



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta Strojní

12120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Zážehový motor přepíňovaný kompresorem

Supercharged SI Engine

Diplomová práce

Studijní program: Strojní inženýrství (N2301)
Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika (2301T047)
Vedoucí práce: Ing. Vojtěch Klír, PhD.

Bc. Vojtěch Sybr

Praha 2016



Anotace

Tato práce se zabývá posouzením zatížení klikového mechanismu při zvýšení výkonu pomocí přeplňování u čtyřválcového zážehového motoru s využitím 1-D matematického modelu.

Anotation

This Master's thesis deals with stress calculation of crank mechanism with increased performance of line engine due to supercharger with use 1-D mathematical model.

Klíčová slova

motor, přeplňování, klikový mechanismus

Key words

engine, supercharging, crank mechanism



Poděkování

Rád bych touto stránkou poděkoval těm, kteří mi svými radami, připomínkami a časem u experimentů pomohli získat nezbytné podklady. Díky nim bylo možné zkompletovat tuto diplomovou práci v rozsahu a s vypovídací hodnotou, které jsem si před počátkem tvorby přibližně představoval.

Zejména bych chtěl poděkovat Ing. Vojtěchu Klírovi Ph.D za záštitu práce, odborné konzultace, zajištění měření dmychadla a relativní volnost v plnění zadání.

Ing. Vítu Dolečkovi Ph.D a Ing. Vítu Beránkovi za provedení softwarem GT-Power a občas i delší konzultace.

Ing. Radku Tichánkovi Ph.D za úvod do GT-Crank, konzultace ke konvenčním výpočtům a doporučení literatury.

Ing. Antonínu Mikulcovi za konzultace ke konvenčním výpočtům, zejména klikové hřídeli a za doporučení literatury.

Ing. Petru Hatschbachovi CSc. za seznámení s měřicí aparaturou a pomoc při měření průtokových součinitelů hlavy motoru.

Ing. Jiřímu Vávrovy Ph.D. za přípravu měření vačkových hřídelí, seznámení s měřicí aparaturou a vysvětlení problematiky vyhodnocení.

Ing. Pavlovi Brynychovi za konzultace ohledně rootsových dmychadel.

Ing. Martinu Halámkovi (EATON) za konzultace ohledně rootsových dmychadel a počáteční záběh mého Eaton M90.

Ing. Vratislavovi Hlaváčkovi CSc. (VTP SVUM) za obstarání povlaku rotorů mého Eatonu M90, a to sice 2x...

Nakonec bych chtěl poděkovat rodině a známým, za toleranci v občasných situacích týkajících se časové náročnosti teoretické, praktické části práce i realizace projektu.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího a za pomoci konzultantů. Veškeré zdroje informací, ze kterých jsem čerpal, jsou uvedeny v seznamu informačních zdrojů.

V Praze 04.01.2016

.....

Bc. Vojtěch Sybr



Seznam zkratk a symbolů

a	[m/s ²]	zrychlení
b	[1]	exponent únavové pevnosti
C	[mm]	osová vzdálenost šroubů ojnice
c	[1]	exponent únavové deformace
C_f	[1]	ztrátový třecí koeficient
C_p	[1]	ztrátový tlakový koeficient
D	[mm]	průměr
d	[mm]	průměr
e	[mm]	lisovací přesah; vzdálenost od osy ke kraji průřezu
F	[N]	síla
H_u	[MJ/kg]	výhřevnost paliva
i_V	[1]	počet válců
k	[1]	součinitel pístního čepu
K'	[1]	součinitel cyklického zpevnění
l	[mm]	délka
L_{st}	[1]	stechiometrický směšovací poměr
m	[kg]	hmotnost
m^*	[kg/s; m ³ /h, lb/s]	hmotnostní tok
m_p	[1]	hmotnost paliva
m_v	[1]	hmotnost vzduchu
M	[Nm]	moment
n	[ot/min; RPM]	otáčky motoru
n'	[1]	exponent cyklického zpevnění
N	[1]	počet cyklů k tvorbě trhliny
p_s	[MPa]	tlak nasávaného vzduchu
p	[MPa]	tlak
P	[kW]	výkon
P_V	[kW/L]	měrný výkon
Q	[J]	teplo
q	[N/m]	spojité zatížení



r	[mm]	poloměr
r_s	[J/(kg.K)]	měrná plynová konstanta
R	[N]	reakce uložení
S	[mm ²]	plocha
T	[N]	posouvající síla
t	[s; h]	čas
T	[K]	teplota
u	[m/s]	rychlost
V_z	[L]	zdvihový objem
x	[1]	poměr stran průřezu vývažku klikového hřídele
α	[deg; rad]	úhel kliky
β	[deg; rad]	úhel ojnice
ε	[1]	kompresní poměr
ε_a	[1]	deformace
ε_f	[1]	součinitel únavové deformace
η_e	[1]	celková účinnost motoru
η_{pl}	[1]	plnicí účinnost
η_t	[1]	termická účinnost
η_H	[1]	účinnost hoření
η_m	[1]	mechanická účinnost
κ	[1]	izoentropický exponent
λ	[1]	součinitel přebytku vzduchu
π	[bar]	tlakový poměr
ρ	[kg/m ³]	hustota
σ	[MPa]	napětí normálové
σ'_f	[1]	součinitel únavové pevnosti
τ_m	[1]	konstanta; 4 - 4 doby motor, 2 - 2 doby motor
τ	[MPa]	napětí tangenciální
ϕ	[deg; rad]	úhel natočení
ω	[rad/s]	úhlová rychlost



Indexy

A	amplitudové napětí
c	celková deformace
D	dolní
e	efektivní, vstupní, vnější
EL	elastická deformace
H	horní
hč	hlavní čep
i	vstup, vnitřní
k	v krutu
kh	klikového hřídele
kč	klikový čep
M	střední napětí
max	maximální
min	minimální
mo	natočení mazacího otvoru
n	normálová
O	ohybový, ohybové
oj	ojnice
ok	oka ojnice
p	pístu
pč	pístního čepu
PL	plastická deformace
r	rameno kliky
red	redukované napětí
s	v sacím potrubí
t	tečná
V	víka ojnice
X	hlavní osa průřezu
Y	hlavní osa průřezu
z	natočení výpočetního průřezu



Obsah

Seznam zkratk a symbolů.....	4
Úvod.....	9
1. Intenzifikace výkonu.....	10
1.1. Zvýšení objemu motoru.....	11
1.2. Změna směšovacího poměru.....	11
1.3. Zvýšení účinností.....	12
1.4. Zvýšení kompresního poměru.....	12
1.5. Zvýšení střední pístové rychlosti.....	13
1.6. Přepřehování.....	14
1.6.1. Nízkotlaké (pulzační) přepřehování.....	15
1.6.2. Přepřehování turbodmychadlem.....	16
1.6.3. Přepřehování objemovým dmychadlem.....	18
1.6.4. Přepřehování šroubovým kompresorem.....	19
1.6.5. Přepřehování spirálovým kompresorem.....	20
1.6.6. Přepřehování mechanickým odstředivým kompresorem.....	21
1.6.7. Přepřehování axiálním kompresorem.....	22
1.6.8. Přepřehování pomocí tlakového výměníku.....	24
2. Matematický model.....	25
2.1. Tvorba matematického modelu.....	26
2.1.1. Měření vačkových hřídelí.....	28
2.1.2. Měření kanálů hlavy válců.....	29
2.1.3. Měření charakteristiky kompresoru.....	30
2.1.4. Výsledné matematické modely spalovacího motoru.....	31
2.2. Vyhodnocení matematického modelu.....	33
2.2.1. Vnější charakteristika NA motoru.....	33
2.2.2. Vnější charakteristika ROOTS motoru.....	33
2.2.3. Vnější charakteristika ROOTS 2 motoru.....	34
2.2.4. Průběhy tlaků ve válci.....	35
3. Konvenční výpočet KH.....	38
3.1. Píst.....	40
3.2. Pístní čep.....	41
3.2.1. Otláčení pístního čepu.....	42
3.2.2. Ohybové napětí pístního čepu.....	42



3.2.3. Smykové napětí pístního čepu.....	42
3.2.4. Ovalizace pístního čepu.....	43
3.2.5. Redukované napětí pístního čepu.....	44
3.2.6. Vyhodnocení výpočtu pístního čepu.....	44
3.3. Ojnice.....	45
3.3.1. Otačení oka ojnice.....	45
3.3.2. Napětí od nalisování pouzdra oka ojnice.....	46
3.3.3. Napětí oka ojnice od setrvačných sil.....	46
3.3.4. Napětí oka ojnice od sil od plynů.....	47
3.3.5. Napětí dřívku ojnice od sil od plynů a setrvačných sil.....	48
3.3.6. Napětí hlavy ojnice od setrvačných sil.....	49
3.3.7. Napětí hlavy ojnice od sil tlaku plynů.....	50
3.3.8. Vyhodnocení výpočtu ojnice.....	50
3.4. Klikový hřídel.....	51
3.4.1. Průběh momentu NA motoru.....	53
3.4.2. Průběh momentu ROOTS motoru.....	54
3.4.3. Průběh momentu ROOTS 2 motoru.....	55
3.4.4. Napětí hlavního čepu KH.....	56
3.4.5. Napětí klikového čepu KH.....	57
3.4.6. Napětí ramene kliky KH.....	57
3.4.7. Vyhodnocení výpočtu klikového hřídele.....	57
4. Vyhodnocení.....	59
4.1. Píst.....	59
4.2. Pístní čep.....	60
4.3. Ojnice.....	61
4.4. Klikový hřídel.....	61
4.5. Souhrn.....	62
4.6. Odkaz.....	63
Zdroje.....	64
Seznam příloh.....	65
Obsah příloh.....	65



Úvod

Cílem diplomové práce je posouzení zatížení klikového mechanismu při dodatečném zvýšení výkonu pomocí přeplňování u čtyřválcového zážehového motoru s využitím matematického modelu. Zvyšování výkonu motoru přeplňováním zejména pak zvýšení výkonu na litr objemu je výhodné z důvodu z pravidla nižší hmotnosti motoru a tedy i jeho rotačních částí. Při optimalizovaném přeplňování lze dosáhnout vyšší účinnosti celého stroje, což se kladně projeví spotřebě paliva. Jestliže by se poznatků o chování s navrhovanými změnami dosahovalo pouze fyzickými experimenty, byl by každý pokrok velice nákladný. Dnešní stav poznání umožňuje tyto aktivity podpořit sofistikovanými matematickými modely používanými pro popis chování spalovacích motorů. Experimentální činnosti pak hrají důležitou roli pro verifikaci a případně kalibraci těchto nástrojů.

Vzhledem k dostupným prostředkům jsem se rozhodl využít možností dnešní doby a pro simulaci tepelného stroje jsem zvolil 1-D software GT-Suite. V něm jsem sestavil matematický model motoru atmosféricky plněného a následně u stejného motoru bylo doplněno do sacího traktu od klikového hřídele poháněné rootsovo dmychadlo, které zajišťovalo přeplňování. Veškerá data pro zadání bylo třeba získat experimentálně nebo vyčíst z dostupných údajů. Pro přiblížení dané problematiky práce popisuje i různé druhy zvyšování výkonu pro spalovací motory.

Jelikož projekt byl doveden do realizační fáze, tak jsou jednotlivé výstupy práce porovnány s experimentálně zjištěnými parametry u motoru jak atmosféricky plněným tak přeplňovaným. Vzhledem k časové a finanční náročnosti byl motor namontován ve vozidle a měření proběhla pouze na válcovém dynamometru, kde byla předmětem zájmu vnější rychlostní charakteristika motoru. Pomocí vnějších charakteristik, teplot a tlaků, byl model validován.



1. Intenzifikace výkonu

Spalovací motor je stroj, který periodicky pracujícím otevřeným oběhem přeměňuje chemickou energii obsaženou v palivu na mechanickou, tzv. spalováním. Cestě vzduchu i paliva do válce je třeba věnovat pozornost, neboť obě tyto části směsi se do válce dopravují rozdílným způsobem. Při zvyšování výkonu se většinou dbá na optimalizaci sacího traktu. Vždy je vhodné mít ve válci před zažehnutím co největší hmotnost čerstvé náplně vhodného směšovacího poměru a co nejméně spalin. Nesmíme ani opomíjet víření uvnitř válce, ať už při sacím či kompresním zdvihu, které značně napomáhají homogenizaci směsi.

Nežádanější cíl je zvýšení výkonu na jednotku objemu motoru, tzv. měrný výkon.

$$P_v = \frac{P_e}{V_z} \quad (1.1)$$

Dříve byl velký litrový výkon výsadou spíše menšího počtu dražších vozidel. Později se ovšem velice přijatelné hodnoty začaly objevovat i u vozidel pro běžného uživatele. Jako příklad uvedu několik měrných výkonů seřazených od nejmenších po největší:

vozidlo	P_v [kW/l]	Provoz od
Škoda Favorit 136	35.4	1986
Škoda Felicia 1,3MPi	38.5	1994
Ford Sierra 2.0	44	1986
Škoda Fabia 3 1.0MPi	55	2014
Ford Sierra 2.0T	75	1986
Ford Focus 1.0EB	92	2012

Tab. 1.1 Porovnání měrných výkonů.

Možnosti, jak zvýšit výkon vyplývají z fyzikální podstaty a vzájemného vztahu veličin a dějů probíhajících během cyklu, které byly finálně odvozeny do tvarů pro výpočet středního užitečného tlaku oběhu a výkonu motoru.



$$p_e = \eta_e \eta_{pl} \frac{1}{z + \lambda L_{st}} \frac{H_u}{r_s} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_s}{T_s} \quad (1.2)$$

$$P_e = i_V \cdot V_Z \frac{n \cdot p_e}{30 \cdot \tau_m} \quad (1.3)$$

Cesty pro vyšší výkon jsou tedy následující:

- 1) zvýšení objemu motoru
- 2) změnou směšovacího poměru
- 3) zvýšení účinností
- 4) zvýšení kompresního poměru
- 5) zvýšení střední pístové rychlosti
- 6) přeplňování

1.1 Zvýšení objemu motoru

Zvýšením objemu motoru se zpravidla dostane do válce větší množství směsi, a díky tomu je možné přeměnit více chemické energie na mechanickou. Přidání válců, nebo zvětšení objemu válců ovšem vede k nárůstu hmotnosti a rozměrů motorů. V neposlední řadě je náročnější zařídit ve všech válcích stejné počáteční podmínky pro hoření. I samotné deflagrační hoření může být u velkých motorů nerovnoměrné z důvodu zažehnutí směsi spíše uprostřed válce a ovlivněné chladnými stěnami. To pak vede k špatnému prohořívání směsi a tím nevýhodným emisím nespálených uhlovodíků nebo i usazování neshořelého paliva ve spalovacím prostoru. Toto zbytkové palivo pak mění koncentraci směsi a v závislosti na počátečních podmínkách cyklu může být příčinou klepání.

1.2 Změna směšovacího poměru

Tato možnost zvýšení výkonu má vliv jen u motorů, které dříve spalovali směs s $\lambda=1$ i při otáčkách maximálního výkonu. Změnou směšovacího poměru na $\lambda \sim 0,9$ můžeme ovlivnit rychlost hoření. Bohužel vznikají produkty nedokonalého spalování, takže o využití lze uvažovat pouze u motorů pro sportovní účely a bez třicestného řízeného katalytického systému.



1.3 Zvýšení účinnosti

Střední užitečný tlak, a tedy i výkon je závislý na účinnostech přímo úměrně. Zlepšení účinností jsou ovšem poměrně náročné, a nárůst výkonu je zde malý.

Pokud se jedná o zvýšení výkonu u běžně užívaného motoru, jsou u těchto motorů účinnosti poměrně slušné a je tedy lepší výkon získávat jinou cestou. Jedná se o tyto účinnosti:

η_H - Účinnost hoření příliš neovlivníme. Je dána chemickými reakcemi při přeměně energie v závislosti na čase.

η_t - Účinnost termická je omezená účinností změny při izochorickém spalování, a při zachování plněného média lze ovlivnit jen změnou kompresního poměru.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (1.3.1)$$

η_m - Účinnost mechanická lze ovlivnit například nižší viskozitou oleje, snížením tření součástí a nižším odběrem dodatečných zařízení.

η_{pl} - Účinnost plnění lze ovlivnit kompresním poměrem a optimalizací výfukového a sacího potrubí. Optimalizované výfukové potrubí má za cíl u NA motoru zajistit pro požadované otáčky v době uzavírání ventilu ve výfukovém kanálu tlakový poměr menší než 1, a tím odčerpat zbytek spalin ze spalovacího prostoru, které píst nevytlačí.

U turbodmychadlem přeplňovaného motoru má za úkol zajistit odvod spalin ze spalovacího prostoru a co nejrovnoměrnější ostřík turbíny.

U kompresorem přeplňovaného motoru má stejný cíl jako u NA motoru. Proplach spalovacího prostoru u přeplňovaného motoru většinou probíhá pomocí malého překrytí ventilů a vytlačení spalin čerstvou náplní před úplným uzavřením výfukového ventilu.

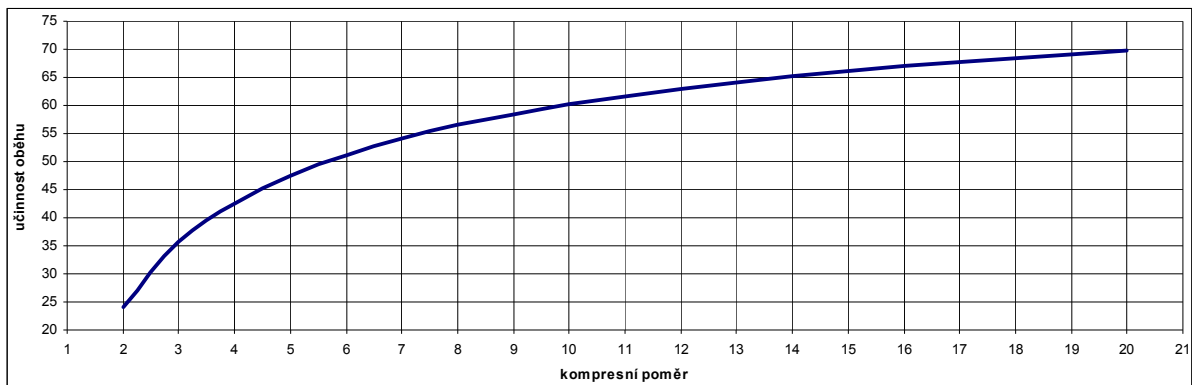
Optimalizované sací (laděné) potrubí bude probíráno v podkapitole **1.6.1**.

1.4 Zvýšení kompresního poměru

Kompresní poměr přímo ovlivňuje účinnost spalovacího motoru. Další výhodou je i lepší plnicí účinnost z důvodu menšího škodlivého prostoru. S rostoucím kompresním poměrem ovšem roste značně tlak na počátku expanze a Zážehový motor přeplňovaný kompresorem



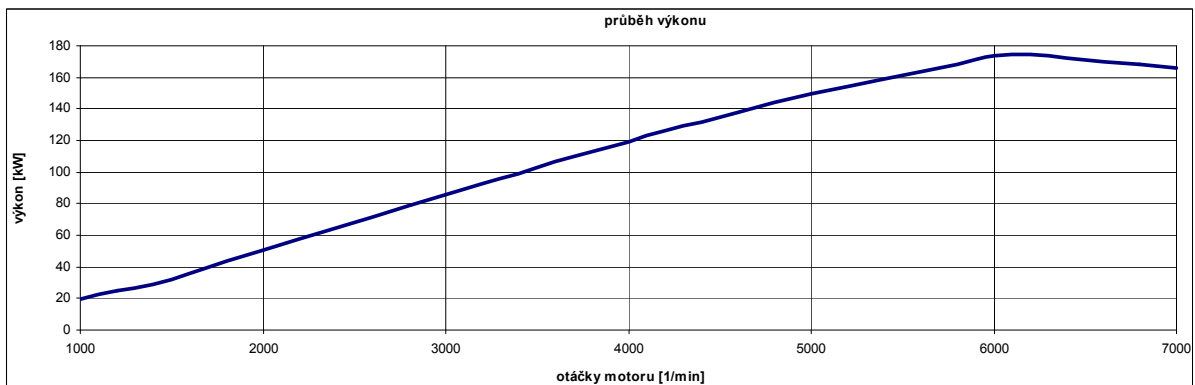
tedy i maximální spalovací tlak, přičemž střední užitečný tlak vzroste málo. S rostoucím tlakem se zvyšuje i teplota před zážehem, a kombinací těchto veličin může docházet k výskytu klepání. Vzhledem k rostoucímu tlaku v průběhu kompresního zdvihu jsou redukovány setrvačné síly pístní sestavy. Lze dopočítat dle 1.3.1, do jakých hodnot se teoreticky vyplatí kompresní poměr zvyšovat, a kdy jeho zvyšování již nepřináší užitek.



Obr. 1.4.1 Účinnost oběhu v závislosti na kompresním poměru spočtena dle vztahu 1.3.1

1.5 Zvýšení střední pístové rychlosti

Jelikož výkon je definován jako práce za čas, závisí velikost výkonu na otáčkách motoru. Zvýšení střední pístové rychlosti ovšem zvětšuje i setrvačné a odstředivé síly, které rostou s druhou mocninou otáček. Výsledkem je tedy značný nárůst namáhání klikového mechanismu těmito silami. S rostoucími otáčkami stoupají hydraulické ztráty sacího a výfukového potrubí, což snižuje účinnost plnění, klesá účinnost hoření a mechanická účinnost. Díky všem těmto vlivům je maximální výkon od určitých otáček omezován natolik, že začne klesat.



Obr. 1.5.1 Znárodnění výkonového zlomu vlivem ztrát.



