



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ENERGETICKÝ ÚSTAV**

ENERGY INSTITUTE

**ÚPRAVA HYDRAULICKÉ ČÁSTI PLUNŽROVÉHO  
ČERPADLA NA VYŠŠÍ TLAKY**

HYDRAULIC PART OF PLUNGER PUMP ADJUSTMENT FOR HIGHER PRESSURES

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Petr Dvořák**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**doc. Ing. Vladimír Habán, Ph.D.**

**BRNO 2018**





# Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav  
Student: **Bc. Petr Dvořák**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Fluidní inženýrství  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Vladimír Habán, Ph.D.**  
Akademický rok: 2017/18

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

## Úprava hydraulické části plunžrového čerpadla na vyšší tlaky

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Plunžrová čerpadla spadají do skupiny objemových čerpadel. Využívají se pro čerpání kapalin do nejvyšších tlaku, při malých průtocích. V rámci diplomové práce bude provedena úprava současného čerpadla AQL 80 s maximálními tlaky do 30 MPa na čerpadlo do maximálních tlaku 150 MPa. V rámci diplomové práce bude proveden kontrolní výpočet namáhání kritických součástí čerpadla, primárně pro variantu průměru plunžrů 20 mm.

### Cíle diplomové práce:

Pevnostní výpočet tělesa čerpadla, těles ucpávek a návrh ventilů.

Kontrola pevnosti šroubů na přírubách ventilů a ucpávek.

Řešení ventilů, vyloučení kavitace v prostoru sacích ventilů.

### Seznam doporučené literatury:

VARCHOLA, M.: Objemové - hydrostatické čerpadlá. Bratislava: Strojnícka fakulta STU, 2003.

VLK, M.: Mezní stavy a spolehlivost. VUT FS Brno, 1991.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

---

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

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

## **Abstrakt**

První část diplomové práce se zabývá hydrostatickými čerpadly obecně. Druhá část se zabývá již konkrétněji plunžrovými čerpadly s klikovým mechanismem. Ve třetí části jsou uvedeny základní vztahy pro výpočet plunžrového čerpadla s klikovým mechanismem. V poslední části je proveden pevnostní výpočet navrhnuté hydraulické části plunžrového čerpadla pomocí metody konečných prvků v programu ANSYS. Dále je zde vypočtena životnost šroubů. Na konci této části je proveden výpočet proudění v programu ANSYS Fluent v oblasti sacího ventilu.

### **Klíčová slova:**

plunžr, vysokotlaké čerpadlo, pevnostní výpočet, výpočet proudění, životnost

## **Abstract**

First part of the master thesis is about displacement pump. Second part is about power plunger pumps. In the third part are equations for power plunger pumps. In the last part the strength calculation of the proposed hydraulic part of the plunger pump was performed using the finite element method in ANSYS. The screw fatigue life is also calculated here. At the end of this section, ANSYS Fluent flow calculation is performed in the suction valve area.

### **Key words:**

plunger, high pressure pump, stress analysis, flow analysis, fatigue life

## **Bibliografická citace**

DVOŘÁK, P. Úprava hydraulické části plunžrového čerpadla na vyšší tlaky. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 72 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Vladimír Habán, Ph.D..

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Úprava hydraulické části plunžrového čerpadla na vyšší tlaky vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce s použitím odborné literatury a zdrojů uvedených v seznamu použitých zdrojů.

V Brně dne 24. května 2018

-----

Podpis

## **Poděkování**

Děkuji tímto vedoucímu diplomové práce doc. Vladimíru Habánovi, za cenné rady a vedení při psaní diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat pracovníkům firmy AQ PUMPY za jejich odborné rady ohledně plunžrových čerpadel. Poděkování patří také mé rodině za podporu během celého studia.

<b>Úvod .....</b>	<b>11</b>
<b>1 Hydrostatická čerpadla .....</b>	<b>12</b>
1.1 Zařazení hydraulických čerpadel.....	12
1.2 Základní vztahy hydrostatických čerpadel při bezztrátovém režimu. .....	13
1.3 Ztráty v hydrostatickém čerpadle.....	14
1.4 Další druhy hydraulických strojů .....	16
<b>2 Plunžrová čerpadla .....</b>	<b>18</b>
2.1 Zařazení plunžrových čerpadel.....	18
2.2 Části plunžrového čerpadla .....	19
2.2.1 Hydraulická část plunžrového čerpadla .....	19
2.2.2 Mechanická část.....	21
2.3 Princip práce hydraulické části plunžrového čerpadla .....	22
2.4 Ztráty v plunžrovém čerpadle .....	25
2.5 Uspořádání plunžrů.....	25
2.6 Využití vysokotlakých čerpadel v technické praxi .....	25
<b>3 Výpočet plunžrového čerpadla s klikovým mechanismem .....</b>	<b>27</b>
3.1 Základní výpočty plunžrového čerpadla .....	27
3.2 Kontrolu šroubů.....	30
3.2.1 Vztahy pro výpočet šroubů při statickém zatížení .....	30
3.2.2 Vztahy pro kontrolu životnosti šroubů při harmonickém namáhání.....	30
<b>4 Praktická část .....</b>	<b>34</b>
4.1 Výpočet základních parametrů plunžrového čerpadla.....	35
4.2 Pevnostní výpočet hydraulické části plunžrového čerpadla.....	38
4.2.1 Výpočet klece na sání .....	38
4.2.2 Výpočet klece na výtlaku.....	47
4.2.3 Výpočet ventilů .....	49
4.2.4 Výpočet ucpávky .....	51
4.2.5 Výpočet napjatosti tělesa .....	53

<b>4.3</b>	<b>Kontrola šroubů.....</b>	<b>56</b>
4.3.1	Kontrola šroubu na přírubě ventilu při cyklickém namáhání .....	57
4.3.2	Kontrola šroubu na přírubě ucpávky při cyklickém namáhání .....	63
<b>4.4</b>	<b>Výpočet proudění.....</b>	<b>64</b>
<b>Závěr</b>	<b>.....</b>	<b>68</b>
<b>Seznam použitých zdrojů</b>	<b>.....</b>	<b>70</b>
<b>Seznam použitých symbolů</b>	<b>.....</b>	<b>71</b>



## Úvod

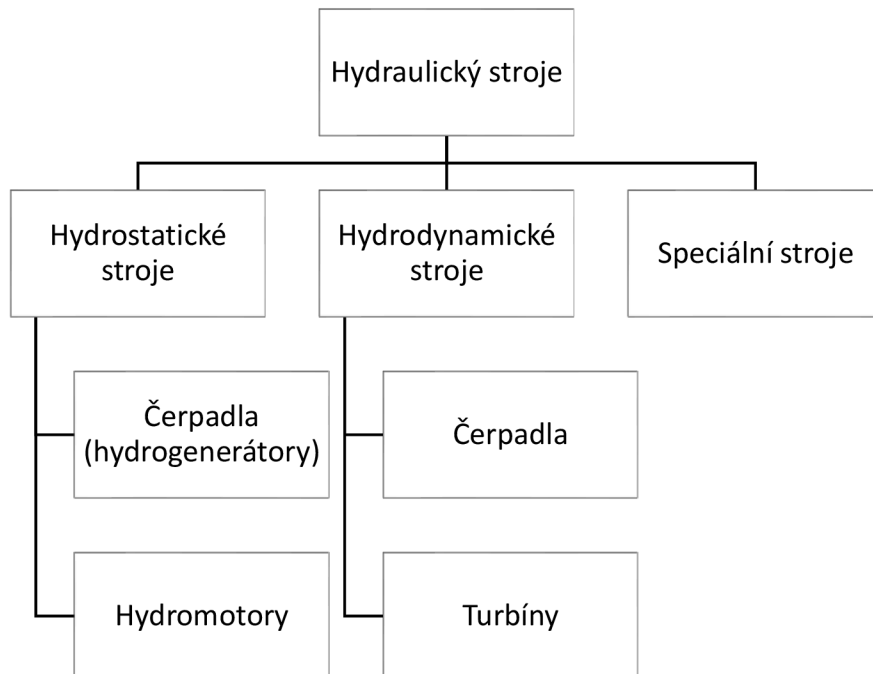
Plunžrové čerpadlo vynalezl roku 1675 sir Samuel Moreland. Zatímco pístové čerpadlo s koženým těsněním bylo používáno už ve starověku, Moreland jako první použil plunžr a ucpávku k vytlačení kapaliny. Historie vysokotlakých čerpadel v USA souvisí převážně s ropným průmyslem. Dnes se plunžrová čerpadla uplatňují v těžkém průmyslu jako pohony lisů, v hutnictví pro vysokotlaký ostřík okují, v oblastech souvisejících petrochemickým průmyslem, při testování materiálu, odstraňování nátěrů a řezání mnoha materiálů. Plunžrová čerpadla s klikovým mechanismem se dnes vyrábějí do tlaků 400 MPa.

Cílem této práce je návrh hydraulické části plunžrového čerpadla s klikovým mechanismem pro tlaky do 150 MPa, kterou je možné propojit s již navrženou mechanickou částí čerpadla AQL 80. V práci je proveden pevnostní výpočet tělesa hydraulické části čerpadla včetně vnitřních součástí (kuželky, sedla, klece). Dále jsou počítány šrouby přírub ventilů a ucpávek na únavové namáhání. Na závěr je stanoven potřebný tlak na vstupu do sacího ventilu, aby nedošlo ke kavitaci.

# 1 Hydrostatická čerpadla

## 1.1 Zařazení hydraulických čerpadel

Hydrostatická čerpadla jsou druhem hydraulického stroje, u kterého dochází k přímé přeměně většinou mechanické energie na energii tlakovou kapaliny. Rozdělení hydraulických strojů podle principu činnosti je na obrázku (1). [1]



Obrázek 1 Rozdělení hydraulických strojů podle principu činnosti [1]

Energie se v hydrostatickém čerpadle přenáší působením pracovního prvku (píst, lamela, zub, plunžr,..) na pracovní kapalinu. U hydrostatických čerpadel se většinou mechanická energie přivedená nejčastěji na vstupní hřídel převádí v pracovním prostoru čerpadla na tlakovou energii kapaliny. Mechanickou energii v takovém případě charakterizují kroutící moment a otáčky. Tlakovou energii kapaliny charakterizují rozdíl tlaků a výstupní průtok. V praxi se nicméně používají i hydrostatická čerpadla, u kterých vstupní energií, místo mechanické, může být opět hydrostatická energie jiné, nebo dokonce té samé tekutiny (tzv. multiplikátory), případně mechanická energie může být na pracovní prvek přenášena jinak, než rotací vstupní hřídele (např. ruční pumpy). [1,4,10]

Většina hydrostatických čerpadel může pracovat jako hydromotory. Stejně tak mohou hydromotory pracovat jako čerpadla. Rozdíl mezi hydromotorem a hydrostatickým čerpadlem je pouze ve směru přeměny energie. V hydromotorech se mění tlaková energie kapaliny na mechanickou energii. [4]

Pro zajištění funkčnosti hydrostatických čerpadel je důležité co možná nejdokonalejší hydraulické oddělení vstupního a výstupního prostoru čerpadla. Z důvodu jejich charakteristické činnosti, při které periodicky prochází čerpadlem určitý objem kapaliny, se hydrostatická čerpadla nazývají také jako čerpadla objemová. [1]

Hydrostatická čerpadla určená pro zvyšování tlaku v kapalině musí být v praktických aplikacích vždy opatřena pojistným prvkem zabraňujícím překročení maximálního konstrukčního, případně provozního tlaku čerpadla, případně hydraulického systému. Většinou se k tomuto účelu používají pojistné ventily. Při uzavření výtlačného řadu čerpadla vzroste tlak na výstupu z čerpadla teoreticky na nekonečně vysokou hodnotu. Pojistný ventil se otevře při zvýšení tlaku nad únosnou mez a tím zabrání zničení součástí čerpadla, destrukci výtlačného řadu nebo přetížení motoru. [1,10]

Hydraulická část čerpadla musí ve většině případů být hermeticky oddělena od části mechanické. Pouze v případě čerpání čistých, dostatečně mazivých a neagresivních kapalin je možné spojit hydraulickou a mechanickou část čerpadla do jednoho monobloku. [1]

U hydrostatických čerpadel s přímočarým vratným pohybem (pístová, plunžrová) dále čerpadla rozdělujeme na jednočinná a dvojčinná:

Jednočinné čerpadlo v průběhu jednoho dvojzdvihu (pracovního cyklu) pracovní kapalinu nejprve nasává (neúčinný zdvih) a poté vytlačuje (účinný zdvih). Z pohledu dopravy kapaliny je polovina pracovního cyklu nevyužitá. [2]

U dvojčinného čerpadla je pracovní prostor rozdělen většinou pístem na dvě části. Obě části musí mít svůj vlastní sací a výtlačný ventil. Při jednom zdvihu pístu proběhne v jedné části čerpadla sání a ve druhé části výtlač. Využití pracovního cyklu je úplné. Nevýhodou je složitější konstrukce a nutnost dvojnásobného počtu samočinných ventilů. [2]

## 1.2 Základní vztahy hydrostatických čerpadel při bezztrátovém režimu

Geometrický objem je základním parametrem každého hydrostatického čerpadla. Je to objem pracovního prostoru čerpadla odpovídající jedné otáčce nebo jednomu zdvihu. Mnohá čerpadla jsou z praktických důvodů vybavena redukční mechanickou převodovkou. V takovém případě se jednou otáčkou myslí 1 otáčka té části mechanismu, která přímo pohání pracovní elementy čerpadla. [4,10]

Teoretický výkon přenášený v hydrostatickém čerpadle je roven [4]:

$$P_t = Q_t \cdot \Delta p \quad (1)$$

$P_t$  – teoretický výkon [W]

$Q_t$  – teoretický průtok kapaliny [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$\Delta p$  – tlakový spád [Pa]

Teoretický průtok hydrostatického čerpadla je roven:

$$Q_t = V_g \cdot n \quad (2)$$

$V_g$  – geometrický objem [ $\text{m}^3$ ]

$n$  – otáčky hřídele čerpadla, případně počet zdvihů [1/s]

Úhlová rychlost

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad (3)$$

$\omega$  – úhlová rychlost [rad/s]

Teoretický krouticí moment rotačního pohybu

$$M_t = \frac{P_t}{\omega} \quad (4)$$

$M_t$  – teoretický moment [N.m]

Z předchozích rovnic lze odvodit vztah pro hydrostatické čerpadlo poháněné rotačním pohybem

$$M_t = \frac{V_g}{2 \cdot \pi} \cdot \Delta p \quad (5)$$

$$\Delta p = \frac{2 \cdot \pi}{V_g} \cdot M_t \quad (6)$$

U převážné většiny objemových čerpadel, u kterých platí, že  $V_g = \text{konst.}$  (existují ale i čerpadla s proměnlivou hodnotou  $V_g$ , např. čerpadla dávkovací s proměnnou délkou zdvihu, nebo axiální plunžrová čerpadla s proměnným úhlem naklonění desky apod.) pak z rovnice (2) plyne závěr, že průtok objemovým čerpadlem je přímo úměrný jeho otáčkám a z rovnice (6) plyne závěr, že tlak čerpadla je přímo úměrný vstupnímu krouticímu momentu. [10]

### 1.3 Ztráty v hydrostatickém čerpadle

V reálném hydrostatickém čerpadle dochází vedle záměrné přeměny energie i ke ztrátám energie. Skutečné výstupní parametry se proto liší od teoretických. Ztráty v hydrostatickém čerpadle se dělí na ztráty hydraulické, mechanické a objemové. [4]

**Objemové (průtokové) ztráty** jsou způsobeny průsakem kapaliny netěsnostmi mezi pracovními prvky, nedostatečným zaplňováním pracovního prostoru, stlačitelností těsnících prvků ventilů a ucpávek, stlačitelností kapaliny a pohlčenými plyny v kapalině. Součet těchto ztrát se označuje jako ztrátový průtok. [4]

Skutečný průtok je menší než průtok teoretický o hodnotu ztrátového průtoku.

$$Q = Q_t - Q_z \quad (7)$$

$Q$  – skutečný průtok [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$Q_z$  – ztrátový průtok [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

Objemová (průtoková) účinnost čerpadla

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_t} = \frac{Q_t - Q_z}{Q_t} = 1 - \frac{Q_z}{Q_t} \quad (8)$$

$\eta_o$  – objemová účinnost čerpadla [-]

**Mechanické ztráty** způsobuje třecí odpor mechanických částí čerpadla. [4]

**Hydraulické ztráty** se dělí na třecí a místní ztráty. Třecí ztráty vznikají při obtékání technologicky drsných ploch průtočného prostoru čerpadla vazkou kapalinou. Místní ztráty jsou způsobeny náhlou změnou směru proudění kapaliny nebo změnou průtočného průřezu. U hydrostatických čerpadel jsou hydraulické ztráty vzhledem k mechanickým a objemovým ztrátám zanedbatelné. Dále platí, že krouticí moment se v hydrostatickém čerpadle mění na tlak. Z těchto důvodů se hydraulické ztráty zahrnují do ztrát mechanických a jsou nazývány jako ztráty tlakové. [3,4]

Celkový ztrátový moment tlakových ztrát je rozdíl mezi teoretickým a skutečným momentem na hřídeli čerpadla. Při stejném tlakovém spádu mezi vstupem a výstupem čerpadla bude potřebný moment na hřídeli větší než moment teoretický. [4]

$$M = M_t + M_z \quad (9)$$

$M$  – skutečný moment [N.m]

$M_z$  – ztrátový moment [N.m]

Tlaková účinnost čerpadla

$$\eta_p = \frac{M_t}{M} = \frac{M_t}{M_t + M_z} = \frac{1}{1 + \frac{M_z}{M_t}} \quad (10)$$

**Celková účinnost** představuje hospodárnost přeměny energie v hydrostatickém čerpadle. Je to poměr mezi výkonem a příkonem. Energie přiváděná do čerpadla je příkon. Užitečná energie odváděná z čerpadla je výkon. [1,4]

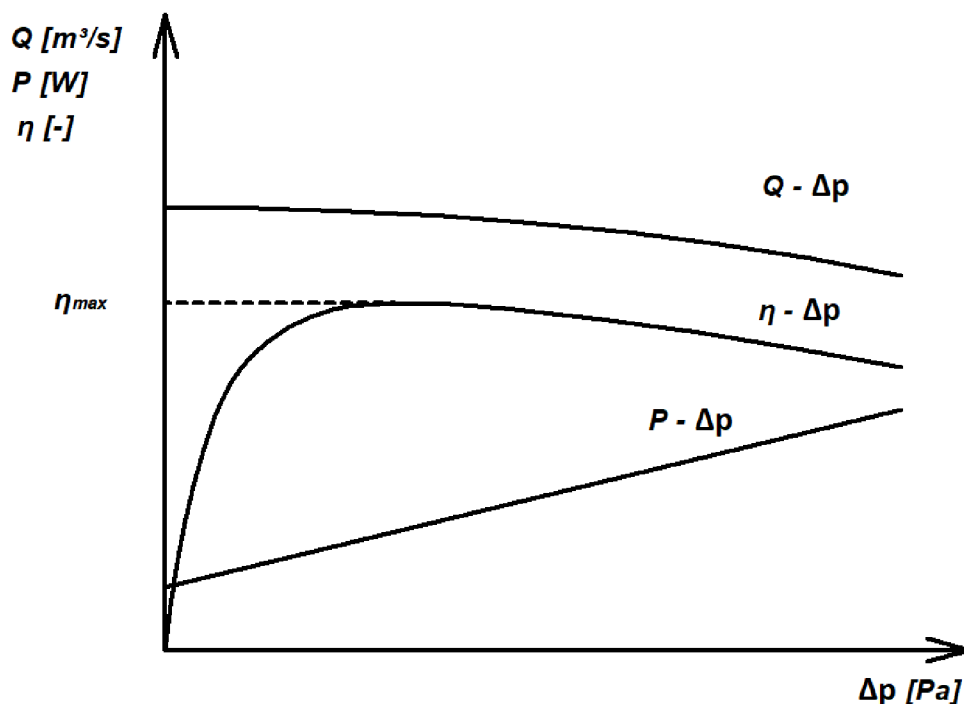
$$\eta = \frac{P_h}{P_m} = \frac{Q \cdot \Delta p}{M \cdot \omega} [-] \quad (11)$$

$\eta$  – celková účinnost [-]

$P_m$  – mechanický příkon [W]

$P_h$  – hydraulický výkon [W]

$Q$  – průtok na výstupu stroje [m<sup>3</sup>/s]

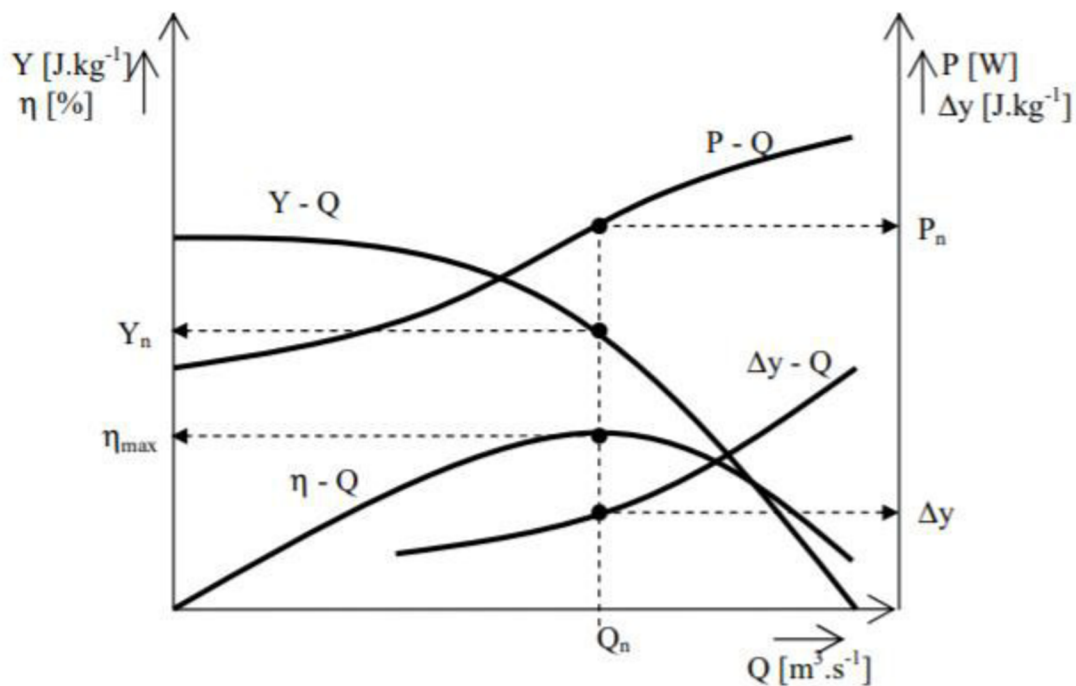


Obrázek 2 Charakteristika hydrostatického čerpadla při konstantních otáčkách [5]

## 1.4 Další druhy hydraulických strojů

### Hydrodynamická čerpadla

U hydrodynamických čerpadel dochází k nepřímé přeměně energie. Mechanická energie přivedená na hřídel se v oběžném kole čerpadla mění na energii kinetickou. V difuzoru (spirální skříni) nebo rozvaděči dochází k transformaci kinetické energie na energii tlakovou. Při těchto přeměnách dochází vždy k disipaci energie. Lopatky oběžného kola jsou pracovními prvky hydrodynamických čerpadel. Protože existuje vazba mezi měrnou energií čerpadla a průtokem, nemají hydrodynamická čerpadla tvrdý průtok. Údajů na šítku lze dosáhnout pouze při optimální účinnosti. [1,5]



Obrázek 3 Příklad charakteristiky hydrodynamického čerpadla při konstantních otáčkách  $\Delta y$  – měrná kavitační energie [5]

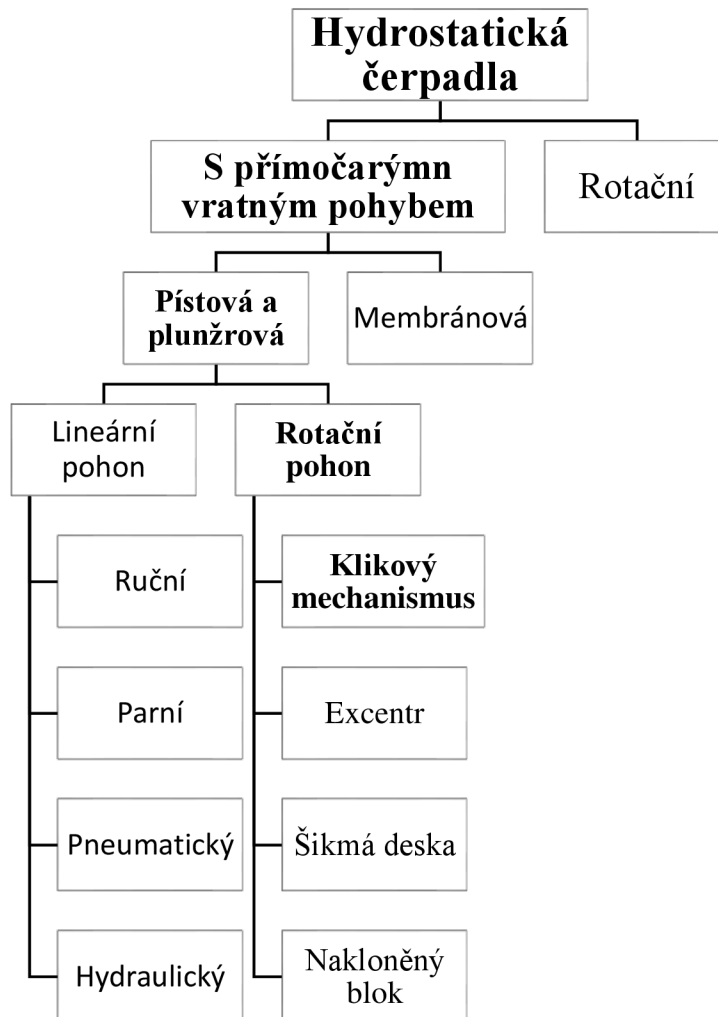
### Speciální čerpadla

Doprava kapalin u speciálních typů čerpadel se uskutečňuje prostřednictvím jiných principů, než je tomu u čerpadel hydrostatických a hydrodynamických. Do této skupiny čerpadel patří např. čerpadla mamutová, vodní trkače, čerpadla proudová. [1]

