



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

## KONSTRUKCE VIBRAČNÍ PLOŠINY PRO SEMIAKTIVNĚ TLUMENOU SEDAČKU

DESIGN OF A VIBRATING PLATFORM FOR A SEMI-ACTIVELY DAMPED SEAT

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jan Foltys

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Filip Jeniš

BRNO 2022



## Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav konstruování
Student:	<b>Jan Foltys</b>
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Filip Jeniš</b>
Akademický rok:	2021/22

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.1111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Konstrukce vibrační plošiny pro semiaktivně tlumenou sedačku**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Vibrace a rázy ve vozidle podstatně snižují komfort posádky a mohou mít až negativní důsledek na její zdraví. Zvláště u zemědělských strojů je přenos vibrací na tělo značný. Ke zmírnění vibrací se používají odpružené sedačky, jejichž pohyb je tlumen pomocí pasivních tlumičů. Simulace ukazují, že přenos vibrací by šel podstatně snížit při použití semi-aktivně řízených tlumičů. Návrh semiaktivního tlumení by významně ulehčila možnost testování na experimentálním standu se sedačkou.

Typ práce: vývojová – konstrukční

#### **Cíle bakalářské práce:**

Cílem práce je konstrukční návrh vibrační plošiny pro semiaktivně tlumenou sedačku zemědělského vozidla. Reálnou sedačku bude možné upnout na plošinu a testovat tak její tlumení. Předpokládaná budící frekvence 1–10 Hz a zdvih +/- 10 mm.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- návrh budícího mechanismu,
- koncepční varianty plošiny s ohledem na zvolený budící mechanismus,
- konstrukční řešení, tvorba výkresové dokumentace.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení.

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 – 20 stran textu bez obrázků).

Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

<http://www.ustavkonstruovani.cz/texty/bakalarske-studium-ukonceni/>

**Seznam doporučené literatury:**

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed., 2010. Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Nízkofrekvenční vibrace způsobeny jízdou po nerovném terénu mohou způsobovat posádce zemědělských strojů zdravotní problémy. Virtuální simulace semiaktivně řízených tlumičů naznačuje, že jejich použitím v zemědělských sedačkách by se přenos vibrací na posádku dal podstatně snížit.

Proto se tato bakalářská práce zabývá návrhem vibrační plošiny pro testování semiaktivních tlumičů o frekvenci kmitů od 1 do 10 Hz a zdvihem  $\pm 10$  mm. Ta by simulovala jízdu po nerovném povrchu, čímž by napomohla vývoji vhodných semiaktivně řízených tlumičů do zemědělských sedaček.

Rešeršní část práce se věnuje přehledu současného stavu vibračních plošin. Dále koncepční část se zaměřuje na návržení několika koncepčních návrhů, jejich analýzou a rozhodnutím o vhodné variantě. A na závěr v konstrukční části je zhotoveno konstrukční řešení vybrané varianty, se zaměřením na pohledy na vybrané konstrukční uzly.

## KLÍČOVÁ SLOVA

vibrace, testování, vibrační plošina, sedačka, semiaktivní tlumič

## ABSTRACT

Low frequency vibrations caused by driving on uneven terrain can cause health issues to the crew. Virtual simulation of semi-actively controlled shock absorbers suggests that their use in the seats of agricultural machines could significantly lessen the impact of vibrations on the crew.

That is why this bachelor's thesis concerns the blue-print of a vibrational platform for testing semi-actively controlled shock absorbers, with a frequency of 1 to 10 Hz and with an upstroke of  $\pm 10$ mm. This platform would simulate driving on uneven terrain, which would help the development of suitable semi-actively controlled shock absorbers for agricultural seats.

The research part of this thesis concerns the overview of the current state of vibrational platforms. The conceptual part focuses on designing multiple conceptual blueprints, their analysis and a decision about a suitable variant. And finally, the constructional part describes manufacturing a design solution of the chosen variant, with a focus on the views of selected construction mechanical parts.

## KEYWORDS

vibrations, testing, vibrational platform, seat, semi-actively controlled shock absorbers

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FOLTYS, Jan. Konstrukce vibrační plošiny pro semiaktivně tlumenou sedačku [online]. Brno, 2022 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139902>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce Filip Jeniš.



## PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval především mému vedoucímu bakalářské práce, panu Ing. Filipovi Jenišovi a dále všem, kteří mě podporovali.

## PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Ing. Filipa Jeníše. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora



# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD</b>	<b>12</b>
<b>2</b>	<b>PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ</b>	<b>13</b>
2.1	Existující testovací vibrační zařízení podobného principu	13
2.1.1	Tester s jedním stupněm volnosti	13
2.1.2	Testovací zařízení firmy Inova	14
2.1.3	6 DOF vibration platform	15
2.1.4	6 DOF simultaneous squeak and rattle test systém for vehicle seats od firmy IMV	16
2.1.5	Test-bench in the Centro Ricerche FIAT in Torino	17
2.1.6	Mobilní tester závěsu automobilového kola TriTec	17
2.2	Přehled pohonů pro buzení vibrací	18
2.2.1	Hydraulický pohon	18
2.2.2	Pneumatický pohon	19
2.2.3	Elektromotor s frekvenčním měničem	19
2.2.4	Elektrodynamické budiče	19
2.2.5	Elektrický lineární aktuátor	20
2.3	Mechanismy pro transformaci pohybu	20
2.3.1	Klikový mechanismus	20
2.3.2	Vačkový mechanismus	21
2.3.3	Excentrický mechanismus	21
2.4	Způsoby vedení lineárního pohybu	22
2.4.1	Vodicí tyče	22
2.4.2	Kolejnicové lineární vedení	22
2.4.3	Vahadlový mechanismus	23
<b>3</b>	<b>ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE</b>	<b>24</b>
3.1	Analýza problému	24
3.2	Volby klíčových komponent	24
3.2.1	Volba pohonu pro buzení vibrací	25
3.2.2	Volba mechanismu pro transformaci pohybu	26
3.2.3	Způsoby vedení pohybu	26
3.3	Cíl práce	26
<b>4</b>	<b>KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ</b>	<b>28</b>

4.1	Varianta 1	28
4.2	Varianta 2	29
4.3	Varianta 3	29
4.4	Zhodnocení a výběr varianty	30
<b>5</b>	<b>KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ</b>	<b>32</b>
5.1	Hlavní rám	33
5.1.1	Svařenec hlavního rámu	33
5.1.2	Uložení pro elektromotor	34
5.2	Kyvný rám	34
5.2.1	Svařenec kyvného rámu	34
5.2.2	Uložení kyvného rámu	35
5.2.3	Návrh přitlačné pružiny	36
5.2.4	Výsledné silové působení	38
5.3	Pohon a převod	39
5.3.1	Výpočet potřebného výkonu	39
5.3.2	Návrh převodu	39
5.4	Hřídel s excentry	40
5.4.1	Návrh hřídele	41
5.4.2	Uložení hřídele	42
<b>6</b>	<b>DISKUZE</b>	<b>44</b>
<b>7</b>	<b>ZÁVĚR</b>	<b>46</b>
<b>8</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ</b>	<b>47</b>
<b>9</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN</b>	<b>49</b>
9.1	Příklady použitých fyzikálních veličin	<b>Chyba! Záložka není definována.</b>
<b>10</b>	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ</b>	<b>50</b>
<b>11</b>	<b>SEZNAM TABULEK</b>	<b>51</b>
<b>12</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH</b>	<b>52</b>

# 1 ÚVOD

Vibrace ve vozidlech negativně ovlivňují zdravotní stav posádky. Největší riziko poté tvoří zemědělské stroje. Dlouhá doba sezení ve voze může způsobovat závažná onemocnění páteře a kloubů. Nejohroženějšími subjekty jsou převážně řidiči z povolání. Jako nejkritičtější frekvence vibrací pro člověka bývá označována ta mezi 4 a 8 Hz, jelikož při ní již rezonuje tělo člověka nebo jeho části. [1]

Vibrace ve vozidlech obecně mohou nejvíce ovlivnit pneumatiky, tlumení stroje a tlumení sedačky. Pneumatiky mají vliv zejména na vysokofrekvenční vibrace, ovšem jakmile jsou jednou vyrobeny a namontovány, nemohou již být regulovatelné. Odpružení vozidla lze účinně ovládat aktivně i semiaktivně, nicméně přílišné snížení nízkofrekvenčních vibrací by mohlo způsobovat špatný provoz stroje. Proto se využívá kompromisu mezi dobrým chodem vozidla a komfortem. Poté již zbývá jen odpružení samotné sedačky ve vozidle, které je zároveň nejúčinnějším a nejlevnějším řešením ovlivňující přenos vibrací na člověka. [2]

Přidáním S/A tlumičů do sedaček, bychom mohli být schopni odpružení sedačky řídit pomocí senzorů a elektromagnetické cívky. Ale momentální virtuální návrh odpružení je příliš odtržen od reality. Z toho důvodu je potřeba postavit vibrační plošinu pro návrh a testování.

Výsledkem této práce bude konstrukční návrh testovací plošiny pro výzkumné účely, která by mohla v budoucnu kladně přispět k návrhu S/A tlumičů pro sedačku...

## 2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

### 2.1 Existující testovací vibrační zařízení podobného principu

V České republice i v zahraničí se přímá řešení našeho zadání moc nenachází. Ovšem i přesto existuje několik obdobných projektů, v nichž je hlavním nebo částečným problémem testovací plošina. Přestože některá níže zmíněná zařízení nejsou vhodná, či navržena pro testování celých sedaček, ač již s integrovaným semiaktivním tlumením, rozhodl jsem se je zde zmínit, neboť jejich stavba a princip by mohly napomoci k vytvoření řešení pro náš zadaný problém.

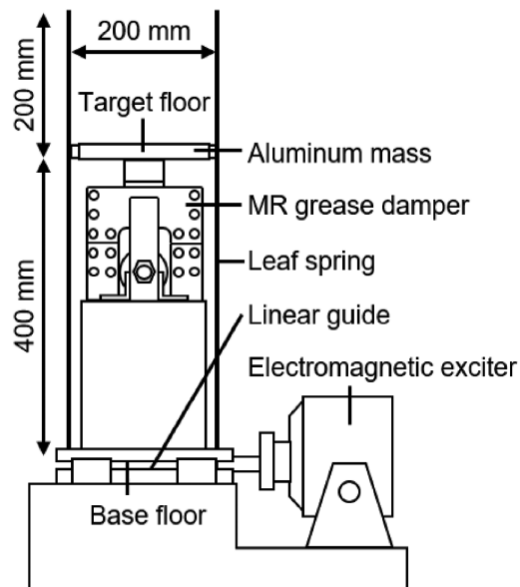
#### 2.1.1 Tester s jedním stupněm volnosti

Jedná se o zařízení s jedním stupněm volnosti pohybu o celkové výšce 400 mm, jež je vybaveno MR tlumičem. Do zařízení byl použit nůžkový semiaktivní tlumič na bázi MR vazelíny, který se zdá býti excelentním řešením, neboť nehrozí problémy s unikáním kapaliny z tlumiče, sedimentací magnetických částic a zároveň vyniká velkou disperzní stabilitou.

Toto zařízení dokáže vyvinout frekvenci vibrování 2–8 Hz a jeho amplituda vibrací odpovídá 3 mm. Zatížení tlumiče při testování činilo 1,5 Kg. K buzení se používá elektromagnetický budič, jenž rozkmitává MR tlumič s nůžkovým mechanismem. Tlumič je shora zastropený hliníkovou deskou, která je napevno spojena s listovými pery upevněnými k základně.

Zařízení testovalo strategie ovládání MR tlumiče v systému o jednom stupni volnosti za ideálních laboratorních podmínek. Jejich cílem bylo dosáhnout stejné úspěšnosti tlumení, jako u aktivních tlumičů, které pro útlumy spotřebovávají velké množství energie.