1.6 Přepřívání

Název přepřívání je odvozen od principu, kdy je na počátku komprese ve válci vyšší hmotnost vzduchu, než při sání vzduchu přímo za atmosféry. Docílí se tak v průběhu celého cyklu vyššího středního užitečného tlaku, než u předchozích variant zvýšení výkonu. Maximální tlak lze snížit nižším kompresním poměrem, což je cesta k vyššímu výkonu a přitom přijatelnému zatížení klikového mechanismu. U sportovních vozidel, kde není účelem optimální účinnost, nízké emise a spotřeba, lze kompresní poměr snížit až k hodnotám kolem 6:1. Pro znázornění jsem sestrojil přibližný vývoj síly na píst z maximálního tlaku při idealizovaném hoření, vzhledem ke kompresnímu poměru a druhu plnění. Síla na píst je spočtena pomocí idealizovaného oběhu spalovacího motoru - Ottova cyklu.

$$\text{veličiny na počátku cyklu} \quad p_1, V_1, T_1 \quad (1.6.1)$$

$$\text{hmotnost nasátého vzduchu} \quad m_v = \frac{p_1 \cdot V_z}{r \cdot T_1} \quad (1.6.2)$$

$$\text{hmotnost potřebného paliva} \quad m_p = \frac{m_v}{L_{st}} \quad (1.6.3)$$

$$\text{dodané teplo} \quad Q = m_p \cdot H_u \cdot \eta_t \quad (1.6.4)$$

$$\text{adiabatická komprese} \quad T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \quad (1.6.5)$$

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^{\kappa} \quad (1.6.6)$$

$$\text{izochorický přívod tepla} \quad T_3 = \frac{Q}{m_v \cdot c_v} + T_2 \quad (1.6.7)$$

$$p_3 = p_2 \cdot \frac{T_3}{T_2} \quad (1.6.8)$$

$$\text{adiabatická expanze} \quad T_4 = \frac{T_3}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (1.6.9)$$

$$p_4 = \frac{p_3}{\varepsilon^{\kappa}} \quad (1.6.10)$$



plocha pístu

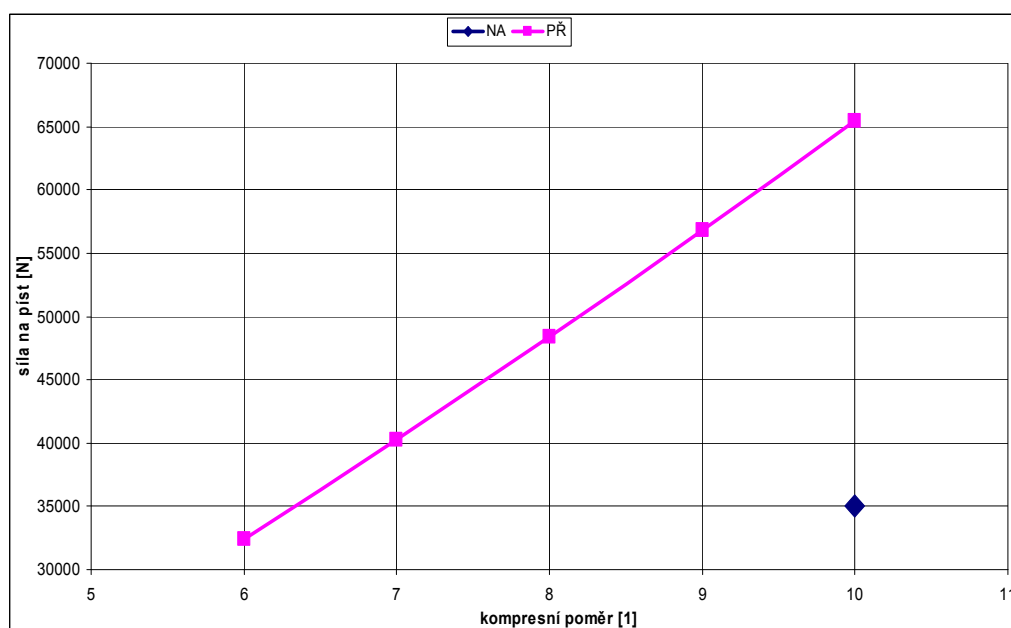
$$S_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (1.6.11)$$

síla na píst

$$F_p = (p_3 - 1[\text{bar}]) \cdot S_p \quad (1.6.12)$$

NA - atmosférické, plnění

PŘ - přeplňování



Obr. 1.6.1 Maximální síla na píst v závislosti na kompresním poměru.

Je zde vidět, že lze teoreticky dosáhnout při přeplňování a značném snížení kompresního poměru nižší maximální síly na píst, než bylo u původního nepřepřlovaného motoru. Celkový nárůst výkonu je ovšem ovlivněn nižší tepelnou a plnicí účinností.

1.6.1 Nízkotlaké (pulzační) přeplňování

Pulsační přeplňování se nazývá pohyb vln v sacím potrubí tak, aby v průběhu zavírání sacího ventilu vznikl v jeho okolí tlakový poměr větší než 1, a díky tomu je ve spalovacím prostoru vyšší tlak na počátku cyklu, než pokud by píst jen nasál vzdušinu o atmosférickém tlaku do válce. Potrubí mající tuto vlastnost, se nazývá laděné. Laděné potrubí ovšem závisí na frekvencích motoru a nelze aplikovat na celý rozsah otáček, ale jen na určitou část otáčkového spektra. Lepšího chování ve

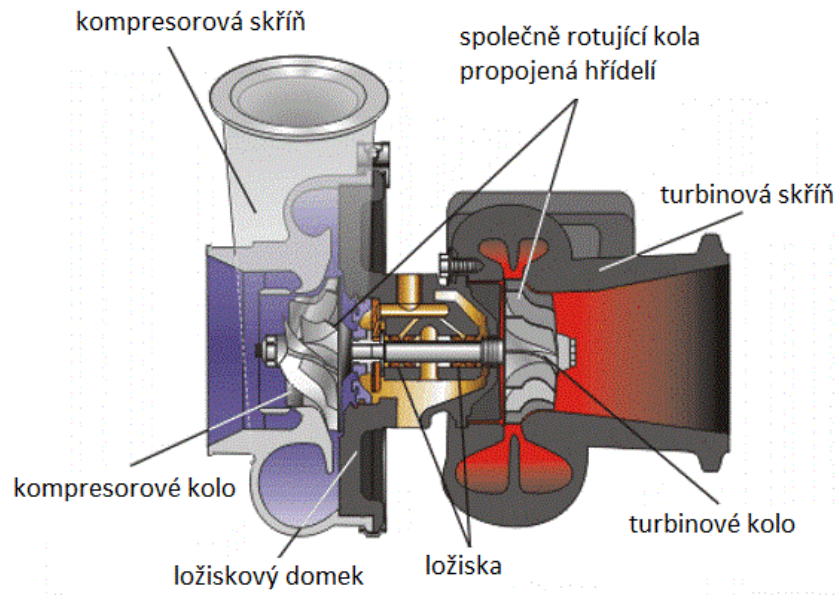


větším spektru úhlových rychlostí klikového mechanismu lze dosáhnout proměnnou délkou sacího potrubí. Vzduchová vlna je totiž tvořena od počátku sacího potrubí, a délkou potrubí lze tedy upravovat její frekvenci, která se má shodovat s některou s harmonických složek motoru. Délku potrubí lze analyticky dopočítat, ale bohužel nelze přijatelnou cestou dopočítat optimální průřez, protože výpočet trojrozměrného proudění s tvorbou směsi je velice složitý. Průřez sacího potrubí má totiž u motoru s tvorbou směsi mimo válec rozhodující vliv na homogenizaci směsi. Přijatelné optimalizace lze dosáhnout měření velikosti kapiček při rychlostech, které nás zajímají.

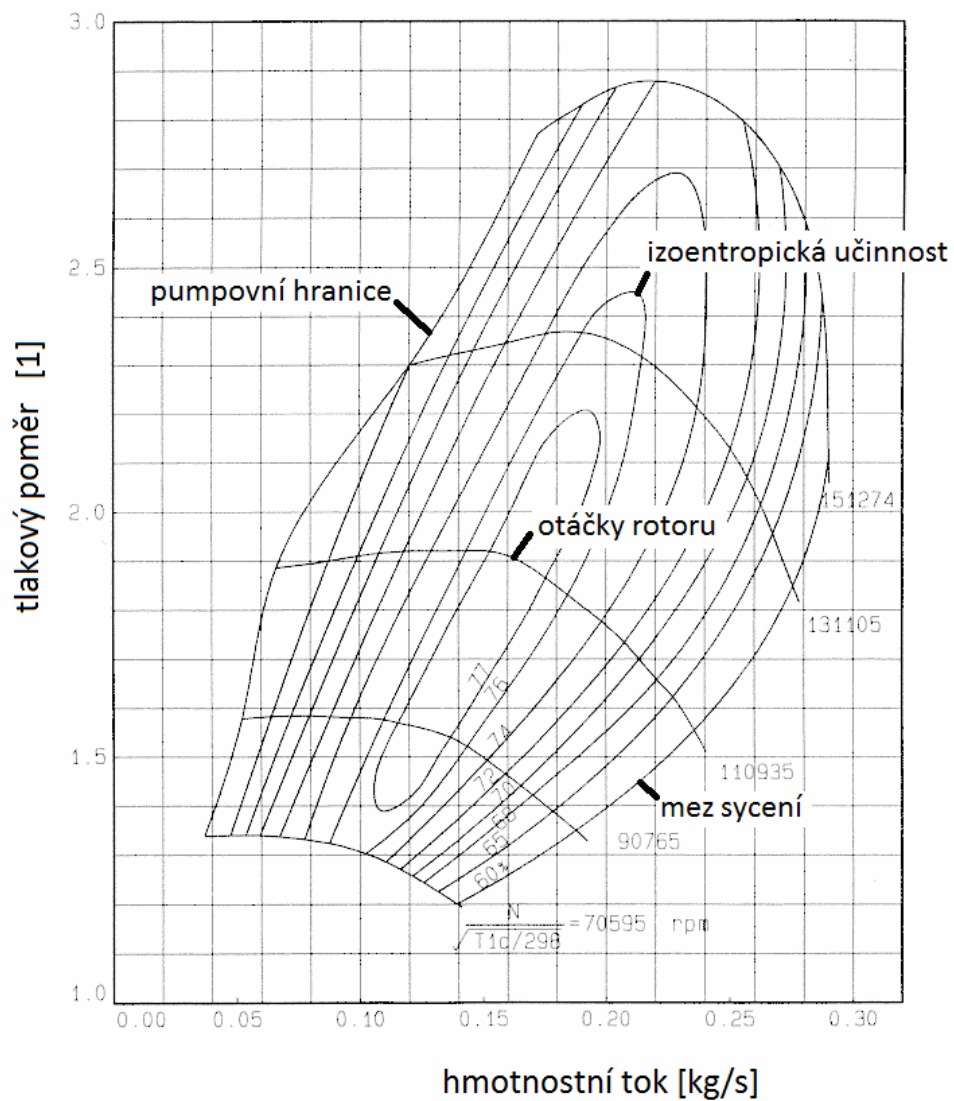
1.6.2 Přeplňování turbodmychadlem

Turbodmychadlo je lopatkový stroj poháněný energií výfukových plynů, který stlačuje vzdušinu. Hlavní části jsou turbinová a kompresorová. Do turbinové části je svedeno výfukové potrubí od hlavy válců, které dále pokračuje jako výfuková soustava na požadované místo. Do kompresorové části je přiváděn atmosférický vzduch, který je následně stlačován a veden do motoru.

Oproti mechanicky hnaným kompresorům nesnižuje turbodmychadlo mechanickou účinnost, protože neodebírání výkonu z klikového hřídele. Při optimalizované implementaci můžeme dokonce zlepšit celkovou práci oběhu motoru. Odstředivý kompresor má lepší účinnost než rootsovo dmychadlo a zvládá vyšší tlakové poměry, takže lze použít pro vysoko výkonové motory s menším objemem, ale pokud má kluzná ložiska, tak potřebuje být zapojen do olejového okruhu motoru. Nevýhodou motoru s turbodmychadlem je odezva, a jelikož je stroj napojen na výfukové potrubí, tak oproti mechanicky hnaným dmychadlům a kompresorům i teplejší vzduch vstupující do sacího traktu.



Obr. 1.6.2.1 Schema turbodmychadla společnosti BorgWarner. [8]



Obr. 1.6.2.2 Mapa kompresoru turbodmychadla. [9]

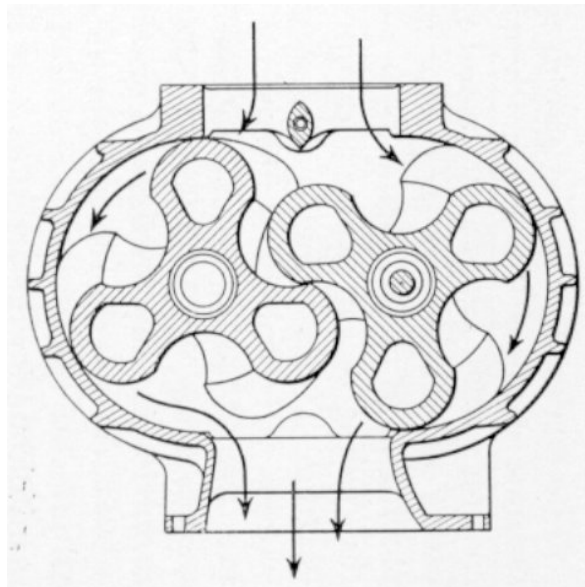


1.6.3 Přepíňování objemovým dmychadlem

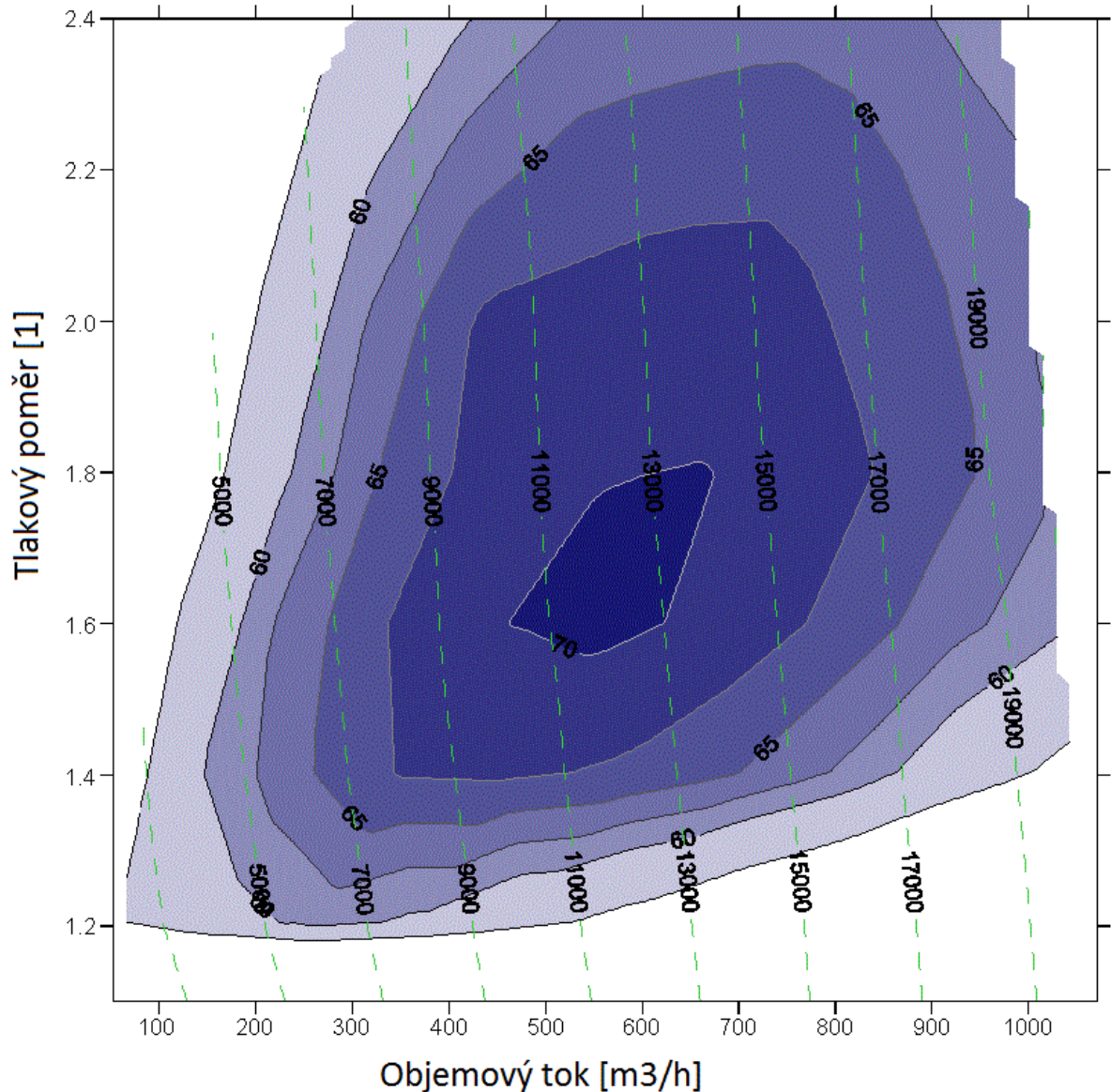
Další ze způsobu, jak zvýšit tlak na počátku pracovního cyklu je použít mechanicky hnané dmychadlo (rootsovo). Stroj je poháněn momentem z klikového hřídele a otáčením 1 páru rotorů přesouvá vzdušinu ze vstupu na výstup. Ke stlačení dochází až v objemu za dmychadlem a nikoliv během pracovních otáček. Rázové stlačení vzdušiny je příčinou hluku těchto dmychadel.

Rotory mají stejné profily a jsou synchronizovány pomocí 2 ozubených kol s převodovým poměrem 1. Počet lopatek u rotorů se může lišit a bývá 2, 3 nebo 4. S rostoucími otáčkami při konstantním talkovém poměru se zpravidla zvyšuje objemová účinnost. Pro toto dmychadlo je velice důležité mít minimální vůle mezi rotory i skříní.

Tento způsob přepíňování odebírá z klikového hřídele výkon a tím snižuje mechanickou účinnost motoru. Oproti turbodmychadlu má motor s rootsovým dmychadlem téměř nulovou odezvu na změnu polohy regulačního orgánu a lepší průběh momentu. Samotné dmychadlo dle umístění oproti turbodmychadlu poskytuje chladnější vzduch vstupující do sacího traktu a má vlastní olejovou náplň nezávislou na motoru.



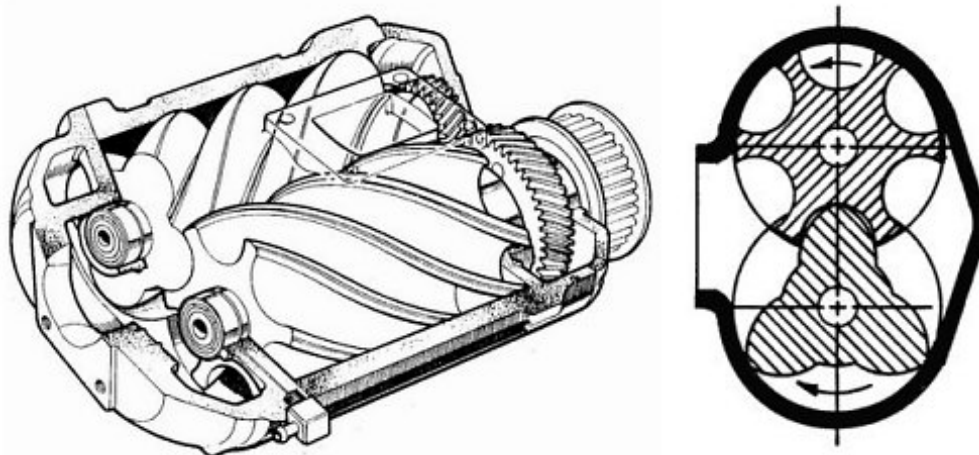
Obr. 1.6.3.1 Princip Rootsova dmychadla. [7]



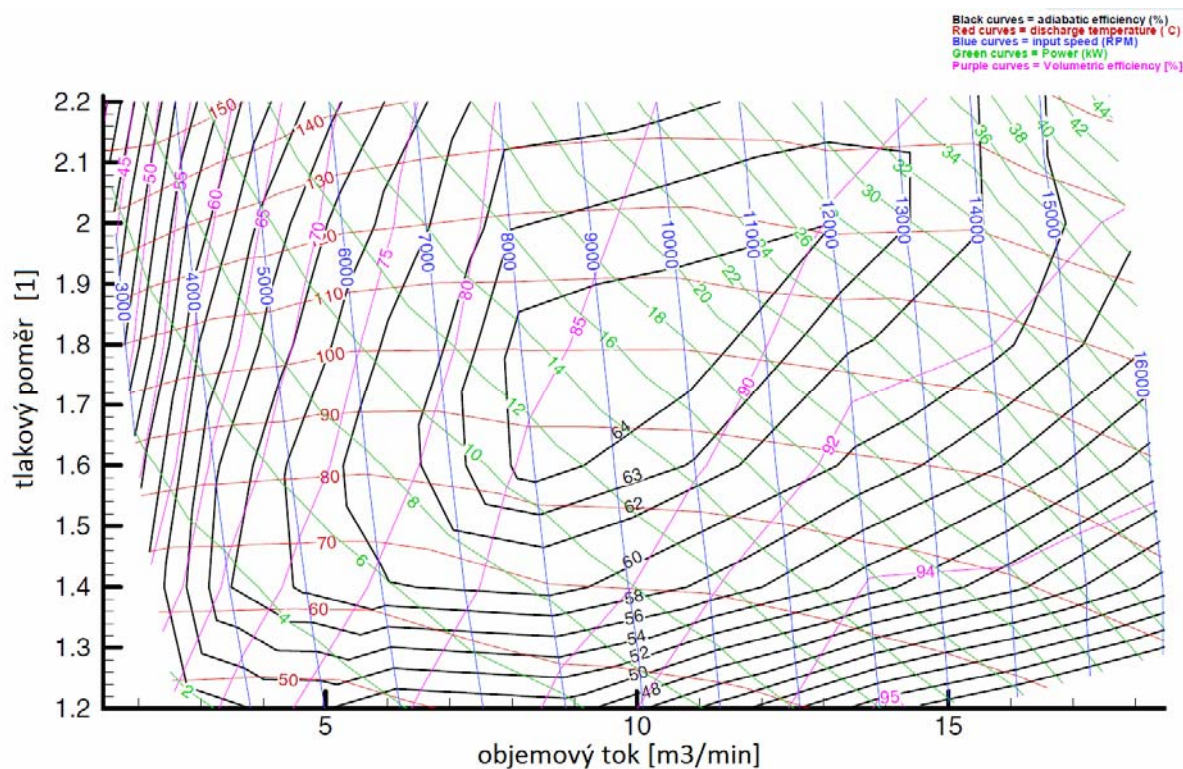
Obr. 1.6.3.2 Mapa dmyhadla Eaton R900 TVS. [6]

1.6.4 Přepliňování šroubovým kompresorem

Šroubový kompresor nazývaný také Lysholm Supercharger podle významného výrobce těchto kompresorů má 1 pár do sebe zapadajících rotorů, které jsou synchronizovány 1 párem ozubených kol s převodovým poměrem jiným než 1. Ozubená kola jsou většinou na hřídelích nalisovaná. Rotory se od sebe profilem liší a zapadají do sebe jako závit. Oproti rootsovu dmyhadlu dochází ke stlačení během přesunu vzdušiny ze vstupu na výstup. Kompresor má vlastní olejovou náplň nezávislou na motoru.



Obr. 1.6.5.1 Schema šroubového kompresoru. [5]



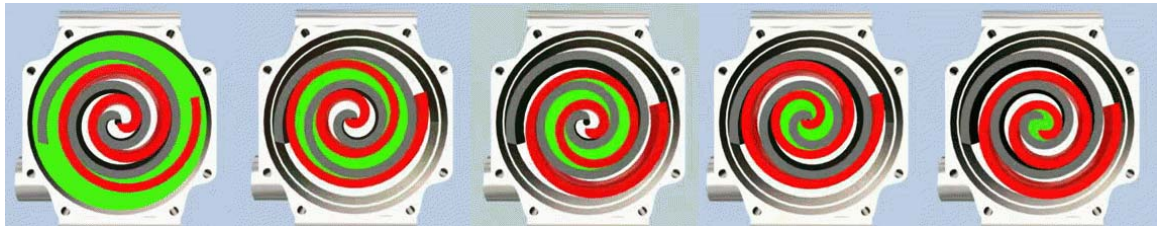
Obr. 1.6.5.2 Mapa kompresoru Lysholm 2300 AX. [5]

1.6.5 Přeplňování spirálovým kompresorem

Že lze k přeplňování použít různá zařízení, navržená díky znalosti problematiky, dokazuje VW svým spirálovým kompresorem označovaném též německy G-Lader. Princip je přesun a komprese vzdušiny pomocí navzájem se dotýkajících spirál. 1 spirála je část rámu a 2. spirála uložená na vačkovém hřídeli svým středem opisuje kružnici. Vzájemný úhel spirál zůstává stejný.



