



Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

NÁVRH VAČKY PRO MOTOROVOU

Cam design for Engine brake

Studijní program: **Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

Vedoucí práce: **Ing. Radek Tichánek, Ph.D.**

Autor práce: **Milan Hahn**

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Hahn** Jméno: **Milan** Osobní číslo: **369168**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh vačky pro motorovou brzdou

Název diplomové práce anglicky:

Cam Design for Engine Brake

Pokyny pro vypracování:

Provedte návrh vačky pro ovládání výfukového ventilu motorové brzdy nákladního automobilu. V prostředí GT-Suite sestavte výpočetní model kinematiky a dynamiky rozvodového mechanismu s hydraulickým ovládním zdvihu ventilu. Navržená vačka musí zajistit požadovaný zdvih výfukového ventilu v režimu jízdy, optimální zdvih ventilu v režimu motorové brzdy, obojí v celém provozním rozsahu otáček motoru a splnit kritérium vyrobiteľnosti.

Seznam doporučené literatury:

Robert L. Norton, Cam Design and Manufacturing Handbook
Dokumentace k programům GT-Suite

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:


Ing. Radek Tichánek, Ph.D., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **19.04.2018**

Termín odevzdání diplomové práce: _____

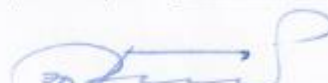
Platnost zadání diplomové práce: _____



Ing. Radek Tichánek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce



doc. Ing. Oldřich Vitek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) Ústavu/katedry



prof. Ing. Michael Valásek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

26. 4. 2018

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením Ing. Radka Tichánka, Ph.D. a použil jsem pouze podklady uvedené v příloženém seznamu.

V Praze dne 11. 7. 2018

.....
Milan Hahn

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Radku Tichánkovi, Ph.D., za podklady, rady a čas, který mi věnoval při přípravě této diplomové práce. Také bych chtěl poděkovat své ženě Lence, za její toleranci a podporu během celého mého studia.

Anotace

Tato diplomová práce se zabývá simulováním motorové brzdy. Motorová brzda je uvažována jako mechanicko-hydraulický systém a pro simulaci tohoto systému je použit simulační software GT-SUITE od společnosti Gamma Technologies. Simulování obsahuje dva různé konstrukční modely motorové brzdy a jejich porovnání. Dále práce obsahuje samotný proces návrhu vhodného profilu vačky použitý v simulovaném systému.

Práce také obsahuje řešerši o odlehčovacích brzdách.

Klíčová slova:

Vačka, motorová brzda, rozvodový mechanismus, simulační software GT-SUITE, termodynamika, dynamika mechanismů

Annotation

This diploma thesis deals with simulation of engine brake. Engine brake is considered like mechanic-hydraulic system and for simulation of this system is used simulation software GT-SUITE from company Gamma Technologies. Simulation contains two diferent construction models of engine brake and their comparsion. Further diploma thesis contains proces of design of cam profile used in simulation models. Thesis also contains research about relief brakes.

Key words

Cam, Engine brake, Valve train, simulation software GT-SUITE, thermodynamics, dynamics of mechanism

Obsah

Obsah	- 8 -
1 Úvod	- 10 -
2 Návrh a konstrukce vaček pro spalovací motory	- 11 -
3 Odlehčovací brzdy nákladních automobilů	- 15 -
3.1 Význam odlehčovacích brzdných systémů	- 16 -
3.2 Motorová brzda	- 17 -
3.2.1 Obecný princip motorové brzdy	- 19 -
3.2.2 Řešení zvyšující brzdný výkon motorové brzdy	- 21 -
3.3 Dekompresní motorová brzda	- 23 -
3.3.1 Modifikace dekompresní brzdy	- 24 -
3.4 Porovnání jednotlivých systémů motorové brzdy	- 26 -
3.4.1 Vliv CR a BGR	- 26 -
3.4.2 Porovnání výkonů systémů motorových brzd	- 28 -
3.5 Další vývojové trendy	- 28 -
4 Představení software GT-SUITE	- 29 -
5 Výchozí data a modely	- 37 -
6 Příprava simulačních modelů	- 41 -
6.1 Kompletní model rozvodového mechanismu	- 42 -
6.2 Mechanický model rozvodového systému	- 42 -
6.2.1 Kinematický model	- 42 -
6.2.2 Dynamický model	- 43 -
6.3 Hydraulická část rozvodového mechanismu	- 43 -
6.3.1 Kuličkový ventil	- 43 -
6.3.2 Úprava pro konstrukční řešení	- 46 -
7 Proces návrhu vačky	- 49 -
7.1 Optimální zdvihová křivka	- 51 -
7.2 Vzoru zdvihové křivky pro VTDESIGN	- 57 -
7.2.1 Vzor zdvihové křivky standartního výfuku EVST	- 57 -

7.2.2	Vzory zdvihových křivek CR a BGR	- 59 -
7.3	Tvorba křivky ve VTDESIGN	- 61 -
7.4	Simulování křivky v mechanickém modelu	- 68 -
7.5	Simulování křivky v hydro-mechanickém modelu	- 72 -
7.6	Simulace v termodynamickém modelu	- 73 -
8	Výsledky simulování navržené vačky	- 74 -
8.1	Optimální zdvihová křivka	- 74 -
8.2	Výsledné profily vačky z VTDESIGN	- 74 -
8.3	Mechanické modely	- 77 -
8.4	Simulace v hydro-mechanickém modelu	- 80 -
8.4.1	Vliv tlaku ve výfukovém potrubí	- 80 -
8.4.2	Výsledky simulace z pohledu modifikace křivky	- 81 -
8.5	Termodynamický model	- 85 -
9	Závěr	- 87 -
	Seznam použitých zdrojů	- 88 -
	Seznam použitých zkratk a cizích názvů	- 89 -
	Seznam obrázků	- 90 -

1 Úvod

Tato práce se zabývá procesem návrhu **vačky pro rozvodový mechanismus výfukového ventilu** pro motor nákladního automobilu. Cílem návrhu vačky je zajistit požadovaný zdvih výfukového ventilu v režimu jízdy a optimální zdvih ventilu v režimu motorové brzdy. Pro návrh je použit zejména simulační software GT-SUITE od firmy Gamma Technologies.

Vačka je navržena pro systém označovaný jako **dekompresní motorová brzda**, jejímž úkolem je vytvářet zápornou práci a její regulaci během cyklu pomocí rozvodového mechanismu. Navrhovaná vačka je jedním z významných funkčních prvků rozvodového mechanismu.

Celá práce vychází z termodynamického modelu konkrétního motoru, z kterého se získá výchozí optimální průběh zdvihové křivky výfukového ventilu v režimu motorové brzdy na základě maximálního dovoleného tlaku ve válci. Podle této výchozí zdvihové křivky se navrhne profil vačky pro dané konstrukční řešení motorové brzdy. S tímto profilem se dále ověřuje funkčnost v mechanickém a hydraulickém modelu rozvodového mechanismu podle stanovených kritérií. V posledním kroku proběhne simulace navržené vačky v termodynamickém modelu. Na konci procesu je získán **profil vačky výfukového ventilu**, u kterého jsou vyhodnoceny výsledky simulování. Tento návrhový proces znázorňuje zjednodušené **Schéma 1**, které je detailněji rozebráno v kapitole zabývající se vlastním návrhovým procesem vačky. Vzhledem k existenci dvou konstrukčních řešení motorové brzdy je výstupem také jejich porovnání.

Struktura práce po úvodu obsahuje teoretickou část o návrhu a konstrukci vaček, poté teorii o odlehčovacích brzdách, zejména motorových. Dále následuje kapitola objasňující zadaný systém, vstupní data a údaje. V další kapitole bude popsán hlavní software, který byl použit pro návrh, zpracování a vyhodnocování zadaných dat a údajů. Poté následují kapitoly popisující samotnou práci a jsou členěny na metodiku práce v jedné kapitole a vyhodnocení získaných výsledku v další kapitole. V závěru je shrnuto, jak se podařilo splnit zadaný úkol a námět pro další činnost.

Podotýkám, že samostatný pojem vačka v celé této práci znamená výhradně vačku pro výfukový ventil.

Anglické popisky grafů jsou přeloženy v tabulce zkratk, popřípadě v poznámkách pod čarou.

