



# KLIKOVÝ HŘÍDEL SEKACÍHO KLADIVA

## Diplomová práce

*Studijní program:* N2301 – Strojní inženýrství  
*Studijní obor:* 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení

*Autor práce:* **Bc. Tomáš Beran**  
*Vedoucí práce:* Ing. Jan Novák, Ph.D.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC  
Faculty of Mechanical Engineering ■

# THE CRANKSHAFT OF DEMOLITION HAMMER

## Diploma thesis

*Study programme:* N2301 – Mechanical Engineering  
*Study branch:* 2302T010 – Machine and Equipment Systems

*Author:* **Bc. Tomáš Beran**  
*Supervisor:* Ing. Jan Novák, Ph.D.



Tento list nahradte  
originálem zadání.

## Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

# KLÍKOVÝ HŘÍDEL SEKACÍHO KLADIVA

## **Anotace**

Teoretická část práce zpracovává obecnou problematiku týkající se elektropneumatických kladiv a klikového mechanismu. Konstrukční část práce řeší vyvážení setrvačných hmot klikového mechanismu sekacího kladiva. Dále též obsahuje návrhy konstrukčních řešení vedoucích k prodloužení životnosti sekacího kladiva. Poslední část práce je zaměřena na výběr a zhodnocení vhodných konstrukčních úprav sekacího kladiva k prodloužení jeho životnosti.

Klíčová slova: elektropneumatické kladivo, sekací kladivo, klikový mechanismus, vyvažování klikového mechanismu, klikový hřídel

# THE CRANKSHAFT OF DEMOLITION HAMMER

## **Annotation**

Theoretical part of the thesis deals with general issues of electro-pneumatic hammers and crank mechanism. Constructional part of the thesis solves balancing of crank mechanism inertias. This part also contains constructional proposals leading to lifetime extension of demolition hammer. Last part of the thesis is focused on selection and evaluation of suitable constructional modifications of demolition hammer to extend his lifetime.

Key words: electro-pneumatic hammer, demolition hammer, crank mechanism, balancing of crank mechanism, crankshaft

## Poděkování

Tímto chci poděkovat konzultantovi Ing. Janu Marešovi a vedoucímu Ing. Janu Novákovi, Ph.D. mé diplomové práce za jejich čas, rady a připomínky v průběhu zpracování této diplomové práce. Velký dík patří mé rodině, zejména mým rodičům, za jejich vytrvalou podporu po celou dobu mého studia.

# OBSAH

ÚVOD .....	11
TEORETICKÁ ČÁST .....	12
<b>1 PŘEDSTAVENÍ SPOLEČNOSTI.....</b>	<b>12</b>
<b>2 ELEKTROPNEUMATICKÁ KLADIVA .....</b>	<b>13</b>
2.1 Obecný princip funkce elektropneumatických kladiv .....	13
2.2 Rozdělení elektropneumatických kladiv .....	14
2.3 Upínání nástrojů .....	16
<b>3 KLIKOVÝ MECHANISMUS.....</b>	<b>17</b>
3.1 Uspořádání zkráceného klikového mechanismu .....	17
3.2 Kinematika klikového mechanismu .....	17
3.2.1 Určení kinematických veličin pístu .....	18
3.2.2 Určení kinematických veličin ojnice .....	19
3.3 Silové poměry v klikovém mechanismu.....	20
3.3.1 Síly působící na klikový mechanismus .....	20
3.3.2 Vztahy pro výpočet sil působících na klikový mechanismus.....	22
3.4 Redukce hmotnosti ojnice do dvou bodů.....	23
3.5 Vyvažování klikového mechanismu.....	24
3.5.1 Vyvážení setrvačných sil rotačních hmot.....	25
3.5.2 Vyvážení setrvačných sil posuvných hmot .....	25
3.5.3 Způsoby vyvažování v technické praxi .....	27
3.6 Typická poškození klikového hřídele.....	30
KONSTRUKČNÍ ČÁST .....	31
<b>4 PARAMETRY ŘEŠENÉHO SAKACÍHO KLADIVA .....</b>	<b>31</b>
<b>5 ROZBOR FUNKCE SEKACÍHO KLADIVA.....</b>	<b>32</b>
<b>6 PROBLÉM POŠKOZENÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE.....</b>	<b>34</b>

<b>7 ANALÝZA SOUČASNÉHO STAVU VYVÁŽENÍ .....</b>	<b>36</b>
<b>8 NÁVRHY VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU .....</b>	<b>42</b>
8.1 Návrh A .....	42
8.2 Návrh B .....	44
8.3 Návrh C .....	46
8.4 Návrh D .....	47
8.5 Návrh E .....	50
8.6 Návrh F .....	50
8.7 Návrh G .....	52
8.8 Srovnání návrhů vyvážení .....	54
<b>9 KONSTRUKČNÍ NÁVRHY VEDOUcí K PRODLOUŽENí ŽIVOTNOSTI KLIKOVÉHO HŘÍDELE .....</b>	<b>56</b>
9.1 Změna tvrdosti plochy pod jehlovým ložiskem a odlehčení KH .....	56
9.2 Změna jehlového ložiska .....	58
9.3 Oboustranné uložení .....	60
<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>61</b>
<b>Seznam použité literatury .....</b>	<b>63</b>
<b>Použité zdroje obrázků .....</b>	<b>65</b>
<b>Seznam příloh .....</b>	<b>67</b>
<b>Seznam výkresů .....</b>	<b>67</b>



## Seznam zkratek

KH	klikový hřídel
KM	klikový mechanismus
DÚ	dolní úvrať
HÚ	horní úvrať
PČ	pístní čep
OČ	ojniční čep
B&D	Black&Decker

## Seznam symbolů a jednotek

$\alpha$	úhel natočení klikového hřídele	[°]
$\beta$	úhel natočení ojnice	[°]
$l$	délka ojnice	[mm]
$r$	poloměr kliky	[mm]
$Z$	zdvih klikového mechanismu	[mm]
$\omega$	úhlová rychlost klikového hřídele	[rad·s <sup>-1</sup> ]
$\lambda$	klikový poměr	[1]
$x$	poloha pístu	[mm]
$v$	rychlost pístu	[m·s <sup>-1</sup> ]
$a$	zrychlení pístu	[m·s <sup>-2</sup> ]
$\omega_0$	úhlová rychlost ojnice	[rad·s <sup>-1</sup> ]
$\varepsilon_0$	zrychlení ojnice	[rad·s <sup>-2</sup> ]
$F$	celková síla působící na píst	[N]
$F_s$	setrvačná síla posuvných hmot	[N]
$F_p$	síla na píst od tlaku pracovní látky	[N]
$F_o$	síla v ojnici	[N]
$N$	normálová síla působící na píst	[N]
$F_t$	tečná síla na klice (klikovém čepu)	[N]
$M_t$	točivý moment na klice	[Nm]
$F_r$	radiální síla	[N]
$F_{ro}$	setrvačná síla rotujících hmot	[N]
$F_{rc}$	celková radiální síla	[N]
$F_c$	celková síla působící na klice (klikovém čepu)	[N]

$m_A, m_B$	redukované hmoty ojnice do bodů A, B	[kg]
$m_o$	hmotnost ojnice	[kg]
$I_c$	moment setrvačnosti ojnice k těžišti	[kg·m <sup>-2</sup> ]
$i$	poloměr setrvačnosti	[m]
$I_{CN}$	moment setrvačnosti náhradní soustavy	[kg·m <sup>-2</sup> ]
$\Delta I_C$	rozdíl momentů setrvačnosti	[kg·m <sup>-2</sup> ]
$\Delta M$	kompenzační moment	[Nm]
$m_r$	hmotnost rotačních hmot	[kg]
$m_{vr}$	hmotnost vývažku rotačních hmot	[kg]
$r_v$	vzdálenost vývažku od osy rotace (poloměr vývažku)	[m]
$m_p$	hmotnost posuvných hmot	[kg]
$m_{vp}$	hmotnost vývažku posuvných hmot	[kg]
$F_{spl}, F_{spll}$	setrvačná síla posuvných hmot I. a II. řádu	[N]
$m_{ps}$	hmotnost písní skupiny	[kg]
$m_o$	hmotnost posuvných hmot	[kg]
$n$	otáčky klikového hřídele	[min <sup>-1</sup> ]
$m_{NR}$	hmotnost nevyvážených rotačních hmot	[kg]
$m_{NP}$	hmotnost nevyvážených posuvných hmot	[kg]
$F_{RA}, F_{RB}$	radiální reakce v uložení klikového hřídele	[N]

# ÚVOD

V současné době, kdy na trhu výrobků panuje velká konkurence a výrobci spolu bojují o každého zákazníka, hraje podstatnou roli kvalita, spolehlivost a cena výrobku. Zákazník ochotný zaplatit za výrobek vyšší cenu požaduje obvykle vysokou kvalitu, spolehlivost a dlouhou životnost. Aby si byl jistý, že se mu těchto požadavků dostane, vybírá z výrobků renomovaných společností s dlouholetou tradicí a dobrým jménem mezi zákazníky.

Renomovaný výrobce nesmí dopustit, aby došlo k výrobě a následnému prodeji nekvalitních či nespolehlivých výrobků, což by mohlo vést ke ztrátě důvěry zákazníků a poškození dobrého jména firmy. Za účelem udržet si na trhu své dominantní postavení, musí své výrobky neustále zdokonalovat, vyvíjet a inovovat. Těchto rizik jsou si výrobci vědomi, a proto věnují dostatek pozornosti vývoji, kvalitě výroby a následnému testování výrobků.

Jedním z renomovaných výrobců je firma DeWALT, zastřešená korporací Stanley Black&Decker, zaujímající vedoucí postavení na trhu s profesionálním elektrickým nářadím a příslušenstvím. Aby firma dostala své pověsti a udržela si náskok před konkurencí, rozhodla se v rámci technického rozvoje pro vylepšení jednoho ze svých stávajících výrobků. Konkrétně se jedná o prodloužení životnosti sekacího kladiva, což bude náplní této diplomové práce.

Úkolem první části práce, zejména teoretické, bude zpracovat všeobecnou problematiku týkající se elektropneumatických kladiv. Pozornost bude věnována především jejich rozdělení, obecnému principu funkce, upnutí nástroje, klikovému mechanismu atd.

Hlavní cíl této diplomové práce skládající se ze dvou částí (posouzení současného stavu vyvážení klikového mechanismu sekacího kladiva a vypracování případných návrhů na jeho vyvážení) bude řešen v konstrukční části práce společně s dalším dílčím cílem a to návrhem vhodných konstrukčních úprav vedoucích k prodloužení životnosti sekacího kladiva.

Posledním úkolem práce bude s ohledem na technologickou a ekonomickou náročnost vybrat a doporučit vhodné konstrukční úpravy vedoucí k prodloužení životnosti sekacího kladiva.

# TEORETICKÁ ČÁST

## 1 PŘEDSTAVENÍ SPOLEČNOSTI

Společnost Stanley Black&Decker, přední světový poskytovatel ručního nářadí, elektrického nářadí a příslušenství, skladovacích systémů, elektronických bezpečnostních zařízení, upevňovacích systémů atd., vznikla v roce 2010 sloučením dvou silných firem (The Stanley Works a Black&Decker) majících na trhu skvělé jméno mezi zákazníky a dlouholetou tradici. Po sloučení společnost Stanley Black&Decker získala vedoucí postavení na celosvětovém trhu s nářadím. [1], [2]

V současné době má společnost několik odnoží, poboček a dceřiných společností, mezi něž patří také značka DeWalt, jež je synonymem pro slova: přesnost, síla, spolehlivost a bezpečnost. Díky těmto přednostem si ji oblíbili řemeslníci po celém světě. Dnes tato značka zaujímá přední příčky v prodeji na celosvětovém trhu s elektrickým nářadím a příslušenstvím určeným pro profesionální využití. [3]

### Stanley Black & Decker na území České republiky

Obchodní zastoupení společnosti Stanley Black&Decker Czech Republic sídlící v Praze zajišťuje prodej, zákaznický servis a chod distribučních center.

Dále se na území České republiky nachází výrobní závod Black&Decker Trmice ležící v Ústí nad Labem. Závod byl otevřen počátkem roku 2002 a od té doby si vybudoval významné postavení jak v rámci původní společnosti Black&Decker, tak i nyní coby součást koncernu Stanley Black&Decker. Výroba se zde soustředí na montáž elektrického ručního nářadí a závod se již před několika lety stal vlajkovou lodí výroby kladiv značky DeWalt. [4]



Obr. 1: Logo firmy Stanley Black & Decker a jeho dceřiných společností

## 2 ELEKTROPNEUMATICKÁ KLADIVA

Elektropneumatikým kladivem se rozumí elektrické nářadí s pneumatickým příklepem určené k vrtání, sekání či bourání velmi tvrdých materiálů jako beton, železo beton, kámen a různé typy zdiva.

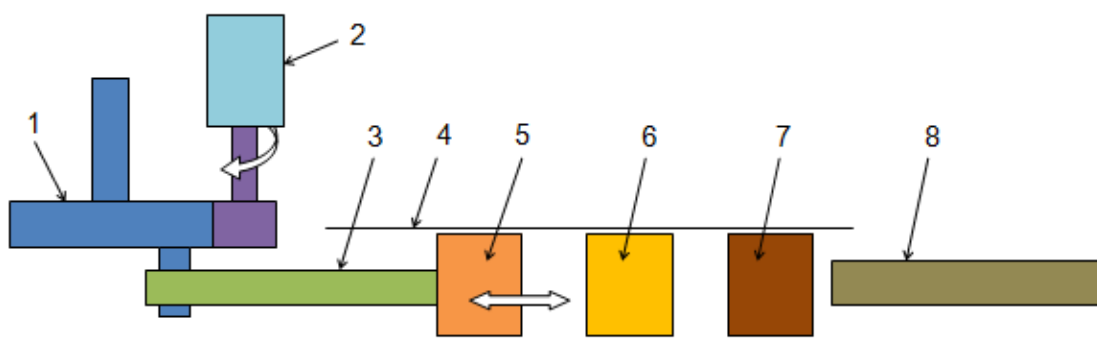
Elektropneumatiká kladiva bývají zákazníci velice často mylně považována za totéž co elektrické příklepové vrtačky. Účel použití obou těchto nástrojů je podobný, princip funkce a účinnost jsou však zcela odlišné.

Elektrické příklepové vrtačky využívají mechanického příklepu, realizovaného dvojicí talířových kol s čelním rohatkovým ozubením. Při stlačení vrtačky se rohatková kola začnou po sobě navzájem pohybovat, přičemž dochází k vyvolání rázu dále přenášeného na vřeteno se sklíčidlem a v něm upnutý příklepový vrták. Počet úderů, daný otáčkami elektromotoru a počtem zubů soukolí, je několikanásobně vyšší v porovnání s elektropneumatikými kladivy, naproti tomu intenzita úderu však mnohonásobně nižší. [5]

### 2.1 Obecný princip funkce elektropneumatikých kladiv

Elektropneumatiká kladiva pracují na principu tlakových změn (přetlak, podtlak) vzduchu uvnitř válce (4), čímž je do pohybu uveden tzv. beran (6) předávající svou pohybovou energii formou rázových vln úderníku (7) a následně nástroji (8) kladiva. Tlakové změny ve válci jsou vyvolány pohybem pístu (5) spojeného ojnicí (3) s klikovým hřídelem (1), který je poháněn elektromotorem (2).

Lze tedy říci, že se jedná o elektrické kladivo využívající pneumatický příklep. [5]



Obr. 2: Schéma elektropneumatikého kladiva [vytvořeno autorem]

## 2.2 Rozdělení elektropneumatických kladiv

Elektropneumatická kladiva lze rozdělit podle funkce na kladiva vrtací, sekací, bourací a kombinovaná nebo podle hmotnosti do hmotnostních kategorií 2–4 kg, 5–14 kg, 15–18 kg, 19 kg a více. [5]

### Vrtací kladiva

Jedná se o příklepové vrtačky s elektropneumatickým příklepem. Elektromotor kladiva slouží k pohonu příklepového mechanismu a pohonu vřetene s nástrojem konajícím rotační pohyb. Většina z dnes nabízených vrtacích kladiv umožňuje vrtání s příklepem, vrtání bez příklepu a šroubování. Oproti kladivům sekacím či bouracím příklep dosahuje menší úderné energie o velikosti zpravidla do 2J. Tento typ kladiv disponuje menšími rozměry, hmotností 2 až 4 kg a nahrazuje klasické příklepové vrtačky. [5], [6]



Obr. 3: Vrtací kladivo (vlevo), sekací kladivo (vpravo) DeWALT

### Sekací kladiva

Tato kladiva používaná zejména ve stavebnictví slouží k drážkování, odsekávání omítky, dlažby či obkladu a řadě dalších prací. Své uplatnění však našla i ve strojírenství, konkrétně ve slévárenství, kde jsou používána k čištění odlitků či odstraňování nálitků. Elektromotor pohání pouze pneumatický mechanismus zajišťující přímočarý vratný pohyb sekacího nástroje dosahujícího energie úderu od 3 do 20 J v závislosti na velikosti kladiva. Běžně dostupná sekací kladiva mají hmotnost od 2 do 18 kg. [5], [6]

## Bourací kladiva

Bourací kladiva, někdy též nazývána demoliční kladiva, fungují na stejném principu jako kladiva sekací. Patří k nejtěžšímu ručnímu elektrickému nářadí a jsou určena pro těžké bourací či demoliční práce. Jedná se o kladiva velkých rozměrů dosahujících úderné energie 25 – 60 J při hmotnosti od 10 do 35 kg. Nejčastěji bývají konstruována v jedné linii, což umožňuje pracovníkovi lepší držení nástroje ve vertikální poloze. [5], [6], [7]



Obr. 4: Bourací kladivo (vlevo), kombinované kladivo (vpravo) DeWALT

## Kombinovaná kladiva

Tento typ kladiv slučuje funkci sekacího a vrtacího kladiva, tedy elektromotor pohání pneumatický příklep vyvolující přímočarý vratný pohyb a vřeteno konající rotační pohyb. Kombinované kladivo umožňuje vrtání, vrtání s příklepem a sekání. Rozměry, hmotnost, uspořádání a úderná energie jsou obdobné jako u kladiv sekacích. Většina společností vyrábí kombinovaná kladiva z kladiv sekacích, která doplní o převod zajišťující rotační pohyb vřetene a regulační členy. Pro dosažení co nejnižších výrobních nákladů je převážná většina dílů obou těchto kladiv identická. [5], [6]

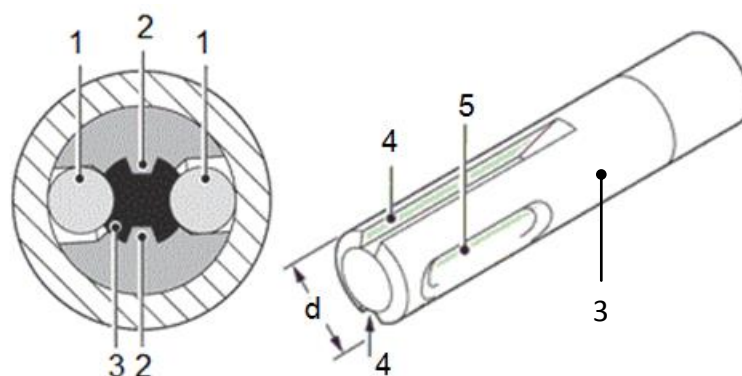
Tab. 1: Porovnání parametrů pneumatických kladiv [5], [6], [8]

Parametr	Typ pneumatického kladiva			
	Vrtací	Sekací	Bourací	Kombinovaná
Hmotnost [kg]	2–4	2–18	10–35	2–18
Energie úderu [J]	do 2	3–20	25–60	3–20

## 2.3 Upínání nástrojů

K upínání vrtacích a sekacích nástrojů do elektropneumatických kladiv se využívá rychloupínací systém SDS umožňující velmi rychlé a snadné upnutí nástroje bez použití klíčů či kliček. Systém byl vyvinut v roce 1975 firmou BOSCH. Zkratka SDS vznikla složením počátečních písmen původně německých slov „Steck-Dreh-Sitz“, což v překladu znamená vložit-otočit-držet, dnes se však setkáme častěji s anglickým označením – Special Direct Systém. [5], [9]

Princip systému spočívá v upnutí speciálně upravené stopky nástroje (3) do sklíčidla pomocí ocelové kuličky (1) případně válečku zapadajícího do aretační drážky (5) na nástroji. Kulička (váleček) je zajištěna mechanismem ovládaným pružinou. Vedení nástroje při sekání a přenos točivého momentu při vrtání zajišťují axiální drážky (4) na stopce nástroje, do nichž zapadají výstupky na sklíčidle (2). Nástroj upínaný do sklíčidla pouhým zasunutím lze opětovně vyjmout až po uvolnění kuličky (válečku).



Obr. 5: Schéma systému SDS a stopky nástroje

Na trhu se dnes nejčastěji setkáme s provedeními SDS-Plus (menší kladiva o hmotnostech 2 až 4kg, maximální energie úderu 5J, průměr stopky nástroje  $d=10\text{mm}$ ) a SDS-Max (kladiva o hmotnostech 5 až 11kg, maximální energie úderu 25J, průměr stopky nástroje  $d=18\text{mm}$ ). [5], [9]

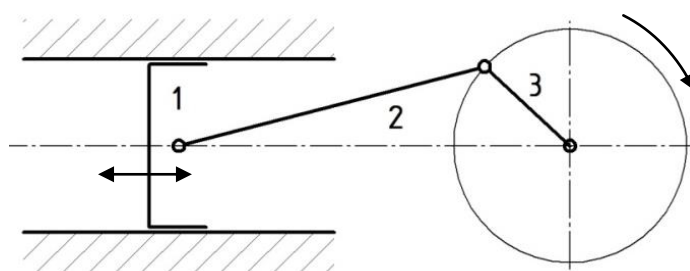


### 3 KLIKOVÝ MECHANISMUS

Klikový mechanismus převádí posuvný vratný pohyb pístu na otáčivý pohyb klikového hřídele nebo naopak. V technické praxi nachází uplatnění u celé řady strojů a zařízení jako jsou například pístové spalovací motory, kompresory, čerpadla, buchary, lisy, šicí stroje, ruční nářadí atd. Jako opora pro zpracování této kapitoly sloužila zejména [10], [11].

#### 3.1 Uspořádání zkráceného klikového mechanismu

Zkrácený klikový mechanismus se skládá z pístu, ojnice a klikového hřídele. Píst, konající posuvný vratný pohyb, je spojen ojnící s klikovým hřídelem konajícím otáčivý pohyb. Ojnice konající obecný rovinný pohyb spojuje čep pístu s čepem kliky. Posuvné vedení pístu zajišťuje pracovní válec. Takovéto uspořádání KM disponuje menšími rozměry a hmotností, což je výhodné zejména z hlediska výrobních nákladů, potřebného zástavbového prostoru a menších setrvačných účinků mechanismu.



Obr. 6: Schéma zkráceného klikového mechanismu [vytvořeno autorem]

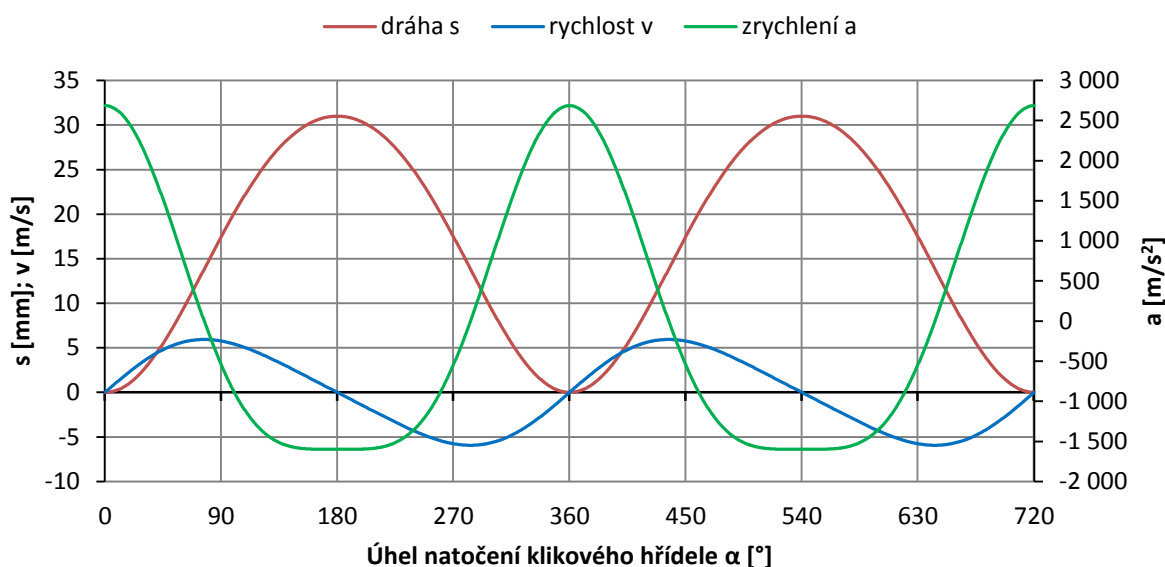
Existuje řada dalších konstrukčních provedení klikových mechanismů. Těmi se však tato práce nezabývá a dále v textu bude řešena pouze problematika zkráceného osového (centrického) klikového mechanismu.