Obr. 1.6.6.1 Princip pohybu spirály.

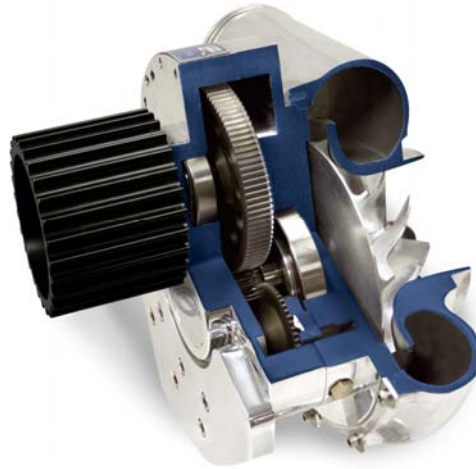


Obr. 1.6.6.2 Princip přesunu media v kompresoru.

Vzdušina je nasávána na vnějším poloměru a vytlačována středem. Mazání je zajištěno olejovým okruhem motoru. Obě spirály mají z čela těsnění, které je nutné po čase měnit.

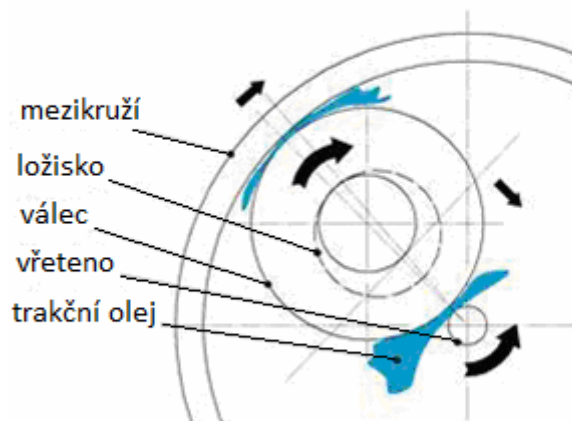
1.6.6 Přepřívání mechanickým odstředivým kompresorem

Spojení výhod odstředivého kompresoru z turbodmychadla a mechanicky hnaného kompresoru dá dohromady zařízení, které má relativně dobrou účinnost, malou odezvu, přijatelnou údržbu a tlakový poměr. Odstředivý kompresor potřebuje pro správnou funkci vzhledem k jeho konstrukci značně větší otáčky, než má klikový hřídelem motoru. Je tedy nutné zajistit dostatečný převodový poměr mezi klikovým hřídelem a kompresorem. Jelikož celkový převodový poměr je součin dílčích převodových poměrů, má na otáčky kompresoru vliv jak převodový poměr mezi klikou a vstupem do kompresoru, tak vestavěný převodový poměr stroje. Kompresory s otáčkami kolem 600 až 1000 ot/s mají vlastní převodovku tvořenou 2 čelními ozubenými koly s převodovým poměrem cca 3 až 5.



Obr. 1.6.7.1 Řez odstředivým kompresorem. [10]

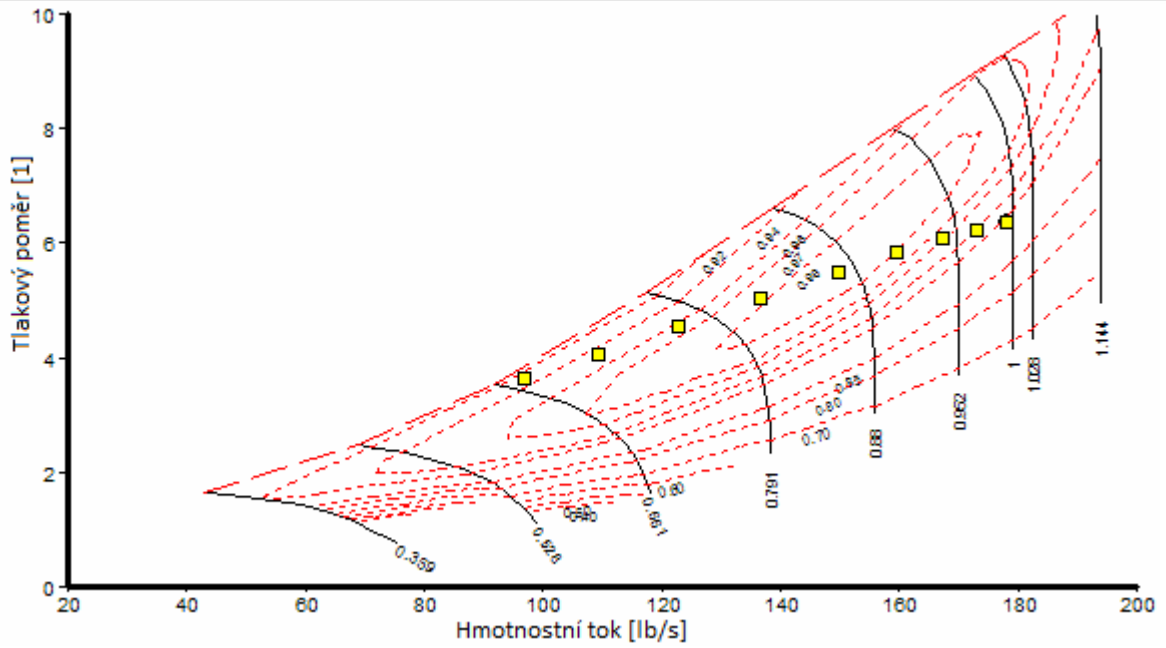
Kompresory s požadavkem na vyšší otáčky užívají planetovou převodovku, se kterou lze dosáhnout většího převodového poměru s podobnou prostorovou náročností jako s párem ozubených kole. Nevýhodou planetové převodovky je cena a složitost výroby. Poměrně novou variantou přenosu výkonu z hřídele řemenice na kompresor je planetová viskózní převodovka společnosti Rotrex.



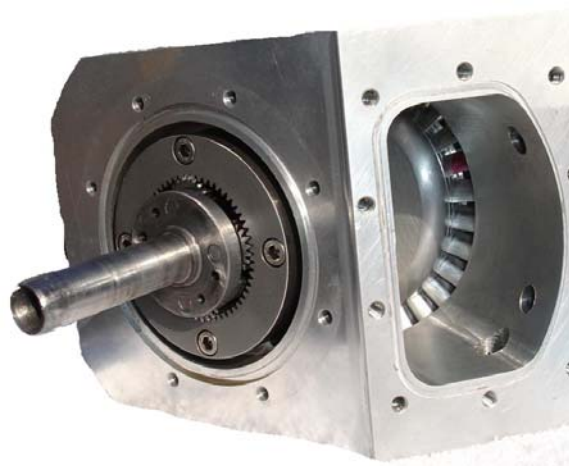
Obr. 1.6.7.2 Schéma přenosu výkonu Rotrex. [16]

1.6.7 Přeplňování axiálním kompresorem

Kompresor využívá planetovou převodovku a více stupňů turbinových kol. Moment na pohon je dodáván pomocí řemene od klikového hřídele. Výhodou je dosažitelný vysoký kompresní poměr. Zážehový motor přeplňovaný kompresorem



Obr. 1.6.8.1 Charakteristika axiálního kompresoru s provozními body. [12]



Obr. 1.6.8.2 Planetová převodovka kompresoru. [14]



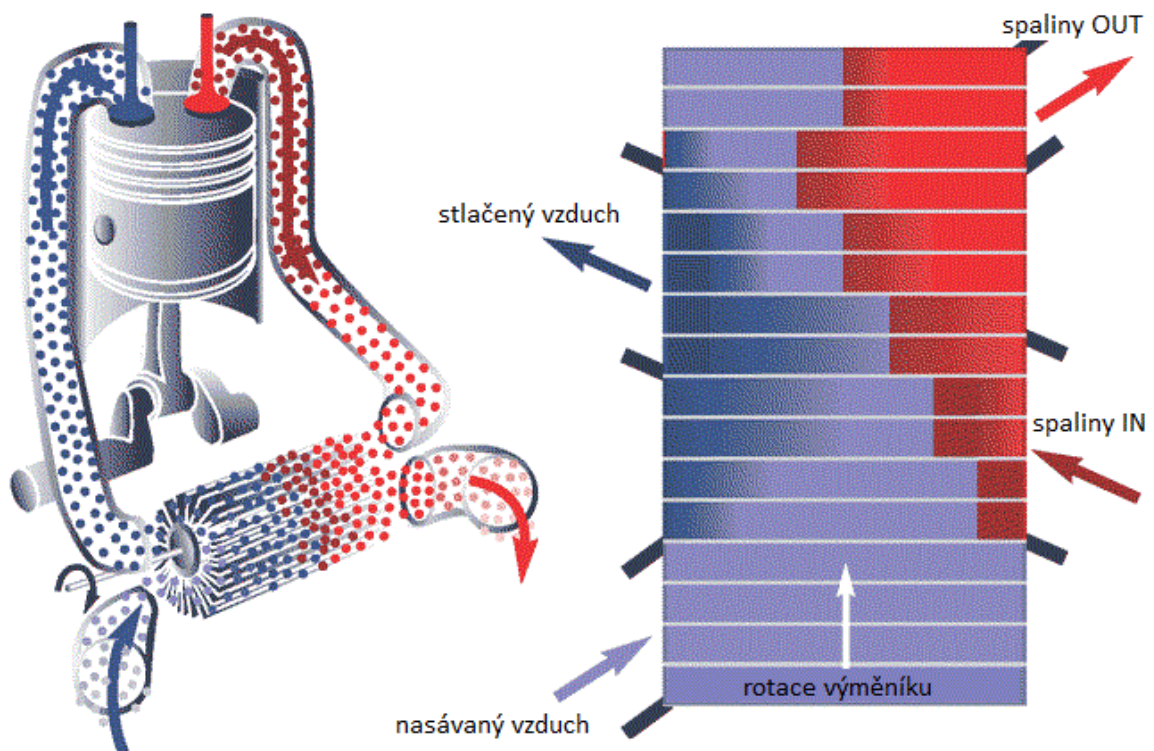
Obr. 1.6.8.3 Rotor a stator axiálního kompresoru. [13]



1.6.8 Přepíňování pomocí tlakového výměníku

Comprex, jak je systém nazýván využívá energii výfukových plynů přímo ke stlačování vzduchu. Rotující válec s 2 stranami (spalinová a vzduchová) s axiálními kanály zajišťuje přesun médií. Výfukové plyny svou kinetickou energií při odchodu ze spalinové strany vytvářejí tlakový poměr menší než 1 a nasávají čerstvý vzduch do rotujících kanálů na vzduchové straně. Vzduch v kanálech po nasátí putuje proti spalínám přicházejícím do rotačního výměníku, a ty jej stlačí. Když se válec s kanály otočí k výstupním kanálům na straně vzduchu, vzduch stlačený odejde do sacího traktu.

Stroj nemá tak široký rozsah použití jako ostatní kompresory či dmychadla a je navržen přesně na určitý motor. Na druhou stranu má vysokou účinnost, protože odebírá výkon pouze na otáčení bubnu, nikoliv na samotné stlačování. Optimální jest otáčet bubnem v závislosti na zatížení a ne na otáčkách motoru. Vhodný je například elektromotor.



Obr. 1.6.9.1 Schema a princip funkce tlakového výměníku. [14]



2. Matematický model

S využitím moderních technologií lze uspořit čas a finance na vývoj. Je tedy vhodné využít znalostí dříve získaných a různé případy, které nás zajímají na spalovacím motoru, analyzovat matematicky. Oproti tvorbě matematického modelu ručně nebo pomocí tabulkového editoru je možnost využít simulačních softwarů, kde lze snadněji editovat vstupy, výstupy a prostředí bývá uživatelsky přívětivější.

Jelikož simulace spalovacího motoru a příslušenství závisí na mnoha vstupních veličinách, jsou výsledky výpočtu značně odlišné. Věrnost fyzikálního modelu je tedy závislá na vstupních datech. Pro tvorbu simulovaného modelu motoru jsem vzhledem k dostupnosti a zkušenostem pracovníků ČVUT zvolil software GT-power a GT-valvetrain. GT-power je navržen pro simulaci všech druhů spalovacích motorů a simuluje ustálené stavy i přechodové jevy. GT-valvetrain je určen pro vývoj a optimalizaci rozvodového ústrojí.

GT-power je 1-D program, ve kterém uživatel pracuje s objekty, a každý z objektů má specifické vlastnosti. Objekty jsou vybírány z knihovny, jejich vlastnosti jsou definovány uživatelem a jsou spojovány do uceleného schématu. Důležité poznamenat je, že veškeré uvažované objemy potrubí jsou vnitřní. 1-D znamená, že bilancuje zákony o zachování hmoty, energie a hybnosti a to v 1 souřadnici. Řešič počítá hmotnostní a energetický tok stlačitelné tekutiny skrze každou komponentu po diskretizačních délkách. Dále jsou definovány indexy "i" vstup a "e" výstup.

Zákon zachování hmoty říká, že hmota vstupující do kontrolovaného objemu v něm nikam neuniká, a musí se tedy konstantní dostat na výstup.

$$\dot{m}_{sub} = \sum_i \dot{m}_i - \sum_e \dot{m}_e \quad (2.1)$$

Zákon zachování energie říká, že změna energie v kontrolovaném objemu je rovna součtu energetického přesunu soustavy.

$$\frac{de}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \sum_i \dot{m}_i H - \sum_e \dot{m}_e H - h_g A (T_{play} - T_{stét}) \quad (2.2)$$



Zákon o zachování hybnosti říká, že celková hybnost izolované soustavy, tedy soustavy, na kterou z vnějšku nepůsobí žádná síla, se vzájemným (vnitřním) působením nemění.

$$\frac{d m}{dt} = \frac{dpS + \sum_i \dot{m}_i u + \sum_e \dot{m}_e u - 4C_f \frac{\rho u^2}{2} \frac{dxS}{D} - C_p \left(\frac{1}{2} \rho u^2 \right) S}{dx} \quad (2.3)$$

2.1 Tvorba matematického modelu

Samotnou tvorbu schematu motoru jsem prováděl na školní licenci softwaru GT-power. Z počátku jsem sestavoval model NA motoru z běžně dostupných informací. Pro upřesnění modelu bylo potřeba získat laboratorním měřením informace, pomocí kterých se model přiblíží skutečnosti. Měření probíhala na vačkových hřídelích, sacích i výfukových kanálech hlavy a dmychadle. Dále byly modely doplněny o skutečné mapy předstihů, paliva pro různá zatížení a kalibrované délky hoření z podobného motoru. Díky délce trvání projektu je možné matematický model validovat pomocí 3 realizovaných konfigurací motoru.

Z důvodu skladových zásob a nízké ceně jsem zvolil motor FORD z roku 1996. Některé jeho komponenty se objevují v motorech již od roku 1986.

Konfigurace motoru nepřepřlovaného "NA":

zdvihový objem:	2295 cm ³
počet válců:	4
geometrický kompresní poměr:	10:1
počet ventilů na válec:	4
zdvih:	91 mm
vrtání:	89,6 mm
počet hlavních čepů:	5
počet ojnicích (klikových) čepů:	4

Konfigurace motoru přepřlovaného "ROOTS":

zdvihový objem:	2295 cm ³
-----------------	----------------------



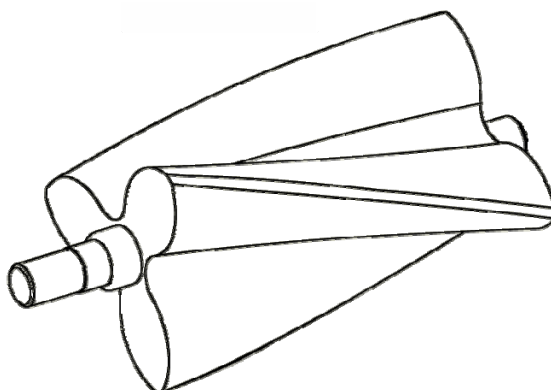
počet válců:	4
geometrický kompresní poměr:	10:1
počet ventilů na válec:	4
zdvih:	91 mm
vtání:	89,6 mm
počet hlavních čepů:	5
počet ojnicích(klikových) čepů:	4
mezichladič stlačeného vzduchu:	ne

Konfigurace motoru přeplňovaného "ROOTS 2":

zdvihový objem:	2295 cm ³
počet válců:	4
geometrický kompresní poměr:	8.4:1
počet ventilů na válec:	4
zdvih:	91 mm
vtání:	89,6 mm
počet hlavních čepů:	5
počet ojnicích(klikových) čepů:	4
mezichladič stlačeného vzduchu:	ano

u této konfigurace proběhla generální oprava dmyhadla a instalace nového výfuku

Jako prvek pro zvýšení tlaku na počátku komprese jsem z důvodu ceny, požadavku na rychlou odezvu a nástup momentu od nižších otáček zvolil rootsovo dmyhadlo Eaton M90. Jedná se o dmyhadlo se 3 prvkovými rotory, které jsou po své délce zkroucené celkem o 60°.

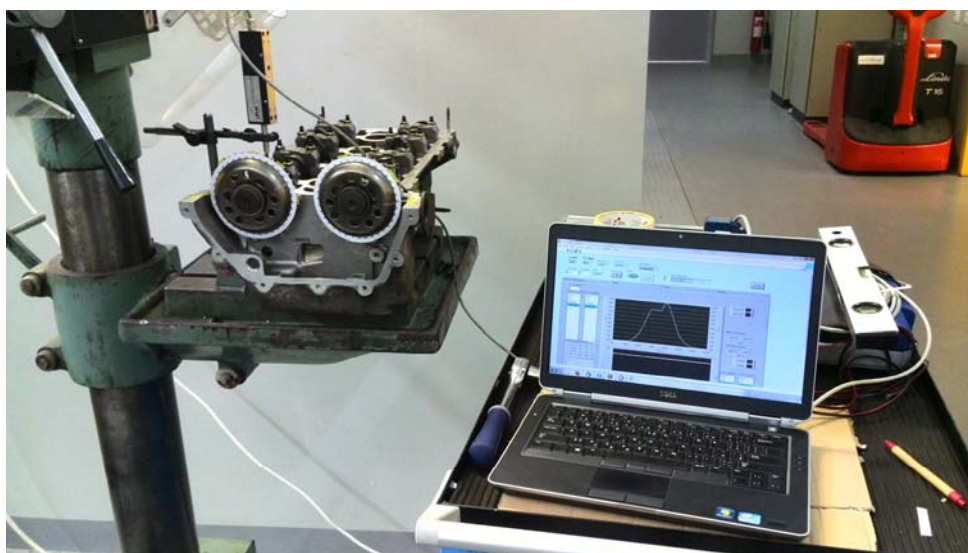


Obr. 2.1.1 Rotor použitého Rootsova dmyhadla.

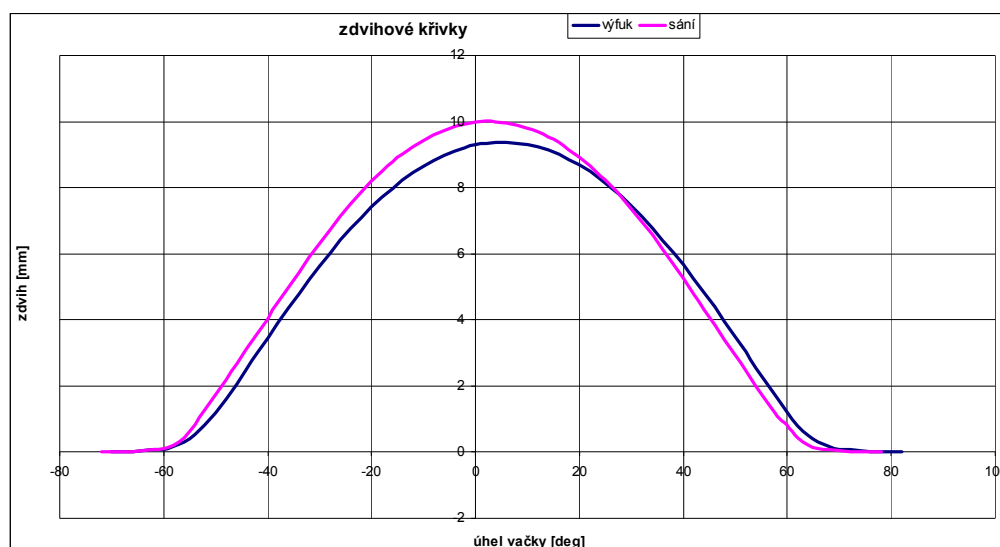


2.1.1 Měření vačkových hřídelí

Protože vačkové hřídele mají značný vliv na plnění válce, bylo vhodné pro větší vypovídající schopnost modelu provést zjištění zdvihových křivek. Samotné měření probíhalo za pomoci digitálního úchylkoměru a převodníku zapojeného do notebooku. Měření byly obě hřídele, tedy sací i výfuková. V notebooku byla data snímána a ukládána pomocí prostředí LabView. Vačky byly pootáčený po 5° a vždy se muselo čekat, než dojde k ustálení měřicí aparatury. Po ustálení se ručně stiskl zápis hodnoty. Tímto způsobem byla zaznamenána data obou vaček, na každé celkem 360°. Hodnoty byly exportovány do MS Excel, a dále zpracována v GT-Valvetrain. V tomto SW jsem provedl nastavení ventilového rozvodu a vygeneroval zdvihové křivky pro GT-Power.



Obr. 2.1.1.1 Měřicí aparatura vačkových hřídelů.

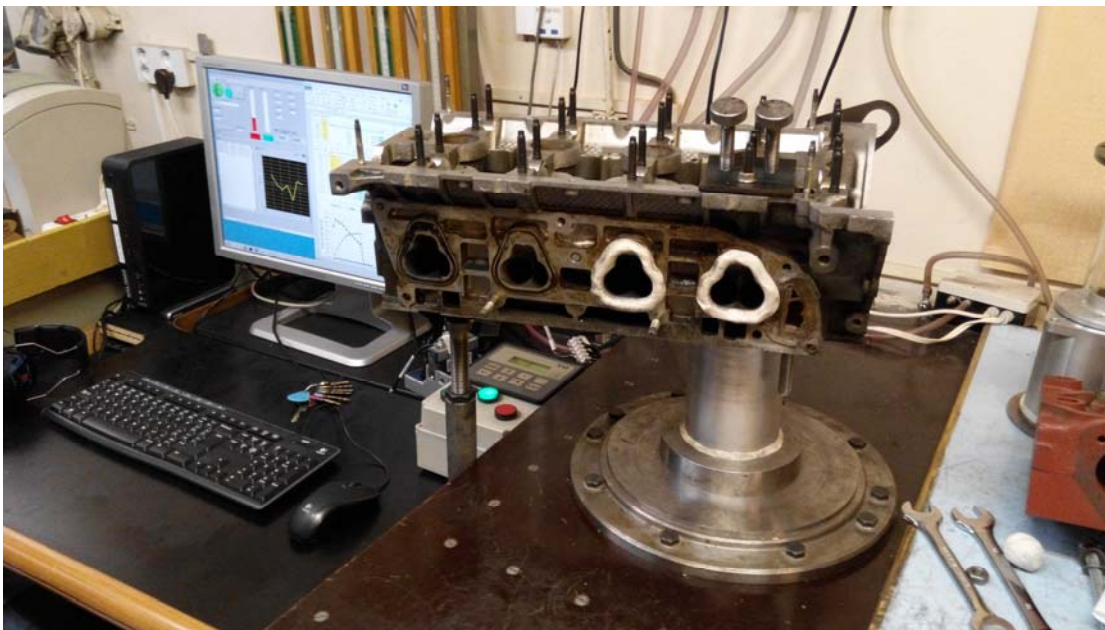


Obr. 2.1.1.2 Zdvihové křivky ventilů.

