

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
FAKULTA STROJNÍ

# DISERTAČNÍ PRÁCE

2020

Ing. Martin Volejníček

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: P2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302V019 Stavba strojů a zařízení

**DISERTAČNÍ PRÁCE**

Výzkum a vývoj konstrukčních řešení velkých klikových lisů

Autor: **Ing. Martin Volejníček**  
Školitel: **doc. Ing. Milan Čechura, CSc.**  
Konzultant specialista: **doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.**

Akademický rok 2019/2020



## **PROHLÁŠENÍ O AUTORSTVÍ**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě písemnou práci ke státní doktorské zkoušce, zpracovanou na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem předloženou práci na téma:

*Výzkum a vývoj konstrukčních řešení velkých klikových lisů*

vypracoval samostatně, pod odborným dohledem školitele a s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této práce.

V Plzni dne: .....

.....

Podpis autora

## **PODĚKOVÁNÍ**

Při této příležitosti bych rád poděkoval všem, kteří mě v tomto úsilí podporovali - zejména svému školiteli panu doc. Ing. Milanu Čechurovi, CSc. a konzultantu specialistovi doc. Ing. Janu Hlaváčovi Ph.D. Velký dík patří i mé manželce a rodině, která mě ve studiu vždy podporovala a tvořila stabilní zázemí ke studiu a práci. Rovněž děkuji všem kolegům a členům týmu CSVT a Šmeral Brno a.s., kteří se podíleli na projektu Centra kompetence a DMS, v rámci kterého vznikla tato práce. Předložená disertační práce vznikla mimo jiné za podpory MŠMT a EU, projektu „Strojírenská výrobní technika a přesné strojírenství“.

## ANOTACE

<b>AUTOR</b>	Příjmení (včetně titulů) Ing. Volejníček	Jméno Martin
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	Stavba strojů a zařízení	
<b>VEDOUcí PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) doc. Ing. Čechura, CSc.	Jméno Milan
<b>PRACOVISŤE VEDOUcíHO</b>	Katedra konstruování strojů	
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>disertační</b>	
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Výzkum a vývoj konstrukčních řešení velkých klikových lisů	

Fakulta: Strojní  
Katedra: Stavba strojů a zařízení  
Rok odevzdání: 2020

### Počet stránek (A4 a ekvivalentů A4)

<b>Celkem</b>	106	<b>Textová část</b>	88	<b>Grafická část</b>	0
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	---

<b>STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	Práce je zaměřena na konstrukci velkých klikových kovacích lisů. Zabývá se rozбором současného trhu s kovacími lisy. Jejich jednotlivé konstrukční uspořádání a dále způsob přenosu hnacího momentu z hřídele na beran. Závěr je věnovaný výběru parametrů a konstrukčnímu uspořádání pro představitele velkého klikového lisu, který byl podrobně zkoumán v disertační práci.
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>	Kovací lis; beran; výstředníková hřídel; kulisa; ojnice; kování; konstrukce.

## SUMMARY

<b>AUTHOR</b>	Surname (including of Degrees) Ing. Volejníček	Name Martin
<b>FIELD OF STUDY</b>	Design of Machines and Equipment	
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (including of Degrees) doc. Ing. Čechura, CSc.	Name Milan
<b>INSTITUTION</b>	Department of machines design	
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>dissertation</b>	
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Research and development desing solutions of large crank press	

Faculty: Mechanical Engineering  
 Department: Design of Machines and Equipment  
 Submitted in: 2020

### Number of pages (A4 a eq. A4)

<b>Totally</b>	106	<b>Text part</b>	88	<b>Graphical part</b>	0
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	The work is focused on the construction of large crank forging presses. It describes the analysis of the current forging press market. Their individual constructional arrangement and the method of transmission of the driving torque from the shaft to the ram. The conclusion is devoted to the selection of parameters and design for the representatives of the large crank press, which was examined in detail in the dissertation thesys.
<b>KEY WORDS</b>	Forging press; ram; eccentric shaft; scotchjoke; connecting rod; forging; design.

## KURZFASSUNG

<b>AUTOR</b>	Nachname Ing. Volejníček	Name Martin
<b>STUDIENFACH</b>	Design von Maschinen und Geräten	
<b>BETREUER</b>	Nachname doc. Ing. Čechura, CSc.	Name Milan
<b>INSTITUTION</b>	Abteilung Maschinenkonstruktion	
<b>ART DER ARBEIT</b>	<b>dissertation</b>	
<b>TITEL</b>	Forschung und Entwicklung von Konstruktionslösungen für große Kurbelpressen	

Fakultät: Maschinenbau  
 Katheder: Design von Maschinen und Geräten  
 Abgeben: 2020

### ANZAHL VON SEITEN (A4 a eq. A4)

<b>Total</b>	106	<b>Text teile</b>	88	<b>Grafik</b>	0
--------------	-----	-------------------	----	---------------	---

<b>KURZBESCHREIBUNG</b>	Die Arbeiten konzentrieren sich auf den Bau großer Kurbelschmiedepressen. Es beschreibt die Analyse des aktuellen Marktes für Schmiedepressen. Ihre individuelle konstruktive Anordnung und die Art der Übertragung des Antriebsmoments von der Welle auf den Stößel. Das Fazit widmet sich der Auswahl der Parameter und des Designs für die Vertreter der Großkurbelpresse, die in der Dissertationsarbeit eingehend untersucht werden.
<b>SCHLÜSSELWÖRTER</b>	Schmiedepresse; Stößel; Exzenterwelle; Scotchjoke; Pleuel; Schmieden; Design.

## Obsah

Seznam obrázků .....	IV
Seznam tabulek .....	VI
Seznam zkratk .....	VII
Glosář .....	VIII
Úvod .....	1
1 Cíle disertační práce .....	3
2 Historický vývoj tváření a tvářecích strojů [1] .....	4
3 Tvářecí stroje a jejich rozdělení [1][2][3][4].....	6
3.1 Základní dělení tvářecích strojů .....	7
3.1.1 Válcovací stroje .....	7
3.1.2 Buchary .....	7
3.1.3 Lisy.....	7
3.2 Dělení tvářecích strojů dle charakteristických parametrů stroje .....	8
4 Stav techniky .....	9
4.1 Stav techniky v České republice .....	9
4.1.1 Šmeral Brno a.s. [10] .....	10
4.1.2 Žďas a.s. [11] .....	10
4.2 Stav techniky ve světě .....	11
4.2.1 Schuler [12] .....	11
4.2.2 SMS group [13].....	12
4.2.3 TMP [14].....	13
4.2.4 NKMZ [15] .....	14
4.2.5 Kurimoto [16].....	14
4.2.6 Sumitomo [17] .....	14
4.2.7 Yadon [18] .....	15
4.2.8 Farina [20] .....	16
4.2.9 Erie [19] .....	16
5 Zdůvodnění jednotlivých typů tvářecích strojů a jejich uplatnění[1] .....	17
6 Přehled velkých kovacích lisů (nad 25 MN) .....	19
7 Analýza mechanismů klikového lisu (konstrukce a technická řešení) [1][5][6].....	23
7.1 Klasický klikový mechanismus (výstředníková hřídel zleva doprava).....	23
7.2 Klasický klikový mechanismus (výstředníková hřídel zepředu dozadu) .....	24
7.3 Klikový mechanismus se zkrácenou ojnicí .....	25
7.4 Kulisový mechanismus .....	25

---

7.5	Klínový mechanismus.....	26
7.6	Shrnutí analýzy mechanismu klikového lisu a doporučení se zaměřením na velké lisy .....	26
8	Analýza stojanu velkého klikového lisu [8][9].....	28
8.1	Analýza koncepce stojanu lisu .....	28
8.1.1	Stroj s hřídelí zepředu dozadu a jednobodovým mechanismem .....	29
8.1.2	Stroj s hřídelí zleva doprava a jednobodovým mechanismem.....	30
8.1.3	Stroj s hřídelí zleva doprava a dvoubodovým mechanismem .....	31
8.1.4	Porovnání jednotlivých variant .....	32
8.2	Stojan velkého klikového lisu .....	32
8.3	Shrnutí analýzy stojanu velkého klikového lisu .....	34
9	Analýza vlivu uložení klikové hřídele na vlastnosti stroje [8] .....	35
9.1	Použití třetího podpěrného ložiska výstředníkové hřídele.....	35
9.2	Vliv třetího podpěrného ložiska na příčné posunutí stojanu.....	36
9.3	Shrnutí analýzy vlivu uložení výstředníkové hřídele na vlastnosti stroje .....	39
10	Analýza způsobu přenosu síly [8].....	40
10.1	Analýza uložení hlavní hřídele .....	40
10.1.1	Stroj s hřídelí zepředu dozadu a jednobodovým mechanismem .....	41
10.1.2	Stroj s hřídelí zleva doprava a jednobodovým mechanismem.....	43
10.1.3	Stroj s hřídelí zleva doprava a dvoubodovým mechanismem .....	45
10.1.4	Porovnání jednotlivých variant .....	47
10.2	Analýza mechanismu přenosu síly .....	48
10.2.1	Klikový mechanismus s ojnicí.....	49
10.2.2	Kulisový mechanismus .....	51
10.2.3	Závěr analýzy mechanismu .....	53
10.3	Shrnutí analýzy způsobu přenosu síly a doporučení se zaměřením na velké klikové lisy .....	53
11	Analýza vedení beranu [9] .....	54
11.1	Virtuální analýza jednotlivých druhů vedení beranu .....	56
11.2	Jednoduché a dvojité vedení beranu .....	63
11.3	Shrnutí analýzy vedení beranu.....	66
11.4	Stabilizace vůlí ve vedení beranu .....	66
12	Analýza pohonu [9] .....	68
12.1	Analýza energie stroje.....	68
12.2	Konvenční setrvačnickový pohon .....	70

---

12.3	Přímý pohon .....	72
12.4	Kombinace pohonů .....	74
12.5	Shrnutí analýzy pohonu .....	75
12.6	Návrh pohonu ke zlepšení účinnosti .....	75
13	Praktická aplikace provedených analýz na návrhu konstrukčního řešení velkého klikového lisu .....	77
14	Koncepce velkého klikového lisu .....	79
14.1	Koncepce stroje – popis skupin .....	80
14.2	Parametry stroje .....	84
15	Přínosy disertační práce .....	85
	Závěr .....	86
	Citovaná literatura .....	87
	PŘÍLOHA č. 1 .....	i
	PŘÍLOHA č. 2 .....	iii



## Seznam obrázků

Obrázek 2-1 Vodní hamr z 18. stol. - Buškův hamr [1].....	4
Obrázek 2-2 Hydraulický lis KRUPP (1928) o síle 150 MN - největší lis své doby [1] .....	5
Obrázek 3-1 Stroj omezený zdvihem - klikový lis [1]; graf průběhu základní síly [2][1] .....	8
Obrázek 4-1 - LZK 4000 B [10] .....	10
Obrázek 4-2 - LKJP 400 [22].....	11
Obrázek 4-3 - Schuler – vlevo lis s klasickým pohonem, vpravo lis se servomotory [12] .....	12
Obrázek 4-4 - SMS group – vlevo řada MP, vpravo KP [13] .....	12
Obrázek 4-5 - TMP KA8048 [14] .....	13
Obrázek 4-6 - NKMZ KGShP-6300 [15]                      Obrázek 4-7 - Kurimoto C2F [16] .....	14
Obrázek 4-8 - Sumitomo FPW vlevo a FPA vpravo [17] .....	15
Obrázek 4-9 - Yadon MP - 1600 [18] .....	15
Obrázek 4-10 - Farina GFL 8000 [20].....	16
Obrázek 5-1 Porovnání velikosti užitečné práce lisu a bucharu [1] .....	17
Obrázek 8-1 Jednobodový lis zepředu dozadu; stojan – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně.....	29
Obrázek 8-2 Jednobodový lis zleva doprava; stojan – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně.....	30
Obrázek 8-3 Napětí dvoubodový lis zleva doprava; stojan – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně.....	31
Obrázek 8-4 Dělený stojan lisu.....	33
Obrázek 9-1 Řez strojem s vyznačením zatížení (vlevo), zjednodušený pohled (vpravo) .....	35
Obrázek 9-2 Vliv prostředního ložiska na svislé posunutí při mimostředním zatěžování (vlevo bez třetího ložiska, vpravo s třetím ložiskem).....	36
Obrázek 9-3 Zobrazení příčného posunutí centrické zatížení (vlevo), excentrické (vpravo)...	37
Obrázek 9-4 Příčné posunutí bez uvažování beranu (vlevo), graf svírání vedení po délce (vpravo) .....	38
Obrázek 9-5 Konstrukční úprava k vyztužení stojin (vlevo), příčné posunutí stojanu (vpravo) .....	38
Obrázek 9-6 Vliv šířky stolu silu na svírání stojanu .....	39
Obrázek 10-1 Jednobodový lis zepředu dozadu; hřídel a ojnice – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně .....	41
Obrázek 10-2 Jednobodový lis s hřídelí zepředu dozadu; beran – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně .....	42
Obrázek 10-3 Jednobodový lis zleva doprava; hřídel a ojnice – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně .....	43
Obrázek 10-4 Jednobodový lis s hřídelí zleva doprava; beran – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně .....	44
Obrázek 10-5 Napětí dvoubodový lis zleva doprava; hřídel a ojnice – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně .....	45
Obrázek 10-6 Napětí dvoubodový lis s hřídelí zleva doprava; beran – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně .....	46
Obrázek 10-7 Vedení beranu – dvojité vlevo a jednoduché vpravo .....	47
Obrázek 10-8 Okrajové podmínky výpočtu .....	48
Obrázek 10-9 Varianta s klikovým mechanismem s ojnici.....	49

Obrázek 10-10 Stojan zatížení pouze předepnutím (vlevo) a stojan zatížený excentrickým zatížením o síle 25 MN (vpravo) – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně.....	49
Obrázek 10-11 Napětí na stojanu lisu při excentrickém zatížení – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně .....	50
Obrázek 10-12 Zobrazení napětí na výstředníkové hřídeli, ojnici a beranu – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně .....	50
Obrázek 10-13 Varianta s kulisovým mechanismem .....	51
Obrázek 10-14 Stojan zatížení pouze předepnutím (vlevo) a stojan zatížený excentrickým zatížením o síle 25 MN (vpravo) – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně.....	51
Obrázek 10-15 Napětí na stojanu lisu při excentrickém zatížení – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně .....	52
Obrázek 10-16 Zobrazení napětí na výstředníkové hřídeli, kulise a beranu – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně .....	52
Obrázek 11-1 Varianty vedení beranu .....	55
Obrázek 11-2 Model beranu se čtyřbokým vedením se zobrazením okrajových podmínek...	56
Obrázek 11-3 Model lisu s hlavní hřídelí uloženou příčně a beranem s jednoduchým vedením (vlevo), model lisu s hlavní hřídelí uloženou podélně a beranem s dvojitým vedením (vpravo) .....	63
Obrázek 11-4 Zobrazení míst odečtu svislého posunutí .....	64
Obrázek 11-5 Zobrazení posunutí ve svislém směru, excentricita 100 mm kolmo na osu hlavní hřídele.....	64
Obrázek 11-6 Zobrazení posunutí ve svislém směru, excentricita 100 mm rovnoběžně s osou excentrické hřídele .....	65
Obrázek 11-7 Systém pro adaptivní řízení vůlí beranu .....	66
Obrázek 12-1 Energie lisu na jeden pracovní zdvih – zdvihový stroj, konvenční pohon .....	68
Obrázek 12-2 Energie stroje pro jeden zdvih – zdvihový stroj, přímý pohon .....	69
Obrázek 12-3 Lis s konvenčním pohonem (vlevo), lis s planetovou převodovkou (vpravo)[12] .....	71
Obrázek 12-4 Lis s přímým pohonem a planetovou převodovkou[12].....	72
Obrázek 12-5 Nový kovací lis Kurimoto s přímým pohonem[16] .....	73
Obrázek 12-6 Lis SMS MT 5000 - popis pohonu[13] .....	75
Obrázek 12-7 Pohon mechanického lisu .....	76
Obrázek 14-1 Koncepční řešení lisu LKMK 8000 .....	79
Obrázek 14-2 Stojan a řez stojanem s trojnásobným uložením hlavní hřídele .....	80
Obrázek 14-3 Beran s dvojitým vedením a jeho půdorys .....	81
Obrázek 14-4 Kulisa .....	81
Obrázek 14-5 Kliková hřídel .....	82
Obrázek 14-6 Předloha s pohonem a spojkou .....	82

## Seznam tabulek

Tabulka 3-1 - Závislost přetvárné pevnosti na teplotě .....	6
Tabulka 3-2 - Rychlost tváření .....	6
Tabulka 6-1 Přehled velkých klikových lisů 40 - 50 MN .....	19
Tabulka 6-2 Přehled velkých klikových lisů 60 - 80 MN .....	20
Tabulka 8-1 Porovnání jednotlivých stojanů .....	32
Tabulka 9-1 Porovnání výsledků podpěry výstředníkové hřídele .....	36
Tabulka 10-1 Porovnání jednotlivých variant .....	47
Tabulka 10-2 Porovnání ojnice a kulisy .....	53
Tabulka 11-1 Přehled porovnávaných typů vedení beranu .....	54
Tabulka 11-2 Porovnání obou variant vedení beranu .....	65
Tabulka 12-1 Porovnání prací pro konvenční a přímý pohon .....	70
Tabulka 13-1 Technické parametry navrhovaného lisu .....	77
Tabulka 13-2 Technologické a konstrukční parametry navrhovaného lisu .....	78
Tabulka 14-1 Navržené parametry lisu LKMK 8000 .....	84

## Seznam zkratk

A	[J]	přetvárná práce
DÚ	[-]	doplní úvrať
F	[N]	síla
F <sub>j</sub>	[N]	síla jmenovitá
F <sub>max</sub>	[N]	maximální síla
F <sub>s</sub>	[N]	střední síla
h	[m]	zdvih
HÚ	[-]	horní úvrať
p	[MPa]	tlak
s	[m]	dráha
S	[m]	plocha
σ <sub>π</sub>	[MPa]	přetvárná pevnost
t	[°C]	teplota
v	[m/s]	rychlost
K	[-]	vyplnění tvářecí charakteristiky
ω	[rad]	úhlová rychlost

## Glosář

**Slovo**

význam

Poznámka:

V práci nejsou výrazy, které by bylo nutné pro odborníka v oboru glosovat.

## Úvod

Tváření je často používaný druh technologie pro vytváření výrobku. Důležitým aspektem, který podporuje rozvoj technologie tváření napříč celým strojírenstvím, je přínos značné úspory času a materiálu oproti obrábění. Je zcela jasné, že po tváření většinou musí následovat obrábění, avšak není nutné obrábět všechny povrchy. Navíc při některých způsobech tváření může docházet i ke zlepšení mechanických vlastností a zpevnění materiálu výrobku. K jednotlivým způsobům výroby součástí tvářením je potřeba výrobní stroj, tedy tvářecí stroj. Každá součástka má ideální způsob technologie výroby, které odpovídá vhodný tvářecí stroj. Nejčastější technologií pro tvorbu součástí objemovým tvářením je zápusťkové kování.

Hlavním odběratelem výrobků zápusťkového kování je automobilový průmysl v oblasti motorů, spojek, převodovek a podvozkových součástí. Uvážíme-li, že se na celém světě v roce 2018 vyrobilo přes 70 miliónů automobilů, jedná se o velkou potřebu kovaných výrobků. Nejen automobilový průmysl je odběratelem kovaných součástí. Z hlediska množství potřebných součástí se jedná o nákladní automobilovou dopravu, železniční, leteckou a lodní dopravu. Dalšími odběrateli je zbrojní, těžební a stavební průmysl. Potřeba vysokého množství výkovek vytváří tlak na kovářny dodávat výkovky nejen ve vysoké kvalitě, ale i ve vysoké přesnosti.

Tvářecí stroje a především tvářecí lisy tedy musejí nabízet možnost kovat široké spektrum výkovek různých velikostí a materiálů. Kovací lisy a jejich výrobci jsou pod velkým tlakem nabízet stroje, které budou schopné tvořit požadované výkovky a budou zároveň ekonomické z hlediska pořizovací ceny a údržby. Cesta k potřebným výsledkům je různá, a proto každý z výrobců sází na jiné konstrukční řešení. Právě různorodost konstrukčních řešení u kovacích lisů určuje jejich přesné technologické použití. Například pro hřídelové součásti se využívají obvykle jiné lisy než pro ploché a kruhové výkovky. Přes odlišnosti v konstrukčních řešeních jsou svíslé kovací lisy stavěny v řadách a rozděleny především podle velikosti tvářecí síly a následných dalších parametrů. Snaha výrobců tvářecích strojů je nabídnout zákazníkům pro danou technologii "ideální" stroj jak co do jeho optimální velikosti, tak i pro optimální technologický postup.

Tato disertační práce by měla přinést rozbor využívaných konstrukčních řešení u velkých kovacích lisů. Zohlednění přínosů předkládané práce a její využití v praxi u zákazníků vede k nalezení vhodného souboru konstrukčních uzlů, které vytvoří ideální tvářecí stroj. Tímto způsobem bude vznikat konstrukční projekt velkého klikového lisu. Abychom mohli provádět analýzy jednotlivých částí, je vhodné k tomu mít etalon. Část analýzy byla prováděna na lisu s nižší silou, abychom mohli ověřit analytické a reálné výsledky a zvolit správné vyhodnocování analýz. Ověřovacím strojem byl lis se silou 25 MN od společnosti Šmeral Brno a.s. Výzkum vznikl v rámci projektu Centra kompetence spoluprací CVTS a Šmeralu v letech 2012 – 2019.

Zásadní a důležitou součástí předkládané práce je provedení analýzy současného trhu. Je potřeba co nejvíce vytěžit z již známých řešení a pomocí jejich analýzy určit výhody a nevýhody jednotlivých řešení. Samotný průzkum trhu nestačí, proto jsem zkoumal i vydané patenty a užité vzory v oblastech týkajících se tvářecích strojů. Z velkého množství konstrukčních uzlů či jednotlivých komponentů na kovacích lisech jsem se ve své práci zaměřil na analýzu hlavních částí velkého kovacího lisu, které významně ovlivňují jeho

konstrukci. V analýzách jsem dle potřeby využíval pro dosažení kvalitativně vypovídajících výsledků simulace pomocí MKP.

Srdcem každého stroje je jeho vnitřní mechanismus. Existuje mnoho způsobů, kterými lze přenést rotační pohyb z hřídele na beran. Pro kovací lisu je jich využitelných pouze několik, z nichž každý má své výhody a nevýhody. Záleží na mnoha faktorech, které ovlivňují jejich použití. Zaměřil jsem se tedy na jejich analýzu a hodnocení.

Pro další část analýzy jsem vybral stojan, jehož konstrukce je zcela zásadní pro vlastnosti lisu, jeho velikost a to nejen fyzickou, ale i silovou. Stojan je nehmotnější součástí lisu a je vhodné najít ten správný kompromis mezi hmotností a tuhostí, která zásadně ovlivňuje vlastnosti stroje pro kování. Konstrukci stojanu velmi zásadně ovlivňují další konstrukční skupiny, jako jsou beran či pohon. Výhodnějším řešením se jeví stojan svařovaný. Jeho variabilita je významně vyšší a lze ho snáze přizpůsobovat zákaznickým požadavkům. Na kapitulu analýzy stojanu navazuje analýza uložení výstředníkové hřídele uvnitř stojanu, protože různé způsoby uložení ovlivňují vlastnosti stroje.

Na stojan navazuje skupina beran, která je uložena uvnitř. Jedná se o fyzickou podobu mechanismu, který přenáší rotační pohyb na přímočarý. Analýzu beranu jsem rozdělil do několika skupin. První z nich je rozbor způsobu přenosu síly. To, který mechanismus by měl být teoreticky nejlepší pro kovací lisu, bude rozebráno v mechanismech. V navazující kapitole provedu simulaci posunutí, čímž zjistím návaznou tuhost mechanismu a následně i hmotnost celku. Ušetření hmotnosti při stejných hodnotách tuhosti má za následek finanční úsporu. Na analýzu způsobu přenosu síly navazuje rozbor vedení beranu. Vedení beranu významným způsobem ovlivňuje konečnou přesnost lisu. Zákazníkům jde především o správné polohování beranu vůči stojanu a redukci klopení beranu při mimostředním zatížení, ke kterému vždy při kování dochází. V předkládané práci budou zkoumány všechny dostupné způsoby vedení beranu a na základě napjatostí a deformací u jednotlivých variant bude vybrána ta nejvhodnější. Je zde uplatněn i užitečný vzor získaný výzkumem.

Poslední analýzou je pohon lisu, kde se poslední dobou poměrně experimentuje. Standardem je pohon s konvenčním elektromotorem a energií uschovanou v setrvačnicku, či jiné rotující hmotě na stroji. Výrobci se snaží použít alternativní způsob pohonu. Nejčastěji jde o servo motory, které nabízí mnoho výhod z hlediska řízení, avšak mají nevýhodu z hlediska vysokého potřebného příkonu pro energii kování. Dalšími způsoby jsou různé kombinace jednotlivých výrobců. Dá se říci, že v budoucnu čeká pohony lisů jistá revoluce co do řízení a optimalizace energie. Je zde uplatněn i užitečný vzor získaný výzkumem.

V dalších částech disertační práce se věnuji výběru vhodného lisu, na kterém uplatním výsledky analýzy. Po výběru základních parametrů lisu, který by našel uplatnění na trhu vzhledem ke konkurenci, se zaměřím na popis jednotlivých konstrukčních uzlů daného lisu. Výsledkem je tedy návrh prototypu lisu, na kterém budou povětšinou uplatněny nové principy vzniklé z provedených analýz. Nezbytnou součástí předkládané práce je příloha s výkresy celkové sestavy a hlavních konstrukčních uzlů stroje. Věřím, že stroj vzniklý spoluprací v akademické i profesní sféře získá uplatnění na trhu a že bude možné v blízké době ověřit představené výsledky analýzy skutečným měřením na vyrobeném stroji.

## 1 Cíle disertační práce

Ve své práci jsem si dal za úkol zmapovat konstrukci velkých kovacích lisů. Především bych chtěl upozornit na specifika, která jsou spojena s vývojem a konstrukcí velkých mechanických lisů včetně jejich komponent a naznačit možnosti a způsoby jejich řešení. To předpokládá provedení analýzy stávajících konstrukčních řešení, zpracování jejich výsledků a po jejich vyhodnocení dát návrh na pokud možno optimální řešení.

Klikové mechanické lisy se skládají z mnoha konstrukčních uzlů. V disertační práci se zaměřuji na analýzy těch nejpodstatnějších:

- Analýza mechanismu klikového lisu
- Analýza stojanu lisu velkého klikového lisu
- Analýza vlivu uložení výstředníkové hřídele na vlastnosti stroje
- Analýza způsobu přenosu síly
- Analýza vedení beranu
- Analýza pohonu lisu

Tyto analýzy použiji pro výběr nejvhodnějšího řešení velkého klikového lisu a tvorbu celkové koncepce lisu. Výsledkem je projekt velkého klikového kovacího lisu, na kterém by byly realizovány výsledky předcházejícího monitorování a vyhodnocených závěrů z analýz. Částečně se budu věnovat i dalším částem lisu, bez kterých by nebylo možné vytvořit celý funkční stroj. U těchto konstrukčních celků budu vycházet ze současných řešení.

Technické poznatky nabyté praxí a znalosti požadavků zákazníků mi pomohou směřovat vývoj správným směrem. K tomuto úkolu chci využít všech svých znalostí a dostupných technických možností.



## 2 Historický vývoj tváření a tvářecích strojů [1]

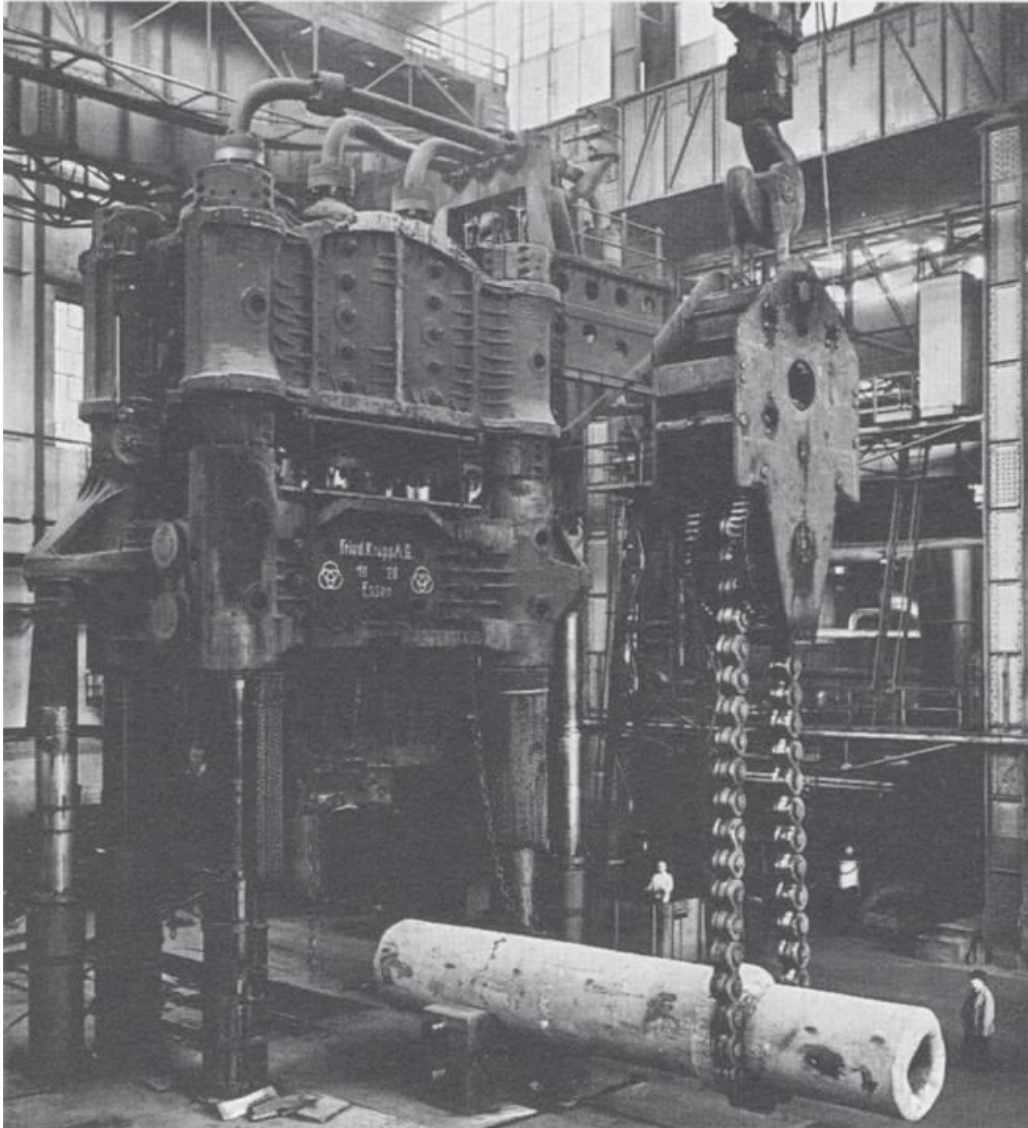
Tváření hraje velkou roli v historii lidstva. Vždyť již v osmém století před Kristem nalézáme zmínky o kování. Lidé přišli na to, že kované nástroje mají daleko lepší mechanické vlastnosti než odlévané. Nejvíce, tak jak to již v historii bývá, posunuly rozvoj kovářství války, kdy bylo potřebné kovat meče a štíty bojovníků. Ručním způsobem kování se vytvářely i nástroje pro zemědělství, tesařství i kamenictví. Pro kování objemných kusů a pro provedení správného prokovaní materiálu již nestačila prostá síla kováře. Postupným rozvojem se posunulo tváření od kování kladivem na kování pomocí jednoduchých mechanických bucharů. Dalším mezníkem v rozvoji tváření bylo využití jiné než lidské síly pro pohon v kovárnách.



Obrázek 2-1 Vodní hamr z 18. stol. - Buškův hamr [1]

Prvním strojem, který byl takto postaven, je vodní hamr ze začátku patnáctého století. Tento stroj měl pomocí vodní energie zdviháný beran, který za účinku gravitační síly padal dolů. V témže období se začaly rozvíjet i válcovací stolice na vodní pohon. Díky tomuto systému lidé získali větší energii na tváření a mohli tvářet větší výkovky. Průlomový byl začátek osmnáctého století, kdy se díky vynálezu parního stroje zvýšil potenciál využití větší energie. Zanedlouho po vynálezu parního stroje se začaly využívat parní buchary. Tento stroj již neměl pomocí páry pouze zdvihat beran, ale pára i urychlovala pohyb beranu z horní polohy proti výkovku. Pomocí této technologie se daly kovat výkovky jako je lodní hřídel a podobné velké součásti. Následný rozvoj byl již pomalejší až do konce devatenáctého století, kdy se ve výrobě začal poměrně zdařile používat elektrický proud.

Na počátku dvacátého století vznikaly první hydraulické lisy a také mechanické lisy s elektrickým pohonem. V druhé polovině dvacátého století se objevují první stroje s řídicím systémem. Přelom tisíciletí se nese v duchu autonomních tvářecích systémů řízených počítačem a adaptivními systémy, které mohou reagovat na události vzniklé při výrobě. Dochází k rozvoji tvářených materiálů, kdy se kromě standardní oceli využívá i hliník a titan. Celý proces tváření se značně zefektivňuje a zvyšuje se produktivita a tím také potřeba maximální spolehlivosti a ekonomiky.



Obrázek 2-2 Hydraulický lis KRUPP (1928) o síle 150 MN - největší lis své doby [1]

### 3 Tvářecí stroje a jejich rozdělení [1][2][3][4]

Tvářecí stroj je strojní zařízení, které slouží k vykonání technologického procesu tváření z výchozího polotovaru do konečného výrobku při zachování objemu (hmoty). Tvářecí stroje přetváří materiál za tepla či za studena při využití tvárnosti materiálu. Jednotlivé materiály jsou vhodné jen pro určitou technologii tváření a tím i pro určitý tvářecí stroj. Konstruktor by tedy měl znát základní pojmy v oblasti tváření.

Každý materiál je charakteristický několika vlastnostmi, které významně ovlivňují proces tváření a také vhodnost použití pro různé technologie.

**Tvárnost** (elasticitá) – schopnost materiálu nevratně měnit tvar bez makroskopického porušení.

**Přetvárná pevnost**  $\sigma_p$  – napětí, při kterém dojde ke tváření materiálu, přičemž vzájemný pohyb částic při velmi malých rychlostech nebrání pohybu žádné vnější síly (neuvažuje se tření, teoretická hodnota). Je přibližně rovna mezi kluzu materiálu. U všech kovů se mění s teplotou – pro čisté kovy platí, že čím vyšší teplota, tím je nižší přetvárná pevnost.

Tabulka 3-1 - Závislost přetvárné pevnosti na teplotě

Materiál		$\sigma_p$ (20°C) (MPa)	t (°C)					
			700	800	900	1000	1100	1200
Uhlíková ocel	měkká	400	72	62,5	50	31	25	20
	střední	600	162	112	76	55	37	25
	tvrdá	800	242	175	110	70	49	31
Slitinová ocel		1000	320	210	135	85	62	38

**Přetvárný odpor** klade materiál při tváření. Je větší než přetvárná pevnost a to hlavně o odpory vzniklé třením materiálu o povrch nástroje a o odpory vznikající při větších rychlostech tváření.

Na základě těchto znalostí lze pokračovat na rozdělení tvářecích strojů. Ty se dělí podle několika různých parametrů. Rozdělení tvářecích strojů podle druhu relativního pohybu nástroje k tvářenému materiálu:

Stroje s přímočarým pohybem nástroje

Stroje s rotačním pohybem nástroje

Nejvíce rozšířenými jsou stroje s přímočarým pohybem nástroje. Nástroj je upevněn na stole a beranu, který vykonává přímočarý vratný pohyb mezi horní a spodní úvratí.

Tabulka 3-2 - Rychlost tváření

Rychlost	v [m/s]	Druh stroje
Nízká (lisovací)	0,025-0,25	Hydraulické lisy
Zvýšená (lisovací)	0,25-1	Klikové a excentrické lisy
Běžná (kovací)	4-8	Konvenční buchary
Zvýšená (kovací)	20-40	Buchary Dynapak
Vysoká (kovací)	-250	Elektromagnetické (výbuch)

### 3.1 Základní dělení tvářecích strojů

Podle základního technologického určení lze tvářecí stroje rozdělit:

1. Válcovací stroje
2. Buchary
3. Lisy

#### 3.1.1 Válcovací stroje

K přetvoření materiálu zde dochází kontinuálním působením pracovních válců rotačním pohybem. Přetvoření (deformační práce) je přímo úměrné velikosti krouticího momentu na válcích. Síly, které při válcování vznikají, jsou zachycovány v ložiskách uložení válců a následně v rámech. Válcovací stroje se používají pro kontinuální výrobu plechů, profilů, drátů a dalších výrobků. Můžou sloužit i k cyklické výrobě v podobě kovací válců nebo strojů pro příčné klínové válcování.

#### 3.1.2 Buchary

K překování tuhosti tvářeného materiálu využívají především kinetickou energii výstupních členů (výstupní rychlostí větší než 1 m/s). Tato kinetická energie se mění v přetvárnou práci do výkovku. Energie jednotlivých úderů se při kování sčítají. Vznikající vertikální síly od tvářecího procesu nejsou přenášeny rámem stroje. Výšku výrobku po rázu určuje vzájemná poloha beranu a šaboty, popřípadě dvou beranů.

#### 3.1.3 Lisy

K překování přetvárného odporu využívají obvykle klidného tlaku. Hlavní tvářecí síla vznikající mezi nástroji se vybije uvnitř rámu, který ji zachycuje. Tyto stroje musejí mít tedy masivní a tuhý rám. Většina lisů pracuje s rychlostí beranu do 1 m/s.

##### **Dle pohonu dělíme lisy:**

Mechanické - klikové, kloubové, excentrické, klínové a vřetenové

Hydraulické - akumulátorové, multiplikátorové, přímé pohony

##### **Dle jmenovité síly dělíme lisy:**

Malé (do 2 500 kN)

Střední (2 500 kN – 25 000 kN)

Velké (nad 25 000 kN)

##### **Dle technologie dělíme lisy:**

Volné kování

Zápustkové kování

Rovnění

Paketování

Vytlačování

Tažení a další



### 3.2 Dělení tvářecích strojů dle charakteristických parametrů stroje

Každý druh tvářecích strojů je charakteristický jiným parametrem. Ten určuje způsob použití stroje a také možnost jeho použití pro vybranou technologii.

#### Tvářecí stroje silou omezené

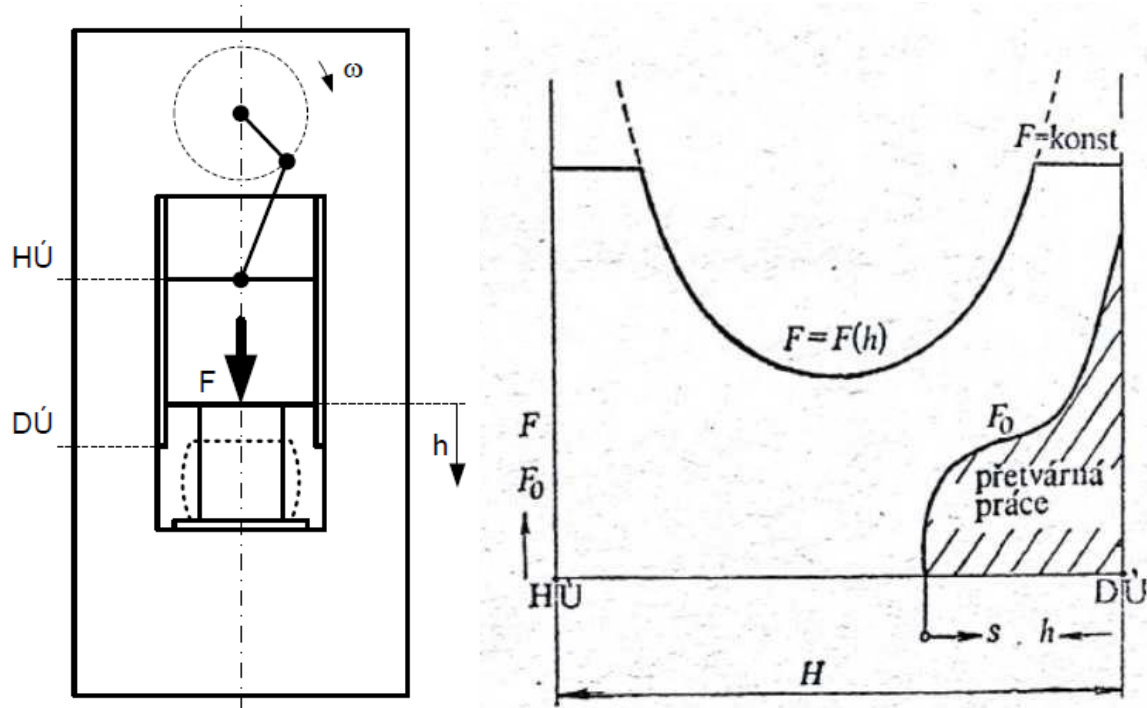
Nejčastějším představitelem skupiny silou omezených strojů je hydraulický lis. Jeho nejdůležitější vlastností a charakteristikou je to, že hlavní tvářecí síla  $F$  je konstantní a zcela nezávislá na poloze beranu. Síly, které vznikají při tomto typu tváření, jsou zachyceny rámem stroje.

#### Tvářecí stroje energií omezené

Zde jsou dva hlavní představitelé této skupiny, a to buchary a vřetenové lisy. K deformaci kované součásti se využívá kinetické energie a dynamické síly pohybujících se částí, které předávají výkovku přetvárnou práci. Tyto stroje nepracují pouze s jednonásobným použitím přetvárné práce, ale s několikanásobnými údery, mezi kterými je přenos energie v soustavě přerušen. Základním parametrem tohoto stroje je kinetická energie, kterou je schopen stroj předat výkovku (u vřetenových lisů je toto ještě omezeno silou, kterou je schopen stojan přenést).

#### Tvářecí stroje zdvihem omezené

Jako u všech lisů je opět síla zachycována rámem nebo stojanem. Typickým představitelem spadajícím do této skupiny strojů je klikový lis. Hlavní rozdíl proti předchozímu typu spočívá v tom, že síla je zde dána funkcí úhlu natočení klikové hřídele. Každý z použitých mechanismů má trochu odlišnou křivku tvářecí síly na zdvihu, což určuje použití lisu pro danou technologii. Síla a zdvih (úhel natočení) jsou základním parametrem této skupiny strojů.



Obrázek 3-1 Stroj omezený zdvihem - klikový lis [1]; graf průběhu základní síly [2][1]

## 4 Stav techniky

V této kapitole se zaměřím na představení výrobců tvářecích strojů pro zápustkové kování. Výrobců tvářecích strojů je v České republice i ve světě mnoho. Avšak za současné tendence snižování nákladů mnoho z nich již není tak velkými podniky, jak tomu bylo dříve. Vzhledem k zaměření disertační práce budu mapovat výrobce pouze velkých svislých mechanických kovacích lisů. Zaměřením se tyto lisy hodí pro výkovky za tepla a polo ohřevu o hmotnosti až 100 kg u největších lisů.

Zákazníci se již nespokojí pouze s obyčejným kovacím lisem. Z důvodu nových norem a nařízení musí splňovat CE certifikaci. Je nutné počítat se zapojením do automatizovaného provozu a příprava na Průmysl 4.0. Jedná se o soubor technických řešení a požadavků, aby lis, respektive kovací linka mohla být adaptivně řízena za pomoci informací čidel a senzorů. Takto vybavené stroje již dokáží obsluhu na panelu informovat o tom, co se děje ve stroji. Teplotní čidla na ložiskách spolu s progresivním mazacím systémem pomáhají snižovat dávky maziva, a tím zvyšovat ekologii stroje. Automatická regulace teploty beranu napomáhá maximální přesnosti vedení beranu, která se projeví na přesnosti výkovků. Výrobci dokáží snižovat tolerance výkovků, čímž šetří materiál. Automatické chlazení nástrojů pomáhá zvyšovat životnost, což má zásadní vliv na produktivitu. Kování "pod vodou" snižuje množství okují, spotřebu materiálu a navíc již není nutné mazat nástroje. Narůstá problém s vodním hospodářstvím a životností stroje, který je neustále zatěžován vodou. Všechna výše zmíněná vylepšení pomáhají zákazníkovi zvyšovat požadavky na výrobek, ale také zvyšují tlak na výrobce, aby dodávali vyspělejší a kvalitnější zařízení. V neposlední řadě zvyšují cenu stroje. Zmíněný tlak na cenu je hybatelem v oblasti konstrukce tvářecích strojů. Zákazníci začali významným způsobem přepočítávat cenu stroje na jeden vyrobený výkovek při zaručené kvalitě. Výběrové řízení o nový stroj nevyhraje ta firma, která bude nejlépejší. Vyhraje společnost, která dokáže nabídnout vysokou kvalitu za přijatelnou cenu za jeden výkovek.

Vzhledem k výše zmíněnému je jasné, že vývoj kovacích lisů pro zápustkové kování jde neustále dopředu. Vlastní konstrukce lisů se liší napříč všemi výrobci tvářecích strojů. Někteří upřednostňují odlévané stojany před svařovanými. Jiní sází na kotvené stojany s vyšší tuhostí. Kotvený lis se stejnou hmotností nemá větší tuhost, ale oproti nekotvenému disponuje vyšší dynamickou únosností. Vlastní pohon a distribuce momentu od elektromotoru je také různá, ať už se jedná o pohon přes předlohou hřídel nebo přímý pohon na hlavní hřídel. Různé jsou i samotné klikové mechanismy sloužící k přenosu energie z klikové hřídele na beran. Následující stránky jsou rozbohem konstrukčních řešení jednotlivých výrobců kovacích lisů.

### 4.1 Stav techniky v České republice

V České republice se v současnosti vyskytují tři výrobci tvářecích strojů, jejichž portfolio zahrnuje mechanické a hydraulické lisy, buchary, válcovací stroje a další. Pouze dva z nich nabízí mechanické lisy pro zápustkové kování, a to Šmeral Brno a.s. a Žďas a.s. Historie tvářecích strojů nejen v České republice, ale i dříve v Československu je velmi bohatá. Největší rozvoj zaznamenal trh v padesátých až osmdesátých letech, kdy velká část produkce strojů směřovala do tehdy spřáteleného Sovětského svazu.

#### 4.1.1 Šmeral Brno a.s. [10]

Historie firmy Šmeral sahá hluboko do minulosti, kdy začínala jako slévárenská společnost a od roku 1925 začala vyrábět tvářecí stroje. V současné době je portfolio vyráběných strojů velmi široké počínaje kovacími lisami, přes ostříhovací a razicí lisami, buchary, výstředníkové lisami i stroje pro příčné klínové válcování. Z hlediska svislých kovacích lisů se jedná především o lisami řady LZK, LMZ a SKL. Řada LZK je první řadou lisů s hřídelí zepředu dozadu. Tyto lisami mají pneumatickou spojku, brzdu a vyvažování. Mechanismus lisu je klasický klikový s ojnicí a výstředníkovým čepem. U strojů nad 25 MN včetně je pohon řešen přes předlohovou hřídel. Jedná se o prověřenou koncepci nejčastěji odlévaných stojanů s tvářecí silou 10 - 65 MN. Řada LMZ následně vychází z původního LZK. Přidává navíc větší pracovní prostor stejně jako přístupová boční okna a větší tuhost stojanu. Má větší energii a hydraulické přestavení sevřené výšky beranu.



Obrázek 4-1 - LZK 4000 B [10]

#### 4.1.2 Žďas a.s. [11]

Společnost má bohatou historii, jež sahá do padesátých let minulého století. Společnost vyrábí mechanické a hydraulické lisami. Z hlediska zápustkových kovacích lisů je podstatná řada LKJP. Jedná se o klikový mechanický lis s ojnicí a hlavní hřídelí uloženou zepředu dozadu. Spojka, brzda a vyvažování beranu jsou pneumatické. Lisami mají svařované stojany. Další řadou jsou mechanické dvoubodové lisami. Ty nesou označení LKDA a LKDS. Rozdíl v koncovém označení je primárně v pohonu, kdy řada LKDA má spojkovou hřídel, předlohové hřídele a kliková kola. Přes ně se přenáší hnací moment stroje do ojnic a dále na beran. Řada LKDS oproti tomu využívá pohonu dvěma synchronními elektromotory s vyšší účinností. Hnací moment stroje je dále distribuován na setrvačnick s vestavěnou spojko-brzdou, dále na planetovou převodovku a hlavní rozváděcí hřídel. Následný rozvod přes kliková kola atd. je stejný.



Obrázek 4-2 - LKJP 400 [22]

## 4.2 Stav techniky ve světě

Předně je potřebné napsat, že hybateli a inovátory v oblasti kováčích lisů jsou především německé společnosti. Ty udávají směr z hlediska novinek. Ruský a ukrajinský trh hledá především levná řešení pro zákazníky požadující robustnost. Asijské firmy můžeme rozdělit na dvě skupiny. Čínské společnosti, které nabízejí stroje nevalné kvality, ale v rychlém dodacím termínu a levně. Dále pak Japonské stroje nabízející velkou preciznost. Americké lisy Ajax Ceco a Erie nenabízí nové konstrukční řešení, ale ověřenou kvalitu.

### 4.2.1 Schuler [12]

Firma Schuler je jedním z největších výrobců tvářecích strojů. Firma má dlouholetou tradici a díky své preciznosti a neustálému vývoji se jí daří určovat trendy poslední doby v kovárenství. Historie firmy sahá až do roku 1839, kdy byla založena. Postupným růstem firmy se podařilo spojení s Müller Weingarten a v roce 2018 s italským výrobcem Farina. Schuler nabízí různé druhy kováčích lisů jak mechanických, tak i hydraulických. K základním kováčím lisům patří řada PK s tvářecí silou 12,5 - 63 MN s klasickým klikovým mechanismem a uložením hřídele zleva doprava. Tyto lisy nabízí jak setrvačnickový, tak i přímý pohon pomocí servomotorů. Řada PK se vyznačuje širokým pracovním stolem a velkým zdvihem. Následuje řada MME s rozsahem tvářecí síly 3 - 20 MN. Tyto lisy mají pouze přímý pohon a nedisponují setrvačnickem. Díky použití servomotorů nemají lisy MME ani spojku a brzdu. Lze tak snadno měnit počet zdvihů podle potřebné technologie. Vyznačují se rozměrným pracovním stolem a extrémně velkým zdvihem. Velmi často se používají na kování hřídelových součástí vertikálně.

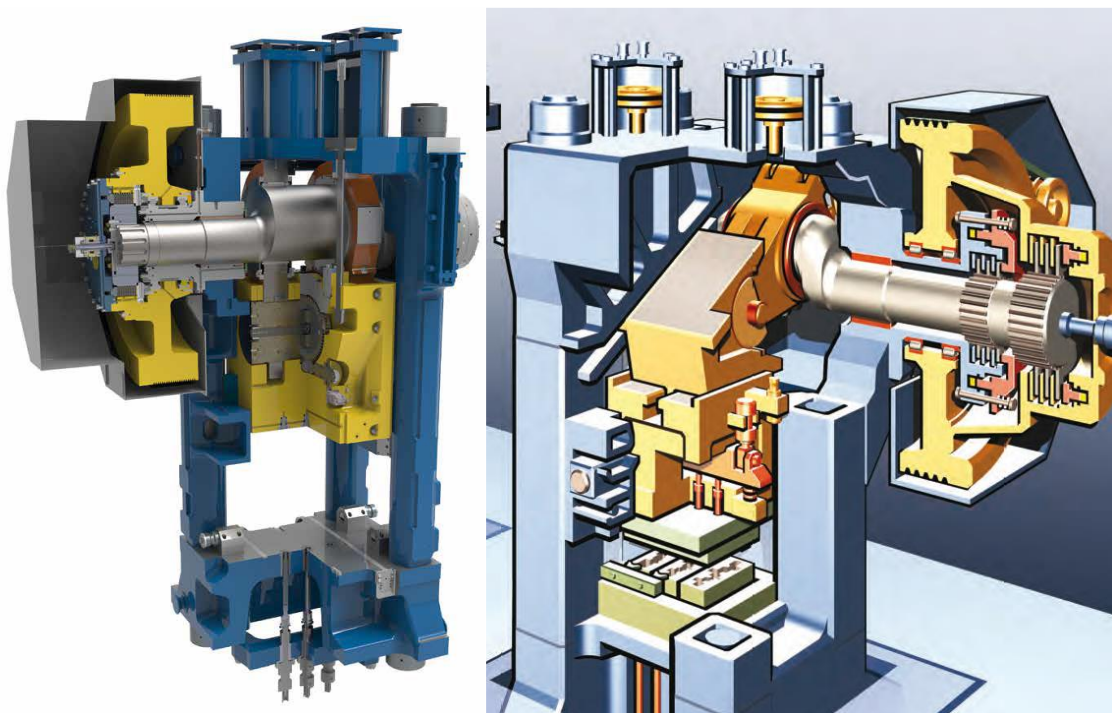




Obrázek 4-3 - Schuler – vlevo lis s klasickým pohonem, vpravo lis se servomotory [12]

#### 4.2.2 SMS group [13]

Kořeny firmy sahají až do roku 1819. V produkci lisů začíná SMS group v roce 1871. V současnosti firma nabízí mnoho zařízení pro tváření.