#### 3.2 Kinematika klikového mechanismu

Kinematikou klikového mechanismu se rozumí určování dráhy, rychlosti a zrychlení jednotlivých členů mechanismu. Základními kinematickými veličinami klikového mechanismu jsou dráha, rychlost a zrychlení pístu při jeho pohybu z horní do dolní úvratě či naopak. Jejich průběh vychází z geometrie klikového mechanismu a je významný pro následné určení silových poměrů a dynamických účinků mechanismu.



řešeného sekacího kladiva (klikový poměr  $\lambda=0,254$ , otáčky klikového hřídele  $n=3550\text{min}^{-1}$ ) pohybujícího se z horní do dolní úvratí.



Graf 2: Průběh kinematických veličin pístu

### 3.2.2 Určení kinematických veličin ojnice

Ojnice klikového mechanismu koná obecný rovinný pohyb určený posuvným pohybem pístního čepu a rotačním pohybem klikového čepu. Tento pohyb se rozkládá na posuvný pohyb pístního čepu řešený v předchozí kapitole a na kývavý pohyb okolo pístního čepu určený úhlovou dráhou, úhlovou rychlostí a úhlovým zrychlením ojnice. Pro následující řešení těchto kinematických veličin ojnice se předpokládá konstantní úhlová rychlost kliky. Odvození dále uvedených vztahů viz [10].

Podle obr. 7 vyjádříme z trojúhelníků ABC a BCO délku úsečky BC:

$$l \cdot \sin \beta = r \cdot \sin \alpha \rightarrow \sin \beta = \frac{r}{l} \cdot \sin \alpha = \lambda \cdot \sin \alpha \quad (4)$$

Úhlová dráha ojnice tedy potom bude:

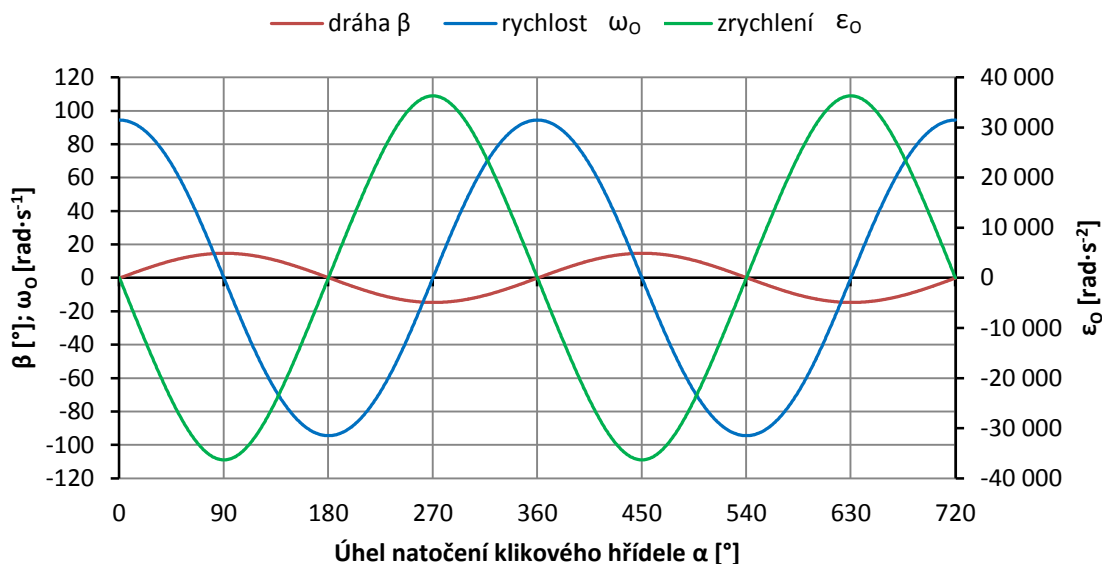
$$\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin \alpha); [^\circ] \quad (5)$$

Úhlovou rychlost ojnice získáme první derivací její dráhy (5) podle času:

$$\omega_o = \frac{d\beta}{dt} = \frac{d\beta}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{d\beta}{d\alpha} \cdot \omega = \omega \cdot \lambda \cdot \frac{\cos \alpha}{\sqrt{(1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha)}}; [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (6)$$

Úhlové zrychlení ojnice získáme první derivací její rychlosti (6) podle času:

$$\varepsilon_o = \frac{d\omega_o}{dt} = \frac{d\omega_o}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{d\omega_o}{d\alpha} \cdot \omega = -\omega^2 \cdot \lambda \cdot \frac{(1 - \lambda^2) \cdot \sin \alpha}{(1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha)^{\frac{3}{2}}}; [\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (7)$$



Graf 3: Průběh kinematických veličin ojnice řešeného sekacího kladiva

### 3.3 Silové poměry v klikovém mechanismu

V této kapitole bude věnována pozornost silám působícím na ústrojí klikového mechanismu.

Tab. 2: Síly působící na klikový mechanismus [10]

Síly působící v klikovém mechanismu	Vnější síly (primární)	Hnací Zatěžující
	Setrvačné síly (sekundární)	
	Síly způsobené pasivními odpory	
	Síly od tíhy jednotlivých členů	
	Vnitřní síly	

#### 3.3.1 Síly působící na klikový mechanismus

##### Vnější síly (primární)

U klikového mechanismu rozeznáváme vnější síly hnací a zatěžující. Síly hnací práci vykonávají a působí ve stejném smyslu jako pohyb mechanismu. Naproti tomu síly zatěžující práci spotřebovávají a mají opačný smysl než pohyb mechanismu.

Pokud je klikový mechanismus poháněn působením hnací síly na píst (např. působení spalovacího tlaku na píst u spalovacích motorů), na klikovém hřídeli pak působí moment zatěžujících sil připojeného pracovního stroje. V opačném případě hnací síla vyvozuje moment na klikovém hřídeli a na píst působí zatěžující síla (např. elektropneumatická kladiva – moment na klikovém hřídeli je vyvozen elektromotorem).

### **Setrvačné síly (sekundární)**

Setrvačné síly působí na všechny členy klikového mechanismu. Velikost sil, závislá na hmotnosti a zrychlení jednotlivých členů mechanismu, má vždy opačný smysl než příslušné zrychlení. Velikost setrvačných sil, zpravidla převyšující vlastní tíhu členů, u rychloběžných strojů může dosahovat hodnot podobných i vyšších než síly vnější.

Setrvačné síly dělíme na setrvačné síly rotačních hmot a setrvačné síly posuvných hmot. Tyto síly mají vliv na vyváženost stroje a zatížení jeho části. Účinek setrvačných sil lze částečně nebo úplně odstranit (kapitola 3.5).

### **Pasivní odpory**

Pasivními odpory rozumíme třecí síly vznikající třením členů klikového mechanismu. Největší třecí síly vznikají zpravidla na pístní skupině. Třecí síly směřující proti smyslu pohybu a k jejich překonání je spotřebována část práce hnacích sil. Veličina postihující účinky tření, používaná ve výpočtech, se nazývá třecí součinitel. Nežádoucí účinky tření lze snížit využitím moderních technologických úprav či mazáním třecích ploch. Problematikou tření se zabývá vědní obor zvaný tribologie.

### **Síly od tíhy jednotlivých členů**

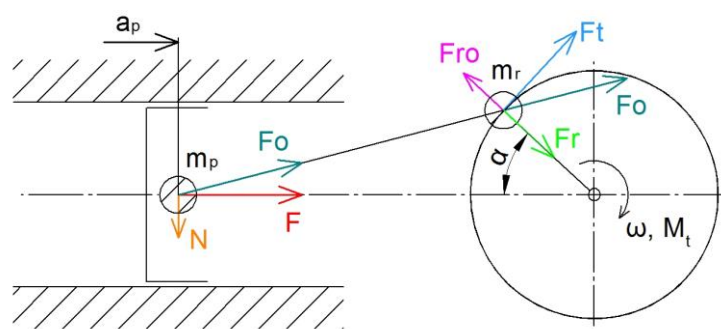
Vlastní tíha členů klikového mechanismu působí v jejich těžišti. Jelikož hodnota gravitačního zrychlení je na celé zemi přibližně stejná, lze říci, že velikost vlastní tíhy závisí pouze na hmotnosti členů. Tyto síly se běžně zanedbávají, protože jsou v porovnání s ostatními silami mnohonásobně menší.

## Vnitřní síly

Vnitřní síly působí uvnitř klikového mechanismu mezi jednotlivými členy. K získání jejich průběhu a velikosti je nutné nejprve určit průběh a velikost sil primárních a sekundárních.

### 3.3.2 Vztahy pro výpočet sil působících na klikový mechanismus

Na základě uvedeného rozkladu sil v klikovém mechanismu (obr. 8), lze určit dále uvedené vztahy určující velikost a průběh jednotlivých sil v závislosti na natočení klikového hřídele. Odvození dále uvedených vztahů viz [10], [12].



Obr. 8: Schéma rozkladu sil působících v klikovém mechanismu [vytvořeno autorem]

$$\text{Celková síla působící na píst} \quad F = F_p \mp F_s \quad [N] \quad (8)$$

$$\text{Síla na píst od tlaku pracovní látky} \quad F_p = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot p \quad [N] \quad (9)$$

$$\text{Setrvačná síla posuvných hmot} \quad F_s = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) [N] \quad (10)$$

$$\text{Síla v ojnici} \quad F_o = F \cdot \frac{1}{\sqrt{(1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha)}} \quad [N] \quad (11)$$

$$\text{Normálová síla} \quad N = F \cdot \frac{\lambda \cdot \sin \alpha}{\sqrt{(1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha)}} \quad [N] \quad (12)$$

$$\text{Tangenciální síla} \quad F_t = F \cdot \left[ \sin \alpha + \frac{\lambda \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}{\sqrt{(1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha)}} \right] \quad [N] \quad (13)$$

$$\text{Točivý moment na klice} \quad M_t = F_t \cdot r \quad [Nm] \quad (14)$$

$$\text{Radiální síla} \quad F_r = F \cdot \left[ \cos \alpha - \frac{\lambda \cdot \sin^2 \alpha}{\sqrt{(1-\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha)}} \right] \quad [N] \quad (15)$$

$$\text{Setrvačná síla rotujících hmot} \quad F_{r_o} = m_{r_o} \cdot r \cdot \omega^2 \quad [N] \quad (16)$$

$$\text{Celková radiální síla} \quad F_{r_c} = F_r - F_{r_o} \quad [N] \quad (17)$$

### 3.4 Redukce hmotnosti ojnice do dvou bodů

Pro řešení dynamiky KM se provádí redukce hmotnosti ojnice do dvou bodů (pístní čep, klikový čep) nebo do tří bodů (pístní čep, klikový čep, těžiště ojnice), čímž získáme náhradní soustavu (soustava hmotných bodů). Aby statické i dynamické účinky ojnice a náhradní soustavy byly shodné, musí platit [10]:

- Součet hmotností náhradní soustavy musí být roven hmotnosti ojnice.
- Poloha těžiště náhradní soustavy musí být shodná s polohou těžiště ojnice.
- Moment setrvačnosti náhradní soustavy k těžišti musí být roven momentu setrvačnosti ojnice k těžišti.

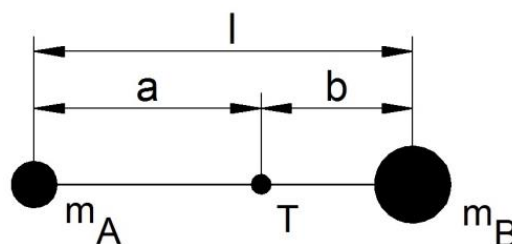
Redukcí hmotnosti ojnice do dvou bodů získáme hmotnost  $m_A$  redukovanou do pístního čepu a hmotnost  $m_B$  redukovanou do klikového čepu. Hmotnost  $m_A$  dále přičítáme k hmotám posuvným a hmotnost  $m_B$  k hmotám rotačním.

Podle obr. 9 lze napsat rovnice:

$$m_A + m_B = m_o \quad (18)$$

$$m_A \cdot a = m_B \cdot b \quad (19)$$

$$m_A \cdot a^2 + m_B \cdot b^2 = I_C = m_o \cdot i^2 \quad (20)$$



Obr. 9: Náhrada ojnice dvěma body  
[vytvořeno autorem]

Kde:  $m_o$  [kg] hmotnost ojnice  
 $I_C$  [kg·m<sup>2</sup>] moment setrvačnosti ojnice k těžišti  
 $i$  [m] poloměr setrvačnosti  
 $m_A, m_B$  [kg] redukované hmotnosti

Řešením rovnic (18) a (19) získáme:

$$m_A = \frac{m_o \cdot b}{a + b} \quad (21)$$

$$m_B = \frac{m_o \cdot a}{a + b} \quad (22)$$

Dosazením (21), (22) do (20) získáme moment setrvačnosti náhradní soustavy  $I_{CN}$

$$m_A \cdot a^2 + m_B \cdot b^2 = I_{CN} \quad (23)$$

Pokud moment setrvačnosti náhradní soustavy není roven momentu setrvačnosti ojnice, tedy  $I_{CN} \neq I_C$ , potom jejich rozdíl  $\Delta I_C$  bude:

$$\Delta I_C = I_{CN} - I_C = m_o \cdot (a \cdot b - i^2) \quad (24)$$

V tomto případě nebude splněna rovnice (20), tedy dynamické účinky náhradní soustavy a skutečné ojnice nebudou shodné. Z tohoto důvodu se pro náhradní soustavu zavádí kompenzační moment, který vyrovnává (kompenzuje) rozdíl v momentech setrvačnosti skutečné ojnice a náhradní soustavy. Kompenzační moment  $\Delta M$  se určí ze vztahu:

$$\Delta M = \Delta I_C \cdot \varepsilon_o \quad (25)$$

Kompenzační moment vyvolá na klikovém čepu tečnou sílu  $\Delta T$  určenou vztahem:

$$\Delta T = \frac{\Delta M \cdot \cos \alpha}{l_o \cdot \cos \beta} \quad (26)$$

Vliv kompenzačního momentu na dynamické účinky klikového mechanismu se při běžných výpočtech zanedbává. [10]

### 3.5 Vyvažování klikového mechanismu

Vyvažováním klikového mechanismu se snažíme dosáhnout částečné nebo úplné eliminace účinků setrvačných sil rotačních a posuvných hmot vyvolaných pohybem mechanismu. Účelem vyvažování je zajištění klidného chodu mechanismu bez vibrací, snížení hlučnosti, snížení zatížení v uložení atd. Zvýšenou pozornost je třeba věnovat vyvažování rychloběžných strojů, kde dochází ke značným účinkům setrvačných sil. U některých víceválcových pístových strojů mohou být setrvačné účinky vyváženy přirozeně, což je způsobeno uspořádáním a počtem válců. Tato kapitola je však zaměřena pouze na vyvažování jednoválcových pístových strojů a byla zpracována dle [10], [11].

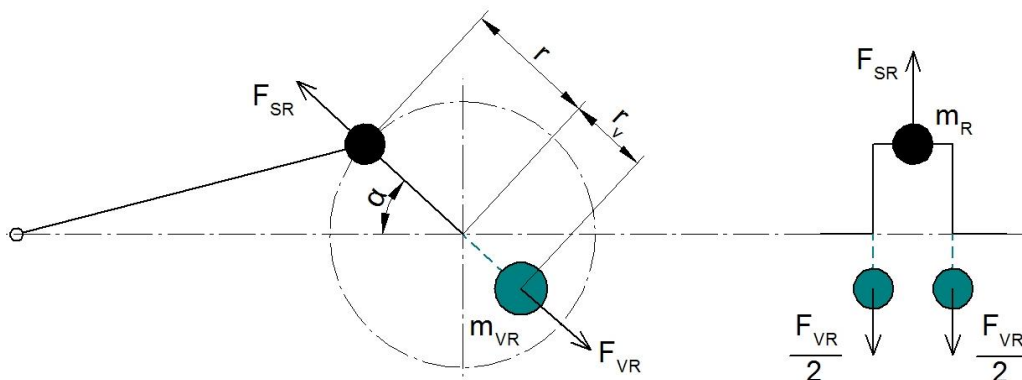
Zaváděné zjednodušující předpoklady při vyvažování:

- Klikový hřídel má konstantní úhlovou rychlost  $\omega$ .
- Těleso skříně včetně základů se uvažuje jako dokonalé tuhé.
- Setrvačné účinky připojených zařízení (např. rozvodové ústrojí u spalovacích motorů) se zanedbávají.
- Tření v ložiskách a ve vedení se zanedbává.



### 3.5.1 Vyvážení setrvačných sil rotačních hmot

Tyto síly jsou vyvolány pohybem rotačních hmot soustředěných do klikového čepu. Hmotnost rotačních hmot  $m_R$  je určena součtem hmotností klikového čepu, ramen kliky a části ojnice (viz kapitola 3.4).



Obr. 10: Vyvažování setrvačných sil od rotačních hmot [vytvořeno autorem]

Setrvačná síla rotačních hmot  $F_{SR}$  mající konstantní velikost, mění svůj směr (shodný se směrem kliky) a je určena vztahem:

$$F_{SR} = m_R \cdot r \cdot \omega^2 \quad (27)$$

Tuto sílu lze zcela vyvážit protizávažím (vývažkem) o hmotnosti  $m_{VR}$  na poloměru  $r_v$ , potom:

$$F_{SR} = F_{VR} \quad (28)$$

$$m_R \cdot r \cdot \omega^2 = m_{VR} \cdot r_v \cdot \omega^2 \quad (29)$$

$$m_{VR} = m_R \cdot \frac{r}{r_v} \quad (30)$$

### 3.5.2 Vyvážení setrvačných sil posuvných hmot

Posuvné hmoty  $m_p$  (píst, pístní kroužky, pístní čep, pojistné kroužky a část ojnice) jsou soustředěny do pístního čepu. Setrvačná síla posuvných hmot zachovává svůj směr a mění svou velikost. V praxi se běžně počítá se setrvačnými silami posuvných hmot prvního ( $F_{SPI}$ ) a druhého ( $F_{SPII}$ ) řádu majících při řešení vyvažování největší význam. Síly vyšších řádů se při vyvažování zanedbávají. Potom tedy setrvačná síla posuvných hmot působící v pístním čepu dle [10], bude:

$$F_{SP} = m_P \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad (31)$$

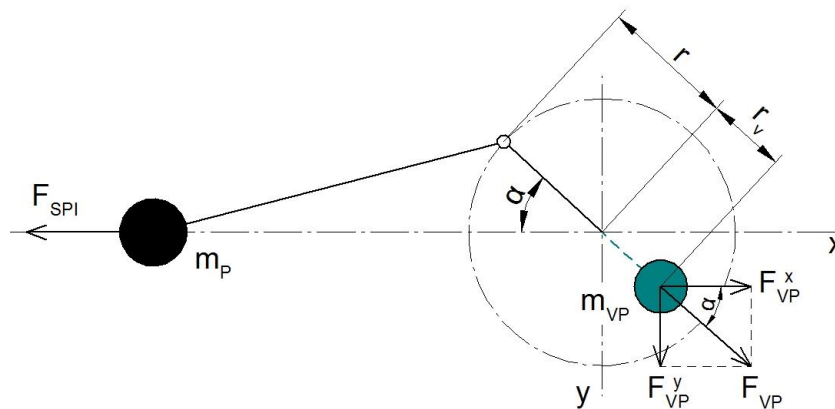
$$F_{SP} = m_P \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha + m_P \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha = F_{SP I} + F_{SP II} \quad (32)$$

$$F_{SP I} = m_P \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad (33)$$

$$F_{SP II} = m_P \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha \quad (34)$$

Setrvačné síly posuvných hmot prvního řádu lze vyvážit částečně (umístěním vývažku na klikový hřídel) nebo úplně (použitím vyvažovacího hřídele). Posuvné síly druhého řádu lze vyvážit pouze vyvažovacími hřídeli. V této kapitole bude řešeno pouze vyvážení posuvných hmot prvního řádu použitím vývažku na klikovém hřídeli.

### Vyvážení setrvačné síly posuvných hmot prvního řádu



Obr. 11: Vyvažování posuvných setrvačných sil prvního řádu [vytvořeno autorem]

Umístění vývažku o hmotnosti  $m_{VP}$  ve vzdálenosti  $r_V$  na klikový hřídel vyvolá odstředivou sílu  $F_{VP}$  o velikosti:

$$F_{VP} = m_{VP} \cdot r_V \cdot \omega^2 \quad (35)$$

Tuto sílu je možné rozdělit do složek ve svislém ( $F_{VP}^Y$ ) a vodorovném ( $F_{VP}^X$ ) směru, které budou:

$$F_{VP}^X = m_{VP} \cdot r_V \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad (36)$$

$$F_{VP}^Y = m_{VP} \cdot r_V \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha \quad (37)$$

Pro vyvážení posuvných sil prvního řádu  $F_{SP I}$  ve směru x bude tedy platit:

$$m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha = m_{VP} \cdot r_v \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad (38)$$

$$m_{VP} = m_p \cdot \frac{r}{r_v} \quad (39)$$

Z uvedených vztahů je patrné, že pokud bude setrvačná síla  $F_{VP}$  plně (na 100 %) vyvážena ve vodorovném směru x, dojde k přesunutí plně (100 %) nevyváženosti do svislého směru y. Z tohoto důvodu se v praxi provádí vyvážení posuvných hmot v obou směrech na 50 %. Potom bude hmotnost vývažku dána vztahem:

$$m_{VP} = 0,5 \cdot m_p \cdot \frac{r}{r_v} \quad (40)$$

### 3.5.3 Způsoby vyvažování v technické praxi

Po určení hmotnosti a polohy vývažku výpočtem musí být stanoven technologický postup, který výsledky výpočtu převede do praxe. Dále budou uvedeny používané způsoby vyvažování klikového mechanismu v praxi. [13]

#### Vývažek je součástí klikového hřídele

Jedná se o často využívaný způsob zejména u pístových spalovacích motorů. Vývažek, nejčastěji houbovitého tvaru, je neoddělitelnou součástí kovaného případně odlévaného klikového hřídele.



Obr. 12: Klikový hřídel pístového spalovacího motoru

#### Šroubovaný vývažek

Vývažek je k rameni klikového hřídele připojen dvojicí šroubů a může tak být vyroben z běžné konstrukční oceli podstatně levnější než je materiál klikového hřídele. Další výhodou spočívá v možnosti výroby vývažku z materiálu majícího větší měrnou hmotnost než materiál klikového hřídele, což umožní vyvážení

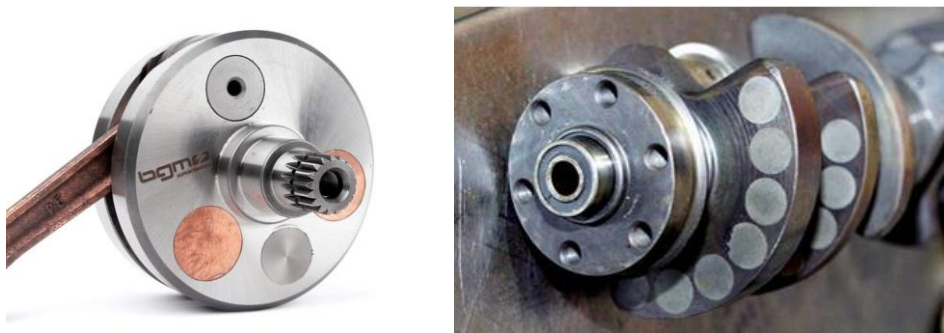
stejných rotačních hmot při menších rozměrech vývažku. Toho se využívá v aplikacích, kde je k dispozici malý zástavbový prostor. Nevýhoda tohoto provedení spočívá v nutnosti opatřit KH plochami a otvory sloužícími k připevnění šroubovaného vývažku.



Obr. 13: Klikový hřídel pístového spalovacího motoru se šroubovanými vývažky

### **Vývažky z materiálů s vysokou měrnou hmotností**

U tohoto způsobu vyvažování musí být nejprve odvrtán materiál z ramene nebo vývažku klikového hřídele. Následně se do vyvrtaných otvorů nalisuje vývažek vyrobený z materiálu s vysokou měrnou hmotností (například olovo, měď). Tato metoda se používá pro vyvažování menších hmot (např. u motocyklových motorů - obr. 14 vlevo) nebo v případech, kdy je vývažek součástí klikového hřídele a jeho hmotnost (omezena zástavbovým prostorem) nestačí k vyvážení setrvačných sil (obr. 14 vpravo).



