při 600 nebo 810 otáčkách za minutu.

Významným amplitudám ve frekvenčním spektru odpovídají jejich frekvence. Porovnáním těchto frekvencí s vypočtenými budícími frekvencemi a jejich harmonickými složkami je možné identifikovat příčiny vzniku těchto amplitud (např. vadu na některém kroužku ložiska apod.) V tomto ověřovacím měření byla použita nová ložiska, vibrace se tedy u nich předpokládají pouze způsobené jejich konstrukcí. V naměřených spektrech se samozřejmě projevují také budící frekvence rotoru a řemenového převodu.



Obrázek 44: Vibrace ložiska 6209 v ose Y

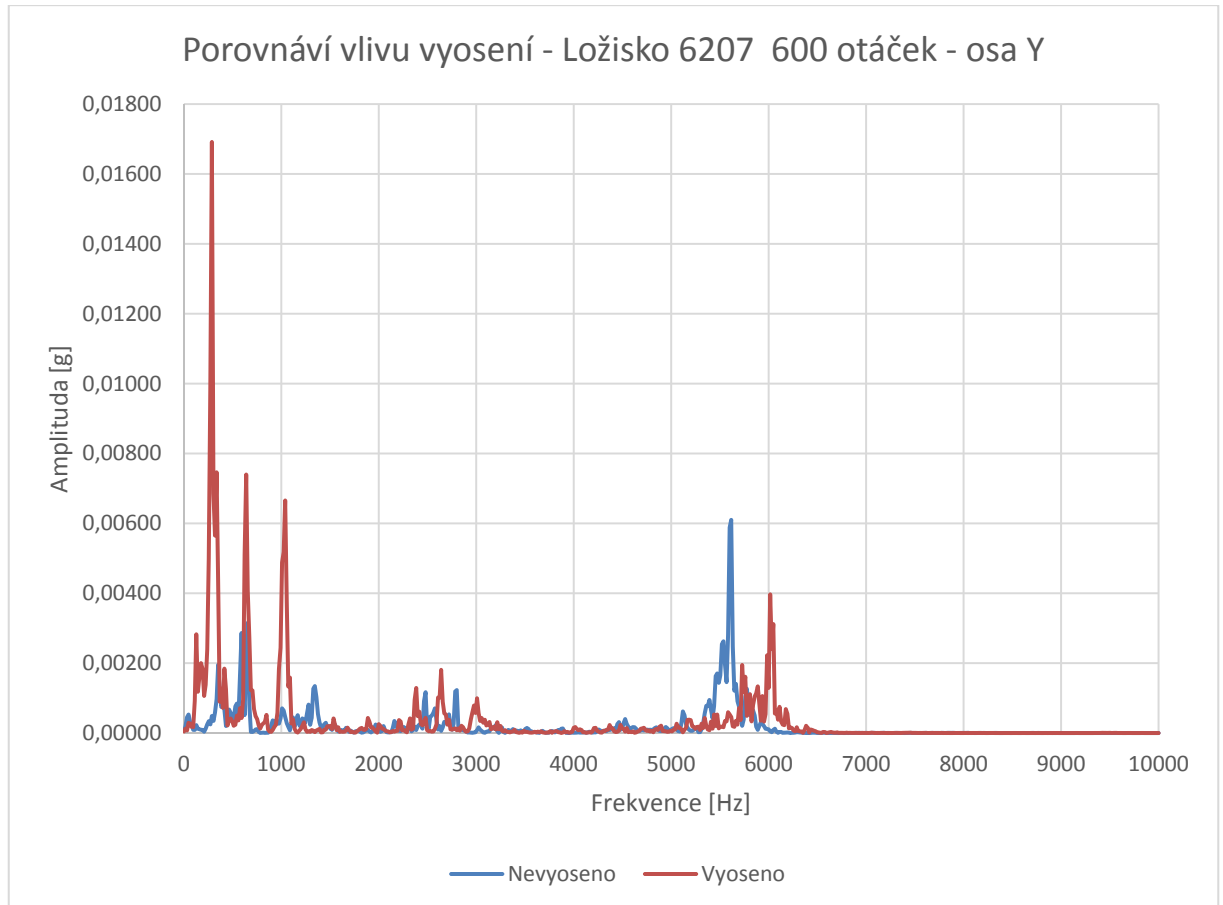
Na obrázku 44 je opět vidět vliv změny otáček na velikost vibrací. Oba grafy jednoznačně potvrzují, že měření má význam pouze při vyšších otáčkách. Nižší otáčky by bylo možné použít pouze při měření výrazně poškozeného ložiska.

Celkově se tedy dá říci, že inovované zařízení umožňuje měření za rozdílných otáček a podrobnější analýzou bude možné zjistit, v které části ložiska se pravděpodobně vyskytuje zdroj výraznějších vibrací. A to u všech ložisek zařízení. Přínosem taktéž je, že inovované zařízení umožňuje měřit vibrace při vyšších otáčkách než na stávajícím zařízení. To je zapříčiněno převodem „do rychla“. A jak již bylo řečeno, vyšší otáčky dávají možnost lepších výsledků, které mají vyšší vypovídající schopnost.

Při měření ložiska v zatíženém stavu byl průběh vyhodnocení obdobný jako u předchozích vyhodnocení u nevyoseného ložiska. Zde bylo nutné zjistit, zda se změna zatížení ložiska projeví na jeho vibracích. Z obrázku 45 je patrné, že zatížení má vliv na vibrace. V pásmu do 5 kHz je změna amplitudy velká. Vibrace v tomto pásmu mohou být způsobeny také nevyvážením rotačních součástí zařízení popřípadě dalšími vlivy. Při zvýšené zátěži se tyto nedostatky ještě zesílí, což by při vysokém zatížení a dlouhodobém působení

mělo mít vliv na opotřebení ložiska a bylo by možné pozorovat chování ložisek. Takovýto rozbor však překračuje rámec této práce a tudíž se touto problematikou nebudu dále zabývat.

Pro tuto práci jsou důležitější vibrace samotných ložisek a zjišťování, zda se změna zatížení promítne i jako změna vibrací a zda lze zjistit, ve které části ložiska jsou potenciální budiče vibrací.



Obrázek 45: Změna vibrací ložiska 6209 v ose Y při zatížení

Jelikož před instalací ložisek nedošlo k jejich záměrnému poškození a jednalo se tedy o nová ložiska, zjištěné budící frekvence jsou dány výrobou a nevypovídají o vadě v ložisku. Předpokládané využití zkušebního zařízení bude právě při výzkumu vlivu poškození ložiska na jeho vibrační projevy. Budou tedy použita ložiska s různým druhem opotřebení a poškození.

Na základě prvního ověřovacího měření je možné doporučit měření při vyšších otáčkách. U většiny měření byly výraznější amplitudy u měření v ose Y, při dalším měření bude tedy vhodné ověřit, zda nebude stačit měření pouze v této ose. Vždy ale bude záležet na místě poškození ložiska, je tedy nutné směr vždy znovu ověřit.

4 ZÁVĚR

Problematika vibrodiagnostiky valivých ložisek je obsáhlá a tudíž je nutné zkoumat chování ložisek při různých vlivech. Ložisko je totiž velmi důležitou součástí většiny strojních zařízení i dopravních prostředků. Spolehlivost těchto vcelku jednoduchých prvků má zásadní vliv na provozní spolehlivost dopravních prostředků i jiných strojních zařízení. Proto je nutné ložiska zkoumat a podrobovat testům a získané informace zúročovat při návrhu, kontrole a opravách všech zařízení, kde může ložisko ztrátou funkce zapříčinit nehodu, která by měla vliv na bezpečnost lidí, nebo životního prostředí popřípadě ekonomické následky. Z tohoto důvodu bylo inovováno zařízení pro kontrolu ložisek z hlediska vibrodiagnostiky.

Cílem inovace zařízení bylo vytvořit sestavu, která umožní měřit vibrace ložisek s větším průměrem a při různých zatíženích. Tyto požadavky byly splněny a inovované zařízení umožňuje práci v obou režimech.

Před samotnou tvorbou rozšíření bylo nutné získat podrobné informace o rozměrech a možnostech stávajícího zařízení. Tyto informace byly klíčové pro další postup. Dalším krokem bylo vytvoření idey, která měla přiblížit budoucí vzhled zařízení s využitím všech daných požadavků. S ohledem na tuto předběžnou představu o vznikajícím zařízení byly provedeny výpočty, jež měly podat informaci, zda je tato představa proveditelná. Některé výpočty napomáhali s volbou rozměrů využitých součástí a některé měli za úkol kontrolu stávajících součástí. Bylo nutné zvolit řemenový převod a hnací hřídel. Rozměry hnací hřídele byly stanoveny s ohledem na velikosti ložisek, jež byly dodány jakožto pevný bod zařízení. Dále bylo nutné zjistit, zda stávající hnací hřídel dokáže přenést zatížení vzniklé řemenovým převodem a zda těsná pera jsou dostatečně dimenzována pro toto zařízení.

Ze získaných informací byl vytvořen model zařízení v programu Autodesk Inventor. Tento model obsahoval jednotlivé součásti i celkové sestavy a byl také podkladem pro tvorbu výkresové dokumentace. Již ve fázi návrhu rozšíření bylo počítáno s technologií výroby za pomoci laseru, tedy plechotváření, u většiny dílů. Důvodem byla nízká cena této technologie a její přesnost. Dle podkladů z modelu byly vytvořeny všechny plechové díly. Některé byly pouze vypáleny a některé ohýbány na ohraňovacím lisu. Dle výkresové dokumentace byla provedena i výroba třískově obráběných součástí.

Součástí modelového podkladu byla i pevnostní analýza hřídelí. Ta měla poskytnout informace pro rozhodnutí, zda jsou zvolené součásti použitelné, a také z důvodu potřeby zjištění jaké síly budou v zařízení působit. Díky této analýze bylo možné nasimulovat zatížení

vyosované hřídele a tím zjistit jaké síly mohou působit na ložisko při posunutí ložiska o danou vzdálenost.

Po vytvoření všech součástí proběhlo sestavení rozšiřovací části zařízení a následné propojení se stávajícím zařízením. Po prvopočátečním testu bylo nutné seřídit zařízení pro jeho co nejvhodnější fungování.

Na sestaveném a seřízeném zařízení bylo provedeno měření vibrací. Bylo využito potenciálu inovovaného zařízení a měření tak probíhalo za různých otáček a při zatížení ložiska. Tyto faktory mají určitý vliv na průběh vibrací a s pomocí vyosování a změny otáček lze zvýšit vypovídací schopnost jednotlivých ložisek při zjišťování budících částí. Při našem měření byl problematickým shledán valivý element ložiska.

Rozšířené zařízení ovšem umožňuje jednoduchou výměnu ložisek a tím je vhodné pro testování ložisek s různým stádiem opotřebení nebo za působení jiných vnějších vlivů. Pro lepší porozumění dějů v ložisku při jeho různých stavech by bylo vhodné využít tohoto inovovaného zařízení pro podrobnější zkoumání následků. Za pomoci zatěžující síly lze namáhat ložisko vyšší intenzitou a tím urychlit průběh zkoušky. Plynulými změnami vyosení lze pozorovat postupné změny průběhů vibrací ve valivém ložisku.

5 POUŽITÁ LITERATURA

- [1] PALÁT, Hynek. *Kluzná ložiska*. Opava, 2011/2012, 6 s. Dostupné z: http://www.strojka.opava.cz/UserFiles/File/sablony/SPS_II/VY_32_INOVACE_C-07-16.pdf
- [2] Magnetická ložiska SKF. In: [online]. 2008, 29.5.2008 [cit. 2015-03-20]. Dostupné z: <http://www.technikaatrh.cz/kompresory/magneticka-loziska-skf>
- [3] NSK Achieves 30% high efficiency for ball bearings. *SUMMERS* [online]. 2011 [cit. 2015-03-21]. Dostupné z: <http://gerald-summers.co.uk/nsk-achieves-30-higher-efficiency-for-ball-bearings-with-materials-design-sealinglubrication-improvements/>
- [4] OTOUPALÍK, Jan. *Vibrace valivých ložisek*. Brno, 2013. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=64150. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky. Vedoucí práce doc. Ing. Jiří Krejsa, Ph.D.
- [5] KŘÍŽ, Rudolf. *Strojní součásti I*. 3. vyd. Praha: SNTL, 1990. ISBN 80-03-00217-6.
- [6] Cylindrical roller bearing. *Direct industry: The online industrial exhibition* [online]. 2015 [cit. 2015-03-20]. Dostupné z: <http://www.directindustry.com/prod/ntn-snr/cylindrical-roller-bearing-8884-413235.html>
- [7] Tapered roller bearing/radial/axial/single-row. *Direct industry: The online industrial exhibition* [online]. 2015 [cit. 2015-03-20]. Dostupné z: <http://www.directindustry.com/prod/rkb-europe/tapered-roller-bearing-single-row-radial-axial-27918-156194.html>
- [8] Spherical roller bearing. *Direct industry: The online industrial exhibition* [online]. 2015 [cit. 2015-03-20]. Dostupné z: <http://www.directindustry.com/prod/rkb-europe/spherical-roller-bearing-27918-1376243.html>
- [9] Jehlová ložiska. *K2 industry* [online]. 2015 [cit. 2015-03-21]. Dostupné z: <http://www.k2industry.cz/produkty/loziska/valiva-loziska/jehlova-loziska/>
- [10] KLIMEŠ, Pavel. *Části a mechanismy strojů II*. Vyd. 1. Brno: CERM, 2003, 70 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství). ISBN 80-214-2422-2.
- [11] Vady a poškození ložisek: Hlavní druhy poškození. *ZKL* [online]. 2012 [cit. 2015-03-25]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/11-vady-s-poskozeni-lozisek>

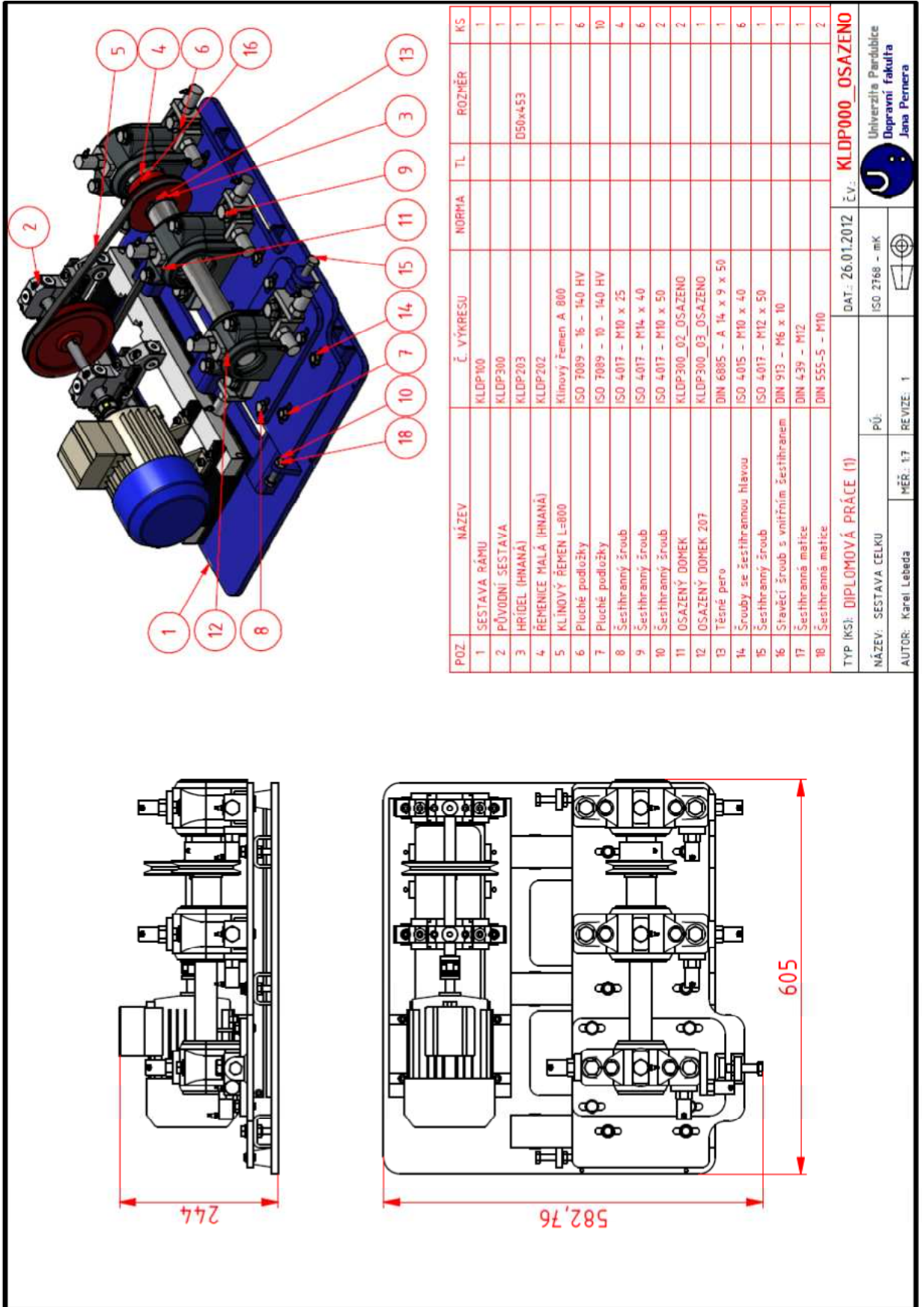
- [12] KREIDL, Marcel a Radislav ŠMÍD. *Technická diagnostika: senzory – metody – analýza signálu*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2006, 408 s. ISBN 80-7300-158-6.
- [13] KUKLA, P.: Učební opora, <http://www.vvvd.cz/m17-diagnosticke-systemy-a-spolehlivost-dopravnich-prostredku-32.html>
- [14] ZUTH, Daniel a František VDOLEČEK. Měření vibrací ve vibrodiagnostice. *Časopis Automa* [online]. 2010, č. 40375 [cit. 2015-3-22]. Dostupné z:<http://automa.cz/res/pdf/40375.pdf>
- [15] BENEŠ, Štěpán, Ladislav ŠEREMETA a Karel VÁLA. *Bezdemontážní diagnostika: Valivá ložiska jako budič mechanického kmitání*. Liberec: Vysoká škola strojní a textilní v Liberci, 1987.

