

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ
KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Hydraulicko-pneumatický buchar KJH

Autor: **Adam Ježek**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.**

Akademický rok 2016/2017

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu a zároveň konzultantovi mé bakalářské práce Doc. Ing. Janu Hlaváčovi, Ph.D za nesčetné množství rad, připomínek a drahocenného času, který mi věnoval během zpracování této práce.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Ježek	Jméno Adam
STUDIJNÍ OBOR	2301R016 „Stavba výrobních strojů a zařízení“	
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	Jméno Jan
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS	
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ
		Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Hydraulicko-pneumatický buchar KJH	

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

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	51	TEXTOVÁ ČÁST	48	GRAFICKÁ ČÁST	3
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)	Práce se zabývá popisem funkce hydraulicko-pneumatického bucharu. V práci je proveden návrh přepákování pro zdvihání bucharu (rám bucharu je protiběžný jeho beranu). V konstrukční části je proveden pevnostní návrh a kontrola přepákování.
ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	
KLÍČOVÁ SLOVA	buchar; hydraulický; pneumatický; stojan; beran; přepákování; konstrukce; návrh; výpočet; kontrola; síla; napětí
ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Ježek	Name Adam	
FIELD OF STUDY	2301R016 “ Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	Name Jan	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLÓMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Hydraulic and pneumatic hammer KJH		

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

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	51	TEXT PART	48	GRAPHICAL PART	3
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION	Bachelor thesis deals with description of function of hydraulic-pneumatic hammer. Thesis contains design of re-leveraging for lifting the hammer (the frame is opposite to the ram). In the construction there is a strength design and a check of re-leveraging.
TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	
KEY WORDS	Hammer; pneumatic; hydraulic; frame; ram; re-leveraging; construction; design; calculation; check; force; stress

Obsah

1	Úvod.....	9
2	Buchary	10
2.1	Princip činnosti.....	10
2.2	Historický vývoj	11
2.3	Dělení bucharů.....	16
2.3.1	Dle technologického tvářecího pochodu	16
2.3.2	Dle způsobu přenosu energie	16
2.3.3	Dle způsobu práce	16
2.3.4	Dle dopadové rychlosti beranu	17
2.3.5	Dle ústrojí přenosu energie	17
3	Hydraulicko-pneumatický buchar KJH	20
3.1	Zařazení.....	20
3.2	Technologické určení.....	21
3.3	Konstrukční provedení.....	21
3.3.1	Uspořádání pohonu	22
3.3.2	Spouštění a ovládání	22
3.3.3	Mazání	22
3.3.4	Pojistná zařízení	22
3.4	Technické údaje.....	22
3.4.1	Řada KJH.....	22
3.4.2	Řada KHZ.....	23
3.5	Princip činnosti bucharu KJH.....	24
3.6	Výpočty.....	25
3.6.1	Pohybové rovnice.....	26
3.6.2	Velikosti sil jednotlivých hydraulických válců	27
3.6.3	Stanovení rozměrů pracovního válce	27
4	Výpočet hydraulicko-pneumatického bucharu KJH 4	28
5	Konstrukční návrh hydraulicko - pneumatického bucharu KJH 4	31
5.1	Konstrukční návrh	31
5.2	Pevnostní kontrola navrženého přepákování ("ruční" výpočet).....	31
5.2.1	Zvedák	32
5.2.2	Tyč.....	33
5.2.3	Páka	34
5.2.4	Zvedací čep.....	36

5.2.5	Čep - noha.....	37
5.3	Počítačový ("softwareový") výpočet přepákování	38
5.3.1	Zjednodušení modelu	38
5.3.2	Okrajové podmínky.....	39
5.3.3	Síťování	41
5.3.4	Vyhodnocení výsledků	44
6	Závěr	47
7	Použité zdroje	48
	Příloha 1 - BP1-2017-01-000 – Přepákování KJH	
	Příloha 2 - BP1-2017-01-004 – Páka	

Přehled použitých veličin

Název	Označení	Jednotka
Energie	A; E	[kJ]
Hmotnost	m	[kg]
Vzdálenost	L; l; H; h	[mm]
Výkon	P	[kW]
Tlak	p	[MPa]
Plocha	S	[mm ²]
Síla	F	[N]
Zrychlení	a; g	[m·s ⁻²]
Rychlost	v	[m·s]
Čas	t	[s]
Teplota	T	[°C]
Napětí	σ; τ; R	[MPa]
Moment	M	[Nm]

1 Úvod

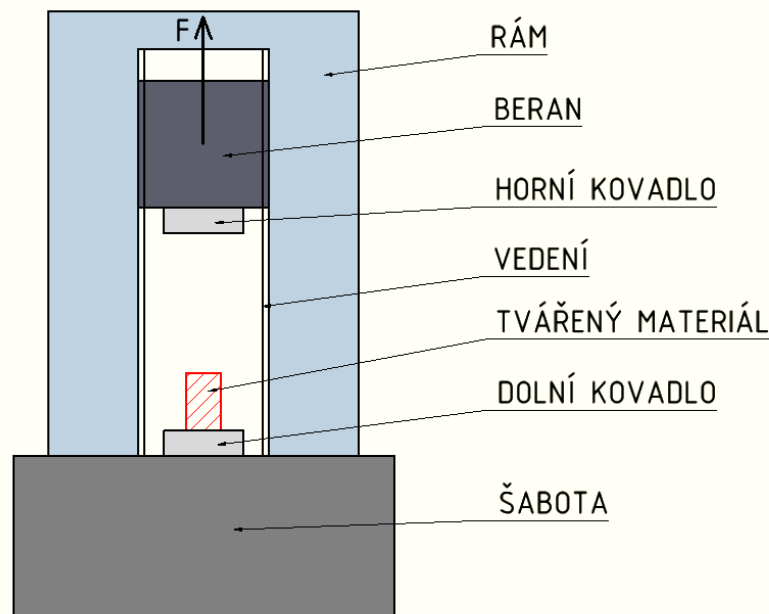
Ve své bakalářské práci se zabývám buchary, tedy tvářecími stroji, které jsou určeny pro zápusťkové kování. Konkrétně se zaměřuji na buchar KJH, který je svou funkcí výjimečný. Jedná se o protiběžný buchar, kde je spodním beranem celý rám.

V práci popisuji princip činnosti bucharů, jejich historii a vývoj. Dále uvádím rozdělení těchto tvářecích strojů. V další části se zaměřuji na hydraulicko-pneumatický buchar KJH vyvinutý a dříve vyráběný společností Šmeral Brno a.s. Dnes je nahrazen typem KHZ. V práci popisuji princip činnosti tohoto bucharu, uvádím jeho technologické určení a přednosti oproti jiným typům bucharů. Znázorňuji základní výpočet bucharu a určení působících sil. Poté provádím konstrukční návrh bucharu. Některé části bucharu kontroluji nejprve ručním a poté softwarovým výpočtem.

V závěru hodnotím výsledky práce.

2 Buchary

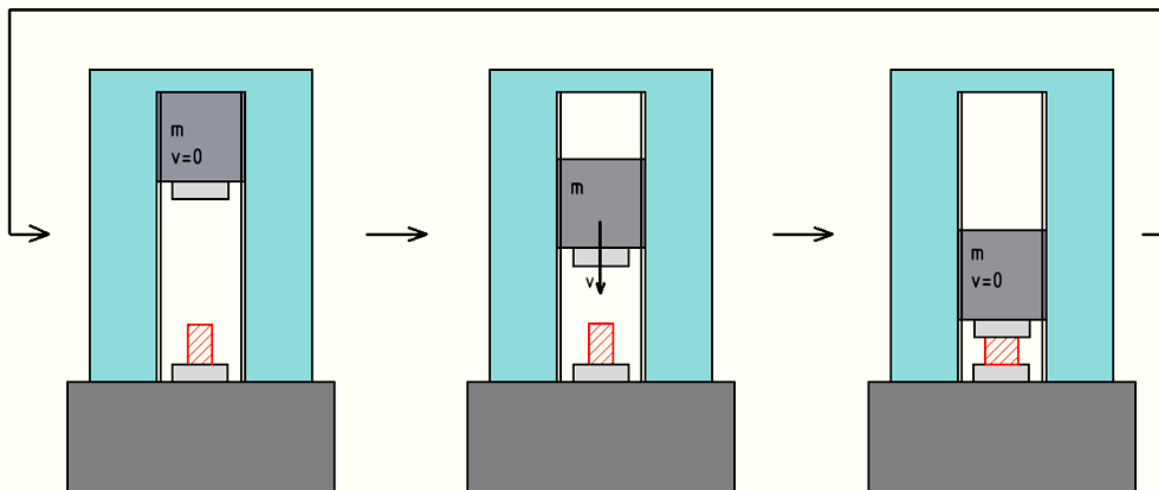
Buchary patří mezi tvářecí stroje, ve kterých probíhá deformace materiálu na úkor kinetické energie, nahromaděné v pohybujících se částech stroje. (1)



Obr. 1 - Schéma bucharu

2.1 Princip činnosti

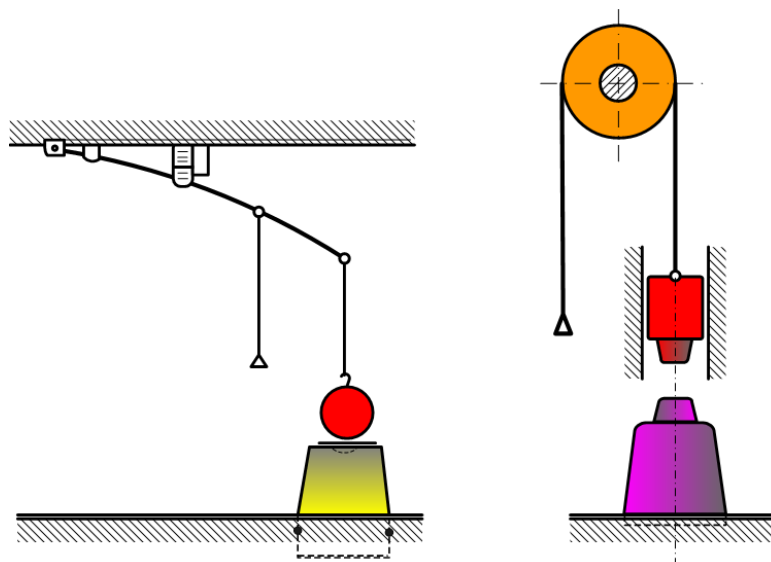
Jak tedy bylo zmíněno, principem činnosti bucharu je předání energie pohybujících se částí stroje tvářenému materiálu. Tomuto předání dosahujeme zpravidla takto: Pomocí hnacího zařízení bucharu zdvihneme beran do horní polohy. Následně ho uvolníme a necháme volně padat směrem dolů na tvářený materiál, případně tento pohyb ještě urychlíme. Tím dosáhneme zvýšení jeho kinetické energie. Při dopadu beranu na tvářený materiál dochází k předání této energie tvářenému materiálu, ve kterém je spotřebována na plastickou deformaci.



Obr. 2 - princip činnosti bucharu

2.2 Historický vývoj

Vývoj tvářecích strojů je nerozlučně spjat s vývojem poznání lidské společnosti. Jakmile lidstvo poznalo možnosti využití kovů, začal člověk postupně rozvíjet i hutní technologie (kování a slévání). Vývoj se ubíral od nejjednodušších metod ručního kování s využitím lidské síly, přes primitivní padací buchary, kde je využívána pro tváření kinetická energie padajícího beranu. První zmínky o zpracování železa ručním kováním pochází již od Homéra (druhá polovina 8. stol. př. Kr.) (2)



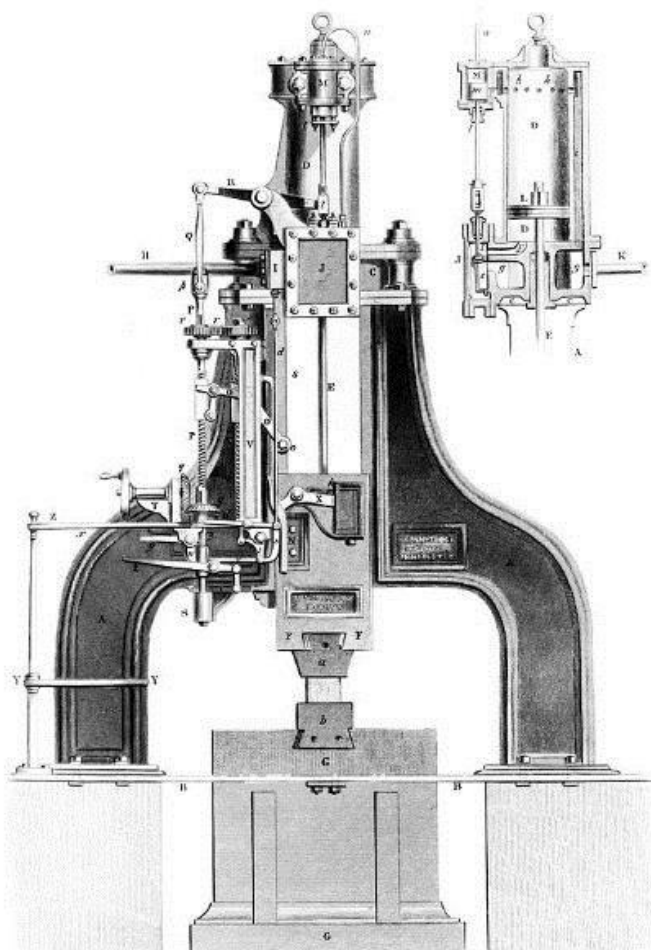
Obr. 3 - Jednoduchá mechanická kladiva (2)

Později, kdy byla potřeba tvářet stále hmotnější kusy, začíná být využívána pro pohon tvářecích mechanismů energie vody. Tam, kde jsou příhodné podmínky, začínají vznikat již ve 14. století ve střední Evropě železářské vodní hamry. (2)



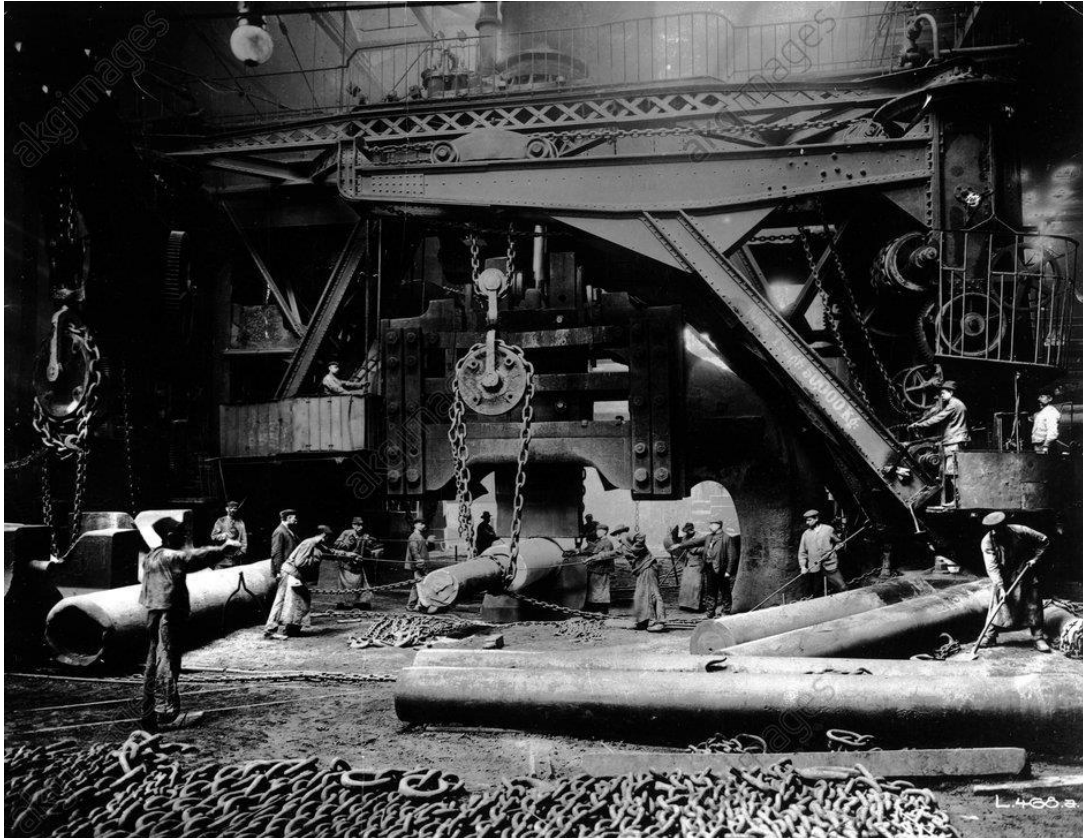
Obr. 4 - Vodní hamr (3)