[3]



Obr. 2-1 Schéma testeru o jednom stupni volnosti [3]

### 2.1.2 Testovací zařízení firmy Inova

Firma Inova se zabývá vytvářením různých testovacích zařízení na míru podle požadavků zákazníka. Jedna z nabízených specifikací je právě testování vibrací.

#### Hydraulický pulzátor

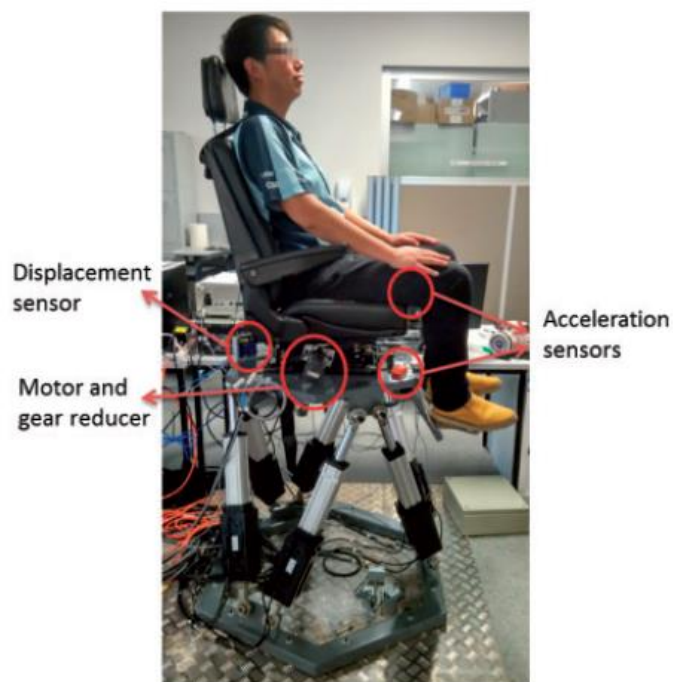
Jeden z těchto aparátů se nachází i v laboratořích Ústavu Konstruování. Jde o testovací zařízení, kterým na Ústavu Konstruování testují F-v charakteristiky S/A tlumičů. Pohon pulzátoru je hydraulický, který dokáže vyvinout sílu až 40 kN a zdvihu 150 mm. Jeho maximální frekvence dokáže oscilovat až velikostí 200 Hz.



Obr. 2-2 Hydraulický pulzátor na ÚK; odkaz: <https://www.ustavkonstruovani.cz/>

### 2.1.3 6 DOF vibration platform

Vibrační plošina se šesti stupni volnosti je vhodná pro testování pasivních, S/A i aktivních tlumičů, které jsou při testech integrovány do sedačky. Toto zařízení je schopno testovat vibrace ze všech možných směrů, včetně různých naklápění. V literatuře „WBV of heavy duty vehicles“ [4] se uvádí, že tlumiče navržené jen na jeden stupeň volnosti pohybu nejsou schopny úspěšně tlumit vibrace a rázy z jiných směrů. Proto je testování efektivnosti tlumičů mnohem přesnější na 6-DOF vibration platform (viz Obr. 2-3), nežli na častěji používanějších zařízeních s pouze vertikálním pohybem, neboť vibrace nejsou způsobovány pouze tvarem cesty, nýbrž i vibracemi vozu, jeho nakládáním nákladem, pracovními operacemi (např.: Zvedání nákladu jeřábem) a taktéž častým zatáčením do stran. Značnou nevýhodou této platformy je náročnost energetická a konstrukční, tím pádem také cenová, především z důvodu nutných šesti servomotorů. [2]



Obr. 2-3 Vibrační plošina se 6 stupni volnosti [2]

#### 2.1.4 6 DOF simultaneous squeak and rattle test systém for vehicle seats od firmy IMV

Profesionálně vyráběné zařízení na testování sedaček od firmy IMV rovněž disponuje šesti stupni volnosti pohybu, což umožňují kulová ložiska, a je vhodné pro různé způsoby i druhy testování. Pohyb vytváří dohromady alespoň šest elektrodynamických budičů. Je schopno vyvinout frekvenci vibrací o velikosti 5–100 Hz a zdvih 0–30 mm. Jeho velikost je 1500 x 3500 mm. [5]



Obr. 2-4 Vibrační plošina se 6 stupni volnosti od firmy IMV [5]

### 2.1.5 Test-bench in the Centro Ricerche FIAT in Torino

Tato testovací lavice byla navržena za účelem simulace bočních rázů a vibrací ve vlaku a maximalizace komfortu posádky i pasažérů za pomoci semiaktivního tlumení. Vibrace vznikají pouze v horizontální ose. Zařízení je tvořeno sedačkou se zatížením, budičem vibrací a tlumícím systémem. Tlumení se skládá z pneumatické pružiny a semiaktivního tlumiče. Dále je zařízení osázeno senzory pro řízení tlumiče. [6]



Obr. 2-5 Testovací lavice v Turíně [6]

### 2.1.6 Mobilní tester závěsu automobilového kola TriTec

Rezonanční adhezní tester TriTec je mobilní zařízení sloužící pro testování závěsu automobilového kola. Tento tester byl vyvinut doc. Ing. Ivanem Mazůrkem, CSc. z Ústavu Konstruování Fakulty strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně. [7]

Princip fungování testeru je založen na kmitavém pohybu kyvného rámu pomocí excentru. Ten sice způsobuje kyvný pohyb, avšak zdvih tohoto zařízení je pouze 3 mm a poloměr kyvného pohybu není příliš malý. Pohyb se tudíž dá poměrně zanedbat.

Tento princip mechanismu pro kmitání sice není standardním řešením pro testování tlumičů v sedačkách, ovšem při vhodné úpravě by mohl představovat použitelné řešení.



Obr. 2-6 Rezonanční adhezni tester TriTec [7]

## 2.2 Přehled pohonů pro buzení vibrací

### 2.2.1 Hydraulický pohon

Typickým způsobem buzení mechanického zatížení je hydraulický válec. Do něj je přiváděna hydraulická kapalina (olej) pod velkým tlakem, jež uvádí píst ve vnitru válce do pohybu.

Hydraulický válec obecně vyniká přenášením extrémních zatížení, a to i v nepříznivých podmínkách okolí. Jako výhody lze označit rychlost pohybu, malé rozměry a dobrou schopnost ustavení pozice pístu. Nevýhodami jsou potřeba zdroje tlakové kapaliny, vysoké tlaky, cena, energetická náročnost, problematika zatěsnění a s tím související environmentální dopady úniku oleje. [8] [9]

## 2.2.2 Pneumatický pohon

Existuje provedení rotační (motor), kdy stlačený plyn je vháněn do komory s otáčejícími se lopatkami, jež jsou připevněny na hnací hřídel; a lineární (pneumatický válec), kdy stlačený plyn tlačí na píst ve válci, který je tak uveden do pohybu. U nejjednodušších pneumatických válců se pro vrácení pístu do původní polohy vypustí nahromaděný tlak a vlastní vahou (pokud píst zvedá břemeno vertikálně) nebo integrovanou pružinou se píst zasune zpět.

Užívaným médiem je v naprosté většině vzduch, což tento typu pohonu dělá ekologičtějším řešením, které je navíc díky svojí jednoduchosti zapojení a snadnou montáží velice oblíbené.

Stěžejními nevýhodami bývají často potřeba zatěsnění proti úniku plynu, velmi obtížné polohování pístu, pomalé rychlosti a nutnost dostatečně silného kompresoru. [8] [9]

## 2.2.3 Elektromotor s frekvenčním měničem

Asynchronní motor je nejrozšířenějším a nejpoužívanějším typem motoru v rámci celého světa. Vyniká svojí jednoduchostí, cenou a téměř nulovou potřebou údržby. Na trhu se vyskytují asynchronní motory s výkonem od pár W až po stovky kW. Základním principem fungování je vytváření točivého magnetického pole statorem. Rotor posléze následuje magnetické pole a vytváří tím rotační pohyb a moment.

Jako nevýhoda se jeví skutečnost, že samotný motor nemůže plynule měnit otáčky. Nejužívanějším způsobem řešení tohoto problému je změna vstupního kmitočtu proudu. Toho je docíleno pomocí frekvenčního měniče, jenž je schopen plynule měnit vstupní kmitočet, a tím také rychlost otáčení magnetického pole statoru. [8]

## 2.2.4 Elektrodynamické budiče

Jedná se o jeden z nejmodernějších způsobů tvoření vibrací. Funguje na obdobném principu jako reproduktor, avšak budič je zkonstruován pro svůj účel mnohem robustněji, aby byl schopen přenášet mechanické namáhání. Tato schopnost sice způsobuje ztrátu vysokých frekvencí, i přesto se však budiče dokážou pohybovat v jednotkách kHz.

Budič se skládá ze statorové části, tvořeny permanentním magnetem či elektromagnetem, a ocelové kostry, která rozvádí vytvářené magnetické pole, jež následně rozkmitá pohyblivou část konající lineární pohyb v jedné ose. V případě potřeby zvýšení magnetické indukce jsou voleny spíše elektromagnety. Bohužel ty se při vyšších výkonech budiče zahřívají a musí být zavedeno chlazení.

Nevýhodami budičů bývají malé zdvihy (které se navíc nedají přesně řídit) a vysoká cena. [8] [9]

### 2.2.5 Elektrický lineární aktuátor

Je složen ze zabudovaného elektromotoru či servomotoru, který přes ozubený převod pohání nejčastěji kuličkový nebo trapézový šroub, jenž následně pohání hnací matici s posuvným pístem.

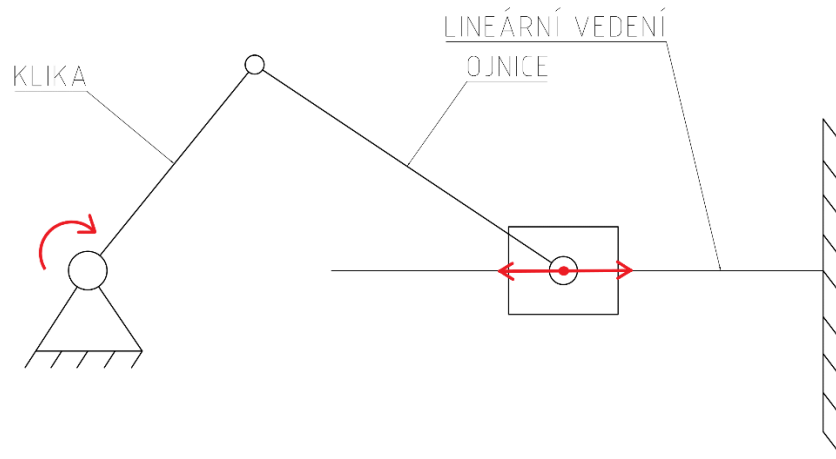
Výhodami užití servomotoru jsou přesná kontrola zdvihu s přesností až na mikrometry, velká axiální síla v porovnání s výkonem pohonu a vysoký zdvih. Bohužel posuvová rychlost je z důvodu pohybového šroubu omezena a nemusela by stíhat kmitání o vysokých frekvencích. [9]

## 2.3 Mechanismy pro transformaci pohybu

V případě, že zvolený pohon nevytváří rovnou lineární pohyb, musí se za pomoci některého převodového mechanismu převést pohyb rotační na translační. Pro tento problém se nabízí hned několik řešení.

### 2.3.1 Klikový mechanismus

Jedná se o jeden z neznámějších a nejužívanějších způsobů převádění pohybu z rotačního na lineární. Nejčastěji se tento mechanismus používá ve spalovacích motorech automobilů, kdy hnací pohyb je pohyb pístu a převádí se na rotační. Skládá se z klikové hřídele, ojnice a pístu (šoupátka)(viz Obr. 2.7). Pohyb šoupátka v čase tvoří sinusoidu.