6 PŘÍLOHY

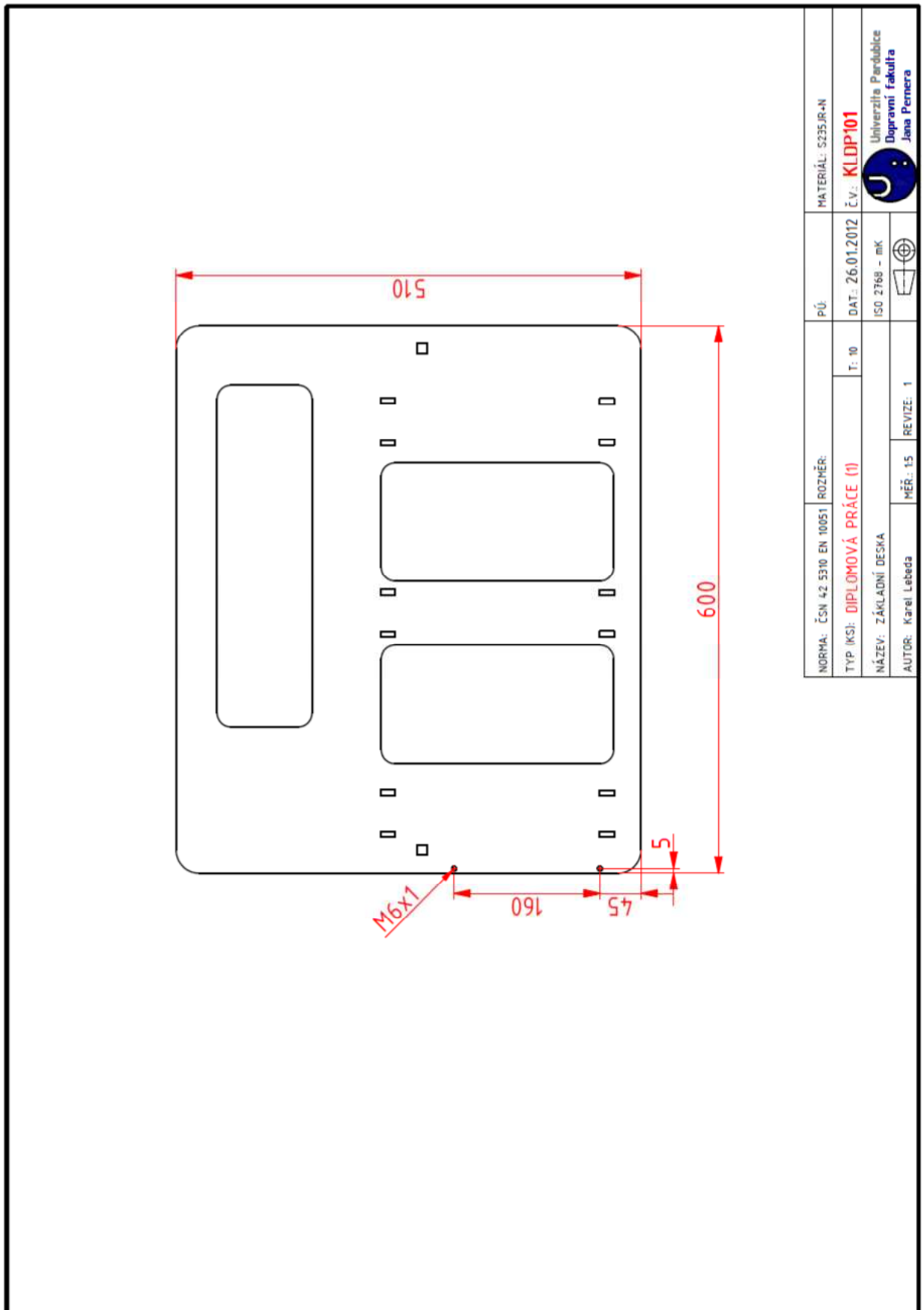
| | |
|--|----|
| Příloha A Výrobní výkres osazeného celku | 66 |
| Příloha B Výrobní výkres základní desky..... | 67 |
| Příloha C Výrobní výkres pojezdového profilu | 68 |
| Příloha D Výrobní výkres vyosovací zařízení | 69 |
| Příloha E Výrobní výkres svařence základního rámu | 70 |
| Příloha F Výrobní výkres posuvné desky | 71 |
| Příloha G Výrobní výkres šroubovací části vyosení..... | 72 |
| Příloha H Výrobní výkres svařence posuvné desky..... | 73 |
| Příloha I Výrobní výkres posuvné desky ložiska 6207..... | 74 |
| Příloha J Výrobní výkres opěrné části vyosení..... | 75 |
| Příloha K Výrobní výkres svařence desky pod ložisko 6207 | 76 |
| Příloha L Výrobní výkres hnané hřídele | 77 |
| Příloha M Výrobní výkres hnané řemenice | 78 |
| Příloha N Výrobní výkres hnací řemenice..... | 79 |
| Příloha O Výrobní výkres ložiskového domku 6209..... | 80 |
| Příloha P Montážní výkres ložiskového domku 6209 | 81 |
| Příloha Q Výrobní výkres ložiskového domku 6207..... | 82 |
| Příloha R Montážní výkres ložiskového domku 6207 | 83 |
| Příloha S Technická data akcelerometru..... | 84 |
| Příloha T Rezonanční frekvence akcelerometru | 85 |
| Příloha U Frekvenční spektrum ložiska 6207 - 300 otáček - osa X..... | 86 |
| Příloha V Frekvenční spektrum ložiska 6207 - 600 otáček - osa X..... | 86 |
| Příloha W Frekvenční spektrum ložiska 6207 - 810 otáček - osa X..... | 87 |
| Příloha X Frekvenční spektrum ložiska 6207 - osa X | 87 |
| Příloha Y Frekvenční spektrum ložiska 6207 - 300 otáček - osa Y..... | 88 |
| Příloha Z Frekvenční spektrum ložiska 6207 - 600 otáček - osa Y | 88 |
| Příloha AA Frekvenční spektrum ložiska 6207 - 810 otáček - osa Y | 89 |
| Příloha BB Frekvenční spektrum ložiska 6207 - osa Y | 89 |
| Příloha CC Frekvenční spektrum ložiska 6209 - 300 otáček - osa X | 90 |
| Příloha DD Frekvenční spektrum ložiska 6209 - 600 otáček - osa X..... | 90 |
| Příloha EE Frekvenční spektrum ložiska 6209 - 810 otáček - osa X..... | 91 |
| Příloha FF Frekvenční spektrum ložiska 6209 - osa X..... | 91 |


| | |
|---|----|
| Příloha GG Frekvenční spektrum ložiska 6209 - 300 otáček - osa Y | 92 |
| Příloha HH Frekvenční spektrum ložiska 6209 - 600 otáček - osa Y | 92 |
| Příloha II Frekvenční spektrum ložiska 6209 - 810 otáček - osa Y | 93 |
| Příloha JJ Frekvenční spektrum ložiska 6209 - osa Y | 93 |
| Příloha KK Frekvenční spektrum ložiska 6207 při změně zatížení - 600 otáček - osa X..... | 94 |
| Příloha LL Frekvenční spektrum ložiska 6207 při změně zatížení - 810 otáček - osa X | 94 |
| Příloha MM Frekvenční spektrum ložiska 6207 při změně zatížení - 600 otáček - osa Y | 95 |
| Příloha NN Frekvenční spektrum ložiska 6207 při změně zatížení - 810 otáček - osa Y..... | 95 |
| Příloha OO Frekvenční spektrum ložiska 6209 při změně zatížení - 600 otáček - osa X..... | 96 |
| Příloha PP Frekvenční spektrum ložiska 6209 při změně zatížení - 810 otáček - osa X..... | 96 |
| Příloha QQ Frekvenční spektrum ložiska 6209 při změně zatížení - 600 otáček - osa Y..... | 97 |
| Příloha RR Frekvenční spektrum ložiska 6209 při změně zatížení - 810 otáček - osa Y | 97 |

Příloha A Výrobní výkres osazeného celku

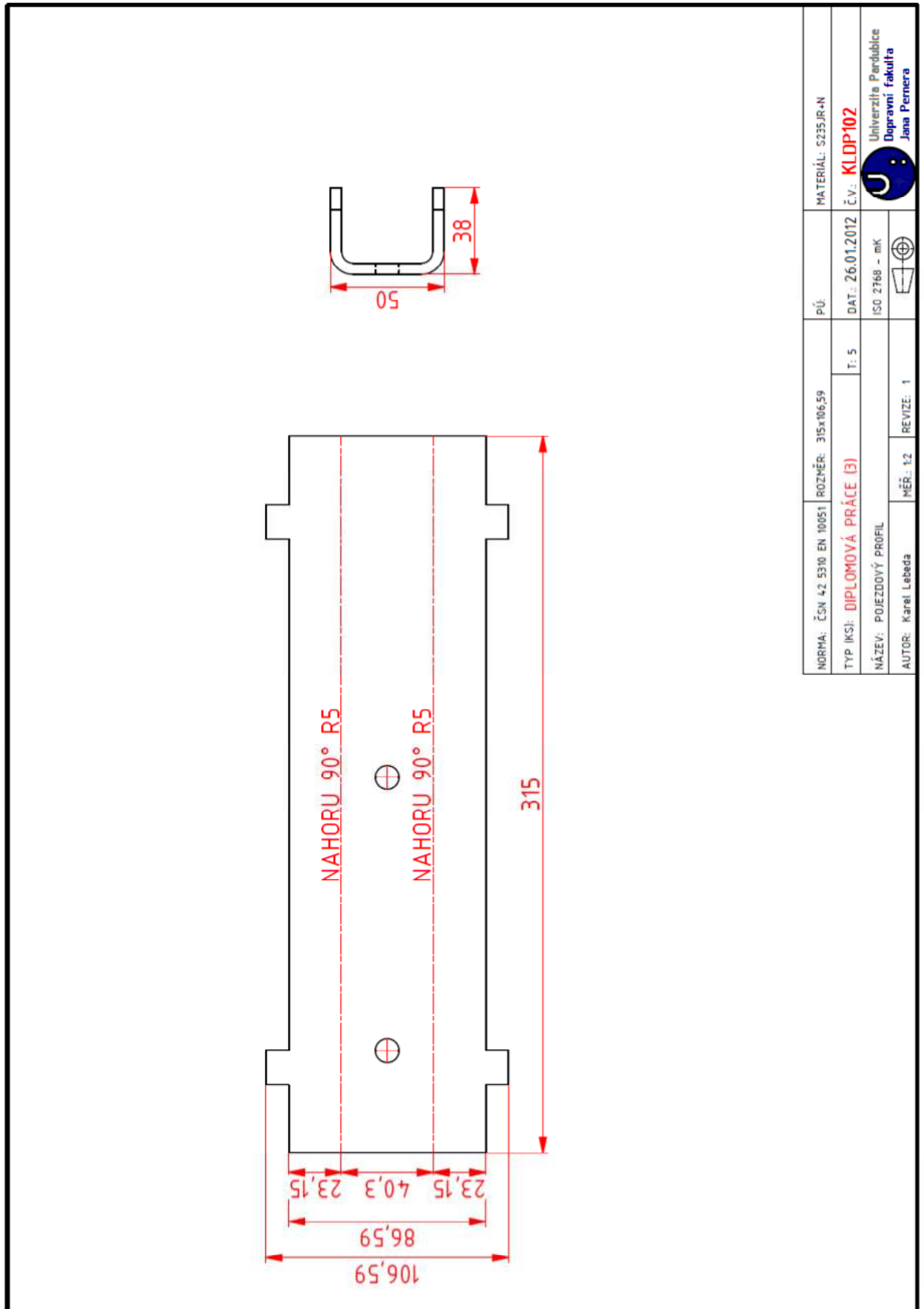




Příloha B Výrobní výkres základní

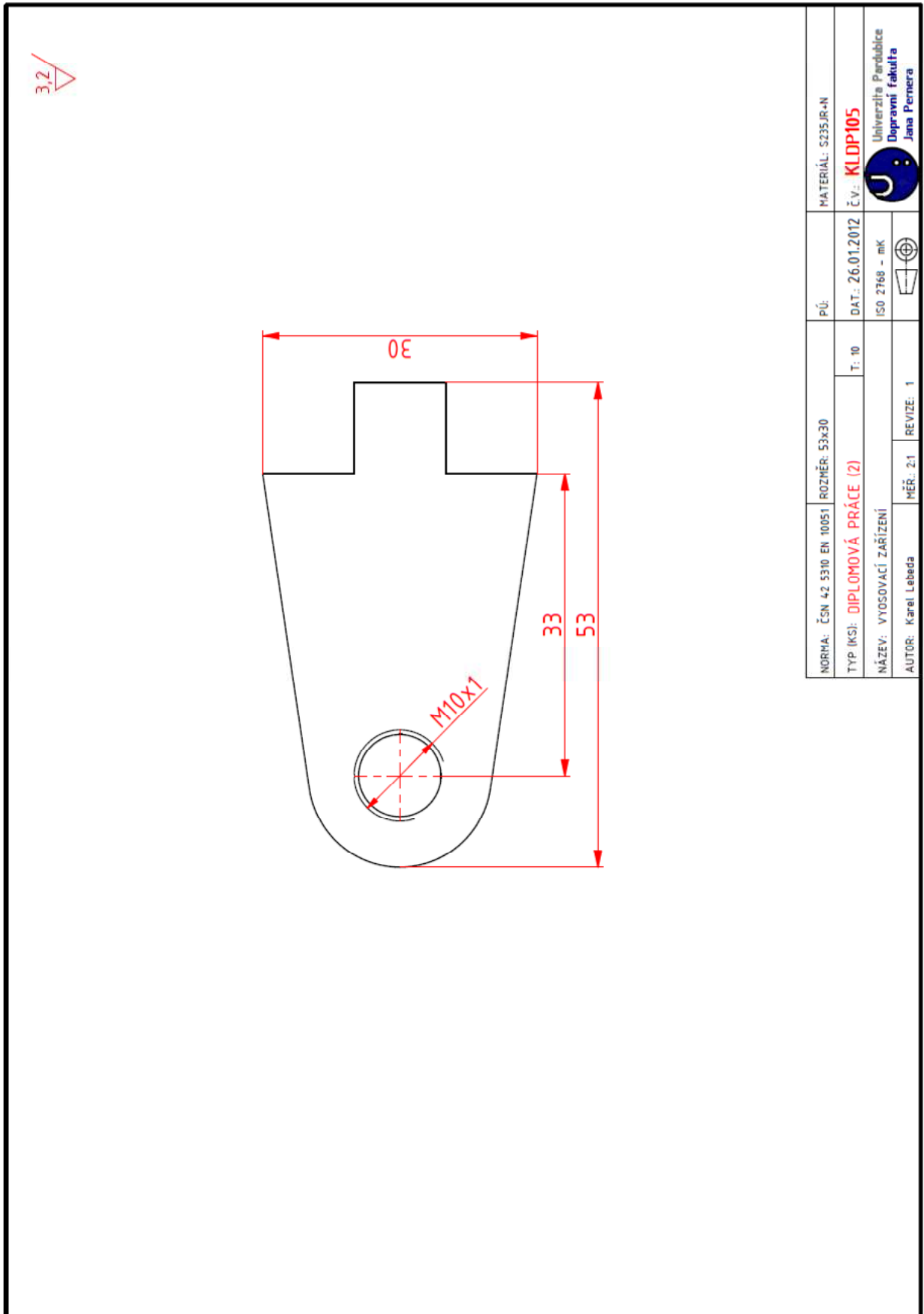


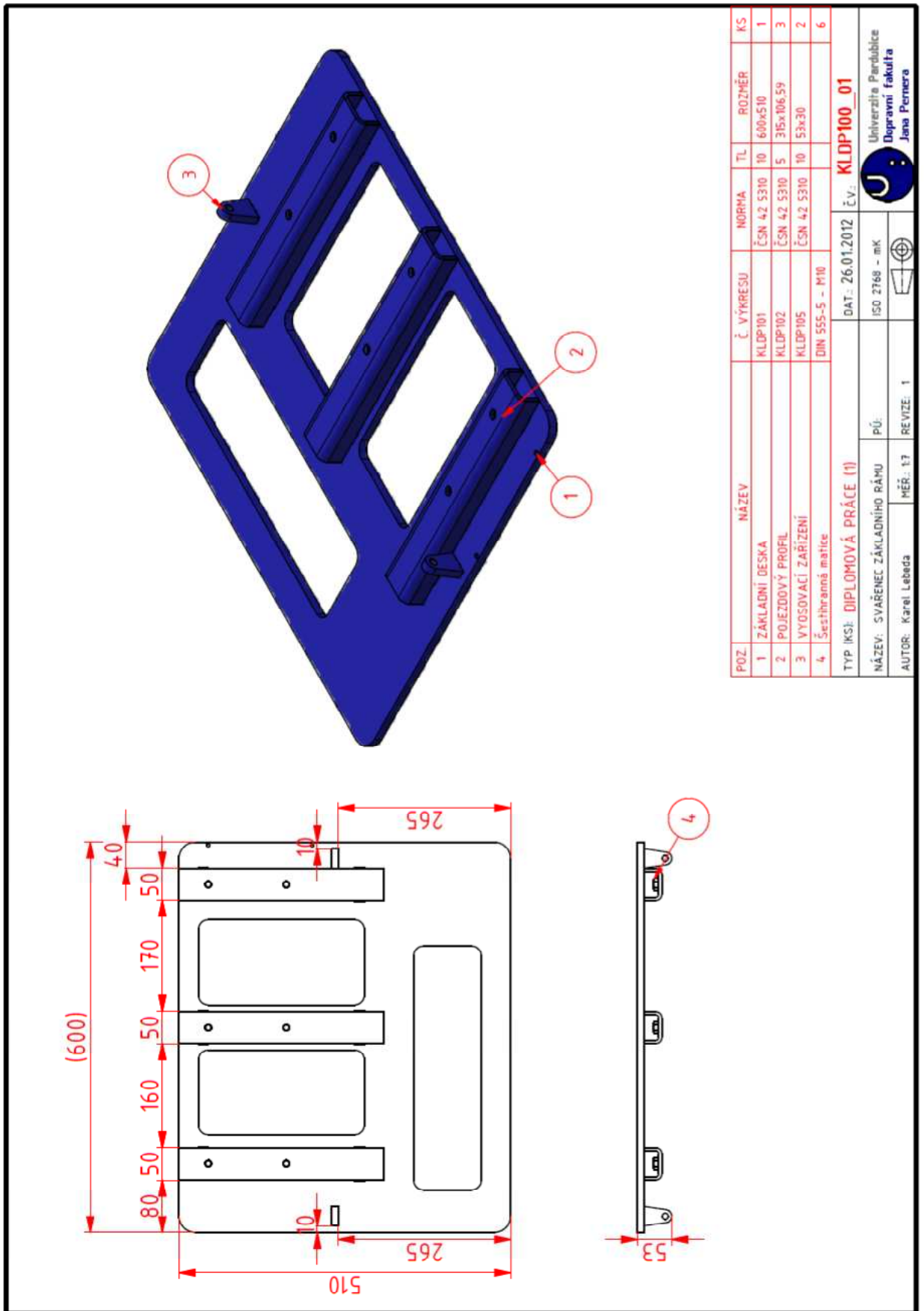
| | | | |
|-------------------------------|---------------|---|--------------------|
| NORMA: ČSN 42 5310 EN 10051 | ROZMĚR: | PÚ: | MATERIÁL: S235JR-N |
| TYP (KS): DIPLOMOVÁ PRÁCE (1) | T: 10 | DAT: 26.01.2012 | Č.V.: KLDP101 |
| NÁZEV: ZÁKLADNÍ DESKA | ISO 2768 - mK |  Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera | |
| AUTOR: Karel Lebeda | MĚR: 15 | REVIZE: 1 | |

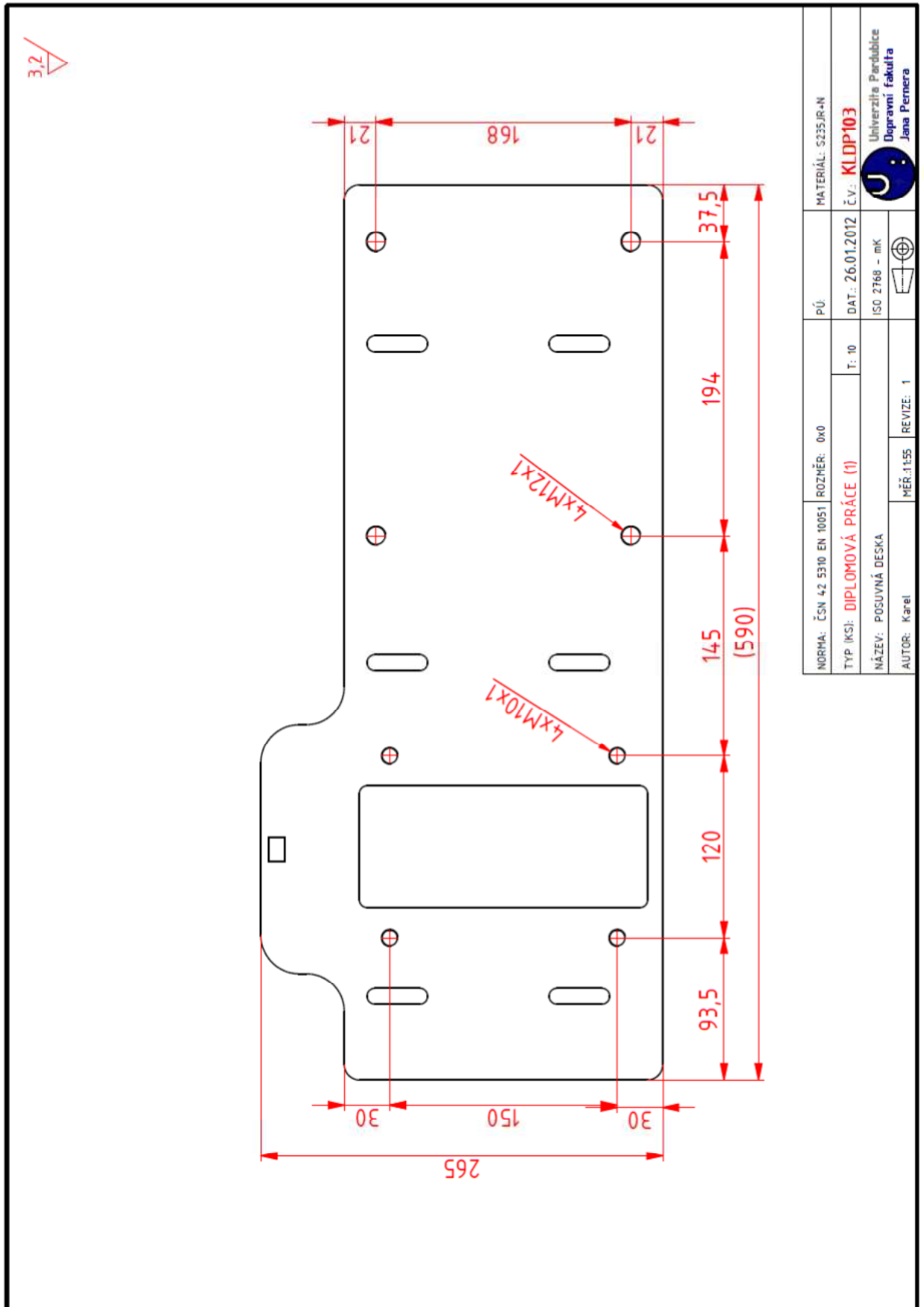
Příloha C Výrobní výkres pojezdového profilu