K dalšímu kvalitativnímu rozvoji bucharů došlo až při zavedení parních a později elektrických pohonů. Na základě rozvoje lodní dopravy na počátku 19. století a tím potřeby velkých zaoceánských lodí vzniká opět potřeba výroby velkých komponent těchto parníků. Například při výrobě parníku GREAT BRITAIN konstruktéra I. K. Brunela vyvstala potřeba vyrobit mohutný lodní hřídel o průměru 0,914 [m] (byly vykovány jednotlivé části a sestaveny dohromady). Výroba pomocí dosavadních technik ručního kování, válcování a lití byla nemyslitelná. Na základě těchto požadavků byl navržen James Hallem Nasmythem v roce 1839 padací buchar u kterého mnoho tun vážící beran byl zvedán parním strojem a následně volně padal na tvářený polotovar. Největší význam mělo toto zařízení při užití techniky zápusťkového kování. (2)



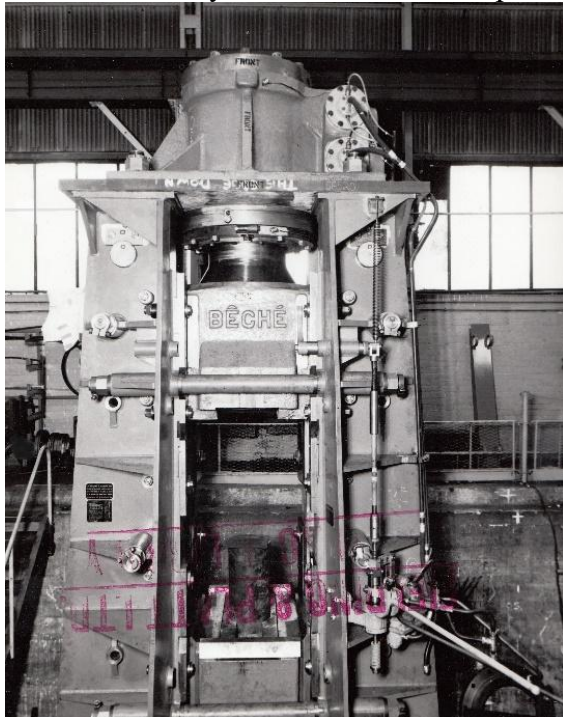
Obr. 5 - Nesmythův parní buchar (2)

Rozvoj zbrojařského průmyslu zapříčinil další rozvoj v oblasti tvářecích strojů. Essenský podnikatel Alfred Krupp uvedl do provozu v roce 1861 velký parní buchar „Fritz“, který byl v této době považován za technický div. Beran o hmotnosti 30[t] (později dokonce 50[t]) byl zvedán parním mechanismem a také pád beranu byl urychlován pomocí páry. Buchar sloužil po dobu neuvěřitelných 50 let. (2)

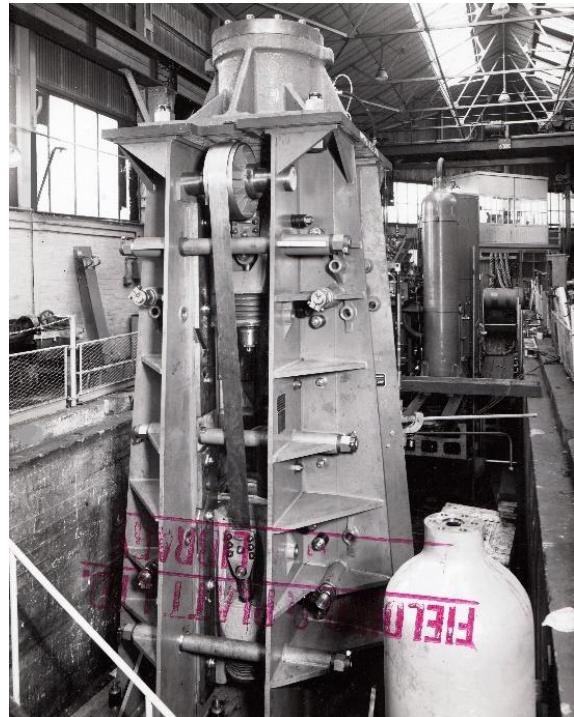


Obr. 6 - Parní buchar „Fritz“ (2)

Dalším významným krokem v historii byl vznik protiběžných bucharů. U těchto bucharů nebyl pohyblivý pouze jeden beran jako doposud, ale k tomuto hornímu beranu byl přidán ještě spodní pohyblivý beran. Při pracovní činnosti se berany pohybovaly proti sobě, tím se dosáhlo výrazného snížení rázů působících na základ bucharu.

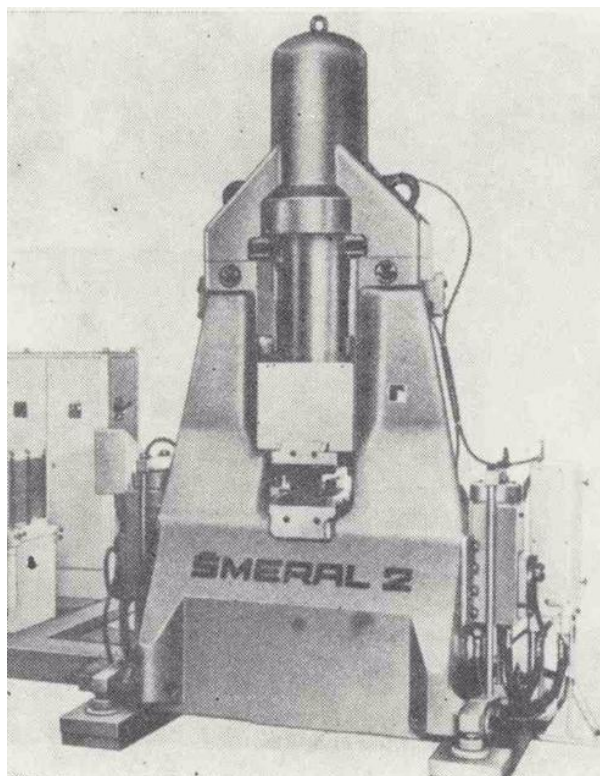


Obr. 7 - Protiběžný buchar BECHE (4)



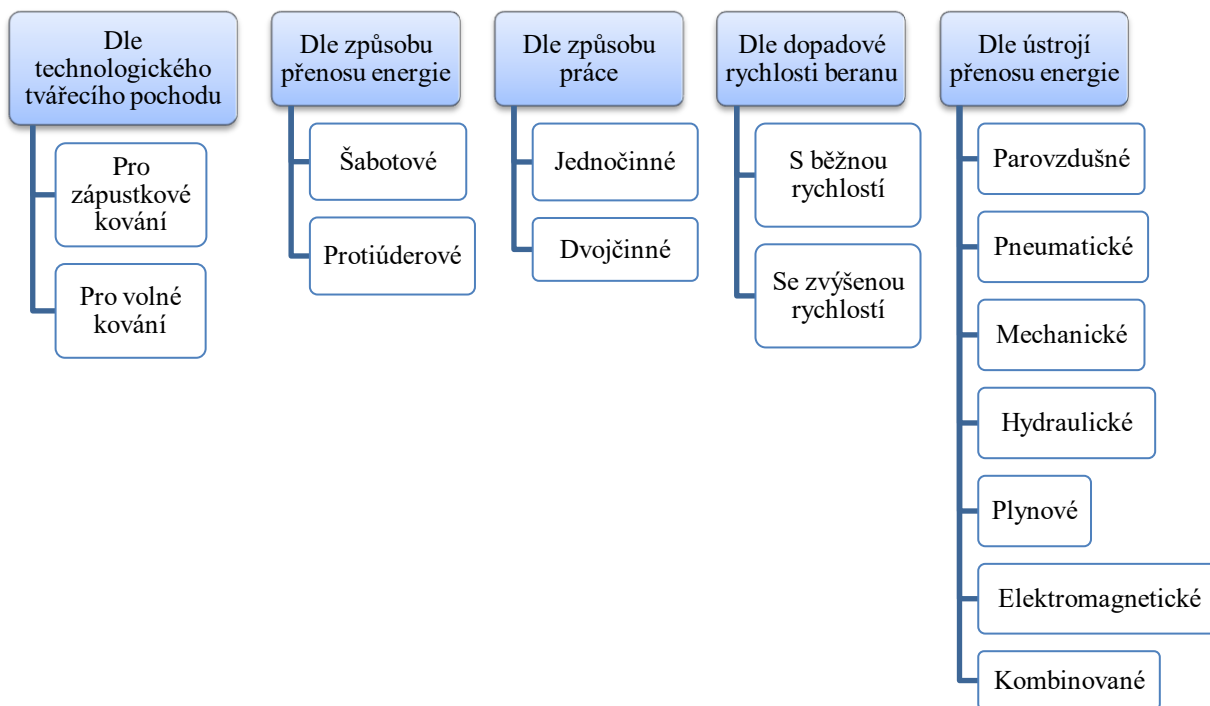
Obr. 8 - Mechanismus bucharu BECHE (4)

V 60. letech minulého století byla zahájena společností Šmeral Brno a.s. výroba hydraulicko-pneumatického bucharu. Tento buchar pracuje rovněž jako protiběžný, ale od běžných protiběžných bucharů se odlišuje svým specifickým konstrukčním provedením. Šmeralovy závody v současné době stále fungují, jako takřka jediný český výrobce bucharů. Mimo jiného produkují stále hydraulicko-pneumatické buchary. Sice ve zmodernizovaných verzích KHZ, ale princip jejich funkce se od 60 let minulého století nezměnil.



Obr. 9 - Hydraulicko-pneumatický buchar - Šmeral (5)

2.3 Dělení bucharů



Obr. 10 - Dělení bucharů

2.3.1 Dle technologického tvářecího pochodu

- **Pro volné kování:** Buchary, které mají šabotu uloženou nezávisle oproti stojinám pro vedení beranu, slouží pro volné kování. (6)
- **Pro zápusťkové kování:** Buchary se šabotou pevně spojenou se stojinami a protiúderové buchary jsou vzhledem k dobrému vedení beranu vhodné pro zápusťkové kování. (6)

2.3.2 Dle způsobu přenosu energie

- **Šabotové:** Buchary s pevně uloženou šabotou - pohybuje pouze horní beran (6)
- **Protúderové (bezšabotové):** Šabotu nahrazuje spodní beran, který se pohybuje proti hornímu beranu. (6)

2.3.3 Dle způsobu práce

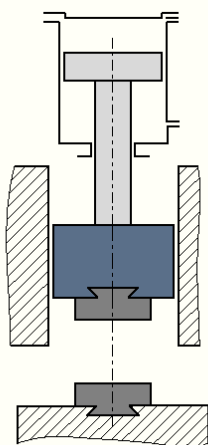
- **Jednočinné:** Pohyb padajících částí je způsoben pouze jejich gravitační silou, zpětný pohyb nahoru je pak vyvozen například parou, vzduchem, kapalinou, plynem, nebo elektromotorem. (6)
- **Dvojčinné:** Pohyb padajících částí je, kromě gravitační síly, ještě urychlen, a to například energií vodní páry, vzduchu, plynu, kapaliny, elektrické energie nebo pružiny. Proto je energie rázu dvojčinných bucharů větší než u jednočinných při stejné hmotnosti padajících částí a padací výšce. (6)

2.3.4 Dle dopadové rychlosti beranu

- **S běžnou rychlostí:** $v = 4$ až 8 [m.s⁻¹] Těchto dopadových rychlostí je možno dosáhnout volně padajícím beranem. Např. při spuštění beranu z výšky 1 až 2 m dosahujeme při dopadu rychlosti 4,5 až 6 [m.s⁻¹] (6)
- **Se zvýšenou rychlostí:** $v = 20$ až 60 [m.s⁻¹] Pro dosažení takovýchto dopadových rychlostí je nutné padající beran urychlit přídavnou energií. (6)

2.3.5 Dle ústrojí přenosu energie

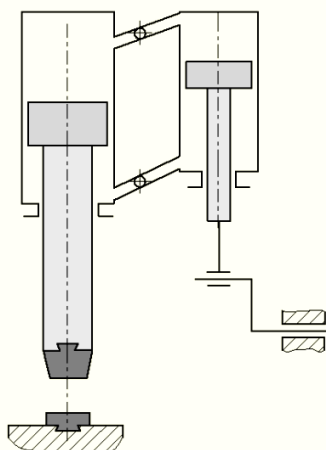
- **Parovzdušné buchary**



Obr. 11 - Parovzdušný buchar

U parovzdušných bucharů je nositelem energie pára. Mohou být jednočinné i dvojčinné. (1)

- **Pneumatické buchary**

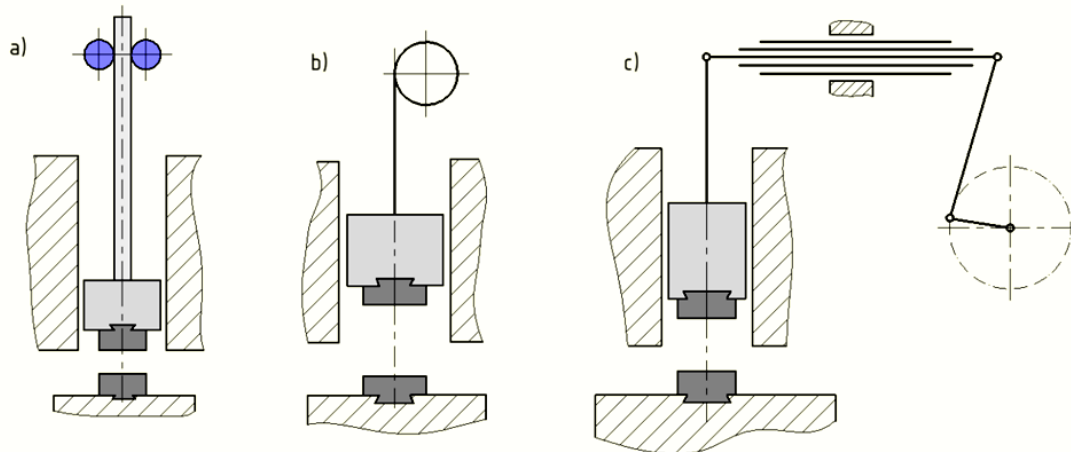


Obr. 12 - Pneumatický buchar

Pneumatické, nebo také kompresorové, buchary mají vlastní kompresor a jsou nezávislé na centrálním rozvodu vzduchu. Používají se převážně pro volné kování a pēchování za tepla. Spotřeba energie těchto bucharů je asi o 20% nižší než u stejně silných parovzdušných bucharů. U těchto bucharů se nevyskytuje žádný kondenzát, jelikož pracují

s uzavřeným cyklem suchého vzduchu. V porovnání s dvojčinnými parovzdušnými buchary jsou provozní náklady pouze poloviční. (1)