## 2 Plunžrová čerpadla

### 2.1 Zařazení plunžrových čerpadel

Plunžrová čerpadla jsou v převážné většině jednočinná hydrostatická čerpadla s vratným přímočarým pohybem. Protože z hlediska principu jsou téměř stejná jako čerpadla pístová, často jsou s těmito čerpadly zaměňována. Hlavní rozdíl mezi čerpadlem plunžrovým a pístovým je ve způsobu těsnění pracovního prostoru. U pístového čerpadla se těsnění pohybuje společně s pístem ve válci a kapalina je stlačována čelní plochou pístu. V případě plunžrového čerpadla se plunžr pohybuje uvnitř statické ucpávky, vniká svým objemem do pracovního prostoru čerpadla, čímž zmenšuje jeho vnitřní objem. Pracovní kapalina proniká do spáry mezi plunžrem a ucpávkou až po těsnění. Dalo by se říct, že kapalina je vytlačována objemem. Pístová čerpadla se z důvodu, že těsnění se pohybuje spolu s pístem a musí být proto co možná nejjednodušší, používají převážně pro nižší tlaky a vyšší průtoky, plunžrová čerpadla, která díky statické ucpávce mohou mít tuto ucpávku výrazně robustnější, se využívají hlavně pro dosažení vyšších tlaků. Plunžrová čerpadla nemají pístnici. [6,10]



Obrázek 4 Rozdělení hydrostatických čerpadel [1]

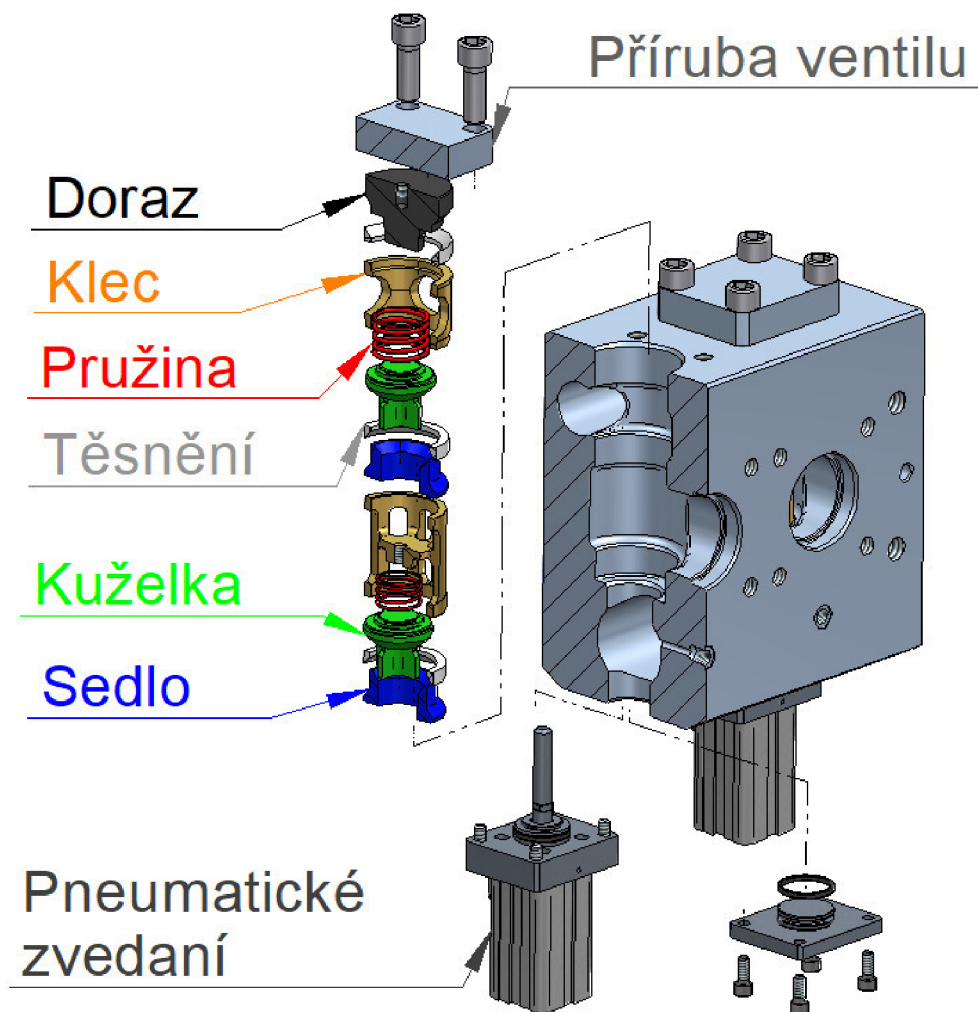


## 2.2 Části plunžrového čerpadla

Plunžrové čerpadlo můžeme rozdělit na část mechanickou a hydraulickou nebo také je-li pracovní kapalinou voda na část vodní a olejovou.

### 2.2.1 Hydraulická část plunžrového čerpadla

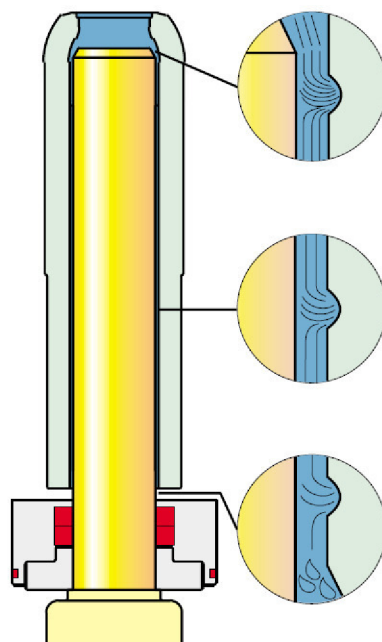
Hydraulická část sestává z tělesa, na které je připojena ucpávka. Ventily, klece, pružiny těsnění se vkládají do tělesa HČ čerpadla.



Obrázek 5 Hydraulická část čerpadla AQL 80 bez ucpávky [11]

Plunžr je hladká tyč, která předává energii čerpané kapalině ke zvýšení tlaku kapaliny. V případě velkých průměrů může být plunžr uvnitř dutý, z důvodu snížení hmotnosti plunžru. Plunžr je veden a současně těsněn v ucpávce. Plunžr byl dříve vyráběn jako bronzový výkovek, ocelový válec s příměsí chromu a niklu, jehož povrch byl nitridovaný. Dnes tvoří základ plunžru válec z nerezové oceli. Prostřednictvím vysokorychlostního nástřiku HVOF (High Velocity Oxy-Fuel) se na povrch plunžru nanese tenký povlak z wolframu, niklu, chromu nebo jejich směsí o vysoké povrchové tvrdosti, který zajišťuje dlouhou životnost plunžru. Velmi často je také využíván keramický plunžr, jenž má vysokou tvrdost i kvalitní povrch. Nevýhodou je možnost prasknutí při náhlé změně teploty čerpané kapaliny. Pro nejvyšší tlaky je celý plunžr vyroben z tvrdokovu. [3,10]





Obrázek 7 Princip bezdotokového těsnění [13]

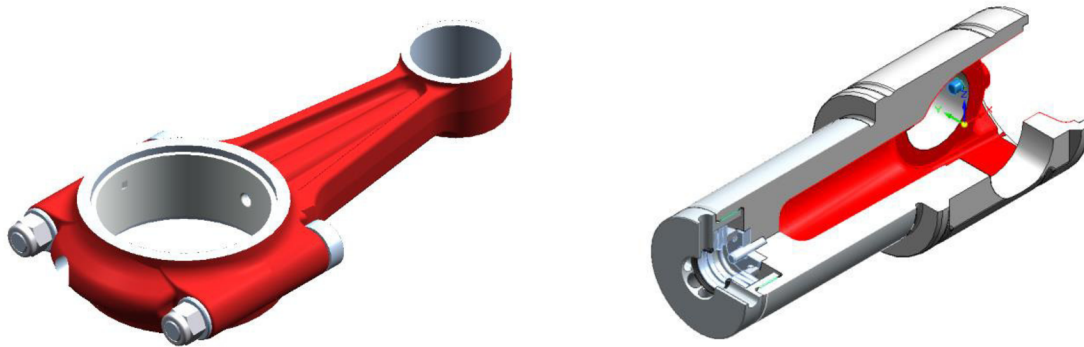
Bezdotokové těsnění je těsnění škrťací štěrbinou (obrázek 7). Mezi pouzdrem a plunžrem je malá štěrbin, přes kterou protéká při pohybu plunžru malá část kapaliny. Pro zvýšení hydraulického odporu této štěrbiny bývá někdy pouzdro ucpávky doplněno o obvodové drážky, kdy na každé hraně každé drážky dochází k další disipaci energie vlivem místních ztrát (skoková změna průřezu), což vede k významnému zmenšení průsaku takovouto ucpávkou. Na nízkotlakové části ucpávky je kapalina odváděna zpět do sacího prostoru. Kapalína mezi protékající štěrbinou tvoří „vodní polštář“, který zabraňuje dotyku mezi plunžrem a pouzdrem. Ucpávky tohoto typu jsou obzvláště vhodné pro extrémní pracovní tlaky, ale jsou velice citlivé na mikročistotu čerpané kapaliny. [10,13]

Ventil zprostředkovává střídavé spojení, resp. oddělení pracovního prostoru čerpadla se sacím a výtlačným potrubím. U plunžrových čerpadel se pro většinu aplikací používají ventily samočinné. Samočinné ventily jsou jednosměrně protékané ventily, které se otevírají působením tlaku v pracovním prostoru čerpadla. Jsou vhodné i pro čerpání málo mazivých a znečištěných kapalin. Pro čerpadla pracující při nízkých otáčkách lze použít ventily bez pružin. Pro většinu aplikací se však používají ventily s pružinou. Pružina zlepšuje dynamické vlastnosti ventilu. Pracovní podmínky ovlivňují tvar ventilu. Nejčastěji se vyrábějí ventily kuželové. [1,2]

### 2.2.2 Mechanická část

Mechanická část plunžrového čerpadla s klikovým mechanismem je tvořena klikovou skříní, většinou z litiny, u čerpadel menších výkonů se často používá tlakových odlitků ze slitin hliníku. V klikové skříní je ve valivých nebo kluzných ložiskách uložena kliková hřídel. Kliková hřídel je osazena ojnici (pro každý pracovní válec jednou), které jsou čepem spojeny s křížáky. Hřídel, ojnice a křížák dohromady tvoří klikový mechanismus, jehož účelem je převod rotačního pohybu hřídele na vratný přímočarý pohyb plunžru. Ke skříní může být připojeno olejové mazací čerpadlo, které dodává olej do kluzných uložení. V některých případech je ke skříní připojena přídatná převodová skřín, případně je převod realizován přímo

v klikové skříně hnací předlohou hřídeli, která pohání klikovou hřídel osazenou ozubenými koly. [2, 10]



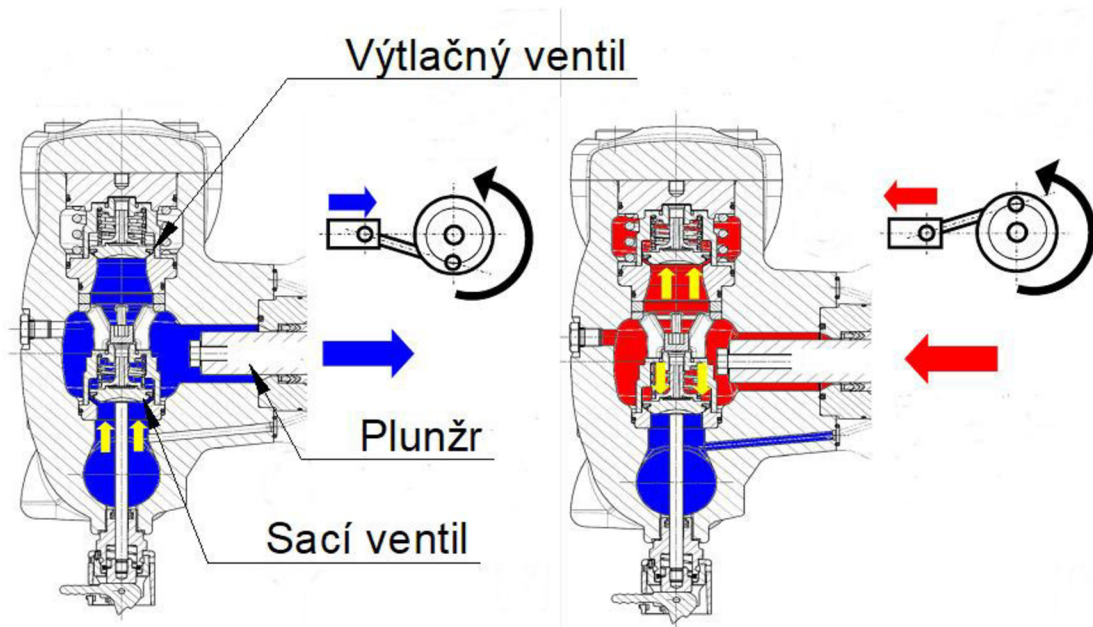
Obrázek 8 Sestava ojnice (vlevo) a křížáku (vpravo) [11]

### 2.3 Princip práce hydraulické části plunžrového čerpadla

V průběhu sání se plunžr pohybuje od přední úvrati k zadní úvrati. Tlak v pracovním prostoru je menší než tlak před sacím ventilem. Rozdíl tlaků způsobí otevření sacího ventilu. Tlak za výtlačným ventilem je větší než tlak v pracovním prostoru, a proto je výtlačný ventil uzavřený. Kapalina proudí otevřeným sacím ventilem do pracovního prostoru. Při dosažení zadní úvrati se tlaky v pracovním prostoru vyrovnají a sací ventil se vlastní vahou a působením pružiny uzavře. [2,10]

V průběhu výtlačku se plunžr pohybuje od zadní k přední úvrati. Působením plunžru se kapalina stlačuje až je tlak v pracovním prostoru větší než tlak za výtlačným ventilem. Rozdíl tlaků způsobí otevření výtlačného ventilu. Kapalina proudí výtlačným ventilem dále do výtlačného potrubí. Po dosažení přední úvrati se celý cyklus opakuje. [2,10]

Regulace plunžrových čerpadel je možná průběžně změnou otáček, případně u regulačních čerpadel změnou zdvihu, nebo skokově vypínáním jednotlivých válců, což se nejčastěji realizuje nadzvednutím sacích ventilů. Další možností regulace je ztrátová regulace s využitím přepouštěcích ventilů umístěných ve výtlačné větvi čerpadla. Regulaci průtoku těchto čerpadel není možné provádět škrcením na výtlačku čerpadla. [1,10]

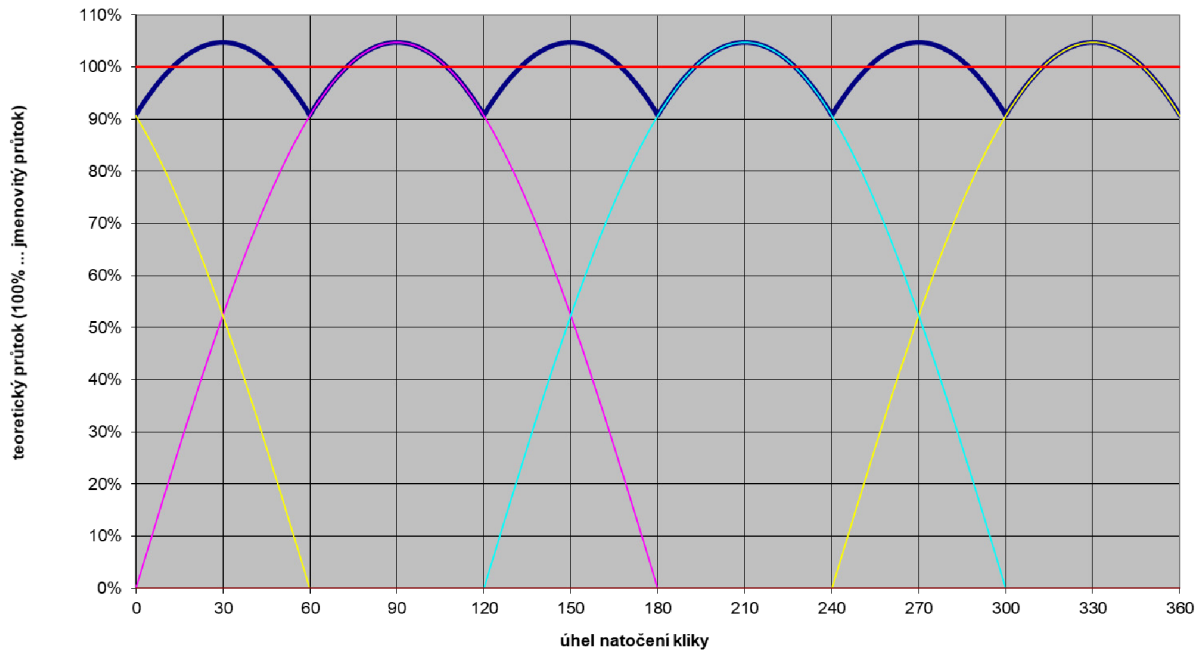


Obrázek 9 Princip plunžrového čerpadla (vlevo) sací část cyklu a (vpravo) výtlačná část cyklu [6]

Tlakové a průtokové pulzace kapaliny proudící do a z čerpadla jsou značně ovlivněny počtem plunžrů. Tyto pulzace lze snížit přidáním dalších plunžrů. Avšak u čerpadel se sudým počtem plunžrů jsou pulzace kapaliny vyšší než u čerpadel s lichým počtem plunžrů. Proto se nejčastěji vyrábí čerpadla tříplunžrová, případně pětiplunžrová. Na obrázcích (10), (11), (12) jsou ideální průtokové charakteristiky v závislosti na úhlu natočení kliky pro tří, čtyř a pětiplunžrové čerpadlo. Průtokové charakteristiky pro pístová a plunžrová čerpadla vypadají stejně. [7]

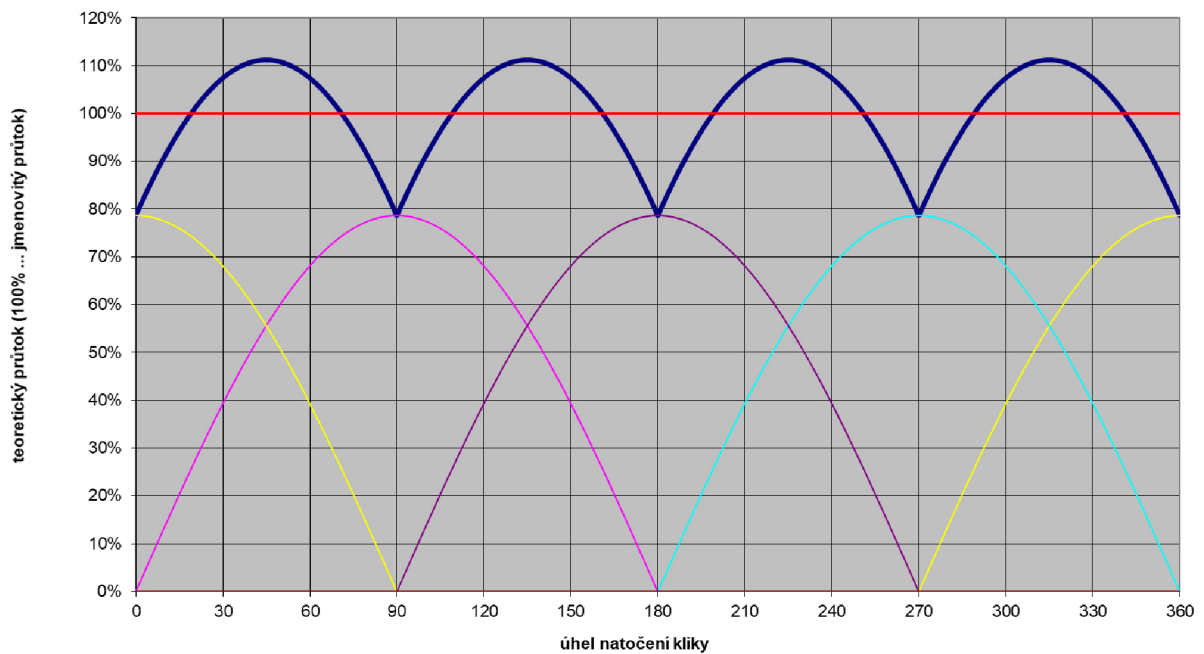


Průtok třípístovým čerpadlem v průběhu jedné pracovní otáčky



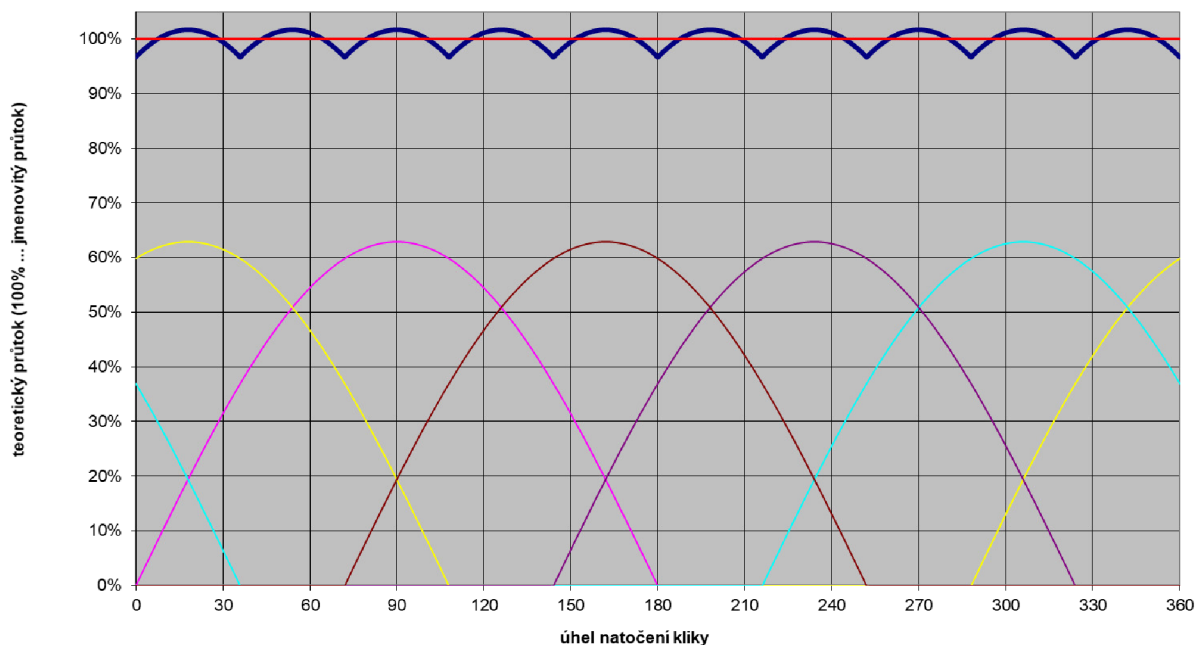
Obrázek 10 Výsledný okamžitý teoretický průtok tříplunžrového čerpadla

Průtok čtyřpístovým čerpadlem v průběhu jedné pracovní otáčky



Obrázek 11 Výsledný okamžitý teoretický průtok čtyřplunžrového čerpadla

Průtok pětípístovým čerpadlem v průběhu jedné pracovní otáčky



Obrázek 12 Výsledný okamžitý teoretický průtok pětiplunžrového čerpadla

## 2.4 Ztráty v plunžrovém čerpadle

Objemové ztráty v plunžrovém čerpadle vznikají z důvodu vnitřních i vnějších úniků kapaliny. K vnějším únikům dochází hlavně v ucpávce skrz těsnění. Vnitřní úniky jsou způsobeny zpětným prouděním kapaliny sacím a výtlačným ventilem. Zpětné proudění vzniká, když ventil zůstane krátce otevřený i po změně směru pohybu plunžru. [7]

Mechanické ztráty plunžrového čerpadla jsou součtem všech třecích ztrát mechanických částí. To zahrnuje tření plunžrů a těsnění, křížáků, ojnic a ložisek. [7]

## 2.5 Uspořádání plunžrů

Většinou se vyrábějí plunžrová čerpadla s horizontální polohou plunžrů. Čerpadla s vertikální polohou plunžrů se vyrábí méně často (např. firmy Hammelmann). U vertikálního uspořádání plunžrů je zastavěný prostor menší než u horizontálního uspořádání a nedochází k opotřebení spodní strany plunžru, způsobené jeho tíhou, na druhou stranu toto uspořádání klade vyšší nároky na ochranu mechanické části proti vnikání vody (čerpaného média) do této části a také bývá zpravidla komplikovanější údržba mechanické části, kdy jakákoliv potřeba inspekce či opravy uvnitř této části vyžaduje zpravidla demontáž celého čerpadla. [2,10]

## 2.6 Využití vysokotlakých čerpadel v technické praxi

- vysokotlaké čištění
  - potrubních rozvodů
  - kanalizačních systémů (kanalizační vozy, hydročističe)
  - výměníků tepla, filtrací
  - tanků a zásobních nádrží
  - vozidel

- hlubokých vrtů
- zdroj vysokého tlaku v hydraulických systémech
  - pohon hydraulických lisů
  - pohon vstřikovacích lisů ve slévárnách
- sanace betonových konstrukcí
- vysokotlaké statické zkoušky technologických zařízení (např. čerpadel, armatur, tlakových nádob, kotlů, výměníků, komponentů a systémů potrubních rozvodů, aparátů atd.)
- těžba ropy – zatlačení plastové vody do vrtu
- ostřík okují v hutním průmyslu
- ostřík plachetek kalolisů [10,18]



*Obrázek 13 Vysokotlaké čištění potrubí a odstranění nátěru z lodi [14]*



*Obrázek 14 Sanace chladicí věže a mostu [14]*



### 3 Výpočet plunžrového čerpadla s klikovým mechanismem

#### 3.1 Základní výpočty plunžrového čerpadla

Výpočet geometrického objemu pro jeden plunžr:

$$V_g = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot h \quad (12)$$

$d_p$  – průměr plunžru [m]