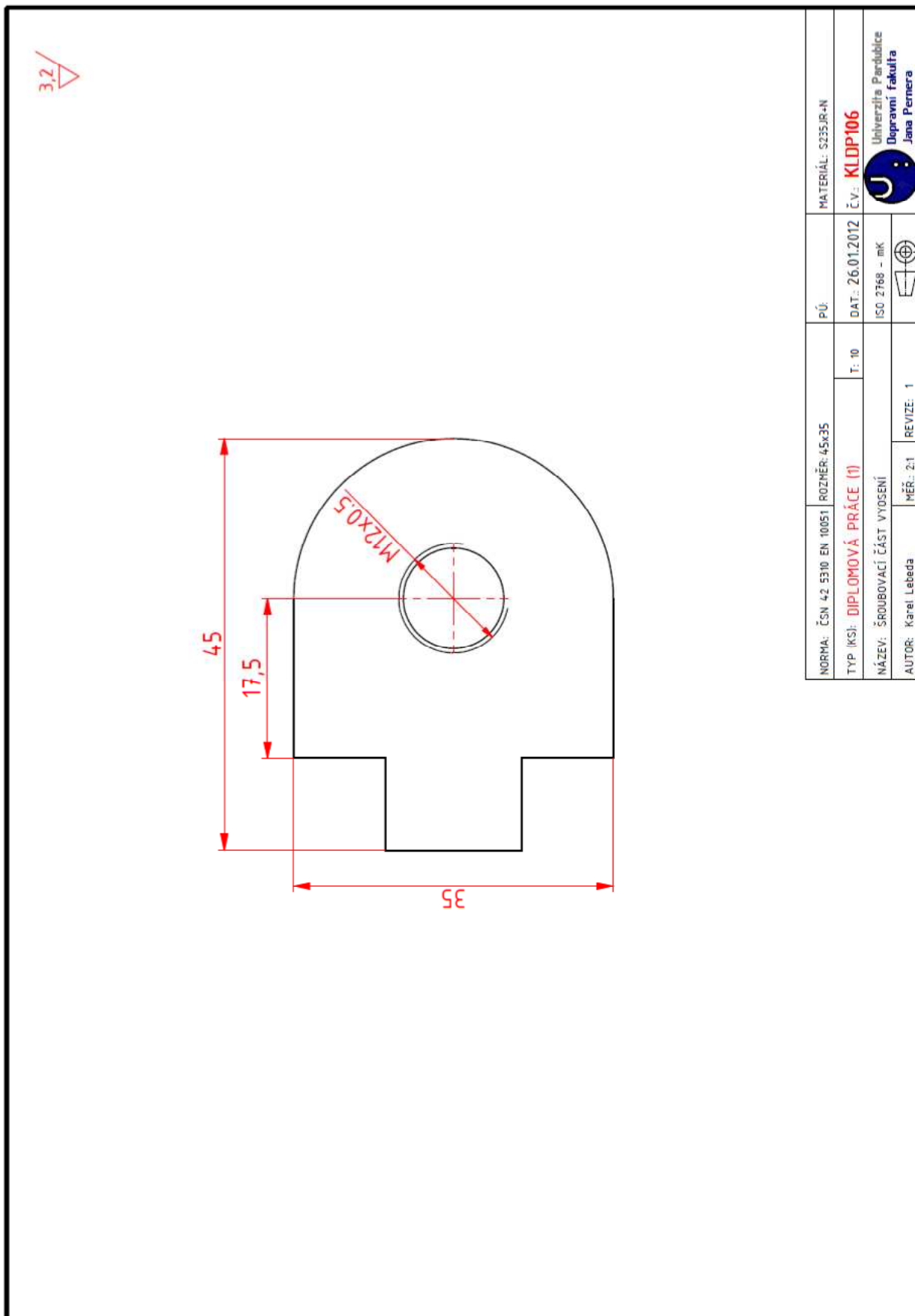


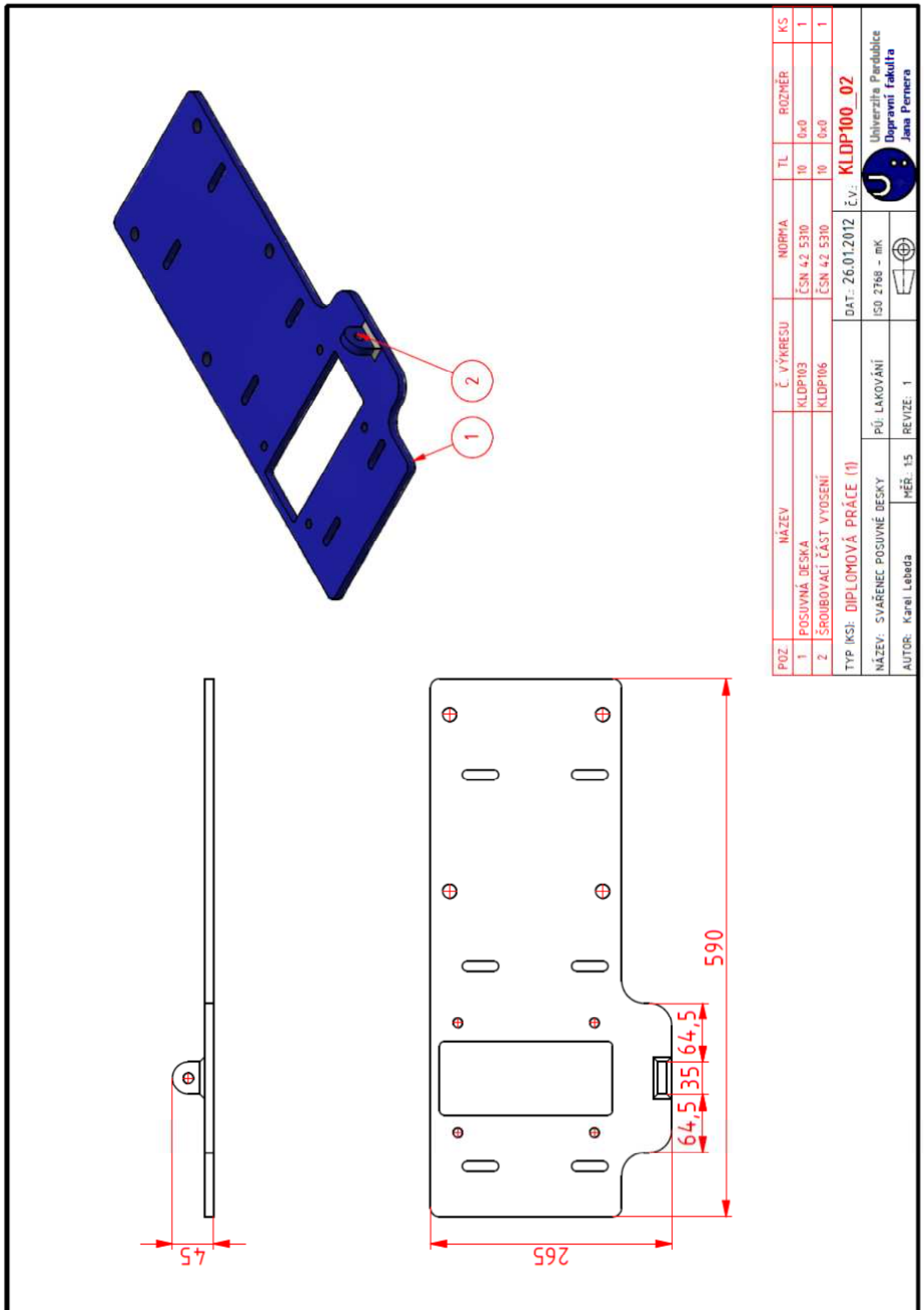
| | | | |
|--------------------------------------|--------------------|---|---|
| NORMA: ČSN 42 5310 EN 10051 | ROZMĚR: 315x106,59 | PÚ: | MATERIÁL: S235JR-N |
| TYP JKSI: DIPLOMOVÁ PRÁCE (3) | T: 5 | DAT.: 26.01.2012 | Č.V.: KLDP102 |
| NÁZEV: POJEZDOVÝ PROFIL | MÉR.: 12 | ISO 2768 - mK |  Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera |
| AUTOR: Karel Lebeda | REVIZE: 1 |  | |

