

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2301T001 Dopravní a manipulační technika

## **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Návrh konstrukčního řešení utahováku přírubového spoje u nově  
vyvíjeného pohonu LKP-M/4

Autor: **Bc. Irina Bondareva**  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Václav Vaněk, Ph.D.**  
Konzultant ŠKODA JS a.s.: **Tomáš Nádeník**

Akademický rok 2019/2020

# ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2019/2020

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení:	<b>Bc. Irina BONDAREVA</b>
Osobní číslo:	<b>S18N0041K</b>
Studijní program:	<b>N2301 Strojní inženýrství</b>
Studijní obor:	<b>Dopravní a manipulační technika</b>
Téma práce:	<b>Návrh konstrukčního řešení utahováku přírubového spoje u nově vyvíjeného pohonu LKP-M/4</b>
Zadávací katedra:	<b>Katedra konstruování strojů</b>

### Zásady pro vypracování

#### Základní požadavky:

Navrhnete nové konstrukční řešení elektrického utahováku, který na jedno nasazení provede utažení spoje na předepsaný utahovací moment.

Na současných pohonech se předepnutého spojení mezi pouzdrem pohonu a hlavicí ukazatele polohy dosahuje pomocí ručního utahování momentovým klíčem, což je namáhavé, časově náročné a pro obsluhu, z hlediska obdržených dávek záření, ne příliš vhodné.

Navrhovaný utahovák by měl tyto nedostatky odstranit, nebo minimalizovat.

V průběhu konstrukčního navrhování utahováku ŠKODA JS poskytne řešiteli know-how a zkušenosti z navrhování a provozu předchozích typů elektrických utahovacích jednotek řady EZ.

#### Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

#### Osnova bakalářské práce:

1. Rešerše dostupných utahovacích zařízení na trhu.
2. Vypracování konstrukčního návrhu elektrického utahováku (volba komponent, převodů,...) a návrh řešení záchytu reakce od utahovacího momentu.
3. Pevnostní výpočet utahováku pro účinky namáhání od utahovacího momentu.
4. Výkresy sestavy a vybraných konstrukčních dílů.
5. Zhodnocení práce, závěr.

Rozsah diplomové práce: **50-70 stran A4**  
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojího inženýra: obecné strojí části. 1. Spoje, otočná uložení, hřídelové spojky, akumulátory mechanické energie.* Praha: Computer Press, 1999

VANĚK, V. *Základy konstruování: učební podklady pro cvičení.* Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2019

POSPÍŠIL, F. *Závitoá a šroubová spojení.* Praha: SNTL, 1967

*Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.*

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Václav Vaněk, Ph.D.**  
Katedra konstruování strojů

Konzultant diplomové práce: **Tomáš Nádeník**  
Škoda JS a.s.

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2019**  
Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2020**



---

**Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.**  
děkan



---

**Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.**  
vedoucí katedry

## **Prohlášení o autorství**

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

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

V Plzni dne.....

.....

podpis autora

## **Poděkování**

Na úvod diplomové práce bych ráda poděkovala doc. Ing. Václavu Vaňkovi, Ph.D. za odborné vedení diplomové práce, předání řady zkušeností, rad i připomínek a jeho zájem a čas, který mi věnoval. Dále bych také ráda poděkovala Tomáši Nádeníkovi za odborné připomínky a zkušenosti z praxe a týmu konstruktérů z Divize D3 společnosti Škoda JS a.s.

Touto cestou bych také chtěla poděkovat všem pedagogům a pracovníkům Západočeské univerzity v Plzni za předání cenných znalostí a zkušeností.

V neposlední řadě bych ráda poděkovala celé rodině za její trpělivost a podporu v době celého studia.

# ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Bondareva	Jméno Irina	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	2301T001 „Dopravní a manipulační technika“		
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) doc. Ing. Vaněk, Ph.D	Jméno Václav	
<b>PRACOVISŤE</b>	ZČU –FST –KKS		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<del>BAKALÁŘSKÁ</del>	<b>Nehodící se škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Návrh konstrukčního řešení utahováku přírubového spoje u nově vyvíjeného pohonu LKP-M/4		

<b>FAKULTA</b>	Strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2020
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

## POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	150	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	95	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	55
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;"><b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b></p> <p style="text-align: center;"><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b></p>	<p>Diplomová práce se zabývá konstrukčním řešením elektrického utahováku. Teoretická část obsahuje základní informace o závitovém spoje, popis předepnutého šroubového spoje a metody vyvození potřebného předpětí. Praktická část se zabývá vlastním konstrukčním řešením elektrického utahováku přírubového spoje a pevnostním výpočtem utahováku pro účinky namáhání od utahovacího momentu.</p>
<p style="text-align: center;"><b>KLÍČOVÁ SLOVA</b></p> <p style="text-align: center;"><b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b></p>	<p style="text-align: center;">závitový spoj, předepnutý šroubový spoj, metoda vyvození předpětí, momentový klíč, elektrický utahovák, pneumatický utahovák, hydraulický utahovák, napínák šroubů</p>

## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Bondareva	Name Irina		
<b>FIELD OF STUDY</b>	2301T001 „Transport Vehicles and Handling Machinery“			
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) doc. Ing. Vaněk, Ph.D	Name Václav		
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST – KKS			
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<del><b>BACHELOR</b></del>	<b>Delete when not applicable</b>	
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Design of tightening equipment of flange connection for newly developer control rod drive LKP/M4.			

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2020
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	150	<b>TEXT PART</b>	95	<b>GRAPHICAL PART</b>	55
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	This master's thesis deals with the topic of designing of an electric fastener. The theoretical part has basic information about thread connections, a description of a preloaded screw connection and the method of determining the required preload. The practical part displays an original design of an electric fastener of a flange connection and a strength calculation of the fastener against the effects of the stress from the fastening moment of force.
<b>KEY WORDS</b>	thread connection, screw connection with preload, method of determining the preload, moment spanner, electric fastener, pneumatic fastener, hydraulic fastener, screw turnbuckle

## Obsah

1	Úvod.....	15
2	Teoretická východiska práce .....	16
2.1	Cíle diplomové práce .....	16
2.2	Závitové spoje, jejich konstrukce a využití.....	17
2.2.1	Názvosloví a značení rozměrů závitů .....	19
2.2.2	Namáhání šroubů .....	21
2.2.3	Namáhání šroubových spojů.....	21
2.3	Předepjatý šroubový spoj .....	22
2.3.1	Síly v předepjatém šroubovém spojení.....	22
2.3.2	Vztah mezi silou předpětí a utahovacím momentem.....	26
2.3.3	Tvrдость šroubového spoje .....	27
2.4	Metody vyvození potřebného předpětí ve šroubovém spoji .....	27
2.4.1	Metoda utahování pomocí momentových klíčů.....	28
2.4.2	Metoda utahování pomocí elektrických, pneumatických nebo hydraulických klíčů .....	29
2.4.3	Metoda utahování známým počtem otáček .....	31
2.4.4	Metoda utahování pomocí měření prodloužení šroubu .....	32
2.4.5	Metoda utahování zahřátím šroubu.....	32
2.4.6	Metoda utahování pomocí měření stlačení speciálně upravených šroubů nebo podložek.....	32
3	Současný stav utahovacích zařízení.....	34
3.1	Hydraulické utahovací zařízení.....	34
3.1.1	Hydraulické momentové klíče kazetového typu.....	34
3.1.2	Hydraulické momentové klíče s výstupním čtyřhranem pro nástrčný klíč .....	35
3.1.3	Hydraulické napínáky šroubů .....	36
3.2	Pneumatické utahovací zařízení.....	38
3.3	Předepínací systém SUPERBOLT .....	39
3.4	Elektrické utahovací zařízení ŠKODA JS a.s. ....	40
4	Konstrukční návrh elektrického utahováku a návrh řešení záchytu reakce od utahovacího momentu .....	43
4.1	Popis horního bloku reaktoru VVER 1000 .....	43
4.2	Popis technického řešení přírubového spoje .....	45
4.3	Požadavky kladené na konstrukce utahováku.....	47
4.4	Koncepční návrhy utahovací jednotky .....	47
4.4.1	Varianta č.1 .....	47



4.4.2	Varianta č.2 .....	48
4.4.3	Varianta č.3 .....	49
4.4.4	Vyhodnocení a výběr varianty .....	49
4.5	Technický popis vybrané varianty utahovací jednotky.....	50
4.5.1	Prvotní vývoj vybrané varianty.....	50
4.5.2	Finální konstrukční řešení nové elektrické utahovací jednotky.....	52
4.5.2.1	Technický popis pohonné a utahovací části .....	52
4.5.2.2	Technický popis reakční části .....	61
4.5.3	Práce s utahovací jednotkou .....	67
5	Pevnostní výpočet utahováku pro účinky namáhání od utahovacího momentu. ....	71
5.1	Momentové podmínky .....	71
5.2	Výpočet uzlů přenosu točivého momentu pomocí čtyřhranu .....	71
5.3	Výpočet potřebné síly předepnutí svěrného spoje pro záchyt reakce .....	73
5.4	Výpočet reakčních sil v ložiskové skříni .....	77
5.5	Výpočet reakčních sil v záchytném rameni .....	80
6	Závěr .....	92
7	Přehled použité literatury .....	93
8	Přílohy.....	95
8.1	Obrazová příloha.....	95
8.2	Výkresová dokumentace .....	95
8.3	3D data utahovací jednotky.....	95

## Seznam obrázků

Obrázek 2-1 Základní šroubový spoj.....	18
Obrázek 2-2 Jmenovité rozměry závitu (Pospíšil, 1968).....	20
Obrázek 2-3 Smykové a tahové zatížení v předpjatém šroubovém spoji. ....	22
Obrázek 2-4 Konstrukce diagramu předpjatého šroubového spoje. ....	23
Obrázek 2-5 Pracovní diagram předpjatého šroubového spoje zatíženého konstantním tahovým zatížením. ....	23
Obrázek 2-6 Pracovní diagram předpjatého šroubového spoje zatíženého souměrné střídavým zatížením. ....	24
Obrázek 2-7 Pracovní diagramy předpjatých šroubových spojů s rozdílnou relativní tuhosti šroubů.....	25
Obrázek 2-8 Charakteristika „tvrdého“ a „měkkého“ šroubového spoje. ....	27
Obrázek 2-9 Elektronický momentový klíč (Atlas Copco, 2020). ....	29
Obrázek 2-10 Princip rázového náradí (Atlas Copco, 2020).....	31
Obrázek 2-11 Speciální podložky pro kontrolu předpětí ve šroubovém spoji (Иосилевич, 1985). ....	33
Obrázek 3-1 Nízkoprofilový hydraulický klíč kazetového typu (Автомеханика, 2020). ....	34
Obrázek 3-2 Hlavní rám s hydraulickým pohonem a sada vyměnitelných kazet s vnitřním šestihranem (Автомеханика, 2020). ....	35
Obrázek 3-3 Zapojení hydraulických klíčů do skupiny (Автомеханика, 2020).....	35
Obrázek 3-4 Chytrý hydraulický klíč RTA firmy Atlas Copco (Atlas Copco, 2020). ....	35
Obrázek 3-5 Hydraulický momentový klíč s výstupním čtyřhranem (Автомеханика, 2020). ....	36
Obrázek 3-6 Hydraulický klíč RT firmy Atlas Copco (Atlas Copco, 2020). ....	36
Obrázek 3-7 Konstrukce napínáku šroubů (Автомеханика, 2020). ....	37
Obrázek 3-8 Princip práce napínáku šroubu (Автомеханика, 2020).....	37
Obrázek 3-9 Hydraulická matice firmy Atlas Copco (Atlas Copco, 2020). ....	38
Obrázek 3-10 Pneumatický přímý rázový utahovák firmy DEPRAG (DEPRAG, 2020). ....	39
Obrázek 3-11 Pistolový rázový utahovák firmy DEPRAG (DEPRAG, 2020). ....	39
Obrázek 3-12 Princip přepínacího systému SUPERBOLT (ТРИСТАПИНБЕСТ, 2020). ....	40
Obrázek 3-13 Utahovací jednotka EZ-650 ŠKODA JS a.s. (Ruchař, 2010). ....	41
Obrázek 3-14 Utahovací jednotka EZ-650 TK-KNI ŠKODA JS a.s. (Ruchař, 2010). ....	41
Obrázek 3-15 Utahovací jednotka EZ-250 ŠKODA JS a.s. (Ruchař, 2010). ....	42
Obrázek 4-1 Horní blok reaktoru VVER (АИМ, 2020). ....	43
Obrázek 4-2 Pohled na horní pochozí desku. ....	44
Obrázek 4-3 Pohled na řešený přírubový spoj. ....	45

Obrázek 4-4 Přírubový spoj pro spojení hlavice ukazatele polohy regulačního orgánu s pouzdem pohonu (Užitný vzor CZ 33111 U1, 2019). .....	46
Obrázek 4-5 Konstrukční schéma utahováku varianta č.1. ....	47
Obrázek 4-6 Konstrukční schéma utahováku varianta č.2. ....	48
Obrázek 4-7 Konstrukční schéma utahováku varianta č.3. ....	49
Obrázek 4-8 Uspořádání pohonné a utahovací části. ....	50
Obrázek 4-9 Uspořádání reakční části. ....	51
Obrázek 4-10 Elektrická utahovací jednotka IPM-600. ....	53
Obrázek 4-11 Základna a přenosová část točivého momentu pomocí kardanové hřídele. ....	55
Obrázek 4-12 Ložisková skříň. ....	57
Obrázek 4-13 Sestava utahovací tyče. ....	59
Obrázek 4-14 Celkový pohled na reakční část. ....	61
Obrázek 4-15 Sestava točny. ....	63
Obrázek 4-16 Posuvný domek na pevném reakčním rameni – poloha uzavřená. ....	64
Obrázek 4-17 Posuvný domek na pevném reakčním rameni – poloha otevřená. ....	65
Obrázek 4-18 Posuvný domek na otočném reakčním rameni – poloha uzavřená. ....	66
Obrázek 4-19 Dispozice utahovací jednotky na horní desce horního bloku. ....	68
Obrázek 4-20 Dispozice utahovací jednotky na horní desce horního bloku – pohled ze shora poloha 1. ....	68
Obrázek 4-21 Dispozice utahovací jednotky na horní desce horního bloku – pohled ze shora poloha 2. ....	69
Obrázek 4-22 Dispozice utahovací jednotky na horní desce horního bloku – pohled ze shora poloha 3. ....	69
Obrázek 4-23 Dispozice utahovací jednotky na horní desce horního bloku – pohled ze shora poloha 4. ....	69
Obrázek 4-24 Dispozice utahovací jednotky na horní desce horního bloku – pohled ze shora poloha 5. ....	70
Obrázek 4-25 Dispozice utahovací jednotky na horní desce horního bloku – pohled shora poloha 6. ....	70
Obrázek 5-1 Stavební struktura čtyřbokého profilu s válcovými přechody (Hosnedl, 1999). .	71
Obrázek 5-2 Stavební struktura děleného sevřeného spoje. ....	74
Obrázek 5-3 Schéma zatížení ložisek ve skříni. ....	77
Obrázek 5-4 Výkonový diagram výsuvné kloubové hřídeli s kluzným uložením Typ G (TEA TECHNIK, 2015) .....	79
Obrázek 5-5 Zasít'ování modelu. ....	80
Obrázek 5-6 Nastavení 1D propojení v místě otočného spoje pomocí čepu. ....	81
Obrázek 5-7 Nastavení 1D propojení v domcích na koncích ramen (vlevo: pevné rameno; vpravo: pomocné rameno). ....	81

Obrázek 5-8 Nastavení okrajové podmínky pro otočné uložení v místě čepu. ....	82
Obrázek 5-9 Nastavení okrajových podmínek v domácích záchytu reakce (vlevo: pevné rameno; vpravo: pomocné rameno). ....	82
Obrázek 5-10 Silové zatížení. ....	82
Obrázek 5-11 Napěťový stav 1.případ. ....	83
Obrázek 5-12 Napěťový stav 2.případ. ....	84
Obrázek 5-13 Deformační stav 1. případ. ....	84
Obrázek 5-14 Deformační stav 2. případ. ....	85
Obrázek 5-15 Výsledná reakční síla 1. případ. ....	85
Obrázek 5-16 Výsledná reakční síla 2. případ. ....	86
Obrázek 5-17 Reakční síla pevné rameno 1. případ. ....	86
Obrázek 5-18 Reakční síla pevné rameno 2. případ. ....	87
Obrázek 5-19 Reakční síla pomocné rameno 1. případ. ....	87
Obrázek 5-20 Reakční síla pomocné rameno 2. případ. ....	88
Obrázek 5-21 Složka reakční síly ve směru „X“ 1.případ. ....	88
Obrázek 5-22 Složka reakční síly ve směru „X“ 2.případ. ....	89
Obrázek 5-23 Složka reakční síly ve směru „Y“ 1.případ. ....	89
Obrázek 5-24 Složka reakční síly ve směru „Y“ 2.případ. ....	90
Obrázek 5-25 Složka reakční síly ve směru „Z“ 1.případ. ....	90
Obrázek 5-26 Složka reakční síly ve směru „Z“ 2.případ. ....	91

## Seznam tabulek

Tabulka 5-1 Závislost koeficientu zatížení kloubové hřídeli na pracovním úhlu ( <i>TEA TECHNIK, 2015</i> ). ....	80
--	----

## Přehled použitých zkratk a symbolů

Označení	Legenda	Jednotka
a	charakteristický rozměr profilu čtyřhranu	mm
b <sub>st</sub>	styková šířka profilu	mm
C	základní dynamické zatížení	N
C <sub>0</sub>	základní statické zatížení	N
c <sub>ef</sub>	součinitel efektivního počtu nesoucích boků	–
d	průměr svěrného spoje	mm
D	velký průměr matice	mm
d	velký průměr závitu šroubu	mm
D <sub>0</sub>	průměr díry pro šroub	mm
D <sub>1</sub>	malý průměr závitu matic	mm
D <sub>2</sub>	střední průměr závitu matic	mm
d <sub>2</sub>	střední průměr závitu šroubu	mm
d <sub>3</sub>	malý průměr závitu šroubu	mm
d <sub>s</sub>	střední průměr mezikrajové stykové plochy	mm
E	Edisonův závit	–
E <sub>1</sub>	modul pružnosti v tahu šroubu	Pa
f	„sražení“	mm
F	provozní síla	N
f	součinitel tření	–
F <sub>1</sub>	maximální síla ve šroubu	N
F <sub>2</sub>	síla působící na spojované části	N
f <sub>h</sub>	součinitel tření pod maticí (hlavou šroubu)	–
F <sub>i</sub>	výslednice (efektivního měrného tlaku na bok profilu)	N
F <sub>p</sub>	předepínací síla	N
F <sub>s</sub>	síla předepnutí ve šroubu	N
F <sub>sc</sub>	celková síla ve šroubech svěrného spoje	N
F <sub>t</sub>	třecí síla v závitu na středním průměru (mezi šroubem a maticí)	N
f <sub>z</sub>	součinitel tření v závitu	–
G	trubkové závity pro spoje netěsnící na závitech	–
H	výška teoretického profilu	mm
H <sub>1</sub>	nosná hloubka závitu	mm
i	počet šroubů	–
JE	Jaderná elektrárna	–

k	součinitel bezpečnosti	–
L	délka spoje	mm
l	délka zašroubování	mm
$L_m$	délka závitů	mm
$l_{st}$	styková délka profilu	mm
M	metrický závit	–
$M_h$	moment, potřebný pro překonání odporu pod hlavou	
$M_{k\text{ pož}}$	požadovaný točivý moment	$N \cdot m$
$M_t$	točivý moment	$N \cdot m$
$M_u$	utahovací moment	$N \cdot m$
$M_z$	moment, potřebný pro překonání odporu v závitě	$N \cdot m$
$n_B$	počet boků profilu	–
$n_z$	počet závitů	–
p	měrný tlak ve stykové ploše	Pa
$p_D$	dovolený měrný tlak ve stykové ploše	Pa
$p_h$	stoupání závitě	mm
$p_{max}$	maximální měrný tlak ve stykové ploše	Pa
$P_u$	mezní únavové zatížení	N
$p_z$	otlačení závitů	Pa
R	poloměr zaoblení závitového žlábků matice	mm
r	poloměr zaoblení závitového žlábků šroubu	mm
$R_A, R_B$	reakční síly v ložiskách	N
$R_c$	trubkový závit pro spoje těsnící na závitech	–
S	lichoběžníkový závit nerovnoramenný („trapezový závit“)	–
s	velikost otvoru pro klič	mm
$S_1$	průřez šroubu	$mm^2$
$S_z$	závitová plocha šroubu (matici)	$mm^2$ $N \cdot m$
t	rozteč závitě	mm
$tg\beta_1=k_1$	tuhost šroubu	$N \cdot m^{-1}$
$tg\beta_2=k_2$	tuhost spojovaných částí	$N \cdot m^{-1}$
Tr	lichoběžníkový závit rovnoramenný („trapezový závit“)	–
VVER	vodo-vodní energetický reaktor	–
W	Whitworthův závit	–
$\alpha$	úhel stoupání šroubovice	°

$\alpha$	vrcholový úhel závitu	°
$\alpha_1, \alpha_2$	úhly boků závitu	°
$\delta$	konstrukční vůle	mm
$\Delta F_1$	část síly F, připadající na šroub	N
$\Delta F_2$	část síly F, připadající na spojované části	N
$\Delta l_1$	deformace (prodloužení) šroubu	mm
$\Delta l_2$	deformace (stlačení) spojovaných částí	mm
$\Delta l_c$	celková deformace předepnutého šroubového spoje	mm
$\Delta l_F$	deformace od vnějšího zatížení silou F	mm
$\sigma_{0.2}$	smluvní mez kluzu	Pa
$\sigma_a$	amplituda napětí	Pa
$\sigma_{kt}$	mez kluzu v tahu	Pa
$\sigma_m$	mez pevnosti v tahu	Pa
$\varphi$	úhel dotažení	°
$\varphi_z$	třecí úhel	°

# 1 Úvod

Pro svojí diplomovou práci jsem si vybrala téma zadané společností ŠKODA JS a.s. Cílem bylo vyřešit konstrukční návrh elektrické utahovací jednotky přírubového spoje pro spojení hlavice ukazatele polohy regulačního orgánu jaderného reaktoru s pouzdem nově vyvíjeného pohonu LKP-M/4.

Úvodní část diplomové práce seznamuje čtenáře s problematikou závitového spoje, jeho konstrukčním řešením a využitím. Teoretická část rozšířená o předepjaté šroubové spoje řeší vztahy mezi silou předpětí a utahovacím momentem. V neposlední řadě se v této části diplomové práce uvádějí také metody vyvození potřebného předpětí ve šroubových spojích. Souhrnně zaznamenán současný stav utahovacích zařízení. Tento teoretický exkurz mi pomohl získat dostatečný nadhled k praktické části diplomové práce.

V samotném konstrukčním návrhu elektrické utahovací jednotky jsou představeny tři varianty řešení, u kterých jsou zohledněné výhody a nevýhody z hlediska praktického využití. Po zvážení výrobních možností a zkušeností, za pomoci odborníků ze společnosti ŠKODA JS a.s., je dále rozpracovaná vybraná varianta. Součástí diplomové práce je také návrh řešení záchytu reakce od utahovacího momentu a pevnostní výpočet nového konstrukčního řešení pro účinky namáhání od utahovacího momentu.

Společnosti ŠKODA JS a.s. byly poskytnuté veškeré materiály a data potřebné pro splnění zadání této diplomové práce.

V práci je použito volných citací, pod kterými míním zestručnění původního textu. Každý odstavec tohoto textu je na závěr označen, například dle (Kratochvílová, 2017). Vlastní příklady či komentáře autorky k citovanému textu jsou označeny symbolem (IB), zvláště na místech, kde by mohlo dojít k pochybnostem o autorství textu.



## 2 Teoretická východiska práce

Tato kapitola je zaměřena na teoretická východiska diplomové práce. V odstavci 2.1 jsou popsány cíle diplomové práce. Odstavec 2.2 se zabývá teoretickými poznatky o šroubových spojích. Odstavec 2.3 popisuje předepjaté šroubové spoje. Závěrečný odstavec 2.4 dokumentuje metody vyvození potřebného předpětí ve šroubovém spoji.

### 2.1 Cíle diplomové práce

Hlavním cílem této diplomové práce je návrh nového konstrukčního řešení utahováku. Utahovák na jedno nasazení provede utažení spoje na předepsaný utahovací moment. Navržený utahovák odstraňuje problémy spojené s ručním utahováním spoje, které je namáhavé a časové náročné pro obsluhu.

Význam diplomové práce je v těchto rovinách – v rovině teoretické přináší souhrn poznatků o šroubových spojích, jejich konstrukčních řešeních, praktickém využití a technických parametrech. Teoretická kapitola je věnována předepnutému konstrukčnímu spoji, jeho parametrům a vztahům mezi silou a utahovacím momentem. Velká část je věnována metodám vyvození potřebného předpětí v šroubovém spoji. Samostatnou částí je rešerše současného stavu utahovacích zařízení.

Velký význam je v praktické rovině. V diplomové práci je zaznamenán celý postup návrhu konstrukčního řešení elektrického utahováku. Návrh zaznamenává popis konkrétního přírubového spoje, zpracování koncepčních návrhů utahovací jednotky a samotný konstrukční návrh utahovací jednotky s popisem jeho funkčních a přenosových částí. Výpočtová část podporuje samotné konstrukční řešení. Sestava konstrukčního řešení je zakreslena na výkresové dokumentaci. Vizualizace výkresové dokumentace přináší celkový pohled na řešení elektrického utahováku v prostoru reaktorového sálu.

Diplomová práce má tyto cíle:

- Připomenutí teoretických poznatků o šroubových spojích (tuto část pokrývají kapitoly Závitové spoje, jejich konstrukce a využití, Předepjatý šroubový spoj, Metody vyvození potřebného předpětí šroubového spoje).
- Zaznamenání současného stavu utahovacích zařízení (tuto část pokrývá kapitola Současný stav utahovacích zařízení).
- Vypracování konstrukčního návrhu elektrického utahováku a návrh řešení záchytu reakce od utahovacího momentu (tuto část pokrývají kapitoly Popis horního bloku reaktoru VVER 1000, Popis technického řešení přírubového spoje, Požadavky kladené na konstrukci utahováku, Koncepční návrhy utahovací jednotky, Technický popis vybrané varianty utahovací jednotky).
- Pevnostní výpočet utahováku pro účinky namáhání od utahovacího momentu (tuto část pokrývají kapitoly Momentové podmínky pro silový návrh, Výpočet uzlů přenosu točivého momentu pomocí čtyřhranu, Výpočet potřebné síly předepnutí svěrného spoje pro záchyt reakce, Výpočet reakčních sil v ložiskové skříni, Výpočet reakčních sil v záchytném rameni).
- Tvorba výkresové dokumentace sestavy a vybraných konstrukčních dílů (tato část je v přílohové dokumentaci diplomové práce).

## 2.2 Závité spoje, jejich konstrukce a využití

První spojovací prvky se závitem byli použité ještě ve starém Římě, ale vzhledem k vysokým výrobním nákladům se používali pouze v klenotnictví, pro výrobu lékařských nástrojů a dalších drahých výrobků.

V současné době jsou závité spoje jedním z nejrozšířenějších druhů rozebíratelných spojů. Jsou prakticky součástí všech strojů a strojních zařízení. Široké využití závitových spojů je spojeno s jednoduchostí konstrukce, spolehlivostí, snadnou zaměnitelností a díky tomu i lehkou opravitelností. Závitový spoj lze použít pro spojení dvou a více součástí z různých materiálu jako je například kov, dřevo, plast apod. Nevýhodou závitového spoje je možnost povolování při střídavém zatížení (proti tomu lze avšak použít různé způsoby zajištění). Otvory ve spojovacích součástech způsobují koncentraci napětí. Pro utěsnění daného způsobu spoje je nutné použít další technické řešení.

### OBECNÉ ROZDĚLENÍ ZÁVITOVÝCH SPOJŮ

Obecně se rozlišují tři základní druhy závitového spoje:

- spojení pohyblivá (dovoluje vzájemný pohyb spojovaných součástí),
- spojení pružná (umožňuje pružné natočení, posunutí apod.),
- spojení pevná.

Při pevném spojení jsou zamezené vzájemné pohyby spojovaných součástí.

### ROZEBIRATELNOST ZÁVITOVÝCH SPOJŮ

Z hlediska rozebíratelnosti lze dělit pevné spoje na:

- rozebíratelné,
- nerozebíratelné.

K nerozebíratelným spojům, patří takové typy spojů jako jsou např. svařování, nýtování, lepení, pájení apod. Jsou to spoje, které se nedají rozebrat, aniž by došlo k poškození jejich části. Rozebíratelné spoje jsou ty, které lze opakovaně rozebrat a smontovat bez poškození spojovaných nebo spojovacích částí. Do této skupiny patří právě i závitové spojení (Pospíšil, 1968).

### ZÁVITY ZÁVITOVÝCH SPOJŮ

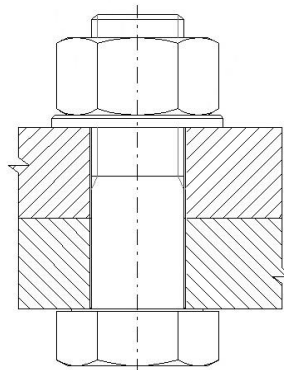
Závitové spoje podle umístění závitů lze rozdělit na:

- závitové spojení se závitem vytvořeném přímo na spojovaných částech, které jsou pak zašroubovány do sebe (závitová spojení),
- závitové spojení pomocí dalších spojovacích prvků se závitem jako jsou šrouby, svorníky apod. (šroubová spojení).

### ŠROUBOVÝ SPOJ

Šroubový spoj je nejrozšířenější konstrukční prvek, který se obvykle skládá ze šroubu (svorníku), matice a podložek. Šrouby mohou být využity k přeměně rotačního pohybu na pohyb posuvný (*pohybové šrouby*). Používají se především ve šroubových mechanismech strojních svěráků, vřetenových lisech apod. Nejvíce se šrouby používají pro přímé spojení dvou nebo více částí (*spojovací šrouby*). Spojovací šrouby lze rozdělit podle jejich použitelnosti, na šrouby do dřeva (vruty), šrouby do kovu a speciální šrouby pro zvláštní účely (Bureš, 1988).

Provedení šroubového spojení je závislé především na účelů, který spoj má plnit. Na obrázku 2-1 je uveden příklad základního šroubového spoje, který je tvořen šroubem, maticí a podložkou.



Obrázek 2-1 Základní šroubový spoj.

Další možností je použití šroubu přímo do závitového otvoru v jedné ze součástí. Pro spojení dvou částí, z nichž jedna má nepoměrně větší hmotnost než druhá, se používají tzv. závrtné šrouby (závrtné šrouby mají na obou koncích dřívku závit). K ukotvení stroje se používá základového šroubu. K uvolnění nalisovaných částí lze použít stavěcích šroubů.

#### KONSTRUKCE ŠROUBOVÝCH SPOJŮ

Z konstrukčního hlediska šroubové spoje se dělí na:

- spoj s tvarovým stykem – síla z jedné součásti se přenáší na druhou pomocí tvarové spojovací součásti (lícovaným šroubem),
- spoj se silovým stykem – jedná se o šroubové spoje utažené před působením vnějšího zatížení (předepnutý šroubový spoj).

Větší část spojovacích prvků jako jsou šrouby, matice a podložky jsou normalizované díly a jejich výroba je v dnešní době sériová, proto i náklady na pořizování jsou relativně nízké. Jejich rozměrové charakteristiky jsou uvedeny v příslušných normách nebo také ve strojírenských tabulkách.

#### MATERIÁLY PRO VÝROBU ŠROUBŮ

Pro výrobu šroubů a matic se používá různých materiálů v závislosti na účelu použití. Nejvíce používané jsou šrouby z uhlíkových nebo legovaných ocelí. Šrouby z těchto materiálů jsou rozděleny do následujících pevnostních tříd 4.6, 4.8, 5.6, 5.8, 6.6, 8.8, 10.9, 12.9. Kde první číslice označuje setinu mezi pevností v tahu v MPa. Druhá číslice označuje mez kluzu jako procentní podíl k mezi pevností (např. pro šroub pevnostní třídy 5.8 je mez pevnosti 500 MPa a mez kluzu je  $500 \times 0.8$  což je 400 MPa). Šrouby se také mohou vyrábět z korozivzdorných ocelí (austenitické, feritické a martenzitické), mosazi, slitin hliníku a z plastů.

#### MATERIÁLY PRO VÝROBU MATIC

Ocelové matice stejně jako i šrouby se také podle materiálových charakteristik rozdělují na pevnostní třídy 4, 5, 6, 8, 10, 12. Třída pevnosti matice udává hodnotu setiny mezi pevností v tahu v MPa. Při použití šroubu v kombinaci s maticí musí být pevnostní třída matice stejná jako u šroubu nebo vyšší. Kromě ocelí se vyrábí matice také z plastu, kde se využívá materiálových charakteristik, jako velká otěruvzdornost a dobrá schopnost tlumit vibrace a rázy.

## PODLOŽKY

Pro lepší rozložení tlaku mezi maticí a spojovanou součástí, nebo také mezi hlavou šroubu a spojovanou součástí je vhodné použít podložku. Podložka pomáhá vyrovnávat nerovnosti na dosedacích plochách. Jejich použití má za cíl ochránit povrch spojovaných součástí před opotřebením a poškozením. Speciální typy podložek se používají pro pojištění matic proti povolení.

### 2.2.1 Názvosloví a značení rozměrů závitů

Základem každého šroubového spoje je závitová plocha. Hlavním prvkem šroubového spoje je závit.

#### ROZDĚLENÍ ZÁVITŮ DLE UMÍSTĚNÍ

Podle umístění na povrchu se závity dělí na:

- vnější závit (např. závit na dřívku šroubu),
- vnitřní závit (např. závit na matici).

Vnější a vnitřní závity mohou také obsahovat i spojované části.

#### ROZDĚLENÍ ZÁVITŮ DLE TVARU

Podle tvaru základního povrchu se závity také dělí na:

- válcové (nejběžnější),
- kuželové (používají se pro těsné spojení trubek, zátek).

#### ROZDĚLENÍ ZÁVITŮ DLE SMYSLU OTÁČENÍ

Závitová plocha vzniká pohybem tvořící plochy po šroubovici.

Podle smyslu otáčení šroubovice závity se dělí na:

- pravotočivé,
- levotočivé.

#### ROZDĚLENÍ ZÁVITŮ DLE TVOŘÍCÍ PLOCHY

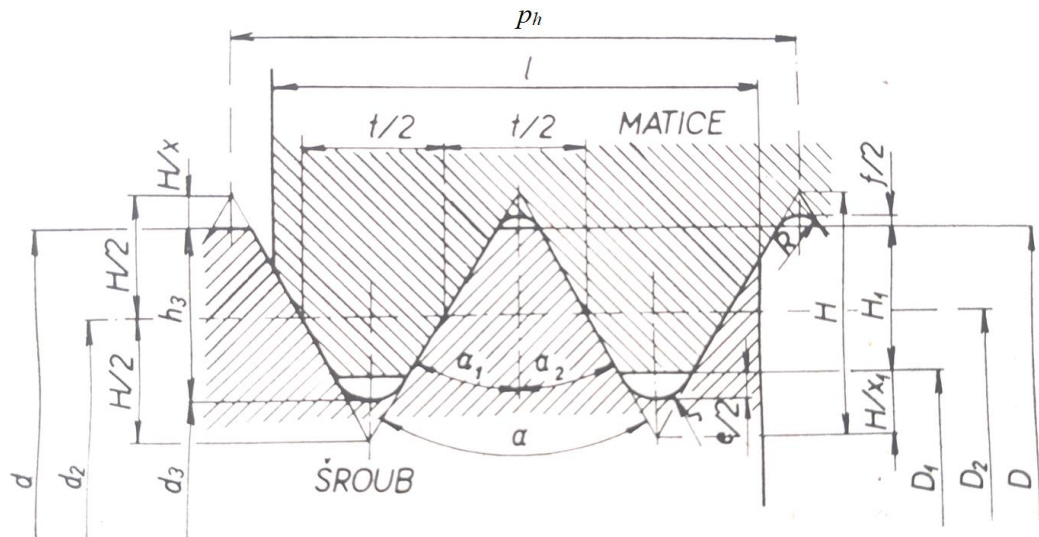
Tvořící plocha může být:

- jednodílná,
- vícedílná.

Otáčením kolem osy základního válce a současným pohybem po šroubovici jednodílné plochy se vytváří závit jednochodý. Vícedílné – závit vícechodý (dvojchodý nebo trojchodý). Normalizované součásti mají jednochodé závity.

Základní (teoretický) profil závitu leží v rovině procházející osou závitu a je určen rozměry a úhly totožnými pro vnitřní a vnější závit.

Jmenovitý profil závitu vzniká zaoblením nebo okosením hran, tzv. krácením profilu. Jmenovitý profil vnitřního a vnějšího závitu je dán jmenovitými rozměry závitu, které jsou zakótované na přiloženém obrázku (Pospíšil, 1968).



Obrázek 2-2 Jmenovité rozměry závitu (Pospíšil, 1968).

Legenda:

$p_h$  – stoupání závitu, což je nejkratší vzdálenost dvou sousedních, stejnohlých bodů stejné šroubovice.

$t$  – rozteč závitu, což je nejkratší vzdálenost dvou stejnohlých sousedních profilů.

$d$ , resp.  $D$  – velký průměr závitu šroubu, resp. závitu matice.

$d_2$ , resp.  $D_2$  – střední průměr závitu šroubu, resp. závitu matic ( $d_2 = D_2$ ).

$d_3$ , resp.  $D_1$  – malý průměr závitu šroubu, resp. závitu matic.