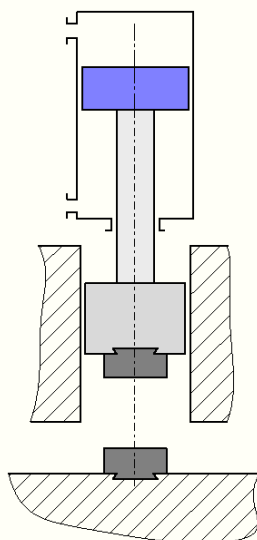
- **Mechanické buchary**



Obr. 13 - Mechanické buchary: a) deskový b) řemenový c) pružinový

Mechanické buchary tvoří skupinu bucharů, které jsou poháněny elektromotory (ale dříve třeba energií vody) a energie se z elektromotoru na beran bucharu přenáší mechanickými přenosovými mechanismy. Patří sem pružinové buchary, deskové padací buchary, řemenové padací buchary, řetězové buchary a lanové buchary. Nejrozšířenější jsou pružinové a padací buchary. Výška zdvihu řetězových, řemenových a deskových bucharů je nastavitelná jen tehdy, když stroj není v chodu. Za chodu stroje nelze ani měnit velikost jednotlivých úderů. Proto se tyto buchary používají na zápusťkové kování, při kterém není třeba během práce měnit velikost úderu. (1)

- **Hydraulické buchary**



Obr. 14 - Hydraulický buchar

U hydraulických bucharů je nositelem energie kapalina. Nejčastěji se používá vodní emulze a minerální olej. Hydraulické buchary mohou být jednočinné nebo dvojčinné. (1)

- **Plynové buchary**

U plynových bucharů je zdrojem energie stlačený plyn. Beran zde dosahuje rychlostí až 200 [m.s⁻¹]. (6)

- **Elektromagnetické buchary**

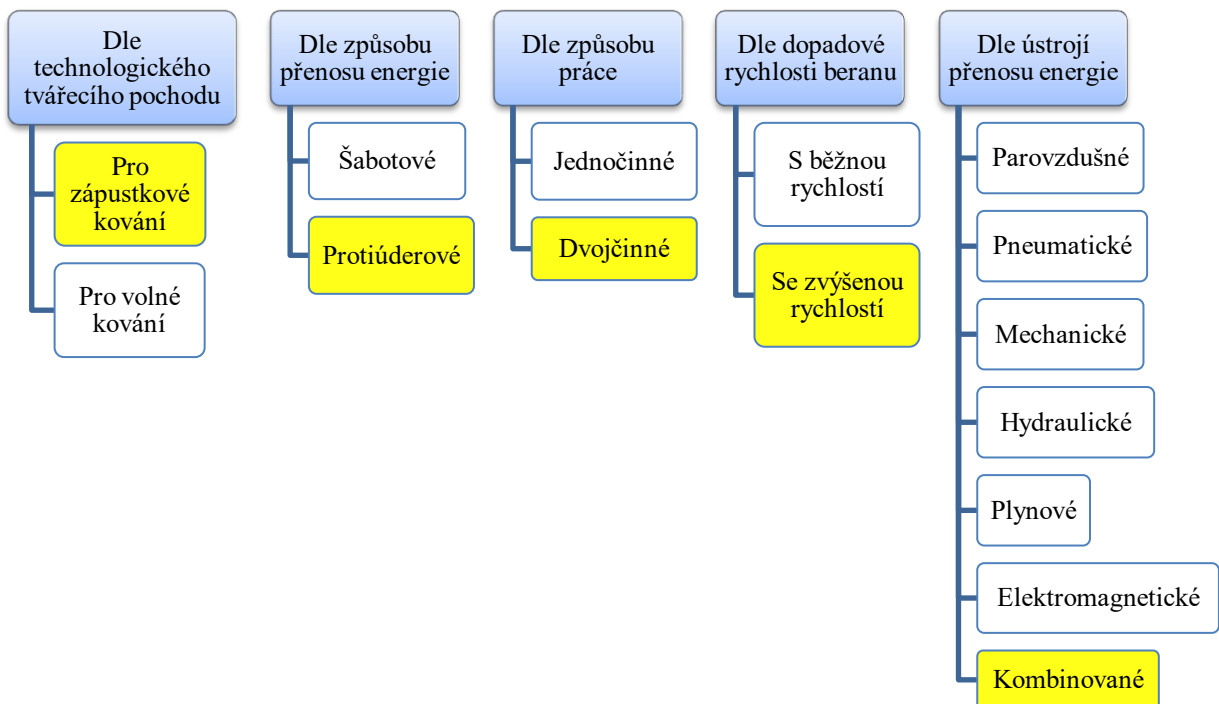
Zdrojem pohonu elektromagnetického bucharu je elektromagnet, jehož pohyblivé jádro tvoří beran. Spotřeba proudu je malá, jelikož impuls potřebný k urychlení beranu trvá pouze zlomek sekundy a návrat beranu zajišťuje pružina. Elektromagnetické buchary se používají pro lehké kování. Mezi operace prováděné na těchto bucharech patří např. nýtování, ohýbání, stříhání, prorážení, ražení, kování, děrování atd. (7)

3 Hydraulicko-pneumatický buchar KJH



Obr. 15 - Hydraulicko-pneumatický buchar KJH 4 (8)

3.1 Zařazení

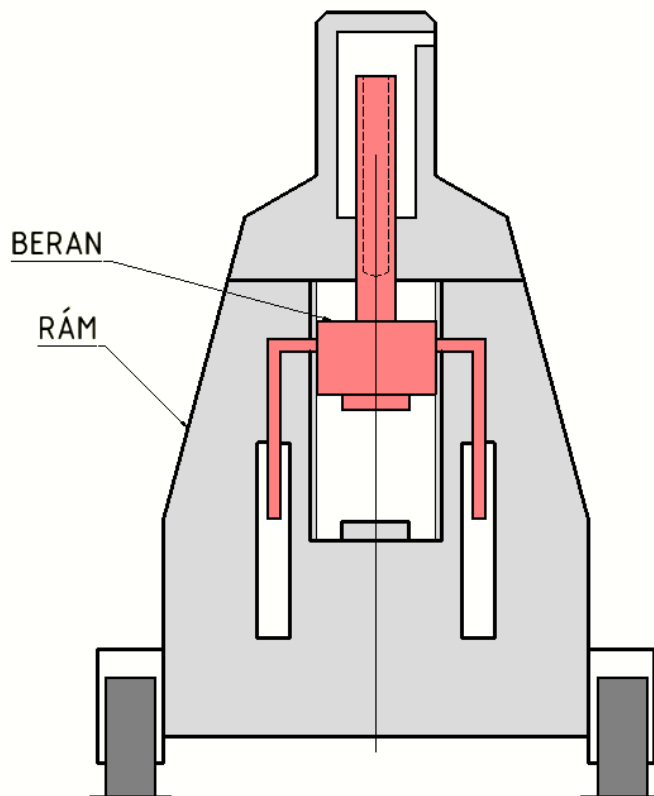


Obr. 16 - Zařazení bucharu KJH

3.2 Technologické určení

Tento buchar je určen pro přesné zápustkové kování a kalibrování malých a středně velkých výkovků. Je zvláště vhodný pro zpracování složitých, objemově i mechanicky náročných zápustkových výkovků pro automobily, traktory, letecký průmysl, zemědělské stroje a ostatní přesné strojní součásti. (5) (9)

3.3 Konstrukční provedení



Obr. 17 - Schéma bucharu KJH

Jedná se o nízkozdvížený svislý buchar. Pohyb beranu směrem dolů je urychlován stlačeným vzduchem. Proti tomuto pohybu je současně hydraulicky nadzvedáván stojan bucharu. Takovýmto konstrukčním řešením je dosaženo sloučení výhod bucharu protiběžného a klasického šabotového bucharu do jednoho tvářecího stroje. (9)

Otevřením hydraulického rozvaděče začne beran konat pracovní zdvih. Během pracovního zdvihu je urychlován stlačeným vzduchem. Zároveň přitom vhání tlakovou kapalinu do hydraulických válců, kterými je současně nadzvedáván stojan. Hydraulické válce jsou navrženy tak, aby hybnosti beranu a stojanu pohybujících se proti sobě byly stejné. Tím pádem nedochází k prakticky žádnému rázovému účinku na základ. Po úderu dochází ke zpětnému odrazu pohybujících se částí. Energie odrazu stojanu je zachycena kapalinou v hydraulickém rozvodu a transformována v energii tlakovou. Tato energie je využita při následujícím zdvihu. Rozvaděč je po úderu automaticky uzavřen a beran je působením tlakové kapaliny zvedán do horní výchozí polohy. Současně dochází ke stlačování vzduchu ve válci nad beranem. (9)

Stojan bucharu je ocelový odlitek stejně jako příčník se vzduchovým válcem. Dohromady jsou spojeny klíny. Beran s pístnicí tvoří jeden celek. Ten může být buď vykovan, nebo odlit z vysoce legované oceli. (9)

3.3.1 Uspořádání pohonu

Pohon bucharu je tvořen samostatným hydraulickým agregátem, který se skládá z nádrže, na níž je umístěn elektromotor s čerpadlem, hydraulického rozvaděče a chladiče oleje. Tento agregát je umístěn poblíž stroje. (9)

3.3.2 Spouštění a ovládání

Jde o elektrohydraulické ovládání, buď tlačítka nebo nožním pedálem. (9)

3.3.3 Mazání

Mazání je zajištěno olejem, který je rozprašován ve válcích. Ostatní místa mazána tukem pomocí ručního mazacího náradí. (9)

3.3.4 Pojistná zařízení

Jako pojistná zařízení slouží pojistné prvky v hydraulickém rozvodu. (9)

3.4 Technické údaje

Společnost Šmeral Brno a.s. vyráběla pneumaticko-hydraulický buchar ve čtyřech velikostních provedení a to KJH 2, KJH 4, KJH 8 a KJH 16.

3.4.1 Řada KJH

Tabulka 1 - Parametry bucharů KJH (9) (5)

		KJH 2	KJH 4	KJH 8	KJH 16
Rázová práce jednoho úderu	[kJ]	20	40	80	160
Hmotnost beranu (bez držáku)	[kg]	650	1 700	2 500	8 000
Počet zdvihů beranu	za minutu	40 - 120	40 - 100	40 - 80	40 - 80
Největší zdvih beranu	[mm]	400	500	600	850
Zdvih spodního vyhazovače	[mm]	25	32	40	60
Upínací plocha zápustek	[mm]	200 x 450	286 x 600	314 x 710	456 x 1 000
Nejmenší výška zápustek	[mm]	160	350	250	500
Pohon bucharu					
výkon elektromotoru čerpadla	[kW]	22	45	90	180
provozní tlak kapaliny	[MPa]	16	16	16	16
Rozměry bucharu (bez hnacího agregátu)					
Délka	[mm]	2 200	3 100	3 500	4500
Šířka	[mm]	1 400	1 900	2 300	3440
výška nad / pod podlahou	[mm]	3 000/-	3 900/-	4 200/770	4 500/1 500
Hmotnost bucharu	[kg]	10 000	27 000	40 000	100 000
Hmotnost bucharu včetně hnac. agregátu	[kg]	12 000	29 000	44 000	120 000

Řada KJH se v současné době již nevyrábí. Byla nahrazena modernější řadou hydraulicko-pneumatických bucharů KHZ. Tyto buchary mají oproti bucharům KJH zmodernizovanou konstrukci a jsou vybaveny číslicovým řídicím systémem. Princip jejich činnosti však zůstal nezměněn.

Řada KHZ je rovněž vyráběna ve čtyřech velikostních provedení a to KHZ 2A, KHZ 4A, KHZ 8A a KHZ 16A.

3.4.2 Řada KHZ



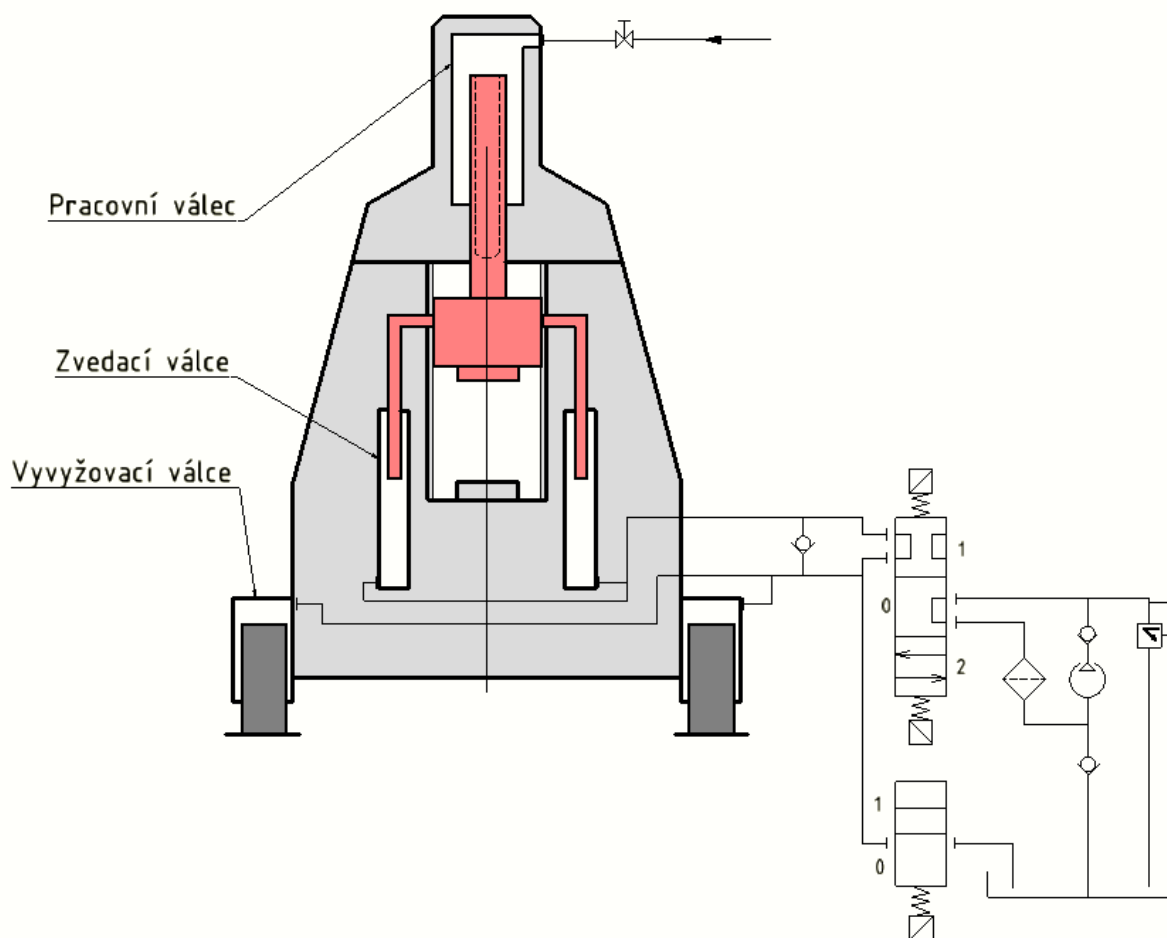
Obr. 18 - Hydraulicko-pneumatický buchar KHZ (9)

Tyto hydraulicko-pneumatické buchary se používají pro kování zejména plochých a tenkých výkovků v jedné dutině několika úderů (ojnice, komunální nářadí atp.), jejichž energii je možno nastavit a naprogramovat řídicím systémem, s protiběžným efektem stojanu vůči beranu, který eliminuje dynamický ráz do základu. (9)

Tabulka 2 - Parametry bucharů KHZ (9)