Obr. 2-7 Schéma klikového mechanismu

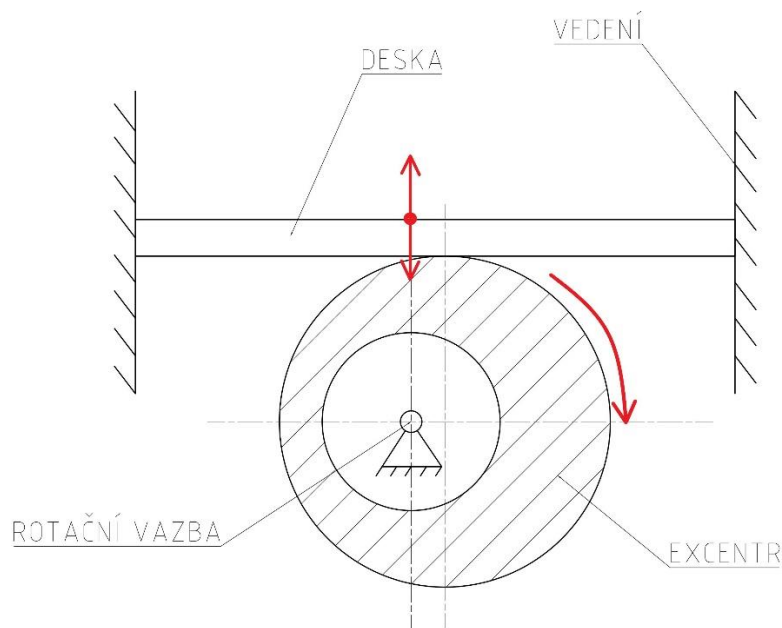
### 2.3.2 Vačkový mechanismus

Otáčení hřídele s členem, který má obvodovou křivku jinou než kruh, nadzvedává člen druhý a formuje tak pohyb posuvný nebo kyvný. Vačka může být využita i pro převod mezi dvěma posuvnými členy.

Výhodou je libovolné navržení pohybových vlastností (lineární, parabolitický, sinusový) jednoduše pozměněním obvodové křivky stykové plochy. Nevýhodou bývá složitá výroba, hlučnost a rychlé opotřebení povrchu.

### 2.3.3 Excentrický mechanismus

Velice podobný vačce. Pouze s rozdílem, že se jedná o nízký váleček s dírou uvnitř, která se v závislosti na potřebě zdvihu excentricky vychýlí o potřebnou hodnotu. Protože se v podstatě jedná o válec s průchozí dírou v čele, je jeho výroba prostá. Dále je nutné zmínit, že kruhový tvar umožňuje nasadit na vnější průměr excentru valivé ložisko, které minimalizuje otěr mezi stykovými plochami.



Obr. 2-8 Schéma excentrického mechanismu

## 2.4 Způsoby vedení lineárního pohybu

### 2.4.1 Vodící tyče

Přesné kalené tyče, které jsou schopny vést jak axiální posuv v ose, tak i rotaci kolem jejich osy. Uchycení tyčí se provádí přes různé typy domečků se svěrným spojem. [10]

Vedení v kuličkových pouzdrech

Pro menší zatížení a přesnost. Zajišťují hladký pohyb s nízkým třením a bez ztráty tuhosti. Navíc recirkulační pohyb kuliček umožňuje neomezený zdvih.

Vedení v kluzných pouzdrech

Vedení s kluznými ložisky způsobuje nízké opotřebení, lze je staticky silně zatěžovat, pracují s nízkou hlučností a plynule. Jsou necitlivá vůči rázům a znečištění. Některá jsou taktéž bezúdržbová.

### 2.4.2 Kolejnicové lineární vedení

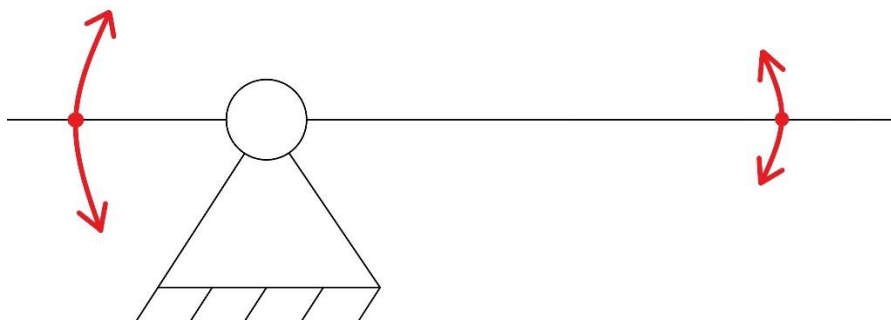
Jedná se o složení kolejnice a pojízdného vozíku, který může být opět valivý anebo kluzný. Toto vedení je velice přesné. Miniaturní vedení se používá pro přesnou manipulaci s výrobky v lékařském a elektrotechnickém průmyslu. [10]

Pojízdný vozík se může pohybovat pouze v jedné ose a díky profilu kolejnice dokáže zachytávat síly jak vertikální, tak i horizontální.

### 2.4.3 Vahadlový mechanismus

Jak již z názvu vyplývá, tento mechanismus je pojmenován podle miskových vah, které se používaly již ve starověku. Princip fungování se tedy v základě skládá pouze z pákového ramena a otočného uložení, které je připevněno k základně a spojeno v jakémkoli místě daným ramenem.

I když se ve výsledku nejedná o pohyb lineární, dal by se teoreticky tento princip mechanismu i přesto v této bakalářské práci využít. Za předpokladu dostatečně dlouhého ramena a jeho nízkého zdvihu, by se dal takto vytvořený kyvný pohyb zanedbat a zaměnit za pohyb lineární.



Obr. 2-9 Schéma vahadla

## 3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

### 3.1 Analýza problému

Na Ústavu konstruování Fakulty strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně se soustředí na testování a zdokonalování S/A řízených tlumičů. Tyto tlumiče by rádi aplikovali i do zemědělských sedaček poté, co simulace ukázaly, že by značně snížily přenos vibrací na člověka. Problémem však je, že momentálně na ústavu nemají k dispozici žádný přístroj, který by mohl otestovat právě ono chování S/A tlumičů v sedačkách. Tento problém by dokázal vyřešit návrh vibrační plošiny, která by testovala chování tlumičů v již namontovaných sedačkách a za simulace jízdy po nerovném podkladu (např.: jízda v traktoru po poli).

Mezi další problémy by se také dalo zařadit navržení vibrační plošiny tak, aby byla konkurenceschopná jiným, již profesionálně vyráběným, testerům a zároveň splňovala zadané podmínky. S tímto souvisí jednoduchost výroby a jeho cena, jinak by tato práce neměla smysl.

Pokud bychom chtěli navrhnout plošinu s více stupni volnosti, než je jeden, narazili bychom na problém, plošina by mnohem složitější a taktéž dražší. Proto volím, že testovací stand bude mít pouze jeden stupeň volnosti, bez jakéhokoli naklápění či otáčení, jelikož v naprosté většině případů mají zemědělské sedačky zabudovaný systém odpružení, který rovněž umožňuje pohyb jen v jednom směru.

### 3.2 Volby klíčových komponent

Na základě vypracované rešerše, kde byly rozebrány varianty pohonů, mechanismů a vedení, se nyní zvolí komponenty. Základními parametry pro rozhodování je jejich cena, jednoduchost, spolehlivost a zaručení splnění zadaných podmínek.

### 3.2.1 Volba pohonu pro buzení vibrací

Nejvhodnější a zároveň i nejčastěji užívaný pohon ve vibračních testovacích zařízeních je elektrodynamický budič, který je pro náš účel vhodný svou silou a nepříliš vysokým zdvihem. Neopomenutelným benefitem je jistě libovolnost budících signálů (harmonické, náhodné i reálné). Díky této unikátní schopnosti je elektrodynamický budič jasnou volbou pro široké spektrum vědeckých a experimentálních zařízení, které se snaží v laboratorních podmínkách simulovat reálné prostředí. Nicméně tato funkce není důležitým podnětem pro tuto práci a rozmezí frekvence vibrací je až zbytečně velké pro naši potřebu. Navíc je neatraktivní svou cenovou dostupností.

Lineární aktuátor se servopohonem se zdá být vhodnějším řešením. Navíc jeho již zabudovaný převod pro tvorbu translačního pohybu bez nutnosti přidání mechanického systému pro přenos momentů a sil s dostačující silou na uzvednutí celé plošiny perfektně vyhovuje daným podmínkám. Nicméně jeho integrovaný šroubový mechanismus zapříčiňuje vcelku pomalou rychlost posuvu, a tudíž nesplňuje požadovanou vibrační frekvenci.

O mnoho příznivější se zdá být hydraulický válec, který by vyhovoval zdvihem i silou. Další výhodou by mohly být relativně malé rozměry a rychlost pohybu. Naneštěstí jeho nutnost zdroje kapalinového oběhového systému a vysoká cena znemožňuje použití pro náš problém.

Principiálně se hydraulickému válci podobá válec pneumatický. Ten je levnější a stlačeným vzduchem disponuje snad každá dílna či laboratoř. Zde je ovšem problémem stlačitelnost vzduchu ve válci, která způsobuje pružení, a je tudíž špatně regulovatelná frekvence buzení a kontrolovatelnost zdvihu. Navíc výkon standartního kompresoru by nemusel stačit na pohon válce našich rozměrů.

Nakonec tedy zůstává elektromotor, který je jak cenově příznivý, tak spolehlivý. Napájen je ze sítě, což představuje asi nejpříjemnější způsob dodávání energie. Problém by mohl nastat při převodu rotačního pohybu na translační a kontrolovaných změnách otáček kvůli požadovanému rozptylu vibrací. Obtíže s otáčkami by však mohl jednoduše vyřešit frekvenční měnič.

Po analýze pohonů pro vibrační plošinu byl vybrán elektromotor s frekvenčním měničem, který je pro naše podmínky nejpříznivějším řešením.

### 3.2.2 Volba mechanismu pro transformaci pohybu

Výhodou klikového mechanismu je možnost velkého zdvihu, který ale v našem případě není úplně potřeba. Nevýhody tvoří neumožnění změny zdvihu a nutnost ojnice, s čímž souvisí nárůst počtu rotačních členů. Nadto ještě fakt, že výroba ojnice není levná a jednoduchá záležitost.

Pokud bychom zvolili transformaci pomocí vačky, hrozilo by po čase nadměrné opotřebení samotné vačky i zvedací plošky. Dalším problémem je skutečnost, že vačka plošinu pouze nadzvedne, tudíž do dolní úvratí je nutno plošinu dostat vlastní tíhou, což by nemusela stíhat dostatečně rychle, než by vačka začala opět plošinu zvedat. To by se ovšem dalo vyřešit například přidáním tažné pružiny, která by napomáhala táhnout plošinu zpět dolů, to by ovšem byla komplikace navíc.

Excentr by měl stejný problém s nadskakováním jako vačka. Nicméně by byl vyřešen problém s otěrem při nasazení ložiska na excentr, což vačka neumožňuje. Další výhodou je o mnoho levnější výroba. Z tohoto důvodu jsem se rozhodl použít excentr, jelikož nejlépe vyhovuje našim požadavkům.

### 3.2.3 Způsoby vedení pohybu

Při volbě vedení pohybu máme na výběr ze tří možností. Bohužel zde není volba tolik jasná, jako u předchozích výběrů. Každé vedení je použitelné a má své klady i zápory. Proto jsem se rozhodl výslednou volbu přesunout ke koncepčním návrhům, kdy každá varianta bude mít jeden ze zmíněných způsobů vedení pohybu.

## 3.3 Cíl práce

Cílem práce je navrhnout vibrační plošinu, která by byla schopna simulovat nízkofrekvenční vibrace zemědělského stroje v lineárním pohybu o jednom stupni volnosti. Plošina musí být schopna vibrovat na frekvenci od 1 do 10 Hz a její zdvih musí být +/-10 mm.

