



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

KONSTRUKCE MALÉHO BUCHARU

A DESIGN OF SMALL SIZE POWER HAMMER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Radim Hladík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Tůma, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student: **Radim Hladík**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Tůma, Ph.D.**
Akademický rok: 2021/22

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Konstrukce malého bucharu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Použití menších bucharů je často spojováno s tradičním kovářským řemeslem a využití těchto zařízení je často k vidění v dílnách uměleckých kovářů. Na trhu se tato zařízení vyskytují vcelku zřídka, přičemž v kategorii malých bucharů (cca do 0,1kJ) se prakticky nevyskytují. Cílem této práce je navrhnout zařízení dle zadaných parametrů.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše v oblasti tvářecích strojů, průzkum trhu.
Nutné výpočty pro konstrukci vlastního návrhu.
Konstrukční návrh v libovolném CAD software.
Výkresová dokumentace vybraných dílů a sestavy.
Závěr a doporučení pro praxi.

Seznam doporučené literatury:

ČECHURA, Milan, Jan HLAVÁČ a Jiří STANĚK, 2015. Konstrukce tvářecích strojů: Učební texty pro bakalářské i navazující magisterské studium [online]. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni[cit. 2021-10-20]. ISBN 978-80-261-0513-8. Dostupné z: <https://core.ac.uk/download/pdf/295570608.pdf>.

ČADA, Radek, [2008]. Technologie I [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita[cit. 2021-10-20]. ISBN 978-80-248-1507-7. Dostupné z: <http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/TECH1/Technologie-I.pdf>.

Technologie II: Tváření kovů, zpracování plastů, 2015. Katedra tváření kovů a plastů [online].Liberec: Technická univerzita Liberec [cit. 2021-10-20]. Dostupné z: http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta_tkp/sekce/obsah_kovy.htm.

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

V Brně, dne

L. S

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

ředitel ústavu doc. Ing.

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce, kromě vlastní konstrukce malého bucharu, obsahuje informace z historie bucharů, aktuální průzkum trhu výrobců těchto tvářecích strojů a jejich specifické požadavky. Uvádí také jejich rozdělení dle různých kritérií (např. podle konstrukčního uspořádání, podle způsobu přenosu energie atd.). Dále jsou zde provedeny dva návrhy konstrukce bucharu dle zadaných parametrů. Jedna z těchto variant je na základě metody vážených hodnot vybrána a je proveden její podrobný návrh. U vybrané varianty je proveden návrh 3D modelu v programu Autodesk Inventor 2021, základní návrhové a kontrolní výpočty a následná výkresová dokumentace. Na závěr je uvedeno doporučení pro praxi a zhodnocení výsledků práce.

ABSTRACT

The bachelor's thesis, in addition to the design of small power hammer, contains information from the history of power hammers, current research of the market of the manufacturers of these forming machines and their specific requirements. It also states the classification of these forming machines according to various criteria for example based on the structural arrangement, the method of energy transfer, etc. Furthermore, two designs of the power hammer construction are carried out according to the specified parameters. One of these variants is selected based on the multicriteria analysis and presents a detailed proposal. In this selected variant is made 3D model design sketched using software Autodesk Inventor 2021, basic design calculation and drawing documentation. In conclusion, there are recommendations for practice and evaluation of work results.

KLÍČOVÁ SLOVA

Buchar, tváření, kování, konstrukční návrh, 3D model

KEYWORDS

Power hammer, forming, forging, design proposal, 3D model

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HLADÍK, Radim. *Konstrukce malého bucharu* [online]. Brno, 2022 [cit. 2022-02-14]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139907>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jiří Tůma.

ČESTNÉ PROHLÁŠ ENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jiřího Tůmy, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 19. 5. 2022

.....

Hladík Radim

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval Ing. Jiřímu Tůmovi, Ph.D. za cenné rady, věcné připomínky a odborné vedení při vypracování této práce. Zároveň bych chtěl poděkovat své rodině a blízkým za podporu při mých dosavadních studiích

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	HISTORIE TVÁŘECÍCH STROJŮ	17
3	BUCHARY	19
3.1	Základní rozdělení bucharů	20
3.2	Typy bucharů podle způsobu přenosu energie a technologie kování	20
3.2.1	Šabotový buchar pro volné kování	20
3.2.2	Šabotový buchar pro zápusťkové kování	21
3.2.3	Protiúderový buchar (bezšabotový)	21
3.3	Typy bucharů podle použitého pohonu	22
3.3.1	Mechanické buchary	22
3.3.2	Pneumatické buchary	24
3.3.3	Hydraulické buchary	25
3.3.4	Plynové buchary (vysokorychlostní)	27
3.3.5	Kombinované buchary	28
4	PRŮZKUM TRHU	29
4.1	Výrobci bucharů – pro zápusťkové kování	29
4.2	Výrobci bucharů – pro volné kování	32
5	VHODNÉ VARIANTY ŘEŠENÍ PRO VOLNÉ KOVÁNÍ	35
6	VLASTNÍ NÁVRHY BUCARU	37
6.1	Varianta A – Pružinový buchar	38
6.2	Varianta B – Pneumatický buchar	39
7	VOLBA VLASTNÍ VARIANTY BUCARU	41
7.1	Ekonomické zhodnocení	41
7.1.1	Varianta A	41
7.1.2	Varianta B	41
7.2	Metoda vážených hodnot	42
7.2.1	Hodnotící Kritéria	42
7.2.2	Volba vhodné varianty řešení	42
7.3	Výsledky ekonomického zhodnocení a metody vážených hodnot	43
8	NÁVRHOVÉ VÝPOČTY A ŘEŠENÍ	45
8.1	Základní výpočty pružinových bucharů	45
8.2	Volba elektromotoru	51
8.3	Účinnost bucharu	52
8.4	Návrh řemenového převodu	53
8.5	Návrh vedení beranu	55
9	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	57
9.1	Převod kroutícího momentu z motoru na výstředník	57
9.2	Převod síly z výstředníku na beran	59
9.3	Vedení beranu	61
9.4	Mazání vedení	62
10	KONTROLNÍ VÝPOČTY VYBRANÝCH ČÁSTÍ	63
10.1	Kontrola hnané hřídele	63
10.2	Kontrola ložisek	65

10.3	Kontrola svaru na beranu.....	65
10.4	Kontrola stojiny bucharu	66
11	DOPORUČENÍ PRO PRAXI	69
11.1	Rozměry výkovků	69
11.2	Návrh základu bucharu.....	69
11.3	Montážní postup	70
12	ZÁVĚR.....	71
13	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	73
14	SEZNAM ZNAČEK, TABULEK A OBRÁZKŮ.....	75
14.1	Seznam značek	75
14.2	Seznam tabulek.....	77
14.3	Seznam obrázků.....	77
15	SEZNAM PŘÍLOH.....	79

1 ÚVOD

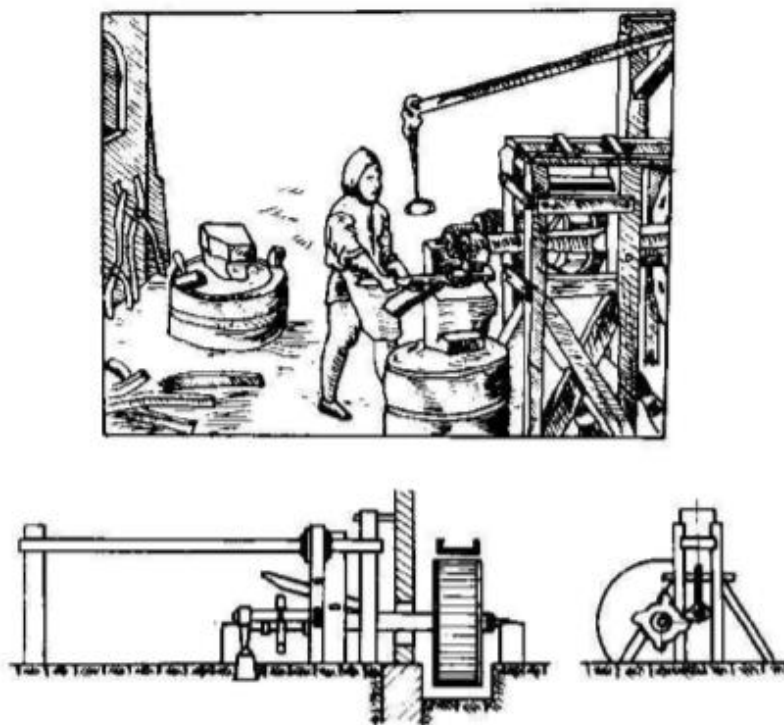
Buchar je tvářecí stroj, který se používá výhradně k tváření za tepla. V posledních letech dochází k poklesu jeho použití. Buchary menších rozměrů jsou často používány v dílnách uměleckých kovářů. Na trhu se však objevují velmi zřídka. Většina vyráběných bucharů je totiž vhodná pro zápustková kování. Malé buchary jsou vhodné pouze pro volné kování. Pro zápustkové kování by neměly žádný význam, protože zápustkové kování využívá obrovské tvářecí energie. Kvůli malému výběru sortimentu malých bucharů na trhu, si často umělci kováři a kutilové navrhují a vyrábějí vlastní buchary.

Cílem této práce je rešerše a průzkum trhu. Díky provedené rešerši lze navrhnout vhodný pohon pro vlastní návrh bucharu. Průzkum trhu odhalí potřebné konstrukční zajímavosti a parametry k vlastnímu návrhu. Je potřeba vybrat více variant a provést metodu vážených hodnot. Podle výsledků vybrat vhodnou variantu a vypočítat potřebné hodnoty k návrhu a následné výkresové dokumentaci bucharu.

2 HISTORIE TVÁŘECÍCH STROJŮ

Vývoj technologie tváření a všeobecný technický pokrok podmiňuje materiální základna společnosti. Výrobní podniky se neliší tím, co vyrábějí, ale tím, které výrobní prostředky k tomu používají. Nejdůležitějšími výrobními prostředky jsou výrobní stroje. Výrobními stroji jsou myšleny zejména stroje obráběcí a tvářecí. Vývoj těchto strojů je úzce spjatý s výrobními vztahy, takže i s celým společenským vývojem lidstva. [1]

Když ve společnosti došlo k poznání kovu, lidé ho začali zpracovávat a využívat. Přes ruční kování se lidé dostali až k vývoji tvářecích strojů. Tím začalo období rozvoje technologie tváření. První zmínky datujeme už od 13. století, kdy se díky horlivému rozvoji obchodu začaly stavět lodě. Tyto lodě měl ve výbavě např. těžké kotvy, kanóny a další příslušenství, které se nedalo kovat ručně. Proto vznikl první strojový buchar (*obr. 2.1*). [2]



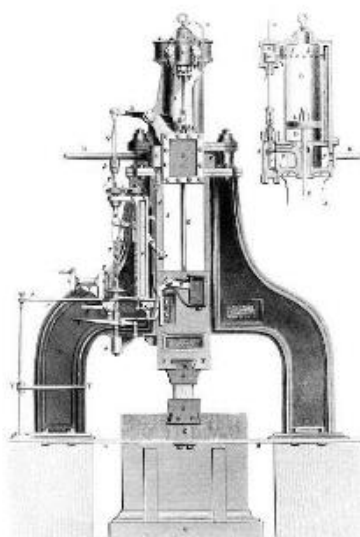
Obr. 2.1 – Schéma pákového bucharu s vodním pohonem z roku 1266 [2]

Ve výrobě tvářecích strojů došlo k prudkému obratu po vývoji parních strojů. S parním pohonem se objevují i první konstrukce parního bucharu (patent – James Watt – 28. 4. 1784). Tento patent zrealizoval v roce 1839 James Nasmyth (*obr. 2.2*).

Svého zdokonalení dosáhl parní buchar vynálezem řídicího ústrojí, které vynalezl v roce 1843 Robert Wilson. Dále v tomto století vznikaly také stroje na hydraulický pohon. Obecně je však známý anglický Patent č. 2405 hydraulického lisu od Josepha Bramaha, který byl udělen už v roce 1795. Jednalo se o hydraulický lis opatřený ručním čerpadlem. Později se rozšířilo použití elektromotorů, a to mělo za následek výrobu mechanických lisů (klikové, výstředníkové a šroubové). [2, 3]

S rozvojem ekonomiky a strojírenské výroby souvisí rozvoj těchto strojů. To mělo za následek vznik českých, celosvětově známých, firem. Mezi ně patří např. Škodovy závody v Plzni (1859), Žďárské strojírný a slévárny nebo Šmeralovy závody v Brně (1861). Šmeralovy závody v Brně dnes patří k jediným výrobcům bucharů na našem území. [2]

Hlavními požadavky na tvářecí stroje jsou vysoká produktivita a dokonalá jakost práce. Ostatními požadavky jsou potom provozní spolehlivost, trvanlivost, snadná ovladatelnost, účinnost atd. [1]



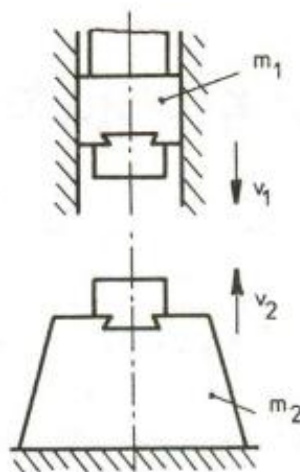
Obr. 2.2 – James Hall Nasmyth a Nasmythův parní buchar z roku 1843 [3]

3 BUCHARY

Buchary se řadí mezi energeticky tvářecí stroje, u nichž se přetvárná práce získá přeměnou kinetické energie, nahromaděné v pohybujících se částech stroje, který působí na tvářený materiál. Pohybující částí stroje může být padající nebo urychlený beran. Beran po dopadu deformuje polotovar a tím koná přetvárnou práci, kterou lze vyjádřit jako součin střední tvářecí síly a velikosti deformace tvářeného kusu. [2, 4]

Jednočinný buchar, u kterého padá beran volným pádem bez urychlení z 1 m a váží 1000 kg, koná práci přibližně 9810 J. Stejnou práci by konal například buchar s beranem o hmotnosti 2000 kg, který by padal z výšky 0,5 m. Obě tyto alternativy mají jinou dopadovou rychlost beranu. U těchto bucharů je možno požadovanou rychlost dopadu zvýšit úpravou výšky dopadu. Tím se tedy změní i vykonaná práce.

Existují také protiúderové buchary, které nemají šabotu (pevná pracovní část bucharu). Místo ní je umístěn druhý beran, který se pohybuje směrem nahoru a tím dochází k silnějšímu nárazu a také k výrazně menšímu přenosu rázů do základu (*obr. 3.1*).



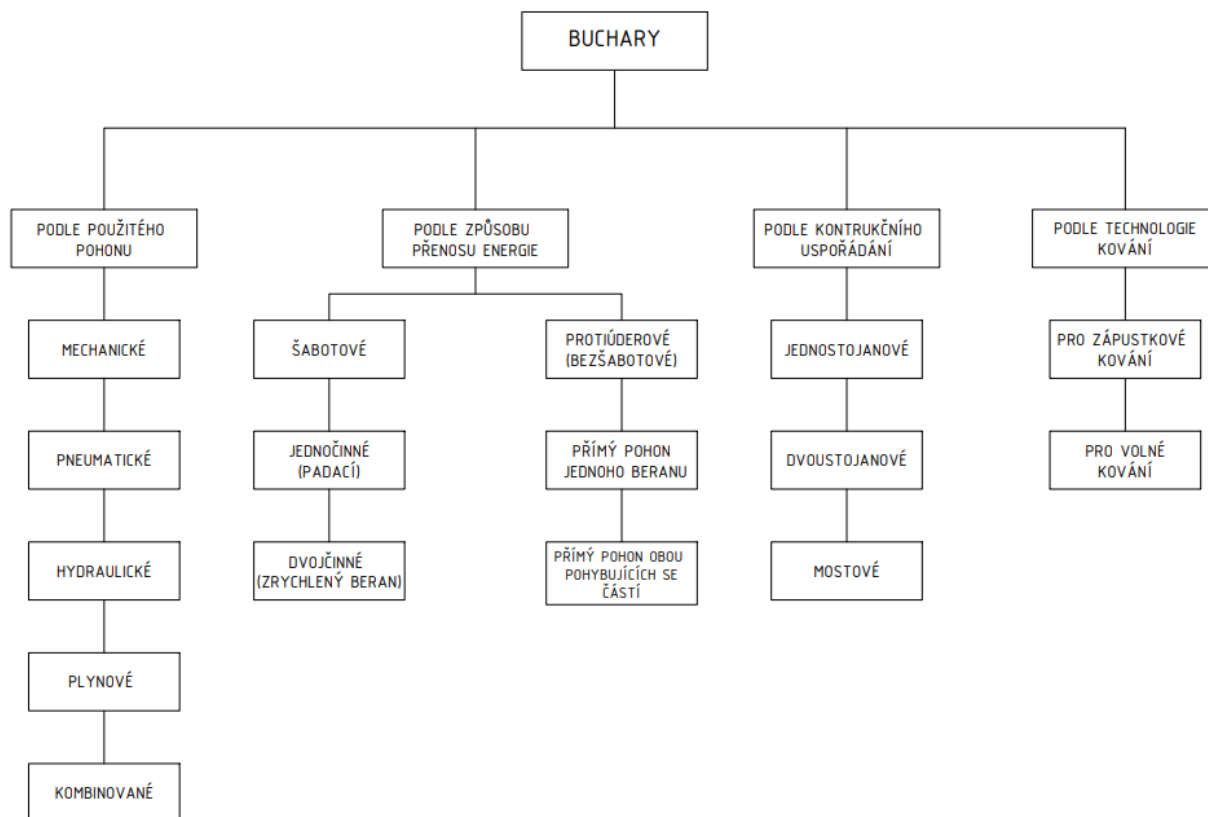
Obr. 3.1 – Princip práce protiúderového bucharu [2]

$m_{1,2}$ – hmotnost pohybujících se částí

$v_{1,2}$ – nejvyšší rychlost pohybujících se částí na konci zdvihu (v momentě úderu)

3.1 Základní rozdělení bucharů

Buchary jsou rozděleny do čtyř kategorií podle uvedených kritérií (obr. 3.2).