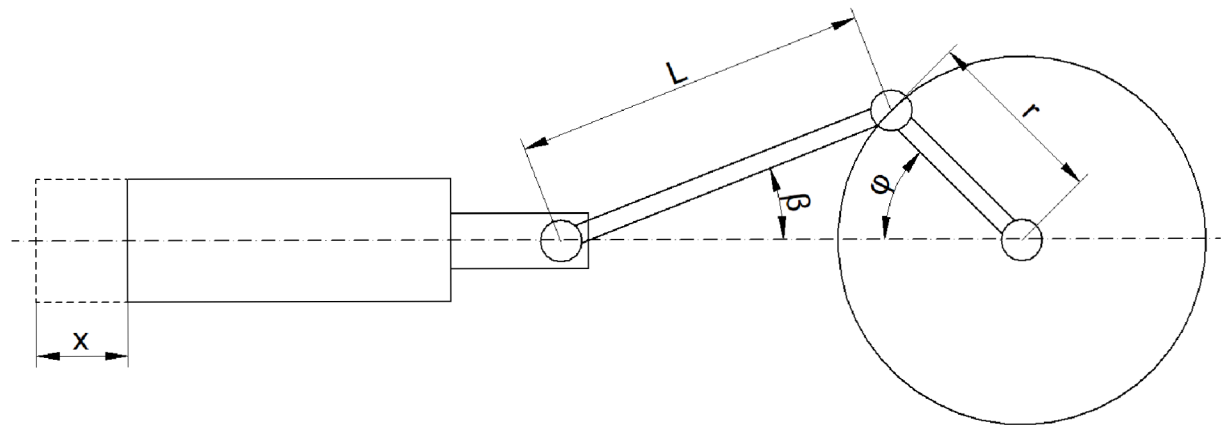
$h$  – zdvih plunžru [m]

Teoretický průtok víceplunžrového čerpadla je roven:

$$Q_t = V_g \cdot n \cdot k \quad (13)$$

$n$  – otáčky klikové hřídele [1/s]

$k$  – počet plunžrů



Obrázek 15 Kinematické schéma klikového mechanismu překresleno podle [2]

Dráhu plunžru lze vypočítat podle rovnice [2]:

$$x = L + r - (L \cdot \cos \beta + r \cdot \cos \varphi)$$

$x$  – vzdálenost plunžru od horní úvrati [m]

$L$  – délka ojnice [m]

$r$  – poloměr klikové hřídele [m]

$\varphi$  – úhel natočení klikové hřídele [rad]

$\beta$  – úhel natočení ojnice [rad]

$$x = r \cdot [1 - \cos \varphi + \frac{L}{r} \cdot (1 - \cos \beta)] \quad (14)$$

$$\sin \beta = \frac{r}{L} \cdot \sin \varphi \quad (15)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L}\right)^2 \cdot \sin^2 \varphi} = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}$$

$$\lambda = \frac{r}{L} = \frac{h}{2 \cdot L} \quad (16)$$

$\lambda$  – součinitel vlivu konečné délky ojnice [-]

dosazením do rovnice (14) získáme:

$$x = r \cdot (1 - \cos \varphi) + L \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}\right) \quad (17)$$

Okamžitá rychlost plunžru je rovna:

$$v_p = \frac{dx}{dt} = \frac{\Delta x}{\Delta t} = \frac{x_i - x_{i-1}}{t_i - t_{i-1}} \quad (18)$$

$v_p$  – okamžitá rychlost plunžru [m/s]

$$t_p = \frac{t_i + t_{i-1}}{2} \quad (19)$$

$t_p$  – střední čas pro okamžitou rychlost [s]

Okamžité zrychlení plunžru v čase  $t_p$  je rovno:

$$a_p = \frac{dv}{dt} = \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{\frac{x_{i+1} - x_i}{\Delta t} - \frac{x_i - x_{i-1}}{\Delta t}}{\Delta t} = \frac{x_{i+1} - 2 \cdot x_i + x_{i-1}}{\Delta t^2} \quad (20)$$

$a_p$  – okamžité zrychlení plunžru [m/s<sup>2</sup>]

$t_p = t_i$

Okamžitý průtok jednoho válce čerpadla je roven:

$$Q_p = v_p \cdot \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \quad (21)$$

$Q_p$  – okamžitý průtok jednoho válce čerpadla [m<sup>3</sup>/s]

za předpokladu nekonečně dlouhé ojnice ( $\lambda < 1/5$ ) lze pro praktické výpočty člen obsahující  $\lambda$  zanedbat a předcházející rovnice se nám tak zjednoduší na tvary [2]:

$$x = r \cdot (1 - \cos \varphi) \quad (22)$$

$$v_p = r \cdot \omega \cdot \sin \varphi \quad (23)$$

$$a_p = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi \quad (24)$$

Síla působící na víko ventilu:

$$F_v = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot p \quad (25)$$

$d_v$  – průměr víka ventilu [m]

$p$  – tlak v tělese HČ čerpadla [Pa]

$F_v$  – síla působící na víko ventilu [N]

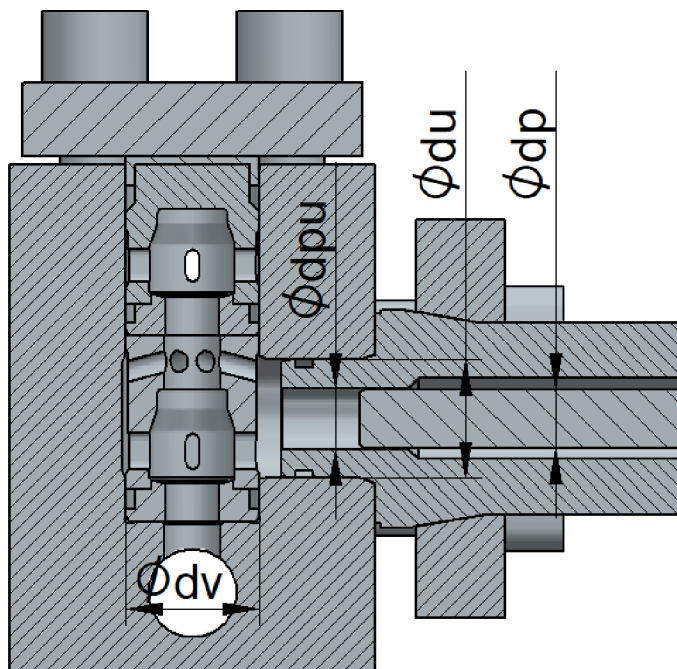
Síla působící na ucpávku:

$$F_u = \frac{\pi \cdot (d_u^2 - d_p^2)}{4} \cdot p \quad (26)$$

$F_u$  – síla působící na ucpávku [N]

$d_u$  – průměr díry tělesa čerpadla pro vložení ucpávky [m]

$d_p$  – průměr díry v ucpávce pro plunžr [m]



Obrázek 16 Řez výslednou sestavou

## 3.2 Kontrolu šroubů

### 3.2.1 Vztahy pro výpočet šroubů při statickém zatížení

Únosnost šroubů při statickém zatěžování lze vypočítat podle rovnice [8]:

$$F_{sp} = \sigma_M \cdot A_s \quad (27)$$

$F_{sp}$  – dovolená síla [N]

$\sigma_M$  – dovolené napětí ve šroubu [MPa]

Výpočtový průřez šroubu je roven:

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \quad (28)$$

$A_s$  – výpočtový průřez šroubu [mm<sup>2</sup>]

kde malý a střední průměr šroubu jsou rovny [9]:

$$d_3 = d - 1,226869 \cdot P \quad (29)$$

$$d_2 = d - 0,649519 \cdot P \quad (30)$$

$P$  – rozteč závitu šroubu [mm]

$d$  – průměr šroubu [mm]

$d_3$  – malý průměr závitu [mm]

$d_2$  – střední průměr závitu [mm]

dovolené napětí ve šroubu je rovno [8]:

$$\sigma_M = \frac{v \cdot R_e}{\sqrt{1 + 3 \left[ \frac{4}{1 + \frac{d_3}{d_2}} \cdot \left( \frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \cdot f_g \right) \right]^2}} \quad (31)$$

$v$  – součinitel využití meze kluzu [-]

$R_e$  – mez kluzu [MPa]

$f_g$  – součinitel tření

### 3.2.2 Vztahy pro kontrolu životnosti šroubů při harmonickém namáhání

Proměnlivé namáhání součástí rotačních strojů má často harmonický (sinusový) charakter.

Dochází tedy k pravidelnému střídání maximálního a minimálního zatížení součástí. Střední hodnotu (zatížení) síly a amplitudu síly působící na součásti lze vypočítat následovně [9]:

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad (32)$$

$F_{max}$  – maximální hodnota síly [N]

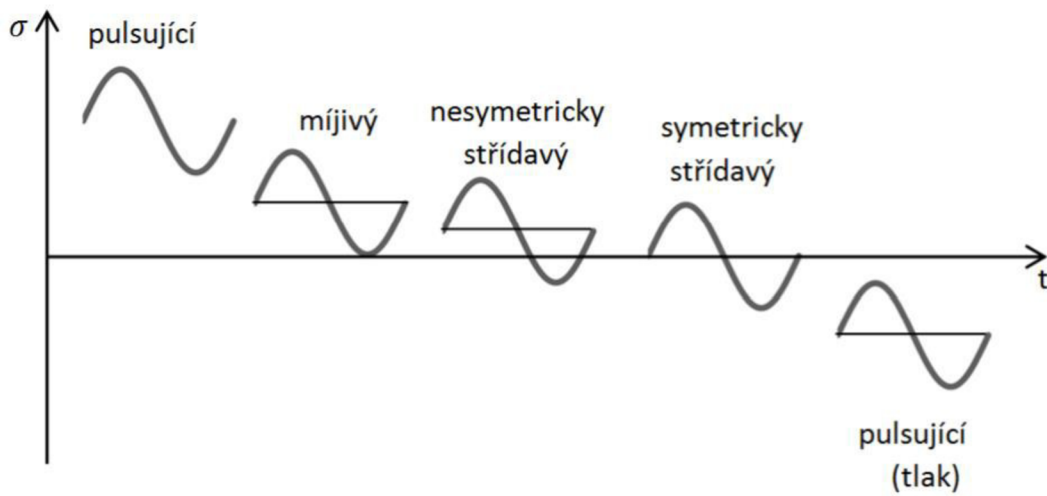
$F_{min}$  – minimální hodnota síly [N]

$F_m$  – střední hodnota síly [N]

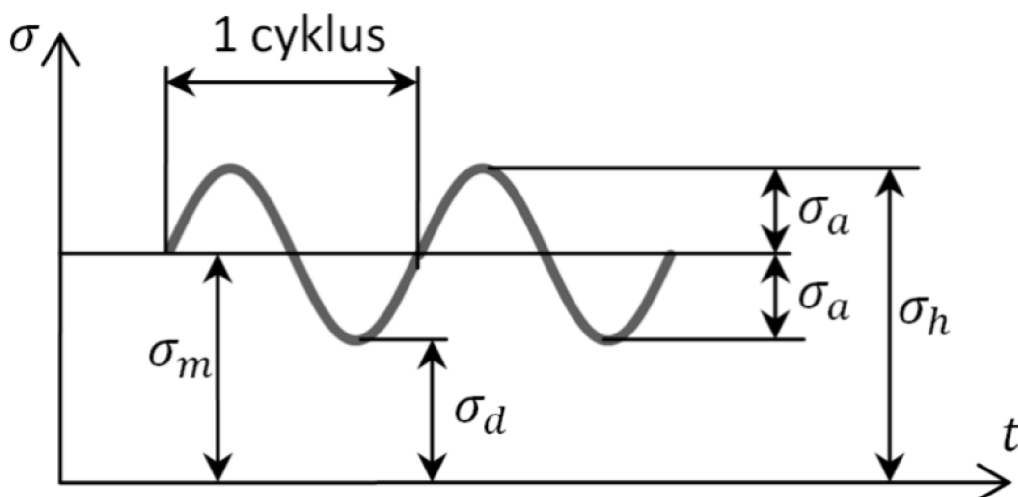
$$F_a = \left| \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \right| \quad (33)$$

$F_a$  – amplituda síly

Typy harmonických zátěžných cyklů se kterými se lze setkat ilustruje obrázek 17.



Obrázek 17 Jednotlivé typy zátěžných cyklů [12]



Obrázek 18 Charakteristiky napětového cyklu [12]

$\sigma_h$  – horní napětí cyklu [MPa]

$\sigma_d$  – dolní napětí cyklu [MPa]

$\sigma_m$  – střední napětí [MPa]

$\sigma_a$  – amplituda napětí [MPa]

Rozkmit napětí se rovná:

$$\Delta\sigma = \sigma_h - \sigma_d \quad (34)$$

$\Delta\sigma$  – rozkmit napětí [MPa]

Únavovou pevnost materiálu lze získat sérií zkoušek. Při těchto zkouškách je zkušební vzorek zatěžován opakovanými nebo proměnnými silami předepsané velikosti. Výsledkem je zjištění kolik zátěžných cyklů vzorek vydrží, než dojde k lomu. První zkouška se provádí při napětí o něco nižším, než je mez pevnosti. U dalších zkoušek se toto napětí dále snižuje a naměřené hodnoty se vynášejí jako Wöhlerova křivka. [9]

Mez únavy je hodnota maximálního napětí, při kterém nedochází k poškození únavou při překročení smluvně stanového počtu cyklů. U oceli je tento počet přibližně roven  $10^7$  cyklů. Stanovení meze únavy prostřednictvím zkoušky je nejpřesnější způsob určení. Zároveň jde, ale o způsob zdoluhavý. Mez únavy lze odhadnout i pomocí výpočtu. [9]

Pevnostní třída materiálů šroubů je složena ze dvou číslic (např. 12.9). První číslice udává hodnotu 1/100 meze pevnosti v tahu. Druhá číslice je desetinásobek poměru meze kluzu ke jmenovité pevnosti v tahu. Součin obou číslic vynásobený desetkrát je roven minimální mezi kluzu. [9]

Zjednodušeně lze vypočítat mez pomocí z meze únavy. Pro míjivý tah je mez únavy rovna [12]:

$$\sigma_c = 0,59 \cdot R_m + 38 \quad (35)$$

$\sigma_c$  – mez únavy MPa

Existuje mnoho dalších způsobů více či méně přesných výpočtů meze únavy.

Pro výpočet únosnosti šroubů byla určena norma ČSN EN 13 445 pro netopené tlakové nádoby.

Tato norma je platná pouze pro axiálně zatížené šrouby.

Korekční součinitel tloušťky  $f_e$  je pro šrouby  $> 25$  mm roven

$$f_e = F_e^{(0,1 \cdot \ln N - 0,465)} \quad (36)$$

$$F_e = \left(\frac{25}{e_n}\right)^{0,182} \quad (37)$$

$F_e$  – součinitel tloušťky [-]

$e_n$  – průměr šroubu [mm]

Pro šrouby  $< 25$  mm je korekční součinitel  $f_e = 1$

Celkový korekční součinitel lze vypočítat:

$$f_b = f_e \cdot f_T \quad (38)$$

pro teploty do 100 °C je korekční součinitel závislosti na teplotě  $f_T = 1$

Mez pevnosti v tahu  $R_m$  je maximálně 785 MPa bez ohledu na skutečnou mez pevnosti.

Je-li splněna podmínka:

$$\frac{\Delta\sigma}{R_m} < 0,0522 \quad (39)$$

Pak je  $N =$  nekonečno

Není-li splněna podmínka

pak je celkový počet cyklů do porušení roven:

$$N = 285 \cdot \left( \frac{R_m \cdot f_b}{\Delta\sigma} \right)^3 \quad (40)$$

$R_m$  – mez pevnosti v tahu [MPa]

$N$  – počet cyklů do porušení [-]

$$t_z = \frac{N}{N_t} \quad (41)$$

$N_t$  – počet cyklů za čas [cykus/hod]

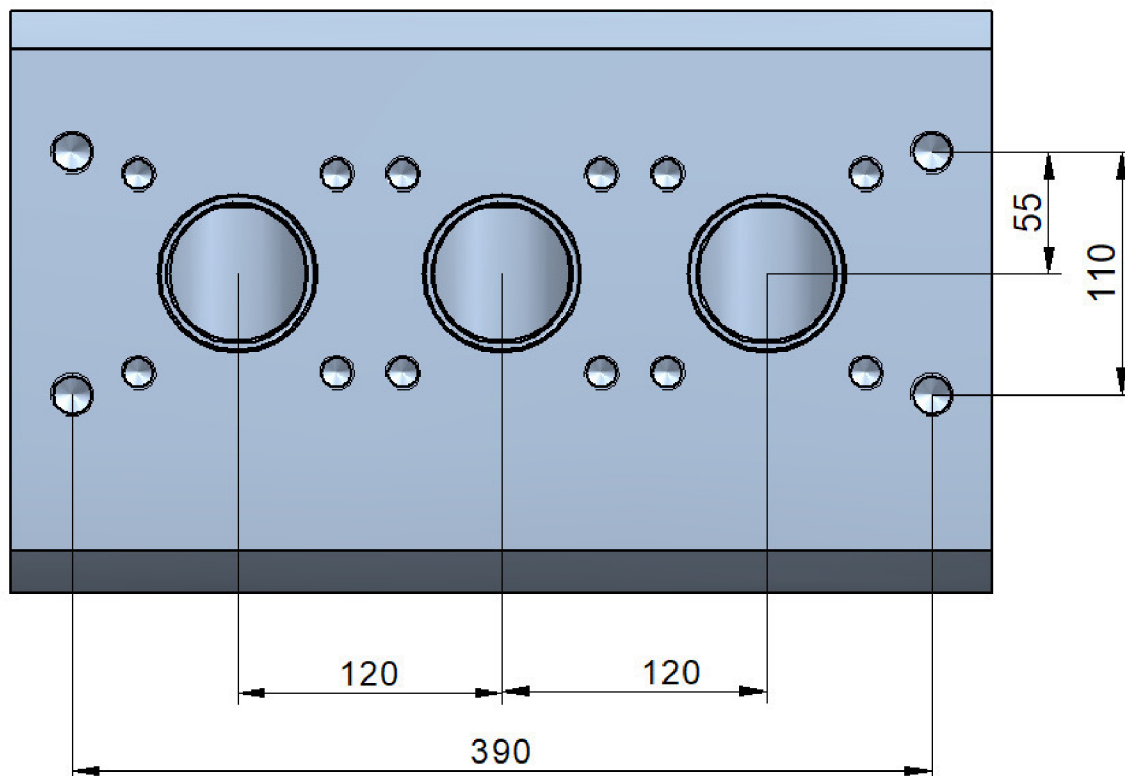
$t_z$  – časová životnost [hod]

## 4 Praktická část

Cílem práce je navrhnout těleso hydraulické části (dále jen HČ) čerpadla pro následující parametry:

- maximální provozní tlak 150 MPa, pro průměr plunžru 20 mm
- pro průměry plunžrů 22 a 25 mm provozní tlaky dle max. síly na plunžr (max. 150 MPa)
- pro všechny zadané průměry plunžrů pouze jedna příruba ucpávky
- pro každý průměr plunžru jiný vnitřní průměr ucpávky
- maximální otáčky klikové hřídele do 800 1/min
- sací a výtlačný ventil, pokud možno stejné
- čerpadlo nemusí mít sací schopnost
- délka ojnice 230 mm
- zdvih plunžru 80 mm

Při návrhu se bude vycházet z čerpadla AQL 80, které je určeno pro vyšší průtoky a tlaky do 30 MPa. Navrnutou HČ část čerpadla by mělo být možné propojit s mechanickou částí čerpadla AQL 80. Aby se hydraulická část mohlo propojit s mechanickou částí je třeba dodržet přípojovací rozměry podle obrázku (19). Protože se pojistný ventil otevře až při tlaku o 10 % větším, než je tlak provozní, budou všechny součásti, kromě šroubů, počítány na tento tlak. Při výpočtech nebyly uvažovány tlakové pulzace na sání a výtlačku. V práci nebyl řešen návrh těsnění.



Obrázek 19 Těleso čerpadla AQL 80 [11]



## 4.1 Výpočet základních parametrů plunžrového čerpadla

Výpočet byl proveden pouze pro průměr plunžru 25 mm. Který bude z hlediska kavitace nejhorší.

Geometrický objem jednoho válce čerpadla lze vypočítat z rovnice (12)

$$V_g = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot h = \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} \cdot 0,08 = 3,927 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 3,927 \cdot 10^{-2} \text{ l}$$

Střední hodnotu průtoku tříplunžrového čerpadla při maximálních otáčkách klikové hřídele lze vypočítat podle rovnice (13)

$$Q_t = V_g \cdot n \cdot k = 3,927 \cdot 10^{-2} \cdot 800 \cdot 3 = 94,248 \text{ l/min}$$

Hodnoty okamžitých vzdáleností plunžru od přední úvratí v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele byly vypočítány podle rovnic (17, 22) v programu Excel.

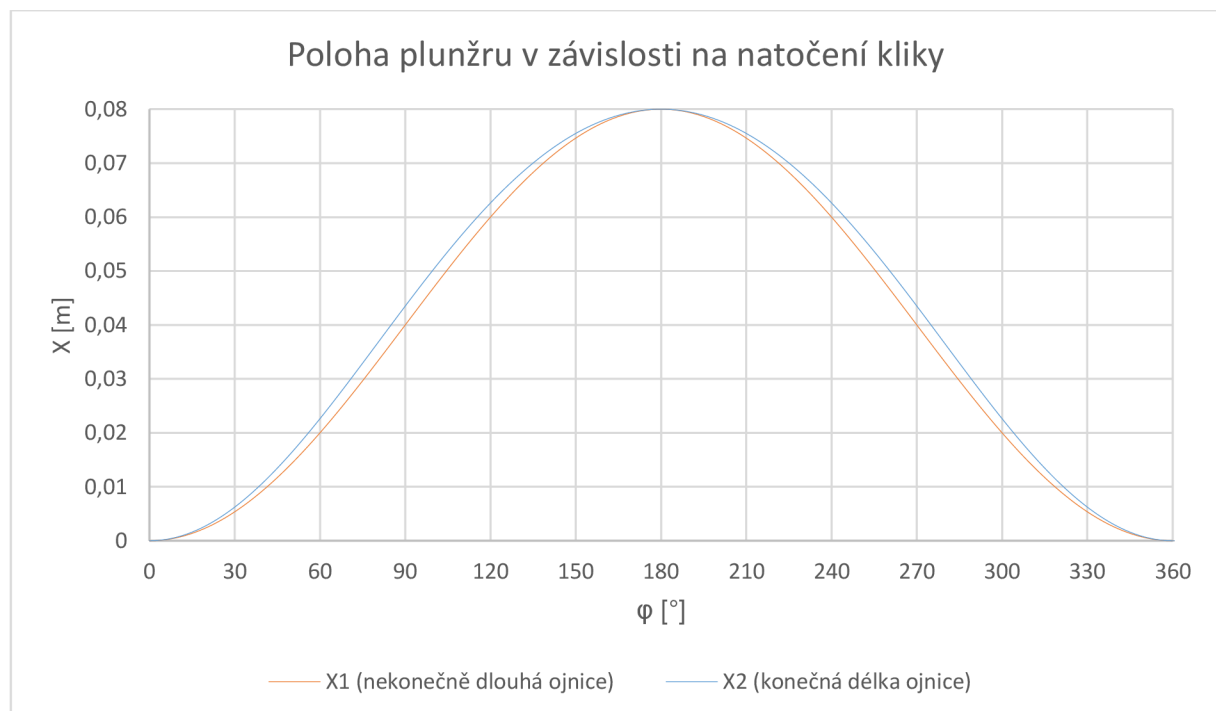
$$x = r \cdot (1 - \cos \varphi) + L \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}\right)$$

$$x = r \cdot (1 - \cos \varphi)$$

Součinitel vlivu konečné délky ojnice byl vypočítán podle rovnice (16)

$$\lambda = \frac{h}{2 \cdot L} = \frac{80}{2 \cdot 230} = 0,174 [-]$$

Vypočítané hodnoty byly vypočítány v programu Excel pro porovnání vyneseny do grafu (1)

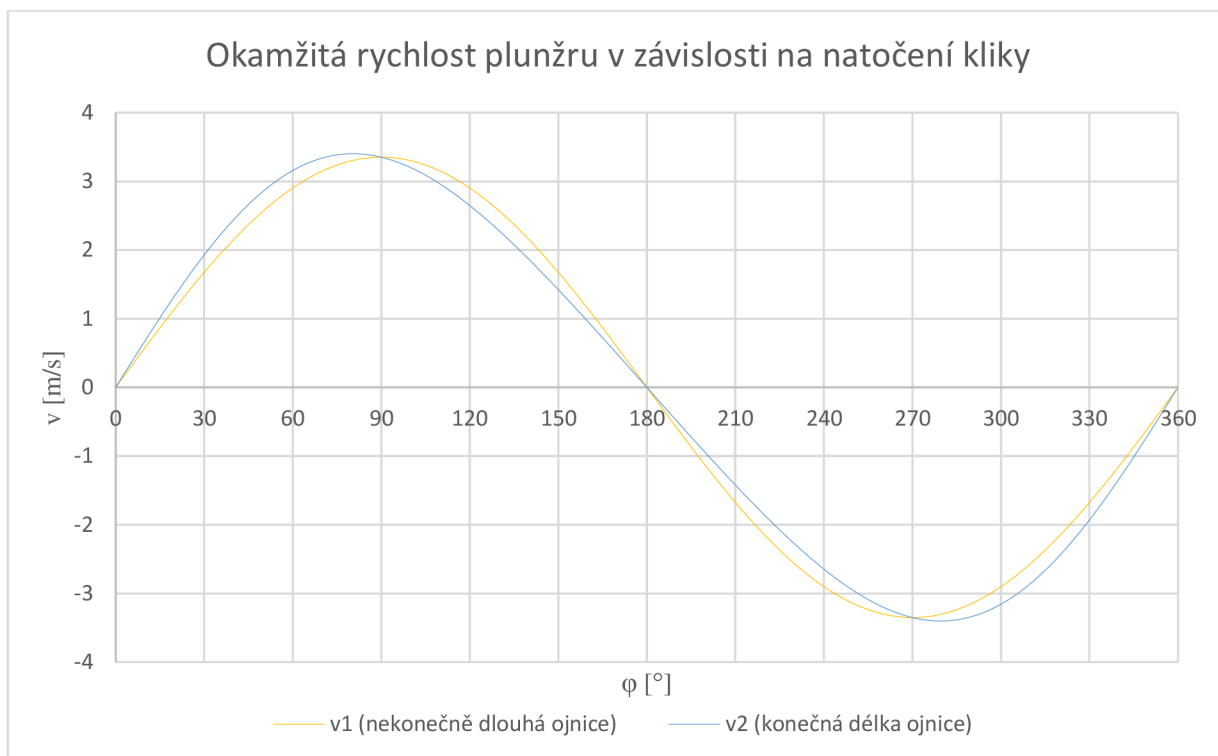


Graf 1 Závislost okamžité polohy plunžru na úhlu natočení kliky

Hodnoty okamžitých rychlostí plunžru od přední úvrati v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele byly vypočítány podle rovnic (18, 23) v programu Excel a vyneseny do grafu (2).