Obrázek 4-4 - SMS group – vlevo řada MP, vpravo KP [13]

Díky širokému portfoliu a dlouholetým zkušenostem nabízí SMS group kvalitní produkty. Do skupiny SMS patří mimo jiné i společnosti Eumuco a Hassenclever. Mechanické klikové lisy jsou zde zastoupeny ve třech řadách. Základní z nich je řada EP s tvářecí silou 6,3 - 31,5 MN. Tyto lisy se vyznačují čtvercovým stolem. Uložení hřídele je zleva doprava. Na stroji se nachází klasická spojka a brzda. Další řadou jsou lisy MP, které se vyznačují vysokou tuhostí a pohonem bez předlohy. Tyto lisy mají hydraulickou spojku a brzdu umístěné přímo na hlavní hřídeli. Přestavování je pomocí šnekového převodu a výstředníku. Vyvažování beranu je pneumatické. Tvářecí síla této řady je 6,3 - 160 MN. Další řadou jsou klínové lisy KP s tvářecí silou 20 - 160 MN. Klínové lisy produkovalo historicky Eumuco a SMS group tuto tradici převzalo. Menší lisy jsou bez předlohy a větší disponují předlohovou hřídelí. Hlavní hřídel je uložena zleva doprava a klín se do beranu zasouvá z boku. Tyto lisy se vyznačují vysokou tuhostí, a proto i přesností.

#### 4.2.3 TMP [14]

Ruská společnost TMP byla založena v roce 1949 a první lis byl postaven již 1953. Velká část produkce této společnosti byla prodána do zemí východního bloku. V dnešní době nabízí TMP alternativu levnějších kovacích lisů vůči západní konkurenci. Mechanické kovací lisy jsou zastoupeny řadou KA, která má škálu tvářecí síly 6,3 - 165 MN. Menší lisy jsou jednobodové a bez předlohy. Větší lisy od 25 MN mají předlohu a jsou dvoubodové. Pohon je klasický mechanický přes pneumatickou spojku a brzdu. Stojany jsou obvykle svařené a hlavní hřídel je uložena zleva doprava.



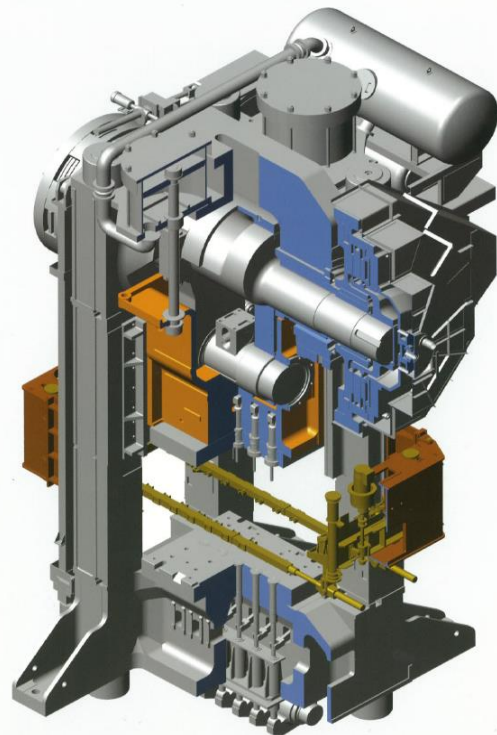
Obrázek 4-5 - TMP KA8048 [14]

#### 4.2.4 NKMZ [15]

Ukrajinská společnost NKMZ byla založena v roce 1928. První mechanický lis byl postaven v roce 1952 a jednalo se o lis se silou 15 MN. Řada lisů KGShP se vyznačuje vysokou životností a tuhostí. Tvářecí síla těchto lisů je 16 - 160 MN. Hlavní hřídel je umístěna zleva doprava a používá klasický klikový mechanismus s ojnicí a výstředníkovým čepem na přestavení. Spojka a brzda, stejně jako vyvažování jsou pneumatické. Beran má dvojí vedení pro dosažení vysokých přesností. Stojany NKMZ jsou odlévané a kotvené.



Obrázek 4-6 - NKMZ KGShP-6300 [15]



Obrázek 4-7 - Kurimoto C2F [16]

#### 4.2.5 Kurimoto [16]

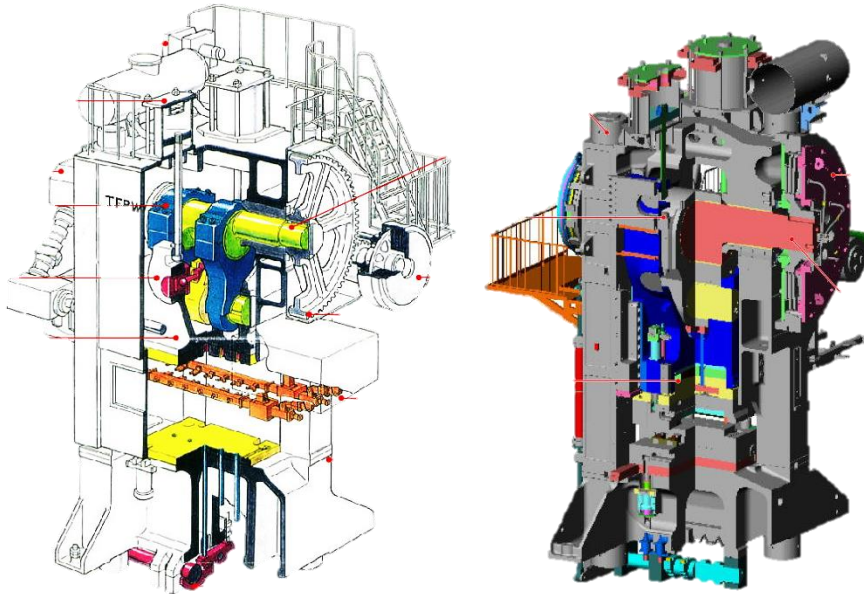
Kurimoto je japonská společnost založená v roce 1909. V roce 1966 koupila firma Kurimoto od společnosti Šmeral Brno a.s. licenci na výrobu lisů LKM. Následoval rozvoj řady na bázi LKM. V současnosti výrobní program čítá jednu řadu kovacích lisů, a to C2F s tvářecí silou 16 – 63 MN. Lisy jsou s hlavní hřídelí zleva doprava a kotveným svařovaným rámem. Pohon lisu je řešen přes klikový mechanismus ojnicí a výstředníkový čep pro přestavení beranu. Přestavení beranu je hydraulické. Vyvažování lisu je pneumatické. Řada lisů C2F se nabízí alternativně v provedení W, které označuje široký stůl, a také ve variantě G, což znamená větší zdvih beranu.

#### 4.2.6 Sumitomo [17]

Japonská společnost založená v roce 1888 jako měděná důlní společnost. V současné době nabízí tři řady mechanických kovacích lisů. Co mají všechny řady společné je kotvený dělený rám, hlavní hřídel zleva doprava a pneumatické vyvažování beranu. Všechny používají klasický klikový mechanismus s ojnicí a výstředníkovým čepem. Řada FPX se nabízí s pneumatickou spojkou a brzdou. Má dvoubodový přenos síly z klikové hřídele na beran a „X“ vedení beranu. K přestavení beranu slouží výstředníkový čep. FPX má rozsah tvářecí síly



16 - 50 MN a nabízí se v normálním a širokém provedení, které zahrnuje i větší zdvih beranu. Řada FPW disponuje tvářecí silou 20 - 30 MN. Tyto lisy jsou široké, avšak nemají velký zdvih. Přestavení beranu je pomocí výstředníkového čepu. Spojka a brzda jsou umístěny na předlohovém hřídeli. Řada FPA je pouze jednobodová. Jedná se o nejtěžší řadu lisů se silou 40 - 80 MN. FPA má pneumatickou spojku a brzdu. Přestavení beranu je řešeno klínovým mechanismem v beranu. Beran má dvojí vedení pro dosažení zvýšené přesnosti.



Obrázek 4-8 - Sumitomo FPW vlevo a FPA vpravo [17]

#### 4.2.7 Yadon [18]

Čínská společnost Yadon byla založena jako společnost na tvářecí stroje v roce 1958. První vyrobený lis byl vyzkoušen v roce 1963. V současné době firma nabízí řadu kovací lisů MP. Tyto lisy se vyznačují předepnutým stojanem, uložením hlavní hřídele zleva doprava s dvoubodovou ojnící umístěnou na výstředníkovém čepu. Beran má dvojí vedení pro zvýšení přesnosti a vedení do tvaru X. Tato řada se nabízí s tvářecí silou 4 - 63 MN.



Obrázek 4-9 - Yadon MP - 1600 [18]

#### 4.2.8 Farina [20]

Italská společnost Farina byla založena v roce 1932 jako výrobní zápuštěk. V roce 1952 byl ve společnosti postaven první kovací lis. V současné době nabízí společnost řadu lisů GFL s rozsahem tvářecí síly 7,5 - 80 MN. Celá řada se vyznačuje použitím kulisového mechanismu pro pohon z klikové hřídele. Přestavení beranu je řešeno uvnitř kulisy. Díky použití kulisového mechanismu je lis o 30 % nižší než konvenční lis s ojnící. Hlavní hřídel je umístěn zleva doprava. Lis má pneumatickou spojku, brzdu a vyvažování beranu. Kulisa je umístěna na hřídeli v jednom bodě a zajišťuje vyšší odolnost vůči deformacím od mimostředního zatížení.



Obrázek 4-10 - Farina GFL 8000 [20]

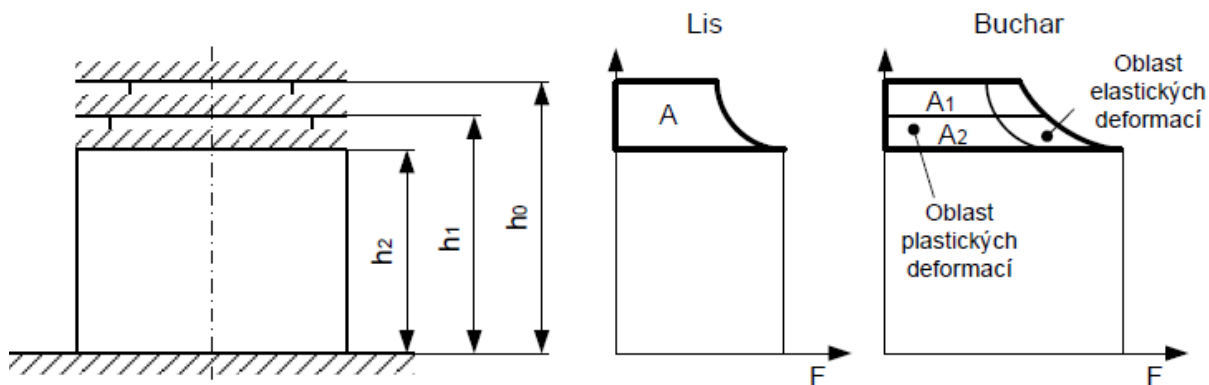
#### 4.2.9 Erie [19]

Americká společnost Erie byla založena v roce 1895. První lisy byly vyrobeny na konci 40. let. V současné době nabízí jednu řadu mechanických lisů s tvářecí silou 5 - 120 MN. Tyto lisy mají odlévané stojany a pro velikost nad 40 MN jsou kotvené. Hlavní hřídel je umístěn zleva doprava. Na ní je umístěna konvenční brzda a spojka, které jsou pneumaticky ovládané. Vyvažování beranu je také pneumatické. Hlavní pohon lisu je přes výstředníkovou hřídel na jednobodovou kulisu. To zajišťuje poměrně malou výšku stroje. Přestavení je řešeno pomocí klínového stolu.

## 5 Zdůvodnění jednotlivých typů tvářecích strojů a jejich uplatnění[1]

Pro každý druh tvářecí technologie je vhodný určitý stroj. Pokud budeme hovořit o volném kování, bude nejčastější použití velkých hydraulických lisů. V malém počtu jsou zastoupeny i buchary, které mají výhodu velké tvářecí rychlosti. Při volném kování chceme docílit přibližného tvaru (polotovaru) pro následné obrábění. Stejně jako u odlitků se na povrchu výkovků a těsně pod povrhem obvykle nachází případné vady. Proto se většinou všechny plochy po volném kování opracovávají, což znamená větší přídatky na opracování. Z důvodu zlepšení mechanických vlastností kováním a technologickým procesem kování nelze docílit zcela přesného tvaru jako u odlitků. Výkovky z volného kování mají tedy nejen větší přídatky na obrábění, ale také z důvodu nemožnosti docílit přesných detailů (osazení, děr, zaoblení, atd.) se nepoužívají ve velkých sériích, protože kvůli těmto nepřesnostem vzniká velká spotřeba materiálu, což má následně vliv na dobu opracování. Volně kované budou vždy výkovky, které jsou velké a nedají se kovat v zápustkách, nebo se jedná o malý počet vyráběných kusů. Obvykle se jedná o součásti, jako jsou lodní hřídele, hřídele lisů, tlustostěnné nádoby apod. Díky rozvoji technologie volného kování lze v dnešní době předkovat i poměrně složitý tvar jako je ojnice.

Pro zápustkové kování se užívají kovací lisy a buchary. Zde lze podle výkonu stroje vytvářet obdobné výkovky. Liší se v zásadě tím, že u bucharů je nutné pro každý úder překonávat pružnou deformaci (1,5 - 2,5x více energie než na lisu). Vzhledem k tomu, že se u bucharů sčítají energie jednotlivých úderů, stačí na stejný výkovek buchar o mnohem menší hmotnosti, než je tomu odpovídající lis. Díky velké tvářecí rychlosti dochází k mnohem lepšímu zatékání materiálu do zápustkových tvarů, a proto je možno na bucharech kovat členitější výkovky, avšak plochého tvaru. Lisy mají lepší energetickou účinnost vůči bucharům.



Obrázek 5-1 Porovnání velikosti užitečné práce lisu a bucharu [1]

Klíkové kovací lisy jsou velmi častým strojem, který se používá pro kování zápustkových výkovků. U lisů se musí výkovek přetvořit za jeden pracovní cyklus. Vzhledem k možné tvářitelnosti výkovků se u lisů používá tváření obvykle na 2 – 3 kovací cykly. Maximální síly se však dosahuje až při poslední operaci, kdy má výkovek největší plochu. Rychlost kování na lisech je vysoká a lze také snadno použít automatizaci na přenášení výkovku, díky čemuž má kování na lisech výrazně vyšší produktivitu. Lisy pro zápustkové kování mohou být konstruované jako víceoperační stroje (pro pět zápustek). Při takovém rozložení se často provádí kování při obsazení všech zápustek. Při manipulaci s výkovky pomocí transferu se produktivita násobně zvýší. Tento způsob kování se hodí především pro velkosériové

výkovky, které se používají v automobilovém, zbrojním a energetickém průmyslu, kdy je potřeba dodat opravdu velké množství výkovků. Kovací stroje pro tváření za polo ohřevu nebo dokonce za studena jsou téměř výhradně lisy. U polo ohřevu se často kove do uzavřené zápustky. Tento způsob technologie je náročný na vložení správného množství materiálu, který musí být zvolen tak, aby došlo k dokování a nevytvořil se výronek. Pro polo ohřev se někdy využívá kování na tzv. axiální výronek. Pro snižující se teplotu polotovaru je důležitá tuhost stroje. Pokud kujeme bez výronku do uzavřené zápustky je důležité zachování přesných rozměrů, a to je možné jen při vysoké tuhosti stroje.

Na tváření rotačních výkovků se používají často stroje pro příčné klínové válcování. Ke tváření dochází za tepla, aby byl přetvárný odpor materiálu co nejmenší. Jedná se o zvláštní způsob tváření, pracovní válce se neotáčejí proti sobě, ale sousledně. Synchronizace otáčení válců vůči sobě je důležitá pro správné tváření a eliminuje případné axiální síly do válců. Vývalek je držen "na místě". Dalším strojem pro PKV je desková válcovačka. Tváření probíhá mezi dvěma deskami pomocí vzájemného posuvu. Nevýhodou je nutnost zpětného chodu a větší zástavbové rozměry. Vývalky z PKV se vyznačují nízkými přídávky na obrábění. Nevytváří se zde žádný výronek, nicméně je třeba počítat s odpadem ve formě odříznutých zbytků materiálu na obou koncích součásti. Technologie PKV je ovšem velmi náchylná na vnitřní vady materiálu, na přeložky vzniklé na povrchu, který je okujený, nebo na vysoký stupeň redukce na nástroji.

Lze říci, že poměrná rychlost tváření má nezanedbatelný vliv na technologii kování, a proto nelze tentýž výkovek stejně kvalitně kovat na bucharu a lisu. Buchar může rázy opakovat, a proto je možné do výkovku vložit daleko více energie než jedním úderem na tom největším lise. Materiál jinak teče v dutinách zápustek na bucharu, jinak na lisu atd. Proto musejí existovat různé druhy strojů, které zajistí optimální výrobu pro daný výkovek. Nelze sestavit zcela univerzální stroj pro všechny technologie. Některé technologie potřebují velký zdvih a velkou práci (pěchování), jiné naopak malý zdvih, velkou sílu a malou práci (ražení). Každé technologii odpovídá specifická tvářecí charakteristika, ze které je vidět závislosti síly dráhy a celkové práce pro jednotlivé technologie. Podle těchto charakteristik lze přiřazovat vhodné stroje (razicí lisy, ostříhovací lisy, atd.)

## 6 Přehled velkých kovacích lisů (nad 25 MN)

Tabulka 6-1 Přehled velkých klikových lisů 40 - 50 MN

		Tvářecí síla	Sevření	Průchod	Upínací plocha stolu	Upínací plocha beranu	Přestavení beranu	Zdvih / Počet zdvihů	Počet využitelných zdvihů	Celkový instalovaný výkon	Rozměry stroje v x š x h	Hmotnost
		MN	mm	mm	mm	mm	m m	mm / min <sup>-1</sup>	min <sup>-1</sup>	kW	m	t
AJAX	<b>4000</b>	40	1092	1664	1540 x 1720	1420 x 1320		400 / 42		186	x x 6,6	266
FARINA	<b>GLF 4000</b>	40		1600	1600 x 1800		20	450 / 55		315		330
NKMZ	<b>KGShP-4000</b>	40	1000		1680 x 1620			400 / 50		200	7,9 x 7,2 x 5,8	400
SHI	<b>FPA-4000</b>	40	1100		1500 x 1600		10	380 / 50	20	220		
ŠMERAL	<b>LMZ 4000</b>	40	1100	1850	1800 x 1700	1550 x 1700	20	380 / 60		220	7 x 5,3 x 5	
KURI MOTO	<b>C2F-40</b>	40	1100	1600	1600 x 1800	1400 x 1600	10	400 / 45			9 x x	
SCHULER	<b>PK 4000</b>	40	1600	2200	1450 x 2200		20	425/ 60				
TMP	<b>K58046</b>	40	1200		1710 x 1620	1470 x 2000	10	400 / 50	14	160	7,8 x 6,8 x 5,8	
AJAX	<b>5000</b>	50	1194	1765	1570 x 1980	1520 x 1720		400 / 41		298	x x 7,21	324
FARINA	<b>GLF 5000</b>	50		1600	1600 x 1800		20	400 / 55		315		360
SHI	<b>FPA-5000</b>	50	1250		1800 x 1850		15	400 / 45	18	260		
ŠMERAL	<b>LZK 5000</b>	50	1100	1670	1710 x 1710	1540 x 1650	20	400 / 55		330	7,8 x 5,9 x 4,9	
KURI MOTO	<b>C2F-50</b>	50	1370	1720	1600 x 1720	1600 x 1720	10	400/ 45			10,1 x x	
SCHULER	<b>PK 5000</b>	50	1700	2250	1500 x 2250		20	450/ 50				



Tabulka 6-2 Přehled velkých klikových lisů 60 - 80 MN

		Tvářecí síla	Sevření	Průchod	Upínací plocha stolu	Upínací plocha beranu	Přestavení beranu	Zdvih / Počet zdvihů	Počet využitelných zdvihů	Celkový instalovaný výkon	Rozměry stroje v x š x h	Hmotnost
		MN	mm	mm	mm	mm	m m	mm / min <sup>-1</sup>	min <sup>-1</sup>	kW	m	t
AJAX	<b>6000</b>	60	1295	1930	1770 x 1770	1670 x 1520		450 / 35		298	x x 7,3	417
FARINA	<b>GLF 6300</b>	63		1800	1800 x 2100	1800 x 2100	25	430 / 50		430		530
NKMZ	<b>KGShP-6300</b>	63	1150		1900 x 1950			460 / 40			9,3 x 8,6 x x 5,9	595
TMP	<b>KГ8048</b>	63	1350		2100 x 1950	1900 x 1850	13	460 / 40	12	320	9 x 8,4 x 5,7	
SHI	<b>FPA-6500</b>	65	1350		1840 x 1900		15	450 / 40	16	300		
ŠMERAL	<b>LMZ 6500</b>	65	1380	2300	2200 x 2000	2100 x 1890	20	480 / 45		410	8,8 x 7 x 5,9	
KURI MOTO	<b>C2F-63</b>	63	916	1860	1700 x 1820	1600 x 1720	10	450 / 45			9,8 x x	
SCHULER	<b>PK 6300</b>	63	1700	2300	1600 x 2300		20	450/ 40				
AJAX	<b>8000</b>	80	1372	2032	1980 x 1930	1880 x 1720		500 / 34		372	x x 7,62	523
FARINA	<b>GLF 8000</b>	80		2000	2000 x 2100	1900 x 2100	25	500 / 45		500		600
NKMZ	<b>KGShP-8000</b>	80	1590		2100 x 2300			480 / 40			9,8 x 8,2 x 6,2	660
SHI	<b>FPA-8000</b>	80	1700		1950 x 2150		15	520 / 38	15	400		
TMP	<b>KA8549</b>	80	1590		2100 x 2300	1900 x 2350	13	480 / 40	10	400	9,8 x 8,4 x 6,5	

Klikové lisy s velikostí tvářecí síly nad 25 MN můžeme považovat za velké jak z hlediska jejich velikosti, tak i tvářecí síly. Právě u strojů kolem 25 MN a větších se kvůli značné redukci otáček a také velikosti energie lisu začíná vkládat předlohová hřídel. Přesun hmoty i energie z hlavní hřídele na předlohovou má za následek zvýšení rychlosti rotačních hmot, díky čemuž lze snadno zvýšit energii. Vložení předlohy do stroje má za následek výraznou změnu celé konstrukce lisu, a tím značný nárůst velikosti a hmotnosti. S tímto řešením je spjata i cena lisu, která roste z důvodu složitosti stroje a jeho jednotlivých částí.

S rostoucí velikostí tvářecí síly a skutečné velikosti lisu je také nutné změnit koncepci stojanu lisu z odlévaného či svařovaného monolitického stojanu na kotvený stojan. Změna koncepce stojanu je zcela zásadní z důvodu velikosti dílců, jejich výroby a hlavně montáže. Zatímco u kovacích lisů s tvářecí silou 10 – 20 MN jde z hlediska hmotnosti o stroje do 120 tun. U strojů nad 25 MN se hmotnosti pohybují nad 160 tun. Už samotný dílec stojan má hmotnost nad 80 tun. Velikost stojanu jako největšího dílce určuje možnosti převozu a manipulace při výrobě a postup montáže.

Další změnou jsou obvykle počty operací lisu. U menších lisů do 25 MN výrobci často prezentují řešení víceoperačních lisů. Standardem pro klikové kovací lisy byly tři kovací operace. Se zvětšující se tonáží lisu také roste cena za jeden zdvih. Tento poznatek vede kováře k uvažování o maximální využitelnosti lisu. Na velkých lisech se často kove postupově a také ruční či automatizovanou manipulací. Především se zde projevují nižší počty sérií výkovku s rostoucí tvářecí silou. Pro lisy velikosti 25 MN se počty sérií pohybují ve stovkách tisíc ročně. U lisů s 80 MN jsou série menší a jedná se o maximálně desítky tisíc ročně.

V předcházejících dvou tabulkách je výčet hlavních výrobců tvářecích strojů, kteří nabízejí velké kovací lisy. Bohužel ne všichni výrobci tvářecích strojů jsou ochotni poskytnout údaje o svých strojích, aniž by se jednalo o zákazníka. Zaměřil jsem se na výrobce tvářecích strojů, kteří nabízejí široké portfolio tvářecích lisů. Mezi porovnávanými stroji jsou lisy s klasickým klikovým mechanismem a hlavní hřídelí zleva doprava (SHI, SCHULER, NKMZ a TMP). Najdeme zde i lisy s klasickým klikovým mechanismem a hřídeli zepředu dozadu (Šmeral). Lisy, které využívají zkrácený klikový mechanismus (AJAX). Dokonce se používá i mechanismus kulisový s uložením hřídele zleva doprava (Farina). Všechny lisy jsou poháněny konvenčním elektromotorem přes předlohovou hřídel se setrvačником, pouze SCHULER nabízí variantu lisu PK s přímým pohonem přes planetovou převodovku.

Většina zde zmíněných lisů má kotvený stojan, který je obvykle svařovaný. Použití kotveného stojanu nabízí zákazníkovi vyšší variabilitu, než je tomu v případě stojanu odlévaného. Dalším aspektem proč výrobci volí svařované a kotvené stojany je lepší přenos napětí a snížení zatížení dalších částí lisu. Závěrečným bodem pro svařované stojany je lepší ekonomika výroby a použití stejných plechů (polotovarů) pro různé velikosti kovacích lisů. To má za následek snížení doby dodání a možné snížení ceny díky nepotřebnosti modelového zařízení. V neprospěch je naopak životnost svařovaných konstrukcí, která je úzce spjata s důslednou technologickou kázní při výrobě a efektivitou výroby. Dále také to, že odlévaný stojan bude mít vždy při stejné velikosti nižší hmotnost než stojan svařovaný. To je dáno způsobem výroby, kdy žebra na odlitku mohou mít různou tloušťku, avšak při volbě plechu budeme volit stejnou tloušťku žebek. Konečné slovo má však často zákazník, který si na základě zkušeností vybere, zda chce svařovaný či odlévaný stojan.

Samotným srdcem stroje je dále mechanismus, který převádí energii z rotačního pohybu na přímočarý. U většiny lisů se objevuje klikový mechanismus s hlavní hřídelí umístěnou zleva doprava. Tento způsob uložení hlavní hřídele je vhodný při postupovém kování. Výrobci tvářecích strojů využívají pro přenos síly jednobodový nebo dvoubodový mechanismus. Lze

najít přímou souvislost mezi šířkou stolu a použitým mechanismem, kdy se používá dvoubodový mechanismus pouze pro stroje s širokým stolem. Použití dvoubodového mechanismu i lisů s úzkým pracovním prostorem je ekonomicky nesmyslné a navíc nepřináší významné zpřesnění výkovku.

Berany lisů jsou rozděleny na berany s dvojitým vedením a berany s jednoduchým vedením. Dvojití vedení má zásadní vliv na přesnost a tuhost stroje při zatěžování, zejména půjde-li o zatěžování excentrické. Vedení beranu ve stojanu je velmi důležité. Výrobci tvářecích lisů využívají mnoho druhů vedení, a to do tvaru „O“, do tvaru „X“ nebo i osmiboké vedení. To je nejvíce přesné, ale také nejsložitější na ustavení a seřízení. V beranu je umístěno přestavovací zařízení, které mění sevřenou výšku stroje. Tak to platí u všech výrobců kromě Ajaxu a Erie, kteří využívají přestavení pomocí klínového stolu.

Jak je výše zmíněno, tyto lisy se nabízejí v provedení s klasickým elektromotorem a předlohou hřídelí. Na ní je umístěn setrvačnický, který akumuluje energii pro pracovní zdvih. Obecně lze říci, že existuje zcela přímá úměra mezi instalovaným výkonem a počtem využitelných zdvihů stroje nebo celkovou energií stroje. Všechny lisy v tabulkách níže pracují systémem jednotlivých zdvihů, kdy při provedení pracovního zdvihu odebereme ze setrvačnicku potřebnou energii a v následné fázi manipulace s výkovkem elektromotor "dobíjí" setrvačnicku potřebné otáčky, a tím i energii. Všechny lisy kromě LMZ 6500 pracují pouze s jednou předlohou hřídelí. Převod mezi elektromotorem a předlohou se pohybuje mezi hodnotami 2,5 - 3,5 a následný převod mezi předlohou hřídelí a hlavní hřídelí stroje je 4 - 5. Celkový převod u kovacích lisů je pak obvykle kolem 10 - 12. Tím je dána rychlost tváření a doba trvání jednoho zdvihu. Primární převod z motoru na setrvačnick je řešen souborem řemenů, aby mohlo dojít k případnému prokluzu při přetížení. Sekundární převod na hlavní hřídel stroje je řešen přes ozubení. Většina výrobců lisů užívá dvojitě šikmé ozubení (šípové), které je výhodné pro větší počet zubů v záběru a zároveň se jím vyruší axiální síly, které by působily od šikmého ozubení.

Pro přenos síly z ozubeného kola na hlavní hřídel se stará spojka. Všichni výrobci užívají třecí spojku, avšak liší se použitím ovládacího média. Šmeral, NKMZ, TMP, SHI a Kurimoto nabízejí pneumatickou spojku i brzdu. Pneumatický systém na lisu je využíván nejčastěji, a to z důvodu rozsáhlých rozvodů stlačeného vzduchu u zákazníků. V dřívějších dobách bylo použití vzduchového média u všech zařízení v kovárnách běžné, zákazníci mají velké kompresorovny, které jsou stále využívány. Ostatní výrobci používají moderní hydraulické ovládání spojky i brzdy, které s sebou nese vyšší pořizovací i provozní náklady, ale menší zástavbové prostory. U nových projektů, které jsou stavěny "na zelené louce" se začíná využívat hydraulických pohonů a lisy musí být velmi často autonomní kromě spotřebované energie. Brzda je umístěna na opačném konci hlavní hřídele a brzdový moment je následně přenášen do stojanu. Brzda může být vložena i dovnitř spojkového kola, poté je ale obtížné převádět brzdový moment od brzdy skrz kolo dále do stojanu.

Na horní straně stojanu najdeme vyvažování beranu. To je nejčastěji pneumatické, protože dochází k přesunům velkého množství pracovního média a u hydraulického systému by docházelo ke značnému zahřívání. Každý z výrobců volí jiné uspořádání vyvažování na stroji. Obecně vzato můžeme říci, že standardem jsou v dnešní době dva vyvažovací válce, které nabízí většina výrobců. Například NKMZ nabízí jeden vyvažovací válec působící na nose beranu. Schuler nabízí čtyři vyvažovací válce, v každém rohu beranu jeden.

## 7 Analýza mechanismů klikového lisu (konstrukce a technická řešení) [1][5][6]

Používané mechanismy pro změnu otáčivého pohybu v přímočarý

V současné době se pro změnu otáčivého pohybu v přímočarý užívá několik druhů mechanismů. Některé se od sebe liší zcela zásadně. Jiné, při stejné kinematice, konstrukčním provedením vytváří další varianty, které ovlivňují celkovou koncepci svislého kovacího lisu. K posouzení jednotlivých koncepcí je nutno stanovit příslušná kritéria, která umožňují vzájemné porovnání. Vzhledem k účelu, kterému má kovací lis sloužit, volíme následující kritéria:

- Průběh rychlosti a zrychlení
- Působení mimostředního zatěžování
- Podmínky pro obsluhu
- Změna sevřené výšky a uvolňování beranu
- Rozměry lisu

### 7.1 Klasický klikový mechanismus (výstředníková hřídel zleva doprava)

1. Maximální rychlost beranu je přibližně  $80^\circ$  před dolní úvratí beranu. Zrychlení je naopak největší v dolní poloze beranu.
2. Mimostředné zatěžování beranu vzniká logickým požadavkem dosáhnout plynulého toku materiálu při kování. Splnit tento požadavek je možno pouze dodržením postupu kování zleva doprava, nebo zprava doleva. Proto, hovoří-li se o mimostředném kování, jedná se prakticky vždy o tento způsob, kdy největší síla není ve střední operaci.  
Při takovém mimostředném zatěžování beranu je spojení beranu s ojnicí, ojnice s výstředníkovou hřídelí i ložiska výstředníkové hřídele namáhány nerovnoměrně. Při rovnoměrném namáhání (kování ve středu beranu) se dosahují měrné tlaky v bronzových pánvích 50 MPa — 80 MPa . Při mimostředném zatížení vzrostou tyto hodnoty na dvojnásobek, i více. Dochází nutně k naklopení beranu, kterému je možno zabránit pouze tuhým vedením v lištách stojanu. Nerovnoměrné rozdělení měrných tlaků při mimostředném kování je zásadní nevýhodou této koncepce. Mimostředné zatížení způsobuje vznik gyroskopických momentů.
3. Pokud je u této koncepce použito přestavování sevřené výšky klínovým stolem, je principiálně vzdálenost obsluhy od středu zápustek natolik veliká, že činí práci obsluhy nepohodlnou. V každém případě jsou sloupy stojanu vysunuty dopředu vzhledem ke stolu a pro obsluhu vzniká ohraničený prostor. Tím je ztížena manipulace obsluhy a z psychologického hlediska vzniká tísnivý pocit. Tyto vlivy působí nepříznivě na výkon obsluhy. Jedná se o nejstarší způsob změny sevřené výšky. Tento způsob má celou řadu nevýhod z hlediska údržby, kdy dochází k znečišťování kluzných ploch klínů a jejich následnému zadírání. Po poměrně krátké době je i uvolňování zaseknutého lisu prakticky nemožné a nahradit ho jiným způsobem bylo technicky obtížné. Prvními průkopníky umístění otáčivého výstředníku

mezi beran a ojnicí byly firmy Hasenclever a National. U kotvených lisů docházelo k jejich rozkotvení. U lisů s celistvým stojanem je uvolnění pomocí klínového stolu téměř nemožné. U moderních koncepcí lisů se uvolňuje pomocí výstředníkového čepu a vysokotlakého hydraulického systému.

4. Koncepce umožňuje dosáhnout poměrně malé výšky, ale na druhé straně je náročná na půdorysné rozměry. Při zvětšování průchodu rychle klesá tuhost klikového mechanismu, což je dáno uložením hřídele zleva doprava. Proto všechny lisy tohoto provedení byly charakterizovány poměrně malým průchodem a pracovním stolem. Nové provedení těchto strojů využívá dvojitého klikového mechanismu, aby bylo možné zvětšovat pracovní prostor. Každá z ojníc je umístěna blízko hlavních ložisek tak, aby zatěžovací síla od kování přecházela co nejnázem do stojanu. Koncepce vyžaduje delší výstředníkovou hřídel i složitost stojanu, má-li být dostatečně dimenzována předlohová hřídel, což má za následek i vyšší výrobní náklady. Těžiště lisu je dost vzdáleno od osy beranu, což se projevuje mimo jiné nerovnoměrným zatížením základu.

## 7.2 Klasický klikový mechanismus (výstředníková hřídel zepředu dozadu)

1. Rychlost i zrychlení beranu je stejné jako u první koncepce.
2. Při mimostředním kování jsou ložiskové pánve kinematických dvojic zatíženy rovnoměrně. To je zásadní přednost této koncepce. Vzhledem k tomu, že výstředníková hřídel je umístěna uprostřed mezi sloupy (při pohledu zepředu) je i rozdíl v namáhání sloupů menší, než u všech ostatních koncepcí. Namáhání ve vedení beranu je však větší. Vznik gyroskopického momentu v důsledku mimostředního namáhání je u této koncepce vyloučeno. Protože případné naklopení beranu od mimostřední síly není zachycováno čepem beranu, ojnící a výstředníkovou hřídelí, musí být veškeré síly zachyceny hlavně stojanem a vedením beranu, které tudíž musí být výrazně tužší, a tím i značně těžší. Tento systém neumožňuje dvojí vedení beranu, a proto je vedení mnohem poddajnější a stroj méně přesný. U tohoto uspořádání také nelze použít dvoubodový mechanismus, a proto se hodí pro užší stoly. Mechanismus není vhodný pro víceoperační postupové kování.
3. Uspořádání sloupů v dolní části se stolem stojanu je prakticky v jedné rovině. To umožňuje jednak malou hloubku stolu (danou rozměry držáku zápustek), jednak snadný otevřený přístup i manipulaci obsluhy. Tyto přednosti lze zvýšit ergonometrickým uspořádáním ovládacích elementů. Nevýhodou je umístění brzdy nad hlavou obsluhy i obtížný odvod maziva z předního ložiska výstředníkové hřídele. Obtížné je také optimální dimenzování horní části stojanu.
4. Změnu sevřené výšky lze řešit různým provedením přestavování beranu, což je umožněno právě spojením ojnice s beranem čepem umístěným logicky taktéž zepředu dozadu. Systém přestavování beranu lze využít i pro uvolňování, dojde-li k jeho zaklínování.

5. Z hlediska vnějších rozměrů je tato koncepce příznivá pro dosažení malých půdorysných rozměrů, má však vyšší nároky na výšku stroje. Výhodné je rozložení hmoty, takže těžiště je nepřilíš vzdáleno od všech tří os souměrnosti, což má kladný význam pro stabilitu stroje.

### 7.3 Klikový mechanismus se zkrácenou ojnící

Zkrácení ojnice v klikovém mechanismu má za následek zvýšení maximální rychlosti beranu. Zároveň se maximum přesouvá blíže k dolní poloze beranu. Mění se i průběh zrychlení během zdvihu beranu. V horní poloze je menší, v dolní poloze větší. Větší rychlost a posunutí jejího maxima je pro kování výhodné, zvětšení zrychlení v dolní poloze je nepříznivé. Všechny tyto důsledky zkrácení ojnice nemají zásadní nebo rozhodující vliv, a proto jsou nepodstatné.

1. Při mimostředném zatěžování jsou silové poměry obdobné jako u první koncepce. Obdobné jsou i ostatní negativní jevy.
2. Podmínky pro obsluhu jsou principiálně stejné jako u první koncepce.
3. Zněna sevřené výšky je realizována natáčením výstředných pouzder, ve kterých je uložena výstředníková hřídel. Natáčení výstředných pouzder se provádí pákovým a ozubeným převodem. Vzhledem k veškerým obtížnostem uvedeným výše, toto řešení výrobci užívají pouze do velikosti 16 MN.
4. Vnější rozměry jsou výhodnější pouze v možnosti dosažení menší výšky stroje. Zkrácené provedení ojnice má však za následek, že je vyloučena možnost využít spojení ojnice s beranem pro seřizování sevřené výšky. Zkracováním ojnice vzrůstají síly, které působí do vodících lišt beranu.

### 7.4 Kulisový mechanismus

1. Průběh rychlosti beranu během jeho zdvihu je u kulisového mechanismu funkcí sinu. To znamená, že maximum rychlosti je dosaženo  $90^\circ$  před spodní úvratí. Zrychlení má průběh funkcí cosinus se stejnou maximální hodnotou v horní i spodní úvratí. Pro svoji zvláštnost je nutno se zmínit o relativní rychlosti kulisy vůči beranu, která je maximální v horní a dolní poloze beranu. Její hodnota je stejně velká jako maximální rychlost beranu, působí však ve vodorovné rovině. V tomto okamžiku je kovací síla největší, což klade mimořádné nároky na konstrukční provedení a mazání kluzných ploch kulisy a beranu.
2. Při mimostředném zatížení se kulisový mechanismus chová jako u klasického mechanismu s tím, že kluzné plochy kulisy nejsou rovnoměrně zatíženy, což je dáno opět uložením výstředníkové hřídele zleva doprava.
3. Podmínky pro obsluhu jsou ovlivněny klínovým přestavováním sevřené výšky ve stole. Tím jsou shrnuty všechny nevýhody uvedené u první koncepce.

4. Seřizování sevřené výšky je u této koncepce řešeno obvykle klínovým stolem. Klínový stůl je v praxi vystaven nejen plnému zatížení, ale i nečistotám, které způsobují, že klíny jsou po nějaké době provozu těžko přestavitelné. Jiné řešení, totiž provést mechanismus přestavování v beranu, je těžko řešitelné. Dosud jediným výrobcem lisů s kulisovým mechanismem a přestavováním v beranu je firma Farina. Ta využívá speciální vložené pouzdro do kulisy a pomocí šnekového převodu s ním otáčí.
5. Kulisový mechanismus umožňuje dosáhnout menší výšky stroje, a tím i jeho vyšší tuhosti. Umístění horních vyhazovačů si však vynucuje prodloužení beranu v části zatížené kovací silou, což může být výhodné. Další výhodou je to, že samotný přenos síly přes plochu kulisy vykazuje vyšší tuhost a lepší rozložení sil při centrickém i excentrickém zatížení. Dále vykazuje značně menší specifické tlaky mezi beranem a kulisou než u bronzových pánví. Z výrobního pohledu je vytvoření ideálně rovné plochy na kulise a beranu pro přenos energie jednodušší. Z energetického hlediska projevuje kulisový mechanismus větší ztráty třením. Ostatní nevýhody jsou stejné jako u první koncepce.

## 7.5 Klínový mechanismus

1. Z hlediska rychlosti a zrychlení beranu jsou výsledky stejné jako u první koncepce. Klín tvoří prakticky převod dopomala. Proto rychlosti a zrychlení vlastního klikového mechanismu musí být větší. Převod klínu bývá přibližně 1:2, což znamená dvojnásobné zvýšení hodnoty, která u zrychlení není zanedbatelná.
2. Pro mimostředné zatěžování má klínový náhon výhodu v tom, že umožňuje snížit naklopení beranu vzhledem k jiným koncepcím. Přesto i zde dochází k nerovnoměrnému zatížení všech částí klikového mechanismu. V důsledku toho činí obtížné zajistit spolehlivé vedení klínu.
3. Podmínky pro obsluhu jsou obdobné jako u první koncepce. Ztíženy jsou poněkud větší hloubkou beranu.
4. Seřizování sevřené výšky je prováděno výstředným pouzdem v ojnici. Jedná se tedy o přestavování beranu, což je výhodné, i když uvolňování beranu tento způsob neumožňuje.
5. Koncepce umožňuje snížení celkové výšky stroje na úkor zvětšení půdorysných rozměrů. Velké hmoty a jejich nerovnoměrný pohyb ve vodorovné rovině jsou nevýhodné pro stabilitu stroje i vznik kmitajících sil o nízké frekvenci. Vodicí i nosné plochy klínu vyžadují kvalitu provedení a dobré mazání. Váhově i provedením je tato koncepce nejnáročnější ze všech užívaných.

## 7.6 Shrnutí analýzy mechanismu klikového lisu a doporučení se zaměřením na velké lisy

Z uvedeného rozboru je zřejmé, že všechny mechanismy mají výhody i nevýhody. Detailním konstrukčním řešením a vhodným dimenzováním lze alespoň částečně záporné

vlivy potlačit. Tím se výraznost rozdílů jednotlivých koncepcí zmenšuje. Z těchto důvodů je přechod na jinou koncepci velmi problematický a náročný technicky i ekonomicky. Úspěšné zavedení takové změny vyžaduje praktické ověření, úpravy vyplývající ze zkoušek a zkušeností z provozu i zapracování všech zúčastněných pracovníků ve výrobě, montáži a údržbě. Proto je vyřešení nové koncepce na úrovni přijatelné spolehlivosti otázkou několika let. Nelze zanedbat také kovářenskou mentalitu a určitou konzervativnost zákazníků při zavádění nových provedení, neboť se vždy jedná o poměrně velkou investici. Ke kovacímu lisu je nutný ohřev, vhodně upravený základ stroje a zpravidla i ostříhovací lis. Poměrně rychlá návratnost investic je sice lákavá, ale je podmíněna kromě výkonu především spolehlivostí. Proto je spolehlivost (bezporuchovost) nejvýraznějším argumentem kladné reference. Právě u nových koncepcí je spolehlivost v první fázi (cca 5 let) nedoložitelná. Oprávněnost zavedení nové koncepce musí být doložena zásadními přednostmi vyplývajícími z jejího principu.

Pro provedení moderní koncepce velkého kovacího lisu, která vyžaduje provádět více technologických operací vedle sebe a klade větší požadavky na tuhost a zvýšenou přesnost stroje, se jako perspektivní jeví pohon pomocí kulisového mechanismu.



## 8 Analýza stojanu velkého klikového lisu [8][9]

Pokud uvažujeme stavbu velkého klikového lisu, musíme zvážit, jakou koncepci stroje zvolíme. V současné době se používají dvě koncepce stojanu klikového lisu. Hlavním rozdílem jejich dělení je uložení výstředníkové hřídele, a to buď podélně (zleva doprava) nebo příčně (zepředu dozadu). V současné době drtivá většina výrobců tvářecích strojů navrhuje lisy s uložení hlavní hřídele zleva doprava. Zároveň ovšem užívají kotvených stojanů, kde kotvy přenášejí hlavní zatížení stojanu, a tím zlepšují využití materiálu na stojanu. Zatímco stojan se obvykle konstruuje z oceli na svařování či odlitkové oceli s pouze průměrnými mechanickými vlastnostmi, kotvy lisů se připravují z vysoce kvalitní ušlechtilé oceli.

Dalším dělením můžeme rozlišovat stojany odlévané a svařované, kdy obě tyto skupiny mají své výhody a nevýhody. Zcela jednoznačnou výhodou pro odlitek je možnost připravení téměř jakéhokoli tvaru. Limitace může nastat z hlediska velikosti či hmotnosti daného odlitku. Odlitek má homogenní strukturu a lze s ním snadno pracovat. To nejen z hlediska vývoje a výpočtů, ale i výroby. Oproti tomu svařovaný stojan nabízí možnost různých úprav. Pokud budeme mít svařovaný stroj a naším cílem bude širší pracovní prostor, není to velký problém. Nemusíme měnit modelové zařízení, použijeme pouze větší plechy. Další výhodou může být i rychlost výroby, kdy svařované konstrukce mají obvykle kratší výrobní časy. Zde se již výrobci strojů rozdělují téměř na poloviny. Část výrobců (a zákazníků) věří pouze osvědčené výrobě odlitků. Stále narůstající skupina výrobců ovšem rozvíjí svařování a unifikují konstrukce různých strojů do stejných návrhů.

### 8.1 Analýza koncepce stojanu lisu

V této kapitole bude provedena analýza tří druhů stojanů pro zjištění vhodnosti použití pro náš koncept. V první řadě se bude jednat o starší koncepci stroje s hřídelí zepředu dozadu. Tato koncepce má výhodu ve velmi krátké vzdálenosti mezi hlavními ložisky a díky tomu dochází k dobrému přenosu zatěžující síly. Vhodnost použití tohoto řešení se vylučuje s velkým pracovním prostorem či mimostředním zatěžováním. Tento typ koncepce se hodí spíše pro lisy s menším pracovním prostorem. Ve druhém případě půjde o lis s hlavní hřídelí umístěnou zleva doprava. Zároveň bude zvětšen pracovní prostor. Pro toto řešení již budou použity kotvy, které budou předepnuty o 1,2 – 1,6násobek jmenovité síly. Jak se ukázalo, s narůstajícím pracovním prostorem by neúměrně narůstala hmotnost nekotveného stojanu. Kotvy díky použití lepšího materiálu dokáží přenést vyšší zatížení s ohledem na hmotnost. Poslední zkoumanou variantou bude stroj podobný variantě dva, proti které bude zvětšen pracovní prostor a bude použit dvoubodový mechanismus přenosu síly mezi hlavní hřídelí a stojanem. Toto řešení je využíváno především u lisů s opravdu velkým pracovním prostorem, kdy dochází k víceoperačnímu postupovému kování. Předpokládaným výstupem této kapitoly bude ověření konstrukčních provedení světových výrobců, ze kterých bude připraven koncept stojanu pro zkoumaný velký klikový lis.

### 8.1.1 Stroj s hřídelí zepředu dozadu a jednobodovým mechanismem

Stroj s klikovým jednobodovým mechanismem a ojnící.

Velikost pracovního prostoru je 1470 mm.

Stojan je odlitek z jednoho kusu. Uložení hlavní hřídele zepředu dozadu.

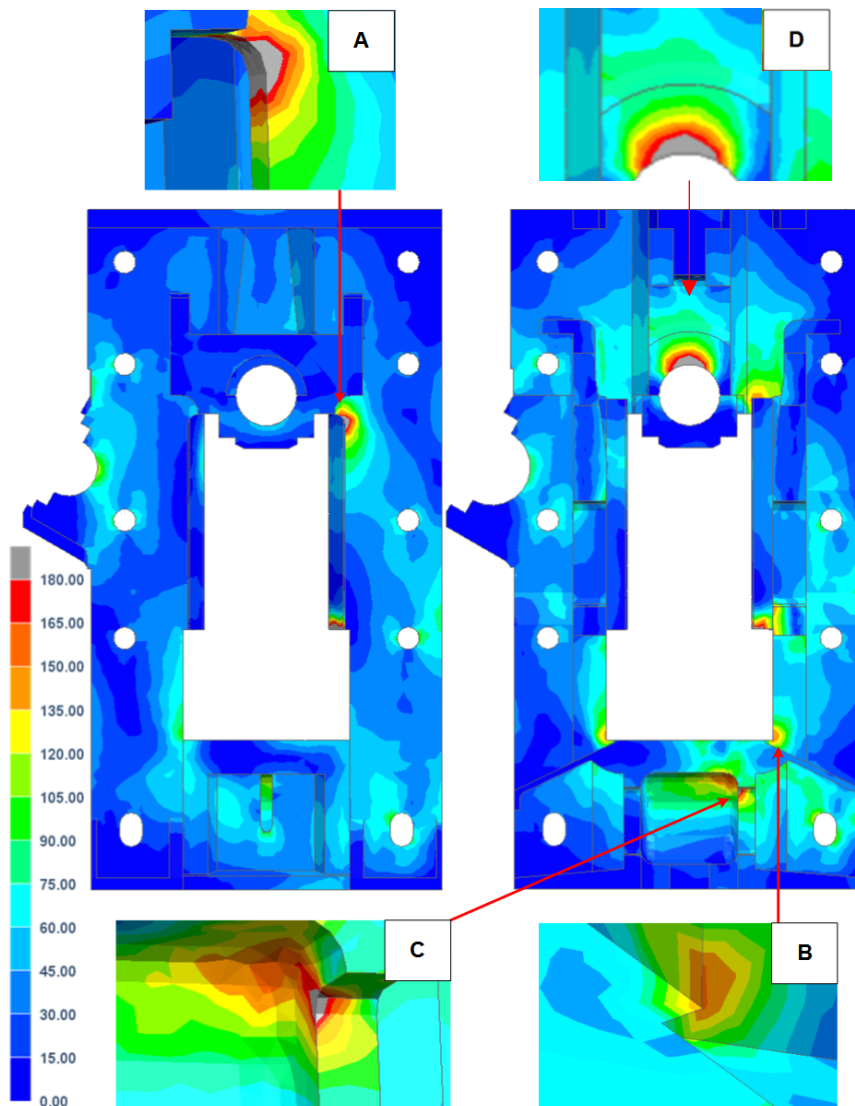
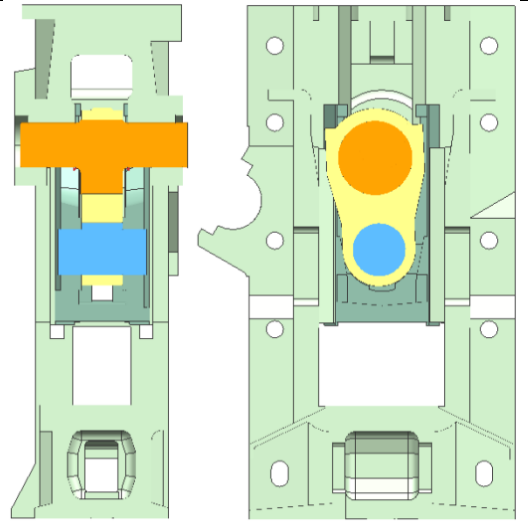
Nebezpečná místa:

A – v místě přechodu u hlavních ložisek

B – v místě přechodu stolu do stojiny

C – v místě přechodu stolu do stojiny

D – v místě nad hlavními ložisky



Obrázek 8-1 Jednobodový lis zepředu dozadu; stojan – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně

### 8.1.2 Stroj s hřídelí zleva doprava a jednobodovým mechanismem

Stroj s klikovým jednobodovým mechanismem a ojnicí.

Velikost pracovního prostoru 1740 mm.

Stojan je svařenec z jednoho kusu předepnutý kotvami s předpětím 1,4 násobku jmenovité síly. Uložení hlavní hřídele zleva doprava.

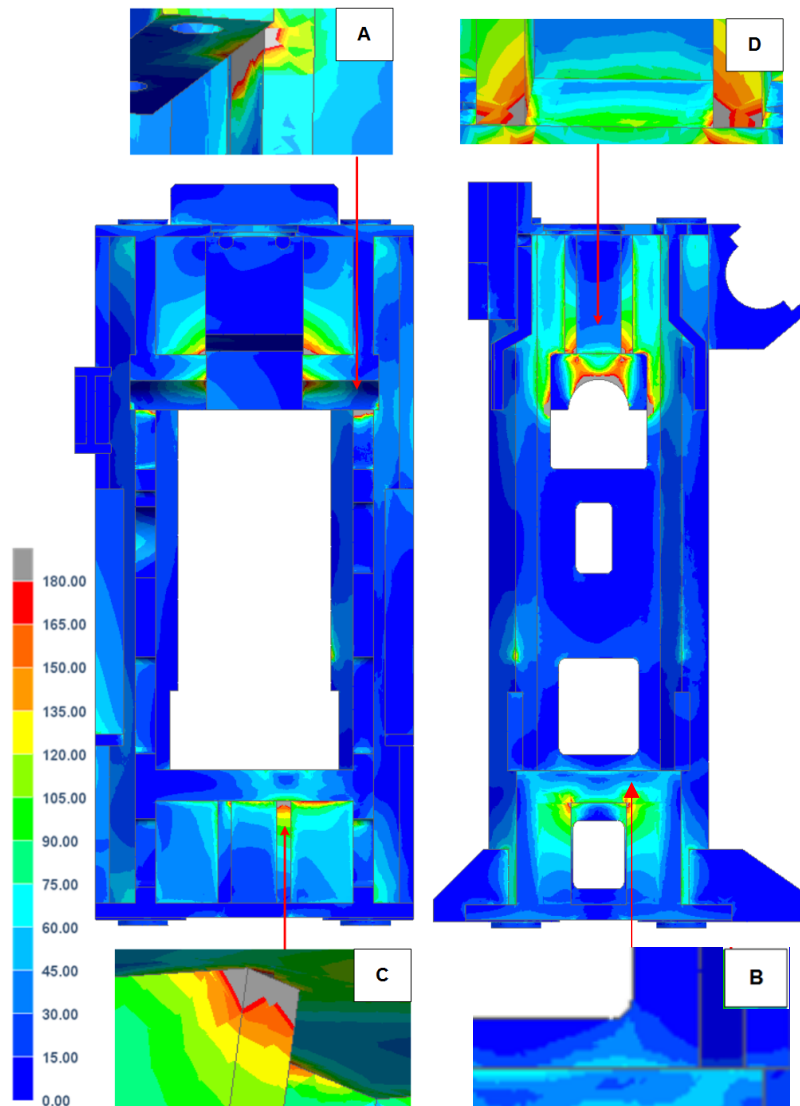
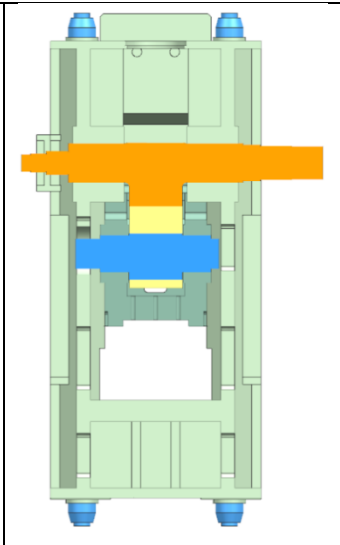
Nebezpečná místa:

A – v místě přechodu u hlavních ložisek

B – v místě přechodu stolu do stojiny

C – v místě přechodu stolu do stojiny

D – v místě nad hlavními ložisky



Obrázek 8-2 Jednobodový lis zleva doprava; stojan – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně

### 8.1.3 Stroj s hřídelí zleva doprava a dvoubodovým mechanismem

Stroj s klikovým dvoubodovým mechanismem a ojnicí.