		KHZ 2A	KHZ 4A	KHZ 8A	KHZ 16A
Rázová práce jednoho úderu	[kJ]	20	50	80	160
Počet zdvihů beranu	za minutu	20	18	16	14
Nejmenší výška zápustek	[mm]	250	350	400	500
Upínací plocha zápustek	[mm]	250 x 400	286 x 600	314 x 710	456 x 1 000
Maximální zdvih beranu	[mm]	400	500	600	800
Celkový instalovaný výkon	[kW]	22	45	90	180
Síla spodního vyhazovače	[kN]	50	80	150	
Zdvih spodního vyhazovače	[mm]	30	40	36	
Rozměry bucharu					
Délka	[mm]	3 100	3 100	3 500	4500
Šířka	[mm]	2 300	2 300	2 500	3500
výška	[mm]	3 100	3 600	3 900	4 500

3.5 Princip činnosti bucharu KJH

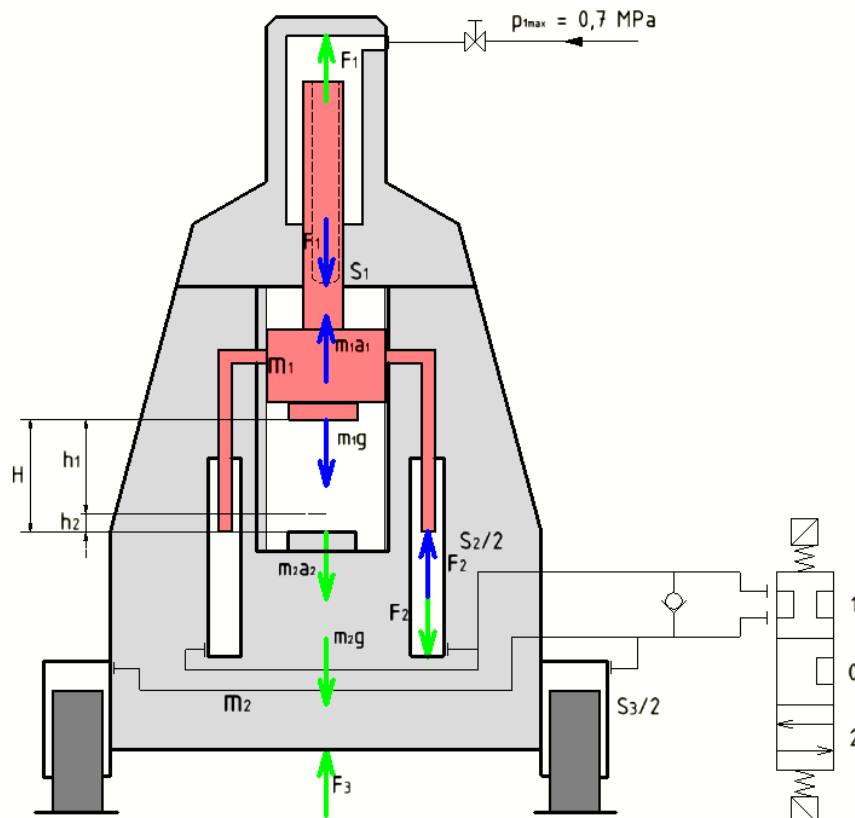


Obr. 19 - Princip činnosti KJH

Na obr. 20 je zjednodušené schéma zapojení rozvaděče bucharu KJH. Vychází se z toho, že beran bucharu je na počátku pracovního zdvihu, to znamená v horní poloze, a rozvaděč je v poloze 0. Přepnutím rozvaděče do polohy 1 dojde k tomu, že se beran začne pohybovat dolů. Pohyb beranu směrem dolů je urychlován tlakem vzduchu. Tímto pohybem je vyvozen tlak ve zvedacích válcích bucharu. Tyto válce jsou spojeny hydraulickou vazbou s válci vyvažovacími. Vyvažovací válce slouží pro zdvihání rámu bucharu proti pohybujícímu se beranu. Pohybem beranu směrem dolů je tedy vyvozen, přes zvedací a vyvažovací válce, pohyb rámu bucharu směrem vzhůru, proti pohybujícímu se beranu. Průměry zvedacích a vyvažovacích válců musí být voleny tak, aby se vyrovnaly hybnosti proti sobě se pohybujícího beranu a rámu bucharu a tím nedocházelo k rázům v základu bucharu.

Beran a rám bucharu se proti sobě pohybují tak dlouho, dokud nenasrazí na tvářený materiál. Při rázu předají velkou část své pohybové energie na plastickou deformaci tvářeného materiálu a odrazí se od sebe. V tuto chvíli se rozvaděč bucharu přepíná do polohy 2. Energie pohybujícího se rámu, nyní směrem dolů je předána tlakové kapalině a napomáhá hydraulickému čerpadlu uvést beran bucharu zpět do horní polohy.

3.6 Výpočty



Obr. 20 - Schéma pro výpočet bucharu

H - celkový zdvih beranu [mm]

h_1 - užitečný zdvih beranu [mm]

h_2 - zdvih stojanu [mm]

F_1 - síla působící v pracovním válci [N]

F_2 - síla působící ve zvedacím válci [N]

F_3 - síla působící ve vyvažovacím válci [N]

S_1 - plocha pracovního válce [mm²]

S_2 - plocha zvedacího válce [mm²]

S_3 - plocha vyvažovacího válce [mm²]

m_1 - hmotnost beranu [kg]

m_2 - hmotnost stojanu [kg]

a_1 - zrychlení beranu [m·s⁻²]

a_2 - zrychlení stojanu [m·s⁻²]

g - gravitační zrychlení [m·s⁻²]

p_{1max} - maximální tlak pneumatického obvodu [MPa]

Stojan a beran bucharu musí mít stejnou hybnost

$$m_1 \cdot v_1 = m_2 \cdot v_2$$

Kde: v_1 - rychlost beranu těsně před rázem [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

v_2 - rychlost stojanu těsně před rázem [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

V každém okamžiku pracovního zdvihu má stojan a beran stejnou hybnost, buchar je vyvážený a při rázu se chová jako energeticky uzavřený celek.

Objem zvedacích a vyvažovacích válců musí být stejný

$$S_2 \cdot (h_1 + h_2) = S_3 \cdot h_2$$

Pohyb beranu a stojanu je rovnoměrně zrychlený (doba urychlení beranu a stojanu je stejná)

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{h_2}{h_1} = \frac{a_2}{a_1}$$

Poměr hmotnosti stojanu a beranu bucharu

$$\frac{m_2}{m_1} = (8 \text{ až } 12)$$

Užitečný zdvih beranu h_1 a zdvih stojanu h_2

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{h_2}{h_1}$$

$$h_2 = H - h_1$$

Zrychlení beranu a stojanu bucharu: Jak bylo již řečeno, u beranu i stojanu bucharu jde o rovnoměrně zrychlený pohyb s nulovou počáteční rychlostí ($v = a \cdot t$; $s = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2$) a doba jejich urychlení je stejná ($t_1 = t_2 = t$ [s])

$$v_1 = a_1 \cdot t \Rightarrow t = \frac{v_1}{a_1}$$

$$h_1 = \frac{1}{2} \cdot a_1 \cdot t^2$$

$$h_1 = \frac{1}{2} \cdot a_1 \cdot \frac{v_1^2}{a_1^2}$$

$$h_1 = \frac{v_1^2}{2 \cdot a_1} \Rightarrow a_1 = \frac{v_1^2}{2 \cdot h_1}$$

$$v_2 = a_2 t \Rightarrow a_2 = \frac{v_2}{t}$$

3.6.1 Pohybové rovnice

Rozvaděč v poloze 1: (Sílu F_1 uvažujeme jako konstantní po celou dráhu pohybu beranu)

$$m_1 \cdot a_1 - m_1 \cdot g - F_1 + F_2 = 0$$

$$-m_2 \cdot a_2 - m_2 \cdot g + F_3 + F_1 - F_2 = 0$$

$$-m_1 \cdot g - m_2 \cdot g + F_3 = 0$$

3.6.2 Velikosti sil jednotlivých hydraulických válců

Síla zvedacích válců F_2 - maximální za klidu (poloha 0)

$$F_{2kl} = m_1 \cdot g + F_1$$

Síla vyvažovacích válců F_3 (poloha 0)

$$F_3 = (m_1 + m_2) \cdot g$$

Síla pracovního válce F_1

$$F_1 \cdot H + m_1 \cdot g \cdot h_1 - m_2 \cdot g \cdot h_2 = E$$
$$F_1 = \frac{E + m_2 \cdot g \cdot h_2 - m_1 \cdot g \cdot h_1}{H}$$

Kde: E - kinetická energie beranu a stojanu před úderem [J]

$$E = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot v_1^2 + \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot v_2^2$$

$$v_2 = \frac{m_1 \cdot v_1}{m_2}$$

$$E = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot v_1^2 \left(1 + \frac{m_1}{m_2} \right)$$

3.6.3 Stanovení rozměrů pracovního válce

Pracovní plocha pracovního válce

$$S_1 = \frac{F_1}{p_1}$$

Kde: p_1 - střední hodnota přetlaku v pracovním válci [MPa]

$$p_1 = \frac{p_{1max} + p_{1min}}{2}$$

Kde: p_{1max} - maximální tlak v pracovním válci [MPa]

p_{1min} - minimální tlak v pracovním válci [MPa]

V pracovním válci dochází při přenosu energie k adiabatickému ději. Z důvodu snahy o přesnou regulaci pracovního cyklu a malý pokles teploty pracovního média (vlivem expanze dochází k ochlazení) je nutné zajistit nízký stupeň komprese. Protože dosahujeme nízkého stupně komprese v pneumatickém obvodu ($\frac{V_2}{V_1} = 1,2$ až $1,25$), lze adiabatu linearizovat.

$$\frac{p_{1min}}{p_{1max}} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\chi$$

Kde: χ - Poissonova konstanta [-]

Teplota vzduchu po úderu

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\chi-1} \Rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\chi-1}$$

4 Výpočet hydraulicko-pneumatického bucharu KJH 4

Znamé hodnoty:

Hmotnost bucharu $m = 27\,000\text{ kg}$

Celkový zdvih beranu $H = 500\text{ mm}$

Maximální tlak pneumatického obvodu $p_{1max} = 0,7\text{ MPa}$

Pracovní tlak hydraulického obvodu je provozní tlak hydraulického obvodu (16 MPa), snížený z důvodu bezpečnosti o $1/4$ na $p_2 = 12\text{ MPa}$. Uvažujeme, že se tento tlak nachází v prostoru pracovního válce. Při pohybu beranu bucharu směrem dolů dochází k přenosu tohoto tlaku hydraulickou vazbou do prostoru vyvažovacích válců. Vlivem ztrát při průtoku hydraulického média hydraulickým potrubím dochází k tomu, že v prostoru zvedacích válců bude tlak pracovního média nižší než v prostoru pracovních válců. Hodnota tlaku ve zvedacích válcích bude $p_3 = 11\text{ MPa}$.

Max. úderová rychlost beranu (rychlost beranu při max. zdvihu) $v_1 = 5,5\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Poissonova konstanta pro dvouatomový plyn $\chi = 1,4$

Stupeň komprese v pneumatickém obvodu $\frac{V_2}{V_1} = 1,2$

Maximální energie jednoho rázu bucharu $E = 40\text{ kJ}$

Počáteční teplota tlakového vzduchu $T_1 = 20^\circ\text{C} = 293,15\text{ K}$

Výpočet hmotnosti beranu m_1 a stojanu m_2 :

$$E = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot v_1^2 \left(1 + \frac{m_1}{m_2} \right); m_2 = m - m_1$$

$$E = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot v_1^2 + \frac{m_1^2 \cdot v_1^2}{2 \cdot (m - m_1)}$$

$$2 \cdot (m - m_1) \cdot E = m_1 \cdot v_1^2 \cdot (m - m_1) + m_1^2 \cdot v_1^2$$

$$2 \cdot E \cdot m - 2 \cdot E \cdot m_1 = m_1 \cdot v_1^2 \cdot m - m_1^2 \cdot v_1^2 + m_1^2 \cdot v_1^2$$

$$2 \cdot E \cdot m = m_1 \cdot v_1^2 \cdot m + 2 \cdot E \cdot m_1$$

$$2 \cdot E \cdot m = m_1 \cdot (v_1^2 \cdot m + 2 \cdot E)$$

$$m_1 = \frac{2 \cdot E \cdot m}{v_1^2 \cdot m + 2E} = \frac{2 \cdot 40000 \cdot 27000}{5,5^2 \cdot 27000 + 2 \cdot 40000} = 2408,7\text{ kg}$$

$$m_2 = m - m_1 = 27\,000 - 2408,7 = 24591,3\text{ kg}$$

$$\frac{m_2}{m_1} = \frac{24591,3}{2408,7} = 10,2$$

Vyhovuje předepsanému rozmezí.

Výpočet užitečného zdvihu beranu bucharu h_1 :

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{h_2}{h_1}$$

$$h_2 = H - h_1$$

$$m_1 = m - m_2$$

$$\frac{m - m_2}{m_2} = \frac{H - h_1}{h_1}$$

$$\frac{m}{m_2} - 1 = \frac{H}{h_1} - 1$$

$$h_1 = H \cdot \frac{m_2}{m} = 500 \cdot \frac{24591,3}{27000} = 455,4 \text{ mm}$$

Výpočet zdvihu stojanu bucharu h_2 :

$$h_2 = H - h_1 = 500 - 455,4 = 44,6 \text{ mm}$$

Výpočet rychlosti stojanu v_2 :

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{v_2}{v_1} \Rightarrow v_2 = \frac{m_1 \cdot v_1}{m_2} = \frac{2048,7 \cdot 5,5}{24591,3} = 0,54 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet zrychlení beranu a stojanu bucharu:

$$a_1 = \frac{v_1^2}{2 \cdot h_1} = \frac{5,5^2}{2 \cdot 0,4554} = 30,21 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$t = \frac{v_1}{a_1} = \frac{5,5}{30,21} = 0,182 \text{ s}$$

$$a_2 = \frac{v_2}{t} = \frac{0,54}{0,182} = 2,97 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Výpočet sil v jednotlivých válcích:

$$F_1 = \frac{E + m_2 \cdot g \cdot h_2 - m_1 \cdot g \cdot h_1}{H} = \frac{40000 + 24591,3 \cdot 9,81 \cdot 0,0446 - 2408,7 \cdot 9,81 \cdot 0,4554}{0,5} = 82314,5 \text{ N}$$

$$F_2 = F_1 + m_1 \cdot g - m_1 \cdot a_1 = 82314,5 + 2408,7 \cdot 9,81 - 2408,7 \cdot 30,21 = 33080,7 \text{ N}$$

Z důvodu ztrát ve vedení beranu a z důvodu stlačitelnosti kapaliny je skutečná velikost síly F_2 snížena o 16%

$$F_{2skut.} = 0,84 \cdot F_2 = 0,84 \cdot 33080,7 = 27787,8 \text{ N}$$

$$F_3 = F_{2skut.} - F_1 + m_2 \cdot g + m_2 \cdot a_2 = 27787,8 - 82314,5 + 24591,3 \cdot 9,81 + 24591,3 \cdot 2,97 = 259577,1 \text{ N}$$

Výpočet rozměrů jednotlivých válců:

$$\frac{p_{1min}}{p_{1max}} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\chi \Rightarrow p_{1min} = p_{1max} \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\chi = 0,7 \cdot \left(\frac{1}{1,2}\right)^{1,4} = 0,542 \text{ MPa}$$

$$p_1 = \frac{p_{1max} + p_{1min}}{2} = \frac{0,7 + 0,542}{2} = 0,621 \text{ MPa}$$

$$S_1 = \frac{F_1}{p_1} = \frac{82314,5}{0,621 \cdot 10^6} \doteq 0,133 \text{ m}^2$$