$$v_p = \frac{x_i - x_{i-1}}{t_i - t_{i-1}}$$

$$v_p = r \cdot \omega \cdot \sin \varphi$$

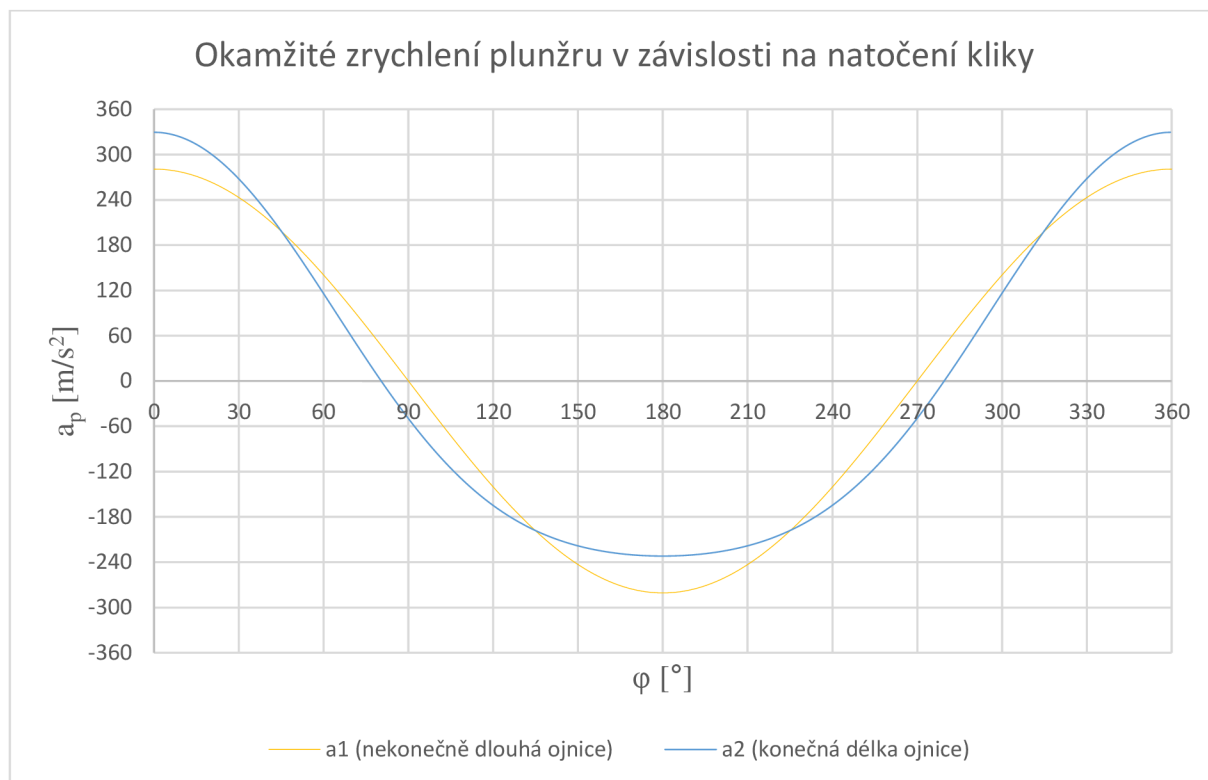


Graf 2 Závislost okamžité rychlosti plunžru na úhlu natočení kliky

Hodnoty okamžitých zrychlení plunžru od přední úvrati v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele byly vypočítány podle rovnic (20) a (24) v programu Excel a vyneseny do grafu (3).

$$a_p = \frac{x_{i+1} - 2 \cdot x_i + x_{i-1}}{\Delta t^2}$$

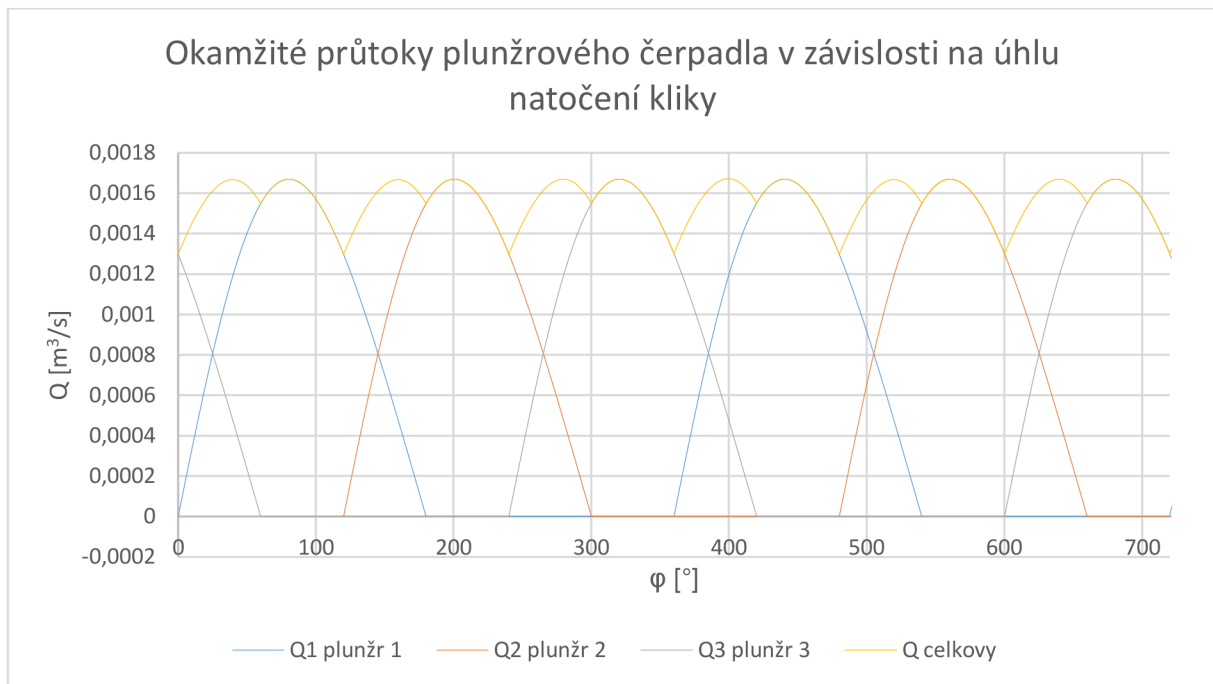
$$a_p = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi$$



*Graf 3 Závislost okamžitého zrychlení plunžru na úhlu natočení kliky*

Hodnoty okamžitých průtoků čerpadla od přední úvratí v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele byly vypočítány podle rovnice (21) v programu Excel a vyneseny do grafu (4).

$$Q_p = v_p \cdot \frac{\pi \cdot d_p^2}{4}$$



Graf 4 Závislost okamžitých průtoků plunžrového čerpadla na úhlu natočení kliky

## 4.2 Pevnostní výpočet hydraulické části plunžrového čerpadla

Postup řešení:

- Nejprve byly navrženy součásti uvnitř HČ čerpadla. Z důvodu určení průměru díry pro vložení vnitřních součástí byly jako první počítány sací a výtlačná klec.
- Následně byly vypočítány samočinné ventily, které jsou složeny z kuželky a sedla.
- Návrh a výpočet napjatosti ucpávky
- Návrh a výpočet napjatosti šroubů na přírubách ventilů a ucpávek a posouzení jejich životnosti
- Výpočet napjatosti tělesa HČ

Všechny výpočty napjatosti byly řešeny prostřednictvím MKP v systému ANSYS Static Structural. Síť pro všechny součásti byla vygenerována automaticky. Modely součástí pro tyto výpočty byly vytvořeny v programu Solid Edge. Všechny vypočtené napjatosti byly porovnány pomocí podmínky „von Misesosovi“.

### 4.2.1 Výpočet klece na sání

Klec výtlačného ventilu a těsnění kolem této klece tvoří hranici mezi provozním tlakem čerpadla 150 MPa a tlakem atmosférickým. Rozdíl tlaků způsobí, že na klec na výtlačku začne působit síla. Aby nedošlo k pohybu součástí a jejich následnému poškození musí proti této síle působit síla stejně velká nebo větší. Jelikož pojistný ventil se otevře až při tlaku 165 MPa (10 % provozního tlaku) musí být šrouby předejaty silou, která je rovna síle působící na víko ventilu. Z důvodu bezpečnosti jsou šrouby předejaty tak, aby udržely tlak až 170 MPa.

Průměr díry pro vložení vnitřních součástí HČ čerpadla byl pro první výpočet zvolen 40 mm. Počet šroubů na přírubě ventilu byl zvolen na 4 šrouby. Síla působící na přírubu ventilu při plném tlaku 170 MPa je podle rovnice (25) rovna:

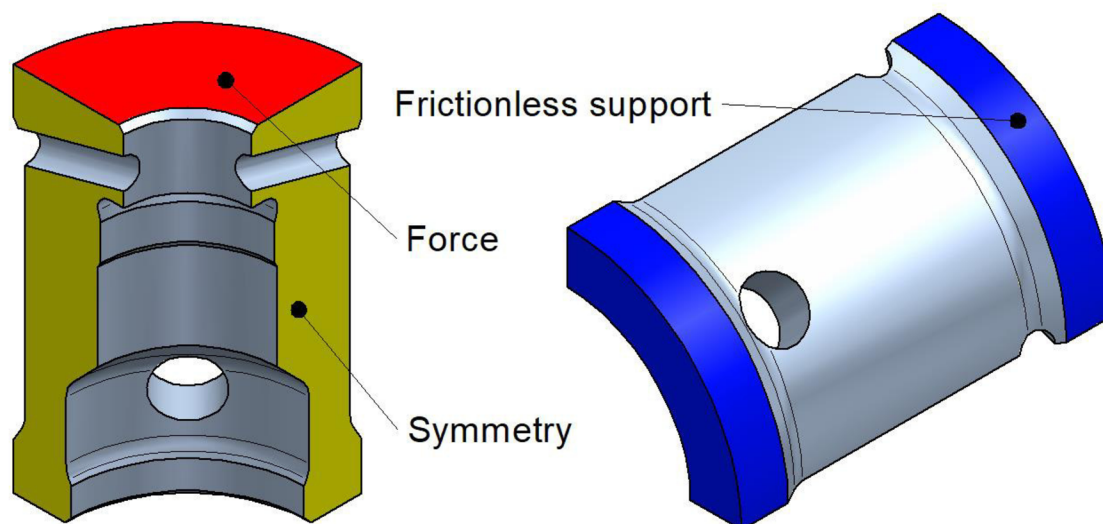
$$F_v = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot p = \frac{\pi \cdot 0,04^2}{4} \cdot 170 \cdot 10^6 = 213\,628\, N$$

Síla působící na jeden šroub (4 šrouby), a tedy minimální síla předpětí je rovna:

$$F_{ivš} = \frac{F}{4} = \frac{213628}{4} \cong 53\,400\, N$$

$F_{ivš}$  – síla předpětí šroubu na přírubě ventilu [N]

Okrajové podmínky pro sací klec byly zadány podle obrázku (20). Výpočet klece byl proveden pro stav při zatížení pouze silou předpětí šroubu. Tento stav je pro sací klec z hlediska napjatosti nejhorší, protože na ni bude působit největší zatížení. Při plném tlaku v čerpadle, který působí proti předepínací síle šroubů víka ventilů, dojde ke snížení zatížení ventilové klece.



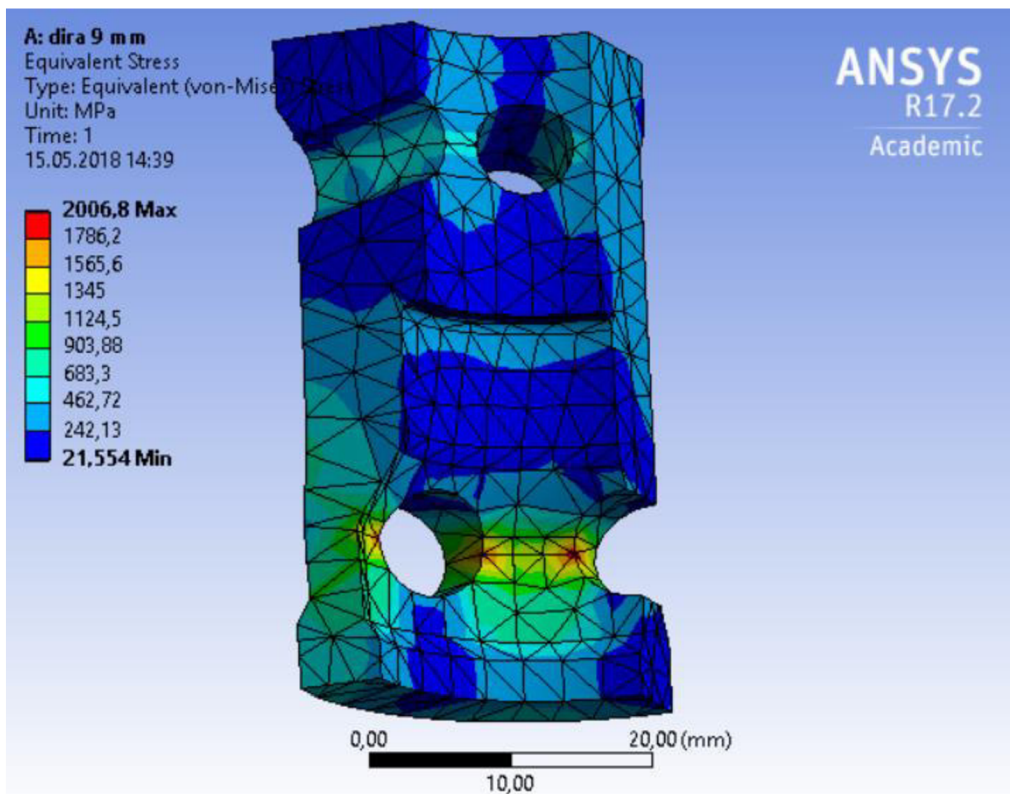
Obrázek 20 Klec na sání okrajové podmínky

Materiál	Mez kluzu [MPa]	Mez pevnosti [MPa]
1.4057/QT800	600	800-950
1.4057/QT900	700	900-1050

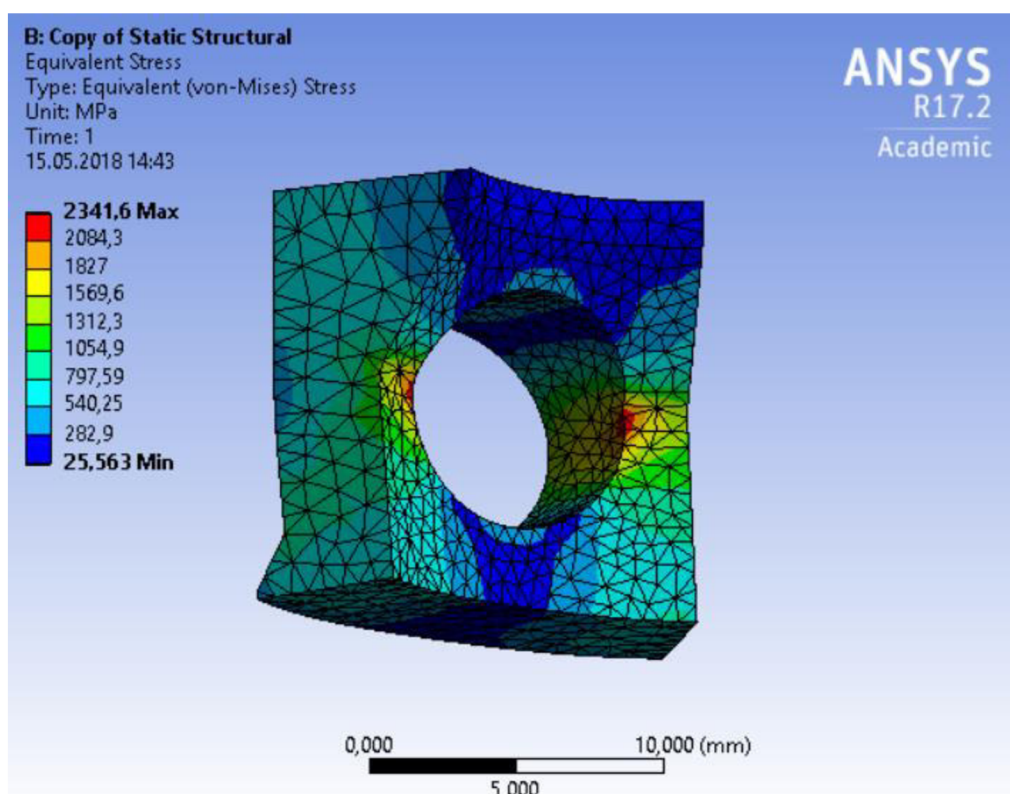
Tabulka 1 Materiály pro klec a ventil [16]

Síla předpětí byla použita na plochu označenou červeně. Na plochy označené žlutě byla použita symetrie. Modré plochy značí použití podmínky Frictionless Support (podpěra bez tření). Při výpočtu byl z důvodu zlepšení sítě v kritickém místě použit Submodel.

Pro první výpočet byla tloušťka stěny v kritickém místě u spodní díry zvolena 3,85 mm. Průměr díry byl zvolen 9 mm. Celkový počet děr byl stanoven na šest.

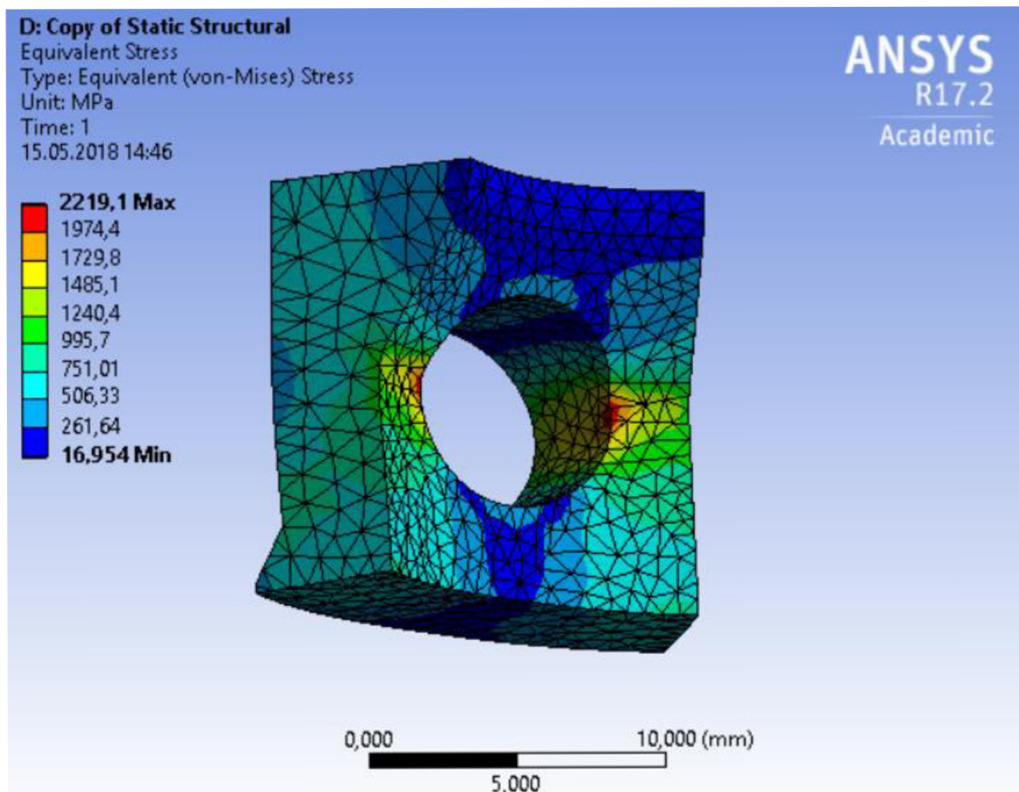


*Obrázek 21 Klec návrh 1 napjatost*



*Obrázek 22 Submodel z klece návrh 1 napjatost*

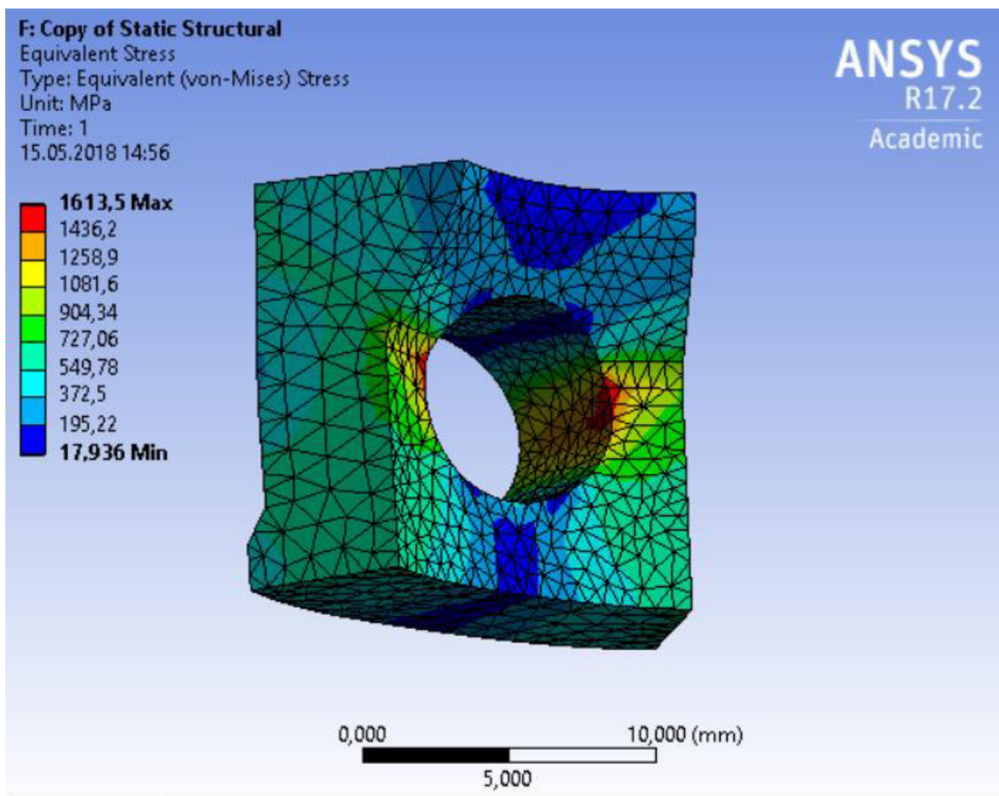
Výsledná napjatost 2341,6 MPa je příliš vysoká. Pro snížení napjatosti byly díry zmenšeny na 8 mm. Tloušťka stěny zůstala stejná.



*Obrázek 23 Submodel z klece návrh 2 napjatost*

Při zmenšení díry o 1 mm se napjatost snížila o více jak 100 MPa výsledná napjatost je stále příliš vysoká. Proto byla tloušťka stěny zvětšena na 4,75 mm.

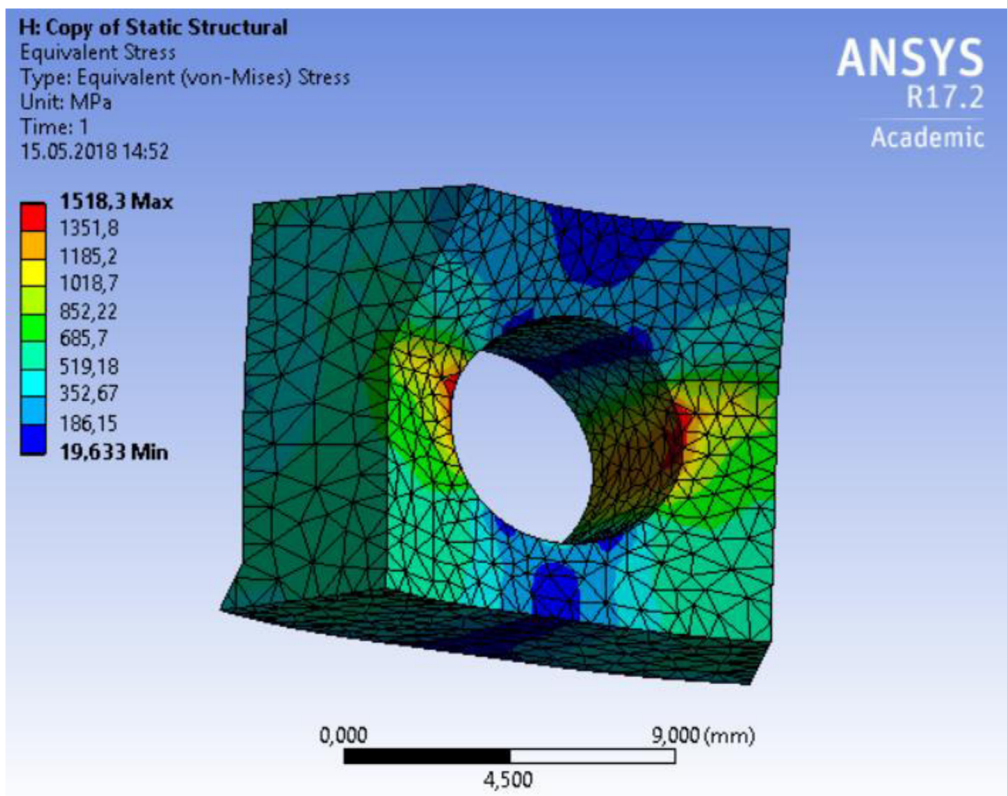




*Obrázek 24 Submodel z klece návrh 3 napjatost*

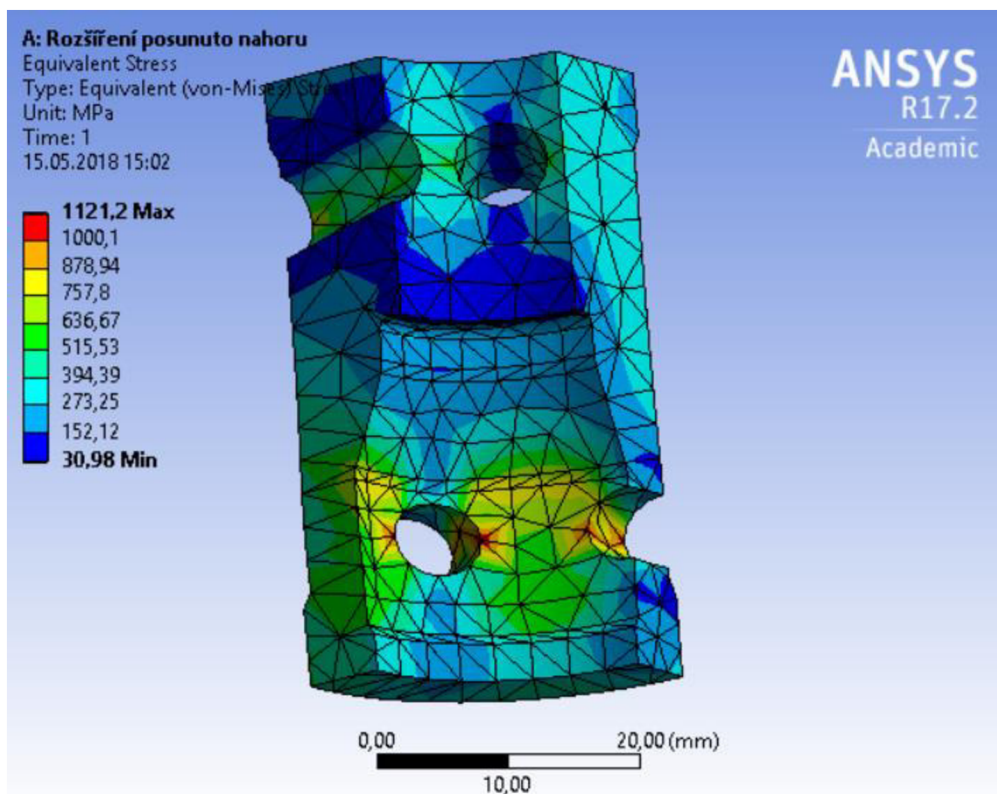
Zvětšením tloušťky stěny o necelý 1 mm došlo k výraznému snížení napjatosti o více jak 600 MPa. Výsledná napjatost 1613,5 MPa je stále příliš vysoká.