Velikost pracovního prostoru 1900 mm.

Stojan je svařenec z jednoho kusu předepnutý kotvami s předpětím 1,4 násobku tvářecí síly. Uložení hlavní hřídele zleva doprava.

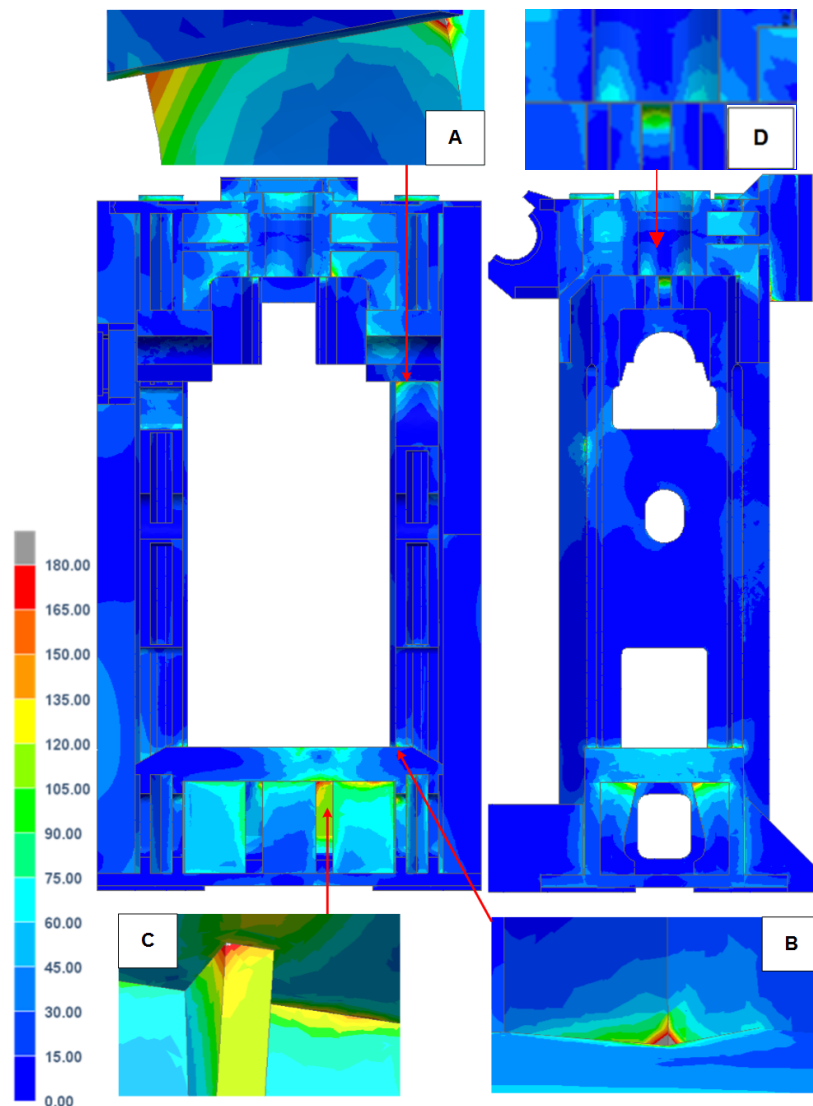
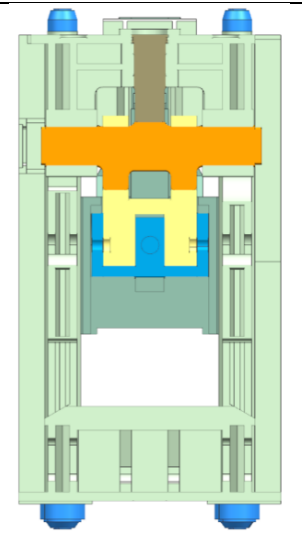
Nebezpečná místa:

A – v místě přechodu u hlavních ložisek

B – v místě přechodu stolu do stojiny

C – v místě přechodu stolu do stojiny

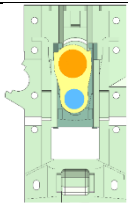
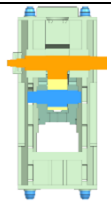
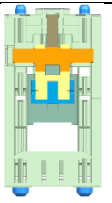
D – v místě nad hlavními ložisky



Obrázek 8-3 Napětí dvoubodový lis zleva doprava; stojan – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně

### 8.1.4 Porovnání jednotlivých variant

Tabulka 8-1 Porovnání jednotlivých stojanů

Stroj			
Místo A [MPa]	230	350	215
Místo B [MPa]	165	95	240
Místo C [MPa]	180	280	190
Místo D [MPa]	103	330	86
Hmotnost stojanu [t]	79	83	106
Šířka pracovního prostoru [mm]	1470	1740	1900
Celkové posunutí stojanu [mm]	0,9	1,09	1,1
Tuhost stojanu [MN/mm]	27,9	23	22,7
Celkové posunutí pracovního prostoru [mm]	3,4	3,37	2,14
Tuhost pracovního prostoru [MN/mm]	7,4	7,4	11,7

Z tabulky je patrné, že pro stroje s větším pracovním prostorem je vhodné používat kotvený stojan. Nárůst hmotnosti stojanu vzhledem k narůstající šířce pracovního prostoru je jednoznačně pro tuto variantu. Dalším neméně důležitým faktorem je použití uložení hřídele zleva doprava. Díky tomuto uspořádání je přenos síly z hřídele do stojanu nejefektivnější. Využívá se malé vzdálenosti nositelky zatěžující síly vzhledem k umístění hlavních ložisek. Tento fakt nahrává výrazně dvoubodovému přenosu síly z hřídele do stojanu. Ať už se jedná o centrické či excentrické kování, u dvoubodového typu se přenášejí síly na kratší vzdálenost a nedochází k zatěžování hřídele výrazným ohybem. Díky tomu se zvýší tuhost pracovního prostoru a sníží napětí. Tuto skutečnost potvrzují i provedené simulace. Pokud porovnáme hodnoty napětí jednotlivých variant stojanů, můžeme být spokojeni s první a třetí variantou. Varianta dvě s hřídelí zleva doprava a jednobodovým mechanismem vykazuje vysoké hodnoty napětí a stojan by měl být vyztužen ke snížení napětí.

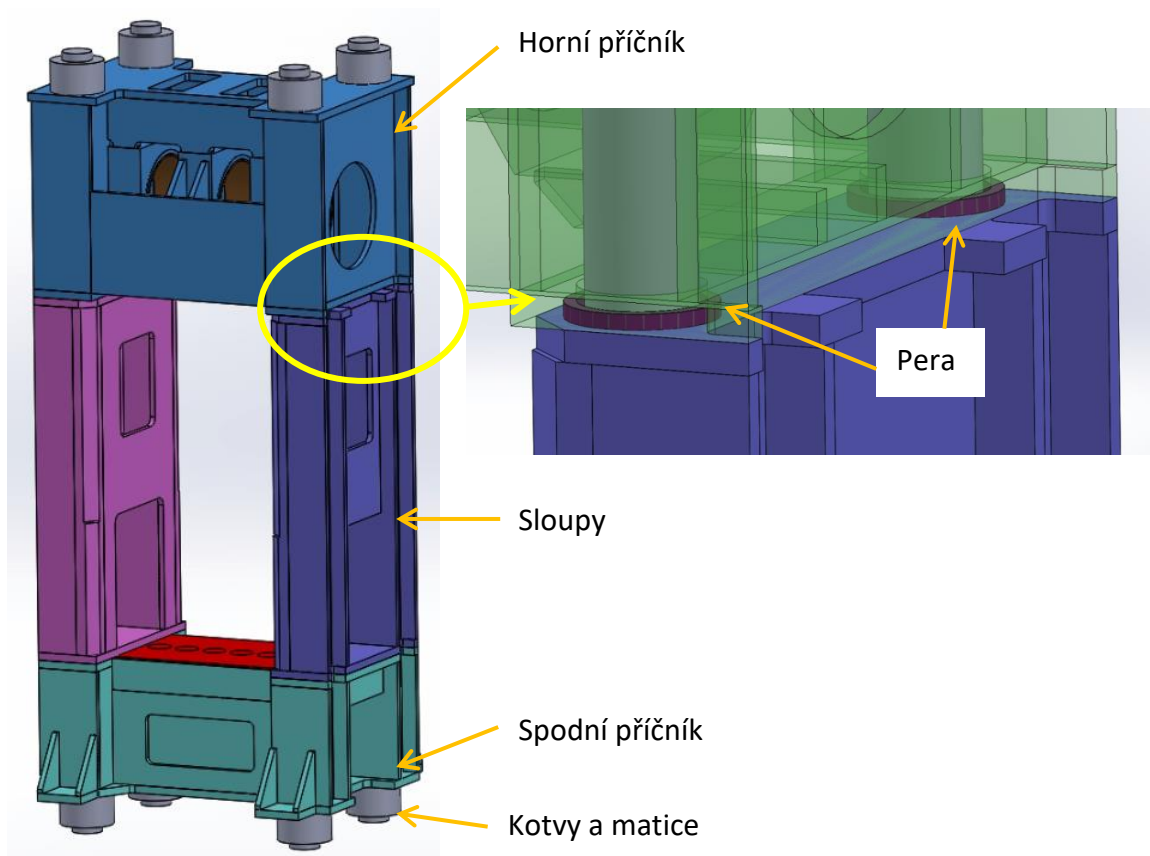
Jak je již analyzováno v průzkumu stavu techniky, většina světových výrobců využívá konstrukci lisu s kotveným stojanem. Nyní, když je ověřena tato hypotéza lze začít s návrhem stojanu pro velký klikový lis.

## 8.2 Stojan velkého klikového lisu

Stojan velkého klikového lisu má svá specifika. Jako základ použiju předchozí analýzu, kdy byla vyhodnocena jako nejlepší varianta předepnutého stojanu s hřídelí zleva doprava svázaná kotvami. Již se zde projevuje narůstající hmotnost vzhledem k velikosti pracovního prostoru. Pokud budu uvažovat velké klikové lisy, hmotnost stojanu dosahuje několika stovek tun. Nejde pouze o hmotnost, neboť i samotná velikost lisu, respektive stojanu 10 x 4 x 3 m je značná. Z hlediska výroby není jednoduché vytvořit odlitek v požadované kvalitě této velikosti. Na světě není mnoho sléváren, které by takové odlitky dodávaly. Pokud bychom uvažovali svařovaný stojan stejné velikosti, bylo by obtížné jej obrábět v jedné poloze a při přenášení by vznikla značná nepřesnost. Výrobci tvářecích strojů zvolili vhodnou

variantu, která dovoluje ekonomickou výrobu, ale ovlivňuje tuhost stroje. To sleduje rozdělení stojanu na:

- Horní příčník – je v něm uložena výstředníková hřídel, na kterou navazuje skupina beran. Na horním příčníku se nachází primární převod, popřípadě spojka a brzda. Často je na horním příčníku umístěna předloha. Na horním příčníku se taky nachází vyvažování beranu.
- Sloupy – sloupy vymezují prostor mezi horním a spodním příčníkem. Jejich funkce je hlavně vedení beranu. Může se na ně umístit konzola s pohonem. Sloupy vytváří i přístup z boku stroje (boční okna) a také sevřenou výšku stroje. Vzhledem k zatěžování jsou rozdělené na levou pravou stranu. U kovací lisů se nepoužívá rozdělení na samostatné 4 sloupy.
- Spodní příčník – je poměrně velký, protože tvoří pracovní prostor stoje a průchod. Síla působí nejvíce uprostřed pracovního prostoru, a proto musí být příčník vysoký, aby nedocházelo k průhybu. Rozměry spodního příčníku také zvětšují patky, které zajišťují stabilitu stroje při kování a montáž k základu stroje.
- Kotvy – slouží ke spojení jednotlivých částí dohromady. Kotvy se obvykle předepínají na 1,2 – 1,6 násobku tvářecí síly, aby stojan nebyl zatížen míjivým napětím, ale zatížením cyklickým. Kotvy jsou zakončeny závitem, na který se montují matice, kterými se stojan předepíná. K předepínání se obvykle používá hydraulický napínák.



Obrázek 8-4 Dělený stojan lisu

Stroj mající dělený stojan bude vždy vykazovat nižší tuhost a větší hmotnost než stroj se stojanem vyrobeným jako jeden kus. Toto pravidlo platí, porovnáváme-li předepínané stojany. Jednotlivé dílce stojanu jsou sice spojeny pomocí kotev, ale nedrží pouze třením. Pro přesnou a stabilní polohu mezi jednotlivými díly slouží pera, která určují polohu a také dokážou přenést případné smykové napětí, které vzniká při zatěžování stojanu. Velká část výrobců používá kruhová pera, která jsou umístěná v místě průchodu kotev mezi jednotlivými díly a tvoří tak mezikruží. Jejich příklad můžeme vidět na obrázku výše.

### 8.3 Shrnutí analýzy stojanu velkého klikového lisu

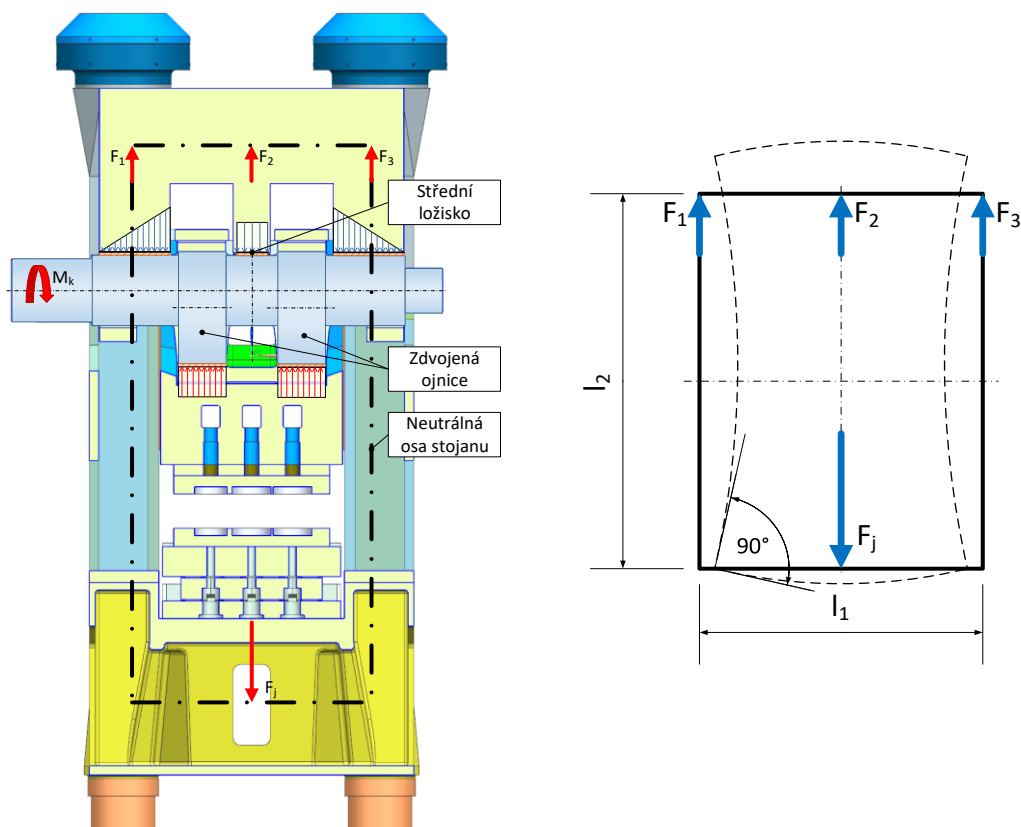
Stojan velkého klikového lisu je zcela zásadní částí stroje. Jeho konstrukci je proto nutné věnovat náležitou pozornost. Na přechozích stránkách byly vyjmenovány specifika konstrukce stojanů. Z hlediska požadované koncepce se nejlépe prokázalo konstruování stojanu jako děleného předepnutého s hlavní hřídelí zleva doprava, což je to dáno velikostí pracovního prostoru a také způsobem mimostředného zatěžování. Použití kotev je velmi vhodné pro zlepšení poměru využití materiálu vzhledem k tonáži stroje. Toto řešení je také vhodné z hlediska svařovaných stojanů, protože se stále více využívají pro svou možnost individualizace pro každého zákazníka. Při rozšiřování pracovního prostoru bude docházet k většímu rozevírání pracovního prostoru z důvodu průhybu výstředníkové hřídele.

## 9 Analýza vlivu uložení klikové hřídele na vlastnosti stroje [8]

Jak je již zmíněno několikrát, pokud zvětšujeme pracovní prostor, snižuje se automaticky tuhost, a to je pro zákazníky zcela nepříjemné. V předchozí kapitole jsme si dokázali, že s rostoucím pracovním prostorem je vhodné rozhodnout se pro uložení hlavní hřídele zleva doprava a také dvoubodový mechanismus přenosu krouticího momentu na beran. S rostoucí šířkou pracovního prostoru se prodlužuje i výstředníková hřídel, a tím se v době zatěžování zvyšuje její průhyb a to negativně ovlivňuje tuhost.

### 9.1 Použití třetího podpěrného ložiska výstředníkové hřídele

Hlavní hřídel je standardně uložena ve dvou bodech. Se zvětšující se vzdáleností těchto bodů je vhodné hřídel podepřít i ve třetím bodě uprostřed a efektivně snížit průhyb hřídele. Pokud bude nižší hodnota průhybu, sníží se tím i hodnoty napětí. Ideálním stavem by bylo mít tři podpěrná místa dimenzovaná tak, že každé z nich by neslo 1/3 zatížení. Krajní ložiska mají krátké rameno ohybového momentu do silového obrazce. Prostřední ložisko má dlouhé rameno k neutrální ose stojanu. Dosažení požadované tuhosti by vedlo k významnému zvyšování horního příčnicku, a to negativně ovlivňuje hmotnost stroje a stavební výšku. Každý perspektivní konstruktér se vždy bude snažit najít optimální tuhosti i výšky horního příčnicku vzhledem k šířce pracovního prostoru, aby řešení bylo stále ekonomicky únosné.

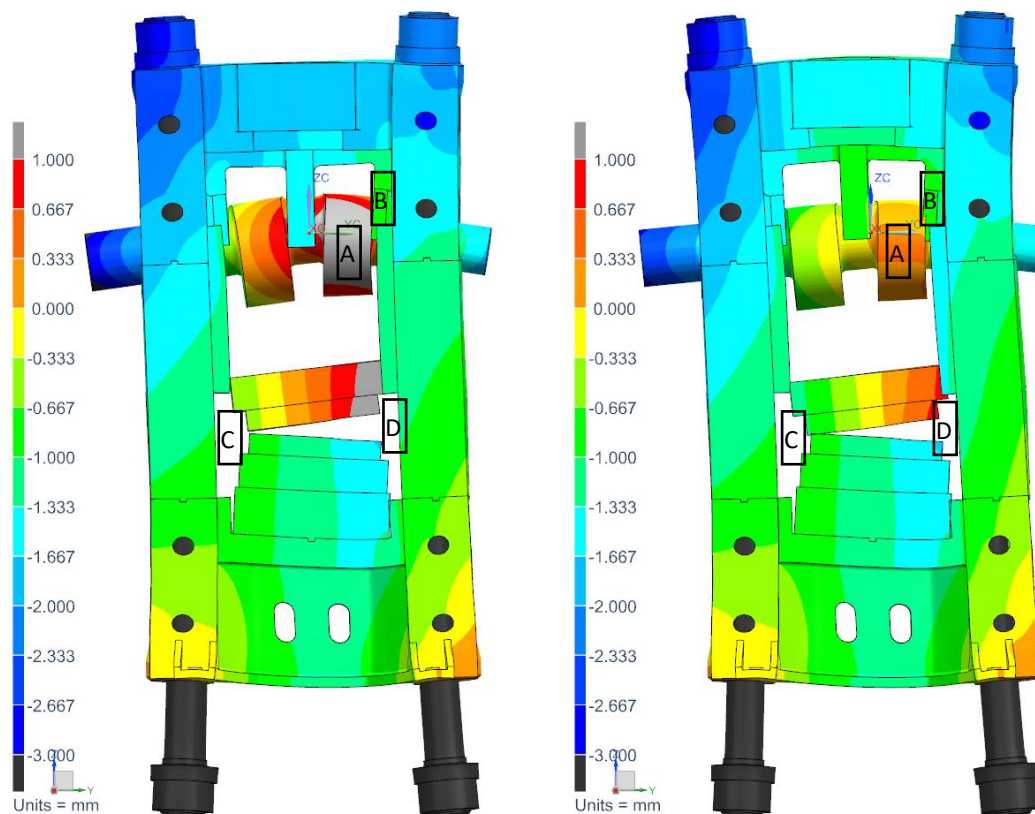


Obrázek 9-1 Řez strojem s vyznačením zatížení (vlevo), zjednodušený pohled (vpravo)

Simulace byla provedena pro nejhorší možný způsob zatěžování, a to mimostředně zatěžování nominální silou. Při tomto způsobu zatěžování vznikají největší deformace pracovního prostoru. Excentrické zatížení způsobí významně nesymetrické rozevření



pracovního prostoru, to vede ke klínovitosti výkovků. Velká klínovitost výkovku je pro zákazníka nepřijatelná. Deformace se nejvíce projeví ve svislém posunutí. Provedl jsem tedy porovnání variant s podpurným třetím ložiskem a bez něj. Nejdříve graficky a následně přehledně do tabulky.



Obrázek 9-2 Vliv prostředního ložiska na svislé posunutí při mimostředném zatěžování (vlevo bez třetího ložiska, vpravo s třetím ložiskem)

Tabulka 9-1 Porovnání výsledků podpěry výstředníkové hřídele

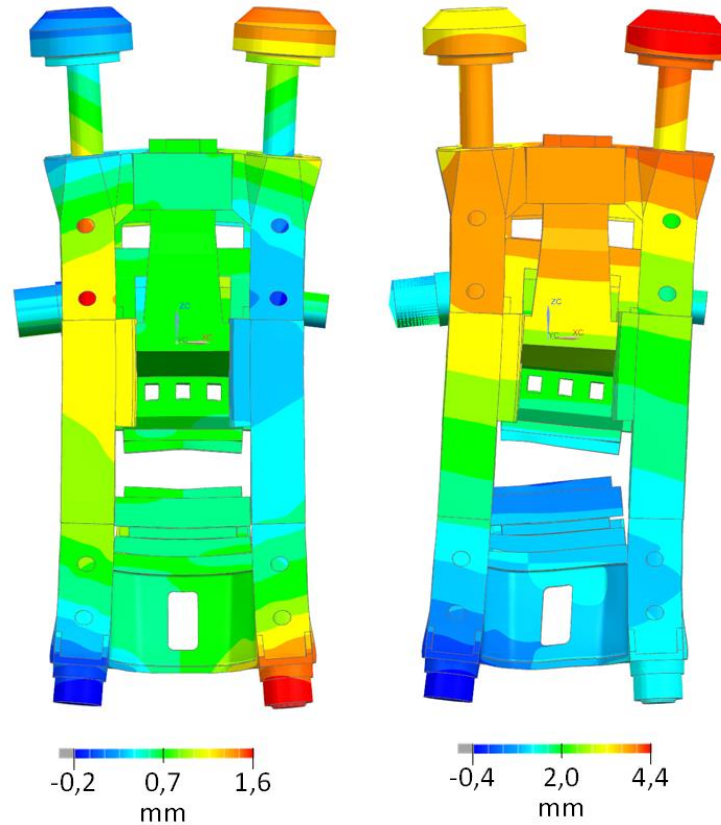
	Bez třetího ložiska	S třetím ložiskem
Deformace výstředníkové hřídele – A (mm)	1,27	0,63
Deformace stojanu – B (mm)	0,84	0,69
Deformace pracovního prostoru vlevo – C (mm)	0,45	0,21
Deformace pracovního prostoru vpravo – D(mm)	2,82	2,37
Průměrná deformace pracovního prostoru (mm)	1,64	1,29
Tuhost pracovního prostoru (MN/mm)	8,87	10,55

Z porovnávací tabulky je patrné, že tuhost pracovního prostoru s podepřeným třetím ložiskem je o 15 % lepší než v případě dvakrát uložené výstředníkové hřídele. Je tedy jasné, že pro široký pracovní prostor je vhodné použít třetí podpurné ložisko.

## 9.2 Vliv třetího podpurného ložiska na příčné posunutí stojanu

Na základě výsledků přechází kapitoly jsem přivedl do stojanu další působící sílu. Tato síla je zachytávána horním příčnickem. U stojanu tedy dojde od průhybu horního příčnicku k prohnutí stojin lisu, a to tím více, čím větší bude poměr mezi šířkou a výškou lisu a čím větší

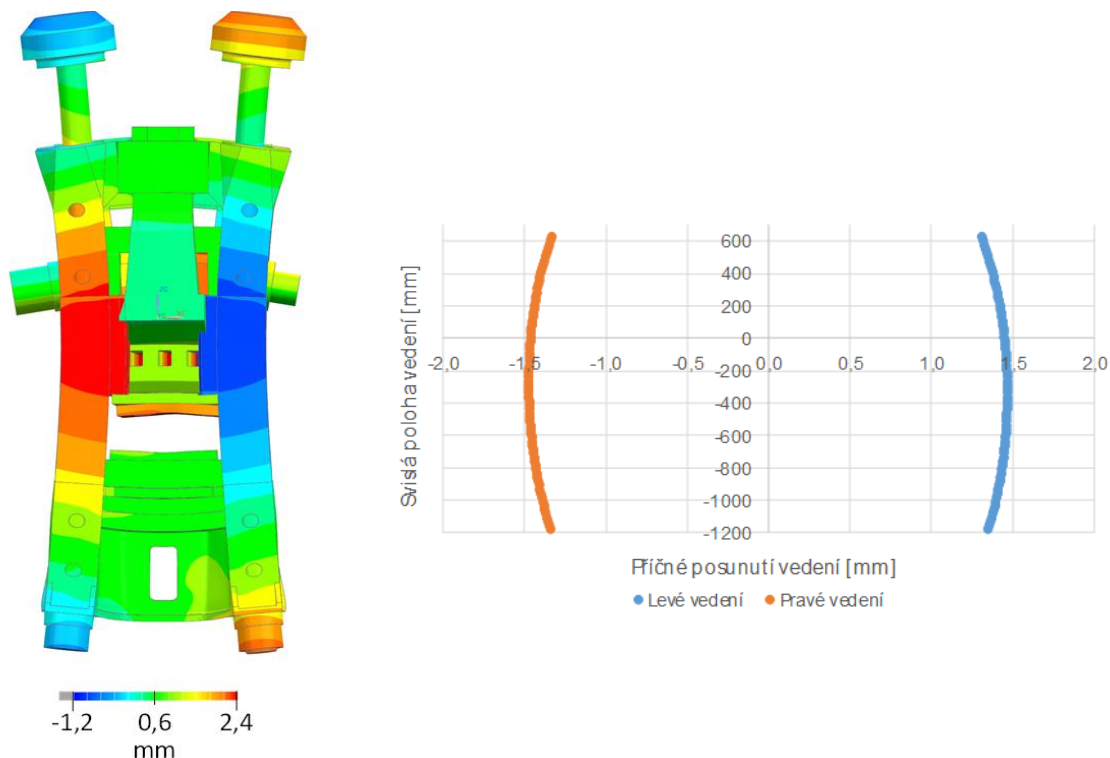
bude síla na prostředním ložisku. Proto jsem využil stejný model, abych provedl analýzu příčného posunutí stojanu. Pro simulaci byla zvolena vůle mezi beranem a vedením 0,3 mm a mezi nose a stojanem 0,2 mm. Tento výpočet byl proveden pro centrické i excentrické zatížení.



Obrázek 9-3 Zobrazení příčného posunutí centrické zatížení (vlevo), excentrické (vpravo)

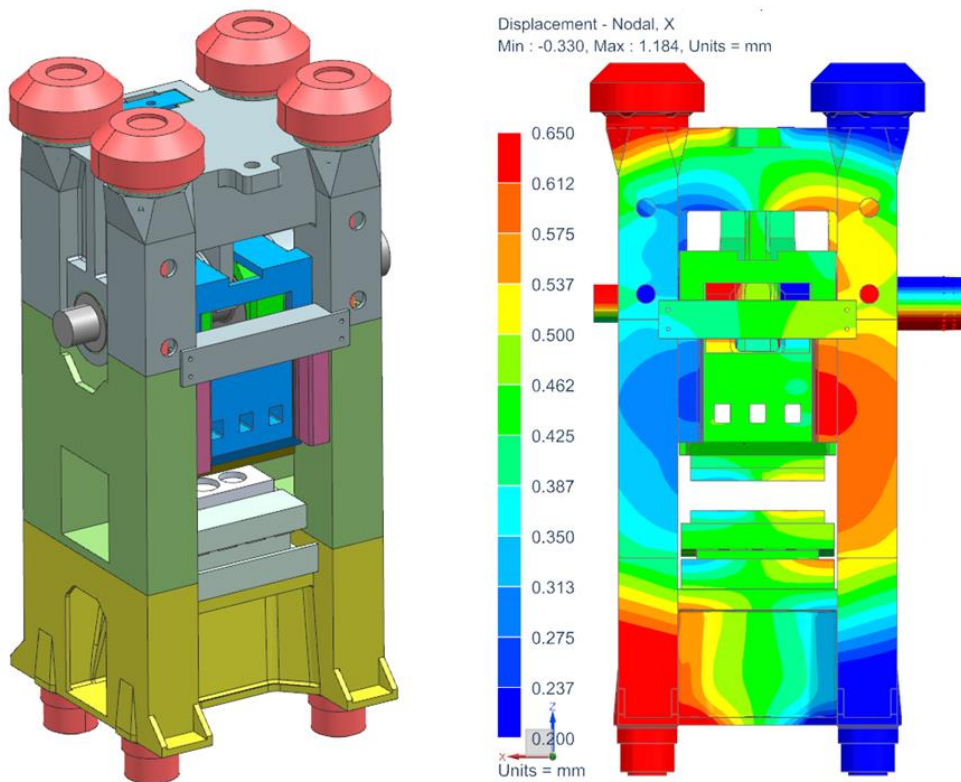
Z obrázků příčného posunutí celého stojanu je patrné, že absolutní hodnoty jsou při excentrickém zatížení značně vyšší než v případě centrického kování. Avšak při srovnání těchto měření pouze do oblasti stojin a vedení beranu jsou hodnoty deformací obdobné. Fakticky jsou vyšší hodnoty příčného posunutí v oblasti vedení beranu při centrickém zatížení, protože střední ložisko bylo více zatíženo. Navíc bylo zjištěno, že na začátku stanovená vůle 0,3 mm mezi beranem a vedením na stojanu byla zcela vymezena. To znamená, že beran je při pohybu držen svíráním stojanu a je tím zpomalován před spodní úvratí, což je zcela nežádoucí efekt při kování.

Další výpočet vede k výsledkům míry deformace stojanu za předpokladu, že v něm není umístěn beran. Tato skutečnost odhalí, nakolik vážný je problém se svíráním. Průměrné sevření v tomto případě dosahuje hodnoty 2,8 mm, to znamená, že vůle mezi beranem a stojanem by musela být 1,4 mm, což je pro zákazníka zcela nevyhovující. Příčná tuhost stojanu je nedostatečná, a proto je potřeba ji zvýšit.



Obrázek 9-4 Příčné posunutí bez uvažování beranu (vlevo), graf svírání vedení po délce (vpravo)

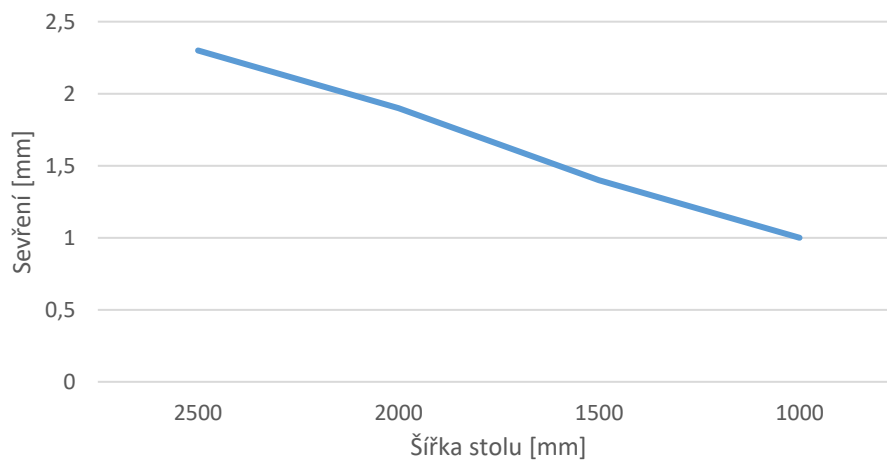
Beran je tedy svírán stojanem a síly na něj mají nežádoucí účinky. Je nutné zvýšit příčnou tuhost stojanu, aby ke svírání nedocházelo v takové míře. Je nutné z technologického hlediska dodržet maximální vůle 0,3 mm na vedení. Za tímto účelem byl navrhnout hranol vyztužující stojan v místě vedení beranu na přední a zadní straně lisu.



Obrázek 9-5 Konstrukční úprava k vyztužení stojin (vlevo), příčné posunutí stojanu (vpravo)

Z vyobrazeného příčného posunutí je patrné, že deformace v oblasti vedení je výrazně nižší a vhodnou konstrukční úpravou lze dosáhnout výrazného zlepšení tuhosti rámu lisu v požadovaném směru. Celková velikost sevření beranu činila před úpravou 2,8 mm a po úpravě 0,4 mm. Vůle ve vedení je nyní možné zmenšit dokonce na 0,5 mm. Přínos této úpravy na přesnost kování je zřejmý.

Vzhledem k tomu, že prostřední ložisko nese v průměru 20 – 30 % zatížení lze stanovit závislost velikosti stolu na svírání. Pokud by ovšem prostřední ložisko přenášelo větší zatížení, bude na stojan působit větší ohybový moment a svírání bude výrazně větší. V každém případě je bezpodmínečně nutné při použití třetího ložiska, které podepírá výstředníkovou hřídel, použít příčku, která zvýší tuhost stojanu v příčném směru a zamezí tak svírání.



Obrázek 9-6 Vliv šířky stolu silu na svírání stojanu

### 9.3 Shrnutí analýzy vlivu uložení výstředníkové hřídele na vlastnosti stroje

Z hlediska koncepce uložení hřídele se nejlépe projevilo konstruování stojanu jako děleného předepnutého s hlavní hřídelí zleva doprava. S rostoucím pracovním prostorem se více hodí konstruovat přenos síly z mechanismu do stojanu přes třikrát uloženou hlavní hřídel. Významně použitím tohoto řešení klesne rozevření pracovního prostoru a naroste tuhost. Negativem je nově svírání stojanu, které je způsobeno právě prostředním ložiskem. Tento jev se dá odstranit pomocí pomocné rozpěry mezi sloupy lisu a horním příčným, kde ke svírání dochází. Pro stroje s menší velikostí pracovního prostoru je dostačující klasické dvojnásobné uložení výstředníkové hřídele.

## 10 Analýza způsobu přenosu síly [8]

Na předchozí analýzu jednotlivých mechanismů a stojanů navazuje analýza přenosu síly z výstředníkové hřídele na výkovek. Zde je porovnáván klikový mechanismus s kulisovým mechanismem z hlediska tuhosti pracovního prostoru, deformací a velikosti napětí v jednotlivých částech stroje. Tím bude potvrzena nebo vyvrácena vhodnost použití kulisového mechanismu.

Nejprve musíme určit vhodnou koncepci stroje. Zvolím si pro toto porovnávání lis se jmenovitou silou 25 MN. Těch se vyskytuje více a lze nashromáždit informace nejen ke koncepci, ale i ke zkušenostem se stroji. Již při analýze současného trhu s kovacími lisami bylo zřejmé, že drtivá většina výrobců klikových kovacích lisů volí hřídel zleva doprava. Toto uspořádání ve stojanu má sice za následek mírně delší hlavní hřídel, avšak z hlediska tváření má toto řešení jednoznačně lepší přenos síly. Při kování na lisu s hřídelí zepředu dozadu je při excentrickém zatížení významně větší naklopení beranu, a tím i nepřesnost pracovního prostoru než v případě uložení výstředníkové hřídele zleva doprava. Dále s velikostí pracovního prostoru volí většina výrobců dvoubodové uspořádání výstředníkové hřídele, aby docházelo k lepšímu přenosu síly z krajních zápustek do stojanu.

### 10.1 Analýza uložení hlavní hřídele

Zkusíme tedy provést základní analýzu uspořádání výstředníkové hřídele ve stojanu a její jednobodové a dvoubodové řešení. Hlavním zkoumaným bodem v tomto případě bude tuhost stojanu a tuhost pracovního prostoru. Z výsledků této analýzy budu dále čerpat pro analýzu samotného stojanu a také pro zvolení vhodného mechanismu pro stroj. Pro porovnávání použiju tři výpočty. Všechny budou provedeny pro klikový mechanismus s ojnicí. Vycházet budu z lisu LMZ 2500 firmy Šmeral Brno, jenž se vyrábí již mnoho let a uživatelé s ním mají velké zkušenosti. Další výpočty budou provedeny na základě stejné velikosti jen jinak uspořádány.

- Stroj s hřídelí zepředu dozadu a jednobodovým mechanismem
- Stroj s hřídelí zleva doprava a jednobodovým mechanismem
- Stroj s hřídelí zleva doprava a dvoubodovým mechanismem

Při výpočtu byla určena tvářecí síla 25 MN do pracovního prostoru s excentricitou 300 mm od hlavní osy stroje. Stojan je ukotven pomocí kruhové plochy na spodní straně stojanu definované v ose stroje. Jednotlivé části stroje jsou vloženy s kontakty a třením. Vůle ve vedení a ložiscích byly zavedeny do výpočtu pro maximální přesnost. U kotevních šroubů bylo stanoveno předeprnutí na 1,4násobek tvářecí síly.

### 10.1.1 Stroj s hřídelí zepředu dozadu a jednobodovým mechanismem

#### Rozložení napětí na klikové hřídeli a ojnici

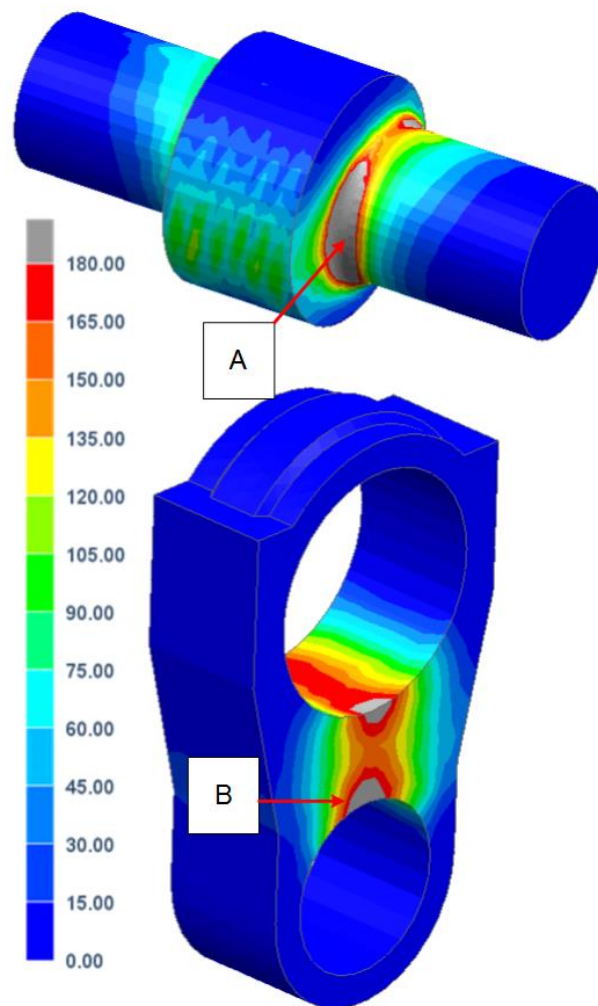
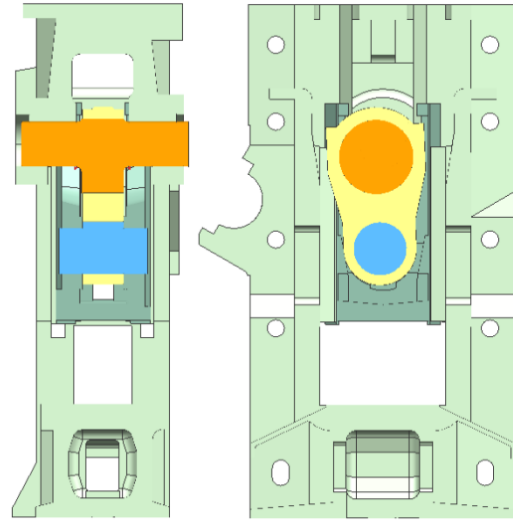
Stroj s klikovým mechanismem a ojnici.

Velikost pracovního prostoru je 1470 mm.

Nebezpečná místa:

A – v místě přechodu excentrického průměru do hlavních ložisek

B – v místě přechodu ojnice do výstředníkového čepu

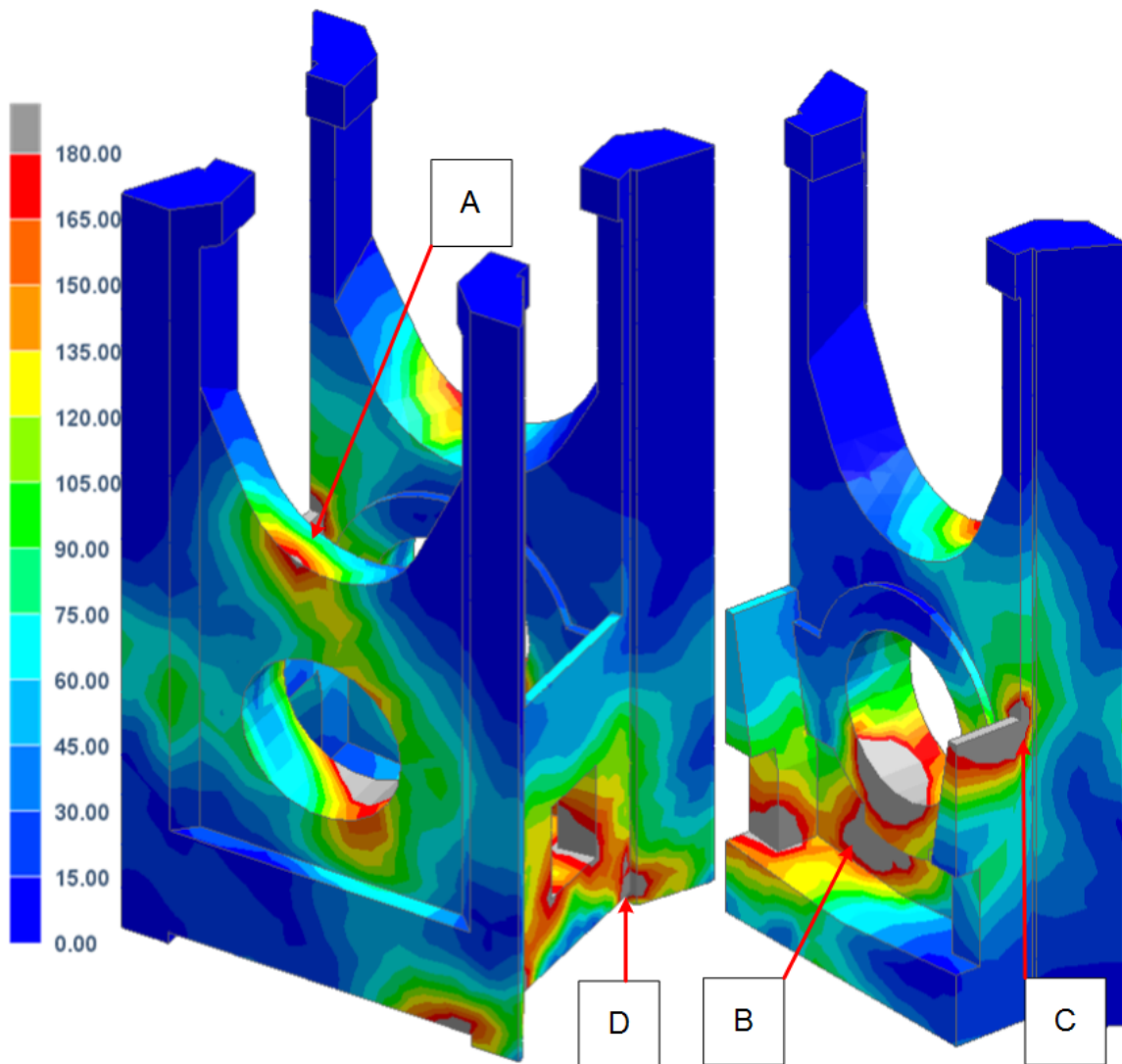
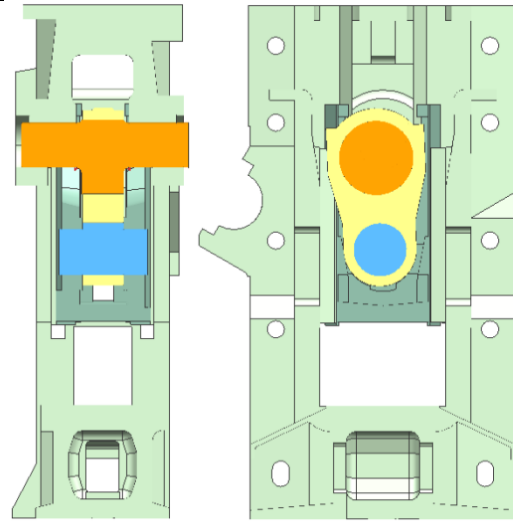


Obrázek 10-1 Jednobodový lis zepředu dozadu; hřídel a ojnice – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně



### Rozložení napětí na beranu

Stroj s klikovým mechanismem a ojnicí.  
Velikost pracovního prostoru je 1470 mm.  
Jednoduchý beran s „X“ vedením.  
Nebezpečná místa:  
A – v místě přechodu tělesa do stojiny  
B – v místě přechodu čepu do beranu  
C – v místě přechodu tělesa beranu do stojiny/nosu  
D – v místě přechodu do vedení beranu



Obrázek 10-2 Jednobodový lis s hřídelí zepředu dozadu; beran – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně

### 10.1.2 Stroj s hřídelí zleva doprava a jednobodovým mechanismem

#### Rozložení napětí na klikové hřídeli a ojnici

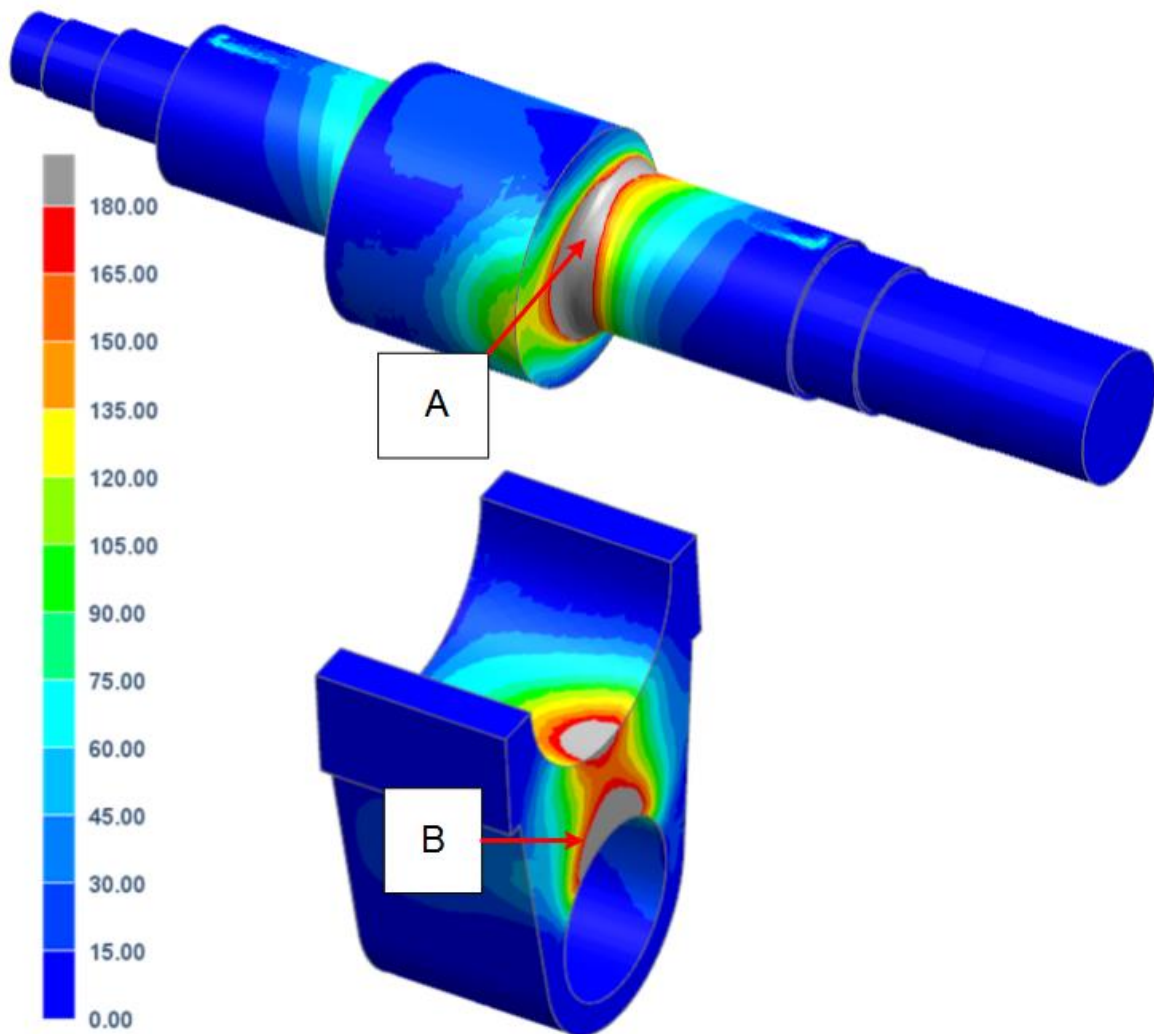
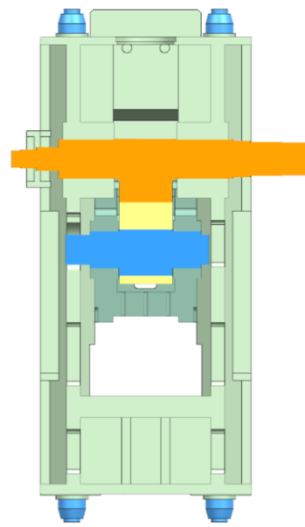
Stroj s klikovým mechanismem a ojnící.

Velikost pracovního prostoru 1740 mm.