Obr. 14: Klikový hřídel s vývažky z materiálu s velkou měrnou hmotností

## Odebrání materiálu z ramene klikového hřídele

Rameno kliky se snažíme navrhnout tak, aby následné odebírání materiálu nebylo potřeba. Pokud je však z technologických či ekonomických důvodů výhodnější provést vyvažování setrvačných hmot odebíráním materiálu KH, používá se běžně dostupných technologií - vrtání, frézování, broušení apod.



Obr. 15: Klikový hřídel sekacího kladiva [vytvořeno autorem]

## Vhodné tvarování ramena klikového hřídele

Další možností jak zajistit vyvážení klikového mechanismu je navržení vhodného tvaru ramene KH, kterého bude možno dosáhnout již při výrobě polotovaru KH kováním nebo odléváním. Tento způsob vyvážení se používá pouze v případech, kdy z ramena KH může být odebrána potřebná hmota, aniž by došlo k narušení jeho pevnosti a nalézá uplatnění zejména v aplikacích, kde není dostatek prostoru pro umístění vývažku.



Obr. 16: Klikový hřídel jednoválcového motocyklového motoru

V technické praxi se lze často setkat s modifikací či kombinací výše popsaných způsobů vyvažování.

### 3.6 Typická poškození klikového hřídele

Klikový hřídel je cyklicky namáhaná strojní součást přenášející točivý moment mezi hnacím a hnaným ústrojím. U některých pracovních strojů dosahuje točivý moment vysokých hodnot, s čím je potřeba počítat již při samotném návrhu KH. Pokud nebude KH správně dimenzován a vyroben za použití vhodných technologií, může dojít k jeho poškození a následné poruše pracovního stroje. V zásadě dochází ke třem níže uvedeným druhům poškození KH:

#### Opotřebení ojničního a klikového čepu

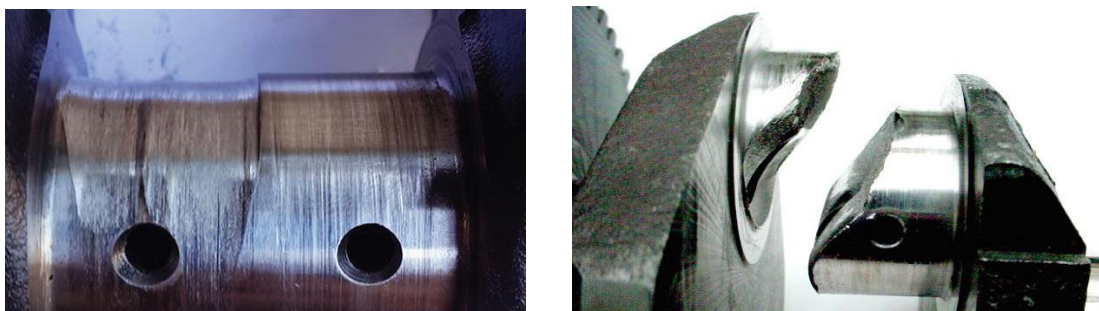
K opotřebení jednoho z čepů může dojít v důsledku špatné volby materiálu KH, ložiska, povrchové úpravy čepů, nevyvážení KM, atd. Opotřebením dochází ke zvětšování vůle v uložení KH nebo v ložisku ojnice, což má negativní vliv na správnou funkci pracovního stroje a v krajním případě může dojít k jeho poruše.

#### Zadírání KH

V důsledku nesprávného nebo nedostatečného mazání klikových čepů může dojít k přidření nebo úplnému zadření KH, přičemž dojde k zastavení stroje.

#### Prasknutí ojničního čepu nebo ramene KH

U toho druhu poškození hraje významnou roli mez únavy materiálu KH, která je značně snížena mazacími kanály vrtanými skrz klikový čep, rameno KH a ojniční čep. Tuto problematiku řeší únavová mechanika. K prasknutí ojničního čepu nejčastěji dochází právě v místě mazacího kanálu nebo v místě přechodu do ramene KH. Lom rameno KH nastává v místě nejmenšího průřezu mezi klikovým a ojničním čepem.



Obr. 17: Poškození KH – opotřebení (vlevo), prasknutí ojničního čepu (vpravo)

## KONSTRUKČNÍ ČÁST

Konstrukční část práce je zaměřena na prodloužení životnosti sekacího kladiva značky Dewalt, přičemž využívá poznatků z předchozí teoretické části.

Úvodem této části budou specifikovány parametry řešeného sekacího kladiva a proveden rozbor jeho funkce. Následně bude věnována pozornost poškození klikového hřídele, vyvážení klikového mechanismu a návrhu konstrukčních řešení majících prodloužit životnost sekacího kladiva s ohledem na technologickou a ekonomickou náročnost.

### 4 PARAMETRY ŘEŠENÉHO SEKACÍHO KLADIVA

Jedná se o sekací kladivo střední kategorie určené k lehkým demoličním pracím, přípravě povrchu nebo sekání drážek a otvorů do různých typů zdiva a betonu. Kladivo je vybaveno regulací počtu úderů, systémem upínání nástroje SDS-Max a systémem aktivní regulace vibrací. Průměrná prodejní cena v internetových obchodech činí 14 200 Kč včetně DPH. [5], [6]

Tab. 3: Parametry sekacího kladiva [8]

Příkon	1250 W
Výkon	615 W
Úderů za minutu	1430-2840 ú/min
Energie úderu	8 J
Hmotnost	6,1 kg
Délka x výška	477 x 245 mm



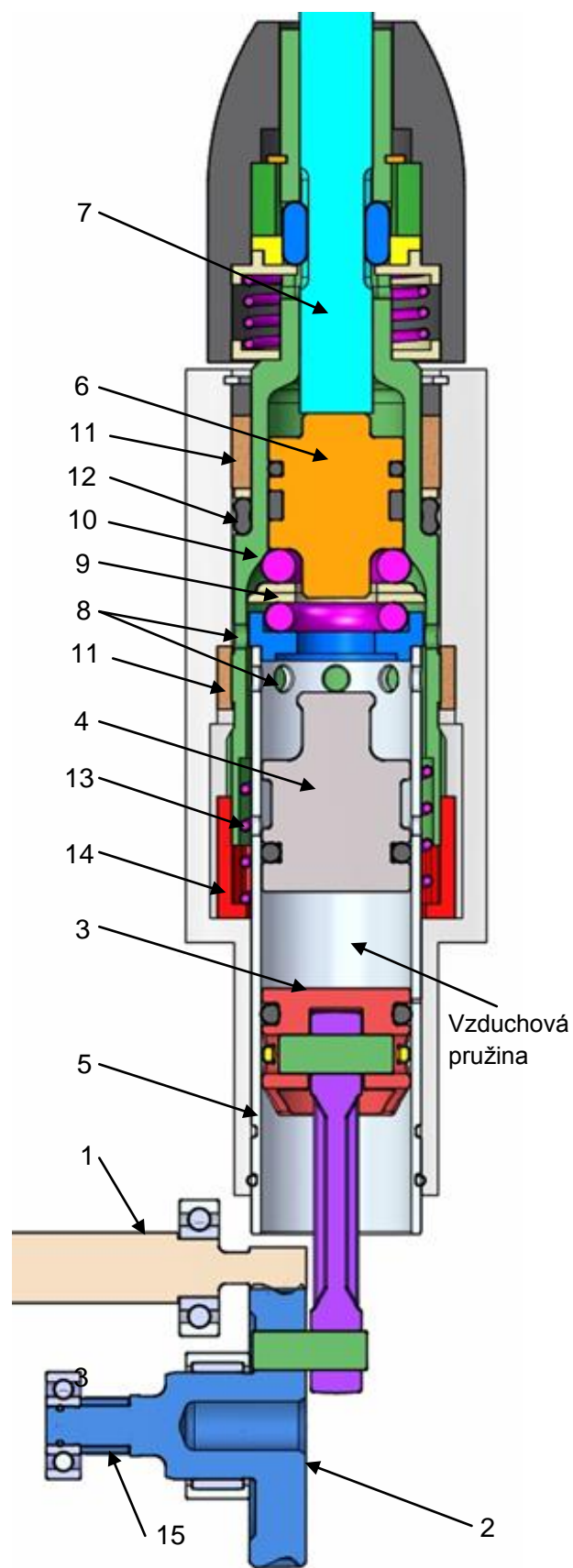
Obr. 18: Sekací kladivo DeWALT D25831



## 5 ROZBOR FUNKCE SEKACÍHO KLAĐIVA

Tato kapitola blíže popisuje princip funkce sekacího kladiva řešeného v této diplomové práci, který je však podobný i u kladiv jiných výrobců. Pro získání lepší představy o uspořádání a funkci níže popsaných komponent sekacího kladiva bylo vytvořeno schéma (obr. 19).

Jak již bylo uvedeno dříve v práci, funkce kladiva je založena na elektropneumatickém principu, kdy pohon kladiva zajišťuje elektromotor vytvářející otáčivý pohyb pastorku (1) pohánějícího klikový mechanismus, jehož úkolem je transformovat rotační pohyb klikového hřídele (2) na přímočarý vratný pohyb pístu (3) a dosáhnout co nejvyšší rychlosti beranu (4). Tzv. beran je ocelový díl pohybující se axiálně uvnitř válce (5) uváděný do pohybu prostřednictvím vzduchové pružiny mezi čelem pístu a beranem. Po nárazu beranu na úderník (6) dochází k předání jeho kinetické energie úderníku, který ji následně předá nástroji (7). Při pohybu beranu vpřed je vzduch z prostoru před ním odváděn otvory (8) v tělese válce a vřeteně. Pokud by se tak nedělo, narůstal by v tomto prostoru tlak působící proti pohybu beranu. Opačná situace nastává při pohybu beranu zpět, kdy otvory ve válci a vřeteníku umožňují přívod vzduchu do prostoru nad beranem a jeho nebrzděný pohyb do spodní polohy. Mezi



Obr. 19: Schéma sekacího kladiva D25831  
[vytvořeno autorem]



beranem a úderníkem se nachází tlumící a záchytný systém (9) skládající se z o-kroužků a podložek. Vřeteno kladiva (10) uložené na dvou kluzných ložiskách (11) umožňuje axiální posuv a v případě kombinovaného kladiva i rotační pohyb. Rázy vřetene částečně zachytává tlumící prvek (12). Nástroj je upnut ve sklíčidle pomocí rychloupínacího systému SDS-Max popsaného v kapitole 2.3.

Některé prvky nalézají uplatnění až ve variantě kombinovaného kladiva vycházejícího z výše popsaného sekacího kladiva, což je dáno snahou dosáhnout co možná nejnižších výrobních nákladů.

Příkladem nevyužitých prvků může být ozubení (15) na KH nebo zubová spojka (14). Ozubení na KH pohání prostřednictvím řetězového převodu kuželové soukolí zajišťující rotační pohyb vřetene, který lze připojit (odpojit) pomocí zubové spojky ustavené ve výchozí poloze válcovou tlačnou pružinou (13).

Pro představu o uspořádání jednotlivých komponent v těsném zástavbovém prostoru kladiva byl firmou DeWALT vytvořen řez reálným kombinovaným kladivem (viz obr. 20).

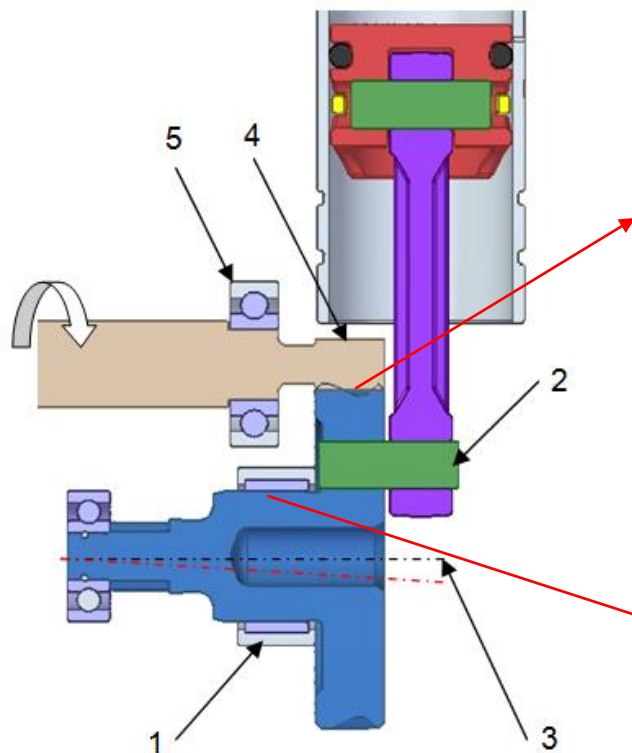


Obr. 20: Reálný řez kombinovaným kladivem DeWALT D25602K

## 6 PROBLÉM POŠKOZENÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Prováděním dlouhodobých testů sekacího kladiva na zkušebním stanovišti a následnou diagnostikou poruchy bylo zjištěno, že prvotně dochází k poškození klikového hřídele, což vede k poškození dalších komponent a následné poruše kladiva.

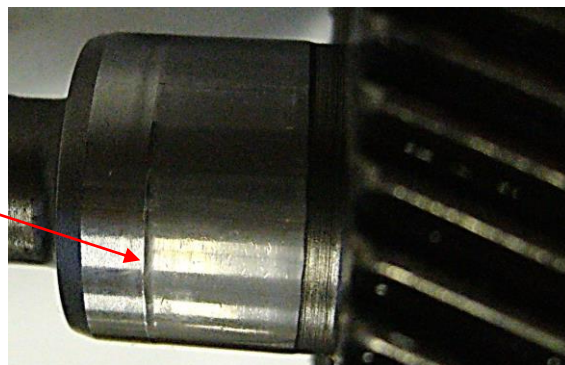
Po určité době běhu kladiva (řádově stovky hodin) dochází k viditelnému opotřebení klikového hřídele v místě uložení na jehlovém ložisku (1) a vzniká radiální vůle v jehlovém ložisku. Největší opotřebení vzniká ve směru klikového čepu (2). Toto opotřebení se neustále zvětšuje až do chvíle, kdy je radiální vůle natolik velká, že dojde k vychýlení klikového hřídele z původní osy rotace (3). Vyosením se klikový hřídel rozkmitává, přičemž poškodí ložisko (5) pastorku a následně ozubení pastorku (4). Po prasknutí plastové klece ložiska (5) dochází ke změně radiální vůle ložiska (kuličky ložiska se natlačí na jednu stranu ložiskových kroužků), což po krátké době běhu způsobí poškození pastorku a následnou poruchu sekacího kladiva, které není schopné vykonávat svou funkci.



Obr. 22: Klikový mechanismus sekacího kladiva [vytvořeno autorem]



Obr. 21: Poškození pastorku [vytvořeno autorem]



Obr. 23: Poškození klikového hřídele [vytvořeno autorem]

Oddálením nebo úplným odstraněním výše popsaného poškození bude dosaženo požadovaného prodloužení životnosti kladiva. Pracovníci ve firmě B&D se domnívají, že příčinou poškození by mohl být nevyvážený klikový mechanismus kladiva.

Hlavní náplní konstrukční části práce tedy bude provést rozbor současného stavu vyvážení klikového mechanismu a zpracovat případné návrhy variant na jeho vyvážení. Následně budou vypracovány další konstrukční návrhy, jejichž úkolem bude oddálit či úplně odstranit vznikající prvotní poškození (opotřebení KH) a tím prodloužit životnost kladiva.

Vzhledem k tomu, že se jedná o úpravu sekacího kladiva s již zaběhnutým výrobním procesem, je kladen požadavek na provedení úprav v co nejmenším rozsahu. Rozsáhlé úpravy by vedly k přílišnému navýšení výrobních nákladů v důsledku změny výrobních technologií, odlévacích a vstřikovacích forem, montážní linky apod. Společně se zvýšením výrobních nákladů by došlo ke zvýšení prodejní ceny kladiva, což by mělo negativní vliv na jeho prodejnost.

### **Popis dlouhodobých testů**

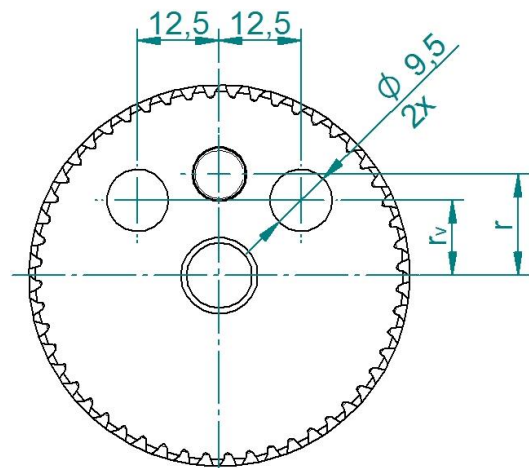
Dlouhodobé testy probíhají na zkušebním stanovišti, kde sekací kladivo upnuté v testovací stoličce sbíjí do absorbéru nahrazujícího zdivo či jiné materiály. Kladivo je v madle přitlačováno konstantní silou. Na testovací stoličce lze měnit přitlačnou sílu a polohu kladiva, tedy testy mohou být horizontální či vertikální pro různé hodnoty přitlačné síly. Test končí poruchou kladiva, po níž je kladivo rozebráno a následuje diagnostika poruchy a její příčiny.

Kladiva jsou též dlouhodobě testována v běžném provozu, kde dochází k získání velmi odlišných výsledků v důsledku vlivu mnoha faktorů – materiál (beton, železobeton, cihlové zdivo,...), aplikace, prostředí, uživatel, atd.

## 7 ANALÝZA SOUČASNÉHO STAVU VYVÁŽENÍ

Úkolem této kapitoly je vyhodnotit současný stav vyvážení klikového mechanismu, tedy stanovit do jaké míry jsou vyváženy účinky setrvačných hmot a určit velikost radiálního zatížení v uložení klikového hřídele vyvolaného silovými účinky nevyvážených setrvačných hmot.

Již při prvním pohledu na klikový hřídel si lze všimnout dvou otvorů vyvrtaných v rameni rotačně symetrického klikového hřídele majících za úkol snížit velikost setrvačných hmot. Kromě těchto otvorů klikový mechanismus nemá žádné další prvky vyvažující účinky setrvačných hmot. Dále bude třeba určit, jakou část rotačních a posuvných hmot vyvrtané otvory vyvažují.



Obr. 24: Klikový hřídel [vytvořeno autorem]

### Vstupní parametry:

Hmotnost pístní skupiny (píst, o-kroužek, pojistný kroužek, pístní čep)  $m_{PS} = 23g$

Hmotnost ojnice  $m_O = 9,3g$

Hmotnost klikového čepu (pouze vyčnívající část)  $m_{KC} = 5,4g$

Otáčky klikového hřídele  $n = 3550 \text{ min}^{-1}$

Poloměr kliky  $r = 15,5 \text{ mm}$

Vzdálenost těžiště odvrtné hmoty od osy rotace KH (poloměr vývažku)  $r_v = 11,5 \text{ mm}$

Délka ojnice  $l = 61 \text{ mm}$

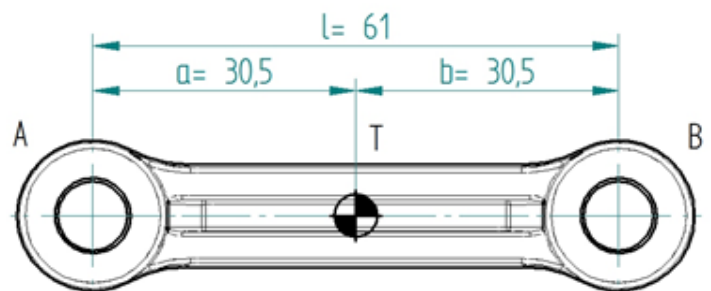
Hustota materiálu KH  $\rho_{KH} = 7665 \text{ kg/m}^3$

### Vypočteno:

Redukce hmot ojnice dle kapitoly 3.4:

$$m_A = \frac{m \cdot b}{a + b} = \frac{9,3 \cdot 30,5}{30,5 + 30,5} = 4,65g \quad (41)$$

$$m_B = \frac{m \cdot a}{a + b} = \frac{9,3 \cdot 30,5}{30,5 + 30,5} = 4,65g \quad (42)$$



Obr. 25: Rozměry ojnice [vytvořeno autorem]

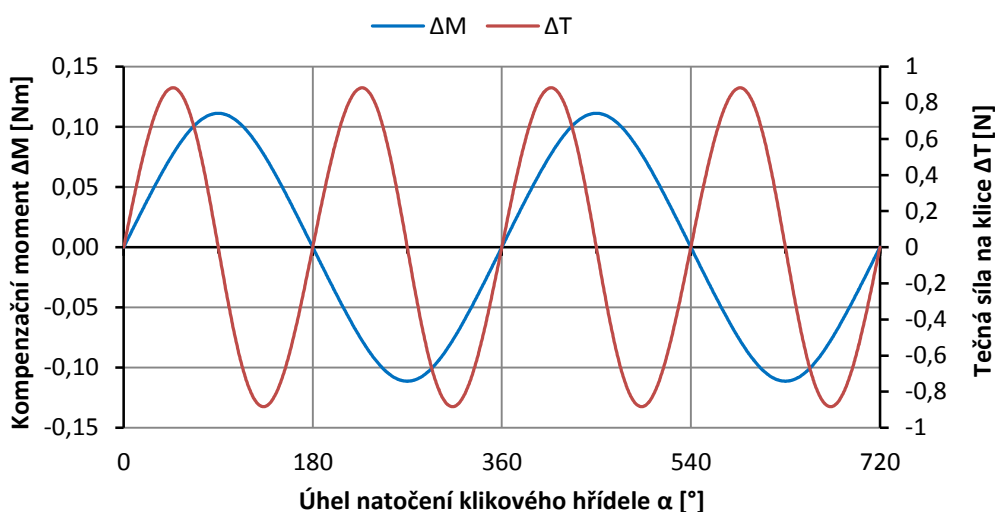
Moment setrvačnosti náhradní soustavy:

$$I_{CN} = m_A \cdot a^2 + m_B \cdot b^2 = (4,65 \cdot 30,5^2 + 4,65 \cdot 30,5^2) \cdot 10^{-9} = 8,6513 \cdot 10^{-6} \text{kg} \cdot \text{m}^2 \quad (43)$$

Rozdíl momentu setrvačnosti skutečné ojnice a náhradní soustavy:

$$\Delta I_C = I_{CN} - I_C = 8,6513 \cdot 10^{-6} - 5,5867 \cdot 10^{-6} = 3,0646 \cdot 10^{-6} \text{kg} \cdot \text{m}^2 \quad (44)$$

Po určení úhlového zrychlení ojnice dle vztahu (7) lze určit průběh kompenzačního momentu  $\Delta M$  ze vztahu (25) a jím vyvolanou tečnou sílu na klíce  $\Delta T$  (26).



Graf 4: Průběh kompenzačního momentu a jím vyvolané tečné síly

Dle grafu 4 dosahuje kompenzační moment i tečná síla velmi nízkých hodnot a proto lze účinky kompenzačního momentu v dalších výpočtech zanedbat.