Pohon pro buzení vibrací bude vytvářet elektromotor a následné změny frekvence k němu připojený frekvenční měnič. Jelikož vybraný elektromotor bude s největší pravděpodobností vyšších jmenovitých otáček než požadovaná frekvence, použije se k redukci otáček řemenový převod s klínovým řemenem, který nejenomže bude chránit svým prokluzem elektromotor před možným přetížením, ale zároveň převede kroutící moment přímo na místo určené a motor se tak nemusí nacházet v bezprostřední blízkosti sedačky.

Výsledný rotační pohyb se převede přes hřídel s excentry na translační a ten bude kmitat s plošinou. Způsob vedení plošiny bude vybrán na základě rozebrání a zvolení koncepčních variant, které napomůžou k volbě.

Sedačka s integrovaným tlumičem se bude montovat na plošinu zvlášť a její ukotvení není součástí řešení této bakalářské práce. Taktéž je potřeba myslet na možnost plošinu přepravovat. Pro validní návrh vibrační plošiny bylo třeba rozhodnout o maximální únosnosti plošiny. Maximální únosnost se předpokládá 150 kg včetně váhy sedačky a vibrující části plošiny.

## 4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

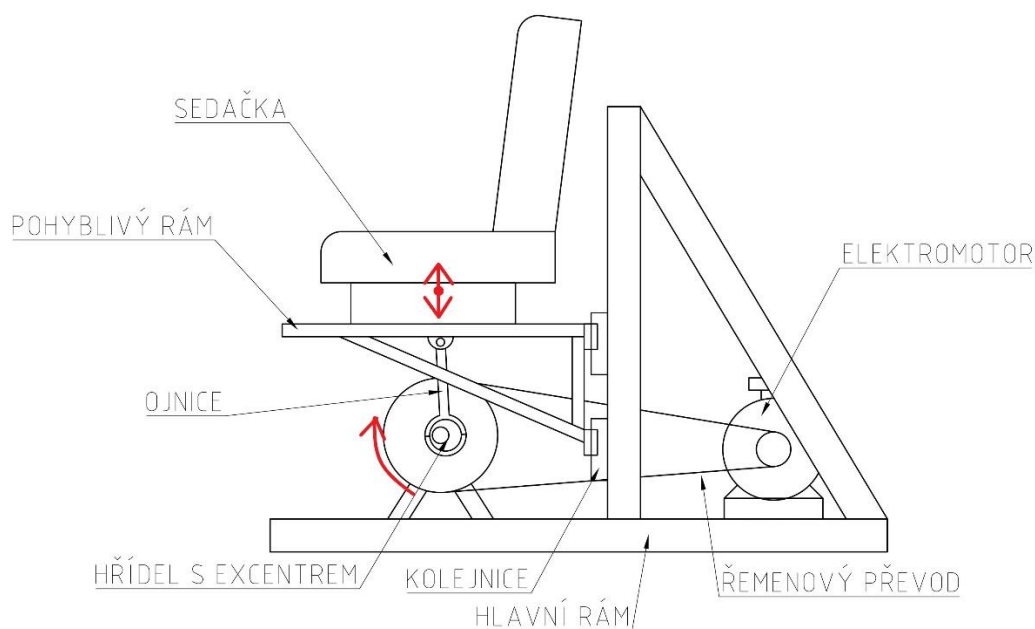
Z rešeršní části vyplývá, že neoptimálnějším pohonem pro buzení vibrací je elektromotor s frekvenčním měničem a pro transformaci pohybu excentr. Ještě ovšem zbývá rozhodnout, jaké bude použito vedení lineárního pohybu a vzájemné umístění komponentů. O tom bude nakonec rozhodnuto na základě koncepčních návrhů. Pro každý způsob vedení byla tedy vytvořena jedna možná varianta, která bude následně rozebrána.

### 4.1 Varianta 1

První varianta uvažuje o vedení plošiny pomocí kolejnic, kdy kolejnice jsou umístěny na stěně za sedačkou. Pro dostatečné eliminování ohybového momentu, který bude způsobovat plošina se sedačkou, jsou vozíky navrženy ve dvou řadách po dvou vozících za sebou.

Zároveň se přímo pod plošinou nachází budící mechanismus, který taktéž napomůže k podepření celé plošiny. Kvůli velikosti řemenice se musí excentr s plošinou propojit ojnici, což způsobí, že sedačka bude relativně vysoko.

Vytvořením stěny pro kolejnice se bude muset stěna vzadu vyztužit, ale tím vznikne zároveň i prostor pro elektromotor.

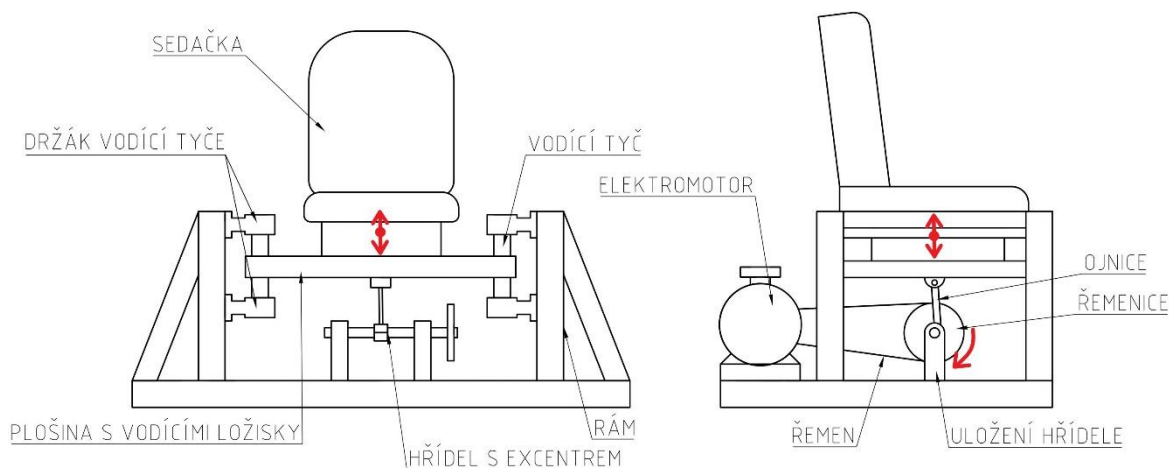


Obr. 4-1 Koncepční varianta č.1

## 4.2 Varianta 2

Druhá varianta pojednává o užití vodicích tyčí, které by se po dvou namontovaly na levou a pravou stěnu hlavního rámu přes svěrné držáky. Plošina by na sobě měla namontována lineární ložiska, která by poté vedla v tyčích.

Stejně jako u první varianty by se budící mechanismus nacházel přímo pod plošinou a kvůli velikosti řemenice by byl excentr opět propojen s plošinou ojnicí. Elektromotor by se opětovně nacházel za sedačkou a poháněl přes řemen hřídel s excentrem.



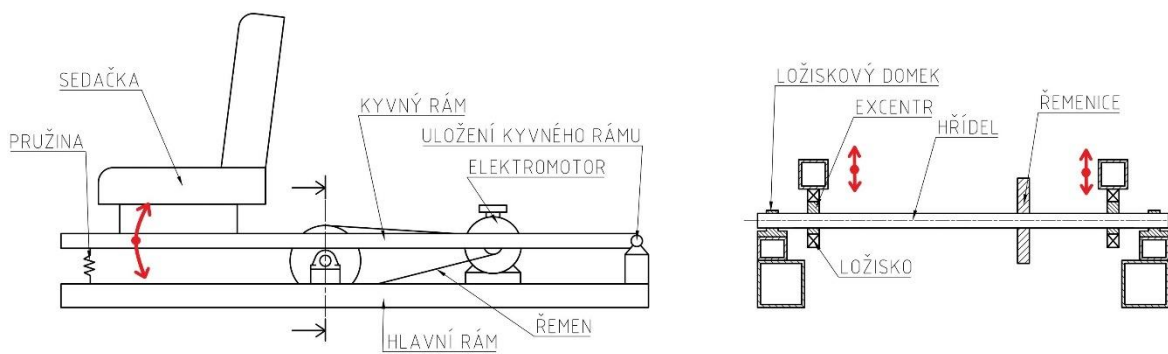
Obr. 4-2 Konceptní varianta č. 2

## 4.3 Varianta 3

Poslední varianta byla navržena přes vahadlový mechanismus, kdy by sedačka byla namontována na opačném konci spojení hlavního a kyvného rámu. Aby byl kyvný pohyb co nejvíce zanedbatelný, musí být kyvný rám dostatečně dlouhý.

Z důvodu poměrně dlouhého rozměru vznikne spousta místa jak pro motor, tak i pro celé uložení budícího mechanismu. Hlavní rám bude využit rovněž jako základ pro uložení hřídele, na které se nachází řemenice pro převod kroutícího momentu a dva excentry s ložisky, na kterých bude ležet a odvalovat se kyvný rám.

Pro případ, že by se kyvný rám při vysokých frekvencích nestíhal vracet vlastní vahou do spodní úvratí, jsou v návrhu navrženy i tažné pružiny, které budou napomáhat rámu k vracení se.



Obr. 4-3 Koncepční varianta č.3

## 4.4 Zhodnocení a výběr varianty

Varianty č. 1 a 2 mají nezpochybnitelnou výhodu v tom, že jejich vibrační pohyb je čistě lineární, zatímco třetí varianta má pohyb kyvný, který by byl sice zanedbatelný, ale pouze za určitých podmínek.

Na druhou stranu varianty č. 1 i 2 jsou konstrukčně poměrně složité (zejména však varianta č.2) a drahé. Taktéž vyžadují kvůli umístění velké řemenice pod plošinou k excentru ojnice. Další problém by nastal při následné montáži a výrobě, kdy kolejnice i vodící tyče vyžadují přesné smontování, aby nedocházelo k zadírání a zasekávání.

V poslední řadě je také potřeba zmínit, že první dvě varianty mají umístění sedaček docela vysoko, a proto by bylo nepraktické a nepohodlné provádět zde zkoušky tlumičů.

Pro účinnější rozhodování jsem se rozhodl vytvořit porovnávací tabulku:

Tab. 1 Porovnání koncepčních variant

Varianta č.	Vedení pohybu	Jednoduchost konstrukce a cena	Doplňující informace
1	lineární	2/5	potřeba ojnice sedačka je vysoko
2	lineární	1/5	potřeba ojnice sedačka je vysoko
3	kyvné	4/5	potřebuje dva excentry tažné pružiny navíc

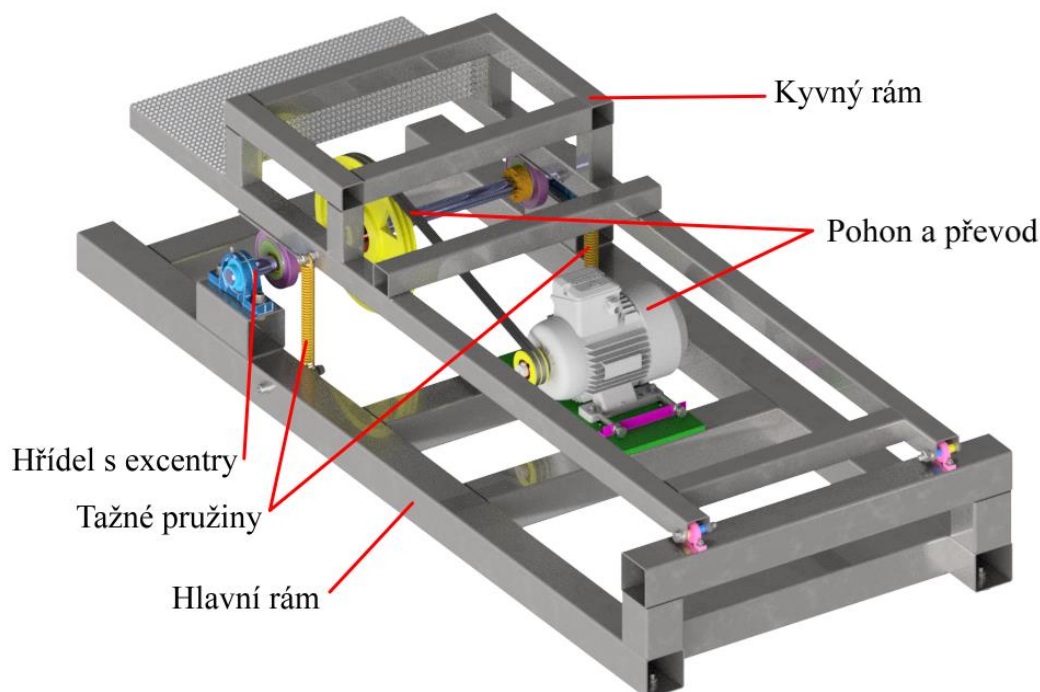
Na základě porovnání byla zvolena varianta č.3. Hlavními důvody byly jednoduchost konstrukce a nízká cena. Nastane sice problém, že vibrace nebudou čistě lineární, ale předpokládáme, že po vytvoření dostatečně dlouhého ramene od uložení kyvného rámu, budeme moci tento fakt zanedbat.