$H$  – výška teoretického profilu.

$H_1$  – nosná hloubka závitu.

$\alpha$  – vrcholový úhel závitu.

$\alpha_1, \alpha_2$  – úhly boků závitu.

$r$  ( $R$ ) – poloměr zaoblění závitového žlábků šroubu (matice).

$l$  – délka zašroubování.

Používají se metrické a palcové závity různých profilů v závislosti na technologickém úkolu spoje. Podle tvaru jmenovitého profilu se rozlišují následující základní druhy závitů:

- Metrický závit (M). Tvořícím profilem závitu je trojúhelník s vrcholovým úhlem  $60^\circ$ . Pro definování metrického závitu se uvádí jeho jmenovitý průměr  $a$  a v případě jemných závitů i stoupání v milimetrech. Např. M8x1 značí závit o jmenovitém velkém průměru 8 mm a stoupáním 1 mm.
- Lichoběžníkový závit rovnoramenný, nebo „trapézový závit“ (Tr). Tvořícím profilem závitu je rovnoramenný lichoběžník s vrcholovým úhlem  $30^\circ$ . Závit je definován jmenovitým průměrem a roztečí v milimetrech. Např. Tr48x8. Jsou používány pro pohybové šrouby (např. pro pohon suportu soustruhu).
- Lichoběžníkový závit nerovnoramenný, nebo „pilovitý“ (S). Tvořícím profilem závitu je nerovnoramenný lichoběžník s vrcholovým úhlem  $33^\circ$ . Závit je definován jmenovitým průměrem a roztečí v milimetrech. Např. S48x8. Jsou používány pro pohybové šrouby zatížené jednostrannou silou.
- Whitworthův závit (W). Tvořícím profilem závitu je trojúhelník s vrcholovým úhlem  $55^\circ$ . Závit je definován jmenovitým průměrem, který se udává v palcích a stoupáním, které se udává v počtu závitů na jeden palec ( $1''=25,4$  mm).
- Trubkový závit se používají pro šroubové spojení trubek. Tvořícím profilem závitu je trojúhelník s vrcholovým úhlem  $55^\circ$ . Trubkové závity pro spoje těsnící

na závitech se označují  $R_c$ , netěsnící na závitech – G. Rozměry závitu se udávají v palcích.

- Edisonův závit (E). Je to závit, který na žárovkách použil jejích vynálezce T. A. Edison. Tvořícím profilem závitu jsou kruhové oblouky. Rozměry závitu (průměr) se udávají v milimetrech.

### 2.2.2 Namáhání šroubů

#### NAMÁHÁNÍ ŠROUBŮ Z HLEDISKA ZATÍŽENÍ

Z hlediska zatížení lze šroubové spoje rozdělit na:

- šroubové spoje zatížené osovou silou,
- šroubové spoje zatížené silou působící kolmo k ose.

Šroubový spoj by měl být namáhán pouze osovou silou. Pokud se jedná o šroub lícovaný, je namáhán silou působící kolmo k ose.

Tahové namáhání šroubu je typické pro přírubové spoje, zatížené silami působícími v ose šroubu, jako je například víko tlakových nádob. Pro šrouby v přírubových spojkách přednášecích krouticí moment je typické namáhání na střih. Při zatížení osovou silou vzniká také namáhání závitu šroubu a matice na otažení. Třecí síla mezi závity ve šroubu a maticí při utahování způsobuje namáhání dřívku šroubu na krut. Kromě toho v případě málo tuhé konstrukce nebo při nepřesných dosedacích plochách jsou šrouby ještě namáhány ohybem (Bureš, 1988).

#### NAMÁHÁNÍ ŠROUBŮ PODLE ČASOVÉHO ZATÍŽENÍ

Podle časového působení zatížení rozlišujeme namáhání šroubového spoje na:

- statické,
- dynamické.

Statickým se nazývá zatížení, které se v čase  $t$  nemění, nebo se nemění ve velkých časových intervalech. Pulzující zatížení s velmi malou amplitudou napětí  $\sigma_a$  lze také považovat za statické zatížení (Bureš, 1988).

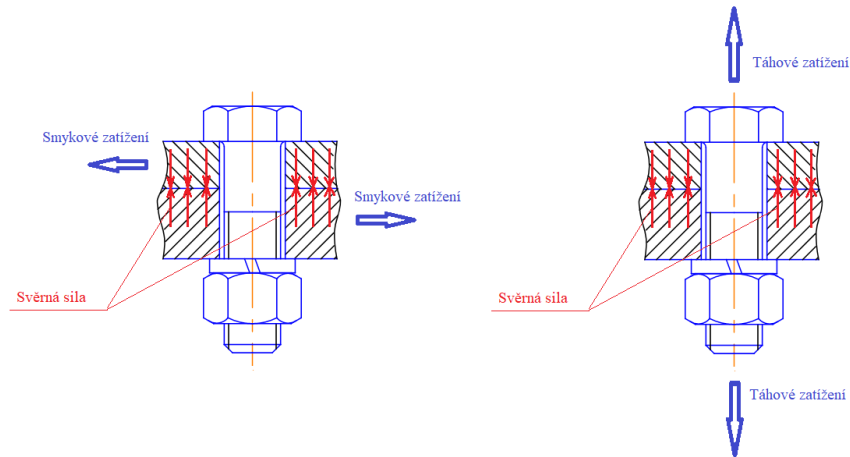
Dynamickým se nazývá zatížení, které se v čase mění.

### 2.2.3 Namáhání šroubových spojů

Šroubové spoje, zatížené silami působícími v ose šroubu:

- šroubové spoje bez předpětí,
- šroubové spoje s předpětím.

Na obrázku 2-3 vpravo je ukázán předepnutý šroubový spoj zatížený tahovou silou. V případě přenosu zatížení působícího kolmo na osu šroubu se obvykle používá lícovaný šroub. Někdy pro přenos smykové síly působící kolmo na osu šroubů lze použít lícovaného šroubu, jak je zobrazeno vlevo na obrázku 2-3. Zde je vidět způsob přenosu třecích sil pomocí předepjatého šroubového spoje. Síla vzniklá působením ve šroubovém spoji od utažení musí být schopná přenést smykové namáhání způsobené silami působícími kolmo na osu šroubu. Ve správně navrženém spoji musí být síla předpětí (svěrná síla) ve šroubu tak velká, aby třecí síly vzniklé mezi styčnými plochami mohly přenést působící smykové zatížení. Nebude-li předepnutím vytvořena dostatečná třecí síla, bude šroub namáhán smykem a ohybem.



Obrázek 2-3 Smykové a tahové zatížení v předjatém šroubovém spoji.

## 2.3 Předepjatý šroubový spoj

Ve strojírenské praxi se nejčastěji setkáme s předepjatými šroubovými spoji. Spoje se používají, jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole, pro možnost přenosu smykového zatížení pomocí třecího spoje, nebo pro spoje zatížené osovou silou, na které je kladen požadavek těsnosti. Použití předepjatých šroubových spojů je současně nezbytné pro dynamicky zatížené konstrukce.

Výhodami předepjatého šroubového spoje jsou:

- zvýšení tuhosti a těsnosti spoje,
- zvýšení únavové pevnosti spojovacích součástí,
- zamezení rázového zatížení spoje při střídavém zatížení.

Předepínací síla je vyvozená ve šroubovém spoji při utahování šroubu, případně matice. Tato síla vyvolává tah ve šroubu a tlak ve spojovaných částech a působí ve spoji ještě před jeho zatížením vnější provozní silou. Předepínací síla má udržet spojované části sevřené i v průběhu působení vnějšího provozního zatížení, které může být jak stálé, tak i proměnlivé. Pro zajištění dostatečného sevření spoje i po zavedení provozního zatížení se doporučované hodnoty velikosti předpětí pohybují v rozmezí  $50 \div 90 \% \sigma_{0.2}$  (smluvní mez kluzu). Na druhou stranu, výsledné zatížení nesmí překročit mez kluzu ( $\sigma_{0.2}$ ), aby nedocházelo ve spoji ke vzniku trvalých deformací. Také je důležité počítat s poklesem předpětí způsobeným „sednutím“ spoje za provozu (Pospíšil, 1968).

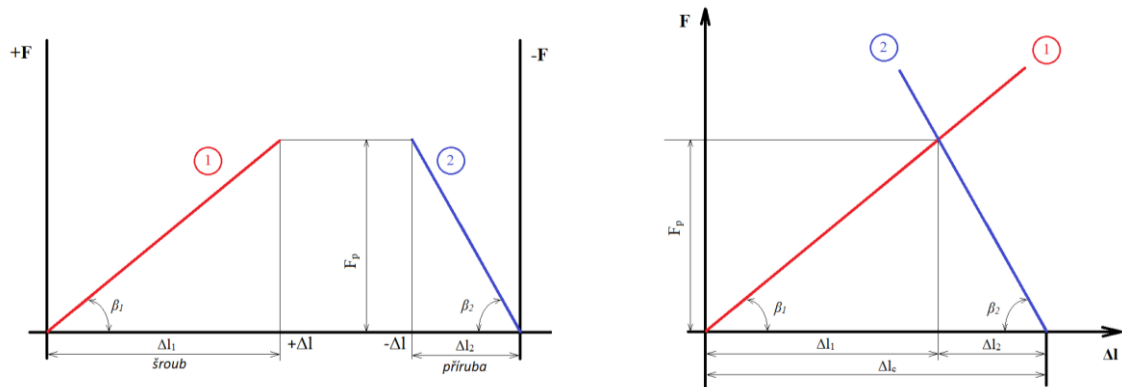
### 2.3.1 Síly v předepjatém šroubovém spojení

Na kvalitu předepjatého šroubového spoje má velký vliv dosažení potřebné hodnoty síly předpětí při montáži. Síla předpětí je závislá na vnějším (provozním) zatížení spoje a tuhosti spojovacích a spojovaných částí.

Průběhy zatížení ve šroubových spojích jsou názorně zobrazeny v pracovních diagramech předepjatých šroubových spojů. Tyto diagramy slouží k zobrazení závislosti deformace na zatížení pro části zatěžované a odlehčované. Z diagramu je pak vidět jak a v jakém poměru šroubový spoj a spojované části přenášejí vnější zatížení.

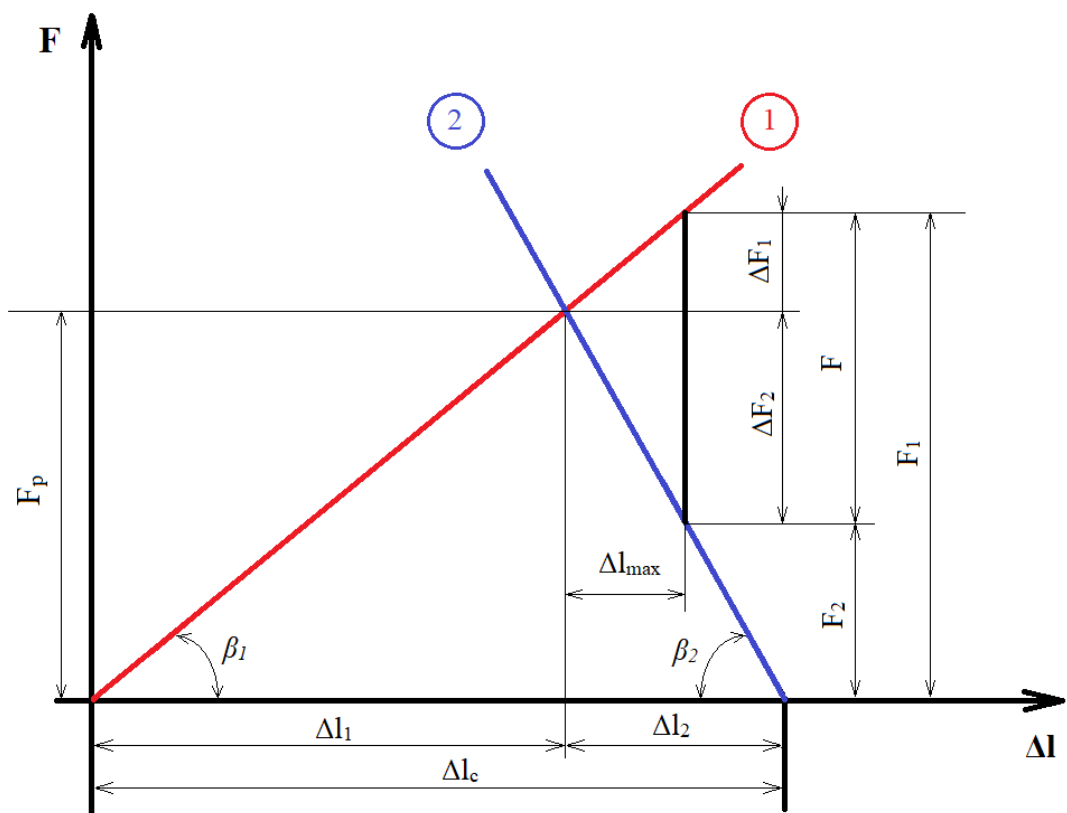
Na níže uvedeném obrázku je představen základní způsob sestavení diagramu předepjatého šroubového spoje. Při utažení matice působí na šroub tahová síla, která se snaží šroub prodloužit, ale protože vnitřní síly odolávají tomuto prodloužení vytváří se tahové napětí nebo

předpětí ve šroubu. Reakcí na tuto sílu je síla svěrná, která způsobí stlačení přírub. V levé části obrázku je zobrazen diagram síla-deformace pro tažené části (šroub) a tlačené části (příruba). Tangenty úhlů  $\beta_1$  a  $\beta_2$  odpovídají tuhosti každé části (obvykle příruby  $k_2$  mají vyšší tuhost než šroub  $k_1$ ). Když k diagramu tažných částí přiřadíme diagram tlačných částí vytvoříme diagram předepnutého šroubového spoje po montáži. Toto demonstruje pravá část obrázku.



Obrázek 2-4 Konstrukce diagramu předpjatého šroubového spoje.

V případě působení stálého provozního zatížení  $F$  na předepjatý šroubový spoj, jak je uvedeno na obrázku 2-5, následuje snížení svěrné síly způsobené předpětím ve šroubu o hodnotu  $\Delta F_2$ , a nárůst síly ve šroubu o hodnotu  $\Delta F_1$ .



Obrázek 2-5 Pracovní diagram předpjatého šroubového spoje zatíženého konstantním tahovým zatížením.

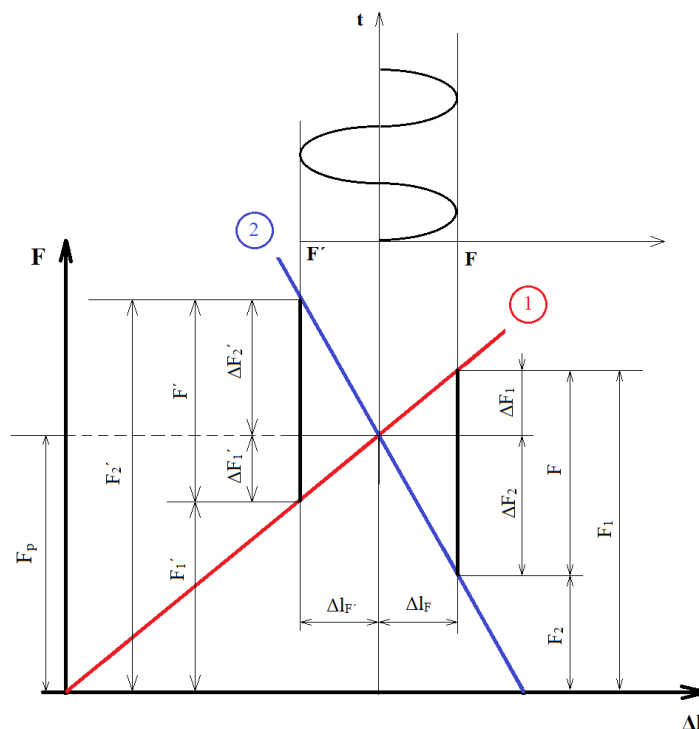
Legenda:  
 $F_p$  – předepínací síla



$F$  – provozní síla  
 $F_1$  – maximální síla ve šroubu  
 $F_2$  – síla působící na spojované části  
 $\Delta F_1$  – část síly  $F$ , připadající na šroub  
 $\Delta F_2$  – část síly  $F$ , připadající na spojované části  
 $tg\beta_1 = k_1 = Fp / \Delta l_1$  – tuhost šroubu  
 $tg\beta_2 = k_2 = Fp / \Delta l_2$  – tuhost spojovaných částí  
 $\Delta l_1$  – deformace (prodloužení) šroubu  
 $\Delta l_2$  – deformace (stlačení) spojovaných částí  
 $\Delta l_c$  – celková deformace předepnutého šroubového spoje  
 $\Delta l_F$  – deformace od vnějšího zatížení silou  $F$

Z obrázku 2-5 je vidět, že při předepínání se obě větve tohoto spoje (zatěžovaná a odlehčovaná) chovají jako pružiny řazené v sérii. Přitom součet deformací  $\Delta l_1$  (prodloužení šroubu) a  $\Delta l_2$  (stlačení příruby) dává celkovou deformaci předepnutého šroubového spoje  $\Delta l_c$ . Avšak při následném zatížení šroubového spoje provozní silou se obě větve tohoto spoje chovají jako paralelně řazené pružiny. Vnější zatížení  $F$  způsobí deformaci šroubového spoje  $\Delta l_F$ , která je stejná pro zatěžovací a odlehčovací větvě (o kolik se prodlouží šroub o tolik se odlehčí příruba).

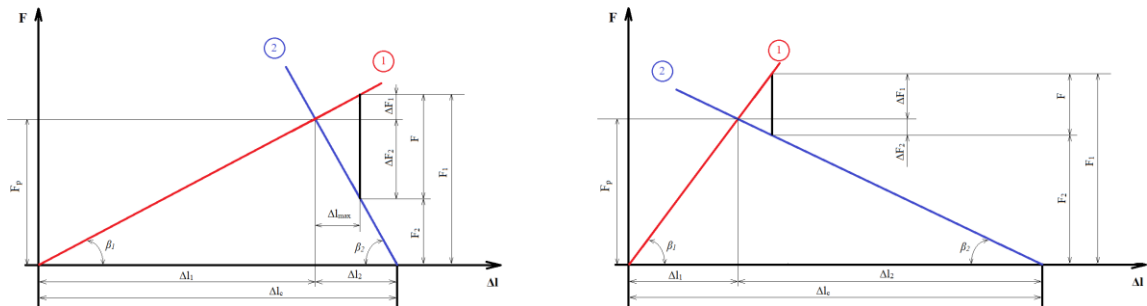
Předepnuté šroubové spoje, kromě zatížení stálou statickou silou, jsou také namáhané dynamicky. Podle průběhu zatěžující síly v čase rozlišujeme spoje zatížené souměrně střídavým cyklem, mívivým cyklem v tahu a pulzujícím cyklem v tahu. Příklad diagramu předepjatého šroubového spoje zatíženého dynamickou silou je ukázán na následujícím obrázku.



Obrázek 2-6 Pracovní diagram předepjatého šroubového spoje zatíženého souměrně střídavým zatížením.

Z pracovních diagramů předepjatých šroubových spojů je také vidět, že skutečný nárůst síly ve šroubu závisí na relativní tuhosti šroubu vůči spojovaným částem. Toto je demonstrováno na dalším obrázku, kde jsou představeny diagramy předepnutých šroubových spojů. V prvním případě (a) je spoj se šroubem s nízkou tuhostí a spojované části s vysokou tuhostí. Zde

vzhledem k větší tuhosti spojovaných částí bude šroub přenášet pouze malou část aplikovaného vnějšího zatížení. Ve druhém případě (b) je spoj se šroubem s vysokou tuhostí a spojované části s nízkou tuhostí. Zde se, vzhledem k větší tuhosti šroubu, přenáší větší část aplikovaného vnějšího zatížení.



Obrázek 2-7 Pracovní diagramy předpjatých šroubových spojů s rozdílnou relativní tuhostí šroubů.

### VLIV PŮSOBENÍ VELKÉHO TAHOVÉHO ZATÍŽENÍ

Při zvýšení vnějšího zatížení se úměrně zvětšuje i síla působící na šroub a současně se snižuje svěrná síla ve spojovaných částech. Při dalším zvětšení vnějšího zatížení mohou nastat následující situace:

- celkové zatížení na šroub (součet částí vnějšího zatížení připadající na šroub spolu se silou předpětí) může překročit hodnotu meze kluzu materiálu šroubu, což s velkou pravděpodobností může vést k porušení šroubového spoje. I přesto, že nemusí dojít k poruše ihned, tak po odstranění působení vnějšího zatížení se síla předpětí sníží, svěrná síla ve spojovaných částech se bude snižovat do té doby, než bude nulová,
- další zvětšení vnějšího zatížení vede k odlehnutí spojovaných částí a šroub bude přenášet veškerou přídatnou sílu. Po odlehnutí spojovaných částí, šroub nebo šrouby ve spoji jsou téměř vždy vystaveny přídatnému zatížení od ohybových a střížných sil. To obvykle vede k rychlé poruše spoje.

### VLIV PŮSOBENÍ VELKÉHO TLAKOVÉHO ZATÍŽENÍ

Pokud na šroubový spoj působí vnější tlakové zatížení, zvětšuje se svěrná (tlaková) síla ve spojovaných částech a snižuje se tahové napětí ve šroubu. Při působení velké tlakové vnější síly mohou nastat následující situace:

- napětí ve šroubu poklesne na nízkou hodnotu – pokud je vnější zatížení cyklické, pak může dojít k poruše šroubu v důsledku únavy (protože dohází ke změnám napětí za působení vnější tlakové síly),
- může být překročena mez kluzu sevřených spojovaných částí, které jsou kromě svěrné síly vyvolanou předpětím šroubu, navíc zatížené vnější tlakovou silou. Což vede k určitým trvalým deformacím, která způsobí ztrátu předpětí při uvolnění působení vnější síly.

Z těchto důvodů je vždy nutno stanovit maximální hodnotu provozního zatížení, při kterém je spoj stále schopen plnit požadavky kladené na jeho funkčnost.

### 2.3.2 Vztah mezi silou předpětí a utahovacím momentem

Předpětí má zásadní vliv na kvalitu šroubového spojení. Proto u předepnutých šroubových spojů, na které jsou kladené velké požadavky na spolehlivost, je nutno kontrolovat dosažení požadované síly předpětí při montáži spoje.

V případech, kde lze přímo změřit deformace šroubu, např. mikrometrickým měřidlem, sílu předpětí ve šroubu  $F_p$  se dá vypočítat ze vztahu  $\Delta l_1 = \frac{F_p \cdot l_1}{E_1 \cdot S_1}$  (kde  $\Delta l_1$  – deformace (prodloužení) šroubu,  $E_1$  – modul pružnosti v tahu šroubu,  $S_1$  – průřez šroubu). Dosažení požadovaného předpětí je zde zaručeno prodloužením šroubu o hodnotu  $\Delta l_1$ . V práci je měření deformace šroubu nepraktické, nebo se nedá měřit přímo. Zde pro dosažení požadovaného předpětí je nutno určit utahovací moment (Shigley, 2010).

Při výpočtu potřebného utahovacího momentu je nutné zohlednit, že pouze jeho malá část (kolem 10 %) se spotřebuje na dosažení požadovaného předepnutí. Zbývající utahovací moment se spotřebuje pro překonání tření v závitu a pod hlavou šroubu.

Pro výpočet potřebného utahovacího momentu  $M_u$  lze použít následujících vztahů:

$$M_u = M_z + M_h$$

$$M_z = 0.5 \cdot d_2 \cdot F_t = 0.5 \cdot d_2 \cdot F_p \cdot \operatorname{tg}(\alpha \pm \varphi_z)$$

$$M_h = 0.5 \cdot d_s \cdot F_p \cdot f_h$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{p_h}{\pi \cdot d_2}$$

$$f_z = \operatorname{tg} \varphi_z = 0,1 \div 0,3 \text{ („+“ - pro utahování, „-“ - pro povolování)}$$

$$f_h = \operatorname{tg} \varphi_h$$

kde

$M_z$  – moment, potřebný pro překonání odporu v závitu,

$M_h$  – moment, potřebný pro překonání odporu pod hlavou šroubu (matici),

$\alpha$  – úhel stoupání šroubovice,

$f_z$  – součinitel tření v závitu,

$d_s$  – střední průměr mezikrajové stykové plochy, lze vypočítat jak aritmetický průměr díry pro šroub  $D_0$  a velikostí otvoru pro klič  $s$ ,

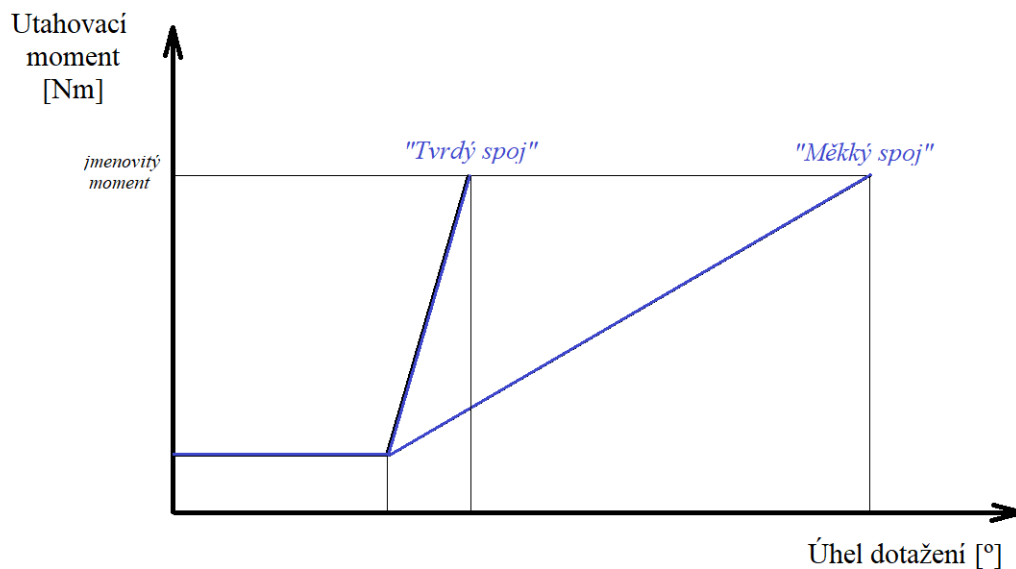
$f_h$  – součinitel tření pod maticí (hlavou šroubu).

Z výše uvedených vztahů je patrné, že součinitel tření má vliv na hodnotu potřebného utahovacího momentu a tím i na kvalitu předepnutého spoje. Hodnota součinitele tření je závislá na různých faktorech, hlavním z nich jsou drsnost povrchu a jeho úprava.

Pro snížení tření v závitech a pod hlavou šroubu může být použito mazivo, nebo jiný způsob mazání (např. šrouby se speciální povrchovou úpravou jako je fosfátování). V tomto případě se mění vztah mezi utahovacím momentem a silou předepnutí. Při použití stejného utahovacího momentu jako v případě bez mazání větší část aplikovaného točivého momentu se přemění v sílu předepnutí. Toto může způsobit, že napětí ve šroubu překročí mez pevnosti v tahu a šroub se zlomí. Na druhou stranu, ve spoji bez použití maziva se může nastat situace, že síla předepnutí bude příliš malá, aby vydržela vnější zatížení, pro které byl spoj navržen. Z tohoto důvodu by mohlo dojít k povolání spoje.

### 2.3.3 Tvrdost šroubového spoje

Z hlediska procesu utahení je důležitou vlastností šroubového spoje jeho „tvrdost“. V podstatě jde o „rychlost utahení“, což je úhel potřebný pro dosažení potřebného krouticího momentu na šroubu určité kvality a velikosti. Tento úhel se měří od momentu dosednutí ploch do momentu dosažení konečné hodnoty utahovacího momentu. Rychlost utahení se může pro stejný průměr šroubů značně lišit v závislosti typu spoje. V případě krátkých šroubů, kterými jsou k sobě spojeny kovové součásti, jmenovitého krouticího momentu se dosahuje za malý zlomek otáčky šroubu. Tento typ spoje se nazývá „tvrdý spoj“. V případě dlouhých šroubů, které spojují měkký pružný materiál, je pro dosažení jmenovitého točivého momentu potřeba větší úhel, někdy i několik otáček šroubu. V daném případě se jedná o „měkký spoj“. Rozdílné chování těchto spojů při utahování zobrazuje charakteristika tvrdého a měkkého spoje na následujícím obrázku.



Obrázek 2-8 Charakteristika „tvrdého“ a „měkkého“ šroubového spoje.

## 2.4 Metody vyvození potřebného předpětí ve šroubovém spoji

Požadavky na kvalitu předepnutého šroubového spoje se liší v závislosti na jeho aplikaci.

V případech, kdy nejsou stanoveny přísné požadavky na dodržení určitého předpětí, vystačíme s běžným nářadím jako jsou maticový nebo nástrčkový klíč. Příkladem: pro utahení šroubu při montáži svěráku na pracovní stůl v dílně nemusí být stanoven žádný požadavek pro hodnotu utahovacího momentu. Zámečník zde může pracovat intuitivně.

Na druhou stranu, při utahování důležitých šroubových spojů je nutno z bezpečnostních a konstrukčních důvodů přesně dodržet předepsané parametry předpětí. Nadměrné nebo nedostatečné utahení může vést k poškození součásti nebo i celého stroje. V těchto případech, s běžným nářadím nevystačíme a zde je nutné použít jiné způsoby realizace potřebného předpětí, více či méně přesné.

Pro dosažení požadovaného předpětí ve šroubovém spoji lze použít metody založené na principu měření (kontroly) utahovacího momentu nebo úhlu pootočení matice (nebo šroubu). Kromě těchto metod existují i další metody utahování při kterých se měří (kontroluje) prodloužení šroubu nebo stlačení speciálně k tomu upravené spojované součásti. V současné době existují následující způsoby vyvození požadovaného předpětí ve šroubovém spoji.

Metody utahování šroubových spojů:

- metoda utahování pomocí momentových klíčů,
- metoda utahování pomocí elektrických, pneumatických nebo hydraulických klíčů,
- metoda utahování známým počtem otáček,
- metoda utahování pomocí měření prodloužení šroubu,
- metoda utahování zahřátím šroubu,
- metoda utahování pomocí měření stlačení speciálně upravených šroubů nebo podložek.

Nesmíme také zapomenout na různé chyby, které mohou nastat při utahování šroubového spoje. Například poškozené závity, nebo nedostatečná hloubka závitů zvyšují třecí sílu při utahování. Toto vede k dosažení předepsaného utahovacího momentu ještě před tím, než se dosáhne správné upínací síly. Tuto chybu lze eliminovat pomocí sledování úhlu utažení současně s utahovacím momentem.

Velký vliv na konečnou hodnotu předpětí má tzv. relaxace spoje, tj. uvolnění spoje po velmi krátké době po utažení. Ve spojích, které obsahují elastické součásti, jako jsou například těsnění, může být tato hodnota relaxace spoje značná a následná kontrola točivého momentu může ukázat, že bylo dosaženo pouze zčásti předepsaného předepnutí. Proces relaxace lze obvykle překonat utažením ve dvou fázích nebo pomocí pulzních a rázových nástrojů, které umožňují relaxaci spoje mezi pulzy a rázy.

#### **2.4.1 Metoda utahování pomocí momentových klíčů**

V běžné praxi se často můžeme setkat s případy kde se pro dosažení určitého předpětí používá momentový klíč. Při utahování pomocí momentových klíčů musí být dosažen utahovací moment, který se buď vypočítá z předepsané síly předepnutí nebo je stanoven experimentálně. Tato metoda není dostatečně přesná. Utahovací moment je ve větší míře závislý na tření v závitě a dosedacích plochách pod hlavou šroubu a matice, které se může lišit ve velkém rozpětí hodnot. Proto šrouby, které jsou utažené na stejný moment mohou mít odlišné zatížení.

S použitím momentových klíčů se setkáme například v autoservisech, kde se utahují kola automobilu. Při utahování šroubového spoje momentovým klíčem se spoj utahuje na zadaný utahovací moment. Pro nastavení utahovacího momentu mají momentové klíče stupnici s rozsahem utahovacího momentu.

Momentové klíče se používají pro utahovací momenty až do 1500 Nm. Momentové klíče s nízkými hodnoty utahovacích momentů 1 do 8 Nm jsou koncipované do podoby šroubováku.

#### **DĚLENÍ MOMENTOVÝCH KLÍČŮ**

Momentové klíče se dělí na:

- ohybové klíče,
- torzní klíče,
- ráčnové klíče.

Ohybové a ráčnové momentové klíče mají pružinový mechanismus, torzní momentový klíč má zkrutnou kovovou tyč. Ohybové a ráčnové momentové klíče jsou upraveny tak, že po dosažení požadovaného utahovacího momentu přeruší proces utahování. U torzních momentových klíčů nedochází k přerušení procesu utahování po dosažení požadovaného utahovacího momentu, Proto se u nich musí zajistit možnost měření točivého momentu.

Torzní mechanismus se zpravidla používá u elektronických momentových klíčů, které dovolují pohodlně sledovat okamžitou hodnotu utahovacího momentu na displeji. Dosažení požadovaného utahovacího momentu je pak zaznamenáno zvukovým či světelným signálem po kterém je nutné utahování přerušit.



Obrázek 2-9 Elektronický momentový klíč (Atlas Copco, 2020).

Analogově-digitální převodník s displejem zabudovaný do tělesa momentového klíče zobrazený na obrázku 2-9. Existují i momentové adaptéry, které se mohou vkládat mezi čtyřhran libovolného momentového klíče a nástrčnou hlavici.

V případě utahování momentovým klíčem lze použít uhlový adaptér, který při procesu utahování dovoluje současné měření úhlu pootočení. Úhlové adaptéry mohou být jak mechanické, tak i elektronické. Elektronický adaptér dovoluje současně měřit utahovací moment i úhel.

Pro zvětšení utahovacího momentu se také používají násobiče točivého (krouticího) momentu, tzv. multiplikátory. Multiplikátory mají zabudovanou planetovou převodovku, která zvětšuje sílu v souladu s převodovým poměrem. Používají se často při povolování velmi silně utažených nebo poškozených (zarezlých nebo zapečených) šroubových spojů.

#### 2.4.2 Metoda utahování pomocí elektrických, pneumatických nebo hydraulických klíčů

Při procesu utahování elektrickým, pneumatickým nebo hydraulickým zařízením je stejně jako v případě momentových klíčů kontrolovanou veličinou utahovací moment.

Uvedené nářadí se používá v případech, kdy je nutno utažení spoje na větší utahovací momenty a pro předepnutí šroubových spojů, na které jsou kladeny přesnější požadavky na kvalitu. Základním důvodem pro použití silového nářadí pro utahování šroubového spoje je zkrácení doby utahování a vyšší požadavky na kvalitu spoje.

V závislosti na rozsahu utahovacího momentu se klíče dělí na

- šroubováky,
- utahováky.

#### ELEKTRICKÉ UTAHOVACÍ ZAŘÍZENÍ

V současné době je běžným nářadím s řízením utahovacího momentu elektrické utahovací nářadí. Nářadí je většinou vybaveno jednoduchým digitálním nastavením utahovacího momentu.

Elektricky poháněné šroubováky (utahováky) se používají při montáži motorových vozidel a dalších odvětvích průmyslu s podobnými požadavky na kontrolu bezpečnosti spoje a kvalitní záznam. Jedná se o velmi složitý systém s možností nepřetržitého řízení utahovacího procesu s pomocí kontroly točivého momentu nebo úhlu. Využití je i na montážních linkách, kde není k dispozici stlačený vzduch nebo kde je třeba se vyhnout nečistotám z vypuštěného vzduchu. Použití elektrických šroubováků (utahováků) je běžné.

Drobní řemeslníci v domácích dílnách s oblibou používají elektrické šroubováky (utahováky) s akumulátorem. Hlavním požadavkem je mobilita. V současné době roste zájem o nářadí napájené z baterie. Toto nářadí umožňuje volnost pohybu. Uplatní se nejenom u drobných

živnostníků, domácích dílnách ale i v sériové výrobě – například v automobilovém průmyslu. Benefit je volnost pohybu v terénu ale i na montážních linkách. Toto nářadí má stejný rozsah funkcí jako elektrické nářadí s kabelem.

Existují také speciální elektrické utahovací jednotky. Jednotky mají výstupy pro utahování spojů s více šrouby. Šrouby nebo matice jsou utahovány současně nebo v pořadí, které je závislé na uspořádání šroubů, čímž se minimalizuje vliv obsluhy na výsledek utahování. Pro vícevýstupní utahovávky se používá sestava elektrických motorů s pokročilými elektronickými řídicími systémy. Reakční moment od jednotlivých vřeten je zachycován pomocí speciálního upínače a ostatními šrouby ve spoji (Atlas Copco, 2020).

Pomocí elektrického utahovacího nářadí lze dosáhnout přesnosti vyvození předpětí kolem 3 %. Výhodou elektrického nářadí je nízká hladina hluku a malé (nebo i nulové) vibrace.

### PNEUMATICKÉ UTAHOVACÍ ZÁŘIZENÍ

Pneumatické utahovací nářadí se používá pro šrouby větších průměrů a pro aplikaci kde je zapotřebí větších utahovacích momentů (lze vyvodit momenty i několik desítek tisíc Nm). Pracuje na stlačeném vzduchu, který je dodáván k rotačnímu mechanismu pomocí kompresoru. Je to ideální nástroj pro autoservisy a pneuservisy – je lehký, spolehlivý a jednoduchý v použití. Pneumatické utahovací nářadí podobně jako elektrické obsahuje vestavené snímače točivého momentu a utahovacího úhlu, což dovoluje nepřetržitě sledovat proces utahování a elektronicky ukládat data. Díky tomu lze dosáhnout velmi dobrou přesnost (kolem 5 %).