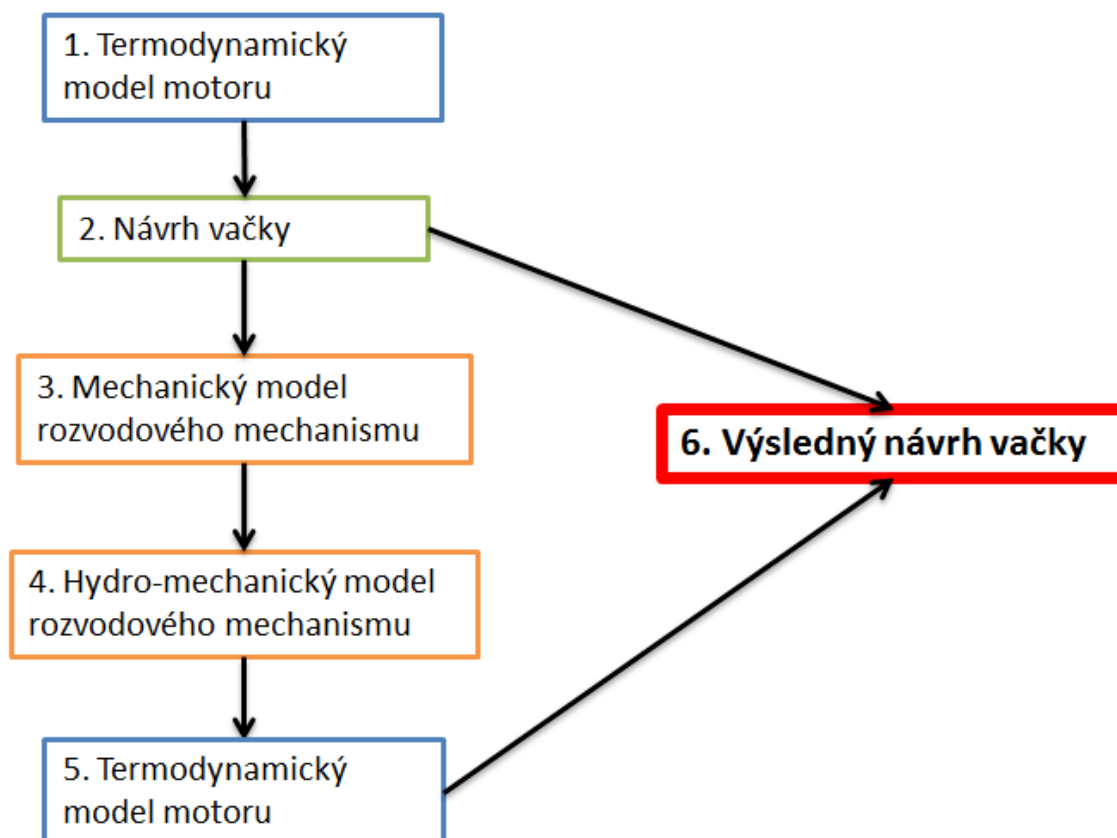
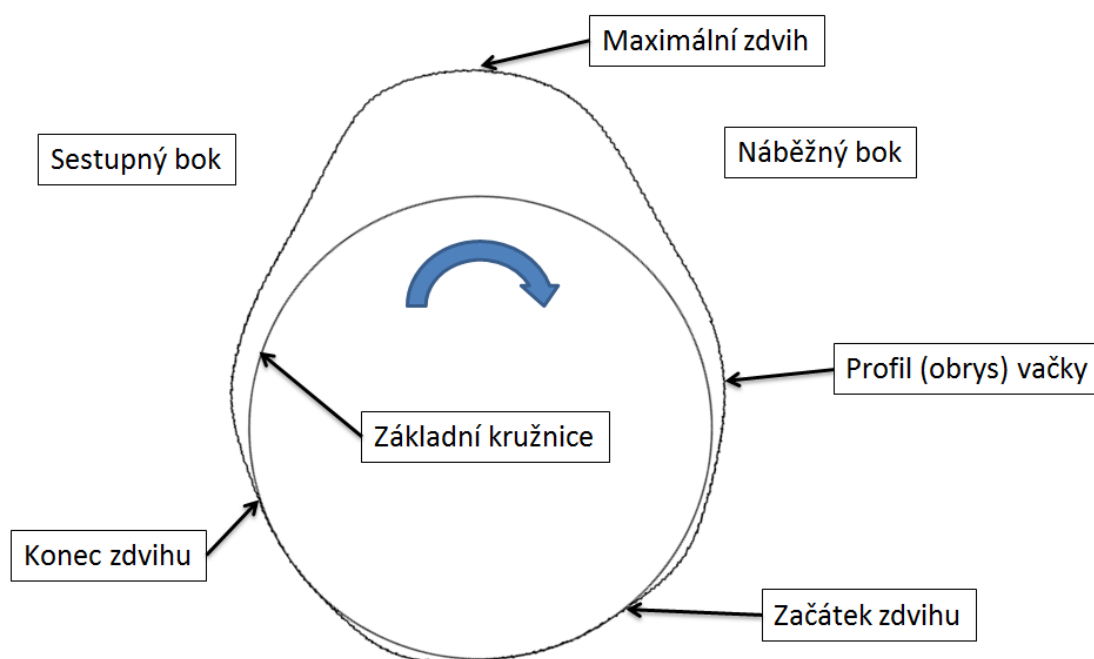


Schéma 1.

2 Návrh a konstrukce vaček pro spalovací motory

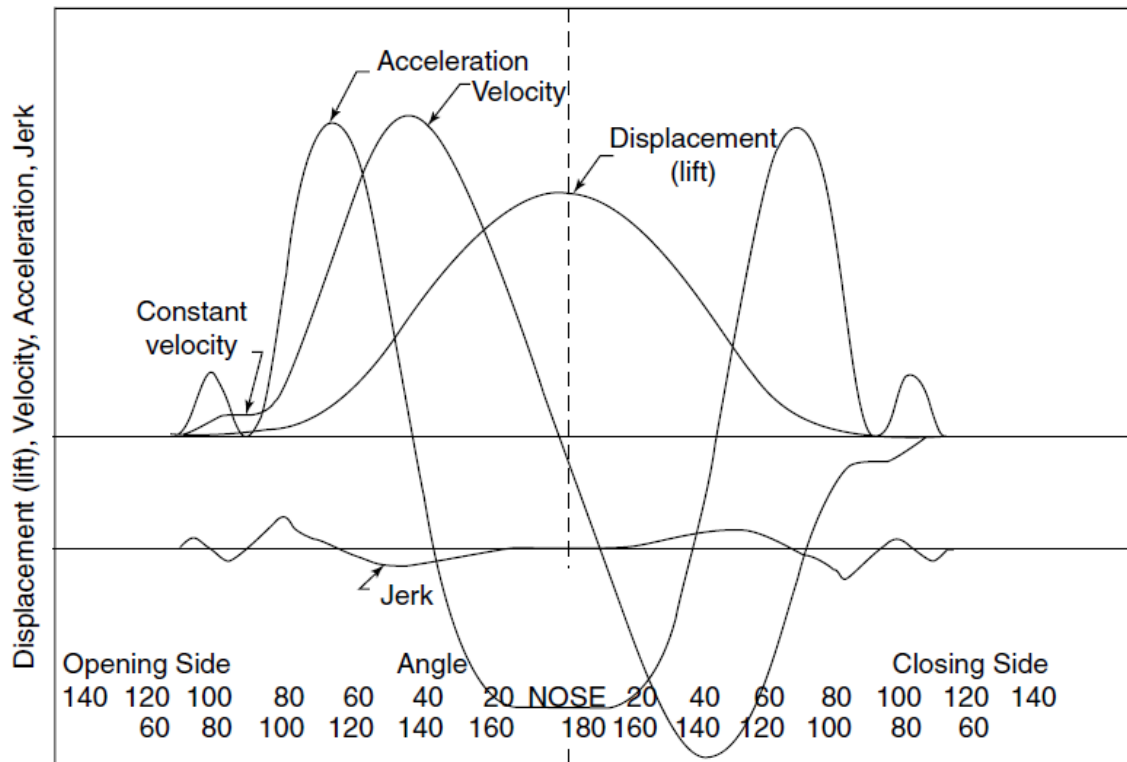
Jelikož podstatou této práce je návrh vačky, uvedu zde několik základních teoretických poznatků o vačkách.

Vačka pro spalovací motor, přesněji rotační vačka, je konstrukční prvek, který převádí rotační pohyb na posuvný v přesně daném čase (časování) a zajišťuje požadovaný průtok ventilem. Výsledný profil (obrys) vačky má zásadní vliv na funkci rozvodového mechanismu motoru. Základní popis vačky je na **Obr 1**. Základní kružnice určuje nulový zdvih, profil (obrys) je křivka odlišná od základní kružnice a jejich rozdíl určuje zdvih. Profil určuje začátek a konec zdvihu. Podle smyslu otáčení (modrá šipka) určujeme náběžný bok, který otevírá a zvětšuje zdvih ventilu a sestupný bok vačky, který zavírá a zmenšuje zdvih ventilu. Boky mohou být symetrické nebo asymetrické. Největší rozdíl mezi profilem a základní kružnicí určuje maximální zdvih.



Obr 1. Základní popis vačky

Pro popis profilu vačky se používá zdvihová (lift) křivka a její křivky derivací rychlost (velocity), zrychlení (acceleration) a ryv (jerk). (**Obr 2**).



Obr 2. Charakteristické křivky pro motorové vačky [1]

Profil vačky musí zajistit rychlé a spojitě otevírání ventilu s příznivým průtokem a minimální tlakovou ztrátou. Dříve se vačky tvořily tak, aby měly nejméně spojitě zrychlení, tedy plynulé bez skokových změn. Dnes se navrhuje pomocí softwaru, který jednoduše umožňuje sledovat spojitost i vyšších derivací. Navrhuje se **spojitě nejméně třetí derivace**, reprezentující ryv, označovaný anglickým výrazem **jerk**. Nespojitost křivek způsobují boky vaček tvořených jednoduchými harmonickými, parabolickými, tangenciálními křivkami a vnáší do mechanismu nežádoucí rázy [7] .

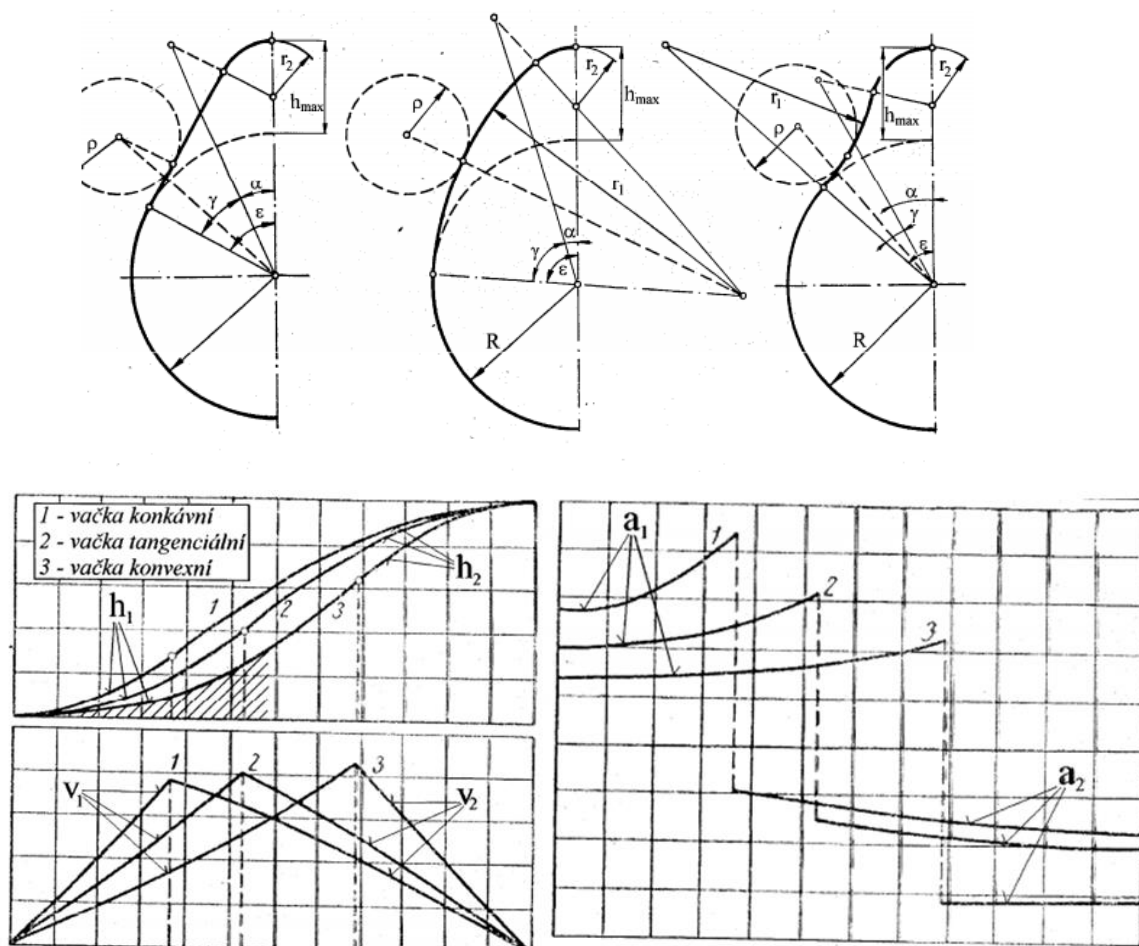
Nespojitost zrychlení lze vidět na **Obr 3**, kde boky vaček jsou tvořeny právě jednoduchými oblouky (přímka = oblouk s nekonečným poloměrem).