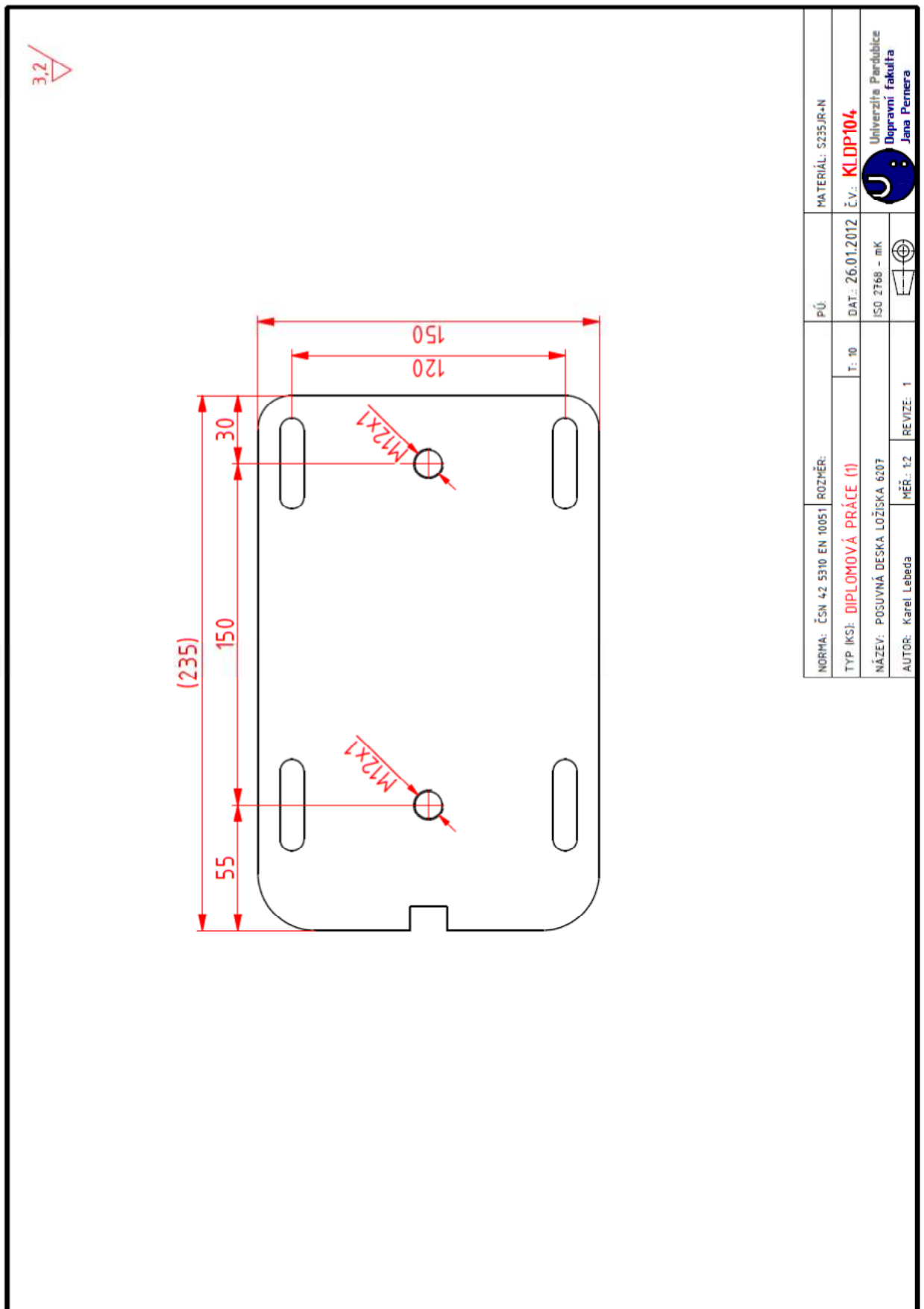


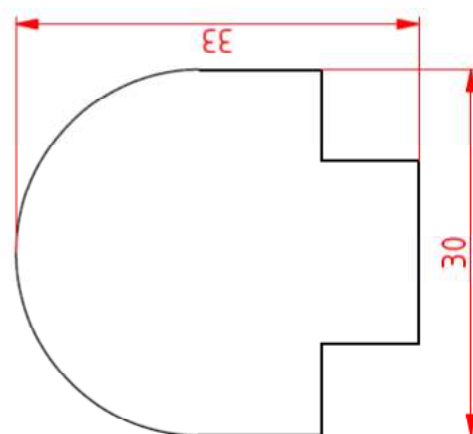





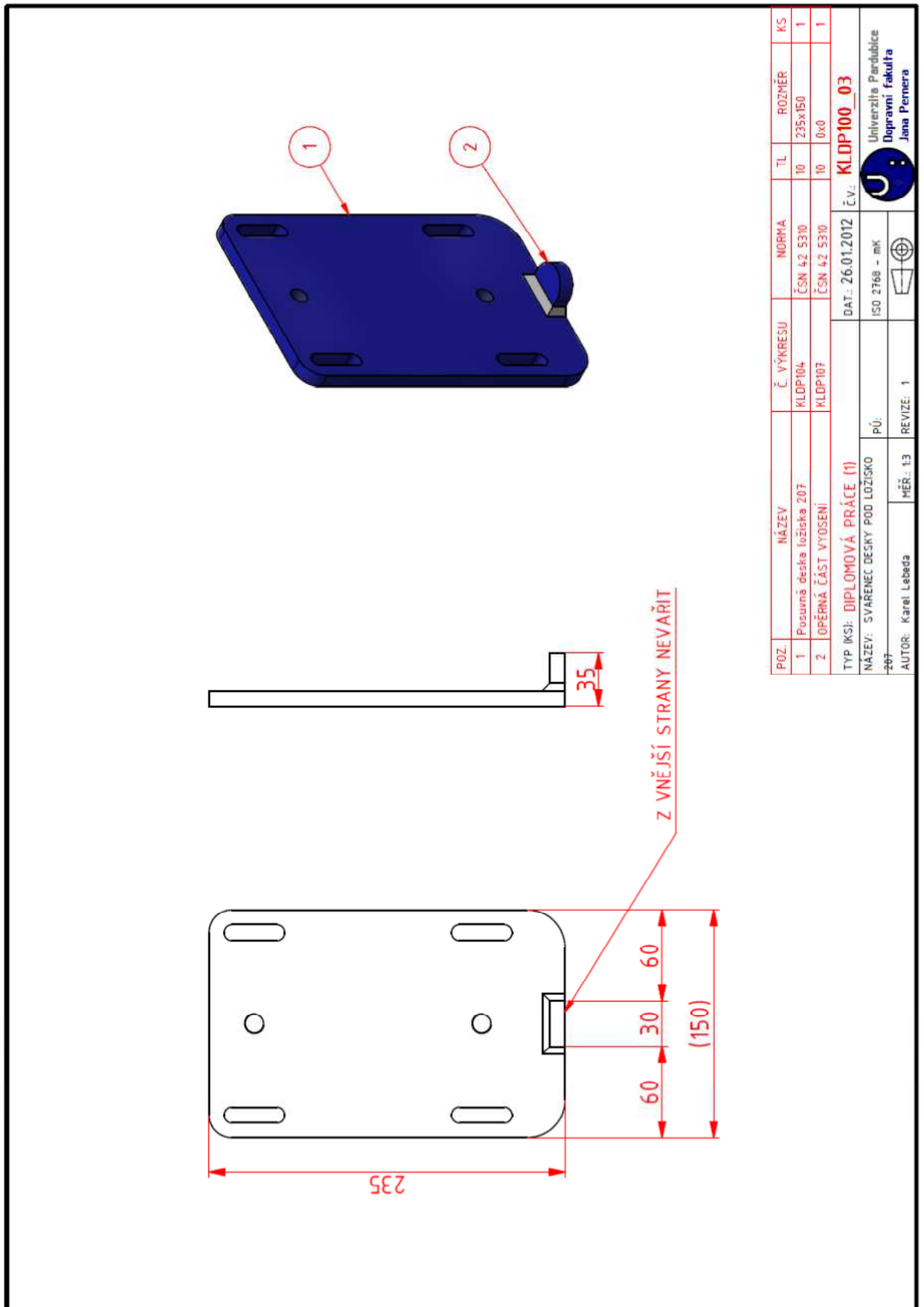


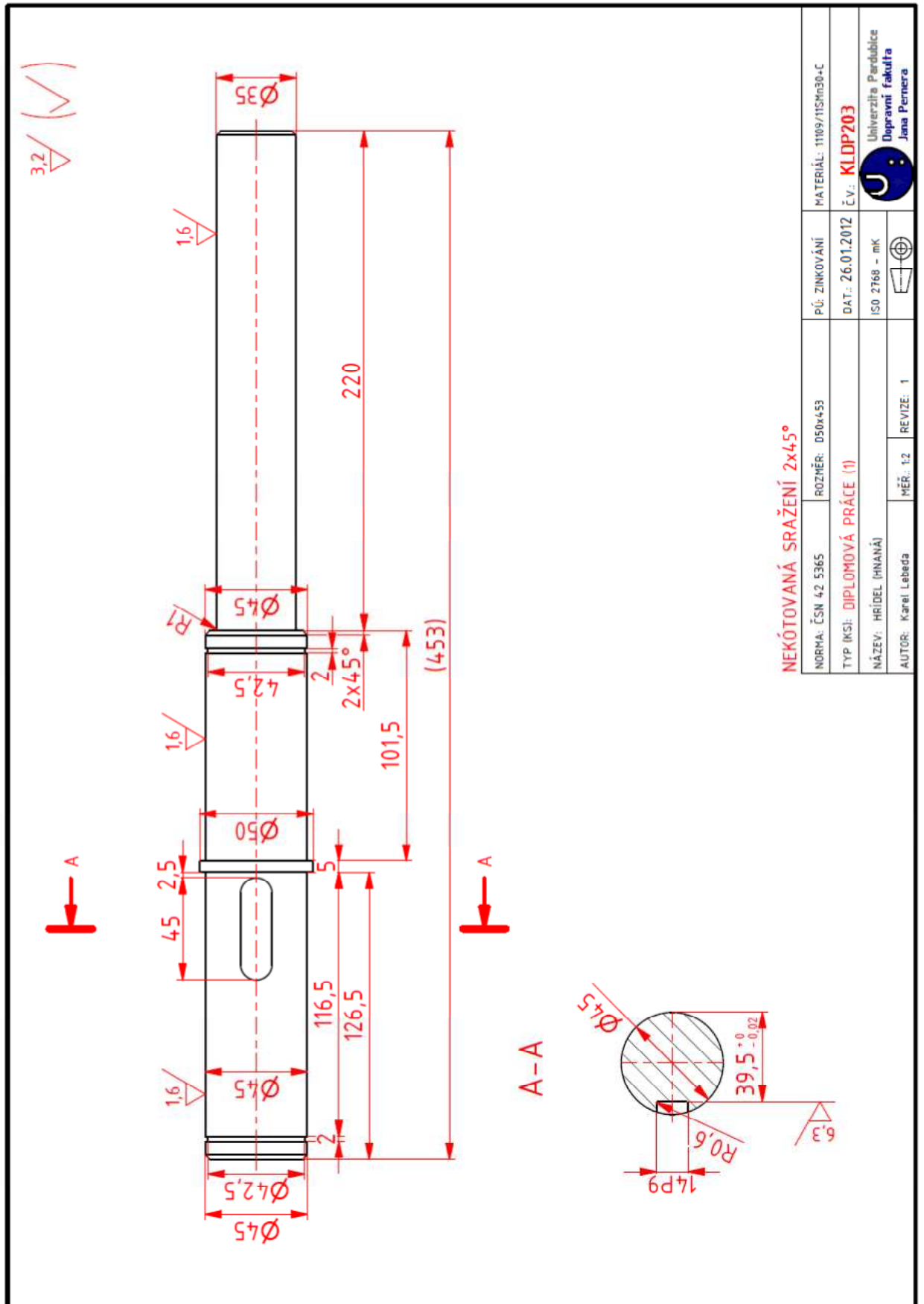




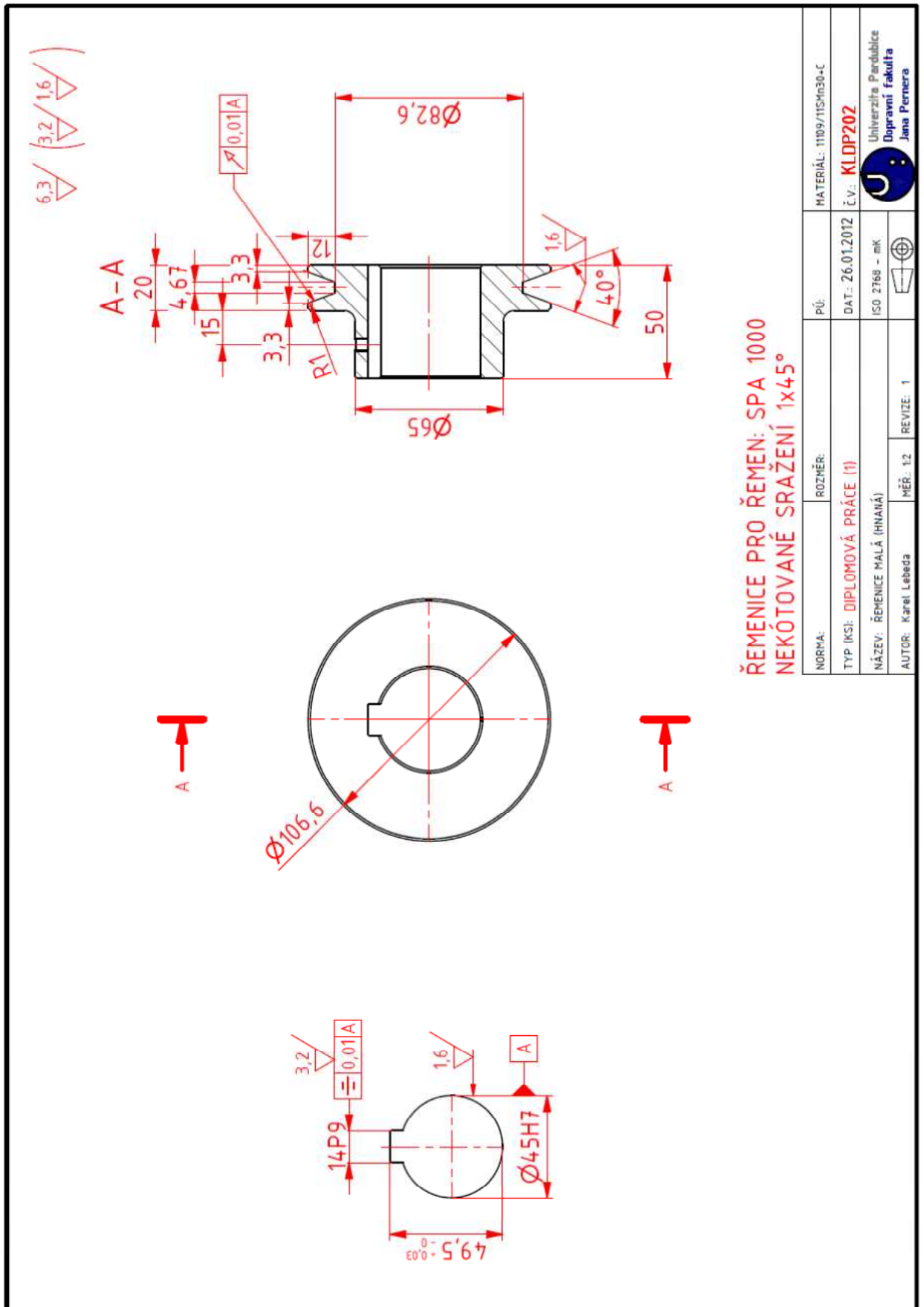


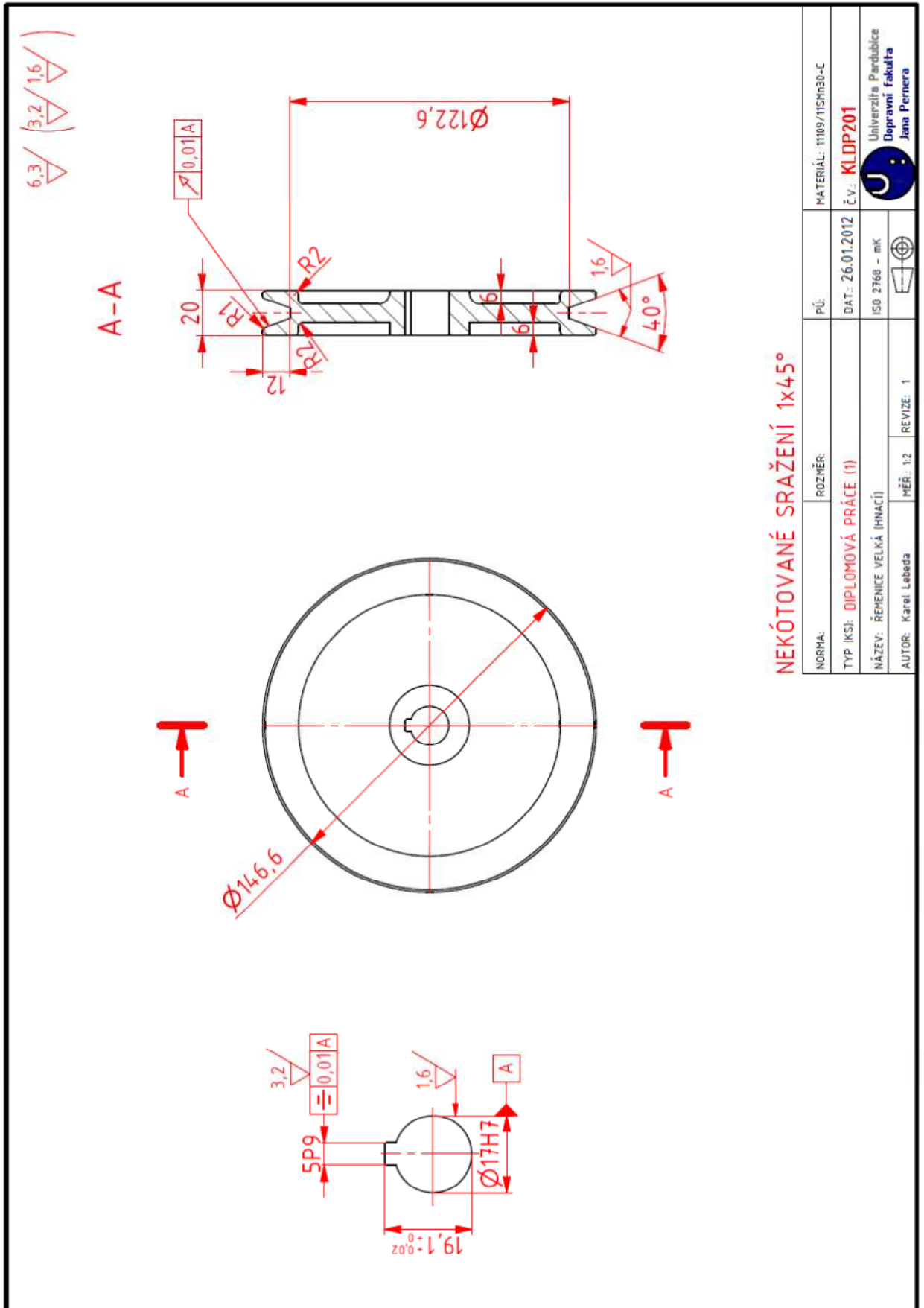
| | | | |
|--------------------------------|---------------|------------------|---|
| NORMA: ČSN 42 5310 EN 10051 | ROZMĚR: 33x30 | PÚ: | MATERIÁL: S235JR-N |
| TYP (KSI): DIPLOMOVÁ PRÁCE (1) | T: 10 | DAT.: 26.01.2012 | Č.V.: KLDP107 |
| NÁZEV: OPĚRNÁ ČÁST VYOSENÍ | | ISO 2768 - mK |  Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera |
| AUTOR: Karel Lebeda | MĚR: 2:1 | REVIZE: 1 | |





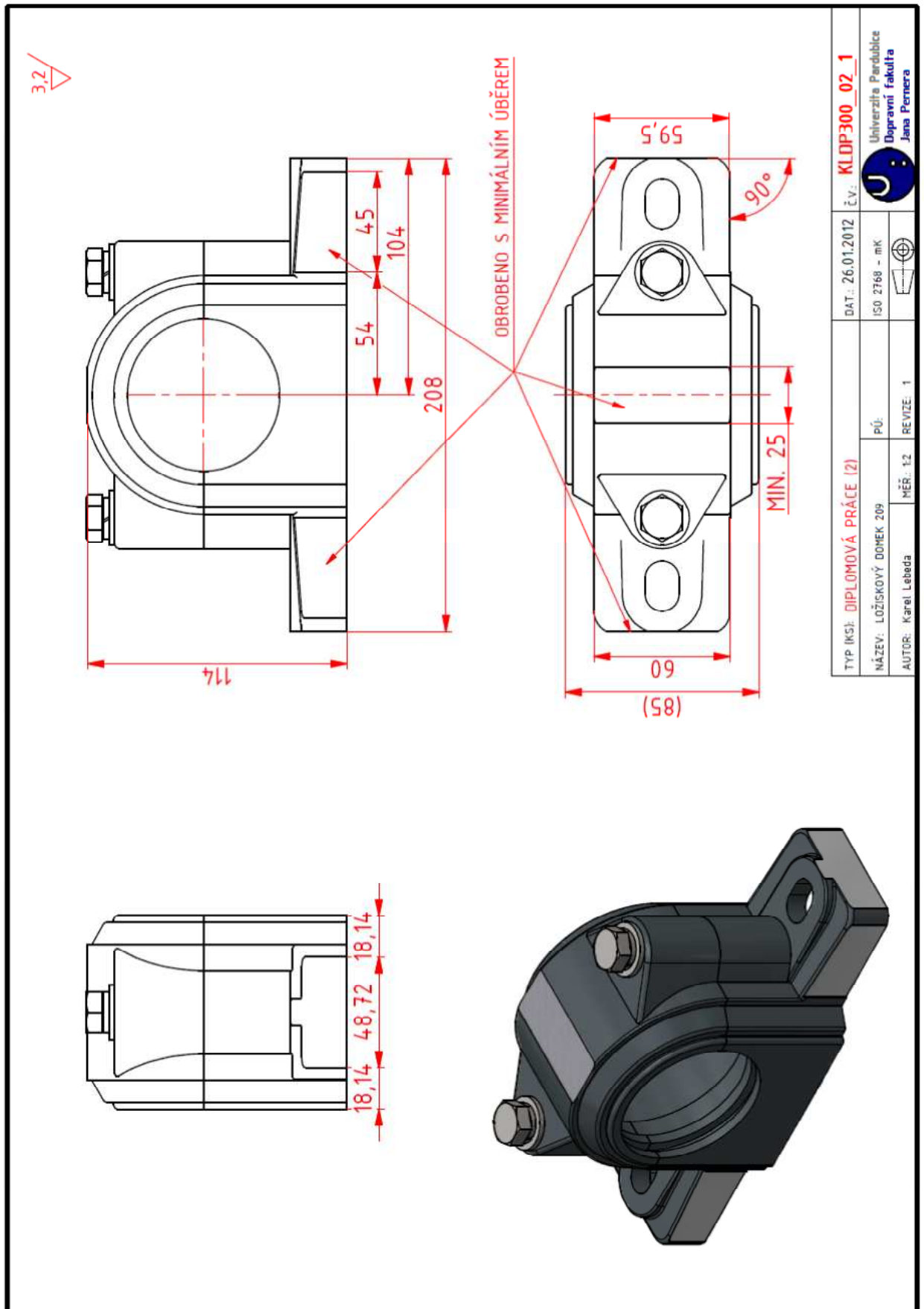
| | | | |
|-------------------------------|-----------------|---------------|--|
| NORMA: ČSN 42 5365 | ROZMĚR: D50x453 | PŮ: ZINKOVÁNÍ | MATERIÁL: 1109/11SMn30-C |
| TYP IKSI: DIPLOMOVÁ PRÁCE (1) | | ISO 2768 - mK | Č.v.: KLDP203 |
| NÁZEV: HŘÍDEL (HINANÁ) | MĚR: 1,2 | REVIZE: 1 | Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera |
| AUTOR: Karel Lebeda | | | |

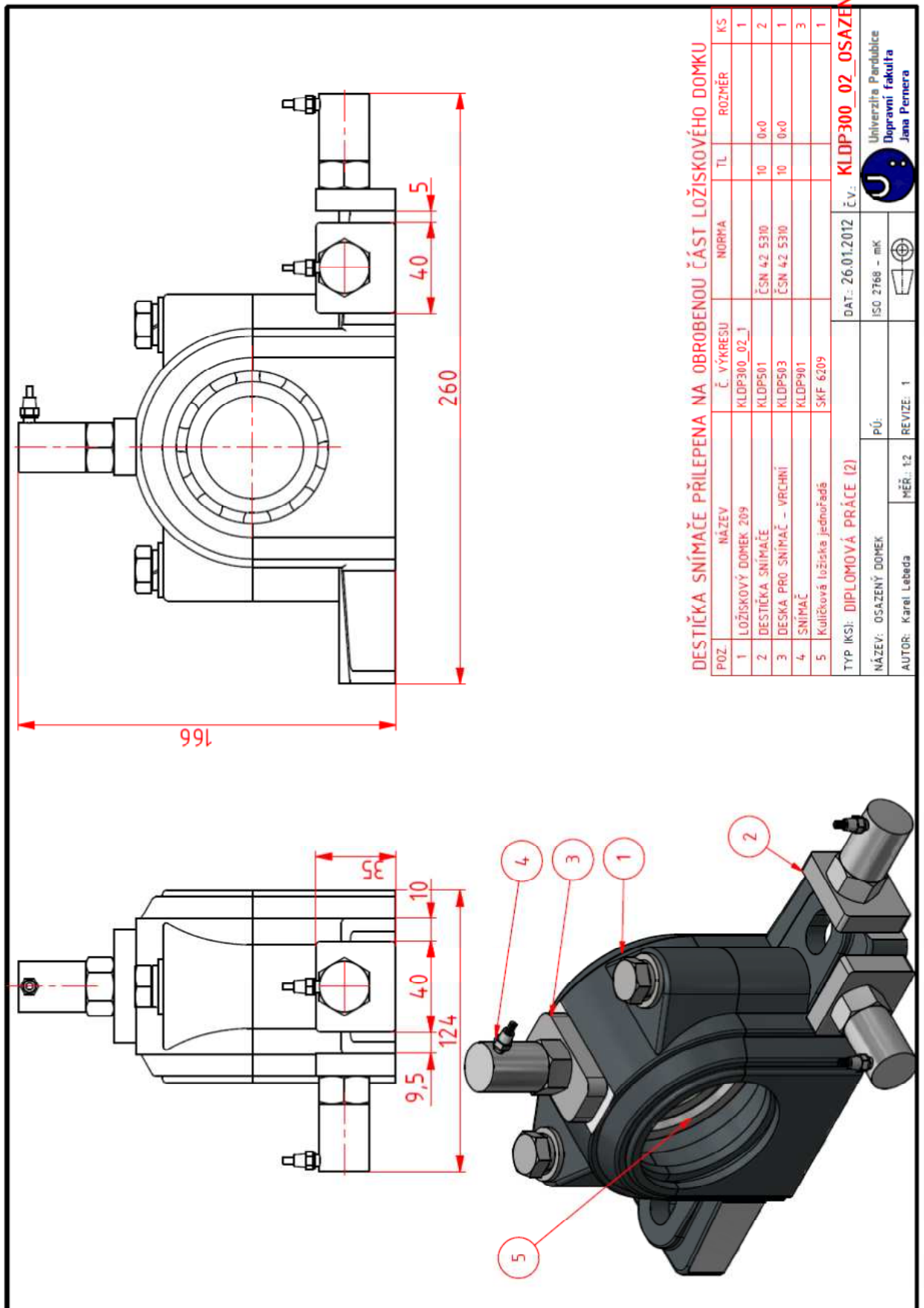


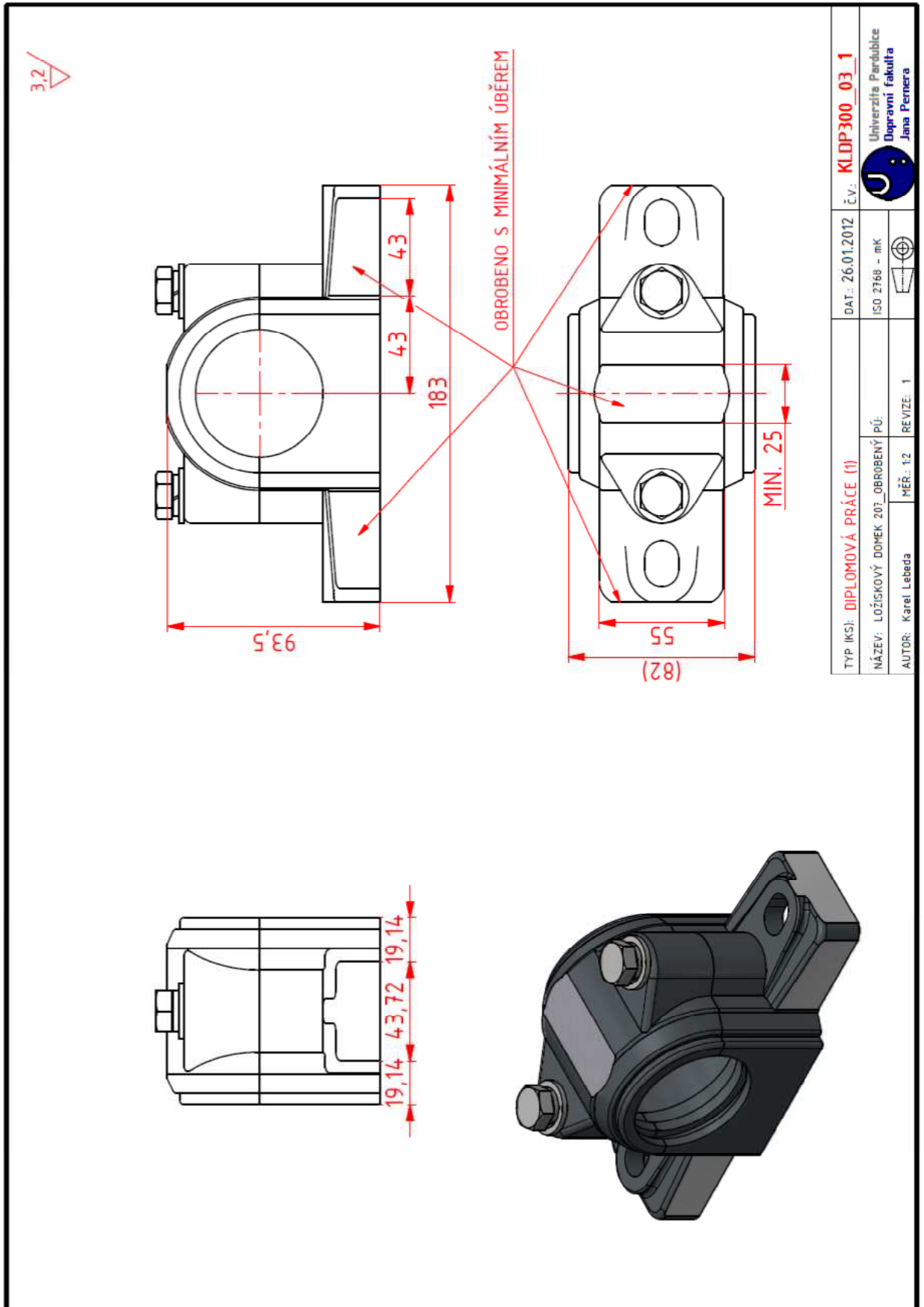


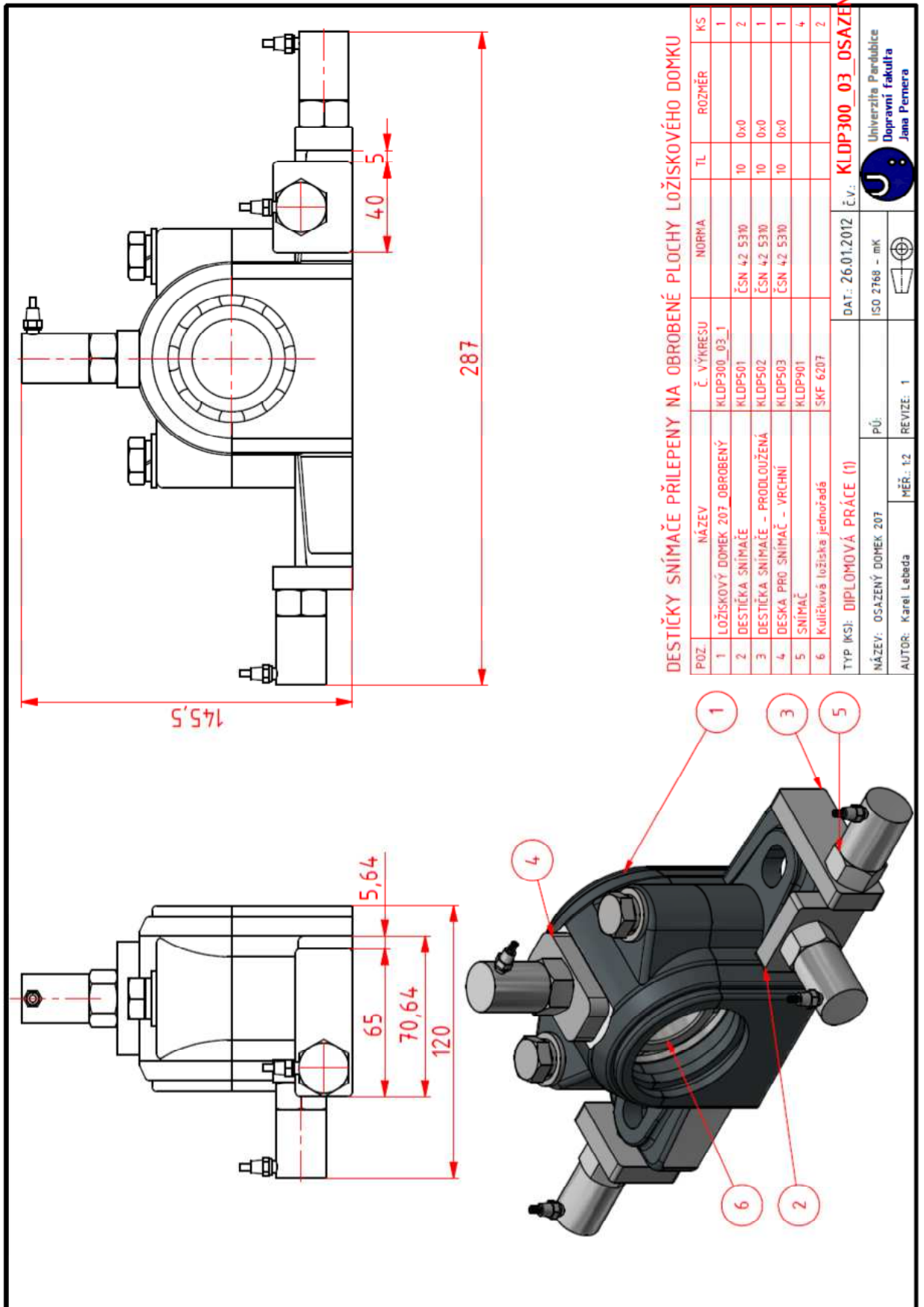
NEKÓTOVANÉ SRAŽENÍ 1x45°

| | | | |
|-------------------------------|---------------|-----------|--|
| NORMA: | ROZMĚR: | PŮ: | MATERIÁL: 11109/11SMn30-C |
| TYP (KS): DIPLOMOVÁ PRÁCE (I) | Č. V.: | Č. V.: | KLDP201 |
| NÁZEV: ŘEMENICE VELKÁ (HNACÍ) | ISO 2768 - mK | | Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera |
| AUTOR: Karel Lebeda | MĚR: 1:2 | REVIZE: 1 | |