Hlavní výhodou pneumatických momentových klíčů je možnost jejich použití při práci s hořlavým materiálem a mazivy. Pracuje výhradně mechanicky, neprodukuje jiskry. Z tohoto důvodu je bezpečný v provozech s hořlavinami.

Pro dobrou funkčnost pneumatické nářadí je třeba použití čistého vzduchu – bez nečistot, výfukových plynů nebo prachu. V opačném případě dochází k snížení životnosti. Výkon kompresoru musí odpovídat výkonu pneumatického momentového klíče, protože nadměrný tlak v systému může poškodit zařízení.

### HYDRAULICKÉ UTAHOVACÍ ZÁŘIZENÍ

Hydraulické nářadí se používá pro utahování šroubů větších průměrů, kde je třeba vyvození velkých utahovacích momentů. Dříve se pro tyto aplikace používali momentové klíče s prodlouženou pákou a také multiplikátory (násobiče) točivého momentu (ruční, pneumatické a elektrické). Hydraulika do těžkého průmyslu přišla o něco později. První konstrukce hydraulických momentových klíčů se objevily na počátku 60. let 20. století.

Hydraulické utahovací zařízení je velmi výkonné a umožňuje snadnou práci se spojovacími prvky velkých průměrů díky minimální hmotnosti, velmi kompaktním rozměrům pro instalaci ve stísněných prostorech a snadné použitelnosti. Hydraulické utahovací zařízení se s výhodou také používá k utažení šroubových spojů nacházejících se pod vodní hladinou.

Pro vyvození síly předepnutí se využívá hydraulický tlak kapaliny (olej, voda). Při utahování šroubového spoje pomocí hydraulického zařízení lze dosáhnout utahovacího momentu až 75000 Nm (Автомеханика, 2020).

Přesnost dosažení požadovaného předpětí pomocí této metody se pohybuje v rozmezí 1÷10 %.

Hydraulické momentové klíče pracují tiše, mají nižší hmotnost a jsou přesnější než pneumatické klíče se stejným utahovacím momentem na výstupu. Díky tomu jsou dobrou alternativou pneumatickému utahovacímu zařízení při utahování šroubů velkých průměrů.

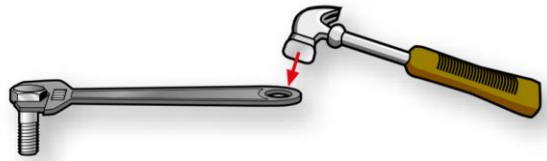
### RÁZOVÉ UTAHOVÁKY

Další skupinou silového utahovacího nářadí jsou uvedeny rázové utahovávky. Pro dosažení vysokého utahovacího momentu využívají kinetickou energii rotující hmoty.

Podle zdrojů energie se rozlišují na:

- elektrické utahovávky,
- pneumatické utahovávky,
- hydraulické utahovávky.

Rázové utahovávky pracují na principu, který lze porovnat s použitím kladívka při utahování či povolování šroubového spoje obyčejným klíčem. Při nárazu na rameno klíče se zvyšuje utahovací moment. Toto demonstruje následující snímek.



Obrázek 2-10 Princip rázového nářadí (Atlas Copco, 2020).

Výhodou pneumatických a hydraulických rázových utahováků je jejich vysoký výkon v poměru k jejich hmotnosti a velikosti. Elektrické rázové utahovávky jsou v porovnání s nimi větší a těžší.

Nevýhodou u rázových utahováků je obtížné dynamické měření utahovacího momentu. Proto je omezená možnost přesné regulace utahovacího momentu. Rázové nářadí se jeví ideálním k uvolnění rezavých nebo zaseklých šroubových spojů.

### 2.4.3 Metoda utahování známým počtem otáček

Při použití uvedené metody je nutno zaručit, aby úhel dotažení matice nebo šroubu, potřebný pro dosažení žádaného předpětí, bylo možné změřit. Použití této metody se doporučuje pro předepnutí šroubu větších délek zatížených konstantní silou.

Při utahování šroubu nebo matice známým počtem otáček je spoj nejdříve utažen do těsného kontaktu dosedacích ploch, tj. do polohy od které se šroub bude elasticky vytahovat. Potom se šroub nebo matice otočí o potřebný úhel dotažení ( $\varphi$ ). V případě většího počtu šroubů, jsou nejdříve utaženy na hodnotu  $0,5\varphi$  v pořadí, které závisí na uspořádání šroubu a zajišťující co nejpřesnější utažení spoje (šachovém vzoru, křížem... apod). Poté ve stejném pořadí na úhel  $\varphi$ .

Úhel dotažení lze vypočítat z předepsané síly předpětí. Nejdříve se stanoví potřebná deformace šroubu a spojovaných částí. Toto lze určit i experimentálně. Hodnotu úhlu dotažení matice nebo šroubu lze najít například v normě ČSN 73 1495.

Tato metoda je přesnější než metoda utahování pomocí momentového klíče. Největší problém činí stanovení momentu těsného dosednutí spoje. Skutečná hodnota předpětí je pak závislá na úhlu dotažení matice nebo šroubu, na dosažení předpětí během předběžného utahování a na tuhosti spojovaných a spojovacích částí. Z těchto důvodů je metoda používána v kombinaci s metodou sledování utahovacího momentu. Sledování utahovacího momentu je třeba pro stanovení počátečního předpětí dosaženého po předběžném utažení (Pospíšil, 1968).



#### 2.4.4 Metoda utahování pomocí měření prodloužení šroubu

Kromě metod, při kterých se k vyvození žádaného předpětí dosahuje utažením šroubu s odpovídajícím utahovacím momentem, lze použít utahovací metodu, při které se měří prodloužení šroubu. Pomocí této metody lze dosáhnout přesnějších hodnot předpětí. Tato metoda se používá pro kontrolu předpětí u zvláště důležitých závitových spojů (ojniční šrouby, spojovací šrouby dělených klikových hřídelí, šrouby kompresorových rotorů apod.)

Jednoduše se dá měřit prodloužení šroubů, které jsou dobře přístupné z obou stran (například mikrometrem pro krátké šrouby). V situacích, kdy to není umožněné, lze aplikovat šrouby, které jsou z jedné strany speciálně upravené (Pospíšil, 1968).

Pro měření prodloužení šroubu lze využít i ultrazvukovou metodu. V některých případech je vhodné použít tenzometry (nalepené na hladkou část šroubu nebo zalité do středového otvoru šroubu). Tenzometry mohou po utažení zůstat na součásti i během provozu.

#### 2.4.5 Metoda utahování zahřátím šroubu

Požadovaného předpětí ve šroubu lze také dosáhnout jeho ohřátím na určitou teplotu. Vlivem působení teploty se šroub deformuje, prodlužuje se. Po zahřátí šroubu na stanovenou teplotu následuje lehké dotažení matice a ohlazení. Ve spoji vzniká požadované předpětí.

Pro zahřátí šroubu se většinou používá eklektické topné těleso, které se umísťuje do dutiny šroubu. U dlouhých kotevních šroubů je šroub pláštěm a do prostoru mezi šroub a plášť se vhání horká voda (Shigley, 2010).

Nevýhodou této metody je významná komplikace montážní technologie a obtížnost přesného udržení teploty ohřevu. Proces utahování je pomalý, zvláště pokud se dodatečně měří napětí ve šroubu – při každém měření napětí se musí šroub chladit na teplotu okolí. V současné době se metoda používá pro předepnutí velkých šroubů.

#### 2.4.6 Metoda utahování pomocí měření stlačení speciálně upravených šroubů nebo podložek

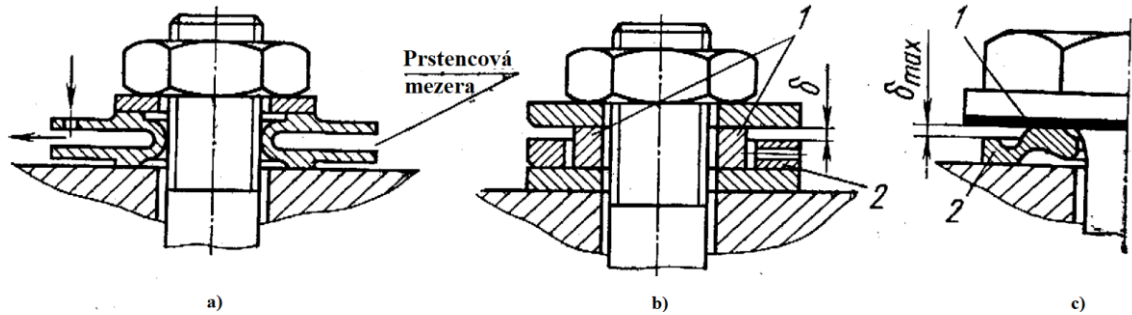
Při této metodě se využívají speciální podložky nebo matice. U těch se určitá část při utahování trvale deformuje.

Lze použít speciální identifikační podložky, které se vkládají pod hlavu šroubu nebo matici. Tyto podložky mají na horní ploše výstupky, které se během utahování plasticky deformují. Velikost této deformace, což je velikost spáry mezi podložkou a hlavou šroubu (případně maticí), lze změřit pomocí plechové měrky.

Jedním z možných způsobů kontroly předepnutí pomocí speciálních podložek je pneumotenzometrická metoda. Metoda je založená na principu měření průtoku vzduchu prstencovou mezerou podložky (vloženou pod matici) během její deformace. Toto demonstruje obrázek 2-11a.

Způsob kontroly předpětí pomocí sestavy deformovatelných podložek demonstruje obrázek 2-11b. Šroubový spoj má dvě tuhé podložky vybavené speciální měřicí podložkou (pozice 1). Měřicí podložka je vyrobená z tvárného kovu. Signální podložka (pozice 2) se liší o výšku velikosti  $\delta$ . Velikost konstrukční vůle  $\delta$  se volí tak, aby se při vyvození síly předpětí ve šroubu měřicí podložka plasticky deformovala o hodnotu  $\delta$ . Velikost předpětí se určuje podle míry sevření signální podložky (v moment dosažení předpětí kontrolní podložka ztratí pohyblivost a nelze jí otočit pomocí tenkého kolíku vloženého do jednoho z tří otvorů v podložce).

Ve Spolkové republice Německo je široce používaná tvarovaná podložka znázorněná na obrázku 2-11c. Tvarovaná podložka zajišťuje poměrně přesné utažení. Podložka, vložená mezi hlavou šroubu a spojovanou částí, se nejdříve dotýká svojí opěrnou čelní plochou 1, jak se šroub utahuje – plochou 2. Velikost předpětí, určená velikostí mezery  $\delta$ , se kontroluje pomocí plechové měrky, nebo pomocí prudkého nárůstu kroutícího momentu.



Obrázek 2-11 Speciální podložky pro kontrolu předpětí ve šroubovém spojení (Иосилевич, 1985).

### 3 Současný stav utahovacích zařízení

Tato kapitola je zaměřena na současný stav utahovacích zařízení. V odstavci 3.1 jsou popsána hydraulická utahovací zařízení. Odstavec 3.2 se zabývá pneumatickým utahovacím zařízením. Odstavec 3.3 popisuje předepínací systém SUPERBOLT. Závěrečný odstavec 3.4 prezentuje elektrické utahovací zařízení reprezentované společností ŠKODA JS a.s.

#### 3.1 Hydraulické utahovací zařízení

Pomocí hydraulického zařízení lze dosáhnout velmi dobré přesnosti a potřebného předpětí. Toto se hodí pro velké šroubové spoje například v energetice, ropném a plynárenském průmyslu a těžkém strojírenství. V těchto odvětvích je vyžadována vysoká přesnost a spolehlivost spoje.

V současné době jsou nejvíce používány 3 základní typy konstrukce hydraulického utahovacího zařízení:

- hydraulické momentové klíče kazetového typu,
- hydraulické momentové klíče s výstupním čtyřhranem pro nástrčný klíč,
- speciální hydraulické zařízení – hydraulické napínáky šroubů/matic (Автомеханика, 2020).

##### 3.1.1 Hydraulické momentové klíče kazetového typu

Hydraulické momentové klíče kazetového typu mají minimální rozměry a jsou vhodné pro práci na přírubovém spoji. Pro zvláště obtížně dostupná spojení se vyrábějí nízkoprofilové klíče s minimální výškou. Toto demonstruje následující obrázek s nízkoprofilovým hydraulickým klíčem kazetového typu.



Obrázek 3-1 Nízkoprofilový hydraulický klíč kazetového typu (Автомеханика, 2020).

Tento momentový klíč je vysoce výkonné a přesné zařízení, které se vyrábí pro různé velikosti šestihranu (3/4“ – 6-1/16“ i více) a pro rozsah utahovacích momentů od 260 Nm do 51632 Nm a více.

Každý model hydraulického klíče má nastavitelný utahovací moment v určitém rozsahu a obsahuje dvě základní konstrukční části: hlavní rám s hydraulickým pohonem a sadu vyměnitelných kazet s vnitřním šestihranem pro různé velikosti šroubu. Toto je obrazově uvedeno na následujícím obrázku.



Obrázek 3-2 Hlavní rám s hydraulickým pohonem a sada vyměnitelných kazet s vnitřním šestihranem (Автомеханика, 2020).

Hydraulické momentové klíče lze spojovat do skupin s pohonem od jedné hydraulické stanice, jak je obrazem na následujícím snímku.



Obrázek 3-3 Zapojení hydraulických klíčů do skupiny (Автомеханика, 2020).

Jedním z inovativních výrobků tohoto typu je tzv. chytrý hydraulický klíč RTA od firmy Atlas Copco uveden na obrázku 3-4. Klíč je vybaven řídicí jednotkou, což umožňuje přesnou kontrolu a automatické dokončení utahování na základě předem nastavených parametrů.



Obrázek 3-4 Chytrý hydraulický klíč RTA firmy Atlas Copco (Atlas Copco, 2020).

### 3.1.2 Hydraulické momentové klíče s výstupním čtyřhranem pro nástrčný klíč

Tento typ hydraulického momentového klíče je ukončen čtyřhranem pro připojení nástrčné hlavice. Jedná se o robustní, výkonný a přesný nástroj. Jeho výhodou je použití ve stísněných prostorech a pro velké utahovací momenty. Hydraulické klíče se vyrábějí pro různé velikosti čtyřhranů (1/2" – 2-1/2" i více) a pro rozsah utahovacích momentů od 75Nm až do 71169 Nm. Utahovací moment hydraulického klíče lze nastavit v určitém rozsahu.



Obrázek 3-5 Hydraulický momentový klíč s výstupním čtyřhranem (Автомеханика, 2020).

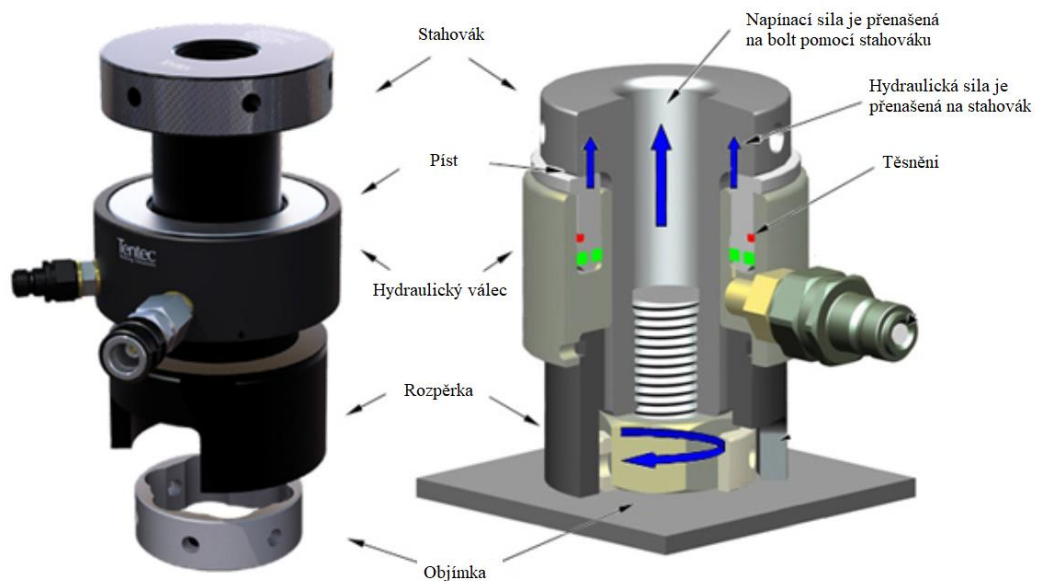
Jako zástupce tohoto typu zařízení je uveden produkt firmy Atlas Copco řady RT. Klíče RT jsou vybaveny výstupním čtyřhranem s drážkami. Klíč distribuuje zátěž rovnoměrně na všechny součásti pohonu, čímž zajišťuje přesný přenos síly i při náročných operacích. Jsou k dispozici šestihranné pohony i šestihranné adaptéry. Díky externím uvolňovacím páčkám lze nástroj snadno uvolnit z místa použití.



Obrázek 3-6 Hydraulický klíč RT firmy Atlas Copco (Atlas Copco, 2020).

### 3.1.3 Hydraulické napínáky šroubů

Tento typ hydraulického zařízení pracuje na rozdíl od hydraulických momentových klíčů na zcela jiném principu. V případě hydraulických napínáků šroubu je tažná síla aplikována přímo na těleso šroubu a matice a následně volně utažená. Síla předepnutí ve šroubu vzniká při následném uvolnění konstrukce napínáku.

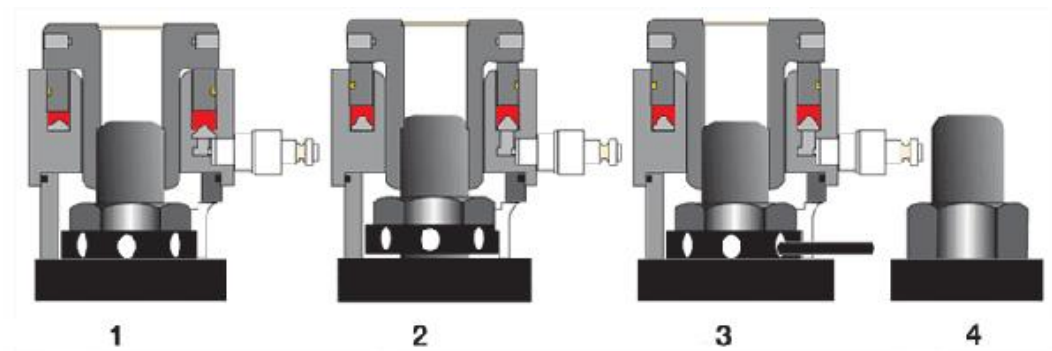


Obrázek 3-7 Konstrukce napínáku šroubů (Автомеханика, 2020).

Obrázek 3-7 demonstruje a zobrazuje základní konstrukci napínáku šroubů, která se skládá ze 4 základních částí:

- stahovák se závitem pro šroub – přenáší sílu předpětí na šroub,
- hydraulický válec s pohyblivým pístem (a těsněním) – vyvíjí potřebnou sílu na stahovák,
- rozpěrka – na ní je namontován hydraulický válec se stahovákem. Velikost rozpěrky je přizpůsobená podmínkám utažení spoje. V tělese rozpěrky jsou otvory pro volný přístup otočné páky k objímce (a hlavní matici),
- objímka s otvory – je namontovaná na hlavní matici a může se volně otáčet pomocí páky. Páka se se zasouvá do otvorů v objímce.

Princip práce napínáku šroubu je zobrazen na dalším snímku a je následující:



Obrázek 3-8 Princip práce napínáku šroubu (Автомеханика, 2020).

- stahovák je přišroubován na volný konec šroubu (délka volného konce šroubu nad maticí musí být nejméně 80 % průměru šroubu),
- do hydraulického válce se vtlačí kapalina s regulovaným tlakem. Tlak kapaliny působí na píst i zdvihá stahovák. Důsledkem toho se natahuje šroub,
- objímka – pomocí páky, která se zasune do otvoru objímky, se společně s hlavní maticí volně dotáhne až na doraz,

- tlak ve válci je uvolněn a síla předpětí je přenášena na spoj, spoj je předepnut na požadovanou sílu. Stahovák se odšroubuje a konstrukce napínáku může být odstraněna.

Napínáky šroubů mají následující výhody:

- jsou velmi kompaktní a používají se i pro velmi vysoké síly předepnutí šroubů (do 45000 kN) a velkými šrouby (do M340),
- nejsou vlivy tření v závitu, není namáhání šroubu na krut a ohyb – pouze tahové napětí – což výrazně zvyšuje životnost šroubu a umožňuje dosáhnout velkou přesností a spolehlivost spoje,
- šroubové spoje plynových turbín, vystavené vlivu velkých teplot, lze bezpečně uvolnit i po dlouhém provozu,
- lze je použít i u konstrukcí z nerezové oceli – nehrozí riziko svařování závitu za studena,
- možnost současného utahování několika šroubů (systém současného utažení),
- možnost synchronního utažení všech nebo několika šroubů na jednom spoji. Je to velká výhoda pro utahování šroubů například na víku tlakových nádob, kde jsou vysoké požadavky na kvalitu montáže a těsnost spoje,
- jeden hydraulický válec může být použit pro šrouby různých velikostí,
- velmi vysoká přesnost a opakovatelnost výsledků  $\pm 2 \%$ .

Moderní hydraulické napínáky mají velké výhody a velmi často jsou používány u zvláště náročných a velkých výrobků, které vyžadují přesnost a maximální bezpečnost (turbíny, kompresory, v letectví a kosmonautice, v těžkém průmyslu, v energetice apod.)

Na následujícím obrázku je hydraulická matice firmy Atlas Copco, která pracuje na podobném principu jako hydraulické napínáky šroubů. Tato matice nahrazuje stávající šestihrannou matici na šroubu, zajišťuje rychlé, přesné a rovnoměrné zatížení šroubu. Hydraulické matice jsou kompaktní a umožňují co nejbližší umístění v případě většího počtu použití.



Obrázek 3-9 Hydraulická matice firmy Atlas Copco (Atlas Copco, 2020).

### 3.2 Pneumatické utahovací zařízení

Jak již bylo popsáno v předchozí kapitole v současné době existují dva hlavních typů pneumatických momentových klíčů:

- pneumatické momentové klíče (utahovány) s přímým pohonem – utahování a povolování se provádí za stálého působení zatížení předepsanou silou,
- pneumatické momentové klíče rázové – utahování a povolování šroubových spojů probíhá za pomoci řady úderů. Zatížení na spoj se přenáší nerovnoměrně, což umožňuje povolovat i pevně utažené spoje.

Pro základní práce stačí použití nástrojů s přímým pohonem. V autoservisech a pneuservisech se nejvíce používají pulzní pneumatické utahováky, protože se často stýkají se spoji, ve kterých by šrouby buď rezavěly nebo by byly připálené.

Podle konstrukce se také rozlišuje přímé (rovné) a úhlové utahováky.

Na obrázcích 3-10 a 3-11 jsou ukázány pneumatické rázové utahováky firmy DEPRAG v přímém a pistolovém provedení. Utahováky mohou být využity k utahování a povolování šroubů, matic, svorníků ve velikostech od M10 do M30 v rozmezí krouticích momentů od 300 Nm do 1100 Nm. Odvětví jejich využití je automobilový průmysl, strojírenství nebo v profesionálních pneuservisech a servisních dílnách.



Obrázek 3-10 Pneumatický přímý rázový utahovák firmy DEPRAG (DEPRAG, 2020).



Obrázek 3-11 Pistolový rázový utahovák firmy DEPRAG (DEPRAG, 2020).

### 3.3 Předepínací systém SUPERBOLT

Předepínací systém SUPERBOLT od společnosti NORD-LOCK Group nahrazuje stávající šestihřanné matice. Pro instalaci a demontáž napínáku je třeba pouze ručního náradí. Je to inovativní technologie pro utahování velkých šroubů a svorníků především ve velkých průmyslových odvětvích. Šroubové spoje se dá předepnut s vyšší přesností a bez nutnosti použití těžkých nástrojů.

#### *Princip systému SUPERBOLT*

Systém SUPERBOLT – je to speciální matice, která je volně na doraz natočena na stávající šroub nebo svorník. Velká síla předepnutí je v tomto řešení rozložena na menší odtlačovací šrouby.

Systém SUPERBOLT společnosti NORD-LOCK na obrázku 3-12 se skládá ze 3 hlavních komponent:

- tvrzená podložka (poz.3) vysoké pevnosti, která chrání zařízení a poskytuje pevnou a rovnou dosedací plochu,
- těleso matice (poz.2) které se ručně šroubuje na svorník nebo šroub a doléhá na podložku (tělesa matic SUPERBOLT jsou obvykle kulatá),
- odtlačovací šrouby – jackbolts (poz.1) které vedou přes těleso matice. Používají se pro utažení spoje tahovým napětím za pomoci běžných ručních nástrojů.

Při utažení šroubů poz.1 se vytváří axiální síla, která působí proti tvrzené podložce. Podložka poz.3 se používá pro přenos síly za současné ochrany povrchu příruby. Zatížení se následně přenáší přes těleso matice, která je umístěna na šroubu. Axiální síla ve šroubech napínáku a opačná reakční síla pod hlavou hlavního šroubu vytváří svěrnou sílu v přírubách poz.4.





Obrázek 3-12 Princip přepínacího systému SUPERBOLT (ТРИСТАБИВЕСТ, 2020).

Tento systém se vyznačuje snadnou, rychlou a bezpečnou instalací a demontáží; možností použití pouze ručních nástrojů; spolehlivým provozem; snadnou údržbou; jsou vhodné pro použití ve stísněných prostorech.

### 3.4 Elektrické utahovací zařízení ŠKODA JS a.s.

V diplomové práci skupina elektrických utahovacích zařízení s více výstupy je představena utahovacími jednotkami společnosti ŠKODA JS a.s. Toto zařízení umožňuje utahování přírubového spoje na jedno nasazení.

ŠKODA JS a.s. se zabývá způsobem elektricky momentovým z čehož byly vyvinuty utahovací jednotky řady EZ. Uťahovací jednotky řady EZ jsou konkrétně určeny pro utahování/povolování přírubových spojů horního bloku reaktorů VVER 440 a VVER1000. Obecně je jednotka vždy složena ze skříně s řídicí elektronikou a ovládáním, nosným rámem, blokem převodu s pohonnými jednotkami utahovacími tyčemi s adaptéry pro příslušný šroub/matici. Některé spoje je třeba utáhnout na moment a jiné zase na prodloužení svorníku. Ve druhém případě je součástí utahovací jednotky i integrované měření prodloužení.

Rozsah utahovacích momentů, kterým jednotky disponují je v rozmezí 0 Nm až 650 Nm. Hmotnostně se zařízení pohybují v rozmezí 300 kg až 600 kg.

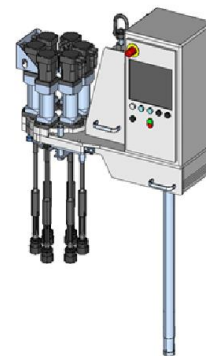
Uťahovací jednotky řady EZ 650 a EZ 650 TK-KNI byly vyvinuty pro utažení a povolení přírubových spojů horního bloku reaktoru VVER-440.



Obrázek 3-13 Utahovací jednotka EZ-650 ŠKODA JS a.s. (Ruchař, 2010).

Hlavní parametry utahovací jednotky EZ 650:

- utahovací moment 0-650 Nm,
- otáčky 0-20 otáček za minutu,
- přesnost až 1 %,
- hmotnost 280 kg,
- navrženo s integrovanou řídicí skříní,
- ovládá se pomocí řídicí skříně,
- automatické zpracování naměřených dat v záznamu formátu MS-Excel,
- výstup do PC přes USB port,
- doba utažení jednoho spoje cca 20 sec (závisí na zvoleném schématu utažení),
- provozuje 1 operátor, druhý je doporučen pro provoz jeřábu.



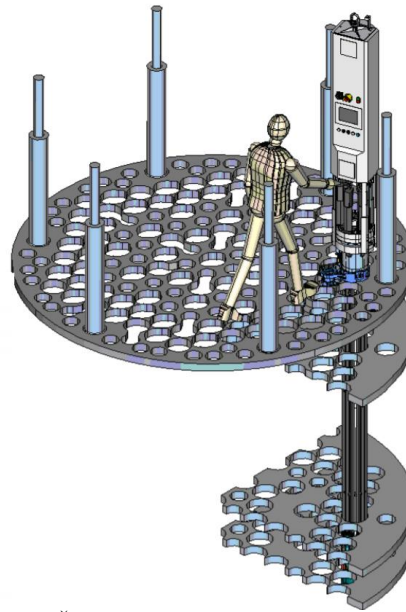
Obrázek 3-14 Utahovací jednotka EZ-650 TK-KNI ŠKODA JS a.s. (Ruchař, 2010).

Hlavní parametry utahovací jednotky EZ 650 TK-KNI:

- utahovací moment 0-650 Nm,
- otáčky 0-20 otáček za minutu,
- přesnost až 1 %,
- hmotnost 350 kg,
- navrženo s integrovanou řídicí skříní s dotykovou obrazovkou,

- ovládá se pomocí řídicí skříní,
- automatické zpracování naměřených dat v záznamu formátu MS Excel,
- výstup do PC přes USB port,
- doba utažení jednoho spoje cca 20 sec (závisí na zvoleném schématu utažení),
- provozuje 1 operátor, druhý je doporučen pro provoz jeřábu,
- dodává se s odkládacím a kalibračním stojanem.

Utahovací jednotky řady EZ 650 a EZ 650 TK-KNI byly dodány na finskou JE Loviisa, na JE Paks (Maďarsko), JE Mochovce (Slovensko).



Obrázek 3-15 Utahovací jednotka EZ-250 ŠKODA JS a.s. (Ruchař, 2010).

Utahovací jednotka řady EZ 250 slouží k utahování/povolování přírubových spojů horního bloku reaktoru VVER-1000 s grafitovým těsněním.

Hlavní parametry utahovací jednotky EZ 250:

- utahovací moment 0-250 Nm,
- otáčky 0-20 otáček za minutu,
- přesnost až 1 %,
- hmotnost 580 kg,
- integrovaný systém měření prodloužení pro 6 hlavních čepů,
- navrženo s integrovanou řídicí skříní s dotykovou obrazovkou,
- ovládá se pomocí řídicí skříní,
- automatické zpracování naměřených dat v záznamu formátu MS-Excel,
- výstup do PC přes USB port,
- doba utažení jednoho spoje cca 5 min. (závisí na zvoleném schématu utažení),
- provozuje 1 operátor, druhý je doporučen pro provoz jeřábu,
- dodává se s odkládacím a kalibračním stojanem.

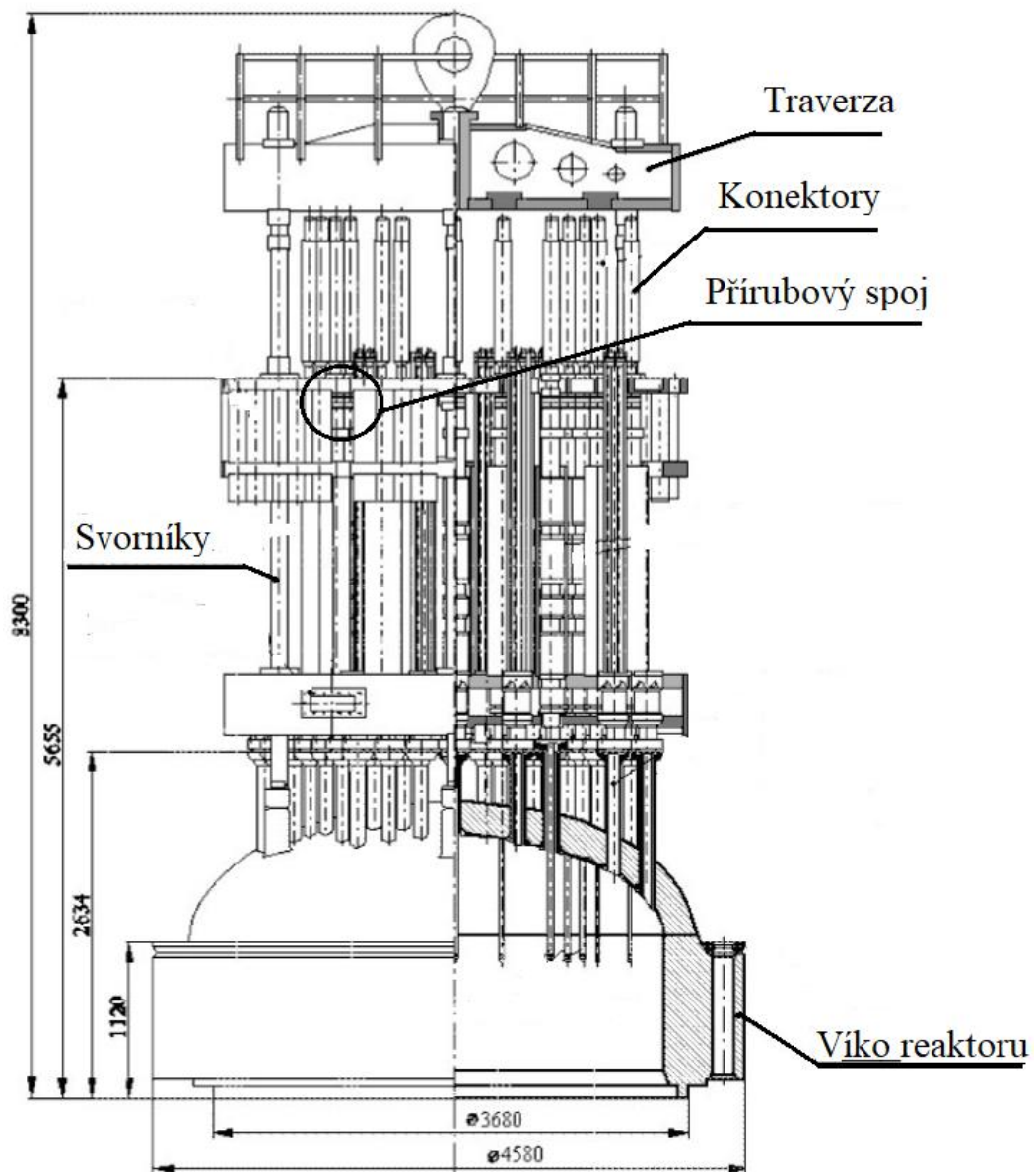
Utahovací jednotky řady EZ 250 byly dodány na JE Temelín, na ruskou JE Kalininskaja a také na JE Tianvan (Čína).

Pomocí nově vyvinutých utahováků bylo nahrazeno ruční utahování momentovými klíči novým elektronicky řízeným zařízením, což značně snížilo pracnost a náročnost procesu utahování. Spolu s tím se i snížila doba trvání odstávky jaderných bloků (Ruchař, 2010).

## 4 Konstrukční návrh elektrického utahováku a návrh řešení záchytu reakce od utahovacího momentu

Tato praktická kapitola je zaměřena na konstrukční řešení elektrického utahováku. V odstavci 4.1 je popsán horní blok reaktoru VVER 1000. Odstavec 4.2 se zabývá popisem technického řešení přírubového spoje. V odstavci 4.3 jsou shrnuté požadavky kladené na konstrukce utahováku. Odstavec 4.4 popisuje koncepční návrhy utahovací jednotky. Závěrečný odstavec 4.6 obsahuje technický popis zvolené varianty utahovací jednotky.

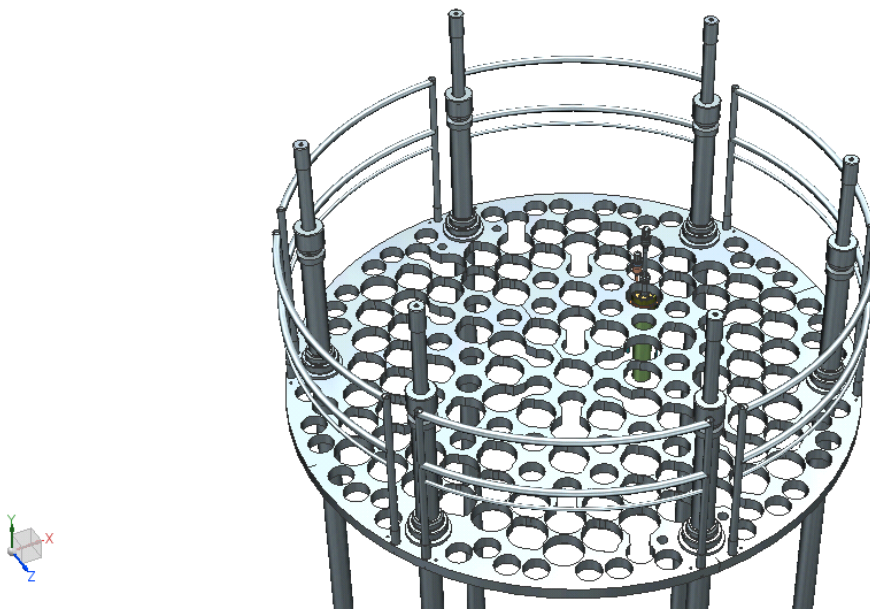
### 4.1 Popis horního bloku reaktoru VVER 1000



Obrázek 4-1 Horní blok reaktoru VVER 1000 (AIIM, 2020).

Horní blok reaktoru VVER 1000 se nachází nad reaktorem a je pevně přišroubovaný k víku reaktoru jak je to vidět na obrázku 4-1. Účelem horního bloku je tvořit oporu pro pohony regulačních tyčí. Pohony jsou vsazeny do horního bloku a tvoří s ním pevnou sestavu.