Spojitost zrychlení se docílí skládáním z více druhů křivek, které lze jednoduše derivovat.[7] Spojitý průběh křivek vačky je znázorněn na **Obr 2**.

Návrh vačky v této práci se zabývá návrhem pro kladičkový zvedák, jelikož zadaný systém kladičkový zvedák obsahuje. Obecné výhody jsou nižší ztráty třením a vyšší plnost.

U vačky s kladičkovým zvedákem je možné vytvořit tři druhy boku vačky:

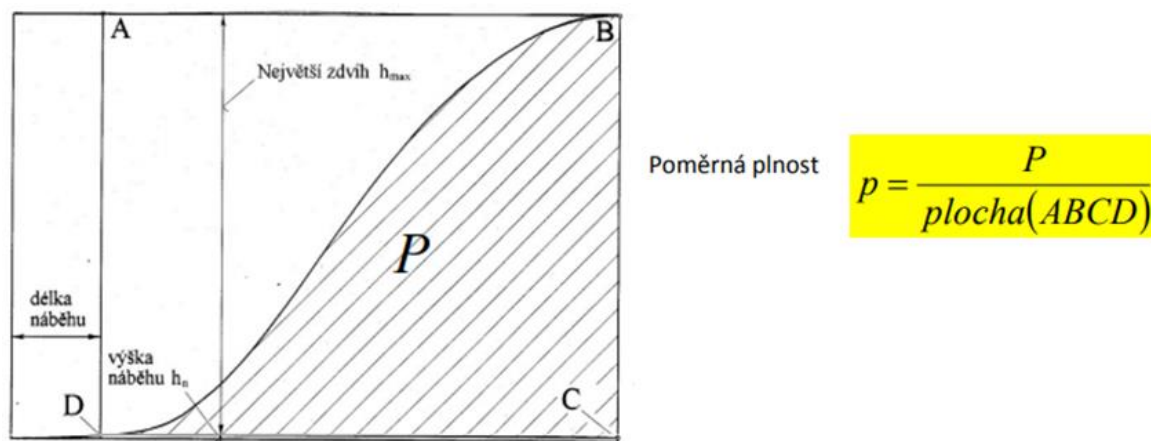
- tangenciální – má bok tvořen rovnou plochou
- konvexní – má bok tvořen vypuklou plochou
- konkávní – má bok tvořen vydutou plochou
 - zde je důležité zajistit, aby poloměr vydutého boku byl větší než poloměr kladičkového zvedáku $\rho > r_1$



Obr 3. Typy boků vaček a průběhy zdvihu (h), rychlosti (v), a zrychlení (a) [7]

Dále vačku charakterizuje plnost zdvihové křivky, což je plocha pod křivkou, popřípadě poměrná plnost (**Obr 4**). Dalším důležitým bodem návrhu je navržení tzv. **náběhové rampy**. Jedná se o přechodovou část, která zajišťuje vymezení

ventilové vůle a pozvolný náběh funkčního zdvihu vačky (**Obr 4**). Tato rampa je důležitá i v sestupné části, která určuje dosednutí ventilu do sedla, zejména jeho **dosedací rychlost**. U hydraulicky vymezených vůlí bývá náběhová rampa velmi nízká[7] .



Obr 4. Zdvihová křivka vačky a její plnost P a náběhová část vačky (rampa) [7]

3 Odlehčovací brzdy nákladních automobilů

Téma odlehčovacích brzd vychází z problematiky regulace kinetické energie nákladních automobilů **za jízdy**. Jedná se zejména o snižování kinetické energie a tedy snižování rychlosti vozidla, nebo udržování kinetické energie a tím i rychlosti vozidla na přibližně konstantní úrovni. Obecně se tato regulace označuje jako brzdění a tuto funkci zajišťuje primárně základní provozní brzdový systém automobilu. Jedná se o důležitou funkci zajišťující bezpečný provoz automobilů. Jelikož tato regulovaná kinetická energie bývá u plně naložených nákladních automobilů značná, byly vymyšleny systémy, které mají za úkol odlehčit primárnímu brzdnému systému, popřípadě optimalizovat celkový brzdový výkon, a proto bývají tyto systémy označovány jako **odlehčovací brzdy**. V jednom z těchto systémů je využíván hnací spalovací motor automobilu jako brzdový element a tento systém bývá označován termínem **motorová brzda**.

3.1 Význam odlehčovacích brzdných systémů

Přídavné brzdné systémy se implementují zejména do vozidel vyšších hmotnostních kategorií, které zastupují zejména nákladní automobily. Vysvětlení je prosté, vyšší hmotnost generuje vyšší kinetickou energii při pohybu a tudíž i větší nároky na její pohlcení, respektive přeměnu na jinou formu energie. O takovou přeměnu se stará ve všech automobilech tzv. provozní brzdny systém, který pracuje na principu tření. Velká brzdná práce je potřeba zejména při sjíždění dlouhých táhlých klesání plně naložených nákladních automobilů. Základní provozní brzdny systém by takovou zátěž v samostatném provedení nebyl schopen dlouhodobě zajišťovat bez adekvátní údržby, což se promítá do nákladů na provoz jednak ve formě materiálu (brzdne obložení, brzdne kotouče), servisní práce, tak i času, kdy se automobil nemůže provozovat během častější údržby (např. ušlý zisk dopravce). Dalším významným problémem konvenčních brzd je snižování součinitele tření při zahřívání, ke kterému může docházet při velké zátěži a nedostatečném odvodu tepla z brzd. Motivace využívat odlehčovací brzdne systémy je tedy v kontextu výše zmíněného zjevný a to jsou **finanční náklady** a **bezpečnost**. Získá se přídavný brzdny systém nezávislý na primárním brzdne systému.

V poslední době, podobně jako pevné částice produkované při spalování samotným motorem, jsou také sledovány **otěrové částice** vznikající při provozu třecích brzd, které mají také škodlivý vliv na zdraví člověka. A jelikož se používáním odlehčovacích brzd významně redukuje používání třecích brzd, lze jako přínos brát i tento aspekt.

Typy odlehčovacích brzd

Jen stručně o možných typech a jejich využití v automobilové dopravě

- hydrodynamická brzda:

$KINETICKÁ\ ENERGIE \xrightarrow{TŘENÍ\ V\ KAPALINĚ} TEPELNÁ\ ENERGIE$
--

- Brzdění je vyvoláno přeměnou kinetické energie na energii tepelnou vlivem tření kapaliny.
- Systém bývá užíván samostatně nebo v kombinaci s motorovou brzdou
- vysoká cena
- **elektrodynamická brzda:**

<i>KINETICKÁ ENERGIE</i> $\xrightarrow{\text{ELEKTROMAGNETISMUS}}$ <i>ELEKTRICKÁ ENERGIE</i>
--

- U tohoto systému je zprostředkovatelem přeměny energie elektromagnetismus. Zde je pak brzdění vyvoláno přeměnou kinetické energie na elektrickou, kterou je možné jednak zmařit, vrátit do elektrické sítě, nebo dále „uskladnit“ v bateriích pro pozdější využití jako zdroj energie pro hnací elektromotor (Rekuperace).
- Tato brzda bývá využívána hlavně u lokomotiv trolejbusů a tramvají vzhledem k přítomnosti elektrické energie nutné pro pohon. Ale vzhledem ke stávajícímu trendu postupné implementace elektromotorů do automobilů za účelem účinnějšího hospodaření s energiemi, bude zřejmě vhodné využívat tento systém i u nákladních automobilů.
- **motorová brzda:**

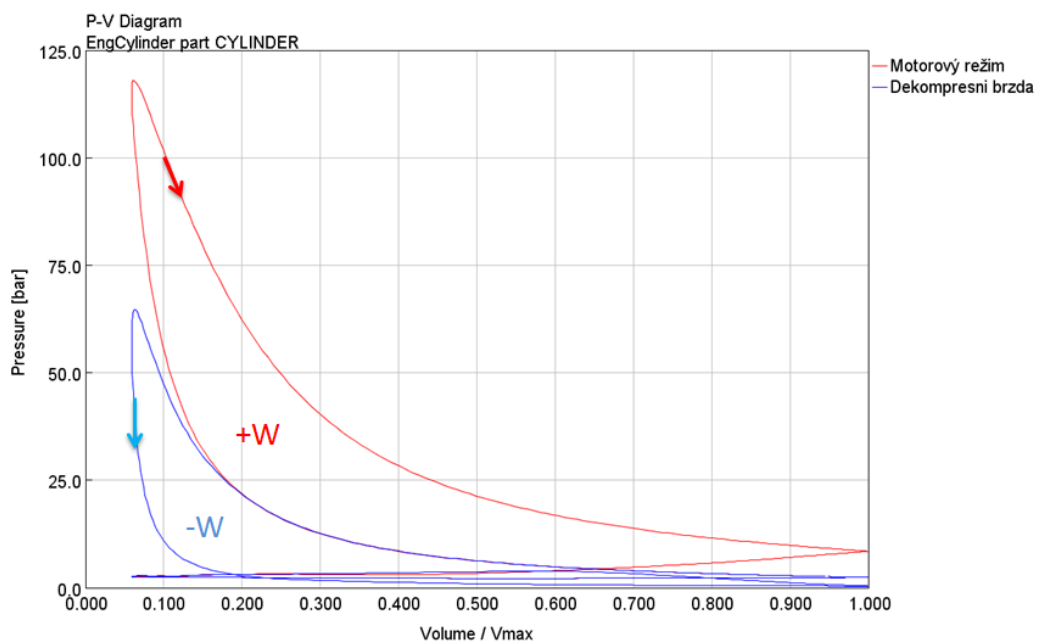
<i>KINETICKÁ ENERGIE</i> $\xrightarrow[\text{TLAKOVÉ ZTRÁTY}]{\text{MECHANICKÉ ZTRÁTY}}$ <i>TEPELNÁ ENERGIE</i>

- Jedná se o systém, který k vytvoření brzděné práce využívá spalovací motor. A jelikož tento systém je výchozí pro tuto práci, bude rozebrán v samostatné kapitole.