Určení posuvných a rotačních hmot:

$$\text{Hmotnost posuvných hmot } m_P = m_B + m_{PS} = 4,65 + 23 = 27,65 = 27,7 \text{g} \quad (45)$$

$$\text{Hmotnost rotačních hmot } m_R = m_A + m_{KC} = 4,65 + 5,4 = 10,35 = 10,1 \text{g} \quad (46)$$

Určení hmotnosti odebrané hmoty z KH vyvrtáním otvorů:

$$m_v = 2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot b \cdot \rho_{KH} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot 9,5^2}{4} \cdot 10,4 \cdot 7665 \cdot 10^{-6} = 11,3 \text{g} \quad (47)$$

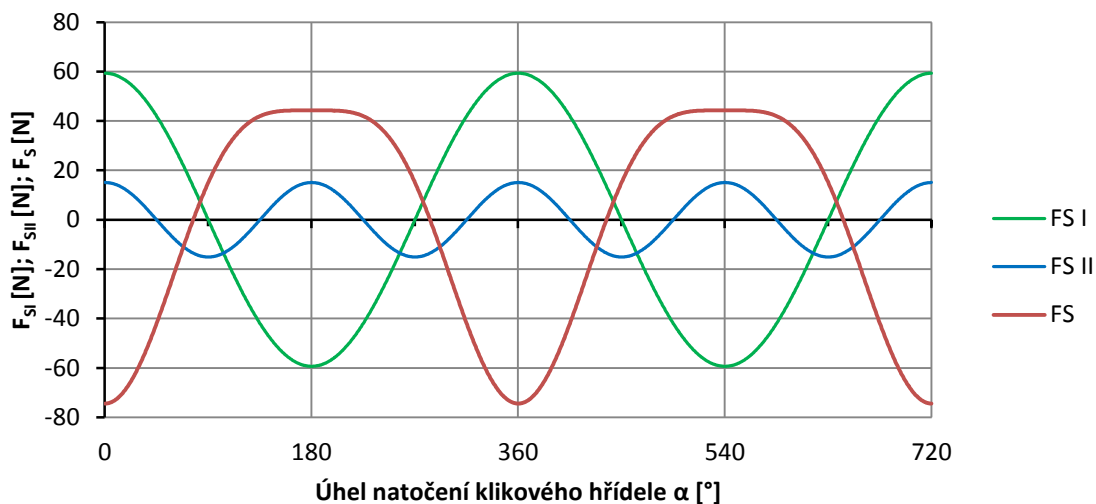
Odvrtaná hmota  $m_v$  na poloměru  $r_V$  vyváží hmotnost rotačních hmot  $m_{VR}$  na poloměru  $r$ :

$$m_{VR} = \frac{r_V}{r} \cdot m_v = \frac{11,5}{15,5} \cdot 11,3 = 8,4 \text{g} \quad (48)$$

Potom tedy hmotnost zbylých nevyvážených rotačních hmot  $m_{NR}$  bude:

$$m_{NR} = m_R - m_{VR} = 10,1 - 8,4 = 1,7 \text{g} \quad (49)$$

Tedy otvory vyvrtané v klikovém hřídeli zajistí částečné vyvážení rotačních hmot a posuvné hmoty zůstávají zcela nevyvážené. Nevyvážené setrvačné hmoty mají za následek vznik rotačních a posuvných setrvačných sil, jejichž velikost byla určena dle vztahů (31), (33), (34).

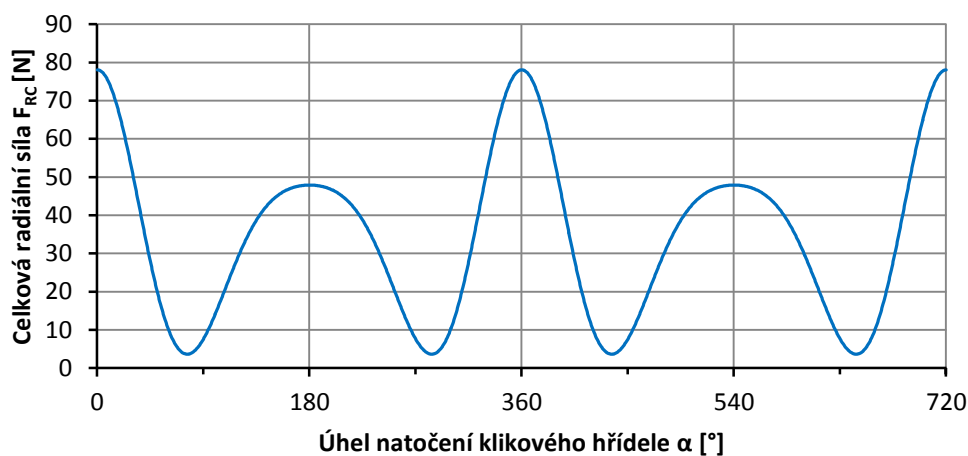


Graf 5: Průběh setrvačných sil posuvných hmot

Velikost setrvačné síly rotačních hmot:

$$F_{SR} = m_{NR} \cdot r \cdot \omega^2 = 1,7 \cdot 15,5 \cdot \left(2\pi \cdot \frac{3550}{60}\right)^2 \cdot 10^{-6} = 3,6 \text{N} \quad (50)$$

Po vypočtení setrvačných sil může být určen průběh celkové radiální síly dle (17):



Graf 6: Průběh celkové radiální síly

Tato radiální síla způsobí zatížení v uložení klikového hřídele, jehož průběh a velikost lze určit z rovnic rovnováhy dle obr. 26:

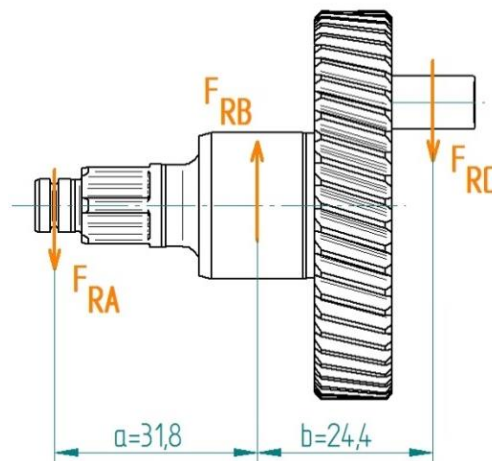
$$F_{RA} + F_{RB} - F_{RC} = 0 \quad (50)$$

$$F_{RC} \cdot (a + b) - F_{RB} \cdot a = 0 \quad (51)$$

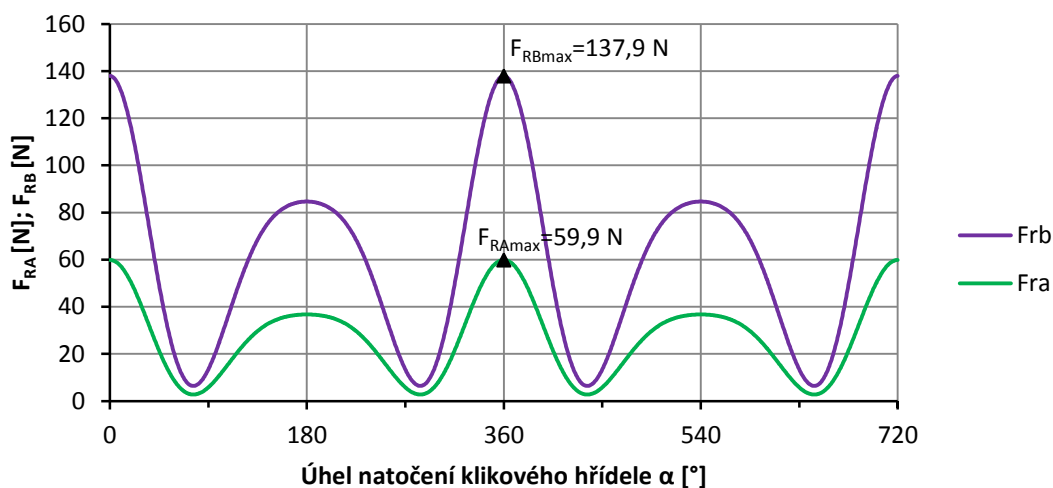
Vyjádřením z (50) a (51) dostaneme:

$$F_{RA} = F_{RC} - F_{RB} \quad (52)$$

$$F_{RB} = \frac{F_{RC} \cdot (a + b)}{a} \quad (53)$$



Obr. 26: Reakce v uložení KH [vytvořeno autorem]



Graf 7: Průběh radiálního zatížení v uložení klikového hřídele

Tab. 4: Shrnutí dosažených výsledků

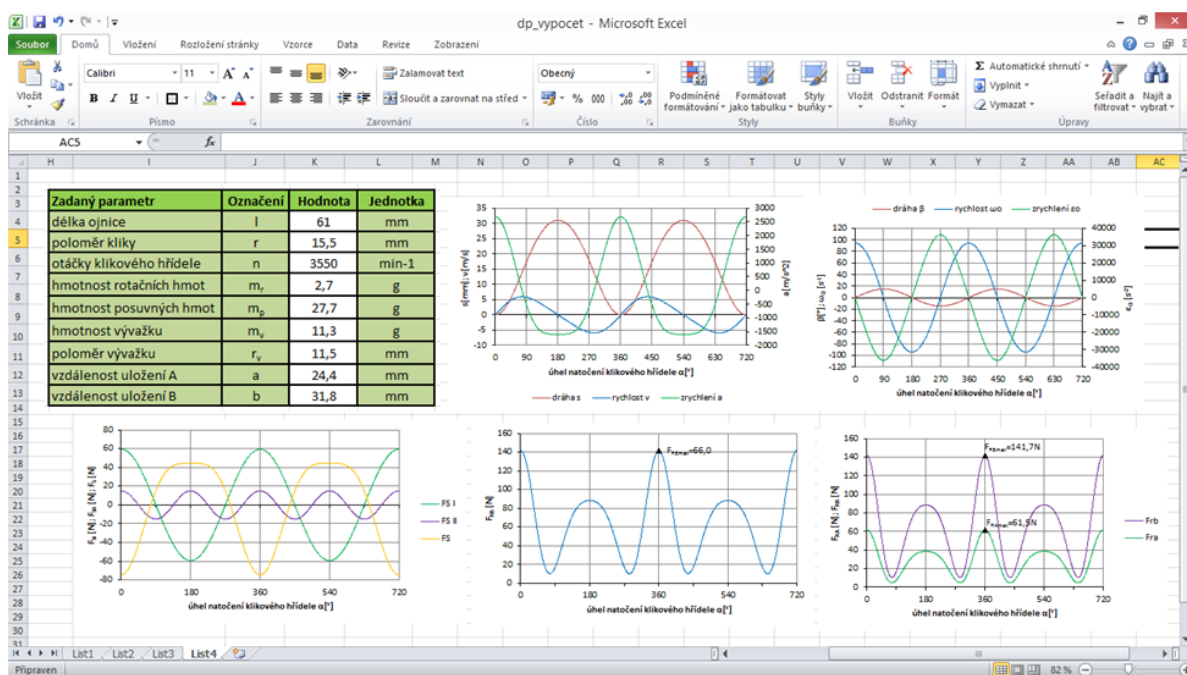
Vyvážení rotačních hmot	83 %
Vyvážení posuvných hmot	0 %
Maximální velikost radiálního zatížení $F_{RBmax}$	137,9 N

Provedením analýzy současného stavu vyvážení klikového mechanismu bylo zjištěno, že mechanismus je vyvážen pouze částečně a zároveň byla určena velikost radiálního zatížení v uložení klikového hřídele. Dále bude věnována pozornost vyvážení klikového mechanismu, za účelem snížit účinky setrvačných hmot (resp. zatížení v uložení). To však bude komplikováno velmi stísněným zástavbovým prostorem sekacího kladiva.



## Realizace výpočtu a verifikace výsledků

Výše uvedený výpočet, určující stav vyvážení a silové účinky nevyvážených setrvačných hmot, byl proveden v programu sestaveném v prostředí tabulkového procesoru Microsoft Excel. Program po zadání vstupních parametrů (délka ojnice, poloměr kliky, otáčky klikového hřídele, ...) uskuteční výpočet jednotlivých veličin pro dvě otáčky KH ( $720^\circ$ ) s krokem  $0,5^\circ$  a následně sledované veličiny vykreslí do grafů. Program byl sestaven na základě vztahů uvedených v kapitole zpracovávající problematiku klikového mechanismu (kap. 3). Sestavení a odladění programu bylo poměrně zdlouhavé, ve výsledku však přineslo značnou úsporu práce i času, zejména při optimalizaci (opakovaném výpočtu) návrhů na vyvážení klikového mechanismu (kap. 8).



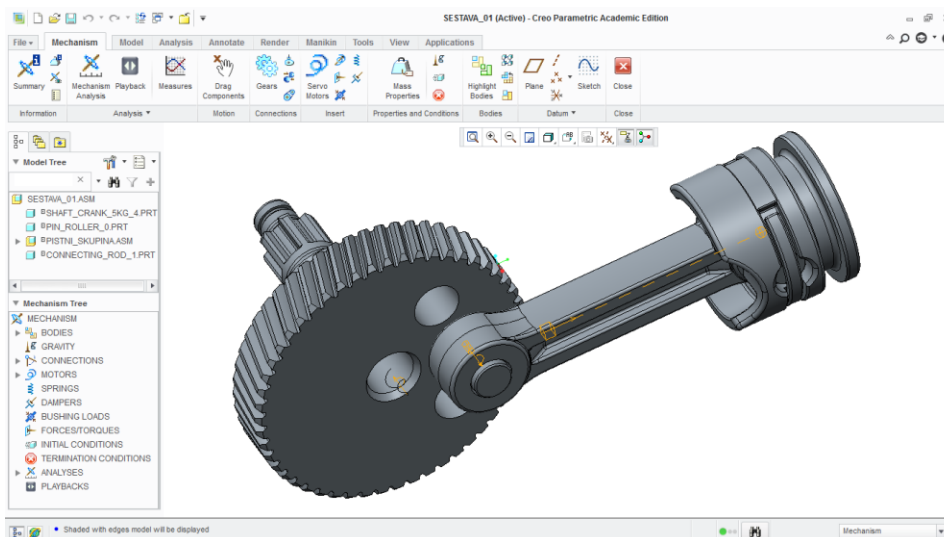
Obr. 27: Program sestavený v prostředí Microsoft Excel [vytvořeno autorem]

Pro ověření, zda program sestavený v MS Excel dosahuje správných výsledků, byla provedena verifikace výsledků za pomoci softwaru Creo Mechanism 2.0. Jedná se o tzv. multi-body systém umožňující provádět kinematické a dynamické analýzy soustav těles.

Nejprve byl vytvořen výpočtový model v prostředí Creo Parametric 2.0, kde byly do sestavy klikového mechanismu zavedeny kinematické vazby (vazby odebírající příslušné stupně volnosti) a materiálové vlastnosti jednotlivých

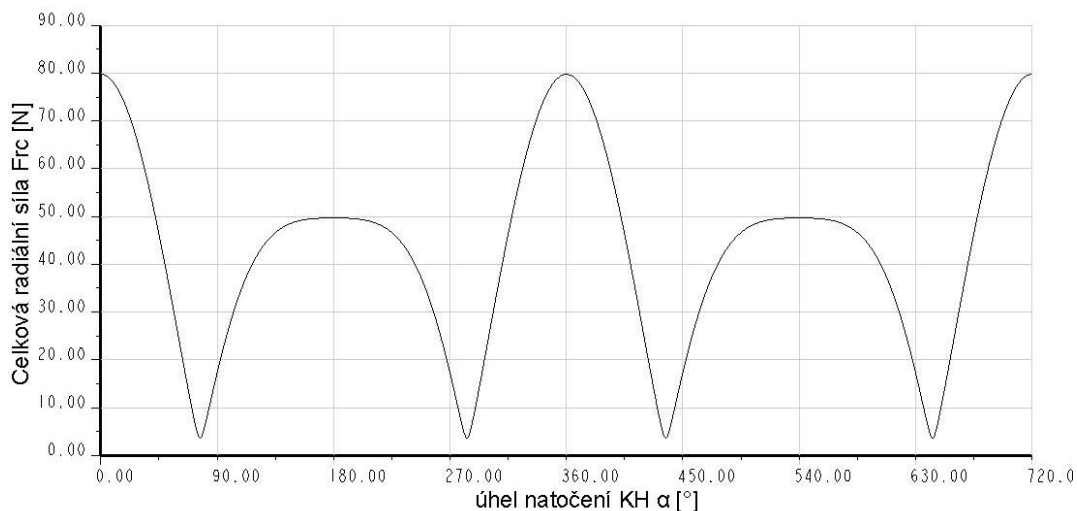


komponent. Následně byl v modulu Creo Mechanism na osu klikového hřídele definován servopohon o příslušných otáčkách zajišťující pohyb mechanismu. Po nastavení doby trvání simulace již mohla být spuštěna dynamická analýza klikového mechanismu a získány požadované výsledky.



Obr. 28: Výpočtový model v prostředí modulu Creo Mechanism 2.0 [vytvořeno autorem]

Pro porovnání a ověření výsledků byl vypočten průběh celkové radiální síly vyvolané nevyváženými setrvačnými hmotami původního klikového mechanismu.



Graf 8: Průběh celkové radiální síly  $F_{rc}$  vypočtený v Creo Mechanism 2.0

Po srovnání výsledků získaných programem sestaveném v MS Excel (graf 6) a softwarem Creo Mechanism 2.0 (graf 8), lze konstatovat, že oba programy dosahují téměř shodných výsledků, a tudíž byl program v prostředí MS Excel sestaven správně.

## 8 NÁVRHY VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

V této kapitole budou zpracovány návrhy na vyvážení klikového mechanismu, u nichž bude sledováno vyvážení setrvačných hmot, snížení velikosti setrvačných sil a pokles radiálního zatížení klikového hřídele v místě uložení na jehlovém ložisku oproti výchozímu stavu.

Závěrem této kapitoly budou srovnány dosažené výsledky jednotlivých návrhů a doporučeny vhodné varianty vyvážení s ohledem na technologickou a ekonomickou náročnost výroby.

Hmotnost a vzdálenost těžiště vývažku od osy rotace klikového hřídele (poloměr vývažku  $r_v$ ) byla získána pomocí softwaru Creo Parametric 2. Otáčky klikového hřídele  $n$  a poloměr kliky  $r$  jsou pro všechny varianty shodné ( $n=3550\text{min}^{-1}$ ;  $r=15,5\text{mm}$ ).

### 8.1 Návrh A

Tento návrh optimalizuje původní způsob vyvážení změnou průměru a polohy vyvrtaných otvorů v rameni KH. Opakovaným výpočtem byly určeny optimální parametry (průměr a poloha děr), kdy zatížení v uložení KH dosahuje nejnižších hodnot.

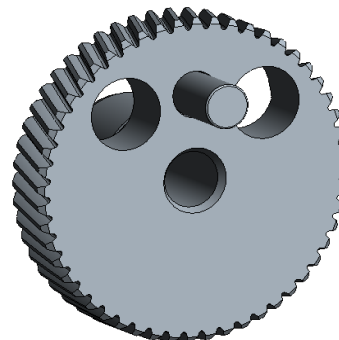
#### Vstupní hodnoty:

Hmotnost odvrtané hmoty  $m_v = 21,4\text{g}$

Poloměr vývažku  $r_v = 13\text{mm}$

Hmotnost posuvných hmot  $m_p = 27,7\text{g}$

Hmotnost rotačních hmot  $m_R = 10,1\text{g}$



Obr. 29: Klikový hřídel návrh A  
[vytvořeno autorem]

#### Vypočteno:

Odvrtaná hmota  $m_v$  na poloměru  $r_v$  vyváží hmotnost setrvačných hmot  $m_s$  na poloměru  $r$ :

$$m_s = \frac{r_v}{r} \cdot m_v = \frac{13}{15,5} \cdot 21,4 = 17,9\text{g} \quad (54)$$

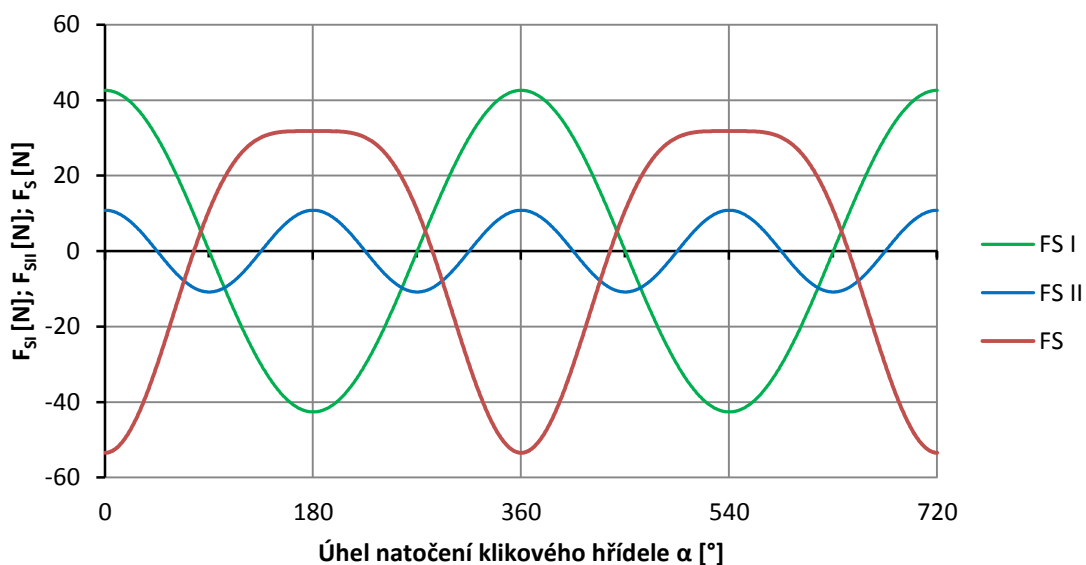
Odvrtáním hmoty  $m_V$  bude dosaženo úplného vyvážení rotačních hmot a na vyvážení hmot posuvných zbude:

$$m_{VP} = m_S - m_R = 17,9 - 10,1 = 7,8 \text{g} \quad (55)$$

Potom tedy hmotnost zbylých nevyvážených posuvných hmot bude:

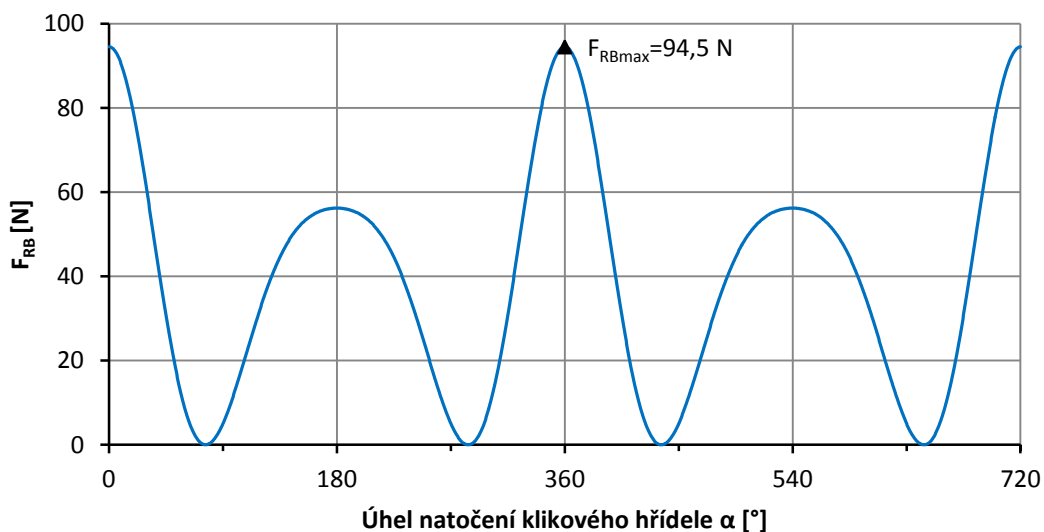
$$m_{NP} = m_P - m_{VP} = 27,7 - 7,8 = 19,9 \text{g} \quad (56)$$

Nevyvážené posuvné hmoty  $m_{NP}$  vyvolají posuvné setrvačné síly určené vztahy (31), (33), (34) o velikosti:



Graf 9: Průběh setrvačných sil posuvných hmot

Tyto setrvačné síly způsobí radiální zatížení v uložení KH určené vztahem (53):



Graf 10: Průběh radiálního zatížení v uložení klikového hřídele

Tab. 5: Shrnutí dosažených výsledků

Vyvážení rotačních hmot	100 %
Vyvážení posuvných hmot	28,2 %
Maximální velikost radiálního zatížení $F_{RBmax}$	94,5 N
$F_{RBmax}$ v porovnání s výchozím stavem byla snížena o	31,5 %

Provedenou optimalizací bylo znatelně sníženo radiální zatížení v uložení KH při zachování výrobních nákladů v důsledku zachování původní výrobní technologie. Tímto způsobem je však možné klikový mechanismus vyvážit pouze částečně.

## 8.2 Návrh B

Vyvážení setrvačných hmot je provedeno opět pouhým odvrtáním hmoty z ramene klikového hřídele. Jedná se o modifikaci původního způsobu vyvážení, přičemž dochází ke změně průměru, polohy a počtu vyvrtaných otvorů. Optimální průměr, poloha a počet děr byl určen opakujícím se výpočtem pro různé hodnoty těchto parametrů.