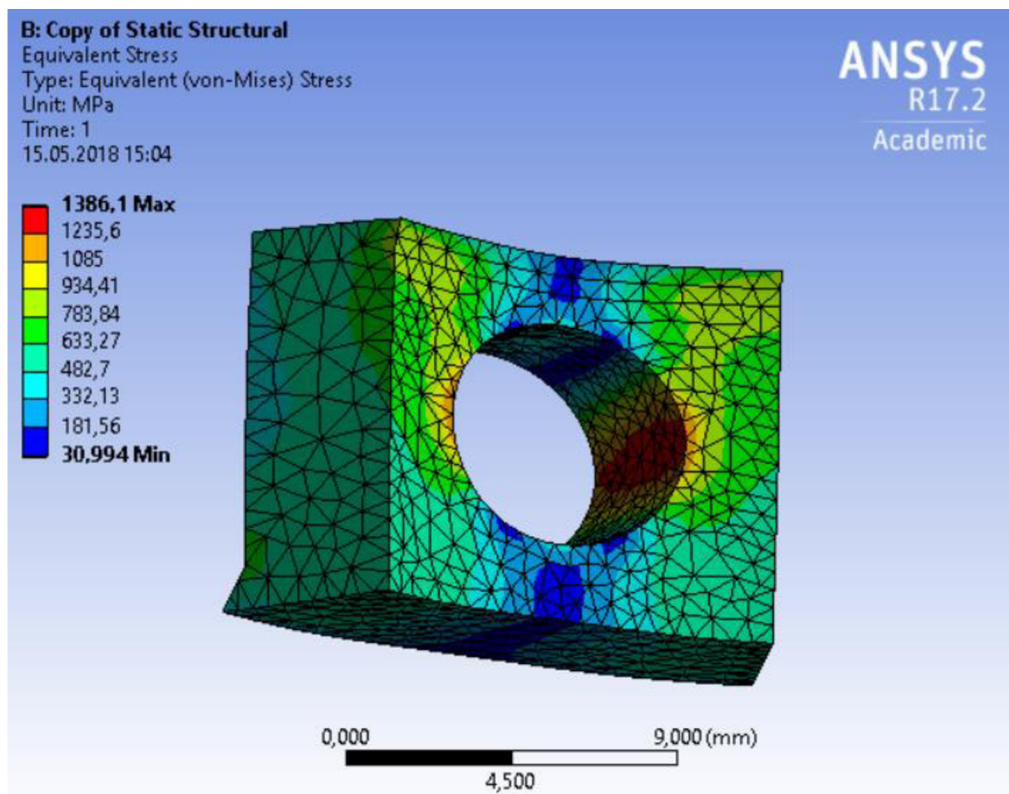


*Obrázek 25 Submodel z klece návrh 4 napjatost*

Zmenšením díry se výsledná napjatost snížila o 100 MPa na 1518,3 MPa. Snižování napjatosti není dostatečné, proto byla v kritickém místě změněna geometrie.

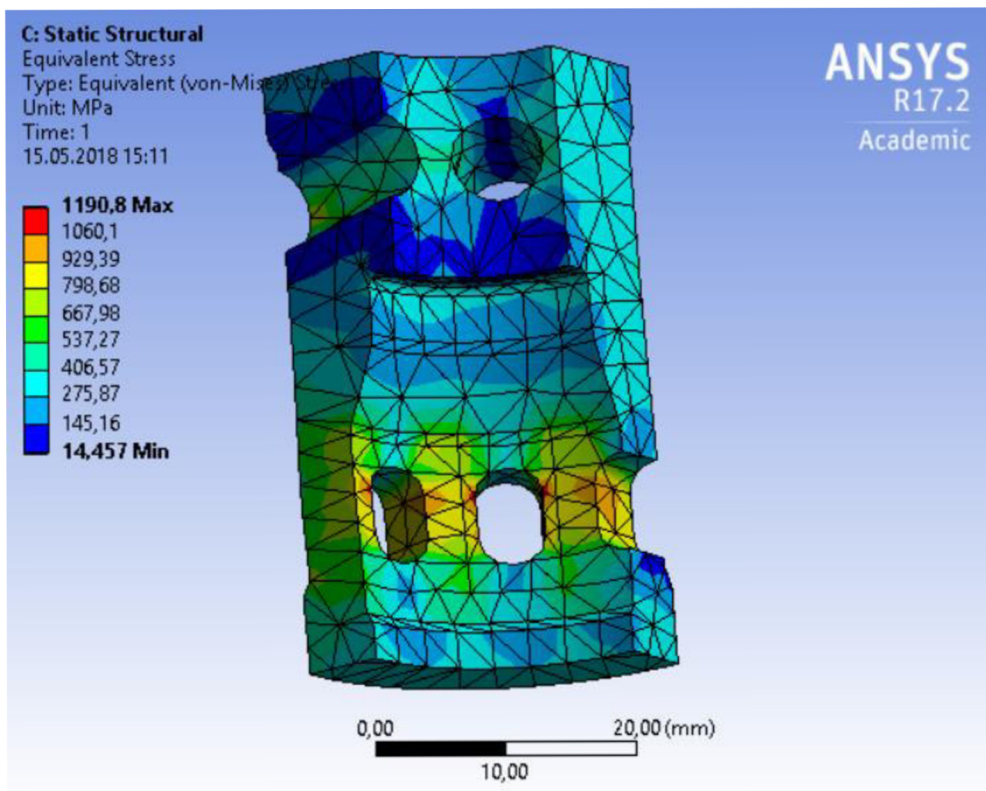


*Obrázek 26 Klec návrh 5 napjatost*

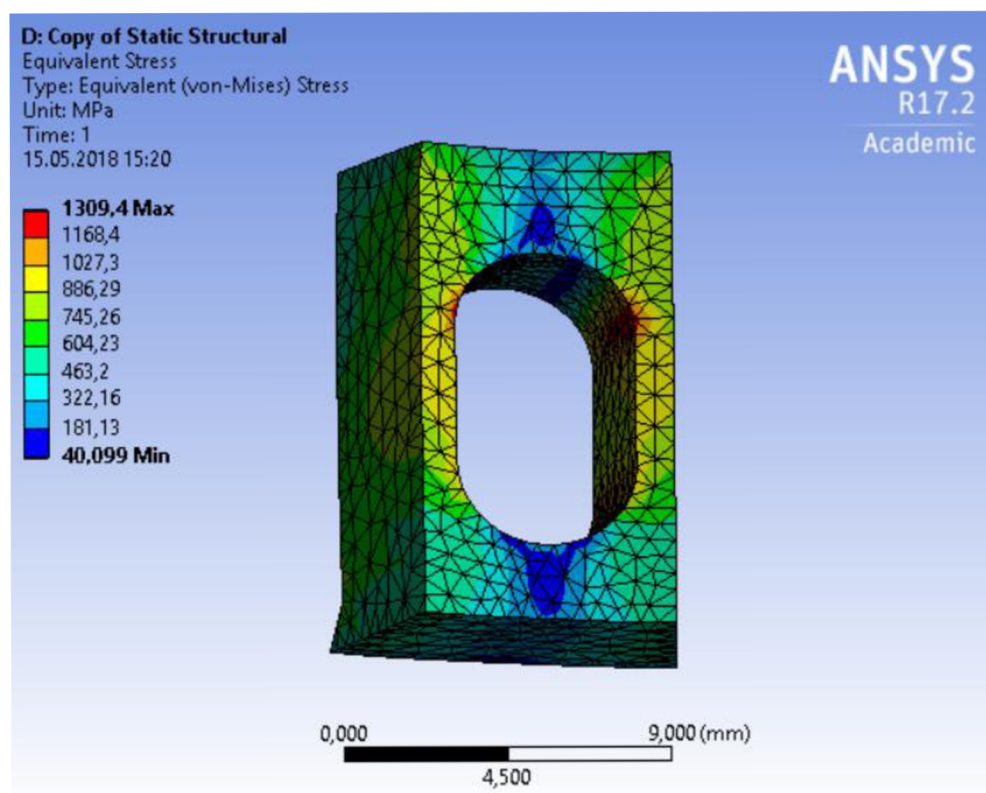


*Obrázek 27 Submodel z klece návrh 5 napjatost*

Změnou geometrie došlo k dalšímu snížení napjatosti na 1386,1 MPa. Další zmenšení by vedlo k příliš vysokým rychlostem proudění a na vstupu by bylo potřeba většího vstupního tlaku. Proto byl vyzkoušen jiný typ sacího otvoru.



*Obrázek 28 Klec návrh 6 napjatost*



*Obrázek 29 Submodel z klece návrh 6 napjatost*



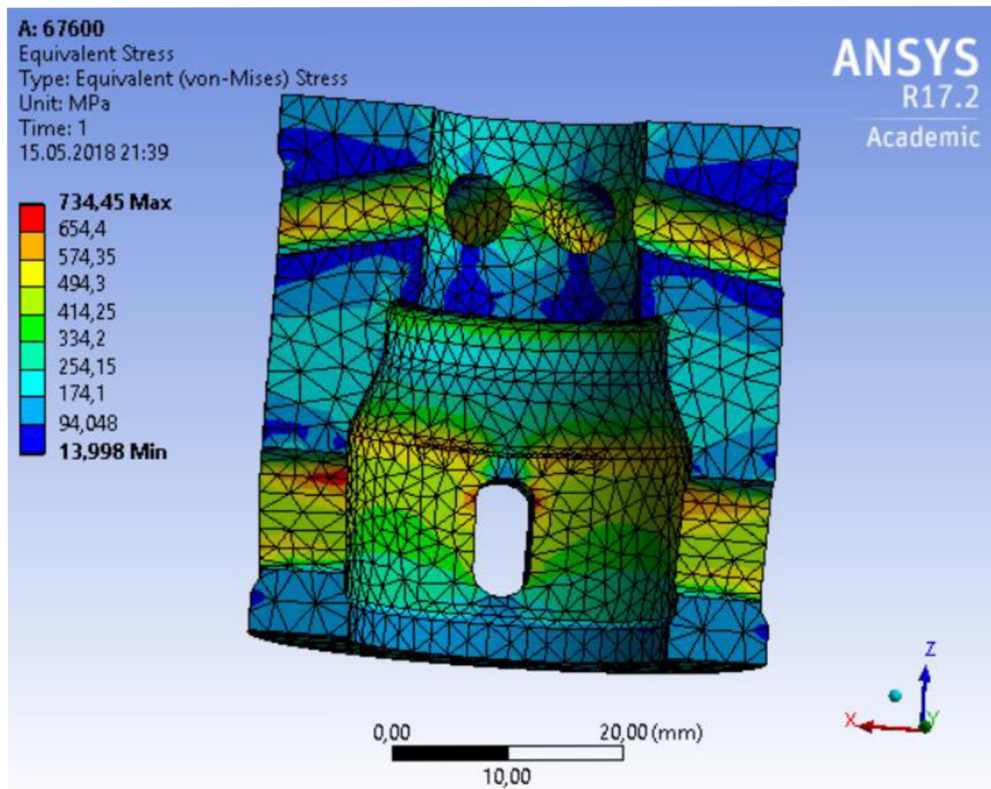
Změna tvaru způsobila mírné zlepšení výsledné napjatosti, ale napjatost 1309 MPa je pořád příliš vysoká. Protože největší pokles napjatosti způsobila změna tloušťky klece v kritickém místě byla díra v tělese čerpadla pro vložení vnitřních součástí zvětšena na průměr 45 mm. To umožnilo zvětšit vnější průměr klece a tím zvětšit tloušťku v kritickém místě. Současně došlo ke zvětšení síly působící na víko. Předpětí šroubu bylo proto nutné také zvětšit. Pro zlepšení napjatosti byl počet děr dole snížen na 4. Symetrie byla využita pouze na polovinu klece. Síla působící na přírubu ventilu je podle rovnice (25):

$$F_v = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot p = \frac{\pi \cdot 0,045^2}{4} \cdot 170 \cdot 10^6 = 270373 \text{ N}$$

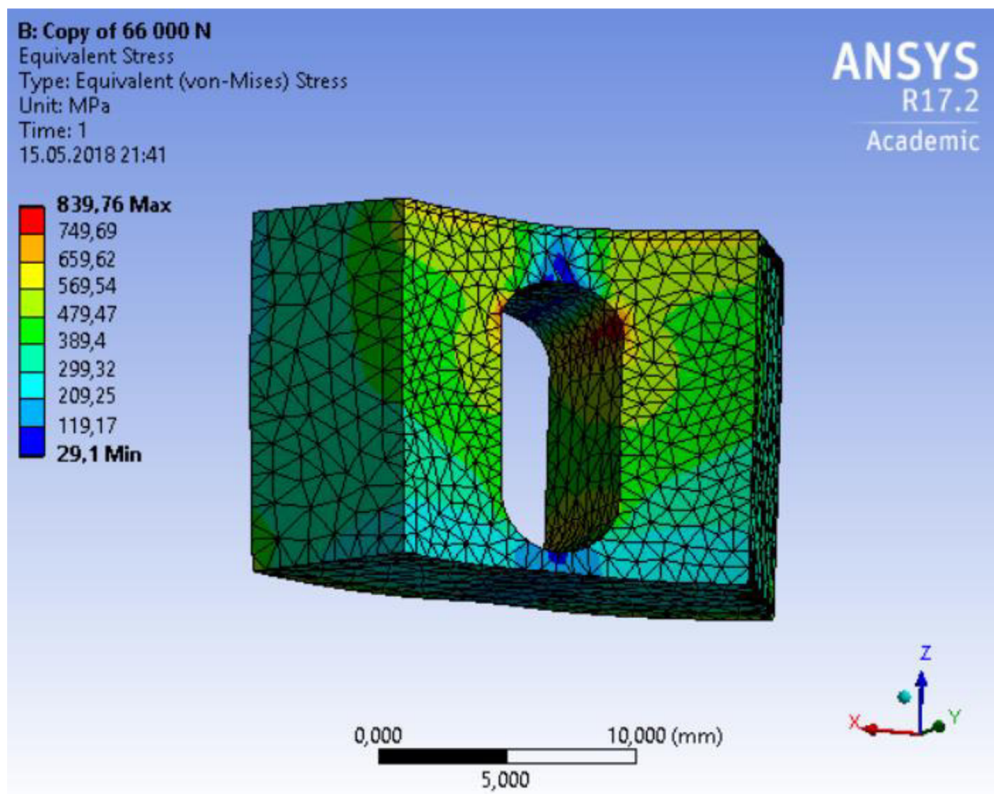
Síla působící na jeden šroub (celkem 4 šrouby na přírubě) je rovna:

$$F_{ivš} = \frac{F}{4} = \frac{270373}{4} \cong 67600 \text{ N}$$

Protože je použita půlka modelu musí se uvažovat síla na 2 šrouby.



Obrázek 30 Konečná verze klece na sání napjatost

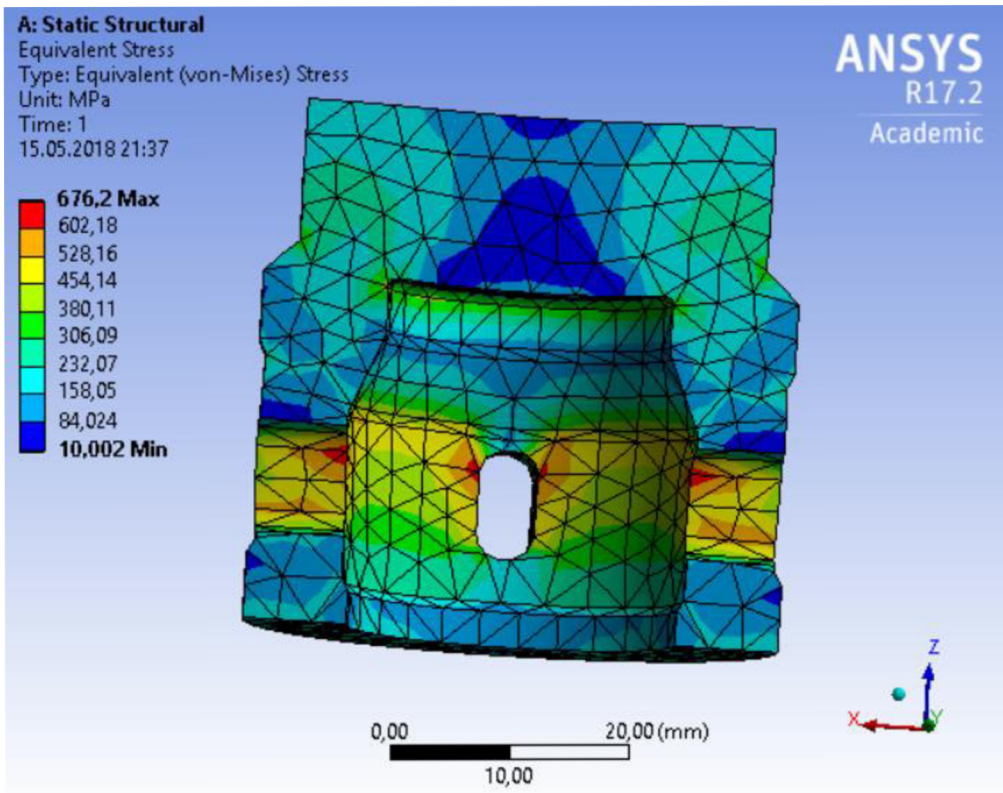


*Obrázek 31 Submodel konečné verze klece na sání napjatost*

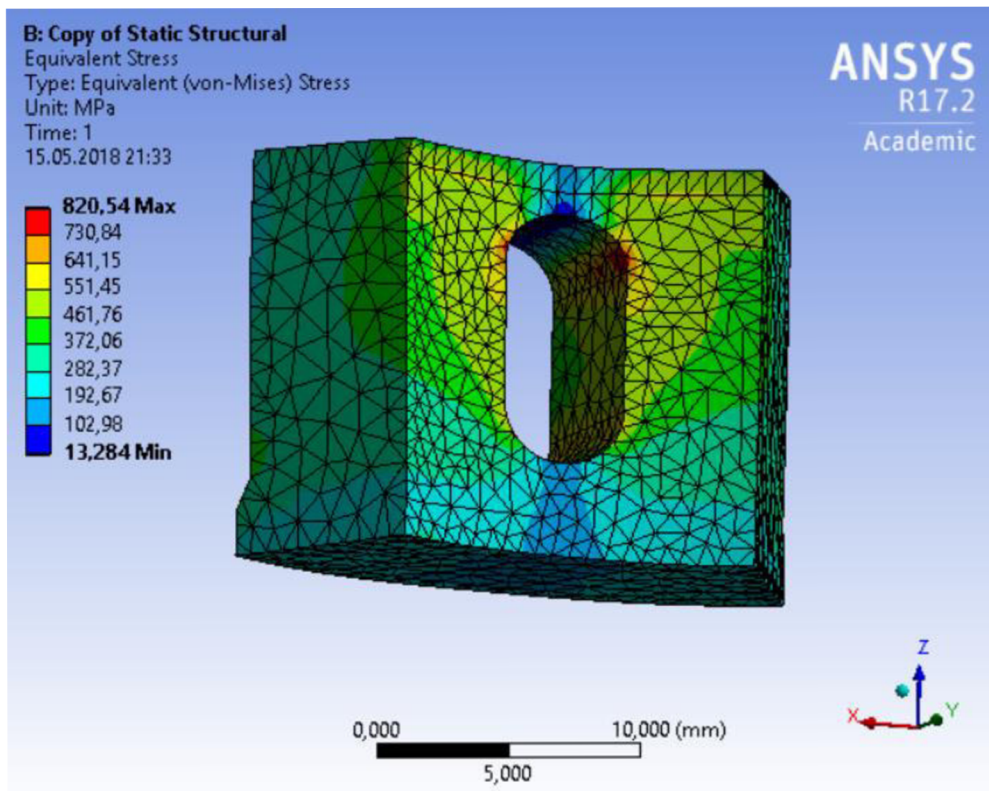
Výsledná nejvyšší napjatost 839,76 MPa překračuje mez kluzu, ale nachází se pouze v malé oblasti. V blízkém okolí tohoto maxima jsou napjatosti už pod mezi kluzu 700 MPa a klec by statické zatížení vydržela. V kritickém místě by došlo k plastické deformaci. Pro lepší bezpečnost byl vybrán materiál 1.4057/QT 900.

#### **4.2.2 Výpočet klece na výtlaku**

Pro klec na výtlaku byl tvar ve spodní části klece zvolen podobně jako u klece na sání. Materiál byl vybrán stejný materiál jako u klece na sání tedy 1.4057/QT 900. Okrajové podmínky byly stejné jako u sací klece.



*Obrázek 32 Klec na výtlaku napjatost*

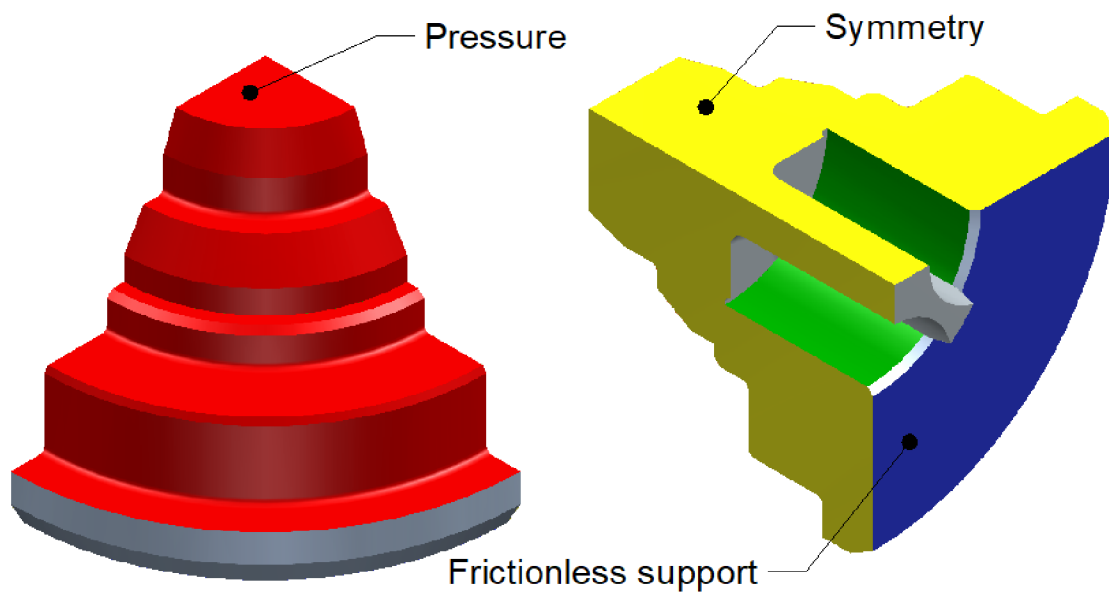


*Obrázek 33 Submodel klece na výtlaku napjatost*

Napjatost v kritickém místě 820,54 MPa vyšla podobně jako klece na sání. Tento výsledek byl předpokládán, protože tvar klece v kritickém místě byl stejný. V kritickém místě by tedy opět došlo k plastické deformaci. Oblast s kritickým napětím je opět příliš malá a klec by tedy při statickém zatížení vydržela.