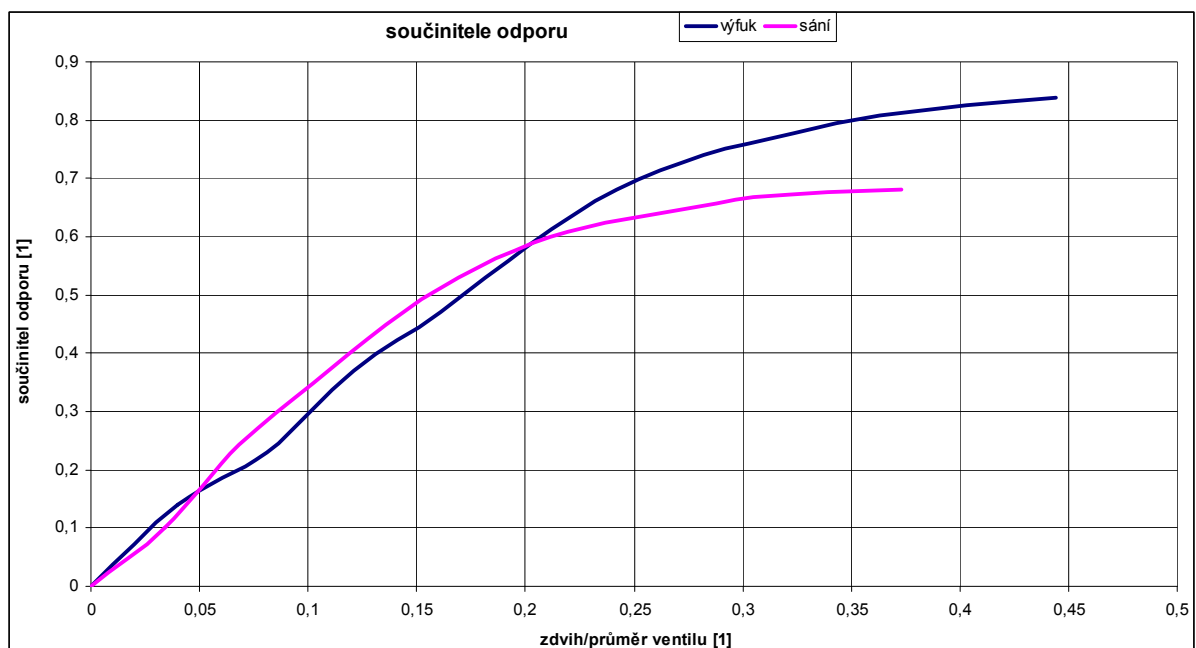


2.1.2 Měření kanálů hlavy válců

Ve výfukových a sacích kanálech vznikají ztráty, které mají vliv na plnění válce. GT-Power tyto hodnoty do výpočtu zahrnuje, a je tedy vhodné je znát. Měření bylo jak kanál výfukový tak sací a to pro otevření ventilu vždy od 1mm až do zdvihu 11mm. Hlava byla upevněna a utěsněna na potrubí, které vedlo do uklidňovací komory a z té k rootsovu dmychadlu. Dmychadlo vytvářelo v potrubí tlakový spád proti atmosféře. Z důvodu autentičnosti mělo potrubí připojené na hlavu průměr vrtání válce.



Obr. 2.1.2.1 Měřící aparatura průtokových součinitelů hlavy válců.

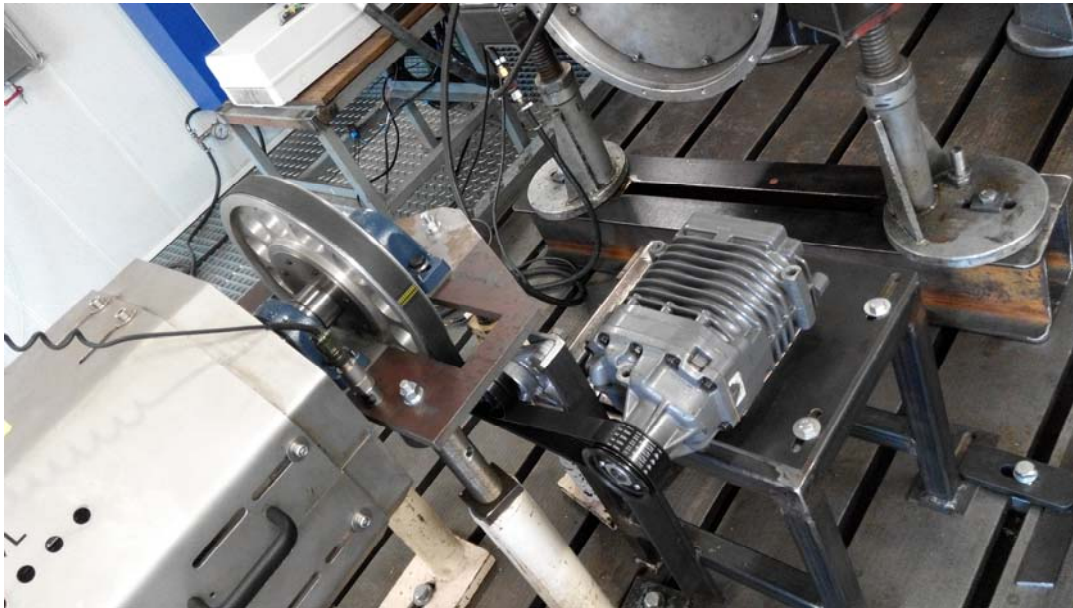


Obr. 2.1.2.2 Součinitele odporu kanálů hlavy válců.

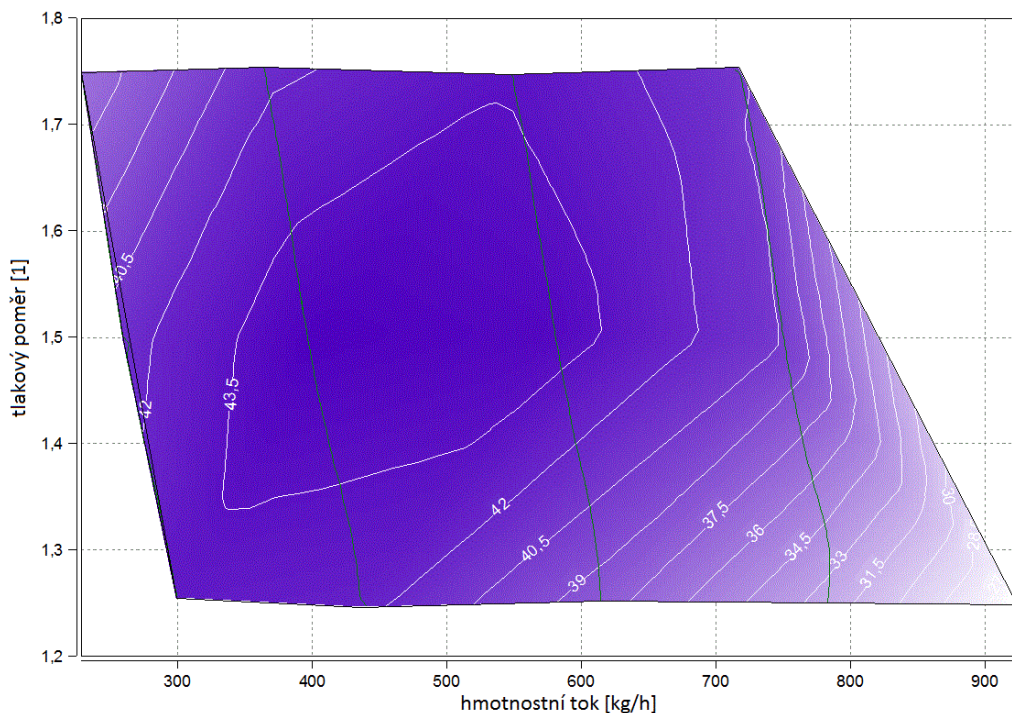


2.1.3 Měření charakteristiky kompresoru

Při stavbě přeplňovaného modelu jsem použil hodnoty z mapy Eatonu M90 poskytovanou přímo výrobcem. Model ovšem ani po doplnění mnoha jiných reálných parametrů neměl požadované chování. Po testování různých převodových poměrů mezi klikou a dmychadlem jsem vyzoroval, že je průběh značně ovlivňován. Usoudil jsem tedy, že uvažovaná mapa kompresoru neodpovídá skutečnosti. Na základě těchto poznatků bylo rozhodnuto o získání vlastní charakteristiky použitého dmychadla.



Obr. 2.1.3.1 Měřící aparatura dmychadla.



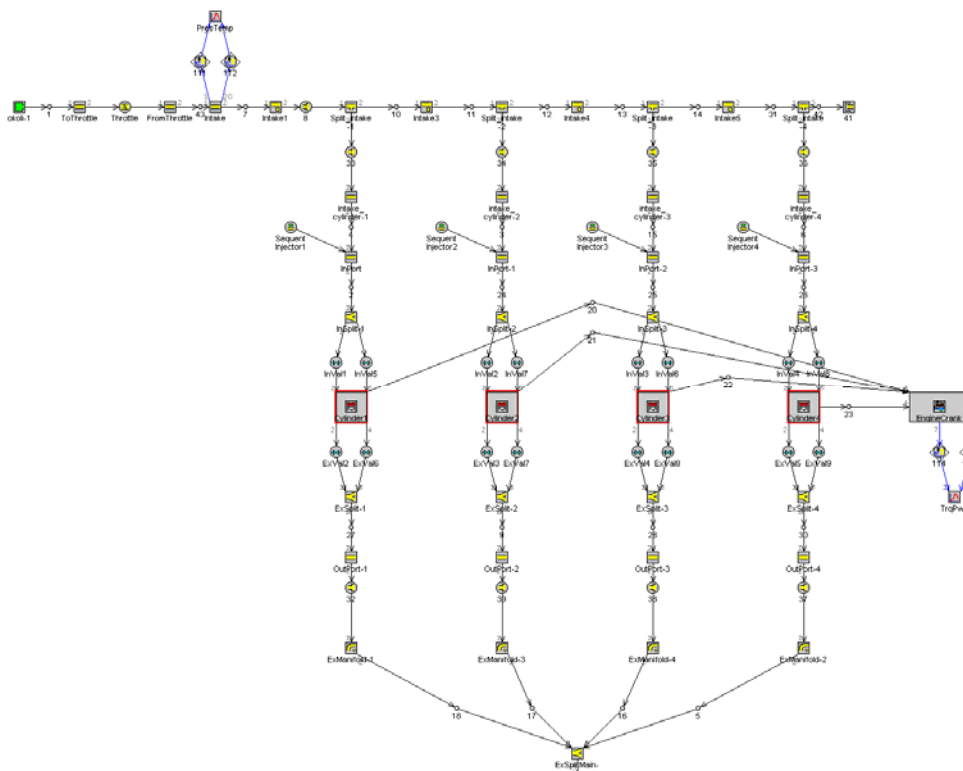
Obr. 2.1.3.2 Zjištěná charakteristika dmychadla.



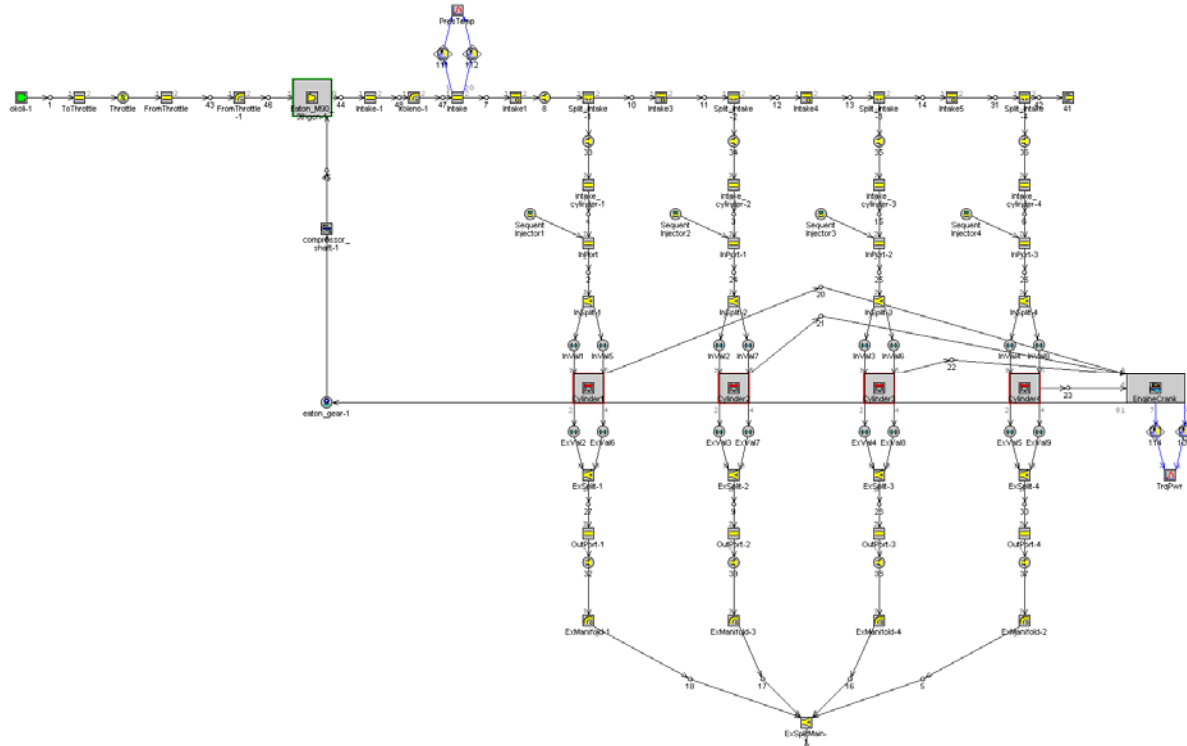
2.1.4 Výsledné matematické modely spalovacího motoru

Modely obsahují chronologicky seřazené vnitřní objemy, dělené při výpočtu diskretizačními délkami. Diskretizační délky jsou rozdílné pro sací a výfukové potrubí. Určovány jsou doporučenými hodnotami násobku vrtání válců. Při příliš malých přírůstcích, je úloha výpočetně náročnější, a při velkých přírůstcích je úloha málo přesná. Pro některé objemy je nutné vytvořit unikátní diskretizaci, a to pokud je délka objemu menší než výpočetní přírůstek.

Do obou modelů byly zaneseny hmotnosti a momenty setrvačnosti součástí. Výfukový systém obsahuje 2 tlumiče, které byly nahrazeny z důvodu zjednodušení potrubím s tlakovou ztrátou tlumiče odpovídající podobnému motoru. Ostatní části výfukového systému jsou dle skutečnosti. Na schématech je vyobrazen pouze výfukový svod. Zbýlý výfukový systém vyobrazen není.

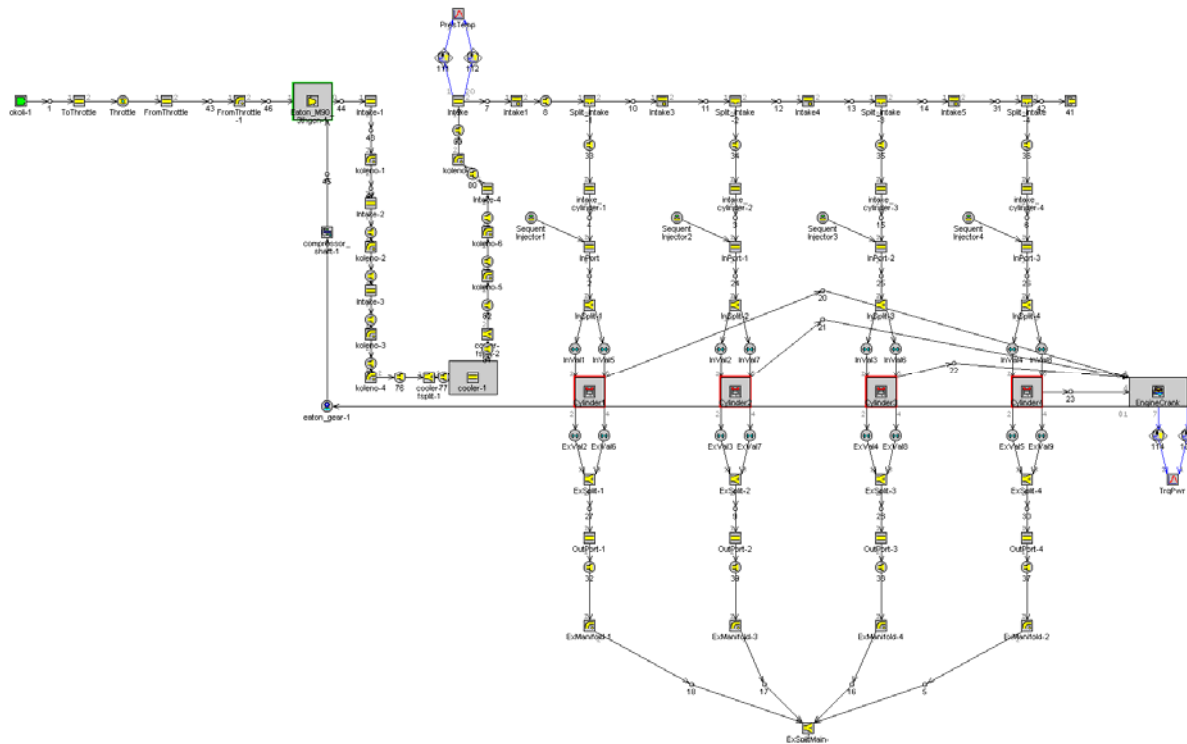


Obr. 2.1.4.1 Schéma NA motoru.



Obr. 2.1.4.2 Schéma ROOTS motoru.

Poslední varianta uspořádání motoru je zobrazena na schématu níže. Rozdíl oproti schématu 2.1.4.2 je v montáži tepelného výměníku vzduch/vzduch do sacího traktu a instalace nového výfukového systému od svodů dále.



Obr. 2.1.4.3 Schéma ROOTS 2 motoru.

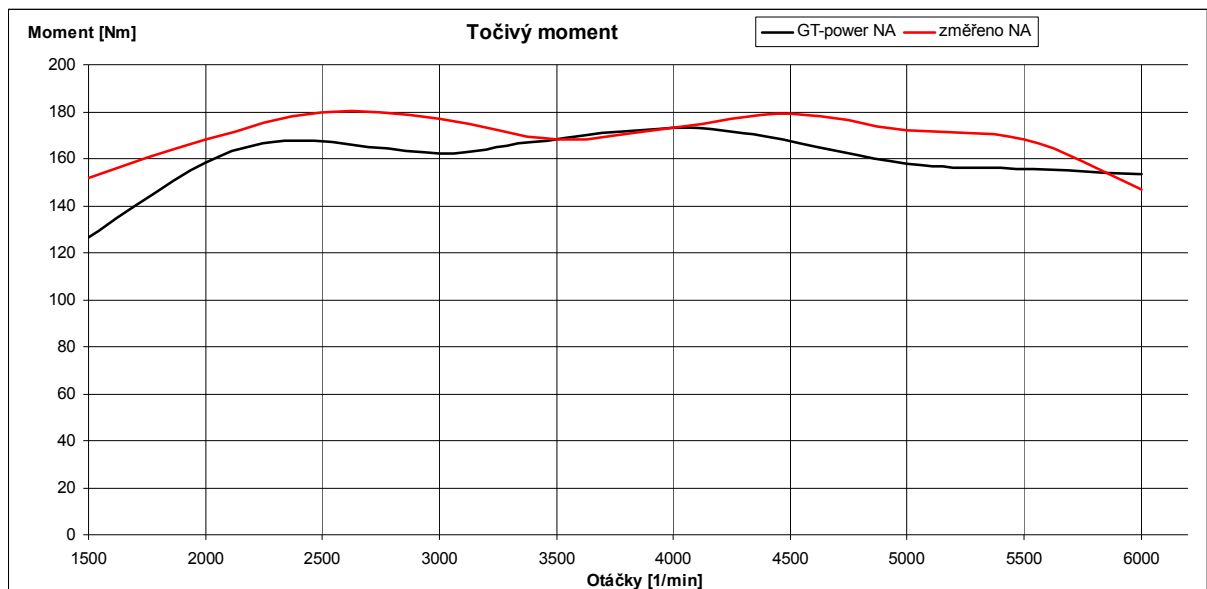


2.2 Vyhodnocení matematického modelu

Důvodem tvorby matematického modelu bylo zjištění vlivu přeplňování na veličiny uvnitř válce. Díky průběhu tlaku lze získat sílu působící přes píst na klikový mechanismus a tím umožnit jeho porovnávací výpočet. Výhodou také je, že pokud se rozhodnu pro další změny parametrů motoru, lze pomocí simulace vyhodnotit neoptimálnější cestu k požadovaným vlastnostem.

2.2.1 Vnější charakteristika NA motoru

Protože původní sání motoru bylo neopravitelně poškozeno a nebylo téměř možné ho obstarat, bylo vyrobeno sání náhradní a toto sání bylo užito při stavbě modelu v GT-Poweru. Vnější charakteristika motoru pochází z certifikovaného měřicího stanoviště.



Obr. 2.2.1.1 Porovnání změřeného a simulovaného atmosférického motoru.