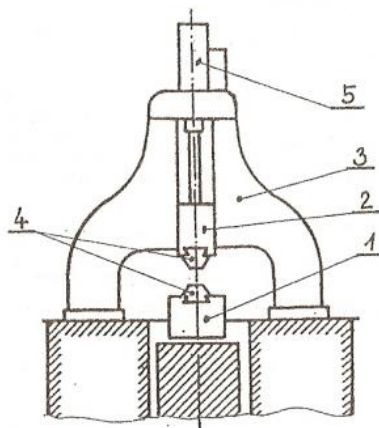


Obr. 3.2 – Základní rozdělení bucharů

3.2 Typy bucharů podle způsobu přenosu energie a technologie kování

3.2.1 Šabotový buchar pro volné kování

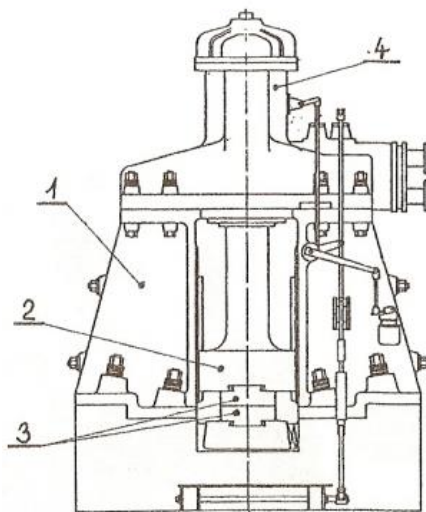
Šabota je v tomto případě samostatně umístěna v základu stroje, nezávisle na stojinách určených k vedení beranu (obr. 3.3). Při tváření materiálu nedojde k dotyku spodního a horního nástroje, jelikož je zde velikost zdvihu řízena regulací pracovního média (vzduch, pára). Regulační ventil je na vstupu do pracovního válce. [5]



Obr. 3.3 – Šabotový buchar pro volné kování [5]

3.2.2 Šabotový buchar pro zápustkové kování

Má uzavřený velký rám a šabota je napevno spojena se stojinami (obr. 3.4). Beran je přesně vedený. Dochází zde k dotyku horního a spodního nástroje. Velikost zdvihu je limitována dosednutím horní části nástroje (zápustky) na jeho dolní část. [5]

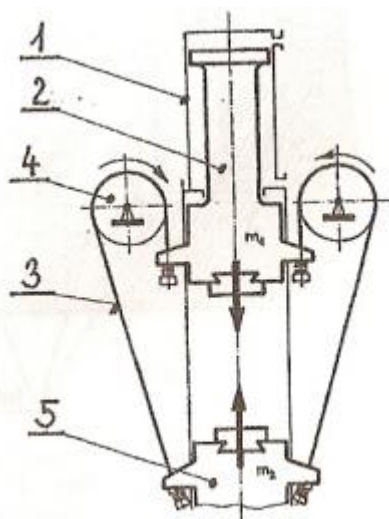


Obr. 3.4 – Buchar pro zápustkové kování firmy LASCO [5]

- 1) Rám bucharu; 2) Beran; 3) Horní a spodní část zápustky; 4) Pohon (pracovní válec)

3.2.3 Protiúderový buchar (bezšabotový)

U protiúderových bucharů je šabota nahrazena spodním beranem, který se současně pohybuje proti hornímu beranu. Pohyb obou beranů je kinematicky vázán. Buď může být přímo poháněn pouze jeden beran, nebo mohou být přímo poháněny oba berany. Jejich uspořádání může být svislé, ale i vodorovné. Pracují bez šabotových ztrát a díky přesnému vedení beranu jsou vhodné pro zápustkové kování. Mechanické propojení horního a dolního beranu je ocelovým pásem. Berany jsou přímo vedené. Na obr. 3.5 jsou poháněny oba berany. [5]



Obr. 3.5 – Protiúderový buchar (bezšabotový) [5]

- 1) Pohon (pracovní válec); 2) Sestava horního beranu; 3) Ocelový pás; 4) Kladka; 5) Dolní Beran

3.3 Typy bucharů podle použitého pohonu

3.3.1 Mechanické buchary

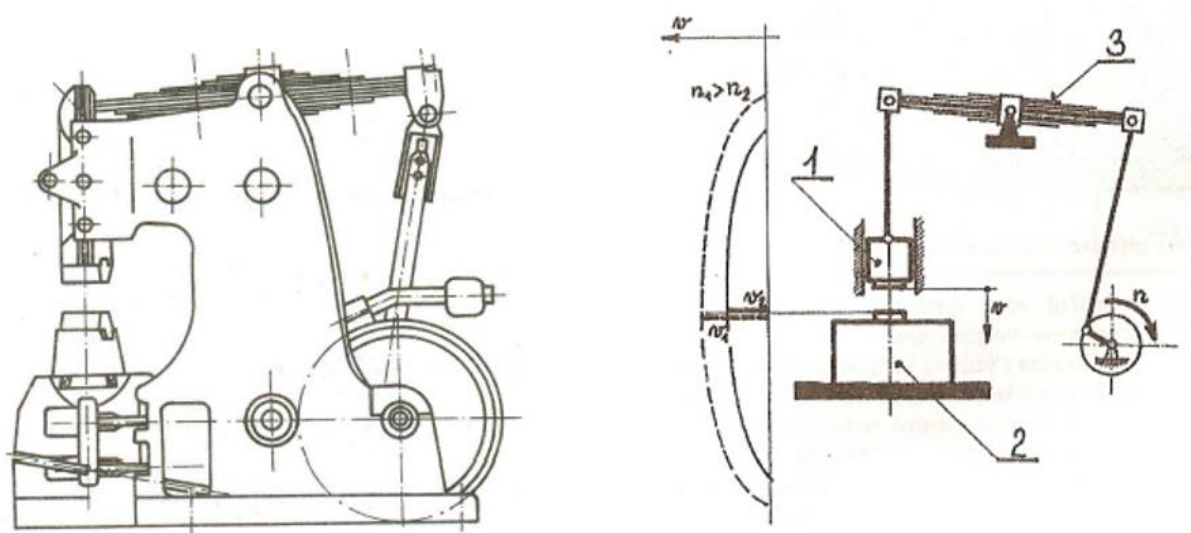
Jsou poháněny elektromotorem a energie na beran z elektromotoru přenáší kinematické mechanismy. Z mechanických bucharů jsou nejrozšířenější pružinové a řemenové buchary. Dále existují také řetězové nebo deskové. V minulosti se používaly lanové buchary, které už se v dnešní době oficiálně nevyrábějí. [2, 4]

Výška zdvihu řemenových, řetězových a deskových bucharů je nastavitelná pouze za chodu. Nicméně za chodu stroje nelze měnit velikost jednotlivých úderů. Proto se používají na zápusťkové kování, kde není třeba měnit velikost úderu za chodu. [2, 4]

- **Pružinové buchary**

Pružinový buchar patří k nejjednodušším typům bucharů s vázaným pohybem beranu. Beran je poháněn klikovým mechanismem (obr 3.6). Pohyb je zde veden od elektromotoru pomocí řemenového, nebo třecího převodu na výstředník (kotouč s posunutou osou vůči hřídeli). Výstředník je na pevně spojen s tažnou tyčí, která se nejčastěji skládá z dvou listových pružin nebo tyčí z pružinové oceli. Mezi tažnou tyč a beran se vkládá pružný člen – listová pružnice. [5]

Tyto buchary se vyrábějí s malou hmotností beranu a jsou určeny pro jednoduché práce volného kování. Mnoho zdvihů za minutu umožňuje vykovat výkovek na jeden ohřev. Jednoduchá konstrukce souvisí i s nízkou cenou. Šabota je uložena v ose beranu a leží na silném dřevěném nebo gumovém podkladě. Ten zabraňuje přenášení rázů na stojan bucharu. [2, 5]

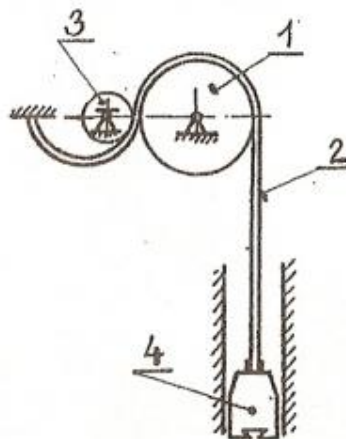


Obr. 3.6 – Pružinový buchar (vlevo) a kinematické schéma pružinového bucharu (vpravo) [5]

1) Beran; 2) Šabota; 3) Listová pružnice

- **Řemenové padací buchary**

Pro svoji jednoduchost a nízkou cenu patřily v minulosti k nejvíce oblíbeným bucharům. Nevýhodou je vysoká opotřebitelnost řemenů, které fungují jako zdvihový člen. Hmotnost beranu bývá až 2500 kg. Rozdělují se na dva základní druhy pohonu: třecí a natáčecí. V praxi se využívají výhradně třecí pohony. Na obr. 3.7 řemen slouží jako zdvihový a spojovací člen. Mezi řemenicí otáčenou řemenem a přítlačnou kladkou vznikají třecí síly potřebné na zdvih beranu. [2, 4]



Obr. 3.7 – Schéma řemenového bucharu [5]

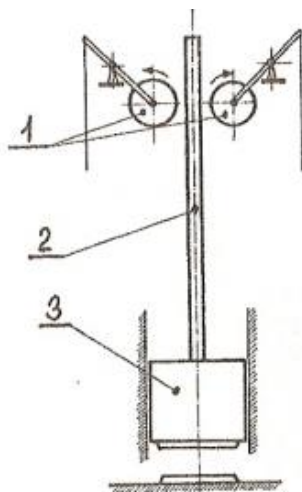
1) Řemenice; 2) Řemen; 3) Přítlačná kladka; 4) Beran

- **Řetězové padací buchary**

Tento typ bucharů odstraňuje některé chyby řemenových a deskových bucharů. Účinnosti mechanických bucharů nepatří mezi nejlepší, a mnoho práce se mění na teplo. U tohoto typu je použit jako tažný člen řetěz a ten díky menšímu tření mění méně práce na teplo. Jeho nejvyšší účinnost dosahuje 55 %. Navíc řetěz, který je pružně spojen s beranem, eliminuje zlomení pístní tyče. Proto má velkou životnost a malou náchylnost na opotřebení. Počet zdvihů se obvykle pohybuje od 45 do 55 za minutu. Maximální energie úderu je 10 kJ. To je důvodem velkého rozsahu využití. [2]

- **Deskové padací buchary**

Deska je upevněna na beranu pomocí klínu. Je uložena mezi dvěma, nebo čtyřmi kladkami (obr. 3.8). Dvě kladky jsou hnací a dvě kladky jsou přitlačné. Mezi kladkami a deskou vznikají třecí síly, které zdvihají desku a tím tedy i beran do horní pracovní polohy. Po odsunutí přitlačných kladek beran s připevněnou deskou padá a tím koná pracovní zdvih. Hmotnost beranu se pohybuje od 500 do 2500 kg. Počet zdvihů závisí na dráze beranu a pohybuje se od 35 do 70 za minutu. [2, 4]

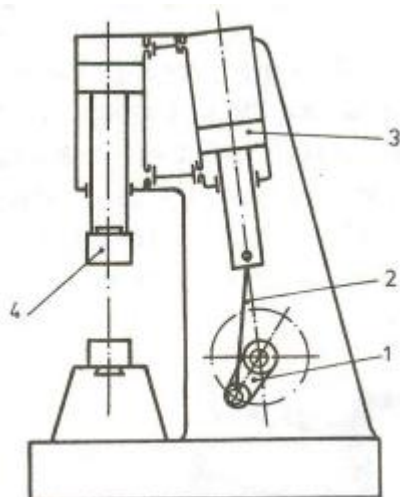


Obr. 3.8 – Schéma deskového bucharu [5]

1) Přitlačné kladky; 2) Deska; 3) Beran

3.3.2 Pneumatické buchary

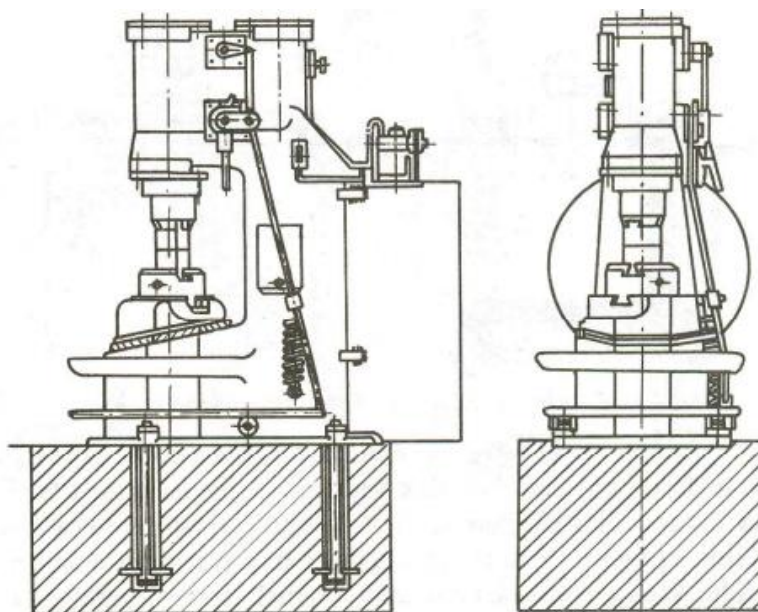
Pneumatické buchary jsou známe také jako vzdušné, nebo kompresorové. Mají vlastní kompresor a používají se hlavně na volné kování. Dělí se na jednočinné a dvojčinné. Beran je spojený s pístem pneumatického válce. Princip bucharu je naznačen na obr. 3.9. Při otáčení klikové hřídele ojnici se pohybuje píst kompresoru. Pohyb beranu, jehož součástí je pracovní píst a pístnice, kopíruje pohyb pístu kompresoru s určitým fázovým zpožděním. [2]



Obr. 3.9 – Pneumatický buchar [2]

1) Kliková hřídel, 2) Ojnice, 3) Píst kompresoru, 4) Beran

Nejpoužívanější pneumatické buchary jsou dvojčinné buchary (obr. 3.10). Kompresor zde s pracovním válcem tvoří jeden celek. Pohon je od elektromotoru řízen klikovým mechanismem. Vzduch je stlačený na obou stranách pístu.



Obr. 3.10 – Konstrukce pneumatického dvojčinného bucharu [2]

V dnešní době se také vyrábějí pneumatické buchary, kde je pohyb beranu řízen pomocí pneumatického válce s pístnicí (obr. 3.11). Nemají zabudovaný vlastní kompresor. Vzduch je zde přiváděn od kompresoru, nebo centrálním vedením. Pomocí pneumatického obvodu je poté řízen pohyb beranu, který je pevně spojen s pneumatickým válcem. Pneumatický obvod uvádí do chodu obsluha např. stisknutím nožního pedálu.



Obr. 3.11 – Pneumatický válec s pístnicí dle normy DSBC [6]

3.3.3 Hydraulické buchary

Nositel energie u hydraulických bucharů je kapalina. Nejčastěji se používá minerální olej a emulze. Hydraulické buchary se dělí na jednočinné (pohon zvedá pohybující se části pouze nahoru) a dvojčinné (urychlené pohybující se části).

• Jednočinné hydraulické buchary

Používají se hlavně u zápusťového kování. Princip je podobný jako u mechanických padacích bucharů. Hydraulický pohon zvedá pohybující se části do horní polohy a dolů padá vlivem gravitace. Pohon bucharu je hydrogenerátor s elektromotorem. Nádrž na pracovní kapalinu je v horní části stroje na příčniku. Příčník je odpružený vůči stojanu pružinovými tlumiči rázu. Pohyblivé části se skládají z beranu, horní zápusťky, pístu a pístnice. Pístnice spojuje píst s beranem. Při zdvihu je kapalina přiváděna pod píst. Doporučené parametry použití tohoto typu jsou uvedeny v tab. 1. [2]

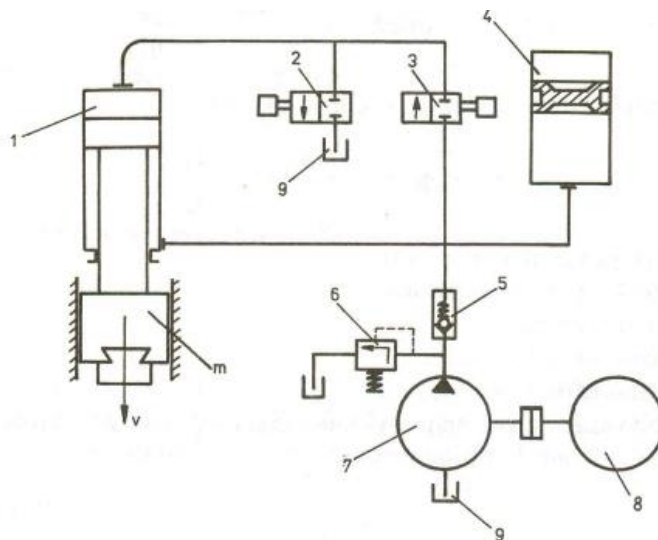
Tabulka 1 – Parametry jednočinného hydraulického bucharu [2]

Zdvih [m]	Hmotnost beranu [kg]	Energie úderu [kJ]	Pracovní tlak kapaliny [MPa]	Počet úderů za minutu	Účinnost [%]
0,6–1,35	500–3700	8–50	16–32	40–60	75

• Dvojčinné hydraulické buchary

Pracovní zdvih pohybujících se částí i zpětný pohyb je poháněn hydraulicky. Konstrukce stojiny a pohybujících se částí je podobná konstrukci jednočinného bucharu. Jako pracovní kapalina se používá minerální olej a emulze. Pohon je umístěn v horní části bucharu na příčniku. Jedná se o čerpadlo-akumulátorový pohon. Čerpadlo je poháněno elektromotorem a pracovní zdvih je dán dodávanou kapalinou z čerpadla a akumulátoru. [2]

Olej se dodává přes zpětný ventil do rozdělovače. Před úderem beranu rozdělovač automaticky uzavře přívod oleje s vysokým tlakem. V horní části tak klesne tlak a zpětný zdvih následuje ihned po skončení pracovního zdvihu. Princip je zobrazen na hydraulickém schématu (obr. 3.12). Doporučené parametry použití tohoto typu jsou uvedeny v tab. 2. [2]



Obr. 3.12 – Schéma pohonu dvojčinného hydraulického bucharu [2]

- | | |
|----------------------|------------------------------|
| 1) Válec hydromotoru | 6) Pojistný ventil |
| 2) Rozdělovač 2/2 | 7) Hydrogenerátor (čerpadlo) |
| 3) Rozdělovač 2/2 | 8) Elektromotor |
| 4) Akumulátor | 9) Nádrž |
| 5) Zpětný ventil | |

Tabulka 2 – Parametry dvojčinného hydraulického bucharu [2]

Zdvih [m]	Hmotnost beranu [kg]	Energie úderu [kJ]	Pracovní tlak kapaliny [MPa]	Počet úderů za minutu	Rychlost beranu [m/s]
Max 0,85	500–3700	15–60	16–32	Max 80	1–7

3.3.4 Plynové buchary (vysokorychlostní)

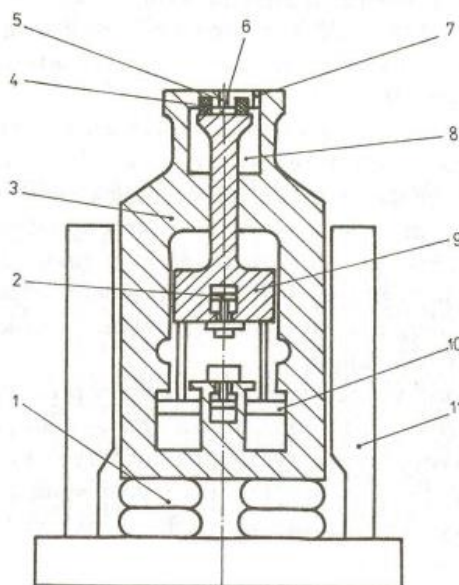
Nositelem energie u těchto bucharů je plyn. Nejčastěji se jedná o dusík, který je stlačován pod vysokým tlakem ve válci stojanu bucharu. Válec je umístěn nad pracovním prostorem. Pohon může být víceválcový (obr. 3.13). Po dobu pohybu beranu expanduje plyn, který vytváří kinetickou energii. Plynové buchary se používají na kování těžko tváritelných kovů. Jedná se např. o antikorozi oceli, slitiny, wolfram a chrom. Jsou využívány hlavně u zápusťkového kování. [1]

Výhody vysokorychlostních bucharů:

- Výrobky se mohou vyrobit na jeden ohřev.
- Rázová energie na jednotku plochy je až pětkrát větší než u ostatních typů bucharů, čímž se tvoří vhodné podmínky pro zatékání materiálů do úzkých a hlubokých otvorů.
- Plynové buchary mají vyhazovač, což umožňuje kovat výkovky bez úkosů, anebo s velmi malým úkosem.
- Přídavky na kování mohou být menší.
- Přesnost a drsnost povrchu je kvalitnější než u ostatních bucharů.
- Dají se použít na více technologických operací např. na protlačení materiálu. [2]

Nevýhody vysokorychlostních bucharů:

- Cena je v porovnání s jinými typy zápusťkových bucharů vysoká.
- Velké náklady na údržbu stroje.
- Mají menší životnost, a to i když jsou pracovní části stroje vyrobeny z kvalitních materiálů. [2]



Obr. 3.13 – Vysokorychlostní buchar s dvojválcovým pohonem [2]

- 1) Tlumení; 2) Vyhazovač; 3) Rám; 4) Prstencové těsnění; 5) Otvor na stlačený plyn; 6) Píst;
- 7) Otvor na doplnění dusíku; 8) Válec; 9) Beran; 10) Hydraulické válce; 11) Vodicí lišty

3.3.5 Kombinované buchary

Využívají jako nositele energie nejčastěji dvě média.