Základem horního bloku jsou čtyři kruhové desky o tloušťce mezi 40 do 80 mm. Mají v sobě otvory, jejichž poloha kopíruje tvar uspořádání pohonů v horním bloku. Skrze kruhové desky po obvodu prochází šestice svorníků, jež jsou zašroubovány do víka reaktoru. Kruhové desky procházejí skrze tyto svorníky a desky jsou vůči sobě zajištěny na přesné vzdálenosti nad sebou. Při odstávce se celý horní blok spolu s víkem reaktoru oddělí od reaktoru a přemístí se na inspekční plošinu, kde dále probíhají servisní operace. Přenášení horního bloku se provádí pomocí manipulační traverzy, která se montuje k horním vyčnívajícím koncům svorníků horního bloku.

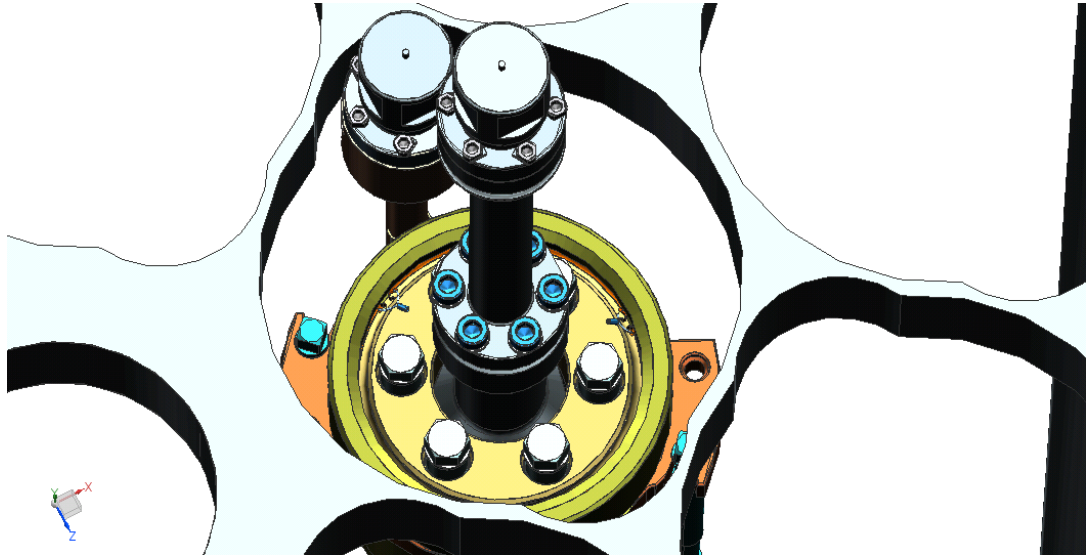


Obrázek 4-2 Pohled na horní pochozí desku.

Kruhová deska, která je v sestavě horního bloku umístěna nejvíce nahoře je zároveň pochozí. Při obslužných pracích na horním bloku se po obvodu této desky montuje zábradlí. Manipulační traverza slouží pouze pro přenášení a po dokončení ustavení na inspekční plošinu je odmontována, přičemž horní konce svorníků stále vyčnívají nad úroveň zábradlí.

Ze středu přírubového spoje vyčnívá tyč, ke které se po montáži přírubového spoje připojuje konektor. V době utahování přírubových spojů jsou konektory odmontované.

V horním bloku se nachází 61 pohonů. Každý z těchto pohonů disponuje na svém horním konci přírubovým spojem.



Obrázek 4-3 Pohled na řešený přírubový spoj.

Přírubový spoj zobrazený na obrázku 4-3 se v současnosti utahuje ručně pomocí ručního nářadí. Časová náročnost pomocí tohoto způsobu utahování a stejně tak i povolování je značná.

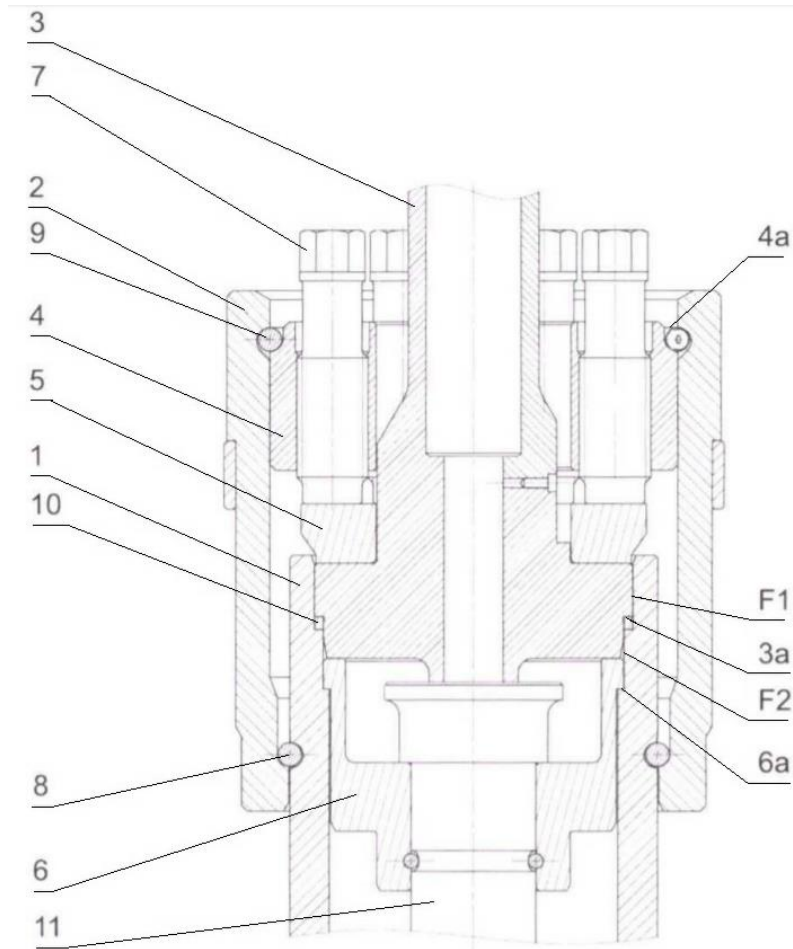
## 4.2 Popis technického řešení přírubového spoje

Přírubový spoj slouží pro spojení hlavičky ukazatele polohy regulačního orgánu jaderného reaktoru s pouzdra pohonu, čímž zajišťuje připojení pohonu regulačního orgánu palivové kazety, vykonávajícího vertikální pohyb.

Současné řešení spojení pouzdra pohonu s pohonem regulačního orgánu jaderného reaktoru je popsáno v Užitém vzoru CZ 19524 U1. U tohoto řešení je spojení vytvořeno pomocí spodního a horního přírubového spoje, stažených pomocí svorníku a matic. Jeho nevýhodou jsou výrobní náklady a složitá instalace.

Nové technické řešení poskytuje jediný přírubový spoj pro spojení pouzdra pohonu s pohonem regulačního orgánu jaderného reaktoru a umožňuje snadnější instalaci.

Následující obrázek znázorňuje nové provedení přírubového spoje pohonu regulačního orgánu jaderného reaktoru typu VVER 1000, pro který byla následně řešena elektrická utahovací jednotka.



Obrázek 4-4 Přírubový spoj pro spojení hlavice ukazatele polohy regulačního orgánu s pouzdem pohonu (Užitný vzor CZ 33111 U1, 2019).

1 –pouzdro pohonu, 2 – prstenec, 3 – hlavice ukazatele polohy, 3a – osazení hlavice, 4 – odtlačovací příruba, 5 – opěrná patka, 6 – hrnečkový nosný díl, 6a – osazení hrnečkového nosného dílu, 7 – odtlačovací šroub, 8 – spodní vícedílný kovový kroužek, 9 – horní vícedílný kovový kroužek, 10 – těsnění z expandovaného grafitu, 11 – blok zdvihání, F1 – první vybrání, F2 – druhé vybrání.

Při montáži daného přírubového spoje se nejdříve prstenec svou horní plochou zasune pod drážku na pouzdře pohonu. Po umístění spodního vícedílného kovového kroužku do drážky pouzdra pohonu se prstenec přesune do polohy zobrazené na obrázku 4-4. Potom se vsune odtlačovací příruba, s již našroubovanými šrouby, jejichž spodní plocha je v rovině se spodní plochou odtlačovací příruba, a vloží se horní vícedílný kovový kroužek. Při následném utahování odtlačovacích šroubů se začne zvedat odtlačovací příruba, až se opře o horní vícedílný kovový kroužek. V tom okamžiku se i prstenec opře o spodní vícedílný kovový kroužek a dalším zvyšováním momentu působícího na odtlačovací šrouby se vyvozuje utahovací osová síla na těsnění z expandovaného grafitu a přírubový spoj se zatěsňuje (Užitný vzor CZ 33111 U1).

Jak již uvedeno v zadání diplomové práce, předepnutí spojení na současných pohonech se dosahuje pomocí ručního utahování momentovým klíčem. To je časově náročné, pro obsluhu namáhavé. Z hlediska obdržení dávek záření není ruční utahování pro obsluhu optimální. U nového technického řešení přírubového spoje by měli být výše uvedené nedostatky odstraněny, nebo minimalizovány za pomoci nově navržené utahovací jednotky.

### 4.3 Požadavky kladené na konstrukce utahováku

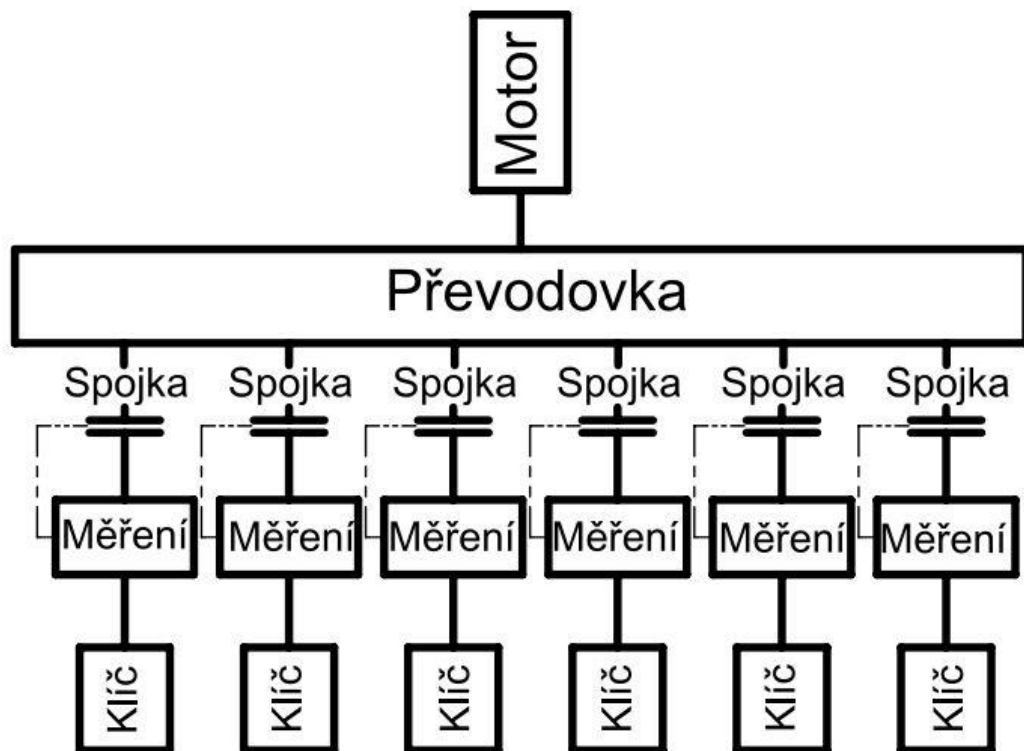
Konstrukci utahováku je možné řešit různými způsoby. Důležité je uvědomit si veškeré požadavky, jaké se od utahováku očekávají.

- schopnost utažení a povolení všech přírubových spojů na horním bloku,
- utahovací moment na jednotlivých šroubech 250 Nm,
- maximální povolovací moment na šroubu 580 Nm,
- schopnost rovnoměrného utažení přírubového spoje,
- schopnost přesného měření krouticího momentu na jednotlivých šroubech,
- přírubový spoj musí být v čase utahován rovnoměrně, ideálně všechny šrouby současně,
- nosnost a výškové omezení manipulačního jeřábků pro místo dotahování spojů (nosnost jeřábu 1 t. a max. výška mezi hákem obsluhujícího jeřábu a horní distanční deskou cca 10,6 m),
- rozteč šroubů a vnější gabaritní rozměry příruby pro kompatibilitu jsou dané 3D modelem,
- dispozici příruba – horní deska horního bloku kvůli obsluze a umístění na spoj viz 3D model.

### 4.4 Konceptní návrhy utahovací jednotky

Pro splnění zadání byly vypracovány tři konceptní varianty. Na základě vyhodnocení těchto variant bylo později rozhodnuto o nejvýhodnější cestě ke splnění úkolu.

#### 4.4.1 Varianta č.1



Obrázek 4-5 Konstrukční schéma utahováku varianta č.1.

Varianta č.1 využívá jednoho motoru a jedné převodovky. Převodovka musí být v tomto případě schopná rozdělit točivý moment od motoru na šest samostatných větví. Tyto větve na



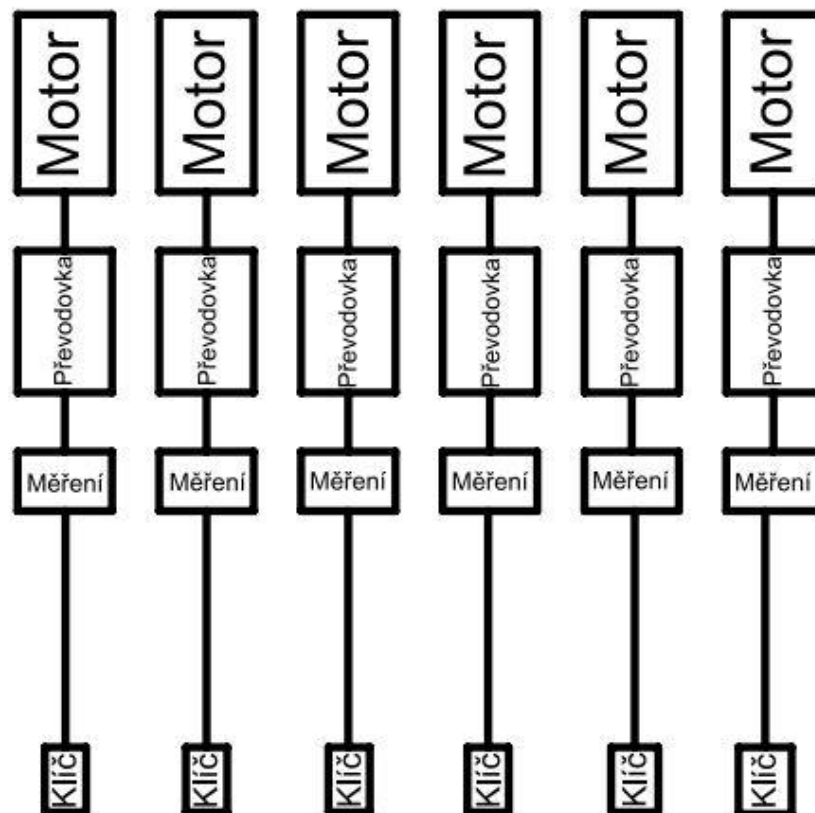


doplněny ještě o pomocné kuželové převodovky. Všech šest utahovacích větví by mělo být utaženo na stejnou hodnotu točivého momentu danou jeho zdrojem.

Varianta č.2 je spíše akademickým řešením vhodným k zamyšlení, jak by se nastavené zadání dalo také řešit. Nevýhoda je zde jasná – velká složitost celé přenosové soustavy a pravděpodobně také vysoké nároky na zástavbový prostor celého utahováku.

Výhoda je použití jediného motoru a snad i fakt, že se jedná o řešení čistě mechanické. To sice v tomto případě není podstatné, ale mohlo by najít uplatnění v místech, kde není z různých příčin možné aplikovat jemnou elektroniku pro řízení motorů např. v prostorech s velkou radiací.

#### 4.4.3 Varianta č.3



Obrázek 4-7 Konstrukční schéma utahováku varianta č.3.

Varianta č.3 kopíruje uspořádání utahovacích jednotek řady EZ používaných společností Škoda JS a.s. Utahovák je v tomto případě rozdělen do šesti samostatných větví. Každá větev má vlastní motor, převodovku a systém měření točivého momentu. Chod motorů je řízen elektronickou řídicí jednotkou.

Větve jsou mezi sebou plně nezávislé, což má sice nevýhodu v tom, že jsou všechny hlavní části utahováku zapotřebí 6x, nicméně jednotlivé utahovací větve se navzájem nemají možnost ovlivňovat a tím způsobovat chyby v utažení šroubů.

#### 4.4.4 Vyhodnocení a výběr varianty

Cílem této diplomové práce je vytvořit zařízení s co nejvyšší přídavnou hodnotou pro společnost Škoda JS a.s. Zařízení, které bude splňovat zadání dané Škodou JS a.s., bude touto

firmou snadno vyrobitelné, finančně nenáročné a bude aplikovatelné s co možná nejnižším počtem úprav. Po ujasnění těchto požadavků bylo rozhodnuto rozvinout variantu č. 3 a to hlavně z důvodu unifikace motoru s převodovkou nového utahováku s již staršími typy utahovacích jednotek řady EZ.

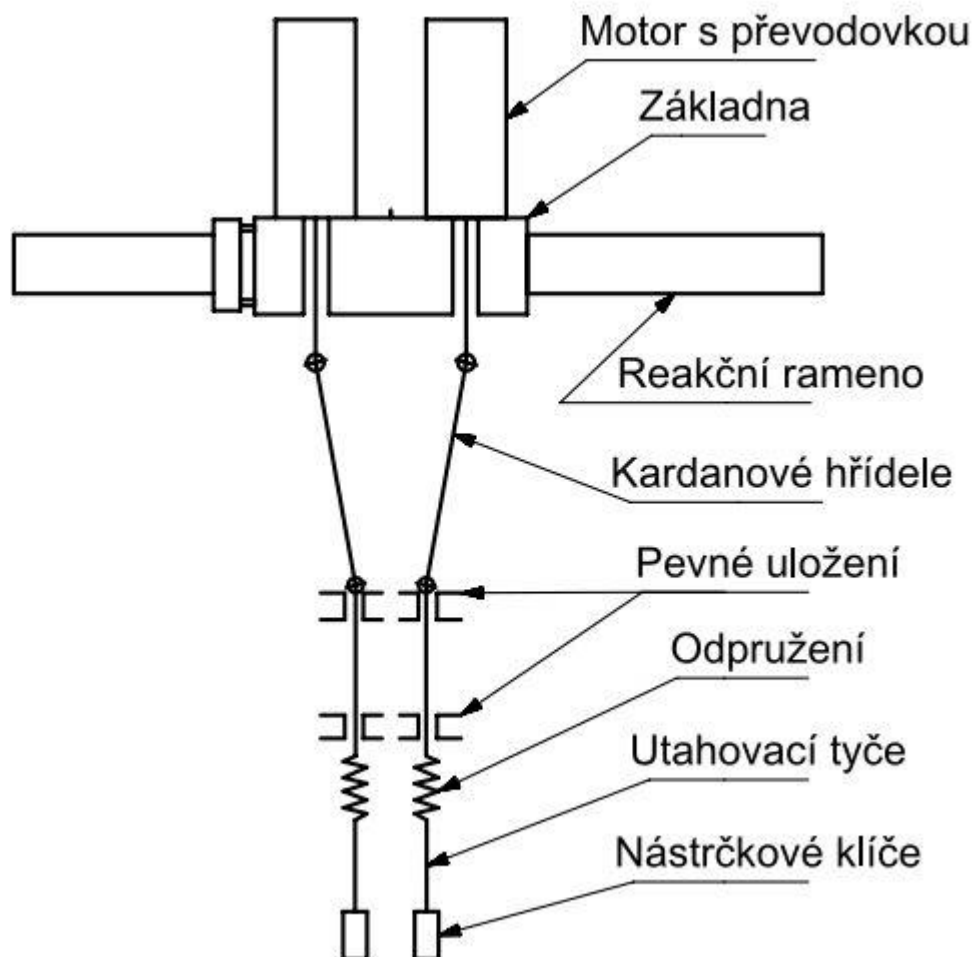
## 4.5 Technický popis vybrané varianty utahovací jednotky

Na začátku této části diplomové práce je popsán prvotní vývoj zvolené varianty utahovací jednotky včetně kinematického uspořádání. Dále následuje technický popis finálního řešení nové elektrické utahovací jednotky.

### 4.5.1 Prvotní vývoj vybrané varianty

Pro řešení této diplomové práce byl společností Škoda JS a.s. poskytnut 3D model motoru s převodovkou a údaje o jeho výkonových i fyzikálních parametrech.

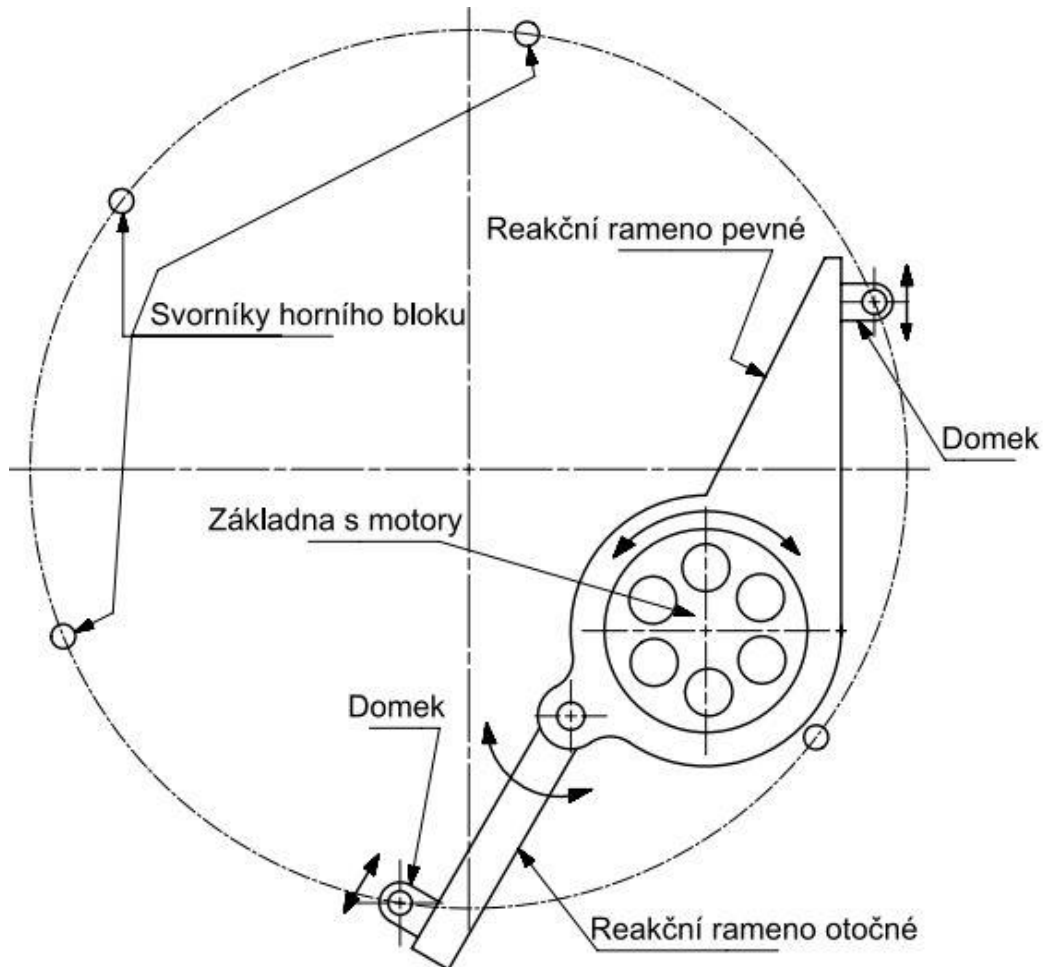
Motor s převodovkou je již osvědčené konstrukce. Tato pohonná sestava je již společností Škoda JS po léta úspěšně využívána. Škoda JS disponuje know-how řízení těchto motorů, sběrem dat, měření kroutícího momentu, výkony a v neposlední řadě i spolehlivým dodavatelem celé této sestavy.



Obrázek 4-8 Uspořádání pohonné a utahovací části.

Na obrázku 4-8 je vidět zamýšlené uspořádání pohonné a utahovací části. Motory s převodovkami jsou připevněny k pevné kruhové základně. Základna je zároveň místem kde

jsou uchycena reakční ramena. Utahovací tyče vybavené nástrčkovými klíči jsou ve spodní části utahováku uchyceny v ložiskách. Motory s převodovkami jsou s utahovacími tyčemi spojeny pomocí kardanových hřídelů. Utahovací tyče mají zabudované odpružení kvůli pohodlnějšímu nasazování utahováku na přířubový spoj.



Obrázek 4-9 Uspořádání reakční části.

Na obrázku 4-9 je vidět zamýšlené kinematické uspořádání reakčních ramen utahováku. Reakční ramena slouží k zachycení reakce v průběhu utahování a povolování šroubů přířubového spoje.

Reakční ramena musí být možné snadno nastavit kvůli tomu, aby bylo možné napolohovat utahovák na všechny přířubové spoje nacházející se na horním bloku. Práce s nimi musí být jednoduchá, rychlá a pro obsluhu utahováku pohodlná.

Stejně tak samotný utahovák musí být možné vůči reakčním ramenům pootočit, a to z toho důvodu, že nelze zaručit, aby byly všechny přířubové spoje na horním bloku nastaveny stejným směrem. Mohou být různě pootočené a utahovací tyče s nástrčkovými klíči musí být možné natočit vůči šroubům přířubového spoje.

Reakční mechanismus se skládá z reakčního ramene pevného, reakčního ramene otočného a posuvných domků. Středem reakčního ramene pevného prochází základna s motory poz. 1. Základna s motory se může vůči pevnému rameni otáčet. Rameno je vybaveno posuvným domkem. Ten je určený k uchycení k válcové ploše některého ze svorníků horního bloku. K pevnému reakčnímu rameni je zároveň otočně uchyceno reakční rameno otočné. To je také vybaveno posuvným domkem pro uchycení ke svorníku horního bloku.

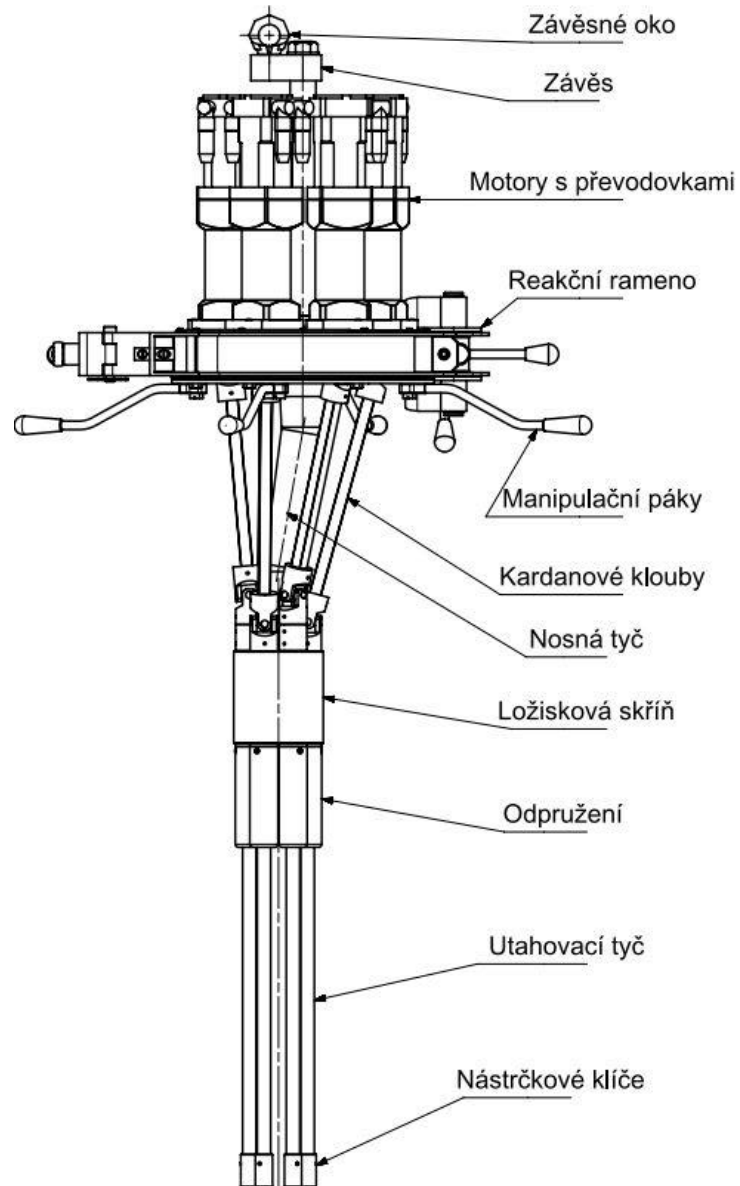
Pro vytvoření staticky určitého stavu je nutné všechny výše popsané vazby uzamknout. Proto jsou domky a pevné reakční rameno vybaveny svěrnými brzdami.

#### **4.5.2 Finální konstrukční řešení nové elektrické utahovací jednotky**

Na obrázku 4-10 je vidět celkový pohled na finální konstrukční řešení elektrické utahovací jednotky plynoucí z předchozího prvotního vývoje. Utahovací jednotka byla pro účely této diplomové práce pojmenována IPM-600.

##### **4.5.2.1 Technický popis pohonné a utahovací části**

Každá utahovací větev utahováku je poháněna vlastním motorem s převodovkou. Tyto větve jsou na sobě navzájem nezávislé. Disponují vlastním řízením i odečtem kroutícího momentu. Každý ze šesti šroubů na přírubovém spoji je utahován nezávisle na ostatních.



Obrázek 4-10 Elektrická utahovací jednotka IPM-600.

Šestice motorů s převodovkami je namontována na společné základně. Z rozměrových důvodů není možné umístit osy motorů s převodovkami přímo na osy utahovacích tyčí a tím i šroubů přírubového spoje. Šestice šroubů přírubového spoje je umístěna na společné kružnici o průměru 95 mm, zatímco šestice motorů s převodovkami je umístěna na společné kružnici o průměru 300 mm. Pro propojení těchto os slouží kardanové hřídele. Každý motor s převodovkou je spolu s utahovací tyčí propojen jednou kardanovou hřídelí.

Pro vytvoření pevné vazby je utahovák ve spodní části vybaven ložiskovou skříní. Ta disponuje šesticí otvorů na společné kružnici o průměru 95 mm. Skrze tyto otvory prochází utahovací tyče jdoucí k jednotlivým šroubům na přírubovém spoji.

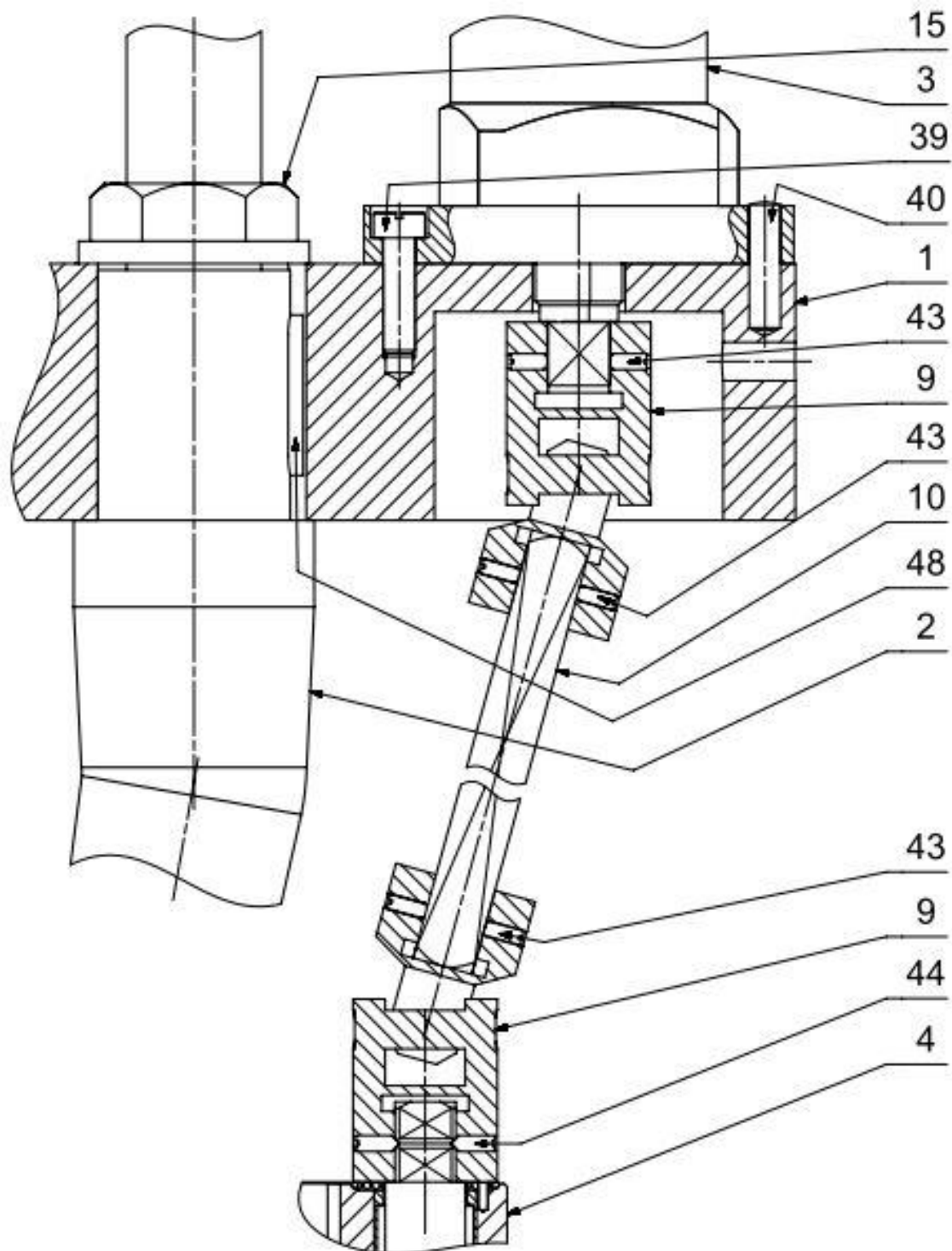
Hlavní nosnou část utahováku tvoří zalomená nosná tyč. K této tyči jsou přišroubovány všechny hlavní části utahováku jako jsou: základna, Ložisková skříň a závěsný mechanismus. Při utahování nosná tyč plní funkci pevného středu, do kterého se přenášejí provozní síly, jmenovitě:

- reakční síly způsobené vyosením kardanových kloubů,
- síly při položení utahováku na přírubový spoj,
- síly od zvedání utahováku pomocí jeřábu.

Nosná tyč má 2x zalomený tvar z důvodu možnosti montáže utahováku na veškeré přírubové spoje nacházející se na horním bloku. Když je utahovací jednotka namontována na přírubovém spoji, který je nejbližší jednomu ze šesti hlavních svorníků horního bloku a utahovací jednotka by nebyla vybavena zalomeným tvarem, docházelo by ke kolizi mezi Reakčním ramenem a svorníkem. proto je tvar utahováku konstruován jako asymetrický lomený. Tím je zaručena dostatečná mezera mezi svorníkem a utahovací jednotkou.

Vyosení nosné tyče spolu s vyosenou ložiskovou skříní má za následek posunutí těžiště celé utahovací jednotky mimo podélnou svislou osu celé utahovací jednotky, což by při manipulaci na jeřábu mělo nepříznivou vlastnost naklápění celé sestavy utahováku. Pro korekci této vlastnosti je závěsné oko vybaveno excentrickým závěsem, který je namontován mezi horní částí zalomené tyče a samotným závěsným okem. Díky tomuto zařízení se závěsné oko nachází nad polohou těžiště utahováku. Při zavěšení utahovací jednotky na jeřáb by měl být utahovák vždy ve svislé poloze. To zaručuje pohodlné a přesné navedení utahovací jednotky na přírubový spoj.

## ZÁKLADNA A PŘENOS TOČIVÉHO MOMENTU POMOCÍ KARDANOVÝCH HŘÍDELÍ



Obrázek 4-11 Základna a přenosová část točivého momentu pomocí kardanové hřídele.

Každý motor s převodovkou poz.3 je k základně poz.1 přišroubován pomocí dvojice šroubů poz.39. Tyto šrouby zajišťují motor s převodovkou vůči posunutí směrem nahoru. Zároveň je motor s převodovkou se základnou zajištěn pomocí kolíků poz.40. Tyto kolíky zajišťují reakce při utahování a jsou namáhány na stříh. Každý motor s převodovkou je zajištěn pomocí dvojice těchto kolíků.



Základna je namontována na válcovém osazení Nosné tyče poz.2. Na místě je základna zajištěna pomocí matice poz.15 a proti otočení brání pero poz.48.

Přenos kroutícího momentu od motoru s převodovkou do ložiskové skříně poz.4 obstarává šestice kardanových hřídelů. Všechny zakončení hřídelů jsou čtyřhranné s velikostí čtyřhranu 19 mm. Každý kardanový hřídel je tvořen čtyřhrannou hřídelí poz.10 a dvojicí kardanových kloubů poz.9. Kardanové klouby mají označení BG24 a dodává je společnost T.E.A. Technik. Proti posunutí hřídele a kardanových kloubů jsou všechny části zajištěny pomocí stavěcích šroubů. Stavěcí šrouby jsou dvojího typu.

Na výstupu z pohonné jednotky a na čtyřhranné hřídeli jsou použity stavěcí šrouby poz.43 s plochým kruhovým zakončením. Tyto stavěcí šrouby brání posunutí přenosových součástí pomocí silového styku.