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \Rightarrow d_1 = \sqrt{\frac{4S_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,133}{\pi}} \doteq 0,4108 \text{ m} = 410,8 \text{ mm}$$

$$S_2 = \frac{F_{2skut}}{p_k} = \frac{27787,8}{12 \cdot 10^6} \doteq 2,3 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\frac{S_2}{2} = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \Rightarrow d_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot S_2}{\pi}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 2,3 \cdot 10^{-3}}{\pi}} \doteq 0,0384 \text{ m} = 38,4 \text{ mm}$$

$$S_3 = \frac{F_3}{p_k} = \frac{259577,1}{12 \cdot 10^6} \doteq 0,0236 \text{ m}^2$$

$$\frac{S_3}{2} = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \Rightarrow d_3 = \sqrt{\frac{2S_3}{\pi}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,0236}{\pi}} \doteq 0,1226 \text{ m} = 122,6 \text{ mm}$$

Objem zvedacích a vyvažovacích válců musí být stejný

$$S_2 \cdot H = S_3 \cdot h_2$$

$$2,3 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5 = 0,0236 \cdot 0,0489$$

$$1,16 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 1,16 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \Rightarrow \text{souhlasí}$$

Výpočet teploty vzduchu v pneumatickém obvodu po úderu:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\chi-1}$$

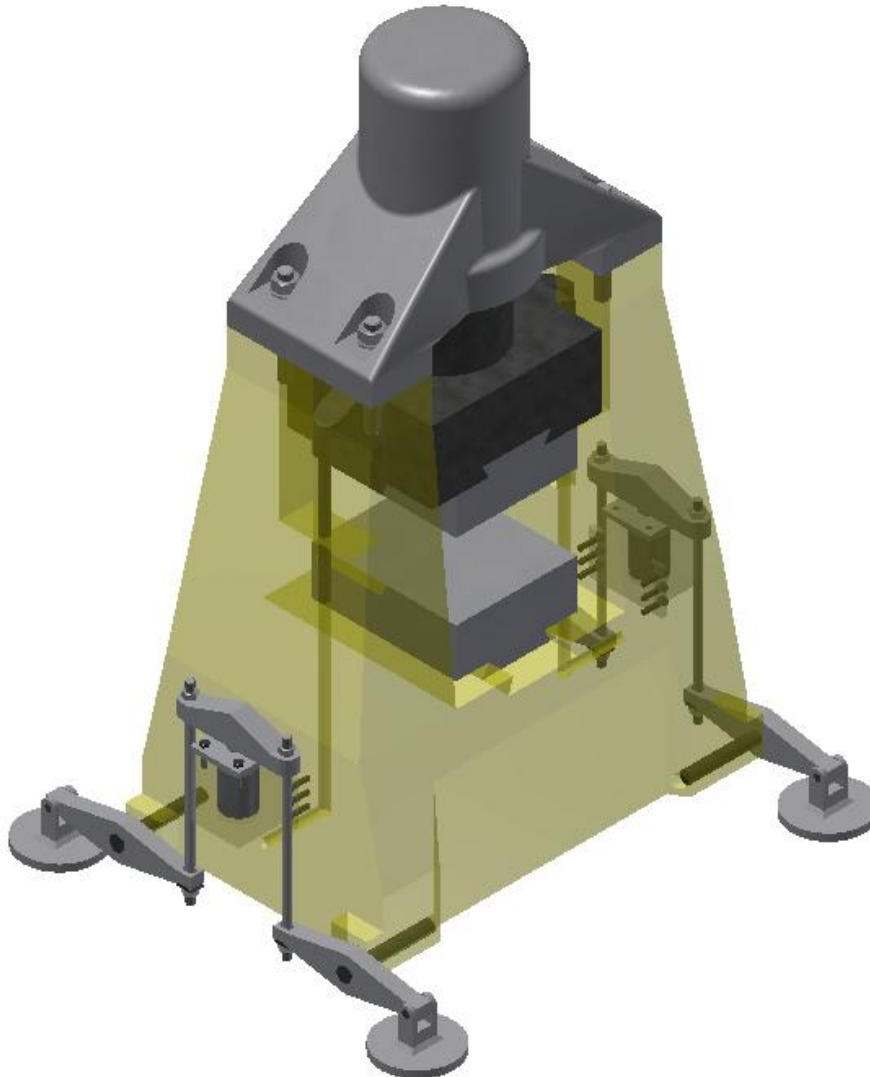
$$T_2 = 293,15 \cdot \left(\frac{1}{1,2}\right)^{1,4-1}$$

$$T_2 = 272,53 \text{ K} = -0,62^\circ \text{C}$$

5 Konstrukční návrh hydraulicko - pneumatického bucharu KJH 4

5.1 Konstrukční návrh

S využitím průměru pracovního, zvedacího a vyvažovacího válce, vypočítaných v kapitole 4, byl vytvořen předběžný konstrukční návrh. Větší pozornost je věnována zdvihacímu mechanismu, který je dále kontrolován pevnostními výpočty.

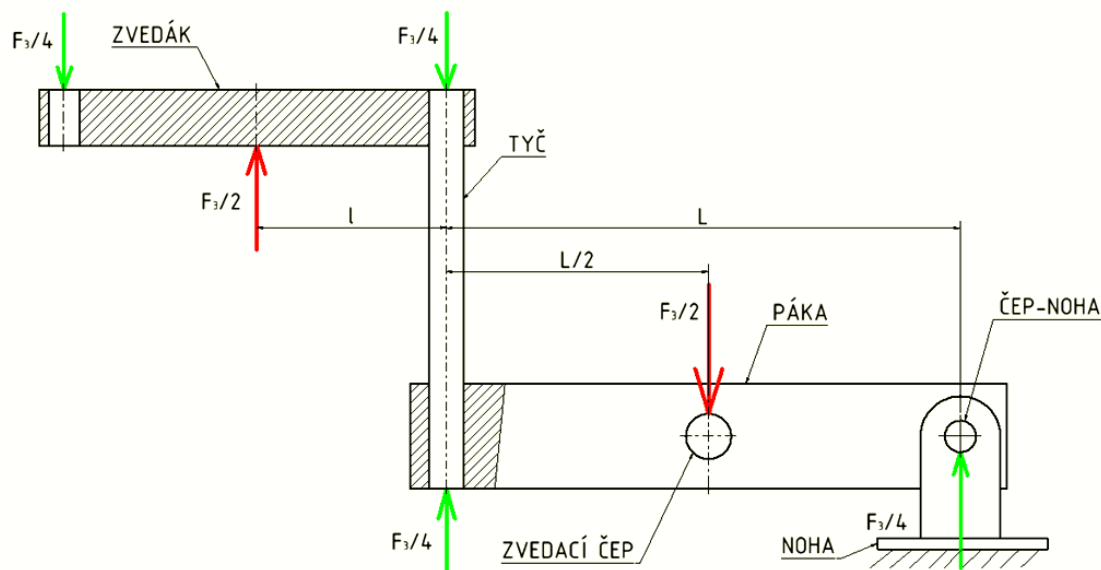


Obr. 21 - Předběžný konstrukční návrh

5.2 Pevnostní kontrola navrženého přepákování ("ruční" výpočet)

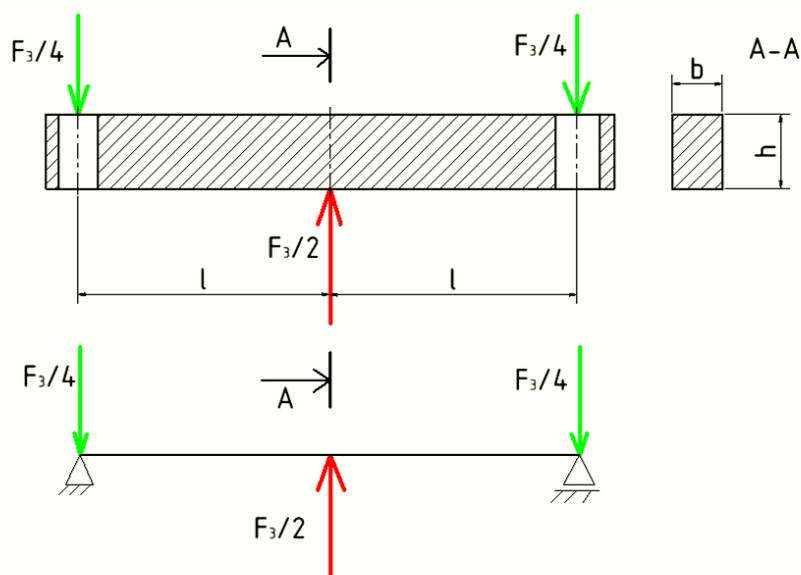
Pro pevnostní kontrolu předběžně navrženého přepákování jsou voleny materiály a polotovary z katalogu běžně dostupných polotovarů firmy FERONA.

Aby bylo možné provést takzvaný ruční výpočet, tedy kontrolu napětí na jednotlivých součástech přepákování z hlediska pevnosti, je jeho konstrukční návrh zjednodušen. Kontrola jednotlivých komponent je dělána vždy v místě, ve kterém je soustředěno největší napětí. Síly působící na přepákování určeny v kapitole 4.



Obr. 22 - Zjednodušené schéma přepákování

5.2.1 Zvedák



Obr. 23 - Zvedák - zjednodušení pro výpočet

Pro zvedák bucharu zvolen jako polotovár výpalek z plechu válcovaného za tepla tloušťky 80mm z materiálu S355J2 (1.0577) starým označením 11 503. (11)

Rozměry zvedáku: $b = 80\text{mm}$; $h = 120\text{mm}$; $l = 200\text{mm}$

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_3}{4} \cdot l}{\frac{b \cdot h^2}{6}} = \frac{3 \cdot F_3 \cdot l}{2 \cdot b \cdot h^2} = \frac{3 \cdot 259577,1 \cdot 200}{2 \cdot 80 \cdot 120^2} = 67,6\text{MPa}$$

Kde: ohybový moment $M_o = \frac{F_3}{4} \cdot l$

modul průřezu v ohybu $W_o = \frac{b \cdot h^2}{6}$

Smykové napětí:

$$\tau_s = \frac{\frac{F_3}{2}}{S} = \frac{F_3}{2 \cdot b \cdot h} = \frac{259577,1}{2 \cdot 80 \cdot 120} = 13,5 \text{MPa}$$

Kde: plocha namáhaná smykem $S = b \cdot h$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau_s^2} = \sqrt{67,6^2 + 4 \cdot 13,5^2} = 72,8 \text{MPa}$$

Dovolené napětí:

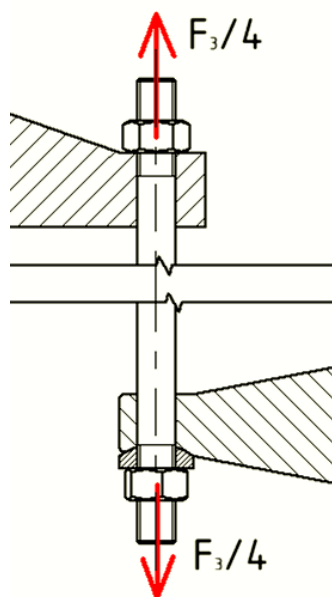
$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} \cdot c_{II} = \frac{355}{3} \cdot 0,85 \cong 101 \text{MPa} \geq \sigma_{red} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: mez kluzu materiálu $R_e = 355 \text{MPa}$

zvolen koeficient bezpečnosti $k = 3$

zvolen koeficient vlivu míjivého namáhání $c_{II} = 0,85$

5.2.2 Tyč



Obr. 24 - Tyč - výpočet

Jako polotovár tyče pro zvedání bucharu zvolena tyč kruhová tažená za studena o průměru 36mm z materiálu S355J2C (1.0579) starým označením 11 523. Na tyči vytvořen závit M36x2. (11)

Napětí v tahu:

$$\sigma_t = \frac{\frac{F_3}{4}}{S} = \frac{F_3}{4 \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{F_3}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{259577,1}{\pi \cdot 33,261^2} = 74,7 \text{MPa}$$

Kde: plocha závitu $S = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}$

malý průměr závitu $d_3 = 33,261 \text{mm}$ (12)

Dovolené napětí:

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} \cdot c_{II} = \frac{355}{3} \cdot 0,85 \cong 101 \text{MPa} \geq \sigma_t \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: mez kluzu materiálu $R_e = 355 \text{MPa}$

zvolen koeficient bezpečnosti $k = 3$

zvolen koeficient vlivu míjivého namáhání $c_{II} = 0,85$

Tlak v závitech:

$$p = \frac{\frac{F_3}{4}}{S} = \frac{F_3}{4 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} = \frac{F_3}{4 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot (D - D_1) \cdot \frac{h}{p}} = \frac{259577,1}{4 \cdot \pi \cdot 34,701 \cdot (36 - 33,835) \cdot \frac{29}{2}}$$

$$= 19 \text{MPa}$$

Kde: plocha závitu $S = \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z$

střední průměr závitu $d_2 = 34,701 \text{mm}$ (12)

nosná výška závitu $H_1 = (D - D_1)$

velký průměr závitu $D = 36 \text{mm}$

malý průměr závitu $D_1 = 33,835 \text{mm}$ (12)

počet závitů matice $z = \frac{h}{p}$

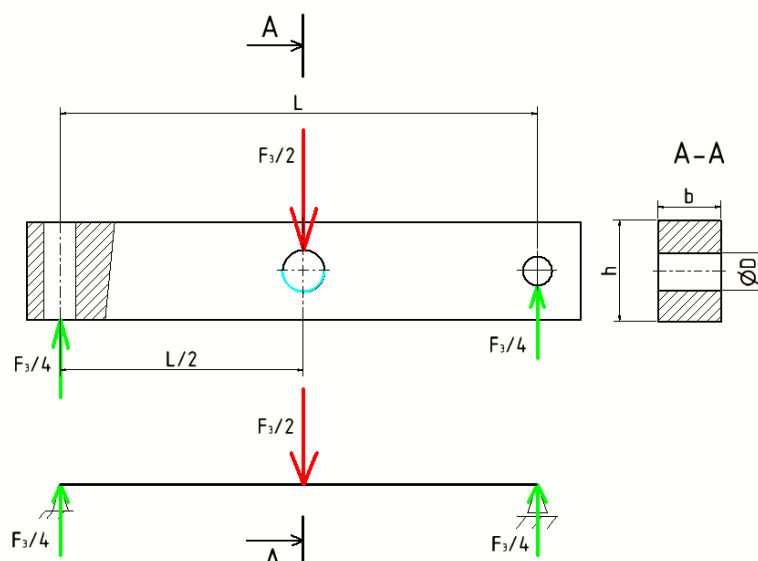
výška matice $h = 29 \text{mm}$

rozteč závitu $p = 2 \text{mm}$

Dovolený tlak:

zvoleno $p_D = 60 \text{MPa} \geq p \Rightarrow \text{vyhovuje}$

5.2.3 Páka



Obr. 25 - Páka - výpočet

Pro páku bucharu zvolen jako polotovár výpalek z plechu válcovaného za tepla tloušťky 60mm z materiálu S355J2 (1.0577) starým označením 11 503. (11)

Rozměry páky: $b = 60\text{mm}$; $h = 160\text{mm}$; $L = 540\text{mm}$, $D = 60\text{mm}$

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_3 \cdot L}{4} \cdot \frac{L}{2}}{\frac{b \cdot (h^3 - D^3)}{\frac{12}{h} \cdot \frac{h}{2}}} = \frac{3 \cdot F_3 \cdot L \cdot h}{4 \cdot b \cdot (h^3 - D^3)} = \frac{3 \cdot 259577,1 \cdot 540 \cdot 160}{4 \cdot 60 \cdot (160^3 - 60^3)} = 72,3\text{MPa}$$