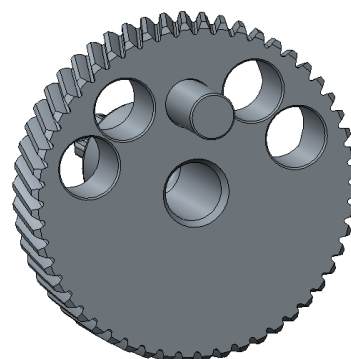
### Vstupní hodnoty:

Hmotnost odvrtané hmoty  $m_V = 28g$

Poloměr vývažku  $r_V = 11,5mm$

Hmotnost posuvných hmot  $m_P = 27,7g$

Hmotnost rotačních hmot  $m_R = 10,1g$



Obr. 30: Klikový hřídel návrh B  
[vytvořeno autorem]

### Vypočteno:

Odvrtaná hmota  $m_V$  na poloměru  $r_V$  vyváží hmotnost setrvačných hmot  $m_S$  na poloměru  $r$ :

$$m_S = \frac{r_V}{r} \cdot m_V = \frac{11,5}{15,5} \cdot 28 = 20,8g \quad (57)$$

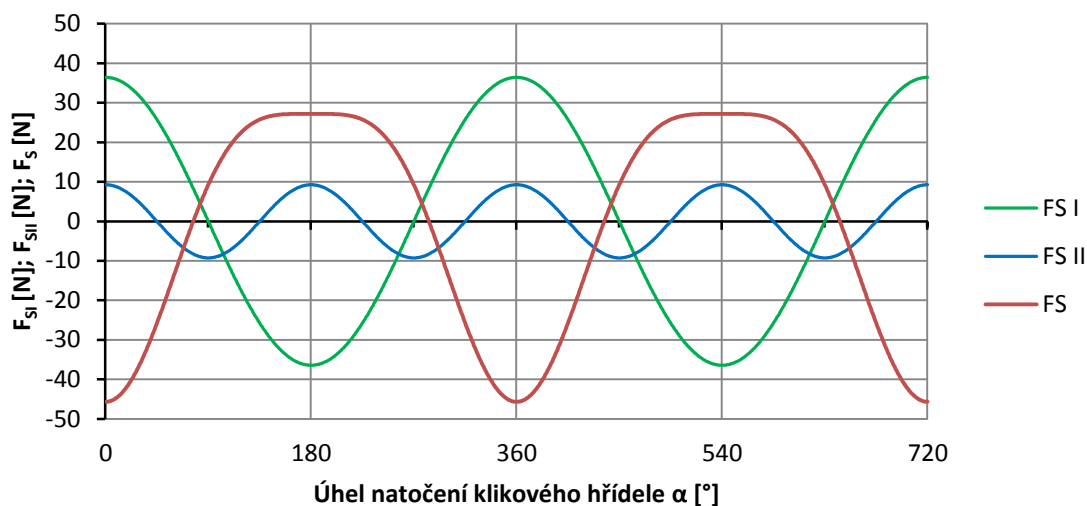
Odvrtáním hmoty  $m_V$  bude dosaženo úplného vyvážení rotačních hmot a na vyvážení hmot posuvných zbude:

$$m_{VP} = m_S - m_R = 20,8 - 10,1 = 10,7g \quad (58)$$

Potom tedy hmotnost zbylých nevyvážených posuvných hmot  $m_{NP}$  bude:

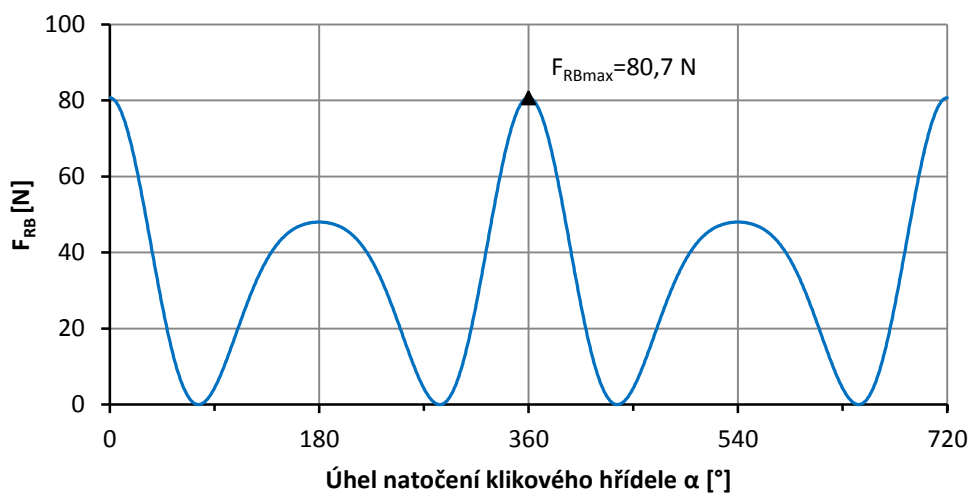
$$m_{NP} = m_P - m_{VP} = 27,7 - 10,7 = 17\text{g} \quad (60)$$

Nevyvážené posuvné hmoty  $m_{NP}$  vyvolají posuvné setrvačné síly určené vztahy (31), (33), (34) o velikosti:



Graf 11: Průběh setrvačných sil posuvných hmot

Tyto setrvačné síly vyvolají radiální zatížení v uložení KH určené vztahem (53):



Graf 12: Průběh radiálního zatížení v uložení klikového hřídele

Tab. 6: Shrnutí dosažených výsledků

Vyvážení rotačních hmot	100 %
Vyvážení posuvných hmot	38,6 %
Maximální velikost radiálního zatížení $F_{RBmax}$	80,7 N
$F_{RBmax}$ v porovnání s výchozím stavem byla snížena o	41,5 %

V důsledku zachování původní výrobní technologie, dochází v případě této varianty pouze k nepatrnému zvýšení výrobních nákladů (způsobeno vrtáním více otvorů). Pro dosažení co nejnižších výrobních nákladů mají otvory vyvrtané v rameni KH shodný průměr a mohou být vyvrtány jedním nástrojem. Tato varianta zajistí pouze částečné vyvážení setrvačných hmot, jelikož na klikovém hřídeli není dostatek prostoru pro odvrtání potřebné hmoty.

### 8.3 Návrh C

Vyvážení u tohoto návrhu spočívá v odfrézování hmoty z ramene klikového hřídele. Tímto způsobem je možné z ramene KH odebrat více hmoty než pouhým vyvrtáním otvorů (návrh A, B) a dosáhnout tak lepších výsledků vyvážení.

#### Vstupní hodnoty:

Hmotnost odfrézované hmoty  $m_V = 34,9\text{g}$

Poloměr vývažku  $r_V = 10,3\text{mm}$

Hmotnost posuvných hmot  $m_P = 27,7\text{g}$

Hmotnost rotačních hmot  $m_R = 10,1\text{g}$



Obr. 31: Klikový hřídel návrh C  
[vytvořeno autorem]

#### Vypočteno:

Odfrézovaná hmota  $m_V$  na poloměru  $r_V$  vyváží hmotnost setrvačných hmot  $m_s$  na poloměru  $r$ :

$$m_s = \frac{r_V}{r} \cdot m_v = \frac{10,3}{15,5} \cdot 34,9 = 23,2\text{g} \quad (60)$$

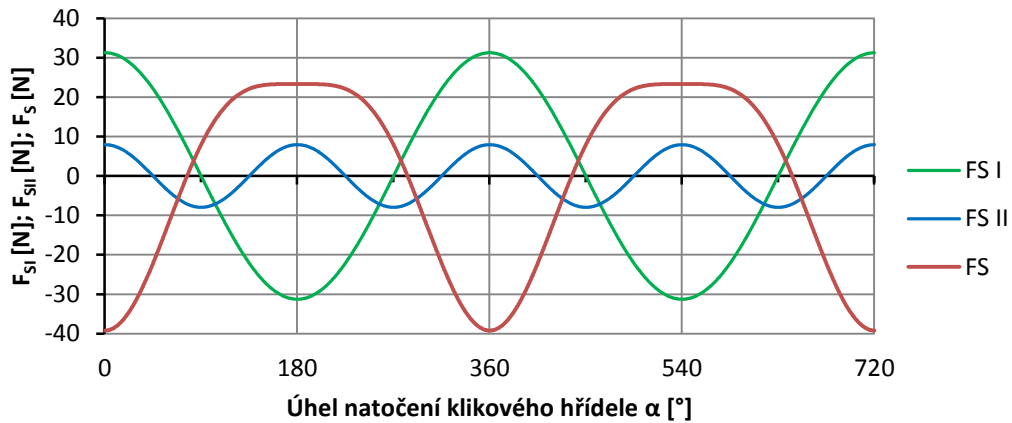
Odvrtaná hmota  $m_V$  zajistí úplné vyvážení rotačních hmot a na vyvážení hmot posuvných zbude:

$$m_{VP} = m_s - m_R = 23,2 - 10,1 = 13,1\text{g} \quad (61)$$

Potom tedy hmotnost zbylých nevyvážených posuvných hmot  $m_{NP}$  bude:

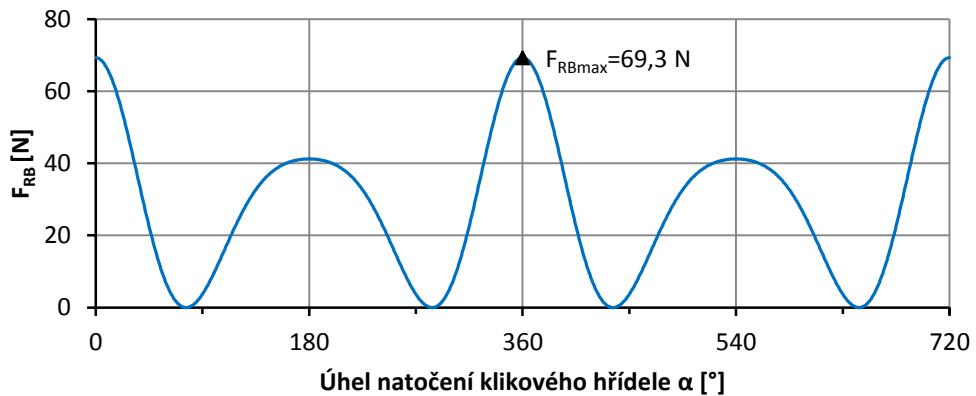
$$m_{NP} = m_P - m_{VP} = 27,7 - 13,1 = 14,6\text{g} \quad (62)$$

Nevyvážené posuvné hmoty  $m_{NP}$  vyvolají setrvačné síly určené vztahy (31), (33), (34) o velikosti:



Graf 13: Průběh setrvačných sil posuvných hmot

Tyto setrvačné síly vyvolají radiální zatížení v uložení KH určené vztahem (53):



Graf 14: Průběh radiálního zatížení v uložení klikového hřídele

Tab. 7: Shrnutí dosažených výsledků

Vyvážení rotačních hmot	100 %
Vyvážení posuvných hmot	47,3 %
Maximální velikost radiálního zatížení $F_{RBmax}$	69,3 N
$F_{RBmax}$ v porovnání s výchozím stavem byla snížena o	49,8 %

Tato varianta se již blíží maximálnímu možnému vyvážení setrvačných hmot pouhým odebráním hmoty z ramene KH. Tento způsob vyvážení bude v důsledku použité technologie frézování ekonomicky nákladnější než návrhy využívající odvrtání hmoty (A, B).

#### 8.4 Návrh D

Řeší vyvážení setrvačných hmot změnou tvaru ramene klikového hřídele, který bude zajištěn změnou kovací zápustky. Tvar ramene je navržen tak, aby byl

klikový mechanismus vyvážen bez nutnosti dalšího odebrání hmoty z ramene klikového hřídele třískovým obráběním.

**Vstupní hodnoty:**

Hmotnost vývažku  $m_V = 36,5g$

Poloměr vývažku  $r_V = 10,1mm$

Hmotnost posuvných hmot  $m_P = 27,7g$

Hmotnost rotačních hmot  $m_R = 10,1g$



Obr. 32: Klikový hřídel návrh D [vytvořeno autorem]

**Vypočteno:**

Odvrtaná hmota  $m_V$  na poloměru  $r_V$  vyváží hmotnost setrvačných hmot  $m_S$  na poloměru  $r$ :

$$m_S = \frac{r_V}{r} \cdot m_V = \frac{10,1}{15,5} \cdot 36,5 = 23,8g \tag{63}$$

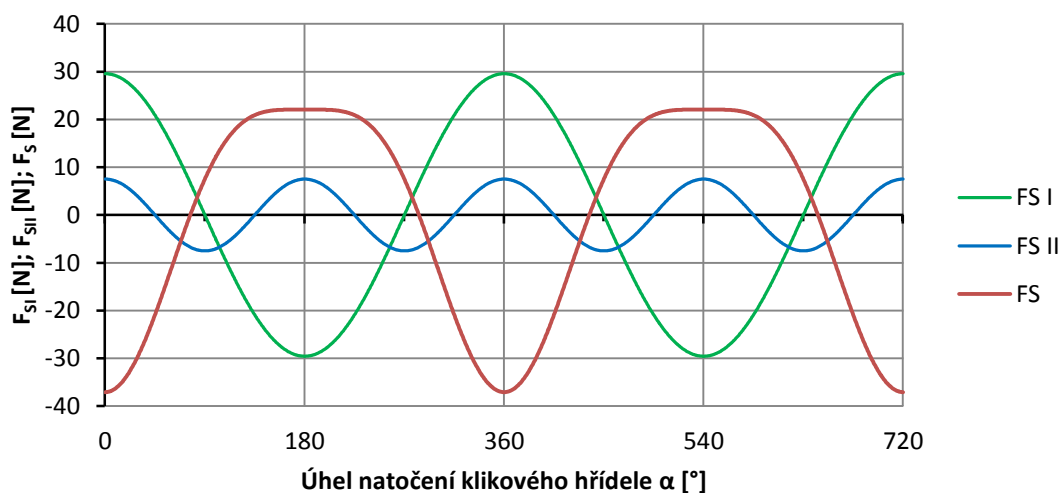
Odebraná hmota  $m_V$  zajistí úplné vyvážení rotačních hmot a na vyvážení hmot posuvných zbude:

$$m_{VP} = m_S - m_R = 23,8 - 10,1 = 13,7g \tag{64}$$

Potom tedy hmotnost zbylých nevyvážených posuvných hmot  $m_{NP}$  bude:

$$m_{NP} = m_P - m_{VP} = 27,7 - 13,7 = 14g \tag{65}$$

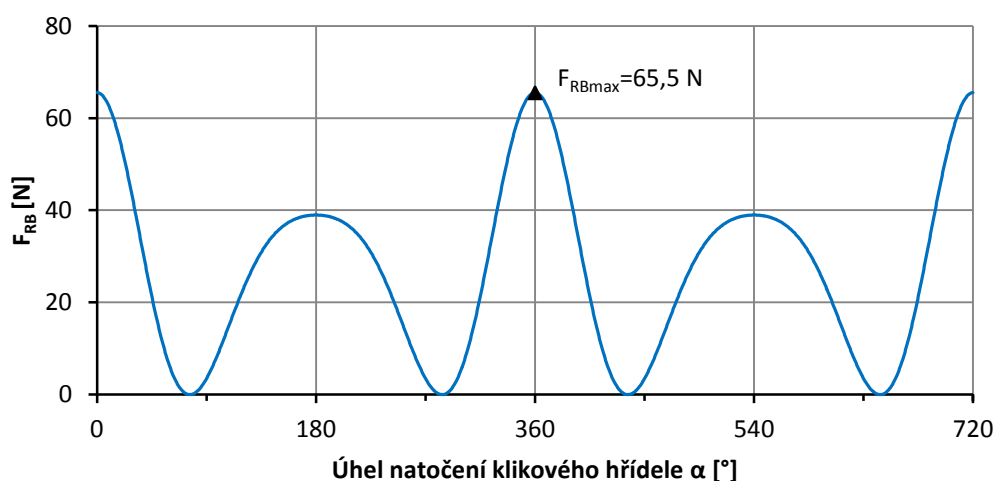
Nevyvážené posuvné hmoty  $m_{NP}$  vyvolají setrvačné síly určené vztahy (31), (33), (34) o velikosti:



Graf 15: Průběh setrvačných sil posuvných hmot



Tyto setrvačné síly vyvolají radiální zatížení v uložení KH určené vztahem (53):



Graf 16: Průběh radiálního zatížení v uložení klikového hřídele

Tab. 8: Shrnutí dosažených výsledků

Vyvážení rotačních hmot	100 %
Vyvážení posuvných hmot	50,2 %
Maximální velikost radiálního zatížení $F_{RBmax}$	65,5 N
$F_{RBmax}$ v porovnání s výchozím stavem byla snížena o	52,5 %

Tato varianta dosahuje nejlepších možných výsledků (vyvážení rotačních hmot na 100 % a posuvných na 50 %), kterých lze dosáhnout u vyvažování setrvačných hmot na klikovém hřídeli. Změna kovací zápustky však vyžaduje vynaložení značných investičních nákladů. Při posuzování z dlouhodobého hlediska by však mělo dojít ke snížení výrobních nákladů v důsledku úspory materiálu a odstranění dodatečného odebírání hmoty z ramene KH třískovým obráběním.

Za zvážení by také stála změna výrobní technologie polotovaru KH. Kování do zápustky by mohlo být nahrazeno technologií přesného lití. Ekonomické porovnání těchto dvou výrobních technologií by bylo možné provést až po určení přesných investičních a výrobních nákladů na sériovou výrobu.

Zda navržený tvar ramene klikového hřídele nebude způsobovat nadměrné namáhání a deformaci klikového hřídele, byla provedena jeho pevnostní analýza, viz příloha A.

## 8.5 Návrh E

Uvažuje odebrání hmoty z ramene klikového hřídele technologií laserového pálení. Tato velice přesná technologie (přesnost  $\pm 0,1$  mm) umožňuje z ramene klikového hřídele odebrat hmotu o požadovaném tvaru a hmotnosti.

Dosažení takového tvaru třískovým obráběním by bylo mnohem nákladnější. Tvar ramene po odebrání hmoty a dosažené výsledky vyvážení jsou shodné s variantou D. Výhoda oproti návrhu D spočívá v zachování výrobní technologie polotovaru KH (nulové investiční náklady).

## 8.6 Návrh F

U této varianty byla pozornost zaměřena na snížení hmotnosti setrvačných hmot, čehož lze dosáhnout změnou rozměrů nebo změnou materiálu jednotlivých členů klikového mechanismu.

Píst a ojnice jsou vyrobeny z plastu s velmi nízkou měrnou hmotností ( $1184\text{kg/m}^3$ ), tedy pro dosažení znatelné úspory hmotnosti by musely být rozměry ojnice (pístu) rapidně zmenšeny, čímž by byla snížena pevnost těchto namáhaných komponent a došlo by k jejich poškození. Jedinými komponentami, kde může být snížena hmotnost, jsou ocelový pístní a klikový čep.

Návrh F řeší snížení hmotnosti setrvačných hmot změnou průměru pístního a klikového čepu majících v rámci unifikace shodný průměr. Jelikož se jedná o značně namáhané komponenty, byla po změně rozměrů provedena jejich pevnostní kontrola, viz příloha B.

Tab. 9: Parametry před a po změně průměru čepů

	Výchozí průměr	Průměr po změně	Úspora hmotnosti
Pístní čep	8 mm	5 mm	5,8 g
Klikový čep	8 mm	7 mm	1,4 g

Pro maximální snížení setrvačných sil bude změna rozměrů klikového a pístního čepu kombinována s odvrtáním hmoty klikového hřídele (obdobně jako u návrhu A).

### Vstupní parametry:

Odvrtaná hmota otvorů  $m_V = 28\text{g}$

Poloměr vyvrtaných otvorů  $r_V = 10,8\text{mm}$

Hmotnost posuvných hmot  $m_P = 21,9\text{g}$

Hmotnost rotačních hmot  $m_R = 8,7\text{g}$

### Vypočteno:

Odvrtaná hmota  $m_V$  na poloměru  $r_V$  vyváží hmotnost setrvačných hmot  $m_S$  na poloměru  $r$ :

$$m_S = \frac{r_V}{r} \cdot m_V = \frac{10,8}{15,5} \cdot 28 = 19,5\text{g} \quad (66)$$

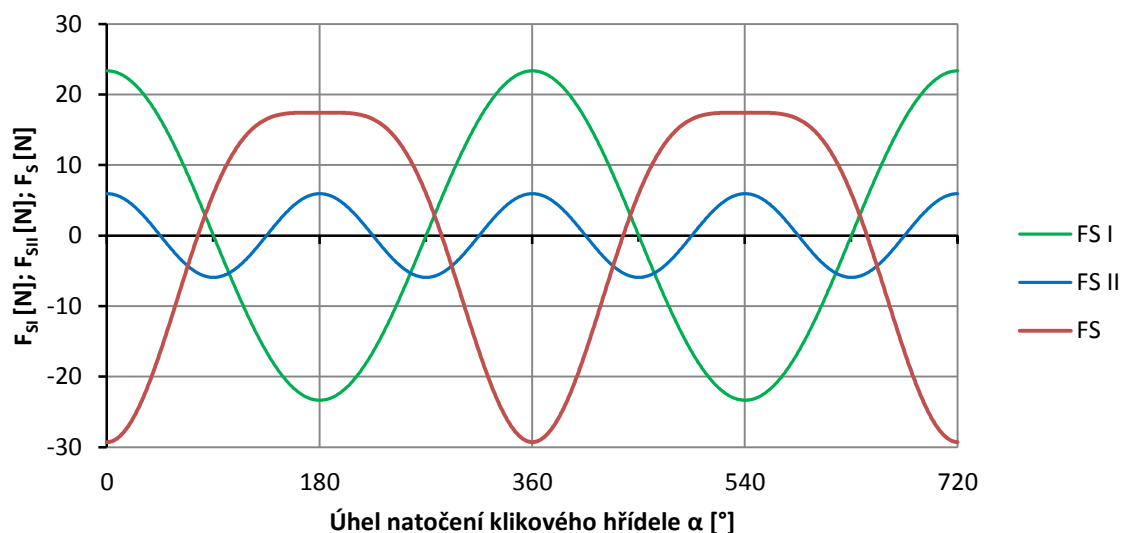
Odvrtaná hmota  $m_V$  zajistí úplné vyvážení rotačních hmot a na vyvážení hmot posuvných zbude:

$$m_{VP} = m_S - m_R = 19,5 - 8,7 = 10,8\text{g} \quad (67)$$

Potom tedy hmotnost zbylých nevyvážených posuvných hmot  $m_{NP}$  bude:

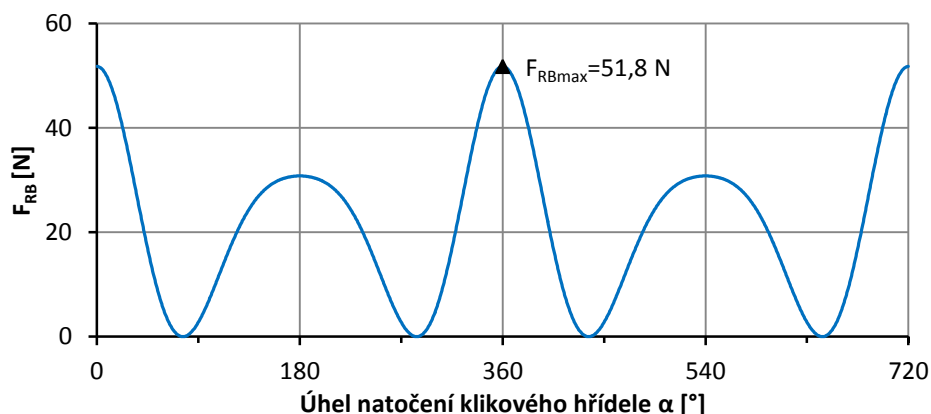
$$m_{NP} = m_P - m_{VP} = 21,9 - 10,8 = 11,1\text{g} \quad (68)$$

Nevyvážené posuvné hmoty  $m_{NP}$  vyvolají setrvačné síly určené vztahy (31), (33), (34) o velikosti:



Graf 17: Průběh setrvačných sil posuvných hmot

Tyto setrvačné síly vyvolají radiální zatížení v uložení KH určené vztahem (53):



Graf 18: Průběh radiálního zatížení v uložení klikového hřídele

Tab. 10: Shrnutí dosažených výsledků

Vyvážení rotačních hmot	100 %
Vyvážení posuvných hmot	49,3 %
Maximální velikost radiálního zatížení $F_{RBmax}$	51,8 N
$F_{RBmax}$ v porovnání s výchozím stavem byla snížena o	63,4 %

Změnou průměru pístního a klikového čepu v kombinaci s odvrtáním hmoty klikového hřídele je dosaženo maximálních možných výsledků (vyvážení rotačních hmot na 100 % a posuvných na 50 %).

V důsledku zmenšení PČ a OČ musí být provedena úprava vstřikovací formy ojnice a pístu. Jedná se však pouze o jednorázově vynaložené finanční prostředky, které se do výrobních nákladů sériově vyráběného kladiva nikterak dramaticky nepromítnou. Z dlouhodobého hlediska však dojde ke snížení výrobních nákladů, jelikož snížení průměru čepů vede k úspoře materiálu.

## 8.7 Návrh G

Zde budou setrvačné hmoty klikového mechanismu vyváženy olověnými vývažky v kombinaci s odvrtáním hmoty klikového hřídele. Do ramene KH budou vyvrtány otvory sloužící pro následné umístění (zalisování) olověných vývažků. Pro dosažení co nejmenších rozměrů a počtu olověných vývažků budou do ramene KH vyvrtány též otvory snižující velikost setrvačných hmot (obdobně jako u varianty A). Otvory pro olověné vývažky i otvory snižující setrvačné hmoty mají shodný průměr a mohou být vyvrtány jedním nástrojem.