## 5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Principem funkce vybrané varianty (tedy varianty č.3) je rozkmitání kyvného rámu na požadovanou frekvenci o předem daném zdvihu, kde se na konci onoho rámu nachází sedačka s integrovaným tlumičem a přídanou zátěží (člověkem). Aby rám mohl kmitat, musí být na jeho druhém konci rotační uložení, které je následně spojeno s pevnou základnou. Při vysokých frekvencích a málo zatíženém kyvného rámu bude kyvný rám nadskakovat, a proto budou zavedeny mezi kyvný a hlavní rám tažné pružiny, které budou tento jev eliminovat. Aby na kyvném rámu nevznikaly velké ohybové momenty, umístí se pružiny co nejbližší k místu působení zvedací síly tak, aby působily, pokud možno, v jedné ose.

Zdvih a jeho velikost budou nadzvedáváním rámu způsobovat dva rotující excentry umístěné přímo pod ním a sedačkou. Důvodem umístění excentrů pod sedačku je zajištění co možná nejmenšího namáhání kyvného rámu. Excentry jsou připojeny na rotující hřídel, která je umístěna v ložiskových domcích uložených v základně.

Na hřídeli se rovněž nachází velká řemenice, která pomocí řemenového převodu přivádí do systému potřebný kroučící moment od zdroje, což je asynchronní motor. Aby se v průběhu testování dala regulovat frekvence, bude k motoru ještě připojen frekvenční měnič.

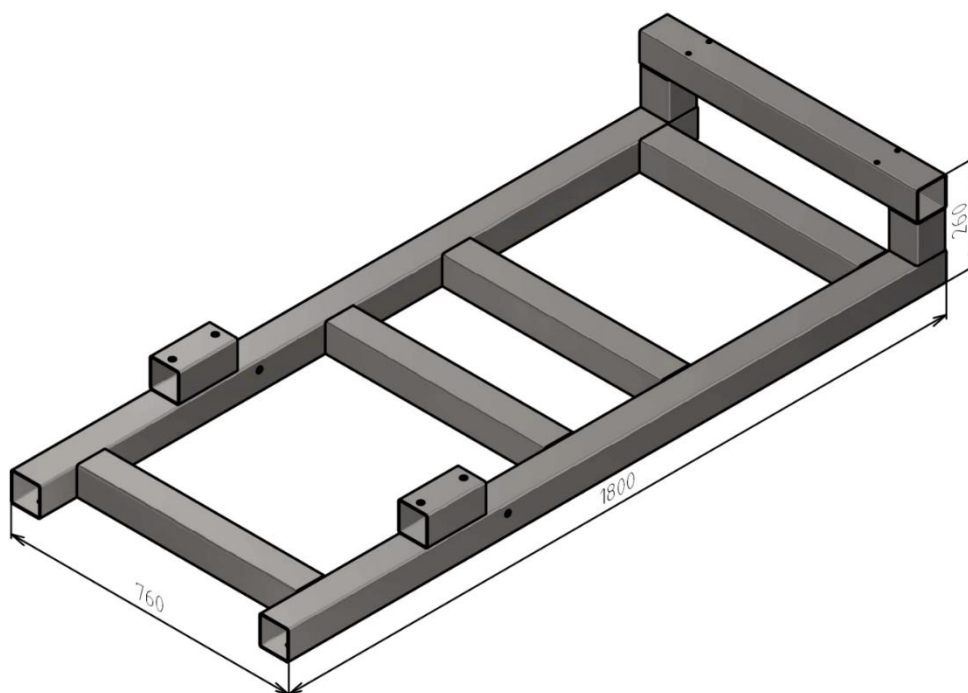


Obr. 5-1 Celkový pohled vibrační plošiny

## 5.1 Hlavní rám

### 5.1.1 Svařenec hlavního rámu

Hlavní rám by měl být nejmasivnější částí vibrační plošiny, neboť slouží jako základna pro ostatní komponenty. Proto bylo zvoleno, že rám bude převážně svařenec z tenkostěnných čtvercových profilů 80x80x3 mm z materiálu S235JRH. Tyto rozměry profilu zaručí dostatečnou tuhost rámu, díky tenkostěnnosti nebude rám příliš těžký a usnadní se tak manipulace. Navíc je tento materiál na skladě Odboru diagnostiky ÚK, tudíž se také zlevní výroba. Hlavní rám má omezenou maximální délku, aby se při přepravě vešel do auta.

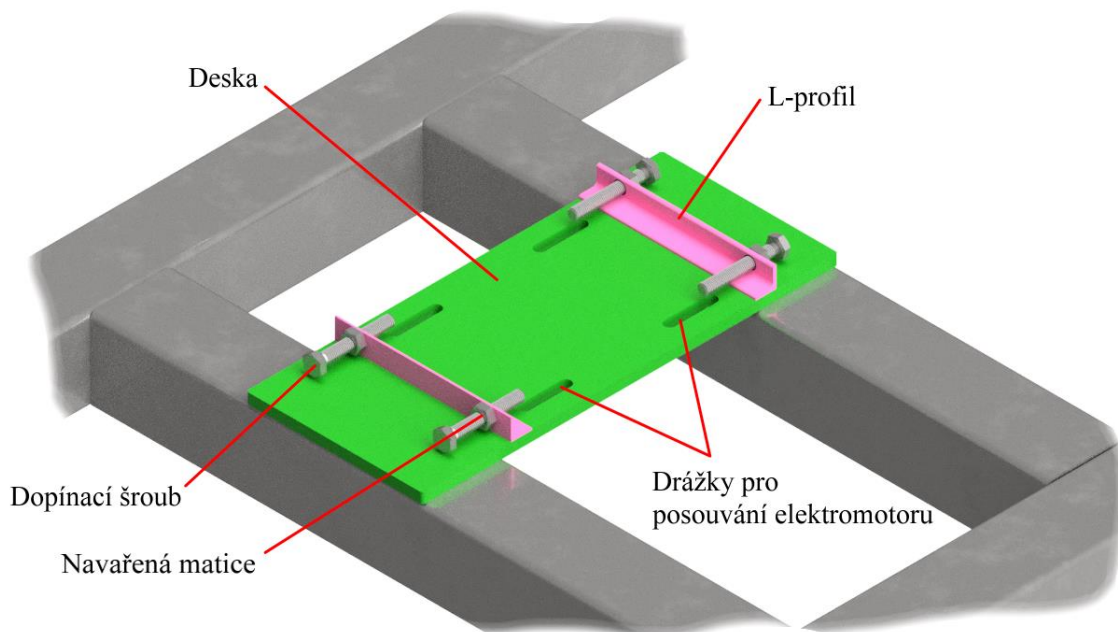


Obr. 5-2 Svařenec hlavního rámu

Zespodu rámu se navíc našroubují silentbloky, které utlumí přenos vibrací do podlahy a zároveň zajistí, aby nedošlo ke styku ocelového profilu s podlahou.

## 5.1.2 Uložení pro elektromotor

Uložení elektromotoru bude na vypáleném plechu o tloušťce 10 mm v drážkách, aby se mohl posouvat v příčném směru kvůli dopínání řemene. Elektromotor se při dopínání bude posouvat pomocí šroubů, které postupným šroubováním zajistí posunutí motoru. Zároveň se budou šrouby nacházet také z druhé strany, aby zamezily elektromotoru se otáčet kolem svislé osy. Dopínací šrouby jsou namontovány do matic, které jsou navařeny na L-profilu a ty následně na plech. Plech bude poté navařený na hlavní rám.



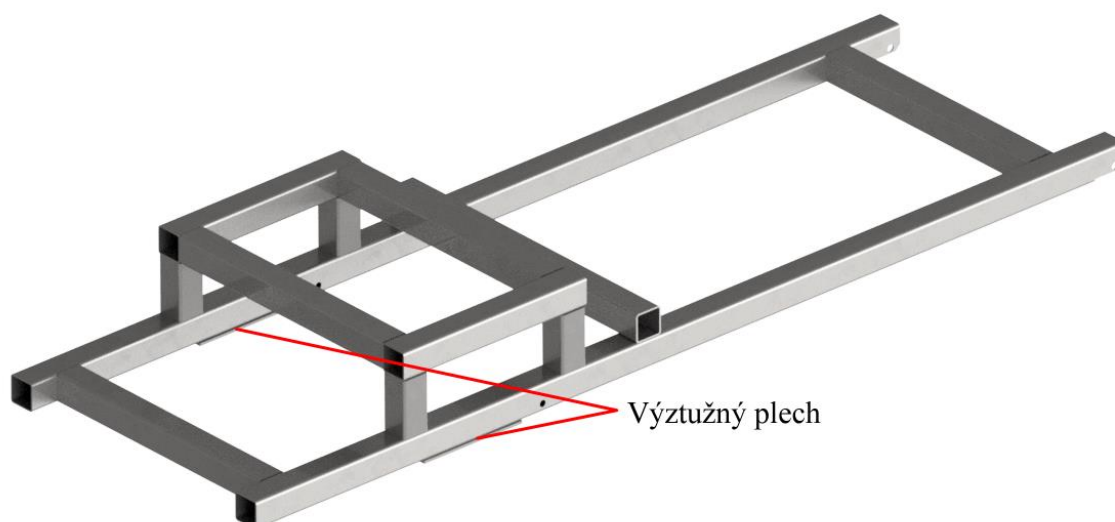
Obr. 5-3 Napínací soustava

## 5.2 Kyvný rám

### 5.2.1 Svařenec kyvného rámu

Stejně jako u hlavního rámu musí být zajištěna tuhost kyvného rámu, proto půjde rovněž o svařenec. Nicméně jelikož kyvný rám již netvoří základnu, není třeba, aby byl tvořen z tak rozměrných profilů, jako rám hlavní. A proto ho budou tvořit profily čtvercového průřezu 50x50x3 mm z materiálu S235JRH, kdy tuhost bude pořád zajištěna a zároveň se ušetří na váze, což je pro kyvný rám dosti podstatné.