3.2 Motorová brzda

Motorová brzda je soubor konstrukčních řešení umožňujících změnit hnací agregát (spalovací motor) na hnaný. Podle typu řešení pak dále umožňuje optimalizovat zápornou práci podle potřeby (obvykle několik stupňů skokové

regulace). Důležitý je také fakt, že motorová brzda funguje jen při **zařazeném rychlostním stupni**. Podle použitého systému lze motorové brzdy dále dělit, což bude rozebráno v další kapitole. Na **Obr 5** je porovnání motorového režimu a brzděného režimu dekompresní brzdy v p-V diagramu modelového simulačního jednoválcového spalovacího motoru v GT-SUITE. Je znázorněn směr cyklu podle režimu a k němu příslušná objemová práce ve významných fázích 4-dobého cyklu. V motorovém režimu komprese a následný vznět a v brzděném režimu komprese a následná dekomprese. Motorový režim produkuje kladnou práci **+W** a je v p-V diagramu reprezentován červenou křivkou. Režim **dekompresní motorové brzdy** představuje zápornou práci **-W** a je ohraničen červenou křivkou v p-V diagramu. Obrázek je doplněn tabulkou s hodnotami příslušným ke každému režimu.



Motorový režim

Brzdový režim

Engine and Cylinder

Engine Performance Predictions (SI)

Brake Power [kW]	48.5
Brake Power [HP]	65.0
Brake Torque [N-m]	231.4
IMEP [bar]	17.24
FMEP [bar]	1.40
PMEP [bar]	-2.06

Engine and Cylinder

Engine Performance Predictions (SI)

Brake Power [kW]	-34.2
Brake Power [HP]	-45.9
Brake Torque [N-m]	-163.4
IMEP [bar]	-9.76
FMEP [bar]	1.35
PMEP [bar]	-0.58

Obr 5. Porovnání parametrů spalovacího motoru v motorovém a brzdovém režimu

3.2.1 Obecný princip motorové brzdy

Každý, kdo někdy řídil motorové vozidlo, se pravděpodobně setkal s tzv. brzděním motorem, když ubral plynový pedál při zařazeném rychlostním stupni. Už jen samotné odstavení přísunu paliva (jako zdroje energie) do válců je uvedení motoru do režimu hnaného agregátu. Motor tím pádem koná **negativní práci** a působí reakční (brzdnou) silou proti pohybu vozidla. Pohyb vozidla je v tomto případě generován pouze jeho setrvačností, a pokud se vozidlo pohybuje z kopce, tak i tíhovou silou.

Je důležité zmínit, rozdíl mezi brzděním motorem u benzínového a dieselového motoru. Benzinový motor má obecně kvantitativní regulaci (reguluje se celkové množství zápalné směsi) a dieselový motor kvalitativní regulaci (reguluje se pouze obsah paliva v zápalné směsi). Respektive benzínový motor reguluje množství přiváděného vzduchu do válce v závislosti na poloze plynového pedálu. U naftového není žádná regulace přiváděného vzduchu řízená plynovým pedálem.

Dieselový motor nemá škrticí klapku v sání ovládanou plynovým pedálem a tak je při jeho uvolnění nasáván vzduch malou tlakovou ztrátou a energie se začne významněji spotřebovávat až při uzavření sacího ventilu, kdy je nasávaný vzduch stlačován. Hlavní funkční brzdny zdvih je tedy **2. fáze (komprese) čtyřdobého cyklu**. Opět lze přirovnat k injekční stříkačce, u které se tentokrát snažíme vzduch vytlačovat. Odpor nám klade opět tření mezi pístem a stěnou (mechanické ztráty). Pokud před stlačením uzavřeme otvor prstem a začneme zatlačovat píst, tak začneme stlačovat vzduch uvnitř, kde nám roste tlak a jelikož je větší než atmosférický působí proti stlačování.

Benzinový motor má v sání do válců škrticí klapku, která se při ubrání plynového pedálu téměř uzavírá a při proudění vzduchu vytváří tlakovou ztrátu. V sání (nad pístem) tak vznikne při otevření sacího ventilu menší tlak, než je tlak v klikové skříni (pod pístem), která je spojena s okolní atmosférou odvětrávacím průduchem. Tento rozdíl tlaků působí proti pohybu pístu, spotřebovává energii a funguje jako brzda. Hlavní funkční brzdny zdvih je tedy v **1. fázi (sání)**. Lze to zjednodušeně přirovnat k injekční stříkačce, u které se snažíme nasát vzduch s okolní atmosféry. Odpor nám klade tření mezi pístem a stěnou (mechanické ztráty). Pokud přivřeme nasávací otvor a opět se snažíme „nasát“ vzduch, vzniká pod pístem menší tlak a proti našemu vytahování působí okolní atmosférický tlak, který je větší než tlak uvnitř stříkačky.

Motor pak stlačuje nasátý vzduch stejně jako dieselový a tedy brzdí i v **2. fázi (kompresi)**.

U obou typů motorů si můžeme všimnout zajímavé věci. Pokud píst stříkačky s uzavřeným otvorem na konci nasávání /vytlačování uvolníme (pustíme), tak se

vrátí o určitou vzdálenost směrem k výchozí poloze před nasáváním/vytlačováním). Je to dáno tím, že se snaží **vyrovnat tlaky** nad a pod pístem. Opět lze přirovnat k natažení nebo stlačení pružiny, kdy se pružina po uvolnění snaží vrátit do původní polohy. Tento vratný pohyb je ale hnací a o tuto energii je **snížena brzdná práce**. U benzínového motoru při sání nedochází k úplnému uzavření sací klapky, tak se nakonec rozdíl tlaků vyrovná než u analogie s injekční stříkačkou. Ale u 2. fáze obou motorů je vše v procesu stlačování utěsněno a tedy příklad se stříkačkou je prakticky totožný a snížení celkové brzdné práce naakumulovanou energií je významnější u dieselového motoru, jelikož to je jediná brzdná fáze.

Jelikož nákladní automobily v naprosté většině pohání dieselové agregáty, zaměřím se na řešení motorových brzd u **dieselových motorů**.

Brzdné síly v motoru vznikají v důsledku:

- Vtlačovací a vytlačovací (čerpací) práce
 - nasávání a vytlačování nasávaného vzduchu
- Mechanické ztráty
 - veškeré mechanické kontakty a uložení funkčních vzájemně pohyblivých dvojic

Soubor těchto ztrátových prací záleží na velikosti a objemu motoru a zjednodušeně lze konstatovat, že čím větší motor tím i větší ztráty a následně i větší možná brzdná práce, kterou lze získat. Na druhou stranu chceme mít mechanické ztráty co nejmenší z důvodu vyšší účinnosti v motorovém a tedy převládajícím režimu jízdy. V nákladní automobilové dopravě je většinou splněno kritérium objemu, ale i přes to byla takováto brzdná síla nedostatečná a byla motivace zvýšit celkový brzdný výkon motoru v brzděném režimu, a tak byla vymyšlena řešení umožňující toho dosáhnout.

3.2.2 Řešení zvyšující brzdny výkon motorové brzdy

- **Klapka ve výfuku**

Prvním jednoduchým řešením bylo zasazení pohyblivé klapky do výfukového potrubí. Klapka se při sepnutí motorové brzdy uzavře, ale ne zcela, zůstane malá

štěrbina, aby byl umožněn malý průtok vzduchu nahromaděného ve výfukovém systému. Toto řešení způsobuje nárůst tlaku, který musí překonávat píst při vytlačování obsahu válce do výfukového potrubí ve **4. fázi (výfuk)** čtyřdobého cyklu. Dochází tak ke zvýšení brzdné práce, kterou je možno regulovat různými polohami klapky.



Obr 6. Výfuková brzda od firmy Jacobs Vehicle SystemsO

- **Dekompresní motorová brzda**

Jak bylo zmíněno u brzdění motorem diesellového motoru, brzdná práce se snižuje o energii naakumulovanou během komprese. Tato energie se však začne vracet zpět do motoru na začátku **3. fáze (expanze)**, kdy se píst dostane přes horní úvrať.

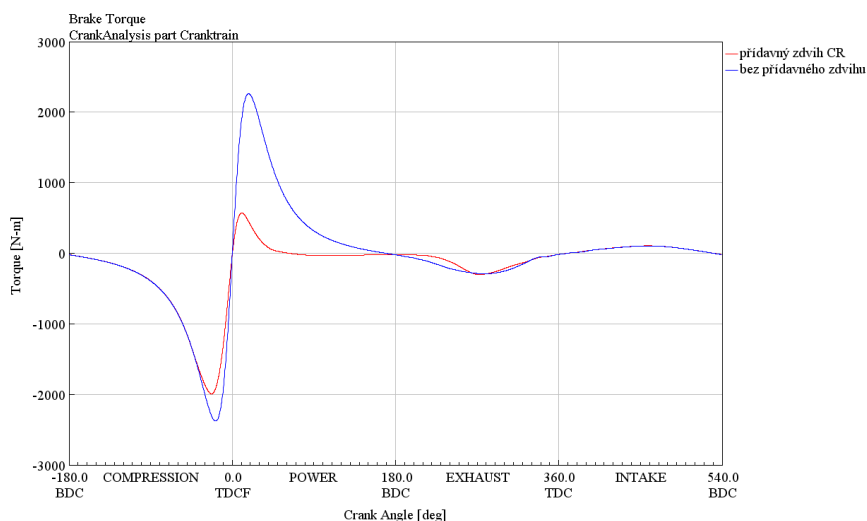
S řešením jak tuto vratnou práci nějakým způsobem eliminovat přišel Clessie L. Cummins a nechal si ho patentovat v roce 1957. Sériově začal být systém vyráběn v roce 1961 divizí Jacobs Vehicle Systém, která vznikla v roce 1960 ve firmě Jacobs Manufacturing Company právě z důvodu Cumminsova patentu.