### Vstupní hodnoty:

Odvrtaná hmotnost jednoho otvoru  $m_{O1} = 9g$

Měrná hmotnost olova  $\rho_{Pb} = 11300kg/m^3$

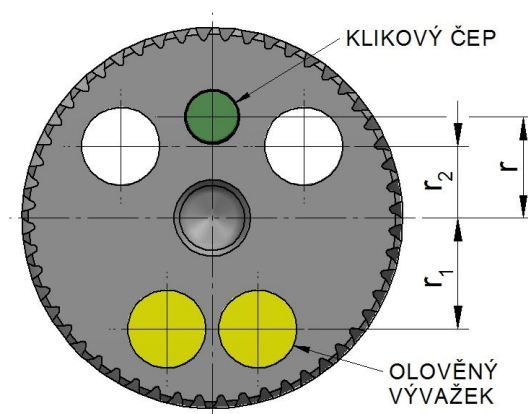
Hmotnost olověného vývažku  $m_{Pb} = 14g$

Poloměr olověného vývažku  $r_1 = 17mm$

Poloměr vyvrtaných otvorů  $r_2 = 11mm$

Hmotnost posuvných hmot  $m_P = 27,7g$

Hmotnost rotačních hmot  $m_R = 10,1g$



Obr. 33: Klikový hřídel návrh G  
[vytvořeno autorem]

### Vypočteno:

Otvory na poloměru  $r_2$  vyváží hmotnost setrvačných hmot  $m_1$  na poloměru  $r$ :

$$m_1 = \frac{r_2}{r} \cdot 2 \cdot m_{O1} = \frac{11}{15,5} \cdot 2 \cdot 9 = 12,8g \quad (69)$$

Olověné vývažky na poloměru  $r_1$  vyváží hmotnost setrvačných hmot  $m_2$  na poloměru  $r$ :

$$m_2 = \frac{r_1}{r} \cdot 2 \cdot (m_{Pb} - m_{O1}) = \frac{17}{15,5} \cdot 2 \cdot (14 - 9) = 11g \quad (70)$$

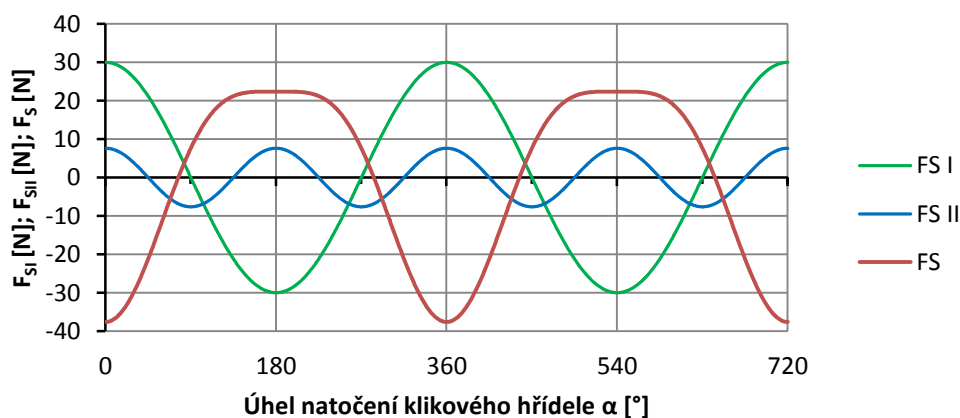
Po úplném vyvážení rotačních hmot zůstane na vyvážení hmot posuvných:

$$m_{VP} = m_1 + m_2 - m_R = 12,8 + 11 - 10,1 = 13,7g \quad (71)$$

Potom tedy hmotnost zbylých nevyvážených posuvných hmot bude  $m_{NP}$ :

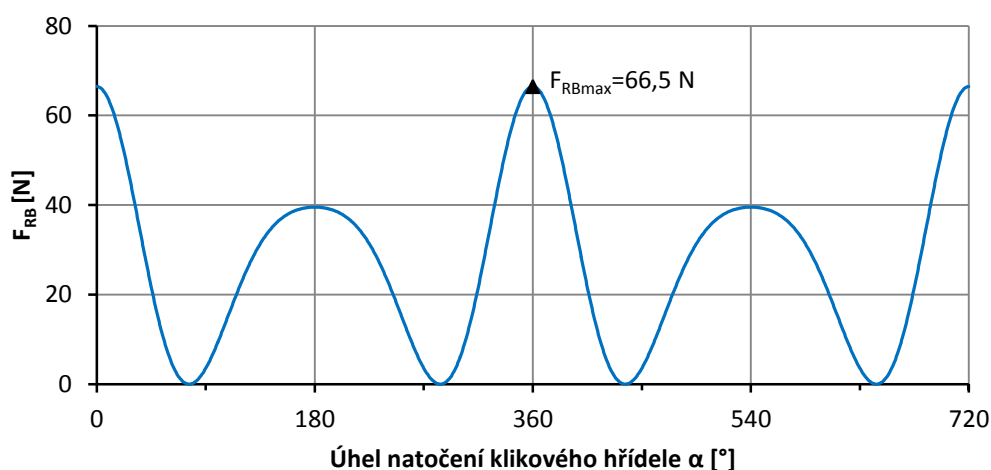
$$m_{NP} = m_P - m_{VP} = 27,7 - 13,7 = 14g \quad (72)$$

Nevyvážené posuvné hmoty  $m_{NP}$  vyvolají setrvačné síly určené vztahy (31), (33), (34) o velikosti:



Graf 19: Průběh setrvačných sil posuvných hmot

Tyto setrvačné síly vyvolají radiální zatížení v uložení KH určené vztahem (53):



Graf 20: Průběh radiálního zatížení v uložení klikového hřídele

Tab. 11: Shrnutí dosažených výsledků

Vyvážení rotačních hmot	100 %
Vyvážení posuvných hmot	49,5 %
Maximální velikost radiálního zatížení $F_{RBmax}$	66,5 N
$F_{RBmax}$ v porovnání s výchozím stavem byla snížena o	51,8 %

Oproti předchozím způsobům vyvážení je tato varianta po technologické i ekonomické stránce náročnější. Zda se vyplatí tuto variantu aplikovat, ukáží až výsledky dlouhodobých testů a stanovení výrobních nákladů při sériové výrobě.

## 8.8 Srovnání návrhů vyvážení

Tab. 12: Srovnání dosažených výsledků

Parametr	Návrh						
	A	B	C	D	E	F	G
Vyvážení rotačních hmot	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
Vyvážení posuvných hmot	28,2%	38,6%	47,3%	50,2%	50,2%	49,3%	49,5%
Maximální velikost radiálního zatížení $F_{RBmax}$	94,5N	80,7N	69,3N	65,5N	65,5N	51,8N	66,5N
$F_{RBmax}$ v porovnání s výchozím stavem byla snížena o	31,5%	41,5%	49,8%	52,5%	52,5%	63,4%	51,8%

Všechny návrhy dosahují plného vyvážení rotačních hmot. Pro výběr vhodné varianty řešení tedy bude rozhodující stav vyvážení posuvných hmot spolu s technologickou a ekonomickou náročností výroby.

Pro výrobu zkušebních vzorků určených k prvotním dlouhodobým testům, které ověří vliv vyvážení klikového mechanismu na životnost sekacího kladiva, by byla vhodná jedna z variant A či B. Obě dosahují poměrně vysokých hodnot vyvážení posuvných setrvačných hmot a zachovávají původní technologií vyvažování (odvrtávání hmoty z ramene klikového hřídele). Tyto varianty by pro určení vlivu vyvážení na životnost kladiva měly být dostačující.

Pokud po provedení a vyhodnocení dlouhodobých testů bude dospěno k závěru, že vyvážení KM má na prodloužení životnosti kladiva výrazný vliv (řádově desítky hodin), stálo by za zvážení využití návrhu D (kapitola 8.4), který dosahuje maximálního možného vyvážení a zároveň z dlouhodobého hlediska zajistí snížení výrobních nákladů a zkrácení výrobního času.

Dalším způsob vyvážení, vhodný pro zavedení do sériové výroby, řeší návrh F (kapitola 8.6), který zmenšením průměru pístního a ojnicního čepu v kombinaci s vyvážením zajistí nejnižší radiální zatížení v uložení klikového hřídele ze všech návrhů a zároveň dosahuje maximálního vyvážení (100 % rotačních a 50 % posuvných hmot). Z dlouhodobého hlediska ke snížení výrobních nákladů v důsledku úspory materiálu. Tento návrh zachovává původní výrobní technologie, což je také velmi výhodné.

O výběru a zavedení jedné z doporučených variant (D či F) do sériové výroby může být rozhodováno až po přesném určení investičních nákladů a kalkulaci výrobních nákladů pro sériovou výrobu.

V případě, že vyvážení KM na životnost kladiva bude mít vliv pouze nepatrný (prodloužení životnosti v jednotkách hodin) nebo žádný, investice do vyvážení nepřichází v úvahu.

## 9 KONSTRUKČNÍ NÁVRHY VEDOUcí K PRODLOUŽENÍ ŽIVOTNOSTI KLIKOVÉHO HŘÍDELE

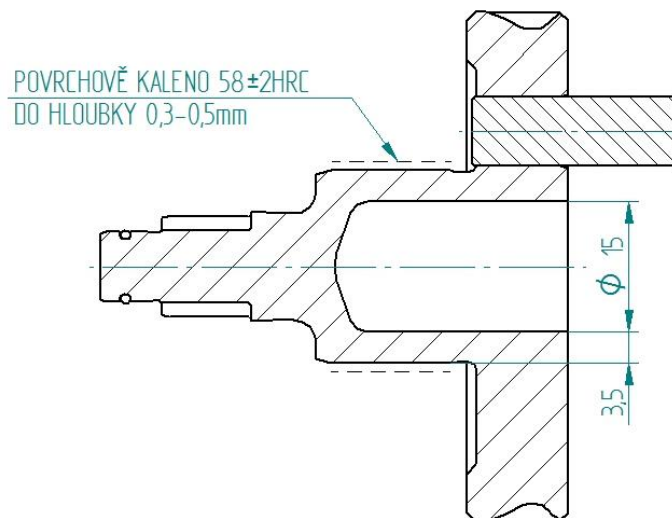
### 9.1 Změna tvrdosti plochy pod jehlovým ložiskem a odlehčení KH

Tato konstrukční úprava řeší změnu tvrdosti plochy KH, po níž se odvalují valivá tělíska jehlového ložiska, spolu se změnou průměru vývrtu odlehčujícího KH. Při současné tvrdosti plochy pod jehlovým ložiskem a průměru vývrtu dochází při dlouhodobých testech k již zmiňovanému opotřebení klikového hřídele (kap. 6). Z tohoto důvodu byla věnována pozornost zvýšení tvrdosti plochy pod ložiskem a změně průměru vývrtu.

#### Výchozí stav

Valivá tělíska jehlového ložiska se odvalují po ploše klikového hřídele povrchově kalené na tvrdost  $58 \pm 2$  HRC do hloubky 0,3 až 0,5mm. Po broušení této plochy musí být zbylá hloubka prokalené vrstvy materiálu minimálně 0,2mm.

Otvor vyvrtaný v ose KH snižuje jeho hmotnost, ale zároveň značně zeslabuje stěnu, po níž se odvalují valivá tělíska jehlového ložisko. Malá tloušťka stěny má za následek snížení její tuhosti, což by v důsledku zatížení mohlo vést k deformaci stěny. To by bylo možné ověřit pomocí metody konečných prvků. Aby však výsledky odpovídaly alespoň přibližně realitě, musela by být provedena náročná kontaktní analýza. Jednodušším způsobem, jak posoudit vliv tuhosti stěny na životnost kladiva, bude provedení dlouhodobého testu na upraveném KH.



Obr. 34: Výchozí stav klikového hřídele [vytvořeno autorem]



## Provedené úpravy

Tab. 13: Porovnání parametrů KH po úpravě s výchozím stavem

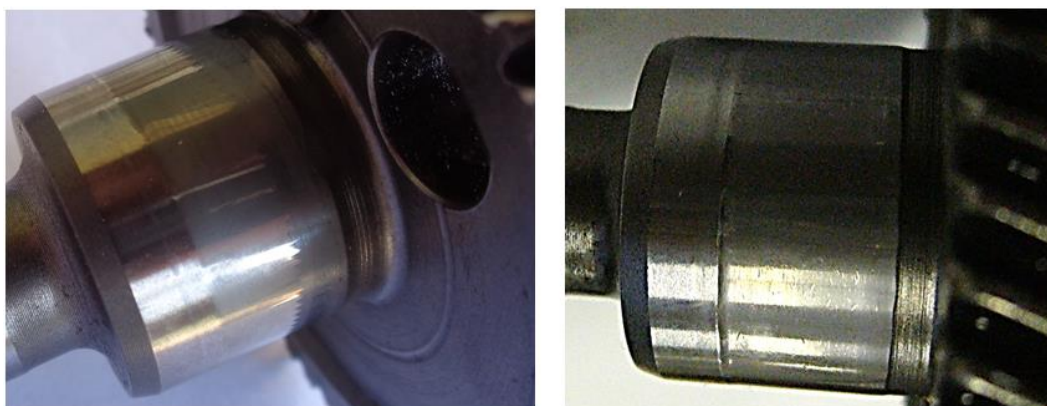
	Výchozí stav	Po úpravě
Tvrdość plochy [HRC]	58	62
Hloubka prokalené vrstvy kalení [mm]	0,3 - 0,5	0,3 - 0,5
Hloubka prokalené vrstvy po broušení [mm]	min. 0,2	min. 0,2
Průměr vývrtu [mm]	15	10
Tloušťka stěny [mm]	3,5	6
Hmotnost KH [g]	227,2	246,7

Zmenšením průměru vývrtu dojde ke zvýšení hmotnosti KH o 19,5g, což uživatel při práci s kladivem nepozná.

## Dosažené výsledky

Po provedení výše uvedených úprav KH byl na zkušební stoličce proveden dlouhodobý test sekacího kladiva a získány pozitivní výsledky. Po uplynutí doby, kdy se sekací kladivo s původním klikovým hřídelem porouchalo, nyní na klikovém hřídeli nejsou žádné viditelné stopy opotřebení. Po dalších sto hodinách běhu již dojde k viditelnému poškození (otlačení) plochy pod jehlovým ložiskem (obr. 35). Poškození je však pouze mírné a kladivo může ještě po určitou dobu vykonávat svou funkci (řádově desítky hodin), než dojde k jeho poruše.

Jedná se tedy o úpravu mající výrazný vliv na prodloužení životnosti kladiva při minimálním nárůstu výrobních nákladů, z důvodu zachování původní výrobní technologie klikového hřídele.



Obr. 35: Opotřebení plochy KH pod ložiskem po úpravě (vlevo) a před úpravou (vpravo)

[vytvořeno autorem]

## 9.2 Změna jehlového ložiska

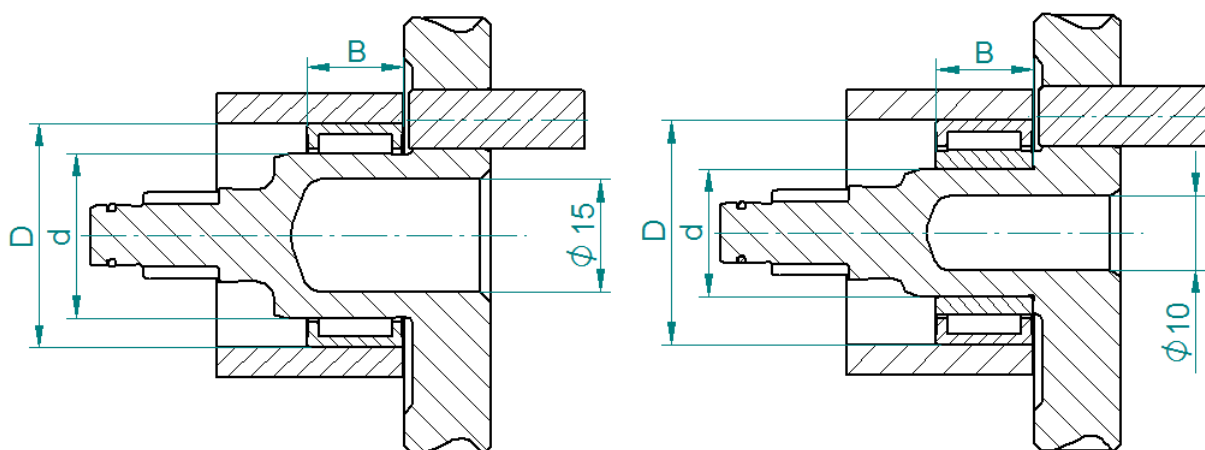
Tato kapitola zpracovává konstrukční návrh, kdy KH bude uložen na jehlovém ložisku s vnitřním i vnějším kroužkem.

### Výchozí stav

Klikový hřídel je v místě poškození uložen na jehlovém ložisku RNA 4903 vyráběném čínským výrobcem Nanfang. Jedná se o ložisko bez vnitřního kroužku, tedy valivá tělíska ložiska se odvalují přímo po kalené ploše KH, přičemž dochází k otlacení této plochy od valivých tělísek. Vnější kroužek ložiska je lisován do skříně sekacího kladiva a po poruše kladiva při dlouhodobých testech na kroužku není pozorováno žádné výrazné opotřebení. Z tohoto důvodu se předpokládá, že při použití ložiska s vnitřním kroužkem nebude docházet k jeho opotřebení a tím bude prodloužena životnost kladiva.

Tab. 14: Parametry původního ložiska a ložiska s vnitřním kroužkem (SKF NA 4903) [14]

Parametr	Nanfang RNA 4903	SKF NA 4903
Průměr hřídele $d$	22 mm	17 mm
Vnější průměr ložiska $D$	30 mm	30 mm
Šířka ložiska $B$	13 mm	13 mm
Statická únosnost $C_0$	10,1 kN	11,4 kN
Dynamická únosnost $C$	16,3 kN	16,3 kN



Obr. 36: KH s původním ložiskem (vlevo) a ložiskem s vnitřním kroužkem (vpravo)

[vytvořeno autorem]

## **Provedené úpravy**

Původní ložisko bude nahrazeno jehlovým ložiskem s vnitřním kroužkem lisovaným na upravený klikový hřídel. Průměr vnějšího kroužku ložiska bude zachován, přičemž skříň sekacího kladiva zůstane beze změny.

Z katalogu firmy SKF bylo vybráno ložisko NA 4903 mající parametry téměř shodné s původním ložiskem. Viz tab. 14.

Pro osazení KH vybraným ložiskem byl hřídel upraven dle obr. 36, tedy musel být zmenšen průměr hřídele z původních 22 mm na 17 mm a také musel být zmenšen průměr vývrtu snižujícího hmotnost z 15 mm na 10 mm. Plocha pod ložiskem již nemusí být povrchově kalena.

## **Zhodnocení**

Jelikož plocha pod jehlovým ložiskem nebude povrchově kalena a ostatní technologické operace jsou obdobné jako u původního provedení, dojde provedením výše uvedených konstrukčních úprav KH ke snížení jeho výrobních nákladů. Tyto dosažené úspory však značně převýší cena zaměněného jehlového ložiska (dáno kvalitou a dobrým jménem firmy SKF) a náklady na jeho následnou montáž. Cena ložiska NA 4903 od firmy SKF se v internetových obchodech pohybuje okolo 450 Kč [15].

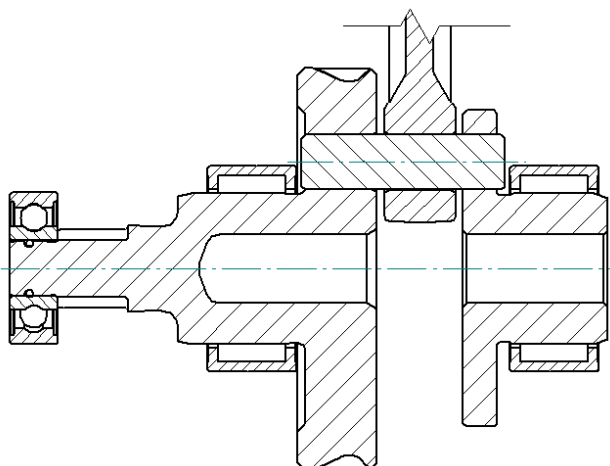
Bylo by tedy vhodné obrátit se na současného dodavatele ložiska Nanfang RNA 4903 s dotazem, zda je schopen dodávat toto ložisko i s vnitřním kroužkem a za jakou cenu při současně odbíraném množství.

Pokud by současný dodavatel nedokázal zajistit ložisko s vnitřním kroužkem, stála by za zvážení možnost nákupu samostatného vnitřního kroužku od jiného výrobce (dodavatele). Jelikož se jedná o normalizované ložisko (4903), lze dokoupený vnitřní kroužek kombinovat s původním ložiskem. Kombinací bude dosaženo menší nákupní ceny než při nákupu ložiska s vnitřním kroužkem od firmy SKF.

Po získání výsledků dlouhodobých testů a provedení přibližné kalkulace nákladů pro sériovou výrobu kladiva bude možné rozhodnout o vhodnosti změny ložiska a o zavedení této změny do sériové výroby.

### 9.3 Oboustranné uložení

Klikový hřídel je uložen letmo na jehlovém a kuličkovém ložisku. Tento způsob uložení vyvolává poměrně vysoké reakce v uložení, což může způsobovat popisované poškození KH. Velikost reakcí by mohla být snížena použitím oboustranného uložení klikového hřídele. Po provedení výpočtu reakcí by bylo možné rozhodnout o typu použitých ložisek. Jedná se však o velmi rozsáhlou konstrukční úpravu komplikovanou velmi stísněným zástavbovým prostorem uvnitř sekacího kladiva. Muselo by dojít ke změně klikového hřídele, skříně kladiva, umístění ovládacích členů, plastového krytování a řadě dalších komponent. Dalším negativem oboustranného uložení je nárůst hmotnosti kladiva v důsledku většího počtu komponent.



Obr. 37: Návrh oboustranného uložení klikového hřídele [vytvořeno autorem]

Po konzultaci se zaměstnancem firmy B&D bylo od podrobnějšího zpracování návrhu oboustranného uložení ustoupeno, jelikož by návrh nenašel využití. Takto rozsáhlá úprava kladiva by vyžadovala vysoké investiční náklady (práce konstruktérů, změna výrobních procesů, nákup potřebných strojů a zařízení, změna montážní linky, školení montážních dělníků) a také by došlo k prudkému nárůstu výrobních nákladů (složitější montáž, větší spotřeba materiálu, více komponent, delší výrobní čas, více třískového obrábění), což by vedlo k výraznému navýšení prodejní ceny a kladivo by se tak stalo neprodejným.

## ZÁVĚR

V první části práce byla zpracována obecná problematika týkající se elektropneumatických kladiv, tedy jejich rozdělení, porovnání parametrů, obecného principu funkce a systému upínání nástrojů. Více pozornosti pak bylo věnováno kapitole pojednávající o klikovém mechanismu využívaném v elektropneumatických kladivech. Tato kapitola popisuje uspořádání, kinematiku, silové poměry a vyvažování klikového mechanismu.

Teoretické poznatky týkající se problematiky klikového mechanismu byly využity v následující konstrukční části, jejíž podstata spočívala v prodloužení životnosti vyráběného sekacího kladiva (parametry a podrobný princip funkce uvedeny v kapitolách 4 a 5) v rámci technického rozvoje firmy Stanley Black&Decker. Z tohoto důvodu byly provedeny na zkušebně dlouhodobé testy odhalující kritické místo sekacího kladiva. Průběh poškození vedoucí k následné poruše kladiva podrobně popisuje kapitola 6.

Dále byla provedena analýza současného stavu vyvážení klikového mechanismu sekacího kladiva (kapitola 7), čímž byla splněna první část hlavního cíle práce. Analýzou bylo zjištěno, že klikový mechanismus je vyvážen pouze částečně a zbylé nevyvážené setrvačné hmoty vyvolávají radiální zatížení v místě uložení KH na jehlovém ložisku, kde zároveň dochází k jeho poškození.

Za účelem snížit radiální zatížení, bylo v rámci druhé části hlavního cíle práce zpracováno celkem 7 návrhů na vyvážení klikového mechanismu (kapitola 8). U každého návrhu bylo provedeno technicko-ekonomické zhodnocení a porovnání získaných výsledků s výchozím stavem. V kapitole 8.1 byly srovnány dosažené výsledky všech návrhů vyvážení, na základě čehož mohly být doporučeny návrhy vhodné k prvotním dlouhodobým testům a návrhy určené pro sériovou výrobu. Konzultantovi firmy B&D byly předloženy doporučené návrhy na vyvážení, které odsouhlasil a na základě předaných dat rozeslal poptávku na výrobu zkušebních vzorků určených k dlouhodobým testům. Výsledky testů budou známy až po odevzdání diplomové práce, tudíž zde nemohl být zhodnocen vliv vyvážení klikového mechanismu na životnost sekacího kladiva, což však mezi cíle této práce nenáleží.