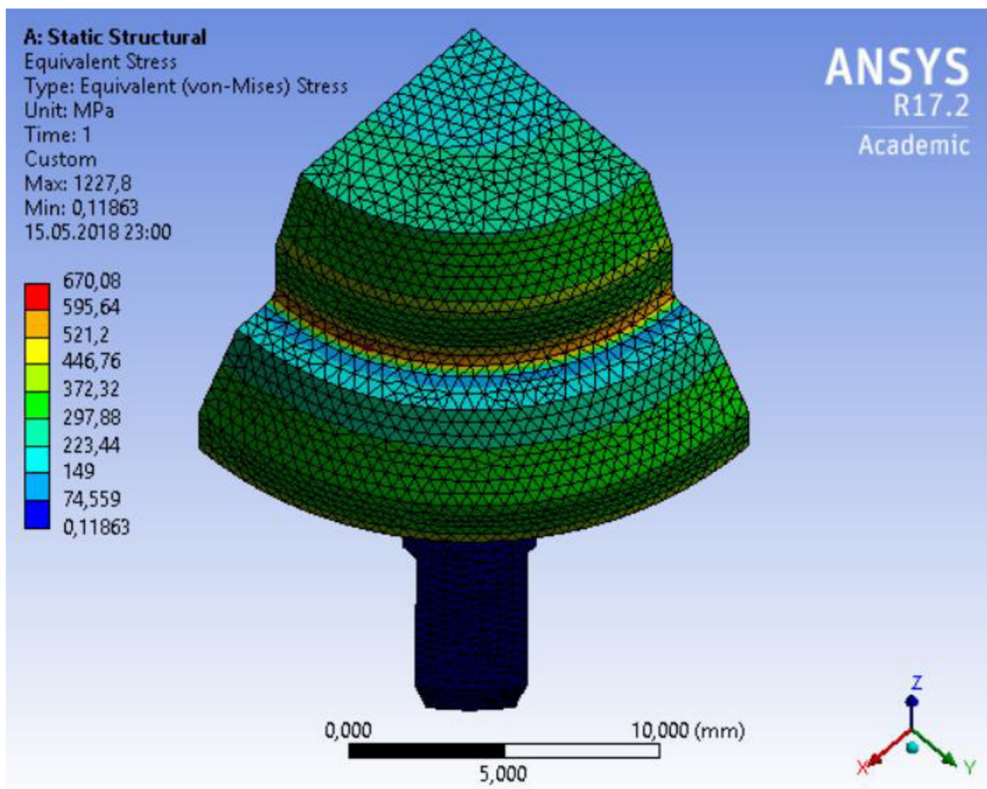
#### 4.2.3 Výpočet ventilů

Ventily na sání a výtlaku budou stejné. Kuželka a sedlo byly počítány v sestavě. Na styčné plochy byl použit třecí kontakt (Frictional) s hodnotou koeficientu tření 0,1. Plochy označené červeně byly zatíženy tlakem 165 MPa. Na plochy označené žlutě byla použita symetrie (Symmetry).



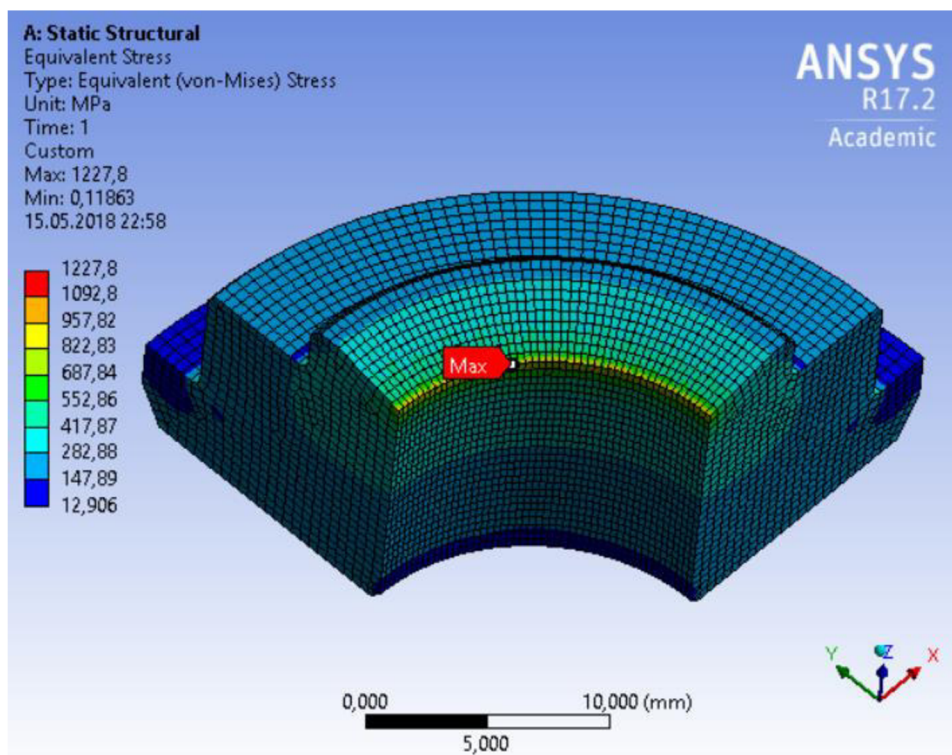
Obrázek 34 Ventil okrajové podmínky





Obrázek 35 Kuželka ventilu napjatost

Napjatost v kritickém oblasti kuželky je 670 MPa, tedy pod mezí kluzu materiálu 1.4057/QT900. Tato oblast je poměrně malá a kuželka by při statickém zatížení vydržela.



Obrázek 36 Sedlo ventilu napjatost



V kritické oblasti je napjatost 1227,8 MPa. Velikost oblasti s touto napjatostí je malá a sedlo by proto statické zatížení vydrželo. Pro snížení lokální napjatosti by bylo vhodné sedlo v kritickém místě zaoblit. Materiál vybraný pro sedlo i kuželku je 1.4057/QT 900.

S ohledem na skutečnost, že ve vyšetřené oblasti maxima napětí převládají napětí tlaková a zvolený nerezový materiál vykazuje optimální plastické vlastnosti (nedochází u něj ke křehnutí) lze vyslovit předpoklad (a to i na základě srovnání se stávajícími obdobnými díly stejného výrobce), že za provozu dojde v místě kontaktu kuželky a sedla ventilu k postupné lokální plastické deformaci, která na straně jedné zvětší kontaktní plochu ve snaze snížení gradientu napětí v materiálu a současně dojde k lokálnímu povrchovému zpevnění materiálu v kritických místech, což povede k dostatečné životnosti uzlu i v případě dynamických zatěžujících účinků, ke kterým za provozu čerpadla dochází. Kritickým průřezem u této součástky je samotné těleso sedla ventilu, které je vlivem kuželové dosedací plochy rozpínáno (převládají tahová napětí) – v této části konstrukce jsou ale spočítaná napětí dostatečně vzdálená i mezi únavy materiálu.

#### 4.2.4 Výpočet ucpávky

Vybrané materiály ucpávky a těleso čerpadla jsou uvedeny v tabulce (2). Mez únavy pro výpočet ucpávky byla vypočítána z rovnice (35):

$$\sigma_c = 0,59 \cdot R_m + 38$$

Materiál	Mez kluzu [MPa]	Mez pevnosti [MPa]	Mez únavy [MPa]
1.4313/QT780	620	780-980	498-616
1.4313/QT900	800	900-1100	569-687

Tabulka 2 Materiál pro těleso ucpávky a těleso čerpadla [17]

Těleso ucpávky bylo počítáno v zjednodušené sestavě hydraulické části čerpadla. Napjatost byla vypočítána pro stav maximálního tlaku 165 MPa. Na rovinu řezu označenou žlutou barvou na obrázku (37) a na plochu označenou žlutou čarou byla použita podmínka symetrie (Symmetry). Na plochu označenou moudrou čarou byla použita podmínka nulového posunu ve směru normály k ploše (Displacement) Na šroub bylo použito předpětí (Bolt Pretension). Tlak 165 MPa byl použit na plochy označené červenou čarou. Na styčné plochy (obrázek 38) označené světle modrou čarou byl použit třecí kontakt (Frictional) s koeficientem tření 0,1. Na styčné plochy označené zelenou čarou byl použit kontakt bez tření (Frictionless). Závit šroubu byl nahrazen kontaktem lepený (Bonded).

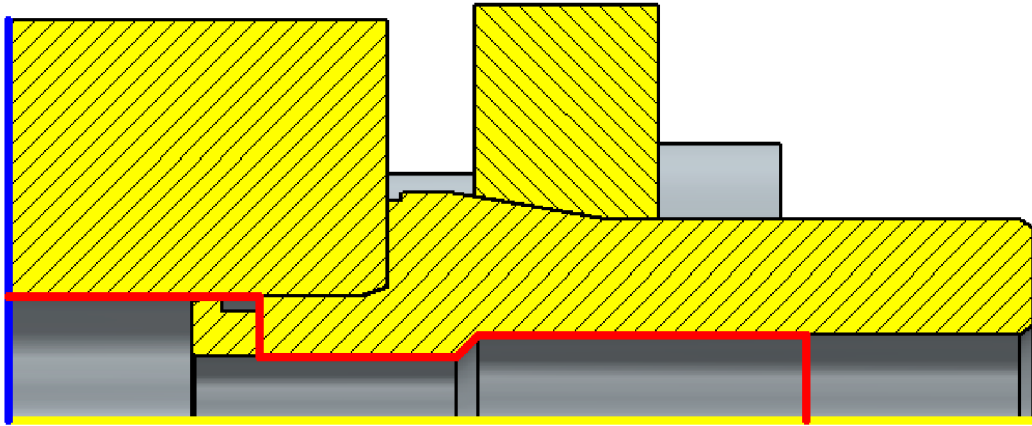
Předpětí šroubu lze vypočítat podle rovnice (26)

$$F_u = \frac{\pi \cdot (d_u^2 - d_p^2)}{4} \cdot p = \frac{\pi \cdot (0,04^2 - 0,02^2)}{4} \cdot 170 \cdot 10^6 = 160\,221\, N$$

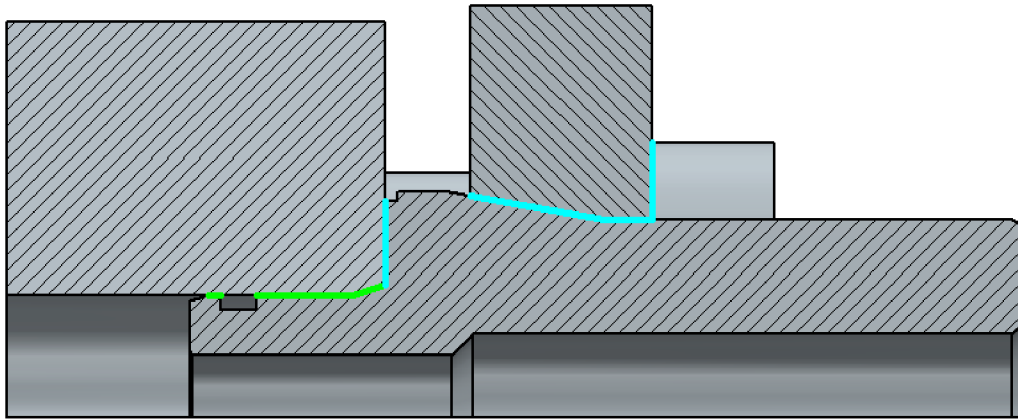
Síla působící na jeden šroub (celkem 4 šrouby na přírubě) je rovna:

$$F_{ius} = \frac{F}{4} = \frac{160221}{4} \cong 40\,100\, N$$

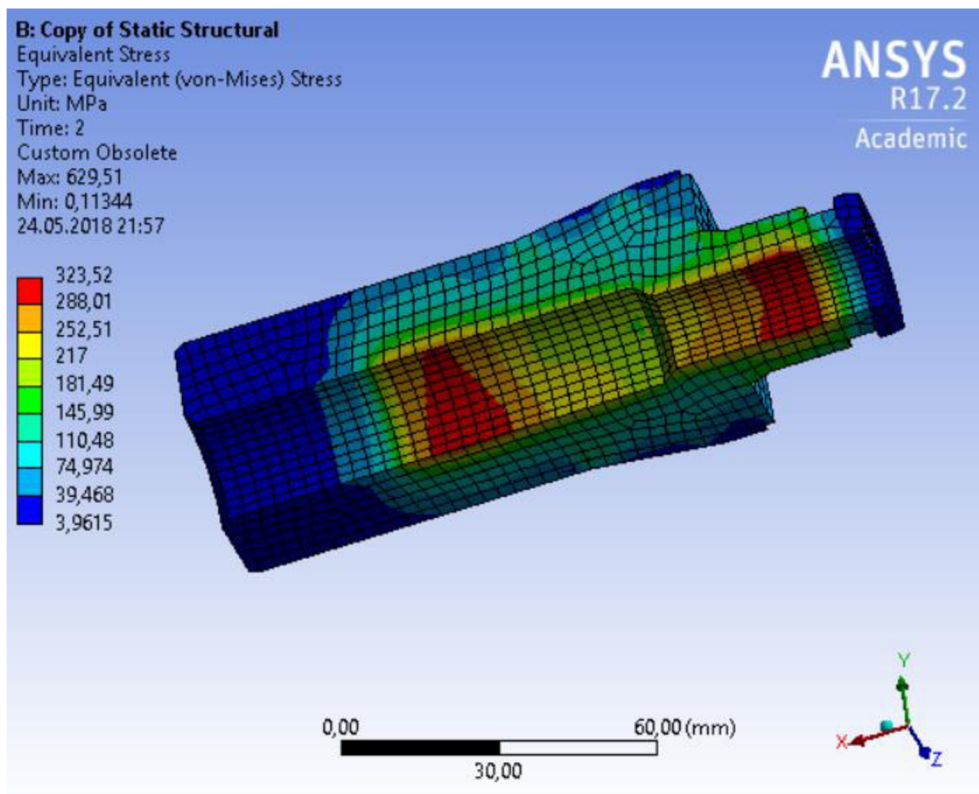
$F_{ius}$  – síla předpětí šroubu na přírubě ucpávky [N]



Obrázek 37 Okrajové podmínky pro zjednodušenou sestavu pro výpočet napjatosti ucpávky a šroubu na přírubě ventilu



Obrázek 38 Kontakty pro zjednodušenou sestavu pro výpočet napjatosti ucpávky a šroubu na přírubě ventilu



Obrázek 39 Ucpávka napjatost

Maximální napjatost na ucpávce vyšla 323,57 MPa. Ucpávka by statické zatížení vydržela. Při dynamickém zatížení bylo uvažováno zatížení míjivé v tahu. Rozkmit napětí je podle rovnice (34) roven:

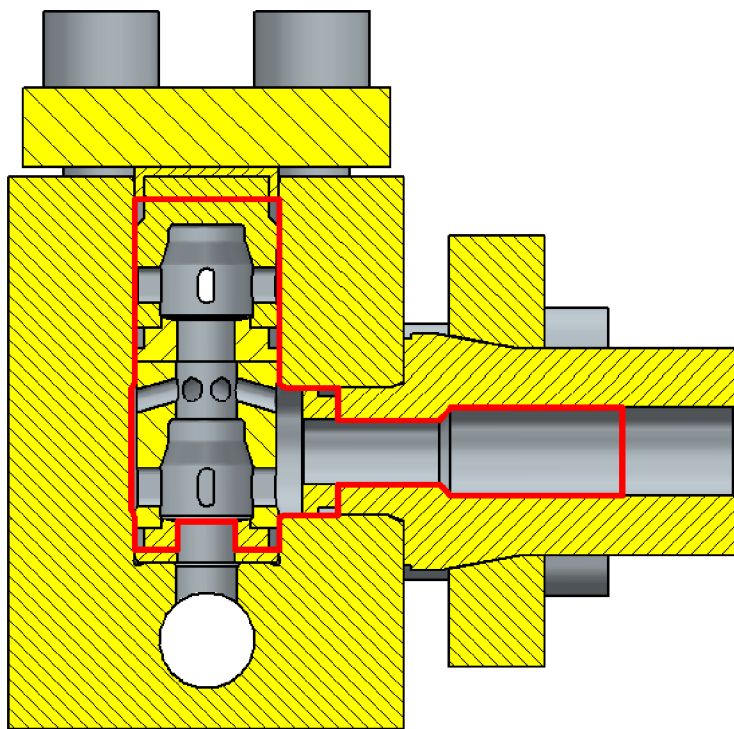
$$\Delta\sigma = \sigma_h - \sigma_d = 323,57 - 0 = 323,57 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma = 323,57 < 498 = \sigma_c$$

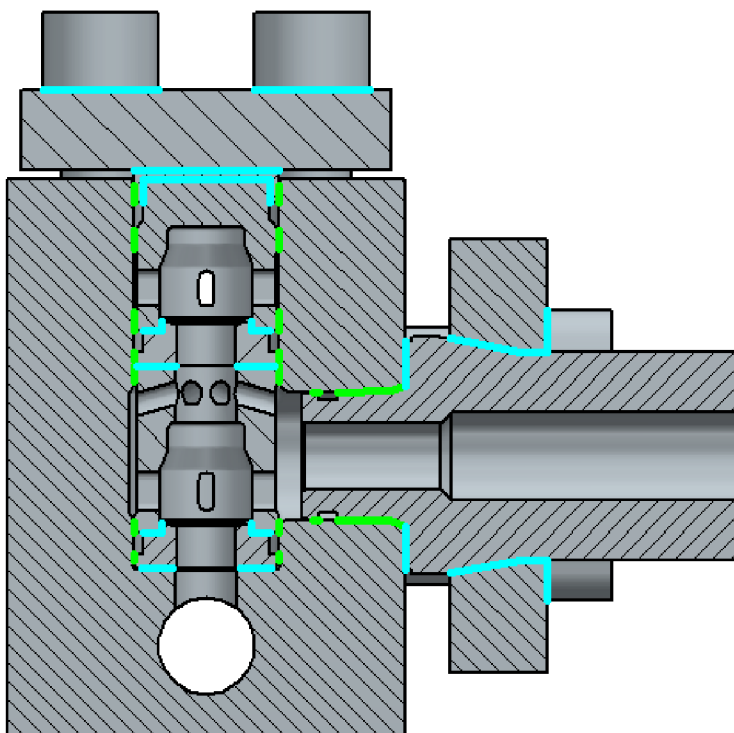
Protože je rozkmit menší než hodnota meze únavy pro materiál 1.4313/QT780, byl vybrán tento materiál a nedojde k únavovému poškození ucpávky.

#### 4.2.5 Výpočet napjatosti tělesa

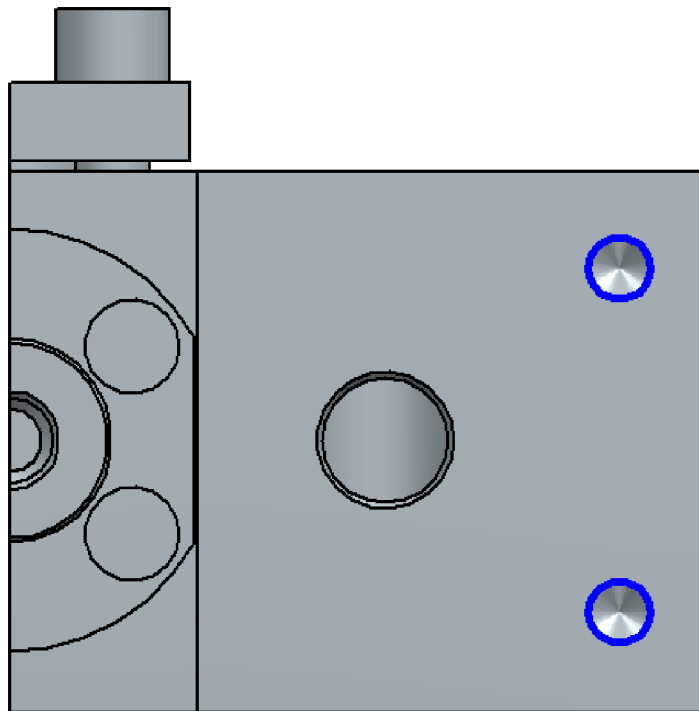
Těleso čerpadla bylo počítáno v celé sestavě hydraulické části čerpadla. Napjatost byla vypočítána pro stav maximálního tlaku 165MPa. Na rovinu řezu na obrázku (40) označenou žlutě byla použita podmínka symetrie (Symmetry). Na všechny šrouby bylo použito předpětí (Bolt Pretension). Tlak 165 MPa byl použit na vnitřek tělesa čerpadla a na všechny součásti uvnitř tělesa mezi těsněními (označeno červenou čarou). Na styčné plochy označené světle modrou čarou na obrázku (41) byl použit třecí kontakt (Frictional) s koeficientem tření 0,1. Na styčné plochy označené zelenou čarou byl použit kontakt bez tření (Frictionless). Závit šroubu byl nahrazen kontaktem lepený (Bonded). Na plochy označené modrou čarou na obrázku (42) byla použita podmínka omezení pohybu ve všech směrech (Fixed Support).



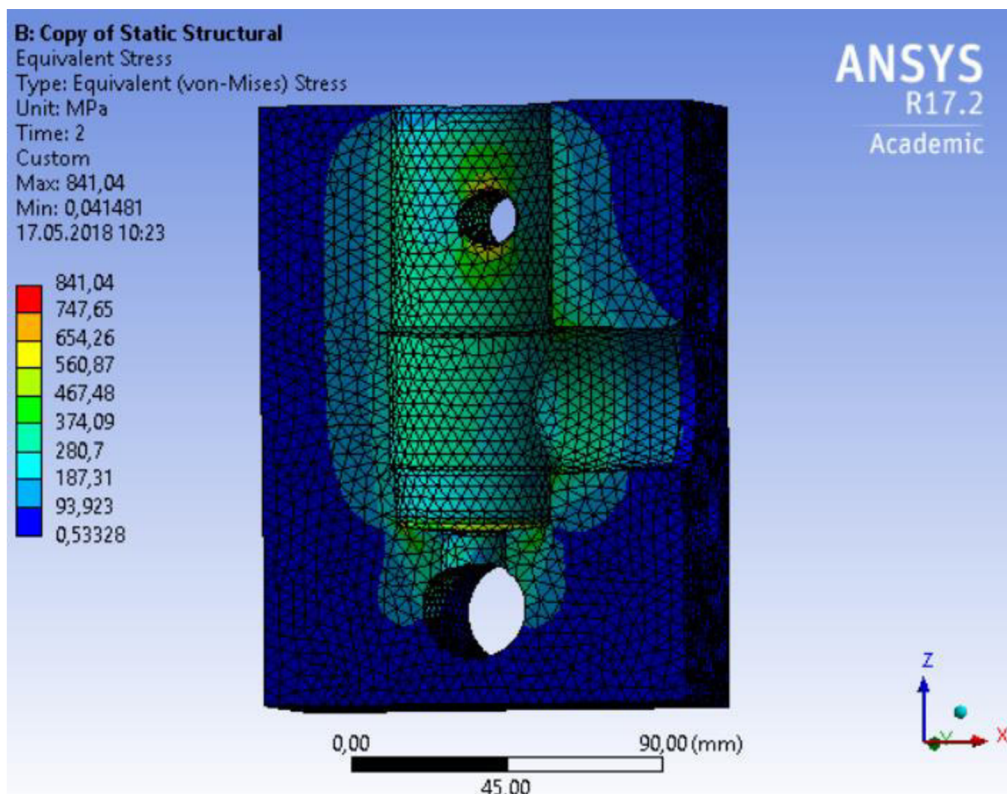
Obrázek 40 Hydraulická část navrhovaného čerpadla – okrajové podmínky



Obrázek 41 Hydraulická část navrhovaného čerpadla – kontakty

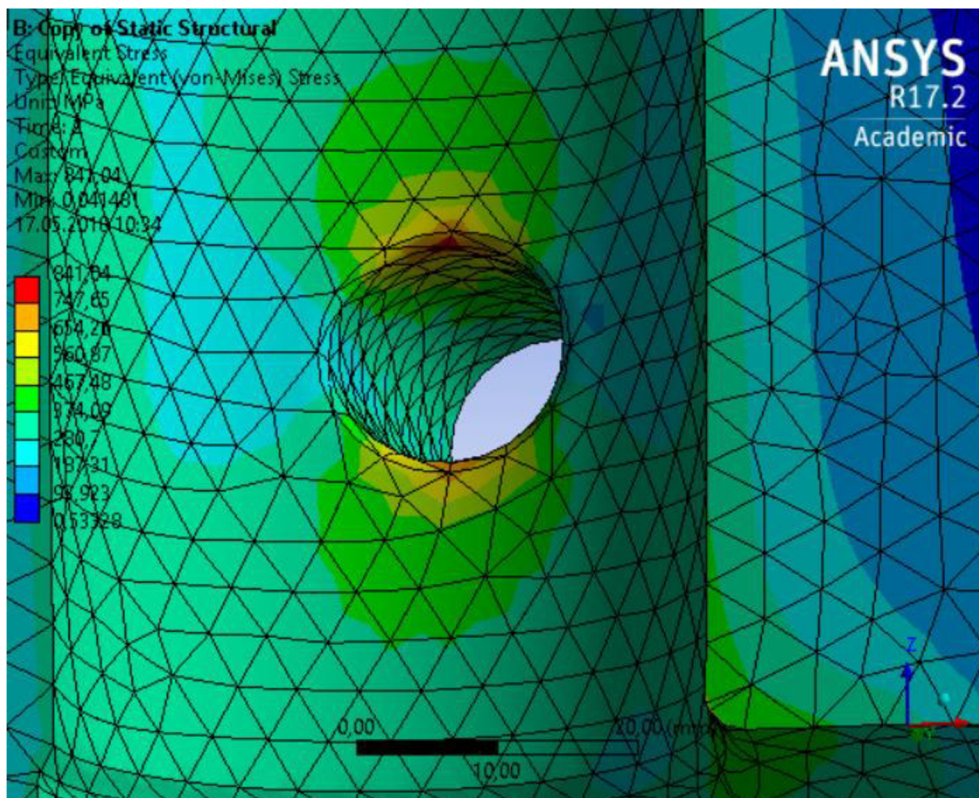


Obrázek 42 Pohled z boku na hydraulickou část – okrajové podmínky



Obrázek 43 Těleso čerpadla část s lepší sítí napjatost





Obrázek 44 Kritické místo tělesa čerpadla

Nejhorší místo z hlediska napjatosti je oblast díry na výtlaku. V tomto místě je výsledné napětí 841 MPa. Je překročena mez kluzu materiálu  $1.4313/QT900$  a došlo by k plastizaci. Oblast s takto vysokou napjatostí je však malá. Jedná se o část hydrauliky nad výtláčným ventilem, která je zatížena kvazistatickým zatížením (po náběhu čerpadla je v této oblasti hydraulické části udržován po celou dobu jeho chodu víceméně konstantní tlak). Těleso čerpadla by tedy statické zatěžování vydrželo. Pro zlepšení napjatosti přesto doporučuji okraj díry více zaoblit.

### 4.3 Kontrola šroubů

Byly uvažovány šrouby s třídou pevnosti 12.9.

Mez pevnosti je tedy rovna

$$R_m = 12 \cdot 100 = 1200 \text{ MPa}$$

Mez kluzu je rovna

$$R_e = 12 \cdot 9 \cdot 10 = 1080 \text{ MPa}$$

Síla předpětí šroubů na přírubách ucpávky a ventilu byla vypočítána v předchozí části.

Podle rovnic (27 až 31) byly vypočítány únosnosti šroubu M12 až M24. Vypočítané hodnoty jsou uvedeny v tabulce (3). Byl uvažován součinitel tření mezi závity  $f_g = 0,12$ .