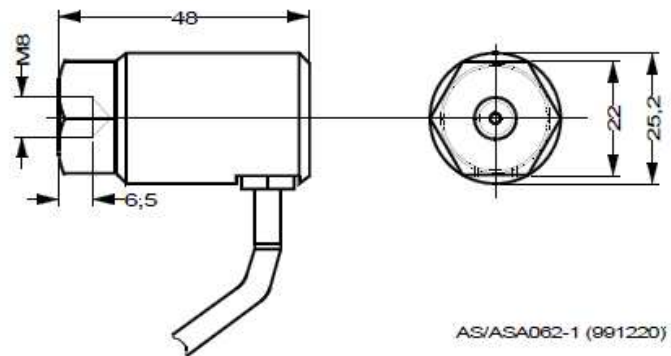






AS - 062

Beschleunigungs-Sensor mit Konstant-Stromversorgung Acceleration Sensor with constant current power Accéléromètre avec alimentation constante



AS/ASA062-1 (991220)

Abb. 1 Abmessungen

Fig. 1 Dimensions

Fig. 1 Dimensions

| Mechanik | Mechanic | Mécanique |
|--|--|---|
| Masse ca. 130 g (ohne Leitung) | Weight approx. 130 g (without cable) | Masse env. 130 g (sans câble) |
| Gehäusematerial Edelstahl 1.4301 | Housing material Stainless steel 1.4301 | Matériau du coffret Acier spécial 1.4301 |
| Schutzart nach EN 60 529 IP 66 / IP 67 | Protection class acc. to EN 60 529 IP 66 / IP 67 | Protection selon la norme EN 60 529 IP 66 / IP 67 |

Anwendung

Der Sensor AS-062 wird vorzugsweise zur Messung der Schwingbeschleunigung an rotierenden Maschinen wie Turbinen, Pumpen, Verdichtern usw. eingesetzt.

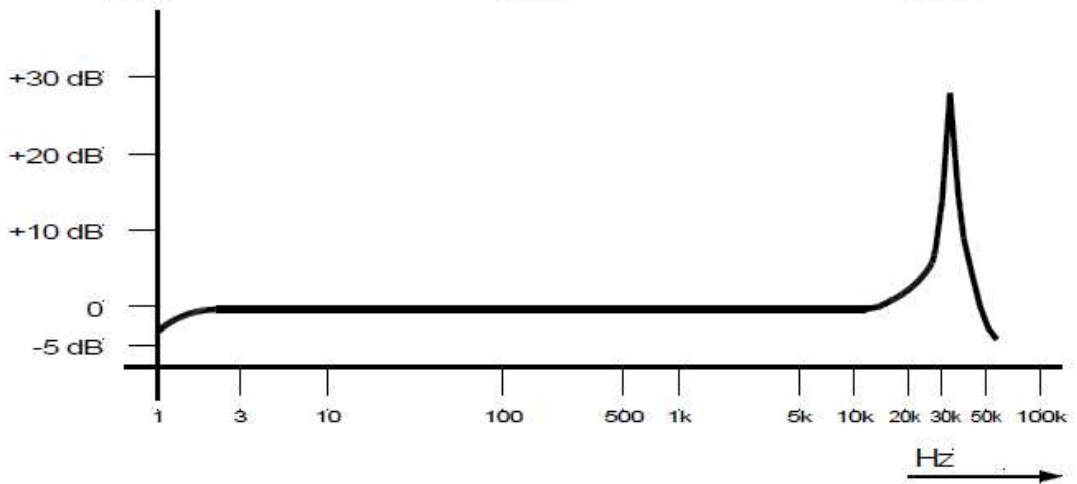
Application

The AS-062 is mainly used for measurement of vibration acceleration at rotating machines such as turbines, pumps, compressors, etc.

Utilisation

L'accéléromètre AS-062 est utilisé de préférence pour mesurer l'accélération de vibrations sur des machines rotatives, telles que turbines, pompes, compresseurs, etc.

| Technische Daten | Technical Data | Données Techniques |
|--|--|--|
| Elektrik | Electrical | Élém. élect. |
| Empfindlichkeit (80 Hz /23±3°C) | Sensitivity (at 80 Hz /23±3°C) | Sensibilité (à 80 Hz /23±3°C) |
| 100 mV/g ± 5 % 10,2 mV/m/s ² ± 5 % | 100 mV/g ± 5 % 10,2 mV/m/s ² ± 5 % | 100 mV/g ± 5 % 10,2 mV/m/s ² ± 5 % |
| Genauigkeit der Empfindlichkeit | Accuracy of Sensitivity | Précision de Sensibilité |
| 4 Hz ... 10 kHz : ± 5 % 1,5 Hz / 13 kHz : ±3 dB | 4 Hz ... 10 kHz : ± 5 % 1,5 Hz / 13 kHz : ±3 dB | 4 Hz ... 10 kHz : ± 5 % 1,5 Hz / 13k Hz : ±3 dB |
| -50°C ... +120°C: ± 5 % | -50°C ... +120°C : ± 5 % | -50°C ... +120°C: ± 5 % |
| Richtungsfaktor (80 Hz) | Transverse sensitivity (80 Hz) | Facteur transverse (80 Hz) |
| ≤ 8 ... 10 % | ≤ 8 ... 10 % | ≤ 8 ... 10 % |
| Resonanzfrequenz | Resonance frequency | Fréquence propre |
| > 20 kHz | > 20 kHz | > 20 kHz |



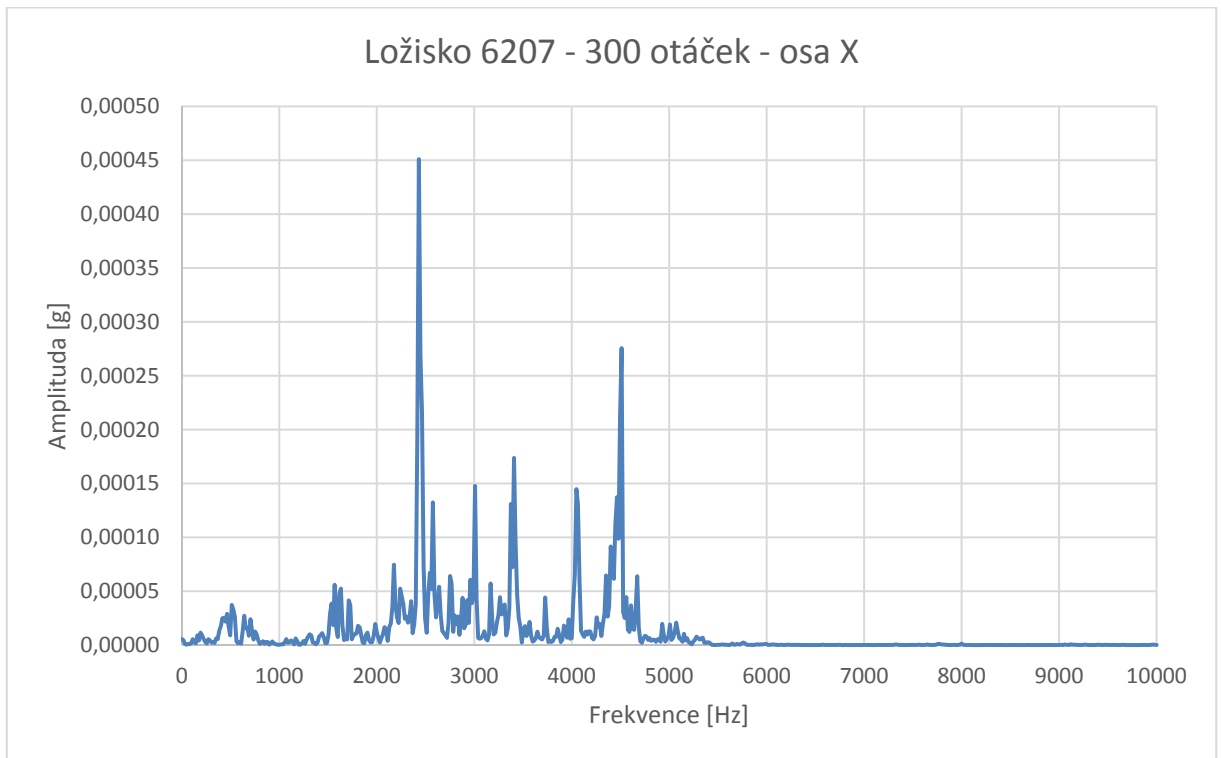
AS/ASA062-2 (070511)

Abb. 2 Typischer Frequenzgang der Empfindlichkeit Fig. 2 Typical frequency response of sensitivity Fig. 2 Courbe en réponse type du facteur de transmission

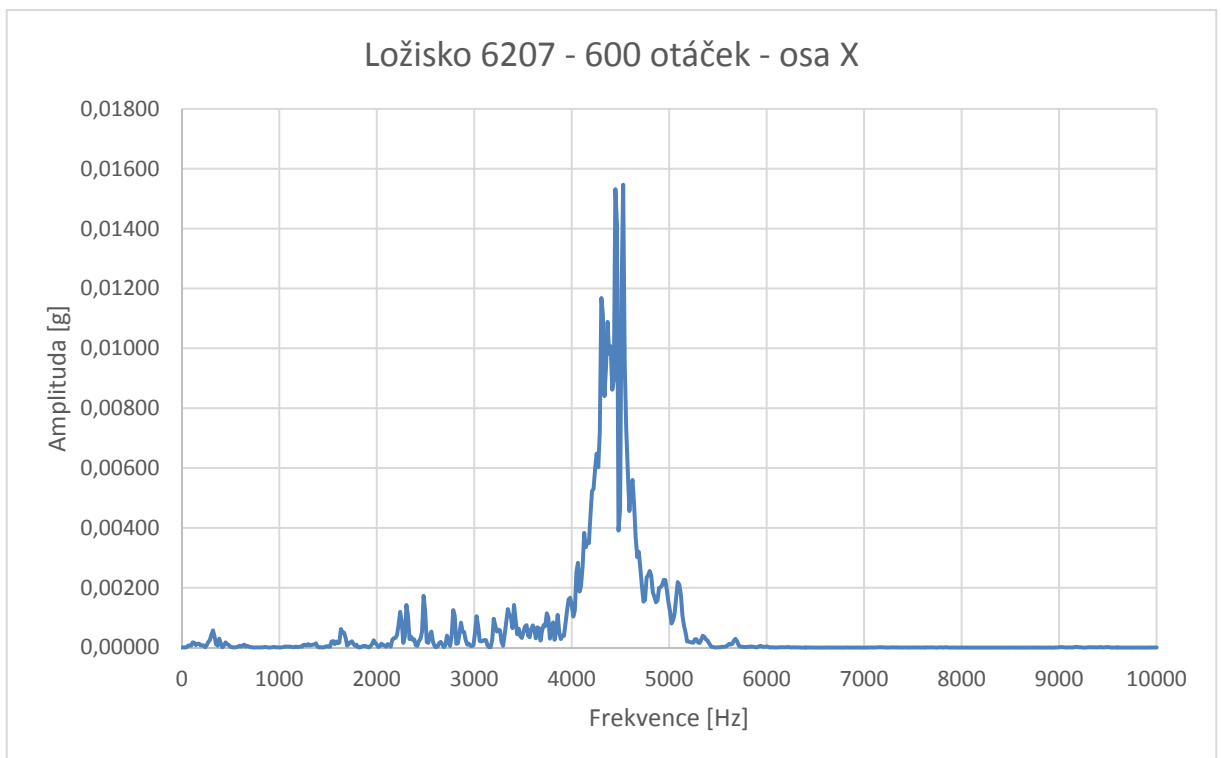
| Messbereich | Measuring range | Plage de mesure |
|---|---|---|
| ± 80 g (U _B = +24 V...+30 V) : ±7% | ± 80 g (U _B = +24 V...+30 V) : ±7% | ± 80 g (U _B = +24 V...+30 V) : ±7% |
| ± 40 g (U _B = +20 V) : ±7% | ± 40 g (U _B = +20 V) : ±7% | ± 40 g (U _B = +20 V) : ±7% |
| ± 20 g (U _B = +18 V) : ±7% | ± 20 g (U _B = +18 V) : ±7% | ± 20 g (U _B = +18 V) : ±7% |

| Polarität | Polarity | Polarité |
|--|--|--|
|  |  |  |
| Bei der eingezeichneten Bewegungsrichtung der Lagerschale entsteht ein positives Signal. | A movement of the bearing housing in the direction shown below produces a positive signal. | Lorsque la coquille de coussinet se déplace dans le sens indiqué sur le croquis ci-dessous, il se produit un signal positif. |

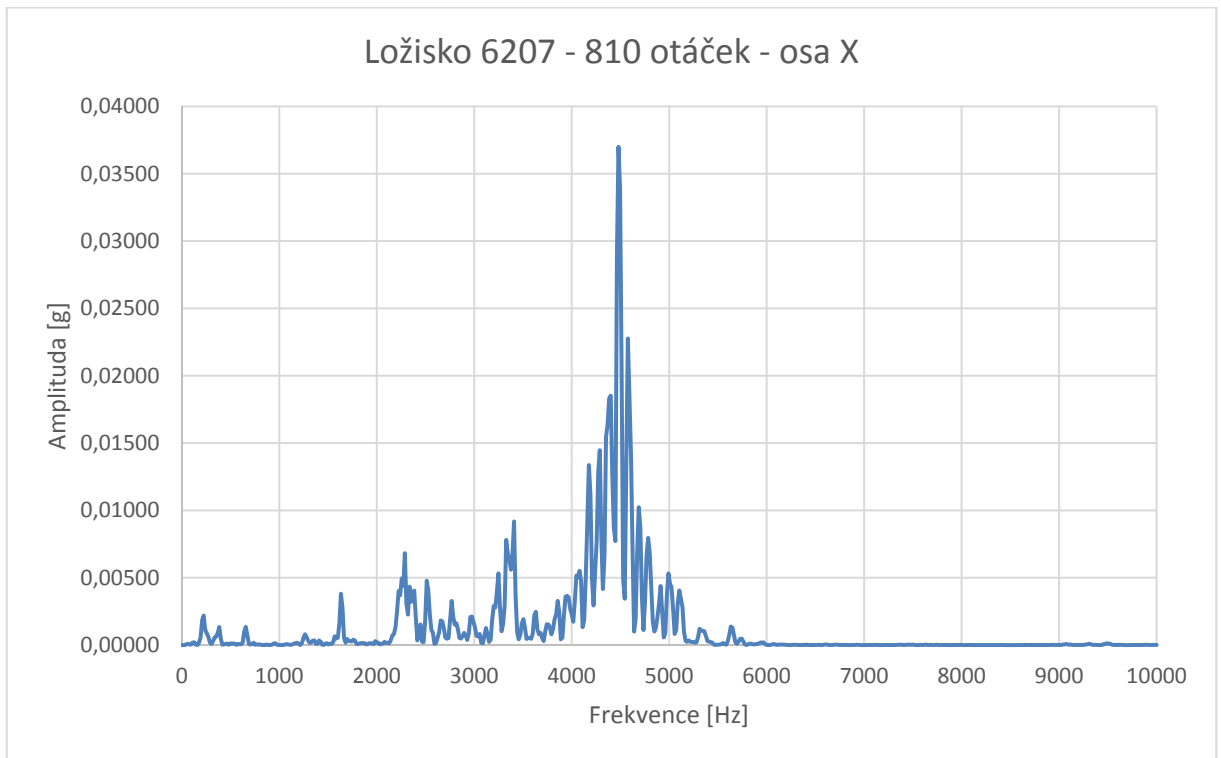
Příloha U Frekvenční spektrum ložiska 6207 - 300 otáček - osa X



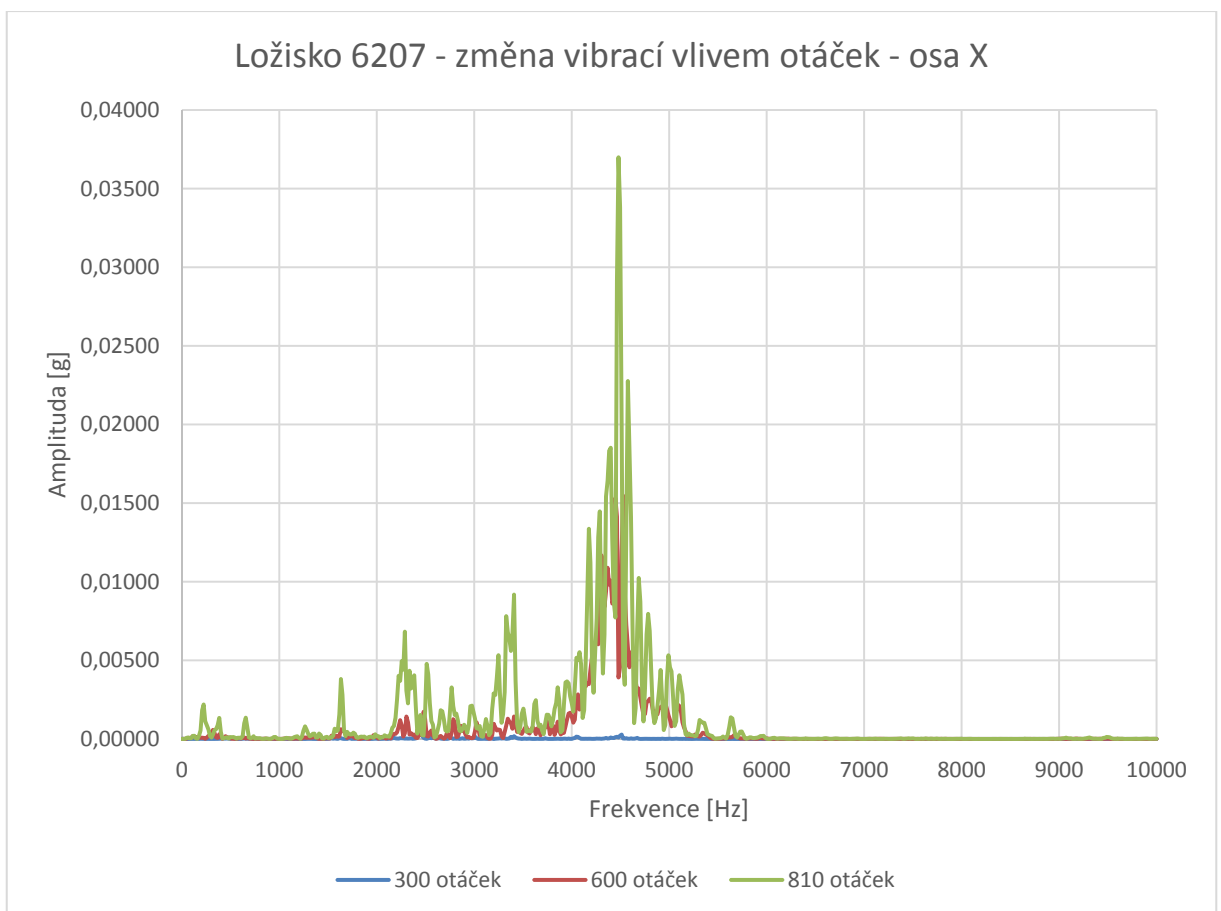
Příloha V Frekvenční spektrum ložiska 6207 - 600 otáček - osa X