Kde ohybový moment $M_o = \frac{F_3}{4} \cdot \frac{L}{2}$

modul průřezu v ohybu $W_o = \frac{J_o}{\frac{h}{2}}$

kvadratický moment průřezu $J_o = \frac{b \cdot h^3}{12} - \frac{b \cdot D^3}{12} = \frac{b \cdot (h^3 - D^3)}{12}$

Dovolené napětí:

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} \cdot c_{II} = \frac{355}{3} \cdot 0,85 \cong 101\text{MPa} \geq \sigma_o \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: mez kluzu materiálu $R_e = 355\text{MPa}$

zvolen koeficient bezpečnosti $k = 3$

zvolen koeficient vlivu míjivého namáhání $c_{II} = 0,85$

Tlak od zvedacího čepu: namáhaná plocha vyznačena na Obr. 25 světle modrou barvou

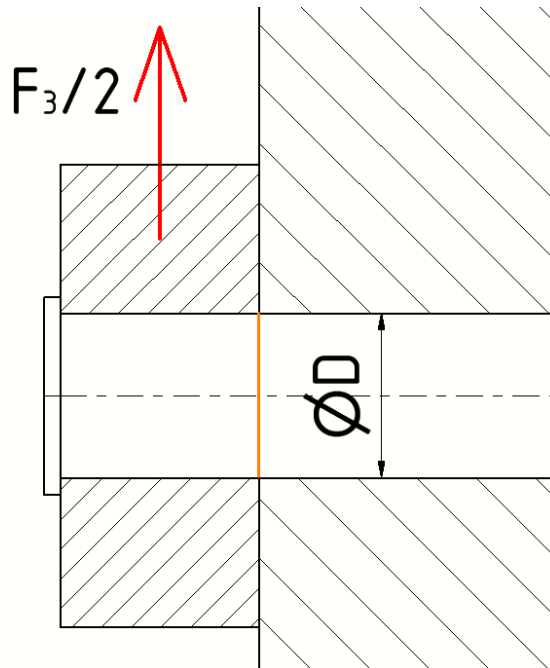
$$p = \frac{\frac{F_3}{2}}{S} = \frac{F_3}{2 \cdot D \cdot b} = \frac{259577,1}{2 \cdot 60 \cdot 60} = 36,1\text{MPa}$$

Kde: namáhaná plocha $S = D \cdot b$

Dovolený tlak:

zvoleno $p_D = 60\text{MPa} \geq p \Rightarrow \text{vyhovuje}$

5.2.4 Zvedací čep



Obr. 26 - Čep - výpočet

Pro zvedací čep bucharu zvolena jako polotovár tyč kruhová válcovaná za tepla o průměru 70mm z materiálu C45 (1.0503) starým označením 12 050. Namáhání ohybem zanedbáno. (11)

Smykové napětí: namáhaná plocha vyznačena na Obr. 26 oranžovou barvou

$$\tau_s = \frac{\frac{F_3}{2}}{S} = \frac{F_3}{2 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{2 \cdot 259577,1}{\pi \cdot 60^2} = 45,9 \text{ MPa}$$

Kde: plocha namáhaná smykem $S = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$

průměr čepu $D = 60 \text{ mm}$

Dovolené napětí:

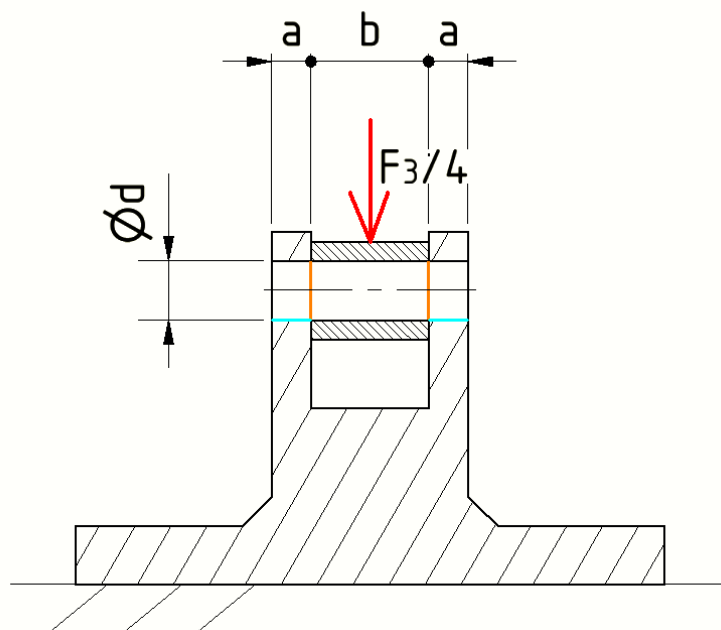
$$\tau_D = 0,6 \cdot \sigma_D = 0,6 \cdot \frac{R_e}{k} \cdot c_{II} = 0,6 \cdot \frac{325}{3} \cdot 0,85 \cong 55,3 \text{ MPa} \geq \tau_s \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: mez kluzu materiálu $R_e = 325 \text{ MPa}$

zvolen koeficient bezpečnosti $k = 3$

zvolen koeficient vlivu míjivého namáhání $c_{II} = 0,85$

5.2.5 Čep - noha



Obr. 27 Čep - noha - výpočet

Jako polotovár pro čep v noze bucharu zvolena tyč kruhová tažená za studena o průměru 30mm z materiálu S355J2C (1.0579) starým označením 11 523. (11)

Rozměry: $a = 20\text{mm}$; $b = 60\text{mm}$; $d = 30\text{mm}$

Smykové napětí: namáhaná plocha vyznačena na Obr. 27 oranžovou barvou

$$\tau_s = \frac{\frac{F_3}{4}}{S} = \frac{F_3}{8 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{F_3}{2 \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{259577,1}{2 \cdot \pi \cdot 30^2} = 45,9\text{MPa}$$

Kde: plocha namáhaná smykem $S = 2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}$

Dovolené napětí:

$$\tau_D = 0,6 \cdot \sigma_D = 0,6 \cdot \frac{R_e}{k} \cdot c_{II} = 0,6 \cdot \frac{355}{3} \cdot 0,85 \cong 60,4\text{MPa} \geq \tau_s \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: mez kluzu materiálu $R_e = 355\text{MPa}$

zvolen koeficient bezpečnosti $k = 3$

zvolen koeficient vlivu míjivého namáhání $c_{II} = 0,85$

Tlak ve vidlici: namáhaná plocha vyznačena na Obr. 27 světle modrou barvou

Předpokládaný materiál vidlice nohy S355J2 (1.0577), starým označením 11 503. (11)

$$p = \frac{\frac{F_3}{4}}{S} = \frac{F_3}{4 \cdot d \cdot 2 \cdot a} = \frac{259577,1}{8 \cdot 30 \cdot 20} = 54\text{MPa}$$

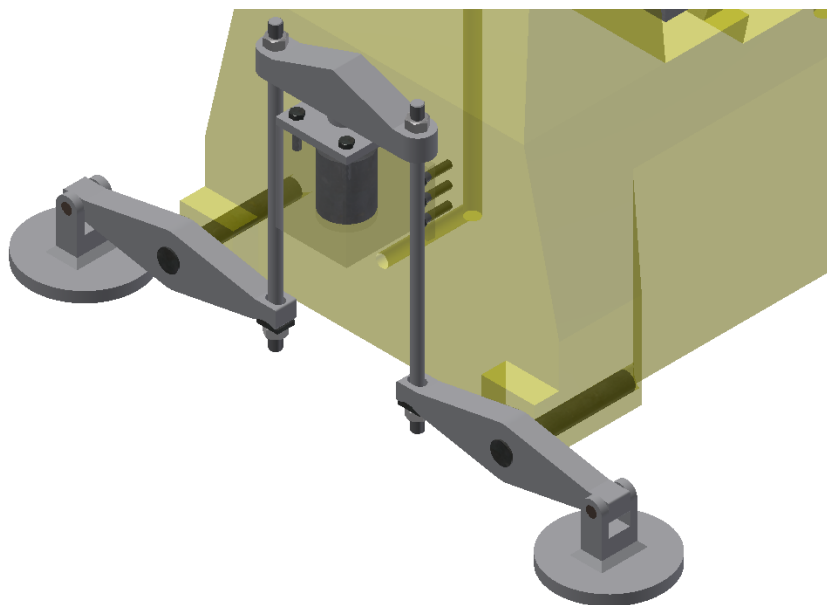
Kde: namáhaná plocha $S = d \cdot 2 \cdot a$

Dovolený tlak:

$$\text{zvoleno } p_D = 60\text{MPa} \geq p \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

5.3 Počítačový ("softwarový") výpočet přepákování

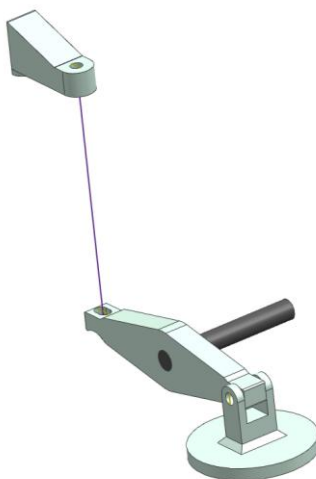
Počítačový výpočet uskutečněn na navrženém modelu přepákování pomocí programu NX od společnosti Siemens.



Obr. 28 - Navržený model přepákování

5.3.1 Zjednodušení modelu

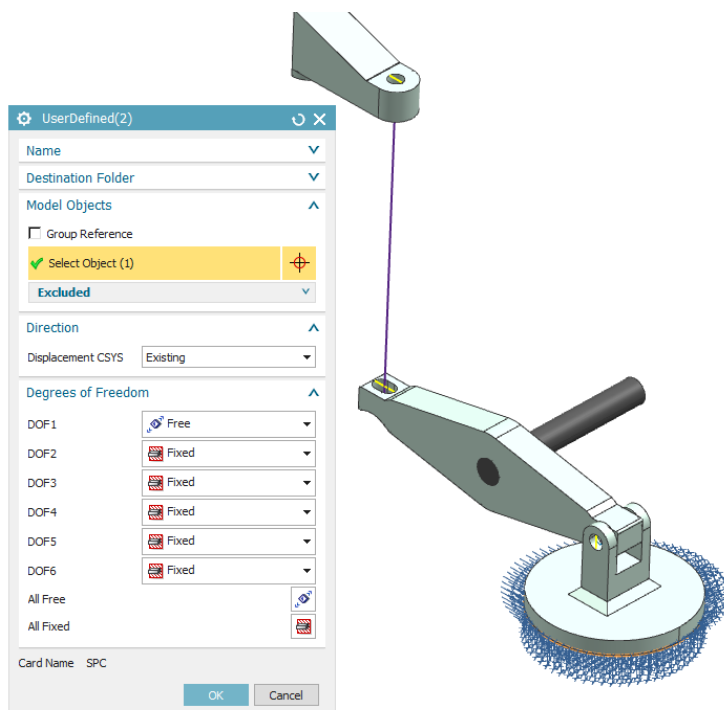
Navržený model pro výpočet takto zjednodušen:



Obr. 29 - Přepákování - zjednodušení

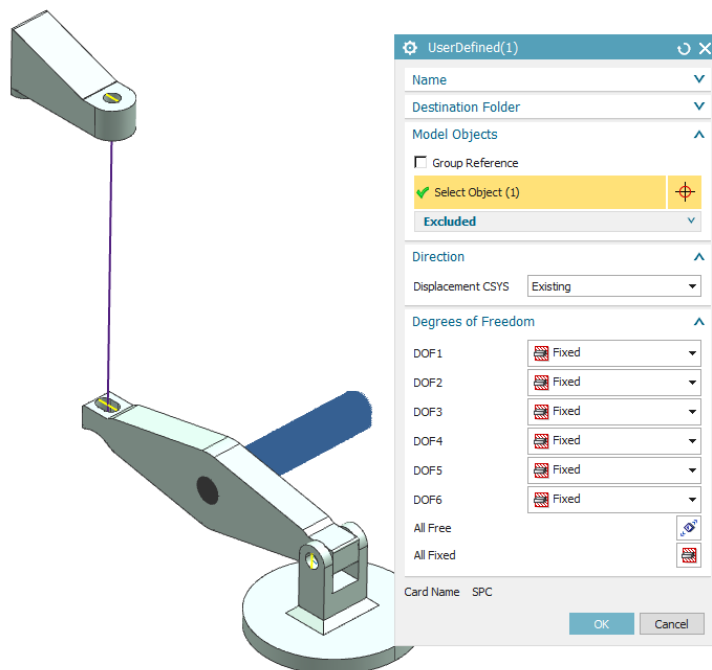
5.3.2 Okrajové podmínky

Na zjednodušený model přepákování aplikovány následující okrajové podmínky: Noha pevně uchycena k zemi za spodní plochu s možností podélného posuvu (posuvu v ose x). Na Obr. 30 vyznačeno modrou barvou.



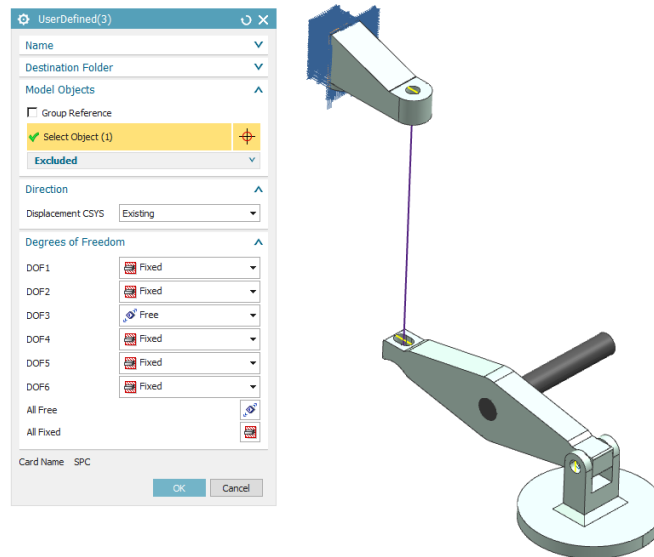
Obr. 30 - Uložení nohy

Část čepu uloženého ve stojanu bucharu pevně uchycena do rámu. Na Obr. 31 vyznačeno modrou barvou.



Obr. 31 - Uložení čepu

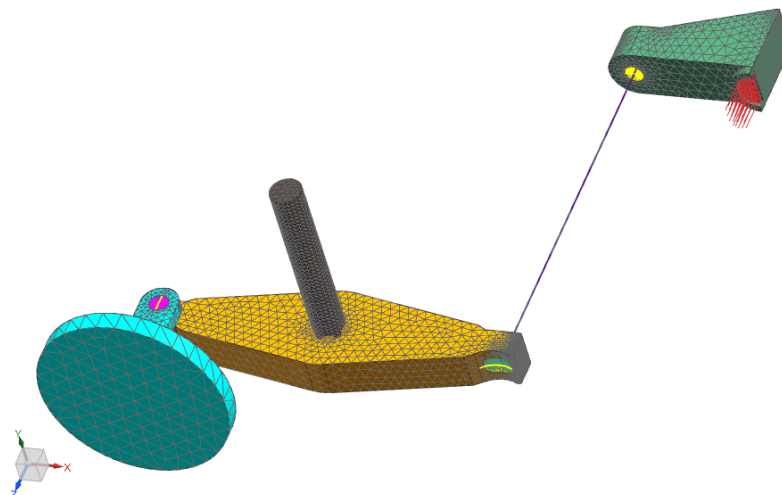
Zvedák bucharu rozdělen v polovině, dělicí plocha pevně uchycena s možností vertikálního pohybu (pohybu v ose z). Na Obr. 32 vyznačeno modrou barvou.