Tento systém je dnes běžně využíván a modifikován a je také základem konstrukčního řešení systému, pro který bude navržena **vačka**. Proto bude podrobněji probrán v následující kapitole

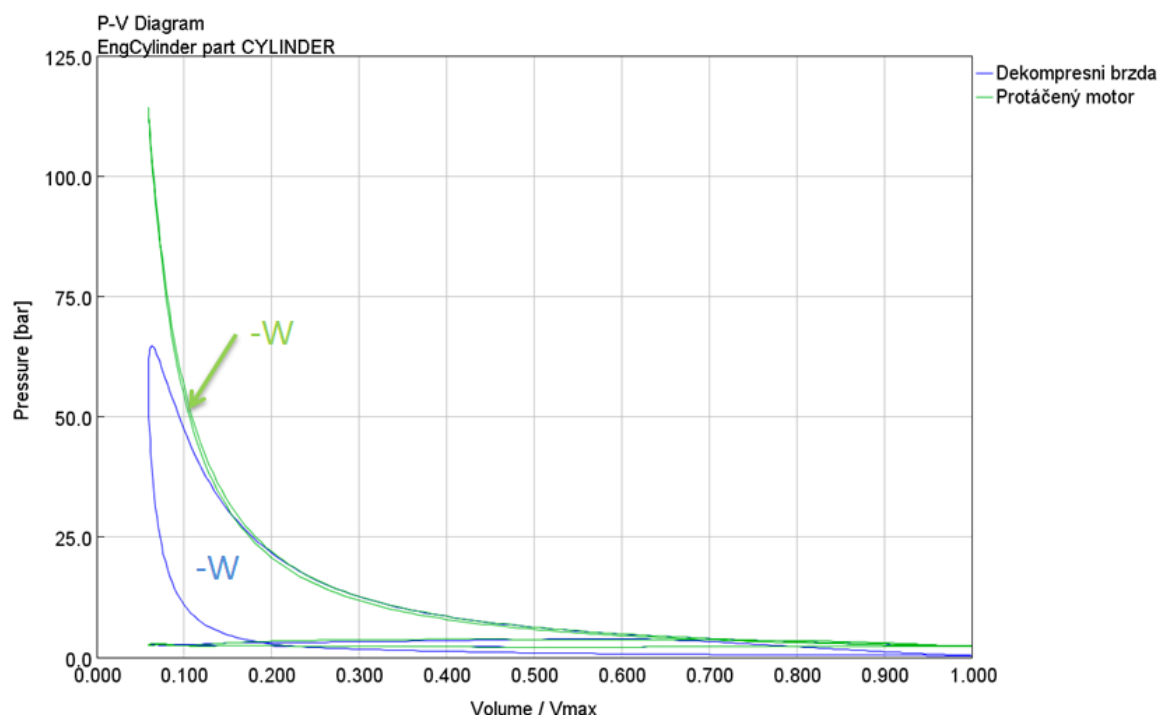
3.3 Dekompresní motorová brzda

Dekompresní brzda umožňuje naakumulovanou energii při kompresním zdvihu odvést jinou cestou než přes píst zpět do klikového mechanismu ve fázi expanze. Čili komprimovanému vzduchu je umožněna **dekompresa**. Toho je docíleno otevřením výfukového ventilu, nebo speciálního přídavného ventilu před koncem komprese. Tím se komprimovaný vzduch odvede z válce do výfukového potrubí a tlaková energie neexpanduje zpět na píst, ale pryč z válce do výfukového potrubí. O to aby se ve správný čas otevřel výfukový nebo přídavný ventil, se stará rozvodový mechanismus, který je speciálně konstrukčně upraven. Konkrétní řešení závisí na výrobci. Většinou jde o mechanicko-hydraulický systém

Pro systém řešený v této práci je využit výfukový ventil. Obecně je toho dosaženo úpravou zdvihové křivky výfukového ventilu přidáním zdvihu označovaného jako **Copmression Release CR** (uvolnění komprese – dekomprese). Jaký vliv má dekomprese je názorně vidět z porovnání průběhů momentu na klikovém hřídeli, kde lze dobře pozorovat pokles kladného momentu s dekompresním zdvihem (**Obr 7**). Porovnání parametrů motoru v brzděném režimu bez dekomprese a s dekompresí opět názorně ukazuje jaký vliv má dekompresní řešení (**Obr 8**). Je zde vidět jak se naakumulovaná energie téměř všechna vrací ve fázi expanze do klikového mechanismu. Toto lze řešit **výfukovou klapkou**.



Obr 7. Porovnání průběhu momentu s dekompresí a bez dekomprese



Protáčený motor

Brzdňý režim s CR

Engine and Cylinder

Engine Performance Predictions (SI)

Brake Power [kW]	-9.7
Brake Power [HP]	-13.1
Brake Torque [N-m]	-46.5
IMEP [bar]	-1.77
FMEP [bar]	1.40
PMEP [bar]	-1.13

Engine and Cylinder

Engine Performance Predictions (SI)

Brake Power [kW]	-34.2
Brake Power [HP]	-45.9
Brake Torque [N-m]	-163.4
IMEP [bar]	-9.76
FMEP [bar]	1.35
PMEP [bar]	-0.58

Obr 8. Porovnání brzdňých režimů s dekompresí a bez dekomprese

3.3.1 Modifikace dekompresní brzdy

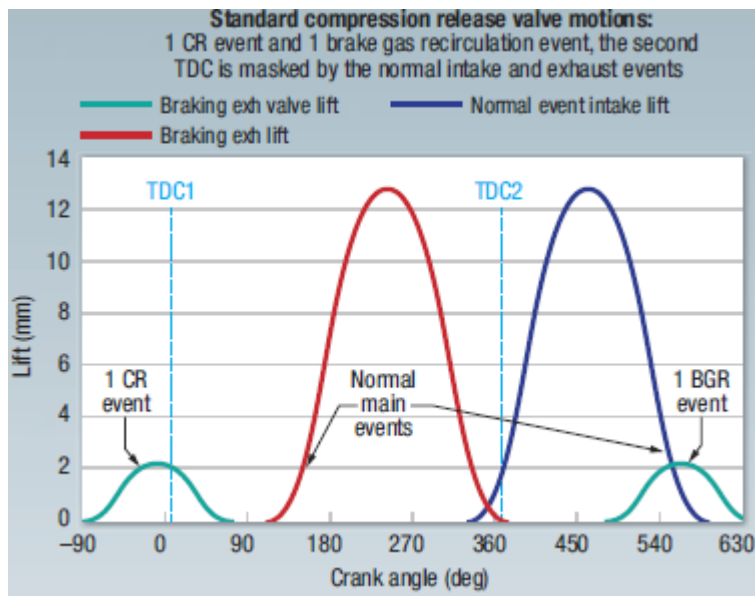
Existují různé modifikace, které mají za účel rozšířit výběr odlehčovací brzdy na základě ceny systému nebo brzdňého výkonu systému.

Bleeder

Jedná se o systém, kdy v režimu brzdňení zůstává ventil permanentně otevřený během všech cyklů čtyřdobého motoru. Kombinuje se s výfukovou klapkou.

Brake Gas Recirkulation BGR

Další vývojový stupeň dekompresní brzdy je přidání jednoho malého zdvihu výfukového ventilu označovaného jako **BRAKE GAS RECIRKULATION** (recirkulace brzdých plynů). Ten umožňuje v kombinaci s výfukovou klapkou recirkulaci plynů v systému výfukového potrubí u víceválcových motorů. Jedná se vlastně o průchod skrze výfukové ventily podle tlakových spádů, což vede k zvýšení brzdného výkonu.

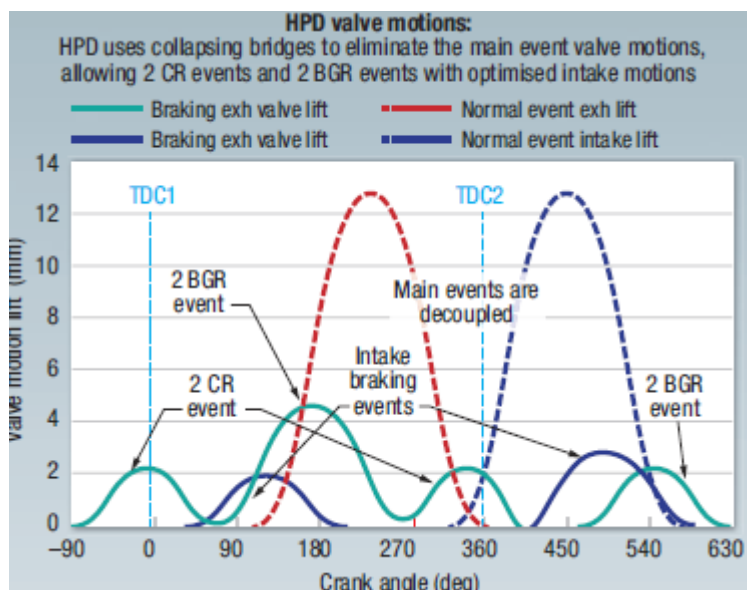


Obr 9. Standartní dekompresní motorová brzda s CR a BGR zdvihy [6]

High Power Density (HPD) Two-stroke engine brake

Další inovace je zaměřena na tzv. dvoudobý brzdňý systém. V tomto systému jsou zapojeny i sací ventily a je tedy výrazně zapojen rozvodový mechanismus, který dokáže kromě výfukových ventilů regulovat i zdvih sacích ventilů. Jelikož původní systém dekompresní brzdy brzdí pouze v jednom cyklu, je snaha brzdit v obou cyklech čtyřdobého motoru. Z motoru se pak stává dvoudobý kompresor. Vzniknou vlastně dva dekompresní zdvihy v jednom cyklu čtyřdobého motoru místo jednoho brzdňého cyklu. Hlavním přínosem této technologie je zvýšení brzdňého výkonu. Dalším přínosem pak je zvýšení brzdňého výkonu v malých otáčkách, tedy stejný brzdňý výkon při menším objemu motoru. Důležitým přínosem je i menší tlak ve válci a tak dochází k zvýšení brzdňého výkonu bez zvýšení pevnostních požadavků na konstrukci

motorů. Tento systém je výhledově perspektivní a přední výrobci motorových brzd zaměřují vývoj právě na tento systém.