<b>d</b>	<b>P</b>	<b>d<sub>3</sub></b>	<b>d<sub>2</sub></b>	<b>A<sub>s</sub></b>	<b>σ<sub>M</sub></b>	<b>F<sub>sp</sub></b>
mm	mm	mm	mm	mm <sup>2</sup>	MPa	N
12	1,75	9,852979	10,86334	84,26654	800,0961	67421,33
16	2	13,54626	14,70096	156,6684	812,7709	127335,5
20	2,5	16,93283	18,3762	244,7944	812,7709	198961,8
24	3	20,31939	22,05144	352,5039	812,7709	286504,9

Tabulka 3

Bezpečnost šroubu na přírubě ventilu k předpětí byla zvolena na 3. Této hodnotě odpovídá nejlépe šroub o průměru 20 mm.

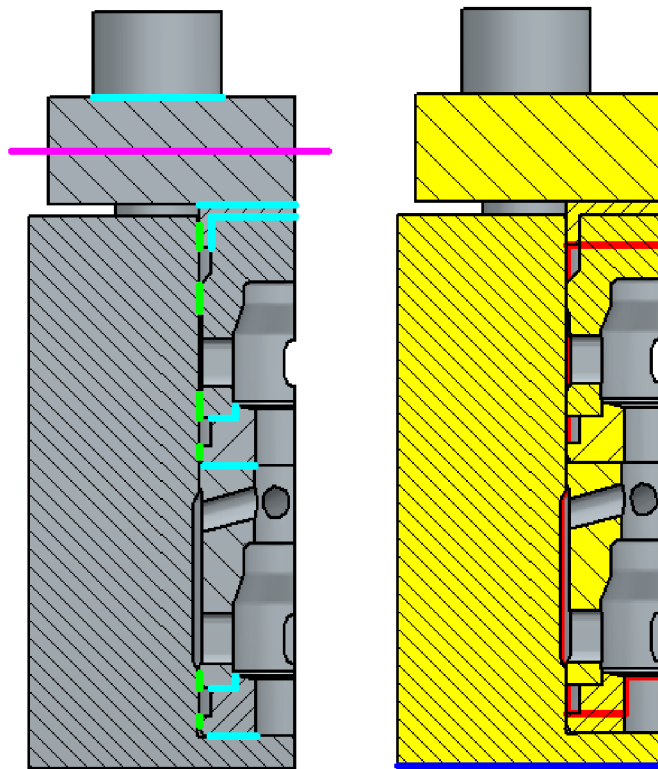
$$k = \frac{F_{sp}}{F_{ivš}} = \frac{198961,8}{53400} = 3,72$$

Pro přírubu ucpávky i přírubu ventilu byly vybrány šrouby M20.

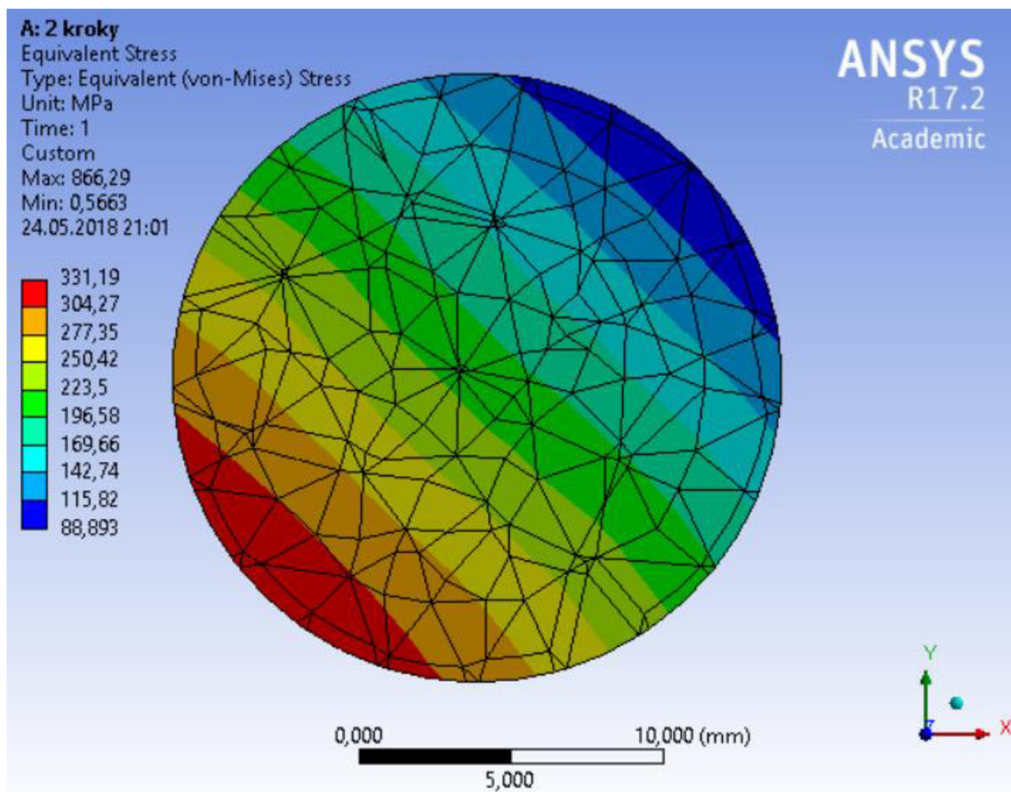
#### 4.3.1 Kontrola šroubu na přírubě ventilu při cyklickém namáhání

Napjatost šroubů byla kontrolována při dvou zátěžných stavech. První zátěžný stav je při zatížení šroubu předpětím. Druhý zátěžný je při zatížení šroubu předpětím a zatížení šroubu při provozním tlaku 150 MPa uvnitř tělesa čerpadla. Tento zátěžný cyklus odpovídá zapnutí čerpadla do tlaku a jeho odlehčení (regulace nadzvedáváním sacích ventilů). Při tomto zátěžném cyklu nemusí být splněna podmínka pro únavovou životnost, protože k zapnutí a vypnutí čerpadla dochází u vysokotlakých agregátů cca jednou za 1 až 10 minut. Nebylo uvažováno cyklické namáhání způsobené pulzací tlaku na výtlaku čerpadla. Pro první výpočet byl uvažovaný šroub M20 s tloušťkou příruby 25 mm.

Okrajové podmínky byly zadány podle obrázku (45) Tlak působí až po čáry označené červeně. Na rovinu řezu byla uvažována symetrie. Na šroub bylo použito předpětí. Na styčné plochy označené světle modrou čarou byl použit třecí kontakt (Frictional) s koeficientem tření 0,1. Na styčné plochy označené zelenou čarou byl použit kontakt bez tření (Frictionless). Závit šroubu byl nahrazen kontaktem lepený (Bonded). Fialová čára označuje rovinu řezu šroubem.

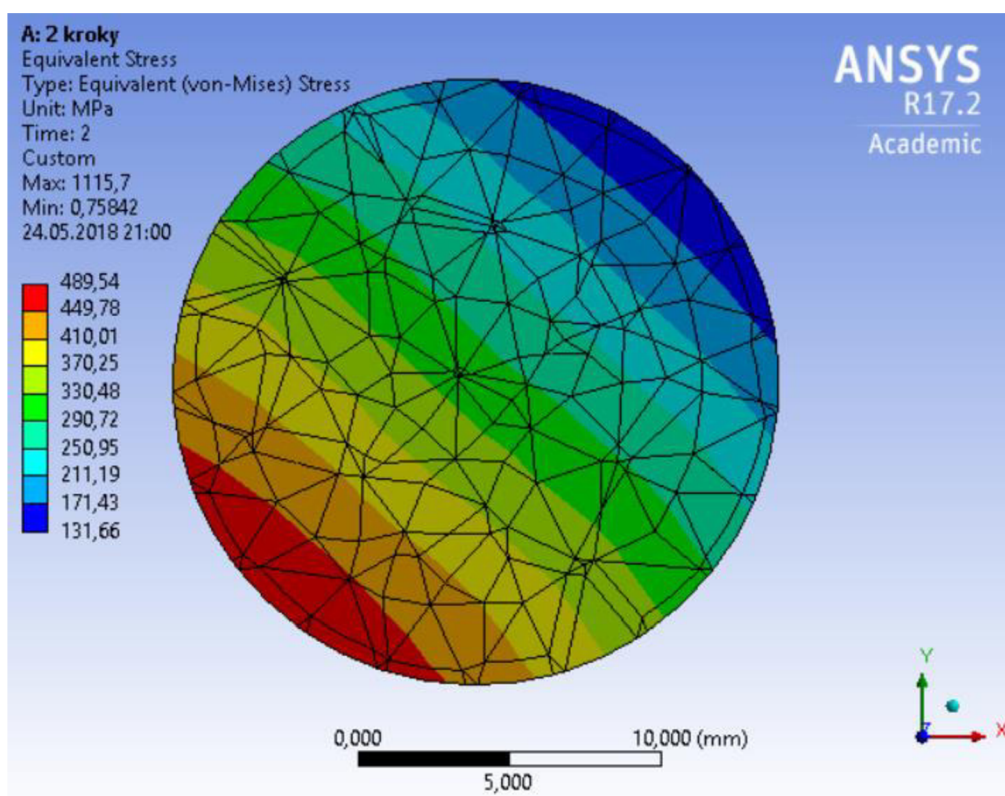


Obrázek 45 Okrajové podmínky pro výpočet šroubu



Obrázek 46 Napjatost šroubu M20 na přírubě ventilu při zatížení předpětím





Obrázek 47 Napjatost šroubu M20 na přírubě ventilu při zatížení předpětím a tlakem

Podle obrázků (46) a (47) je maximální napětí při předpětí šroubu 331,19 MPa a při předpětí šroubu se zatížením tlakem uvnitř tělesa čerpadla 489,54 MPa. Z rozdílu maximálních napětí lze vypočítat rozkmit napětí podle rovnice (34).

$$\Delta\sigma = 489,54 - 331,19 = 158,35 \text{ MPa}$$

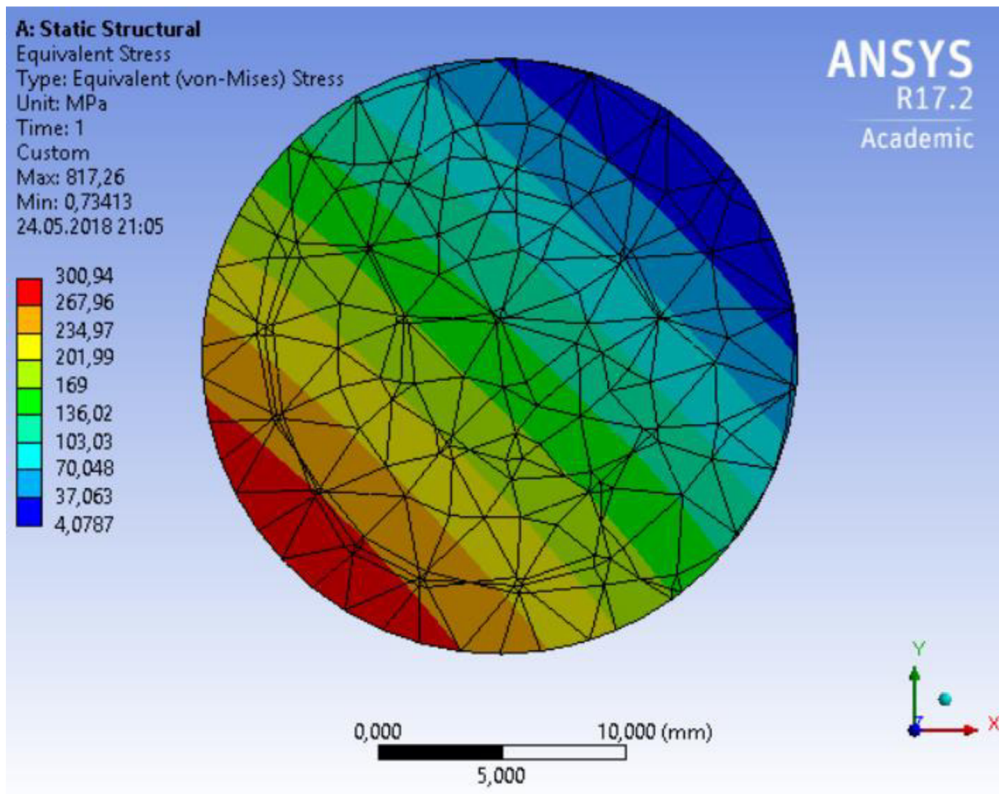
Podle podmínky (39)

$$\frac{\Delta\sigma}{R_m} = \frac{158,35}{785} = 0,2017 > 0,0522$$

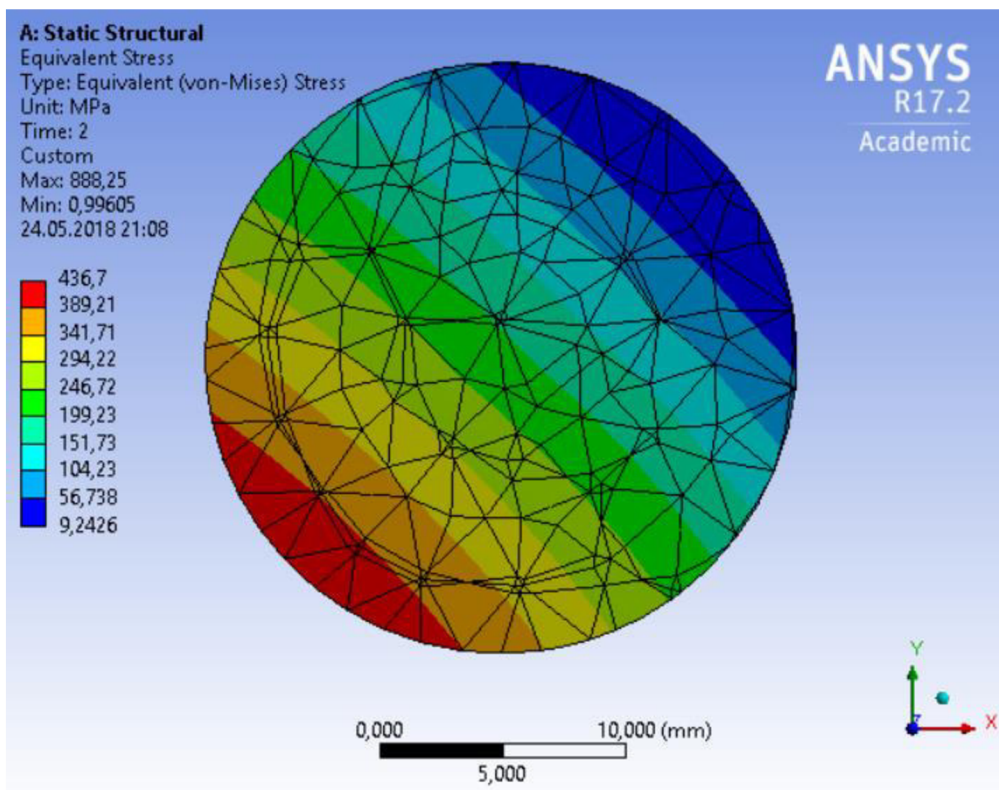
šroub nevyhovuje podmínce pro neomezenou životnost. Počet cyklů do únavového poškození je podle rovnice (40) roven:

$$N = 285 \cdot \left(\frac{R_m \cdot f_b}{\Delta\sigma}\right)^3 = 285 \cdot \left(\frac{785 \cdot 1}{158,35}\right)^3 = 34\,722 \text{ cyklů}$$

Pro zlepšení životnosti lze zvětšit průměr šroubu nebo zlepšit rozložení zatížení působící na šroub. Toho lze dosáhnout zvýšením tuhosti příruby (zvětšit tloušťku příruby) nebo se použijí vyrovnávací podložky, které způsobí, že na šroub bude působit síla pouze v ose šroubu. Pro další výpočet byl uvažován šroub M24 se stejnou tloušťkou příruby 25 mm.



Obrázek 48 Napjatost šroubu M24 na přírubě ventilu při zatížení předpětím



Obrázek 49 Napjatost šroubu M24 na přírubě ventilu při zatížení předpětím a tlakem

Podle obrázků (48) (49) je maximální napětí při předpětí šroubu 300,94 MPa a při předpětí šroubu se zatížením tlakem uvnitř tělesa čerpadla 436,7 MPa. Z rozdílu maximálních napětí lze vypočítat rozkmit napětí.

Podle rovnice (34)

$$\Delta\sigma = 436,7 - 300,94 = 135,76 \text{ MPa}$$

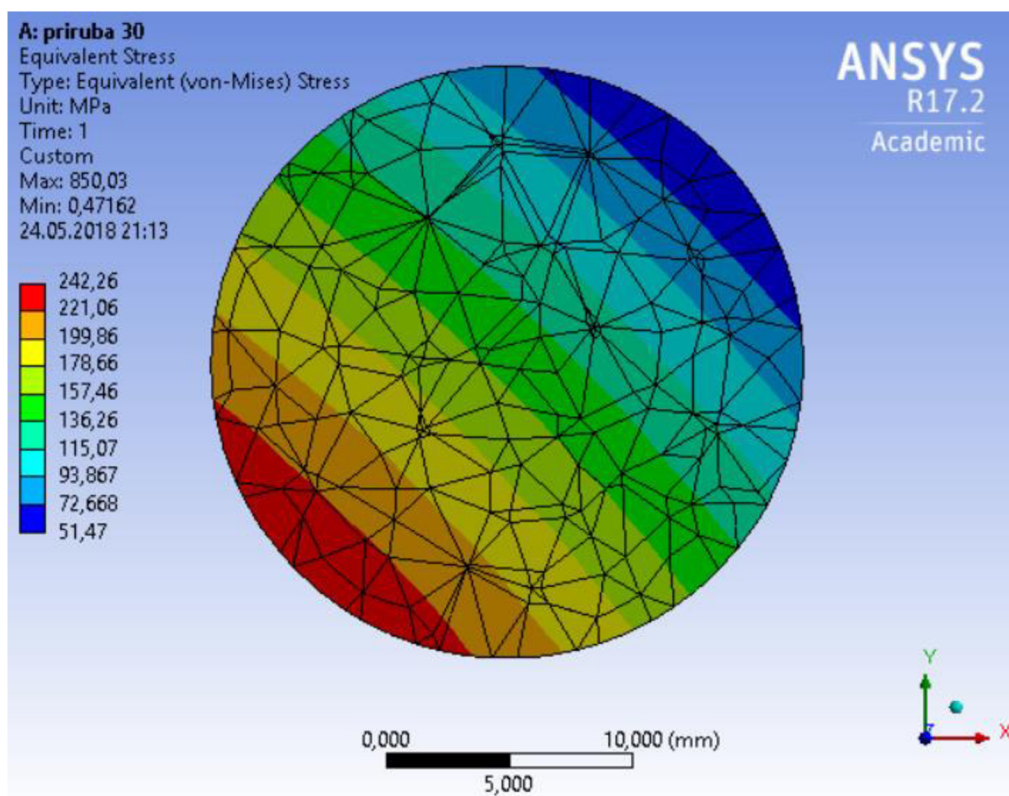
Podle podmínky (39)

$$\frac{\Delta\sigma}{R_m} = \frac{135,76}{785} = 0,1729 > 0,0522$$

šroub nevyhovuje podmínce pro neomezenou životnost. Počet cyklů do únavového poškození je podle rovnice (40) roven:

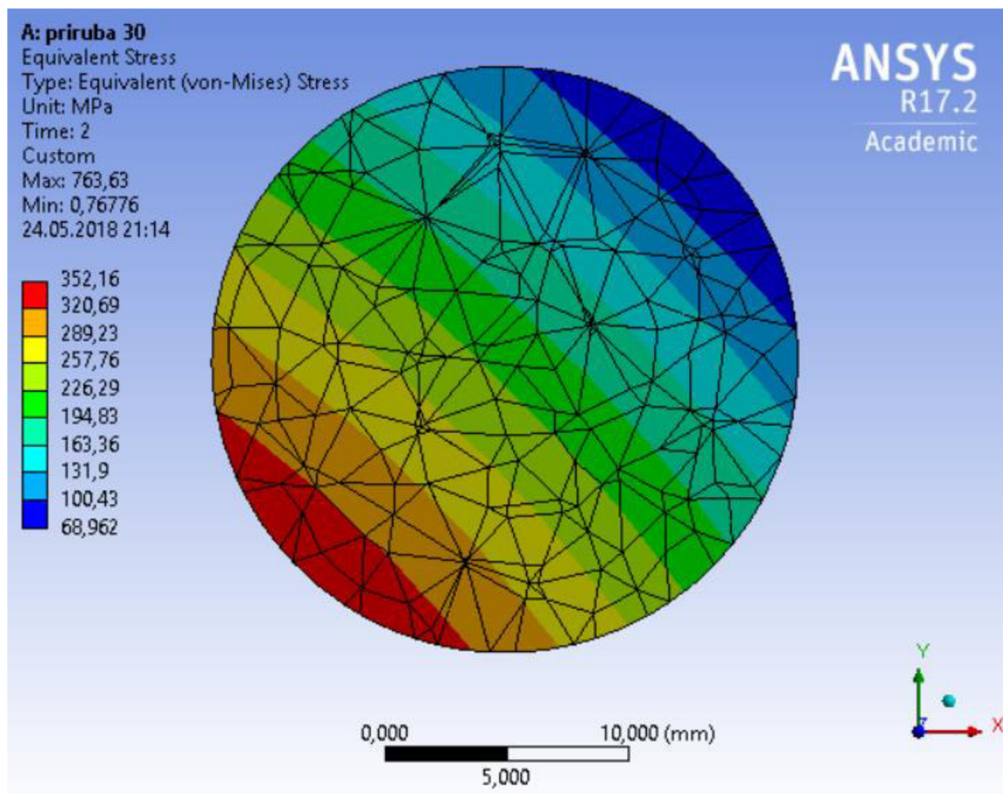
$$N = 285 \cdot \left(\frac{R_m \cdot f_b}{\Delta\sigma}\right)^3 = 285 \cdot \left(\frac{785 \cdot 1}{135,76}\right)^3 = 55\,098 \text{ cyklů}$$

Pro další výpočet byl uvažován šroub M24 s tloušťkou příruby 30 mm.



Obrázek 50 Napjatost šroubu M24 na přírubě ventilu tloušťky 30 mm při zatížení předpětím





Obrázek 51 Napjatost šroubu M24 na přírubě ventilu tloušťky 30 mm při zatížení předpětím a tlakem

Podle obrázků (50) (51) je maximální napětí při předpětí šroubu 242,26 MPa a při předpětí šroubu se zatížením tlakem uvnitř tělesa čerpadla 352,16 MPa. Z rozdílu maximálních napětí lze vypočítat rozkmit napětí.

Podle rovnice (34)

$$\Delta\sigma = 352,16 - 242,26 = 109,9 \text{ MPa}$$

Podle podmínky (39)

$$\frac{\Delta\sigma}{R_m} = \frac{109,9}{785} = 0,14 > 0,0522$$

šroub nevyhovuje podmínce pro neomezenou životnost. Počet cyklů do únavového poškození je podle rovnice (40)

$$N = 285 \cdot \left( \frac{R_m \cdot f_b}{\Delta\sigma} \right)^3 = 285 \cdot \left( \frac{785 \cdot 1}{109,9} \right)^3 = 103\,863 \text{ cyklů}$$

V případě, že tento cyklus proběhne každé 2 minuty, pak je životnost šroubů na přírubách ventilů je podle rovnice (41) rovna:

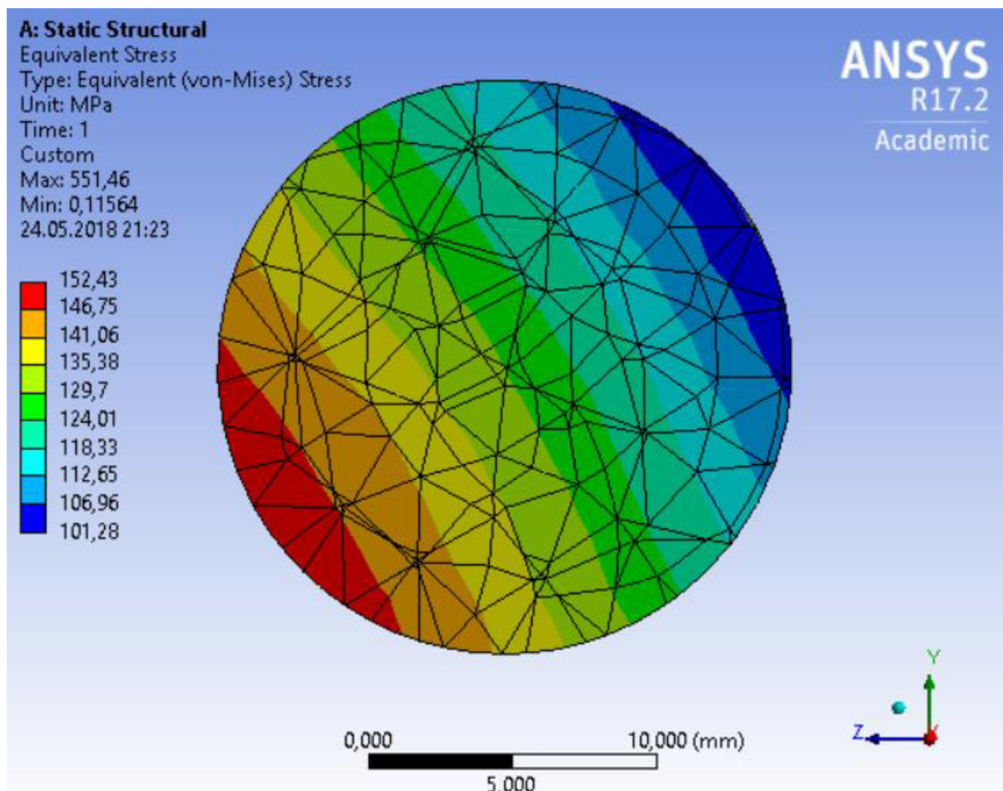
$$t_z = \frac{N}{N_t} = \frac{103\,863}{30} = 3462,1 \text{ hod}$$

Tato životnost je s ohledem na předpokládaný provoz čerpadla vyhovující. Předpokládána životnost je 2500 motohodin. Po tomto intervalu by mělo dojít k výměně šroubů na přírubách ventilů.