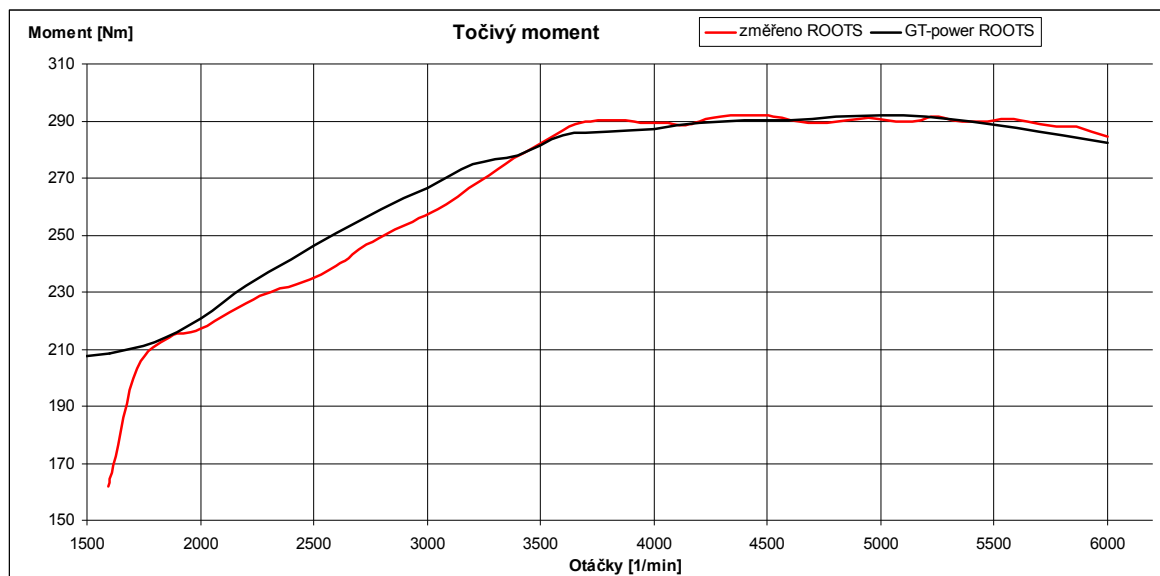
Je vidět, že náhradní sání plní úlohu poměrně dobře. Pokles momentu v nižších otáčkách připisují většímu průřezu sacích kanálů a tím optimalizovaným pulsacím u sacího ventilu pro jiné frekvence a jiné než originální řídicí jednotce a nastavení.

2.2.2 Vnější charakteristika ROOTS motoru

Pro mechanickým dmychadlem přeplňovaný motor nejsou pulsace v sání podstatné jako pro motor atmosféricky plněný. Zde je důležité mít dostatečnou Zážehový motor přeplňovaný kompresorem



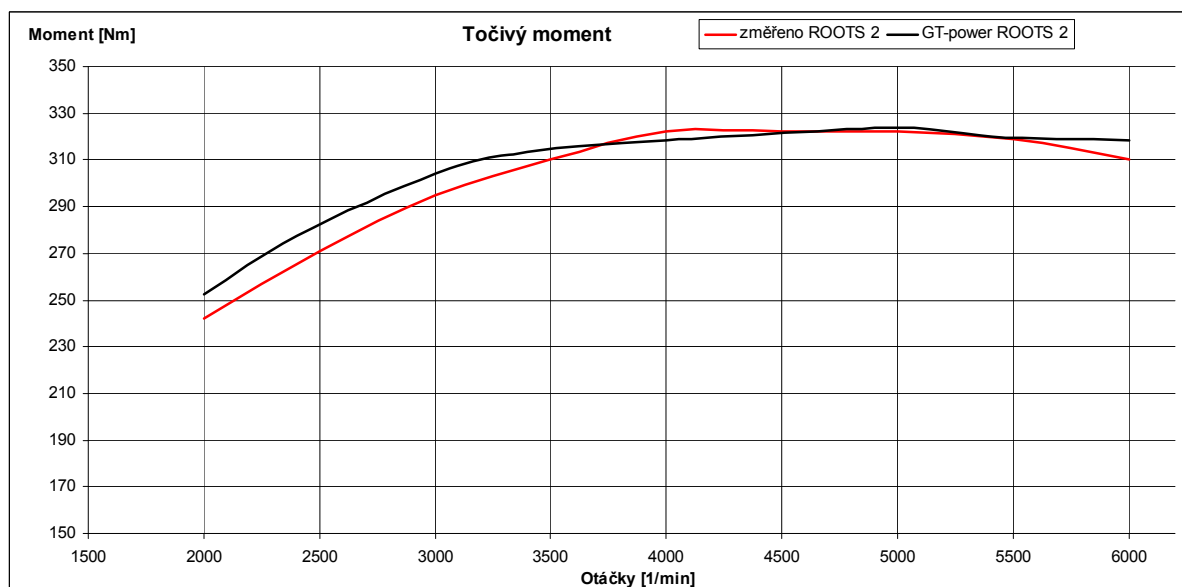
rychlost vzduchu u vstřikovače paliva a následnou délku kanálu, aby došlo k homogenizaci směsi. Po laboratorních měřeních a doplnění modelu v GT-poweru o zjištěné hodnoty simulovaná charakteristika velice slušně aproximuje charakteristiku změřenou na dynamometru.



Obr. 2.2.2.1 Porovnání změřeného a simulovaného přeplňovaného motoru.

2.2.3 Vnější charakteristika ROOTS 2 motoru

Pro zvýšení účinnosti motoru došlo v další fázi k instalaci tepelného výměníku vzduch/vzduch do sacího traktu. Očekávána je také nižší teplota v celém průběhu spalování. Úprava byla provedena primárně pro delší životnost pístů a hlavy motoru.

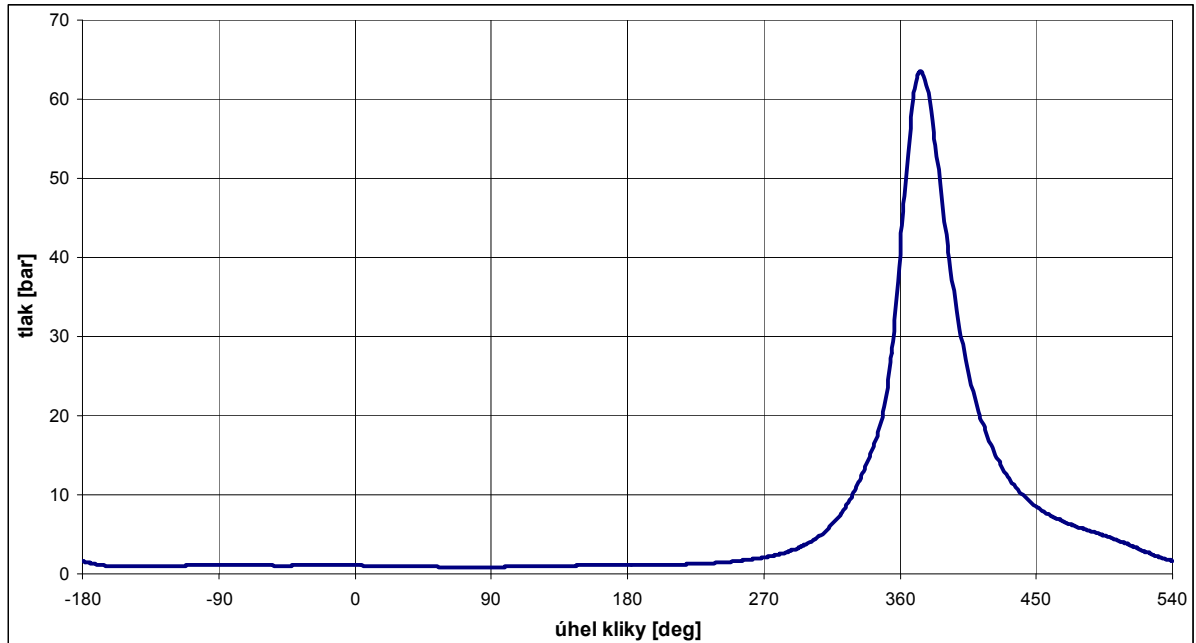


Obr. 2.2.3.1 Porovnání změřeného a simulovaného přeplňovaného motoru s mezichladičem. Zážehový motor přeplňovaný kompresorem



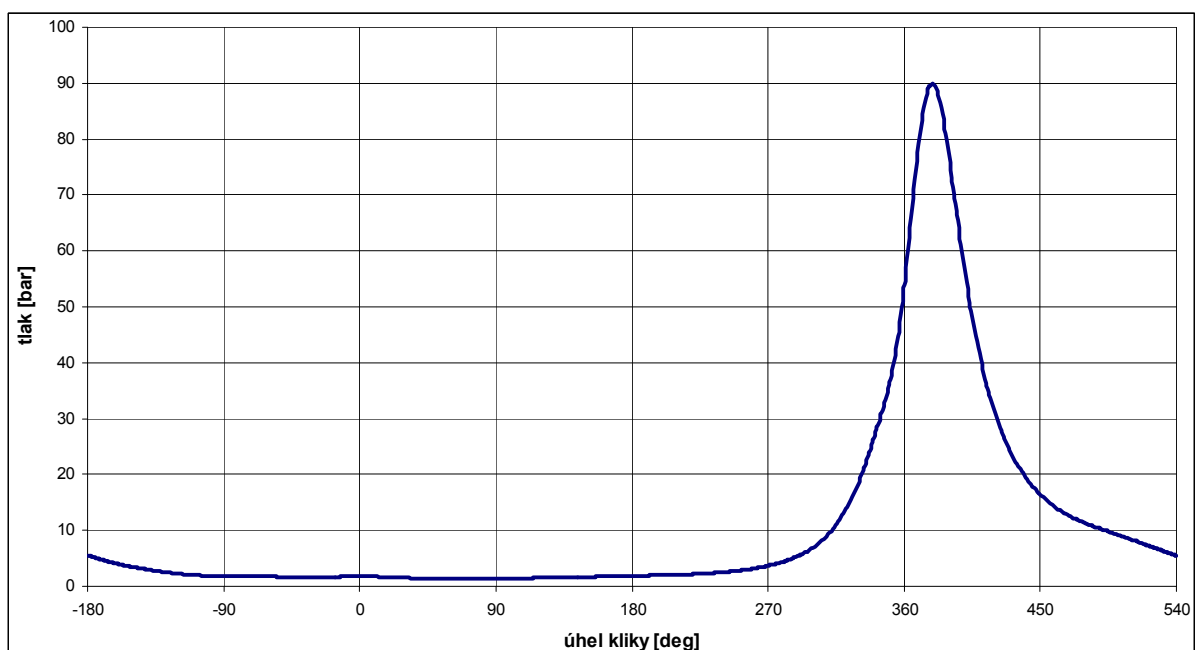
2.2.4 Průběhy tlaku ve válci motoru

Největší tlak ve válci je u NA konfigurace při 2400ot/min a to 63,5 bar.



Obr. 2.2.3.1 Průběh tlaku ve válci NA motoru.

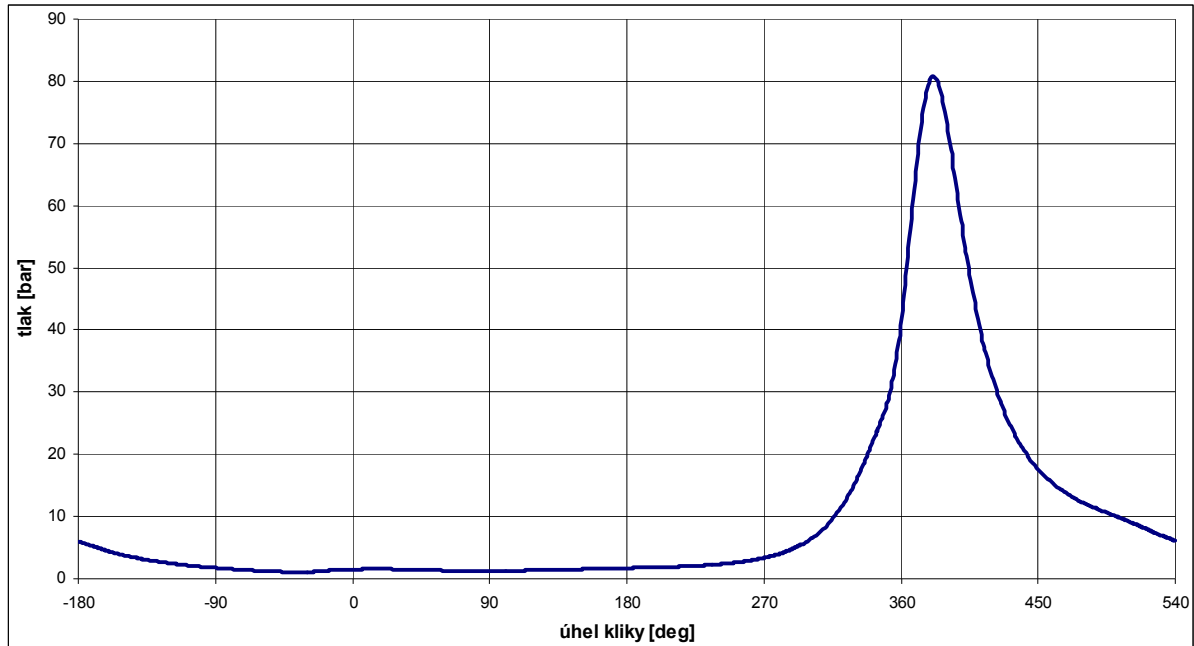
U přeplňovaného motoru je největší tlak ve válci při 6000ot/min, a tedy při maximálních otáčkách. To je nevýhodné kvůli větším amplitudám napětí součástí klikového mechanismu. Hodnota tlaku je 89,9 bar.



Obr. 2.2.3.2 Průběh tlaku ve válci ROOTS motoru.



Motor s tepelným výměníkem vzduch/vzduch, novým výfukovým systémem a sníženým kompresním poměrem má největší tlak ve válci při 6000ot/min. Tento tlak je i přes větší BMEP menší, než u přeplňovaného motoru konfigurace ROOTS a to sice 80,8 bar.



Obr. 2.2.3.3 Průběh tlaku ve válci ROOTS 2 motoru.

Z tlaku ve válci lze spočítat sílu na píst, a tím na celý klikový mechanismus. Tím je určeno horní napětí cyklu. Ze setrvačných hmot pak lze spočítat zatížení pro dolní napětí cyklu. Pro výpočet sil na jednotlivé součásti klikového mechanismu jsem vytvořil výpočetní model v MS Excel pro každou konfiguraci motoru, kde jsou užity základní vztahy:

$$p = \frac{F}{S} \quad (2.2.3.1)$$

$$F = m \cdot a \quad (2.2.3.2)$$

$$F = m \cdot r \cdot \omega^2 \quad (2.2.3.3)$$

$$s = l_{oj} + r_{kh} - r_{kh} \cdot \cos(\alpha) - \frac{r_{kh}}{\lambda} \sqrt{1 - (\lambda \sin(\alpha))^2} \quad (2.2.3.4)$$



$$v = \frac{\partial s}{\partial t} = \omega \cdot r_{kh} \cdot \sin \alpha \left(\frac{1 + \lambda \cos(\alpha)}{\sqrt{1 - (\lambda \sin(\alpha))^2}} \right) \quad (2.2.3.5)$$

$$a = \frac{\partial v}{\partial t} = \omega^2 \cdot r_{kh} \cdot (\cos(\alpha) + \lambda \cos(\alpha)) \quad (2.2.3.6)$$

$$F_p = p \cdot S \quad (2.2.3.7)$$

$$F_{p\check{c}} = F_p - F_{sp} \quad (2.2.3.8)$$

$$F_{os} = F_p - F_{sp} - F_{sp\check{c}} \quad (2.2.3.9)$$

$$F_{oj} = \frac{F_{os}}{\cos(\beta)} \quad (2.2.3.10)$$

$$F_T = \frac{F_{ose} \cdot \sin(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)} \quad (2.2.3.11)$$

$$M_K = F_T \cdot r_{kh} \quad (2.2.3.12)$$

$$P = M_K \cdot \omega \quad (2.2.3.13)$$

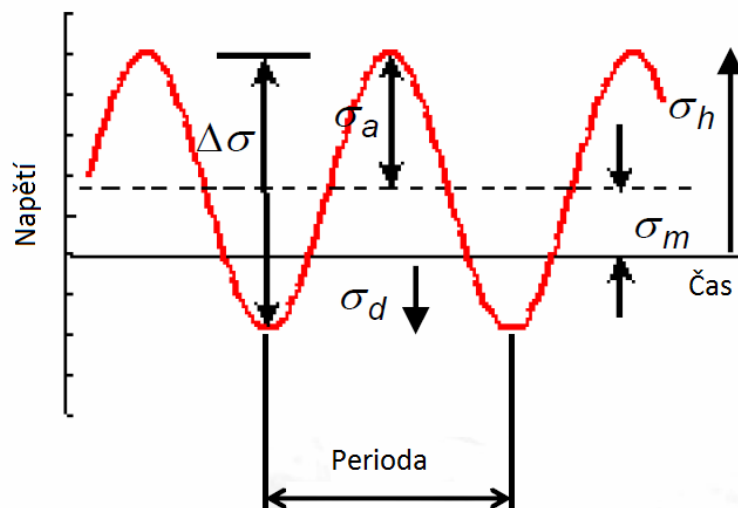
Další vztahy použité pro výpočet součástí klikového mechanismu jsem čerpal z literatury [3].

3. Konvenční výpočet KH

Výpočetní vztahy, které jsou zde použity pro konvenční výpočet, byly převzaty z teorií pružnosti a pevnosti, praxe autorů literatury [3] a autora diplomové práce. Empirické vzorce jsou často doplněny o součinitele vycházející z praktických zkušeností z důvodu, že některé teorie pružnosti svým rozsahem nepokrývají bezpečně výpočetní případy u klikového mechanismu a jeho příslušenství. Bohužel nejsou k dispozici podklady pro přesnější ruční výpočet, takže respektují podklady dostupné. Výsledky vztahů slouží primárně jako informace o porovnání přeplňovaného a nepřepřňovaného motoru. Užitý zjednodušený výpočet počtu cyklů nelze brát jako vodítko pro životnost součástí skutečného klikového mechanismu. **Kompletní výpočty všech konfigurací jsou uvedeny v příloze 1 až 3.**

Největší nepřesnosti vstupující do výpočtu jsou materiálové vlastnosti. Průřezové moduly součástí jsou buďto spočteny nebo převzaty z 3D modelu v CAD softwaru. Pro kontrolní výpočet volím u všech konfigurací motoru stejné podmínky, a to maximální tlak ve válci a tomu odpovídající otáčky.

Materiály součástí jsou definovány dle dostupných informací o standardních materiálech, s výjimkou materiálu ojnice, který je dán výrobcem ojníc. Koeficienty Wöhlerovy křivky byly čerpány z únavových zkoušek zvolených materiálů. U každé součásti bylo spočteno v každém výpočetním místě horní a dolní napětí a z těchto hodnot amplituda napětí a střední napětí.



Obr. 3.1 Cyklické napětí. [16]



$$\sigma_A = \frac{\sigma_{hp} - \sigma_{dp}}{2} \quad (3.1)$$

$$\sigma_M = \frac{\sigma_{hp} + \sigma_{dp}}{2} \quad (3.2)$$

Pro počet cyklů k porušení součásti bylo vybráno největší amplitudové napětí. Výsledek byl vyhodnocován iteračně spočtením elastické deformace, plastické deformace a porovnán s deformací dle Mansona a Coffina:

Manson-Coffinův popis Wöhlerovy křivky

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_f'}{E} (2.N)^b + \varepsilon_f' (2.N)^c \quad (3.3)$$

Elastická deformace

$$\varepsilon_{aEL} = \frac{\sigma_A}{E} \quad (3.4)$$

Plastická deformace

$$\varepsilon_{aPL} = \left(\frac{\sigma_A}{K'} \right)^{\left(\frac{1}{n'} \right)} \quad (3.5)$$

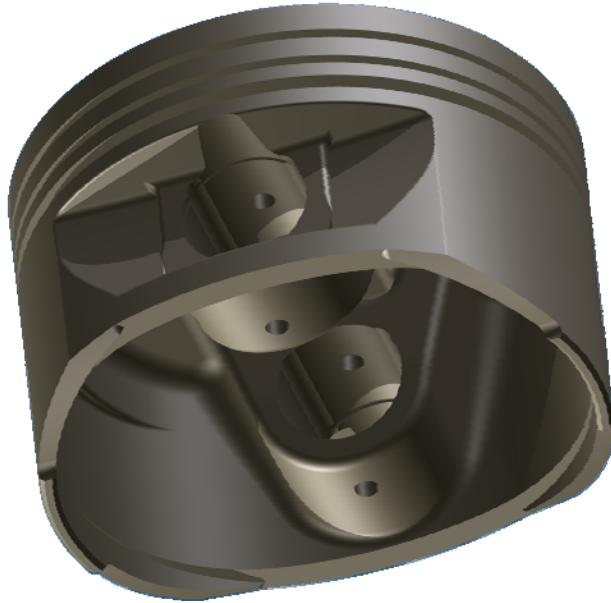


Obr. 3.1 Klikový mechanismus řešeného motoru

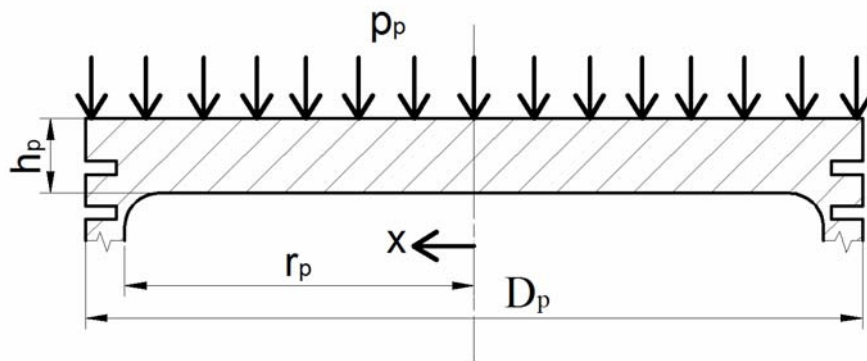


3.1 Píst

Píst je z velké části namáhán tepelně, a mechanické namáhání u něho nemá rozhodující vliv na životnost. Také jen z důvodu porovnání a pro ruční výpočet složitého tvaru zde budu řešit pouze vrchní desku pístu a to jako tenkou kruhovou desku po obvodu vetknutou a zatíženou tlakem.



Obr. 3.1.1 Píst z řešeného motoru



Obr. 3.1.2 Rozměrové schéma a zatížení pístu.

Výsledky analýzy pístu NA motoru:

$$\sigma_A = 35,19 \text{ MPa}$$

$$N = 1,027 \cdot 10^{23}$$



Výsledky analýzy pístu ROOTS motoru:

$$\sigma_A = 47,75 \text{ MPa}$$

$$N = 1,165 \cdot 10^{20}$$

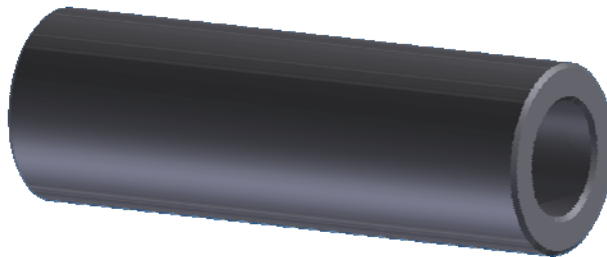
Výsledky analýzy pístu ROOTS 2 motoru:

$$\sigma_A = 43,4 \text{ MPa}$$

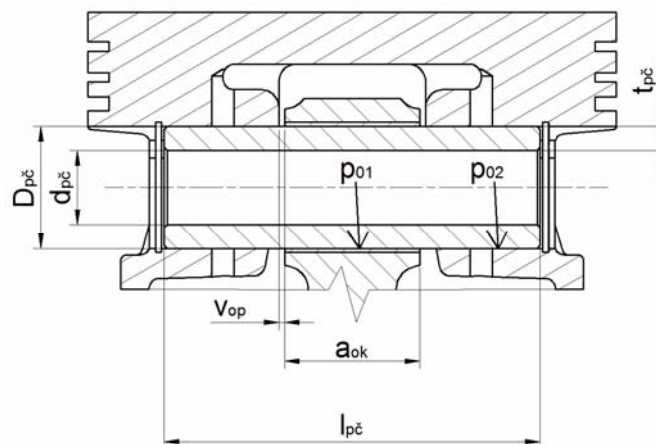
$$N = 9,6 \cdot 10^{20}$$

3.2 Pístní čep

Pístní čep je namáhán na ohyb a střih. Krom těchto zatížení se u něj kontroluje i ovalizace průřezu. Pístní čep budu řešit kolmo k jeho ose jako deformaci kruhového křivého prutu zatíženého spojitým zatížením s rozměry středního poloměru pístního čepu. Jelikož ale teorie křivých prutů neuvažuje tloušťku stěny vzhledem k poloměru, jako má pístní čep, je ve výpočtech zaveden opravný součinitel vycházející ze zkušeností autorů [3].