- **Parovzdušné buchary**

Tyto buchary využívají jako nositele energie páru, nebo horký vzduch. Jsou vhodné pro volné i zápuskové kování. Dělí se na jednočinné a dvojčinné. Podle konstrukce stojanu se vyrábějí jednostojanové a dvoustojanové (obr. 3.14). Používá se suchá, nasycená, mokrá i přehřátá pára. K výpočtům parovzdušných bucharů je třeba znát zákony termomechaniky a stavovou rovnici. V tab. 3 jsou uvedeny doporučené tlaky a maximální možné teploty páry a vzduchu. [2]

Tabulka 3 – Parametry parovzdušných bucharů [2]

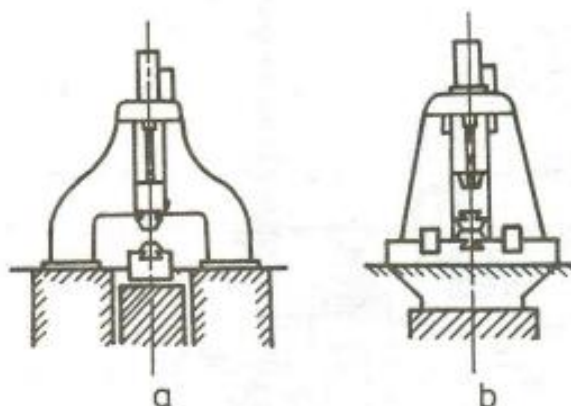
Tlak páry [MPa]	Tlak vzduchu [MPa]	Teplota přehřáté páry [°C]	Teplota vzduchu [°C]
0,7–0,9	0,6–0,8	Max 300	Max 250

Parovzdušné buchary vhodné **pro volné kování**:

- Jednostojanové dvojčinné parovzdušné buchary
- Dvojstojanové dvojčinné parovzdušné buchary
- Mostové dvojčinné parovzdušné buchary

Parovzdušné buchary vhodné **pro zápuskové kování**:

- Dvojčinné parovzdušné buchary s krátkým zdvihem



Obr. 3.14 – Konstrukce dvojstojanových parovzdušných bucharů [2]

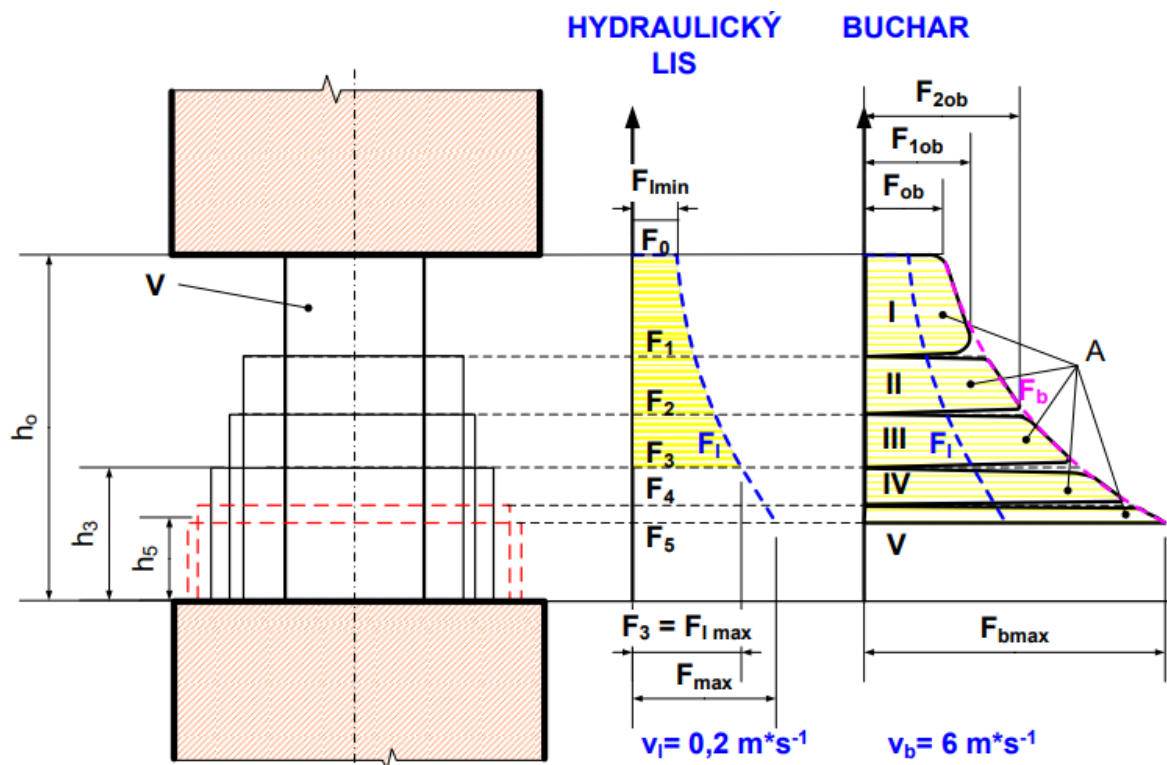
a – buchar na volné kování, b – buchar na zápuskové kování

- **Pneumaticko-hydraulické buchary**

Jsou určeny pro zápuskové kování výkovků nářadí včetně podlouhlých plochých výkovků jako jsou např. ojnice, klíče, kleště, nože atp. Jsou vhodné pro sériovou výrobu. Lze kovat na jeden, nebo více úderů. K urychlení beranu je využit stlačený vzduch. Stojan je hydraulicky nadzvedán. Beran vřání tlakovou kapalinou k hydraulickým válcům, které současně s pohybem beranu dolů zvedají stojan nahoru. Energie odrazu stojanu po úderu je zachycena kapalinou v hydraulickém obvodu a přeměněna energii tlakovou, která bude sloužit k zvednutí beranu. Současně se zvedáním beranu do horní polohy dochází ve válci nad beranem ke stlačení vzduchu. [7]

4 PRŮZKUM TRHU

Buchary jsou v této době často nahrazovány lisy. Důvodem je vyšší potřebná práce na bucharu než na lisu (obr. 4.1). Vyšší práce u bucharů je způsobena nutností překonávat každým úderem pružnou deformaci. Větší rychlost tváření na bucharu způsobuje větší hodnotu přetvárného odporu, a tudíž jsou ztráty zvětšené o pasivní odpory při opakovaných úderech. [3]



Obr. 4.1 – Porovnání bucharu a lisu z energetického hlediska – při tváření na bucharu potřebujeme až o 1/3 větší práci [3]

4.1 Výrobci bucharů – pro zápusťkové kování

- ŠMERAL BRNO a.s.

Jedná se o jediného výrobce bucharů v České republice. Vyrábějí pneumaticko-hydraulické protiběžné buchary s označením KHZ (tab. 4, obr. 4.2). Jsou vhodné pro zápusťkové kování. Vzájemný pohyb beranů takřka vyrovnává sílu nárazu, a proto soustava přenáší malé síly. Z toho důvodu mohou mít menší základy než ostatní buchary vykonávající stejnou práci. [7]

Výhody:

- Zdvih a energie beranu lze naprogramovat dle potřeby.
- Snadná manipulace (velký prostor pod buharem).
- Protiběžný systém – snížení rázů do okolí bucharu.
- Velká životnost – hydraulický agregát mimo buchar.
- Malá energetická náročnost, náplň stlačeného vzduchu je trvalá, pouze se doplňuje. [7]

Tabulka 4 – Technické parametry pneumaticko-hydraulických bucharů firmy ŠMERAL [7]

Označení bucharu	KHZ 2A	KHZ 4A	KHZ 8A	KHZ 16A
Tvářecí energie [kJ]	20	50	80	160
Upínací plocha zápustek [mm]	286x440	300x570	342x670	460x1000
Nejmenší výška zápustek [mm]	250	350	400	500
Max. zdvih beranu [mm]	400	500	600	800
Počet zdvihů beranu za minutu	20	18	16	14
Celkový instalovaný výkon [kW]	30	55	110	160
Rozměry stroje v*š*h [m]	3,1 x 3,1 x 2,3	3,6 x 3,1 x 2,3	3,9 x 3,5 x 2,5	4,5 x 4,5 x 3,5



Obr. 4.2 – Zápustkové buchary firmy Šmeral [7]

Buchar KHZ 2A Šmeral a.s. (vlevo), – Buchar KHZ 8A Šmeral a.s. (vpravo)

- **Lasco**

Německý výrobce dvojčinných a protiběžných hydraulických bucharů vhodných pro zápusťkové kování. Dvojčinné nesou označení HO-U a používají se pro běžné zápusťkové kování (obr. 4.3, tab. 5). Jsou univerzální pro velkou škálu aplikací. [8]

Protiběžné mají označení GH (obr. 4.3) a jsou vhodné pro zvlášť těžké a pevné díly, které vyžadují energii úderu vyšší než 200 kJ. Dvojčinné a protiběžné buchary firmy Lasco mají 12 výrobních typů. Čím vyšší číslo označení, tím vyšší energie úderu. V tab. 5 jsou uvedeny 4 typy těchto strojů. [8]

Tabulka 5 – Technické parametry bucharů firmy Lasco [8]

Označení bucharu	HO-U160	HO-U400	HO-U800	HO-U2000
Energie dopadu [kJ]	16	40	80	200
Počet úderů za min.	95	90	80	63
Max. zdvih [mm]	640	710	810	980
Hmotnost beranu [kg]	1250	2700	5600	13500
Celková hmotnost [t]	33,5	67	118	340



Obr. 4.3 – Zápusťkové buchary firmy Lasco [8]

Protiběžný hydraulický buchar Lasco GH (vlevo), Práce na hydraulickém bucharu HO-U250 Lasco (vpravo)

4.2 Výrobci bucharů – pro volné kování

- Anyang

Výrobce pneumatických a hydraulických bucharů z Číny. Hydraulické buchary mají označení C86YT a jedná se o robustní stroje vhodné pro zápustkové kování. Pneumatické buchary mají označení C41 (tab. 6). Tyto buchary jsou velmi oblíbené pro svou jednoduchost a cenu. Proto se dovážejí do Švédska, USA (obr. 4.4), Německa, ale i České republiky. Kvůli jejich oblíbenosti je zde uvádím v popředí oproti bucharům C86YT. V České republice jsou prodávány firmou ZÁMEČNICTVÍ ŘEHÁK spol. s.r.o. [9]

Jsou vhodné pro volné kování. Obsluha stroje je jednoduchá, ovládání je prováděno pomocí ruční páky a nožního pedálu. [9]

Tabulka 6 – Technické parametry pneumatických bucharů firmy Anyang [9]

Označení bucharu	C41 – 15	C41 - 25	C41 – 40	C41 – 55	C41 – 75
Hmotnost beranu [kg]	15	25	40	55	75
Minimální energie úderu [kJ]	0,16	0,27	0,53	0,7	1
Počet úderů za min.	240	250	245	230	210
Vzdálenost mezi kovadly [mm]	160	200	230	270	300
Vzdálenost mezi povrchem kovadla a zemí [mm]	370	410	500	610	750
Vzdálenost osy beranu a hrany kovadla [mm]	145	200	235	270	280
Podlahová rozloha stroje [mm]	540x350	610x1320	1265x1470	435x1650	1430x1478
Výška stroje [mm]	980	1390	1540	1590	1853
Celková váha stroje [kg]	260	780	870	1300	2500



Obr. 4.4 – Pneumatické buchary Anyang použité v USA [9]

Výhody pneumatických bucharů C41:

- Nepotřebuje kompresor k nasávání venkovního vzduchu.
- Pevný litinový rám.
- Konstrukce stroje udržuje řemeny suché od oleje a tím prodlužuje jejich životnost.
- Snadné ovládání, lehká údržba. [9]

- **Gentil knives**

Malý podnik vyrábějící nože a sortiment pro výrobu nožů – např. malé pneumatické buchary, hydraulické buchary a také jeden typ velkého hydraulického bucharu pro zápuskové kování. Pneumatické buchary pro volné kování (*obr. 4.5, tab. 7*) označují podle hmotnosti beranu. Jsou schopni také vyrábět buchary na zakázku dle požadavku zákazníka. Zajímavostí je hydraulický stroj, který dokáže pracovat jako lis, ale i jako buchar. [10]



Obr. 4.5 – Pneumatický buchar 14 kg/31 lb Gentil knives [10]

Tabulka 7 – Parametry pneumatického bucharu 14 kg/ 31 lb [10]

Maximální počet úderů za minutu	100
Výška zdvihu [mm]	190
Hmotnost beranu [kg]	14
Výška stroje [mm]	2067

- **The Frankenhammer by Norm Tucker**

V tomto případě se nejedná přímo o výrobce bucharů, ale o příručku k výrobě pružinového bucharu. Tato příručka byla vytvořena, aby pomohla uměleckým kovářům a řemeslníkům s výrobou pružinového bucharu s váhou beranu okolo 41 kg (90lb) (*obr. 4.6*). Pružinový buchar je navržený a testovaný na vysokou životnost. Další parametry jsou uvedeny pouze v příručce, kterou lze zakoupit za cenu 50 \$ (přibližně 1080 Kč). [11]



Obr. 4.6 – Pružinový buchar navržený Normem Tuckerem [11]

5 VHODNÉ VARIANTY ŘEŠENÍ PRO VOLNÉ KOVÁNÍ

Výrobci se snaží vyrábět buchary s co největší účinností, spolehlivostí a dostatečným počtem zdvihů za minutu. Cílem tohoto úsilí je zvýšit hospodárnost. Není jednoduché vybrat nejvhodnější stroj pro potřeby výroby. Na volné kování se používá pět základních typů:

- **Pružinové buchary** (obr. 5.1) jsou vhodné pro kování malých výkovků, protože mají malou rázovou energii. Jsou vhodné pro malé dílny, díky jednoduché instalaci a malé údržbě. Opravy jsou snadné.
- **Pneumatické buchary** (obr. 5.1) jsou vhodné pro průmyslovou výrobu. Mají malou spotřebu energie, jednoduchou obsluhu. Síla úderu se řídí pákou, nebo pedálem. Mají větší výrobní náklady než pružinové a parovzdušné buchary, ale jejich součásti se méně opotřebugí.



Obr. 5.1 – Pružinový buchar (vlevo), Pneumatický buchar (vpravo) [12, 13]

- **Jednostojanové dvojčinné parovzdušné buchary** (obr. 5.2) se vážou na parovzdušné vedení. Jejich hospodárnost se projevuje při práci s přehřátým vzduchem. Pracovat na plný výkon začínají až po dosažení provozní teploty. Řídící kinematika neodpovídá moderním požadavkům. Jedinou předností je jednoduchost oprav oproti pneumatickým bucharům. V dnešní době se takřka nepoužívají.
- **Dvojstojanové parovzdušné buchary** mají těžkou konstrukci, nedoporučují se pro malé provozy. Prostupnost mezi stojinami je malá.
- **Mostové dvojčinné parovzdušné buchary** (obr. 5.2) mají pod sebou velký pracovní prostor, a proto jsou vhodné pro velké výkovky. Další výhodou je lehká konstrukce. Obvykle se ovládají ventilovým rozvodem, na kterém vznikají malé ztráty třením. [2]



Obr. 5.2 – Jednostojanový parovzdušný buchar (vlevo), Mostový parovzdušný buchar (vpravo) [14, 15]

6 VLASTNÍ NÁVRHY BUCARU

Zadanými parametry bucharu jsou: malá hmotnost beranu, malá tvářecí energie a použití v malých provozech (tab. 8). Výběr vhodných variant řešení pro požadované parametry je uveden v tab. 9.

Tabulka 8 – Požadované parametry

Požadované parametry	
Hmotnost beranu [kg]	15
Počet úderů za minutu	240
Vzdálenost mezi kovadly [mm]	± 150
Energie úderu [kJ]	± 0,1

Tabulka 9 – Výběr bucharu pro podrobnější návrh

Typy bucharu	Vhodnost pro malé provozy	Vhodnost pro beran s hmotností 15 kg	Vhodnost pro energii úderu 0,1 kJ	Použití v současnosti
Pružinové buchary	+	+	+	+
Pneumatické buchary	+	+	+	+
Jednostojanové dvojčinné parovzdušné buchary	+	+	–	–
Dvojstojanové dvojčinné parovzdušné buchary	–	–	–	+
Mostové parovzdušné buchary	–	–	–	–

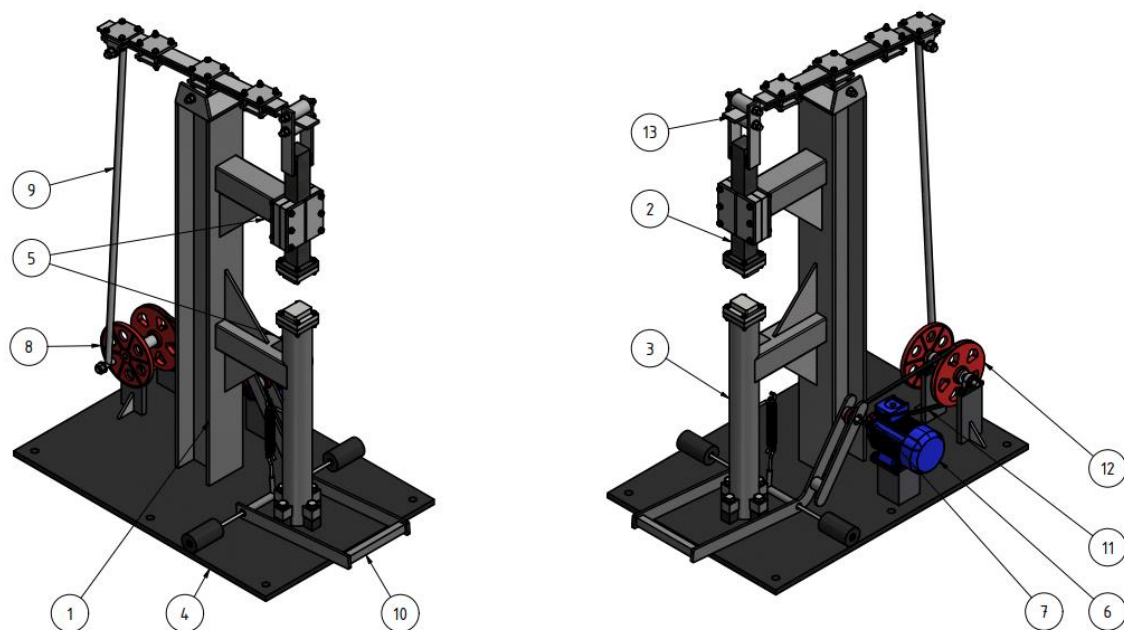
Pozn.:

– nevyhovující

+ vyhovující

Z uvedených variant splňují požadavky pouze dva typy bucharu – pružinový a pneumatický buchar. Obě tyto varianty byly navrženy v programu Autodesk Inventor 2021.