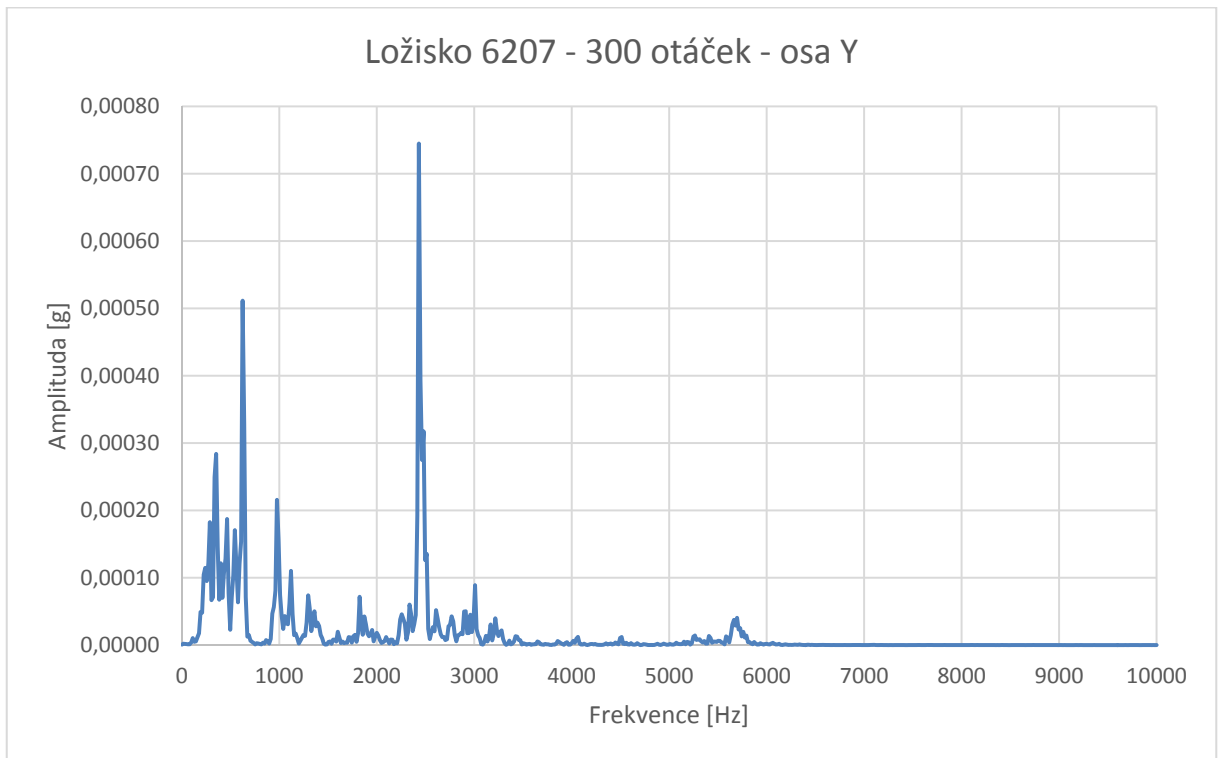
Příloha W Frekvenční spektrum ložiska 6207 - 810 otáček - osa X



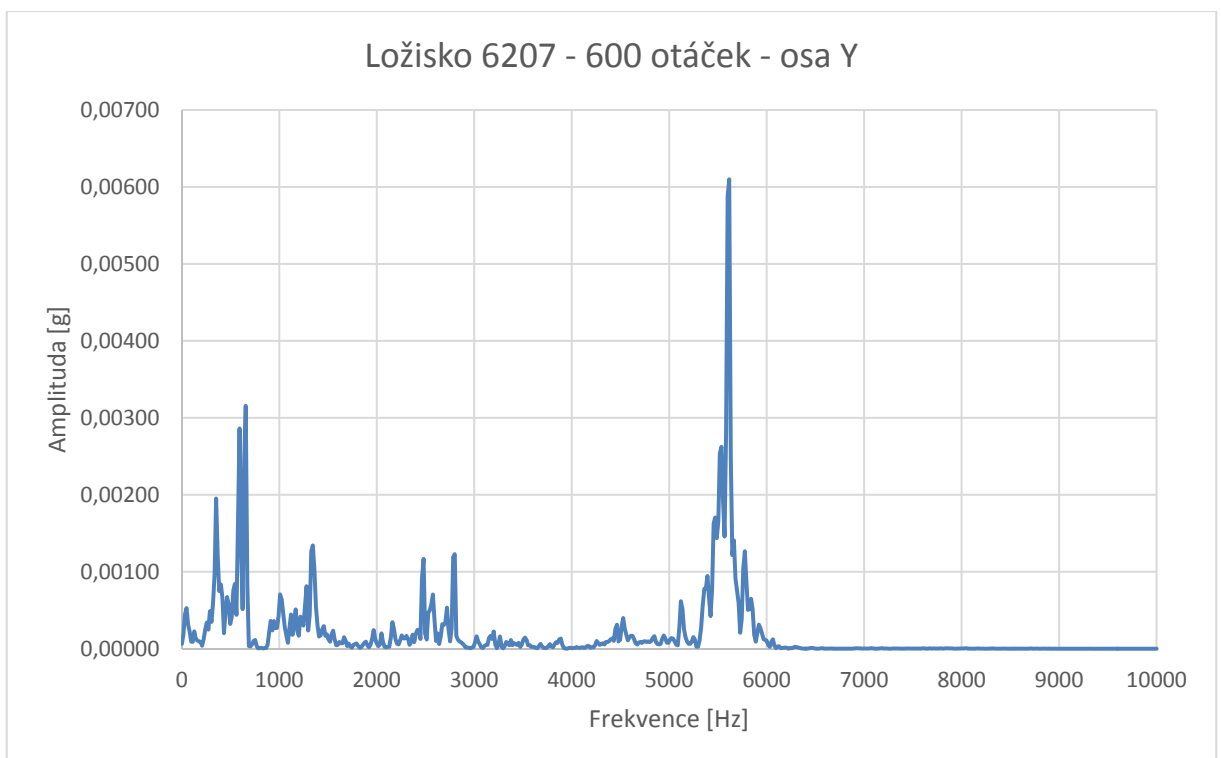
Příloha X Frekvenční spektrum ložiska 6207 - osa X



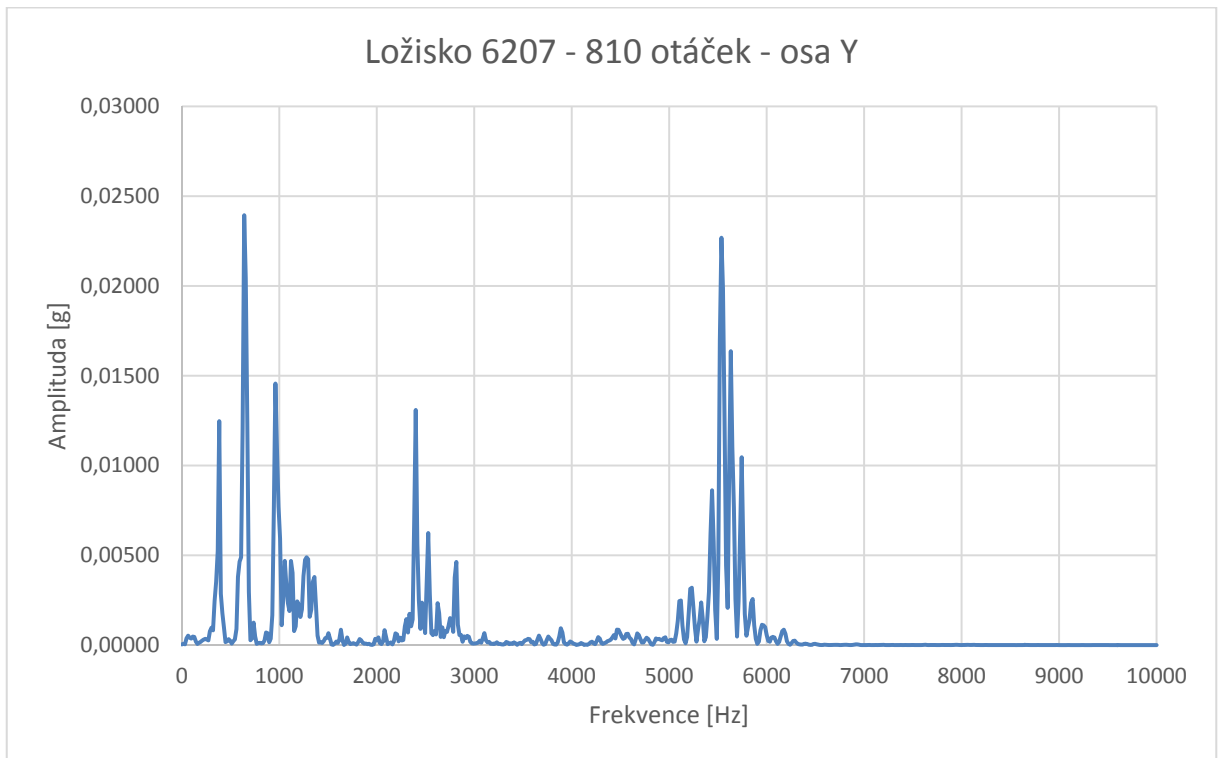
Příloha Y Frekvenční spektrum ložiska 6207 - 300 otáček - osa Y



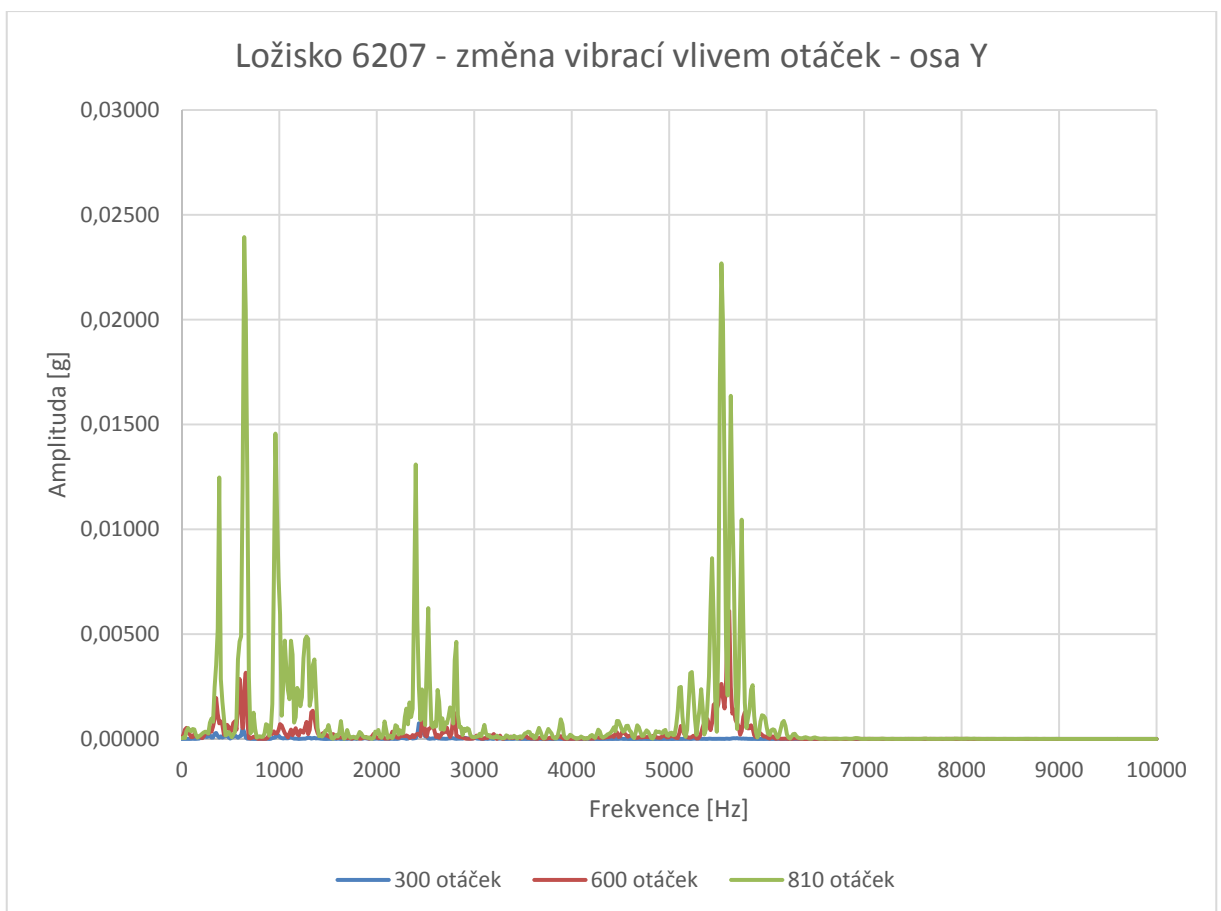
Příloha Z Frekvenční spektrum ložiska 6207 - 600 otáček - osa Y



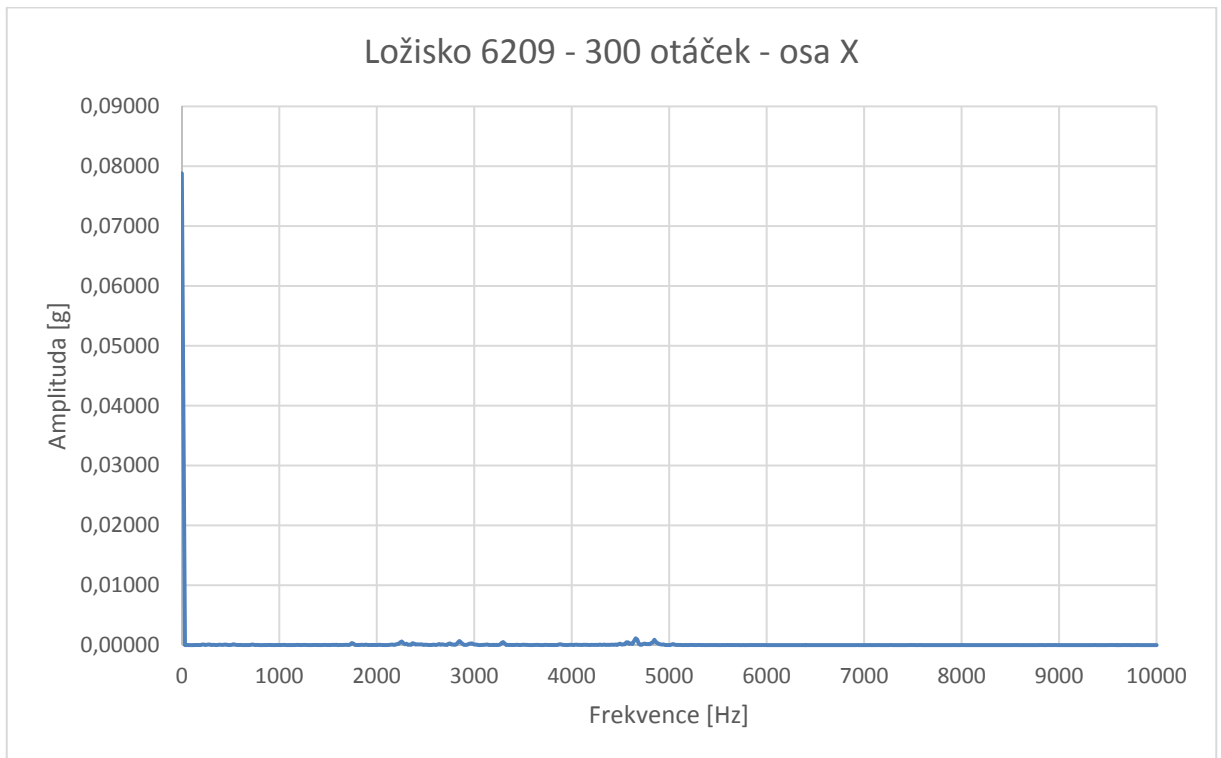
Příloha AA Frekvenční spektrum ložiska 6207 - 810 otáček - osa Y



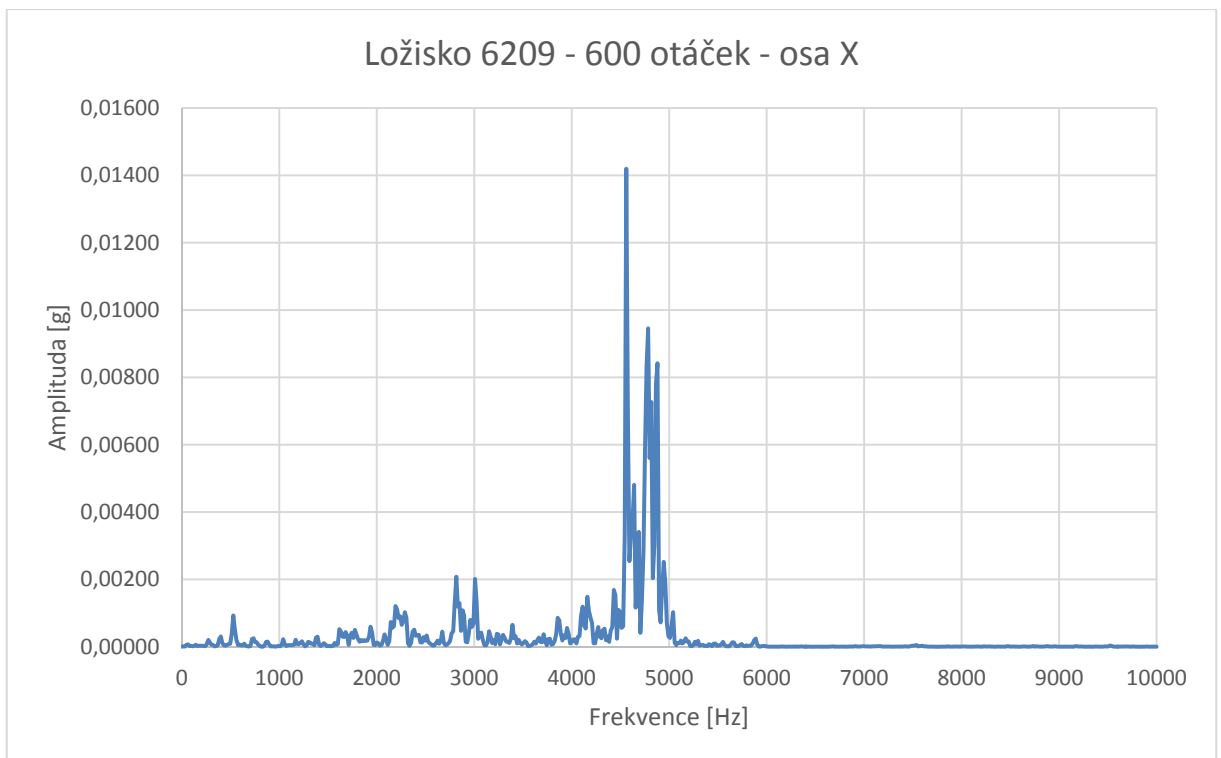
Příloha BB Frekvenční spektrum ložiska 6207 - osa Y