Obr. 3.2.1 Pístní čep z řešeného motoru



Obr. 3.2.2 Rozměrové schéma pístního čepu v pístu



3.2.1 Otláčení pístního čepu

Otláčení pístního čepu je tlak mezi pístem a pístním čepem, pístním čepem a ojnicí.

Výsledky NA motoru:

$$p_{oi} = 81,04 \text{ MPa}$$

Výsledky otláčení pístního čepu ROOTS motoru:

$$p_{oi} = 90,59 \text{ MPa}$$

Výsledky otláčení pístního čepu ROOTS 2 motoru:

$$p_{oi} = 79,17 \text{ MPa}$$

3.2.2 Ohybové napětí pístního čepu

Horní ohybové napětí pístního čepu je vyvoláno silou od tlaku plynů a dolní je vyvoláno setrvačnými silami pístu.

Výsledky ohybového napětí pístního čepu NA motoru:

$$\sigma_A = 179,31 \text{ MPa}$$

Výsledky ohybového napětí pístního čepu ROOTS motoru:

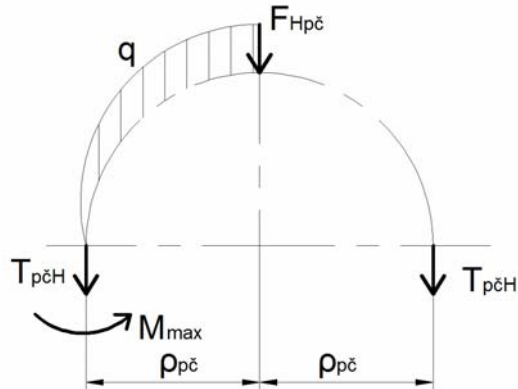
$$\sigma_A = 256,89 \text{ MPa}$$

Výsledky ohybového napětí pístního čepu ROOTS 2 motoru:

$$\sigma_A = 232,22 \text{ MPa}$$

3.2.3 Smykové napětí pístního čepu

Smykové napětí pístního čepu vzniká působením sil od tlaku plynů a setrvačných sil. Kritické místo je v mezeře mezi pístem a ojnicí.



Obr. 3.2.3.1 Střihové zatížení pístního čepu.

Výsledky smykového napětí pístního čepu NA motoru:

$$\tau_A = 48,04 \text{ MPa}$$

Výsledky smykového napětí pístního čepu ROOTS motoru:

$$\tau_A = 68,82 \text{ MPa}$$

Výsledky smykového napětí pístního čepu ROOTS 2 motoru:

$$\tau_A = 62,24 \text{ MPa}$$

3.2.4 Ovalizace pístního čepu

Ovalizace pístního čepu značí přírůstek základního průměru čepu. Dovolená ovalizace je $\delta d_{OV_{\max}} = 0.0017 \cdot D_{pč} = 0.0017 \cdot 20.6 \text{ mm} = 0.035 \text{ mm}$

Výsledky ovalizace pístního čepu NA motoru:

$$\delta d_{OV_{pč}} = 0,026 \text{ mm}$$

Výsledky ovalizace pístního čepu ROOTS motoru:

$$\delta d_{OV_{pč}} = 0,032 \text{ mm}$$



Výsledky ovalizace pístního čepu přeplňovaného ROOTS 2 motoru:

$$\delta d_{OVpč} = 0,029 \text{ mm}$$

3.2.5 Redukované napětí pístního čepu

Výsledky redukovaného napětí pístního čepu NA motoru:

$$\sigma_{redA} = 203,43 \text{ MPa}$$

Výsledky redukovaného napětí pístního čepu ROOTS motoru:

$$\sigma_{redA} = 291,44 \text{ MPa}$$

Výsledky redukovaného napětí pístního čepu ROOTS 2 motoru:

$$\sigma_{redA} = 263,45 \text{ MPa}$$

3.2.6 Vyhodnocení výpočtu pístního čepu

Ze všech vypočtených amplitudových napětí pístního čepu je vybráno jedno napětí největší, a z toho je spočten počet cyklů k porušení.

Výsledky výpočtu pístního čepu NA motoru:

$$\sigma_{maxA} = 262,46 \text{ MPa}$$

$$N = 2,223 \cdot 10^{10}$$

Výsledky výpočtu pístního čepu ROOTS motoru:

$$\sigma_{maxA} = 376,02 \text{ MPa}$$

$$N = 6,105 \cdot 10^8$$

Výsledky výpočtu pístního čepu přeplňovaného ROOTS 2 motoru:

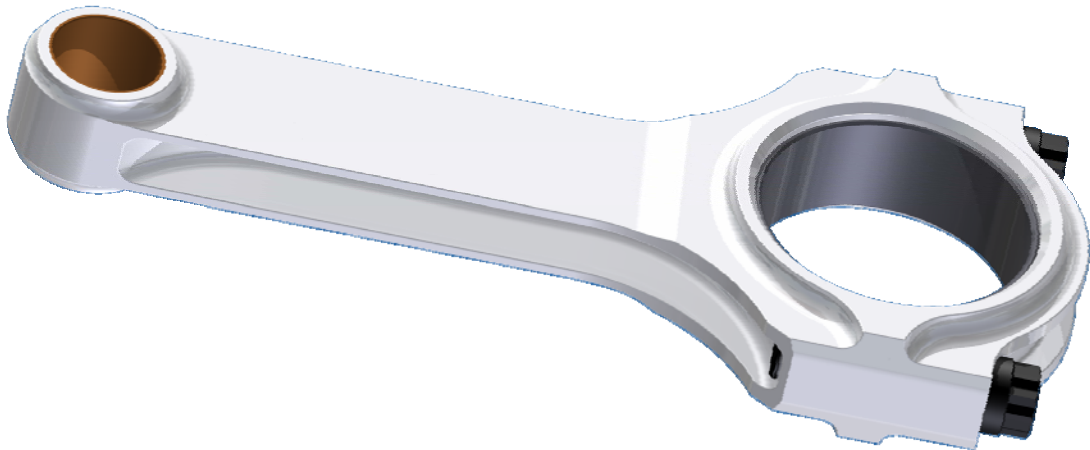
$$\sigma_{maxA} = 339,9 \text{ MPa}$$

$$N = 1,676 \cdot 10^9$$

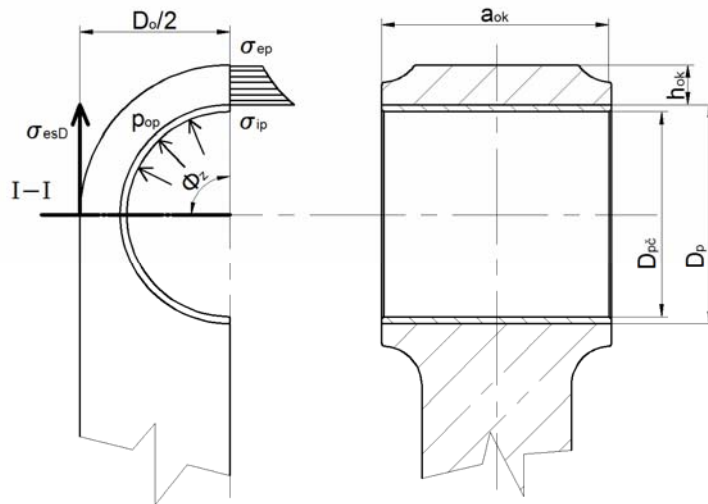


3.3 Ojnice

Ojnice je zatěžována silami od tlaku plynů, setrvačnými silami a odstředivými silami. Síly od tření a síly z geometrické nepřesnosti při výrobě se neuvažují a respektují se nižším dovoleným napětím. Při výpočtu se uvažuje namáhání tah/tlak a ohyb. Oko ojnice je ještě namáháno nalisovaným bronzovým pouzdrem. Napětí od nalisování zde uvedu jen přibližně, protože není znám přesný lisovací přesah a teplota ojnice.



Obr. 3.3.1 Ojnice řešeného motoru



Obr. 3.3.1 Rozměrové schéma se zatížením oka ojnice.

3.3.1 Otláčení oka ojnice

Výsledky výpočtu otláčení oka ojnice NA motoru:

$$p_{oi} = 81,04 \text{ MPa}$$



Výsledky výpočtu otláčení oka ojnice ROOTS motoru:

$$p_{oi} = 90,56 \text{ MPa}$$

Výsledky výpočtu otláčení oka ojnice ROOTS 2 motoru:

$$p_{oi} = 79,17 \text{ MPa}$$

3.3.2 Napětí od nalisování pouzdra oka ojnice

Výsledky výpočtu napětí od nalisování v oku ojnice NA motoru:

$$\sigma_{ep} = 37,32 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ip} = 57,3 \text{ MPa}$$

Výsledky výpočtu napětí od nalisování v oku ojnice ROOTS motoru:

$$\sigma_{ep} = 37,32 \text{ MPa}$$

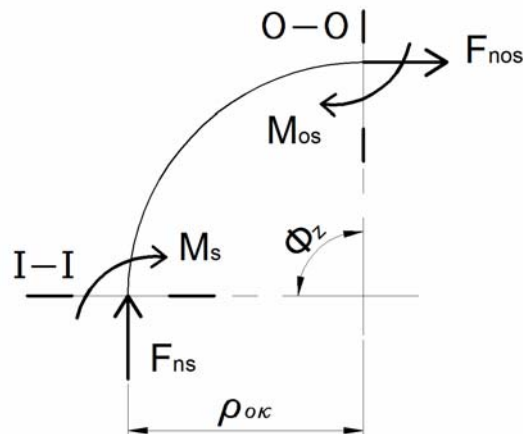
$$\sigma_{ip} = 57,3 \text{ MPa}$$

Výsledky výpočtu napětí od nalisování v oku ojnice ROOTS 2 motoru:

$$\sigma_{ep} = 37,32 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ip} = 57,3 \text{ MPa}$$

3.3.3 Napětí oka ojnice od setrvačných sil



Obr. 3.3.2 Zatížení oka ojnice - setrvačné síly.



Výsledky výpočtu napětí od setrvačných sil v oku ojnice NA motoru:

$$\sigma_{esD} = 26,46 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{isD} = -7,2 \text{ MPa}$$

Výsledky výpočtu napětí od setrvačných sil v oku ojnice ROOTS motoru:

$$\sigma_{esD} = 165,36 \text{ MPa}$$

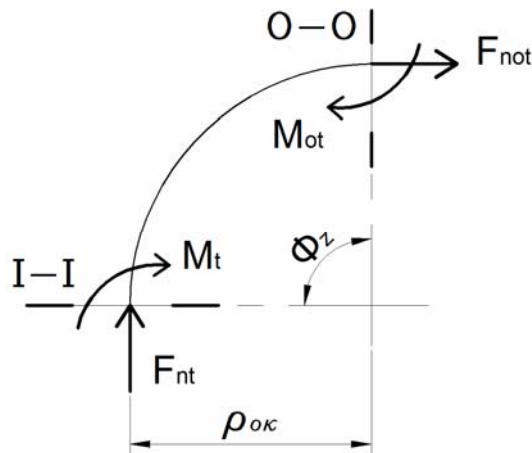
$$\sigma_{isD} = -45,45 \text{ MPa}$$

Výsledky výpočtu napětí od setrvačných sil v oku ojnice ROOTS 2 motoru:

$$\sigma_{esD} = 165,36 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{isD} = -45,45 \text{ MPa}$$

3.3.4 Napětí oka ojnice od sil od plynů



Obr. 3.3.3 Zatížení oka ojnice - síly od plynů

Výsledky výpočtu napětí od sil od plynů v oku ojnice NA motoru:

$$\sigma_{etD} = 11,94 \text{ MPa}$$

Výsledky výpočtu napětí od sil od plynů v oku ojnice ROOTS motoru:

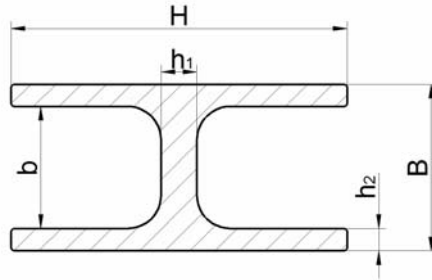
$$\sigma_{etD} = 75,6 \text{ MPa}$$



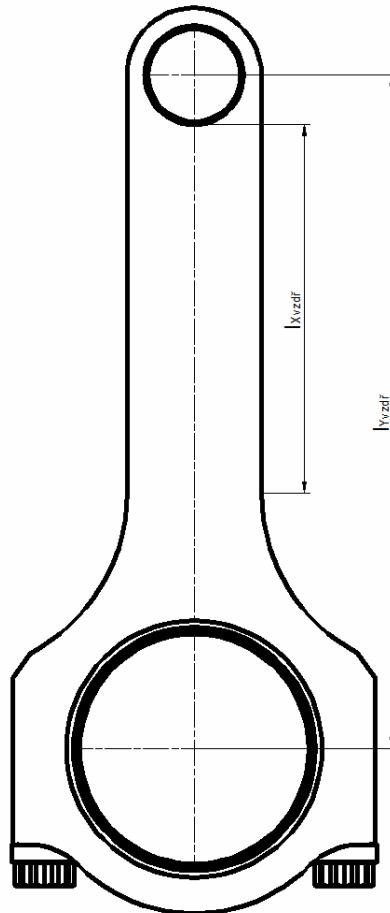
Výsledky výpočtu napětí od sil od plynů v oku ojnice ROOTS 2 motoru:

$$\sigma_{etD} = 74,6 \text{ MPa}$$

3.3.5 Napětí dřívku ojnice od sil od plynů a setrvačných sil



Obr. 3.3.4.1 Průřez dřívku ojnice



Obr. 3.3.4.2 Výpočtové délky vzpěru pro 2 hlavní osy

Výsledky výpočtu napětí dřívku ojnice NA motoru:

$$\sigma_A = 121,29 \text{ MPa}$$



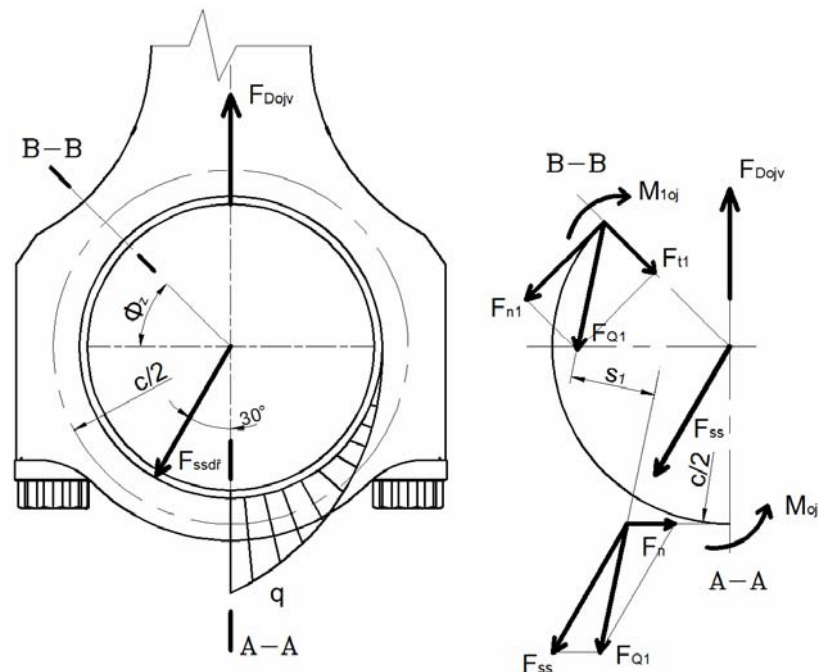
Výsledky výpočtu napětí dřívku ojnice ROOTS motoru:

$$\sigma_A = 163,07 \text{ MPa}$$

Výsledky výpočtu napětí dřívku ojnice ROOTS 2 motoru:

$$\sigma_A = 146,74 \text{ MPa}$$

3.3.6 Napětí hlavy ojnice od setrvačných sil



Obr. 3.3.6 Zatížení hlavy ojnice setrvačnými silami

Výsledky výpočtu napětí hlavy ojnice od setrvačných sil NA motoru:

$$\sigma_{01oj} = 672,82 \text{ MPa}$$

Výsledky výpočtu napětí hlavy ojnice od setrvačných sil ROOTS motoru:

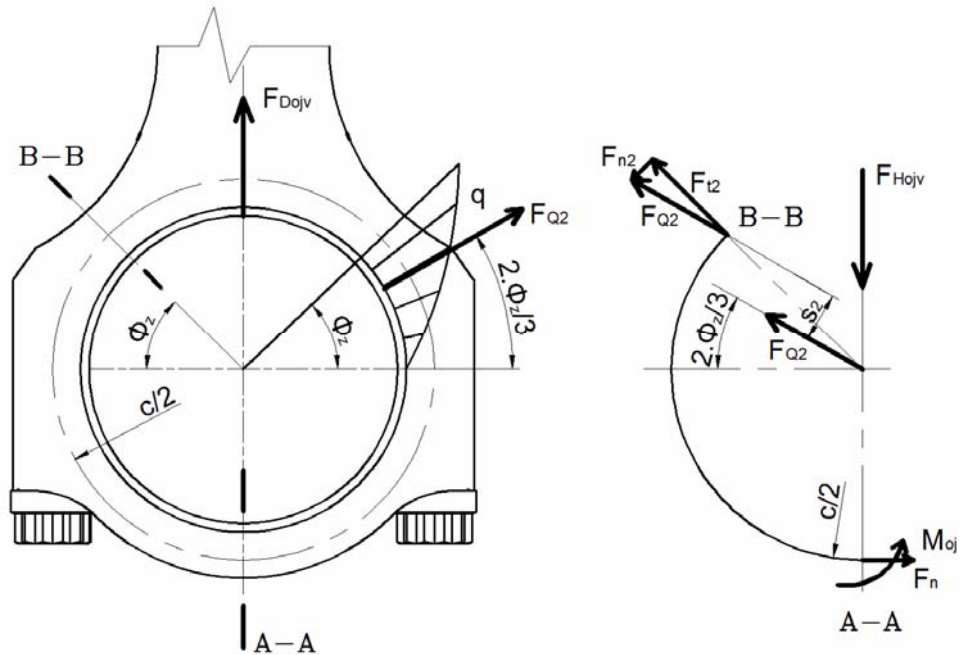
$$\sigma_{01oj} = 954,74 \text{ MPa}$$

Výsledky výpočtu napětí hlavy ojnice od setrvačných sil ROOTS 2 motoru:

$$\sigma_{01oj} = 954,74 \text{ MPa}$$



3.3.7 Napětí hlavy ojnice od sil tlaku plynů



Obr. 3.3.7 Zatížení hlavy ojnice silami od plynů

Výsledky výpočtu napětí hlavy ojnice od sil tlaku plynů NA motoru:

$$\sigma_{02oj} = 339,55 \text{ MPa}$$

Výsledky výpočtu napětí hlavy ojnice od sil tlaku plynů ROOTS motoru:

$$\sigma_{02oj} = 621,45 \text{ MPa}$$

Výsledky výpočtu napětí hlavy ojnice od sil tlaku plynů ROOTS 2 motoru:

$$\sigma_{02oj} = 580,26 \text{ MPa}$$

3.3.8 Vyhodnocení výpočtu ojnice

Výsledky výpočtu ojnice NA motoru:

$$\sigma_{\max A} = 182,26 \text{ MPa}$$

$$N = 1,011 \cdot 10^{11}$$



Výsledky výpočtu ojnice ROOTS motoru:

$$\sigma_{\max A} = 254,58 \text{ MPa}$$

$$N = 2,48 \cdot 10^9$$

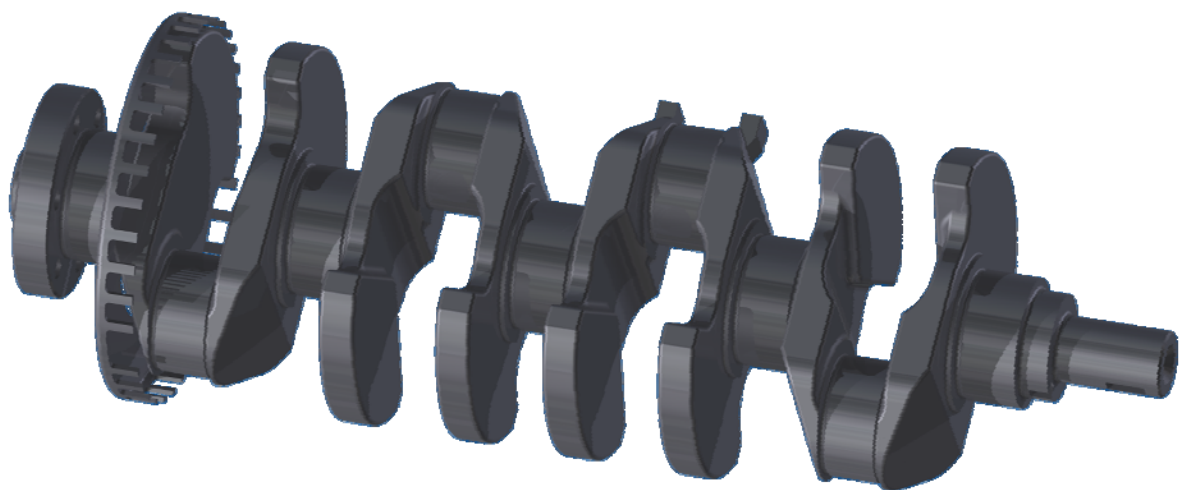
Výsledky výpočtu ojnice ROOTS 2 motoru:

$$\sigma_{\max A} = 254,58 \text{ MPa}$$

$$N = 2,48 \cdot 10^9$$

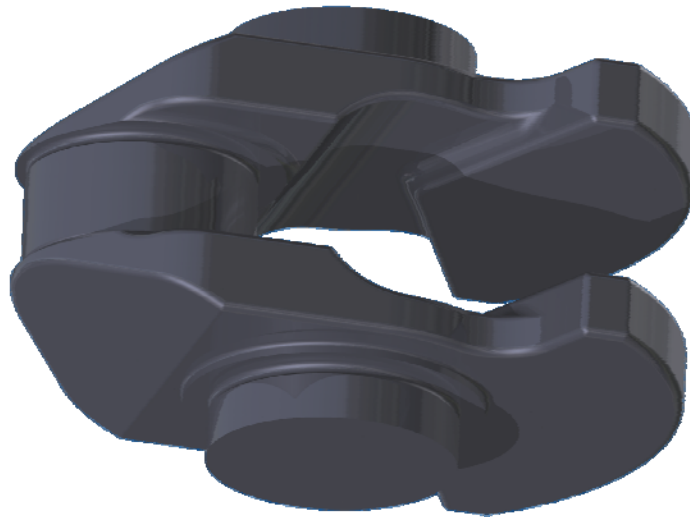
3.4 Klikový hřídel

Klikový hřídel (dále KH) je namáhán silami od tlaku plynů, setrvačnými silami, vnějším zatížením a silami od torzního kmitání. Pevnostní kontrola se zaměřuje na nejvíce namáhané části. Při kontrole se zanedbává deformace KH, pružnost uložení a opotřebenění ložisek, takže reakce v podporách jsou jen přibližné. Na velikost skutečných napětí značně působí i složitý tvar KH, který do výpočtu nelze plně zahrnout. Vzhledem ke složitosti výpočtu KH jako celku a málo odlišné míry bezpečnosti od výpočtu 1 zalomení se běžně počítá právě jen 1 zalomení.