6.1 Varianta A – Pružinový buchar



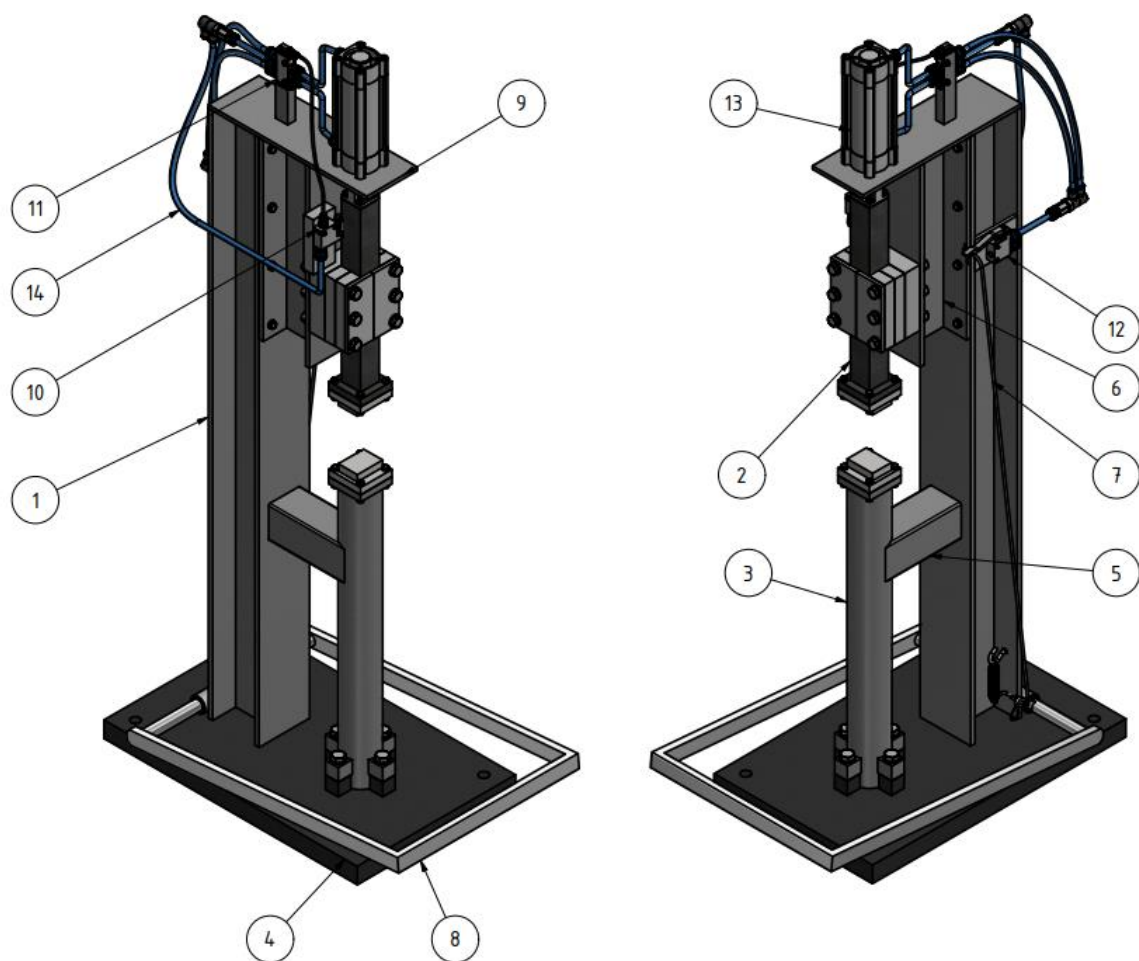
Obr. 6.1 – Vlastní návrh pružinového bucharu včetně popisu hl. částí

- | | |
|--------------------------------|----------------------------------|
| 1) Stojina profil HEB | 8) Výstředník |
| 2) Beran | 9) Tažná tyč |
| 3) Šabota | 10) Pedál |
| 4) Podstava | 11) Klínový řemen úzkého průřezu |
| 5) Spoj stojiny se šabotou | 12) Hnaná řemenice |
| 6) Asynchronní třífázový motor | 13) Listová pružnice |
| 7) Hnací řemenice | |

Elektromotor přenáší rotační pohyb pomocí klínového řemenu a je uložen mezi šabotou a stojinou bucharu. Stojina je z profilu HEB a je přivařena k podstavě. Šabota je usazena ve vodících dírách a přichycena šrouby. Po utažení šroubů je také přivařena po obvodu k podstavě.

Síla úderu se řídí pedálem, který zajišťuje napínání řemenu, díky spojení napínací řemenice s pedálem. Výstředník je umístěn na hnané hřídeli, která je uložena v ložiscích. Výstředník také nastavuje zdvih beranu. Tažná tyč napojená na výstředník je z pružinové oceli, aby při silném průhybu pružiny nevznikalo velké namáhání tyče. Listové pružiny v horní části bucharu se skládají z více listů a jsou spojeny pouzdry (listová pružnice). Pružné spojení pružin je výhodnější než pevné. Při pevném spojení se v minulosti listové pružiny často lámaly. Listová pružnice je upevněna na beran pomocí dvou dutých hřídelí uložených v ložiscích.

6.2 Varianta B – Pneumatický buchar



Obr. 6.2 – Vlastní návrh pneumatického bucharu včetně popisu hl. částí

- | | |
|---------------------------------------|-------------------------------------|
| 1) Stojina profil HEB | 8) Pedál |
| 2) Beran | 9) Deska s držákem ventilu |
| 3) Šabota | 10) Pedál |
| 4) Podstava | 11) Válečkový pákový ventil 3/2 |
| 5) Spoj stojiny se šabotou | 12) Tlačítkový ventil s pákou 3/2 |
| 6) Spoj stojiny s beranem, profil HEB | 13) Pneumaticky ovládaný ventil 5/2 |
| 7) Ovládací tyč | 14) Pneumatická hadice |

Stojina je z profilu HEB a je přivařena k podstavě. Šabota je usazena ve vodících dírách a přichycena šrouby. Po utažení šroubů je přivařena po obvodu k podstavě. Síla úderu je řízena pomocí pedálu, kterým se ovládá tlačítkový ventil s pákou 3/2. Tento návrh nemá vlastní kompresor. Musí být použit nějaký samostatný kompresor, nebo centrální přívod vzduchu. Beran je pevně spojen s pneumatickým válcem a kopíruje jeho pohyb. Pohyb pneumatického válce je řízen pneumatickým obvodem, který se uvede po stisknutí pedálu od obsluhy.

7 VOLBA VLASTNÍ VARIANTY BUCHARU

Před samotným detailním návrhem je nutné provést rozbor navrhovaných variant bucharů a jejich porovnání. Varianty se současně hodnotí dvěma způsoby. Prvním je ekonomické zhodnocení obou variant, včetně odhadu ceny práce. Druhým hodnocením jsou nevyčíslitelné účinky (metoda vážených hodnot).

7.1 Ekonomické zhodnocení

Rozměry součástí nejsou zkontrolovány výpočtem, jedná se tedy o hrubý odhad ceny. Finální cena se proto může lišit. Ceny profilů jsou uváděny s nařezáním na požadovanou délku. Tyto ceny uvádí firma KONDOR [16] na svém e-shopu. Ostatní obrábění a svařecí operace jsou naceněny odhadem. Počítána hodinová mzda při obrábění je 500 Kč, při montáži a svařování 700 Kč.

7.1.1 Varianta A

Hlavním ukazatelem je zde cena polotovarů a profilů, které jsou potřebné k výrobě pružinového bucharu a cena řemenového převodu. Dále je proveden odhad práce, jako je např. svařování, soustružení, frézování. Ceny jednotlivých částí jsou rozepsány v tabulkách (PŘÍLOHA 1). V tab. 10 je uvedena pouze celková cena za jednotlivé části.

Tabulka 10 – Celková cena pružinového bucharu

Cena profilů a polotovarů nařezaných na požadovanou délku [Kč]	19076
Cena řemenového převodu [Kč]	10770
Cena spojovacího materiálu a ložisek [Kč]	3359
Cena práce [Kč]	16400
Celková cena bez DPH [Kč]	49605

7.1.2 Varianta B

Hlavním ukazatelem je zde cena pneumatických prvků použitých v pneumatickém obvodu. Dále je proveden odhad práce, jako je např. svařování, soustružení, frézování. Ceny za jednotlivé části jsou rozepsány v tabulkách (PŘÍLOHA 2). V tab. 11 je uvedena pouze celková cena za jednotlivé části.

Tabulka 11 – Celková cena pneumatického bucharu

Cena profilů a polotovarů nařezaných na požadovanou délku [Kč]	12087
Cena spojovacího materiálu a ložisek [Kč]	975
Cena pneumatického vybavení [Kč]	27 011
Cena práce [Kč]	11600
Celková cena bez DPH [Kč]	51673

7.2 Metoda vážených hodnot

Nevýčísitelné účinky – hodnocení výhod a nevýhod jednotlivých variant, které nezohledňuje cenu. Je to subjektivní názor osoby. V prvním kroku je nutná volba kritérií a hodnocení jejich důležitosti (tab. 12). V dalším kroku se porovnávají stanovená kritéria s vybranými variantami. Varianta s největší váženou hodnotou je pak více vyhovující (tab. 13).

7.2.1 Hodnotící Kritéria

Tabulka 12 – Hodnotící kritéria metody vážených hodnot

Váha kritéria	Kritérium	Hodnocení			
		3 body	2 body	1 bod	0 bodů
		Dobré	Neutrální	Špatné	Velmi špatné
9	Počet úderů za minutu	200 +	120 +	60 +	Do 60
8	Spotřeba energie	Malá	Střední	Velká	Nedosažitelná
7	Přivedení pracovního média	Dobré	Normální	Složitě	Nemožné
6	Poměr sériově a kusově vyráběných dílů	2:1	1:1	1:2	1:5
5	Opotřebení součástí	Malé	Střední	Velké	Nevyhovující
4	Složitost instalace v dílně	Jednoduchá	Normální	Složitá	Nelze
3	Složitost konstrukce	Jednoduchá	Normální	Složitá	Nevyrobitelná
2	Náročnost obsluhy	Malá	Střední	Velká	Těžko ovládatelné
1	Složitost oprav	Jednoduchá	Střední	Složitě	Neopravitelné

7.2.2 Volba vhodné varianty řešení

Tabulka 13 – Hodnocení jednotlivých variant

Kritérium	Varianta A			Varianta B		
	Váha kritéria	Hodnocení	Součin	Váha kritéria	Hodnocení	Součin
Počet úderů za minutu	9	3	27	9	3	27
Spotřeba energie	8	2	16	8	2	16
Přivedení pracovního média	7	3	21	7	2	14
Poměr sériově a kusově vyráběných dílů	6	3	18	6	3	18
Opotřebení součástí	5	1	5	5	2	10
Složitost instalace v dílně	4	3	12	4	3	12

Složitost konstrukce	3	2	6	3	3	6
Náročnost obsluhy	2	3	6	2	3	6
Složitost oprav	1	3	3	1	2	2
Suma			114			111

7.3 Výsledky ekonomického zhodnocení a metody vážených hodnot

Tabulka 14 – Celkové výsledky výběru varianty

Varianta řešení	Vážená hodnota	Celková cena [Kč]	Pořadí
A	114	49605	1.
B	111	51673	2.

Z tab. 14 je zřejmé, že koncepční varianta A je z hlediska metody vážených hodnot nejvhodnější řešení. Pořizovací náklady jsou nižší u varianty A. Varianta A tedy bude vhodná pro detailnější zpracování v následujících kapitolách této práce.

8 NÁVRHOVÉ VÝPOČTY A ŘEŠENÍ

V této části budou navrženy parametry bucharu, které povedou ke konstrukčnímu řešení.

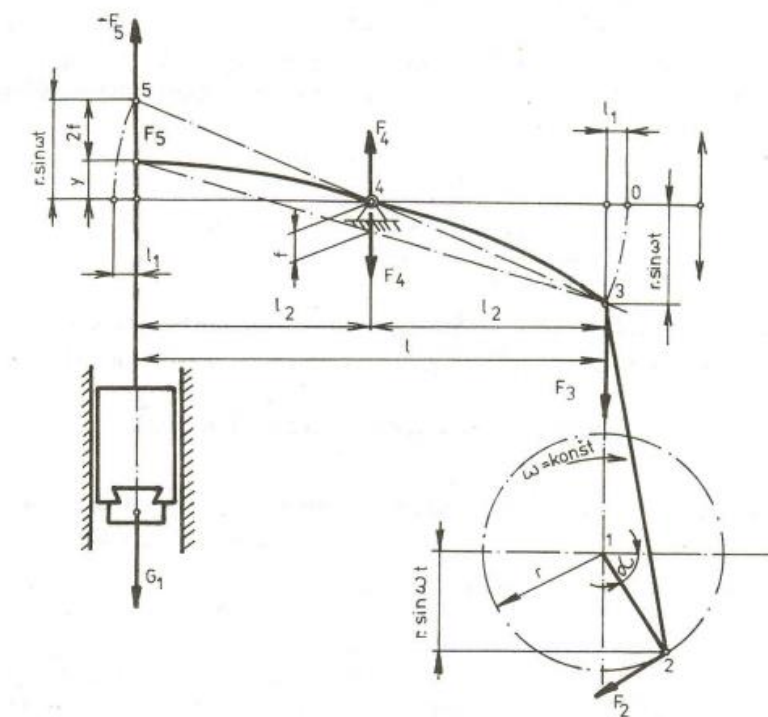
8.1 Základní výpočty pružinových bucharů

Úderová práce pružinových bucharů závisí na dopadové rychlosti. Ta se odvíjí od počtu úderů beranu. Počet úderů závisí na otáčkách hřídele a vlastností listové pružnice (tab. 15). Listová pružnice může být zatížena jen určitým počtem otáček, aby se nepoškodila. Musí se tedy vypočítat kritická hodnota otáček, která nastane při resonanci. Také je nutné zjistit průběh síly působící na beran. Listové pružiny se vyrábějí z pružinové oceli. V tab. 15 jsou uvedeny parametry zvoleného materiálu listových pružin. [2]

Na obr. 8.1 jsou znázorněny silové a pohybové poměry bucharu. Pomocí rovnováhy momentů můžeme potom zapsat rovnice:

$$2F_5 \frac{1}{2} - F_4 \frac{1}{2} = 0 \quad (8.1)$$

$$F_5 = \frac{F_4}{2} = -F_3 \quad (8.2)$$



Obr. 8.1 – Schéma pohonu pružinového bucharu [2]

F_5 – síla působící na beran,

F_4 – síla působící ve středu stojiny a pružiny

F_3 – síla přenesená z kliky na pružinu

F_2 – obvodová síla na výstředníku

Tabulka 15 – Mechanické vlastnosti a rozměry listové pružnice

Vlastnosti listové pružnice	
Materiál	51CrV4– Pružinová ocel
Mez kluzu	700 MPa
Modul pružnosti v tahu	206 GPa
Rozměr jedné pružiny (šířka x výška)	60x10 mm
Počet listových pružin	3

Výpočet síly působící na beran: [2]

$$F_5 = \frac{3 \cdot E \cdot I_0}{l^3} (r \cdot \sin(\omega t) - y) \quad (8.3)$$

Kde:

E – modul pružnosti v tahu

I_0 – kvadratický moment průřezu pružnice (obr. 8.2)

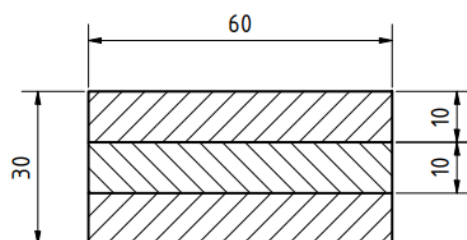
l – délka ohýbaného ramena

r – rameno otáčení výstředníku

t – čas

ω – úhlová rychlost

y – amplituda kmitání



Obr. 8.2 – Průřez pružnice

Podle zákonů dynamiky také platí:

$$F_5 = m \cdot \frac{dv}{dt} = m \cdot a_d \quad (8.4)$$

Použitím rovnic 8.3 a 8.4 je možné vyjádřit zrychlení:

$$a_d = \frac{3 \cdot E \cdot I_0}{m \cdot l^3} (r \cdot \sin(\omega t) - y) = \frac{d^2 y}{dt^2} \quad (8.5)$$

Z rovnice 8.5 vychází vlastní kmitání systému: [2]

$$n_e = \sqrt{\frac{3 \cdot E \cdot I_0}{m \cdot l^3}}$$

$$n_e = \sqrt{\frac{3 \cdot 206 \cdot 10^9 \cdot 1,35 \cdot 10^{-7}}{15 \cdot 0,84^3}} = 96,84 \text{ s}^{-1} \quad (8.6)$$

Po dosazení do diferenciální rovnice pro nucené kmitání lze psát: [2]

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + n_e^2 y = n_e^2 r \cdot \sin(\omega t) \quad (8.7)$$

Integrovaním vznikne amplituda kmitání: [2]

$$y = A \sin(n_e t) + B \cos(n_e t) \quad (8.8)$$

Pokud v rovnici 8.7 je uvažován člen $n_e^2 y = 0$, vznikne vztah pro velikost amplitudy, která dosáhla periodickým účinkem síly. Po další úpravě je vyjádřena amplituda vynuceného kmitání: [2]

$$y_2 = K \cdot \sin(\omega t) \quad (8.9)$$

Kde K je konstanta diferenciální rovnice. Druhá derivace této rovnice je: [2]

$$y_2'' = \frac{d^2 y}{dt^2} = -K \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t) \quad (8.10)$$

Dosazením rovnic 8.10 a 8.9 do rovnice 8.7 lze vypočíst konstantu K: [2]

$$-K \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t) + n_e^2 K \cdot \sin(\omega t) = n_e^2 r \cdot \sin(\omega t)$$

$$K = r \cdot \frac{n_e^2}{n_e^2 - \omega^2} \quad (8.11)$$

Dosazením do rovnice 8.9 je dán konečný tvar rovnice vynuceného kmitání:

$$y_2 = r \cdot \frac{n_e^2}{n_e^2 - \omega^2} \cdot \sin(\omega t) \quad (8.12)$$

Jestliže $\omega = n_e$ vzniká rezonance, protože vlastní počet kmitů se rovná úhlové rychlosti. Vlastní výchylka pružiny za čas t bude: [2]

$$y = A_y \sin(n_e t) + B_y \cos(n_e t) + r \cdot \frac{n_e^2}{n_e^2 - \omega^2} \cdot \sin(\omega t) \quad (8.13)$$

Konstanty A, B musíme spočítat, pokud se uvedou počáteční podmínky pro nulové body. Čas $t = 0$ s, dráha $y = 0$ a rychlost $v_0 = 0$ m/s. Potom jsou konstanty: [2]

$$B_y = 0; \quad A_y = \frac{n_e^2}{n_e^2 - \omega^2} \quad (8.14)$$

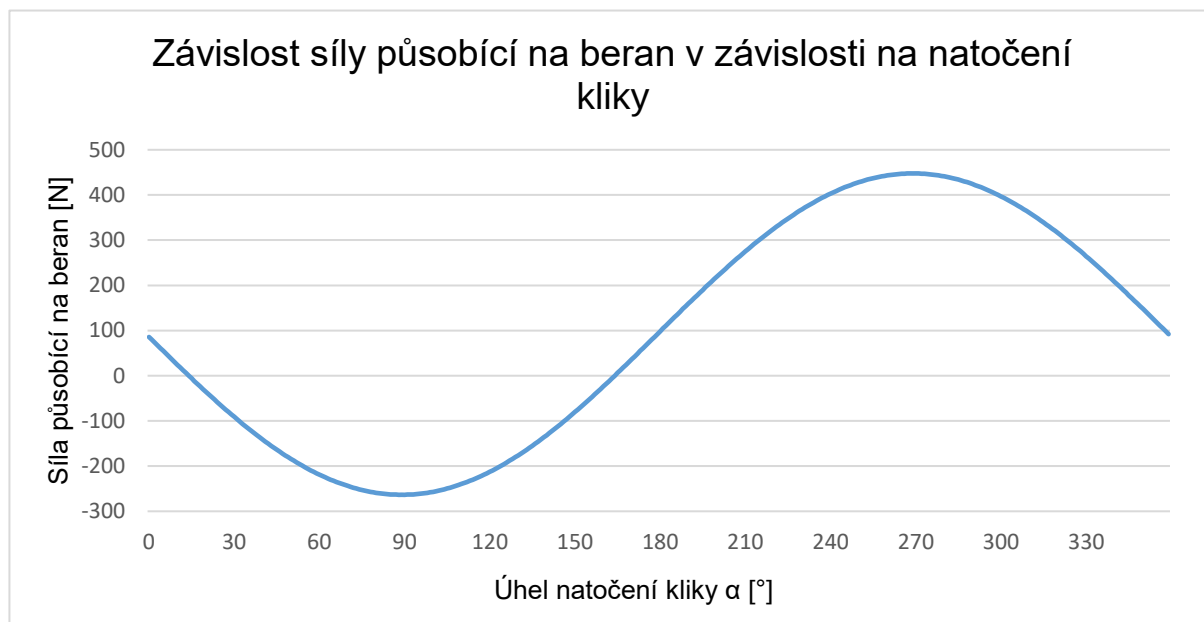
Dosazením konstant z rovnice (8.14) lze upravit rovnici vlastní výchylky pružiny: [2]

$$y = r \cdot \frac{n_e^2}{n_e^2 - \omega^2} \cdot (\sin(\omega t) - \frac{\omega}{n_e} \cdot \sin(n_e t)) \quad (8.15)$$

Následně lze dosadit do rovnice síly působící na beran (rovnice 8.3): [2]

$$F_5 = \frac{3 \cdot E \cdot I_0}{l^3} (r \cdot \sin(\omega t) - y)$$

Průběh síly je vykreslen v závislosti na úhlu natočení kliky (*graf 1*). Maximální síla působící na beran je 447,67 N.