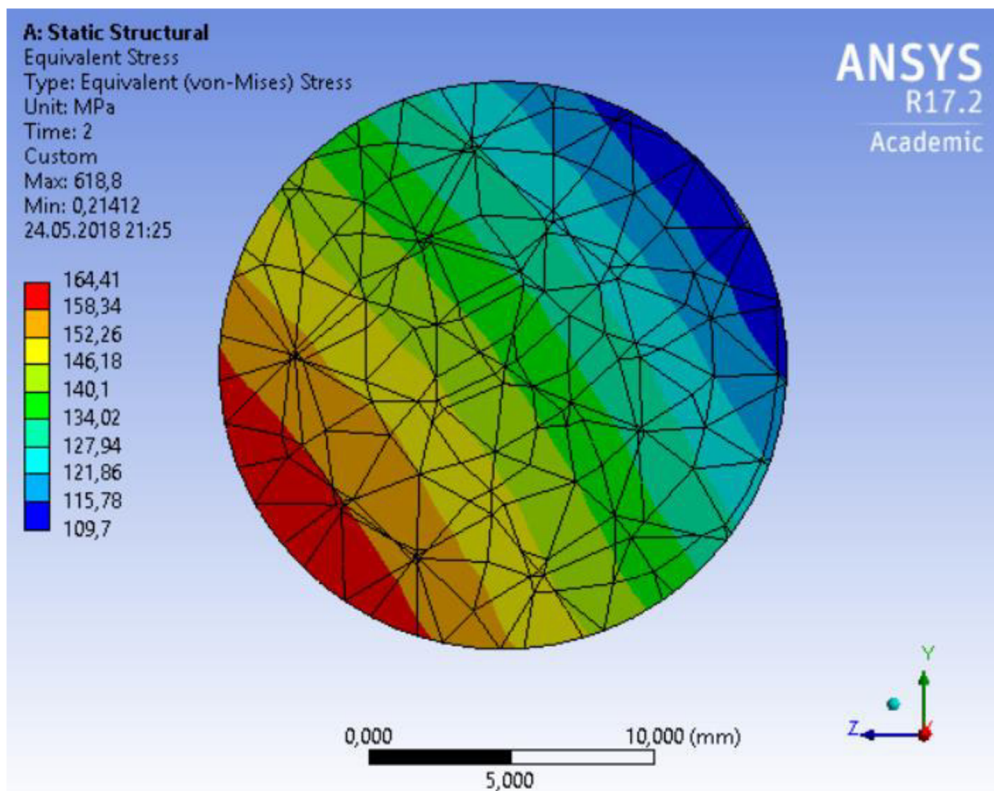
#### 4.3.2 Kontrola šroubu na přírubě ucpávky při cyklickém namáhání

Sestava pro výpočet šroubu byla uvažována stejně jako při výpočtu ucpávky. Pouze tlak byl snížen na 150 MPa (neuvažuje se, že by čerpadlo normálně pracovalo při 165 MPa).

Řez šroubu byl proveden přibližně uprostřed mezi hlavou šroubu a zašroubovanou částí šroubu. Výsledné napjatosti při dvou zátěžných stavech jsou na obrázcích (46) a (47).



Obrázek 52 Napjatost šroubu M20 na přírubě ventilu při zatížení předpětím



Obrázek 53 Napjatost šroubu M20 na přírubě ventilu při zatížení předpětím a tlakem

Napjatost šroubu v řezu je podle obrázků (52) a (53) při zatížení předpětím 152,43 MPa a při zatížení předpětím a tlakem 164,41 MPa.

Podle rovnice (34)

$$\Delta\sigma = 164,41 - 152,43 = 11,98 \text{ MPa}$$

Podle podmínky (39)

$$\frac{\Delta\sigma}{R_m} = \frac{11,98}{785} = 0,0153 < 0,0522$$

šroub splňuje podmínku pro únavovou životnost, a tedy nedochází k únavovému poškození.

#### 4.4 Výpočet proudění

Kavitace je fyzikální jev, k němuž dochází pouze v kapalinách. Kavitace vzniká u klidné (akustická kavitace) i proudící kapaliny (hydrodynamická kavitace). V případě hydraulických systémů se jedná převážně o hydrodynamickou kavitaci. Při těchto změnách tlaku vznikají v kapalině bubliny (dutiny), které jsou vyplněny sytou párou kapaliny. Tyto bubliny vznikají v místech, kde tlak kapaliny klesne na tlak nasycených par při dané teplotě. Bubliny jsou nestabilní, a proto v místech, kde se tlak kapaliny zvýší nad tlak nasycených par, nastane zánik těchto bublin. Bubliny se při svém zániku vyplňují vysokou rychlostí okolní kapalinou. Zánik provází rázy způsobující hluk. Pokud k těmto rázům dojde v blízkosti povrchu pevného materiálu dojde při dlouhodobějším působení k mechanickému poškození tohoto materiálu. Pokles tlaku může být způsoben celkovým poklesem tlaku, místním zmenšením rychlosti proudění, kmitáním součástí v kapalině.

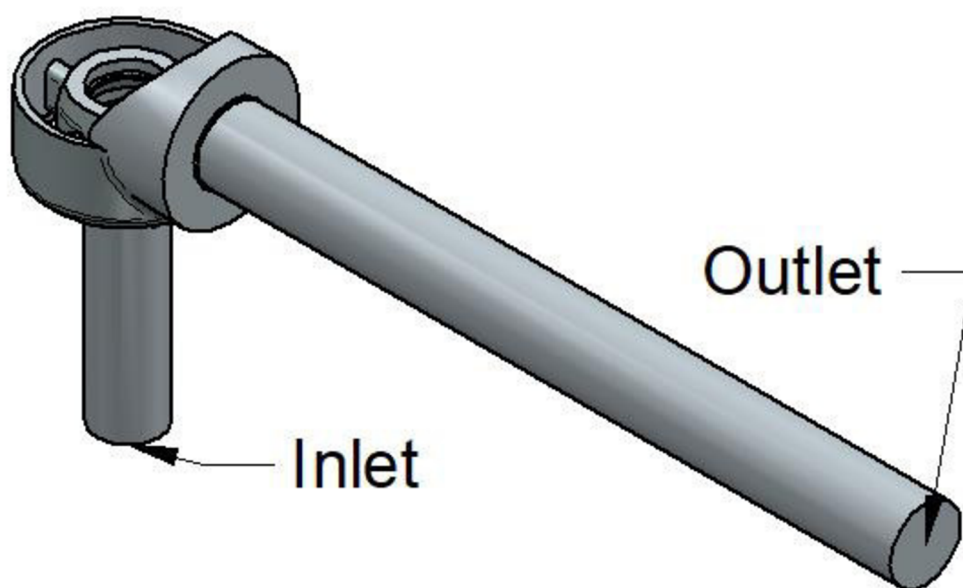
Výpočet proudění byl proveden v programu ANSYS Fluent. Úkolem bylo určit potřebný tlak na vstupu, aby nedošlo ke kavitaci v sacím ventilu. Ke kavitaci dochází z důvodu nedostatečného plnění.

Pro zjednodušení byla úloha řešena pomocí symetrie. Matematický model proudění byl zvolen k-epsilon realizable s modelováním u stěny Non Equilibrium Wall function.

Pro vznik kavitace je nejhorší doba otevírání sacího ventilu a současně největšího zrychlení plunžru. Určení okrajových podmínek by bylo komplikované. Proto bylo vypočítáno proudění pro nejvyšší rychlost plunžru.

Proudění bylo uvažováno jako časově nezávislé (stacionární). Rychlost byla uvažována v absolutním tvaru. Matematický model proudění byl volen jako k-epsilon (Realizable). K tomuto modelu byla vybrána stěnová funkce Non-Equilibrium Wall Function. Konstanty modelu byly zachovány v přednastaveném tvaru.

Výpočtový model je na obrázku (54). Okrajová podmínka na vstupu byla vybrána jako Pressure Inlet. Na vstup byla zadán nulový tlak. Na výstupu byla zadána podmínka Velocity Inlet, z důvodu že program Fluent nemá okrajovou podmínku Velocity Outlet. Hodnota rychlosti byla vybrána nejvyšší rychlost plunžru 3,4 m/s. Tato hodnota musí být záporná, aby kapalina proudila z výstupu ven. Okrajová podmínka tlaku byla zvolena 0 Pa. Turbulentní veličiny na vstupu i výstupu zůstaly v přednastaveném tvaru.

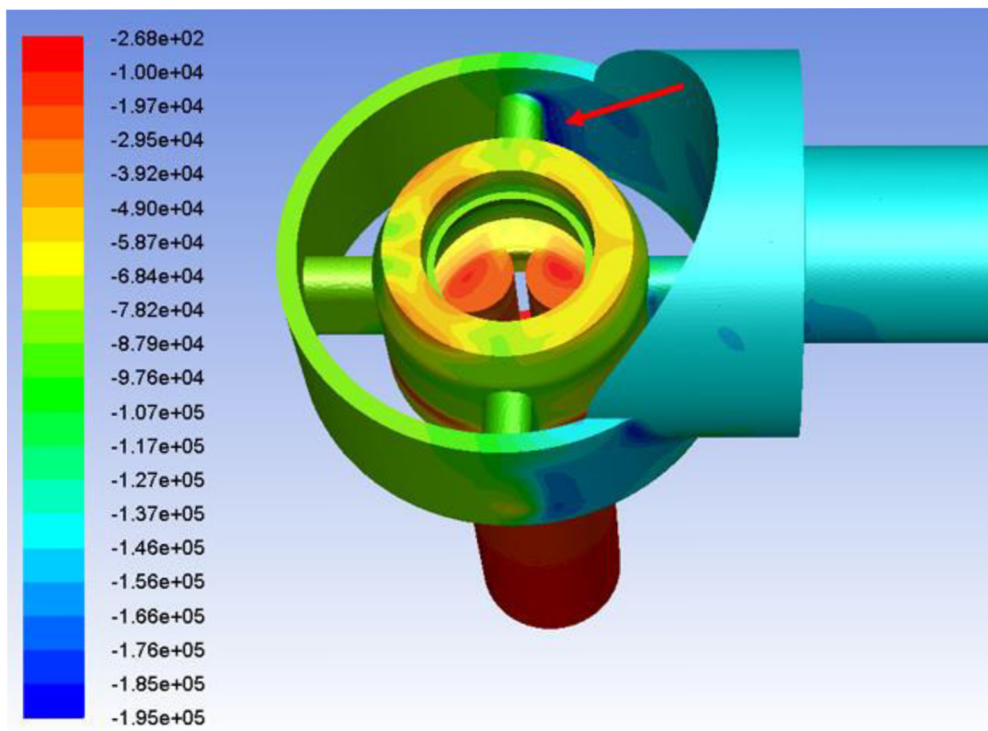


*Obrázek 54 Výpočtový model proudění*

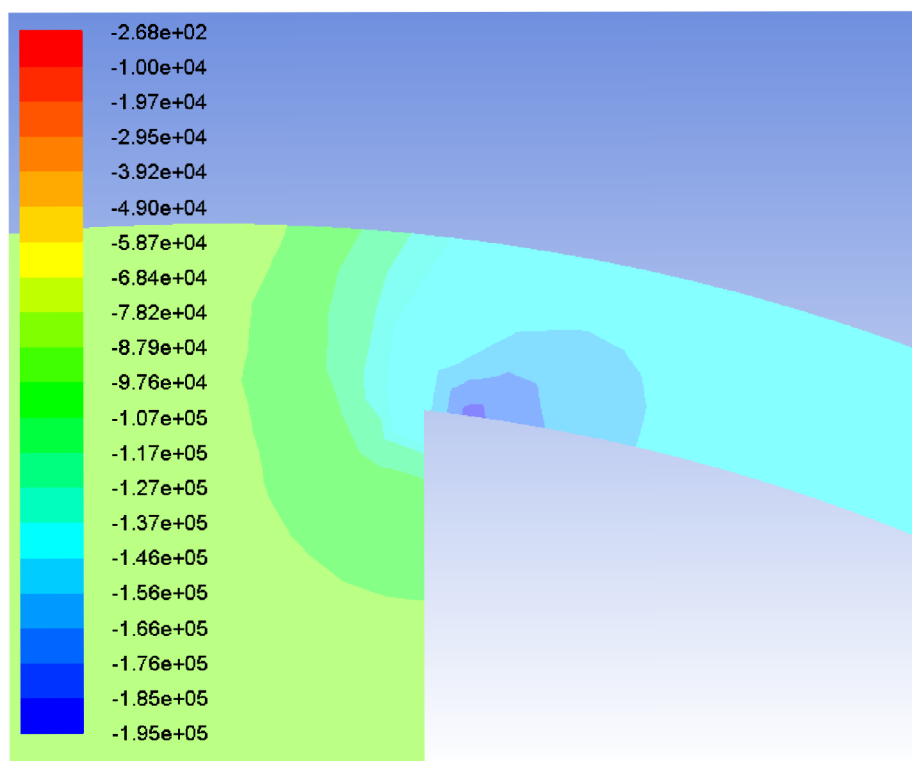
Na obrázku (55) je označeno kritická oblast (červená šipka) ve které dojde k poklesu tlaku o téměř 0,2 MPa. V této oblasti obrázek (57) je i nejvyšší rychlost kapaliny 14 m/s. Aby nedošlo ke kavitaci, je nutné umístit před saní plunžrového čerpadla, čerpadlo odstředivé plnicí, které



má provozní tlak minimálně 0,2 MPa. Pro bezpečný chod by provozní tlak měl být alespoň 0,3 MPa.

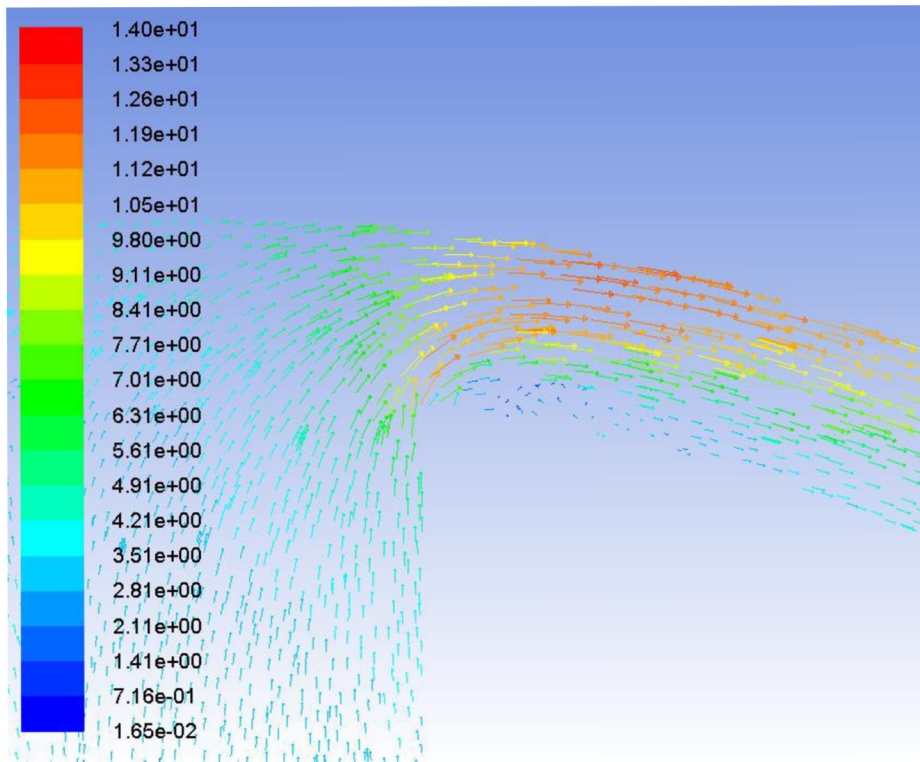


*Obrázek 55 Statický tlak v interiéru čerpadla*



*Obrázek 56 Řez interiérem čerpadla v kritickém místě statický tlak*





Obrázek 57 Řez interiérem čerpadla v kritickém místě celková rychlost

## Závěr

V diplomové práci byl proveden návrh a pevnostní výpočet pomocí MKP nově navržené hydraulické části plunžrového čerpadla pro provozní tlak do 150 MPa. Dále byla provedena kontrola pevnosti a životnosti šroubů na přírubách ventilů a ucpávek. Pro určení potřebného minimálního tlaku v sací části čerpadla, byl proveden výpočet proudění.

Původní čerpadlo AQL 80 bylo navrženo a provozováno pro větší průtoky a provozní tlak do 30 MPa. Hydraulická část původního čerpadla nevyhověla novým parametrům, a proto byla navržena zcela nová hydraulická část plunžrového čerpadla.

Klec na sání čerpadla byla zatížena pouze silou předpětí šroubu, protože tento stav je u klece z hlediska zatížení nejhorší. U prvního návrhu klece vycházely příliš vysoké napjatosti přes 2000 MPa, zejména ve spodní části klece v sacích otvorech. Návrh klece byl několikrát změněn a vnější průměr klece musel být zvětšen ze 40 na 45 mm. V konečné verzi byla napjatost 839 MPa v kritickém místě. Tento výsledek je poměrně vysoký, ale oblast, ve které je takto vysoká napjatost je velmi malá. V daném kritickém místě se klec plasticky deformuje.

Klec na výtlaku, která je svým tvarem v kritické části podobná kleci na sání, byla zatížena pouze silou předpětí. Maximální napětí 820 MPa u klece na výtlaku vyšlo opět v oblasti průtočných otvorů v malé oblasti, kde opět dojde k plastické deformaci.

Bylo uvažováno, že ventily na sání a výtlaku jsou stejné. Zatíženy byly tlakem 165 MPa, protože tlak, na který je nastaven pojistný ventil je o 10 % větší než tlak provozní. Maximální napjatost kuželky je 670 MPa, tedy pod mezí kluzu. Maximální napjatost sedla je přes 1200 MPa. Tato oblast je velmi malá a převládají zde tlaková napětí v daném místě dojde k lokální plastické deformaci, ke zvětšení kontaktní plochy (mezi sedlem a kuželkou) a současně ke zpevnění materiálu. Sedlo tedy vydrží i při dynamickém namáhání.

Těleso ucpávky bylo počítáno ve zjednodušené sestavě. Bylo zatíženo silou předpětí šroubu a provozním tlakem 165 MPa. Ucpávka je namáhána míjivým tahovým cyklem. Maximální napjatost v kritickém místě ucpávky je 323.52 MPa, to je současně hodnota rozkmitu napětí. Při porovnání s mezí únavy, vyšlo že ucpávka vyhovuje z hlediska únavové životnosti na neomezený počet cyklů.

Těleso čerpadla bylo počítáno v celé sestavě hydraulické části čerpadla. Bylo zatíženo předpětím šroubů a vnitřním provozním tlakem 165 MPa. V kritickém místě v oblasti díry na výtlaku překročila napjatost 800 MPa. Oblast s takto vysokou napjatostí je však malá. Jedná se o oblast nad výtlačným ventilem, která je zatížena pouze kvazistatickým zatížením. V tělese čerpadla by došlo k omezené plastické deformaci, ale statické zatížení by vydrželo.

Šrouby na přírubách ventilů a ucpávek byly počítány ve zjednodušených sestavách. Šrouby na přírubách ucpávky vyhovují z hlediska únavové životnosti. Původně zamýšlené šrouby M20 na přírubách ventilu nemají neomezenou životnost vydrží 34 722 cyklů. Šrouby M24 na přírubách ventilů také nemají neomezenou životnost a vydrží při daném namáhání 55 098 cyklů. Při zvětšení tloušťky příruby o 5 mm došlo ke zrovnoměrnění zatížení šroubu. Šrouby M24 nemají neomezenou životnost a vydrží při daném namáhání 103 863 cyklů. Tato životnost je s ohledem na předpokládaný provoz čerpadla vyhovující. Předpokládána životnost je 2500 motohodin. Po tomto intervalu by mělo dojít k výměně šroubů na přírubách ventilů.

S ohledem na kavitační odolnost plunžrového čerpadla byl pomocí CFD výpočtu stanoven pokles tlaku v interiéru čerpadla za sacím ventilem na 0,2 MPa. Pro bezpečný chod čerpadla by bylo nutné provozovat plunžrové čerpadlo s minimálním tlakem na sání 0,3 MPa. Toho lze dosáhnout odstředivým plnicím čerpadlem zařazeným před řešené plunžrové čerpadlo tak aby tohoto tlaku bylo dosaženo.

V případě rozšiřování této práce by bylo vhodné provést posouzení, případně stanovení životnosti i ostatních podstatných částí hydraulické části čerpadla. při výpočtu šroubových spojů by dále bylo vhodné provést vyšetření vlivu tlakových pulzací ve výtlačné větvi čerpadla na celkovou životnost.

## Seznam použitých zdrojů

- [1] MELICHAR, Jan. *Hydraulické a pneumatické stroje: část čerpadla*. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN isbn978-80-01-04383-7.
- [2] VARCHOLA, Michal. *Hydrostatické čerpadlá*. 2. vyd. Bratislava: Slovenská technická univerzita, 1992.
- [3] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Hydraulické stroje*. Praha: České vysoké učení technické, 1980. Učební texty vysokých škol.
- [4] PEŇÁZ, Václav a Dušan BENŽA. *Tekutinové mechanismy*. Praha: Československá redakce VN MON, 1990.
- [5] BLEJCHAŘ, Tomáš a Sylva DRÁBKOVÁ. *Čerpací technika a potrubí: návody do cvičení*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2010. ISBN isbn978-80-248-2205-1.
- [6] *Pratissoli Pompe* [online]. [cit. 2018-05-10]. Dostupné z: <https://www.pratissolipompe.com/english/default.aspx>
- [7] KARASSIK, Igor J., ed. *Pump handbook*. 4th ed. New York: McGraw-Hill, c2008. ISBN 978-0-07-146044-6.
- [8] NORMA 02 1004. *Únosnost šroubů s metrickým závitem - revize*. Olomouc, 1990
- [9] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [10] Konzultace s pracovníky firmy AQ Pumpy
- [11] Obchodně-technická dokumentace firmy AQ Pumpy
- [12] *Vlastnosti a zkoušení materiálu* [online]. [cit. 2018-05-10]. Dostupné z: [https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/330/content/files/VZM8\\_UnavaMaterialu.pdf](https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/330/content/files/VZM8_UnavaMaterialu.pdf)
- [13] *Hammelmann* [online]. [cit. 2018-05-10]. Dostupné z: <http://www.hammelmann.de/us/index.php>
- [14] *NET - vysokotlaká technika* [online]. [cit. 2018-05-10]. Dostupné z: <http://net-waterjet.cz/>
- [15] ČSN EN 13445-3: *Netopené tlakové nádoby - Část 3: Konstrukce a výpočet*, 2018
- [16] *Lucefin* [online]. [cit. 2018-05-10]. Dostupné z: <http://www.lucefin.com/en/>
- [17] *Deutsche Edelstahlwerke* [online]. [cit. 2018-05-10]. Dostupné z: <https://www.dew-stahl.com/home/>
- [18] *Sigmat* [online]. [cit. 2018-05-10]. Dostupné z: <http://www.sigmet.cz/>

## Seznam použitých symbolů

Symbol	Název	Jednotka
$a_p$	okamžité zrychlení plunžru	$m/s^2$
$A_s$	výpočtový průřez šroubu	$mm^2$
$d$	průměr šroubu	mm
$d_2$	střední průměr šroubu	mm
$d_3$	malý průměr šroubu	mm
$d_p$	průměr plunžru	m
$d_{pu}$	průměr díry v ucpávce pro plunžr	m
$d_u$	průměr díry tělesa čerpadla pro vložení ucpávky	m
$d_v$	průměr víka ventilu	m
$F_a$	amplituda síly	N
$f_b$	celkový korekční součinitel	-
$f_e$	korekční součinitel tloušťky	-
$F_e$	součinitel tloušťky	-
$f_g$	součinitel tření	-
$F_i$	síla předpětí	N
$F_{iuš}$	síla předpětí šroubu na přírubě ucpávky	N
$F_{ivš}$	síla předpětí šroubu na přírubě ventilu	N
$F_m$	střední hodnota síly	N
$F_{max}$	maximální hodnota síly	N
$F_{min}$	minimální hodnota síly	N
$F_{sp}$	dovolená síla	N
$F_u$	síla působící na ucpávku	N
$F_v$	síla působící na víko ventilu	N
$h$	zdvih plunžru	m
$k$	počet plunžrů	-
$L$	délka ojnice	m
$M$	skutečný moment	N.m
$M_t$	teoretický moment	N.m
$M_z$	ztrátový moment	N.m
$n$	otáčky hřídele čerpadla, případně počet zdvihů za čas	1/s
$N$	počet cyklů do porušení	-
$N_t$	počet cyklů za čas	cyklus/hod
$P_m$	mechanický příkon	W
$P$	rozteč závitu šroubu	mm
$P_h$	hydraulický výkon	W
$P_t$	teoretický výkon	W

$Q$	skutečný průtok	$\text{m}^3/\text{s}$
$Q_p$	okamžitý průtok jednoho válce čerpadla	$\text{m}^3/\text{s}$
$Q_t$	teoretický průtok kapaliny	$\text{m}^3/\text{s}$
$Q_z$	ztrátový průtok	$\text{m}^3/\text{s}$
$r$	poloměr klikové hřídele	$\text{m}$
$R_e$	mez kluzu	$\text{MPa}$
$R_m$	mez pevnosti v tahu	$\text{MPa}$
$t_z$	časová životnost	hod
$V_g$	geometrický objem	$\text{m}^3$
$v_p$	okamžitá rychlost plunžru	$\text{m}/\text{s}$
$x$	vzdálenost plunžru od přední úvrati	$\text{m}$
$\beta$	úhel natočení ojnice	rad
$\Delta p$	tlakový spád	$\text{Pa}$
$\Delta \sigma$	rozkmit napětí	$\text{MPa}$
$\eta$	celková účinnost	-
$\eta_o$	objemová účinnost čerpadla	-
$\eta_p$	tlaková účinnost čerpadla	-
$\lambda$	součinitel vlivu konečné délky ojnice	-
$\nu$	součinitel využití meze kluzu	-
$\sigma_a$	amplituda napětí	$\text{MPa}$
$\sigma_c$	mez únavy	$\text{MPa}$
$\sigma_d$	dolní napětí cyklu	$\text{MPa}$
$\sigma_h$	horní napětí cyklu	$\text{MPa}$
$\sigma_M$	dovolené napětí ve šroubu	$\text{MPa}$
$\sigma_m$	střední napětí cyklu	$\text{MPa}$
$\varphi$	úhel natočení klikové hřídele	rad
$\omega$	úhlová rychlost	$\text{rad}/\text{s}$