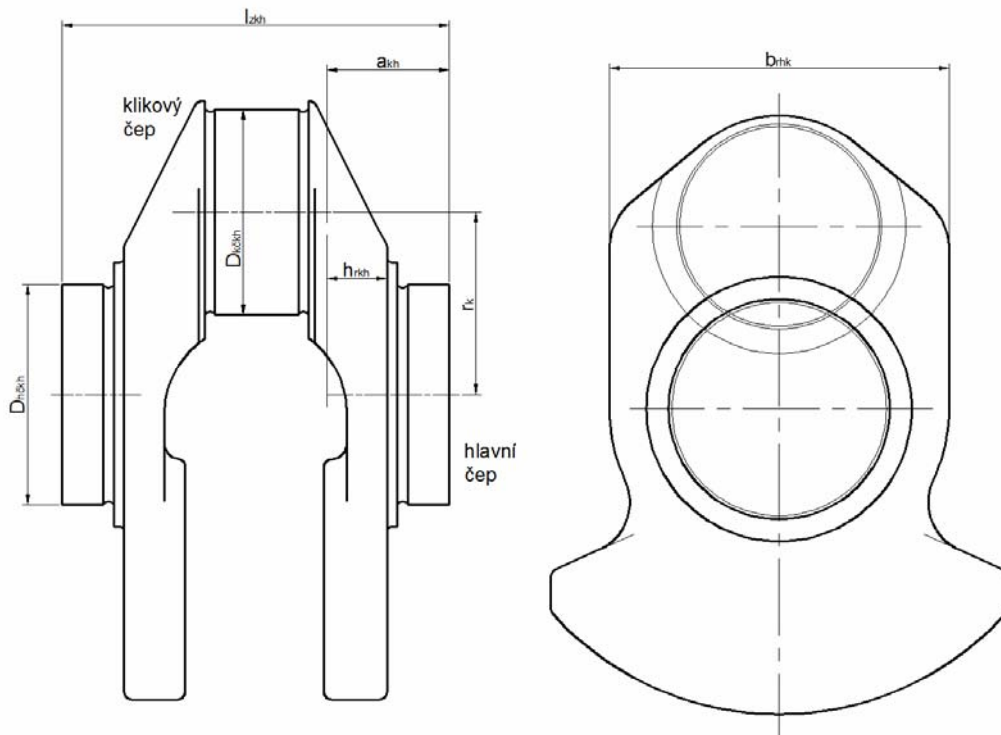


Obr. 3.4.1 Klikový hřídel řešeného motoru

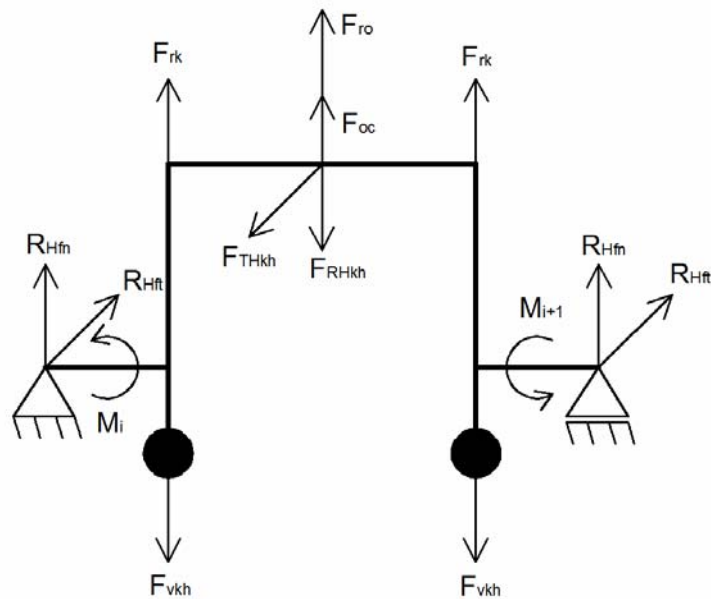
Co se týče druhu namáhání, tak se hlavní čepy kontrolují vzhledem k jejich malé délce pouze na krut. Ohybová napětí mají malý vliv na bezpečnost. Klikový čep je namáhán ohybem a krutem, které nepůsobí současně.



Obr. 3.4.2 Model 1 zalomení klikového hřídele



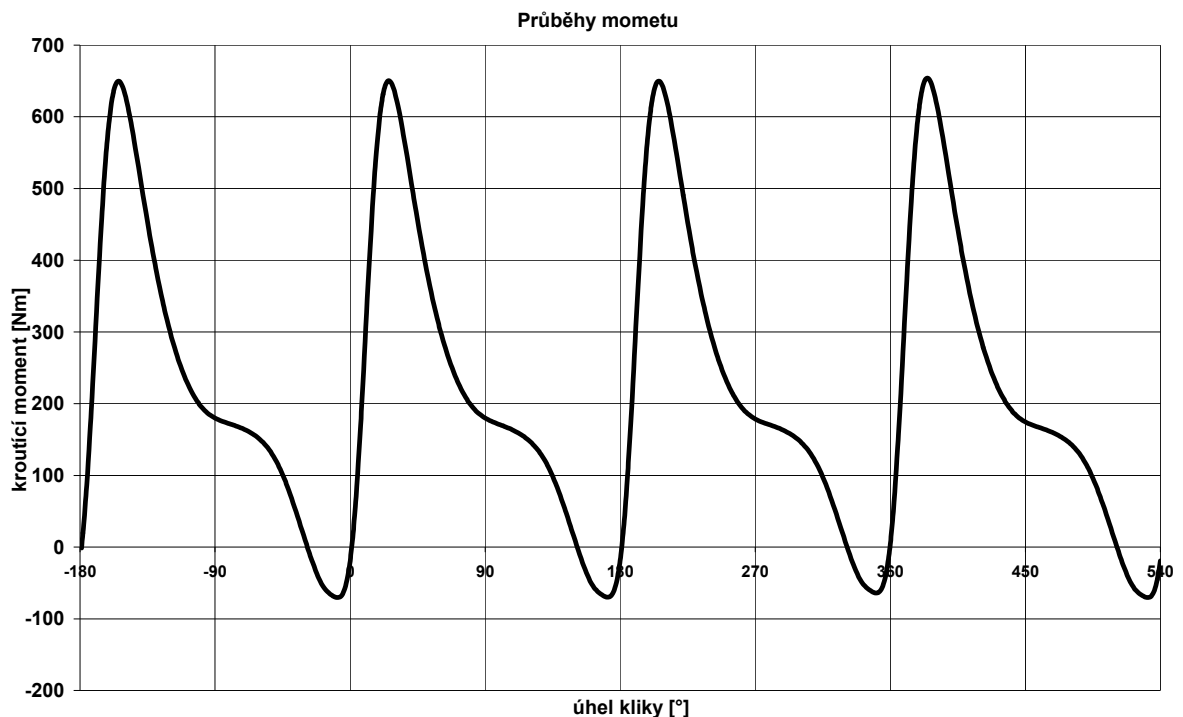
Obr. 3.4.3 Rozměrový náčrtek 1 zalomení klikového hřídele



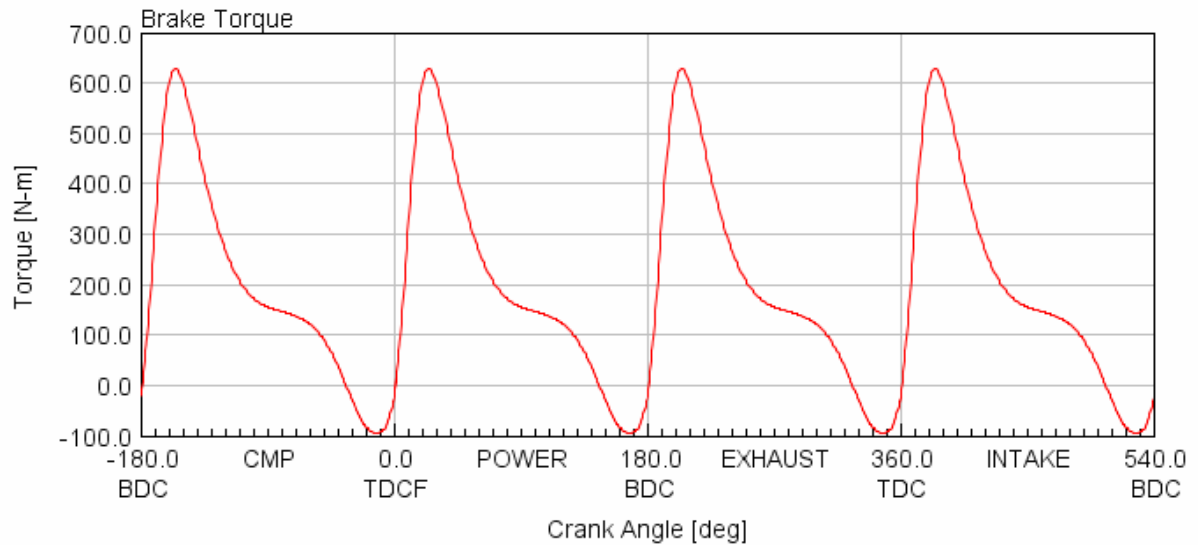
Obr. 3.4.4 Silové schéma namáhání 1 zalomení klikového hřídele

Průběhy momentu zatěžujícího klikový hřídel byly porovnávány základním modelem v MS Excel s modelem uvažujícím více vlivů na průběh v GT-Power. Model v MS Excel vychází z průběhu tlaku ve válci, který je spočten v GT-Power. Rozdíly mezi výpočetními metodami připisují hydrodynamickým ztrátám, které se projeví více při větším zatížení a otáčkách.

3.4.1 Průběh momentu NA motoru



Obr. 3.4.1.1 Průběh momentu NA motoru vypočten zjednodušeným modelem EXCEL



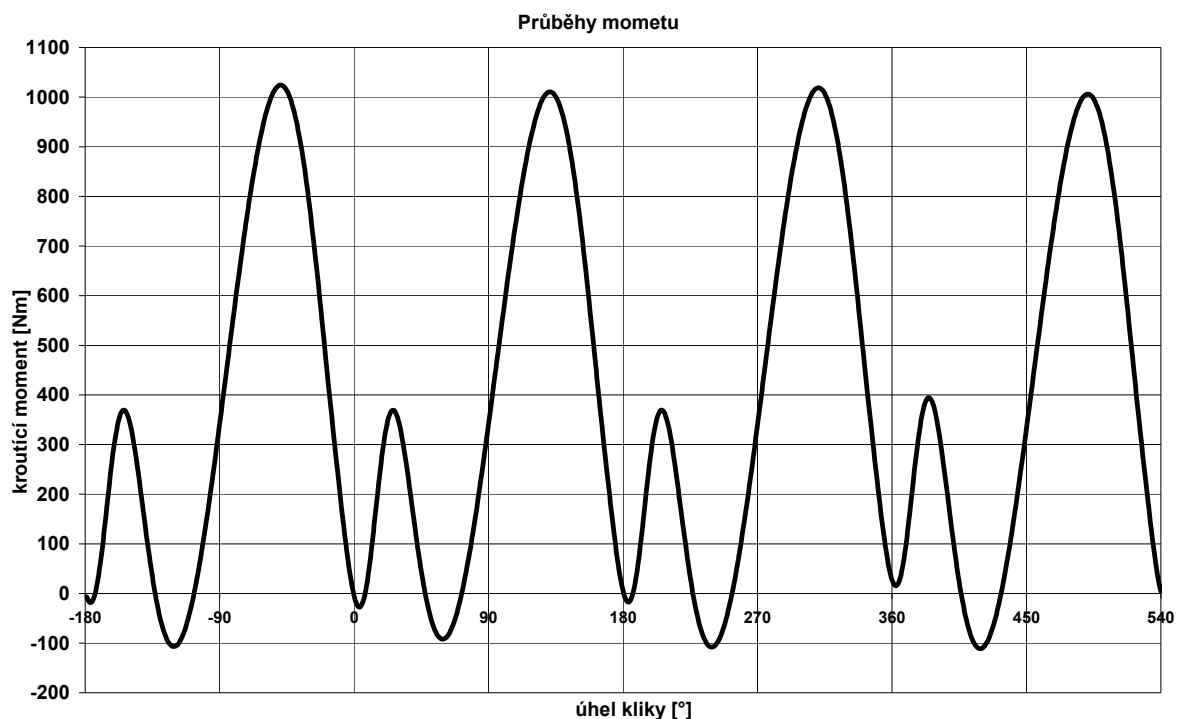
Obr. 3.4.1.2 Průběh momentu NA motoru vypočten modelem v GT-Power

Průběh spočtený v MS Excel má maximální hodnotu **654Nm**, a minimální hodnotu **-70,5Nm**.

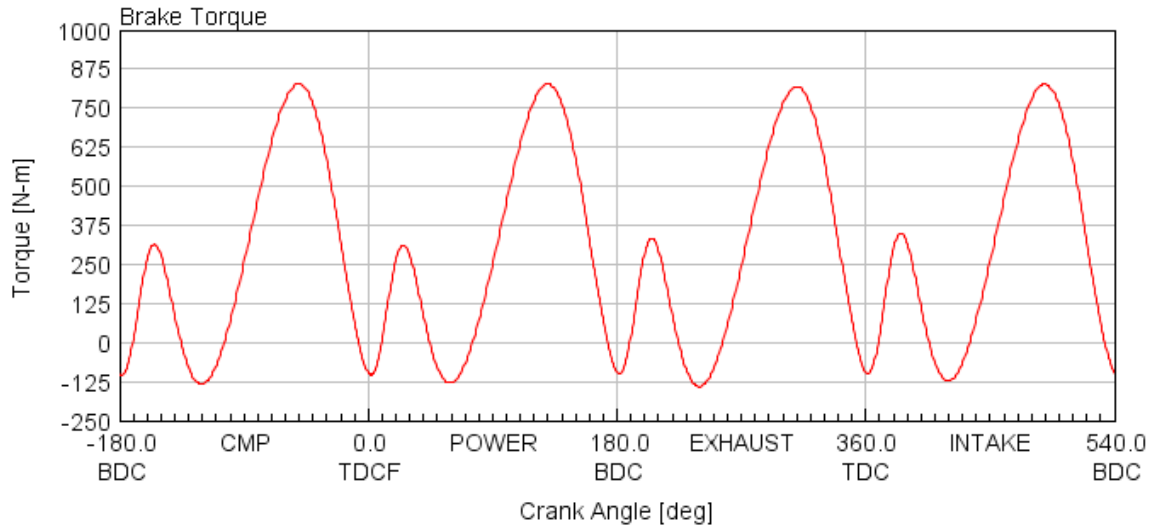
Průběh spočtený v GT-Power má maximální hodnotu **627,7Nm**, a minimální hodnotu **-90,6Nm**.

Pro výpočet klikového hřídele, kde uvažuji pouze krajní hodnoty momentů budu brát v úvahu nejhorší případ, a to horní moment **654Nm**, a dolní moment **-90,6Nm**.

3.4.2 Průběh momentu ROOTS motoru



Obr. 3.4.2.1 Průběh momentu ROOTS motoru vypočten zjednodušeným modelem EXCEL
Zážehový motor přeplňovaný kompresorem



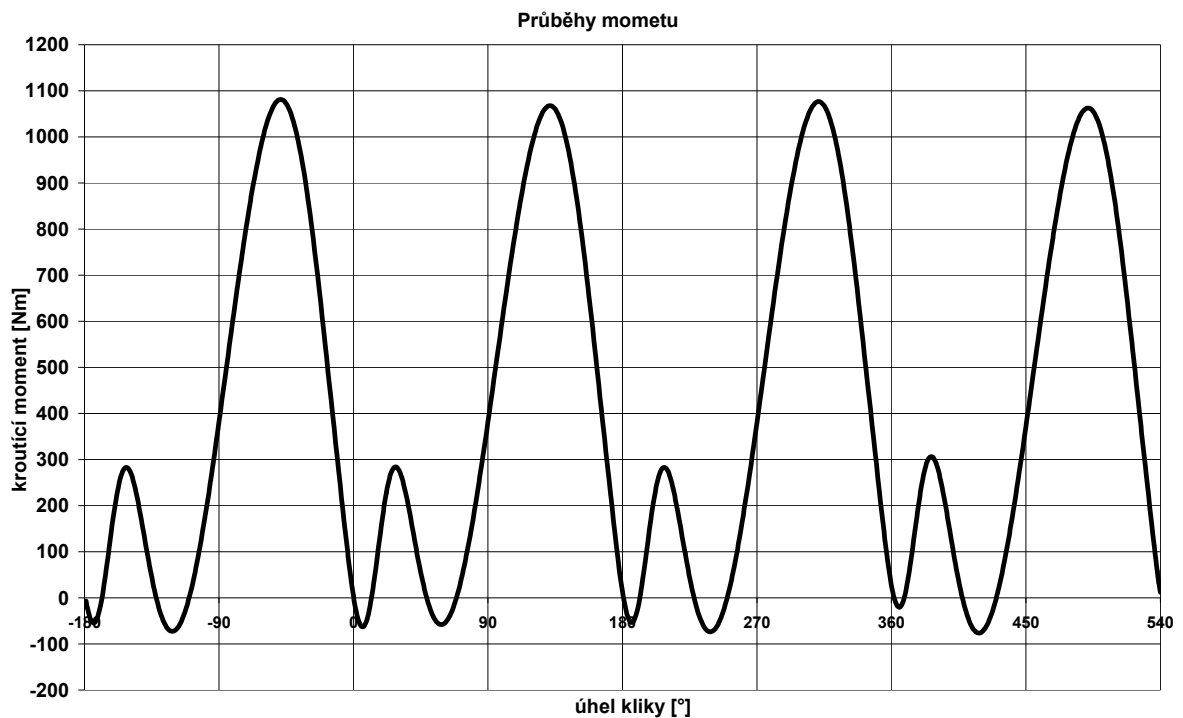
Obr. 3.4.2.2 Průběh momentu ROOTS motoru vypočten modelem v GT-Power

Průběh spočtený v MS Excel má maximální hodnotu **1024Nm**, a minimální hodnotu **-111Nm**.

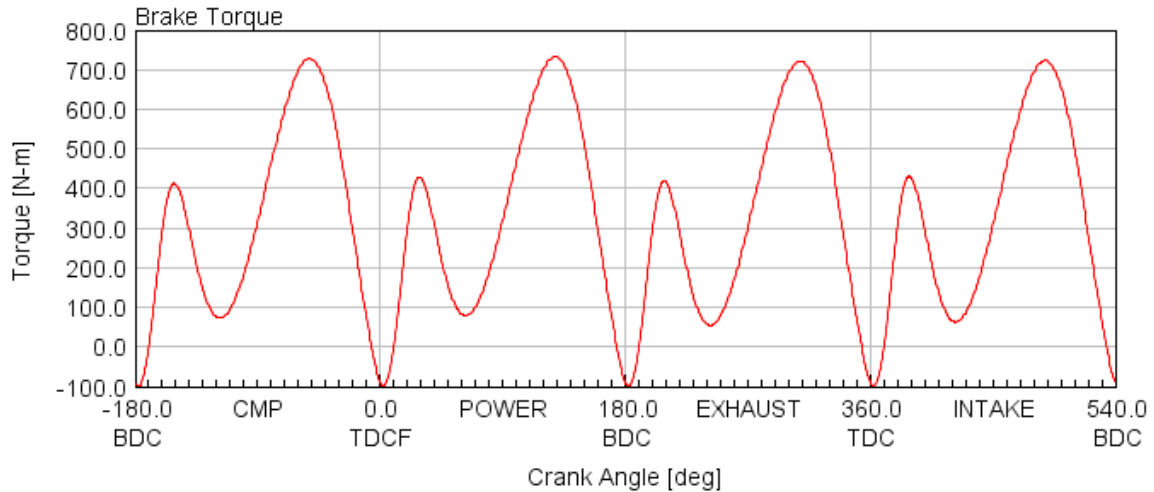
Průběh spočtený v GT-Power má maximální hodnotu **827,1Nm**, a minimální hodnotu **-141Nm**.

Pro výpočet klikového hřídele, kde uvažují pouze krajní hodnoty momentů budu brát v úvahu nejhorší případ, a to horní moment **1024Nm**, a dolní moment **-141Nm**.

3.4.3 Průběh momentu ROOTS 2 motoru



Obr. 3.4.3.1 Průběh momentu ROOTS 2 motoru vypočten zjednodušeným modelem EXCEL
Zážehový motor přeplňovaný kompresorem



Obr. 3.4.3.2 Průběh momentu ROOTS 2 motoru vypočten modelem v GT-Power

Průběh spočtený v MS Excel má maximální hodnotu **1081,1Nm**, a minimální hodnotu **-76,2Nm**.

Průběh spočtený v GT-Power má maximální hodnotu **731,9Nm**, a minimální hodnotu **-99,3Nm**.

Pro výpočet klikového hřídele, kde uvažuji pouze krajní hodnoty momentů budu brát v úvahu nejhorší případ, a to horní moment **1081,1Nm**, a dolní moment **-99,3Nm**.

U této veze je rozdíl základního a složitějšího modelu nejvíce patrný.