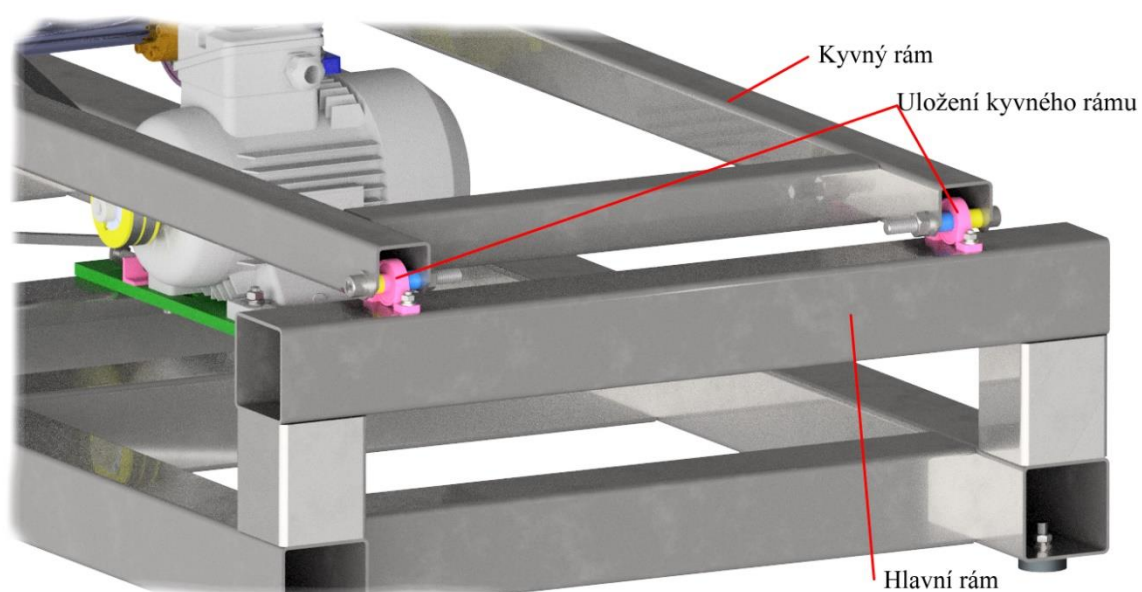
Kromě profilů jsou zespodu rámu v místě styku excentru navařeny na profily dva plechy, které budou sloužit jako výztuha. Tato výztuha by měla zabránit promáčknutí profilu, který je pouze 3 mm tlustý, při dlouhodobějším používání plošiny.



Obr. 5-4 Svařenec kyvného rámu

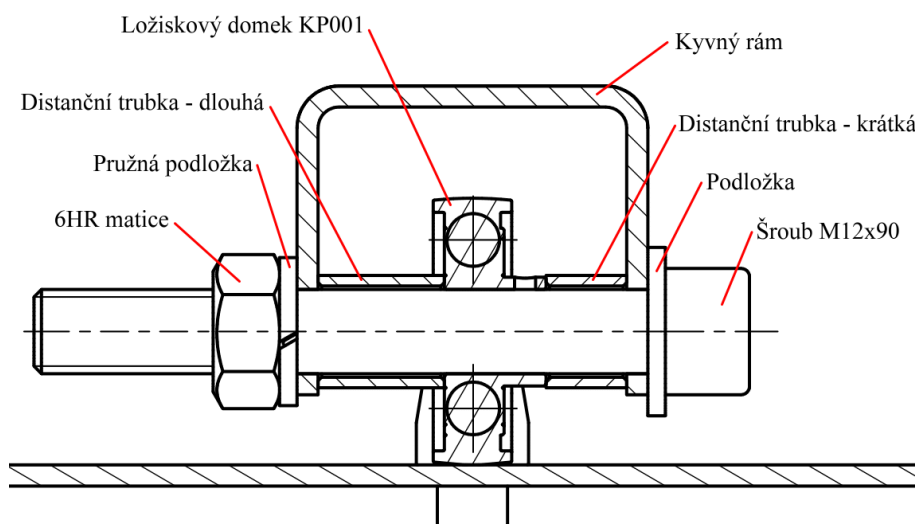
## 5.2.2 Uložení kyvného rámu

Aby kyvný rám mohl konat kyvný pohyb, musí být na jedné straně uložen v rotační vazbě. Díky návrhu, při kterém se všechny účinkující síly nachází v místě pod sedačkou, bude na uložení kyvného rámu působit pouze nepatrná reakční síla. Z tohoto důvodu jsem serozhodl použít dva stojaté upínací ložiskové domky KP001 s vnitřním průměrem 12 mm. Tyto domky jsou výhodné, jelikož jejich velikost je umožňuje přimontovat přímo na šířku uzavřeného čtvercového profilu hlavního rámu, což značně zjednoduší výrobu a montáž.



Obr. 5-5 Uložení kyvného rámu

Pro spojení ložiska s kyvným rámem poslouží imbusový šroub M12, který bude fungovat jako čep. Aby se vymežil axiální pohyb uloženého kyvného rámu, musí se při montáži na šroub vložit dvě distanční trubky, které vyplní vůli mezi vnitřními stranami profilu a ložiskem a zároveň tím rám vystředí, aby byl domek souměrně s nasazeným profilem.



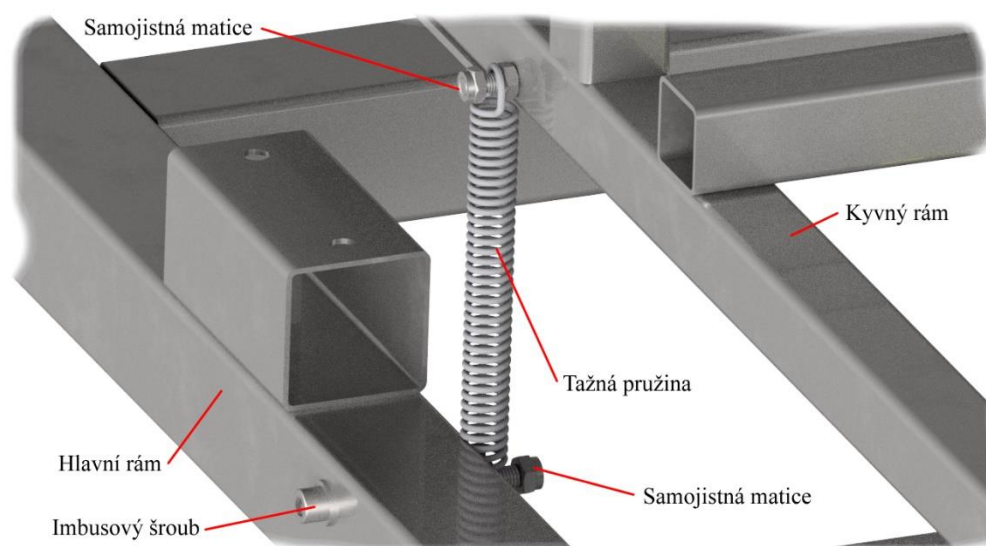
Obr. 5-6 Řez uložením kyvného rámu

Trvanlivost ložiska vychází na více než 700 000 (viz příloha 1) hodin, tudíž je ložisko naddimenzované dostatečně i na případy, kdy těžiště kyvného rámu nebude působit přesně na místo styku s excentrem a tím pádem ložiskové domky ponесou větší zatížení.

### 5.2.3 Návrh přitlačné pružiny

Pro zajištění stálého styku excentru s kyvným rámem, je nutné navrhnout přitlačné pružiny, které eliminují setrvačné síly rámu. Aby pružina nebyla příliš silná a návrh konstrukce byl jednodušší z hlediska symetrie, zvolil jsem raději dvě slabší pružiny, přičemž jsou umístěny co nejbližší místu styku kyvného rámu s excentrem, aby nedocházelo k nežádoucímu ohybovému napětí v rámu.

Tažné pružiny jsou zavěšeny na příčných šroubech jak v kyvném, tak v hlavním rámu. Aby nehrozilo vyvlečení ok pružin, je na konci šroubů namontována samojistná matice.



Obr. 5-7 Uložení tažné pružiny

Při návrhu pružiny se počítalo s nejhorsím scénářem, a to tedy, že plošina bude kmitat maximální frekvencí a nezatížená (pouze vlastní váha kyvného rámu). Po vypočtení bylo zjištěno, že aby rám a excentr zůstaly ve styku, musí jedna pružina v horní úvrati působit minimálně silou 380,2 N. Proto jsem vybral tažnou pružinu E10001487000M [11] s parametry:

Tab. 2 Parametry pružiny E10001487000M [11]

$d$ – Průměr pružiny (mm)	3,76
$D_e$ – Vnější průměr (mm)	25,4
$L_0$ – Délka bez zatížení (mm)	177,8
$L_n$ – Max. délka při zatížení (mm)	258,06
$S_n$ – Maximální zdvih (mm)	80,26
$F_n$ – Maximální zatížení (N)	478,47
$F_0$ – Počáteční síla (N)	43,06
$C_p$ – Tuhost pružiny (N/mm)	5,43

Která v horní úvrati vyvine sílu až 397 N, což je dostačující. Montování pružiny se bude provádět přes napínací hák, kdy se pružina vytáhle až na délku dolní úvrati. K tomu bude potřeba síla kolem 299 N, což je zhruba ekvivalent zvedání závaží o hmotnosti 30 kg.

#### 5.2.4 Výsledné silové působení

Když byla známa síla pružin, mohl se vytvořit silový rozbor kyvného rámu a získat tím potřebné reakční síly v excentrech a ložiscích. Celý postup řešení silového rozboru (viz příloha 1 kap. 1.2).

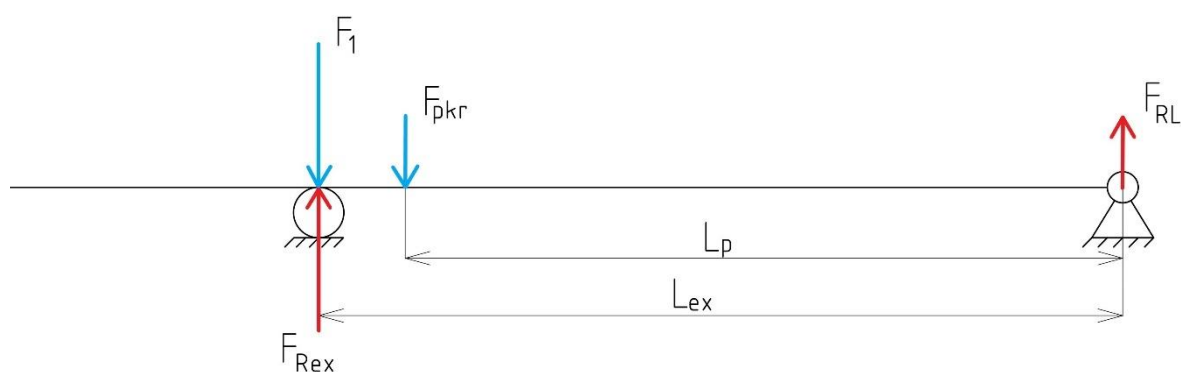
Vstupní parametry:

$$F_1 = 1471 \text{ N}$$

$$F_{pkr} = 696,5 \text{ N}$$

$$L_p = 1300 \text{ mm}$$

$$L_{ex} = 1160 \text{ mm}$$



Obr. 5-8 Silový rozbor kyvného rámu

Výsledky:  $F_{Rex} = 2092,45 \text{ N}$

$$F_{RL} = 75 \text{ N}$$

Kde:  $F_1$  [N] - síla maximálního zatížení kyvného rámu v místě excentru

$F_{pkr}$  [N] - nebezpečná síla od pružin působících na kyvný rám

$F_{Rex}$  [N] - reakční síla v místě excentru

$F_{RL}$  [N] - reakční síla v místě uložení kyvného rámu

$L_p$  [mm] - vzdálenost umístění pružin od uložení kyvného rámu

$L_{ex}$  [mm] - vzdálenost excentru od uložení kyvného rámu

## 5.3 Pohon a převod

Jako pohon byl zvolen elektromotor s frekvenčním měničem, který bude převádět svůj výkon na hřídel pomocí řemenového převodu. Pro umístění asynchronního motoru se využije vzniklé místo za sedačkou, kde bude namontován na dopínací desku. Tímto se vyřešil také problém s ochranou posádky, neboť při procesu testování tlumičů testovací subjekt nepřijde do kontaktu s žádnou potenciálně nebezpečnou komponentou.

Frekvenční měnič se bude zapojovat vždy externě, tudíž není součástí řešení návrhu.