Na spodním kardanovém kloubu, který spojuje kardanový hřídel spolu s tyčí v ložiskové skříně je použito stavěcích šroubů s kuželovým zakončením poz.44. Tyto stavěcí šrouby zapadají svým kuželovým zakončením do drážek v tyči a tím tvoří tvarový záchyt proti vypadnutí tyče směrem dolů.



brání matice poz.14 a proti pootočení dvojice per poz.47. Každým ze šestice otvorů prochází hřídel poz.5.

Hřídel je v ložiskové skříně radiálně uložena na dvojici jehličkových ložisek SKF poz.25. Tyto ložiska zajišťují reakci způsobenou kardanovým hřídelem. Axiální zajištění hřídele je ve spodní části ložiskové skříně realizováno pomocí kuličkového axiálního ložiska SKF poz.35 a v horní části pomocí třecího kroužku poz.25.

Kuličkové axiální ložisko tvoří axiální reakci od váhy celého utahováku v situaci, kdy se utahovák položí přes nástrčkové klíče na hlavy šroubů přírubového spoje.

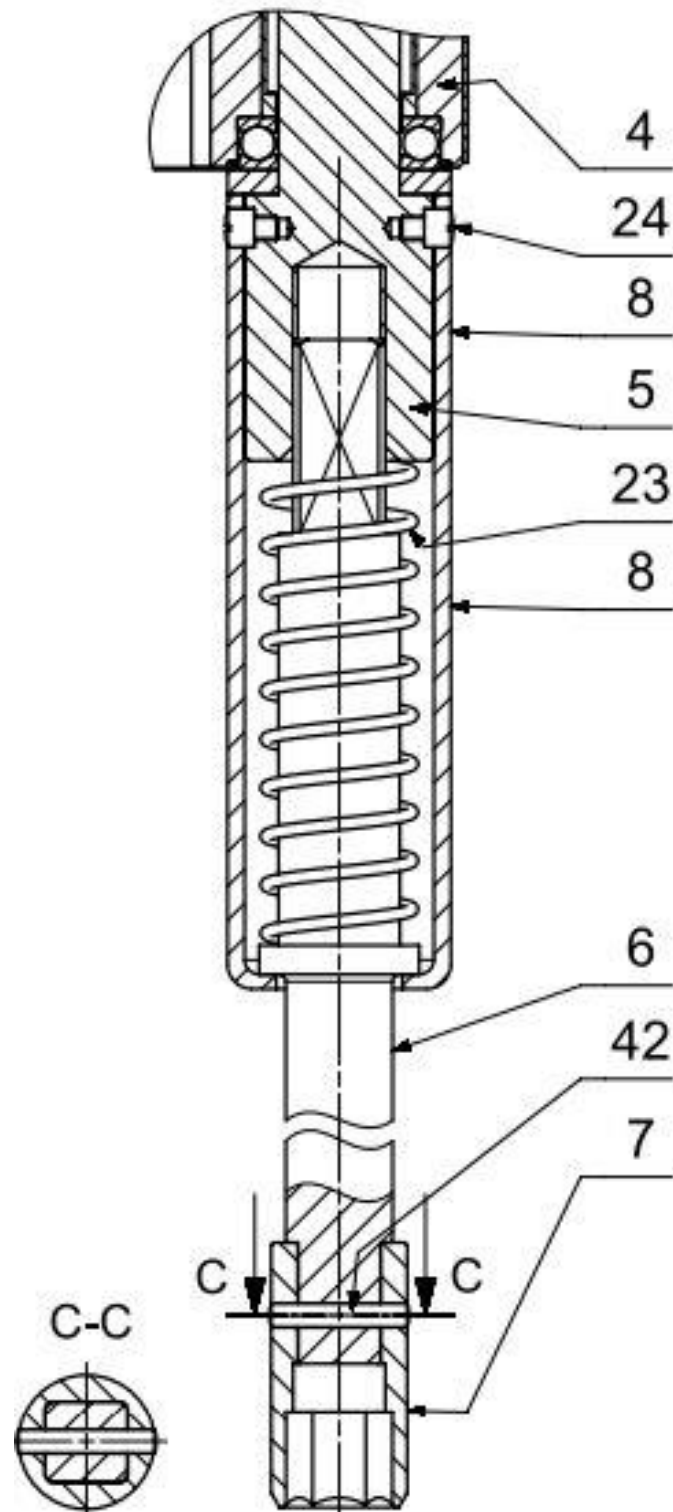
Třecí kroužek tvoří axiální reakci v situaci, kdy utahovák visí na jeřábu a váha hřídele působí směrem dolů. Na horní kruhové ploše třecího kroužku je umístěn kardanový kloub viz odstavec popisující Základnu a přenos točivého momentu pomocí kardanových hřídelí. Tento kardanový kloub zabraňuje vypadnutí hřídele z ložiskové skříně a zároveň jeho čelo tvoří horní axiální reakci. Třecí kroužek je proti pootočení zajištěn pomocí kolíku poz.36.

Pro demontáž hřídele poz.5 stačí povolit stavěcí šrouby poz.44 a vysunout hřídel z kardanového kloubu a ložisek směrem dolů.

Ložiska v ložiskové skříně jsou proti vniknutí nečistot utěsněna pomocí o-kroužků poz.36. Jedná se o statický typ těsnění určený pro nepohyblivé spoje. Nicméně v tomto případě je použit z důvodu minimální náročnosti na zástavbový prostor. Také se při utahování nepočítá s vysokými otáčkami hřídele stejně tak jako vysokým celkovým počtem otáček za dobu provozu.

Dolní část hřídele poz.5 tvoří válcové osazení s vnitřním čtyřhranem viz odstavec popisující Sestavu utahovacích tyčí. Pro lepší roznesení namáhání mezi tímto válcovým osazením a axiálním kuličkovým ložiskem je mezi těmito dvěma částmi umístěn roznášecí kroužek poz.68.

## SESTAVA UTAHOVACÍCH TYČÍ



Obrázek 4-13 Sestava utahovací tyče.

Sestava utahovací tyče je tvořena hřídelí poz.6, která má na svém horním konci čtyřhranné zakončení. Tím zapadá do čtyřhranného otvoru v hřídeli ložiskové skříně poz.5. Čtyřhranný tvar umožňuje těmto dvěma hřídelím vůči sobě se volně posouvat.

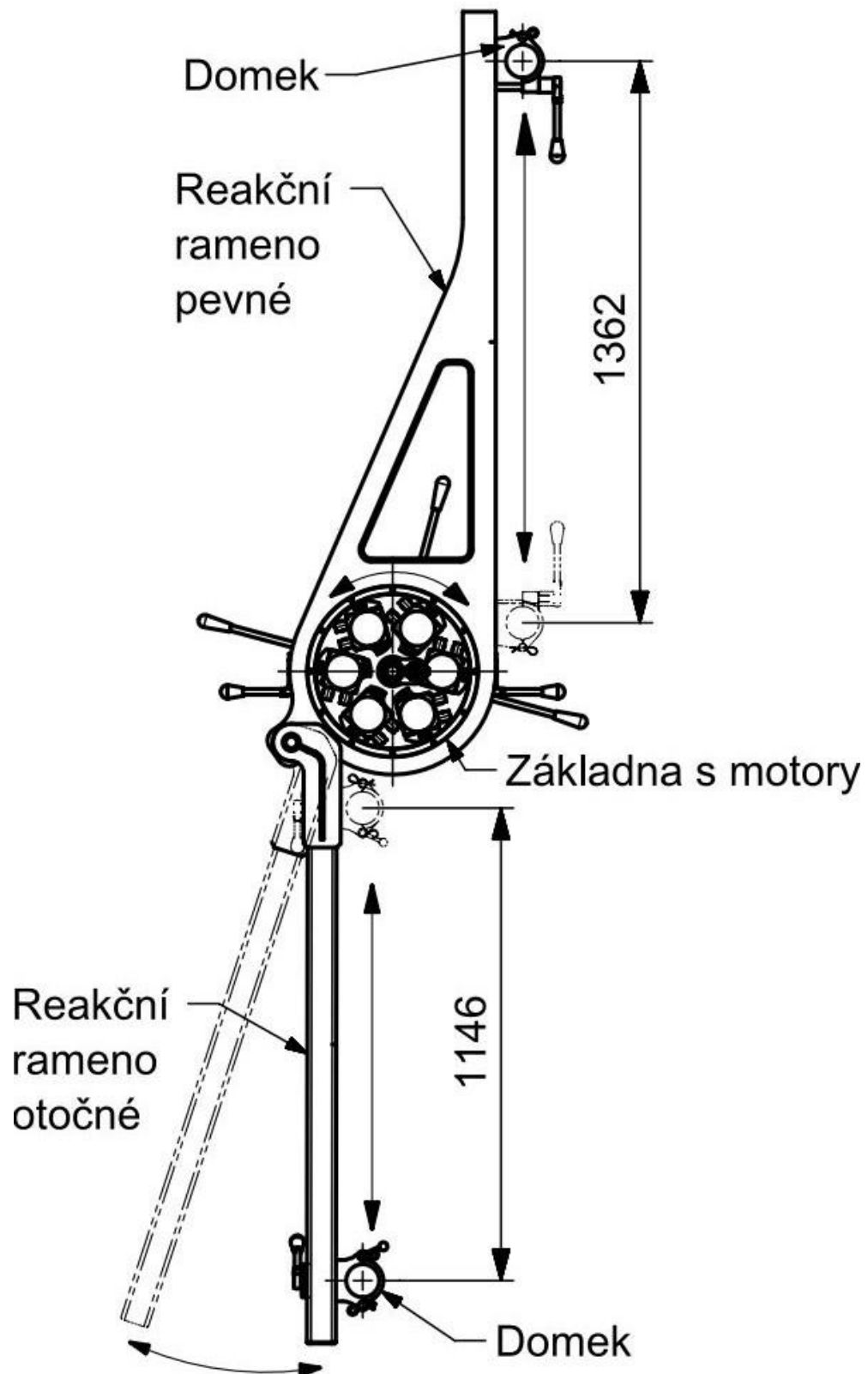
Hřídel poz.6 má snahu se vlivem vlastní váhy vysouvat z hřídele poz.5 směrem dolů. Tomuto zároveň napomáhá tlačná pružina poz.23. Proti úplnému vysunutí a vypadnutí brání vnější

dorazový plášť poz.8. Plášť je k hřídeli poz.5 přišroubovaný pomocí šroubů poz.24. Plášť zároveň chrání výsuvný mechanismus proti poškození a znečištění.

Ve spodní části tyče poz.6 je na čtyřhranném zakončení nasazen nástrčkový klíč poz.7. Nástrčkový klíč je vyroben z nerezové oceli a proti vypadnutí zajištěn pomocí válcového kolíku poz.42.

Posuvným mechanismem je utahovák vybaven proto, aby při nasazování utahováku na přírubový spoj mohli být hřídele poz.6 zasunuty. Detailní popis funkce viz odstavec 4.5.3.

#### 4.5.2.2 Technický popis reakční části



Obrázek 4-14 Celkový pohled na reakční část.

Utahovák je vybaven dvěma reakčními rameny. Ramenem pevným a ramenem otočným. Obě ramena jsou zhotoveny jako svařence.

Kinematické schéma záchyty reakce respektuje popis v odstavci 4.5.1.

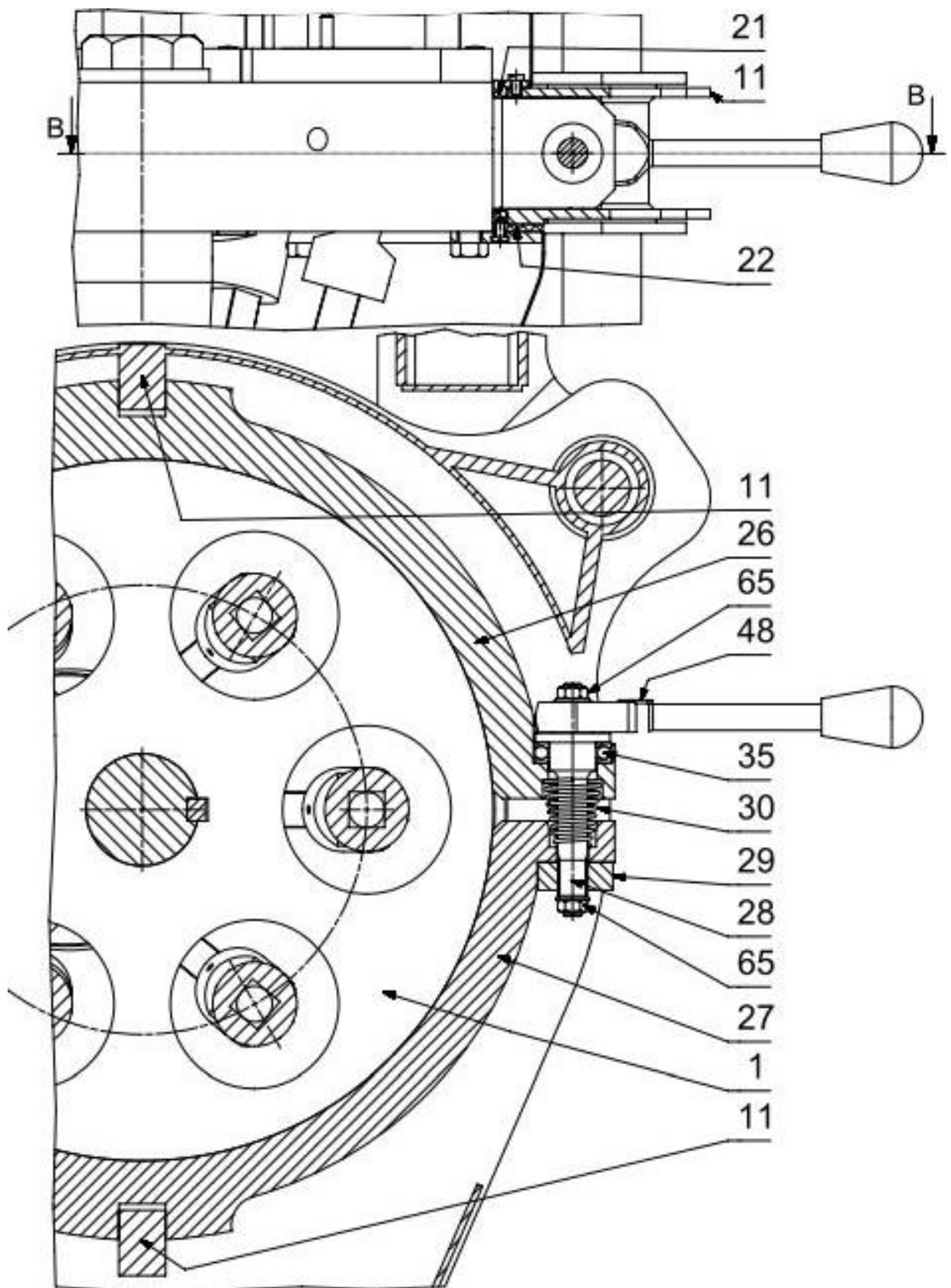
Rameno pevné je svařenec z ocelových plechů viz výkres V06. Disponuje ve svém bočním plášti vyfrézovanou drážkou, v níž je umístěný posuvný domek popis viz odstavec popisující Posuvný domek na pevném reakčním rameni. Domek se uchycuje ke svorníku horního bloku. Domek se proti pohybu uzamyká utažením ráčnovým klíčem.

Rameno otočné je zhotovené jako svařenec, jehož základem je ocelový válcovaný profil. K profilu jsou přivařeny ocelové plechy. Skrze ocelový profil je vyfrézovaná drážka, v níž se pohybuje posuvný domek popis viz odstavec popisující Posuvný domek na otočném reakčním rameni. Domek se uchycuje ke svorníku horního bloku. Domek se proti pohybu uzamyká utažením ráčnovým klíčem.

Pro manipulaci s utahovákem a jeho natáčení vůči reakčním ramenům slouží manipulační páky.

Pro zamezení otáčení reakční části vůči pohonné a utahovací části utahováku slouží brzda popis viz odstavec popisující Sestavu točny.

SESTAVA TOČNY



Obrázek 4-15 Sestava točny.



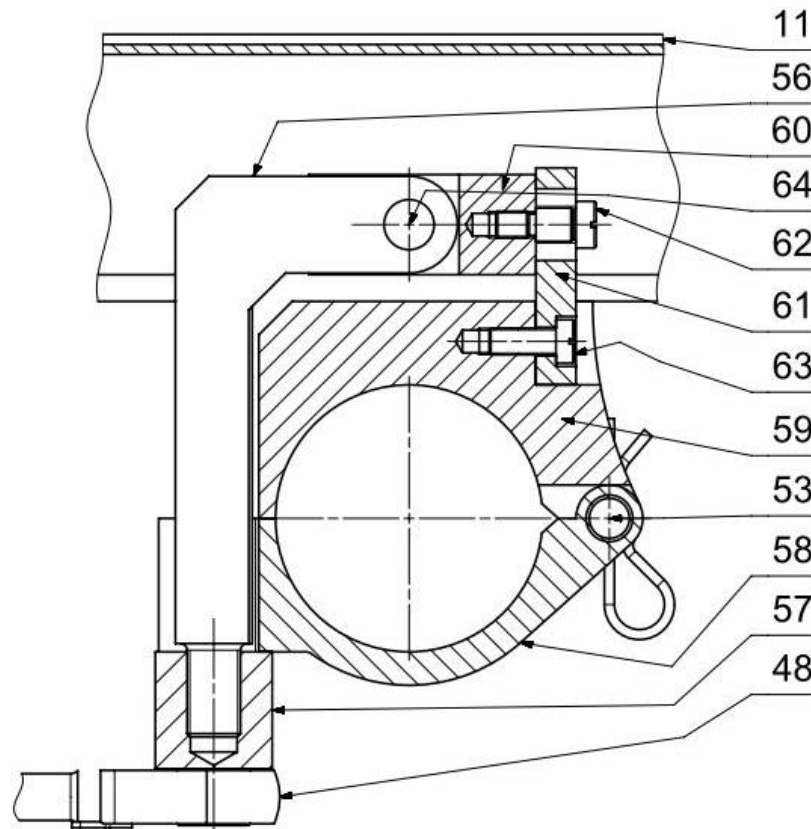
Sestava točny se skládá ze základny poz.1. Na základně je nasazen svařenec reakčního ramene poz.11. Pro volné pootáčení samotného utahováku vůči reakčnímu rameni je rameno vůči plechu motorů uloženo na dvou třecích kroužcích poz.22 a 21. Spodní kroužek poz.22 tvoří radiálně-axiální ložisko ramene a horní kroužek radiální ložisko.

Pro nastavení ideální polohy celé utahovací jednotky musí být možné reakčním ramenem vůči utahováku volně pootáčet a naopak. Nicméně pro vytvoření pevné vazby je zapotřebí celou sestavu uzamknout a vytvořit z ní v podstatě pevný díl. Pro uzamčení je reakční rameno vybaveno zamykacím mechanismem.

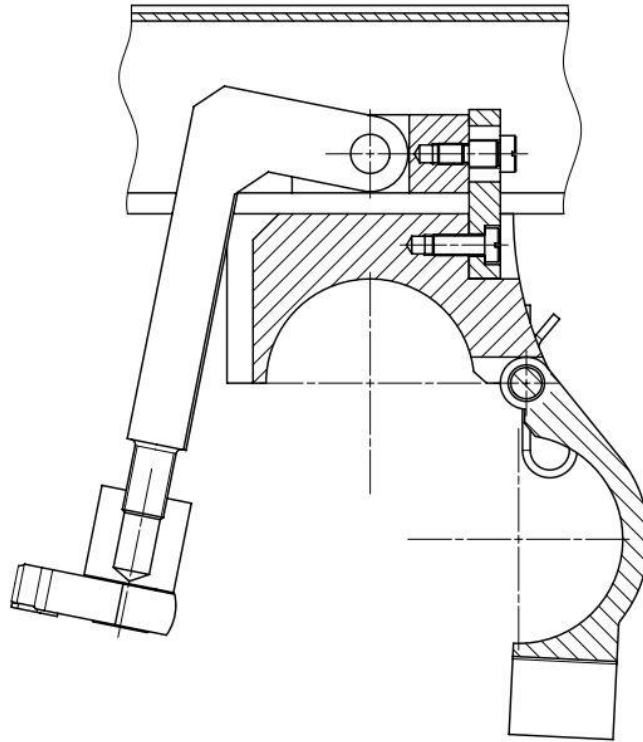
Po obvodu Plechu motorů jsou umístěny dvě brzdové čelisti poz.26 a 27. Čelisti svým tvarovým zámkem zapadají do plechů ve vnitřní kapse reakčního ramene. V odemknutém stavu jsou tyto čelisti od sebe roztahovány pomocí dvojice kuželových tlačných pružin poz.30, čímž dovolují volné protáčení utahováku či ramene. Pro sevření brzdových čelistí slouží šrouby poz.28. Šrouby prochází skrze obě čelisti. Na jedné straně, v čelisti poz.27, je šroub zašroubovaný do matice poz.29. Na druhé straně, v čelisti poz.26, se šroub axiálně opírá o kuličkové axiální ložisko SKF. Při utahování šroubu pomocí ráčny poz.48 dojde ke stažení brzdových čelistí. Tím se vytvoří pevná vazba mezi Plechem motorů, čelistmi a reakčním ramenem. Při zamčení již není možné pootáčení sestav vůči sobě. Kuličkové třecí ložisko snižuje tření pod hlavou šroubu a tím i snižuje utahovací moment potřebný pro vytvoření pevné vazby.

Proti přílišnému vyšroubování šroubu z matice je jako doraz použita matice poz.65. Pro demontáž šroubu je nutné tuto matici odšroubovat. Stejnou funkci má i matice poz.65 zajišťující ráčnu proti nechtěné demontáži.

#### POSUVNÝ DOMEK NA PEVNÉM REAKČNÍM RAMENI



Obrázek 4-16 Posuvný domek na pevném reakčním rameni – poloha uzavřená.



Obrázek 4-17 Posuvný domek na pevném reakčním rameni – poloha otevřená.

Posuvný domek na pevném reakčním rameni utahováku slouží k přistýkování pevného ramene poz.11 k některému ze šesti svorníků horního bloku a tím vytvoření pevné, neposuvné vazby.

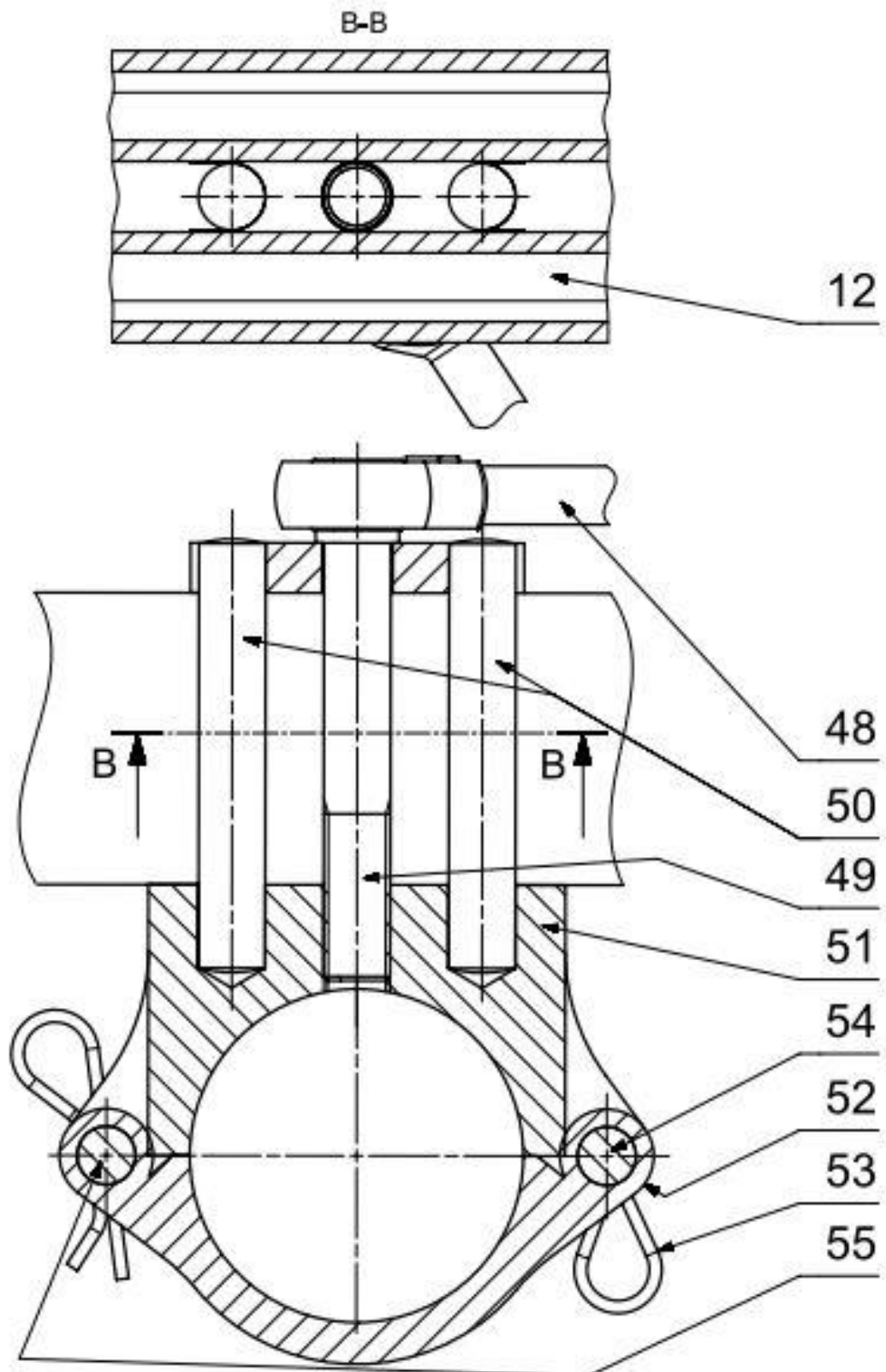
V neutaženém stavu je sestava domku po vymezené délce ramene posuvná. Domek se pohybuje po boční ploše ramene a prochází skrze oválnou drážku umístěnou v této ploše.

Hlavní částí domku je tělo domku 2 poz.59. Ten spolu se zámkem 2 poz.58 tvoří objímky, do kterých se uzavře svorník. Tělo domku 2 a zámek 2 jsou vůči sobě otočně uloženy pomocí čepu se závlačkou poz.53.

Ve vnitřní dutině ramene je umístěna vidlice poz.60. V rozmontovaném stavu drží vidlice spolu s domkem pohromadě pomocí desky posuvné poz.61. Deska posuvná zároveň brání proti protáčení celé sestavy domku. Ve vidlici je zároveň otočně uložena zahnutá páka poz.56. Páka je zakončena závitovým osazením, na jehož konci drží matice poz.57 spolu s utahovací ráčnou poz.48.

Při uzavření objímek a utažení páky pomocí ráčny se k sobě přiblíží domek 2 poz.59, vidlice poz.60 a zámek poz.58 s tím, že první dvě jmenované části mezi sebou sevřou boční plech reakčního ramene poz.11. Tím dojde k uzamčení svorníku a zároveň zamezení posuvu domku vůči reakčnímu rameni.

### POSUVNÝ DOMEK NA OTOČNÉM REAKČNÍM RAMENI



Obrázek 4-18 Posuvný domek na otočném reakčním rameni – poloha uzavřená.

Posuvný domek na otočném reakčním rameni utahováku slouží k přistýkování otočného ramene poz.12 k některému ze šesti svorníků horního bloku a tím vytvoření pevné, neposuvné vazby.

V neutaženém stavu je sestava domku po vymezené délce ramene posuvná. Domek se pohybuje po boční ploše ramene a prochází skrze oválnou drážku umístěnou v této ploše.

Hlavní částí domku je tělo domku 1 poz.51. Ten spolu se zámkem 1 poz.52 tvoří objímky, do kterých se uzavře svorník. Tělo domku 1 a zámek 1 jsou vůči sobě otočně uloženy pomocí Čepu pevného poz.55. Čep vytahovací poz.54 je možné vytáhnout a obě objímky vůči sobě otevřít.

Pro stažení sestavy domku slouží šroub poz.49 zakončený utahovací ráčnou poz.48. Utažením tohoto šroubu dojde k uzamčení domku vůči rameni a znemožnění jeho dalšího posouvání. Pro zamezení protáčení domku a jeho vedení v drážce slouží dvojice čepů poz.50.

### 4.5.3 Práce s utahovací jednotkou

Utahovací jednotka se nasazuje na přírubový spoj pomocí jeřábu, zavěšená za závěsné oko v horní části. Při přenášení je třeba mít otočné rameno v roztažené poloze rovnoběžně s ramenem pevným. Při této konfiguraci je těžiště reakční soustavy přibližně v ose utahovaku a neovlivňuje náklon celé sestavy. Při plně roztaženém rameni je celý utahovák svisle k zemi a jeho navedení do osy přírubového spoje je pohodlné a přesné.

Pro práci na přírubových spojkách v různých otvorech horního bloku je nutné nakonfigurovat utahovák do různých poloh viz obrázky 4-19. Když utahovák visí na jeřábu a je namířen do osy přírubového spoje určeného k utahování, je nutné natočit sestavu utahovacích tyčí vůči šesti šroubům přírubového spoje. To se provádí pootočením utahovaku vůči reakčnímu rameni. Pro snadnější manipulaci, je utahovák vybaven manipulačními pákami po obvodu pláště.

Pro zajištění reakce při utahování je zapotřebí namontovat reakční ramena. Konfiguraci utahovaku přizpůsobit konkrétní poloze přírubového spoje na horním bloku viz obrázky 4-20 až 4-25. Domky na ramenech otevřít, posunout po délce ramen a uzavřít do nich svorníky. Domky neutahovat, dokud není utahovák nasazen na přírubovém spoji.

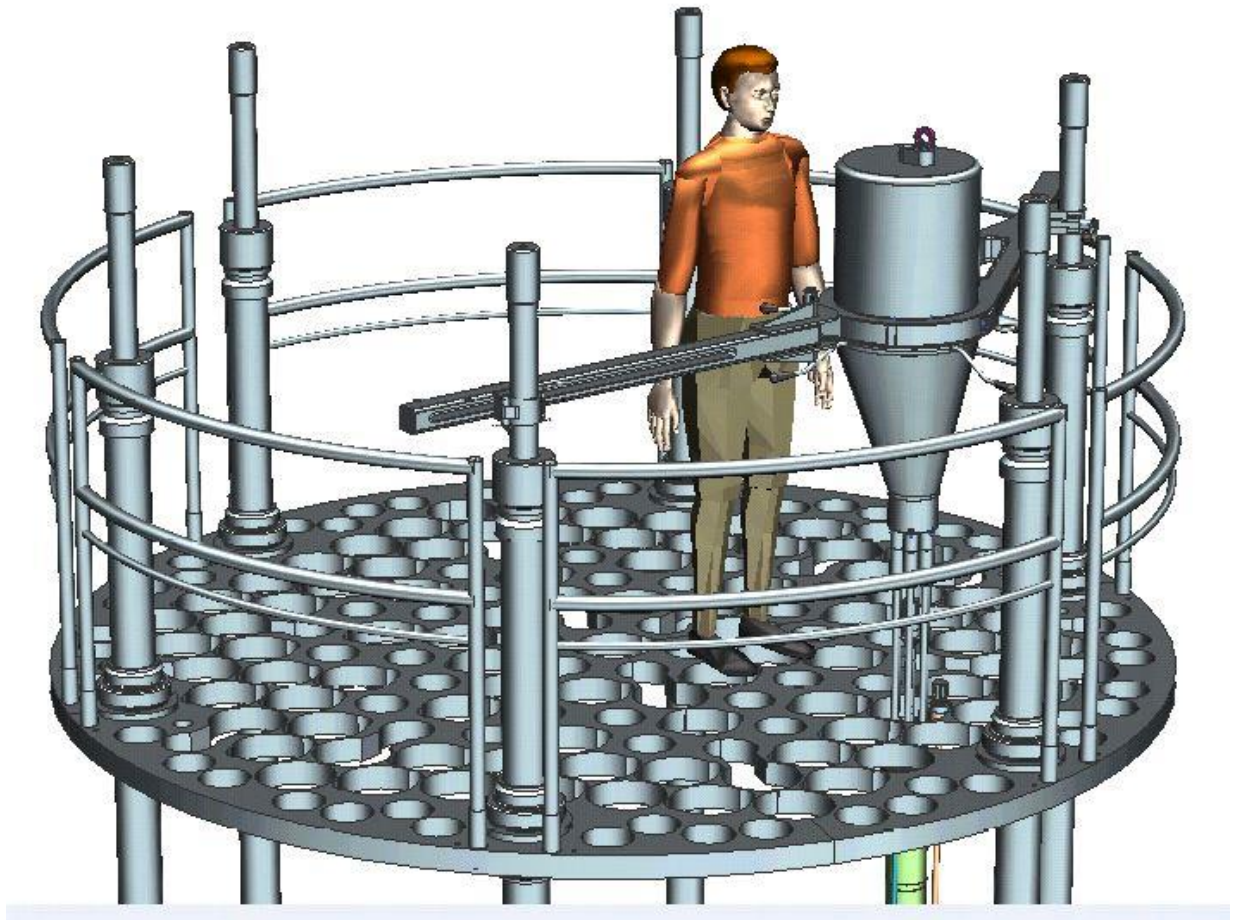
Montáž reakčních ramen lze provádět současně s naváděním utahovaku na přírubový spoj. Nicméně je třeba počítat s tím, že při otočení pomocného ramene vůči rameni hlavnímu dojde ke změně těžiště celé sestavy a tím i nežádoucímu naklápění celého utahovaku. To může znepříjemnit nasazení utahovaku na přírubový spoj.

V průběhu samotného nasazování nástrčkových klíčů utahovaku na hlavy šroubů přírubového spoje musí být zapnut pomalý chod motorů. Rychlost otáčení nástrčkového klíče přibližně 30° za vteřinu. Nástrčkový klíč je pro vsunutí šroubu vybaven náběhovým sražením. Nicméně se může stát, že vnitřní šestihranný otvor nástrčkového klíče „nevyjde“ přesně na vnější šestihrannou hlavu šroubu a tím pádem nedojde k přesnému zajištění ihned. Věc zároveň komplikuje, že je potřeba zasunout šest nástrčkových klíčů na šest hlav šroubů zároveň.

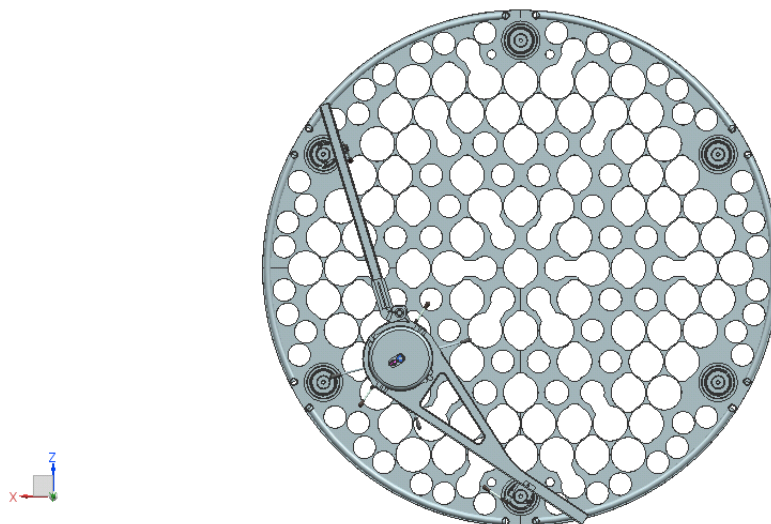
Utahovací tyče jsou z důvodu řešení tohoto úskalí vybaveny tzv. odpružením popis v odstavci 4.5.2.1. Jak již bylo zmíněno, nástrčkové klíče se v průběhu nasouvání pomalu otáčejí. Pokud se sejdou šestihrany vhodně vůči sobě, dojde k zajištění šroubu do nástrčkového klíče. Pokud se tvary nesejdou, dojde vlivem odpružení k odtlačení celé utahovací tyče. Díky působení tlaku pružiny a pomalému otáčivému pohybu utahovací tyče, dojde dříve či později k úspěšnému zajištění všech šesti šroubů do nástrčkových klíčů.

Po nasazení utahovaku na přírubový spoj je nutné zkontrolovat jeho rovnoběžnost vůči přírubovému spoji.

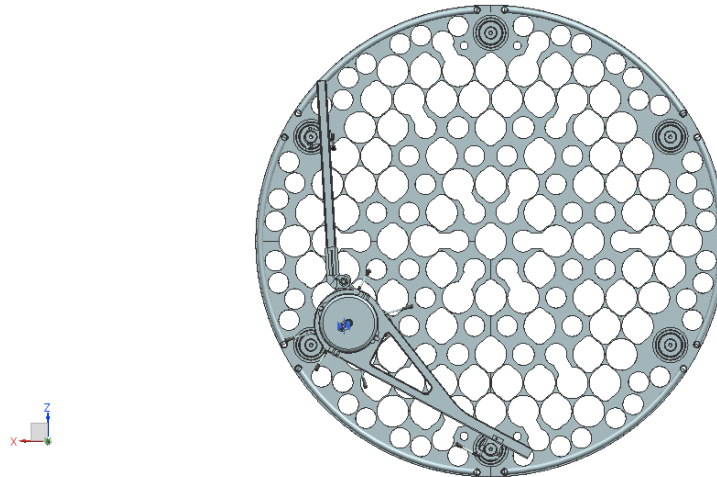
Jako poslední provést utažení domků na reakčním rameni a utažení brzdy hlavního reakčního ramene.