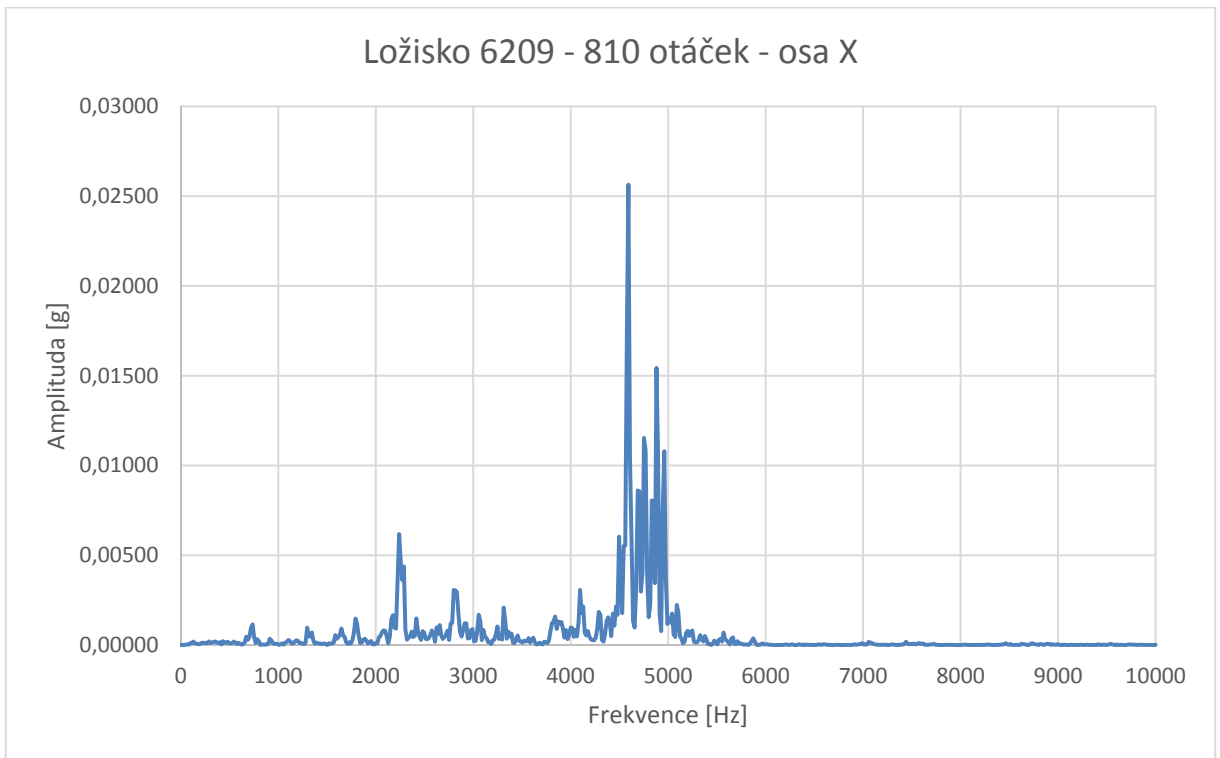
Příloha CC Frekvenční spektrum ložiska 6209 - 300 otáček - osa X



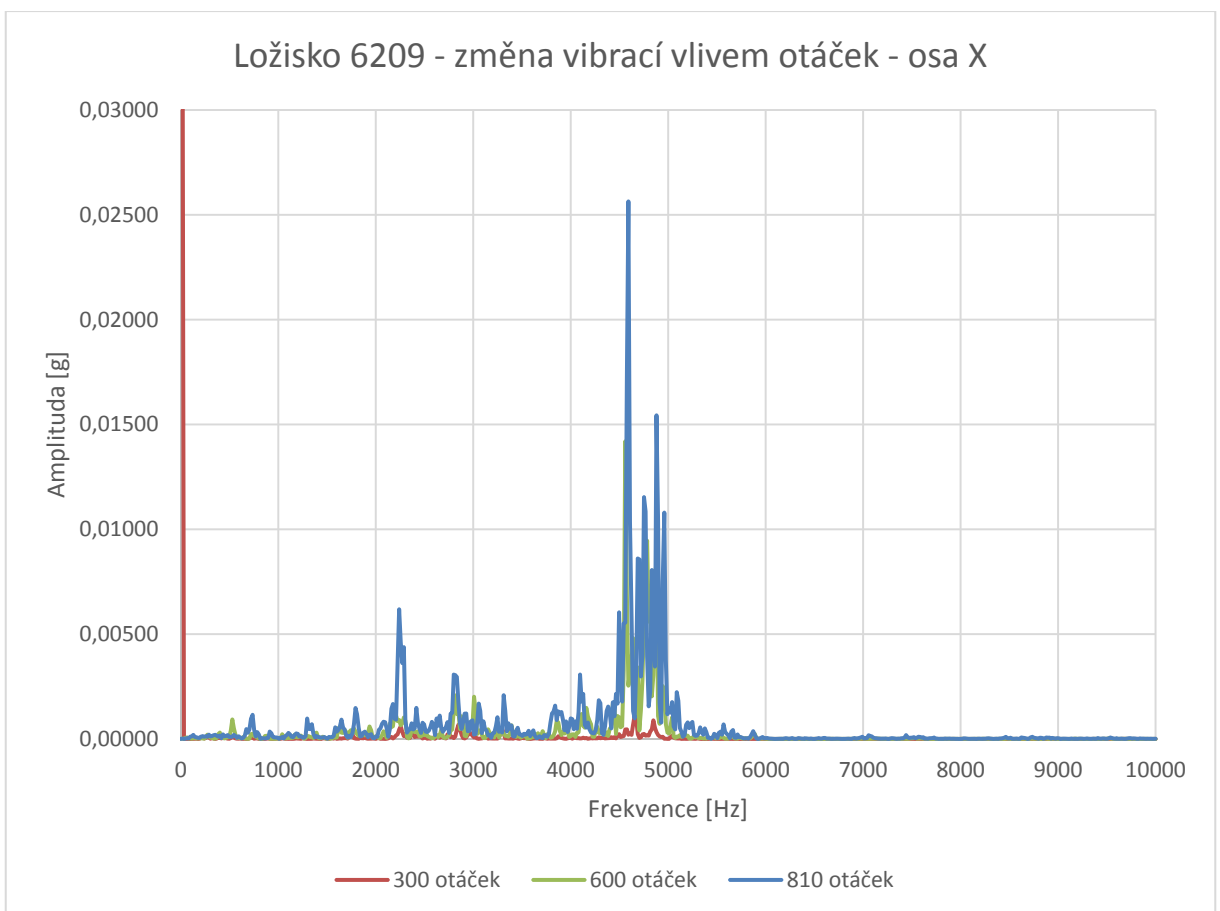
Příloha DD Frekvenční spektrum ložiska 6209 - 600 otáček - osa X



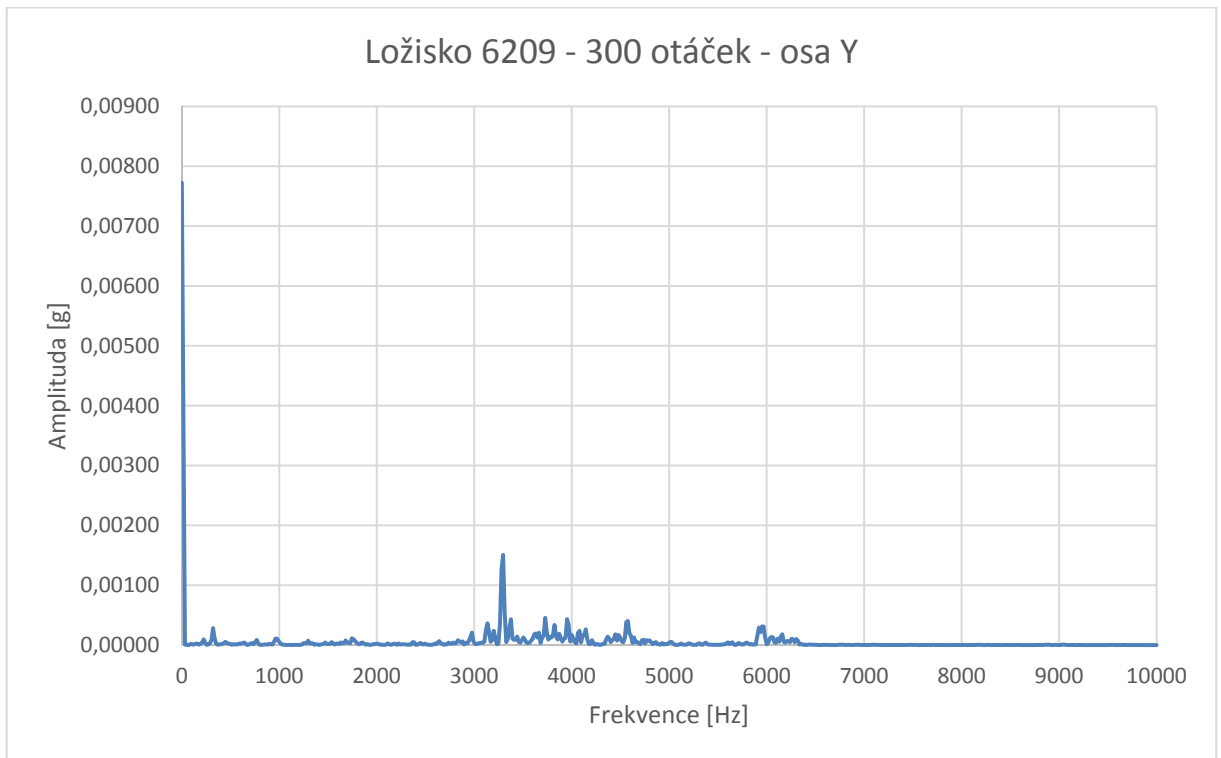
Příloha EE Frekvenční spektrum ložiska 6209 - 810 otáček - osa X



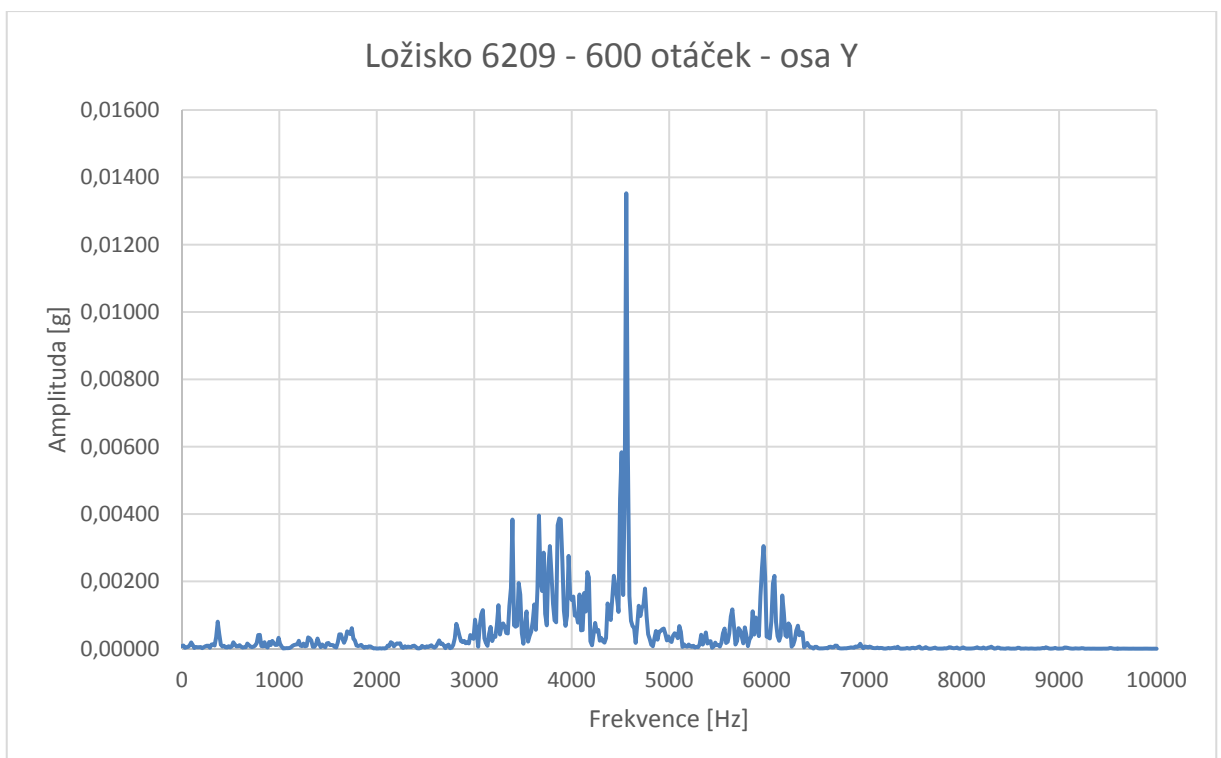
Příloha FF Frekvenční spektrum ložiska 6209 - osa X



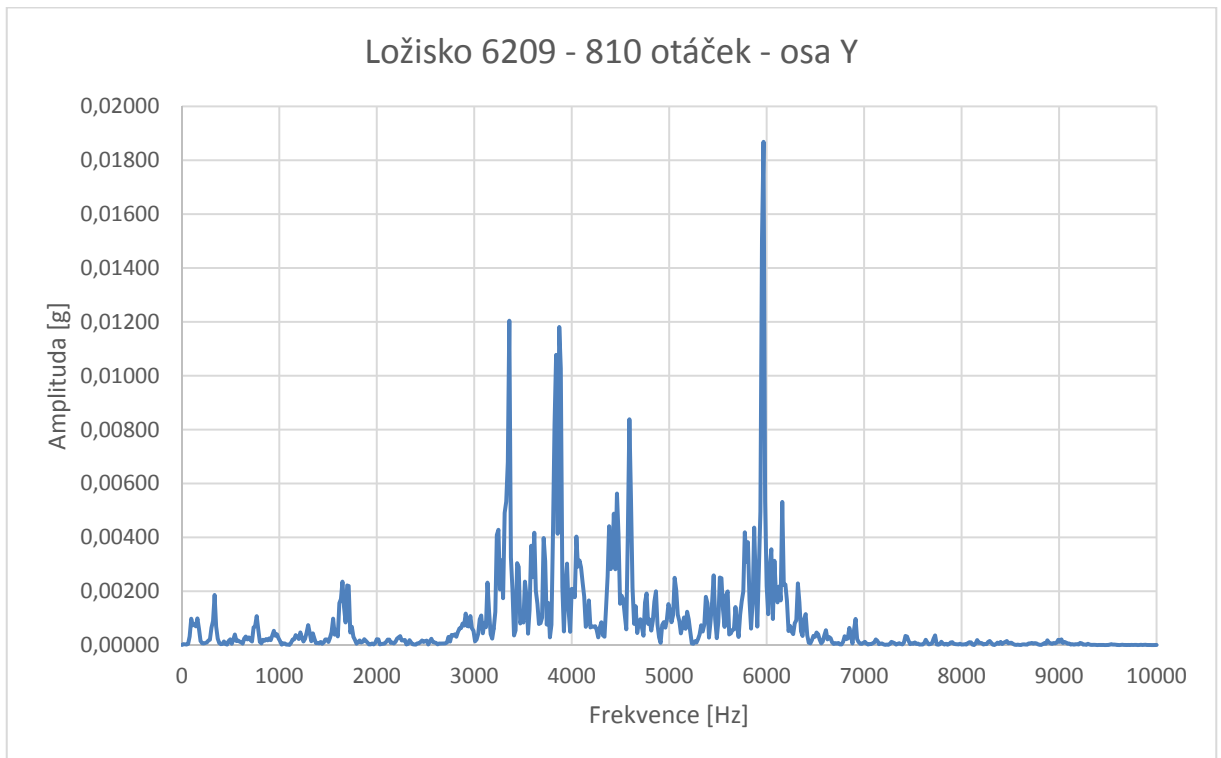
Příloha GG Frekvenční spektrum ložiska 6209 - 300 otáček - osa Y



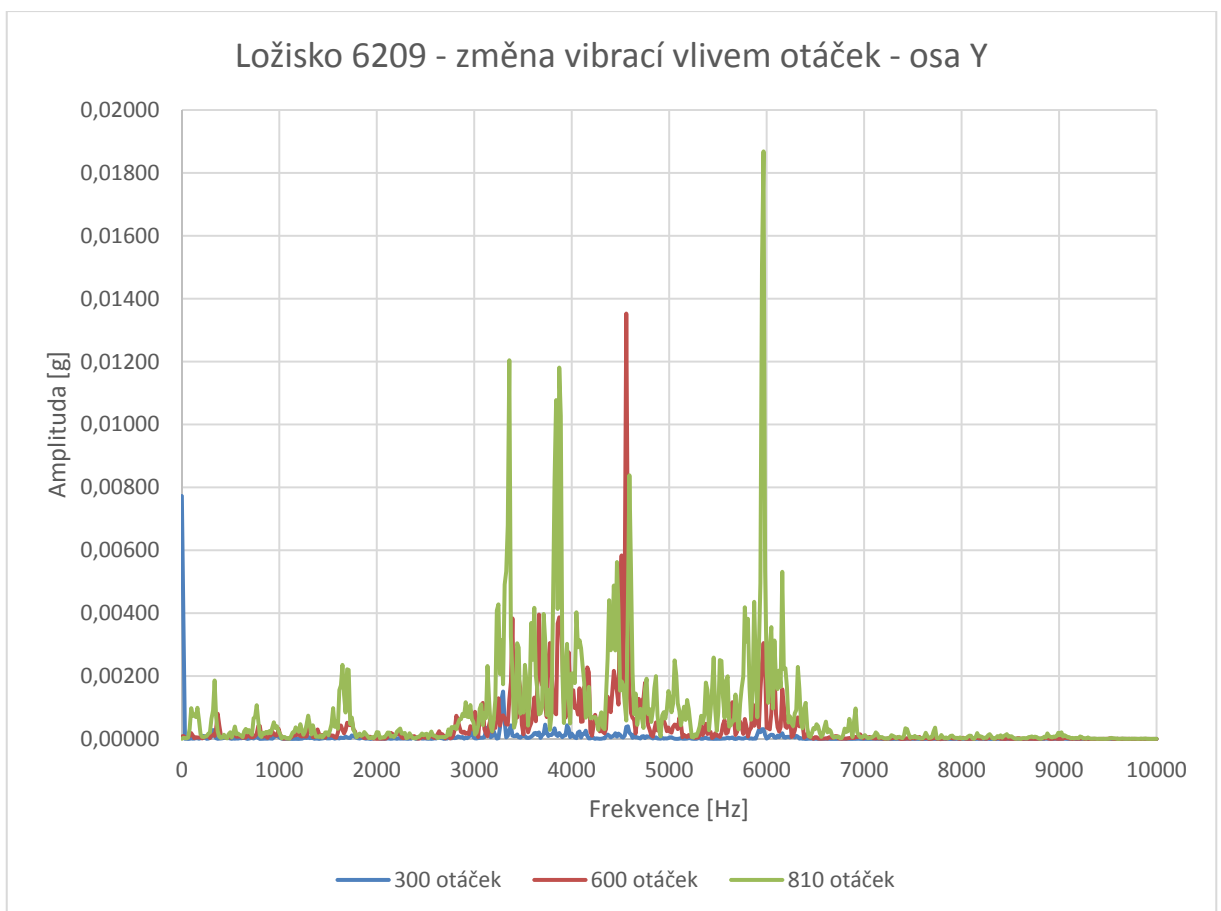
Příloha HH Frekvenční spektrum ložiska 6209 - 600 otáček - osa Y



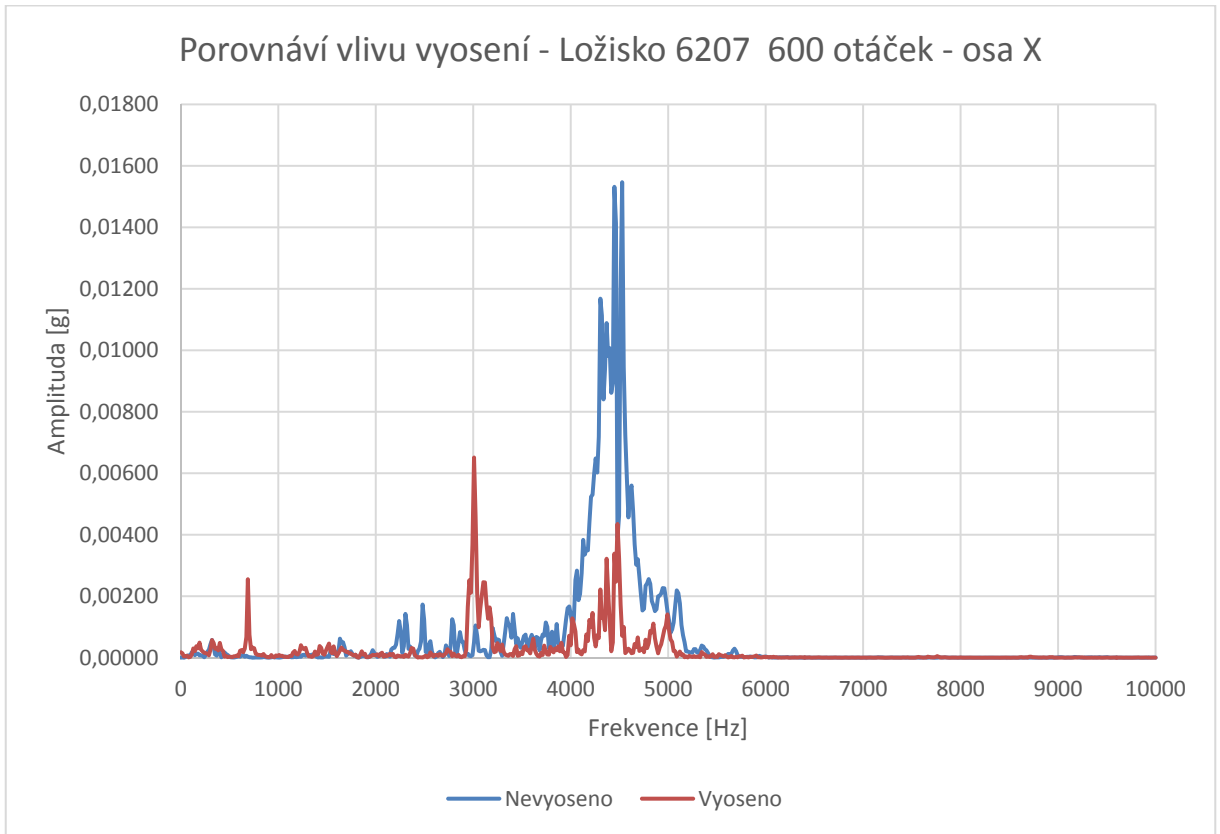
Příloha II Frekvenční spektrum ložiska 6209 - 810 otáček - osa Y