Nebezpečná místa:

A – v místě přechodu excentrického průměru do hlavních ložisek

B – v místě přechodu ojnice do výstředníkového čepu

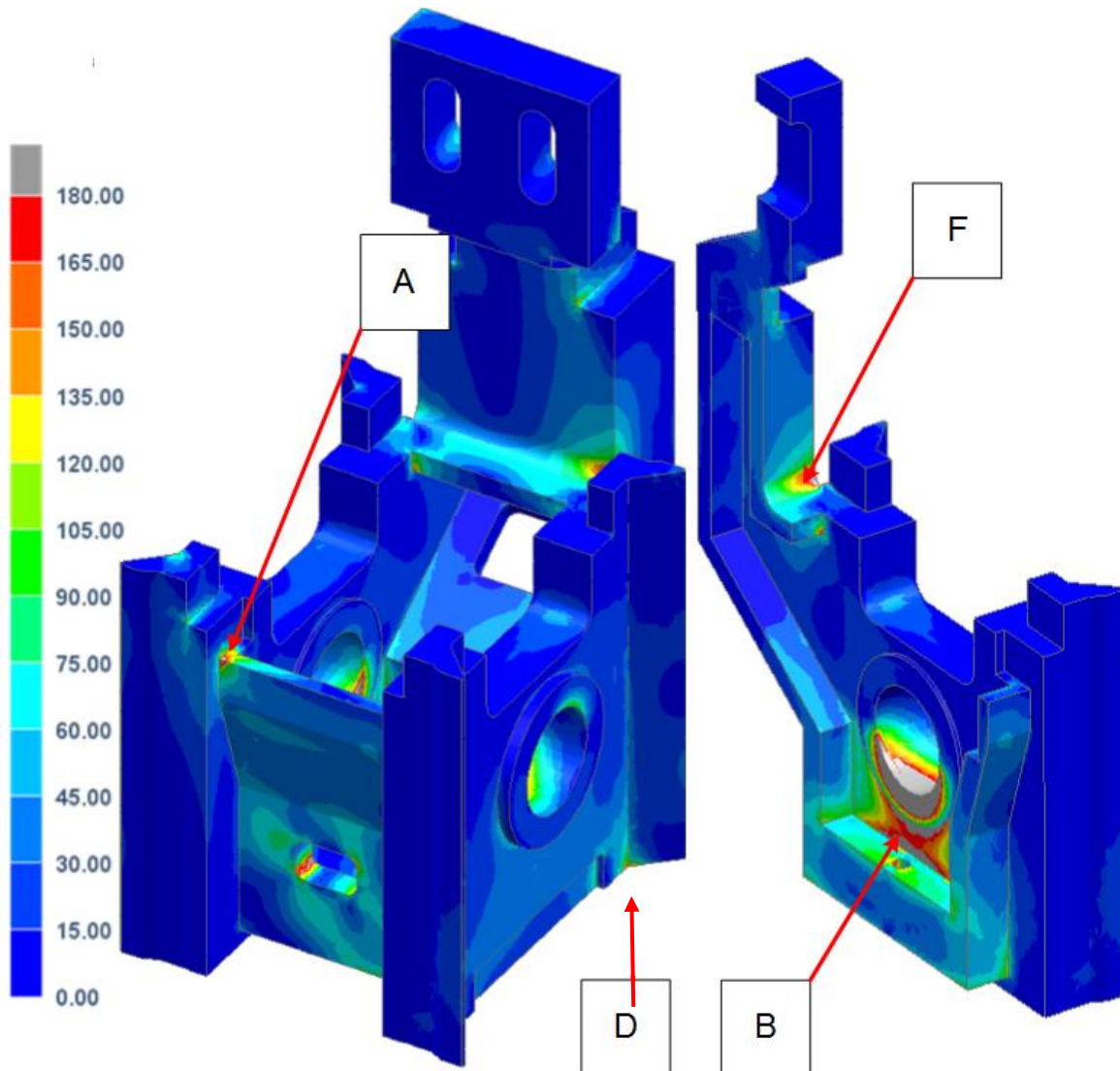
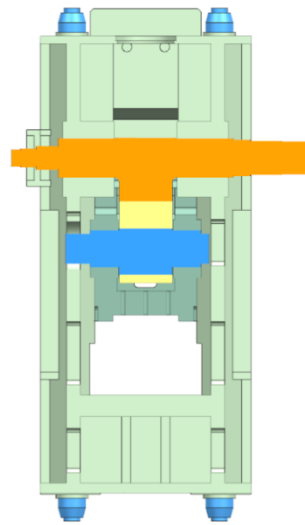


Obrázek 10-3 Jednobodový lis zleva doprava; hřídel a ojnice – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně



### Rozložení napětí na beranu

Stroj s klikovým mechanismem a ojnicí.  
Velikost pracovního prostoru 1740 mm.  
Beran s dvojitým vedením, dole do „X“.  
Nebezpečná místa:  
A – v místě přechodu tělesa do stojiny  
B – v místě přechodu čepu do beranu  
C – v místě přechodu tělesa beranu do stojiny/nosu  
D – v místě přechodu do vedení beranu



Obrázek 10-4 Jednobodový lis s hřídelí zleva doprava; beran – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně

### 10.1.3 Stroj s hřídelí zleva doprava a dvoubodovým mechanismem

#### Rozložení napětí na klikové hřídeli a ojnici

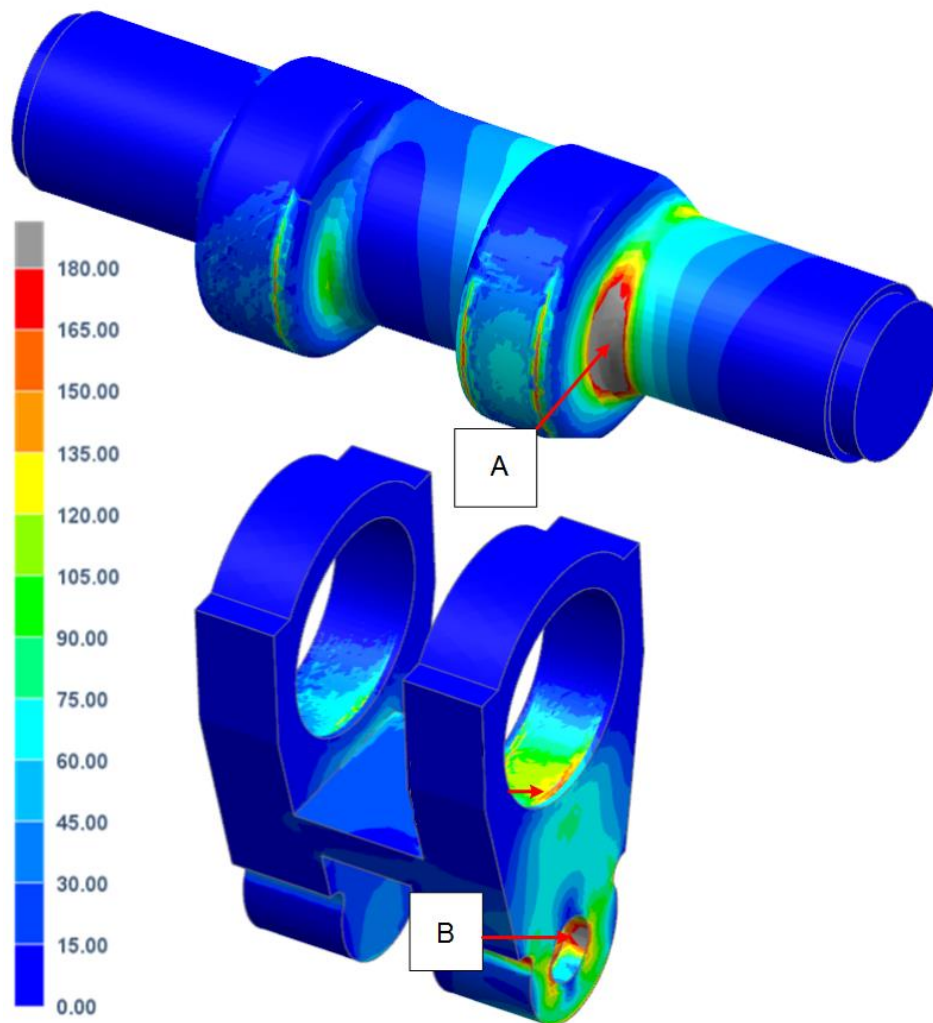
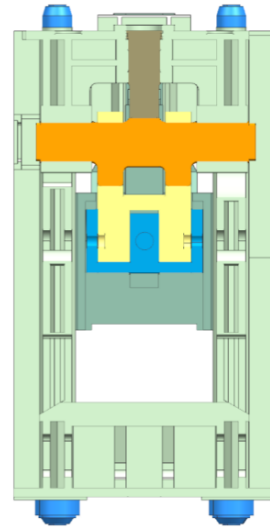
Stroj s klikovým mechanismem a ojnici.

Velikost pracovního prostoru 1900 mm.

Nebezpečná místa:

A – v místě přechodu excentrického průměru do hlavních ložisek

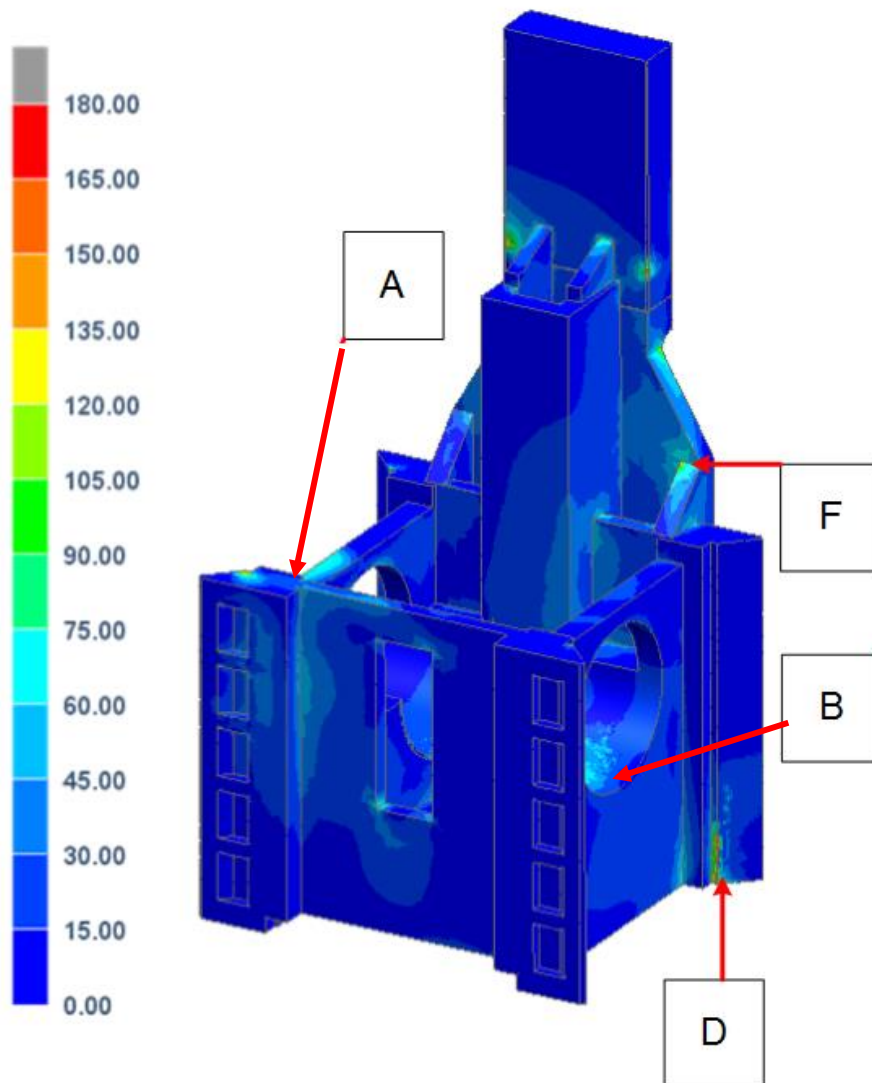
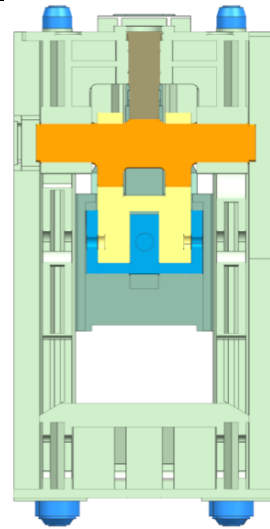
B – v místě přechodu ojnice do výstředníkového čepu



Obrázek 10-5 Napětí dvoubodový lis zleva doprava; hřídel a ojnice – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně

### Rozložení napětí na beranu

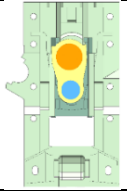
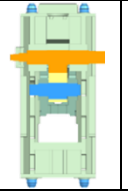
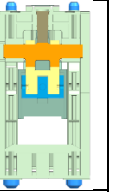
Stroj s klikovým mechanismem a ojnicí.  
Velikost pracovního prostoru 1900 mm.  
Beran s dvojitým vedením, dole do „X“.  
Nebezpečná místa:  
A – v místě přechodu tělesa do stojiny  
B – v místě přechodu čepu do beranu  
C – v místě přechodu tělesa beranu do stojiny/nosu  
D – v místě přechodu do vedení beranu



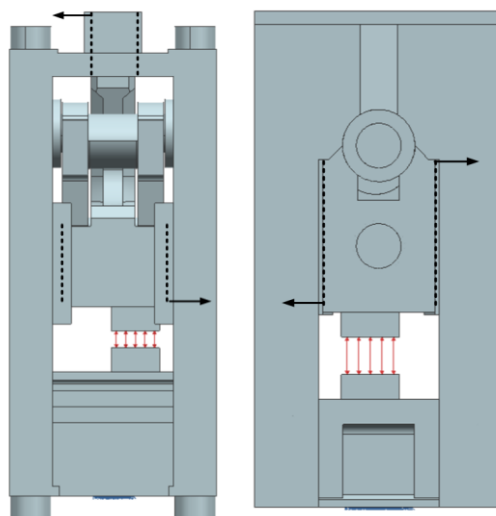
Obrázek 10-6 Napětí dvoubodový lis s hřídelí zleva doprava; beran – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně

### 10.1.4 Porovnání jednotlivých variant

Tabulka 10-1 Porovnání jednotlivých variant

Stroj				
Místo A [MPa]	Hřídel a ojnice	360	480	280
Místo B [MPa]		250	340	170
Místo A [MPa]	Beran	196	268	76
Místo B [MPa]		274	340	321
Místo C/F [MPa]		400	320	125
Místo D [MPa]		330	176	140
Šířka pracovního prostoru [mm]		1470	1740	1900
Celkové posunutí pracovního prostoru [mm]		3,4	3,37	2,14
Tuhost pracovního prostoru [MN/mm]		7,4	7,4	11,7

Z výsledků je patrné, že vliv uložení hlavní hřídele významně působí na tuhost pracovního prostoru při excentrickém zatížení. Varianta 1 s hlavní hřídelí umístěnou zepředu dozadu má celkovou tuhost stroje malou a posunutí v pracovním prostoru je velké. Varianta 2 s hlavní hřídelí zleva doprava má významně větší pracovní prostor a zachovala si prakticky stejné hodnoty celkového posunutí a tuhosti pracovního prostoru. Dvoubodové uložení mechanismu ve variantě 3 s hlavní hřídelí umístěnou zleva doprava vykazuje zdaleka nejlepší hodnoty rozevření pracovního prostoru i jeho tuhost. To vše při větší šíři pracovního prostoru. Závěrem lze tedy zhodnotit, že nejhodnější variantou bude stroj, který bude mít dvoubodové uložení mechanismu a hlavní hřídel uloženu zleva doprava. Dalším poznatkem při využívání dvoubodového mechanismu je ten, že již nelze použít uzavřenou koncepci beranu z důvodu velikosti pracovního prostoru. Jako vhodným vylepšením se jeví beran s dvojitým vedením. Jejich porovnání je vidět na obrázku níže. Díky větší vzdálenosti nositelek zatížení bude beran s dvojitým vedením tužší.



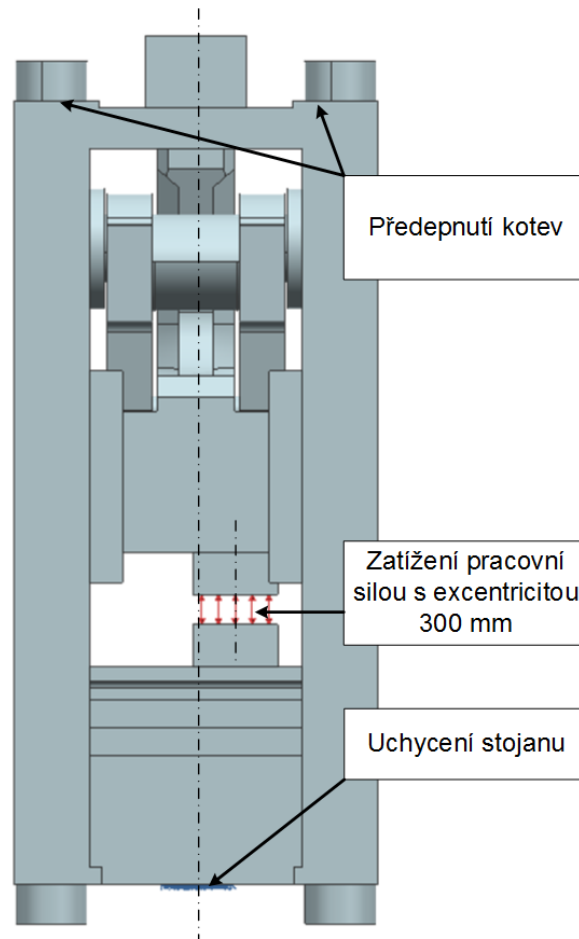
Obrázek 10-7 Vedení beranu – dvojité vlevo a jednoduché vpravo

## 10.2 Analýza mechanismu přenosu síly

Jak již bylo zmíněno v úvodu této kapitoly, budeme porovnávat dvě varianty mechanismu přenosu síly na klikovém lisu. To vše za předpokladu, že hlavní hřídel bude umístěná zleva doprava, mechanismus bude dvoubodový a stojan lisu bude svařenec z jednoho kusu, který je předepnutý kotvami. Jelikož výsledky s klasickým mechanismem s ojnicí již máme k dispozici ze zkoumání lisů o nominální síle 25 MN, zaměřím se dále na zbylé dva mechanismy.

### Okrajové podmínky

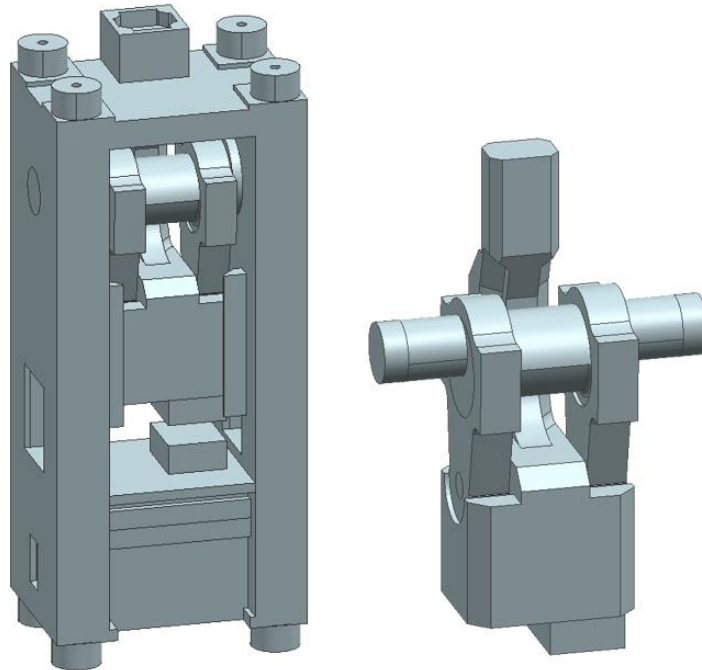
Zatížení obou variant bylo provedeno s ohledem na jejich co možná nejpřesnější možné porovnání. Výpočet byl proveden pro excentrické namáhání s excentricitou 300 mm. Zatížení pracovní silou bylo zadáno přes vložený prvek znázorňující nástroj. Ukotvení stojanu bylo provedeno na spodní části stojanu přes kruhovou plochu ( $\varnothing$  300 mm) definovanou v ose stojanu. Všechny části lisu (excentrická hřídel, beran, ojnice nebo ložiskový kroužek) jsou vloženy pomocí kontaktů. Předepínací síla všech čtyř kotev byla určena jako 1,4násobek pracovní síly. Vůle ve vedení byla shodně stanovena na 0,2 mm.



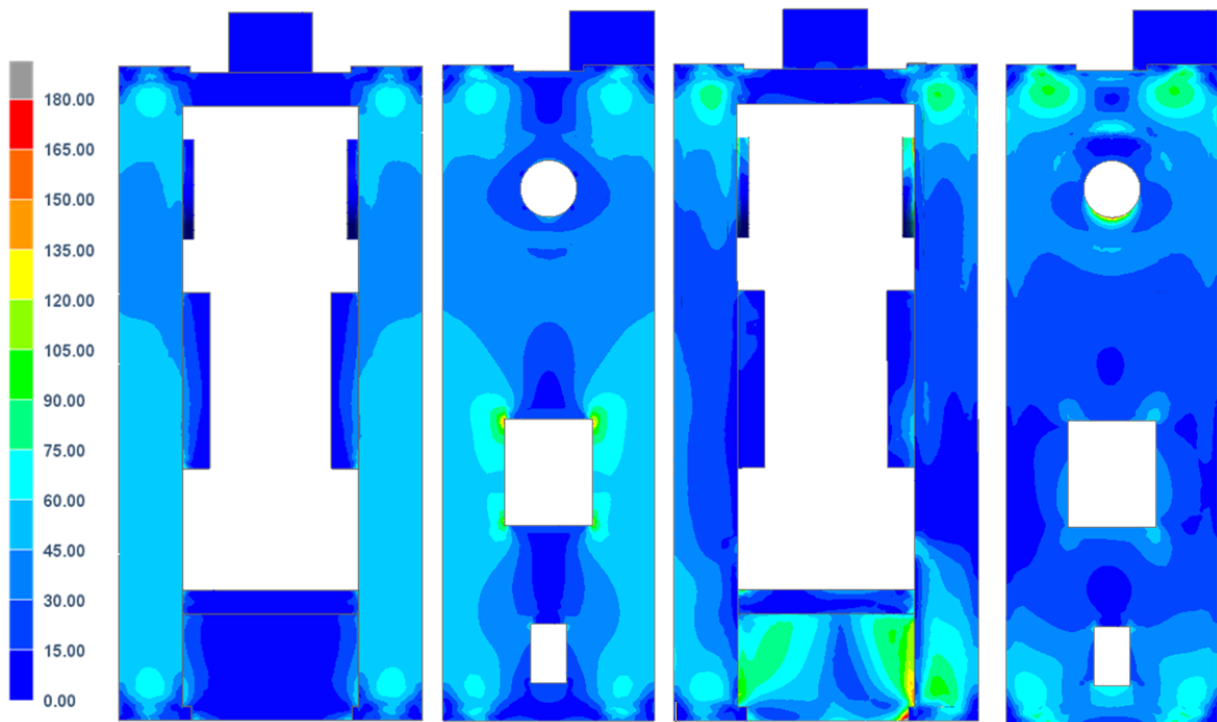
Obrázek 10-8 Okrajové podmínky výpočtu

### 10.2.1 Klikový mechanismus s ojnicí

Provedení lisu je navrženo s excentrickou hřídelí umístěnou zleva doprava a stojanem z jednoho kusu předepnutého pomocí kotev. Dvoubodový mechanismus přenáší síly pomocí dvou ojnic. Beran je navržen s dvojitým vedením pro vysokou přesnost a minimalizaci klopení při zatížení. Ojnice je spojena s beranem pomocí čepu.

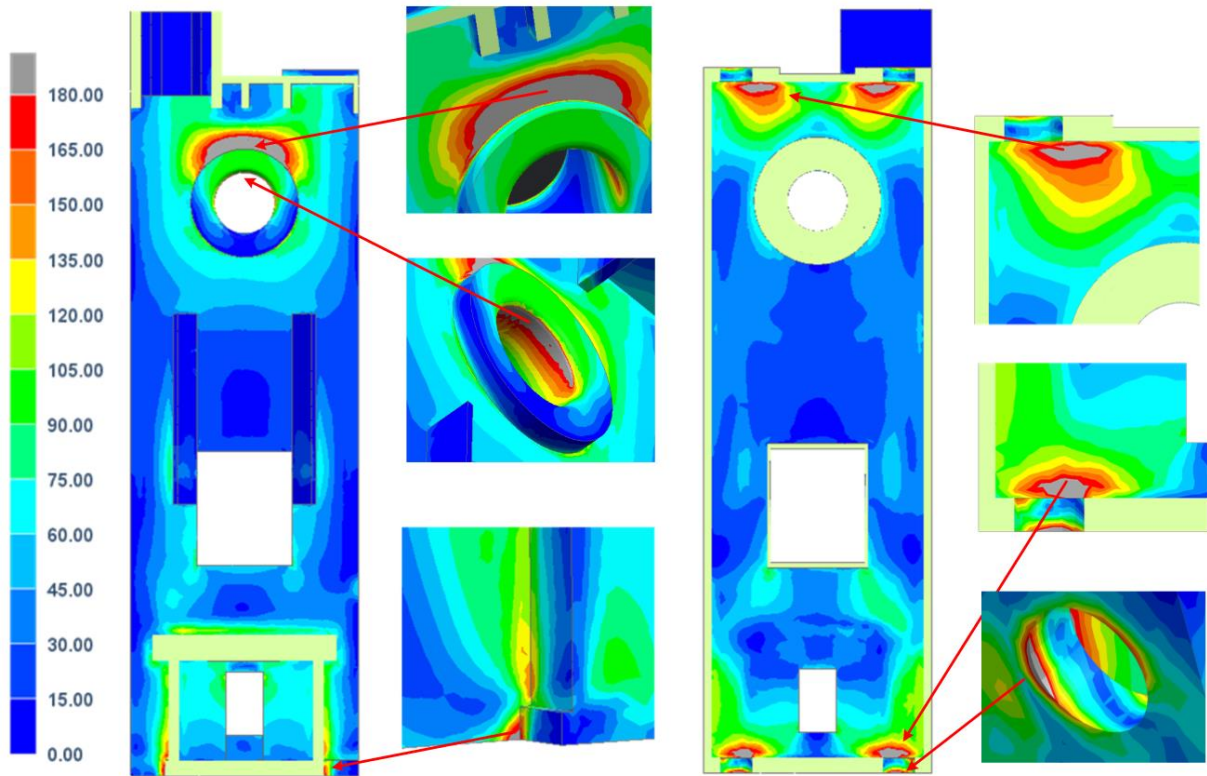


Obrázek 10-9 Varianta s klikovým mechanismem s ojnicemi

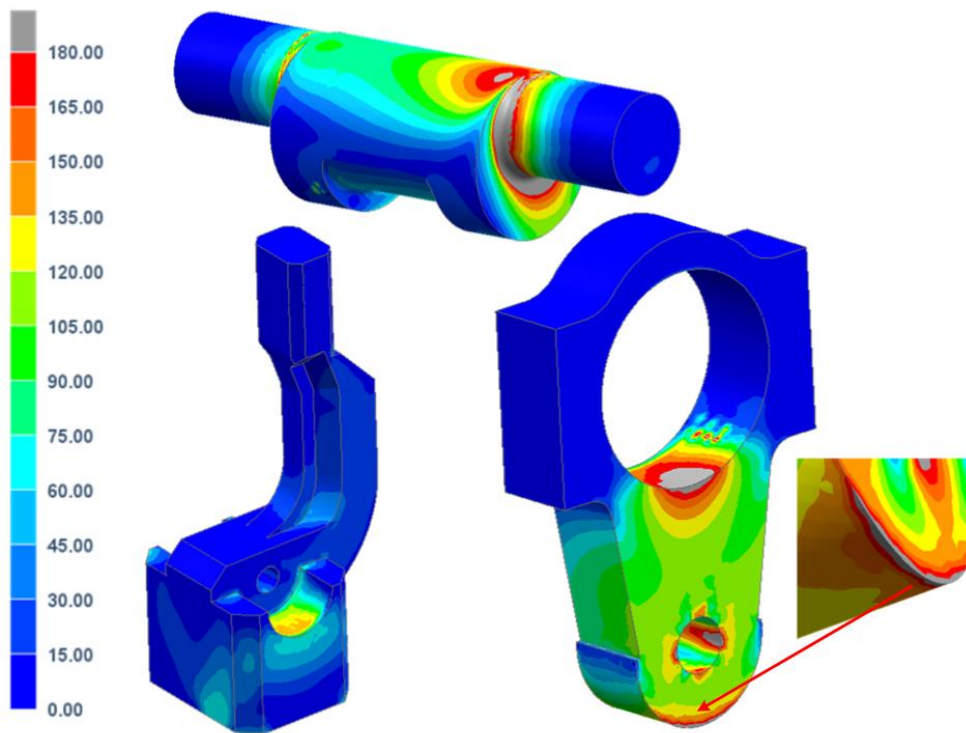


Obrázek 10-10 Stojan zatížený pouze předepnutím (vlevo) a stojan zatížený excentrickým zatížením o síle 25 MN (vpravo) – zobrazení průběhu redukováného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně





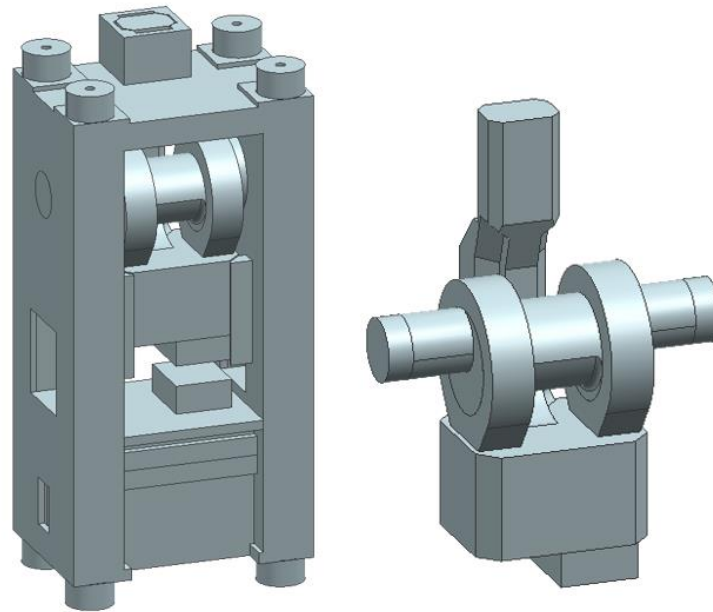
Obrázek 10-11 Napětí na stojanu lisu při excentrickém zatížení – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně



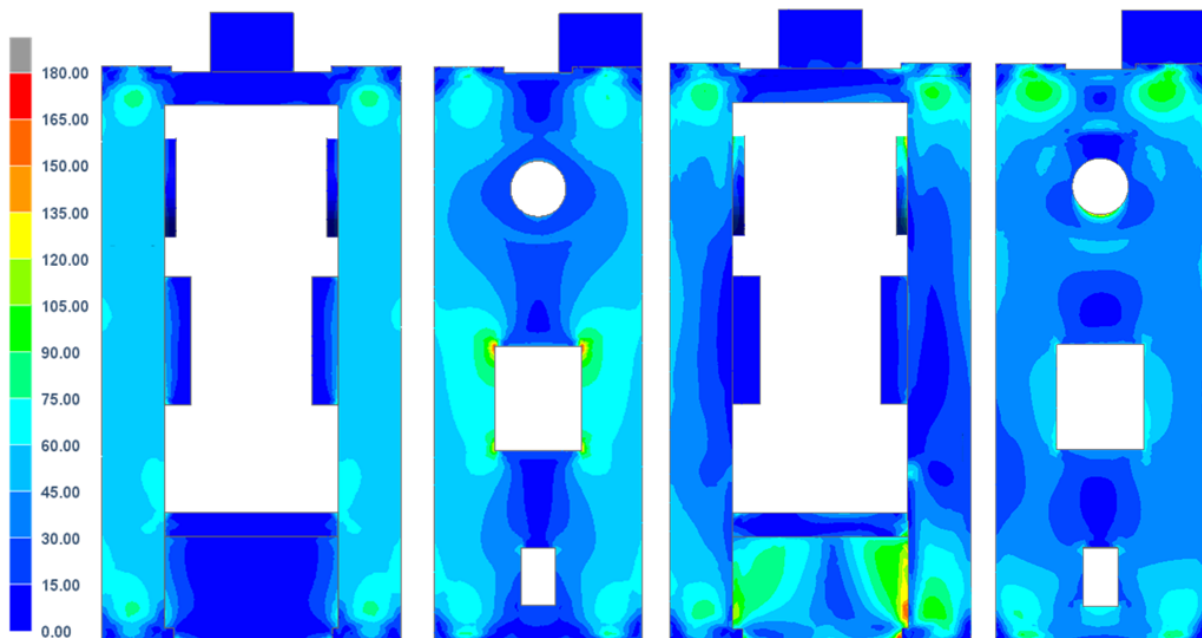
Obrázek 10-12 Zobrazení napětí na výstředníkové hřídeli, ojnici a beranu – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně

### 10.2.2 Kulisový mechanismus

Provedení lisu je navrženo s excentrickou hřídelí umístěnou zleva doprava, stojanem z jednoho kusu předepnutého pomocí kotev a dvoubodovým mechanismem přenosu síly pomocí dvou kulis zjednodušených do tvaru zkoseného válce. Beran je navržen s dvojitým vedením pro vysokou přesnost a minimalizaci klopení při zatížení. Kulisa je na beranu položena a zatěžovací síla tlačí beran do horní polohy. Tento případ je pouze modelový, proto toto zjednodušení nevádí.

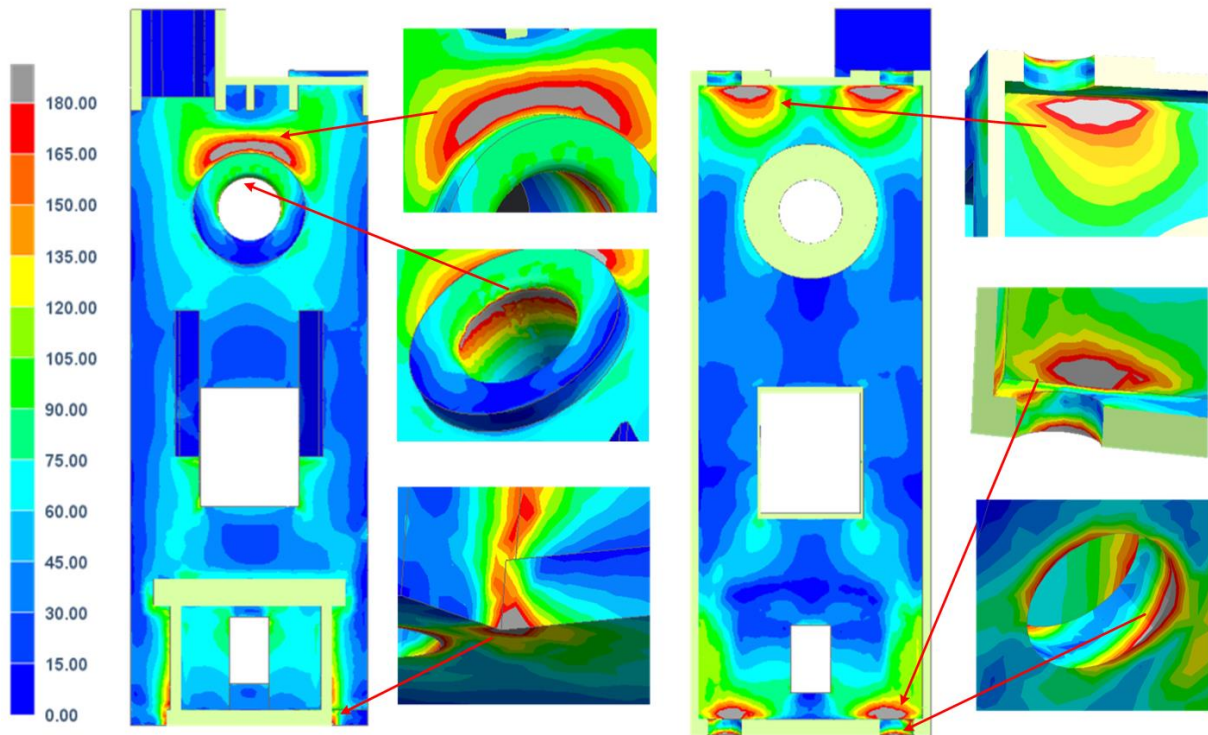


Obrázek 10-13 Varianta s kulisovým mechanismem

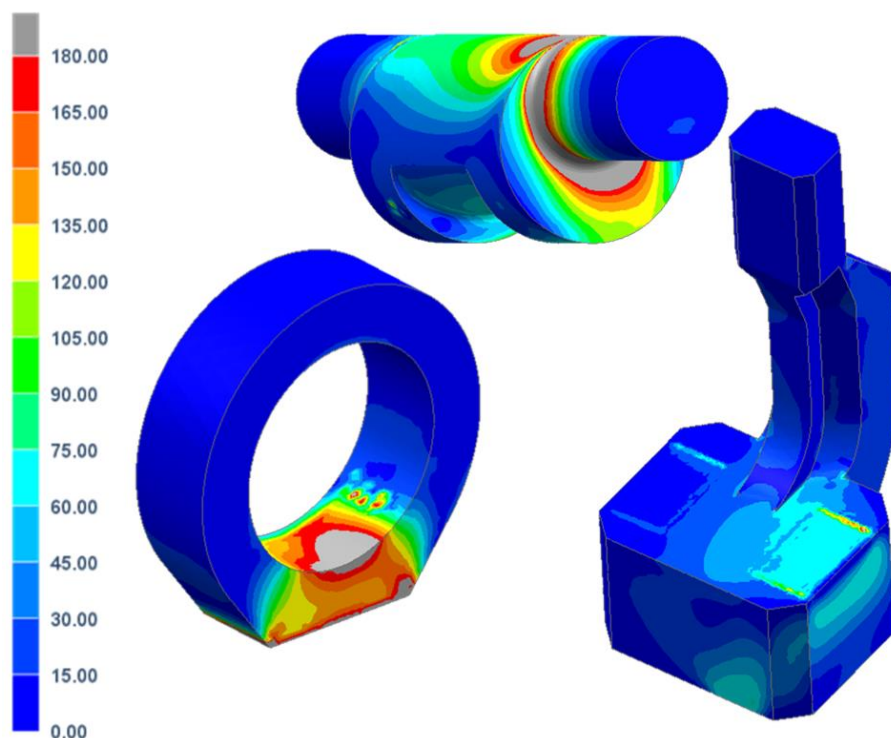


Obrázek 10-14 Stojan zatížený pouze předepnutím (vlevo) a stojan zatížený excentrickým zatížením o síle 25 MN (vpravo) – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně





Obrázek 10-15 Napětí na stojanu lisu při excentrickém zatížení – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně

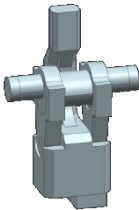
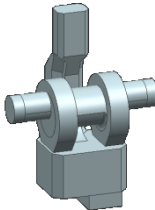


Obrázek 10-16 Zobrazení napětí na výstředníkové hřídeli, kulise a beranu – zobrazení průběhu redukovaného napětí při zatížení jmenovitou silou působící mimostředně

### 10.2.3 Závěr analýzy mechanismu

Z výsledků obou variant je patrné, že stojan i výstředníková hřídel mají velmi podobně rozložené napětí. Hlavního rozdílu si u stojanu všimneme v prostoru nad hlavním ložiskem. V první variantě je zatížení značně vyšší než v případě druhém. Větší napětí znamená větší deformaci a menší tuhost. Samotný stojan je však koncipován stejně. Rozdíl je v zatížení od mechanismu a také délce stojanu, kdy stojan pro ojnicí je o významný kus vyšší než v případě stojanu pro kulisu. Napětí na excentrické hřídeli můžeme považovat za shodné. Kulisa a ojnice se však chovají jinak. Kulisa je krátká a můžeme na ní pozorovat vysoké hodnoty napětí, což je to dáno tím, že má na deformaci malý prostor. Vůči tomu ojnice vykazuje průměrně nižší hodnoty napětí ve větší mase materiálu, a díky tomu je celková deformace větší než v případě kulisy. Beran je zatížen u kulisy na ploše, tudíž nedochází ke klopení beranu a zatížení do vedení. Naopak u varianty s ojnicí je vidět zvýšené napětí v oblasti přechodu z tělesa beranu do nosu.

Tabulka 10-2 Porovnání ojnice a kulisy

Porovnání	Ojnice	Kulisa
		
Tuhost stojanu [MN/mm]	18,6	20
Tuhost mechanismu [MN/mm]	8,5	9,8
Hmotnost stojanu včetně kotev [t]	60,8	56,7
Celková hmotnost [t]	87,6	77,6

Z tabulky můžeme pozorovat, že větší deformace stojanu s ojnicí způsobila nižší tuhost. V neprospěch řešení s ojnicí mluví hmotnost stojanu a v návaznosti na to i celková hmotnost stroje. V přímém porovnání je tedy kulisa lepší z hlediska tuhosti i úspory velikosti stroje, což bude mít pozitivní vliv na ekonomiku výroby.

### 10.3 Shrnutí analýzy způsobu přenosu síly a doporučení se zaměřením na velké klikové lisy

Ze závěrů předchozích dvou podkapitol vyplývá, že umístění výstředníkové hřídele zleva doprava (ve směru technologického toku) je nejlepší variantou. Navíc při požadované větší šířce stolu a excentrickém zatížení musí být mechanismus dvoubodový, protože vykazuje nejmenší hodnoty deformací. Z hlediska excentrického zatížení je nejlepší beran s dvojitým vedením, protože má nositelky sil z vedení dále od sebe.

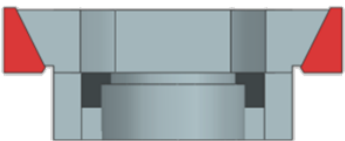
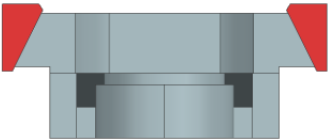
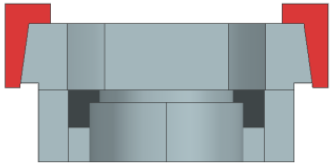
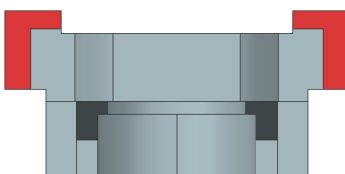
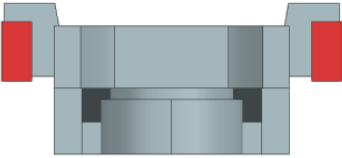
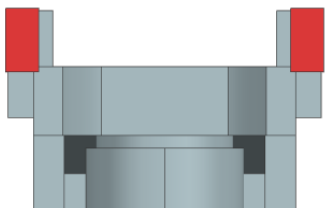
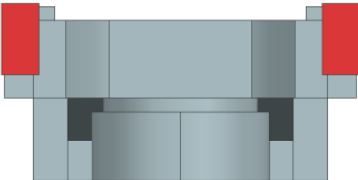
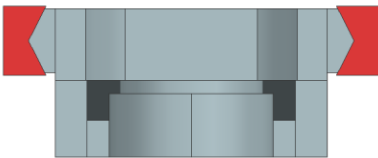
Z těchto výsledků jsem čerpal v druhé podkapitole, ve které byl analyzován samotný mechanismus. Ojnice vykazovala menší tuhost a vyšší hmotnost, a to ne pouze jako sestava beranu, ale i celého stroje. Nejlepším řešením pro velké kovací lisy z hlediska tuhosti a hmotnosti je použití kulisového mechanismu. Z těchto výsledků budeme čerpat pro další kapitulu.

## 11 Analýza vedení beranu [9]

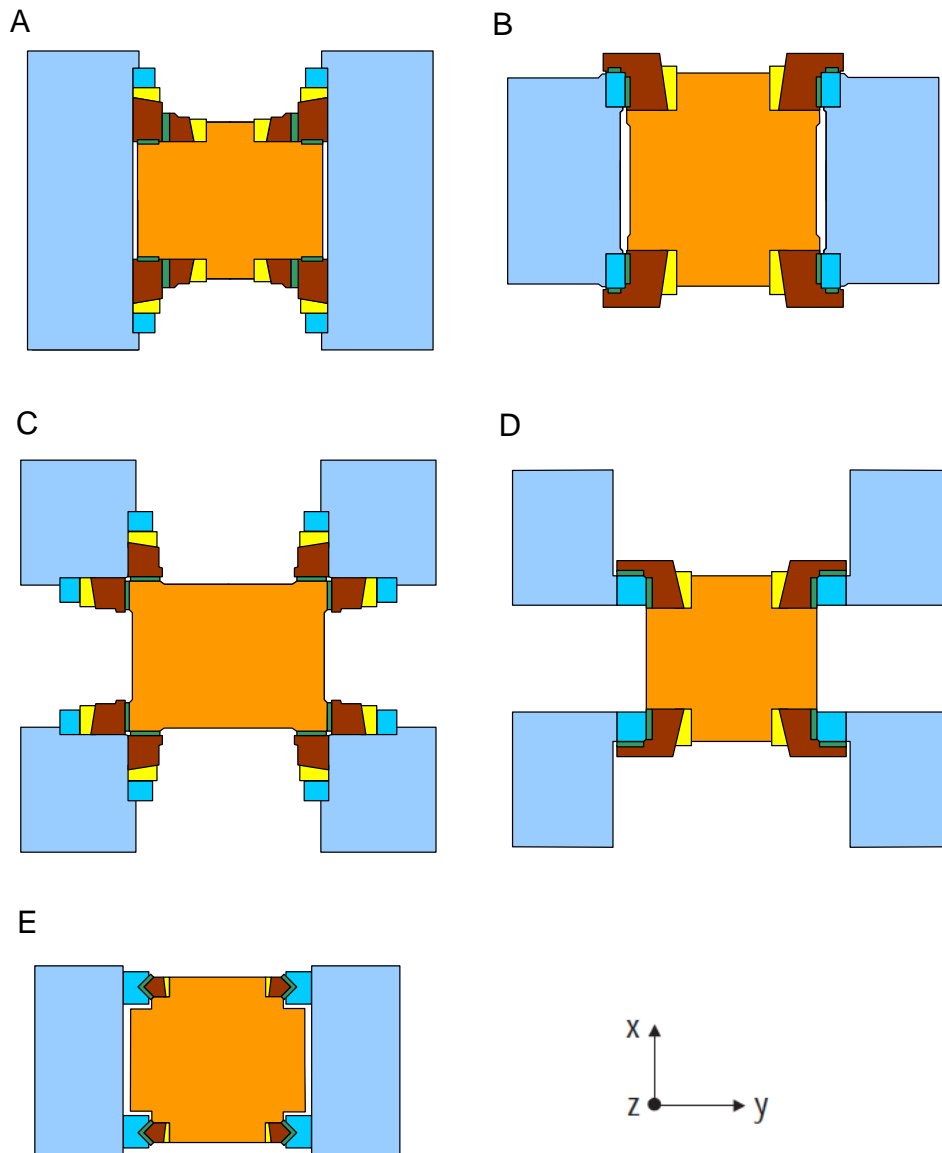
Beran a jeho vedení ve stojanu má zcela zásadní vliv na přesnost pracovního prostoru a přesnost výkovků. Množství různých druhů technologií použitých na kovacích lisech stoupá a lisy tak musejí nabídnout větší univerzálnost. Na druhou stranu tyto stroje musejí disponovat dostatečnou přesností tak, aby bylo možné bezztrátově či s minimálními ztrátami zajišťovat výrobu jak pro malé, tak i pro velké série. Vzhledem k výše zmíněnému, je nutné se zabývat otázkou vedení beranu a připravovat jeho neustálé zlepšování a modernizace, aby odpovídalo požadavkům dnešního trhu.

Vzhledem k silám, které toto vedení přenáší, musí být poměrně robustní. Jelikož jsou lisy více operační stroje, dochází k nerovnoměrnému zatěžování vedení pro každou operaci jinak. Zatížení do vedení beranu se v případě excentrického kování pohybuje v rámci několika procent z tvářecí síly. Dalším zatížením kromě samotné excentricity v rámci jednotlivých operací je i samotná excentricita výkovku. Zde se jedná převážně o ojnice či klikové hřídele do automobilů. Nicméně v poslední době přibývá kovaných podvozkových částí, které významně ovlivňují síly do vedení svou excentricky působící silou.

Tabulka 11-1 Přehled porovnávaných typů vedení beranu

Typy vedení beranu	
1. Čtyřboké vedení „X“	2. Čtyřboké vedení „O“
	
3. Osmiboké vedení	4. Osmiboké vedení
	
5. Osmiboké vedení	6. Osmiboké vedení
	
7. Osmiboké vedení	8. Prismatické vedení
	

Vedení beranu musí mít dobré kluzné vlastnosti, a proto se u kovacích lisů používá kombinace ocelolitininy na beranu, případně ocelí na svařování a bronzu na kluzné vedení beranu. Materiály mají dobré kluzné vlastnosti, avšak bronz je poměrně měkká, a proto se při tření mezi beranem a vedením otírá. Vedení beranu musí být stavitelné, aby bylo možné regulovat vůle mezi vedením a beranem po dobu životnosti vedení beranu. Dalším a neméně důležitým důvodem pro možnost stavění beranu je tepelná roztažnost beranu a obecně tepelné zatížení stroje.



Obrázek 11-1 Varianty vedení beranu

Varianta vedení A je určena pro lisy s širokými stojinami vůči beranu, v této variantě probíhá nastavování vedení a vymezování vůlí jak na beranu, tak na stojinách. Varianta vedení B je určena pro lisy se shodně širokými stojinami s beranem. Vymezování vůlí probíhá pouze na beranu. Varianta C a D je určena pro lisy se čtyřmi stojinami, varianta C je navržena pro excentricky působící síly v osách  $x$  a  $y$ , varianta D pro excentricky působící sílu pouze v ose  $y$ . U varianty C probíhá nastavování vedení a vymezování vůlí jak na beranu, tak na stojinách. U varianty D pouze na beranu. Varianta E představuje prizmatické vedení s vymezováním vůlí na beranu.

Ze všech nabízených variant má varianta C nejlepší možnosti nastavení vůlí ve vedení. Předpokládáme tedy, že to bude nevhodnější varianta pro náš stroj. Pokud ovšem uvážíme počet součástí tohoto konstrukčního návrhu, které zasahují do analýzy, nebude tuhost vedení v reálném konstrukčním provedení nikterak vysoká a i ekonomické výsledky tohoto řešení nebudou uspokojivé. Počet klínových elementů pro nastavování je velmi vysoký, proto by bylo vhodné najít lepší konstrukční uspořádání.

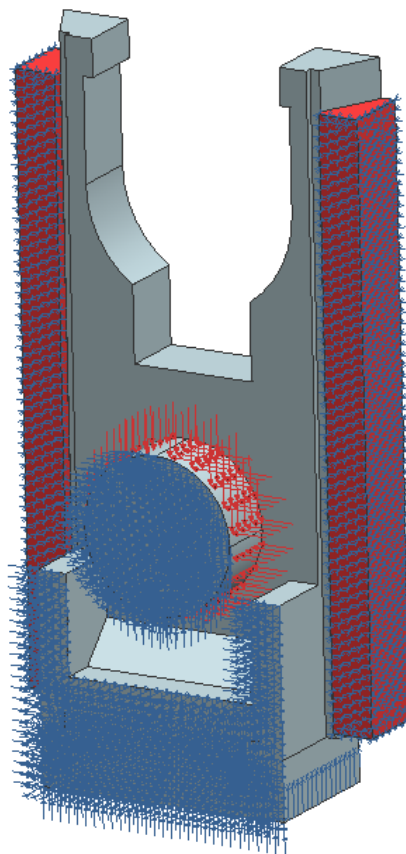
## 11.1 Virtuální analýza jednotlivých druhů vedení beranu

### Okrajové podmínky výpočtu

Význam vedení důležitější v případě uložení klikové hřídele příčně (zepředu dozadu), a proto je právě takový model použit. Beran byl pro zjednodušení výpočtu namodelován jako poloviční symetrický model. Uchycení ve svislém směru je provedeno za část spodní plochy nástroje vloženého přes kontakt do beranu. Na kontaktu spodní plochy je zohledněno excentrické zatížení beranu tak, abychom viděli projevy na vedení.

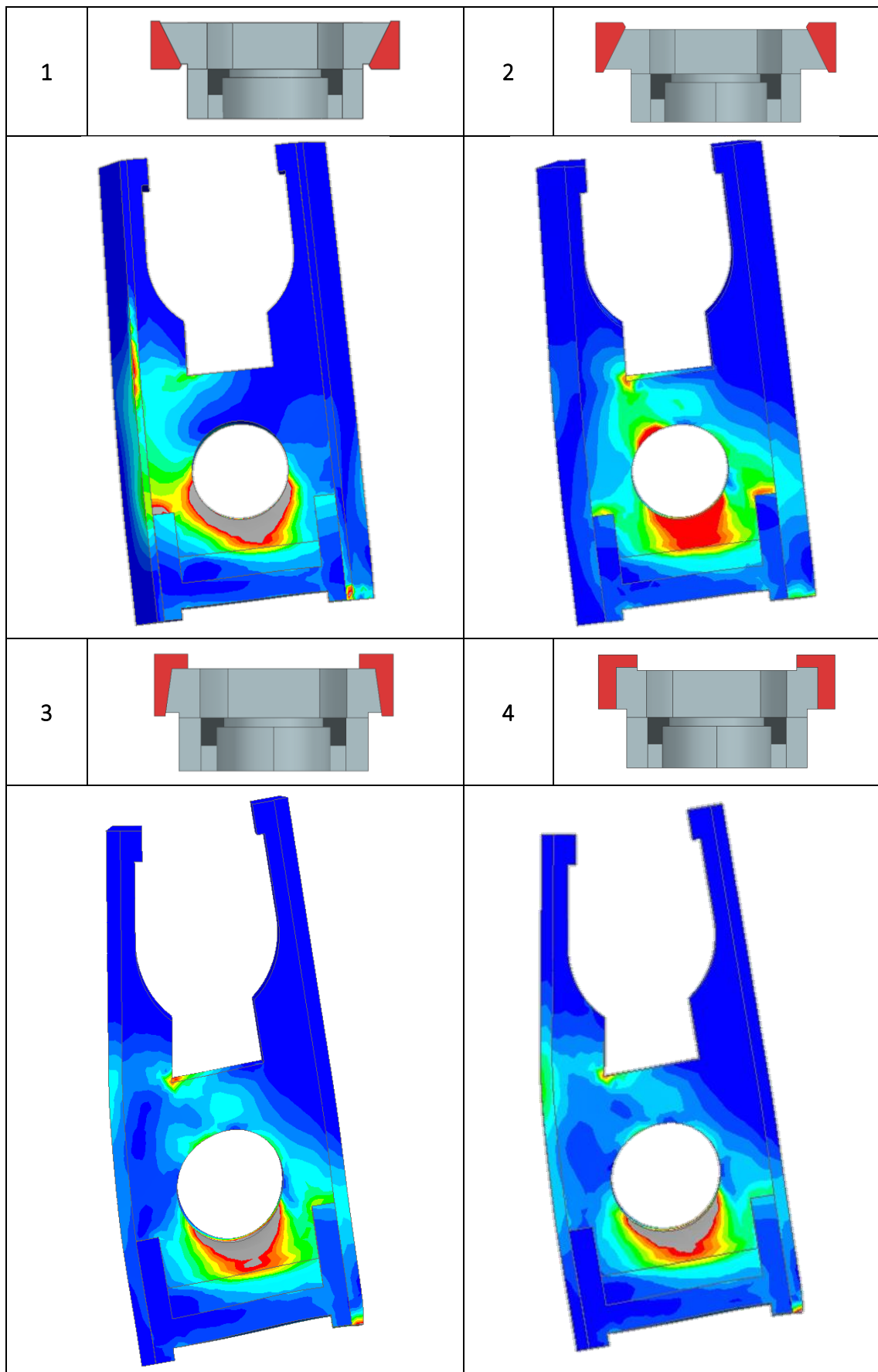
V ostatních směrech je beran zachycen vedením beranu přes kontakt. Vůle ve vedení byla ve všech případech nastavena na hodnotu 0,5 mm. Tato vůle je obvyklá pro kovací lisy v závislosti na jejich přesnosti a tepelné roztažnosti. Vedení je uvažováno jako tuhé bez vlivu deformací stojanu (červené části modelů). Pro možnost kvalitativního porovnání je u všech typů vedení shodná plocha v obou směrech.