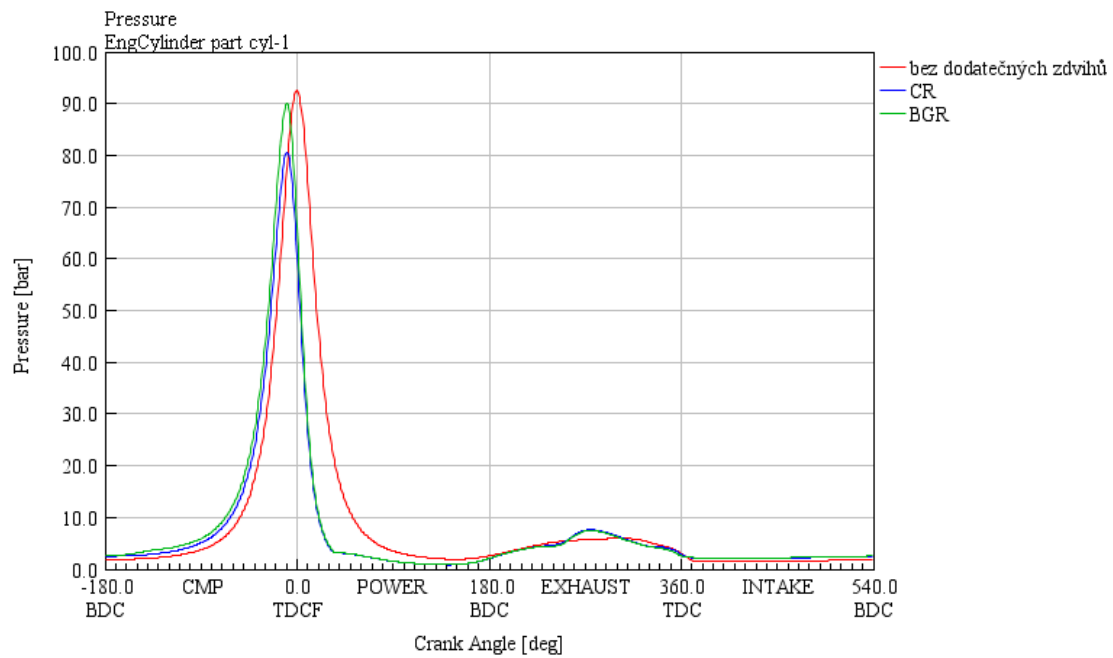


Obr 10. HPD dekompresní dvoutaktní motorová brzda[6]

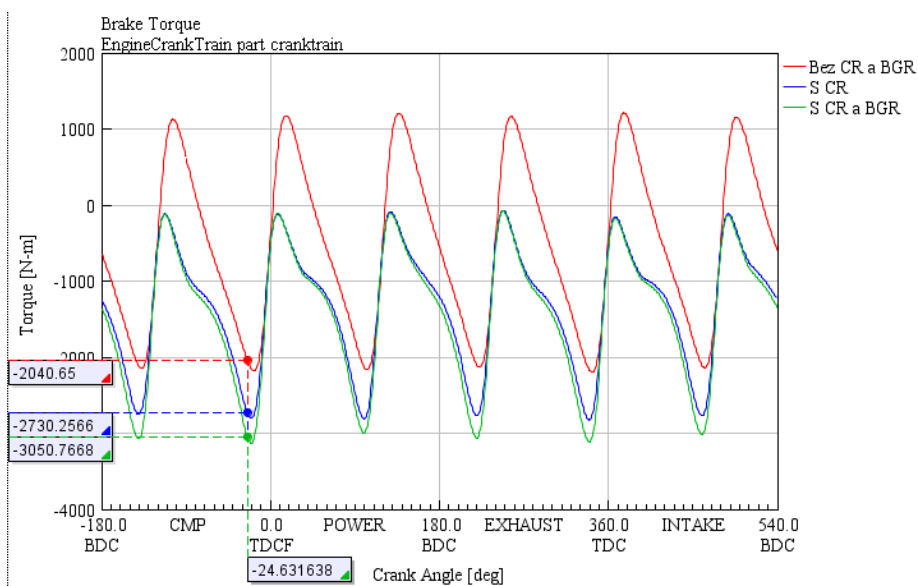
3.4 Porovnání jednotlivých systémů motorové brzdy

3.4.1 Vliv CR a BGR

Na simulačním modelu šestiválcového vznětového motoru při 2100 ot/min je níže znázorněno, jaký vliv mají dodatečné zdvihy CR a BGR. **Tlak** ve válci je nejvyšší bez dodatečných zdvihů, ale jelikož nedochází k jeho uvolnění na konci komprese, tak je téměř celý vrácen do motoru formou tlakové práce, která snižuje brzdou práci. To odstraňuje přidání CR zdvihu (dekompresní zdvih) za současného snížení tlaku ve válci, ale jelikož se tím zbavíme naakumulované tlakové práce, tak zvýšíme brzdou práci. Přidaný zdvih BGR (recirkulace brzdých plynů) opět umožní zvýšit tlak ve válci dodatečným plněním z výfukového potrubí, což zvýší i brzdou práci. Průběhy tlaků jsou na **Obr 11**. S výše zmíněným koresponduje i průběh točivého momentu (**Obr 12**) a celkový brzdou výkon (**Obr 13**).



Obr 11. Průběh tlaku ve válci v závislosti na dodatečných zdvihů ventilu



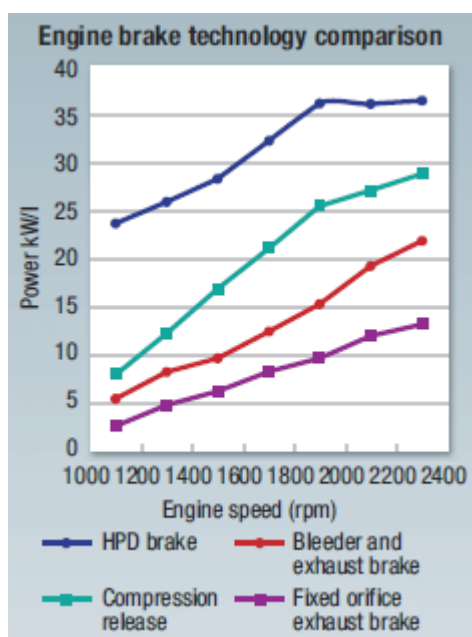
Obr 12. Průběh točivého momentu v závislosti na dodatečných zdvihů ventilu

		bez	CR	CR+BGR
	RLT Name	0%, 2100rpm Case # 1	0%, 2100rpm Case # 2	0%, 2100rpm Case # 3
	<input checked="" type="checkbox"/> Hide Unstored RLT Variables			
	Unit			
▼ *	Favorites			
▶	Engine Speed (cycle average)	RPM	2100.0	2100.0
▶	Brake Torque	N·m	-534.5371	-1331.6403
▶	Brake Power	kW	-117.55085	-292.843
▶			-1449.4867	-318.7588

Obr 13. Srovnání vlivu dodatečných zdvihů na brzdný výkon

3.4.2 Porovnání výkonů systémů motorových brzd

Z porovnání jednotlivých brzdných systémů lze zjistit, že systém HPD umožňuje výrazně navýšit brzdný výkon, ale co je důležité, při snížení **maximálního tlaku** ve válci, jelikož místo jednoho brzdného zdvihu na jeden cyklus motoru nyní máme dva brzdné zdvihy. Zjednodušeně to znamená, že místo jednoho velkého tlaku ve válci můžeme mít dva menší při stejném brzdném výkonu.



Obr 14. Výkonové porovnání systémů motorových brzd [6]

3.5 Další vývojové trendy

Zapojení turbodmychadla

V dnešní době, kdy snad každý naftový motor obsahuje turbodmychadlo, se vymýšlí i jeho zapojení do systému motorové brzdy. Jednak může být využito jako nahrazení výfukové klapky, v případě variabilních lopatek, kterými reguluje průtok samotným turbodmychadlem, nebo může být využito k zvýšení plnicího tlaku v sání na kompresorové straně.

4 Představení software GT-SUITE

Jelikož prakticky celá práce je řešena pomocí softwaru **GT-SUITE** od firmy **GAMMA TECHNOLOGIES**, je vhodné jej krátce představit. Toto je informativní kapitola, aby si čtenář mohl trochu představit provázanost a možnosti používaného softwaru.

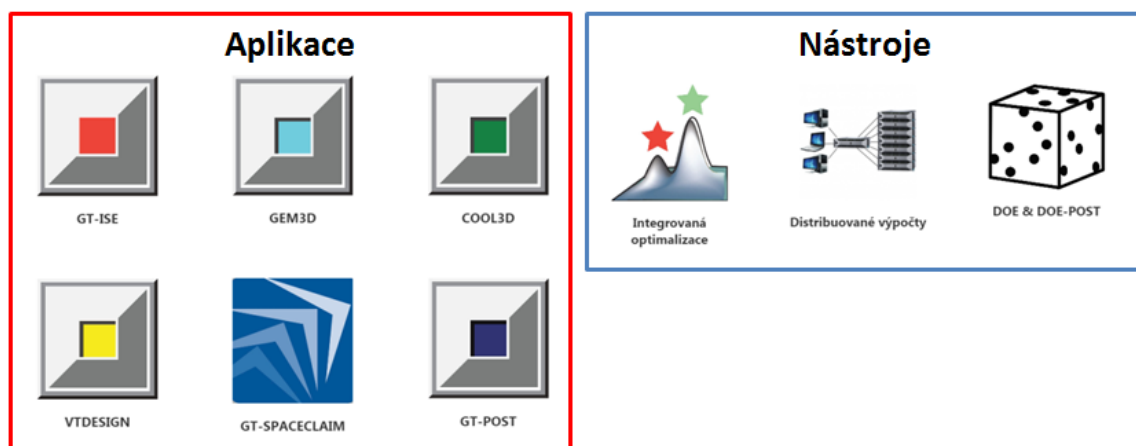
GT-SUITE je označení pro balík aplikací a nástrojů, jenž dohromady tvoří obsáhlý simulační nástroj pro širokou škálu aplikací a odvětví.