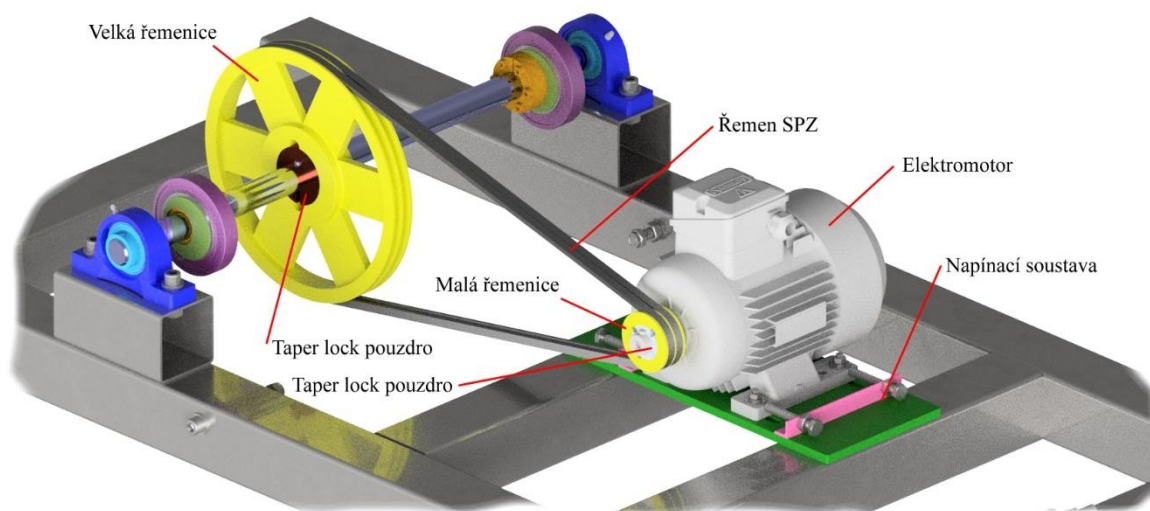
### 5.3.1 Výpočet potřebného výkonu

Největší potřebný výkon bude muset elektromotor vyvinout v momentě, kdy reakční síla od excentrů působí na nejdelším rameni, což je tedy amplituda zdvihu a při nejvyšší frekvenci. Ve výsledku vyjde, že je potřeba elektromotor o jmenovitém výkonu alespoň 1315 W (viz příloha 1).

Tedy na základě potřebného výkonu byl zvolen třífázový elektromotor od firmy SIEMENS s označením 1LA7090-2AA90-Z o jmenovitém výkonu 1,5 kW a 2860 otáčkách za minutu. Vhodnější by bylo použít motor o nižších otáčkách, ale tento je ovšem momentálně k dispozici na skladě ústavu konstruování, tudíž bude využit.

### 5.3.2 Návrh převodu

Pro tento návrh jsem se rozhodl zvolit řemenový převod. A to zejména z důvodu ceny, která je u jiných převodů mnohem vyšší. Dalšími benefity této volby je taktéž prokluz řemene při přetížení nebo tolerance nepřesnosti montáže. Nevýhodou je ovšem nutnost předpínání, avšak tento problém byl již vyřešen (viz kapitola 5.1.2). Typ řemene jsem zvolil klínový úzký, kvůli oblíbenosti a rozšíření po celém světě.



Obr. 5-9 Uložení pohonu a převodu vibrační plošiny

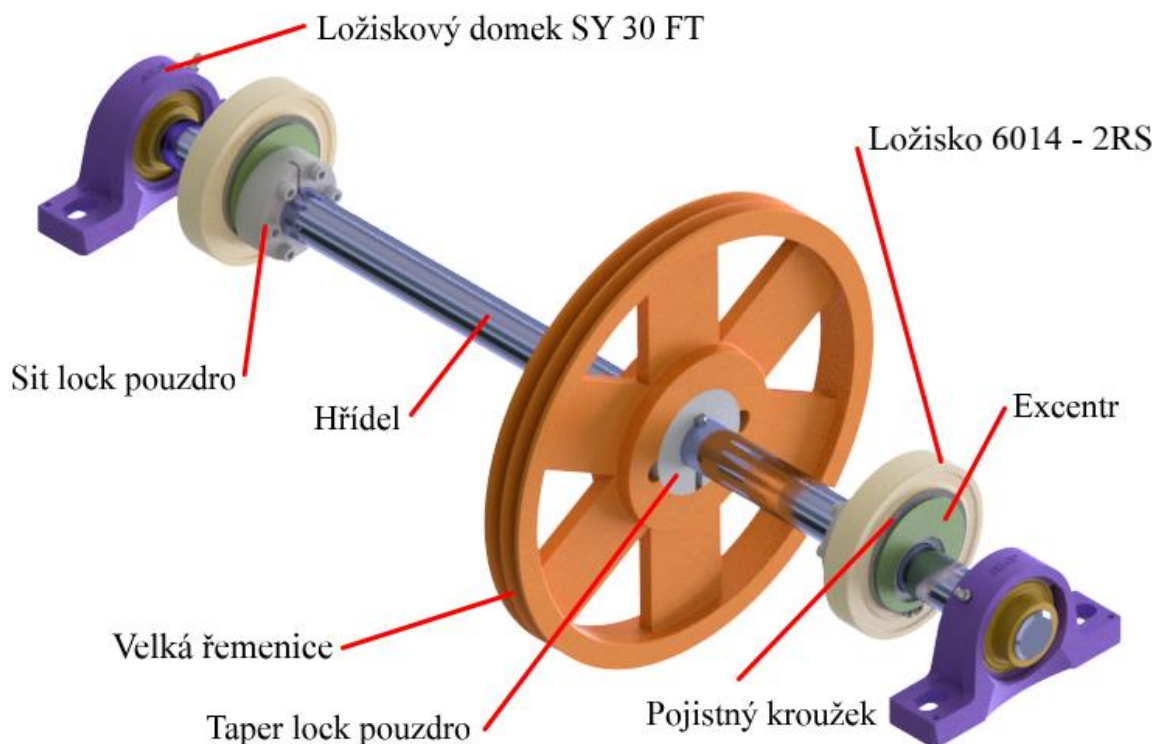
Jelikož jmenovité otáčky elektromotoru jsou vyšší než maximální frekvence kmitu, musí převod otáčky redukovat. Tím se však zvětší moment na výstupu, což je chtěný parametr. Ideální převodový poměr mezi vstupem a výstupem by byl 4,77, ovšem kvůli normovaným průměrům řemenic jsem byl nakonec nucen zvolit poměr 4,44.

Po dopočítání všech potřebných parametrů (viz Příloha 1) jsem nakonec zvolil dva řemeny typu SPZ, kdy malá hnací řemenice má průměr 63 mm, velká hnaná 280 mm a celková délka řemene je 1600 mm. Osová vzdálenost mezi řemenicemi činí 519 mm.

Způsoby upnutí řemenic na hřídele jsou řešeny přes svěrná upínací pouzdra Taper lock, která více než dostatečně dokáží přenášet kroutící moment a zároveň vymezí také axiální posuv řemenic.

## 5.4 Hřídel s excentry

Hřídel s excentry přenáší kroutící moment a současně nadzvedává plošinu a vytváří tak kyvný pohyb. Na hřídel se přivádí kroutící moment od elektromotoru skrze řemenový převod, ten je následně převeden přes hřídel na dva excentry, které poté nadzdvihávají kyvný rám. Hřídel je uložena v ložiskových domcích a ty jsou spojeny s hlavním rámem.



Obr. 5-10 Pohled kompletní smontované hřídele

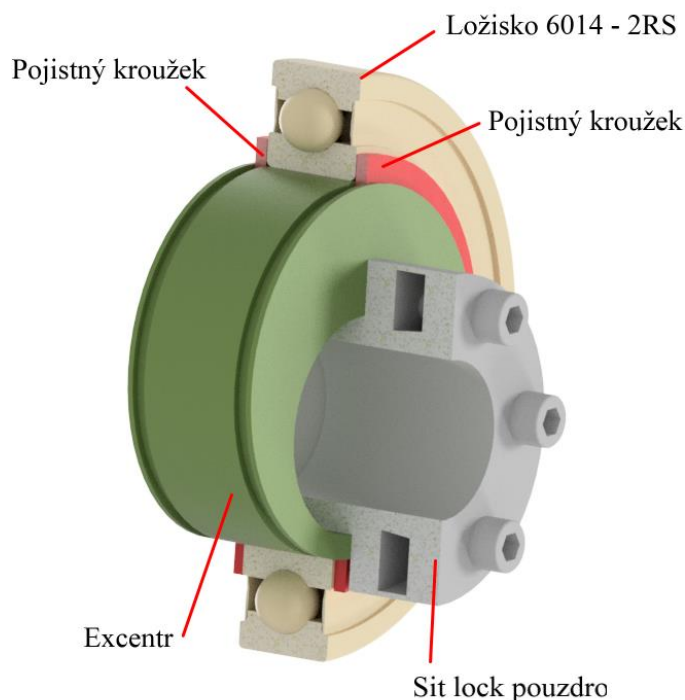
#### 5.4.1 Návrh hřídele

Pro zjednodušení výroby a návrhu plošiny byly všechny komponenty montované na hřídel navrhnuty tak, aby se sjednotily na jeden průměr. Tím pádem odpadá větší úprava hřídele soustružením či frézováním, jelikož hřídel nemá žádné osazení a může se tedy pořídit polotovar přímo na danou míru. Jako polotovar hřídele jsem zvolil hlazenou tyč taženou za studena z materiálu S265JRC+C o průměru 30 mm a délce 735 mm. Takto koupené tyči se pouze zarovnají čela na požadovanou délku 730 mm a posléze vyfrézuje drážka pro pero pod řemenici. Navržením drážky ale vzniká potenciální koncentrátor napětí, který je rozebrán a spočítán v příloze (viz příloha 1 kap. 3.2). Silový rozbor a VVÚ jsou rovněž (viz příloha 1 kap. 3.1).

Realita je však taková, že drážka pro pero nebude ani potřeba, protože kroutící moment bude oproti samotné svěrné síle pouzdra přesto o dost menší.

Excentry budou spojeny s hřídelí samostředícími svěrnými pouzdry Sit lock, 3. řady. Kvůli rozhodnutí o konstantním průměru po celé délce hřídele se muselo zvolit svěrné pouzdro o vnitřním průměru 30 mm, což je v poměru s přenášeným kroutícím momentem poměrně zbytečně veliké, a proto taky vychází bezpečnost proti protočení kolem 49. Aby byla vibrační plošina ještě univerzálnější, je možnost vyrobít více párů excentrů o různých hodnotách vyosení.

Díky zvolenému svěrnému spoji budou mít excentry vymezený axiální pohyb a půjdou jednoduše ustavit na požadované místo. Aby se excentr nešoupal po kyvném rámu, nasadí se na něho valivé ložisko. V návrhu jsem použil kuličkové ložisko základní řady 6014 – 2RS. Protože ložisko bude na excentr nalisováno pouze s malým přesahem, může hrozit vzájemný axiální posuv vlivem různých nerovností. Aby se tedy zabránilo posuvu, vysoustruží se do excentrů drážky pro pojistné kroužky.