Jmenovitá síla je zadána tak, že působí přes čep beranu. Nahrazujeme tak zatížení od ojnice, na kterou působí výstředníková hřídel.



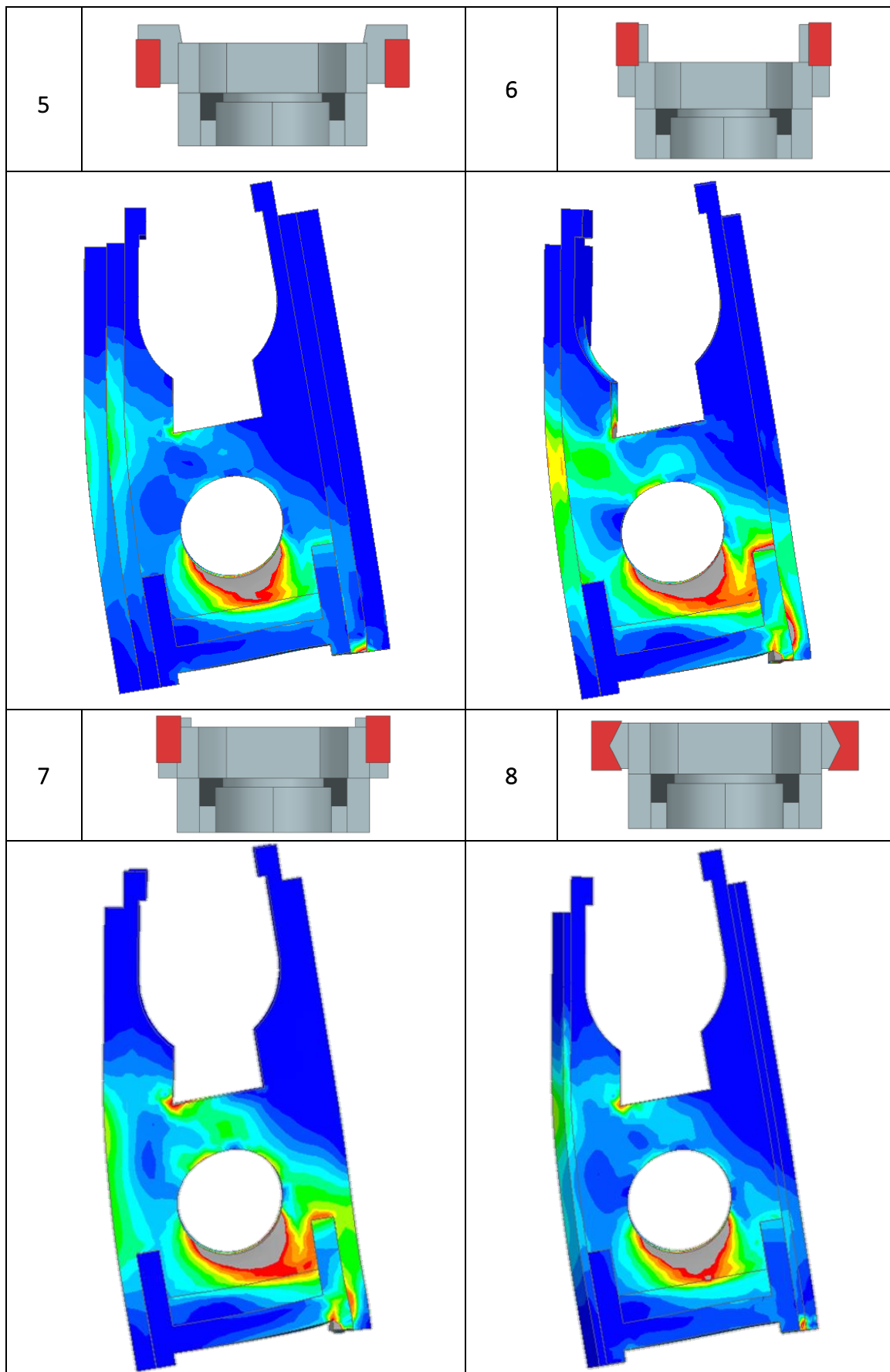
Obrázek 11-2 Model beranu se čtyřbokým vedením se zobrazením okrajových podmínek

**Rozložení redukovaného napětí na beranu při excentrickém zatížení**





**Rozložení redukovaného napětí na beranu při excentrickém zatížení**



### Rozložení napětí v beranu

Hlavní napětí v beranu je rozloženo zešikma pod výstředníkovým čepem vzhledem k excentricitě. Toto napětí je sice tlakové (pro náš případ pozitivní), avšak dosahuje poměrně vysokých hodnot. To je dáno především poměrně malým průměrem výstředníkového čepu, a tím pádem i malé stykové plochy. Jediný případ, u kterého dochází k nižšímu přenosu napětí, je případ 2. Zde se neobjevily vysoké hodnoty napětí pod čepem, ale objevilo se napětí i nad čepem, protože došlo k jeho vzpříčení. To je způsobeno většími deformacemi v oblasti výstředníkového čepu, které vedly k deformaci uložení čepu. Graf napětí v beranu je shodný s grafem pro mechanismus. Napětí je rozloženo od tmavě modré barvy 0 MPa po šedou barvu, jejíž hranice je 180 MPa.

Dále jsou poměrně vysoké hodnoty napětí v pravém dolním rohu, ve kterém dochází ke klopení beranu. Právě tyto vysoké hodnoty napětí způsobí, že hrana beranu bude tlačit do vedení a bude způsobovat vysoké opotřebení kluzných ploch. Naopak na protějším konci vedení napětí nedosahuje natolik vysokých hodnot. Je to způsobeno samotným tvarem beranu. Zatímco ve spodní části je beran tvořen pevným prostorovým rámem, v horní části je vedení otevřené a má značně nižší tuhost než část spodní. Právě tento rozdíl v tuhosti má za následek snížení hodnoty napětí v levých kluzných plochách beranu i při vlivu excentricity.

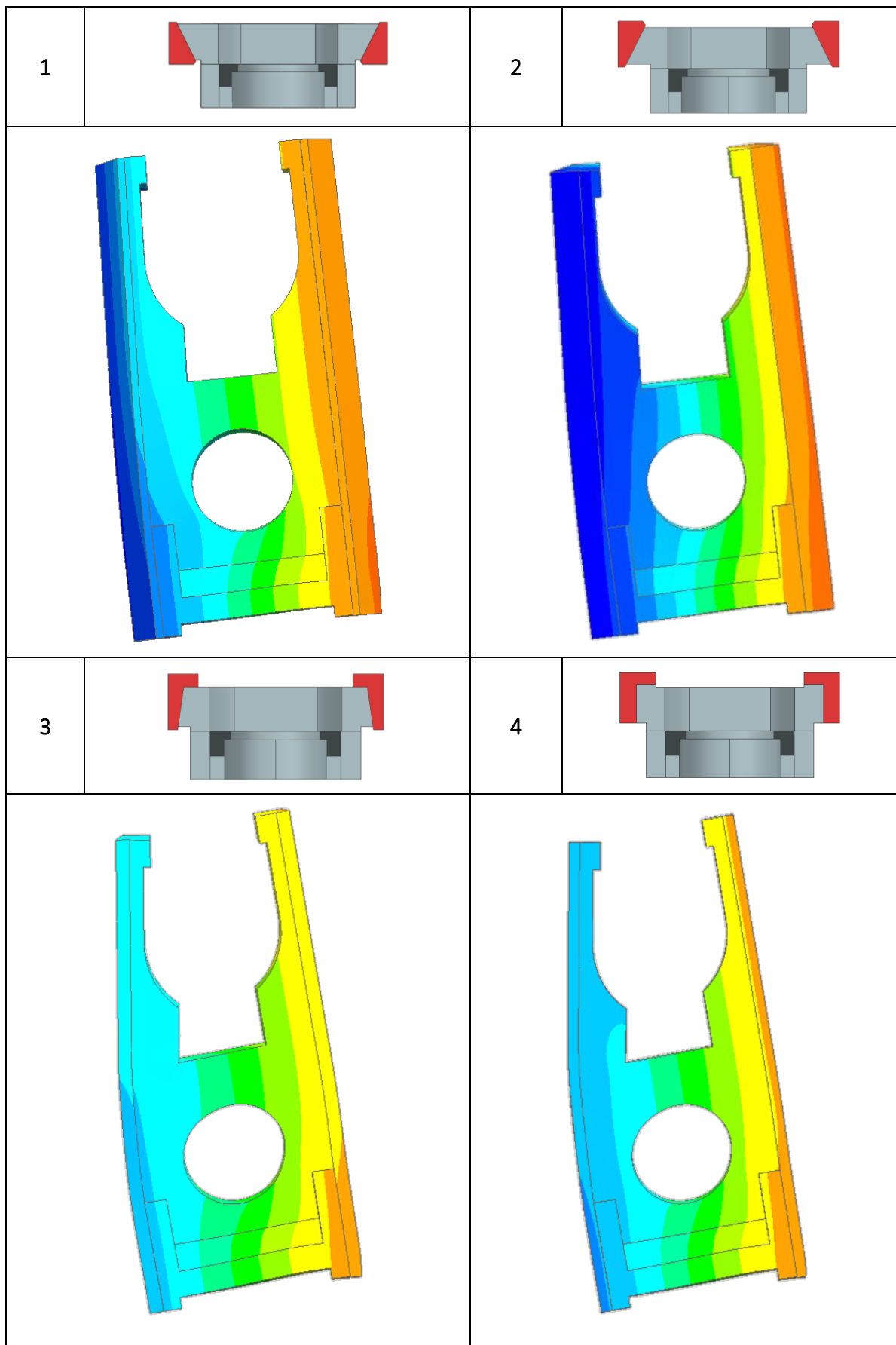
Stále tu platí zákon zachování energie, proto vedení beranu, které vykazuje nižší tuhost, bude dosahovat vyšších hodnot napětí. Posledním neméně kritickým bodem je místo přechodu plné části beranu do vodících lišt, kde jsou u všech variant zřetelné, kromě varianty 5, vysoké hodnoty napětí. Varianta 5 má významně širší stěnu stojiny, a díky tomu se napětí neprojevuje v natolik vysokých hodnotách.

Z výsledků rozložení napětí můžeme usoudit, že nejvhodnějším způsobem vedení je varianta 5. U ní je výskyt významných hodnot napětí pouze pod čepem beranu a na dalších místech je již hodnota napětí nízká. Vhodnější konstrukční uspořádání je použití uzavřeného beranu s konstantní tuhostí po celé délce vedení. Po zjištění napětí a jeho maximálních hodnot je důležitá i deformace.

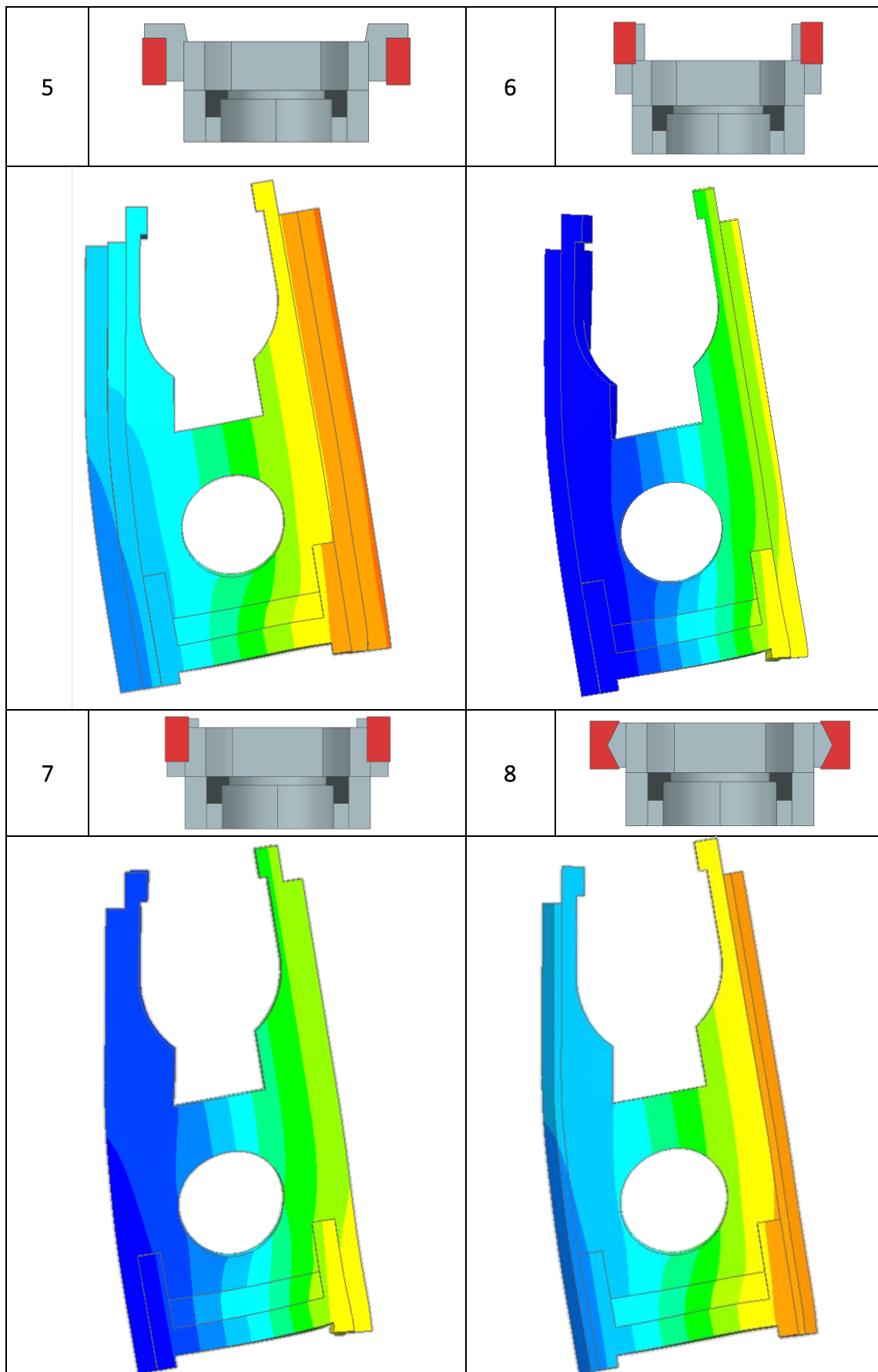
Větší deformace beranu vedou k nižší přesnosti výkovků, které mohou mít úkos a také můžou být přesazeny. Ve výpočtu uvažuji se stejnými vůlemi ve vedení beranu. Z praxe je známé, že některé druhy vedení jsou vhodnější pro tváření za tepla, jiné pro tváření za studena. Vedení musí být snadno nastavitelné, aby údržba stroje neměla zbytečné prostoje v produkci. Na následujících stránkách jsou zobrazena příčná posunutí při excentrickém zatížení.



**Svislé posunutí na beranu při excentrickém zatížení**

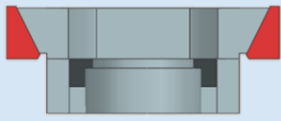
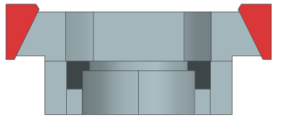
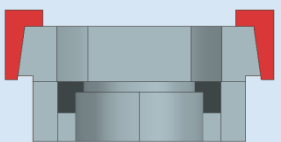
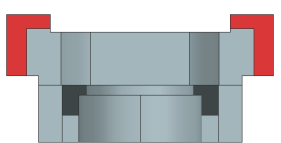
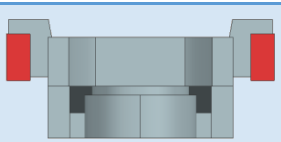

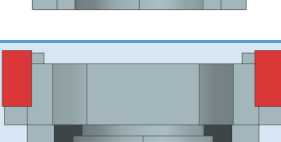



**Svislé posunutí na beranu při excentrickém zatížení**



### Posunutí beranu

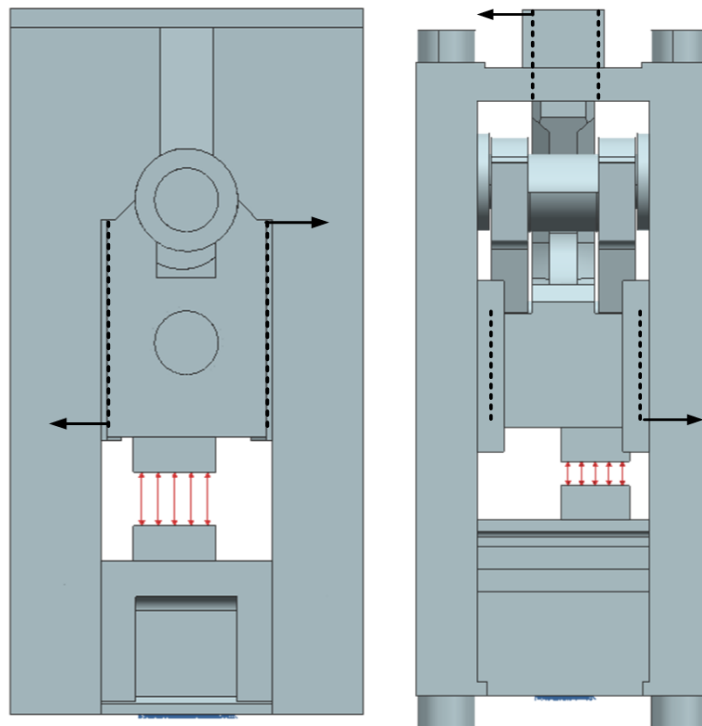
V následující tabulce je zobrazeno posunutí u jednotlivých typů vedení beranu. Z výsledků je patrné, že nejnižšího posunutí dosahují varianty 3, 4 a 5. Prizmatické vedení je sice poměrně přesné, nicméně je složité na výrobu ploch a slícování beranu s vedením pro dosažení požadovaných rovnoběžností. Čtyřboké vedení je méně tuhé, avšak vedení do tvaru „X“ má významně vyšší tuhost než provedení „O“. To je jeden z důvodů, proč je druhé nejpoužívanější mezi výrobci tvářecích strojů hned po osmibokém vedení.

	Typ vedení	Rozdíl posunutí	Průměrné posunutí	Maximální posunutí
1		2,01	0,995	2,094
2		2,33	1,121	2,322
3		1,558	0,803	1,584
4		1,764	0,888	1,796
5		1,709	0,868	1,734
6		2,827	1,785	2,997
7		2,492	1,608	2,656
8		1,892	0,942	1,926

Vzhledem ke zjištěným hodnotám napětí a deformace beranu zvolím variantu 3, 4, nebo 5. Všechny tyto varianty dosahují velmi dobrých hodnot deformací, což má velmi pozitivní vliv na přesnost pracovního prostoru, a tím i výkovku. Nejlepší varianta z hlediska napětí je 5, nicméně je nutné brát v potaz i další aspekty hodnocení vedení beranu. Tím je mimo jiné složitost nastavování vůlí ve vedení beranu. Pokud bude na nastavení vůlí beranu potřeba velké množství náradí a času, nebude zákazníka snadné přesvědčit o jeho vhodnosti a kvalitách. Posledním kritériem hodnocení vedení beranu je ekonomická náročnost. Ta je v případě varianty 4 a 5 vysoká, protože je nutné použít o 4 dílce (klínové plochy) navíc vůči variantě 3. Zde může klínová plocha na beranu sloužit rovnou pro možnost seřízení vůle ve vedení, proto se proto se po zhodnocení všech aspektů jeví jako zcela nejlepší varianta 3.

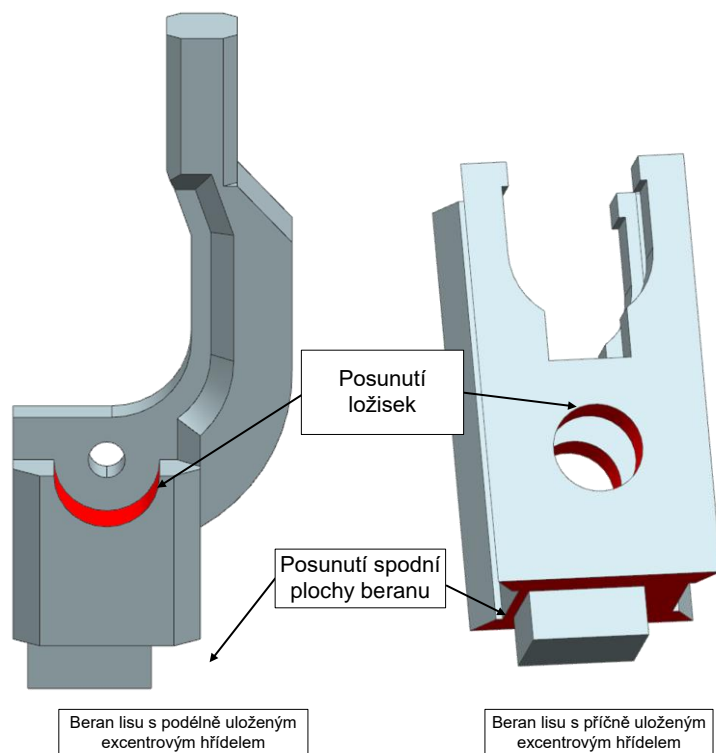
## 11.2 Jednoduché a dvojité vedení beranu

V přechodí kapitole bylo porovnáno několik druhů vedení beranu, na základě čehož byla vybrána vhodná varianta. Beran je možné konstruovat s jednoduchým vedením nebo dvojitým vedením. Na deformacích beranu s jednoduchým vedením je patrné, jak je horní část vedení deformovaná, protože nemá dostatečnou tuhost. Tím se snižuje jeho účinnost a smysl využití. Aktivní délka vedení a vzdálenost dvou krajních bodů vedení určují, jaké síly působící od kování vedení zachytává. Na obrázku níže jsou zobrazeny obě konstrukce beranu. Beran s jednoduchým vedením byl převzat z předchozího porovnávání vedení. Beran s dvojitým vedením byl navrhnout podle původní konstrukce lisu LKM s hřídelí zleva doprava. Na obrázku je vyobrazeno zatížení beranu mimostředně, a to ve dvou variantách. Bude analyzována příčná i podélná excentricita tvářecí síly s ohledem na zkoumání deformací a vlivu na beran. V zásadě je patrná odlišná vzdálenost nositelek sil ve vedení, které jsou pro beran s dvojitým vedením umístěny mnohem dále od sebe. Tato konstrukce je z hlediska stájanu složitější, ale má pozitivní vliv na přesnost.

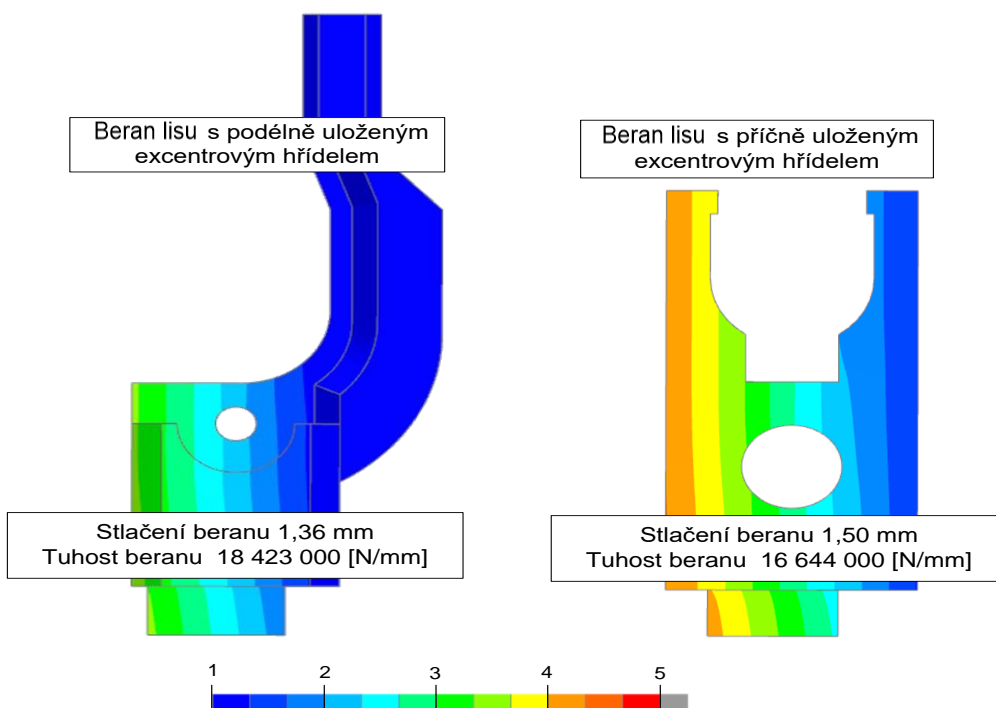


Obrázek 11-3 Model lisu s hlavní hřídelí uloženou příčně a beranem s jednoduchým vedením (vlevo), model lisu s hlavní hřídelí uloženou podélně a beranem s dvojitým vedením (vpravo)

Aby byl výzkum co nejpřesnější, je pro výpočet beran umístěn do stojanu a stroj je analyzován jako celek. V obou případech se stroj zatěžuje v pracovním prostoru stejnou silou, a to nejprve excentricky o 100 mm kolmo na osu excentrické hřídele a následně excentricky 100 mm rovnoběžně s osou hlavní hřídele. Zajímát nás bude svislé posunutí beranu, ze kterého bude možné zjistit tuhost beranu i naklopení. Odečet posunutí (stlačení) beranu je proveden mezi spodní plochou beranu a místem pro uchycení ložisek.

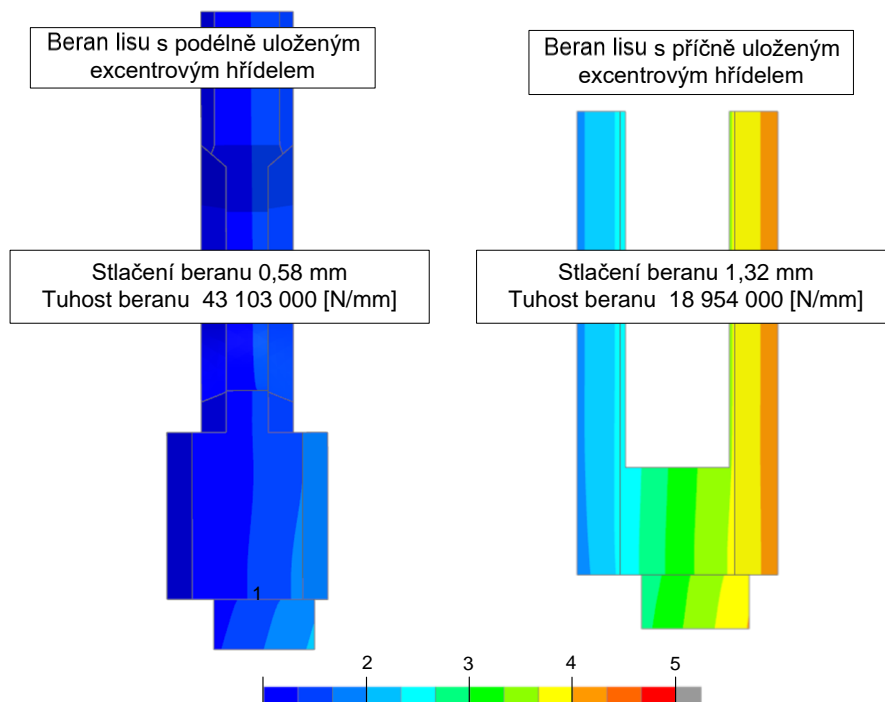


Obrázek 11-4 Zobrazení míst odečtu svislého posunutí



Obrázek 11-5 Zobrazení posunutí ve svislém směru, excentricita 100 mm kolmo na osu hlavní hřídele

Z obrázků je jasné patrné, že beran s dvojitým vedením má menší deformace (stlačení). Dalším zajímavým úkazem je samotné posunutí na levé a pravé straně beranu, kde je podle barevné mapy patrné, že se beran s jednoduchým vedením výrazně naklápí. Naklopení je o celý milimetr větší než u beranu s dvojitým vedením, což vede ke klínovitosti výkovek. To vede ke klínovitosti výkovek.



Obrázek 11-6 Zobrazení posunutí ve svislém směru, excentricita 100 mm rovnoběžně s osou excentrické hřídele

Na tomto porovnání beranů je zřejmý zcela jednoznačný rozdíl mezi naklopením jednotlivých beranů, které je dáno použitím mechanismu beranu a především jeho dvojitým vedením. Druhá věc je samotné naklopení beranu. Dle analýzy je rozdíl v naklopení dokonce 1,5 mm. Můžeme tedy potvrdit, že použití beranu s dvojitým vedením má jednoznačně význam.

Tabulka 11-2 Porovnání obou variant vedení beranu

Beran s vedením	Dvojitým	Jednoduchým
Stlačení beranu – zatížení kolmo na hřídel [mm]	1,357	1,502
Tuhost beranu – zatížení kolmo na hřídel [MN/mm]	18,4	16,6
Stlačení beranu – zatížení rovnoběžně s hřídelí [mm]	0,58	1,32
Tuhost beranu – zatížení rovnoběžně s hřídelí [MN/mm]	43,1	18,9

Z tabulky je zcela patrné, že beran s dvojitým vedením má výrazně vyšší tuhost a menší deformaci. Při porovnávání ve směru kolmém na hlavní hřídel je rozdíl poměrně malý. Oba berany mají podobně dlouhé ojnice a mechanismus, aby je bylo možné porovnávat. Neprojevuje se tolik dvojitě vedení, nos beranu by musel být výrazně tužší, aby deformace byla nižší. Ve výpočtu, kdy leží beran rovnoběžně s hřídelí, je rozdíl obrovský. Beran

s dvojitým vedením se velmi hodí pro postupové kování, protože vykazuje dvojnásobnou tuhost vůči beranu s jednoduchým vedením.

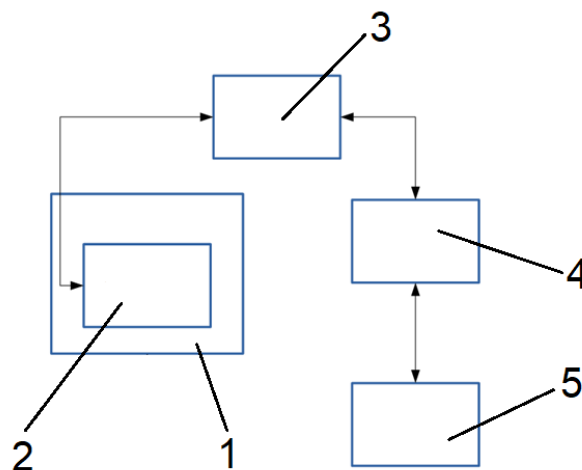
### 11.3 Shrnutí analýzy vedení beranu

Z analýzy samotného vedení beranu bylo zjištěno, že nejlépe plní funkci osmiboké vedení. To je sice nejpřesnější, ale ekonomicky náročnější na výrobu a obsluhu. Nicméně pokud jde o získání malých deformací a vysoké přesnosti, je nasnadě použít osmiboké vedení beranu. Mezi osmibokými vedeními vykazovalo nejlepší výsledky vedení varianty 3.

Na základě porovnání jednoduchého a dvojitého vedení beranu je zcela jednoznačně výhodné použití beranu s dvojitým vedením. Snížení deformací v pracovním prostoru je významným plusem pro přesnost výkovek, a tím i splnění požadavků zákazníků. Samotným zpřesňováním vedení beranu a deformací beranu lze dosáhnout i snížení hmotnosti materiálu. Tato zlepšení o desetiny milimetru se můžou jevit jako bezvýznamná, ale pokud bereme v úvahu počty výkovek, které se v automotive odvětví vyrábí, jde u úspory několika tun materiálu ročně.

### 11.4 Stabilizace vůlí ve vedení beranu

Mezi beranem a vedením musí být mezera, do které je dopravováno mazivo. Aby kluzné vedení plnilo správnou funkci, musí být dobře namazané a mít potřebné vůle v pohybu, aby nedocházelo k zadírání. Vůle ve vedení jsme zohledňovali i při výpočtu stojanu. Zde bych rád zmínil, že stroje pracují za tepla. Stroj by se měl neustále temperovat na správnou teplotu, aby se vůle udržovaly konstantní. Realita u výrobců bývá často jiná, a proto je potřeba buď zvolit vůle vedení takové, aby se stroj, který se zahřeje a zchladí, nezadřel, nebo dovolit zatížení pouze do takové míry, aby vůle nebyly vymezeny. K tomu může poměrně dobře posloužit chladicí deska, která odstíní beran lisu, a tím i jeho vedení.



Obrázek 11-7 Systém pro adaptivní řízení vůlí beranu

Systém pro adaptivní řízení vůlí beranu (1) lisu s ohledem na teplotu se skládá z teplotních čidel (2), které jsou dále napojeny do řídicího systému (3). Na základě změny teploty na čidlech (2) řídicí systém (3) vyhodnotí dle nastavené hystereze nutnost chlazení. Následně se aktivuje chladicí systém (4) beranu, který spustí chladicí médium (5). Řídicí systém (3) lisu kontinuálně sleduje teplotu a na základě zvyšování nebo snižování teploty

automaticky reguluje průtok chladícího média (5) v beranu (1). Tento kontinuální proces adaptivního řízení má za následek dodržení téměř konstantních vůli při provozu lisu. Touto problematikou se zabývá užitný vzor CZ 32762 U1.

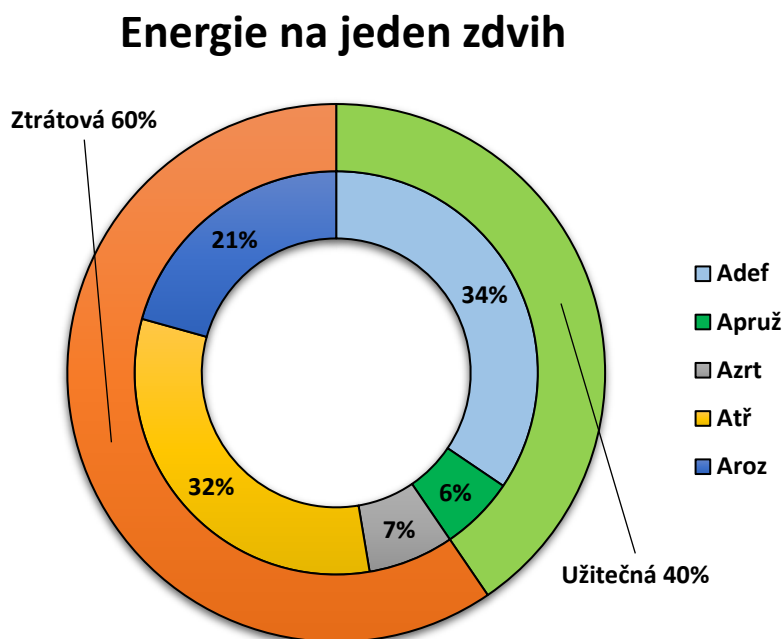


## 12 Analýza pohonu [9]

Pohony kovacích lisů slouží k získání potřebné energie ke kovacímu cyklu. Obecně se dají rozdělit na konvenční, se standardním motorem a setrvačником, a na alternativní. Mezi alternativní můžeme zařadit přímé pohony, kombinaci pohonu přímého se setrvačником nebo přímý pohon s kondenzátory. Alternativ je nepřeborné množství, a to vše za jediným účelem dosáhnout co nejvyšší energetické účinnosti, a tím i ceny za jeden výkovek.

### 12.1 Analýza energie stroje

V první řadě je potřeba provést analýzu průběhů a druhů dílčích energií, které působí během pracovního zdvihu stroje. Lis není charakterizován pouze tvářecí silou, ale i počtem pracovních (užitečných) zdvihů, které je schopen vykonat během jedné minuty. I proto můžeme najít značně rozdílné hodnoty v hmotnostech a příkonech u jednotlivých výrobců v rámci stejné nominální síly.



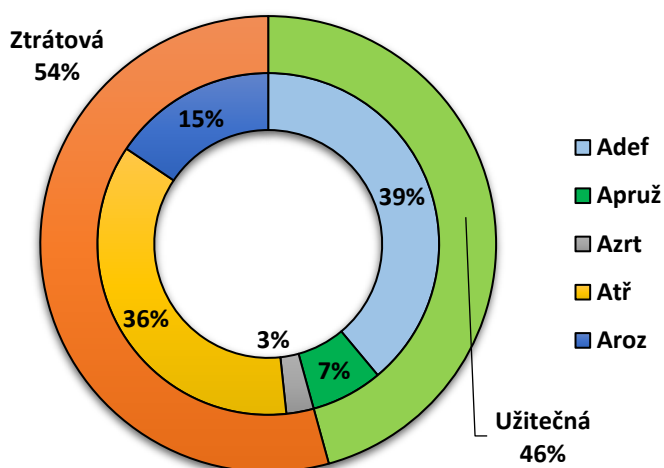
Obrázek 12-1 Energie lisu na jeden pracovní zdvih – zdvihový stroj, konvenční pohon

- $A_{def}$  – deformační práce potřebná pro přetvarování výkovku na nový tvar. Je pevně určená pro každou technologickou operaci. Tato práce je dána tvářecí charakteristikou jednotlivých technologií a často i tepelným stavem výkovku při postupovém kování (na počátku menší přetvárný odpor, chladnutím pak větší přetvárný odpor).
- $A_{pruž}$  – práce pružného rozevření pracovního prostoru (deformace jednotlivých částí stroje). S touto prací je počítáno v průběhu zdvihu a roste s pracovní silou, proto bude největší na dokončovací operaci. Je zcela ovlivněna tuhostí a konstrukcí stroje.

- $A_{ztr}$  – ztrátová práce definuje pasivní tření a ztráty v mechanismu. Jedná se o působení gravitační síly, systém vyvažování, ztráty v ozubených převodech nebo ztráty na řemenovém převodu. Je závislá na počtu převodů a použitých materiálech a ložiskách. Je dána zcela konstrukcí stroje.
- $A_{tř}$  – třecí práce vzniká až ve chvíli tvářecího procesu v jednotlivých kluzných plochách mechanismu. Pro každou technologickou operaci je třecí práce odlišná a liší se v závislosti na velikosti třecí síly a dráze, na které působí. V zásadě se dá říct, že největší třecí práce od kování je v dokončovací operaci, protože byt je pracovní dráha krátká, vyskytuje se na ní největší tvářecí síla.
- $A_{roz}$  – rozběhová práce je nutná pro rozběh beranu a ztrát ve spojce a brzdě. Tyto ztráty se vyskytují u každého zdvihového stroje, pokud se nejedná o stroje s trvalým během. Dají se snížit použitím spojek s rychlým přenosem momentu (malý úhel záběru) a snížením hmotnosti součástí. Je dána zcela konstrukcí stroje.

Na grafu výše je zobrazeno obvyklé rozložení energií potřebné pro jeden pracovní zdvih kovacího lisu s konvenčním pohonem. Pro jednoduchost na začátku uvažujme stroj, který dělá jednotlivé zdvihy. Každý výrobce se snaží kvůli ekonomice výroby i v dnešní době velmi zmiňované ekologii omezit ztrátové práce. Standardní stroj s konvenčním pohonem se skládá z motoru, řemenové převodu, předlokové hřídele se setrvačником, ozubeného převodu na kolo, ve kterém se nachází spojka, a dále hlavní hřídele, respektive beranu. Energie potřebné pro jeden zdvih se mohou lišit tím, zda se jedná o kování v jednotlivých operacích či kování při obsazení všech operací. Zcela zásadně se liší použité energie, pokud se jedná o stroj pro jednotlivé zdvihy nebo se jedná o stroj se stálým chodem.

## Energie na jeden zdvih



Obrázek 12-2 Energie stroje pro jeden zdvih – zdvihový stroj, přímý pohon

Na dalším grafu porovnááme užitečnou a ztrátovou práci pro stroj pracující s jednotlivými zdvihy a s přímým pohonem. V první řadě došlo ke značné úspoře energie tím, že stroj nemá spojku a brzdu, ve kterých se část rozběhové energie mění na teplo. O stejnou úsporu došlo i v rámci celkové energie. Další úspora plyne ze ztrátové práce. To je dáno především použitím přímého pohonu s torque motorem. Odstraněn byl řemenový převod i předloková hřídel, takže došlo ke snížení pasivních odporů. Celková energie lisu byla také snížena.

Tabulka 12-1 Porovnání prací pro konvenční a přímý pohon

Koncepce	Konvenční zdvihový pohon	Přímý zdvihový pohon
$A_{\text{def}} [\text{J}]$	872 000	872 000
$A_{\text{pruž}} [\text{J}]$	152 000	152 000
$A_{\text{ztr}} [\text{J}]$	174 000	58 000
$A_{\text{tř}} [\text{J}]$	809 000	809 000
$A_{\text{roz}} [\text{J}]$	523 000	349 000
$A_{\text{celk}} [\text{J}]$	2 530 000	2 272 000

Celková energie pro lis s přímým pohonem je nižší, a to o ztráty na rozběh a ztrátovou práci. Avšak nejvýhodnější by bylo zkonstruovat stroj se stálým chodem, kde by zcela odpadla rozběhová energie. Takový by měl být výsledek pro ideální cyklus. Díky analýze energií na zdvih můžeme lépe pochopit rozdíl mezi motory a pohony celkově.

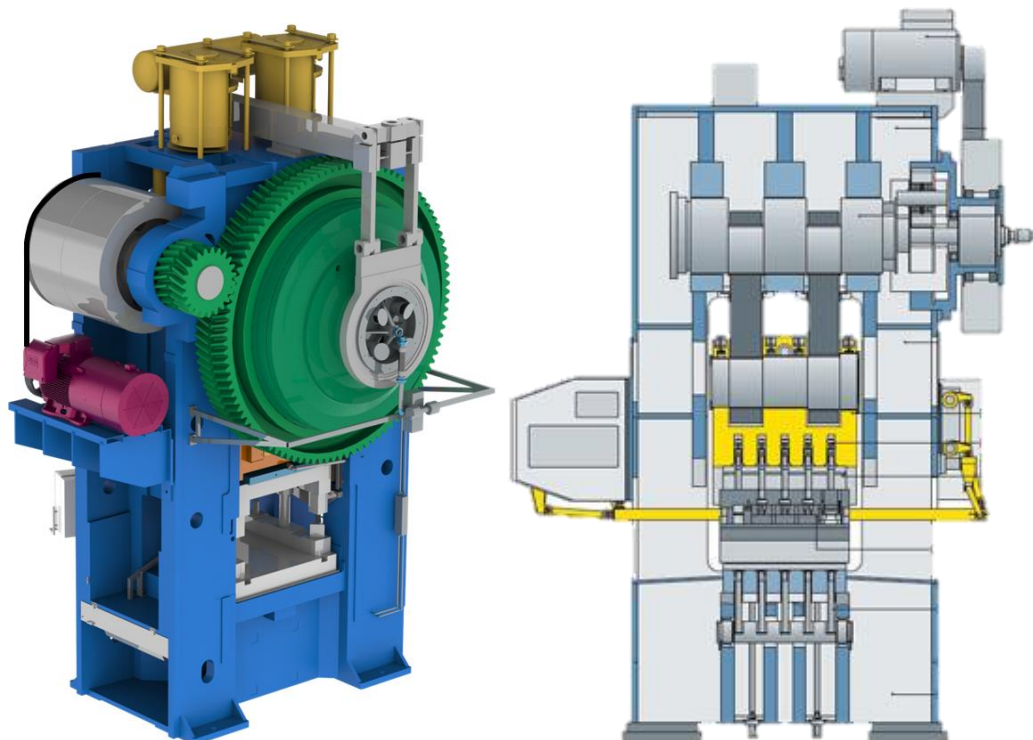
## 12.2 Konvenční setrvačnickový pohon

Tento způsob pohonu je nejstarší a je nejvíce osvědčený. Konvenční setrvačnickový pohon stále platí za standardní řešení u kovacího lisu, i když někteří přední výrobci zavádějí jiné druhy pohonů. Tento druh pohonu prochází zdokonalováním, avšak má své hranice možností. Pohyb beranu a rychlosti zdvihu jsou pevně dané a lze je měnit jen v rámci rychlosti motoru, avšak za cenu neoptimálního využití energie díky nižší nebo vyšší rychlosti setrvačnicku, než je vypočtené optimum. Tento typ pohonu má nespornou výhodu v nízkém instalovaném příkonu motoru a uchování a vyrovnání odebírané energie během zdvihu setrvačnickem. Standardní (konvenční) pohon lisu se skládá:

- **Elektromotor** – dnes se běžně používá asynchronní motor, kdy se k motoru pro zlepšení možností řízení přidává frekvenční měnič, který je schopen zaručit maximální moment motoru v širokém spektru otáček 10 – 110 %.
- **Řemenový převod** – nejčastěji používané jsou klínové řemeny přenášející výkon z motoru na předlokovou řemenici. Z důvodu lepší účinnosti lze použít řemeny spojené (Predator) nebo řemeny ozubené (Powergrip). Převodový poměr u řemenového převodu se běžně používá 1:2 – 1:4.
- **Předloková hřídel se setrvačnickem** – setrvačnick slouží k uchování energie potřebné na jeden zdvih. Běžně se u lisů dovoluje skluz setrvačnicku 15 – 30 %. Počítá se s poměrně složitou manipulací s výkovky a mazáním zápustek. Motor

lisu má díky tomu dostatek času na dobití setrvačníku. Pokud budeme uvažovat o stroji, který by měl sloužit k automatizaci, bude skluz setrvačníku do 15 %.

- **Ozubený převod** – dříve se používalo přímé ozubení, ale mělo velkou hlučnost a bylo využito málo zubů v záběru (velké měrné tlaky). Dnešním standardem je použití šípového ozubení, které oba tyto nedostatky odstranilo. Převodový poměr u ozubeného převodu se běžně používá 1:4 – 1:6.
- **Spojka** – používá se:
  - třecí suchá spojka pneumaticky ovládaná – stlačený vzduch je často využívané medium pro ovládání jednotlivých částí lisu. Lamelová třecí spojka je obvykle složena ze sady několika třecích lamel, které přenášejí velký krouticí moment mezi ozubeným kolem a hlavní hřídelí. Velký průměr ozubeného kola dovoluje použití rozměrných lamel. Ovládací tlak spojky je do 0,6 MPa, který se běžně v tlakovém vzduchu používá.
  - třecí hydraulicky ovládaná spojka v olejové lázni – olejová lázeň ve spojce slouží ke snížení ztrát způsobené třením a také ke chlazení. Hydraulická kapalina pro ovládání spojky dosahuje tlaků až 20 MPa, kterými jsou lamely tlačeny k sobě. Použití hydraulické kapaliny pro ovládání snížilo úhel záběru a také dovoluje zmenšení rozměru spojky, a tím i šetření setrvačných hmot.



Obrázek 12-3 Lis s konvenčním pohonem (vlevo), lis s planetovou převodovkou (vpravo)[12]

Pro rychloběžné lisy, jejichž počet otáček hlavní hřídele je  $100 \text{ min}^{-1}$  a více, je obvykle zvoleno řešení bez předlokové hřídele. Většina výrobců toto řešení používá jen pro malé kovací lisy. Firma Schuler a SMS používají tuto koncepci i pro velké kovací lisy, kdy používají

planetovou převodovku s velkým převodovým poměrem a malým setrvačником umístěným přímo na vstupu do převodovky. Pro dosažení ideálního stálého převodu je převodování dvoustupňové. První stupeň je tvořen řemenem mezi motorem a setrvačником. Druhý stupeň je zajištěn pomocí ozubení. V tomto případě se používá planetové převodovky, u které jsme schopni dosáhnout převodového poměru 1:12. U kováčích lisů se běžně používá převodový poměr 1:7 – 1:10. U tohoto řešení se vždy využívá hydraulicky ovládaná a chlazená spojka pro zvýšení účinnosti a snížení ztrát. Výhodou jsou kompaktnější rozměry a ušetření „železa“, na druhou stranu se zvyšují náklady za hydraulické agregáty, a také vyrobít planetovou převodovku není levnou záležitostí, nehledě na přesnost ozubení. Tento typ lisů se často používá při tváření ve stálém chodu.

### 12.3 Příímý pohon

Příímý pohon se u lisů obecně používá delší dobu. U kováčích lisů se aplikuje přes 10 let. Je to způsob pohonu, který dovoluje měnit rychlost pohybu beranu nezávisle na mechanismu. Lis je tedy vhodný na vytváření klasických dílů pro kování i díly pro kalibraci. Lis s příímým pohonem postrádá spojku, brzdu a setrvačnik. Všechny tyto funkce obstarává servomotor. Co musí být zachováno, je ozubený převod z motoru na hlavní hřídel. Užívá se velmi často koncepce planetové převodovky s motory, které jsou zapojeny přímo do převodovky. Nejčastějším případem pro lisy s vyšší tonáží je použití více torque motorů, které dodávají potřebný výkon. Doposud se podařilo s tímto pohonem vyrobít pouze lisy o jmenovité síle do 25 MN. Je to způsobeno především vysokým špičkovým výkonem, který motor musí přenést v rámci kování. Po zbylou dobu zdvihu se jeho potenciál nevyužívá. Příikon motorů u lisů se silou 25 MN je 2 MW. To je 15násobek příikonu lisu o stejné jmenovité síle s konvenčním pohonem. V provozu se podle výrobců projeví nižší odběr energie, lepší účinnost pohonu a technologické přizpůsobení.



Obrázek 12-4 Lis s příímým pohonem a planetovou převodovkou[12]



Přímý pohon lisu se skládá:

**Servomotor** – používá se tzv. torque motor s permanentními magnety. Tyto motory se vyznačují vysokým záběrným momentem (až 15násobek vůči asynchronnímu motoru při cca 2násobku potřebného příkonu) v nízkých otáčkách. S rostoucími otáčkami se snižuje výkon motoru. Tyto motory mohou být přesně polohovatelné a dají se exaktně řídit i výkonově.

**Planetová převodovka** – slouží pro přenos krouticího momentu z motoru na hlavní hřídel. Byť má torque motor vysoký záběrný moment, je nutné pro kování zvýšit moment zpřevodováním. Běžně se u těchto převodovek používá převodový poměr 1:10 a vyšší.

Je zřejmé, že lis je z pohledu pohonu značně zjednodušen. Spolu s možností řídit rychlost zdvihu, a tím zlepšit produktivitu kování je důvodem, proč jej zákazníci kupují. Tyto lisy se nepoužívají jako klasické kovací lisy, ale jsou určeny především pro automatizované kování s automatizací pomocí transferu s vysokým taktem. Při kování jsou obsazeny obvykle všechny technologické operace a takt nepřesahuje 3 s. Proto se tyto typy lisů používají jen v automotive odvětví pro velké série výkovek. I když je stroj jednodušší, není levnější než konvenční lis. Je to způsobeno cenou za takto velké servomotory. Dalším faktem je, že zákazník si vedle lisu musí postavit výměňkovou stanici, protože pouze lisu 2 MW není málo. Připočítáme-li k tomu indukční ohřev a pomocné zařízení, bude celkový příkon linky dosahovat 4 MW. Právě vysoké požadavky na příkon lisu brání jejich většímu rozšíření.



Obrázek 12-5 Nový kovací lis Kurimoto s přímým pohonem[16]

S novinkou v podobě kovacího servo lisu se jmenovitou silou 16 MN uvedla společnost Kurimoto ve spolupráci s firmou Siemens. Tento lis i přes jmenovitou sílu 16 MN má příkon pouze 120 kW. Pro samotný pohon kovacího procesu slouží nejvýkonnější momentový motor Siemens s vodním chlazením a maximálním výkonem 1,5 MW. Tento motor dosahuje

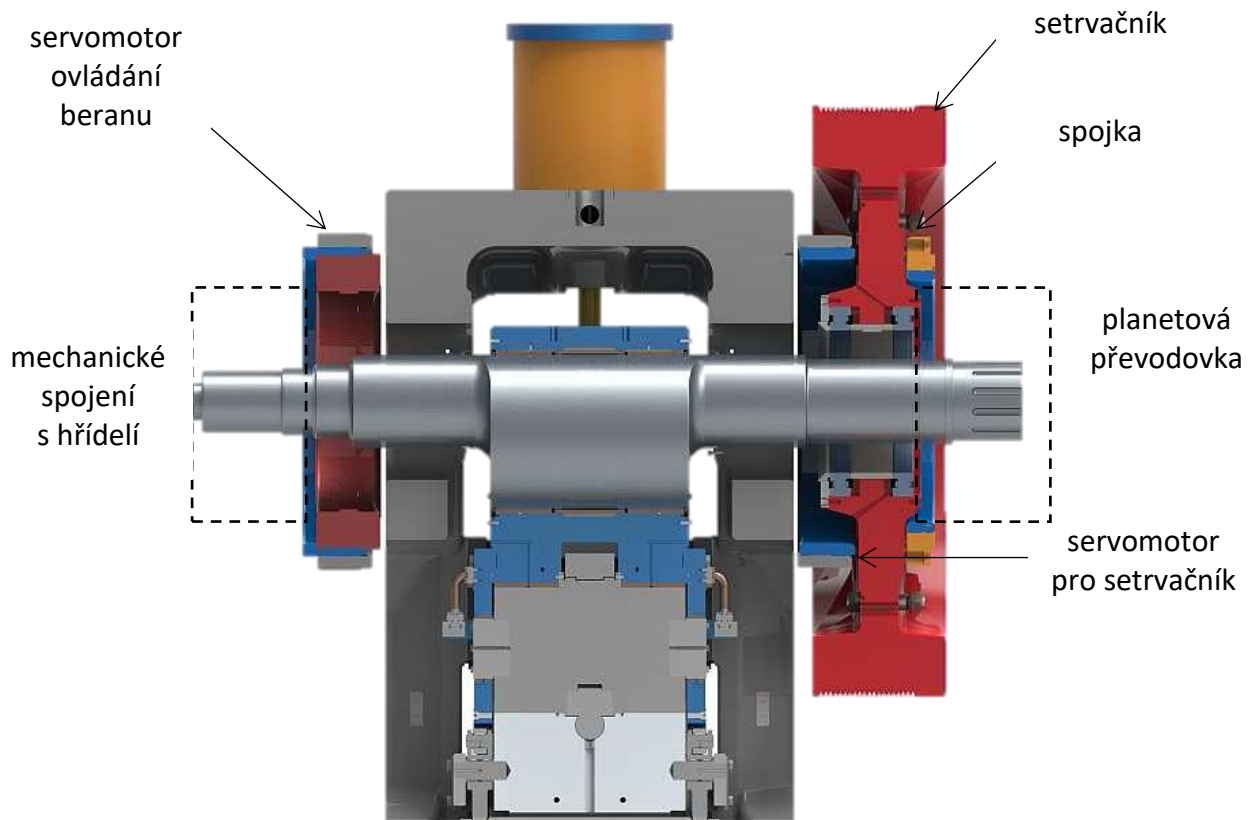
vysokého krouticího momentu, ten je následně násoben přes planetovou převodovku pro dosažení optimálního momentu pro tváření. Samotný motor je napájen pouze 120 kW, ale tento výkon je lisu dodáván po celou dobu. Na lisu je zabudovaných šest speciálních kondenzátorů, které slouží k akumulaci energie pro hlavní motor právě ve spodní úvrati, kde je nutná potřeba nejvyššího výkonu. Na lisu nejsou zapojeny jen kondenzátory na akumulaci elektrické energie, ale i velký asynchronní motor, jehož rotující hmota slouží pro akumulování kinetické energie. Do asynchronního motoru se ukládá energie z rekuperačního brždění lisu stejně jako do mechanického setrvačnicku.