Software je koncipován jako soubor objektů označovaných **prvky**, reprezentujícími jednotlivé fyzikální objekty, seskupených v několika knihovnách podle typu. Z těchto objektů se sestavuje požadovaný simulační model.

Knihovny:

- Knihovna toků (jakákoli tekutina, plyn nebo kapalina nebo směs)
- Akustická knihovna (nelineární i lineární)
- Tepelná knihovna (všechny typy přenosu tepla)
- Mechanická knihovna (kinematika, vícečetná dynamika, frekvenční analýza)
- Elektrická a elektromagnetická knihovna (obvody, elektromechanická zařízení)
- Knihovna chemie (chemická kinetika)
- Kontrolní knihovna (zpracování signálů)
- Vestavěné 3D CFD a 3D FE (tepelné a konstrukční)

Dále balík GT-SUITE obsahuje několik aplikací a nástrojů (**Obr 15**). Tyto aplikace a nástroje mají za úkol usnadnit tvorbu modelů a jejich následné simulování. Popíši ty, které jsem využil pro moji práci.

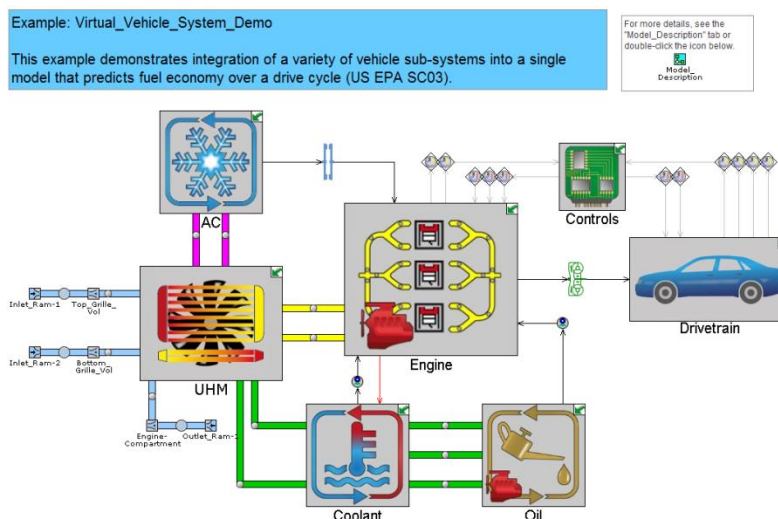


Obr 15. jednotlivé nástroje balíku GT-SUITE



GT-ISE Integrated Simulation Environment

Jedná se o integrované simulační prostředí. Jde o hlavní rozhraní, ve kterém je sestaven kompletní model. Jsou zde nastavovány a spouštěny simulace a optimalizace. Model se může tvořit přímo zde, nebo se zde spojují z subsystemů vytvořených v jiných aplikacích z balíku GT-SUITE. V podstatě jde o sestavení prvku a subsystemů do jednoho projektu, který chceme posuzovat jako celek. Příklad takového sestavení simulačního modelu představující celý automobil (Obr 16).

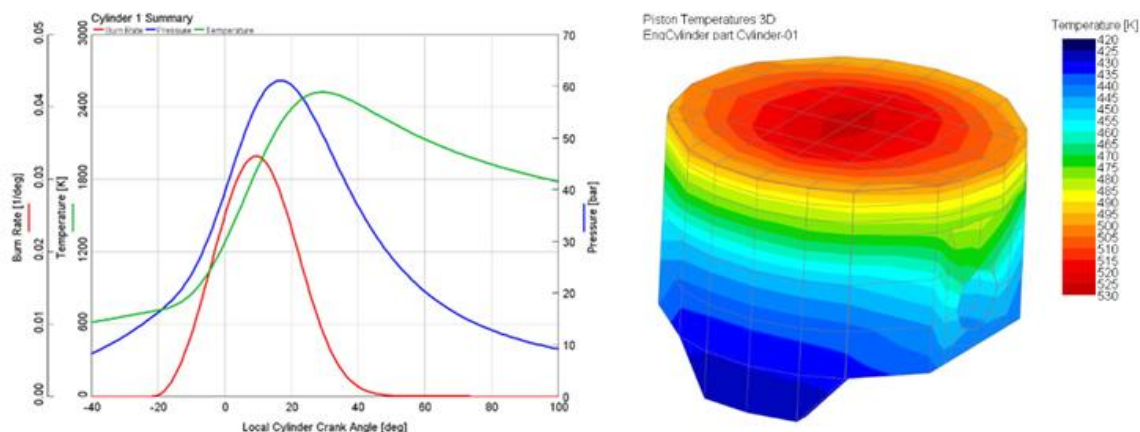


Obr 16. Příklad sestaveného simulačního modelu automobilu v GT-ISE [1]



GT-POST GT-Post (Post procesor)

Jedná se o grafické rozhraní umožňující analyzovat výsledky simulace. Obsahuje řadu nástrojů pro porovnávání výsledků simulací podle mnoha hledisek a kritérií jak samostatně, tak i jejich kombinováním v jediném grafu. Lze kombinovat i s externími daty např. MS EXCEL.

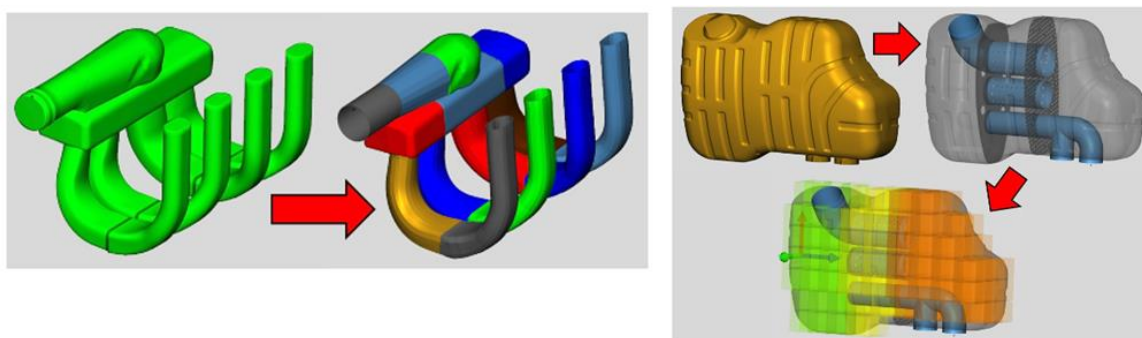


Obr 17. Výsledky simulace v prostředí GT-POST [1]



GEM3D GEM3D

Jedná se o grafický pre-procesor, který umožňuje modelovat 3D modely nebo vkládat externí 3D modely a následně z nich vytvářet objekty pro 1D simulování v GT-ISE.

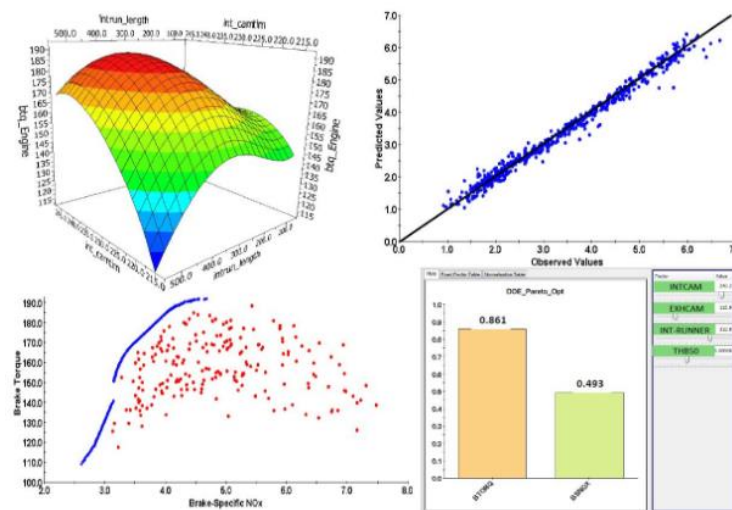


Obr 18. Prostředí GEM3D [1]



DOE Setup **DOE (Design of Experiments)**

Jedná se o nástroj, ve kterém se spouští množství možných situací vycházejících z různých kombinací nezávislých parametrů. Díky tomu se může optimalizovat závislý parametr. Tento proces může být velmi časově náročný, a proto je výhodné při značném množství experimentů současně použít nástroj distribuce výpočtů, což umožní rozdělit výpočty na počítače zapojené do distribuční výpočtové sítě.



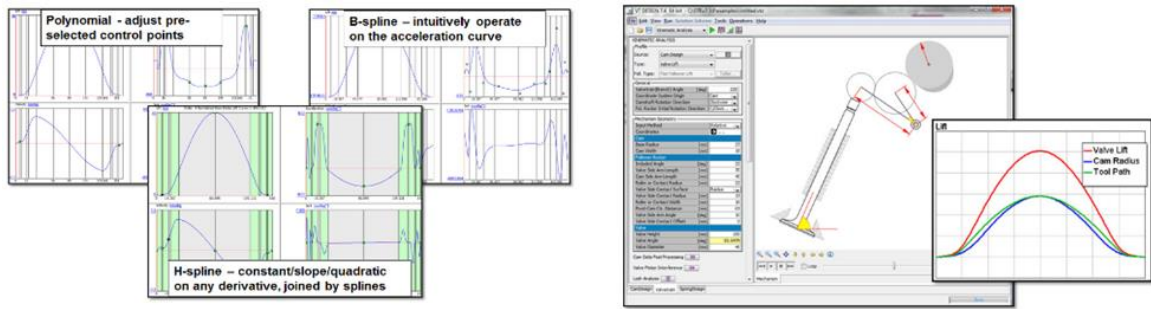
Obr 19. Nástroj DOE [1]



VTDESIGN **VTDESIGN (Valvetrain design)**

Jelikož se jedná o aplikaci, kde se tvoří hlavní část zadání této práce, čili návrh profilu vačky, popíšu teorii tvorby vačky ve VTDESIGN poněkud detailněji.