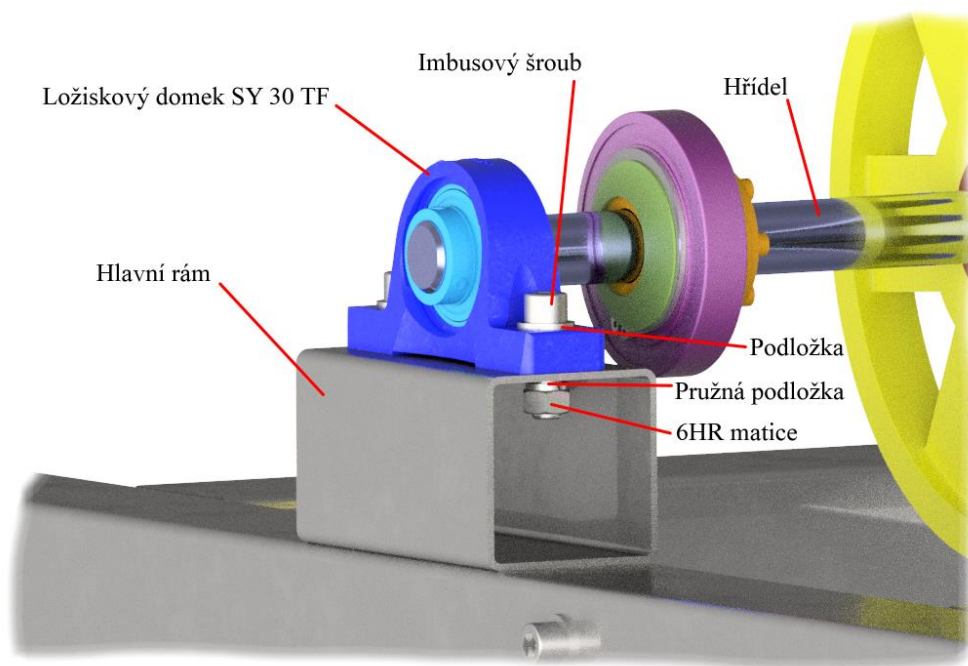


Obr. 5-11 Uložení excentru

#### 5.4.2 Uložení hřídele

Pro ideální uložení hřídele byly zvoleny ložiskové domky SY 30 TF, které jsou pevně namontovány na hlavní rám, respektive na dvou krátkých navařených čtvercových profilech, které mají délku lehce přesahující délku ložiskových domků. Tím pádem vznikl snadný přístupový prostor pro montáž ložisek.

Proti axiálnímu posuvu mají ložiskové domky ve vnitřním kroužku otvor pro příčné šroubky neboli „červíky“. A co se týče trvanlivosti ložisek, tak ta vychází na více než 24 000 hodin (viz příloha 1), což je sice o mnoho méně než trvanlivosti zbylých dvou druhů ložisek, ale i přesto se stále jedná o naddimenzovanou hodnotu.



Obr. 5-12 Uložení ložiskového domku SY 30 TF

## 6 DISKUZE

V zadání byl stanoven předpoklad navržení experimentálního standu s frekvencí kmitání 10 Hz a zdvihu  $\pm 10$  mm. Z rešerše vyplynulo, že vibrační plošiny, které by tyto podmínky splňovaly, již existují, a dokonce jsou navrženy přímo pro testování tlumení v sedačkách (viz kap. 2.1.3, 2.1.4, 2.1.5, 2.1.6). Problémem byla však jejich neekonomičnost (mimo plošiny viz kap. 2.1.6), jelikož cena těchto vibračních plošin by se pro experimentální testování semiaktivních tlumičů Ústavu konstruování pravděpodobně nevyplatila.

Jako nejvhodnější řešení se jevil asynchronní motor s frekvenčním měničem, který je vzhledem ke své ceně velice výkonný a za pomoci frekvenčního měniče dokáže skvěle a pohotově měnit frekvenci otáčení. Zároveň tedy také plní podmínku kmitání mezi 1 a 10 Hz. A současně díky menší rezervě vůči jmenovitému výkonu elektromotoru společně s frekvenčním měničem, by se dala frekvence vibrační plošiny až zdvojnásobit. Ale to pouze v případě nižšího zatížení, než je maximum.

Tyto parametry by samozřejmě splňovaly i jiné pohony, ale v úplně jiné cenové kategorii. A to i za předpokladu, že započteme potřebný převodový mechanismus pro elektromotor.

Ačkoliv je vibrační plošina poměrně dlouhá (1800 mm na délku), šířka a výška jsou naopak celkem skladných rozměrů. A s přihlédnutím ke skutečnosti, že kromě rámu, je zbytek konstrukce šroubovaný, jistě by se dokázal při rozmontování převážet větším osobním automobilem.

Jakožto převod byl zvolen řemen, který byl vybrán opět z ekonomického hlediska, avšak reálně mimo vyřešení dopínání řemenu nemá oproti ostatním možným převodům žádnou nevýhodu, ba naopak. Například ozubený či řetězový převod je drahý, hlučný a je třeba jej pravidelně promazávat.

V případě hřídele s excentry jsem se opět přiklonil raději k jednoduchosti, a proto jsem hřídel navrhl z hlazené tyče tažené za studena s tolerancí průměru h9. Jediné dodatečné opracování, které by na hřídeli proběhlo, by bylo pouze zarovnání čel a sražení hran. Na výkrese je sice předepsána i drážka pro pero, ale kvůli poměrně malým krouticím momentům ji pravděpodobně nebude nutno využít a Taper lock pouzdro vydrží zatížení pouze na svěrném spoji. Předimenzované jsou i zbylá dvě upínací pouzdra Sit lock, které se nachází pod excentry. A právě tato dvě pouzdra by se dala navrhnout s menším průměrem, kdyby se hřídel z obou stran osoustružila až k místům uložení excentrů. To by taktéž znamenalo i navržení menšího ložiskového domku, který má taktéž rezervu v trvanlivosti, a to přes 24 000 hodin. Důvodem nezmenšení průměru celé hřídele je, že v místě velké řemenice vzniká velký ohybový moment, a to i kvůli upínací síle řemene.

V případě, že by žádná ze sil nepůsobila v jedné ose, jak předpokládáme my, mohla by se udělat MKP analýza. Ale jelikož síly plošiny se téměř střetávají v témže místě, rám je nyní namáhán pouze minimálně. Z tohoto důvodu jsem rozhodl, že analýza metodou MKP pro tuto bakalářskou práci nebude potřeba.

## 7 ZÁVĚR

Hlavním cílem práce bylo navrhnout vibrační plošinu, která by umožňovala testovat integrované S/A tlumiče v sedačce. Výsledný návrh musel splňovat požadovanou vibrační frekvenci a zdvih. Tyto parametry byly při návrhu úspěšně splněny a potvrzeny výpočty (viz příloha 1). Zdvih a jeho případné měnění je vyřešeno sadou vyměnitelných párových excentrů, kdy každý pár má jinou velikost vyosení. Frekvence kmitu je vyřešena měněním jmenovitých otáček asynchronního motoru přes frekvenční měnič. Při nižším zatížení je plošina schopna plnit funkci nad rámec zadání, tedy kmitat o vyšší frekvenci i vyšším zdvihu.

Dalším požadavkem byly co nejnižší náklady na výrobu. Proto se při postupu návrhem zohledňovala cena.

Při navázání na tuto bakalářskou práci, by se mohla vyřešit různá příslušenství, která by napomohla k chodu plošiny. Například řešení připevnění sedačky k plošině nebo umístění senzorů. Dále by pro větší bezpečnost mohl navrhnout kryt na řemenový převod nebo způsob přemísťování celé plošiny. Samozřejmě by se v navazujícím magisterském studijním programu samotný návrh vyrobil a otestoval. Zda byl návrh doopravdy funkční a úspěšný.



Obr. 7-1 Celkový pohled vibrační plošiny se sedačkou a člověkem

## 8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] PELCLOVÁ, Daniela. *Nemoci z povolání a intoxikace*. 2. vyd. Praha: Karolinum, 2006. ISBN isbn80-246-1183-x.
- [2] NING, Donghong, Shuaishuai SUN, Jiawei ZHANG, Haiping DU, Weihua LI a Xu WANG. An active seat suspension design for vibration control of heavy-duty vehicles. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control* [online]. 2016, **35**(4), 264-278 [cit. 2022-05-19]. ISSN 1461-3484. Dostupné z: doi:10.1177/0263092316676389
- [3] NAGAMATSU, Shuto a Toshihiko SHIRAISHI. A simple and novel control strategy for semi-active vibration suppression by a magnetorheological damper. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* [online]. 2022, **33**(6), 811-821 [cit. 2022-05-19]. ISSN 1045-389X. Dostupné z: doi:10.1177/1045389X211032288
- [4] NITTI, Rocco a Paolo DE SANTIS. Assessment and Prediction of Whole-body Vibration Exposure in Transport Truck Drivers. *Industrial Health* [online]. 2010, **48**(5), 628-637 [cit. 2022-05-19]. ISSN 0019-8366. Dostupné z: doi:10.2486/indhealth.MSWBVI-24
- [5] TTS-series (6 Degrees of Freedom Systems) . In: *IMW* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.imv-tec.eu/products/vibrationtest/axis/6dof/>
- [6] CODECA, Fabio, Sergio M. SAVARESI, Cristiano SPELTA, Mauro MONTIGLIO a Michele IELUZZI. Semiactive control of a secondary train suspension. In: *2007 IEEE/ASME international conference on advanced intelligent mechatronics* [online]. Italy: IEEE, 2007, s. 1-6 [cit. 2022-05-20]. ISBN 978-1-4244-1263-1. Dostupné z: doi:10.1109/AIM.2007.4412515
- [7] NOVÁK, P. *Mobilní tester závěsu automobilového kola*. Brno, 2016. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.
- [8] Experimentální metody – přednáška 2 Budiče. In: *DOCPLAYER* [online]. Česká republika [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/15812275-2-budice-experimentalni-metody-prednaska-2-budice.html>

- [9] Lineární pohon. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Line%C3%A1rn%C3%AD\\_pohon](https://cs.wikipedia.org/wiki/Line%C3%A1rn%C3%AD_pohon)
- [10] Lineární vedení. In: *Matis* [online]. Brno, c2012-2020 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.matis.cz/cs/kategorie/linearni-vedeni>
- [11] E10001487000M. In: *Sodemann - pružiny* [online]. 2020 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.sodemann-pruziny.cz/e10001487000m>

## 9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

S/A	Semiaktivní
MKP	Metoda konečných prvků

## 10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 2-1 Schéma testeru o jednom stupni volnosti [3] .....	14
Obr. 2-2 Hydraulický pulzátor na ÚK; odkaz: <a href="https://www.ustavkonstruovani.cz/">https://www.ustavkonstruovani.cz/</a> .....	15
Obr. 2-3 Vibrační plošina se 6 stupni volnosti [2] .....	16
Obr. 2-4 Vibrační plošina se 6 stupni volnosti od firmy IMW [5] .....	16
Obr. 2-5 Testovací lavice v Turíně [6] .....	17
Obr. 2-6 Rezonanční adhezní tester TriTec [7] .....	18
Obr. 2-7 Schéma klikového mechanismu .....	21
Obr. 2-8 Schéma excentrického mechanismu .....	22
Obr. 2-9 Schéma vahadla .....	23
Obr. 4-1 Konceptní varianta č.1 .....	28
Obr. 4-2 Konceptní varianta č. 2 .....	29
Obr. 4-3 Konceptní varianta č.3 .....	30
Obr. 5-1 Celkový pohled vibrační plošiny.....	32
Obr. 5-2 Svařenec hlavního rámu.....	33
Obr. 5-3 Napínací soustava .....	34
Obr. 5-4 Svařenec kyvného rámu .....	35
Obr. 5-5 Uložení kyvného rámu.....	35
Obr. 5-6 Řez uložením kyvného rámu .....	36
Obr. 5-7 Uložení tažné pružiny .....	37
Obr. 5-8 Silový rozbor kyvného rámu .....	38
Obr. 5-9 Uložení pohonu a převodu vibrační plošiny .....	40
Obr. 5-10 Pohled kompletní smontované hřídele .....	41
Obr. 5-11 Uložení excentru .....	42
Obr. 5-12 Uložení ložiskového domku SY 30 TF .....	43
Obr. 7-1 Celkový pohled vibrační plošiny se sedačkou a člověkem .....	46

## 11 SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Porovnání koncepčních variant.....	30
Tab. 2 Parametry pružiny E10001487000M [11].....	37

## 12 SEZNAM PŘÍLOH

**Příloha č.1:** Výpočtová zpráva

**Příloha č.2:** Výkresová dokumentace