Celá koncepce lisu slibuje velmi efektivní výkon, protože kromě energie na tváření a ztrátové energie se zbytek energie rekuperuje. Lis si zachovává výhody lisu s přímým pohonem, kterým je možnost řídit rychlost beranu v průběhu zdvihu. Navíc tento lis může pracovat jako klasický zdvihový nebo stáloběžný stroj. Zatím se zkouší pro jednotlivé zdvihy, kdy je beran co nejvíce urychlen a před tvářením se rychlost zpomaluje, aby tváření proběhlo správnou rychlostí. Po tváření je beran urychlen, aby dosáhnul co nejdříve horní úvrati a mohlo se začít s manipulací výkovků. Novou koncepci a její přínosy prověří až čas a udržovací náklady. Životnost kondenzátorů je stále omezená a jejich účinnost bude s časem klesat. Je tu i poměrně složité elektrické řízení, které kombinuje přímý pohon, kondenzátory i asynchronní motor.

## 12.4 Kombinace pohonů

S novým řešením přišlo SMS pro prototyp lisu s výkonem 630 tun, kdy vyzkoušeli koncept se dvěma servomotory a setrvačnickem. Jeden servomotor slouží pro pohon beranu a jako brzda, druhý slouží pro rozběh setrvačnicku. Výhodou tohoto lisu je využití energie z brzdného servomotoru pro motor na rozběh setrvačnicku. Celý lis má poměrně jednoduché řízení, kdy speciální pomaluběžný servomotor umístěný přímo na výstředníkové hřídeli pohybuje s beranem. Ve chvíli, kdy má proběhnout tvářecí proces, se připojí přes hydraulicky ovládanou spojku setrvačnick, který dodá energii pro tváření. Spojka zabírá beze ztrát z důvodu vyrovnaných otáček mezi hřídelí a spojkou. Po provedení zdvihu se spojka odepne a beran je urychlen do horní úvrati. Při brždění servomotorem na hřídeli je brzdná energie přímo distribuována pro druhý servomotor umístěný na setrvačnicku, který jej dobíjí na jmenovité otáčky. Lis tedy pracuje s rekuperací brzdné energie a odbourává i ztráty způsobené prokluzováním spojky. Mezi spojkou a výstředníkovou hřídelí se nachází planetová převodovka, která zvětšuje potřebný moment ze setrvačnicku. Lis pracuje jako zdvihový.

Na začátku minulého roku byl dodán produkční lis s tonáží 5 000 tun zákazníkovi do Německa. Kde je lis zapojen do plně automatizované linky s přesunem výkovků pomocí transferu. Tento stroj bude zajišťovat vysoce přesné výkovky tvářené do uzavřené dutiny ve vysokém počtu. Energetická úspora lisu by se měla v závislosti na technologii pohybovat mezi 10 – 20 %. Navíc je snížen i přívod energií pro celý lis, protože motor ovládající beran jej zrychluje pouze 120 ° a pracuje s nižšími ztrátami.



Obrázek 12-6 Lis SMS MT 5000 - popis pohonu[13]

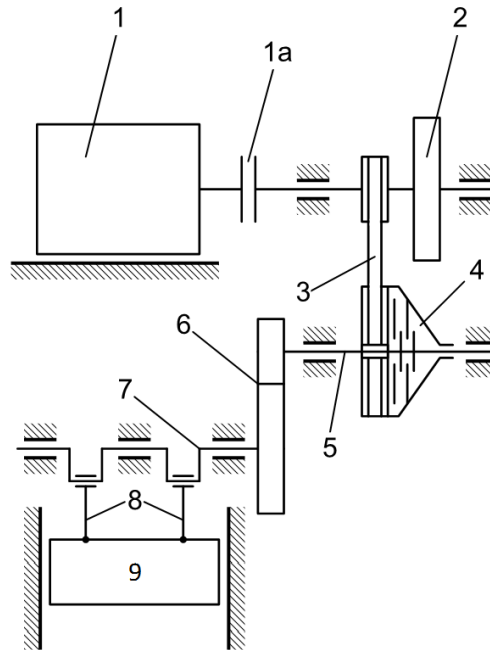
## 12.5 Shrnutí analýzy pohonu

V této kapitole byly představeny různé způsoby pohonů kovacích lisů. I když je konvenční pohon z hlediska ztráty energie nejhorší, je stále nejpoužívanější. Je to způsobeno především poměrem jeho ceny a nutné provozní údržby. Jedná se také o koncept, který je ověřený a má nízké požadavky na příkon. Přímý pohon je výhodný pro možnost řídit předně rychlost pohybu beranu, avšak potřebný příkon lisu je tak velký, že se tento typ pohonu používá pouze u malých a středních lisů. Dalším pohledem je ekonomické hledisko, kdy tento druh pohonu je poměrně nákladný nejen na pořízení, ale i na nutnost zbudování velkého příkonu k lisu. Novinkou jsou kombinace pohonu, kdy se využívá přímého pohonu i akumulace energie buď do setrvačnicku anebo do kondenzátoru. Dále tyto lisy nabízejí rekuperování energie z brzdění a její navrácení zpět do procesu. Odpadá zde však výhoda možnosti řízení rychlosti zdvihu přímo při procesu, jak je tomu u klasického přímého pohonu. Kvalitu této koncepce prověří až čas a hodnocení kování u zákazníků.

## 12.6 Návrh pohonu ke zlepšení účinnosti

Na základě provedených analýz a monitorování byl navržen modifikovaný pohon konvenčního mechanického lisu za účelem zvýšení energetické účinnosti. Výhoda nového řešení se týká redukce hmot lisu a také způsobu přenosu energie. Spojka se posunula na předlohovou hřídel, kde díky zpřevodování může být značně menší. To stejné platí i o setrvačnicku, který po přesunutí na hřídel motoru a díky zvýšení otáček může být značně menší. Tato koncepce je vhodná pro lisy střední a velké velikosti, které již disponují předlohovou hřídelí.





Obrázek 12-7 Pohon mechanického lisu

Pohon lisu tvoří elektromotor (1), který je přes spojku (1a) spojen s hřídelí, na které je zároveň uložen pastorek se setrvačником, přičemž pastorek je spojen s řemenicí na předlohové hřídeli ozubeným řemenem (3). Ozubený pastorek je uložen na druhé straně předlohové hřídele, přičemž řemenice (4) na předlohové hřídeli slouží jako setrvačnik s integrovanou spojkou a brzdou. Na předlohové hřídeli je zároveň uložen pastorek, který zabírá s ozubeným kolem na klikové hřídeli (7), ke které je připojena ojnice (8), na níž je připevněn beran (9). Setrvačnik (2) je umístěn na hřídeli a jeho druhá část (4) se nachází na předloze.

Na toto téma vznikl užitný vzor CZ 33 610 U1.

## 13 Praktická aplikace provedených analýz na návrhu konstrukčního řešení velkého klikového lisu

Na základě výše provedeného monitorování a analýz konstrukčních řešení velkých kovacích lisů u předních světových výrobců bude v následující části provedena syntéza všech celků tak, aby byl vytvořen, pokud možno, konkrétní optimální koncepční a konstrukční návrh řešení velkého klikového kovacího lisu. Ve své práci se zaměřuji na moderní způsoby analýz pomocí MKP a vyhodnocování výsledků. V následujících kapitolách provádím i klasické analytické výpočty, z nichž společně vzešel návrh stroje s lepšími technickými vlastnostmi. Při výběru řešení kladu důraz na zlepšení užitečných vlastností lisu. Zejména mechanismus lisu, stojan, beran a hlavní hřídel jsou nejdůležitějšími prvky pro konstrukci a jejich vlastnosti jako tuhost, životnost a rozměry budou určující pro případný zájem zákazníka.

Výrobci lisů se vzrůstající tonáží (tvářecí silou) omezují svoje řady a opravdu velké kovací lisy nabízí jen několik vybraných výrobců. Pro prezentaci své práce (provedených analýz) jsem si vybral lis o velikosti 80 MN, který není zatím mezi nabízenými stroji zcela rozšířený a má tedy význam se zabývat vývojem tohoto typu, neboť se jedná o stále žádaný model, který je zákazníky často poptáván. Po provedení analýzy technických parametrů prodávaných lisů a na základě získaného rozboru technologických požadavků v uvedené tonáži jsem navrhl parametry uvedené v tabulce níže. Takto navržené parametry zaručí, aby byl lis k současnému stavu techniky ve světě velmi dobře konkurenceschopný.

Tabulka 13-1 Technické parametry navrhovaného lisu

Parametr	Jednotka	Hodnota
Jmenovitá tvářecí síla	MN	80
Jmenovitá tvářecí dráha	mm	8
Zdvih beranu	mm	500
Přestavení sevřené výšky	mm	20
Sevření (beran dole/přestavení nahoře) min.	mm	1 200
Průchod	mm	2 300 – 2 500
Rozměr stolu (zleva doprava/zepředu dozadu) min.	mm	2 400 x 2 000
Rozměr beranu (zleva doprava/zepředu dozadu) min.	mm	2 200 x 2 000
Počet zdvihů beranu – trvalý chod	1/min	40
Max. počet jednotlivých zdvihů	1/min	10
Výkon elektromotoru max.	kW	600
Předběžné rozměry lisu: šířka max.	mm	8 000
hloubka max.	mm	8 000
celková výška max.	mm	12 000
výška lisu nad podlahou max.	mm	10 000
Hmotnost lisu max.	kg	800 000
Celkový instalovaný příkon max.	kW	700

Lis s výše uvedenými technickými parametry se řadí do lepší poloviny z hlediska technických parametrů. Lis však musí nabídnout lepší technologické možnosti, vyšší účinnost pohonu, vyšší parametry tuhosti a nižší hodnoty deformace pracovního prostoru. Z provedených analýz budu využívat jednotlivé výsledky pro vytvoření nejlepší celkové koncepce stroje. Právě vlastnosti celého souboru (strojních uzlů) lisu určují jeho vhodnost ke kování a přínosy vůči současným řešením, které jsou již známé.

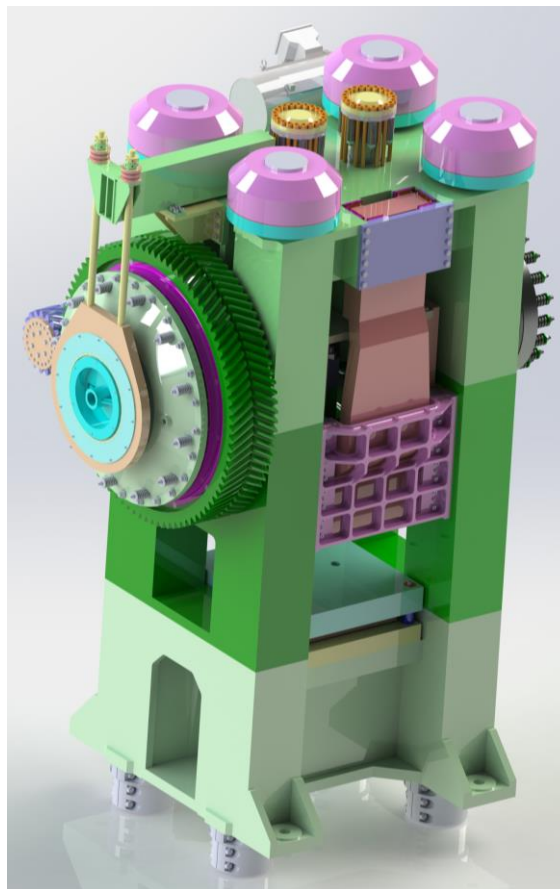
Tabulka 13-2 Technologické a konstrukční parametry navrhovaného lisu

Skupina	Zadání řešení
Stojan	Stojan bude navržen jako svařovaný dělený. Hlavní hřídel bude umístěna zleva doprava ve směru technologického toku. Hlavní hřídel bude třikrát uložena pro snížení deformace pracovního prostoru. Maximální rozměry pro montáž budou – výška nad podlahou do 12 m a výška pro montáž 17 m. Největší dílec stojanu nesmí mít hmotnost vyšší než 120 tun. Rozměry jednotlivých dílců z důvodu obrábění nesmí přesahovat 5 x 4,5 x 3,5 m, to se netýká kotev. Stojan bude mít tuhost minimálně 20 MN/mm. Celková tuhost stroje pracovního prostoru bude minimálně 12 MN/mm.
Mechanismus	Mechanismus stroje musí být kulisový pro vysokou tuhost a nejlepší přenášení centrického i excentrického namáhání. Mechanismus bude dvoubodový z důvodu zvýšení tuhosti pracovního prostoru.
Beran	Beran bude konstruován s dvojitým vedením pro zvýšení tuhosti obzvláště při excentrickém zatížení. Pro zvýšení přesnosti bude vedení beranu osmiboké a nastavitelné ve všech osmi směrech. Beran bude uzpůsoben pro uchycení vyvažování beranu a také pro montáž horního vyhazovače, který bude v beranu umístěn. Hlavní hřídel bude mít $\varnothing$ do 1 600 mm a délku do 6 000 mm. Pro obrábění beranu platí stejné rozměry jako pro stojan.
Pohon	Pohon lisu bude proveden s jedním asynchronním motorem z důvodu omezeného příkonu k lisu. Na elektromotor bude navazovat řemenový převod se zvýšenou účinností k přenesení výkonu na řemenici předlohy. Předlohová hřídel bude umístěna na stojanu ve valivém uložení pro snížení tření. Navazovat bude ozubený převod se šípovým ozubením pro zvýšení přenášeného výkonu a snížení hlučnosti. Z ozubeného kola se bude přenášet výkon na výstředníkovou hřídel lisu pomocí spojky.
Spojka	Spojka lisu bude lamelová třecí a pneumaticky ovládaná. Vzhledem k velikosti lisu bude umístěna uvnitř ozubeného kola, odkud bude přenášet výkon na hlavní hřídel lisu.
Brzda	Brzda lisu bude lamelová třecí a pneumaticky ovládaná. Bude umístěna na opačném konci výstředníkové hřídele vůči spojce. Brzdový moment bude zachycován ve stojanu.
Vyvažování beranu	Vyvažování beranu bude vzhledem k velikosti lisu konstruováno jako hydraulické z důvodu velkých hmotností, které je nutné vyvažovat. Bude tvořeno minimálně dvěma vyvažovacími válci pro dosažení optimálního rozložení sil působících na beran.

## 14 Koncepce velkého klikového lisu

Navrhovaný klikový kovací lis s označením LKMK 8000 je určen pro přesné zápustkové kování a kalibrování tvarově různých součástí za tepla. Součásti jsou určeny především pro další užití v automobilovém, leteckém, železničním a zemědělském průmyslu. Lis slouží taktéž pro výrobu součástí pro ropný průmysl. Charakteristickými součástmi jsou ojnice, vačkové a klikové hřídele, páky, táhla do nákladních i osobních automobilů, příruby pro potrubí ropovodů apod. Hmotnostní rozsah výkovek je v rozmezí 9 až 70 kg. Lis je možno použít jako „sólo“ provedení nebo upravit jeho začlenění do plně automatizované tvářecí linky.

Charakteristickým znakem je podélné uložení dvoubodové výstředníkové hřídele. Uvolňování beranu ze zaseknutí v dolní úvrati se provádí uvolněním kotev. Stojan lisu tvoří čtyři základní svařované díly, které jsou staženy čtyřmi kotvami. Spojka i brzda jsou lamelové, třecí, pneumaticky ovládané. Brzda a beranová upínací deska jsou chlazené vodou. Lis je vybaven jednou předlohou. Pastorek a ozubené kolo mají dvojité šikmé ozubení. Beran je proveden s dvojitým vedením „s nosem“. Přenos síly z klikové hřídele na beran je proveden kulisovým mechanismem. Vedení beranu je osmiboké, což umožňuje výrobu součástí s přesnější rozměrovou tolerancí. Mazání kluzných částí lisu je automatické, tukové s přesným dávkováním do jednotlivých mazacích míst. Blok přestavování je umístěn na stole lisu. Přestavování je hydraulické, ovládáno tlačítky z ovládacího panelu. Hlavní pohon zajišťuje elektromotor, který je s předlohou spojen klínovými řemeny. Spodní i horní vyhazovač je hydraulický.

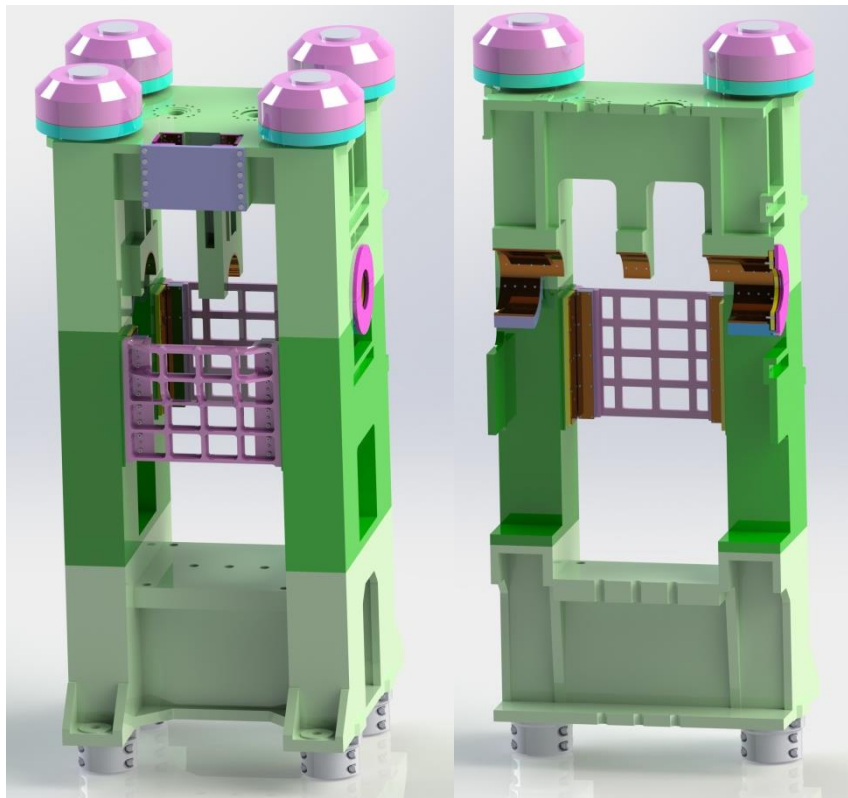


Obrázek 14-1 Konceptní řešení lisu LKMK 8000

## 14.1 Koncepce stroje – popis skupin

### Stojan

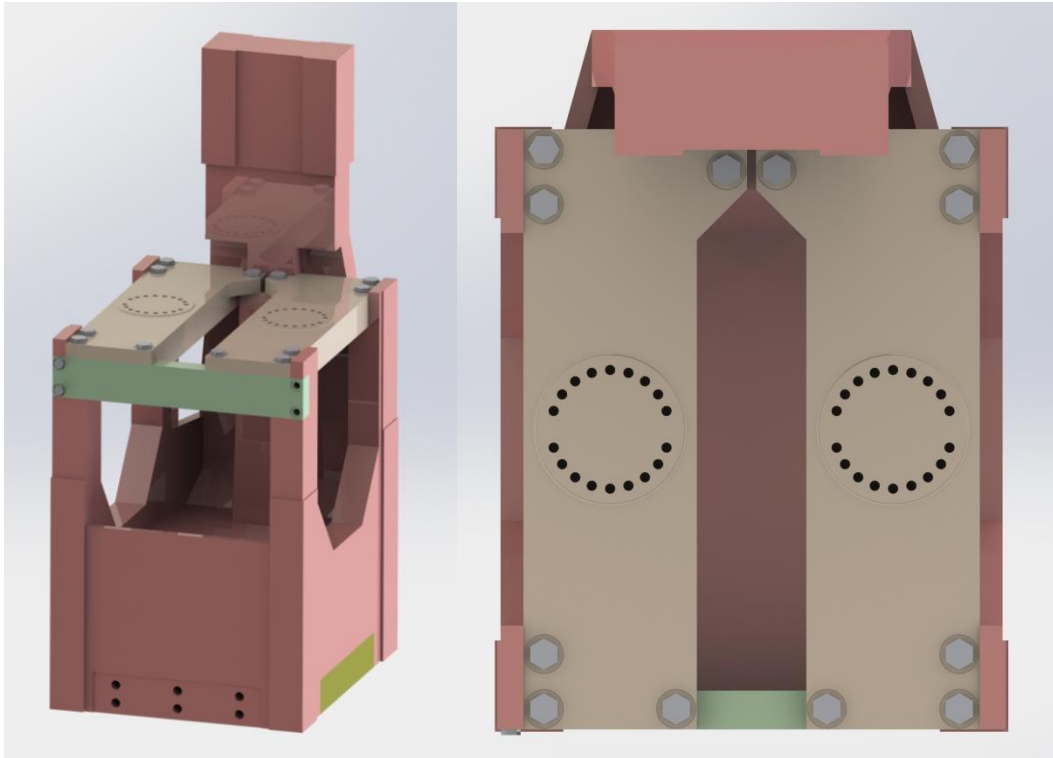
Základem lisu je dělený, svařovaný stojan, který je tepelně zpracovaný na odstranění pnutí materiálu. Stojan je rozdělen na horní příčnick, sloupy a spodní příčnick (stůl). Dělená konstrukce stojanu zlepšuje možnosti manipulace. K dosažení vyšší tuhosti je stojan stažen pomocí předepnutých kotev ve směru tvářecí síly. Stojan je konstrukčně navržen tak, aby jeho deformace byla při nominální síle minimální a dovovala mimostředné zatěžování v rozsahu běžných kovacíh procesů. Hlavní hřídel je ve stojanu uložena v bronzových kluzných ložiskách, která jsou zaškrabávána pro dosažení ideálních kluzných vlastností. Ložisková tělesa kluzných ložisek hlavní hřídele jsou zavěšena na seřízeném pružinovém systému pro vymezení vůle mezi hlavní hřídelí a bronzovými pánvemi. Předpětí pružin je seřízeno tak, aby byla vyvážena síla vyvolaná rozdílnými momenty od hmotností ozubeného kola se spojkou, která je uložena na levé straně hlavní hřídele, a brzdy uložené na pravé straně hlavní hřídele. Plocha stolu je uzpůsobena pro upínání bloku přestavení. Stojan dosahuje tuhosti 23 MN/mm, což vede k vysoké přesnosti výkovků. Největší dílce mají splněny požadavky na velikost a jejich hmotnost dokonce do 105 tun.



Obrázek 14-2 Stojan a řez stojanem s trojnásobným uložením hlavní hřídele

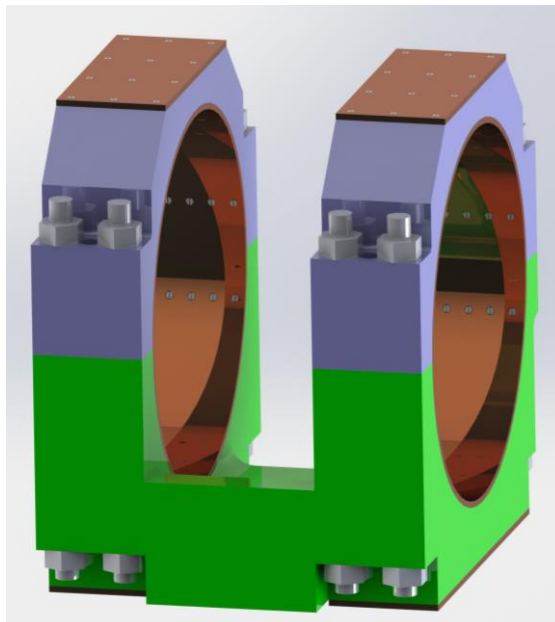
### Beran

Beran je odlitek ze slitinové oceli. Vedení beranu je osmiboké, a tím přispívá k dosažení vysoké přesnosti výkovků. Beran má horní a spodní vedení pro dosažení vysoké tuhosti a minimalizaci deformací při kování. Beran tvoří uzavřený tvar a uvnitř je uložena kulisa. V beranu jsou umístěny horní vyhazovače. Spodní plocha beranu je opatřena deskou, která chrání povrch beranu před mechanickým poškozením a tepelným namáháním. Kazety zápustek se upínají na tuto desku pomocí hydraulických upínek.



Obrázek 14-3 Beran s dvojitým vedením a jeho půdorys

- Dvoubodová kulisa je vyrobena z oceli na odlitky. Kluzná pouzdra kulisy a beranu jsou vyrobena z bronzu a jsou zaškrabávána pro dosažení ideálních kluzných vlastností. Ložiska kulisy jsou dělená z důvodu snadnější montáže hlavní hřídele. Mazivo je na kulise přivedeno do každého kluzného místa a je tukové.

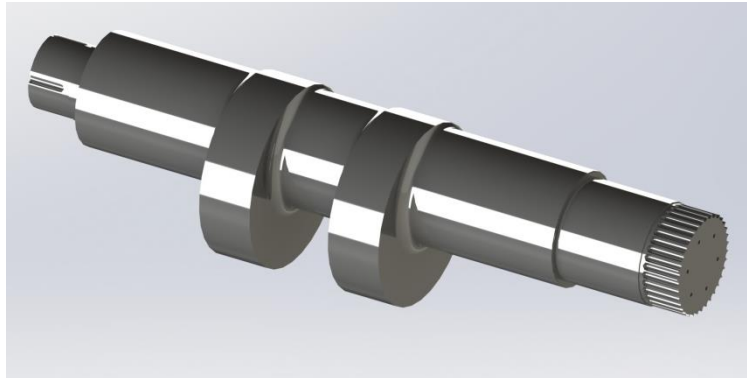


Obrázek 14-4 Kulisa

- Hlavní hřídel je vyrobena z tepelně zušlechtěného výkovku ze slitinových ocelí odolných proti únavě materiálu a je tepelně zpracována pro dosažení lepších



mechanických vlastností. Je uzpůsobena pro dvoubodový mechanismus a požadavek na maximální velikost tímto splněn.



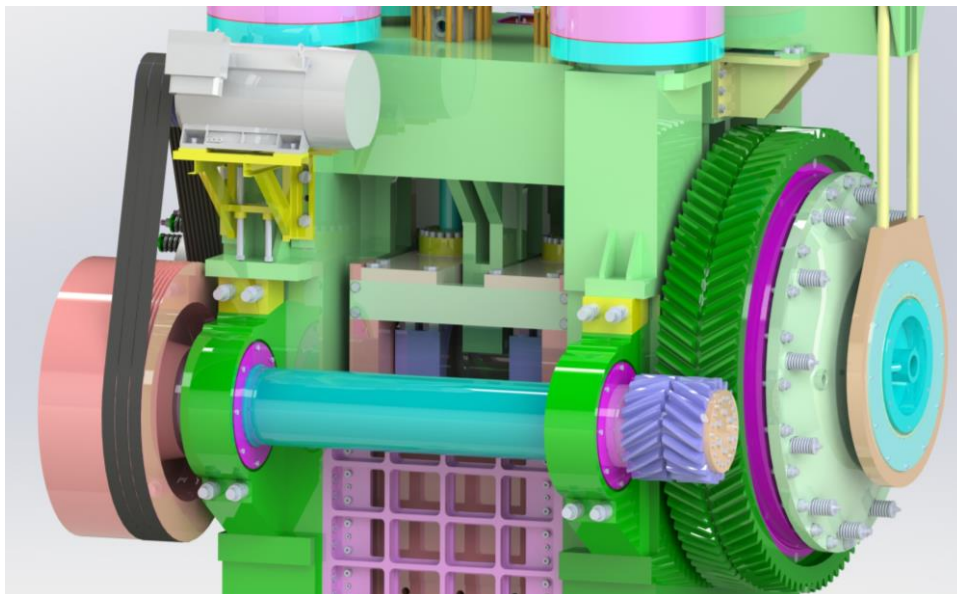
Obrázek 14-5 Kliková hřídel

### Pohon lisu

Lis je poháněn asynchronním elektromotorem s kotvou nakrátko. Pro rozběh motoru slouží frekvenční měnič. Konzola pohonu je umístěna na zadní straně stojanu. Mezi hřídelí elektromotoru a řemenicí je vložena čepová spojka s pružnými elementy. Řemenice je uložena přímo na hřídeli elektromotoru.

### Předloha

Předloha je uložena na zadní straně stojanu ve valivých ložiskách. Hřídel předlohy je vyroben z výkovku ze slitinové oceli a tepelně zpracována k dosažení odolnosti proti únavě materiálu. Předloha je poháněna od řemenice klínovými řemeny. Na předloze je namontován setrvačnický a pastorek ozubeného převodu. Ozubený převod má šípové ozubení. Pastorek předlohy je vyroben z výkovku ze slitinové oceli, je tepelně zpracován pro dosažení vysoké životnosti ozubeného převodu. Ozubené kolo vyrobené ze slitinové oceli na odlitky je uloženo na levém konci hlavní hřídele na valivých ložiskách.



Obrázek 14-6 Předloha s pohonem a spojkou

### **Spojka**

Spojka lisu je lamelová, třecí, pneumaticky ovládaná elektropneumatickým ventilem. Spojka je uložena na levé straně hlavní hřídele v kole ozubeného převodu. Lamely jsou vedeny ve věnci kola a na spojkovém náboji hlavní hřídele v evolventních ozubeních. Spojka je chlazena ventilací vzduchu. Použitý třecí materiál neobsahuje zdraví škodlivý azbest.

### **Brzda**

Brzda lisu je lamelová, třecí, pneumaticky ovládaná elektropneumatickým ventilem. Brzda je uložena na pravé straně hlavní hřídele. Pevné lamely brzdy jsou uloženy ve vedení konzol brzdy na tělese stojanu, rotující lamely jsou uloženy v evolventním ozubení brzdového náboje hlavní hřídele. Brzda je chlazena vodou přiváděnou z vodovodního systému kovárny. Použitý třecí materiál neobsahuje zdraví škodlivý azbest.

### **Blok přestavování**

Blok přestavení je umístěný na stole lisu. Hydraulické válce posunují střední dvojčinný klín proti horní a spodní desce. Na základě posunu klínových ploch dochází k přestavení sevřené výšky lisu. Přestavování stroje se provádí tlačítky z ovládacího panelu lisu. Hodnota přestavení je snímána čidlem a zobrazuje se na ovládacím panelu lisu.

### **Vyvažování beranu**

Hydraulické vyvažování beranu vymezuje vůle v kluzných uloženích kulisového mechanismu před kontaktem nástrojů s výkovkem, zabraňuje tvrdým rázům v kulisovém mechanismu lisu, a tím prodlužuje životnost bronzových kluzných ložisek a ostatních součástí. Dva hydraulické válce vyvažování beranu jsou umístěny na horní ploše stojanu. Na jejich pístnicích je zavěšen beran. Síla hydraulických válců působí proti součtu setrvačných a gravitačních sil beranu, jeho mechanismů a horní poloviny upínače s nástroji.

### **Třetí ložisko**

Slouží ke snížení silových účinků na kluzná ložiska hlavní hřídele a nadlehčování hmoty ozubeného kola se spojkou. Třetí ložisko je uloženo za spojkou na nosníku, který dosahuje ze stojanu za ozubené kolo. Náboj spojky je uložení ve valivém ložisku třmenu páky třetího ložiska. Třmen silou nastavenou talířovými pružinami nadlehčuje hmotnosti ozubeného kola, spojky a hřídele.

### **Mazací systémy**

Je použit automatický nezávislý tukový mazací systém kluzných ložisek kulisového mechanismu, lišt vedení beranu a vodících lišt nebo sloupků upínačů zápustek. Systém je vybaven pumpou se zásobníkem maziva, progresivními rozdělovači a systémem kontrol a ochran.

Součástí je i automatický nezávislý tukový tlakovzdušný systém mazání ozubeného převodu předlohy, který je vybaven pumpou se zásobníkem maziva a systémem kontrol a ochran.

### **Pneumatické systémy**

Pneumatické systémy lisu jsou využívány k ovládní spojky a brzdy lisu. Systémy pracují s tlakovým vzduchem z rozvodu kovárny. Požadovaný tlak vzduchu na vstupu do stroje je 0,6 MPa. Vstupní tlakový vzduch nesmí obsahovat hrubé nečistoty ani kondenzát.



### Hydraulické systémy

Na lisu je instalován hydraulický olejový systém, který se používá na přestavení sevřené výšky, vyvažování, uvolnění stojanu ze zaklínování a na horní a spodní vyhazovač. Skládá se z elektricky poháněného hydraulického agregátu, rozvodu tlakového oleje a příslušných montážních přípravků. Agregát je ve funkci během všech režimů lisu.

## 14.2 Parametry stroje

Tabulka 14-1 Navržené parametry lisu LKMK 8000

Parametr	Jednotka	Hodnota
Jmenovitá tvářecí síla	MN	80
Jmenovitá tvářecí dráha	mm	8
Zdvih beranu	mm	500
Přestavení sevřené výšky	mm	20
Sevření (beran dole/přestavení nahore)	mm	1 250
Průchod	mm	2 500
Rozměr stolu (zleva doprava/zepředu dozadu)	mm	2 400 x 2 400
Rozměr beranu (zleva doprava/zepředu dozadu)		2 200 x 2 000
Počet zdvihů beranu – trvalý chod	1/min	40
Max. počet jednotlivých zdvihů	1/min	10
Výkon elektromotoru	kW	485
Spodní vyhazovač hydraulický: zdvih	mm	150
Horní vyhazovač hydraulický: zdvih	mm	50
Předběžné rozměry lisu: šířka	mm	7 700
hloubka	mm	6 200
celková výška	mm	11 200
výška lisu nad podlahou	mm	8 600
Hmotnost lisu	kg	660 000
Celkový instalovaný příkon	kW	630

Přesnější údaje je možné získat z výkresů přiložených v příloze disertační práce.

## 15 Přínosy disertační práce

Výsledkem disertační práce je soubor analýz, z jejichž závěrů byla vytvořena koncepce velkého kovacího klikového lisu LKMK 8000. Na počátku bylo nutné provést důkladnou analýzu trhu, v rámci které byly nalezeny odlišnosti, ale především i přednosti konstrukčních a koncepčních řešení jednotlivých výrobců. Právě odlišné pohledy jednotlivých výrobců na konstrukci kovacích lisů vedly k vypracování analýz hlavních konstrukčních prvků, které jsou následující:

- Analýza mechanismu klikového lisu – u mechanismu jsem rozebral jednotlivé konstrukční způsoby a vybral nejvhodnější mechanismus pro kovací lis, kterým je kulisový mechanismus.
- Analýza stojanu lisu velkého klikového lisu – u stojanu jsem se zaměřil především na zvětšování jeho pracovního prostoru, což je současným velkým trendem. V závislosti na tom je zvyšování tuhosti a způsob dělení stojanu s ohledem na vhodnou velikost k výrobě a manipulaci. Výsledkem je návrh stojanu velkého klikového lisu se zvýšenou tuhostí a větším pracovním prostorem.
- Analýza vlivu uložení klikové hřídele na vlastnosti stroje – deformace hřídele je přímo úměrná velikosti pracovního prostoru, a proto lisy s velkým pracovním prostorem je vhodné konstruovat s vícenásobným uložením hřídele, které vede k vyšší tuhosti pracovního prostoru.
- Analýza způsobu přenosu síly – zde vyvstala otázka, jakým způsobem přenést výkon z hřídele na beran s co nejlepším využitím pracovního prostoru. Byly simulovány různé mechanismy a uspořádání a jejich výsledky vyhodnoceny. Na základě simulací byl ověřen jako nejvhodnější kulisový mechanismus jak z hlediska tuhosti, tak i hmotnosti.
- Analýza vedení beranu – z analýzy byla vyhodnocena jako nejlepší varianta osmibokého vedení, protože deformace i napětí na beranu byly nejmenší. Navíc beran s dvojitým vedením vykazoval významně nižší deformace než beran s jednoduchým vedením. Závěrem je tedy použití dvojitého a osmibokého vedení alespoň ve spodní části, kde je síla do vedení největší.
- Analýza pohonu lisu – zkoumal jsem jak konvenční, tak i zcela nové koncepce pohonu. Nicméně jako nejvhodnější varianta se jevil konvenční pohon, u kterého byly provedeny úpravy pro dosažení nejlepších vlastností.

Na základě provedených analýz je možné posunout konstrukci velkých kovacích lisů dopředu a zvyšovat tím jejich konkurenceschopnost. Je prezentována koncepce stroje s lepšími technologickými i energetickými parametry. Jelikož se v mé práci jedná o návrh velkého klikového lisu, jsou tomu uzpůsobena i kritéria hodnocení analýz a výběr vhodných parametrů.

## Závěr

Navrhovat zdárná konstrukční řešení strojů znamená nepřerušovaný kontinuální proces stálého vylepšování a přizpůsobování již vyvinutého a poznaného pro nové, často náročnější podmínky kladené na výrobní proces.

Předložená práce je jedním z malých příspěvků do uvedeného vývojového systému, a to v oblasti konstrukce velkých klikových kovacích lisů.

Všechny poznatky uvedené v práci jsou shromážděny s ohledem na stav techniky k současnému datu. Je zcela jisté, že i v tomto oboru se vývoj nezastaví a již nyní se nabízejí k výzkumu další možná řešení.

V předložené práci jsou zohledněny dlouholeté znalosti a zkušenosti jak pracovníků Katedry konstrukce strojů na ZČU v Plzni, tak i pracovníků výrobního podniku Šmeral Brno a.s., který se vývojem a výrobou uvedených lisů zabývá, a jejichž pracovních kolektivů jsem spolupracovníkem.

Pro řešení uvedené problematiky bylo přínosné, že jsem byl součástí řešitelského týmu výzkumného úkolu Centrum kompetence – Strojírenská výrobní technika od Technologické agentury České Republiky, kde jsem byl spoluautorem několika odborných publikací v oboru a úkolu DMS MŠMT ČR, kde jsem spoluautorem publikace The thermal balance of forging press and influence of it's thermal state to machine and it's operation. Advances in Mechanical Engineering, 2020. ISSN 1687-8140. Některé z výsledků této spolupráce jsou promítnuty i do předložené práce.

Práce je metodicky uspořádána tak, aby z ní byla patrna logika technického myšlení při vývoji a navrhování velkých klikových kovacích lisů. Pro široký rozsah souvislostí spojený s uvedeným vývojem nemohly být v práci uvedeny všechny oblasti týkající se tohoto výzkumu a vývoje, ale byly vybrány ty zásadní a důležité pro pochopení prezentované problematiky.

Předložená práce by měla přispět svými analýzami a závěry z nich ke zlepšení úrovně konstrukcí prováděných v oboru, především pak by měla znamenat zásadní přínos pro konstrukci velkých kovacích klikových lisů zasazený do podmínek ČR.

Výsledný, ukázkový návrh klikového kovacího lisu LKMK 8000 je zpracován jako návrh prototypu připravený pro realizaci v závodu Šmeral Brno a.s., v případě zájmu vhodného zákazníka. (Z tohoto návrhu je v příloze práce pro představu uvedena základní výkresová dokumentace.)

Budu velice rád, pokud tato moje práce také přispěje k posunutí úrovně technických znalostí v oblasti konstrukce velkých klikových kovacích lisů.

Z výše uvedeného je zřejmé, že předložením mojí výzkumné práce v dané oblasti výzkum nekončí, ale musí pokračovat řešením stále se nově a nově objevujících problémů, na jejichž řešení bych se chtěl i nadále podílet.

## Citovaná literatura

- [1] ČECHURA, Milan, HLAVÁČ, Jan a STANĚK, Jiří. *Konstrukce tvářecích strojů*. 1. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2015. ISBN 978-80-261-0513-8
- [2] MAŇAS, Stanislav. *VÝROBNÍ STROJE A ZAŘÍZENÍ Tvářecí stroje*. Praha: ČVUT, 2006. 90 s.
- [3] KAMELANDER, Ivan. *Tvářecí stroje I*. Vyd. 2., opr. Brno: Vysoké učení technické, 1982. 296 s. Učební texty vysokých škol / Vysoké učení technické, fakulta strojní.
- [4] KAMELANDER, Ivan. *Tvářecí stroje II*. Brno: Vysoké učení technické, 1985. 241 s. Učební texty vysokých škol / Vysoké učení technické, fakulta strojní.
- [5] POKORNÝ, Přemysl. *VÝROBNÍ STROJE II, Mechanické lisy*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 1998. 123 s.
- [6] NOVOTNÝ, Karel. *VÝROBNÍ STROJE A ZAŘÍZENÍ, TVÁŘECÍ STROJE*. Brno: Vysoké učení technické, 2002. 122 s.
- [7] ČECHURA, M., a kol. *VÝVOJ NOVÝCH A INOVACE STÁVAJÍCÍCH KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ TVÁŘECÍCH STROJŮ*. Technologická agentura České Republiky, 2017. Centrum kompetence - Strojírenská výrobní technika.
- [8] ČECHURA, M., a kol. *VÝVOJ NOVÝCH A INOVACE STÁVAJÍCÍCH KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ TVÁŘECÍCH STROJŮ*. Technologická agentura České Republiky, 2018. Centrum kompetence - Strojírenská výrobní technika.
- [9] ČECHURA, M., a kol. *VÝVOJ NOVÝCH A INOVACE STÁVAJÍCÍCH KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ TVÁŘECÍCH STROJŮ*. Technologická agentura České Republiky, 2019. Centrum kompetence - Strojírenská výrobní technika.
- [10] ŠMERAL BRNO a.s., *Svislé kovací lisy* [online]. [cit. 1. 7. 2019]. Dostupné z: <https://www.smeral.cz>
- [11] ŽĎAS a.s., *Mechanické lisy* [online]. [cit. 1. 7. 2019]. Dostupné z: <https://www.zdas.com/cs/produkce/mechanicke-lisy/>
- [12] SCHULER GROUP, *Forging Technology* [online]. [cit. 1. 7. 2019]. Dostupné z: [https://www.schulergroup.com/technologien/forging\\_technology/index.html](https://www.schulergroup.com/technologien/forging_technology/index.html)
- [13] SMS GROUP, *Forging and pressing processes* [online]. [cit. 1. 7. 2019]. Dostupné z: <https://www.sms-group.com/plants/process/forging-pressing-processes/>
- [14] TMP, *Die Forming Equipment* [online]. [cit. 1. 7. 2019]. Dostupné z: <http://www.tmp-press.com/products/die-forging/>
- [15] NKMZ, *Crank presses* [online]. [cit. 1. 7. 2019]. Dostupné z: <http://www.nkmz.com/index.php?id=582&L=1>
- [16] KURIMOTO, *Forging Press* [online]. [cit. 1. 7. 2019]. Dostupné z: [http://www.kurimoto.co.jp/worldwide/en/product/genre/genre\\_30.php](http://www.kurimoto.co.jp/worldwide/en/product/genre/genre_30.php)
- [17] SUMITOMO HEAVY INDUSTRIES, *Forging Presses* [online]. [cit. 1. 7. 2019]. Dostupné z: <http://www.shi.co.jp/english/products/industry/press/index.html>

- [18] YANDON, *MP Series Hot Forging Press* [online]. [cit. 1. 7. 2019]. Dostupné z: [http://yadonpress.com/product\\_detail/mp-series-hot-forging-press-14575869513620709.html](http://yadonpress.com/product_detail/mp-series-hot-forging-press-14575869513620709.html)
- [19] ERIE PRESS SYSTEMS, *Mechanical Forging Press* [online]. [cit. 1. 7. 2019]. Dostupné z: <https://eriepress.com/Forging-Presses/mechanical-forging-press.html>
- [20] FARINA PRESSE, *GFL guided ram presses* [online]. [cit. 1. 7. 2019]. Dostupné z: <http://www.farinapresse.it/en/production/glf-guided-ram-presses/>
- [21] AJAX CECO, *Forging Presses* [online]. [cit. 1. 7. 2019]. Dostupné z: <https://cdn.thomasnet.com/ccp/00032316/213774.PDF>
- [22] EXA PRO, *Klikový lis/ výstředníkový lis* [online]. [cit. 1. 7. 2019]. Dostupné z: <https://www.exapro.cz/vystrednikovy-lis-zdas-lkjp-400-p80117221/>

Tato disertační práce vznikla za podpory MŠMT a EU, projektu „Strojírenská výrobní technika a přesné strojírenství“, reg. č. CZ.02.1.01/0.0/0.0/16\_026/0008404 financovaného z OP VVV.