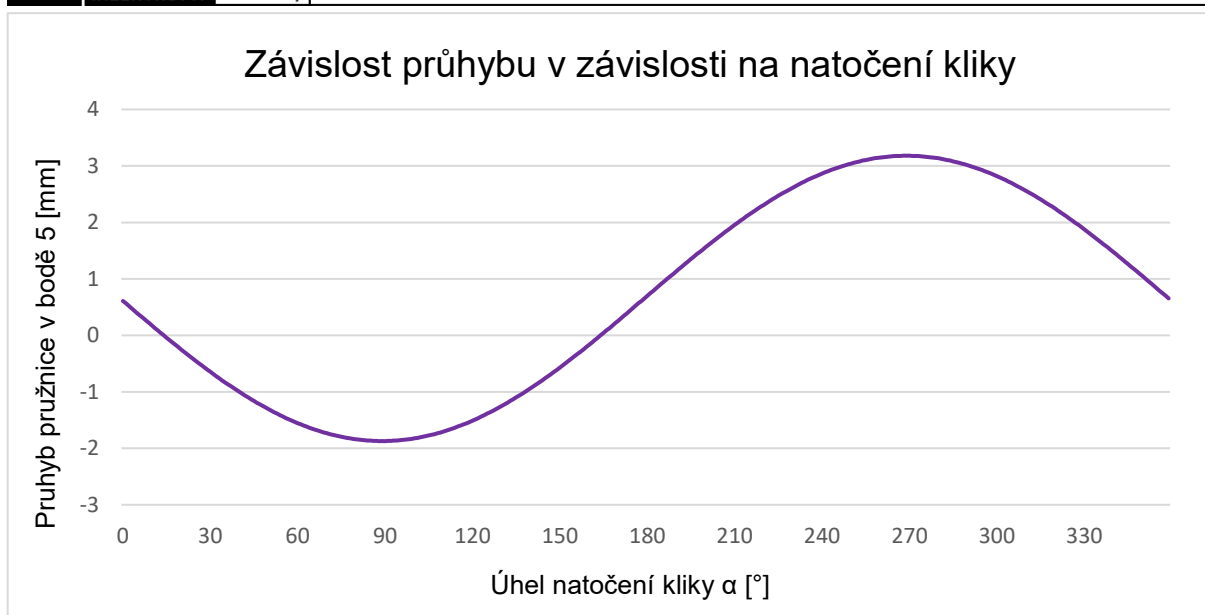


Graf 1 – Průběh síly působící na beran

Průhyb pružiny vychází ze síly, která působí v daném bodě: [2]

$$f = \frac{F \cdot l^3}{3E \cdot I_0} \quad (8.16)$$

Průběh průhybu je vykreslen v závislosti na úhlu natočení kliky (*graf 2*). Průhyb v bodě 3 bude úplně stejný, jenom hodnoty budou mít opačný smysl. Průhyby v bodě 4 budou poloviční (rovnice 8.2). Maximální průhyb nastane, při působení maximální síly na beran. Jeho hodnota je 3,18 mm.



Graf 2 – Průběh průhybu v bodě 5

Vliv otáček způsobuje zkrácení délky pružiny, které se však může zanedbat, protože je velmi malé. Když se pružnice dostane z nulové polohy klikou nahoru nebo dolů, vykoná přitom dráhu $r \cdot \sin$. Přesunutí bodu se dá vyjádřit následovně: [2]

$$y_x = r \cdot \sin(\omega t) - 2f \quad (8.17)$$

Pro bod 5 lze tedy napsat:

$$y_5 = r \cdot \sin(\omega t) - 2 \cdot \frac{F_5 \cdot l^3}{3E \cdot I_0} \quad (8.18)$$

Energie úderu pružinového bucharu se určuje podle hmotnosti beranu a úderové rychlosti. Pro libovolný čas t se dopadová rychlost beranu vyjadřuje: [2]

$$v_d = \frac{dy}{dt} = \omega \cdot r \cdot \frac{n_e^2}{n_e^2 - \omega^2} (\cos(\omega t) - \cos(n_e t)) \quad (8.19)$$

Když je úhlová rychlost konstantní, je konstantní i obvodová rychlost a rovnice pro dopadovou rychlost dostane tvar: [2]

$$v_d = v_v \cdot \frac{n_e^2}{n_e^2 - \omega^2} (\cos(\omega t) - \cos(n_e t)) \quad (8.20)$$

Kde:

v_v – obvodová rychlost na výstředníku

Průběh dopadové rychlosti je vykreslen v závislosti na úhlu natočení kliky (*graf 3*). Maximální dopadová rychlost je 3,98 m/s.

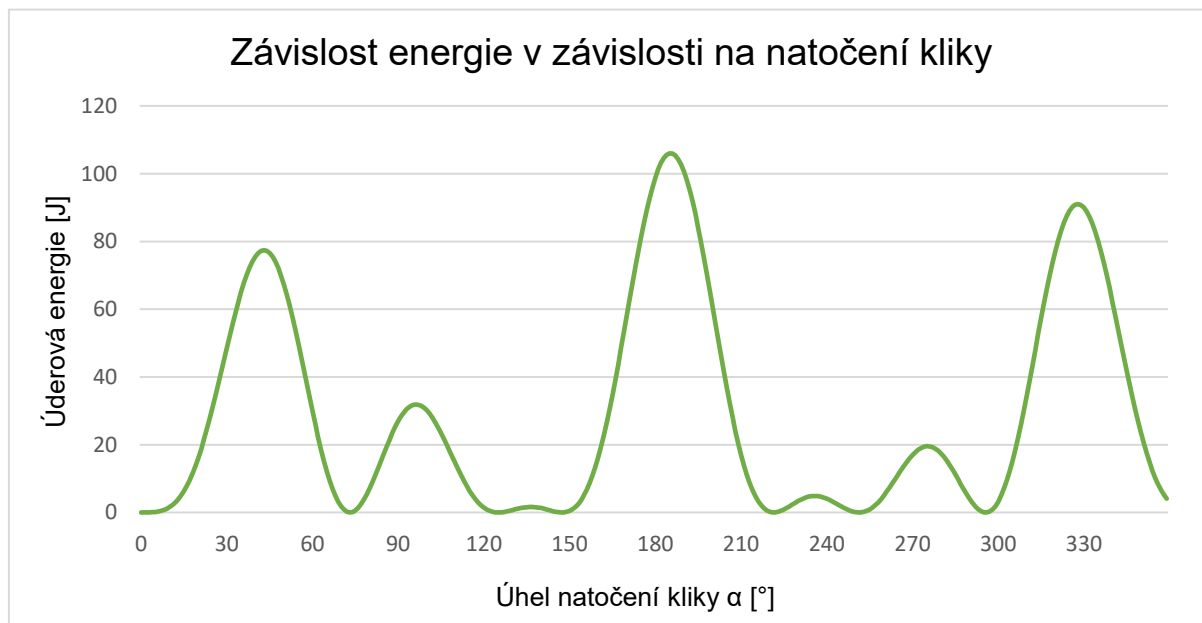


Graf 3 – Průběh úderové rychlosti

Úderovou energii (kinetická energie) lze poté vyjádřit:

$$W = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_d^2 \quad (8.21)$$

Průběh úderové energie je vykreslen v závislosti na úhlu natočení kliky (*graf 4*). Maximální úderová energie je 106 J.



Graf 4 – Průběh úderové energie

Kritická úhlová rychlost vznikne při rezonanci a lze určit ze vztahu: [2]

$$\omega_k = 2\pi \cdot n_k = \sqrt{\frac{3E \cdot I_0}{m \cdot l^3}} \quad (8.22)$$

Kritický počet otáček kliky lze potom vyjádřit: [2]

$$n_k = \frac{60}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{3E \cdot I_0}{m \cdot l^3}} \quad (8.23)$$

$$n_k = \frac{60}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot 206 \cdot 10^9 \cdot 1,35 \cdot 10^{-7}}{15 \cdot 0,84^3}} = 925,0558 \text{ min}^{-1}$$

Výstředník se otáčí s frekvencí otáčení 240 ot/min. Jelikož hodnota kritických otáček pro listovou pružnici je 925 ot/min, tak je návrh v pořádku.

8.2 Volba elektromotoru

Hnaná hřídel může přenést určitý krouticí moment. Výstředník může přenést rovněž určitou sílu. Pro zjednodušení výpočtu je tažná tyč uvažována jako nekonečně dlouhá. Silové vztahy jsou schematicky vyjádřeny na obr. 8.3.

Síla potřebná k vyvození F_{3max} se spočítá ze vztahu:

$$F_{2max} = \sin \alpha \cdot F_{3max} = 447,5 \text{ N} \quad (8.24)$$

Poté lze vyjádřit potřebný krouticí moment na výstředníku:

$$M_{kmin} = F_{2max} \cdot r = 447,5 \cdot 0,07 = 31,325 \text{ Nm} \quad (8.25)$$

Je nutná volba elektromotoru, který bude schopný vyvodit nejbližší vyšší krouticí moment na výstředníku. Je zvolen 8pólový třífázový asynchronní motor Siemens (tab. 16), který splňuje požadavky (rovnice 8.27).

Tabulka 16 – 8pólový třífázový asynchronní motor Siemens [17]

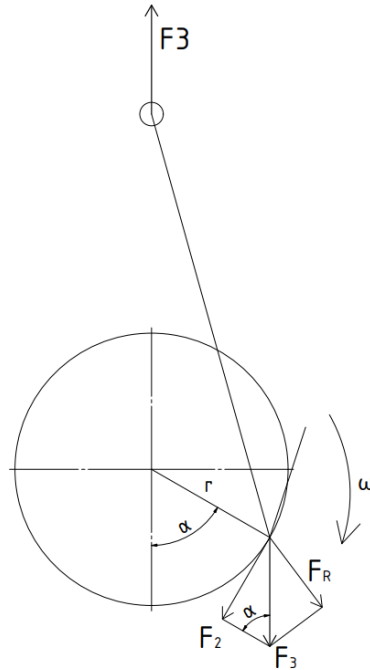
Základní označení	Účinnost	Výkon [kW]	Rychlost [ot/min]	Proud [A]	Krouticí moment [Nm]	Montážní provedení
1LE1002-1AD5	IE1	1,1	705	3,7	15,1	IMB14/IMB5 /IMB3/IMB3 4/IMB35

Motor převádí krouticí moment přes úzký klínový řemen s převodovým poměrem:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{705}{240} = 2,9375 \quad (8.26)$$

Na hnané hřídeli je tedy moment:

$$M_k = \frac{P}{\omega} = \frac{1100}{2\pi \cdot \frac{240}{60}} = 43,76 \text{ Nm} \quad (8.27)$$



Obr. 8.3 – Průběh sil na výstředníku

8.3 Účinnost bucharu

K výpočtu účinnosti bucharu je nutné nejdříve určit tzv. šabotovou ztrátu, a to za pomoci zákona hybnosti (rovnice 8.28). Uvedené hmotnosti byly vypočteny v programu Autodesk Inventor 2021.

Zákon hybnosti:

$$m \cdot v_d = (m + M) \cdot v' \quad (8.28)$$

$$v' = \frac{m \cdot v_d}{m + M}$$

Kde:

M – hmotnost šaboty a ocelové podstavy

m – hmotnost beranu

Energie před úderem se rovná vykonané práci:

$$E_1 = W = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_d^2 \quad (8.29)$$

Energie ztracená pohybem šaboty:

$$E_2 = \frac{1}{2} \cdot (M + m) \cdot v'^2 \quad (8.30)$$

Účinnost bucharu lze určit ze vztahu: [2]

$$\eta = \frac{\text{využitelná energie}}{\text{původní energie}} = \frac{E_1 - E_2}{E_1} = 1 - \frac{E_2}{E_1}$$

$$\eta = 1 - \frac{\frac{1}{2} \cdot (M + m) \cdot v'^2}{\frac{1}{2} \cdot m \cdot v_d^2} \quad (8.31)$$

$$\eta = 1 - \frac{\frac{1}{2} \cdot (M + m) \cdot \left(\frac{m \cdot v_d}{m + M}\right)^2}{\frac{1}{2} \cdot m \cdot v_d^2} = 1 - \frac{m}{m + M} = \frac{M}{m + M}$$

Vztah z rovnice 8.31 platí pro případ, že stlačovaná tělesa jsou dokonale plastická a nedochází ke zpětnému odrazu. Vzhledem k tomu, že tělesa nejsou dokonale plastická a ani kovaný materiál není ideálně plastický. Rovněž nástroje jsou pružné. Proto nastane částečný odraz, který představuje další ztráty.

Do výpočtové účinnosti se tedy zavádí součinitel rázu $k = 0,25 \div 0,35$. [2]

$$\eta = \frac{M}{m + M} \cdot (1 - k^2) = \frac{190}{15 + 190} \cdot (1 - 0,3^2) = 0,843 \quad (8.32)$$

Poměr hmotnosti šaboty a beranu pro volné kování by se měl pohybovat v rozmezí 10 až 20. Podle rovnice 8.33 je poměr v požadovaném rozmezí. Návrh splňuje požadavky. [2]

$$\frac{M}{m} = \frac{190}{15} = 12,67 \quad (8.33)$$

8.4 Návrh řemenového převodu

Řemenový převod je realizován úzkým klínovým řemenem. Výstupní otáčky se volí podle požadovaném počtu úderů beranu. Je použit 8pólový třífázový asynchronní motor 1,1kW. Volba motoru byla provedena v předchozí části. Navrhované parametry jsou shrnuty v tab. 17.

Tabulka 17 – Navržené základní parametry řemenového převodu

Výkon elektromotoru [kW]	1,1
Průměr hnací řemenice [mm]	100
Vstupní otáčky [min^{-1}]	705
Výstupní otáčky [min^{-1}]	240
Druh provozu	Velmi těžký provoz

Převodový poměr:

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{705}{240} = 2,9375 \quad (8.34)$$

Průměr hnané řemenice:

$$d_2 = d_1 \cdot i_{12} = 100 \cdot 2,96 = 296 \text{ mm} \quad (8.35)$$

Je zvolen průměr hnané řemenice $d_2 = 280 \text{ mm}$, výstupní otáčky, a tedy i počet úderů za minutu bude o něco větší než 240 ot/min. [18]

Volba osové vzdálenosti řemene: [18]

$$\begin{aligned} 0,7 \cdot (d_1 + d_2) &> a > 2 \cdot (d_1 + d_2) \\ 0,7 \cdot (100 + 280) &> 600 > 2 \cdot (100 + 280) \\ 0,7 \cdot (d_1 + d_2) &> a > 2 \cdot (d_1 + d_2) \\ 266 &> 600 < 760 \end{aligned} \quad (8.36)$$

Je zvolena osová vzdálenost 600 mm.

Úhel opásání malé řemenice: [18]

$$\beta = 180^\circ - 60 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 60 \cdot \frac{280 - 100}{600} = 162^\circ \quad (8.37)$$

Zmenšující úhel opásání:

$$\gamma = 90^\circ - \frac{\beta}{2} = 9^\circ \quad (8.38)$$

Kontrola obvodové rychlosti řemene:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{1000 \cdot 60} = \frac{\pi \cdot 100 \cdot 705}{1000 \cdot 60} = 3,7 \text{ ms}^{-1} \quad (8.39)$$

Maximální obvodová rychlost pro klínové řemeny úzkého průřezu je 35 ms^{-1} . Obvodová rychlost řemene je v pořádku.

Výpočtová délka řemene, který pracuje na dvou řemenicích: [18]

$$\begin{aligned} L_p &= 2 \cdot a \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (d_2 + d_1) + \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (d_2 - d_1) \\ L_p &= 2 \cdot 600 \cdot \sin \frac{162}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (280 + 100) + \frac{\pi \cdot 9}{180} \cdot (280 - 100) \\ L_p &= 1810,1 \text{ mm} \end{aligned} \quad (8.40)$$

Je zvolena nejbližší výrobní délka řemene výpočtová délka $L_p = 1800 \text{ mm}$. [18]

Skutečná osová vzdálenost: [18]

$$A = p + \sqrt{p^2 - q} = 300,66 + \sqrt{300,66^2 - 4050} = 594 \text{ mm} \quad (8.41)$$

Kde:

$$p = 0,25 \cdot L_p - 0,393 \cdot (d_2 + d_1) = 300,66 \text{ mm} \quad (8.42)$$

$$q = 0,125 \cdot (d_2 - d_1)^2 = 4050 \text{ mm} \quad (8.43)$$

Počet řemenů: [18]

$$z = \frac{P \cdot c_2}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{1,1 \cdot 1,4}{1,28 \cdot 0,96 \cdot 1,01} = 1,24 \quad (8.44)$$

Jsou zvoleny dva řemeny.

Kde:

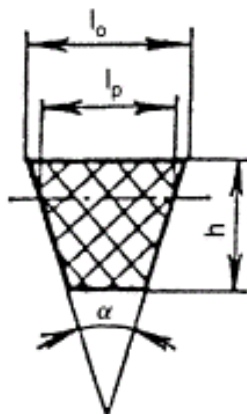
P_r – jmenovitý výkon převodu s jedním řemenem – 1,28 kW

c_1 – součinitel úhlu opásání – 0,96

c_2 – součinitel dynamičnosti a pracovního režimu – 1,4

c_3 – součinitel vlivu délky řemene – 1,01 [18]

Volba průřezu řemenu: pro přenášený výkon 1,1 kW a otáčky 705 ot/min je vhodný typ úzkého klínového řemenu SPZ (obr. 8.4, tab. 18). [18]



Obr. 8.4 – Průřez úzkého klínového řemenu [18]

l_p – výpočtová šířka řemenice, l_o – šířka, h – výška, α – úhel klínového řemene

Tabulka 18 – Rozměry řemene SPZ [18]

Typ průřezu	Rozměry drážky			
	l_p [mm]	l_o [mm]	h [mm]	α [°]
SPZ	8,5	9,7	8	40±1

8.5 Návrh vedení beranu

Vedení beranu lze rozdělit na kluzné a valivé. Kluzné vedení se dále dělí na vedení lištové a sloupové. Na přesný pohyb beranu má vliv pravidelný chod a správně zvolena vůle ve vedení. Přesnost ovlivňuje také délka vedení, jeho kvalita vyhotovení a nastavení na tvářecím stroji. [2]

Valivé vedení je vhodné hlavně pro tváření za studena, proto u pružinového bucharu bude použito vedení kluzné.