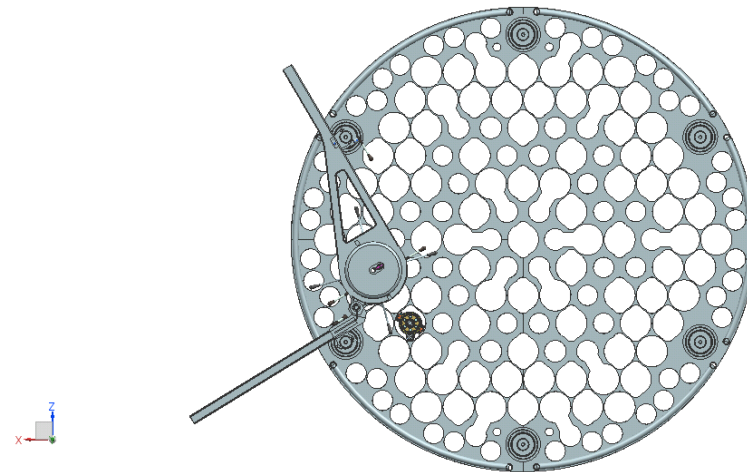
Obrázek 4-19 Dispozice utahovací jednotky na horní desce horního bloku.



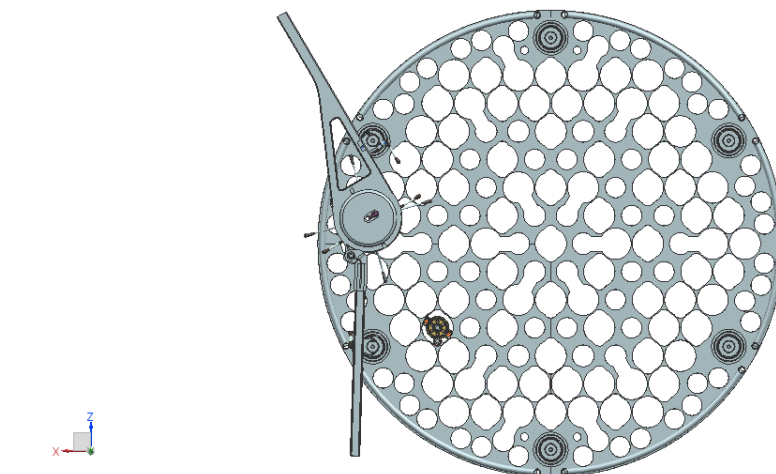
Obrázek 4-20 Dispozice utahovací jednotky na horní desce horního bloku – pohled shora poloha 1.



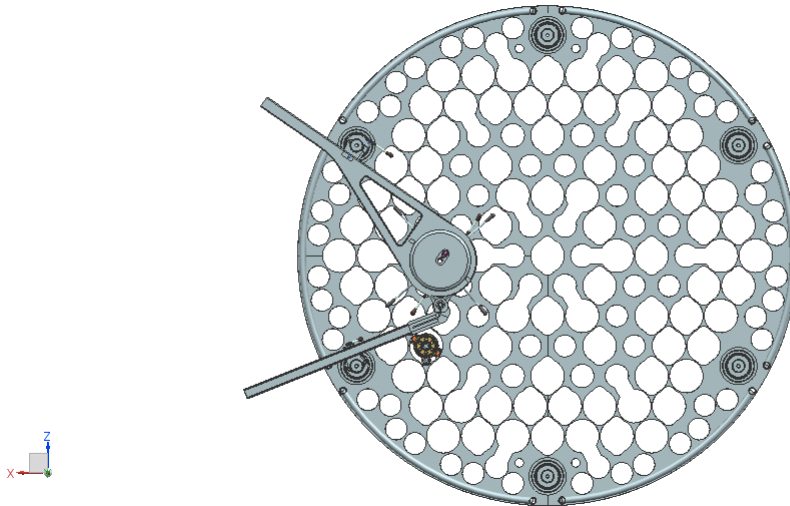
Obrázek 4-21 Dispozice utahovací jednotky na horní desce horního bloku – pohled seshora poloha 2.



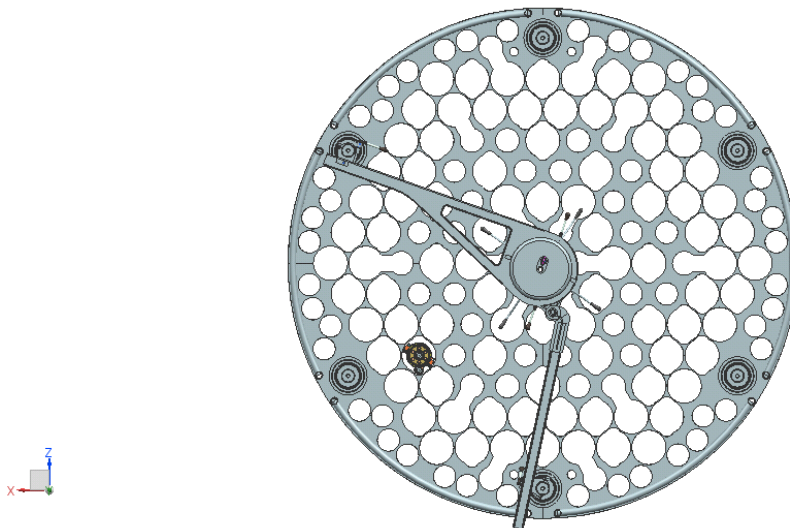
Obrázek 4-22 Dispozice utahovací jednotky na horní desce horního bloku – pohled seshora poloha 3.



Obrázek 4-23 Dispozice utahovací jednotky na horní desce horního bloku – pohled seshora poloha 4.



Obrázek 4-24 Dispozice utahovací jednotky na horní desce horního bloku – pohled seshora poloha 5.



Obrázek 4-25 Dispozice utahovací jednotky na horní desce horního bloku – pohled seshora poloha 6.

## 5 Pevnostní výpočet utahováku pro účinky namáhání od utahovacího momentu.

Tato kapitola je zaměřena na pevnostní výpočty utahovací jednotky. V odstavci 5.1 jsou shrnuty momentové podmínky pro silový návrh. Odstavec 5.2 se zabývá výpočtem uzlů přenosu točivého momentu pomocí čtyřhranu. Odstavec 5.3 obsahuje výpočet potřebné síly předepnutí svěrného spoje. Následující odstavec 5.4 popisuje výpočet reakčních sil v ložiskové skříní. Závěrečný odstavec 5.5 prezentuje výsledky výpočtu reakčních sil v záchytném ramenní pomoci MKP.

### 5.1 Momentové podmínky

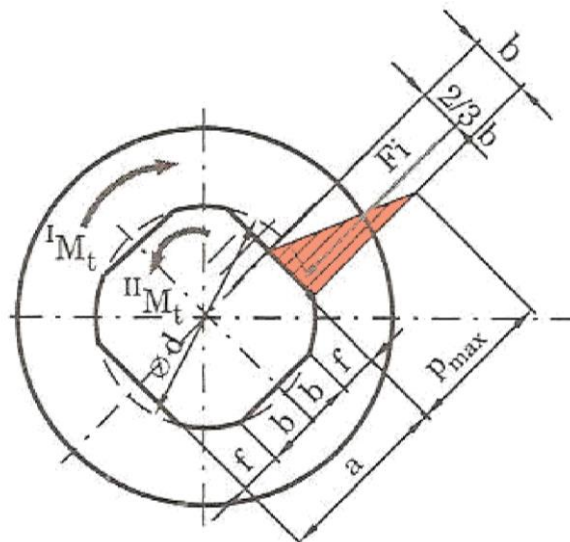
Momentové podmínky pro silový návrh podle zadání jsou následující:

- točivý moment při utahování šroubu je 250 Nm (při současném utahování jedné dvojice šroubů, podle požadavků zadavatele diplomové práce, je maximální moment pro zachycení reakce 500 Nm),
- pro povolení šroubu je požadován točivý moment 580 Nm (podle zadání se šrouby povolují po jednom, a proto maximální moment pro zachycení reakce v případě povolení šroubů je 580 Nm),
- pro výpočet je uvažován maximální krouticí moment 600 Nm.

### 5.2 Výpočet uzlů přenosu točivého momentu pomocí čtyřhranu

Pro pevnostní kontrolu uzlů přenosu točivého momentu pomocí čtyřhranu bylo použito znalosti získaných na předmětu Části a mechanismy strojů.

Na obrázku 5-1 je znázorněna stavební struktura čtyřbokého profilu s válcovými přechody (Hosnedl, 1999).



Obrázek 5-1 Stavební struktura čtyřbokého profilu s válcovými přechody (Hosnedl, 1999).

$$I M_t = II M_t = M_t$$

Nerovnoměrnost zatížení stykových ploch (vzhledem k nepřesnostem výroby a montáže) se vyjádří pomocí fiktivního snížení počtu nosných ploch pomocí součinitele  $c_{ef}$

orientačně lze uvažovat pro:  $l_{st}/a \leq 1 \rightarrow c_{ef} = 0,75$  (vysoká přesnost lícování)  
 $l_{st}/a > 1 \rightarrow c_{ef} = 0,50$  (nízká přesnost lícování)



Maximální měrný tlak ve stykových plochách se vypočítá pomocí vztahu:

$$\frac{1}{2} \cdot b_{st} \cdot p_{max} \cdot l_{st} = F_i = \frac{\frac{M_t}{\frac{2}{3}b_{st}}}{c_{ef} \cdot n_b} = \frac{3 \cdot M_t}{2 \cdot b_{st} \cdot c_{ef} \cdot n_b}$$
$$\Rightarrow p_{max} = \frac{F_i}{\frac{1}{2}b_{st} \cdot l_{st}} = \frac{2 \cdot F_i}{b_{st} \cdot l_{st}}$$

pevnostní podmínka:  $p_{max} \leq p_D$

kde:

$F_i$  – výslednice (efektivního měrného tlaku na bok profilu)

$c_{ef}$  – součinitel efektivního počtu nesoucích boků

$n_B$  – počet boků profilu

$b_{st}$  – styková šířka profilu

$l_{st}$  – styková délka profilu

$p_D$  – dovolený měrný tlak na bocích

Stykovou šířku profilu lze vypočítat podle vztahu:

$$b_{st} = \frac{1}{2} \cdot (a - 2f) \cong \frac{1}{2} \cdot (a - 2 \cdot 0,1a) = 0,4a$$

kde:  $a$  – charakteristický rozměr profilu

$f \cong 1,0 \cdot a$  – „sražení“

ČTYŘHRAN U NÁSTRČKOVÉHO KLÍČE:

$a = 17 \text{ mm}$

$b_{st} = 6,98 \text{ mm}$

$l_{st} = 25 \text{ mm}$

$\varnothing d = 22 \text{ mm}$

$c_{ef} = 0,75$  (vysoká přesnost lícování)

$$F_i = \frac{3 \cdot 600}{2 \cdot 0,00698 \cdot 0,75 \cdot 4} = 42\,980 \text{ [N]}$$

$$p_{max} = \frac{2 \cdot 42980}{0,00698 \cdot 0,022} = 559,78 \text{ [MPa]}$$

Průměr hřídele na straně nástrčkového klíče je 22 mm, a na straně ložiskové skříně je 25 mm. Mechanické vlastnosti pro materiál Ocel 42CrMo4+QT s požadovanými rozměry udává norma ČSN EN ISO 683-2 a jsou následující:

- $\sigma_{0.2}$  min. 700 MPa
- $\sigma_m$  1000 až 1200 MPa

Z toho vychází bezpečnost spoje pro případ maximálního zatížení v místě s maximálním měrným tlakem ve stykových plochách:

$$k = \frac{\sigma_{0.2}}{p_{max}} = \frac{700}{560} = 1,25$$

ČTYŘHRAN U VÝSTUPNÍHO HŘÍDELE Z PŘEVODOVKY:

$a = 19,1 \text{ mm}$

$b_{st}=7,67 \text{ mm}$   
 $l_{st} = 20 \text{ mm}$   
 $\varnothing d = 24,5 \text{ mm}$   
 $c_{ef} = 0,75$  (vysoká přesnost lícování)

$$F_i = \frac{3 \cdot 600}{2 \cdot 0,00767 \cdot 0,75 \cdot 4} = 39\,113,43 \text{ [N]}$$

$$p_{max} = \frac{2 \cdot 39\,113,43}{0,00767 \cdot 0,02} = 509,95 \text{ [MPa]}$$

ČTYŘHRAN NAD LOŽISKOVOU SKŘÍŇÍ:

$a=19 \text{ mm}$   
 $b_{st}=8,12 \text{ mm}$   
 $l_{st} = 25 \text{ mm}$   
 $\varnothing d = 25 \text{ mm}$   
 $c_{ef} = 0,75$  (vysoká přesnost lícování)

$$F_i = \frac{3 \cdot 600}{2 \cdot 0,0081 \cdot 0,75 \cdot 4} = 37\,037 \text{ [N]}$$

$$p_{max} = \frac{2 \cdot 37\,037}{0,0081 \cdot 0,025} = 365,8 \text{ [MPa]}$$

ČTYŘHRAN POD LOŽISKOVOU SKŘÍŇÍ:

$a=19 \text{ mm}$   
 $b_{st}=8,12 \text{ mm}$   
 $l_{st} = 40 \text{ mm}$   
 $\varnothing d = 25 \text{ mm}$   
 $c_{ef} = 0,75$  (vysoká přesnost lícování)

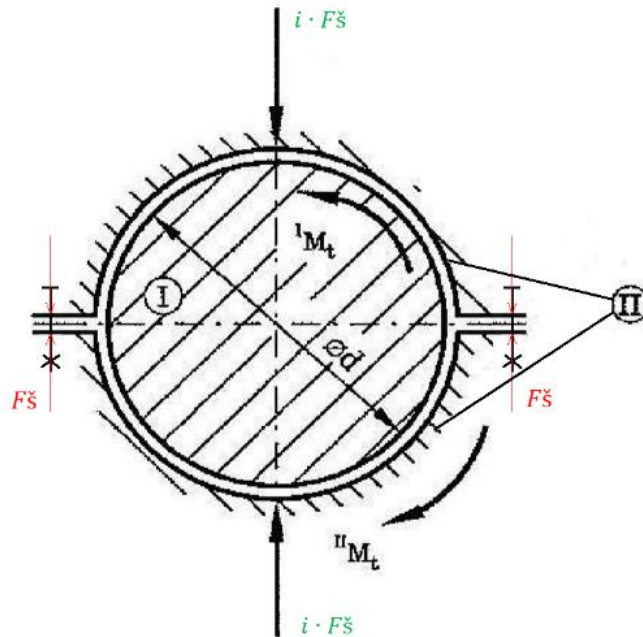
$$F_i = \frac{3 \cdot 600}{2 \cdot 0,0081 \cdot 0,75 \cdot 4} = 37\,037 \text{ [N]}$$

$$p_{max} = \frac{2 \cdot 37\,037}{0,0081 \cdot 0,04} = 228,62 \text{ [MPa]}$$

### 5.3 Výpočet potřebné síly předeprnutí svěrného spoje pro záchyt reakce

Svařenec pevného reakčního ramene je spojen se základnou utahováku za pomoci děleného svěrného spoje. Výpočet je uveden dále. Vlastností tohoto spoje je možnost pootáčení celým ramenem kolem základny při povolení stahovacích šroubů. Naopak při utahení stahovacích šroubu dochází ke spojení základny utahováku a sestavy reakčních ramen. Reakční síla je

přenašena přes reakční ramena (pevné a otočné) a zachycena na svornících horního bloku. Detailní princip přenosu reakce je popsán v kap.4.6.



Obrázek 5-2 Stavební struktura děleného svěrného spoje.

$${}^I M_t = {}^{II} M_t = M_t$$

#### PŘENÁŠENÉ ZATÍŽENÍ

Pro potřeby diplomové práce vystačíme s výpočtem přenosu točivého momentu. Přenos axiálního zatížení pomocí svěrného spoje se nepředpokládá.

$$M_t = \frac{\pi \cdot p \cdot d^2 \cdot L \cdot f}{2}$$

$$\Rightarrow p = \frac{2 \cdot M_t}{\pi \cdot d^2 \cdot L \cdot f}$$

Měrný tlak ve stykové ploše je také možné vypočítat podle vztahu:

$$p = \frac{F_{\text{šc}}}{S} = \frac{i \cdot F_{\text{š}}}{d \cdot L} \Rightarrow p_{\text{max}}$$

Podmínka funkce svěrného spoje je následující:  $M_t = k \cdot M_{k \text{ pož}}$   
kde

$L$  – délka spoje

$d$  – průměr svěrného spoje

$f$  – součinitel tření

$k$  – součinitel bezpečnosti ( $k \geq 2$ )

$M_{k \text{ pož}}$  – požadovaný točivý moment

$F_{\text{š}}$  – síla předepnutí ve šroubu

$i$  – počet šroubů (vždy sudé číslo)

Pevnostní podmínka:  $p_{\text{max}} \leq p_D$

Když dáme do rovnosti  $\frac{2 \cdot M_t}{\pi \cdot d^2 \cdot L \cdot f} = \frac{i \cdot F_s}{d \cdot L}$  můžeme z tohoto vypočítat potřebnou sílu ve šroubu.

$$F_s = \frac{2 \cdot M_t}{\pi \cdot d \cdot f \cdot i}$$

Přenášený točivý moment funkci svěrného spoje je:

$$M_t = 2 \cdot 600 = 1\,200 \text{ [Nm]}$$

a potřebná síla ve šroubu je

$$F_s = \frac{2 \cdot 1200}{\pi \cdot 0,375 \cdot 0,3 \cdot 2} = 3\,395,3 \text{ [N]} = 3,4 \text{ [kN]}$$

Dále je zapotřebí vypočítat potřebný utahovací moment a zkontrolovat šrouby ve svěrném spoji na otláčení závitů s následujícími vstupními parametry:

síla předepnutí šroubového spoje ve svěrném spoje  $F_p = F_s = 3\,400 \text{ [N]}$

materiál šroubů pevnostní třídy 8.8

mez pevnosti v tahu  $\sigma_m = 800 \text{ [MPa]}$

mez kluzu v tahu  $\sigma_{kt} = 0,8\sigma_m = 640 \text{ [MPa]}$

$k = 2,5$

$f_z = 0,15$

$f_h = 0,12$

parametry pro šroub M16:

$s=24 \text{ mm}$  (otvor klíče)

$p_h=3 \text{ mm}$

$\varnothing d = 15,682 \text{ mm}$

$\varnothing d_2 = 14,595 \text{ mm}$

$\varnothing d_3 = 13,508 \text{ mm}$

$D_0=17 \text{ mm}$

$H_1=2,47 \text{ mm}$

KONTROLA OTLAČENÍ ZÁVITŮ:

$$S_z = 0,75 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot n_z$$

$$n_z = \frac{L_m}{p_h} = \frac{1 \cdot d}{p_h} = \frac{1 \cdot 16}{3} = 5,3$$

doporučená délka pro ocel  $L_m = 1 \cdot d$

$$p_z = \frac{F_p}{S_z} = \frac{3400}{0,75 \cdot \pi \cdot 14,595 \cdot 2,47 \cdot 5} = 8 \text{ [MPa]}, \text{ vyhovuje pevnostní podmínce}$$

VÝPOČET UTAHOVACÍHO MOMENTU, POTŘEBNÉHO PRO SPRÁVNÉ PŘEDEPNUTÍ ŠROUBŮ SVĚRNÉHO SPOJE:

$$M_u = M_z + M_h$$

$$M_z = 0,5 \cdot d_2 \cdot F_t = 0,5 \cdot d_2 \cdot F_p \cdot \operatorname{tg}(\alpha \pm \varphi_z)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{p_h}{\pi \cdot d_2} \Rightarrow \alpha = \operatorname{arctg} \left( \frac{p_h}{\pi \cdot d_2} \right) = \operatorname{arctg} \left( \frac{3}{\pi \cdot 14,595} \right) = 3,74^\circ$$

$$\operatorname{tg} \varphi_z = f_z = 0,15 \Rightarrow \varphi_z = \operatorname{arctg}(0,15) = 8,53^\circ$$

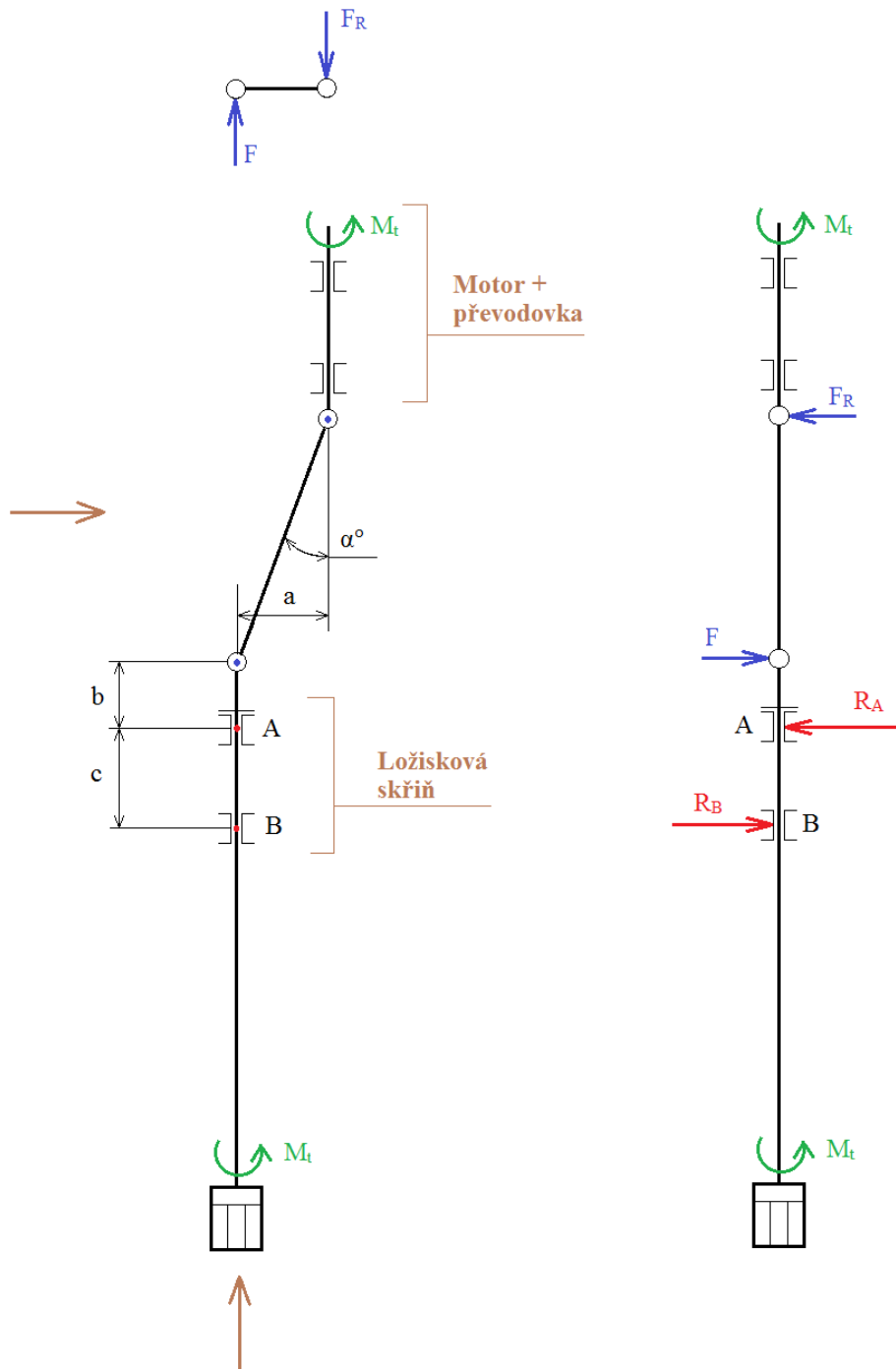
$$M_z = 0,5 \cdot 0,014595 \cdot 3400 \cdot \operatorname{tg}(3,74 + 8,53) = 5,38 \text{ [Nm]} - \text{při utahování}$$

$$M_h = 0,5 \cdot d_s \cdot F_p \cdot f_h = 0,5 \cdot \frac{D_o + s}{2} \cdot F_p \cdot f_h = 0,5 \cdot \frac{0,017 + 0,024}{2} \cdot 3400 \cdot 0,12 = 4,18 \text{ [Nm]}$$

$$M_u = 5,38 + 4,18 = 9,56 = 10 \text{ [Nm]}$$

## 5.4 Výpočet reakčních sil v ložiskové skříni

Jehlová ložiska, umístěná ve skříni jsou namáhány účinky krouticího momentu přenášeného od bloku motorů přes kardanové hřídele. V této části práce je ukázán výpočet reakcí zachycených v ložiskové skříni pro dva případy nejvíce odkloněných hřídelí. Obrázek 5-3 schematicky znázorňuje situaci, která nastává při přenosu krouticího momentu od horního bloku motoru přes ložiskovou skříň. Pro představu tohoto výpočtu si můžeme představit, že je kardanová hřídel svařena dohromady.



Obrázek 5-3 Schéma zatížení ložisek ve skříni.

Kardanová hřídel 1:  $\alpha_1=15,4^\circ$ ;  $a_1=112,5$  mm;  $b_1=65$  mm;  $c_1= 107,5$  mm.

Kardanová hřídel 2:  $\alpha_2=15,2^\circ$ ;  $a_2=99$  mm;  $b_2=109$  mm;  $c_2= 107,5$  mm.

Při působení největšího požadovaného točivého momentu  $M_t=600Nm$  lze vypočítat sílu  $F$ , která působí ve vzdálenosti  $a$ .

$$F = \frac{M_t}{a} [N]$$

Pro výpočet reakcí v ložiskách si můžeme představit uložení v ložiskové skříni jako nosník na dvou podporách se zatížením na převislém konci. Všechny rozměry jsou zakótované na Obrázku 3.

Z podmínky rovnováhy ve směru kolmém na osu hřídele vyplývá:

$$\begin{aligned} \sum F_i = 0: \quad F + R_B - R_A = 0 &\Rightarrow R_B = R_A - F \\ \sum M_B = 0: \quad F \cdot (b + c) - R_A \cdot c = 0 &\Rightarrow R_A = \frac{F \cdot (b + c)}{c} \end{aligned}$$

KARDANOVÁ HŘÍDEL 1:

$$F_1 = \frac{600}{0,1125} = 5333,33 [N]$$

$$R_{A1} = \frac{5333,33 \cdot (0,065 + 0,1075)}{0,1075} = 8558,13 [N]$$

$$R_{B1} = 8558,13 - 5333,33 = 3224,8 [N]$$

KARDANOVÁ HŘÍDEL 2:

$$F_2 = \frac{600}{0,099} = 6060,61 [N]$$

$$R_{A2} = \frac{6060,61 \cdot (0,109 + 0,1075)}{0,1075} = 12205,79 [N]$$

$$R_{B2} = 12205,79 - 6060,61 = 6145,18 [N]$$

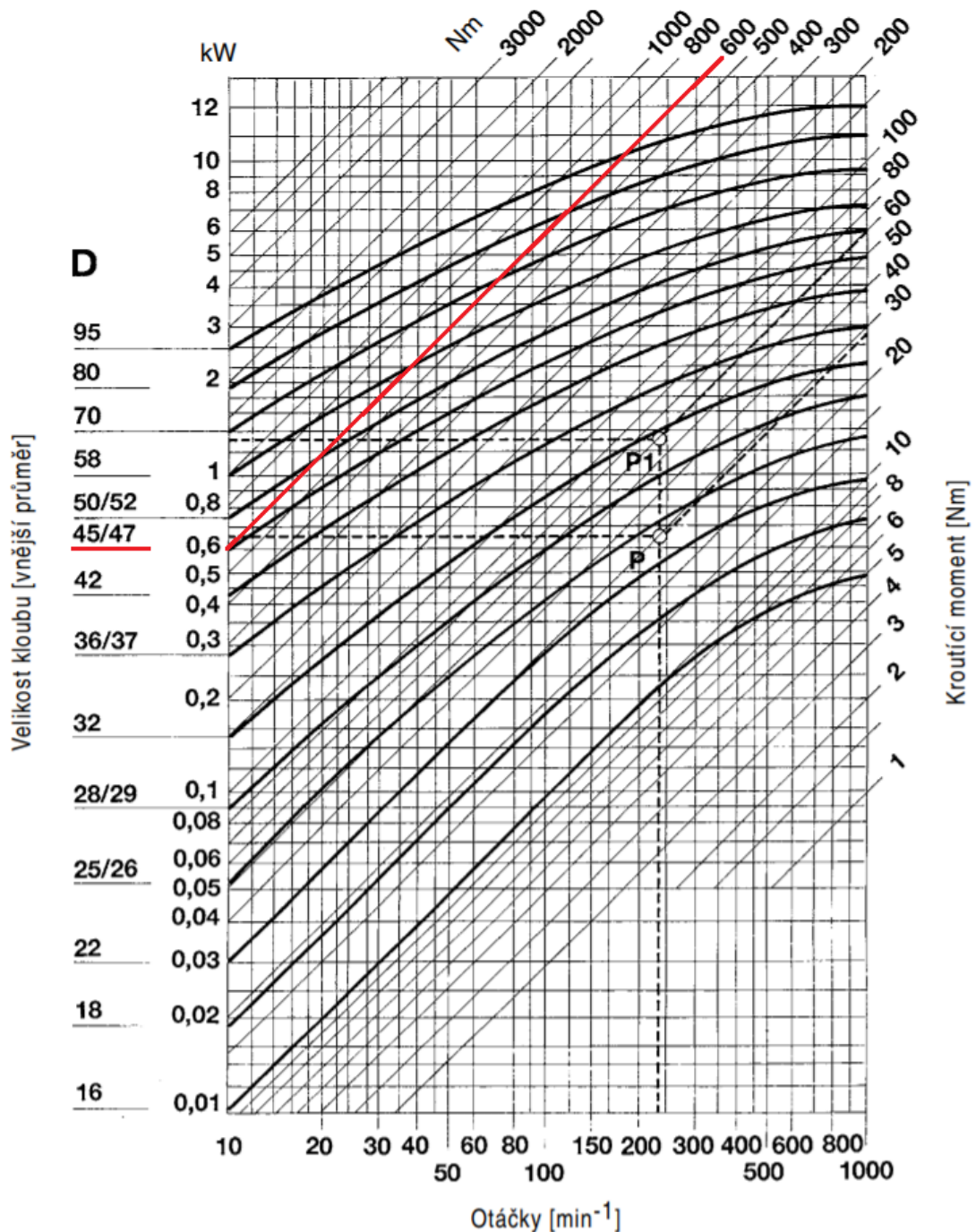
V konstrukce utahovací jednotky jsou použité ložiska firmy SKF typ HK 2530.2RS. Podle katalogu firmy SKF má ložisko následující technické parametry:

- základní dynamické zatížení  $C = 24,2 \text{ kN}$ ,
- základní statické zatížení  $C_0 = 45 \text{ kN}$ ,
- mezní únavové zatížení  $P_u = 5,5 \text{ kN}$ ,
- maximální otáčky  $6700 \text{ ot/min}$ .

Z toho můžeme posoudit, že zvolená ložiska vydrží namáhání, působící v ložiskové skříni.

Pro ověření funkčnosti přenosové soustavy by bylo ještě nutné provést kontrolu ložisek výstupní hřídele převodovky. Ta jsou stejně jako ložiska v ložiskové skříni dodatečně namáhána radiálními silami. Případně dodatečné namáhání konzultovat s výrobcem převodovky. V době psaní této práce nebyli k dispozici údaje o způsobu uložení výstupné hřídele převodovky.

Velikost kardanových kloubů byla zvolena podle Výkonového diagramu výsuvných kloubových hřídeli v katalogu firmy T.E.A. Technik, jak to zobrazuje následující obrázek.



Obrázek 5-4 Výkonový diagram výsuvné kloubové hřídeli s kluzným uložením Typ G (TEA TECHNIK, 2015)

Výběr kardanového kloubu je ovlivněn třemi proměnnými. Velikostí přenášeného točivého momentu, otáčkami a úhlem natočení kardanu. Potřebný kroutilcí moment přenášený kloubovou hřídelí je 600 Nm, otáčky dané úlohy možno považovat za téměř nulové, maximální úhel natočení 15,4°. Z prvních dvou parametrů vyplývá z Výkonového diagramu výrobce kardanový kloub řady 45/47. Při splnění těchto parametrů vychází kardanový kloub těsně. Větší řady nelze použít z důvodu zástavbových omezení.

Pro omezení přenášeného točivého momentu způsobeného úhlem natočení kardanového kloubu zavádí výrobce koeficient F viz tab.1. S rostoucím úhlem natočení se koeficient F snižuje. Koeficientem se násobí maximální točivý moment, který je možné přenášet kardanovým kloubem. Zvyšující se úhel natočení kardanového kloubu dramaticky snižuje



jeho únosnost a v našem případě (pro úhel  $15,4^\circ$  náleží koeficient 0,8) tudíž dochází k překročení povoleného namáhání kardanového kloubu. Jelikož k takovému přetížení dochází výjimečně (při nouzovém povolování šroubového spoje) je dle názoru autora možné toto krátkodobé přetížení akceptovat.

Tabulka 5-1 Závislost koeficientu zatížení kloubové hřídeli na pracovním úhlu (TEA TECHNIK, 2015).

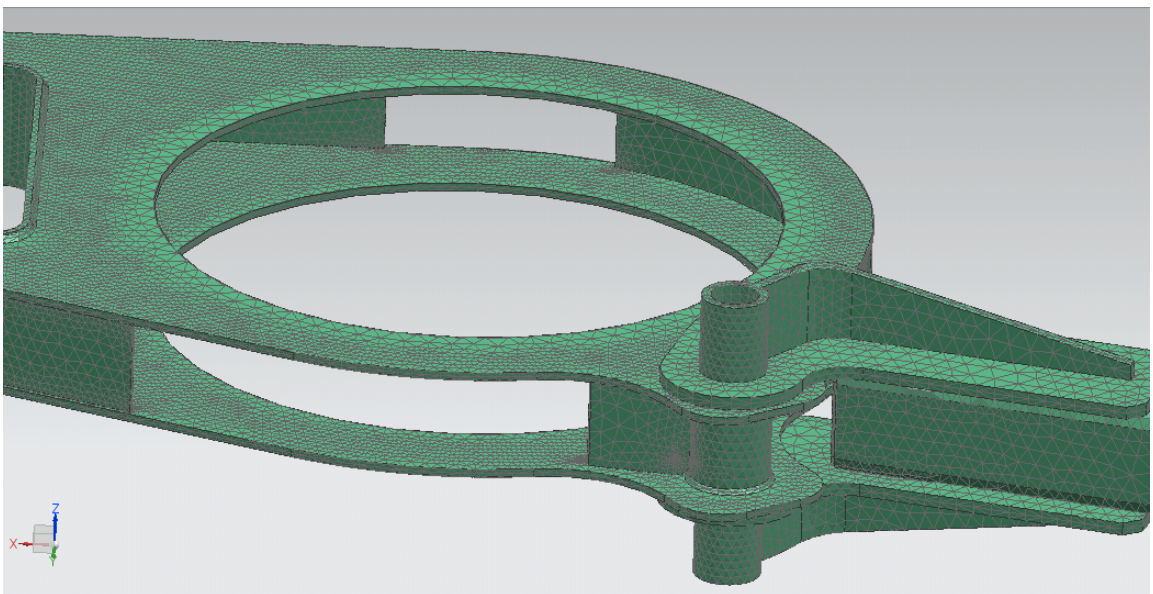
Pracovní úhel $\alpha$	Koeficient F
$5^\circ$	1,25
$10^\circ$	1,00
$15^\circ$	0,80
$20^\circ$	0,65
$25^\circ$	0,55
$30^\circ$	0,45
$35^\circ$	0,38
$40^\circ$	0,30
$45^\circ$	0,25

## 5.5 Výpočet reakčních sil v záchytném rameni

Výpočet byl proveden pomocí metody MKP ve výpočetním prostředí Nastran v programu Siemens NX 11.

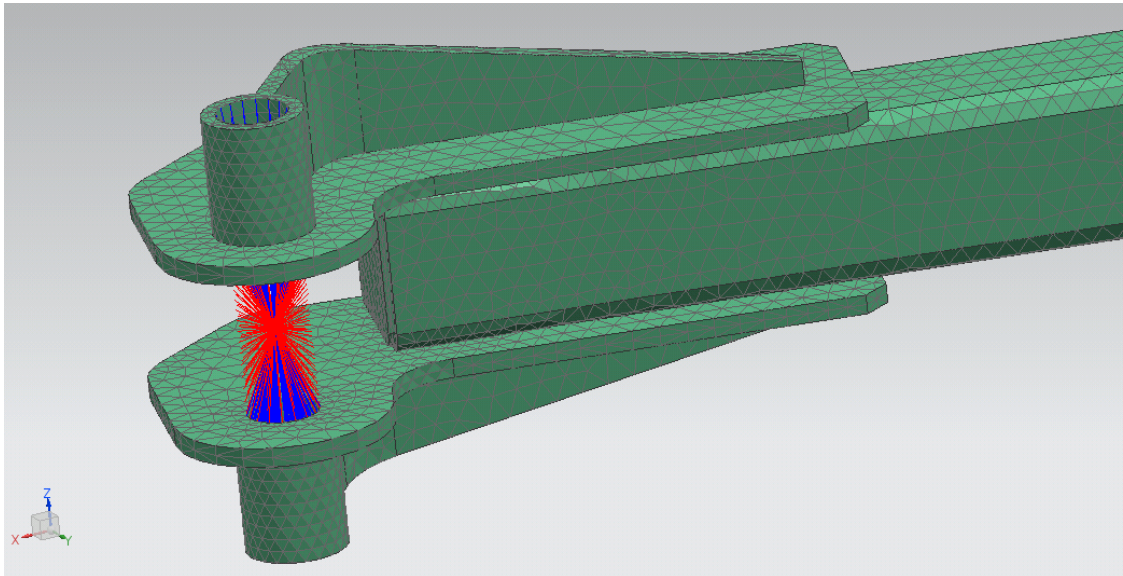
### NASTAVENÍ SÍTĚ

Pro zasiťování výpočtového modelu byla použita 3D čtyřboká síť typu TETRA (4) bez mezi uzlů s průměrnou velikostí prvků 18.8 mm s nastavením minimální tloušťky dvou prvků. Na následujícím obrázku je zobrazená část výpočtového modelu s výslednou sítí.