## PŘÍLOHA č. 1

<b>Seznam vykovaných zkoušek</b>		
Konstrukce tvářecích strojů	doc. Ing. Milan Čechura, CSc.	29. 3. 2018
Měřicí technika, diagnostika a experiment v oboru	doc. Ing. Josef Formánek, Ph.D.	12. 9. 2018
Aplikace MKP v oboru	prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.	12. 9. 2019
Anglický jazyk	Jeremy Marc King, M.A.	12. 12. 2018
Státní doktorská zkouška	Zkušební komise	13. 12. 2019

<b>Publikované práce</b>
ČECHURA, M., a kol., The termal balance of forging press and influence of it's thermal state to machine and it's operation. Advances in Machanical Engineering, 2020. ISSN 1687-8140
ČECHURA, M., VOLEJNÍČEK, M., Development and specifics of the construction of a LKMK 8000 large crank press. Science Journal, 2019. ISSN 1803-1269
ČECHURA, M., a kol. Dv#11 (2017) Vývoj nových a inovace stávajících konstrukčních řešení tvářecích strojů. Technologická agentura České Republiky, 2017. Centrum kompetence - Strojírenská výrobní technika
ČECHURA, M., a kol. Dv#11 (2018) Vývoj nových a inovace stávajících konstrukčních řešení tvářecích strojů. Technologická agentura České Republiky, 2018. Centrum kompetence - Strojírenská výrobní technika
ČECHURA, M., a kol. Dv#11 (2019) Vývoj nových a inovace stávajících konstrukčních řešení tvářecích strojů. Technologická agentura České Republiky, 2019. Centrum kompetence - Strojírenská výrobní technika
Kolektiv autorů. Zpráva z řešení projektu za rok 2018. Výzkum a vývoj nových řešení pro technologie tváření, Ministerstvo průmyslu a obchodu. FV-TRIO
Kolektiv autorů. Zpráva z řešení projektu za rok 2019. Výzkum a vývoj nových řešení pro technologie tváření, Ministerstvo průmyslu a obchodu. FV-TRIO
TOMAN, P., VOLEJNÍČEK, M., Šmeral Brno a.s. uvádí na trh nové prototypy pro přesné kování. Duben 2019, Kovárenství 68. ISSN 1213-9289
VOLEJNÍČEK, M., Optimalizace tvaru nástroje pro válcování. Leden 2020. MM Průmyslové spektrum, 2020. ISSN: 1212-2572
VOLEJNÍČEK, M., O klíčový produkt Šmeralu je zájem. Březen 2019, Kovárenství 67. ISSN 1213-9289
VOLEJNÍČEK, M., ŽILA, S., Šmeral Brno a.s. uvádí prototyp pro přesné stříhání. Říjen 2019, Kovárenství 70. ISSN 1213-9289
Užitný vzor - Systém pro adaptivní řízení vůlí beranu, číslo zápisu: 32762, číslo přihlášky: 2019-35945
Užitný vzor – Pohon mechanického lisu, číslo zápisu: 33610, číslo přihlášky: 2019-36671

Prototyp - Lis Šmeral Brno 2500 tun, ověření teoretických poznatků v praxi z programu CK
--

<b>Účast na konferencích</b>
------------------------------

12. Kovářská konference Brno 2019 - přednáška: Šmeral Brno uvádí na trh nové prototypy pro přesné kování
--

<b>Spolupráce na grantových projektech a pedagogická činnost</b>
--

Dotační program TRIO - FV10578
--------------------------------

Dotační program Centrum kompetence - TE01020075
---

Dotační program EPSILON - TH02011002
--------------------------------------

Dotační program DMS – CZ.02.1.01/0.0/0.0/16_026/0008404
---

Odborný konzultant DP – Jan Matoušek
--------------------------------------

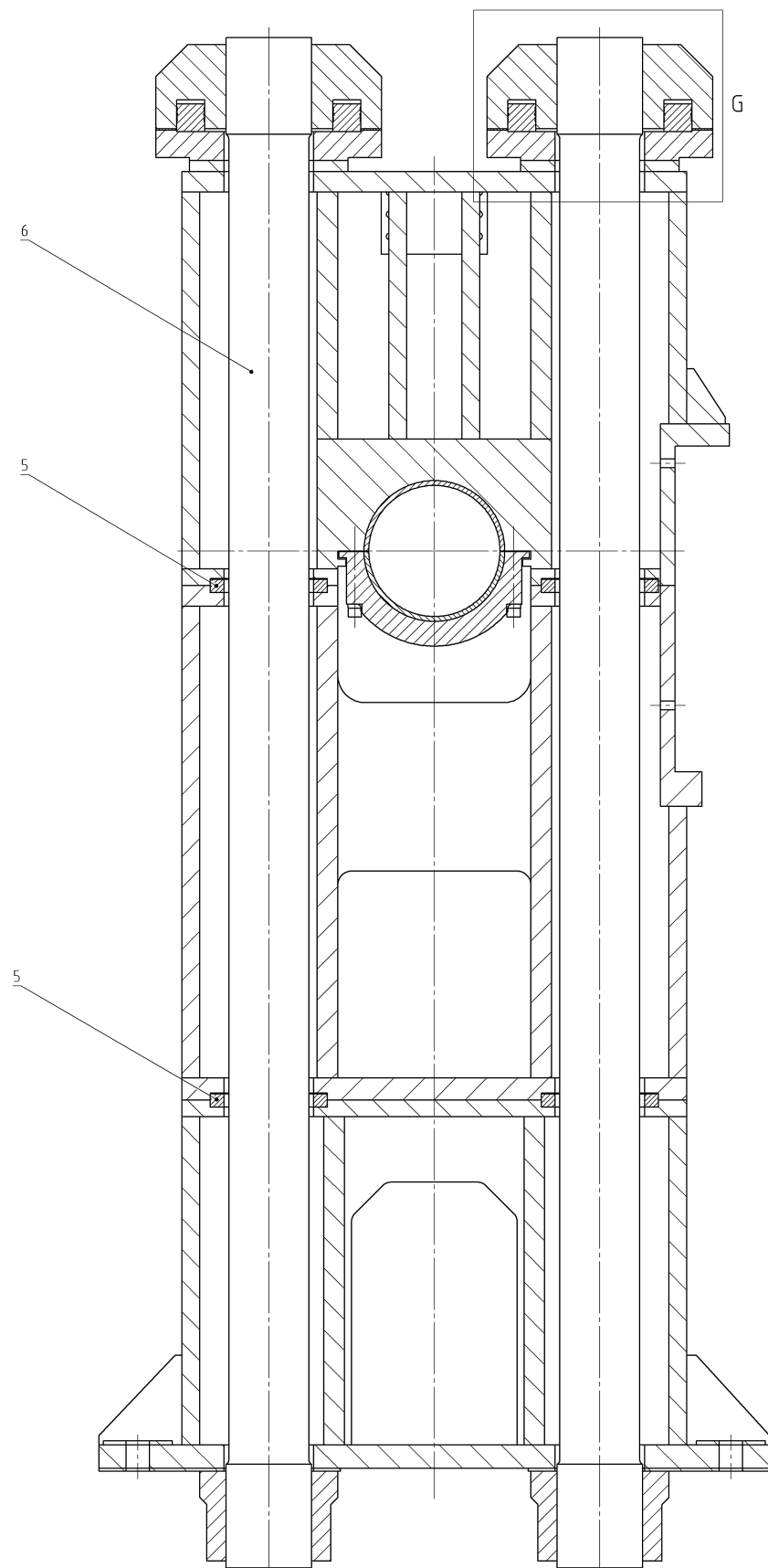
Odborný konzultant DP – Adam Ježek
------------------------------------

## PŘÍLOHA č. 2

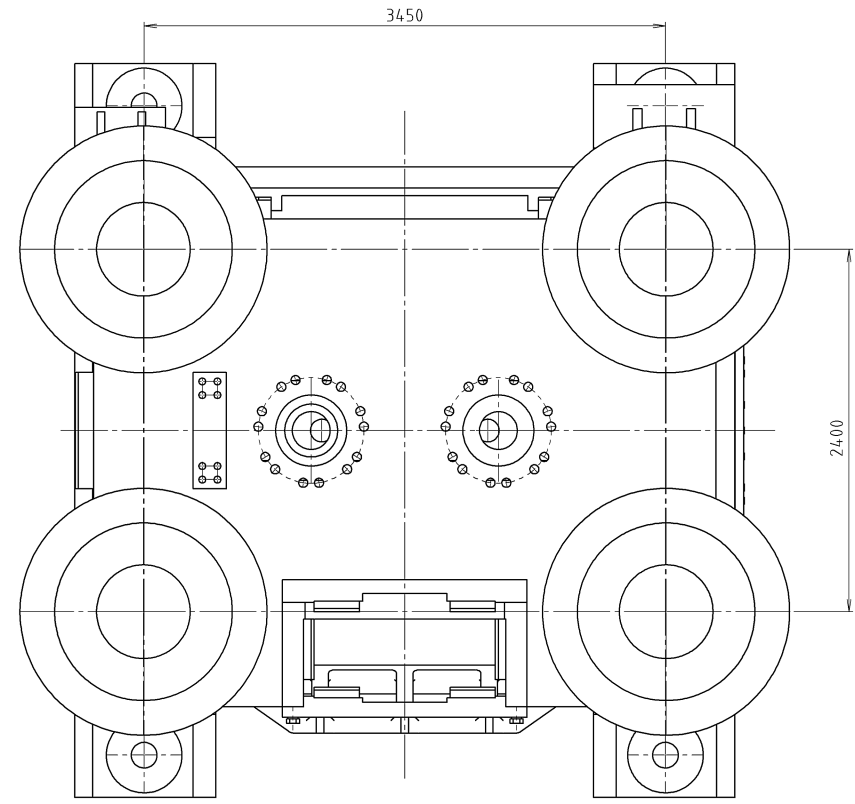
<b>Seznam výkresové dokumentace</b>	
910 000 XXX1	LKMK 8000
0 011 XXX1	Stojan
0 040 XXX1	Beran
0 230 XXX1	Předloha
0 110 XXX1	Spojka
0 130 XXX1	Brzda



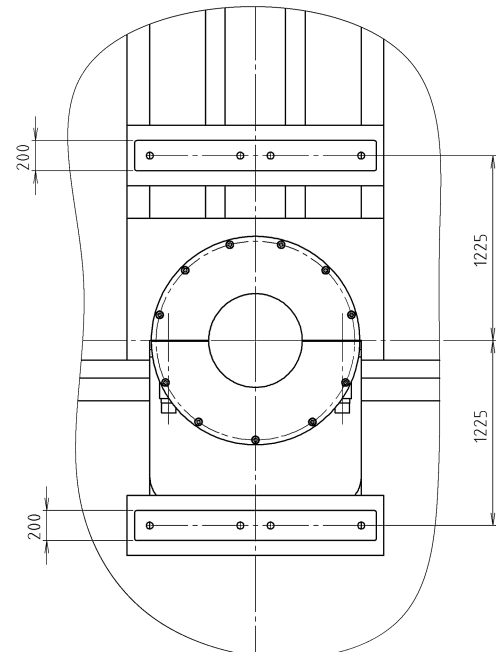
ŘEZ D-D



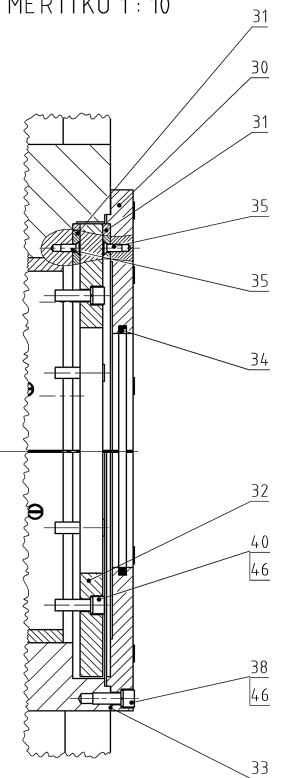
POHLED H



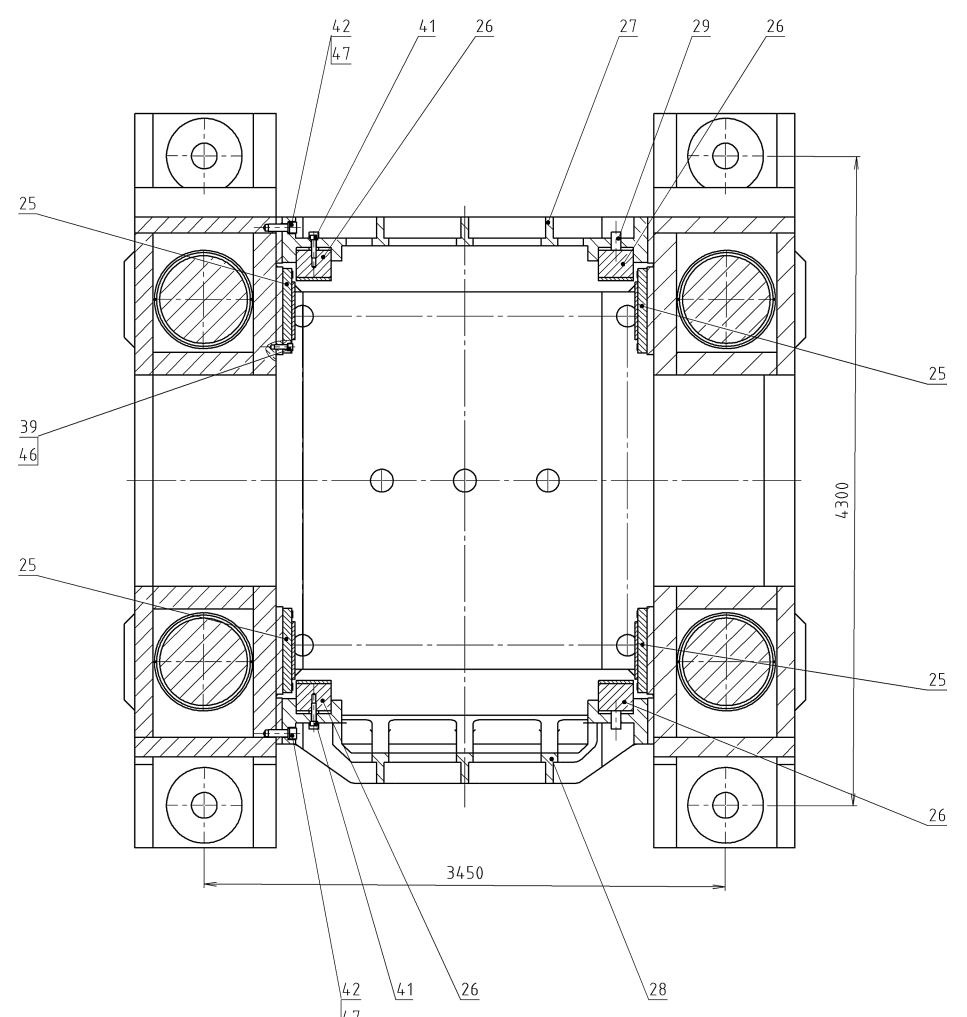
POHLED J



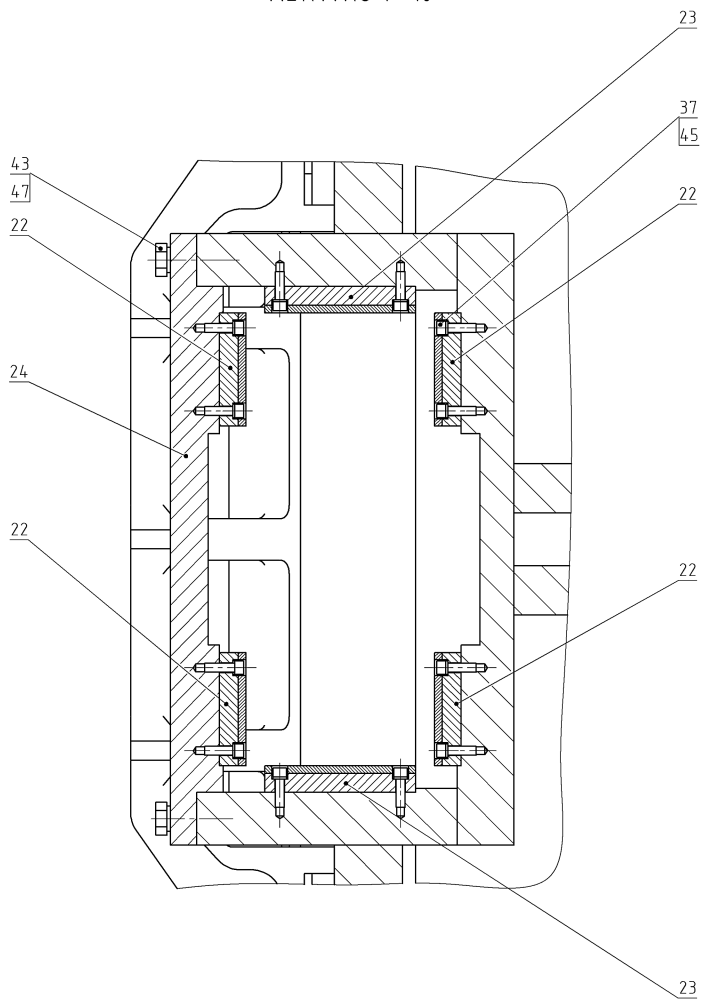
DETAIL F  
MĚŘITKO 1:10



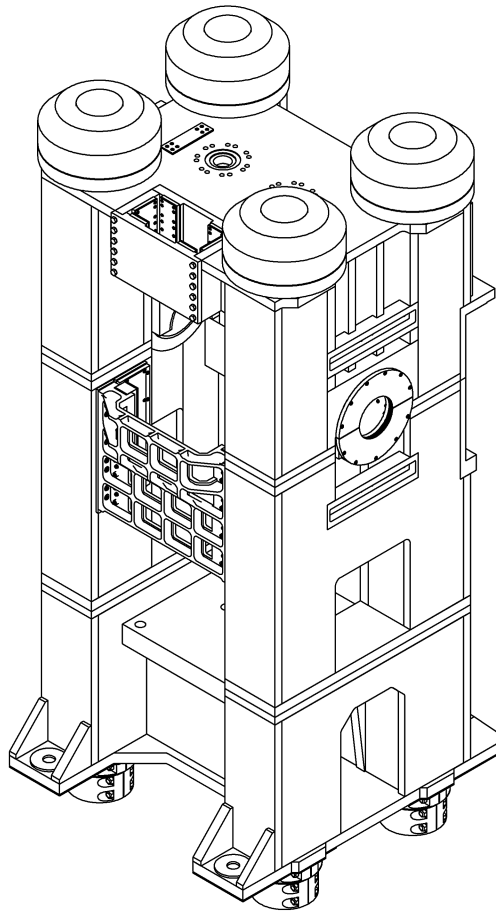
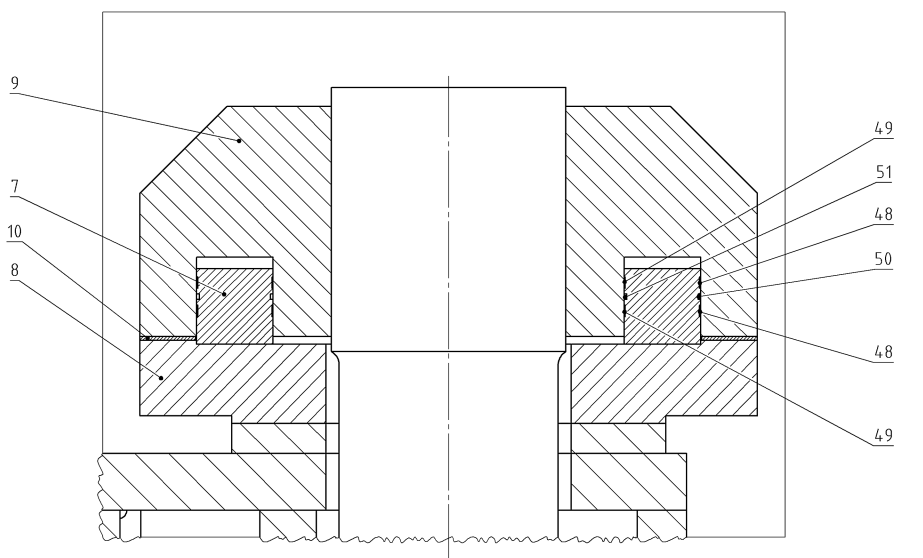
ŘEZ C-C



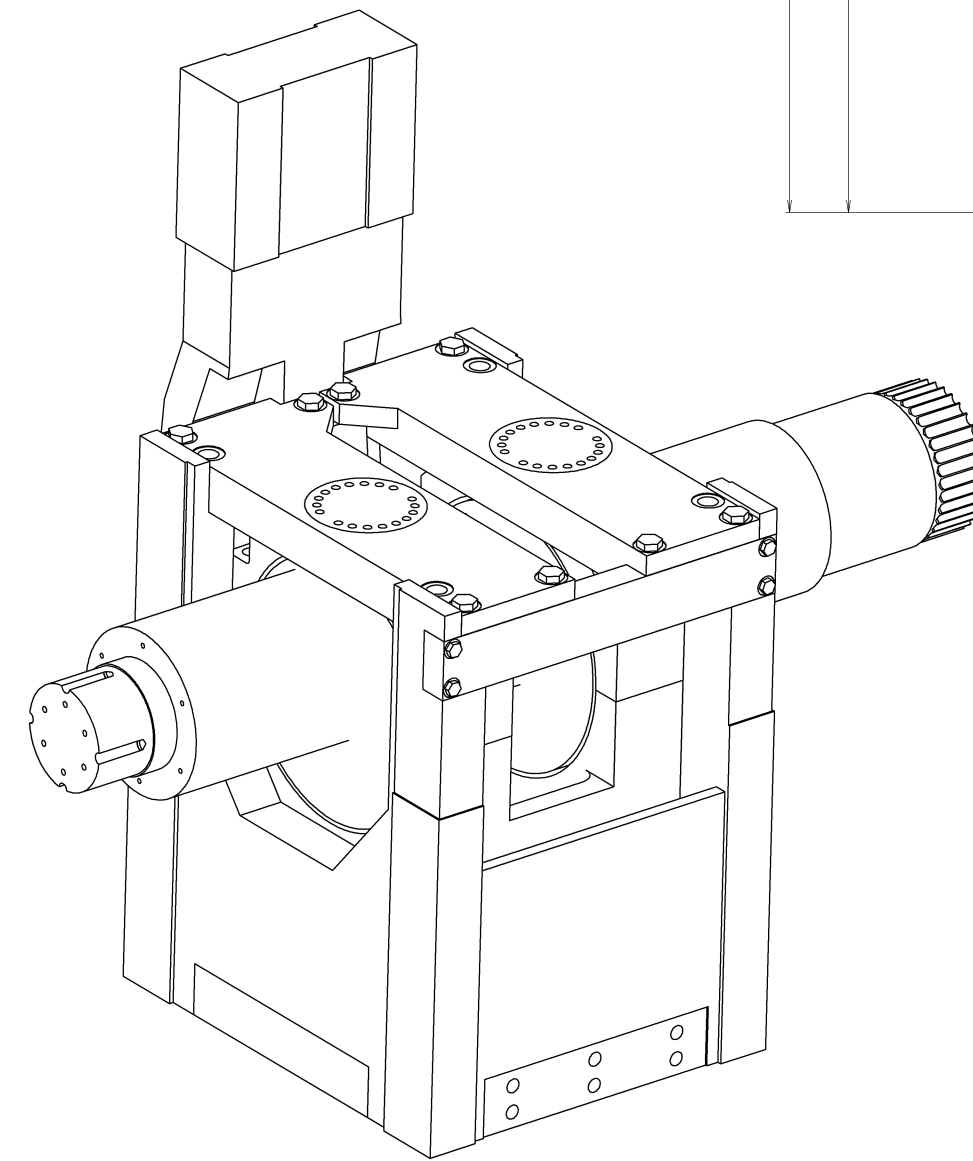
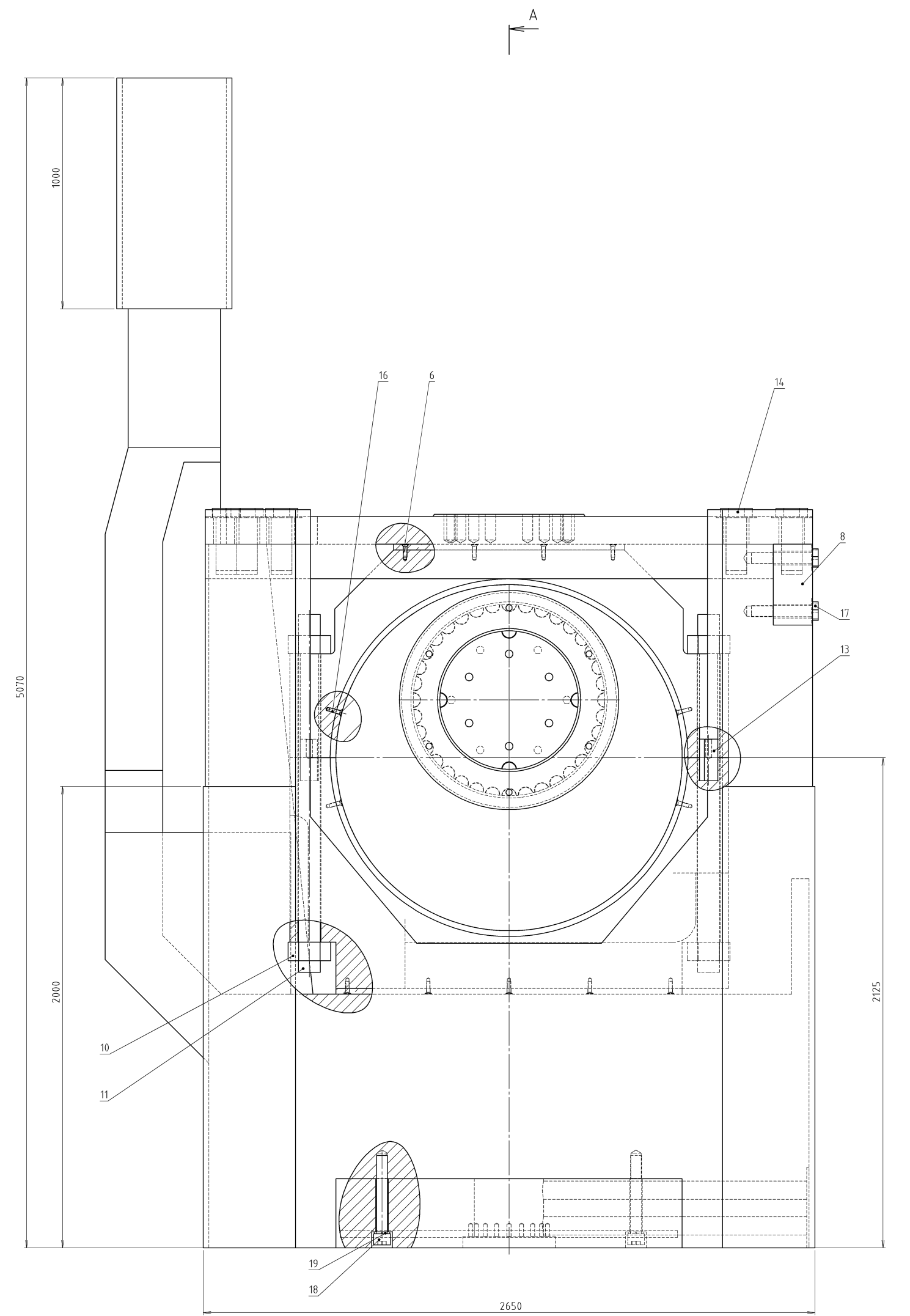
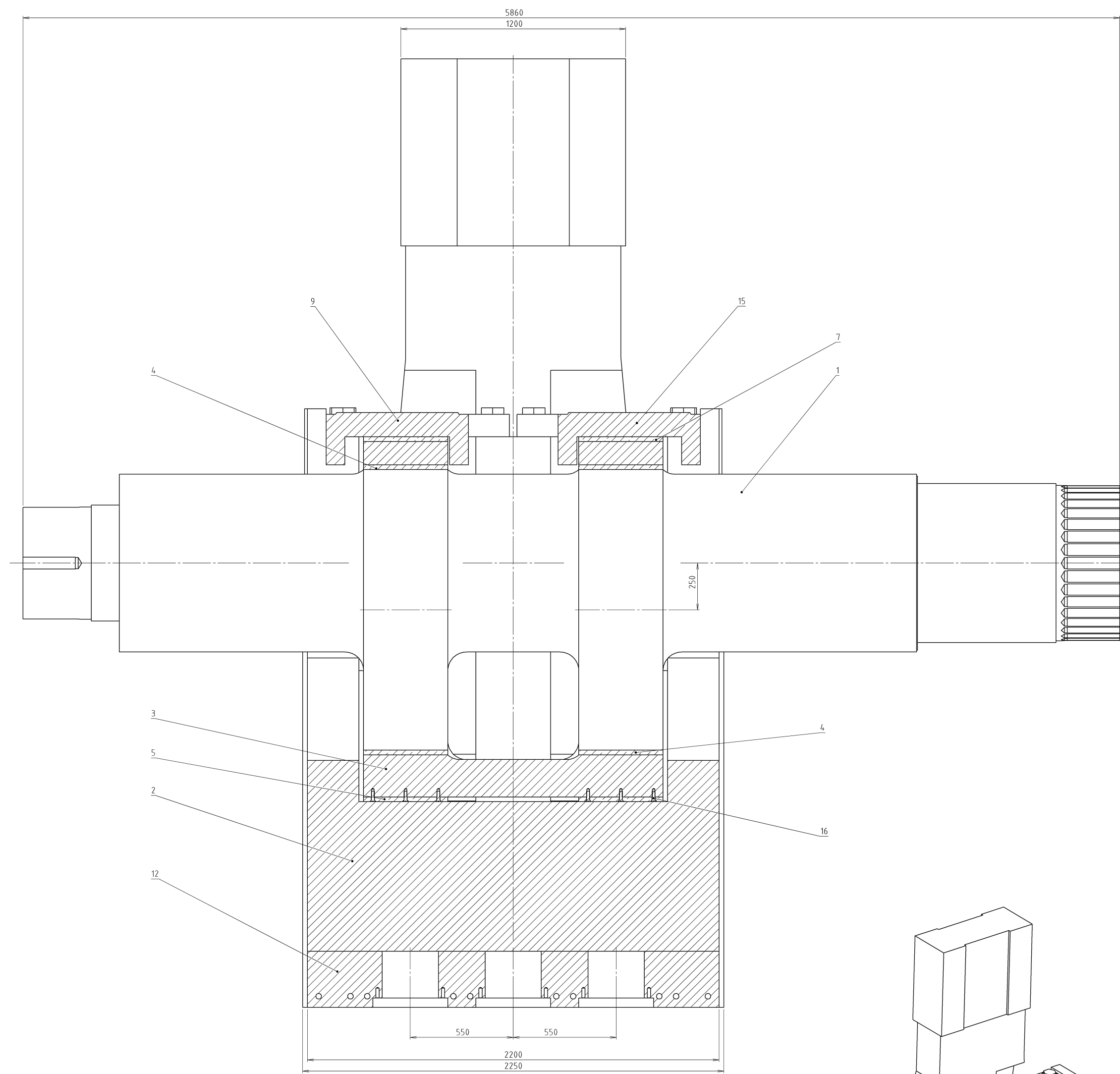
ŘEZ E-E  
MĚŘITKO 1:10



DETAIL G  
MĚŘITKO 1:10

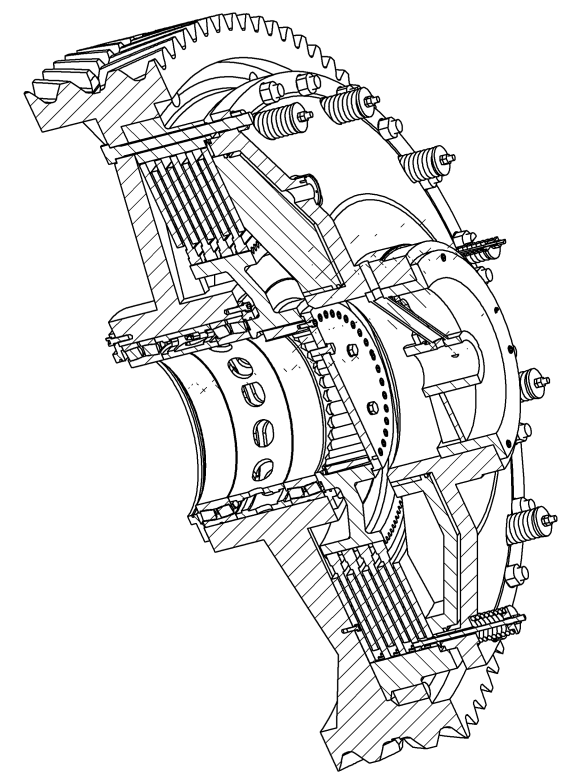
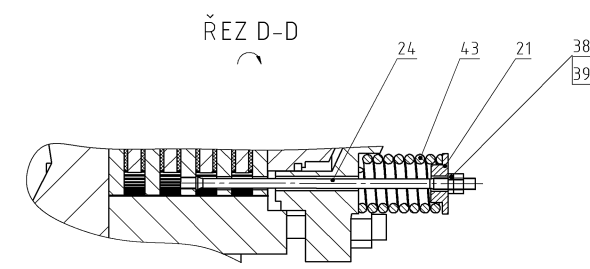
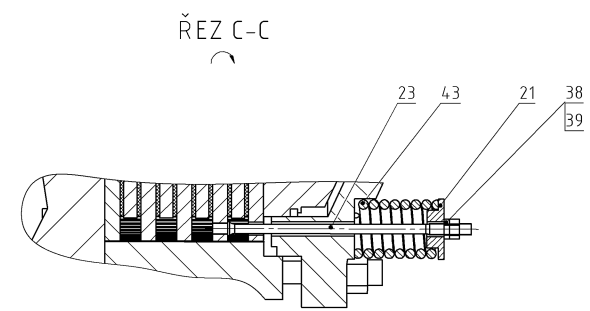
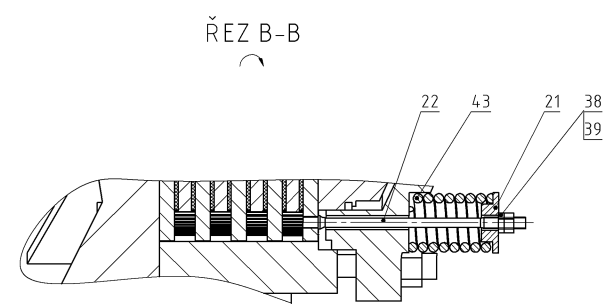
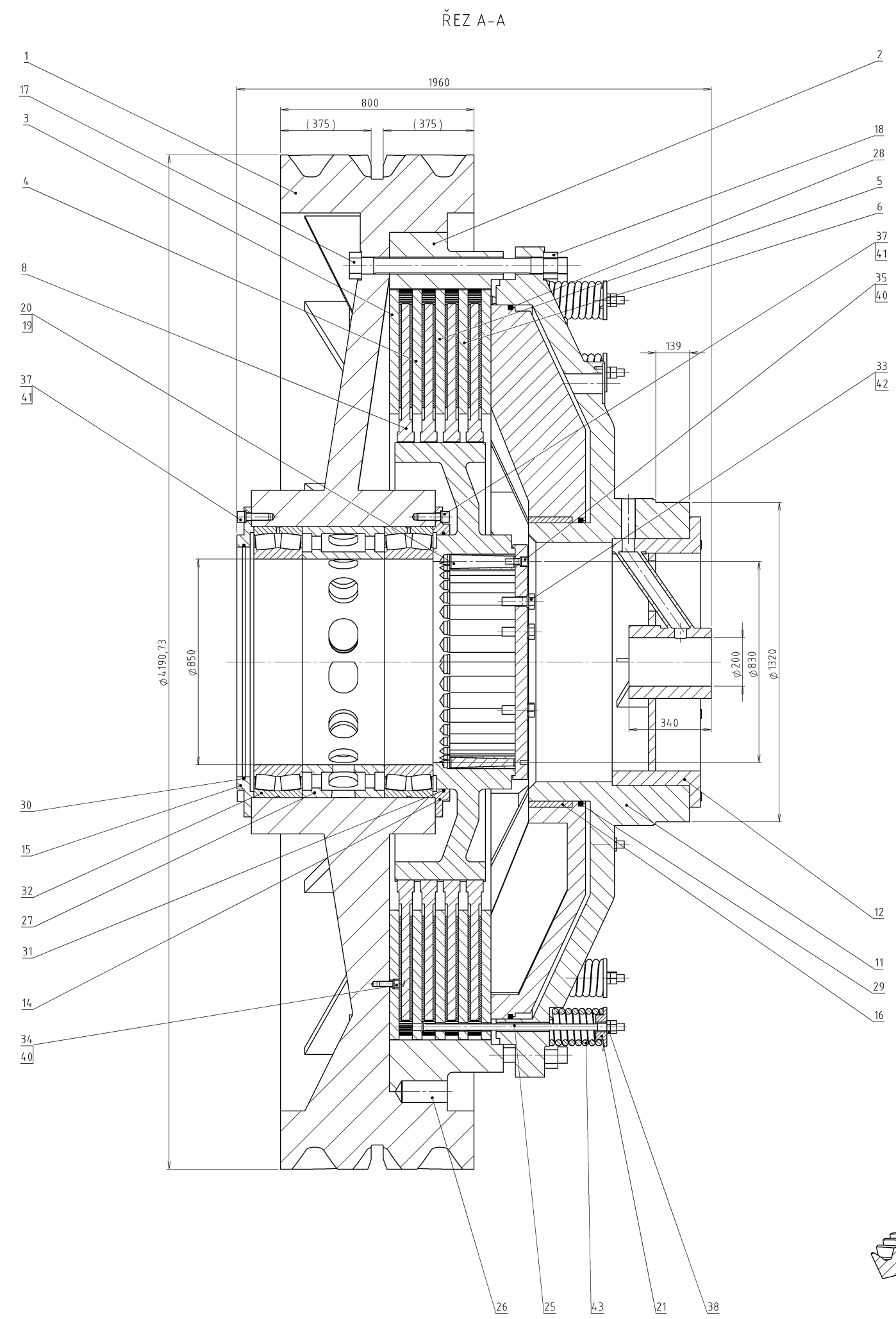
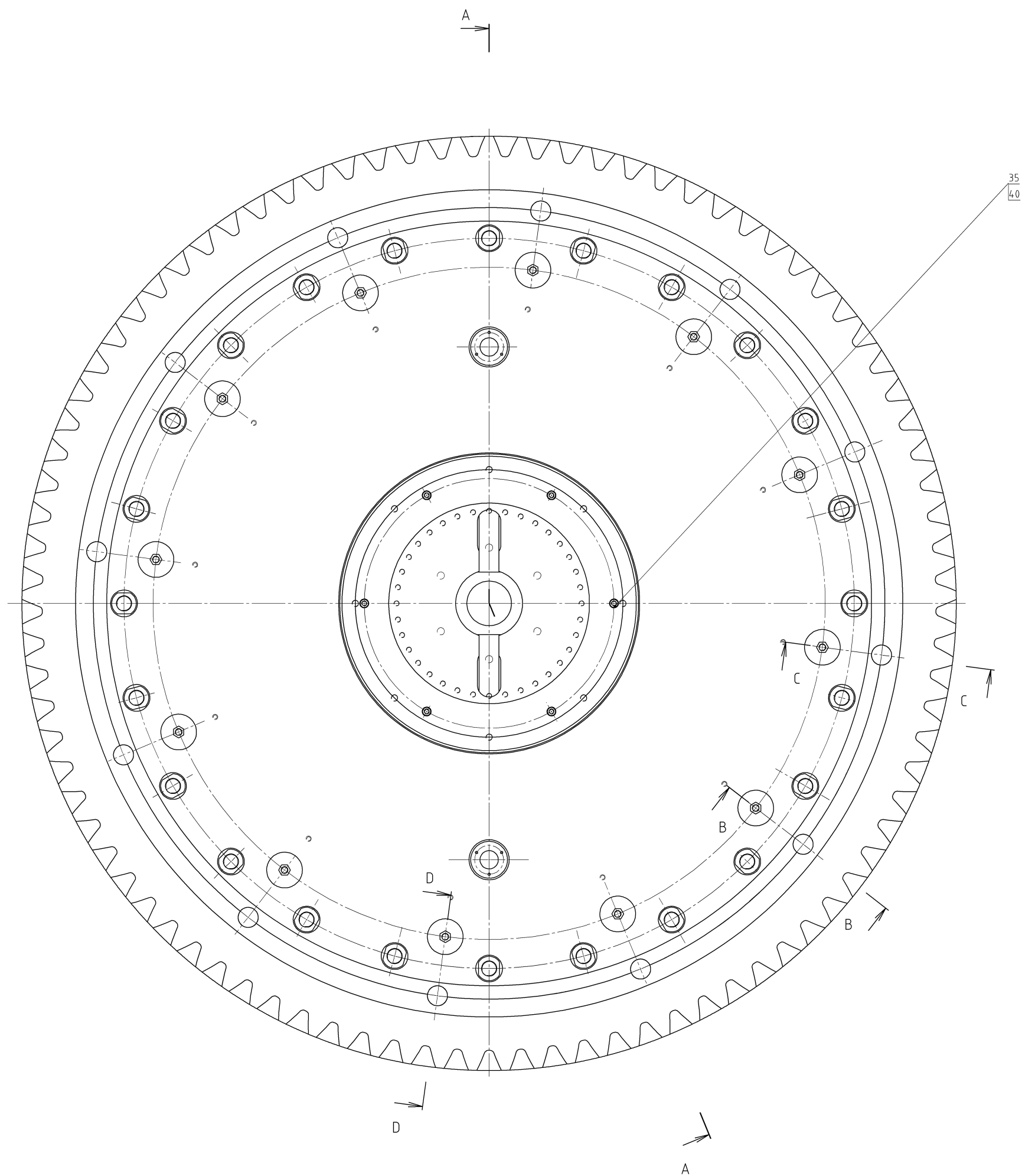


ISO 2768-mK (ČSN 01 4240-10/92)		Název výrobku: 4.30799	
Číslo	Název	Číslo	Název
0	010	XXX1	2 / 3
Datum: 03.3.2009 Verze: 01 Kreslil: [Signature] Projekt: [Signature]		Měřítko: 1:10 Měřítko: 1:10 Měřítko: 1:10 Měřítko: 1:10	



ISO 2768-mK (ČSN 01 4240-10/92)

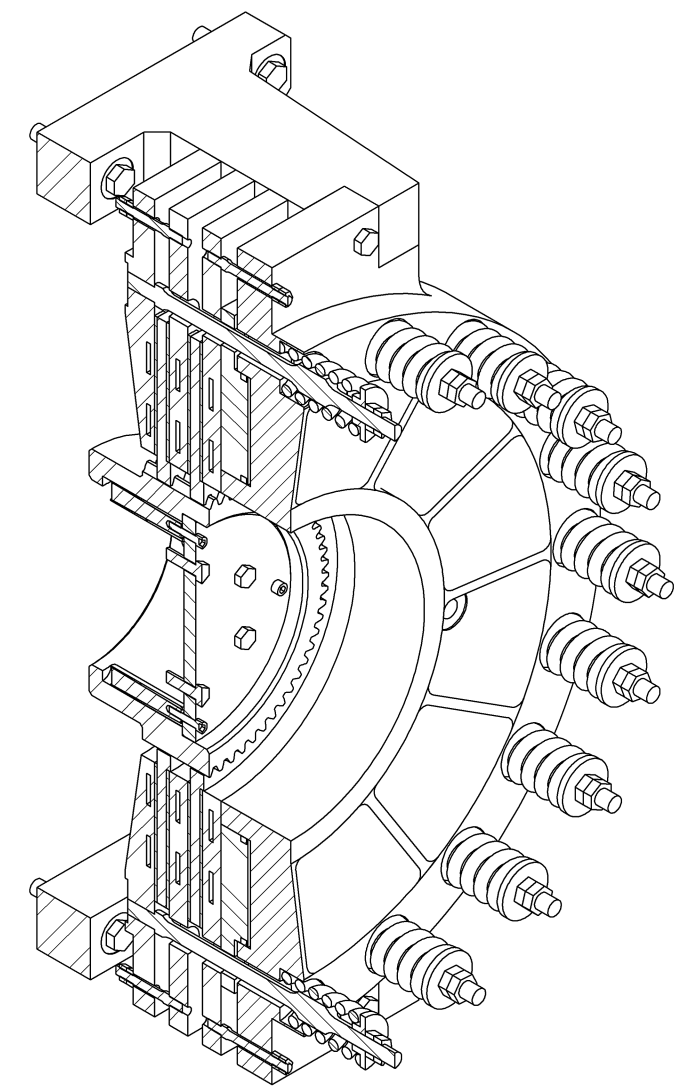
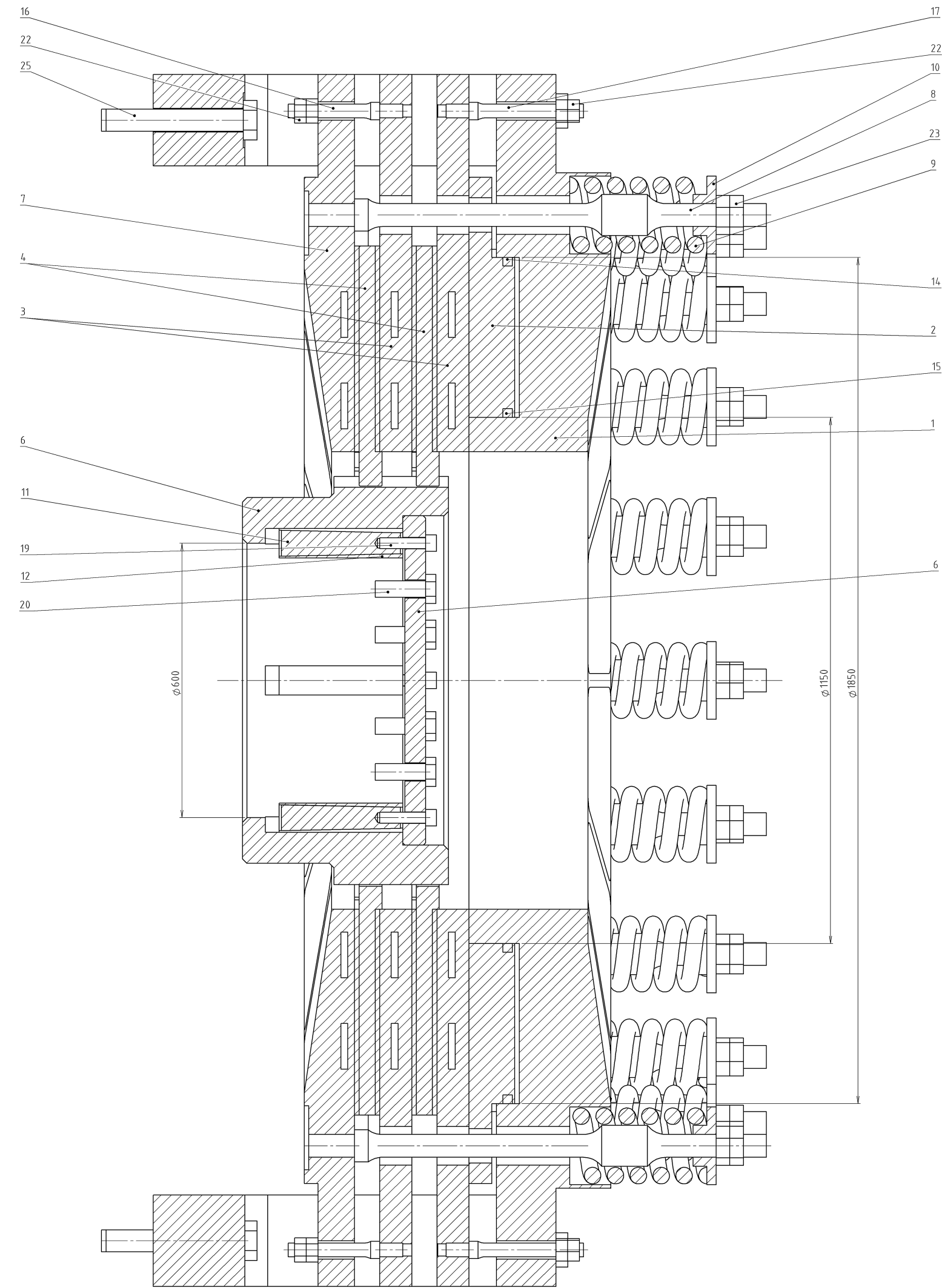
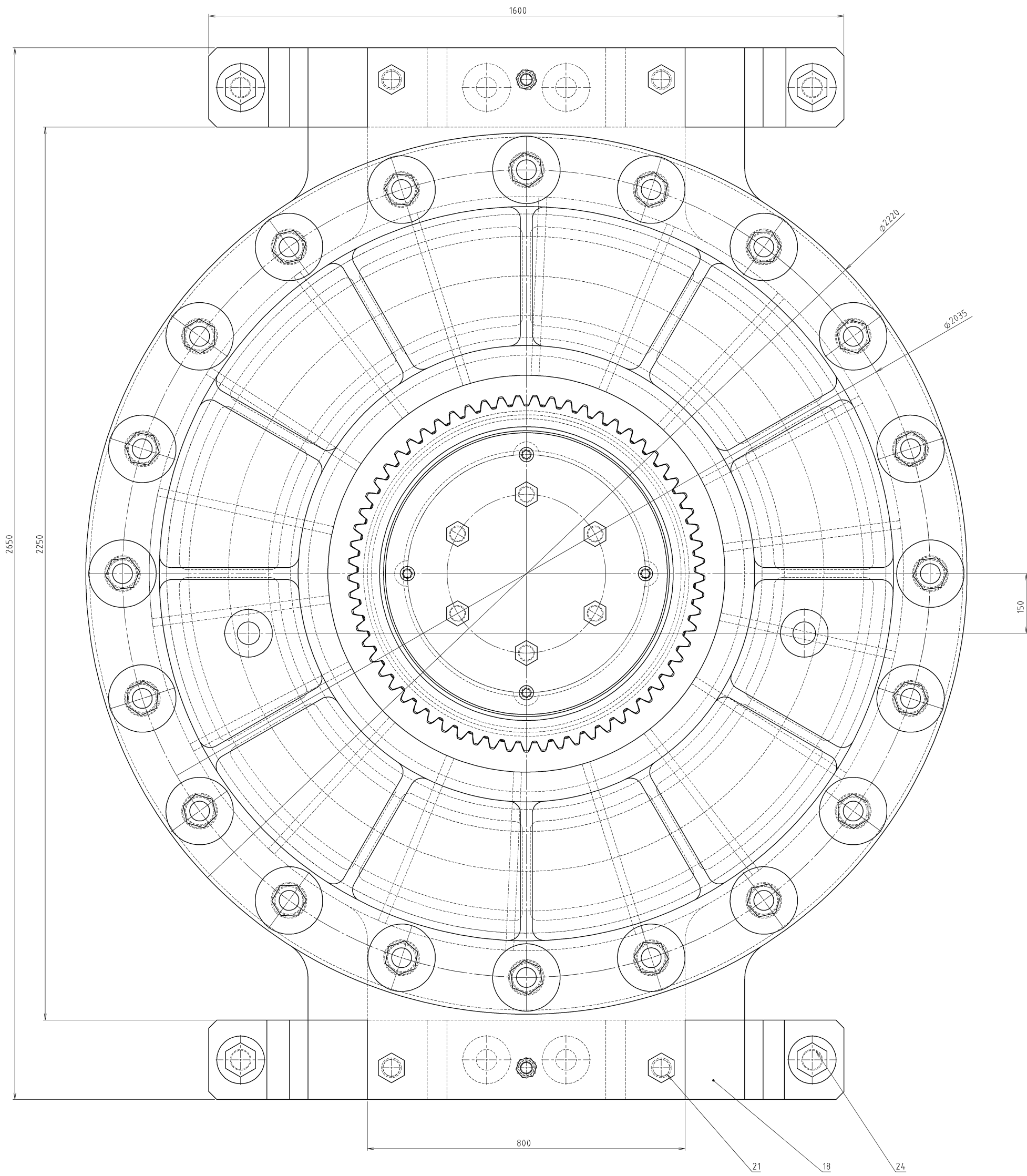
Číslo kresby		Název výrobku		Kód výrobku		Název výrobce		Kód výrobce	
040 XXX1		040 XXX1		13395		BERAN		13395	
1	Č. dílu	Materiál výrobce	Materiál konečného výrobce	Č. dílu	Č. dílu konečného výrobce	11	číslo dílu konečného výrobce	1:10	1:10
2	Č. příslušenství	Detail-výrobce	Výrobce příslušenství	Č. příslušenství	Č. příslušenství konečného výrobce	12	číslo příslušenství konečného výrobce	M3	M3
3	Č. tvarů	Norma	Norma konečného výrobce	Č. tvarů	Č. tvarů konečného výrobce	13	číslo tvarů konečného výrobce		
4	Č. technických podmínek	Technická podmínka	Technická podmínka konečného výrobce	Č. technických podmínek	Č. technických podmínek konečného výrobce	14	číslo technických podmínek konečného výrobce		
5	Č. měřících postupů	Měřicí postup	Měřicí postup konečného výrobce	Č. měřících postupů	Č. měřících postupů konečného výrobce	15	číslo měřících postupů konečného výrobce		
6	Č. schém	Schéma	Schéma konečného výrobce	Č. schém	Č. schém konečného výrobce	16	číslo schém konečného výrobce		



ISO 2768-mK (ČSN 01 4240-10/92)

EXPR800	5. nov. 2020					Název výrobku	0 110 XXX1-Spojka
Typ						Název modelu	0 110 XXX1-Spojka
Č. kódu		Materiál výrobku		Materiál konektů		Č. modelu - zápatky	70984.7
Č. přísluš. jednotky		Dobrot-pojky	Výroba-číslo	Výroba-číslo		Č. výroby - I. Solinka	1:10
1		Norma				Název	SPOJKA
2		Technický					
3		Metálový					
4		Schválil					
5		0	110	XXX1	1 / 2		
6		0 3 2020					





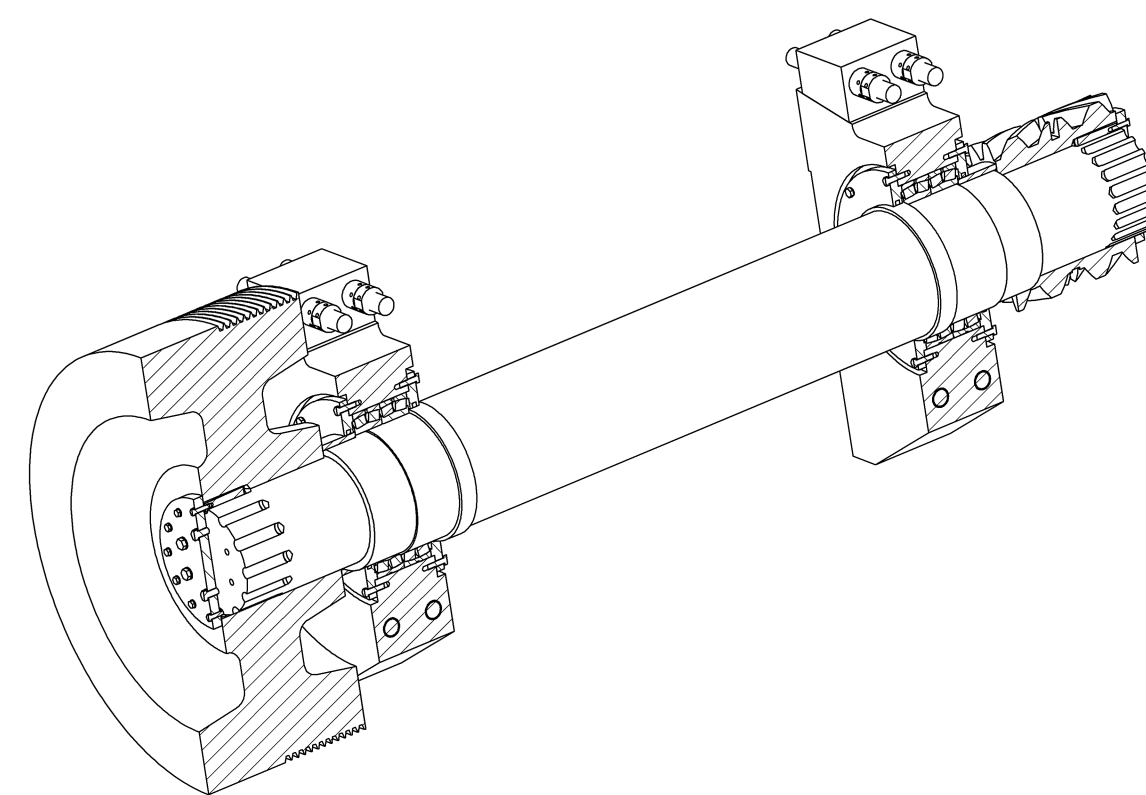
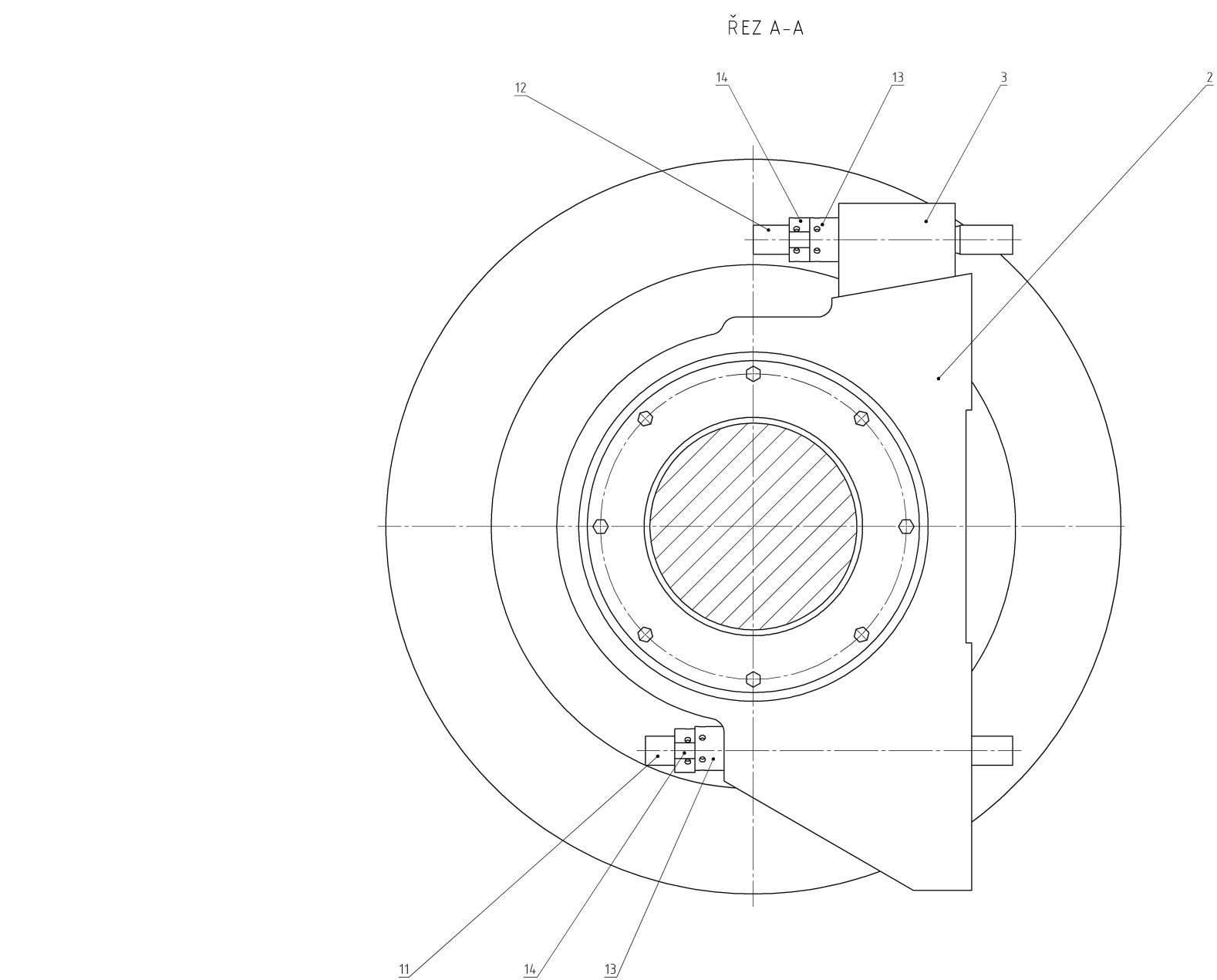
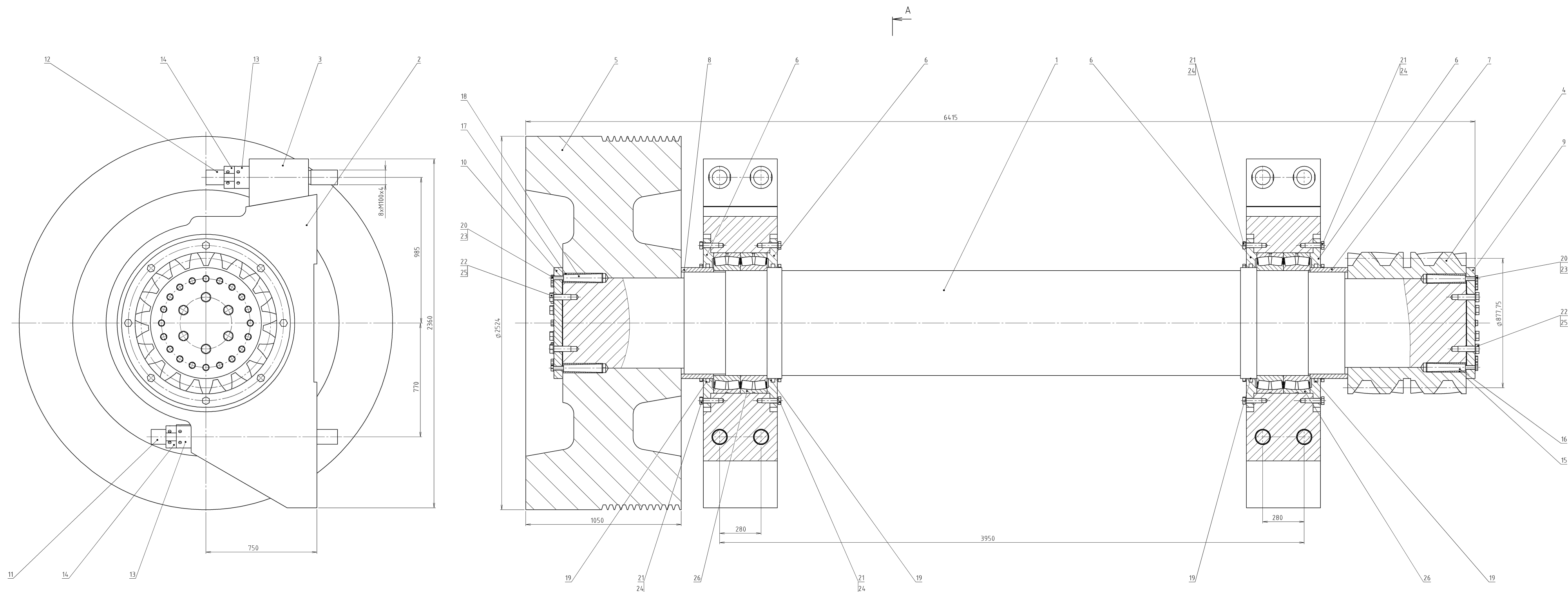
ISO 2768-mK (ČSN 01 4240-10/92)