Obr. 32 - Uložení zvedáku

5.3.2.1 Zatížení:

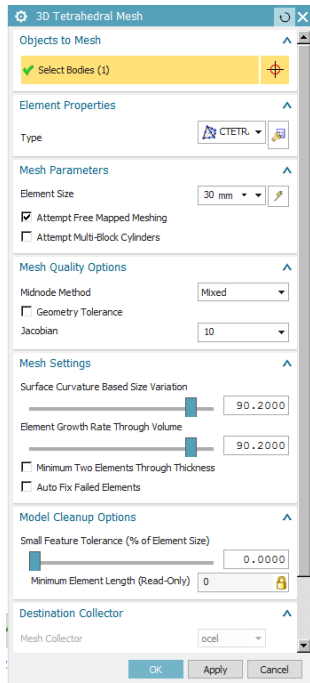
Na přepákování působí zatěžující síla od hydraulického pístu. Tato síla působí na zvedák, který je ovšem pro zjednodušení výpočtu symetricky rozdělen a počítá se jen s jeho polovinou. Zatěžovaná plocha je tedy zmenšena na polovinu a proto zatěžující síla je rovněž snížena na polovinu. Zatěžující síla vyznačena na Obr. 33 červenými šipkami.



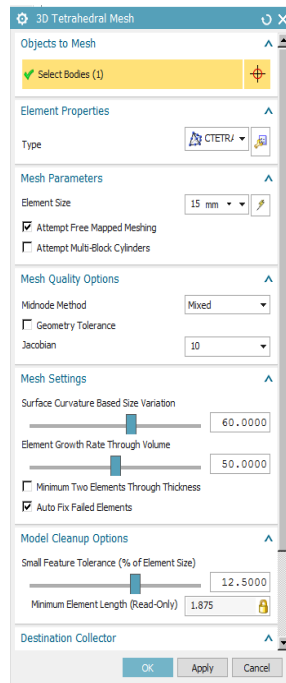
Obr. 33 - Zatěžující síla

5.3.3 Síťování

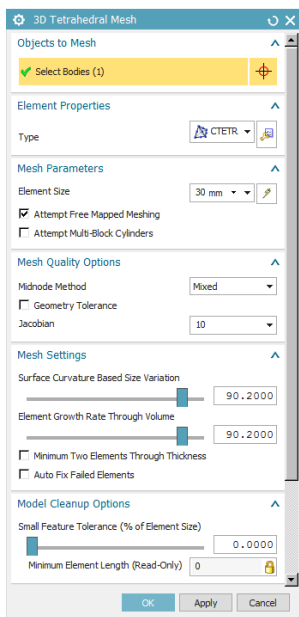
Sestava je zasíťována pomocí 3D a 1D sítí. Noha, páka, čep a zvedák jsou zasíťovány pomocí 3D sítě.



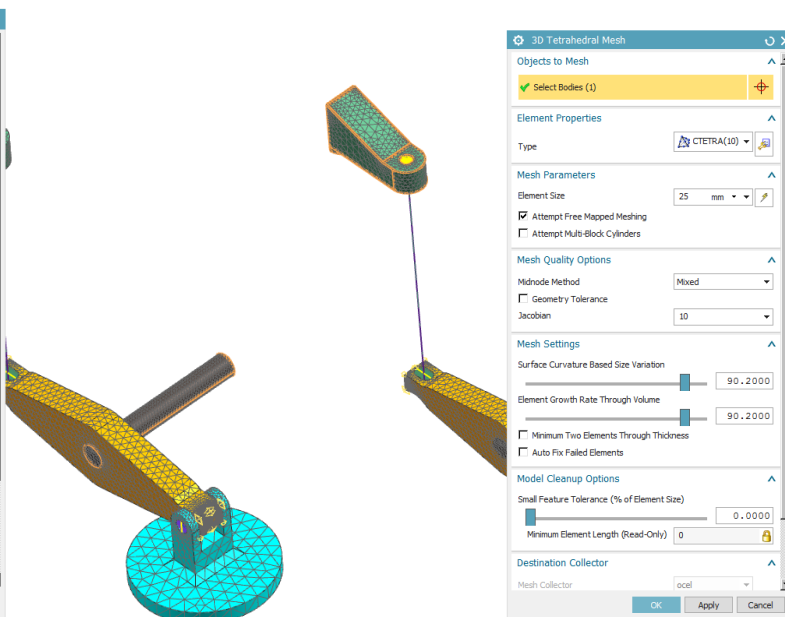
Obr. 34 - 3D síť - noha



Obr. 35 - 3D síť - páka

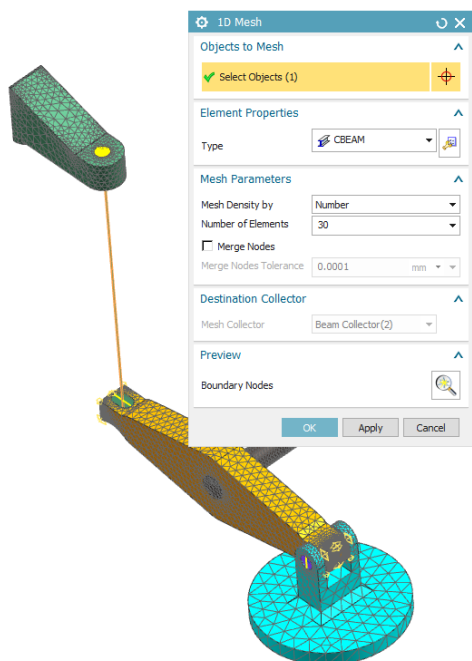


Obr. 36 - 3D síť - čep

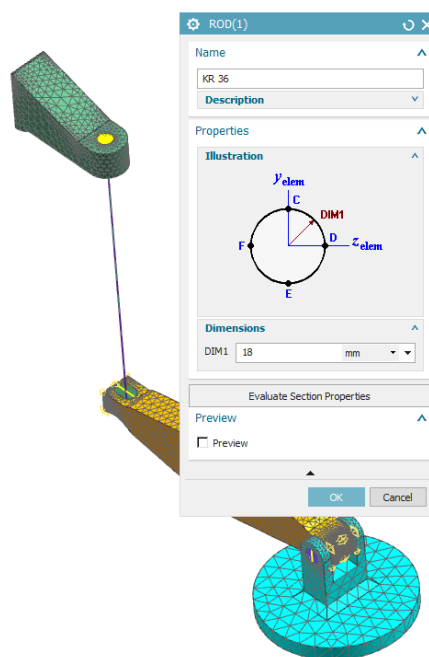


Obr. 37 - 3D síť - zvedák

Tyč je vytvořena pomocí 1D sítě.

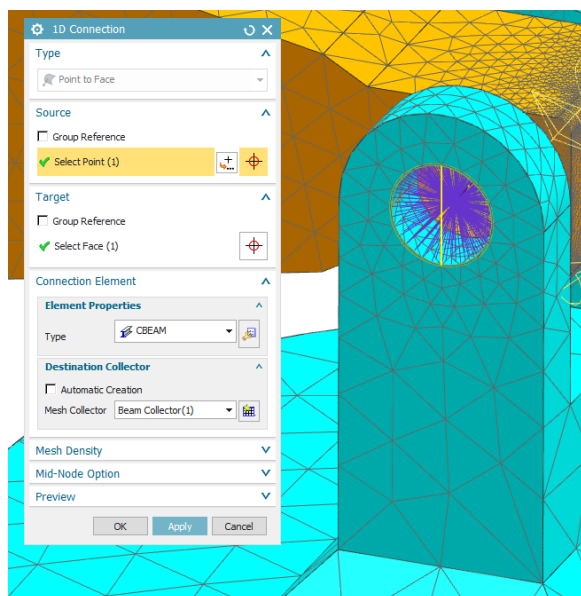


Obr. 38 - 1D síť - tyč

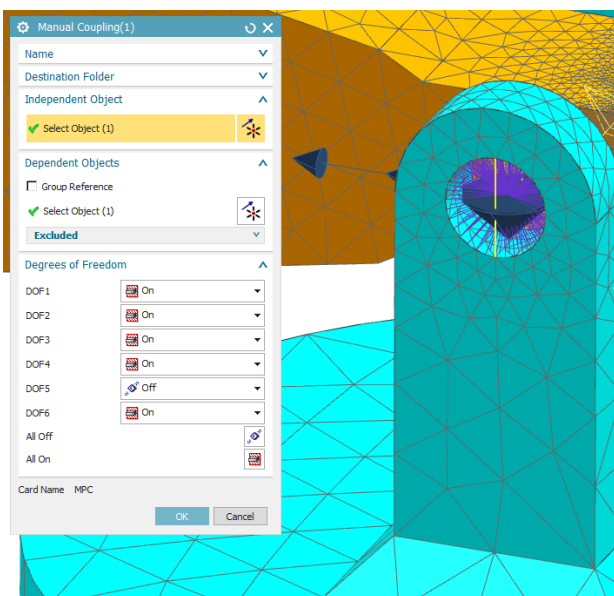


Obr. 39 - Profil 1D sítě

Síť tyče propojena se sítěmi zvedáku a páky pomocí 1D connection, umožněno naklápění. Pro spojení páky a nohy je vnitřní plocha otvoru v páce rozdělena na polovinu a uprostřed každé této poloviny vytvořen 1D connection. 1D connection je vytvořen také na každé straně vidlice nohy bucharu. Tyto 1D connection jsou společně na každé straně propojeny pomocí funkce Manual coupling.

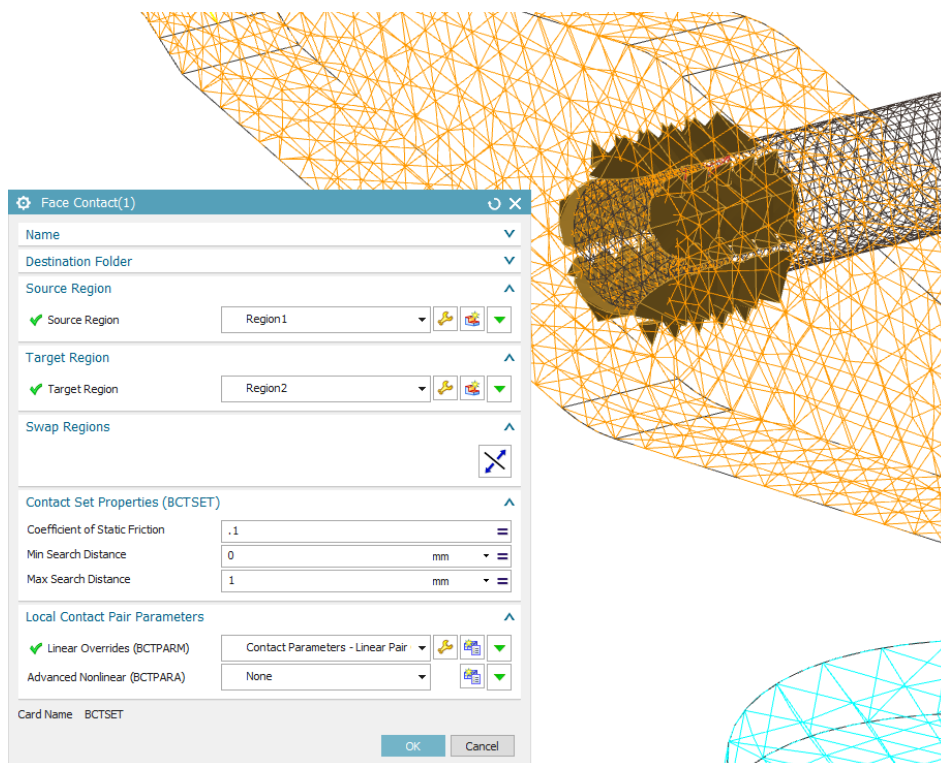


Obr. 40 - 1D connection



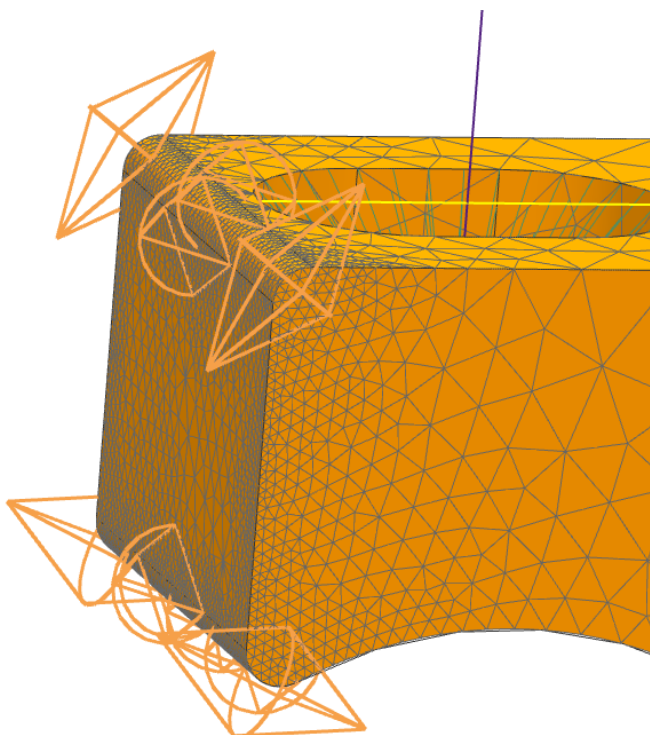
Obr. 41 - Manual coupling

Páka a čep propojeny pomocí funkce Face contact.



Obr. 42 - Face contact

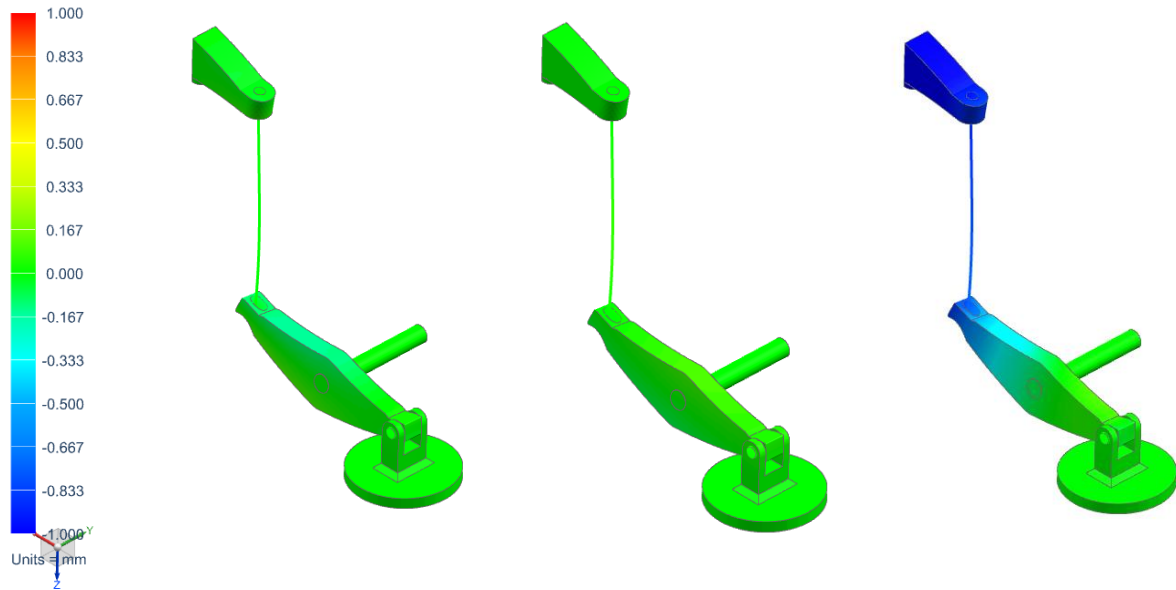
V kritických místech komponent využita funkce Mesh control.