Poslední cíl práce spočíval v návrhu konstrukčních úprav vedoucích k prodloužení životnosti sekacího kladiva společně s jejich technicko ekonomickým zhodnocením (kapitola 9). Celkem byly provedeny 3 návrhy, z nichž jeden byl realizován, testován a následně zaveden do sériové výroby již v průběhu vypracovávání diplomové práce. Konkrétně se jednalo o návrh řešící změnu tvrdosti plochy pod jehlovým ložiskem společně se změnou průměru otvoru odlehčujícího klikový hřídel. Tato úprava přinesla pozitivní výsledky v podobě prodloužení životnosti sekacího kladiva o více než 100 hodin při minimálním nárůstu výrobních nákladů v důsledku zachování původní výrobní technologie. Další řešení vedoucí k prodloužení životnosti kladiva spočívalo ve změně jehlového ložiska. O realizaci tohoto řešení bude rozhodnuto po přesném stanovení výrobních nákladů (více viz kapitola 9.2). Poslední návrh uvažoval oboustranné uložení klikového hřídele, což by vedlo ke snížení reakcí v uložení. Tento návrh však nebude z důvodu vysokých investičních nákladů a neúměrného nárůstu výrobních nákladů realizován, jelikož by prodejní cena kladiva značně převýšila cenu konkurenčních výrobců a kladivo by se stalo neprodejným.

V rámci práce byly vytvořeny 3D modely všech uvedených úprav. Tato data byla předána v souborovém formátu STEP (mezinárodní standard pro výměnu CAD dat) konzultantovi společnosti B&D, kde z nich zaměstnanci vytvoří výrobní výkresovou dokumentaci ve firmou používaném CAD systému, dle firemních zvyklostí.

Závěrečné shrnutí poukazuje na splnění všech vytyčených cílů diplomové práce. Do firmy B&D byly předány podklady, na základě kterých mohou být vyrobeny zkušební vzorky pro dlouhodobé testy. Po vyhodnocení výsledků testů a provedení kalkulace nákladů na sériovou výrobu může být definitivně rozhodnuto o realizaci a zavedení doporučených úprav sekacího kladiva do sériové výroby.

## Seznam použité literatury

1. WHO WE ARE. *Stanley Black & Decker*. [online]. © 2015 [cit. 2015-05-18].  
Dostupné z: <http://www.stanleyblackanddecker.com/about/who-we-are>
2. Stanley Black & Decker. *Stanley, Black & Decker a DeWalt*. [online]. © 2015 [cit. 2015-05-18]. Dostupné z: <http://www.stanleyblackanddecker.cz/>
3. O nás. *DEWALT*. [online]. © 2001-2014 [cit. 2015-05-18]. Dostupné z:  
<http://www.dewalt.cz/about/>
4. Black&Decker. *Trmice*. [online]. [cit. 2015-05-18]. Dostupné z:  
<http://www.blackanddecker-usti.cz/>
5. Slovník pojmů. *NářadíOnline*. [online]. 22. 5. 2015 [cit. 2015-05-22]. Dostupné z:  
<http://www.naradionline.cz/slovník-pojmu/>
6. Pneumatická kladiva, vrtací, bourací a sekací kladiva, kombinovaná kladiva. *NAKO Pardubice*. [online]. © 2015 [cit. 2015-05-18]. Dostupné z:  
<http://www.nako.cz/2312-elektricke-naradi/2327-elektropneumaticka-kladiva.html>
7. Jan Tůma. BOURACÍ A SEKACÍ KLADIVA. *ASB-PORTAL.CZ: Odborný stavební portál*. [online]. 11. 07. 2011 [cit. 2015-05-18]. Dostupné z:  
<http://www.asb-portal.cz/stavebnictvi/stavebni-technika/bouraci-asekaci-kladiva>
8. Katalog elektrického nářadí a příslušenství. *DeWALT*. [online]. [cit. 2015-05-22].  
Dostupné z: <http://www.dewalt.cz/DWbrochureStorage/catalogue/12/ebrochure.pdf>
9. Special Direct System. *Wikipedie: Otevřená encyklopedie*. [online]. 27. 3. 2013 [cit. 2015-05-18]. Dostupné z: [http://cs.wikipedia.org/wiki/Special\\_Direct\\_System](http://cs.wikipedia.org/wiki/Special_Direct_System)
10. BOLEK, A., KOCHMAN, J. *Části strojů, svazek 2*. Praha: SNTL, 1990.  
ISBN 80-03-00426-8.
11. KŘÍŽ, Rudolf a kol. *Stavba a provoz strojů III: Mechanismy*. Praha: SNTL, 1979.
12. Rychtář V. *Konstruování strojů: Mechanismy*. (přednáška) Brno: VUT. [online].  
[cit. 2015-05-22]. Dostupné z:  
[http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/6C3/prednasky/prednaska3\\_6km.pdf](http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/6C3/prednasky/prednaska3_6km.pdf)
13. Fryml, B., Borůvka, V. *Vyvažování rotačních strojů v technické praxi*. Praha: SNTL, 1962.

14. Katalog jehlových ložisek. *SKF Group*. [online]. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z:  
[http://www.skf.com/binary/151-34147/06003\\_1\\_EN\\_Needle-roller-bearings.pdf](http://www.skf.com/binary/151-34147/06003_1_EN_Needle-roller-bearings.pdf)
15. Ložisko NA 4903 SKF. *Heureka.cz*. [online]. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z:  
<http://www.heureka.cz/?h%5Bfraz%C5%BEisko+NA+4903+SKF&min=&max=&o=1>
16. PEŠÍK, L. *Části strojů. II*. Liberec: TU v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-574-7.
17. Materiálový list. *16MnCr5*. [online]. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z:  
[http://www.lucefin.com/wp-content/files\\_mf/0916mncr597.pdf](http://www.lucefin.com/wp-content/files_mf/0916mncr597.pdf)
18. Materiálový list. *PA 6.6*. [online]. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z:  
[http://www.heyman.de/media/useruploads/files/de/documentation/eigenschaften\\_kunststoffen.pdf](http://www.heyman.de/media/useruploads/files/de/documentation/eigenschaften_kunststoffen.pdf)
19. PRÁŠIL, L. *Únava materiálu strojních součástí při periodickém zatěžování*. (studijní opora) [online]. 2. 6. 2009 [cit. 2015-05-22]. Dostupné z:  
[http://www.kst.tul.cz/podklady/casti\\_fs/podklady/Unava\\_materialu\\_strojnich\\_soucasti\\_pri\\_periodickem\\_zatezovani.pdf](http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Unava_materialu_strojnich_soucasti_pri_periodickem_zatezovani.pdf)
20. Konstruování strojů: Strojní součásti. (přednáška) Brno: VUT. [online]. [cit. 2015-05-22]. Dostupné z:  
<http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/5CK/prednasky/prednaska3.pdf>
21. LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 4. doplněné vydání. Praha: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
22. PUSTKA, Z. *Základy konstruování (tvorba výkresové dokumentace)*. Liberec: TU v Liberci, 2009. ISBN 978-80-7372-456-6.
23. KONEČNÝ, Z., KRYS, V. *CAD III – pevnostní analýzy*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1513-8.
24. KRYS, V., MŽIK J. a CHAMRAD T. *Kinematické a základní dynamické analýzy v CAD systému CREO*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava Ostrava, 2012. ISBN 978-80-248-2733-9.



## Použité zdroje obrázků

- Obr. 1: Logo firmy Stanley Black & Decker a jeho dceřiných společností ..... 12  
[online]. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z:  
<http://www.stanleyblackanddecker.com/products-services/tools-storage>
- Obr. 3: Vrtací kladivo (vlevo), sekací kladivo (vpravo) DeWALT ..... 14  
[online]. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z:  
<http://www.dewalt.cz/DWbrochureStorage/catalogue/12/ebrochure.pdf>
- Obr. 4: Bourací kladivo (vlevo), kombinované kladivo (vpravo) DeWALT ..... 15  
[online]. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z:  
<http://www.dewalt.cz/DWbrochureStorage/catalogue/12/ebrochure.pdf>
- Obr. 5: Schéma systému SDS a stopky nástroje ..... 16  
[online]. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z:  
[http://www.baumarktwissen.eu/Medien/mdb/data/de/23578/lexika/eopt\\_medien/bilder/11142/S029.gif](http://www.baumarktwissen.eu/Medien/mdb/data/de/23578/lexika/eopt_medien/bilder/11142/S029.gif)
- Obr. 12: Klikový hřídel pístového spalovacího motoru ..... 27  
[online]. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z:  
<http://www.callies.com/wp-content/uploads/2010/09/SBF-MAGNUM-large.jpg>
- Obr. 13: Klikový hřídel PSM se šroubovanými vývažky ..... 28  
[online]. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z:  
<http://catamac.com.au/wp-content/uploads/2013/06/crankshaft-large-1024x709.jpg>
- Obr. 14: Klikový hřídel s vývažky z materiálu s velkou měrnou hmotností ..... 28  
[online]. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z:  
<http://www.bgm-tuning.de/wp-content/uploads/2015/05/BGM110652.jpg>
- Obr. 16: Klikový hřídel jednoválcového motocyklového motoru ..... 29  
[online]. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z:  
[http://motocrossactionmag.com/Uploads/Public/Images/...AUG%2012/250-SX-F\\_Crank\\_shaft\\_2362.jpg](http://motocrossactionmag.com/Uploads/Public/Images/...AUG%2012/250-SX-F_Crank_shaft_2362.jpg)
- Obr. 17: Poškození KH ..... 30  
[online]. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: <http://degradace.tf.czu.cz/LU/LU001c1.jpg>
- Obr. 18: Sekací kladivo DeWALT D25831 ..... 31

[online]. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z:

[http://dewaltmediakit.com/wp-content/uploads/2011/02/five\\_d25831k\\_1.jpg](http://dewaltmediakit.com/wp-content/uploads/2011/02/five_d25831k_1.jpg)

Obr. 20: Reálný řez kombinovaným kladivem DeWALT D25602K..... 33

[online]. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z:

[http://dewaltmediakit.com/wp-content/uploads/2011/02/twelve\\_d25602k\\_ca1.jpg](http://dewaltmediakit.com/wp-content/uploads/2011/02/twelve_d25602k_ca1.jpg)

## Seznam příloh

**Příloha A:** Pevnostní analýza návrhu D

**Příloha B:** Pevnostní analýza návrhu F

**Příloha C:** CD

Obsah CD:

Složka	Obsah	formát souborů
[TEXT]	Text diplomové práce	(.pdf)
[CAD DATA]	Vytvořené modely	(.step)
[OBRÁZKY]	Obrázky použité v práci	(.jpeg)
[PŘÍLOHY]	Přílohy k práci	(.pdf)
[VÝKRESY]	Výkresy	(.pdf)

## Seznam výkresů

Výkres č. 1: KVM-DP-695-01, KLIKOVÝ HŘÍDEL NÁVRH A

Výkres č. 2: KVM-DP-695-02, KLIKOVÝ HŘÍDEL NÁVRH B

## Příloha A – Pevnostní analýza návrhu D

Pro ověření, zda klikový hřídel nebude při navrženém tvaru ramena nadměrně namáhán či deformován, byla provedena pevnostní analýza, u níž byl pozorován posun a napětí na součástce. Pro výpočet bude uvažováno zatížení odpovídající maximální hodnotě točivého momentu a parametrům ozubení získaných od výrobce.

### Vstupní hodnoty:

Maximální točivý moment  $M_{tmax} = 9,58\text{Nm}$  (od výrobce)

Tečná síla  $F_t = 339,8\text{ N}$

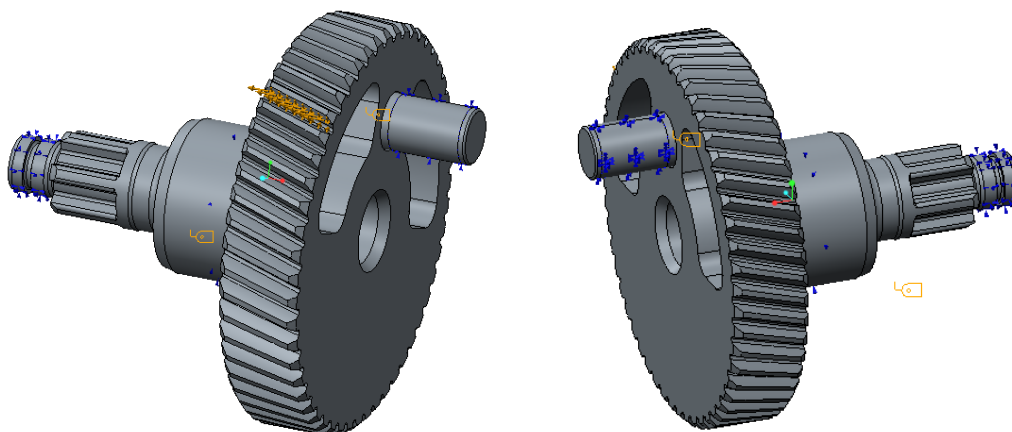
Radiální síla  $F_r = 124,9\text{ N}$

Axiální síla  $F_a = 47,8\text{ N}$

Síly odpovídají parametrům ozubení  $\alpha = 20^\circ$ ,  $\beta = 8^\circ$  a byly určeny dle [16].

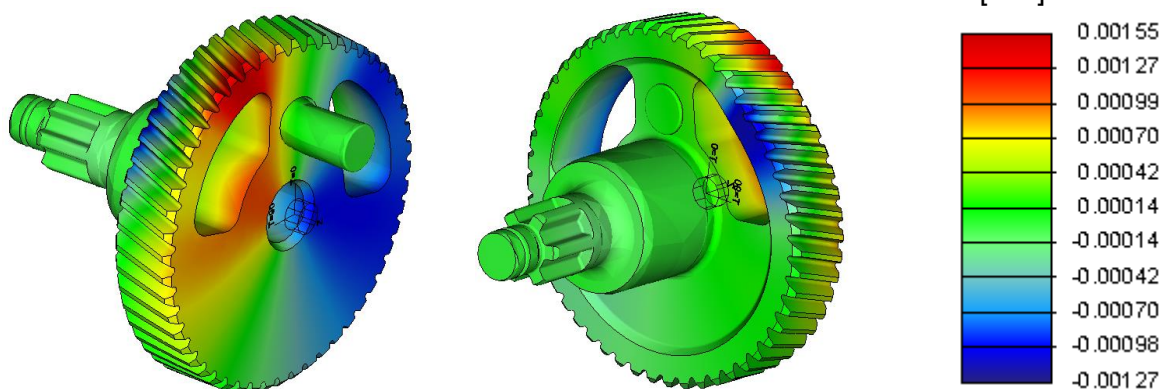
### Výpočtový model

Pro analýzu byl vytvořen zjednodušený výpočtový model, kde do místa kritického průřezu bylo zadáno zatížení odpovídající rozkladu sil v čelním ozubení se šikmými zuby (tečná, radiální a axiální síla). Do míst uložení KH byla přidána vazba pin umožňující pouze rotační pohyb v ose KH. Ojničnímu čepu byly definovány okrajové podmínky zamezující rotaci KH. Po zahuštění sítě prvků v pozorované oblasti (maximální velikost prvku 1 mm) a nastavení materiálových vlastností dle [17] byla spuštěna analýza a získány níže uvedené výsledky.

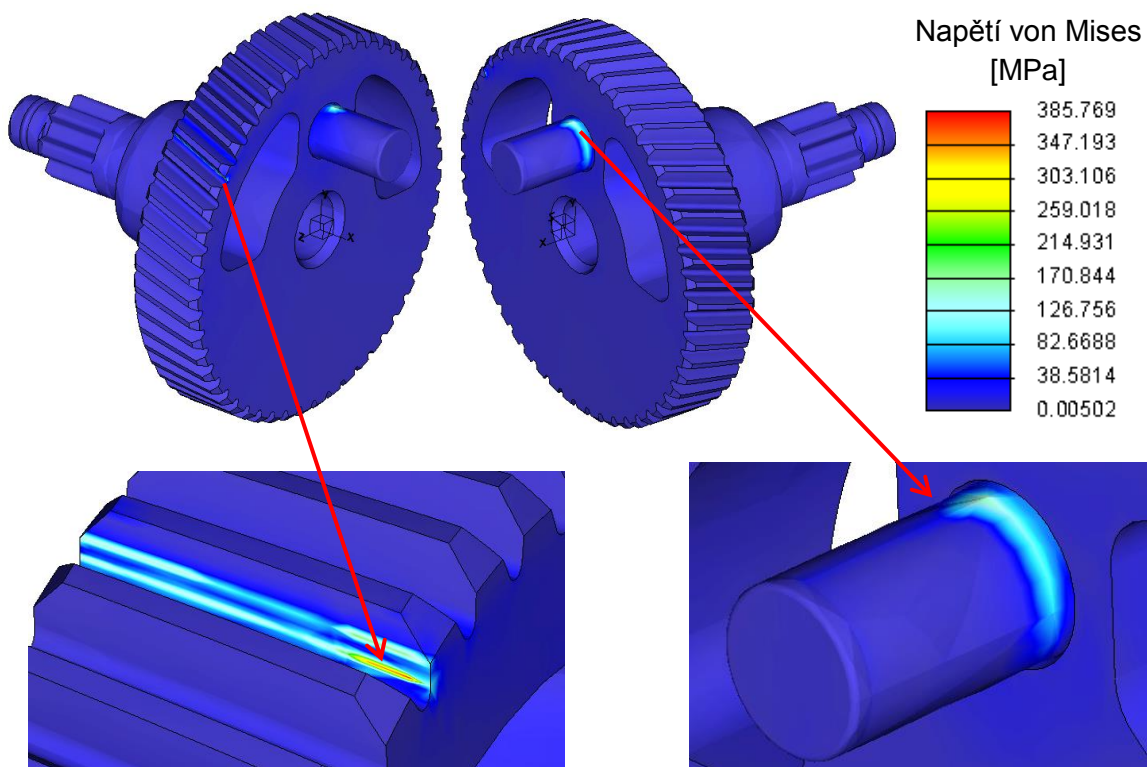


Výpočtový model vytvořen v prostředí Creo Simulate 2.0

### Radiální posunutí na klikovém hřídeli



### Redukované napětí na klikovém hřídeli



### Vyhodnocení a závěr

Posunutí v radiálním směru k ose KH dosahuje zcela zanedbatelných hodnot (max. 1,55 $\mu$ m). V důsledku singularit výpočtového modelu dosahuje špičkové napětí na součástce 385,8 MPa (skutečné napětí je výrazně nižší). Ostatní hodnoty napětí na součástce nepřesahují 60 MPa, což jsou vzhledem k mezi kluzu materiálu (735 MPa) velmi nízké hodnoty a nemusí jim být věnována pozornost. Provedená úprava KH nemá vliv na jeho funkci a může být doporučena k výrobě.

## Příloha B – Pevnostní analýza návrhu F

### Kontrola pístního čepu

Úkolem provedených simulací bylo sledovat vzdálenost mezi pístem a ojnicí, průhyb pístního čepu, napětí v pístním čepu a deformaci pláště pístu při pohybu pístu z dolní do horní úvrati. Pro výpočet bylo uvažováno dosažení maximálního kompresního tlaku v horní úvrati.

#### Vstupní hodnoty:

Maximální kompresní tlak  $p_{\max} = 17,7\text{bar}$  (získán od výrobce)

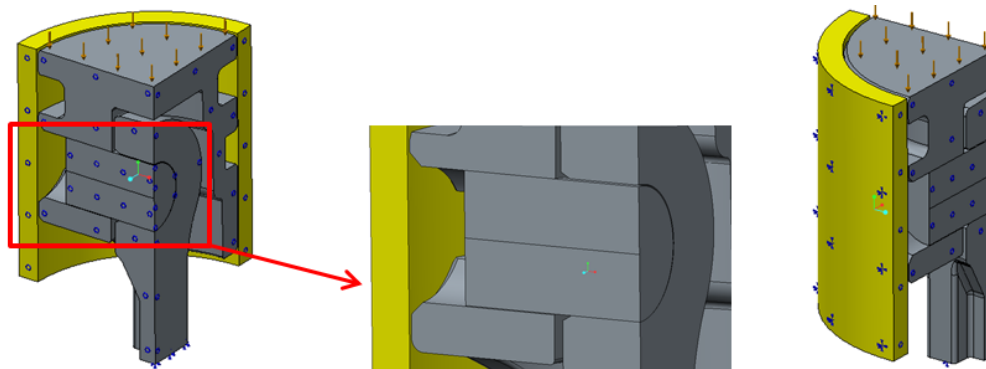
Síla působící na píst  $F_{p_{\max}} = 1359,4\text{N}$  (dle vztahu 9, kap. 3.2.2)

Síla od posuvných setrvačných hmot  $F_{\text{pos}} = 29,3\text{N}$  (kapitola 8.6)

Celková síla působící na píst  $F = F_{p_{\max}} + F_{\text{pos}} = 1388,7\text{N}$

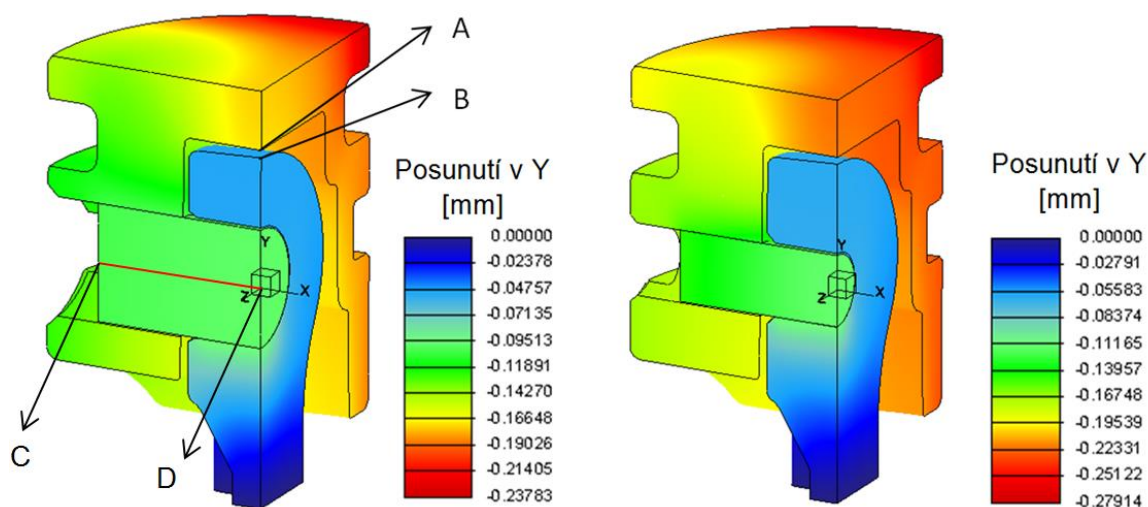
#### Výpočtový model

V prostředí Creo Simulate 2.0 byl vytvořen čtvrtinový výpočtový model využívající symetrie analyzované sestavy. Do rovin symetrie byly definovány příslušné okrajové podmínky. Píst byl zatížen 1/4 celkové síly  $F$  a aby bylo možné zjistit posunutí pláště pístu, nebyly na plášť zadány okrajové podmínky. Dřík ojnice byl vetknut v místě odříznutí. Pístnímu čepu, zavazbenému do spodní polohy v oku ojnice a horní polohy v oku pístu, byla zamezena rotace. Válec byl uvažován jako tuhý. Pro dosažení dostatečně přesných výsledků byla maximální velikost prvku sítě nastavena na 1mm. Materiálové vlastnosti jednotlivých komponent byly nastaveny dle materiálových listů [17], [18]. Poté byla provedena simulace a získány níže uvedené výsledky.