LEPK 8000	5. roční období				Název výrobce	Č. 191 XXX1
Kód					Název modelu	Č. 191 XXX1
Č. kódu	Materiál výrobce	Materiál konečný			Č. modelu - zápatky	11 zápatí
Č. č. přístroj. jednotky	Dotlač-přístroj	Výrobní číslo	Výběr přístroj.		Č. frézky	Č. Solinka
1	Frézování	Normální			Číslo zápatí	1:5
2	Technický					
3	Metálový					
4	Schválen					
5	Státní					
6	Státní					

**BRZDA**

0 130 XXX1 1 / 2

11.2.2009



ISO 2768-mK (ČSN 01 4240-10/92)

Typ	S mont. jednotka	Název výrobce	Č. 230 - xxx1
Č. code	Materiál výrobce	Materiál konečn.	Název modelu
1			63822
2	Č. přizpůsobení	Dobro-použití	Výrobce: VIDEPIK-EK
3		Technické	Č. výrobce
4		Norma	Č. výrobce
5		Technické	M31
6		Název	1:10
7		Technické	
8		Technické	
9		Schválil	
10		Datum	3.3.2020



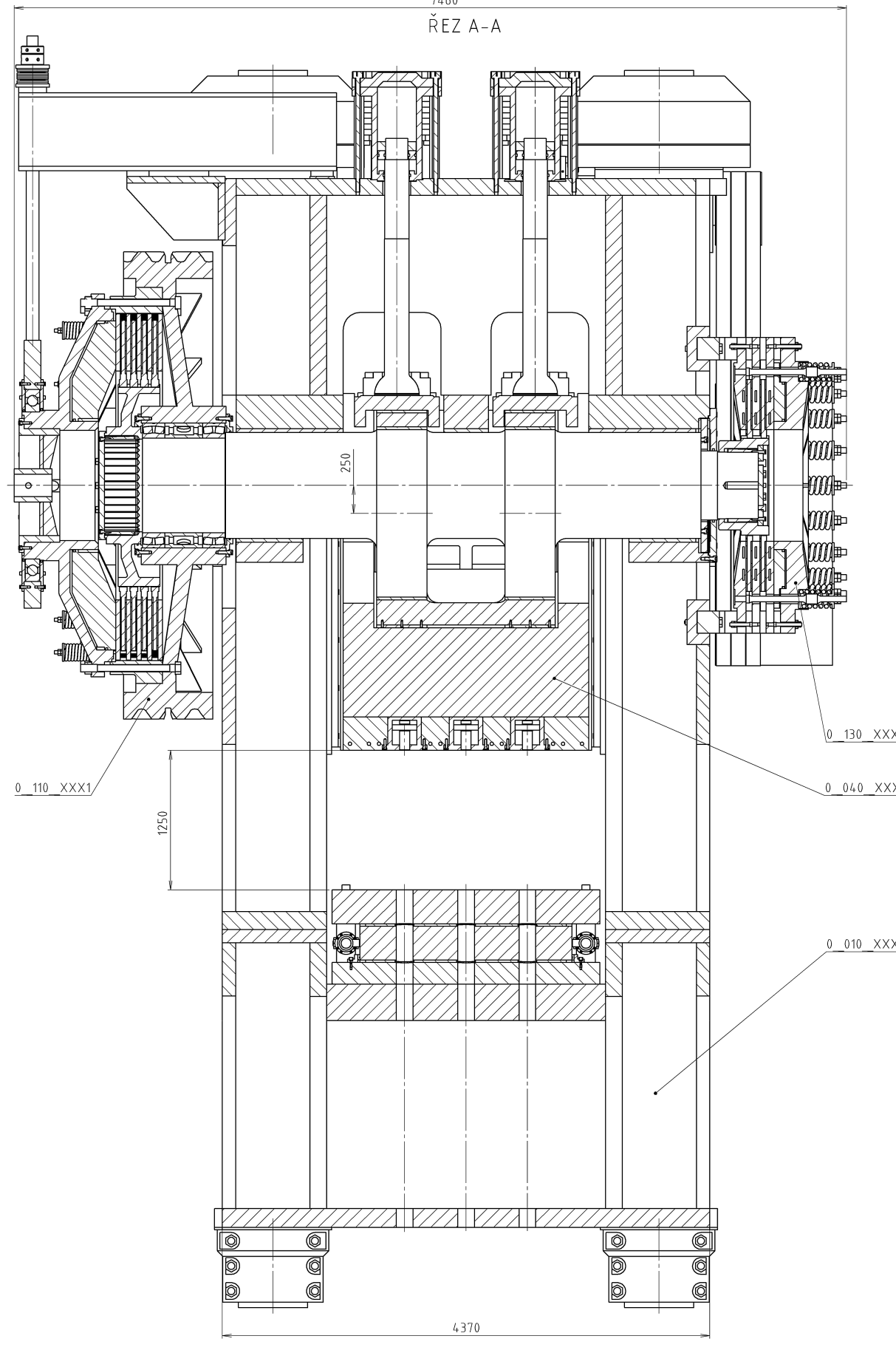
PŘEDLOHA

0 230 XXX1 1 / 2

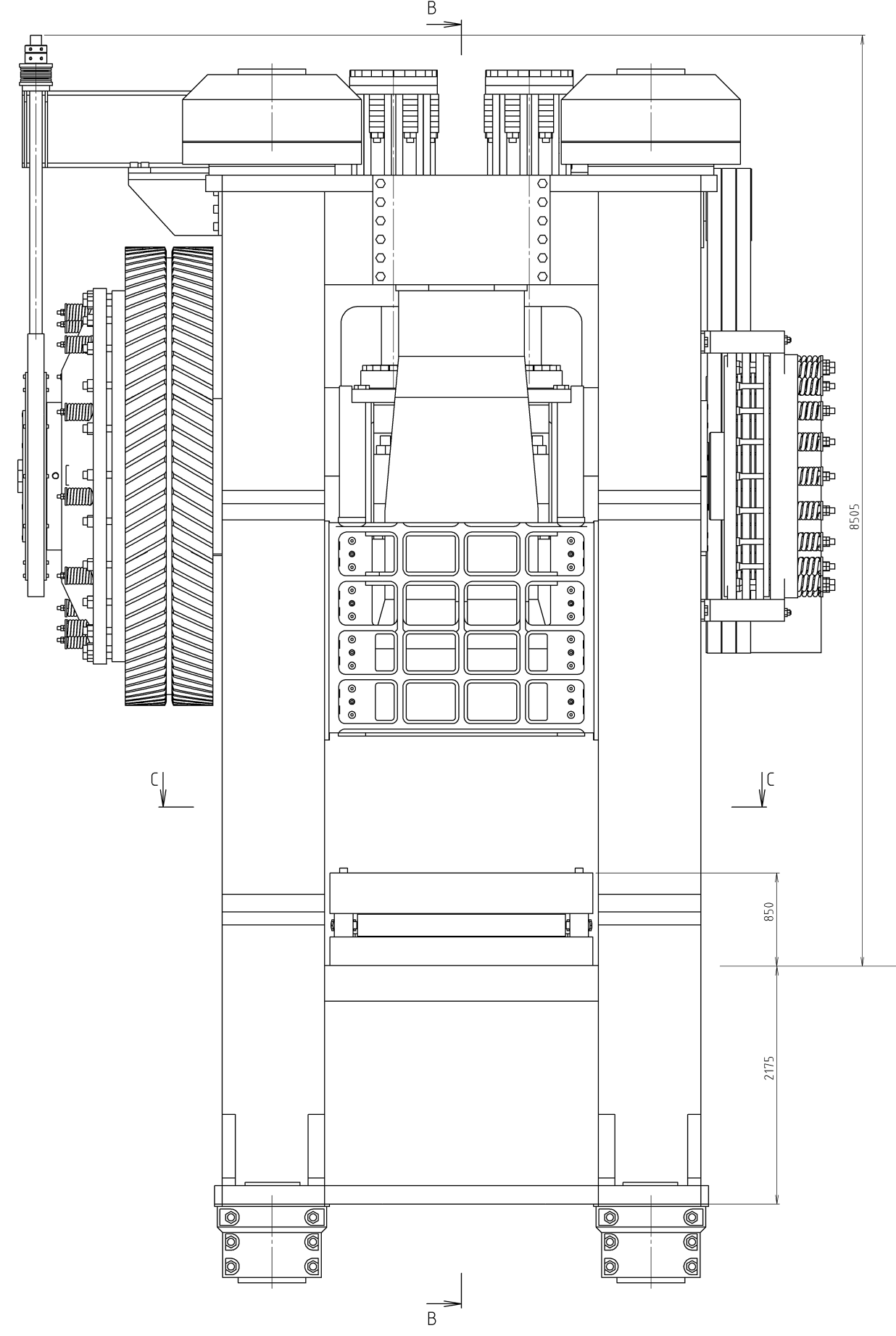


7460

ŘEZ A-A

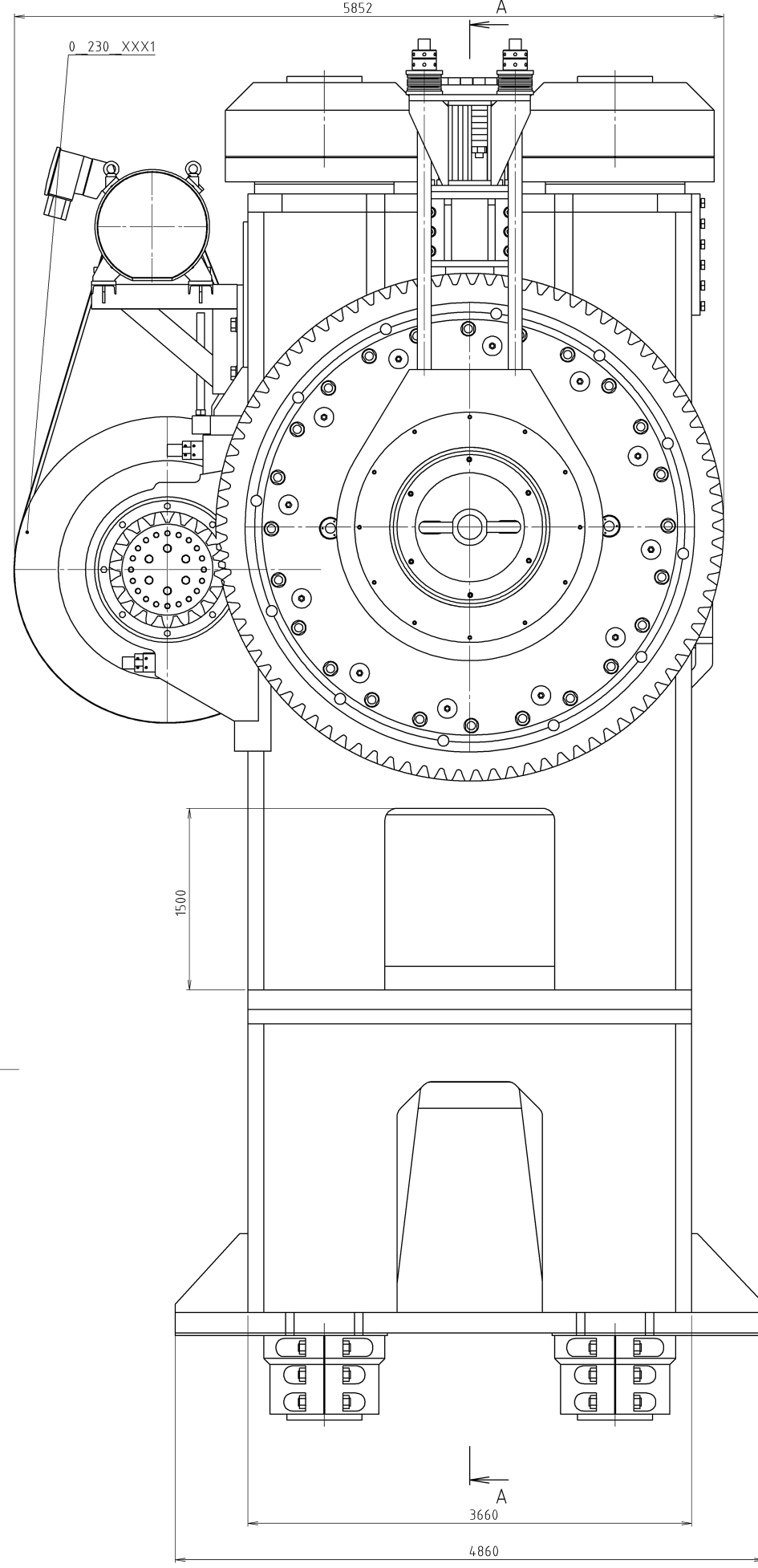


B

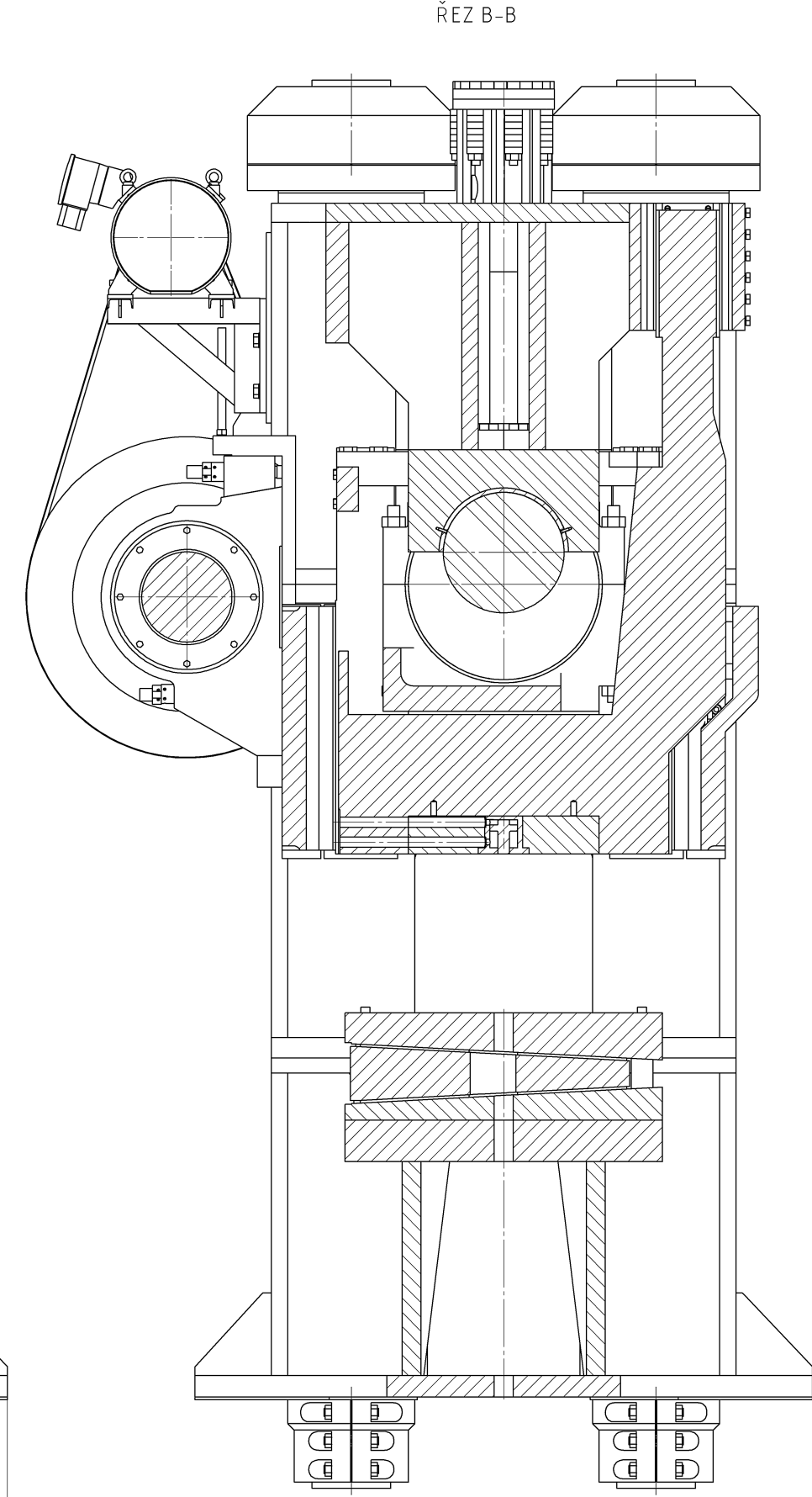


5852

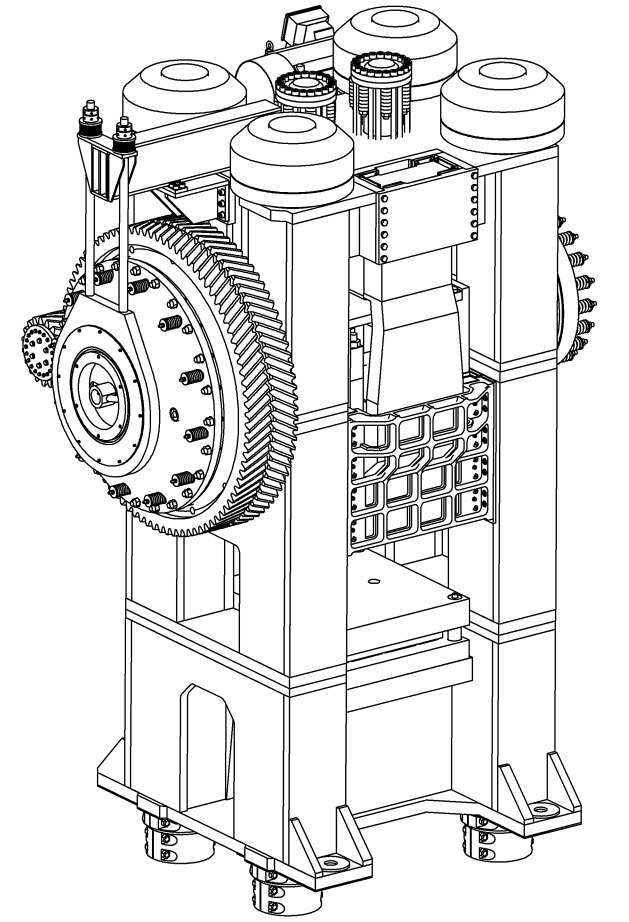
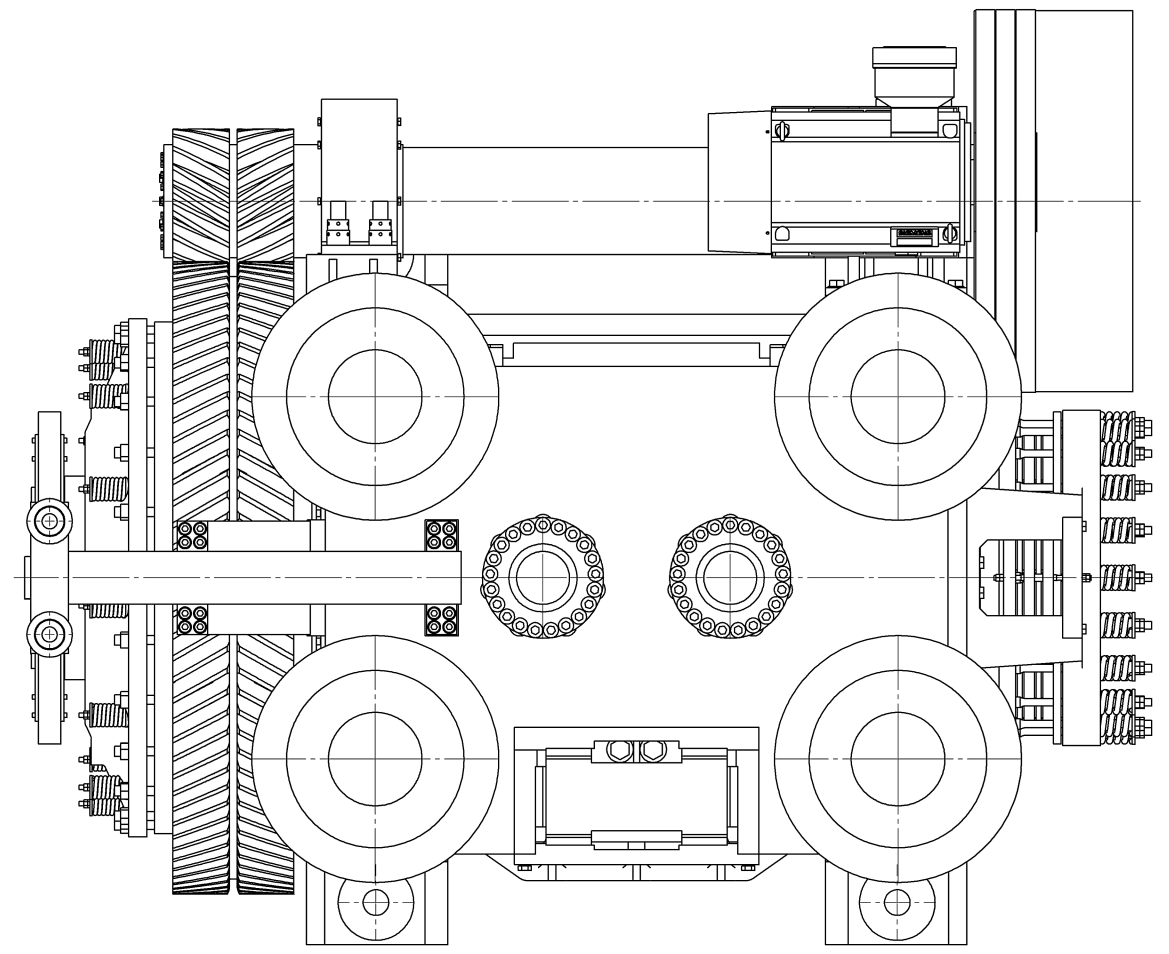
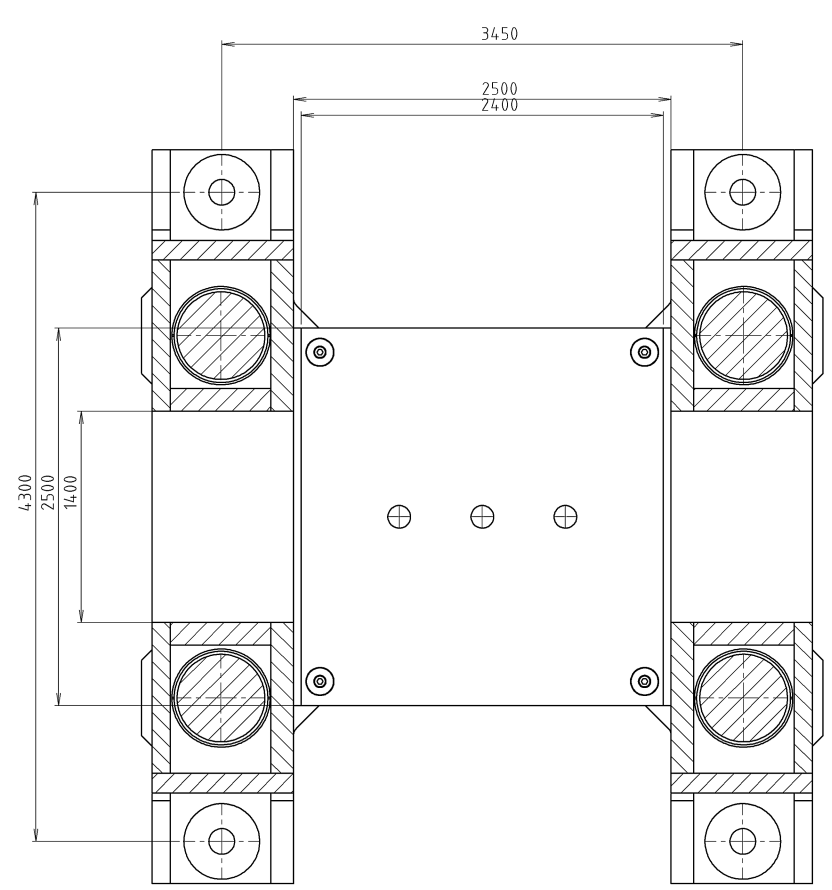
A



ŘEZ B-B



ŘEZ C-C



ISO 2768-mK (ČSN 01 4240-10/92)

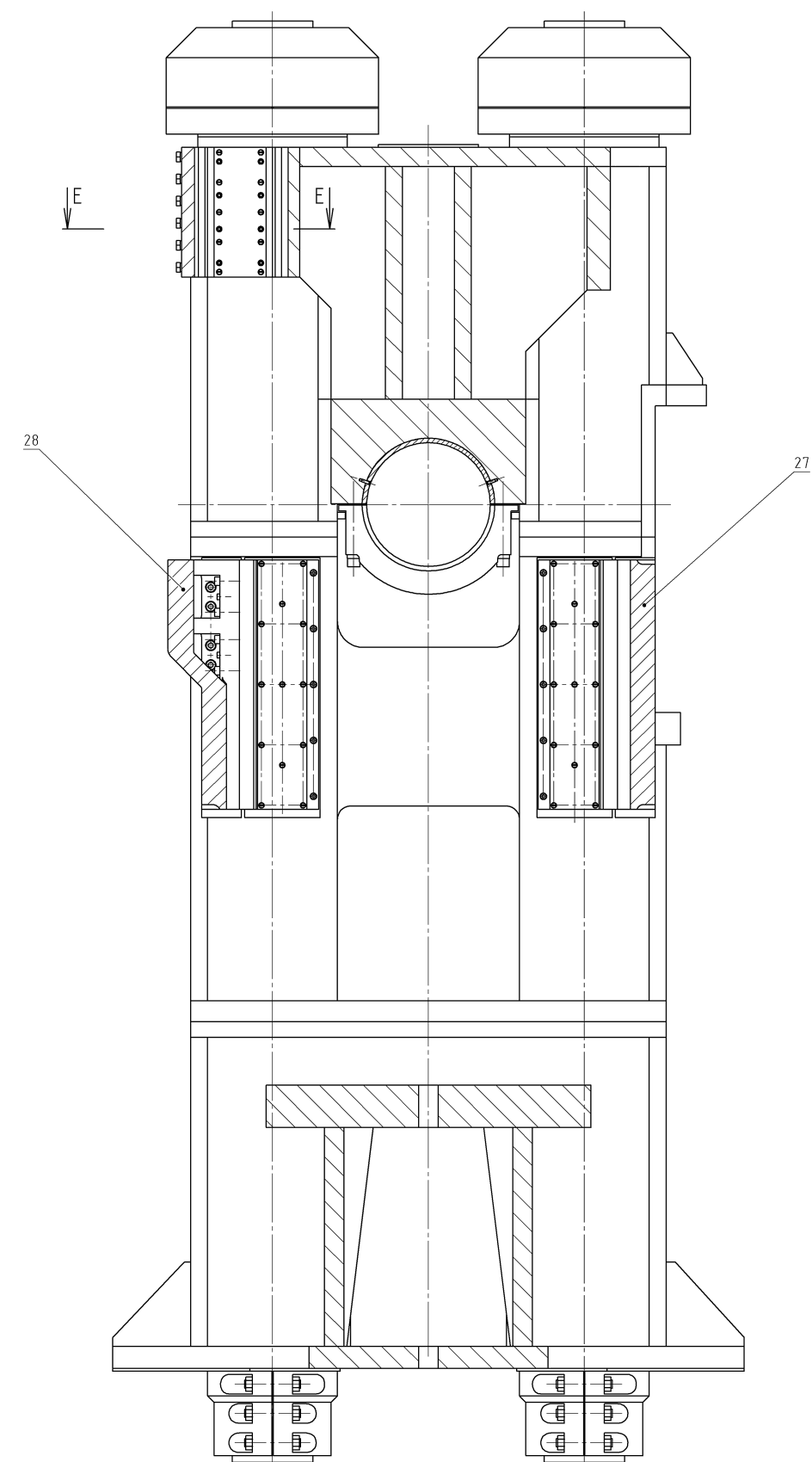
Kód		Název výrobku		Název výrobce		Název výrobce		Název výrobce	
660000		LKM 8000		LKM 8000		LKM 8000		LKM 8000	
Číslo		Materiál výrobku		Materiál výrobce		Materiál výrobce		Materiál výrobce	
1		Stavba		Výrobce		Výrobce		Výrobce	
2		Technická		Technická		Technická		Technická	
3		Název		Název		Název		Název	
4		Schéma		Schéma		Schéma		Schéma	
5		Stavba		Stavba		Stavba		Stavba	



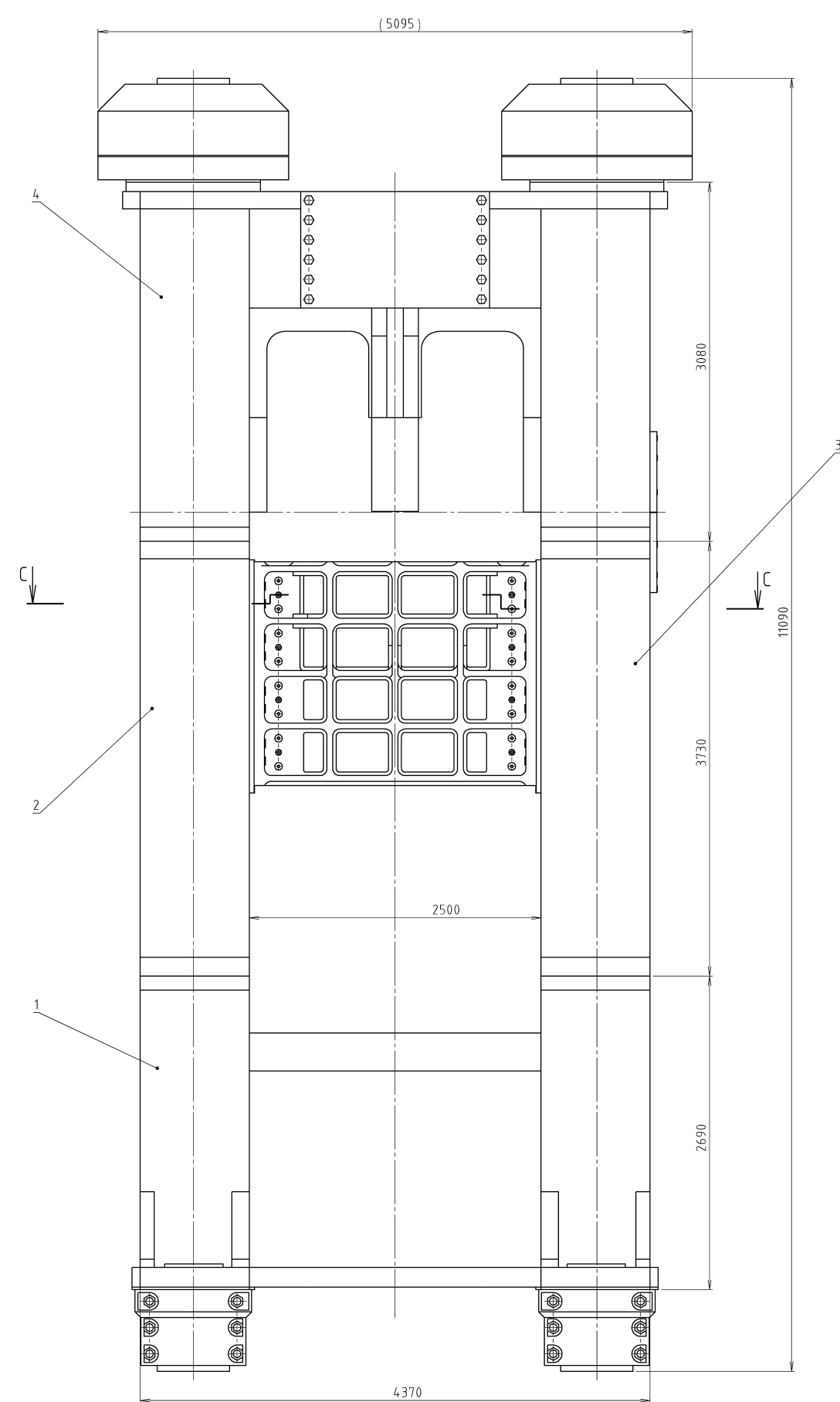
LKM 8000

910 000 XXX1 1/1

ŘEZ A-A

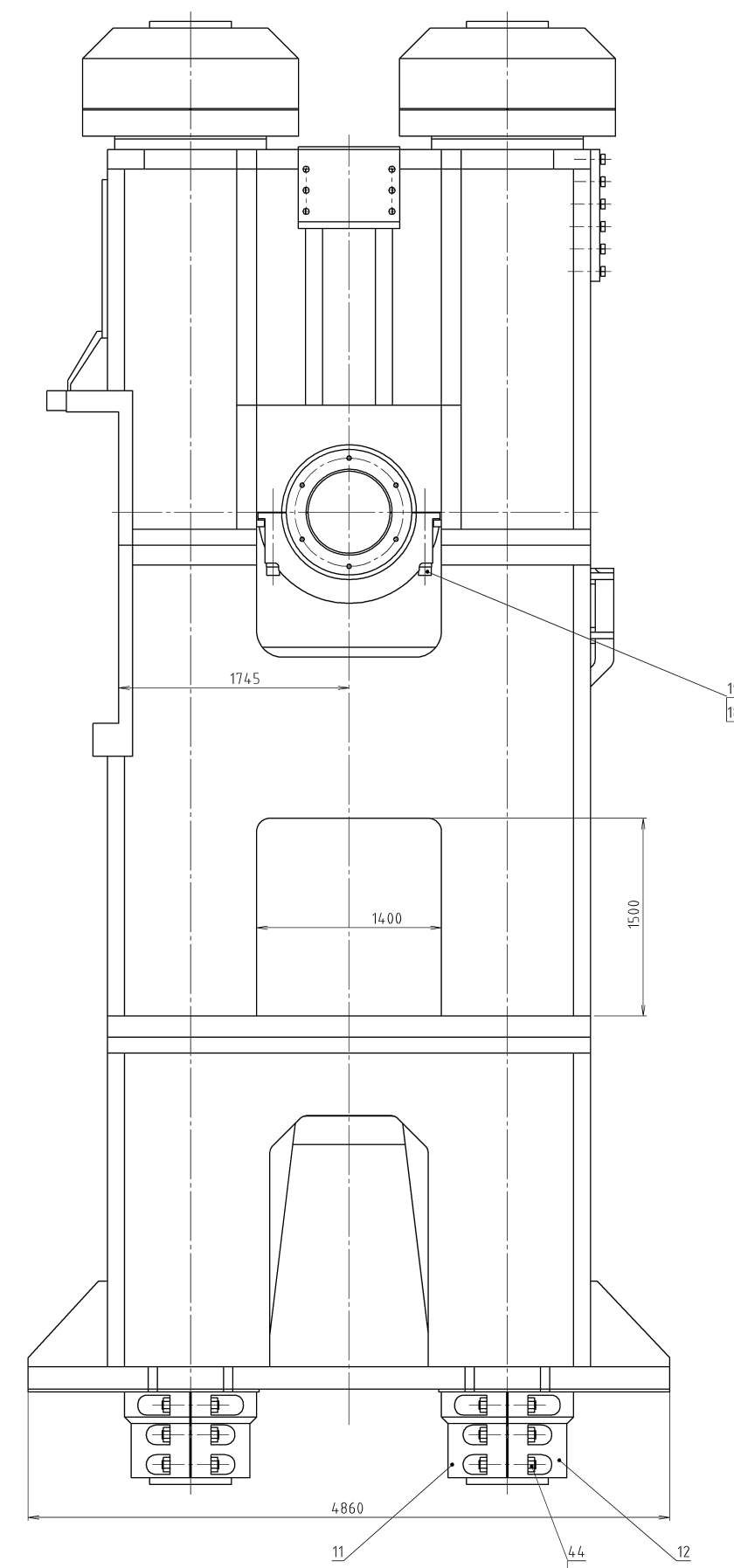


D A H



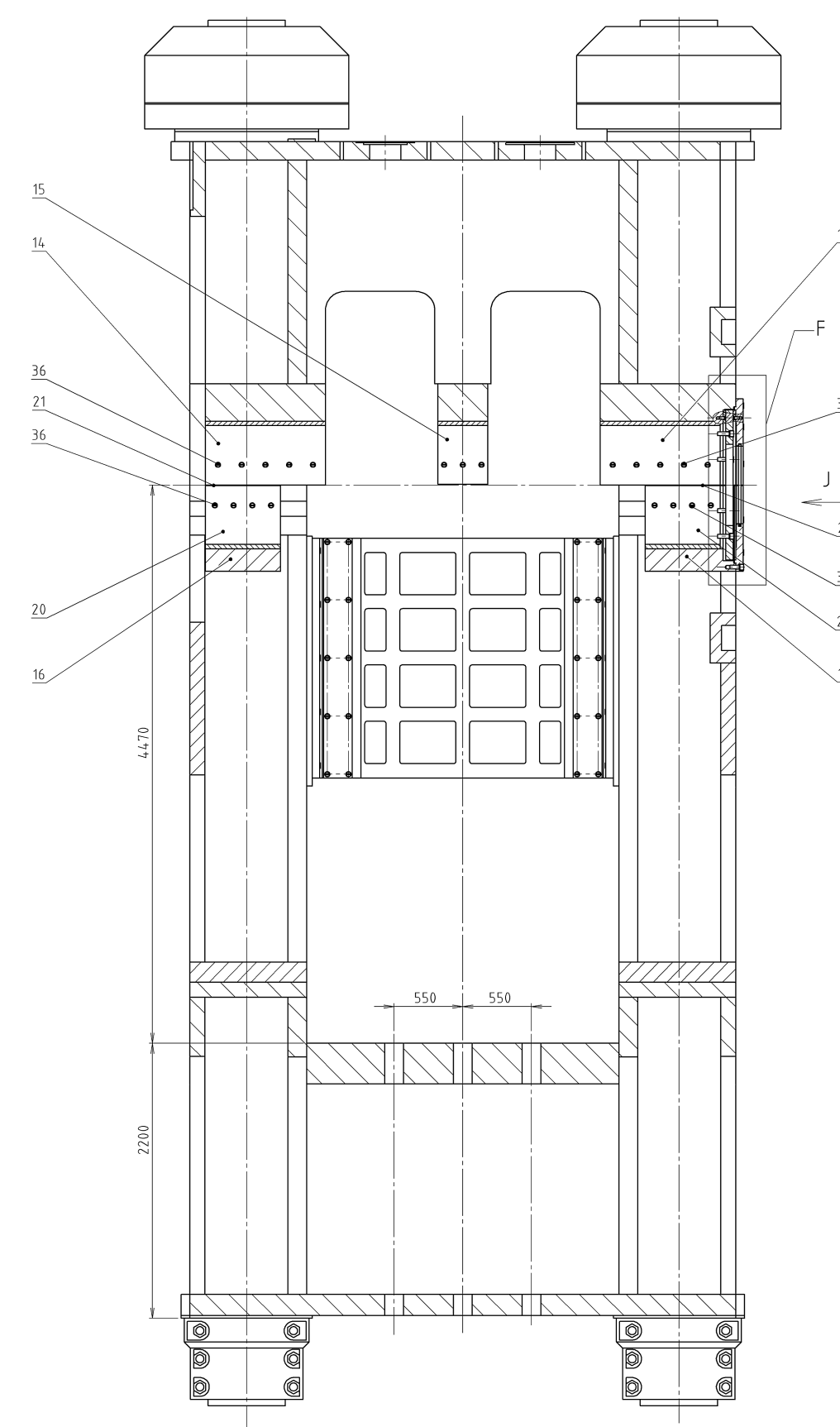
D A

B



B

ŘEZ B-B



ISO 2768-mK (ČSN 01 4240-10/92)


Číslo		Název		Měřítko	
1	0	010	XXX1	1/3	12/2009
2	1	010	XXX1	1/3	12/2009
3	2	010	XXX1	1/3	12/2009
4	3	010	XXX1	1/3	12/2009
5	4	010	XXX1	1/3	12/2009
6	5	010	XXX1	1/3	12/2009
7	6	010	XXX1	1/3	12/2009
8	7	010	XXX1	1/3	12/2009
9	8	010	XXX1	1/3	12/2009
10	9	010	XXX1	1/3	12/2009
11	10	010	XXX1	1/3	12/2009
12	11	010	XXX1	1/3	12/2009
13	12	010	XXX1	1/3	12/2009
14	13	010	XXX1	1/3	12/2009
15	14	010	XXX1	1/3	12/2009
16	15	010	XXX1	1/3	12/2009
17	16	010	XXX1	1/3	12/2009
18	17	010	XXX1	1/3	12/2009
19	18	010	XXX1	1/3	12/2009
20	19	010	XXX1	1/3	12/2009
21	20	010	XXX1	1/3	12/2009
22	21	010	XXX1	1/3	12/2009
23	22	010	XXX1	1/3	12/2009
24	23	010	XXX1	1/3	12/2009
25	24	010	XXX1	1/3	12/2009
26	25	010	XXX1	1/3	12/2009
27	26	010	XXX1	1/3	12/2009
28	27	010	XXX1	1/3	12/2009



STOJAN

POLOŽKA Č.	Číslo výkresu-normy	Název-rozměr	Množ.
1		VÝSTŘEDNÍKOVÁ HŘÍDEL	1
2		BERAN	1
3		KULISA	1
4		PÁNEV	4
5		DESKA	2
6		VÍKO	2
7		DESKA	2
8		PŘÍČNÍK	1
9		PŘÍČNÍK	1
10		MATICE	16
11		ŠROUB	8
12		DESKA	1
13		KOLÍK	4
14		ŠROUB	12
15		PŘÍČNÍK	1
16	ČSN EN ISO 2009	ŠROUB M16x55	94
17	ČSN EN ISO 4014	ŠROUB M48x260	4
18	ČSN EN ISO 4762	ŠROUB M48x3 x340	16
19	ČSN 02 1740	PODLOŽKA 48	16

ISO 2768-mK (ČSN 01 4240-10/92)

LKMK 8000	K mont. jednotce		Název výkresu	0 040 XXX1
<b>Ktypě</b>			Název modelu	0 040 XXX1
Č. code	Materiál výchozí	Materiál konečný	Č. modelu - zápusťky	133865.1
g	Datum-podpis	Vypracoval: Volejníček	Č. transp.	Č. Snímku
f		Přezkoušel	Starý výkres:	Měř.
e		Normaliz.	Název	1:10
d		Technolog		
c		Metarulg		
b		Schválil		
a		Datum: 19.4.2020	0	040
			BERAN	
			XXX1	
			2 / 2	



Č. POLOŽKY	Číslo výkresu-normy	Název-rozměr	MNOŽSTVÍ
1		OZUBENÉ KOLO	1
2		VĚNEC SPOJKY	1
3		LAMELA S VNĚJ. OZUBENÍM 1	1
4		LAMELA S VNĚJ. OZUBENÍM 2	1
5		LAMELA S VNĚJ. OZUBENÍM 3	1
6		LAMELA S VNĚJ. OZUBENÍM 4	1
7		LAMELA S VNĚJ. OZUBENÍM 5	1
8		LAMELA OBLOŽENÁ	4
9		OŘECH SPOJKY	1
10		PÍST SPOJKY	1
11		VÍKO SPOJKY	1
12		NÁBOJ	1
13		VÍKO HŘÍDELE	1
14		VÍKO 1	1
15		VÍKO 2	1
16		POUZDRO	1
17		ŠROUB	24
18		MATICE	24
19		POUZDRO	36
20		KOLÍK	36
21		PODLOŽKA	12
22		ŠROUB 1	5
23		ŠROUB 2	5
24		ŠROUB 3	5
25		ŠROUB 4	3
26		KOLÍK	12
27		KRUH	1
28		U-MANŽETA VELKÁ	1
29		U-MANŽETA MALÁ	1
30		TĚSNĚNÍ 1	1

Č. POLOŽKY	Číslo výkresu-normy	Název-rozměr	MNOŽSTVÍ
31		TĚSNĚNÍ 2	1
32		LOŽISKO 239-850CA_W33	2
33	ČSN EN ISO 8765	ŠROUB M36x3 x110	6
34	ČSN EN ISO 4762	ŠROUB M20x60	12
35	ČSN EN ISO 4762	ŠROUB M24x70	36
35	ČSN EN ISO 4762	ŠROUB M24x75	6
37	ČSN EN ISO 4762	ŠROUB M30x100	16
38	ČSN EN ISO 4035	MATICE M30	12
39	ČSN EN ISO 4032	MATICE M30	12
40	ČSN 02 1740	PODLOŽKA 24	54
41	ČSN 02 1740	PODLOŽKA30	16
42	ČSN 02 1740	PODLOŽKA 36	6
43		PRUŽINA	12

ISO 2768-mK (ČSN 01 4240-10/92)

LKMK8000					Název výkresu	0 110 XXX1-spojka
Ktypě	K mont. jednotce				Název modelu	0 110 XXX1-spojka
Č. code	Materiál výchozí	Materiál konečný			Č. modelu - zápusťky	70984.7
Č. příkazu změny	Datum-podpis	Vypracoval:	Volebníček		Č. transp.	Č. Snímku
g		Přezkoušel			Tř. odpadu Čís hmot. 1:10	
f		Normaliz.			Starý výkres: Měř.	
e		Technolog			Název	
d		Metanulg			SPOJKA	
c					0	110 XXX1
b		Schválil				2 / 2
a		Datum:	8.3.2020	Druh	Kancel.	Formát
				Konstr.techn.zn.	Pořadové číslo	List/Listů

POLOŽKA Č.	Číslo výkresu-normy	Název-rozměr	Množ.
1		VÍKO BRZDY	1
2		PÍST	1
3		CHLAZENÁ LAMELA	2
4		OBLOŽENÁ LAMELA	2
6		OŘECH BRZDY	1
7		ZADNÍ LAMELA	1
8		ŠROUB BRZDY	20
9		PRUŽINA	20
10		PODLOŽKA	20
11		KOLÍK	4
12		POUZDRO	4
13		VÍKO	1
14		MANŽETA	1
15		MANŽETA	1
16		ODTRHOVÝ ŠROUB	2
17		ODTRHOVÝ ŠROUB	2
18		UCHO BRZDY	2

POLOŽKA Č.	Číslo výkresu-normy	Název-rozměr	Množ.
19	ČSN EN ISO 4762	ŠROUB M24x100	4
20	ČSN EN ISO 8765	ŠROUB M36x3 x110	6
21	ČSN EN ISO 4014	ŠROUB M42x200	4
22	ČSN EN ISO 4032	MATICE M30	8
23	ČSN EN ISO 4735	MATICE M48x3	40
24	ČSN EN ISO 8765	ŠROUB M48x3 x260	4
25	ČSN EN ISO 8765	ŠROUB M48x3 x300	4

ISO 2768-mK (ČSN 01 4240-10/92)

LKMK 8000					Název výkresu	0_130_XXX1
Ktypě	K mont. jednotce				Název modelu	0_130_XXX1
č. code	Materiál výchozí	Materiál konečný		Č. modelu - zápušky	Tř. odpadu	14558.1
č. příkazu změny	Datum-podpis	Vypracoval:	Volejníček	Č. transp.	Č. Snímku	Čís hmot.
g		Přezkoušel				1:5
f		Normaliz.		Starý výkres:	Měř.	
e		Technolog		Název		
d		Metarulg		BRZDA		
c						
b		Schválil		0	130	XXX1
a		Datum:	11.2.2020	Druh	Kancel.	Formát
				Konstr.techn.zn.	Pořadové číslo	2 / 2
						List/Listů

Č. POLOŽKY	Číslo výkresu-normy	Název-rozměr	MNOŽSTVÍ
1		PŘEDLOHOVÁ HRÁDEL	1
2		TĚLESO	2
3		KLÍN	2
4		PASTOREK	1
5		SETRVAČNÍK	1
6		VÍKO TĚLESA	4
7		DISTANČNÍ KRUH	1
8		DISTANČNÍ KRUH	1
9		VÍKO PASTORKU	1
10		VÍKO SETRVAČNÍKU	1
11		ŠROUB TĚLESA	4
12		ŠROUB KLÍNU	4
13		MATICE	8
14		MATICE	8
15		POUZDRO	20
16		KOLÍK	20
17		POUZDRO	12
18		KOLÍK	12
19		TĚSNĚNÍ	4
20	ČSN EN ISO 4014	ŠROUB M24x100	32
21	ČSN EN ISO 4014	ŠROUB M30x110	32
22	ČSN EN ISO 8765	ŠROUB M36x3 x120	12
23	ČSN EN ISO 7089	PODLOŽKA 24	32
24	ČSN 02 1740	PODLOŽKA30	32
25	ČSN EN ISO 7089	PODLOŽKA 36	12
26		LOŽISKO 239__710 CA-W33	4

ISO 2768-mK (ČSN 01 4240-10/92)

Ktypě	K mont. jednotce	Název výkresu	0_230__xxx1-
		Název modelu	0ř230ha xxx1-předloha
Č. code	Materiál výchozí	Č. modelu - zápusťky	63822
g	Datum-podpis	Č. transp.	Č. Snímku
f	Vypracoval:	Starý výkres:	Měř.
e	Přezkoušel	Název	
d	Normaliz.		
c	Technolog		
b	Metarulg		
a	Schválil		
	Datum:		
	3.3.2020		
		Druh	0
		Kancel.	Formát
		Konstr.techn.zn.	0 230 XXX1
		Poř.adové číslo	2 / 2



PŘEDLOHA

Č. POLOŽKY	Číslo výkresu-normy	Název-rozměr	MNOŽSTVÍ
1		STOJAN-SPODEK	1
2		BOČNICE LEVÁ	1
3		BOČNICE PRAVÁ	1
4		STOJAN VRCH	1
5		PERO	8
6		KOTVA	4
7		PÍST	4
8		VÁLEC	4
9		MATICE	4
10		DISTANČNÍ PODLOŽKA	4
11		POLOVINA MATICE	4
12		POLOVINA MATICE	4
13		ŠROUB MATICE	24
14		HOR. POL. POUZDRA	2
15		POUZDRO STŘEDNÍ	1
16		VÍKO	1
17		VIKO	1
18		PODLOŽKA VÍKA	16
19		ŠROUB VÍKA	16
20		SPOD. POL. POUZDRA	2
21		DISTANČNÍ PLECH	4
22		LIŠTA HORNÍ	4
23		LIŠTA HORNÍ BOČNÍ	2
24		DESKA	1
25		LIŠTA BOČNÍ	4
26		LIŠTA PŘEDNÍ	4
27		VÝZTUHA ZADNÍ	1
28		VÝZTUHA PŘEDNÍ	1
29		ŠROUB ODTLAČOVACÍ	32

Č. POLOŽKY	Číslo výkresu-normy	Název-rozměr	MNOŽSTVÍ
30		VÍKO AX. LOŽISKA	1
31		OBLOŽENÍ	1
32		TŘECÍ KRUH	1
33		TĚSNĚNÍ	1
34		TĚSNĚNÍ	1
35	ČSN EN ISO 2009	ŠROUB M20x50	12
36	ČSN EN ISO 2009	ŠROUB M20x70	42
37	ČSN EN ISO 4762	ŠROUB M24x80	48
38	ČSN EN ISO 4762	ŠROUB M30x80	11
39	ČSN EN ISO 4762	ŠROUB M30x90	40
40	ČSN EN ISO 4762	ŠROUB M30x100	6
41	ČSN EN ISO 4762	ŠROUB M30x120	16
42	ČSN EN ISO 4762	ŠROUB M48x3 x140	32
43	ČSN EN ISO 8765	ŠROUB M48x3 x150	12
44	ČSN EN ISO 4032	Matice M6	48
45	ČSN 02 1740	PODLOŽKA 24	48
46	ČSN 02 1740	PODLOŽKA30	57
47	ČSN 02 1740	PODLOŽKA 48	44
48		VODÍCÍ PASEK	8
49		VODÍCÍ PASEK	8
50		TĚSNÍCÍ KROUŽEK	4
51		TĚSNÍCÍ KROUŽEK	4

ISO 2768-mK (ČSN 01 4240-10/92)

Ktypě	K mont. jednotce				Název výkresu	0_011_XXX1-
					Název modelu	Stojan hexagon
Č. code	Materiál výchozí	Materiál konečný		Č. modelu - zápušky	Tř. odpadu	Čís hmot.
Č. příkazu změny	Datum-podpis	Vypracoval:	VOLEJNÍČEK	Č. transp.	Č. Snímku	1:25
g		Přezkoušel		Starý výkres:		Měř.
f		Normaliz.		Název		
e		Technolog		<b>STOJAN</b>		
d		Metanulg				
c				0 010 XXX1 3 / 3		
b		Schválil		Druh Kancel. Formát Konstr.techn.zn. Pořadové číslo List/Listů		
a		Datum:	13.3.2020			