Sloupové vedení je realizováno mezi válcovými sloupy a kluznými pouzdry. Osy válcových sloupů jsou rovnoběžné. Mohou být uspořádány svisle, vodorovně nebo šikmo.

Počet sloupů bývá dva, tři, čtyři, šest nebo více. Jelikož je buchar volen jednostojanový, nelze realizovat sloupové vedení. [19]

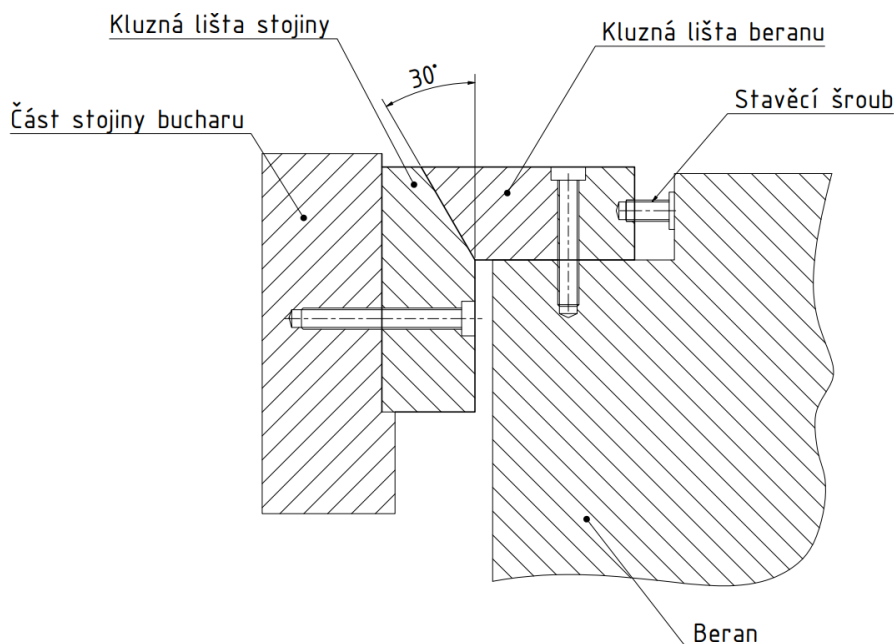
Lištové vedení se řadí mezi nejpoužívanější vedení u tvářecích strojů. Vedení se skládá z několika dvojic k sobě přiléhajících kluzných lišt, které se po sobě kloužou. Lišty se montují na rám i beran lisu. Dvojice lišt se mohou vyskytovat v závislosti na konkrétním tvářecím stroji po dvou, čtyřech, osmi a více. Uspořádání vedení se dělá především svislé a vodorovné. Kluzné lišty musí být uzpůsobeny k tomu, aby bylo možné seřadit vůli ve vedení z důvodu opotřebení. Kvůli rovnoměrnosti opotřebení musí při zdvihu přejíždět lišta beranu lištu stojanu na obou koncích o určitou vzdálenost. [19]

Dělí se podle tvaru vedení na:

- Lištové vedení ve tvaru „X“
- Lištové vedení ve tvaru „O“
- Pravoúhlé lištové vedení U [19]

Vhodným řešením pro jednostojanový pružinový buchar je lištové vedení ve tvaru „X“ (obr. 8.5). Jedná se o čtyřboké vedení. Normálová síla od excentricity se zachytává větší průmětnou plochou lišty, proto je sklon kluzné plochy 30° . Tento sklon směřuje do středu beranu, aby se z důvodu roztažení beranu při jeho ohřátí při práci bucharu nezmenshovaly vůle ve vedení. Vedení brání úhlovému natočení beranu. Požadovaná vůle se nastavuje pomocí stavěcích šroubů. [19]

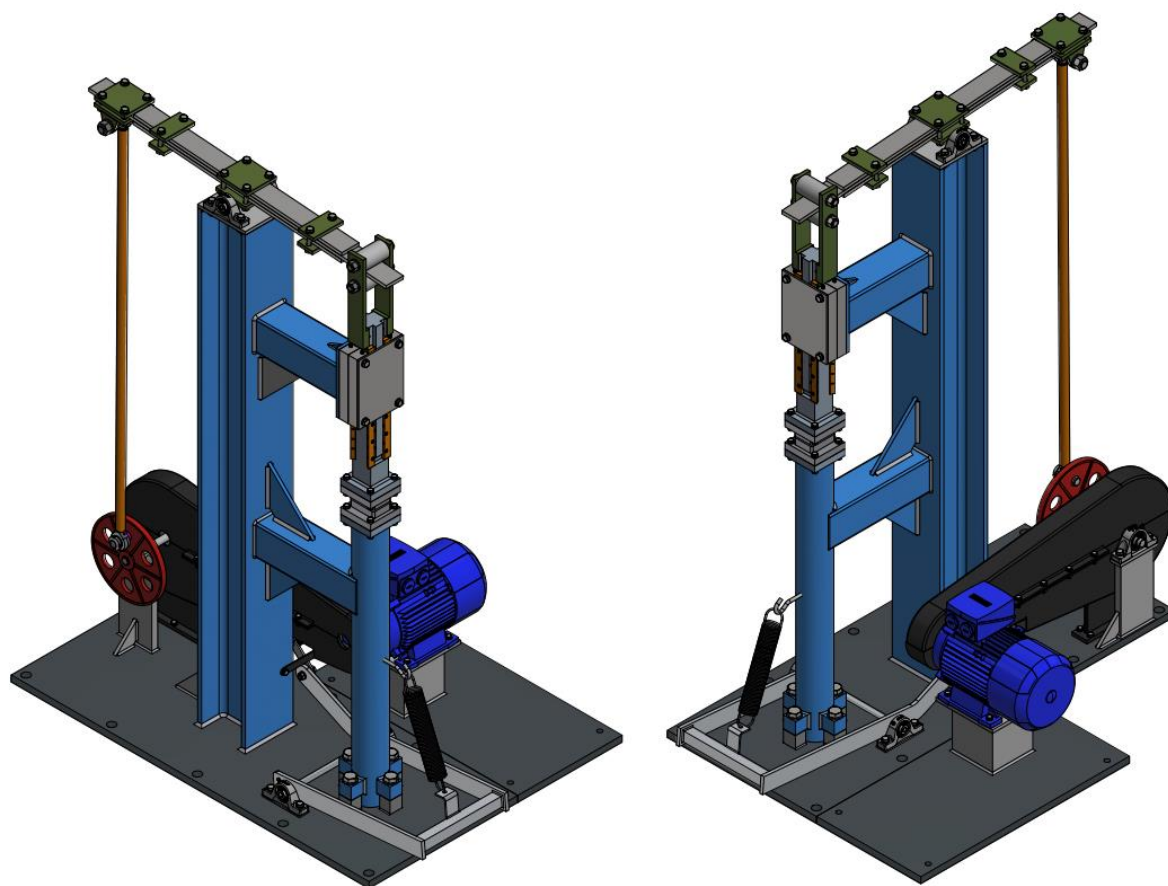
Pro velké tvářecí síly a pro vysoké nároky na přesnost se používají lišty z kované hliníkové bronze, nitridační oceli třídy 14 a kalené oceli třídy 14. Pro malé tvářecí síly a pro normální požadovanou přesnost je vhodné použít pro lištu na beranu ocel na odlitky nebo litinu. Na stojině poté litinové nebo bronzové lišty. Pro beran se může použít měkkší materiál z důvodu jednodušší výměny. [19]



Obr. 8.5 – Lištové vedení ve tvaru „X“

9 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Díky návrhovým výpočtům bylo navrženo konstrukční řešení varianty A (obr. 9.1). Princip převodu je stejný jako u návrhového řešení. Konstrukční řešení jednotlivých částí jsou podrobněji popsána v této kapitole. 3D model byl vytvořen v programu Autodesk Inventor 2021.



Obr. 9.1 – Pružinový buchar

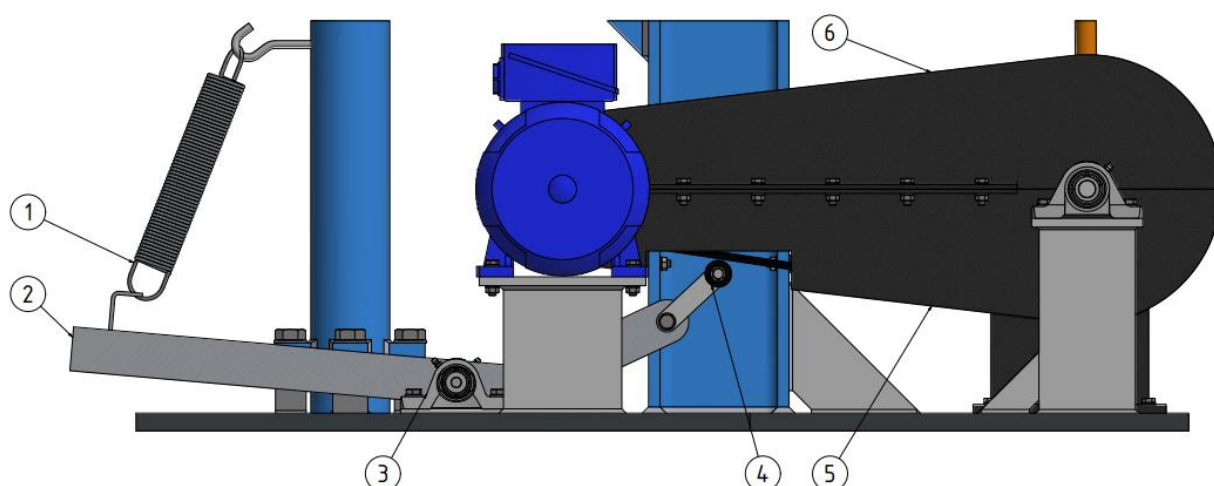
9.1 Převod kroutícího momentu z motoru na výstředník

Převod je realizován pomocí řemenového převodu úzkým klínovým řemenem. Uvedení řemenového převodu do funkce zajišťuje obsluha sešlápnutím nožního pedálu. Nožní pedál je uložen v ložiskových jednotkách, které zajišťují jeho pohyb. K nožnímu pedálu je pevně spojena vnější napínací kladka, která napne řemen a tím přenese kroutící moment na hnanou hřídel (obr. 9.2). Jakmile obsluha přestane stlačovat pedál, tak se pedál díky tažné pružině vrátí do původní polohy.

Řemenový převod je tvořen z hnací a hnané řemenice. Hnací řemenice je zajištěna pouzdrem Taper lock – 1210 a je uložena na hnací hřídeli motoru. Hnaná řemenice je zajištěna pouzdrem Taper lock – 2012 a je spolu s výstředníkem uložena na hnané hřídeli. Hnaná hřídel je uložena v ložiskových jednotkách. Výstředník je uložený na hnané hřídeli. Proti pootočení je pojištěn těsným perem a jeho poloha je zajištěna pomocí distančního a pojistného kroužku (obr. 9.4). Řemen je zakrytován dvěma díly z plastu. Horní díl lze jednoduše odmontovat a provádět opravy.

Popis jednotlivých částí:

- Pedál je svařenec, který je tvořen z profilů a výpalků z plechu. Všechny části svařence jsou z oceli S235JR.
- Hnací a hnaná řemenice jsou nakupované součásti.
- Napínací kladka je nakupovaná součást od společnosti Norelem (obr. 9.3).
- Kryt řemenového převodu je vyroben z plastu.
- Ložiskové jednotky jsou nakupované součásti od firmy SKF.



Obr. 9.2 – Detail řemenového převodu se zakrytváním

- 1) Tažná pružina; 2) Pedál; 3) Ložisková jednotka; 4) Napínací kladka; 5) Dolní část krytu řemenu; 6) Horní část krytu řemenu

Napínací kladka obsahuje kuličková ložiska, která jsou oboustranně utěsněna a namazána na celou dobu životnosti. To znamená že kladka je bezúdržbová. [20]



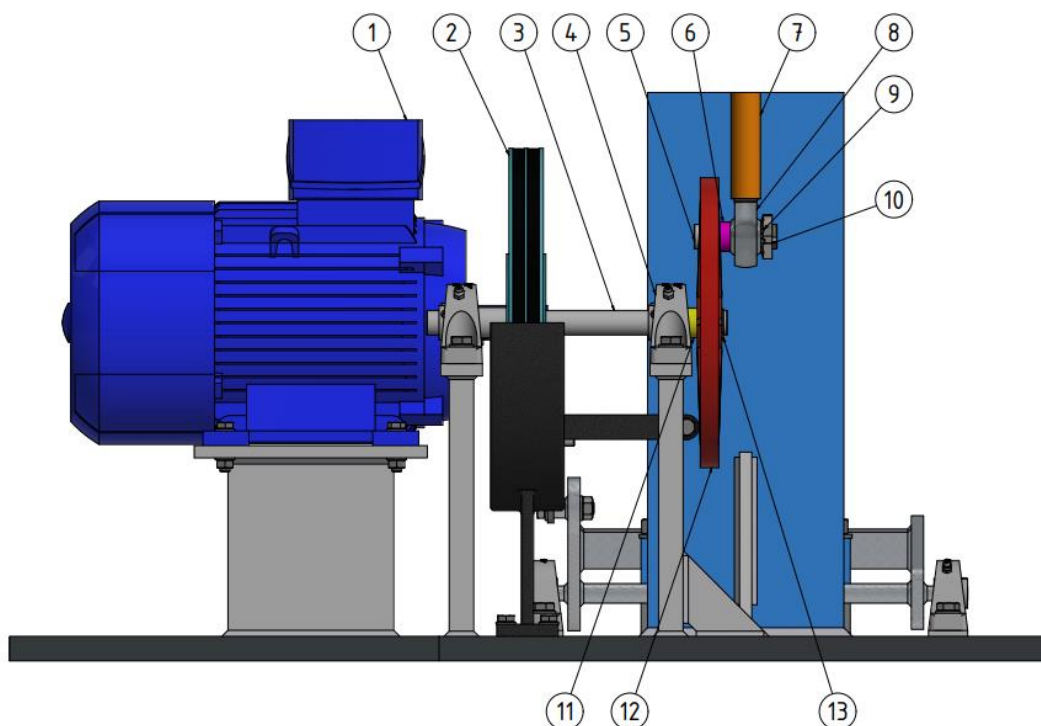
Obr. 9.3 – Napínací kladka Norelem [20]

9.2 Převod síly z výstředníku na beran

K výstředníku je přivařen čep, na který je uložena tažná tyč s kloubovými hlavicemi s vnějšími závity. Na výstředníku je kloubová hlavice zajištěna distančním kroužkem a KM maticí s MB podložkou (obr. 9.4). Tažná tyč je spojena listovou pružnicí (obr. 9.6). V kloubové hlavici v horní pozici je uložena hřídel. Kloubová hlavice je zároveň zajištěna dvěma distančními kroužky, aby byla vystředěná. Pružiny jsou spojeny pouzdry.

Popis jednotlivých částí:

- Výstředník je obrobek z oceli S235JR.
- Tažná tyč je obrobek z materiálu 51CrV4.
- Kloubové hlavice jsou nakupované součásti od společnosti Norelem (obr. 9.5).
- Čep je obrobek z oceli S235JR.
- Distanční kroužky jsou obrobky z oceli E295.
- Hnaná hřídel je obrobek z materiálu E295.
- Ložiskové jednotky jsou nakupované součásti od společnosti SKF.



Obr. 9.4 – Detail řemenového převodu bez horního krytu

- 1) Elektromotor; 2) Hnaná řemenice; 3) Hnaná hřídel; 4) Ložisková jednotka; 5) Čep;
6) Distanční kroužek; 7) Tažná tyč; 8) Kloubová hlavice; 9) MB podložka; 10) KM matice;
11) Distanční kroužek; 12) Výstředník; 13) Pojistný kroužek

Kloubová hlavice obsahuje kalené kuličkové uložení, které je dlouhodobě mazáno tukem a utěsněno krycími kotouči. K doplnění maziva je zde maznice. Kloubová hlavice se používá převážně tam kde je přenášen pohyb a není zajištěna souosost. [20]

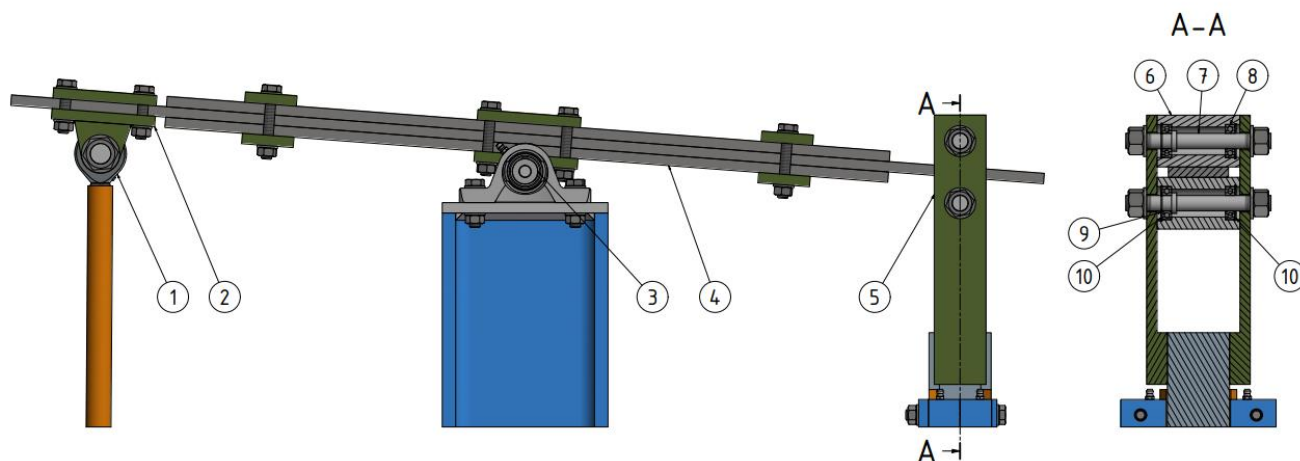


Obr. 9.5 – Kloubová hlavice Norelem [20]

Listová pružnice je spojena s beranem pomocí dvou dutých hřídelí uložených v ložiscích (obr. 9.6). Tyto hřídele jsou spojeny s plechem, který je přivařen k beranu (obr. 9.7). Ve středu pružnice je pouzdro svařeno s hřídelí, která je uložena v ložiskových jednotkách.

Popis jednotlivých částí:

- Pouzdro je obrobek z oceli E295.
- Pružnice je složena z listových pružin. Listové pružiny jsou z materiálu 51CrV4.
- Spojení pružnice s beranem je obrobek z oceli E295.
- Dutá hřídel je obrobek z oceli E295.
- Hřídel je obrobek z oceli E295.