Obr. 43 - Mesh control

5.3.4 Vyhodnocení výsledků

5.3.4.1 Posunutí

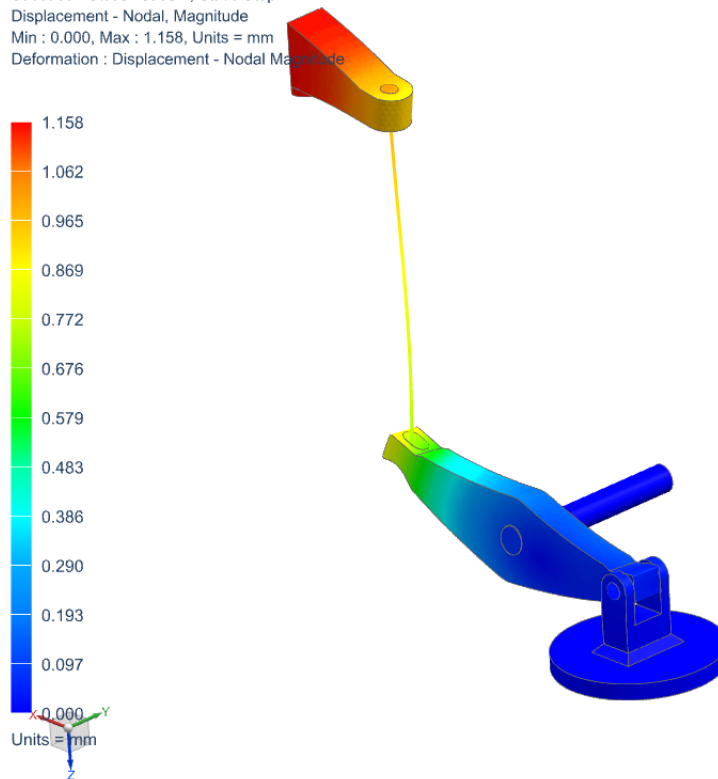


Obr. 44 - Posunutí v ose x

Obr. 45 - Posunutí v ose y

Obr. 46 - Posunutí v ose z

PREPAKOVANI_ZJEDNODUSENI_stp_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 1.158, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

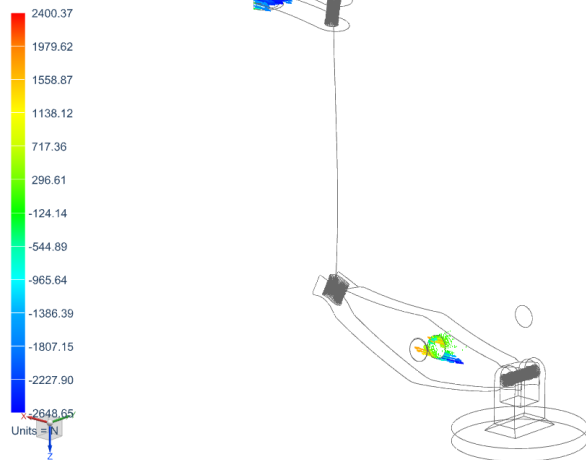


Obr. 47 - Celkové posunutí

Tento výsledek udává teoretickou hodnotu pružných deformací navrženého přepákování.

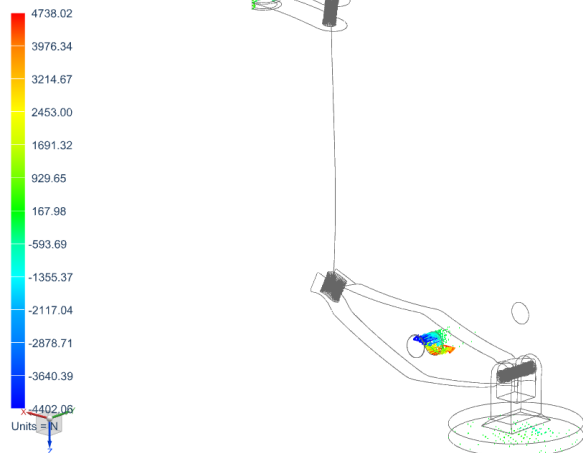
5.3.4.2 Reakce

PREPAKOVANI_ZJEDNODUSENI_stp_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Reaction Force - Nodal, X
Min : -2648.65, Max : 2400.37, Units = N
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



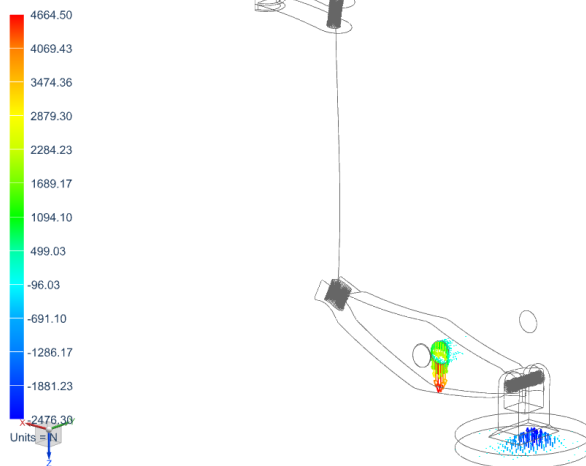
Obr. 48 - Reakce v ose x

PREPAKOVANI_ZJEDNODUSENI_stp_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Reaction Force - Nodal, Y
Min : -4402.06, Max : 4738.02, Units = N
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



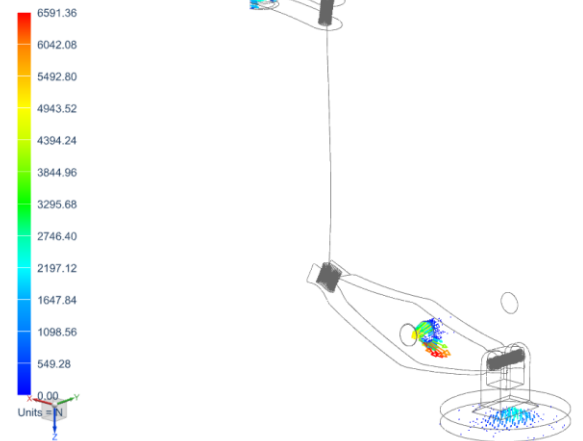
Obr. 49 - Reakce v ose y

PREPAKOVANI_ZJEDNODUSENI_stp_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Reaction Force - Nodal, Z
Min : -2476.30, Max : 4664.50, Units = N
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 50 - Reakce v ose z

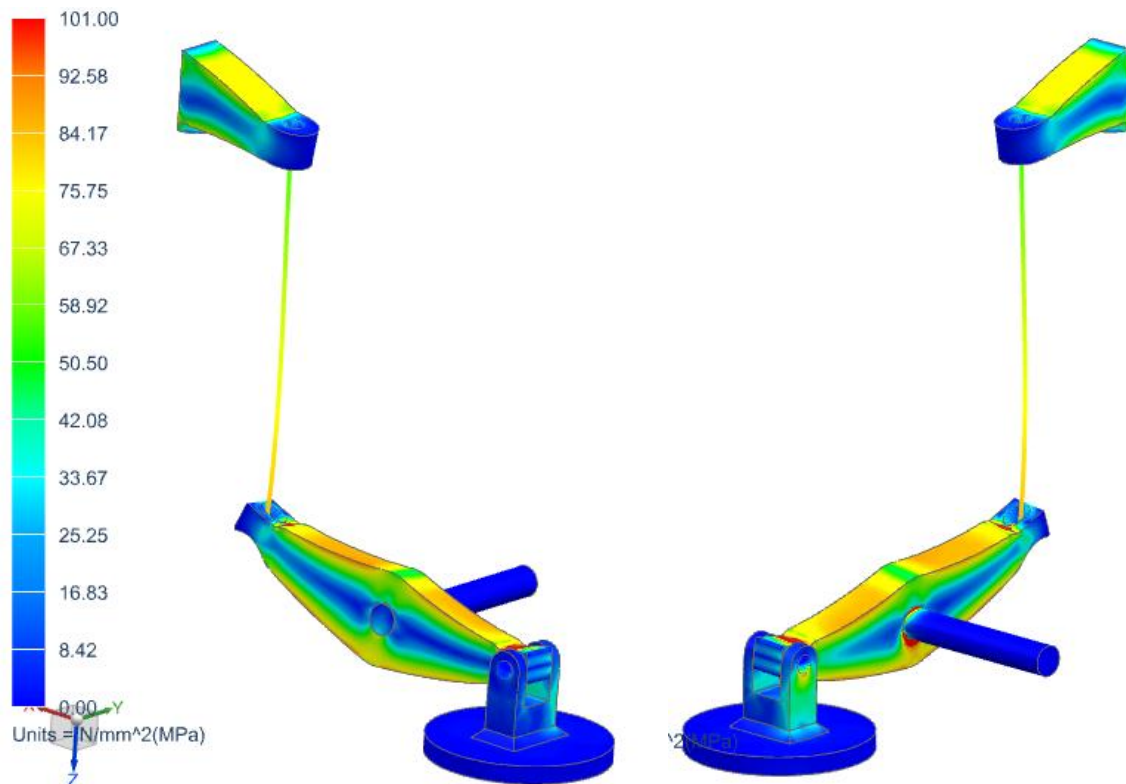
PREPAKOVANI_ZJEDNODUSENI_stp_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Reaction Force - Nodal, Magnitude
Min : 0.00, Max : 6591.36, Units = N
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 51 - Celková reakce

Z výsledků reakčních sil je odečtena reakce na spodní ploše nohy. Tato síla odpovídá předpokladu, že v noze bucharu bude působit síla $F_3/4$. Rovněž je odečtena reakce na zvedacím čepu, která odpovídá předpokládané síle $F_3/2$. Ověřením reakcí zjištěno, že byly správně použity okrajové podmínky.

5.3.4.3 Napětí



Obr. 52 - Napětí na přepákování (redukované, von Mises)

Obr. 53 - Napětí na přepákování II

Na některých součástech byla překročena dovolená napětí (101 MPa) zjištěná při ručním výpočtu. Překročení však nebyla nijak výrazná, v žádném případě nebyla překročena mez kluzu materiálu. Z těchto důvodů bylo navržené přepákování vyhodnoceno jako vyhovující.

6 Závěr

Tato práce byla zaměřena na buchary. V práci jsem nejprve nastínil princip činnosti, historii a vývoj bucharů. Poté jsem se zaměřil a zmapoval konkrétně již v minulosti vyráběný hydraulicko-pneumatický buchar KJH. V práci jsem popsal princip činnosti tohoto bucharu, uvedl jeho technologické určení a přednosti oproti jiným typům bucharů. Znázornil jsem zde základní výpočet bucharu a určil působící síly. Poté jsem uvedl konstrukční návrh bucharu. Dále jsem práci blíže zaměřil na navržené přepákování pro zdvihání bucharu, na kterém jsem provedl pevnostní výpočet nejprve ručním a poté softwarovým výpočtem.

Hydraulicko-pneumatický buchar KJH je protiběžný buchar určený pro přesné zápusťkové kování a kalibrování malých a středně velkých výkovek. Pohyb beranu směrem dolu je urychlován stlačeným vzduchem. Proti tomuto pohybu je současně hydraulicky nadzvedáván stojan bucharu. Takovýmto konstrukčním řešením je dosaženo sloučení výhod bucharu protiběžného a klasického šabotového bucharu do jednoho tvářecího stroje.

Průměry hydraulických válců jsou u bucharu voleny tak, aby hybnosti proti sobě se pohybujícího beranu a stojanu bucharu byla stejná. Základní výpočet bucharu jsem provedl na bucharu KJH 4. Výpočtem jsem určil mnoho parametrů bucharu. Hlavními vypočítanými parametry byly síly v jednotlivých válcích bucharu, pomocí kterých jsem následně určil průměry jednotlivých válců. Tyto průměry jsem využil v konstrukčním návrhu. Dalším určeným údajem byla například teplota pracovního média v pneumatickém válci po úderu bucharu. Její hodnota jsem určil pod bodem mrazu, což udává možné nebezpečí zamrznání pneumatického obvodu bucharu.

Dále jsem vytvořil konstrukční návrh bucharu. Na návrhu jsem provedl pevnostní kontrolu přepákování pro zdvihání bucharu. Pro pevnostní kontrolu ručním výpočtem jsem konstrukční návrh zjednodušil. Zároveň jsem během výpočtu volil vhodné materiály a polotovary jednotlivých součástí přepákování a počítal dovozená napětí. Pro určení dovozených napětí jsem volil bezpečnost $k = 3$ a koeficient vlivu míjivého namáhání $c_{II} = 0,85$. Ručním výpočtem jsem určil, že všechny kontrolované součásti navrženého přepákování pevnostně vyhovují zatížení, které jsem zjistil v základním výpočtu bucharu KJH4.

Poté jsem přepákování kontroloval pomocí softwarového (MKP) výpočtu. Výpočet jsem provedl v programu NX společnosti Siemens. Tímto výpočtem jsem určil celkovou elastickou deformaci navrženého přepákování při zatížení, které jsem zjistil maximální hodnotu 1,158mm. Dále jsem určil napětí na přepákování. Na některých součástech byla překročena dovozená napětí, které jsem určil při ručním výpočtu. Překročení však nebyla nijak výrazná, v žádném případě nebyla překročena mez kluzu materiálu. Tato překročení byla částečně způsobena nepřesností softwareového výpočtu (nepřesností zadání podmínek výpočtu). Z těchto důvodů jsem navržené přepákování vyhodnotil jako vyhovující.

7 Použité zdroje

1. **Kováč, Andrej a Jenkut, Milan.** *Tvárníacie stroje.* Bratislava : ALFA Vydavateľství technické a ekonomické literatury Bratislava, 1979.
2. **Čechura, Milan, Hlaváč, Jan a Staněk, Jiří.** *Konstrukce tvářecích strojů.* Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2015. ISBN 978-80-261-0513-8.
3. vodní hamr. *www.google.com.* [Online] Google. [Citace: 11. 10 2016.] https://www.google.cz/search?q=vodn%C3%AD+hamr&newwindow=1&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwjByYHRpNPPAhUJ7hoKHTtODsEQ_AUICCGb&biw=820&ih=744#imgrc=_CCDIW7WVNVEAM%3A.
4. BECHE. *www.fieldingandplathistory.org.uk.* [Online] [Citace: 28. 10 2016.] http://www.fieldingandplathistory.org.uk/page_id__434.aspx?path=0p3p81p82p.
5. **Staněk, Jiří.** *BUCHARY buchar KHZ (dříve KJH) - výpočet.* ZČU v Plzni, Fakulta strojní. Plzeň : Katedra konstruování strojů. Přednáška.
6. **Novotný, Karel.** *Výrobní stroje a zařízení.* Brno : Vysoké učení technické v Brně, 2002.
7. **Rudolf, Bedřich, Kopecký, Miloslav a kol.** *Tvářecí Stroje Základy stavby a využití.* Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1985.
8. KJH 4. *www.prato.cz.* [Online] PRATO, spol. s.r.o. [Citace: 19. 10 2016.] <http://www.prato.cz/cgi-bin/602cgi8/is-prato/web/nabs.htw?lang=0&mn=3&pmn=0&str=8>.
9. **Hýsek, Rudolf.** *Tvářecí stroje.* Praha : Nakladatelství technické literatury, 1972. L13-E1-IV-41/22333.
10. Pneumaticko-hydraulické buchary. *www.smeral.cz.* [Online] Šmeral Brno a.s. [Citace: 11. 10 2016.] <http://www.smeral.cz/buchary.html>.
11. FERONA. *www.ferona.cz.* [Online] [Citace: 27. 1 2017.] <http://www.ferona.cz/cze/sortiment/sortiment.php>.
12. **Leinveber, Jan a Vávra, Pavel.** *Strojnické tabulky.* Úvaly : Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
13. E-konstruktor. *www.e-konstrukter.cz.* [Online] [Citace: 15. 1 2017.] <http://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezipevnosti-kluzu-unavy-a-dovolonych-napeti-pro-ocel>.