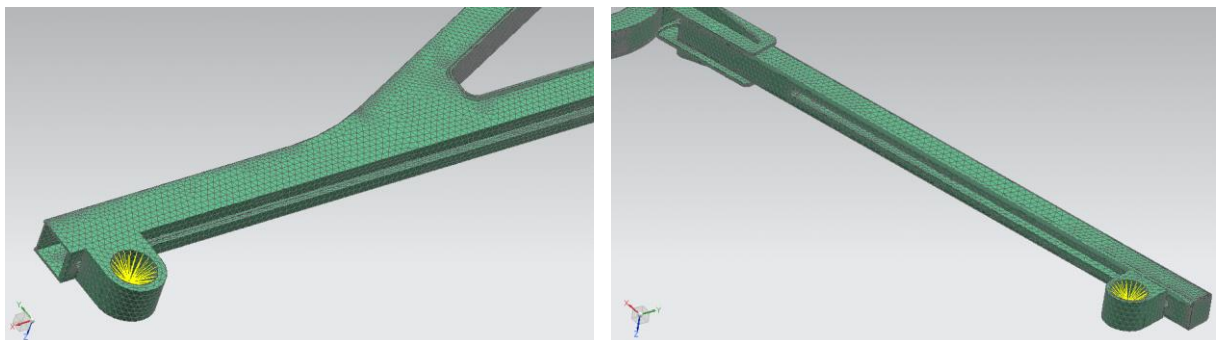
Obrázek 5-5 Zasiťování modelu.

Pro simulace otočného uložení pomocí čepu bylo použito 1D propojení pomocí růžice (typ propojení „Bod na stěnu“) s vlastnostmi prvku typu RBE2. Výsledné růžice jsou zobrazeny na obrázku 5-6, kde je 1D propojení pomocného ramene zobrazeno modře a pevného ramena zobrazeno červeně.



Obrázek 5-6 Nastavení 1D propojení v místě otočného spoje pomocí čepu.

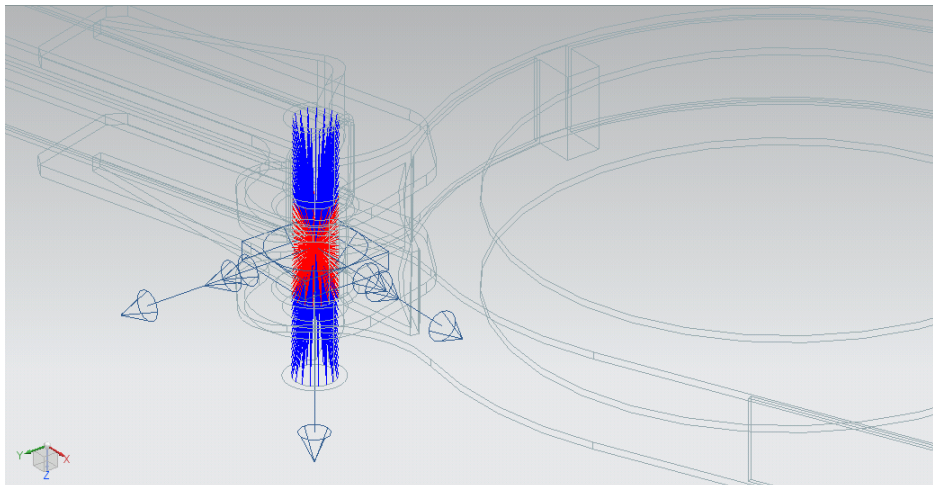
Dále pro možnosti nastavení okrajových podmínek v domcích pro záchyt reakce byly vytvořeny také pomocné 1D propojení pomocí růžic s vlastnostmi prvku typu RBE2. Vlevo na obrázku uvedeném níže je nastavení 1D propojení pro pevné rameno a vpravo je nastavení propojení pro otočné rameno.



Obrázek 5-7 Nastavení 1D propojení v domcích na koncích ramen (vlevo: pevné rameno; vpravo: pomocné rameno).

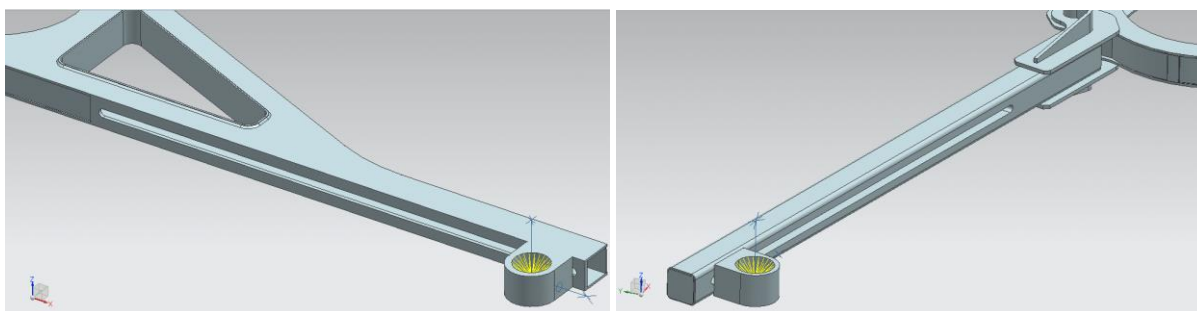
## NASTAVENÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK A ZATÍŽENÍ

Jak již bylo zmíněno pro nastavení okrajových podmínek byly vytvořeny 1D propojení. V místě spojení dvou ramen, pomocného a pevného, jsou středy propojeny pomocí vazby typu Manual Coupling (obrázek 5-8), kde jeden střed je zvolen jako nezávislý objekt a druhý je závislý. U této vazby je povolena pouze rotace kolem osy Z, což je současně osa čepu.



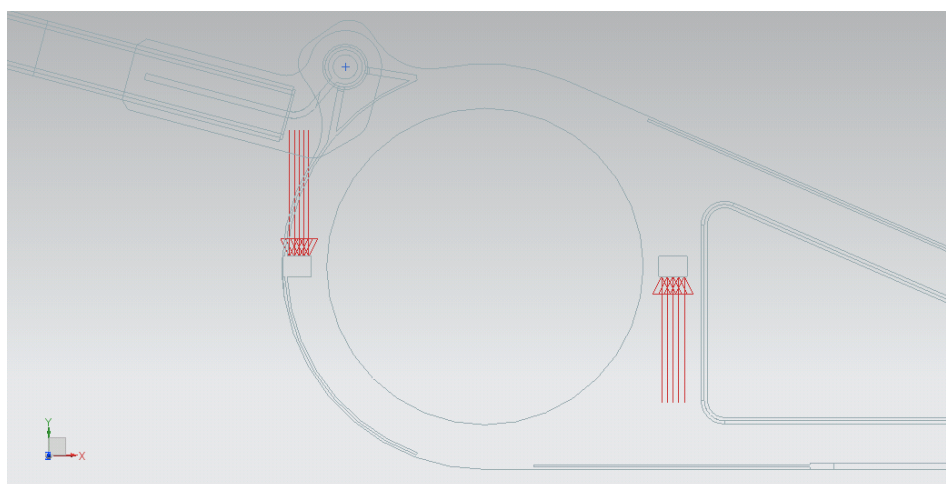
Obrázek 5-8 Nastavení okrajové podmínky pro otočné uložení v místě čepu.

Další okrajové podmínky byly nastaveny na středy domků, které zachytávají reakce a přenášejí síly od utahování (povolování) na svorníky horního bloku reaktoru. Na středy pomocných 1D propojení byly nastaveny okrajové podmínky s volností pohybu rotace kolem osy Z.



Obrázek 5-9 Nastavení okrajových podmínek v domcích záchytu reakce (vlevo: pevné rameno; vpravo: pomocné rameno).

Utahovací (povolovací) moment ve výpočtovém modelu byl nastaven pomocí dvojice sil, působících proti sobě, jak je zobrazeno na obrázku. Momentové podmínky pro silové zatížení jsou popsány v části výpočtu svěrného spoje. Velikost síly vychází 2727 N, pro výpočet byla použita hodnota 3000 N.



Obrázek 5-10 Silové zatížení.

## VÝSLEDKY VÝPOČTU MKP

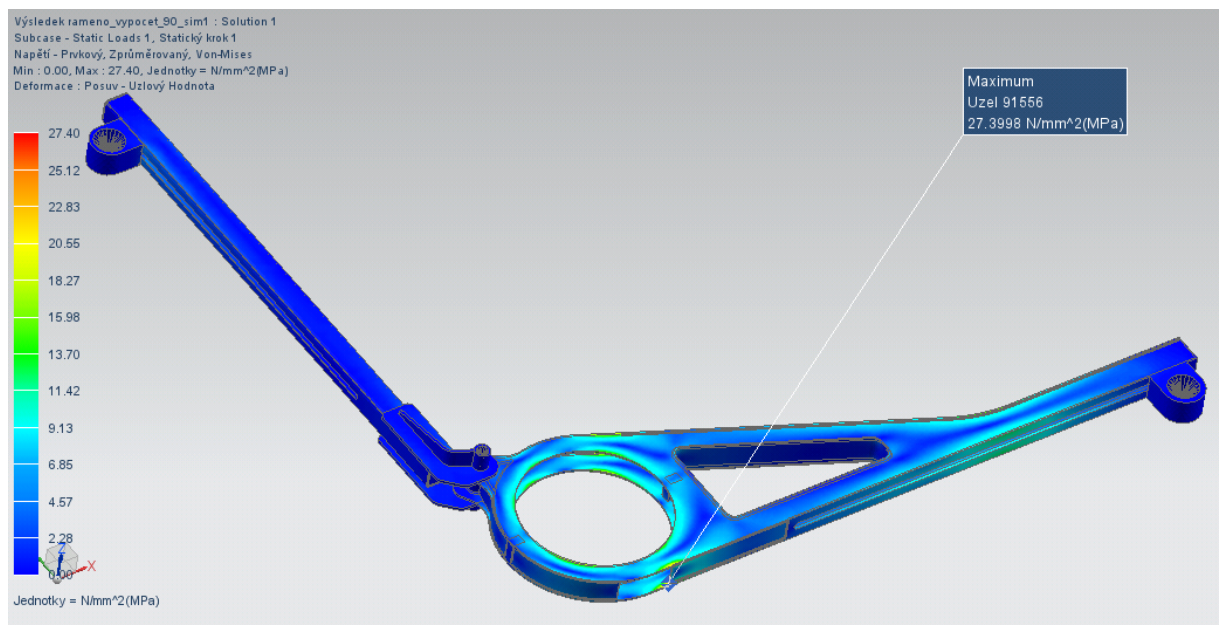
Výpočet byl proveden pro dvě polohy záchytného ramena. Zprvce byl proveden výpočet pro případ natočení pomocného (otočného) ramena vůči hlavnímu (pevnému) rameni o  $90^\circ$ . Zadruhé byl proveden výpočet pro případ natočení pomocného ramena vůči hlavnímu (pevnému) rameni o  $15^\circ$  (nebo  $165^\circ$ ). Poloha  $15^\circ$  byla pro výpočet zvolena, protože se jedná o nejextrémnější polohu, v jaké je utahovací jednotka provozována viz obr. Poloha  $15^\circ$  je z hlediska namáhání nejméně příznivá, protože kvůli malému úhlu natočení pomocného ramene dochází k nepříznivému rozkladu sil reakčních složek. Ačkoliv síly zachycující utahovací moment jsou relativně malé, vznikají zde zároveň velké síly způsobené „příčím“ reakční sestavy. Platí, že čím menší je úhel odklonu ramene, tím dochází k výraznějšímu příčímí reakční sestavy, vzniku větších reakčních sil a z toho důvodu i namáhání. Poloha ramene pod úhlem  $90^\circ$  je oproti tomu nejvíce výhodná pro přenášení reakce od utahování, protože zde nedochází k rozkládání reakčních složek sil do více směrů. Reakční síla na hlavním rameni je k němu přesně kolmá a reakční síla na pomocném rameni je k němu přesně podélná. Tyto dvě extrémní polohy byly pro výpočet zvoleny z důvodu ukázání rozdílu výsledných reakčních sil a celkovému namáhání v závislosti na úhlu natočení reakčního ramene.

Byly jsou provedeny dva výpočty, a to pro následující případy:

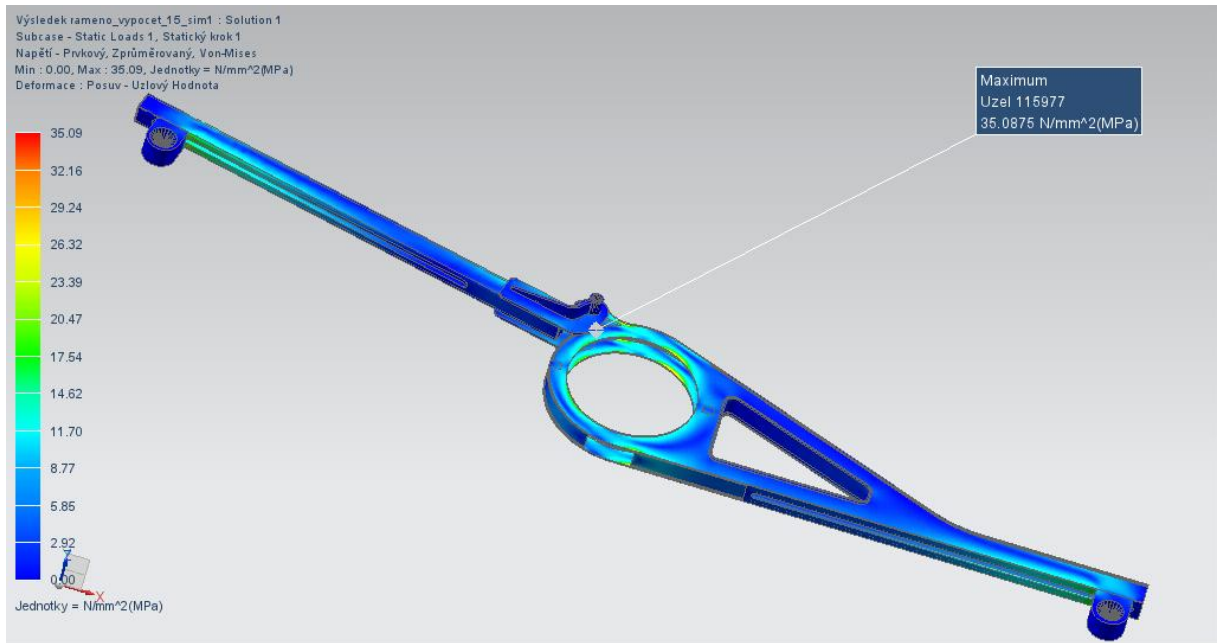
- 1. případ – ramena jsou natočena vůči sobě o  $90^\circ$ ,
- 2. případ – ramena jsou natočena vůči sobě o  $15^\circ$ .

Pro lepší přehled jsou výsledky vždy zobrazeny pod sebou a to tak, že nejdříve je uveden výsledek pro 1.případ a pod ním následuje výsledek pro případ 2.

Na následujících obrázcích jsou zobrazeny výsledky pro napěťový stav. Při porovnání obou výsledků je zřejmý příznivější napěťový stav pro 1. případ.

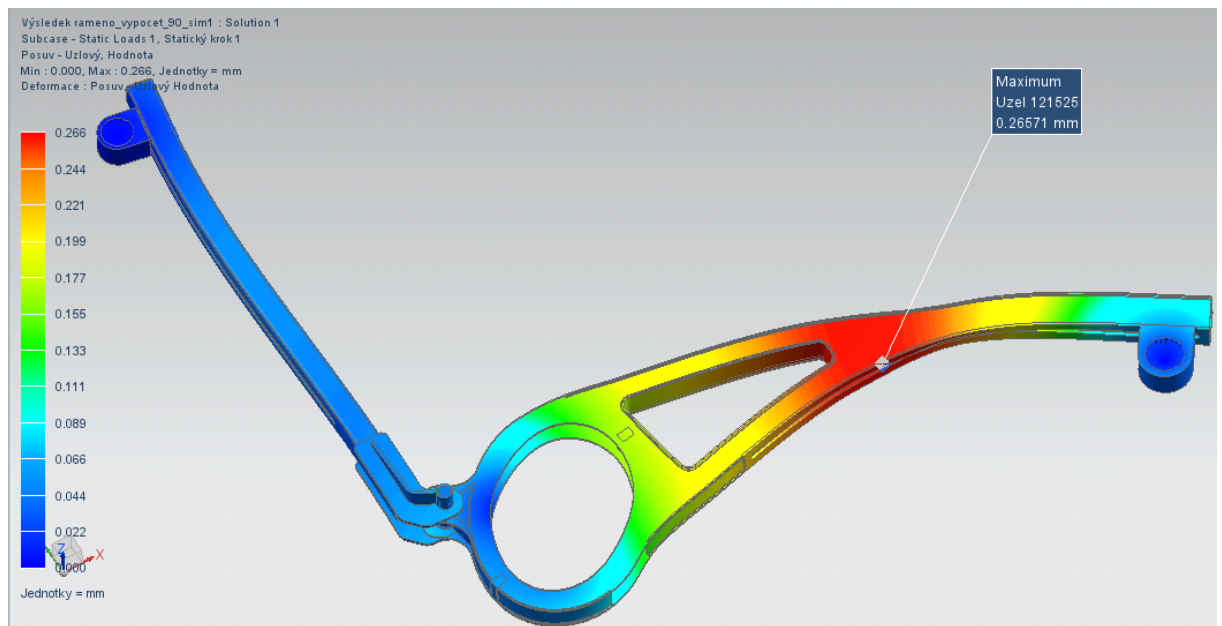


Obrázek 5-11 Napěťový stav 1.případ.

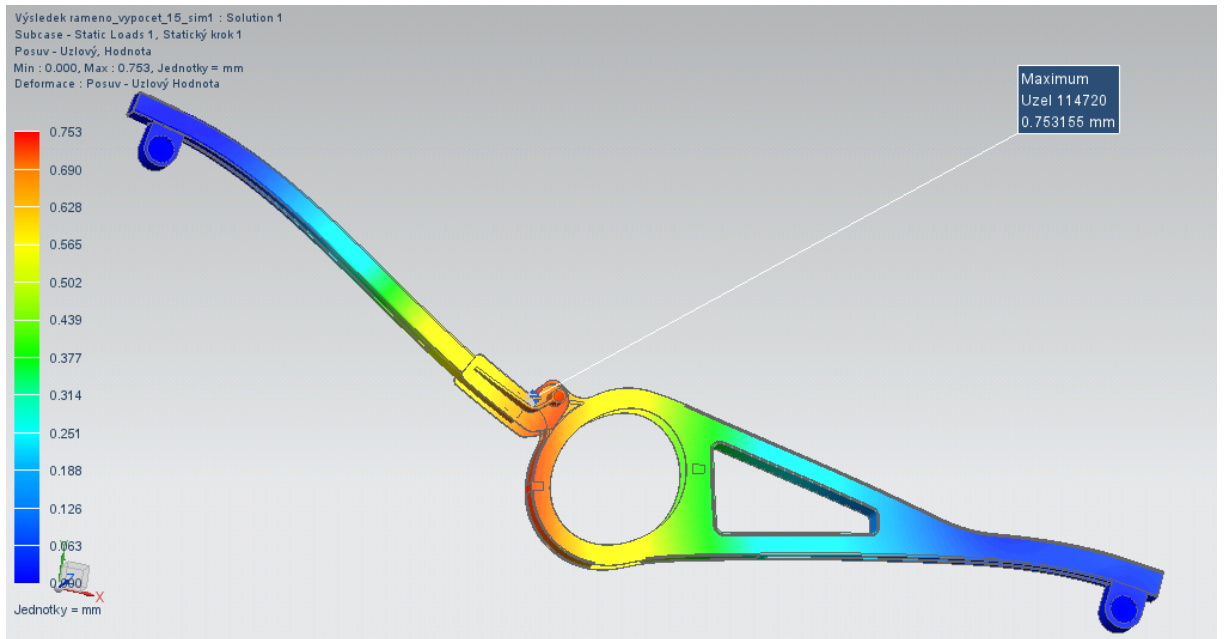


Obrázek 5-12 Napěťový stav 2.případ.

Dále jsou uvedeny výsledky pro deformační stav. Proto aby bylo vidět, jak se model deformuje, jsou zobrazeny výsledky zdeformovaného modelu.

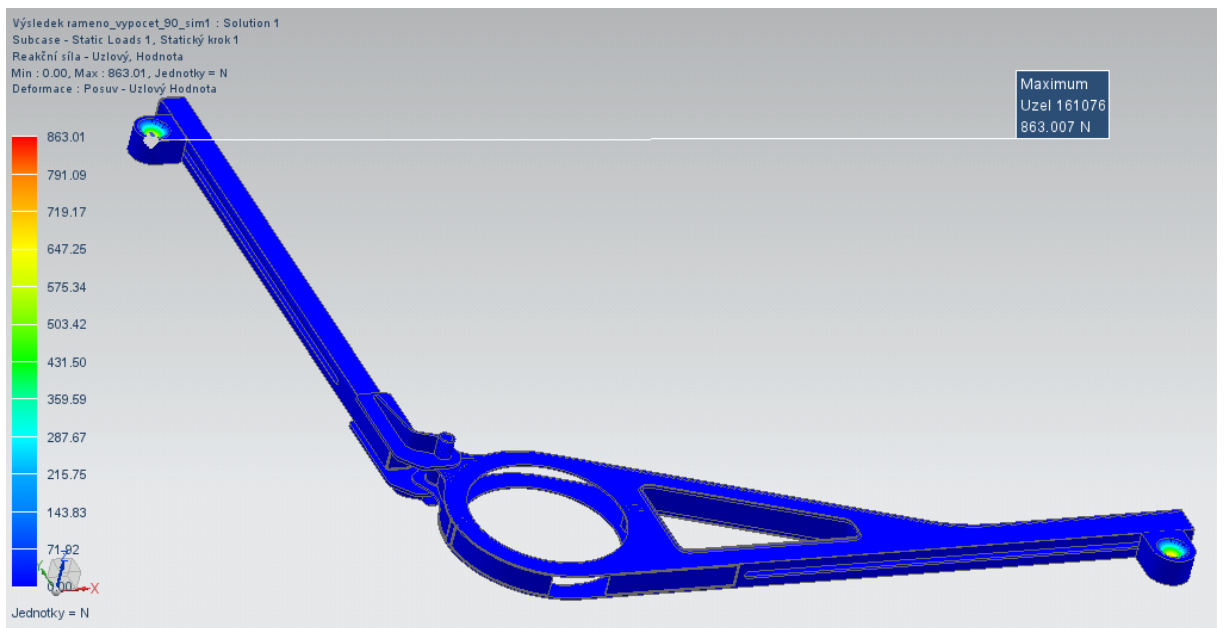


Obrázek 5-13 Deformační stav 1. případ.

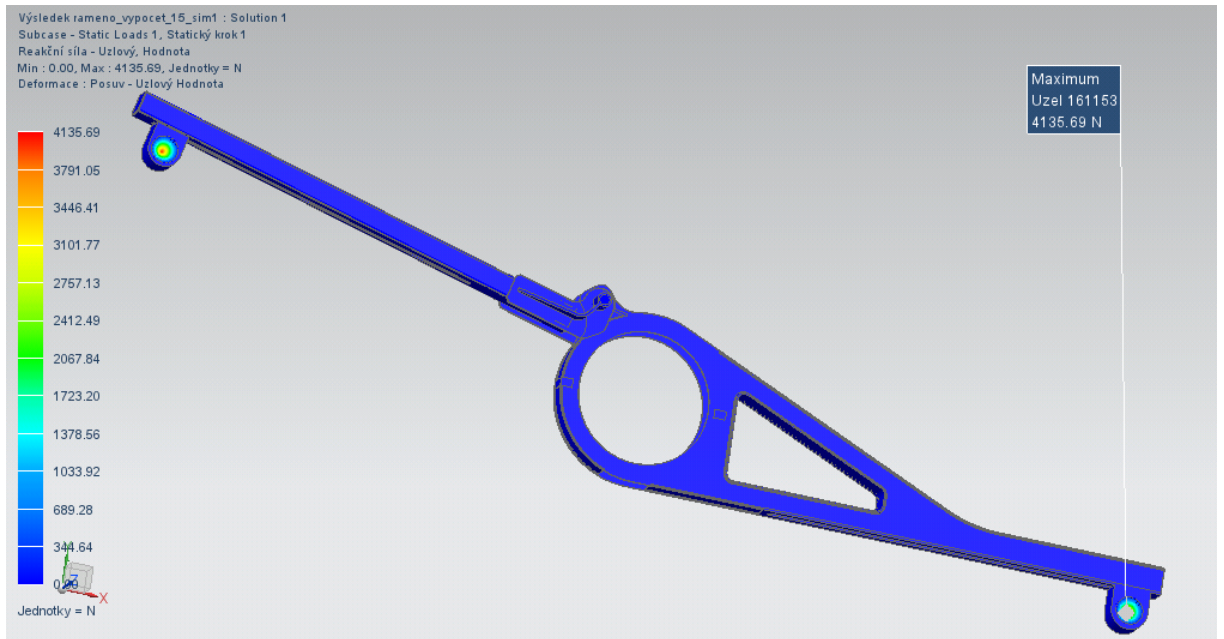


Obrázek 5-14 Deformační stav 2. případ.

Dále následují obrázky, obsahující výsledky reakčních sil.

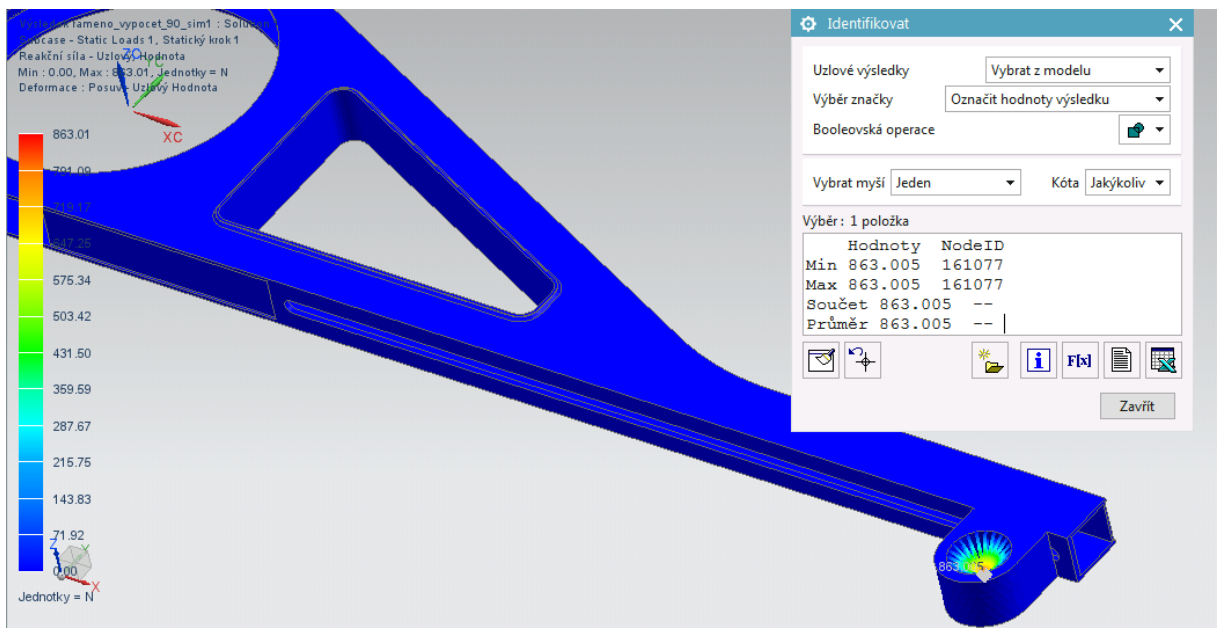


Obrázek 5-15 Výsledná reakční síla 1. případ.

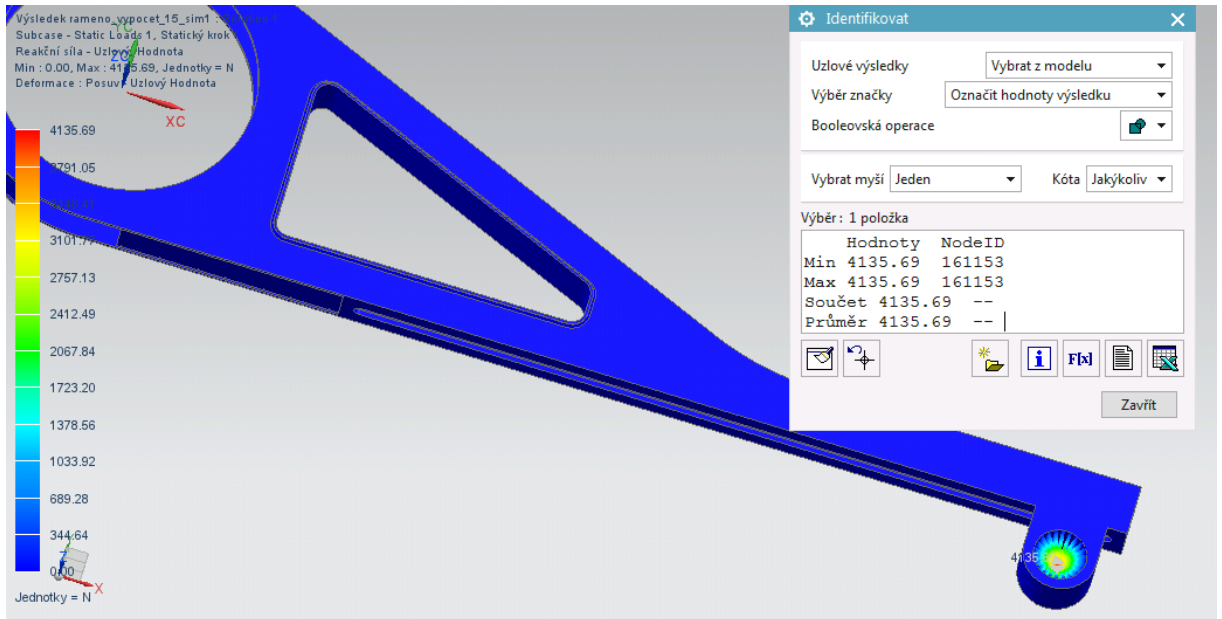


Obrázek 5-16 Výsledná reakční síla 2. případ.

Na následujících obrázcích jsou zobrazeny hodnoty výsledné reakční síly v místě uložení domku pevného ramena. Reakční síly se řádově liší.

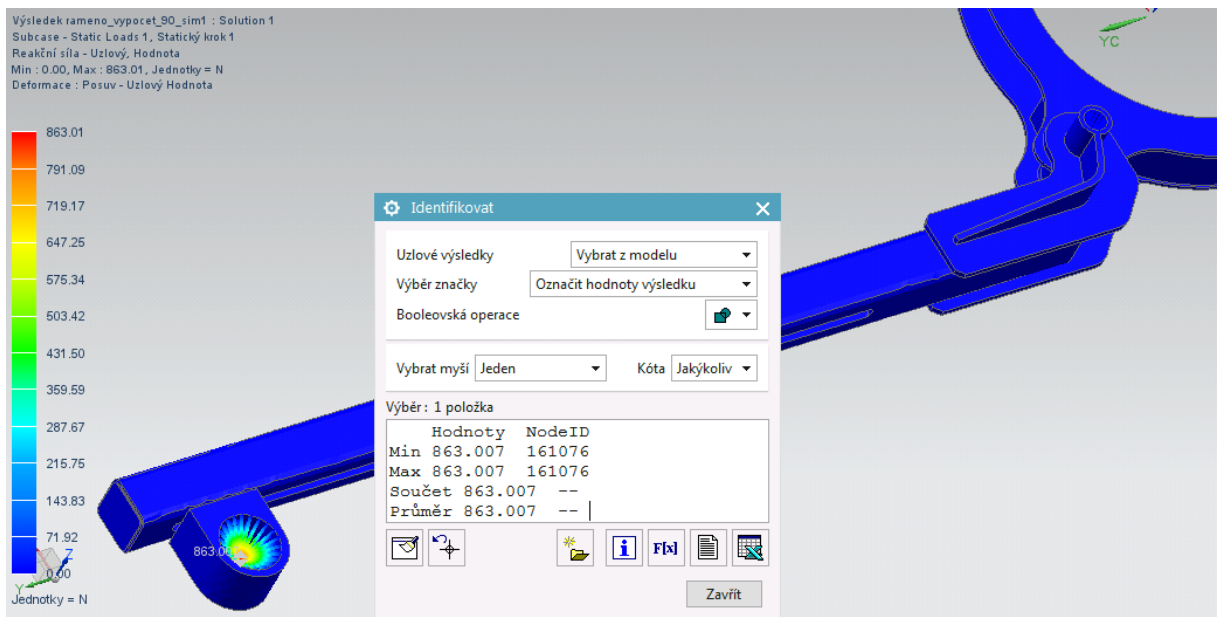


Obrázek 5-17 Reakční síla pevné rameno 1. případ.



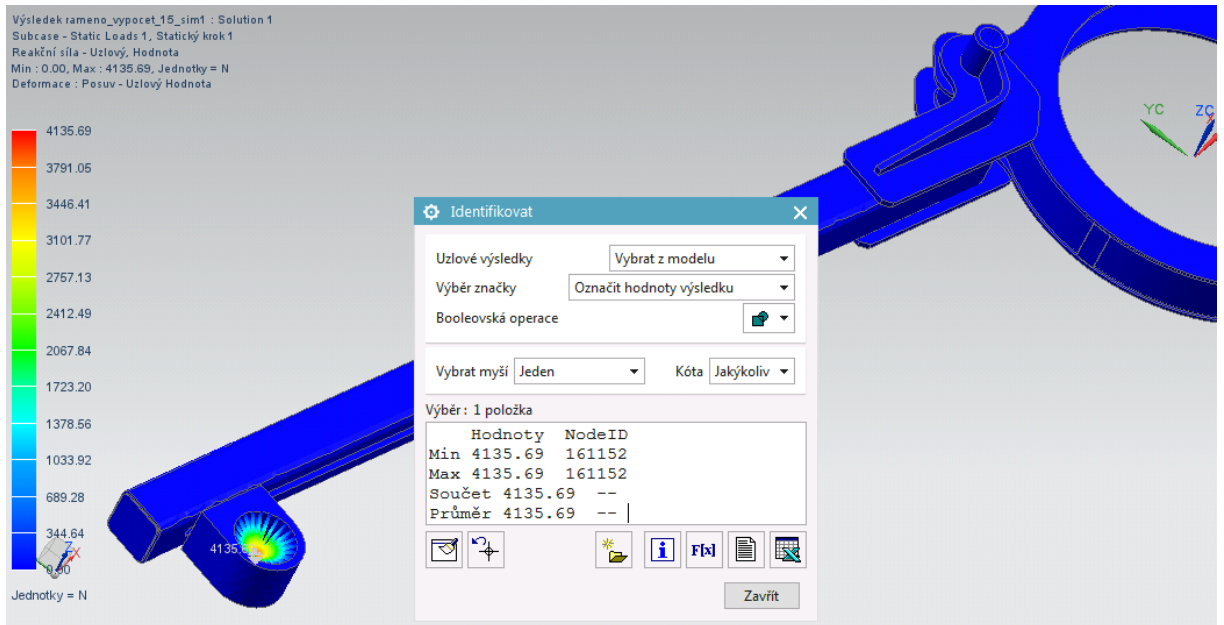
Obrázek 5-18 Reakční síla pevné rameno 2. případ.

Výslednou reakční sílu v místě uložení domku pomocného ramena ukazují následující obrázky.



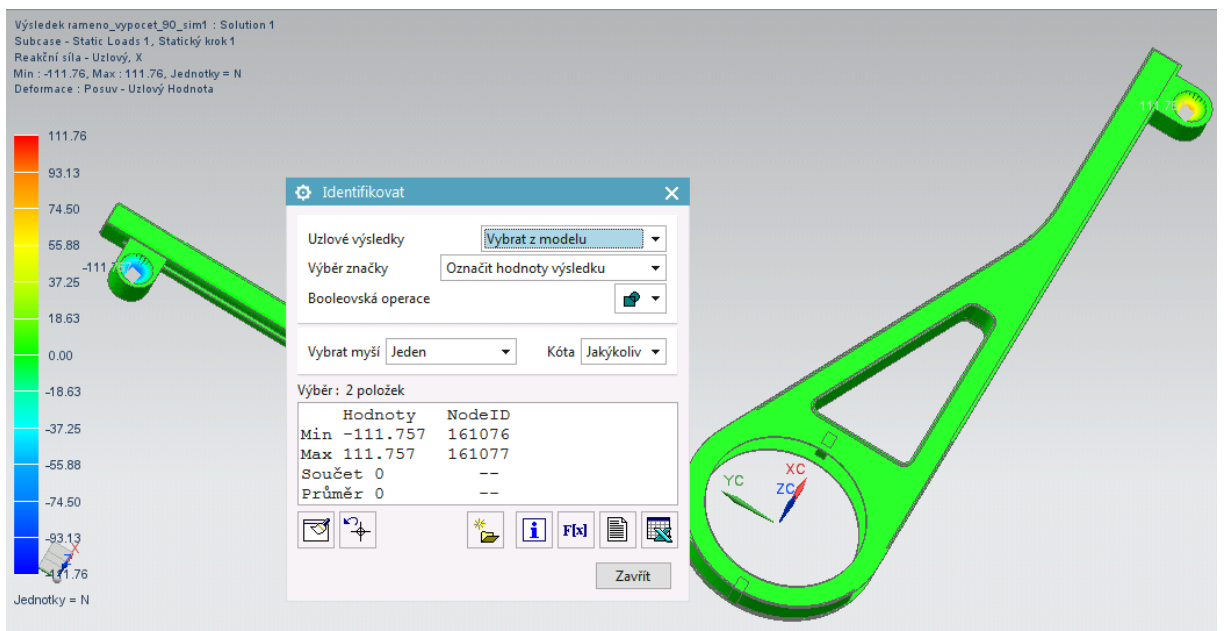
Obrázek 5-19 Reakční síla pomocné rameno 1. případ.