Obr. 9.6 – Detail horní části bucharu

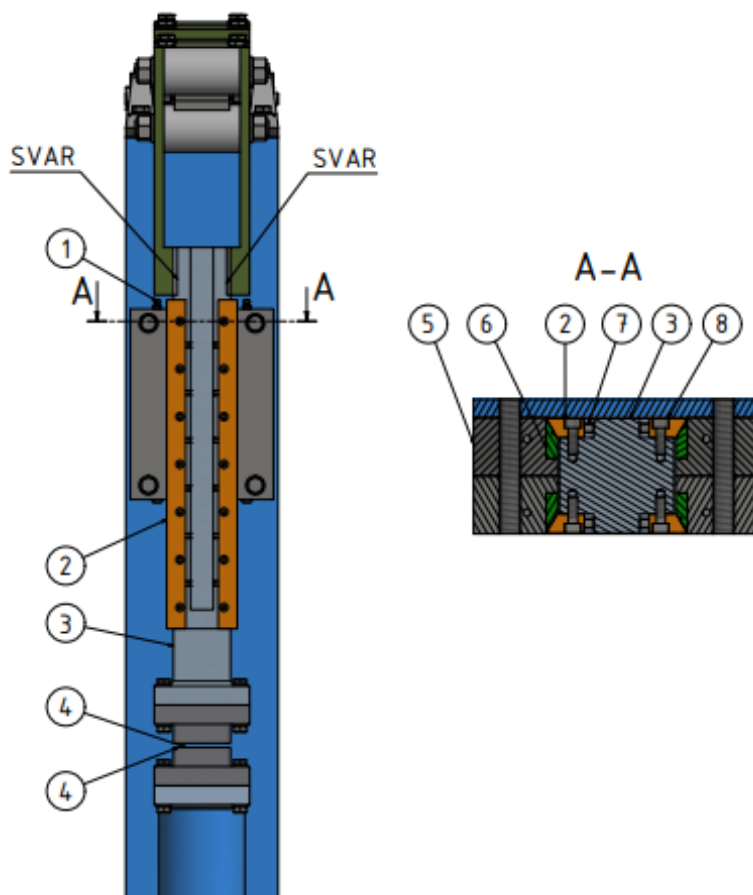
- 1) Kloubová hlavice; 2) Pouzdro; 3) Ložisková jednotka; 4) Listová pružnice;
 5) Spojení pružnice s beranem; 6) Dutá hřídel; 7) Hřídel; 8) Valivé ložisko; 9)
 Vnější pojistný kroužek; 10) Vnitřní pojistný kroužek

9.3 Vedení beranu

Jako vhodné vedení bylo vybráno lištové vedení ve tvaru „X“ (obr. 9.7).

Popis jednotlivých částí:

- Lišta na beranu je obrobený díl z oceli na odlitky.
- Lišta na stojanu je obrobek z bronze CuSn12.
- Beran je obrobený svařenec z oceli S235JR.
- Kovadliny jsou obrobky z nástrojové oceli 19 642.4, která je vhodná pro tváření za tepla, zejména pro buchary, u kterých je vyžadována odolnost proti mechanickým rázům.

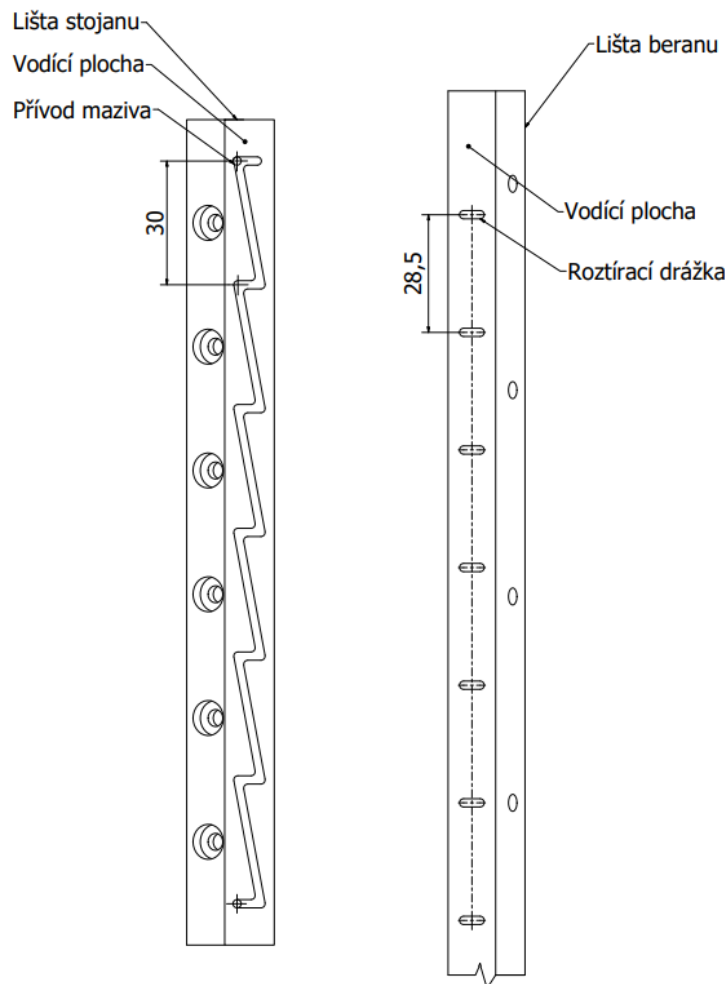


Obr. 9.7 – Detail použitého vedení

- 1) Maznice; 2) Lišta na beranu; 3) Beran; 4) Kovadlina; 5) Část stojanu; 6) Lišta na stojanu;
7) Stavěcí šroub; 8) Válcový šroub

9.4 Mazání vedení

Mazání vedení je zajištěno pomocí maznice a otvorů na třecích plochách lišt. Mazivo se rozvádí drážkami ve tvaru „Z“, které jsou v lištách stojanu. Tyto otvory musí splňovat určitá pravidla. V lištách beranu jsou roztírací drážky, které mají kolmý směr na směr pohybu beranu. Rozteč mazacích drážek na liště s přívody musí být menší než zdvih a zároveň větší než roztírací drážky (obr. 9.8).



Obr. 9.8 – Lišta na stojanu (vlevo); Lišta na beranu (vpravo)

10 KONTROLNÍ VÝPOČTY VYBRANÝCH ČÁSTÍ

V této části budou provedeny kontrolní výpočty vybraných uzlů, které by mohly zapříčinit nefunkčnost stroje.

10.1 Kontrola hnané hřídele

Materiál hřídele – ocel E295

Je zvolen nejmenší průměr hřídele 20 mm. Na obr. 10.1 jsou vyznačena místa, kde působí obvodové síly a reakce od ložisek.

Obvodová rychlost na hnané řemenici:

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 280 \cdot 240}{60 \cdot 1000} = 3,51 \text{ m/s} \quad (10.1)$$

Obvodová síla na hnané řemenici:

$$F_B = \frac{P}{v_2} = \frac{1100}{3,51} = 312,62 \text{ N} \quad (10.2)$$

Obvodová rychlost na výstředníku:

$$v_v = \frac{\pi \cdot 2 \cdot r \cdot n_3}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 2 \cdot 70 \cdot 240}{60 \cdot 1000} = 1,76 \text{ m/s} \quad (10.3)$$

Obvodová síla na výstředníku:

$$F_D = \frac{P}{v_3} = \frac{1100}{1,76} = 625,25 \text{ N} \quad (10.4)$$

Silové reakce na hřídeli:

$$\begin{aligned} \sum F_Y &= F_{RAY} - F_B + F_C - F_D = 0 \\ \sum M_O &= F_B \cdot 52,7 - F_{RCY} \cdot (118 + 52,7) + F_D \cdot 202,2 = 0 \\ F_{RCY} &= 837,15 \text{ N} \\ F_{RAY} &= 100,73 \text{ N} \end{aligned} \quad (10.5)$$

Ohybové momenty:

$$M_{OB} = -F_{RAY} \cdot x_1 = -100,73 \cdot 52,7 = -5308,2 \text{ Nmm} \quad (10.6)$$

$$M_{OC} = -F_D \cdot x_2 = -837,15 \cdot 31,5 = -19695,42 \text{ Nmm} \quad (10.7)$$

Kde:

x_1 – Vzdálenost ložiska A od hnané řemenice B

x_2 – Vzdálenost výstředníku D od ložiska C

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} = \frac{M_{omax}}{\frac{\pi * d_h^3}{32}} \quad (10.8)$$

$$\sigma_o = \frac{19695,42}{\frac{\pi * 20^3}{32}} = 25,08 \text{ MPa} \leq \sigma_{Do}$$

Kroutící moment:

$$M_k = \frac{P}{2\pi n} = \frac{1100}{2\pi \cdot \frac{240}{60}} = 43,77 \text{ Nm} \quad (10.9)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi * d_h^3}{16}} \quad (10.10)$$

$$\tau_k = \frac{43,77}{\frac{\pi * 20^3}{16}} = 27,86 \text{ MPa} \leq \tau_{Dk}$$

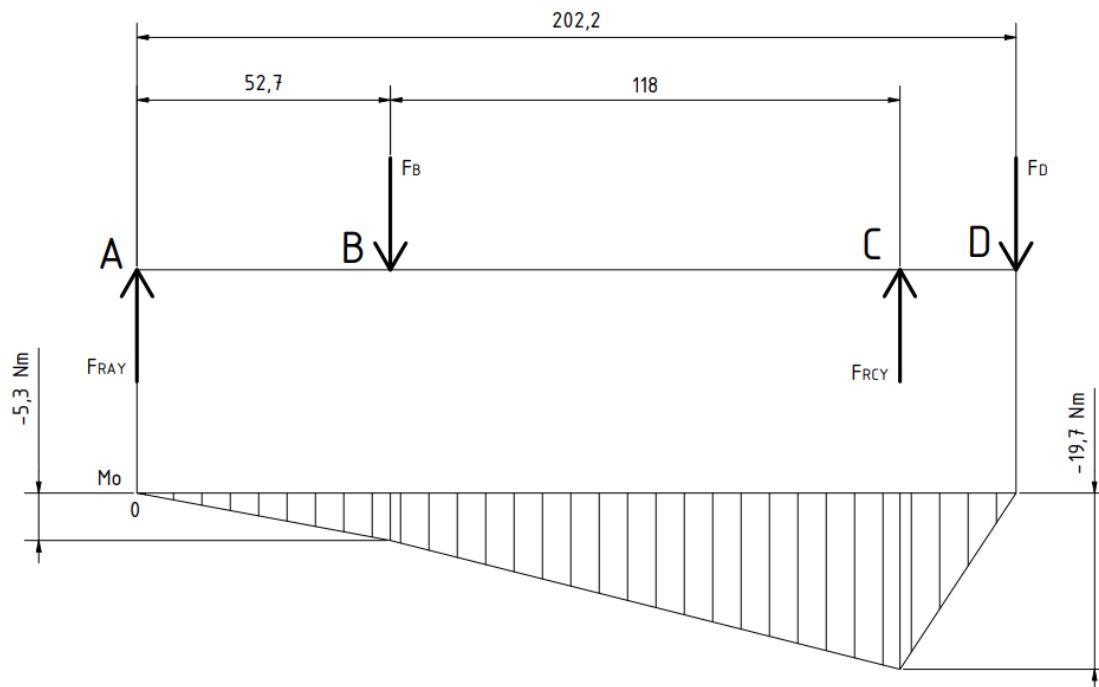
Kombinované namáhání dle HMH:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_k^2} \quad (10.11)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{25,08^2 + 3 \cdot 27,86^2} = 54,4 \text{ MPa} \leq \sigma_{Dt}$$

Pro materiál E295 je hodnota dovoleného napětí v tahu pro střídavé namáhání 65–95 MPa.

Výsledná hodnota je pod hranicí dovoleného napětí. Návrh je v pořádku. [18]

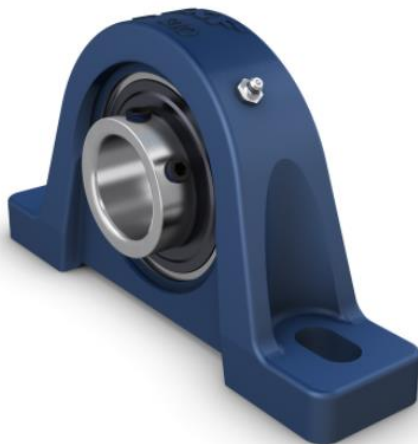


Obr. 10.1 – Průběh působení momentu na hřídeli

A – Ložisko; B – Hnaná řemenice; C – Ložisko; D – Výstředník

10.2 Kontrola ložisek

Ložiska jsou zatěžována v radiálním směru. Ložisko v místě C je namáháno značně více než ložisko v místě A. Proto je vhodné zkontrolovat ložisko v místě C. Je zvolena ložisková jednotka UCP 204 (obr. 10.2, tab. 19).



Obr. 10.2 – Ložisková tělesová jednotka UCP 204 [21]

Tabulka 19 – Parametry ložiskové jednotky UCP 204 [21]

Základní dynamická únosnost	Základní statická únosnost	Maximální otáčky	Vnitřní průměr
12700 N	6700 N	6500 ot/min	20 mm

Základní rovnice trvanlivosti lze vyjádřit v otáčkách, nebo v hodinách. Pro lepší představu trvanlivosti se častěji vyjadřuje v hodinách (rovnice 10.12).

$$L_h = \left(\frac{C}{F_{Rcy}}\right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{12700}{837,15}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 240} = 2,4 \cdot 10^5 \text{ hod} \quad (10.12)$$

Ložisko vydrží celou životnost stroje. Návrh je v pořádku.

10.3 Kontrola svaru na beranu

Spojení listové pružnice s beranem zajišťují dvě součásti, které jsou přivařeny k beranu. Beran je z oceli S235JR. Spojující součásti jsou také z oceli S235JR. Mez pevnosti pro tuto ocel je 360 MPa. Svar je namáhán pouze na tah (obr. 10.3).

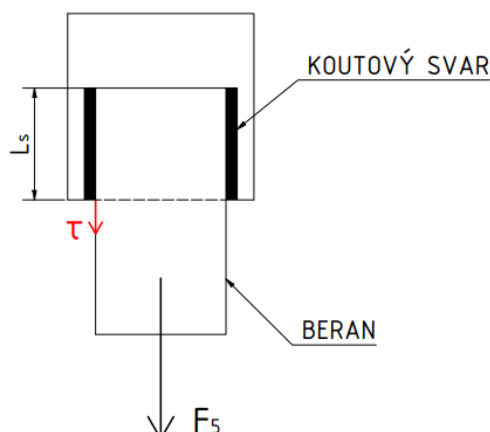
Dovolené smykové napětí v tahu se poté pro koutový svar spočítá jako: [22]

$$\tau_D = 0,3 \cdot R_m = 0,3 \cdot 360 \text{ MPa} = 108 \text{ MPa} \quad (10.13)$$

Smykové napětí v tahu: [21]

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{F_5}{a \cdot L_s} = \frac{447,8}{3 \cdot 50} = 3 \text{ MPa} \leq \tau_D \quad (10.14)$$

Smykové napětí nepřekračuje dovolené napětí. Návrh je v pořádku



Obr. 10.3 – Namáhání svaru na tah

10.4 Kontrola stojiny bucharu

Stojina je z profilu HE-B 160 (obr. 10.4), který je vyráběn z oceli S235JR se zaručenou svařitelností a mezí kluzu 235 MPa. Stojany jsou namáhané na ohyb, a to nejvíce v řezu beranem. Protože neutrální osa stojiny probíhá přes vnější tahová vlákna. Stojan se tedy dá brát jako přímý nosník. [2]

Napětí v kritickém průřezu lze určit podle rovnic: [2]

$$\begin{aligned}\sigma_{tmax} &= \sigma_t + \sigma_1 \leq \sigma_{Dt} \\ \sigma_{t1max} &= \sigma_t - \sigma_2 \leq \sigma_{Dt}\end{aligned}\tag{10.15}$$

Kde:

σ_t – Ohybové napětí v tahu

$\sigma_{1,2}$ – Napětí krajních vláken průřezu

Výpočet ohybového momentu, který způsobuje zakřivení stojiny:

$$M = F_{max} \cdot \frac{l}{2} = 447,7 \cdot 420 = 188\,000 \text{ Nmm}\tag{10.16}$$

Ohybové napětí v tahu a napětí krajních vláken průřezu

$$\begin{aligned}\sigma_t &= \frac{F_{max}}{S} = \frac{447,7}{5430} = 0,082 \text{ MPa} \\ \sigma_1 &= \frac{2 \cdot M}{W_y} = \frac{2 \cdot 188\,000}{111\,000} = 3,4 \text{ MPa} \\ \sigma_2 &= \sigma_1 = 3,4 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{10.17}$$

Kde:

F_{max} – maximální síla působící na beran

S – průřez plochy stojiny [23]

W_y – Průřezový modul stojiny [23]

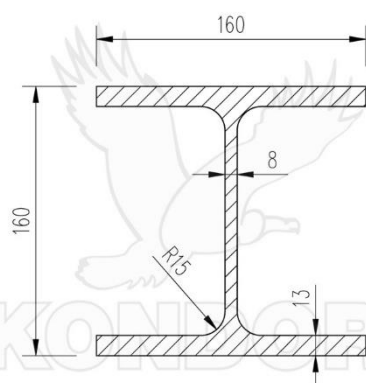
Dosazením do rovnice 10.15 můžeme psát:

$$\sigma_{tmax} = 2,1 + 3,4 = 5,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{t1max} = 2,1 - 3,4 = -1,3 \text{ MPa}$$

Pro materiál S235JR je hodnota dovoleného napětí v tahu pro střídavé namáhání 45-70 MPa.

Výsledná hodnota je pod hranicí dovoleného napětí. Návrh je v pořádku. [18]



Obr. 10.4 – Průřez profilu HE-B [16]

11 DOPORUČENÍ PRO PRAXI

V následující části jsou popsány doporučené rozměry výkovku, konstrukce základu bucharu a montážní postup.

11.1 Rozměry výkovků

Navržený buchar má kovací plochu o rozměrech 80x60 mm a zdvih 155 mm. Různým natočením výkovku lze využít celou plochu ke kování. Čím vyšší bude výkovek, tím menší tvářecí energie na něj bude působit, jelikož síla beranu roste s natočením kliky, a tedy uraženou dráhou. Čím bude menší výkovek, tím bude větší tvářecí energie. Buchar je konstruován tak aby se beran a šabota nikdy nedotkly. Při jejich dotyku by nastala kolize a stroj by byl poškozen. Při dolní úvratí je tedy mezera mezi šabotou a beranem 3 mm. Proto nelze kovat předměty o tloušťce menší než 3 mm.

11.2 Návrh základu bucharu

Základ je z ekonomického hlediska velmi významnou položkou. U velkých zápusťkových bucharů může základ dosahovat až jedné třetiny celkové ceny. U této varianty řešení se nebude jednat o tak cenově náročnou položku. Při kování se část energie, která se nevyužije na deformaci výkovku spotřebuje na kmitání šaboty a základů bucharu.

Základy bucharu se vlivem kmitání propadají a to nerovnoměrně. To má špatné následky na účinnost bucharu. Proto je nutné dodržet podmínky k vytvoření dostatečného základu. Šabota je tedy uložena na betonovém základnu.

Mezi šabotou a základem se nachází pružný člen, který tlumí rázy. Rázy se potom nemění v nepříjemné otřesy na pracovišti. Jako pružný člen lze použít např. pružiny, gumu nebo dřevo.