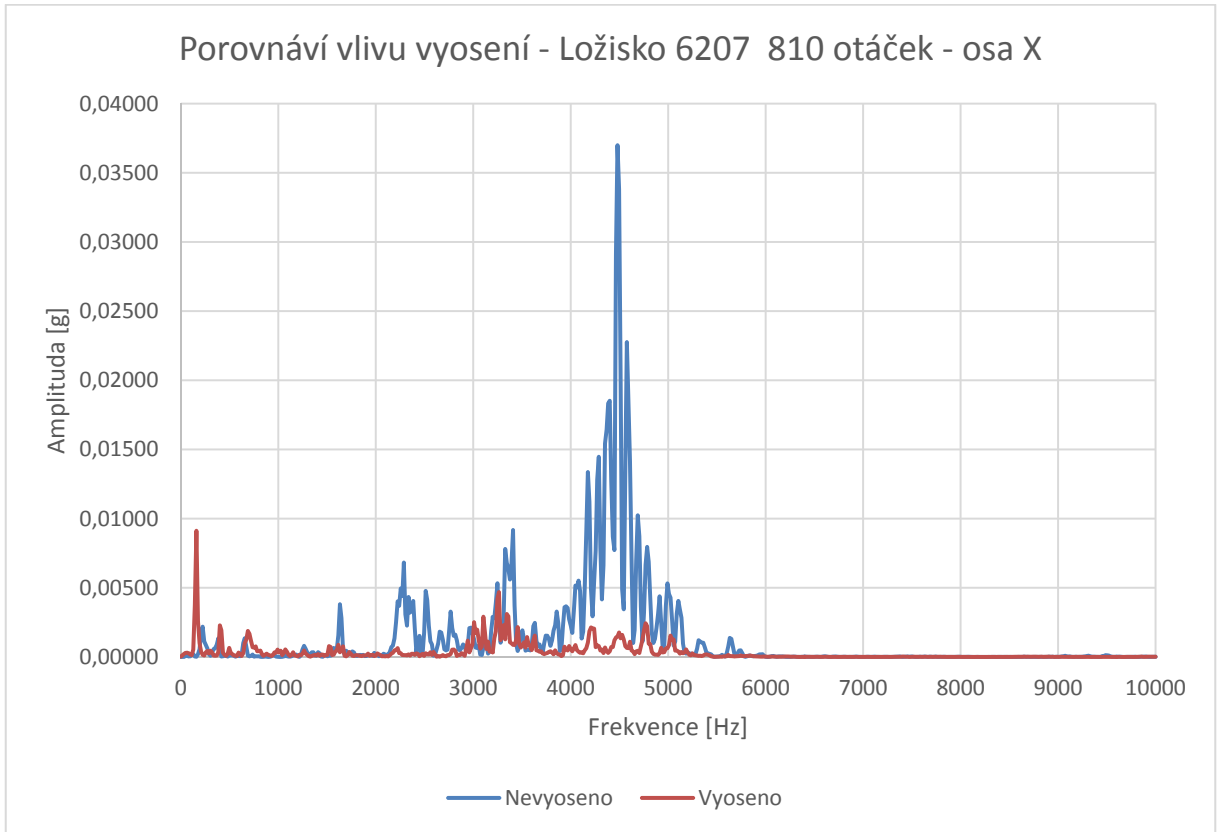
Příloha JJ Frekvenční spektrum ložiska 6209 - osa Y



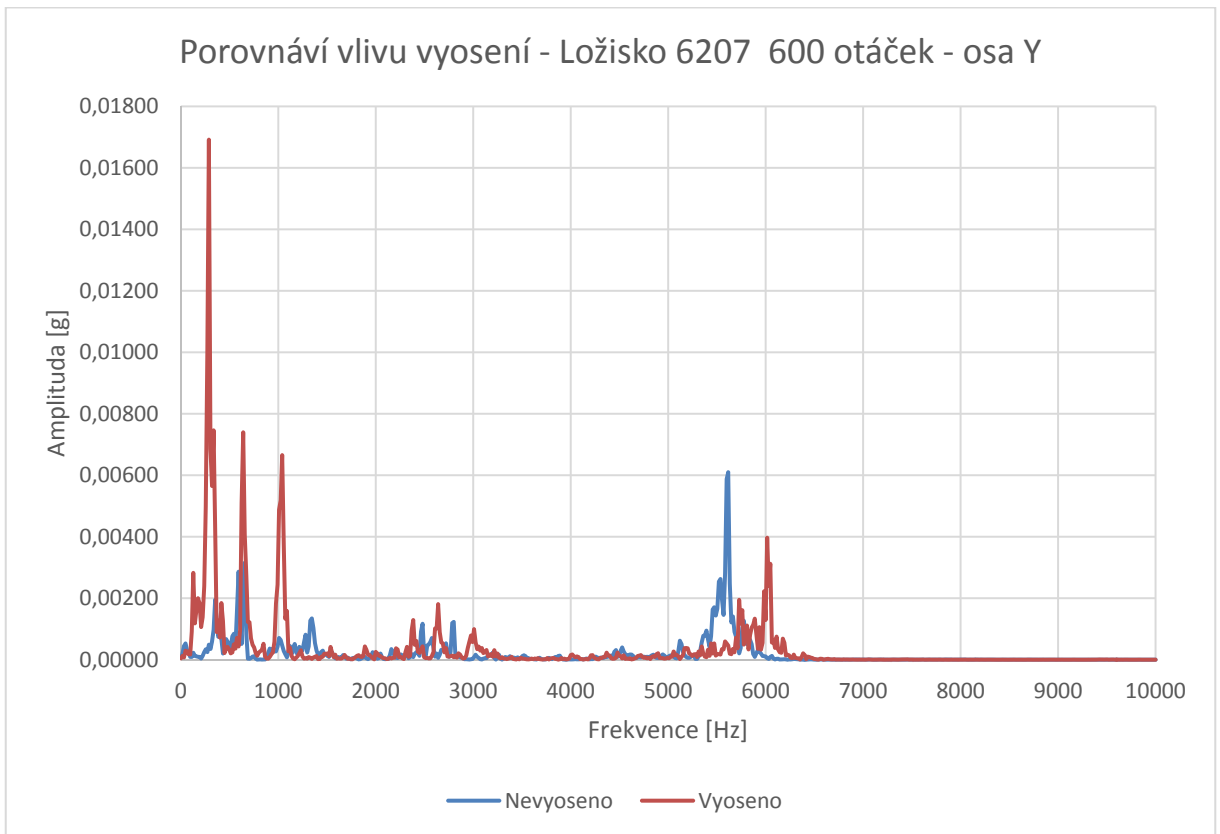
Příloha KK Frekvenční spektrum ložiska 6207 při změně zatížení - 600 otáček - osa X



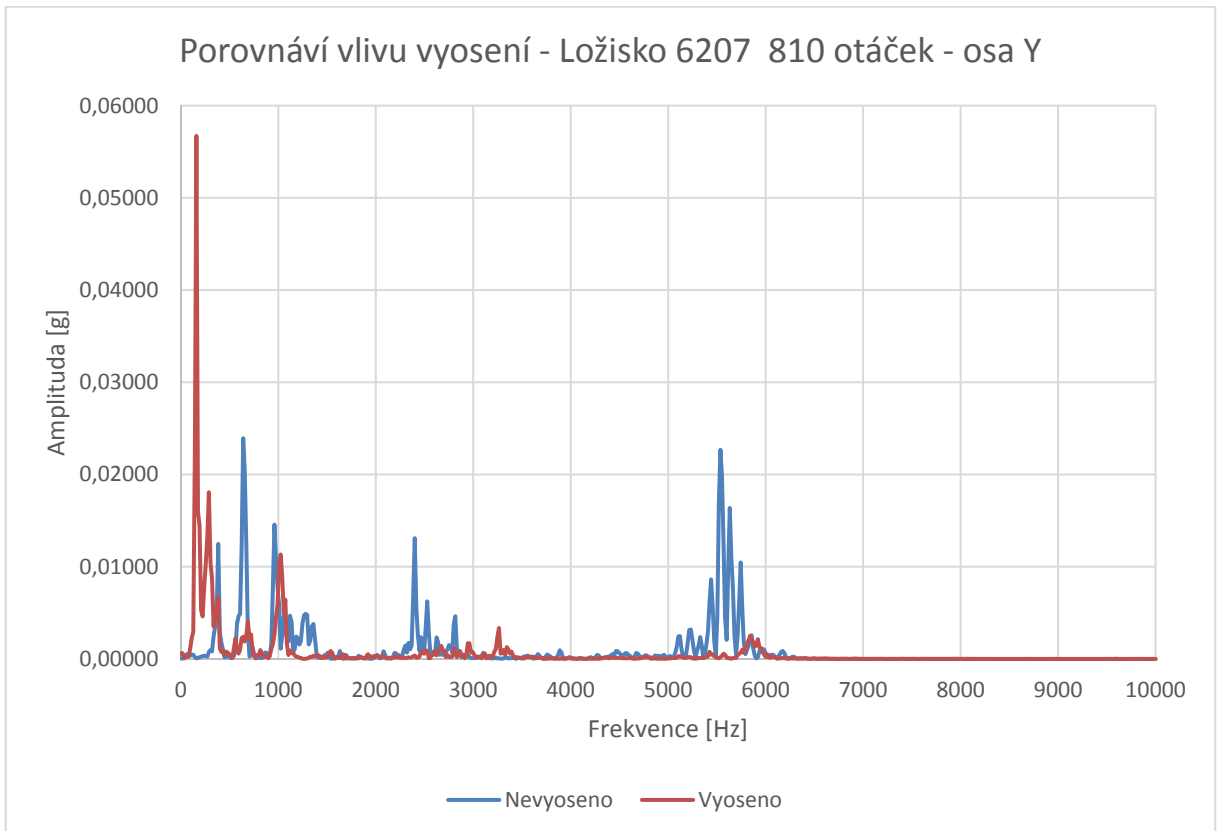
Příloha LL Frekvenční spektrum ložiska 6207 při změně zatížení - 810 otáček - osa X



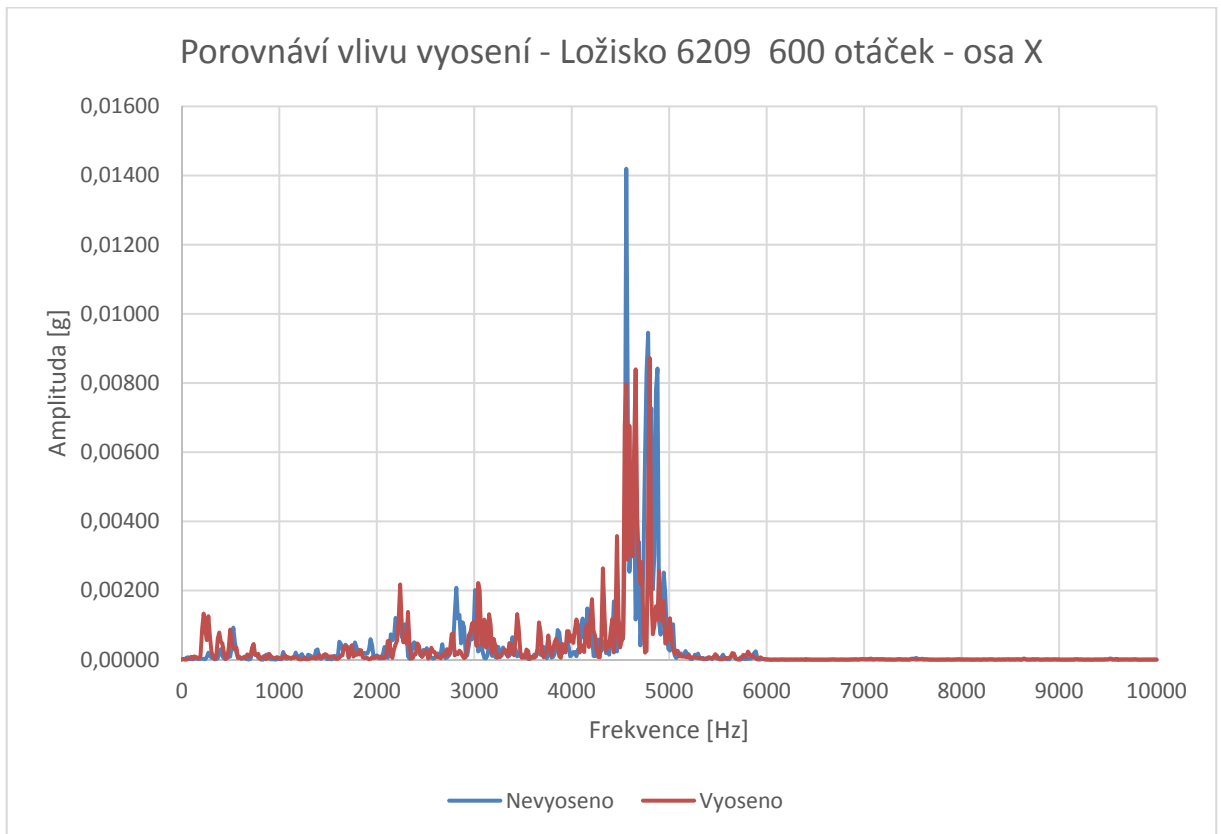
Příloha MM Frekvenční spektrum ložiska 6207 při změně zatížení - 600 otáček - osa Y



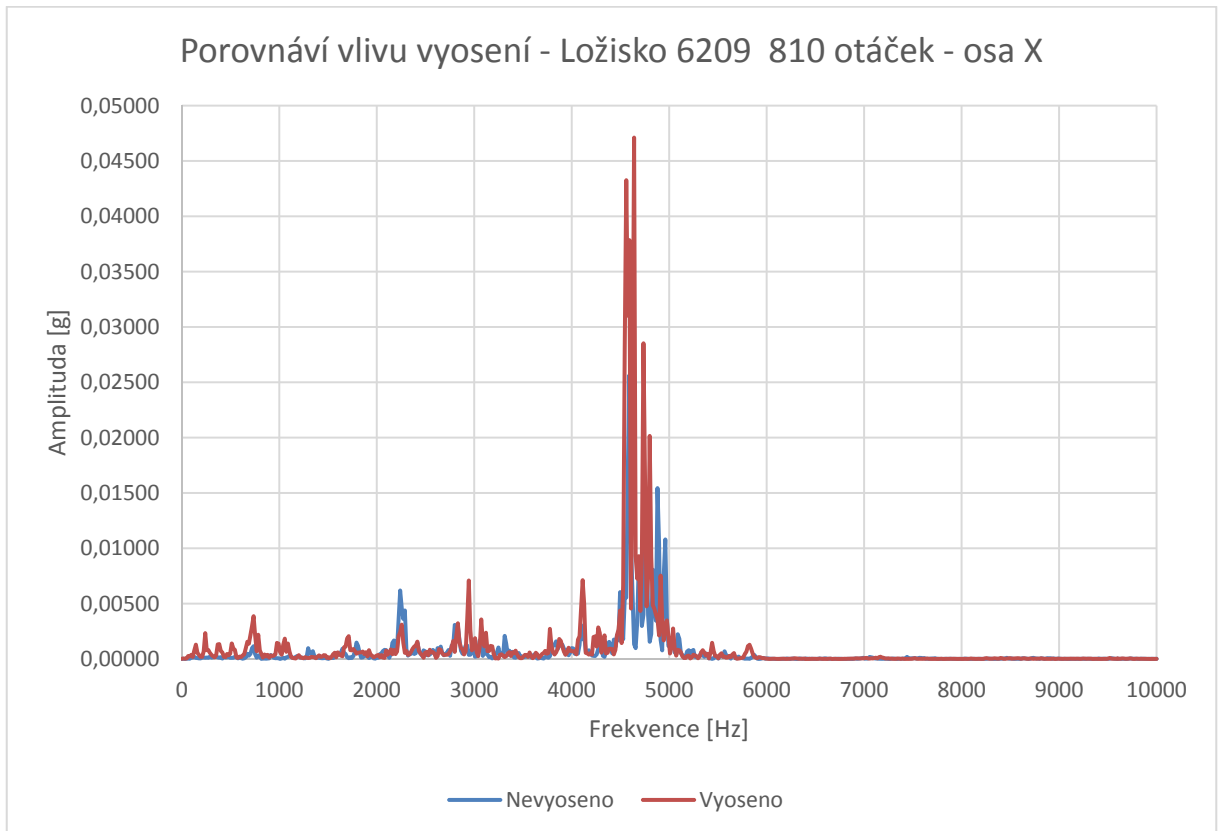
Příloha NN Frekvenční spektrum ložiska 6207 při změně zatížení - 810 otáček - osa Y



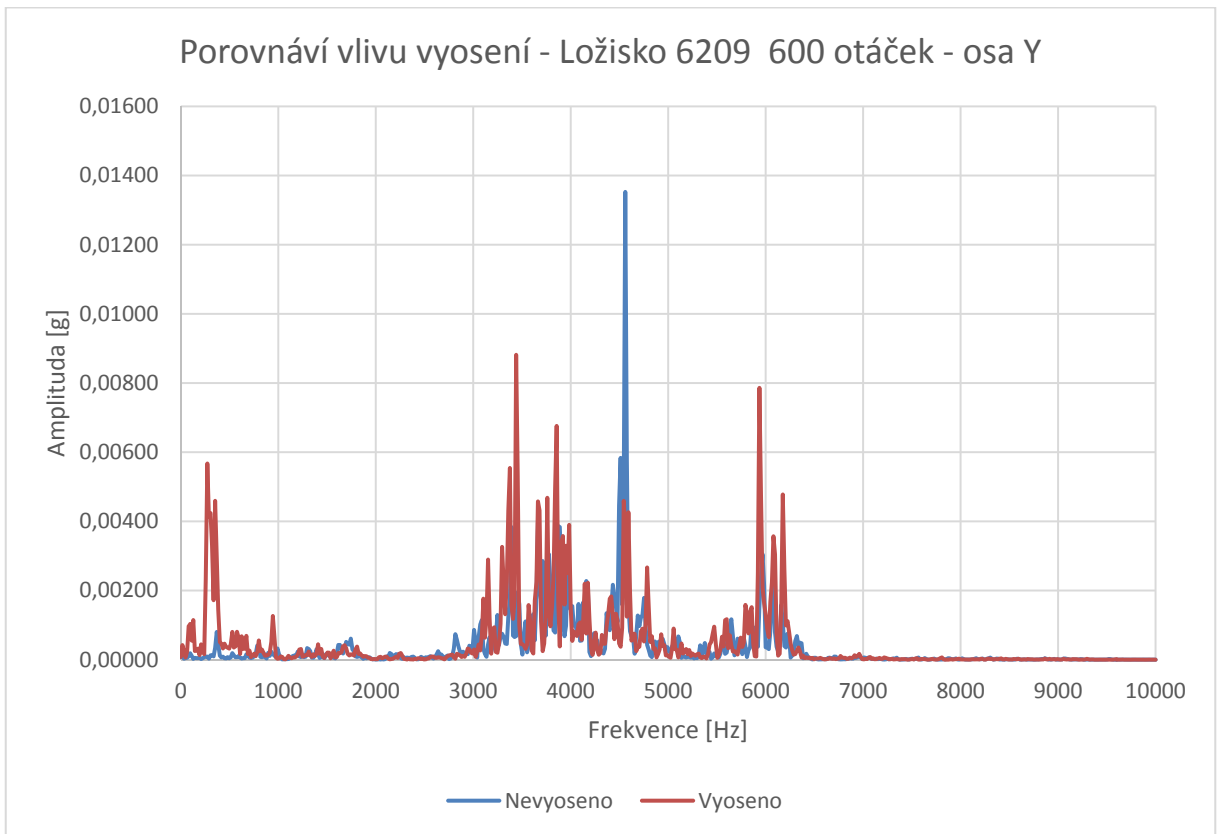
Příloha OO Frekvenční spektrum ložiska 6209 při změně zatížení - 600 otáček - osa X



Příloha PP Frekvenční spektrum ložiska 6209 při změně zatížení - 810 otáček - osa X



Příloha QQ Frekvenční spektrum ložiska 6209 při změně zatížení - 600 otáček - osa Y



Příloha RR Frekvenční spektrum ložiska 6209 při změně zatížení - 810 otáček - osa Y