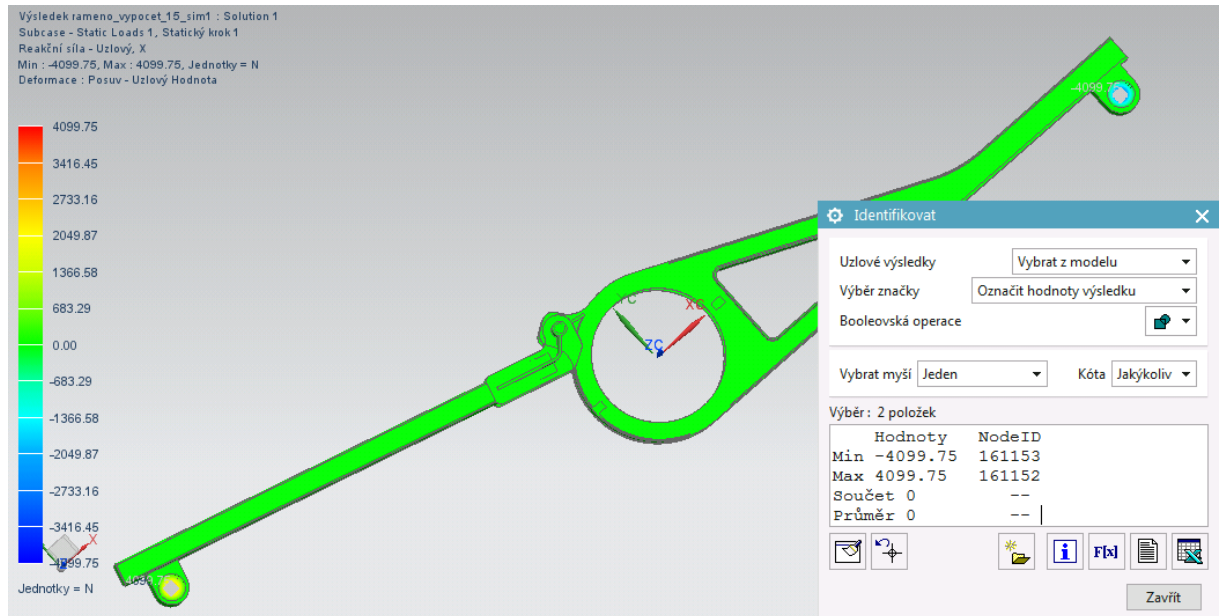


Obrázek 5-20 Reakční síla pomocné rameno 2. případ.

Dále následují výsledky rozložení reakční síly do směru X, Y, a Z.

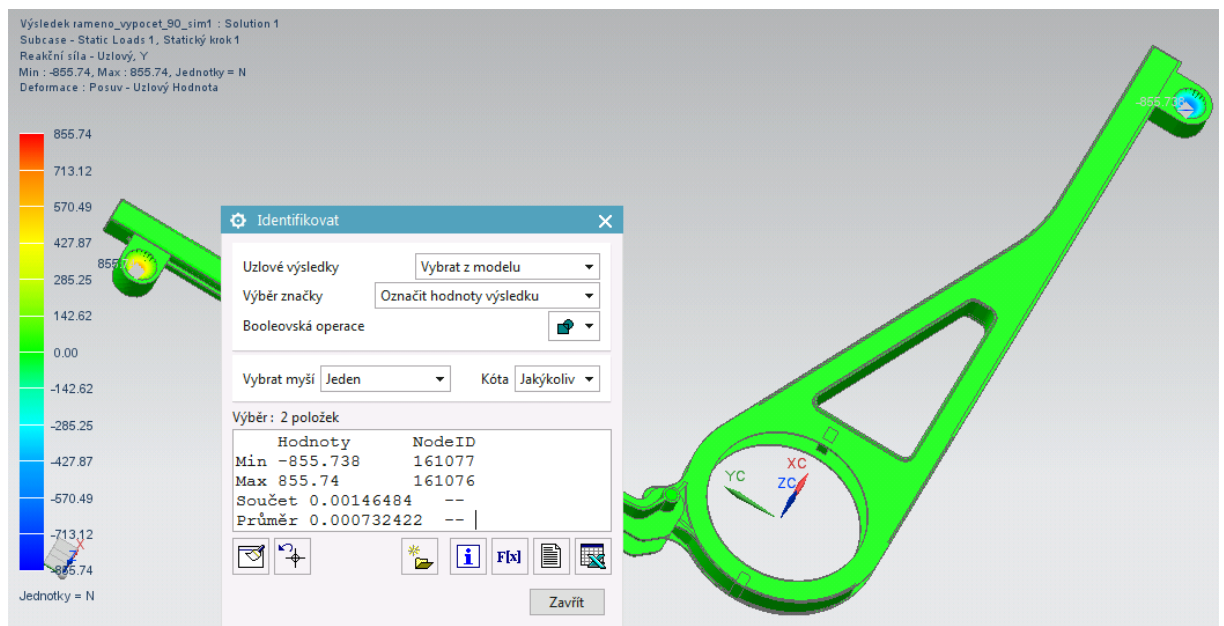


Obrázek 5-21 Složka reakční síly ve směru „X“ 1.případ.

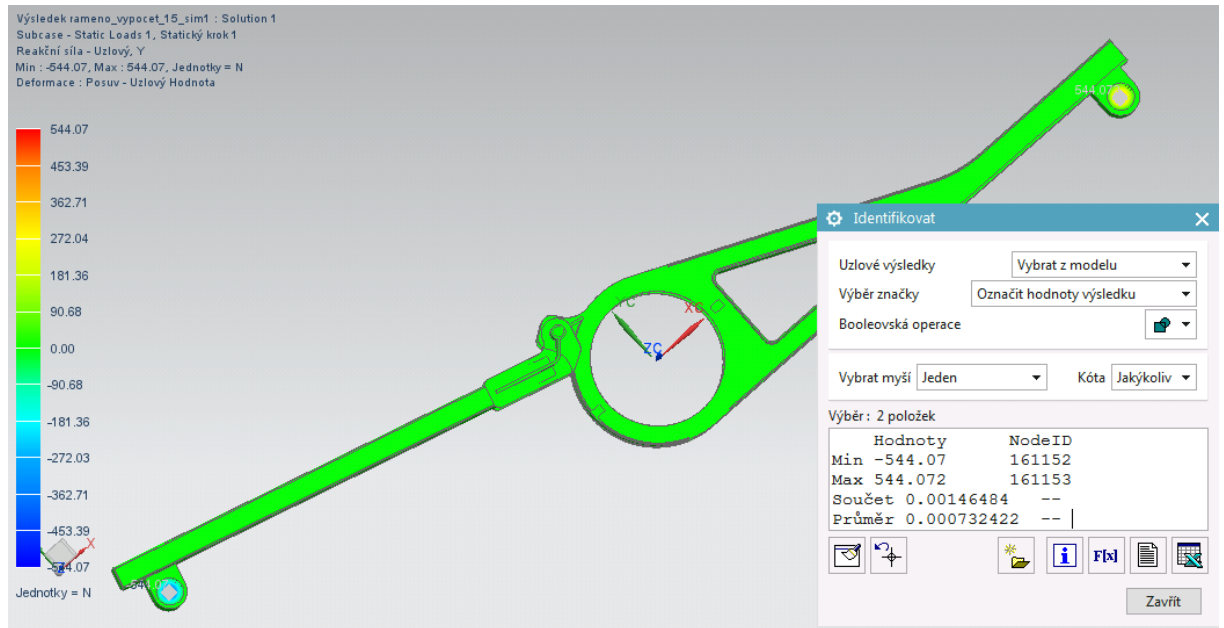


Obrázek 5-22 Složka reakční síly ve směru „X“ 2.případ.

Z obrázků 5-21 a 5-22 je vidět že v 1.případě ve směru osy „X“ v místě uložení domku pomocného ramena působí tlaková síla o velikosti 111,757 N a v místě uložení domku pevného ramena působí tahová síla stejné velikosti. Ve 2.případě naopak v pomocném rameni působí tahová síla a v pevném tlaková o velikosti 4099,75 N.

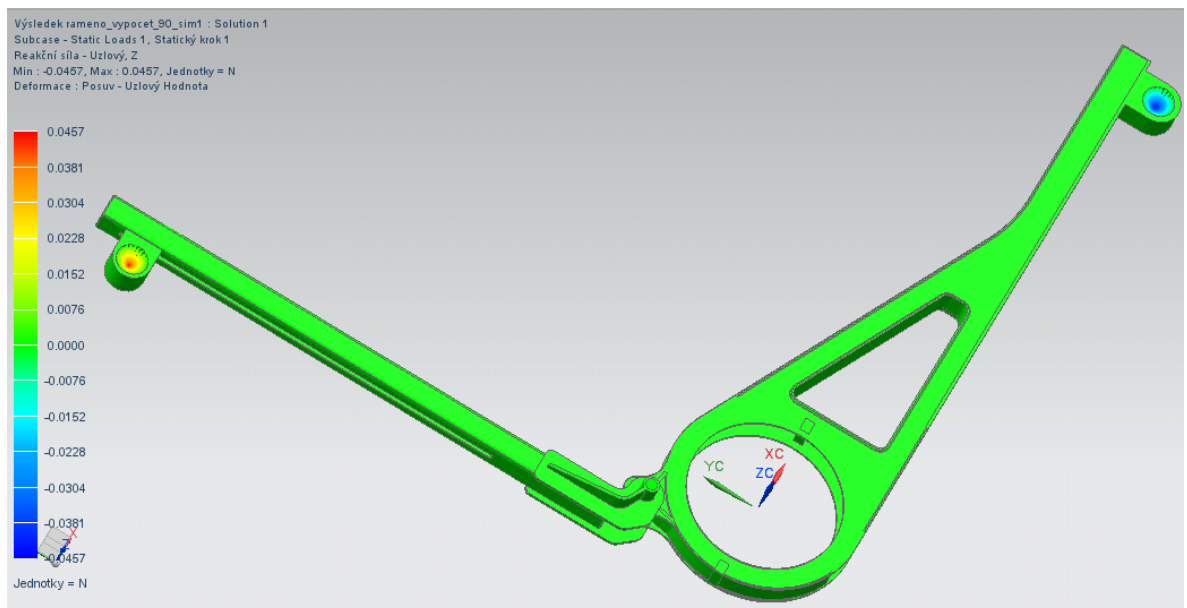


Obrázek 5-23 Složka reakční síly ve směru „Y“ 1.případ.

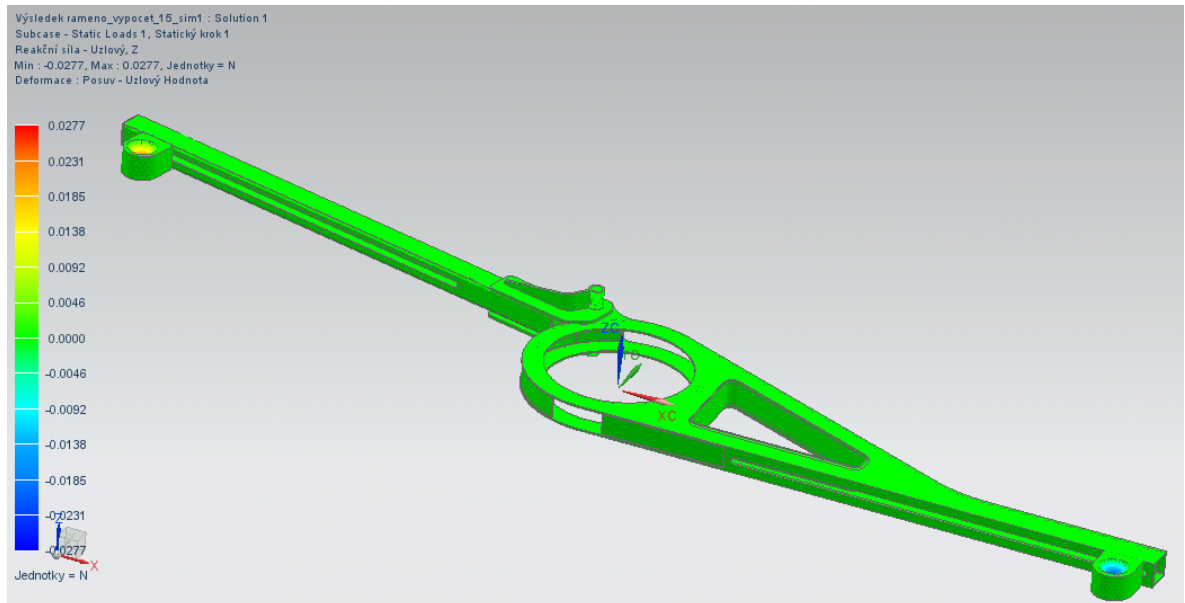


Obrázek 5-24 Složka reakční síly ve směru „Y“ 2.případ.

Z obrázků 5-23 a 5-24 je vidět, že v 1. případě, ve směru osy „Y“, v místě uložení domku pomocného ramena působí tahová síla o velikosti 855,74 N a v místě uložení domku pevného ramena působí tlaková síla stejné velikosti. Ve 2. případě naopak v pomocném rameni působí tlaková síla a v pevném tahová o velikosti 544,07 N.



Obrázek 5-25 Složka reakční síly ve směru „Z“ 1.případ.



Obrázek 5-26 Složka reakční síly ve směru „Z“ 2.případ.

Z obrázků 5-25 a 5-26 je vidět, že pro oba případy je složka reakční síly ve směru osy „Z“ zanedbatelná.

Při porovnání výsledků složek reakční síly ve směrech „X“ a „Y“ pro oba případy lze říct že je v 1. případě největší složka reakční síly ve směru osy „Y“ (855,74 N oproti 111,757 N ve směru osy „X“). Ve 2. případě největší reakční síla působí ve směru osy „X“ (4099,75 N oproti 544,07 N ve směru osy „Y“).

#### ZÁVĚR K VÝPOČTŮM

Výpočty potvrdily, že koncept celé utahovací jednotky je správný. Nejslabším členem přenosové soustavy se ukazují kardanové klouby, u kterých při nouzovém povolování dochází k překročení povoleného namáhání. Doporučuji tento problém řešit vizuální kontrolou dané dvojice kardanových kloubů po každém takovém přetížení.

Výpočty přenosových hřídelí a čtyřhranů potvrdily správnost dimenzování i když za cenu použití pevnějšího materiálu 42CrMo4+QT.

## 6 Závěr

V první části diplomové práce jsou popsány teoretická východiska a cíle. Tato část dává stručný přehled o závitovém spoji, jeho konstrukci a využití. Jsou zde také uvedeny základní poznatky o předepjatém šroubovém spoji a metodách vyvození potřebného předpětí ve šroubovém spoji.

Druhá část diplomové práce seznamuje se současným stavem utahovacího zařízení. Jsou zde prezentována některá konstrukční provedení utahovacího zařízení v současné době dostupná na trhu.

Třetí hlavní část celé diplomové práce je praktická. Přináší nové konstrukční řešení elektrické utahovací jednotky. Součástí každého konstrukčního návrhu je seznámení s problematikou současného technického stavu. Zde je popsáno současné technické řešení a požadavky, potřebné pro splnění zadání diplomové práce. Jako součást každého konstrukčního návrhu jsou zde uvedeny možné koncepční varianty. Vyhodnocením těchto variant došlo k výběru jedné varianty, která je dále postupně rozpracována. U zvolené varianty je popsán postupný vývoj od prvotního k finálnímu konstrukčnímu řešení nové elektrické utahovací jednotky IPM-600 včetně podrobného technického popisu pohonné, utahovací a reakční části.

V praktické části diplomové práce je také zaznamenán postup práce s utahovací jednotkou.

Čtvrtá část diplomové práce řeší pevnostní výpočet utahovací jednotky pro účinky namáhání od utahovacího momentu. Zde jsou zpracované výpočty uzlů přenosu točivého momentu pomocí čtyřhranu, potřebné síly předepnutí svěrného spoje pro záchyt reakce, reakčních sil v ložiskové skříni a také reakčních sil v záchytném rameni.

Přínosem diplomové práce je splnění hlavního cíle, a to vytvoření zařízení s co nejvyšší přídavnou hodnotou pro společnost ŠKODA JS a.s. Výsledná konstrukce utahovací jednotky splňuje zadání a je snadné vyrobitelné (výjimkou je výroba dílu Nosné tyče). Nové konstrukční řešení elektrické utahovací jednotky odstraňuje nedostatky spojené s ručním utahováním přírubového spoje pomocí momentového klíče. Snižuje časovou náročnost procesu utažení (povolení) přírubových spojů, kterých je 61 na horním bloku reaktoru VVER1000. Toto má příznivý účinek z hlediska obdržení dávek záření a také tím se zkracuje doba odstávky elektrárny.

Nově navržená utahovací jednotka IPM-600 umožňuje rovnoměrné utažení (povolení) příruby na jedno nasazení a je aplikovatelná pro všechny přírubové spoje pro spojení hlavice ukazatele polohy regulačního orgánu jaderného reaktoru s pouzdem pohonu na horním bloku reaktoru VVER 1000.

Navržená elektrická utahovací jednotka může najít praktické využití v jaderné energetice, kdy pomůže technikům při montáži a demontáži zvýšit produktivitu jejich náročné práce.

Použití osvědčené konstrukce motoru s převodovkou, již používané na starších utahovacích jednotkách řady EZ společnosti ŠKODA JS a.s., odstraňuje nutnost výběru pohonné jednotky. Navíc, dané pohonné jednotky je možné napojit na skříň s řídicí elektronikou, které jsou také používané na utahovacích jednotkách řady EZ s možností řízení a kontroly utahovacího momentu.

Velmi si cením možnosti spolupráce se společností ŠKODA JS a.s., kdy jsem si v této diplomové práci ověřila celý proces od návrhu konstrukčního řešení, přes výpočtovou část a vlastní konstrukci s využitím konstrukčních programů podpořenou výpočtovými modely.

## 7 Přehled použité literatury

BUREŠ, V. *Části strojů I: části spojovací, hřídele, osy, ložiska a spojky*. Vyd.4. Plzeň: VŠSE, 1988, skripta 227 s.

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části. 1, Spoje, otočná uložení, hřídelové spojky, akumulátory mechanické energie*. Vyd.1. Praha: Computer Press, 1999, 313 s. Edice strojaře. ISBN 80-7226-055-3.

Hřídelové spojky a klouby. *TEA TECHNIK*. [online]. 2015, 36 s. [cit. 2020-07-18]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/katalogy/>

Hydraulické matice. *Atlas Copco* [online]. [cit. 2020-07-17]. Dostupné z: <https://www.atlascopco.com/cs-cz/itba/products/bolt-tightening-solutions/bolt-tensioning/hydraulic-nut>

Chytrý hydraulický klíč RTA. *Atlas Copco* [online]. [cit. 2020-07-17]. Dostupné z: <https://www.atlascopco.com/cs-cz/itba/products/bolt-tightening-solutions/hydraulic-torque-equipment/smart-hydraulic-wrench-rta>

Jak vybrat momentový klíč. Nástroje pro utahování. *Kutil.CZ* [online]. 06.05.2019 [cit. 2020-07-17]. Dostupné z: <https://www.kutil.cz/vyber-naradi/jak-vybrat-momentovy-klic-nastroje-pro-utahovani-x/>

Klíče RT s výstupním čtyřhranem. *Atlas Copco* [online]. [cit. 2020-07-17]. Dostupné z: <https://www.atlascopco.com/cs-cz/itba/products/bolt-tightening-solutions/hydraulic-torque-equipment/square-drive-rt>

Methods of Tightening Threaded Fasteners. *Bolt Science* [online]. [cit. 2020-07-17]. Dostupné z: <https://www.boltscience.com/pages/tighten.htm>

MIČKAL, K., KALENSKÁ E. *Strojnictví; Části strojů: pro učební a studijní obory SOU a SOŠ*. Vyd.1. Praha: Sobotáles, 1995, 220 s. ISBN 80-85920-01-8.

Pistolové rázové utahováky. *DEPRAG* [online]. [cit. 2020-07-17]. Dostupné z: <http://www.deprag.cz/pneumaticke-naradi/pneumaticke-utahovaky-2715/pistolove-razove-2716/>

Pocket Guide to Tightening Technique. *Atlas Copco* [online]. [cit. 2020-07-17]. Dostupné z: [https://www.atlascopco.com/content/dam/atlas-copco/industrial-technique/general/documents/pocketguides/9833864801\\_L.pdf](https://www.atlascopco.com/content/dam/atlas-copco/industrial-technique/general/documents/pocketguides/9833864801_L.pdf)

POSPÍŠIL, F. *Závitová a šroubová spojení*. Vyd.1. Praha: SNTL, 1968, 263 s.

Přímé rázové utahováky. *DEPRAG* [online]. [cit. 2020-07-17]. Dostupné z: <http://www.deprag.cz/pneumaticke-naradi/pneumaticke-utahovaky-2715/prime-razove-2717/>

RUCHAR, M., NADENIK, T., KROJ, L. *Tightening unit EZ 250 for VVER 1000 type reactor pressure vessel head flange joints* [online]. 2010, 28 [cit. 2020-07-17]. Dostupné z: <https://inis.iaea.org/collection/NCLCollectionStore/Public/42/016/42016171.pdf?r=1>

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, Ch.R., BUDYNAS, R.G. *Konstruování strojních součástí*. Vyd.1. Brno: VUTIUM, 2010, xxv,1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic; sv. 3. ISBN 978-80-214-2629-0.

ŠKODA JS a.s., Plzeň, Bolevec, CZ. *Užitný vzor CZ 33111 U1 Přírubový spoj pro spojení hlavice ukazatele polohy regulačního orgánu jaderného reaktoru s pouzdem pohonu*. 2019, 6 s.

ŠMÍDA, F. Industrial Tools Service. *Kouzlo procesu utahování. Řízení a údržba průmyslového podniku* [online]. 08.09.2010 [cit. 2020-07-17]. Dostupné z: <http://udrzbapodniku.cz/hlavni-menu/artikyly/artikul/article/kouzlo-procesu-utahovani/>

VANĚK, V. *Základy konstruování: učební podklady pro cvičení*. Vyd.2. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2014, 107 s. ISBN 978-80-261-0383-7.

Верхний блок и приводы СУЗ АЭС. АИМ [online]. [cit. 2020-07-17]. Dostupné z: <https://apm.ru/the-cps-drives>

Гаечный тип мультинатяжителей Superbolt MJT. ТРИСТАПНБЕСТ [online]. [cit. 2020-07-17]. Dostupné z: <https://www.tsi.com.ua/multinatyazhitel-gaehnogo-tipa>

Гидравлические динамометрические ключи. *Автомеханика*. [online]. [cit. 2020-07-17]. Dostupné z: <https://www.autom.com.ua/ru/articles/hydraulic-torque-wrenches/>

Гидравлические тензорные домкраты шпильконатяжители. *Автомеханика* [online]. [cit. 2020-07-17]. Dostupné z: <https://www.autom.com.ua/ru/articles/tenzornye-domkraty-shpilkonatyazhiteli/>

ИОСИЛЕВИЧ, Г.Б., СТРОГАНОВ, Г.Б., ШАРЛОВСКИЙ, Ю.В., *Затяжка и стопорение резьбовых соединений: Справочник*. Изд.2. Москва: Машиностроение, 1985, 224 с.

## **8 Přílohy**

Přílohy jsou rozděleny na obrazovou přílohu, výkresovou dokumentaci a 3D data utahovací jednotky.

### **8.1 Obrazová příloha**

Příloha č. 1 – CAD model nově navržené elektrické utahovací jednotky IP-600

Příloha č. 2 – CAD model detailu Základny

Příloha č. 3 – CAD model detailu Ložiskové skříně

Příloha č. 4 – CAD model detailu Posuvného mechanismu

Veškeré obrázky použité v této diplomové práci jsou součástí elektronické přílohy diplomové práce na přiloženém DVD ROM ve složce ...\\Prilohy\\Obrazky\\DP.

Veškeré obrázky dokumentující podrobně vybranou variantu utahovací jednotky pro lepší vizualizaci jsou součástí elektronické přílohy diplomové práce na přiloženém DVD ROM ve složce ...\\Prilohy\\Obrazky\\RENDER.

### **8.2 Výkresová dokumentace**

Veškerá výkresová dokumentace je součástí volně vložené přílohy.

Příloha č. 5 – Výkres sestavy – Utahovací jednotka IPM-600 – V01

Příloha č. 6 – Výrobní výkres – Základna – V02

Příloha č. 7 – Výrobní výkres – Nosná tyč – V03

Příloha č. 8 – Výrobní výkres – Ložisková skříň – V04

Příloha č. 9 – Výrobní výkres – Hřídel – V05

Příloha č. 10 – Výrobní výkres – Rameno reakce 1 – V06

Veškerá výkresová dokumentace je součástí elektronické přílohy diplomové práce na přiloženém DVD ROM ve složce ...\\Prilohy\\Vykresy\\IPM600.

### **8.3 3D data utahovací jednotky**

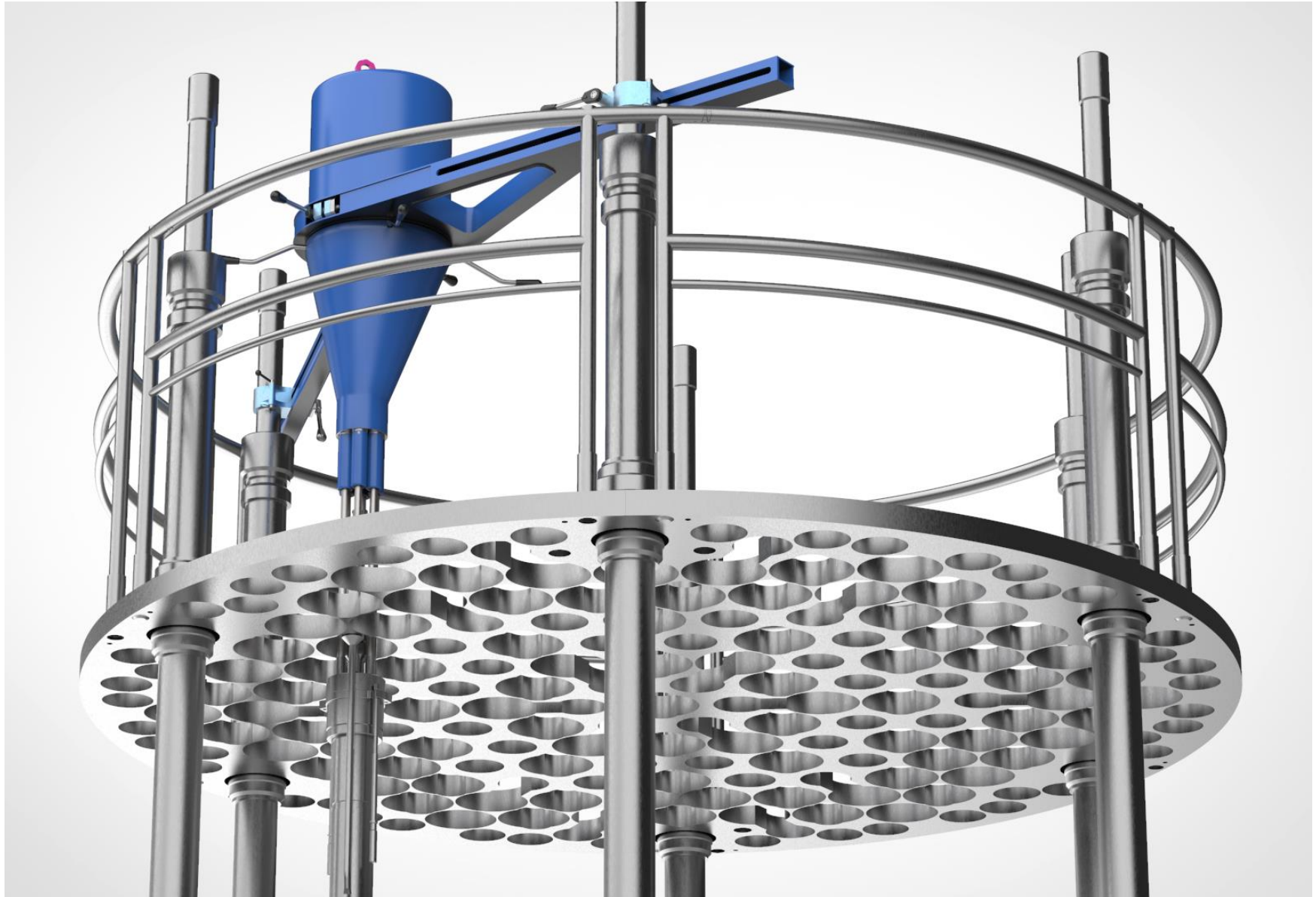
Veškerá 3D data dokumentující utahovací jednotku IPM-600 jsou součástí elektronické přílohy diplomové práce na přiloženém DVD ROM ve složce ...\\Prilohy\\3D\\IPM600.

Veškerá 3D data použité pro pevnostní výpočet MKP jsou součástí elektronické přílohy diplomové práce na přiloženém DVD ROM ve složce ...\\Prilohy\\3D\\MKP\_vypocty.



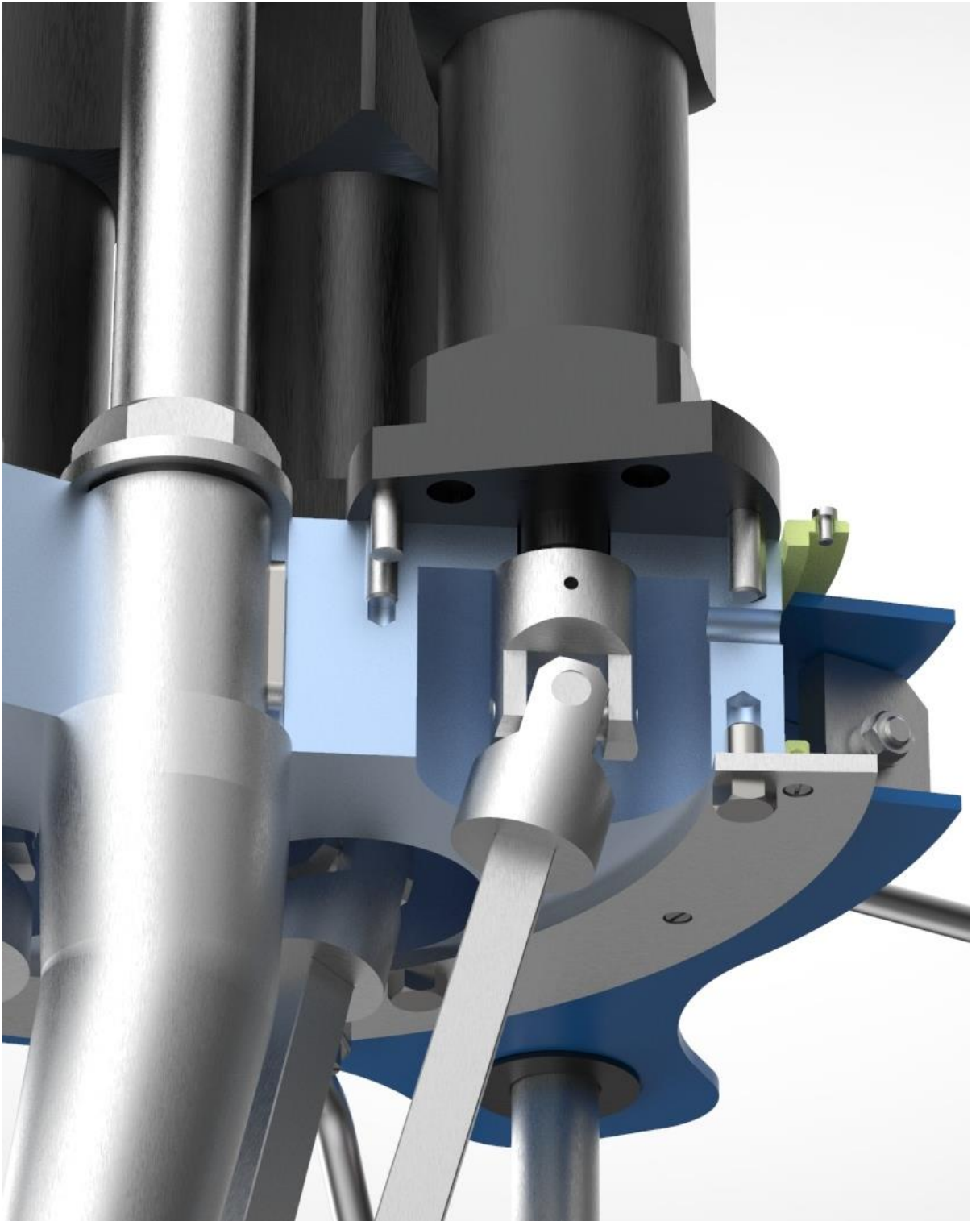
## **PŘÍLOHA č. 1**

### **CAD model nově navržené elektrické utahovací jednotky IPM-600**



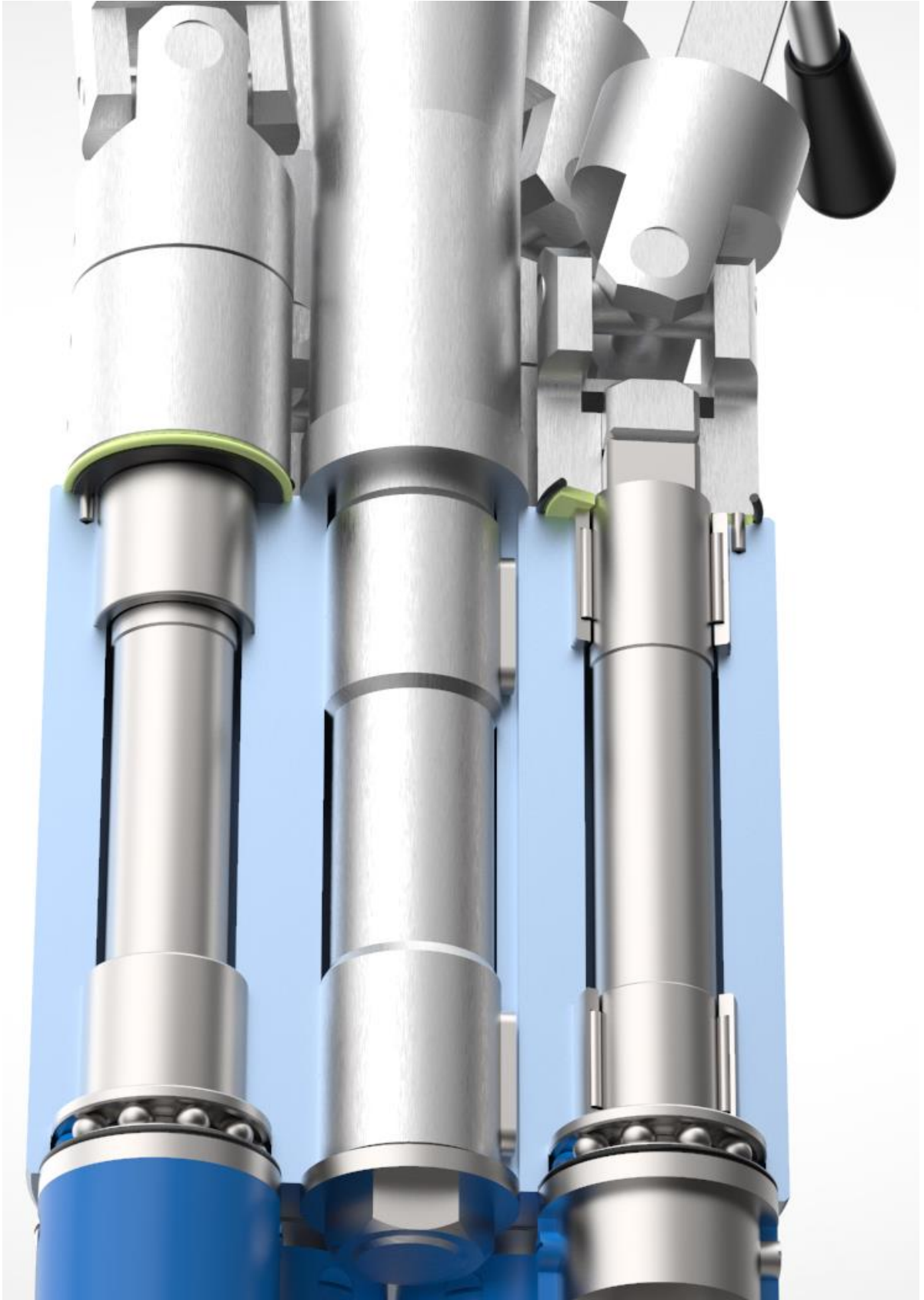
## **PŘÍLOHA č. 2**

### **CAD model detailu Základny**



## **PŘÍLOHA č. 3**

### **CAD model detailu Ložiskové skříně**



## **PŘÍLOHA č. 4**

### **CAD model detailu Posuvného mechanismu**