3.4.4 Napětí hlavního čepu KH

Výsledky výpočtu napětí hlavního čepu KH NA motoru:

$$\tau_A = 12,52 \text{ MPa}$$

Výsledky výpočtu napětí hlavního čepu KH ROOTS motoru:

$$\tau_A = 19,59 \text{ MPa}$$

Výsledky výpočtu napětí hlavního čepu KH ROOTS 2 motoru:

$$\tau_A = 19,85 \text{ MPa}$$



3.4.5 Napětí klikového čepu KH

Výsledky výpočtu napětí klikového čepu KH NA motoru:

$$\sigma_{redA} = 100,46 \text{ MPa}$$

Výsledky výpočtu napětí klikového čepu KH ROOTS motoru:

$$\sigma_{redA} = 123,39 \text{ MPa}$$

Výsledky výpočtu napětí klikového čepu KH ROOTS 2 motoru:

$$\sigma_{redA} = 115,42 \text{ MPa}$$

3.4.6 Napětí ramene kliky KH

Výsledky výpočtu napětí ramene kliky KH NA motoru:

$$\sigma_{redA} = 39,22 \text{ MPa}$$

Výsledky výpočtu napětí ramene kliky KH ROOTS motoru:

$$\sigma_{redA} = 65,35 \text{ MPa}$$

Výsledky výpočtu napětí ramene kliky KH ROOTS 2 motoru:

$$\sigma_{redA} = 62,1 \text{ MPa}$$

3.4.7 Vyhodnocení výpočtu klikového hřídele

Výsledky výpočtu klikového hřídele NA motoru:

$$\sigma_{max A} = 100,46 \text{ MPa}$$

$$N = 5,09 \cdot 10^{10}$$



Výsledky výpočtu klikového hřídele ROOTS motoru:

$$\sigma_{\max A} = 123,39 \text{ MPa}$$

$$N = 4,885 \cdot 10^9$$

Výsledky výpočtu klikového hřídele ROOTS 2 motoru:

$$\sigma_{\max A} = 115,42 \text{ MPa}$$

$$N = 1,025 \cdot 10^{10}$$

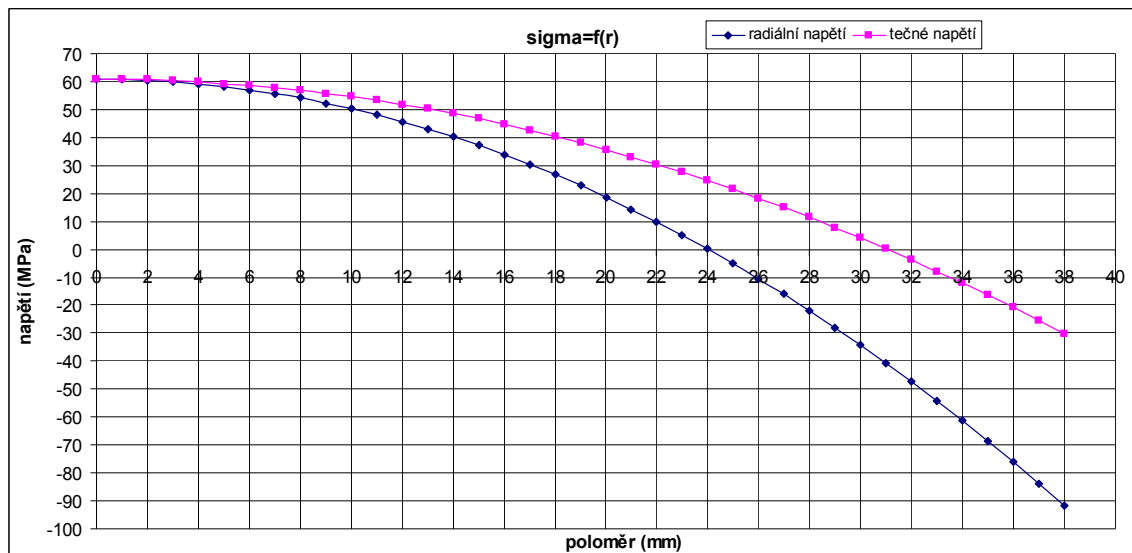


4. Vyhodnocení

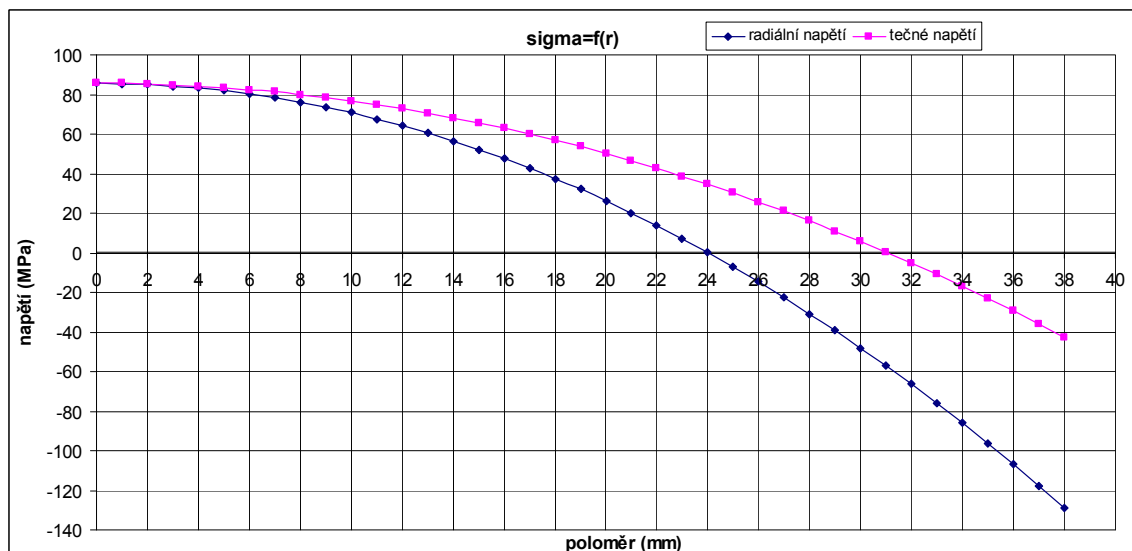
Zvýšením tlaku na počátku kompresního zdvihu je dáno i zvýšené namáhání součástí motoru. U každé součásti klikového mechanismu je kritické místo určeno konvenčním výpočtem. Výpočet byl proveden pro nepřepřítanovanou a obě přeplňované verzi naprosto identickým postupem, takže do detailních výpočtů v příloze je proto možné nahlédnout a snadno porovnat hodnoty na stejných místech.

4.1 Píst

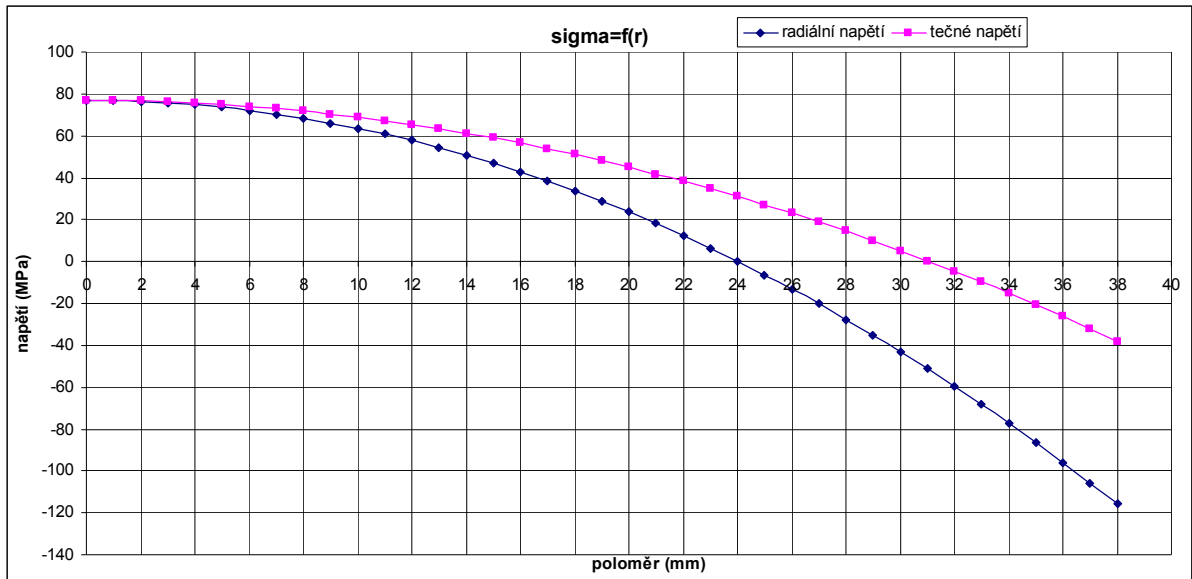
U pístu je dle průběhu napětí zřejmé, že jeho největší hodnota je na vnějším poloměru. Po snížení kompresního poměru dokonce napětí pístu lehce kleslo. To společně s nižší teplotou nasávaného vzduchu přispívá k delší životnosti pístu.



Obr. 4.1.1 Průběh napětí desky pístu NA motoru



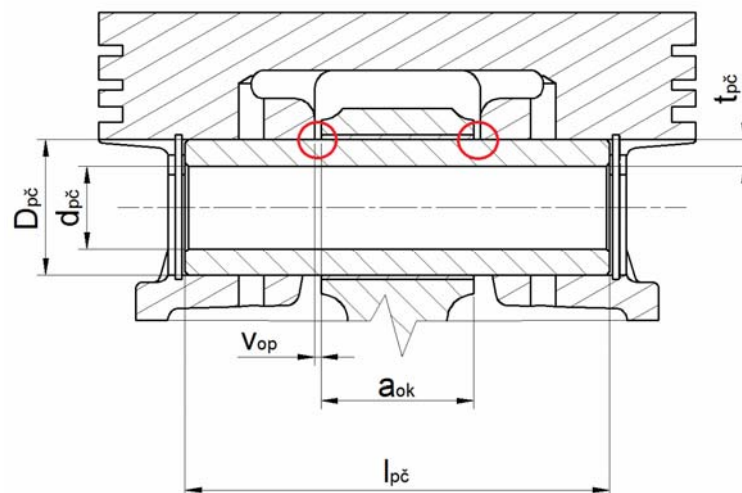
Obr. 4.1.2 Průběh napětí desky pístu ROOTS motoru



Obr. 4.1.3 Průběh napětí desky pístu ROOTS 2 motoru

4.2 Pístní čep

U pístního čepu hledám kritické pevnostní místo dle hodnot napětí v různých výpočetních částech. Dle tabulek 3.2.1.2, 3.2.2.2 a 3.2.3.2 hodnotím jako nejnebezpečnější místo stranu čepu blíže ke spalovacímu prostoru a to v prostoru mezi pístem a ojnicí (viz. obr 4.2.1), kde je největší ohybový moment. V těchto místech je také maximální redukované napětí.



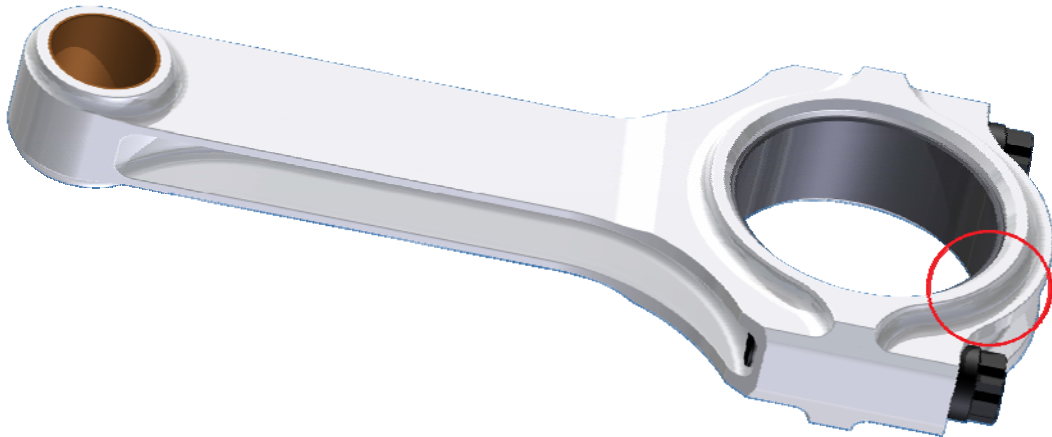
Obr. 4.2.1 Kritická místa pístního čepu.

Co se týče otláčení čepu v ložisku ojnice, tak zde by mohly také nastat potíže a to například únava povrchové vrstvy pístního čepu a následné praskání vnějšího pláště.



4.3 Ojnice

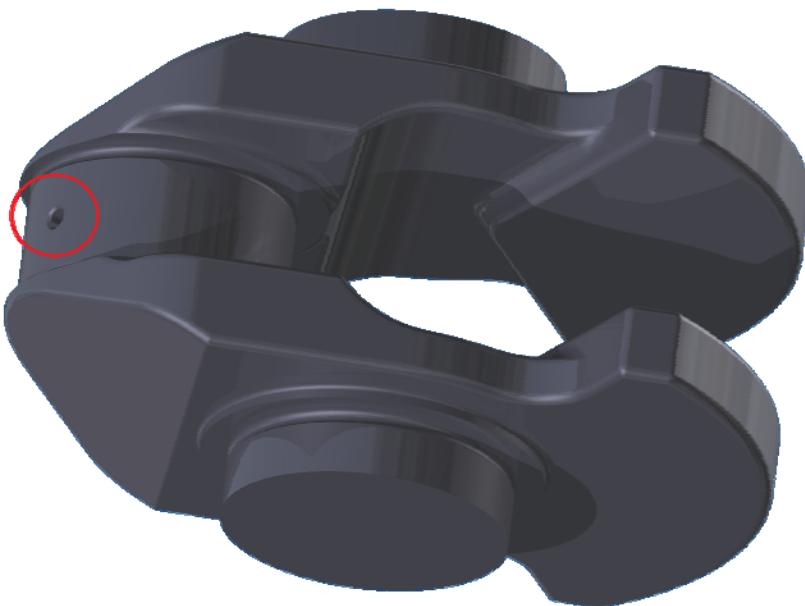
U ojnice je více míst než u pístu nebo pístního čepu, které jsou kontrolovány výpočtem. Porovnáním napětí na různých místech ojnice z tabulek 3.3.1.2, 3.3.2.2, 3.3.3.2, 3.3.4.2, 3.3.5.2, 3.3.6.2, 3.3.7.2 vyplívá, že kritické místo je hlava ojnice a to při zatížení setrvačnými silami.



Obr. 4.3.1 Kritické místo ojnice

4.4 Klikový hřídel

Stejným způsobem jako jsem vyhodnocoval předchozí součásti je vyhodnoceno 1 zalomení klikové hřídele. Porovnáním napětí z tabulek 3.4.4.2, 3.4.5.2, 3.4.6.2, 3.4.7.2 na vypočtených místech 1 zalomení vytipují kritické místo, kde hrozí defekt nejdříve. Z těchto tabulek vyplívá, že poškození hrozí nejvíce u klikového (ojničního) čepu a to u mazacího otvoru.



Obr. 4.4.1 Kritické místo 1 zalomení klikového hřídele



4.6 Souhrn

Přidáním kompresoru jako prvku pro přeplňování při zachování průvodních geometrických parametru motoru zvýšíme zatížení klikového mechanismu, což se projeví nižší životností součástí. Matematický model všech 3 konfigurací není od reality příliš vzdálen, a lze z něj tedy vyčíst parametry potřebné pro kontrolní výpočet, dle kterého by nemělo dojít oproti nepřepřňovanému motoru ke snížení životnosti natolik výraznému, aby bránilo užívání motoru pro sportovní účely. Kromě zvýšeného mechanického namáhání je motor oproti počáteční konfiguraci také více tepelně zatížen.

Změřené parametry konfigurací:

NA - 96kW, 182Nm

ROOTS - 177kW, 292Nm

ROOTS - 207kW, 326Nm

Součástí klikového mechanismu, u které nejvíce hrozí poškození je pístní čep, jehož ovalizace se nachází na hranici použitelnosti kluzných ložisek. Hrozí, že kvůli tenkému olejovému filmu, způsobeném rozšířením čepu vlivem zatížení, se kluzné ložisko píst-pístní čep začne zadírat. Deformace pístního čepu ani nesvědčí povrchu čepu, na kterém se zejména na vnitřním poloměru mohou tvořit trhlinky. Výpočet pístního čepu ovšem neuvažuje kalenou povrchovou vrstvu, a k materiálu je přistupováno jako k homogennímu izotropnímu. To vše má vliv na tuhost čepu. Skutečnou životnost by ukázaly praktické zkoušky.

Zvýšením tlaků a teplot v celém průběhu cyklu motoru samozřejmě hrozí zejména u zážehových motorů neplánované vzněcování paliva v různých místech válce ještě před příchodem čela plamene. Tento jev se nazývá klepání. Při klepání dochází k strmému nárůstu rychlosti hoření a k vyššímu teplotnímu zatížení, než při postupném hoření po zapálení svíčkou. Může tedy výrazně poškodit zejména hlavu a písty motoru. Pro minimalizaci výskytu klepání je vhodné přizpůsobit zejména předstih počátečním podmínkám cyklu. Řídící jednotky mohou obsahovat algoritmus, který za pomoci snímání frekvencí klepání tuto nepříjemnost odhalí a přizpůsobí předstih tak, aby k neplánovaným detonacím nedocházelo.



4.7 Odkaz

Práce popisuje rozsah a důsledek úprav zážehových zejména přeplňovaných motorů. Přibližuje nejen možnosti zvýšení výkonu, ale také je porovnává a zdůvodňuje. Pro hlubší informace doporučuji některou z použité literatury. Celý projekt společně se studiem magisterského studia na FS ČVUT mi dal přehled v problematice matematického modelování, měření, konstrukce a tedy i časové náročnosti od počátku k dokončení nějaké změny.



Zdroje:

- [1] Macek, J.; Spalovací motoru, ČVUT, Praha 2012
- [2] Macek, J.; Kliment, V; Spalovací turbíny, turbodmychadla a ventilátory, ČVUT, Praha 2003
- [3] Kovařík, L.; Ferencey, V.; Skalský, R.; Částek, L.; Konstrukce vozidlových spalovacích motorů, Naše Vojsko, Praha 1992
- [4] Vrba, A. a kolektiv; Naftové motory čtyřdobé, Státní nakladatelství technické literatury, Praha 1962
- [5] <http://www.lysholm.us/2300ax.php>
- [6] www.eaton.sk/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@per/documents/content/ct_127897.gif
- [7] <http://www.jk-forum.com/articles/turbochargers-part-2-comparing-supercharges-turbochargers/>
- [8] www.jhdiesel.net/borg-warner-turbo-systems
- [9] <https://www.rbracing-rsr.com/turbotech.html>
- [10] www.oppositelock.kinja.com/discovered-some-interesting-engineering-1532757690
- [11] www.autozine.org/technical_school/engine/Forced_Induction_1.html
- [12] <http://en.academic.ru/dic.nsf/enwiki/1352061>
- [13] <http://www.axialflow.com/>
- [14] <http://www.rx8club.com/attachments/series-i-major-horsepower-upgrades-93/88020-axial-flow-supercharger-dsc05129.jpg>
- [15] Bos, M.; Validation Gt-Power Model Cyclops Heavy Duty Diesel Engine.pdf - MSc. Thesis, 2007
- [16] Rotrex Technical Handbook.pdf
- [17] Hrubý, Z.; DPZ_2013_Hru01.pdf - učební text Dynamická pevnost a životnost
- [18] Abebe, B.; Fatigue Life Assessment of a Diesel Engine Pump Part Subjected to Constant and Variable Amplitude Loading.pdf - Msc. Thesis 2008
- [19] Ribeiro, A.; Jesus, A.; Fatigue Behaviour of Welded Joints Made of 6061-T651 Aluminium Alloy.pdf



Seznam příloh:

Příloha 1 - konvenční výpočet - NA

Příloha 2 - konvenční výpočet - ROOTS

Příloha 3 - konvenční výpočet - ROOTS 2

Příloha 4 - realizace

Obsah příloh:

5. Příloha 1 - konvenční výpočet - NA.....	68
5.1. Vstupní síly.....	68
5.2. Píst.....	68
5.2.1. Výpočet počtu cyklů.....	69
5.3. Pístní čep.....	70
5.3.1. Kontrola otlačení.....	71
5.3.2. Výpočet ohybového napětí.....	71
5.3.3. Výpočet smykového napětí.....	72
5.3.4. Výpočet ovalizace pístního čepu.....	73
5.3.5. Výpočet počtu cyklů.....	75
5.4. Ojnice.....	76
5.4.1. Tlak v oku ojnice.....	78
5.4.2. Napětí v oku ojnice od nalisování pouzdra.....	78
5.4.3. Napětí v oku ojnice od setrvačných sil.....	79
5.4.4. Napětí v oku ojnice od sil tlaku plynů.....	80
5.4.5. Napětí v dřívku ojnice od setrvačných sil a sil od tlaku plynů.....	81
5.4.6. Napětí v hlavě ojnice od setrvačných sil.....	83
5.4.7. Napětí v hlavě ojnice od tlakových sil.....	86
5.4.8. Výpočet počtu cyklů.....	87
5.5. Klikový hřídel.....	88
5.5.1. Napětí v hlavním čepu.....	89
5.5.2. Napětí v klikovém čepu.....	90
5.5.3. Napětí v rameni kliky.....	94
5.5.4. Výpočet počtu cyklů.....	97
6. Příloha 2 - konvenční výpočet - ROOTS.....	98
6.1. Vstupní síly.....	98



6.2. Píst.....	98
6.2.1. Výpočet počtu cyklů.....	99
6.3. Pístní čep.....	100
6.3.1. Kontrola otlačení.....	101
6.3.2. Výpočet ohybového napětí.....	101
6.3.3. Výpočet smykového napětí.....	102
6.3.4. Výpočet ovalizace pístního čepu.....	103
6.3.5. Výpočet počtu cyklů.....	105
6.4. Ojnice.....	106
6.4.1. Tlak v oku ojnice.....	108
6.4.2. Napětí v oku ojnice od nalisování pouzdra.....	108
6.4.3. Napětí v oku ojnice od setrvačných sil.....	109
6.4.4. Napětí v oku ojnice od sil tlaku plynů.....	110
6.4.5. Napětí v dřívku ojnice od setrvačných sil a sil od tlaku plynů....	111
6.4.6. Napětí v hlavě ojnice od setrvačných sil.....	113
6.4.7. Napětí v hlavě ojnice od tlakových sil.....	116
6.4.8. Výpočet počtu cyklů.....	117
6.5. Klikový hřídel.....	118
6.5.1. Napětí v hlavním čepu.....	119
6.5.2. Napětí v klikovém čepu.....	120
6.5.3. Napětí v rameni kliky.....	124
6.5.4. Výpočet počtu cyklů.....	127
7. Příloha 3 - konvenční výpočet - ROOTS 2.....	128
7.1. Vstupní síly.....	128
7.2. Píst.....	128
7.2.1. Výpočet počtu cyklů.....	129
7.3. Pístní čep.....	130
7.3.1. Kontrola otlačení.....	131
7.3.2. Výpočet ohybového napětí.....	131
7.3.3. Výpočet smykového napětí.....	132
7.3.4. Výpočet ovalizace pístního čepu.....	133
7.3.5. Výpočet počtu cyklů.....	135
7.4. Ojnice.....	136
7.4.1. Tlak v oku ojnice.....	138



7.4.2. Napětí v oku ojnice od nalisování pouzdra.....	138
7.4.3. Napětí v oku ojnice od setrvačných sil.....	139
7.4.4. Napětí v oku ojnice od sil tlaku plynů.....	140
7.4.5. Napětí v dřívku ojnice od setrvačných sil a sil od tlaku plynů....	141
7.4.6. Napětí v hlavě ojnice od setrvačných sil.....	143
7.4.7. Napětí v hlavě ojnice od tlakových sil.....	146
7.4.8. Výpočet počtu cyklů.....	147
7.5. Klikový hřídel.....	148
7.5.1. Napětí v hlavním čepu.....	150
7.5.2. Napětí v klikovém čepu.....	154
7.5.3. Napětí v rameni kliky.....	155
7.5.4. Výpočet počtu cyklů.....	157
8. Příloha 4 - Realizace.....	158
8.1. Příprava motoru.....	158
8.2. Příslušenství motoru.....	159
8.3. První zástavba.....	161
8.4. Konfigurace ROOTS 2.....	164
8.5. Názor vlastníka.....	167