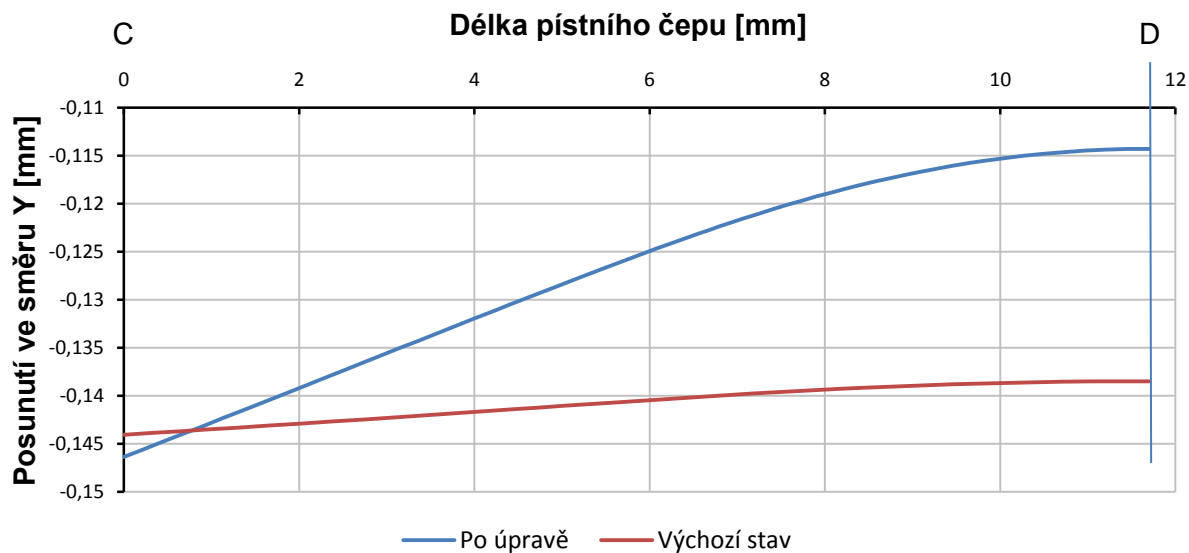
Výpočtový model vytvořený v prostředí Creo Simulate 2.0

## Vzdálenost mezi pístem a ojnicí



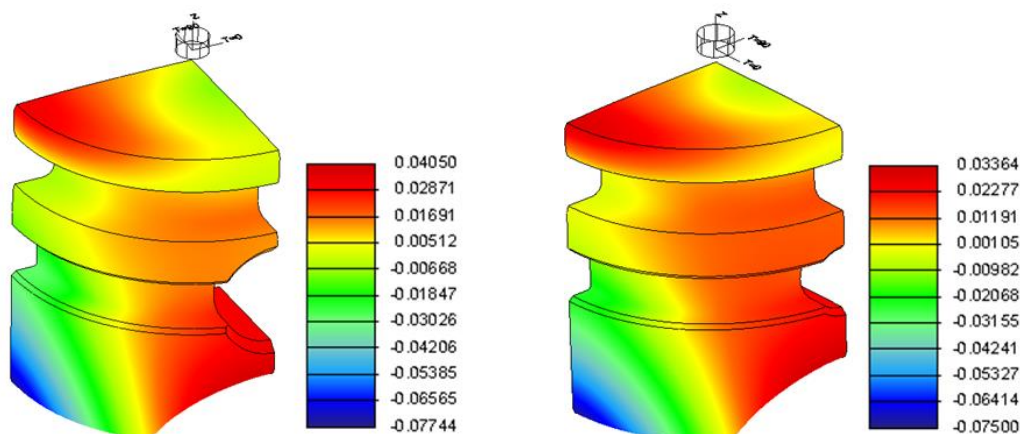
	Před úpravou	Po úpravě
Vzdálenost bodů AB bez zatížení [mm]	0,65	
Posun bodu A [mm]	0,17053	0,21861
Posun bodu B [mm]	0,05118	0,06274
Vzdálenost bodů AB při $p_{\max}$ [mm]	0,53065	0,49413

## Průhyb pístitního čepu sledovaný v ose

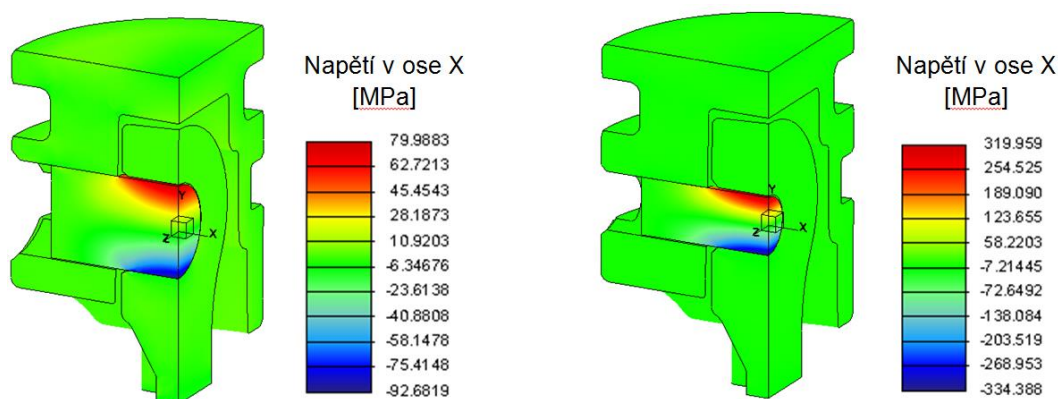


	Před úpravou	Po úpravě
Posunutí bodu C [mm]	0,14406	0,14637
Posunutí bodu D [mm]	0,13850	0,11430
Průhyb pístitního čepu [mm]	0,00556	0,03207

## Posunutí pláště pístu radiálně k ose válce



## Napětí v pístním čepu



	Před úpravou	Po úpravě
Maximální napětí v ose X $\sigma_{\max}$ [MPa]	92,7	334,4
Střední ohybové napětí $\sigma_m$ [MPa]	46,35	167,2
Mez pevnosti materiálu $R_m$ [MPa]	1030	
Mez kluzu materiálu $R_e$ [MPa]	735	
Mez únavy pro míjivý ohyb $\sigma_{oc}$ [MPa]	762,2	
Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu $k_d$	5,41	1,50

Pro stanovení bezpečnosti v kritickém průřezu pístního čepu bylo uvažováno cyklické namáhání míjivým ohybem, přičemž v horní úvrati dosahuje ohybové napětí maximální hodnoty  $\sigma_{\max}$  a v úvrati dolní téměř nulové hodnoty (zanedbatelné hodnoty tlaku ve válci a setrvačných sil). Mez únavy materiálu pro míjivý ohyb pístního čepu byla stanovena dle [19] a součinitel bezpečnosti dle Soderberga na základě [20].



## Vyhodnocení a závěr

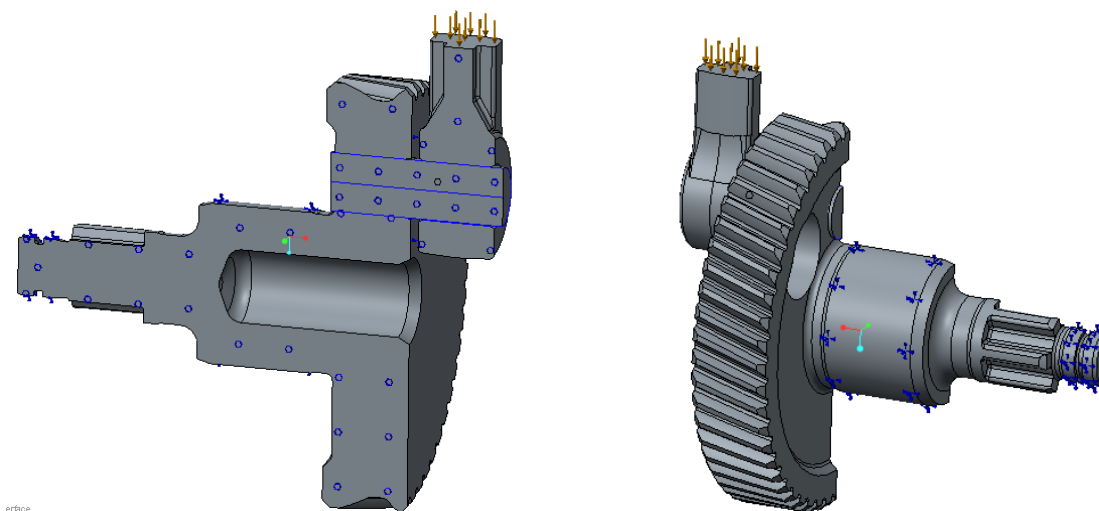
Po změně průměru pístního čepu dojde k nepatrnému zmenšení vzdálenosti mezi pístem a ojnicí, zvětšení průhybu pístního čepu a nárůstu ohybového napětí (resp. snížení bezpečnosti). Všechny tyto sledované parametry se však i po změně čepu pohybují v přijatelných hodnotách. Posunutí pláště pístu v radiálním směru k ose válce dosahuje srovnatelných hodnot s původním stavem. Na základě získaných výsledků lze říci, že změna průměru pístního čepu z 8 mm na 5 mm nemá vliv na funkci sekacího kladiva a může být doporučena.

## Kontrola klikového čepu

Úkolem provedených simulací bylo sledovat průhyb a napětí ojničního čepu při maximálním kompresním tlaku.

## Výpočtový model

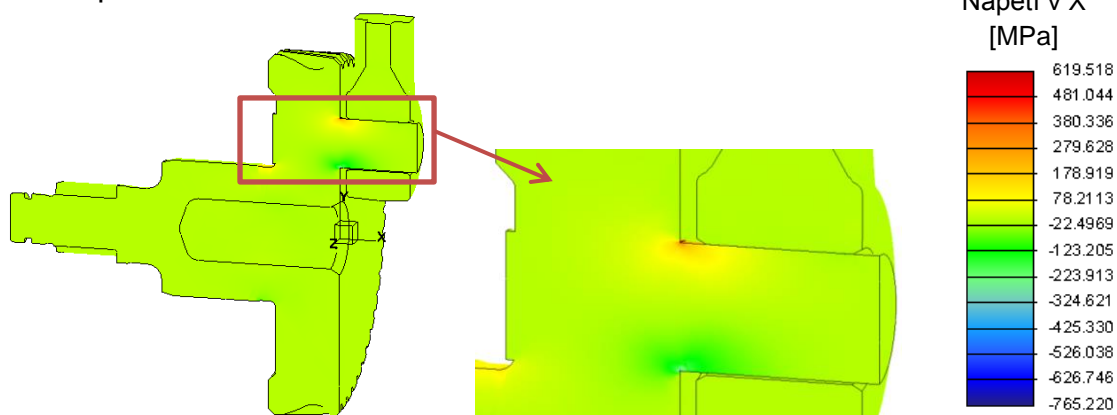
Pro analýzu byl vytvořen poloviční výpočtový model zkracující výpočetní čas. Na oddělenou část ojnice bylo definováno zatížení odpovídající  $\frac{1}{2}$  síly  $F$ . Do místa uložení klikového hřídele byly přiřazeny příslušné okrajové podmínky. Ojnici byl umožněn pouze posuv v ose válce a byla nastavena do krajní polohy v oku ojnice. Pro ojniční čep byla nastavena maximální velikost prvku sítě na 1 mm, což zaručí dostatečnou přesnost výsledků. Následně byly zadány materiálové vlastnosti jednotlivých komponent dle [17], [18] a poté spuštěna analýza.



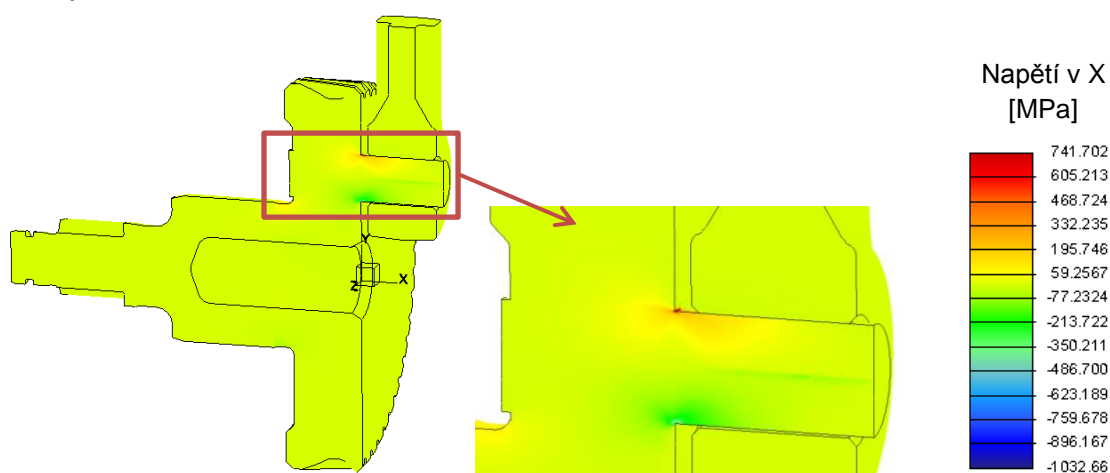
Výpočtový model vytvořený v prostředí Creo Simulate 2.0

## Napětí v ojničném čepu

Před úpravou



Po úpravě

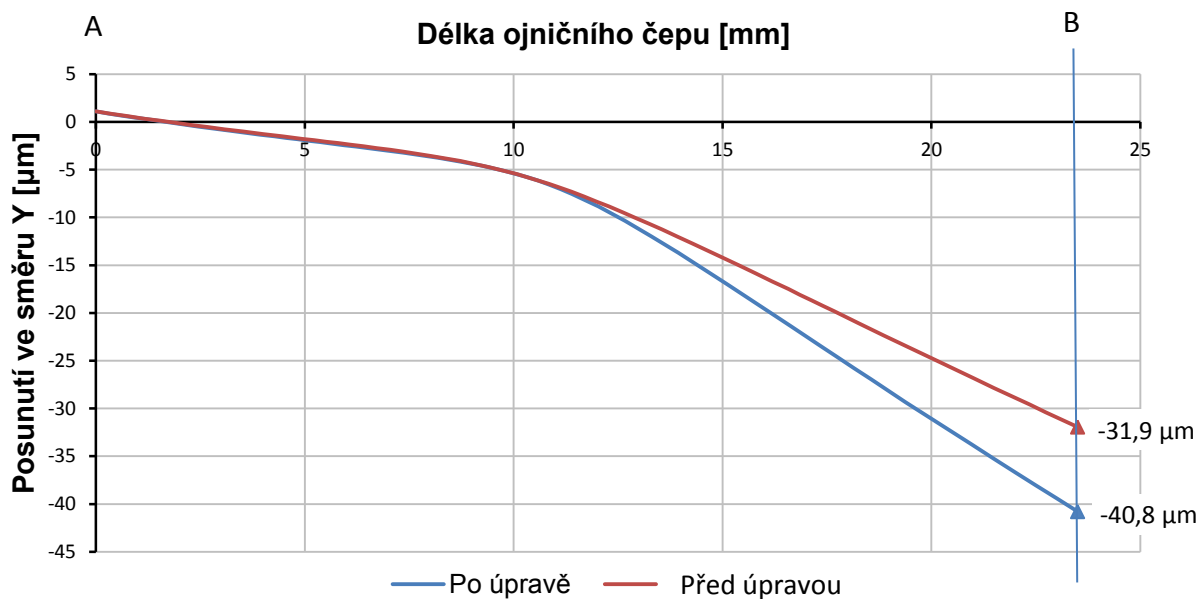
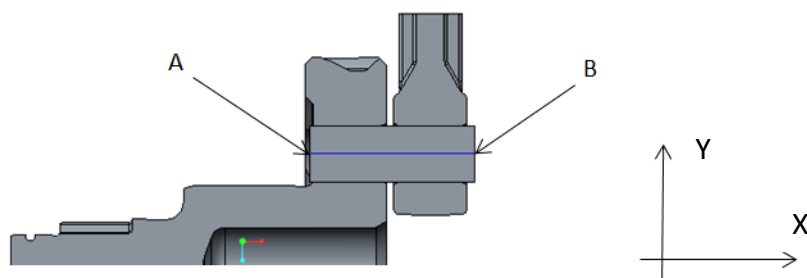


V místě spojení OČ a KH dochází ke koncentraci napěťových špiček způsobených singularitou výpočtového modelu. Zde napětí dosahuje mnohem vyšších hodnot než je tomu ve skutečnosti. Při posuzování výsledků se tyto hodnoty běžně zanedbávají. Pro stanovení bezpečnosti v kritickém průřezu bylo uvažováno cyklické namáhání míjivým ohybem.

	Před úpravou	Po úpravě
Maximální napětí v ose X $\sigma_{\max}$ [MPa]	200	320
Střední ohybové napětí $\sigma_m$ [MPa]	100	160
Mez pevnosti materiálu $R_m$ [MPa]	1030	
Mez kluzu materiálu $R_e$ [MPa]	735	
Mez únavy pro míjivý ohyb $\sigma_{oc}$ [MPa]	762,2	
Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu $k_d$	2,51	1,57

Bezpečnost v kritickém průřezu ojničného čepu byla určena shodným postupem jako u pístního čepu.

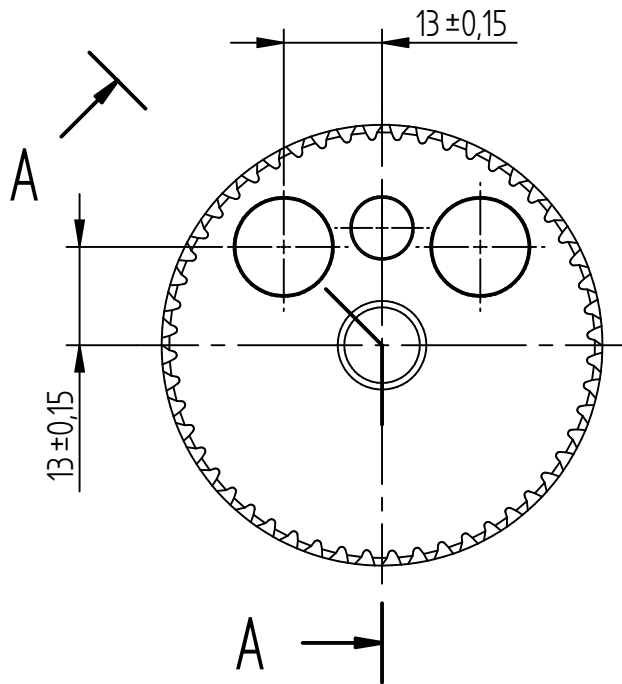
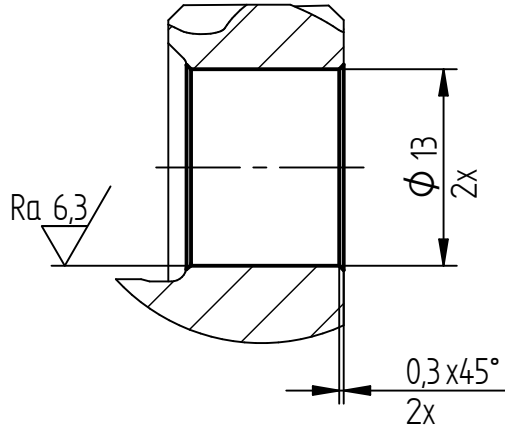
## Průhyb ojničního čepu ve směru Y



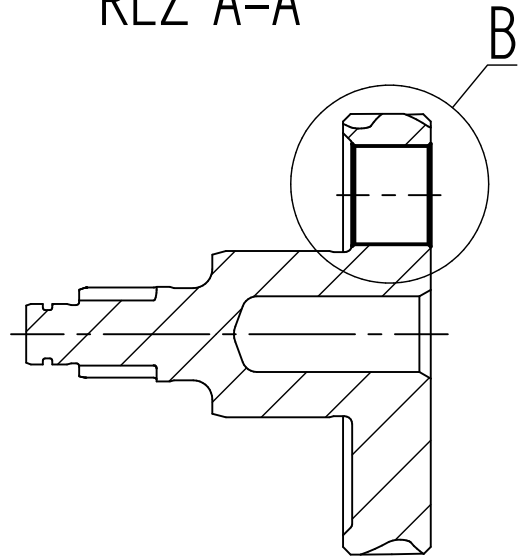
## Vyhodnocení a závěr

Po zmenšení průměru OČ z 8 mm na 7mm dojde k nárůstu napětí (resp. snížení bezpečnosti) i průhybu čepu. Nárůst těchto sledovaných parametrů však zůstává v rámci přijatelných hodnot a nemá vliv na správnou funkci mechanismu.

# DETAIL B (2:1)



# ŘEZ A-A

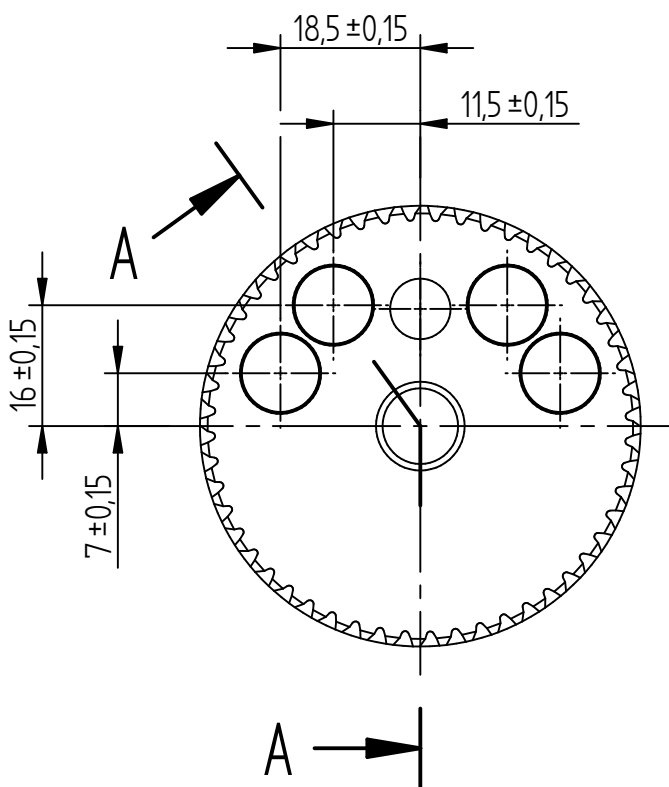
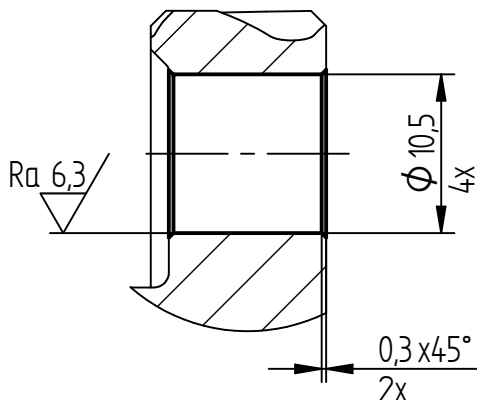


## PROVEDENÉ ZMĚNY VYZNAČENY SILNOU ČAROU

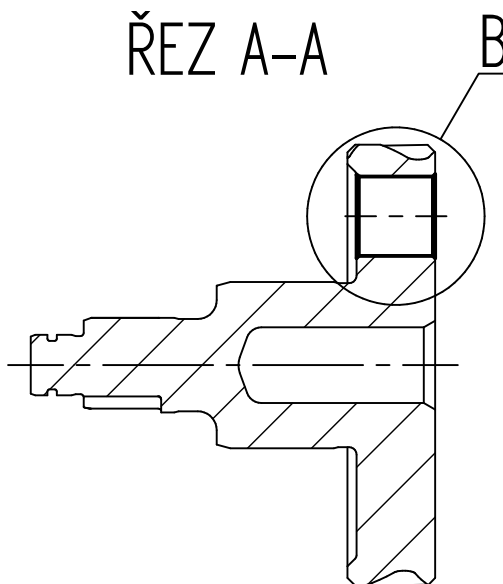
Rozměr-Polotovar		VÝKOVEK				PŘESNOST ISO 2768-mK			
		c)	Mater.	14 220.3	Tř. odp.	021	TOLEROVÁNÍ ISO 8015		
		b)	Čís. hm.	kg	Hr. hm.	0,232 kg	PROMÍTÁNÍ		
		a)	<b>TU v Liberci</b> <b>KLIKOVÝ HŘÍDEL NÁVRH A</b> <b>A4-KVM-DP-695-01</b>						
Změna		Datum						Index	Podpisy
Měřítka	Pozn.	Navrhl						Název	
1:1		Kreslil						T. BERAN	
		Přezkoušel							
Č. seznamu		Technolog	Typ						
Č. sestavy		Normaliz.	Čís. výkresu						
Starý výkres		Schválil							
Nový výkres		Datum							

List

# DETAIL B (2:1)



## ŘEZ A-A



### PROVEDENÉ ZMĚNY VYZNAČENY SILNOU ČAROU

Rozměr-Polotovar		VÝKOVEK				PŘESNOST ISO 2768-mK	
		c)		Mater.	14 220.3	Tř. odp.	021
		b)		Čís. hm.	kg	Hr. hm.	0,226 kg
		a)				TOLEROVÁNÍ	ISO 8015
Změna		Datum	Index			PROMÍTÁNÍ	
Měřitko	Pozn.	Navrhl			 <b>TU v Liberci</b> <b>KLIKOVÝ HŘÍDEL NÁVRH B</b> <b>A4-KVM-DP-695-02</b>		
1:1		Kreslil	T. BERAN				
		Přezkoušel					
Č. seznamu		Technolog					
Č. sestavy		Normaliz.					
Starý výkres		Schválil			Typ		
Nový výkres		Datum			Čís. výkresu		

List