V tomto případě je vhodné použít dřevo, jelikož se jedná o buchar s malou tvářecí energií a dřevo je cenově nejdostupnější. Základ bucharu by měl být přibližně 80 až 120krát větší, než je hmotnost beranu. Na *obr. 11.1* je uveden příklad základu pro buchar, který splňuje požadavky. [2]

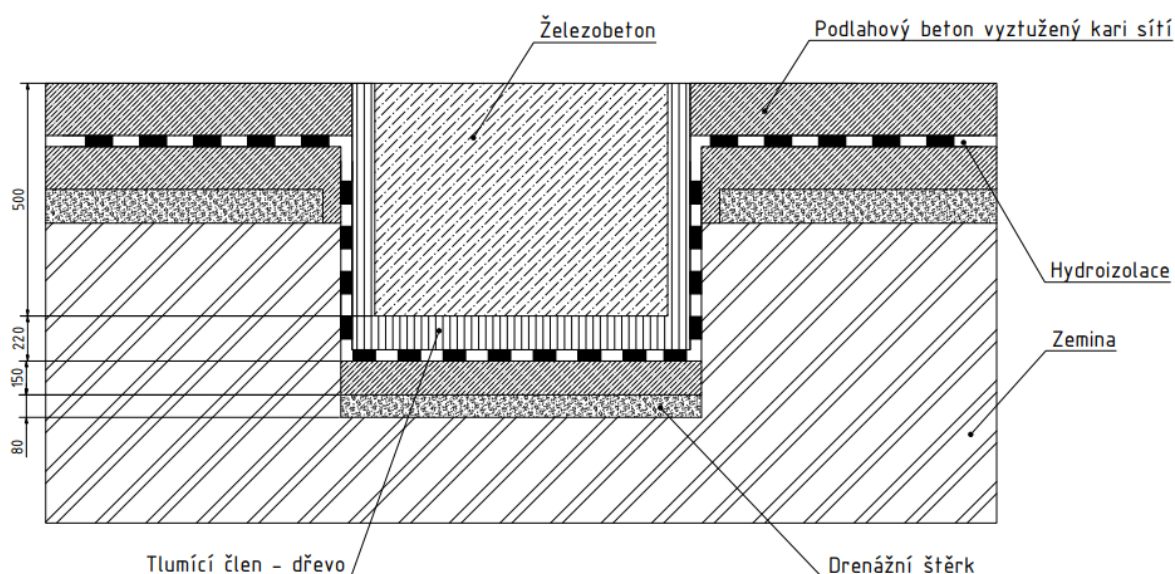
Podmínka hmotnosti základu pro buchary:

$$80 \leq \frac{G_2}{m} = \frac{1275 \text{ kg}}{15 \text{ kg}} = 85 \leq 120 \quad (11.1)$$

Kde: G_2 – hmotnost základu bucharu (*obr. 11.1*)

Hmotnost základu byla vypočtena v programu Autodesk Inventor 2021. Poměr hmotnosti základu a beranu se nachází v požadovaném rozmezí.

Před samotnou montáží bucharu je nutno připravit vhodný základ. V první řadě je tedy nutno vyhloubit jámu o rozměrech 1200x500x950. Na dno jámy je nasypán štěrk a vylit podlahový beton vyztužený kari sítí. Následně je umístěn tlumící člen. V tomto případě tedy smrková deska o rozměrech 1200x500x200. Tlumící člen se také v podobě dřeva umístí po stranách jámy. Mezi tlumící člen a podlahový beton se umístí hydroizolace. Je možné použít speciální folie nebo hydroizolační nátěry. Jako poslední je od vrchní strany desky vylit železobeton do roviny podlahy. Na železobeton je následně umístěna podstava s šabotou a je přichycena šrouby k základu.



Obr. 11.1 – Příklad základu bucharu

11.3 Montážní postup

Šabota je pomocí šroubů připevněna k podstavě, která je usazena v základu. Následně je přivařena po obvodu. Dále je pomocí uzavřených čtvercových profilů spojena se stojinou. Stojina je poté svařena s podstavou. Svary jsou provedeny podle výkresové dokumentace. Podstavy motoru a ložisek jsou svařeny k podstavě podle výkresové dokumentace a poté je provedena montáž řemenového převodu. Řemenový převod je následně zakrytován.

Na horní část stojiny je přivařena součást, ke které jsou přichyceny ložiskové jednotky. V těchto jednotkách je uložena listová pružnice, která zaručuje přenos síly na beran. Pružná tyč je připojena na výstředník a k listové pružnici pomocí dvou kloubových hlavíc. Beran je pomocí dvou hřídelí s ložisky spojen s pružnicí a díky kluznému vedení je přímo veden jeho pohyb. Pedál je uložený v ložiskových jednotkách, která zajišťují jeho otáčivý pohyb a tím napínání řemenového převodu. Díky tažné pružině se vrací do původní polohy.

12 ZÁVĚR

V první části se bakalářská práce zabývá charakteristikou a rozdělením bucharů. Dále se zaměřuje na průzkum trhu, kdy se trh dělí na výrobce bucharů pro volné a zápustkové kování. Trh menších bucharů s malou tvářecí energií je značně více omezený než trh s velkými buchary. Jsou uvedeny vhodné varianty řešení pro volné kování a jsou vybrány dva typy, které jsou dále porovnány.

Pro jejich porovnání byla použita metoda vážených hodnot, při které se ukázaly jejich klady a zápory. Důležitým porovnávacím hlediskem byla pořizovací cena, která byla nižší u varianty A. Ekonomické zhodnocení bylo však provedeno na začátku návrhu a nejsou tam započítány různé komponenty, které byly později použity. Sloužilo hlavně k porovnání obou variant. Po zhodnocení metody vážených hodnot a pořizovací ceny byla vybrána varianta A (pružinový buchar), která byla dále detailně zpracována.

Byl navržen pružinový buchar s účinností 84,3 %, kdy účinnost byla vypočtena z hmotností beranu, šaboty a podstavy. Maximální úderová energie je 106 J. Požadovaným parametrem byla úderová energie okolo 0,1 kJ při hmotnosti beranu 15 kg. Návrh tedy splnil požadavky zadání. Pohyb je přenášen pomocí řemenového převodu, kdy jsou použity dva úzké klínové řemeny SPZ. Pohyb na hnací řemenici zajišťuje třífázový 8polový asynchronní elektromotor o výkonu 1,1 kW, který byl navržen podle potřebné síly působící na beran.

13 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] RUDOLF, Bedřich a Miloslav KOPECKÝ. *Tvářecí stroje: základy stavby a využití*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1985. Technický průvodce (SNTL).
- [2] KOVÁČ, Andrej a Milan JENKUT. *Tvárníacie stroje*. Bratislava: Alfa, 1978. Edícia strojárскеj literatúry (Alfa).
- [3] ČECHURA, Milan, Jan HLAVÁČ a Jiří STANĚK. *Konstrukce tvářecích strojů: Učební texty pro bakalářské i navazující magisterské studium* [online]. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2015. [cit. 2021-10-20]. Dostupné z: <https://core.ac.uk/download/pdf/295570608.pdf>.
- [4] RUDOLF, Bedřich. *Tvářecí stroje: základy výpočtů a konstrukce: vysokoškolská učebnice*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1979.
- [5] STANĚK, Jiří. *Základy stavby výrobních strojů: tvářecí stroje*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2001.
- [6] Válce dle norem DSBC. *Festo, s.r.o* [online]. [cit. 2021-11-03]. Dostupné z: https://www.festo.com/cz/cs/p/valce-dle-norem-id_DSBC/
- [7] Pneumaticko-hydraulické buchary. *Šmeral Brno a.s.* [online]. 2000. [cit. 2021-11-03]. Dostupné z: <https://www.smeral.cz/cs/category/27/pneumaticko-hydraulicke-buchary>
- [8] Umformtechnik. *LASCO Umformtechnik GmbH* [online]. 2021. [cit. 2021-11-12]. Dostupné z: <https://www.lasco.com/umformtechnik.html>
- [9] Anyang Power Hammer for Blacksmith. *Anyang forging press* [online]. 2017. [cit. 2021-11-06]. Dostupné z: <https://www.anyanghammer.com/products/Blacksmith-Forging-Equipment/Blacksmith-Power-Hammer.html>
- [10] Web shop: Equipment for knife making. *Gentil knives*. [online]. [cit. 2021-11-18]. Dostupné z: <https://gentilknives.dk/webshop/12-equipment-for-knife-making/>
- [11] Homemade power hammer. *Homemade tools.net*. [online]. 2021. [cit. 2021-11-18]. Dostupné z: <https://www.homemadetools.net/homemade-power-hammer-14>
- [12] Articles: Appalachian Power Hammer. *Tharwa Valley Forge* [online]. 2022. [cit. 2022-02-20]. Dostupné z: <https://tharwavalleyforge.com/articles/tools/59-appalachian-power-hammer>
- [13] Power hammers: MZ75 POWER HAMMER. *Ken's Custom Iron* [online]. 2020. [cit. 2022-02-20]. Dostupné z: <https://www.kensiron.com/mz75>
- [14] Homemade small steam hammer. *Homemade tools.net*. [online]. 2022. [cit. 2022-02-20]. Dostupné z: <https://www.homemadetools.net/homemade-small-steam-hammer>
- [15] 10 Massive steam hammers. *Oobject a curations creation*. [online]. [cit. 2022-02-20]. Dostupné z: <http://www.oobject.com/category/10-massive-steam-hammers/>
- [16] Hutní materiál. *Kondor s.r.o.* [online]. 2013. [cit. 2022-03-02]. Dostupné z: <https://www.kondor.cz/he-b-160/d-78623/>
- [17] 8-pólové, třífázové asynchronní motory – SIEMENS. *Raveo s.r.o. Word of motion*. [online]. [cit. 2022-03-05]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/AC-motory-trifazove-8-polove-SIEMENS>

- [18] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081.
- [19] KAMELANDER, Ivan. *Tvářecí stroje I*. Vyd. 3. Brno: Ediční středisko VUT, 1989. ISBN 80-214-1037-X.
- [20] Přehled výrobků. *NORELEM* [online]. 2022 [cit. 2022-03-30]. Dostupné z: <https://www.norelem.com/cz/cs/Produkty/pid.412.416.897/P%C5%99ehled-v%C3%BDrobk%C5%AF.html>
- [21] Výrobky – UCP 204. *SKF* [online]. [cit. 2022-04-05]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-UCP%20204>
- [22] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [23] Profil HEB válcovaný za tepla, EN 10365 – HEB – 160. *Ferona a.s.* [online]. 2017 [cit. 2022-04-05]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/29006/profil-heb-valcovany-za-tepla-en-10365-heb-160>

14 SEZNAM ZNAČEK, TABULEK A OBRÁZKŮ

14.1 Seznam značek

Značka:	Jednotky:	Název:
A	[mm]	Skutečná osová vzdálenost
A_y	–	Konstanta
a	[mm]	Osová vzdálenost
a_d	[m/s ²]	Zrychlení
B_y	–	Konstanta
C	[N]	Základní dynamická únosnost
c_1	–	Součinitel úhlu opásání
c_2	–	Součinitel dynamičnosti a pracovního režimu
c_3	–	Součinitel vlivu délky řemene
d_1	[mm]	Průměr hnací řemenice
d_2	[mm]	Průměr hnané řemenice
d_h	[mm]	Průměr hřídele
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
E_1	[J]	Energie před úderem
E_2	[J]	Energie ztracená pohybem šaboty
F_2	[N]	Obvodová síla na výstředníku
F_3	[N]	Síla působící v tažné tyči
F_4	[N]	Síla působící na střed pružnice
F_5	[N]	Síla působící na beran
F_B	[N]	Síla působící na hnanou hřídel v místě hnané řemenice
F_D	[N]	Síla působící na hnanou hřídel v místě výstředníku
$F_{\max}$	[N]	Maximální působící síla na beran
F_{RAY}	[N]	Síla v místě ložiska A
F_{RCY}	[N]	Síla v místě ložiska C
F_t	[N]	Potřebná síla k vyvození síly na beran
f	[mm]	Průhyb pružiny
G_2	[kg]	Hmotnost základu bucharu
g	[m/s ²]	Tíhové zrychlení

h	[mm]	Poloha neutrální osy
I	[mm ⁴]	Kvadratický průřez stojiny
I_0	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu pružnice
i_{12}	–	Převodový poměr
K	–	Konstanta diferenciální rovnice
k	–	Součinitel rázu
L_h	[hod]	Trvanlivost ložiska
L_p	[mm]	Výpočtová délka řemene
l	[mm]	Délka ramene pružnice
M	[kg]	Hmotnost šaboty a ocelové podstavy
M	[Nm]	Ohybový moment působící na stojinu
M_k	[Nm]	Kroutící moment
M_{oB}	[Nm]	Moment v místě hnané řemenice
M_{oC}	[Nm]	Moment v místě ložiska C
M_{omax}	[Nm]	Maximální moment působící na hřídel
m	[kg]	Hmotnost beranu
n_1	[s ⁻¹]	Otáčky hnací řemenice
n_e	[s ⁻¹]	Vlastní kmitání systému
n_k	[s ⁻¹]	Kritický počet otáček
P_r	[W]	Jmenovitý výkon převodu s jedním řemenem
r	[mm]	Rameno otáčení výstředníku
S	[mm ²]	Průřez stojiny
t	[s]	Čas
v	[m/s]	Obvodová rychlost řemene
v'	[m/s]	Šabotová ztráta
v_d	[m/s]	Úderová rychlost
v_v	[m/s]	Obvodová rychlost na výstředníku
W	[J]	Úderová práce
y	[m/s]	Amplituda kmitání
y_2	[m/s]	Amplituda vynuceného kmitání
z	–	Počet řemenů
α	[°]	Úhel natočení tažné tyče

β	[°]	Úhel opásání řemenice
γ	[°]	Zmenšující úhel opásání
η	[%]	Účinnost bucharu
σ_o	[MPa]	Napětí v ohybu
σ_{Do}	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí
σ_t	[MPa]	Ohybové napětí v tahu
σ_{Dt}	[MPa]	Dovolené napětí v tahu
σ_{t1max}	[MPa]	Napětí v kritickém průřezu
σ_{tmax}	[MPa]	Napětí v kritickém průřezu
τ_k	[MPa]	Napětí krutu
τ_{Dk}	[MPa]	Dovolené napětí v krutu
ω	[rad/s]	Úhlová rychlost

14.2 Seznam tabulek

Tabulka 1 – Parametry jednočinného hydraulického bucharu [2]	26
Tabulka 2 – Parametry dvojčinného hydraulického bucharu [2]	27
Tabulka 3 – Parametry parovzdušných bucharů [2]	28
Tabulka 4 – Technické parametry pneumaticko-hydraulických bucharů firmy ŠMERAL [7]	30
Tabulka 5 – Technické parametry bucharů firmy Lasco [8]	31
Tabulka 6 – Technické parametry pneumatických bucharů firmy Anyang [9] ..	32
Tabulka 7 – Parametry pneumatického bucharu 14 kg/ 31 lb [10]	33
Tabulka 8 – Požadované parametry	37
Tabulka 9 – Výběr bucharu pro podrobnější návrh	37
Tabulka 10 – Celková cena pružinového bucharu	41
Tabulka 11 – Celková cena pneumatického bucharu	41
Tabulka 12 – Hodnotící kritéria metody vážených hodnot	42
Tabulka 13 – Hodnocení jednotlivých variant	42
Tabulka 14 – Celkové výsledky výběru varianty	43
Tabulka 15 – Mechanické vlastnosti pružiny	46
Tabulka 16 – 8pólový třífázový asynchronní motor Siemens [17]	51
Tabulka 17 – Navržené základní parametry řemenového převodu	53
Tabulka 18 – Rozměry řemene SPA [18]	55
Tabulka 19 – Parametry ložiskové jednotky UCP 204 [21]	65

14.3 Seznam obrázků

Obr. 2.1 – Schéma pákového bucharu s vodním pohonem z roku 1266 [2]	17
Obr. 2.2 – James Hall Nasmyth a Nasmythův parní buchar z roku 1843 [3]	18
Obr. 3.1 – Princip práce protiúderového bucharu [2]	19
Obr. 3.2 – Základní rozdělení bucharů	20

Obr. 3.3 – Šabotový buchar pro volné kování [5]	20
Obr. 3.4 – Buchar pro zápusťkové kování firmy LASCO [5]	21
Obr. 3.5 – Protiúderový buchar (bezšabotový) [5]	21
Obr. 3.6 – Pružinový buchar (vlevo) a kinematické schéma pružinového bucharu (vpravo) [5]	22
Obr. 3.7 – Schéma řemenového bucharu [5]	23
Obr. 3.8 – Schéma deskového bucharu [5]	24
Obr. 3.9 – Pneumatický buchar [2]	24
Obr. 3.10 – Konstrukce pneumatického dvojčinného bucharu [2]	25
Obr. 3.11 – Pneumatický válec s pístnicí dle normy DSBC [6]	25
Obr. 3.12 – Schéma pohonu dvojčinného hydraulického bucharu [2]	26
Obr. 3.13 – Vysokorychlostní buchar s dvojválcovým pohonem [2].....	27
Obr. 3.14 – Konstrukce dvojstojanových parovzdušných bucharů [2]	28
Obr. 4.1 – Porovnání bucharu a lisu z energetického hlediska – při tváření na bucharu potřebujeme až o 1/3 větší práci [3]	29
Obr. 4.2 – Zápusťkové buchary firmy Šmeral [7].....	30
Obr. 4.3 – Zápusťkové buchary firmy Lasco [8]	31
Obr. 4.4 – Pneumatické buchary Anyang použité v USA [9]	32
Obr. 4.5 – Pneumatický buchar 14 kg/31 lb Gentil knives [10].....	33
Obr. 4.6 – Pružinový buchar navržený Normem Tuckerem [11]	34
Obr. 5.1 – Pružinový buchar (vlevo), Pneumatický buchar (vpravo) [12, 13]	35
Obr. 5.2 – Jednostojanový parovzdušný buchar (vlevo), Mostový parovzdušný buchar (vpravo) [14, 15].....	36
Obr. 6.1 – Vlastní návrh pružinového bucharu včetně popisu hl. částí.....	38
Obr. 6.2 – Vlastní návrh pneumatického bucharu včetně popisu hl. částí.....	39
Obr. 8.1 – Schéma pohonu pružinového bucharu [2].....	45
Obr. 8.2 – Průřez pružnice.....	46
Obr. 8.3 – Průběh sil na výstředníku	52
Obr. 8.4 – Průřez úzkého klínového řemenu [18]	55
Obr. 8.5 – Lištové vedení ve tvaru „X“	56
Obr. 9.1 – Pružinový buchar.....	57
Obr. 9.2 – Detail řemenového převodu se zakrytím	58
Obr. 9.3 – Napínací kladka Norelem [20]	58
Obr. 9.4 – Detail řemenového převodu bez horního krytu	59
Obr. 9.5 – Kloubová hlavice Norelem [20]	60
Obr. 9.6 – Detail horní části bucharu.....	60
Obr. 9.7 – Detail použitého vedení	61
Obr. 9.8 – Lišta na stojanu (vlevo); Lišta na beranu (vpravo)	62
Obr. 10.1 – Průběh působení momentu na hřídeli.....	64
Obr. 10.2 – Ložisková tělesová jednotka UCP 204 [21]	65
Obr. 10.3 – Namáhání svaru na tah	66
Obr. 10.4 – Průřez profilu HE-B [16]	67
Obr. 11.1 – Příklad základu bucharu	70

15 SEZNAM PŘÍLOH

- PŘÍLOHA 1
- PŘÍLOHA 2
- PRUŽINOVY BUCHAR.stp

Výkresy:

- | | |
|----------------------------|-----------|
| • BERAN_1 | BP-01-00 |
| • BERAN_2 | BP-02-00 |
| • BERAN_SVAŘENEC | BP-00 |
| • LIŠTA_BERAN | BP-01-000 |
| • LIŠTA_STOJAN | BP-02-000 |
| • BERAN_OBROBENY | BP-03-000 |
| • RÁM_SVAŘENEC | BP-04-000 |
| • PŘUŽINOVÝ BUCHAR_SESTAVA | BP-000 |