Jedná se o rozhraní rozdělené na tři základní prostředí umožňující grafický návrh profilu vaček (CAMDESIGN), geometrii nepoužívanějších rozvodových systémů (VALVETRAIN) a návrh pružin (SPRINGDESIGN). VTDESIGN tvoří preprocesor pro GT-ISE. Práce probíhala zejména v rozhraní CAMDESIGN, a prostředí VALVETRAIN bylo použito pouze pro zadání rozměrů a typu rozvodového mechanismu.



Obr 20. Prostředí VTDESIGN [1]

CAMDESIGN

Samotný proces návrhu zdvihové křivky je prováděn v prostředí CAMDESIGN, které je plně uzpůsobené pro návrh zdvihových křivek. Můžeme zde tvořit jak zdvihovou křivku ventilu, tak zdvihovou křivku vačky. Křivky se zde tvoří pomocí třech základních schémat:

- Mnohonásobný polynom
 - zdvihová křivka se tvoří skládáním několika polynomů různých řádů s určitými vazbami v jejich napojení
 - k získání požadovaného zdvihu a jeho derivací (rychlost, zrychlení, jerk...) jsou použity určité hodnoty v určitých úhlech podél zdvihové křivky
- B-spline
 - zdvihová křivka se tvoří pouze definováním křivky 2. derivace zdvihu, tedy zrychlení
 - definování pomocí křivky B-spline jak body, tak i úseky s určitými vlastnostmi
 - uzlové body B-spline lze posouvat v souřadnicích x a y
- Hybrid Spline
 - zdvihová křivka kombinuje oba předchozí postupy, kde polynomické křivky platí v úsecích a jsou napojeny pomocí B-spline křivek
 - možno definovat zdvih a jeho vyšší derivace (rychlost, zrychlení, jerk...)

Jelikož jsem využil k tvorbě křivky **hybrid spline**, rozvedu toto návrhové schéma, nicméně postup úprav křivky ve zbývajících schématech je obdobný.

Při návrhu zdvihové křivky používáme **derivace** zdvihové křivky, které definují rychlost (1. derivace), zrychlení (2. derivace), jerk (3. derivace) atd.

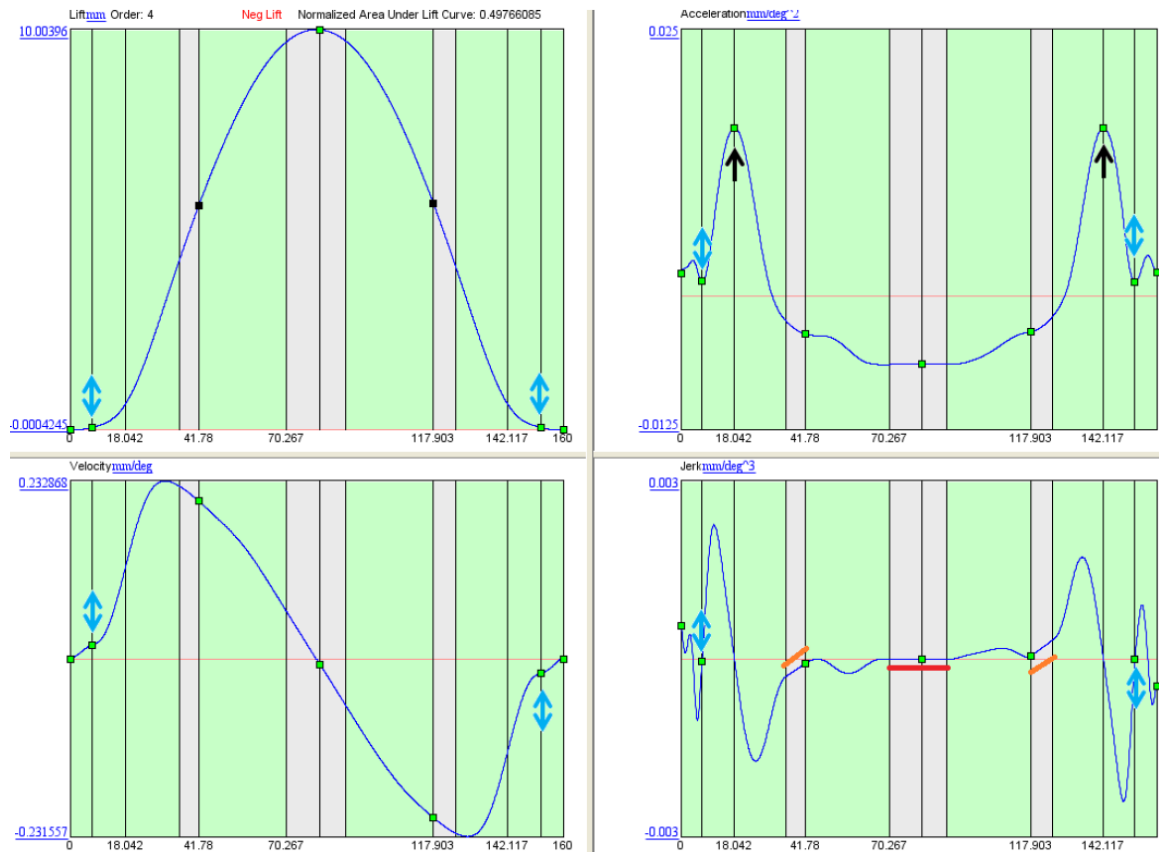
Základem je určit, do jaké derivace má být křivka spojitá. S tím souvisí, v jaké derivaci mohu provádět úpravy příslušné derivační křivky. Základní úpravy derivačních křivek spočívají v definování úseků, na které bude křivka rozdělena a bodů, kterými bude křivka proložena.

- **Úseky** definují určitou část křivky, ve které bude konstantní hodnota v příslušné derivaci. Například požaduji konstantní zrychlení v určité části otevírání ventilu, tak si takto definuji na křivce zrychlení určitou hodnotu v určitém rozmezí. Tím získám lineární změnu rychlosti a kvadratickou změnu zdvihu v tomto určitém rozmezí. Křivka roste v jejím řádu s klesajícím řádem derivace. V úsecích jsou použity polynomy.
- **Body** definují konkrétní hodnotu v konkrétním úhlu. Například požaduji maximální zdvih v určitém úhlu, tak definuji na zdvihové křivce hodnotu zdvihu v příslušném úhlu.

Úseky i body mají ještě další rozdělení, kde si mohu vybrat, jestli úsek bude hodnotově určovat levá strana, pravá strana nebo střed. U bodů si mohu vybrat lokální minima a maxima, fixní body popřípadě body kde si vyberu, v jaké derivaci bude využit a v jaké ne.

Základní prostředí je vidět na **Obr 21**. Jsou zde čtyři okna, kde každé zobrazuje příslušnou derivační křivku. První je vždy zdvih, následuje rychlost, zrychlení, ryv atd. Další derivace lze zobrazit kliknutím na příslušnou záložku v menu. Na obrázku je dále vidět šedivou barvou vymezené **úseky** s definovaným konstantním průběhem a zelenou (černou) barvou označené **body** (zelená signalizuje možnou úpravu bodů, černá nikoli). Jak úseky, tak body lze měnit buď zadáním hodnot přímo do tabulky, nebo uchycením a přetažením pomocí myši. Toto jsou nejzásadnější úpravy, kterými se definují křivky vačky. Dále je vidět červenou čarou konstantní úsek v 3. derivaci (jerk) a jeho příslušné nižší derivace, lineární zrychlení, kvadratická rychlost a polynomický zdvih. Oranžová

symbolizuje lineární úsek ve 3. derivaci (jerk), což znamená, že vyšší 4. derivace (snap) je v tomto úseku konstantní. Nižší derivační křivky rostou v řádu, zrychlení kvadratická, rychlost 3. řád a zdvihová křivka je polynom 4. řádu. Modré šipky naznačují možný posun bodů. Černé šipky naznačují možný posun lokálních maxim křivek (pohyb je možný oběma směry).

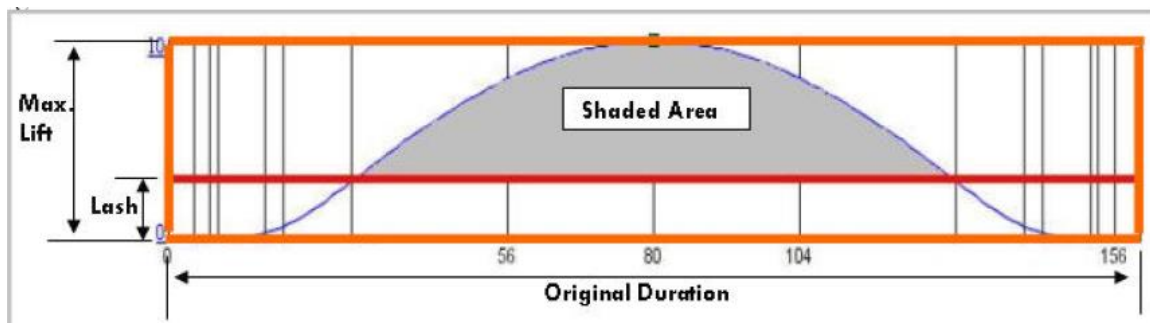


Obr 21. Základní prostředí CAMDESIGN [4]

Křivku lze tvořit buď zcela novou, nebo jsou připraveny nějaké základní vzorové křivky, kde už jsou vytvořeny úseky i body a uživatel nemusí tvořit veškeré úpravy zcela sám, ale pouze vhodně upraví již existující body a úseky, popřípadě doplní nové. Je také možnost vložit externí profil, na který se pak uživatel snaží tvořenou křivku „napasovat“. Tato možnost je vhodná pro úpravy již existujících křivek, jejichž data máme k dispozici.

Jelikož v reálném motoru existuje ventilová vůle, která může být vymežována nebo nikoli, poskytuje CAMDESIGN nástroj pro analýzu vlivu ventilové vůle (Obr 22). Šedivá plocha vyznačuje plochu ohraničenou modrou zdvihovou křivkou a

červenou čarou ventilové vůle (Lash). Jedná se o tzv. **plnost** křivky a charakterizuje průtokové vlastnosti zdvihové křivky. Velikost ventilové vůle tedy ovlivňuje plnost křivky, kdy větší vůle zmenšuje plnost.



Obr 22. Vliv ventilové vůle na plnost zdvihové křivky[4]

VALVETRAIN

Toto prostředí umožňuje definovat geometricky rozvodový mechanismus. Hlavně typ a jemu příslušné rozměry. Díky tomu jsme schopni vygenerovat profil vačky při zadaném zdvihu ventilu.

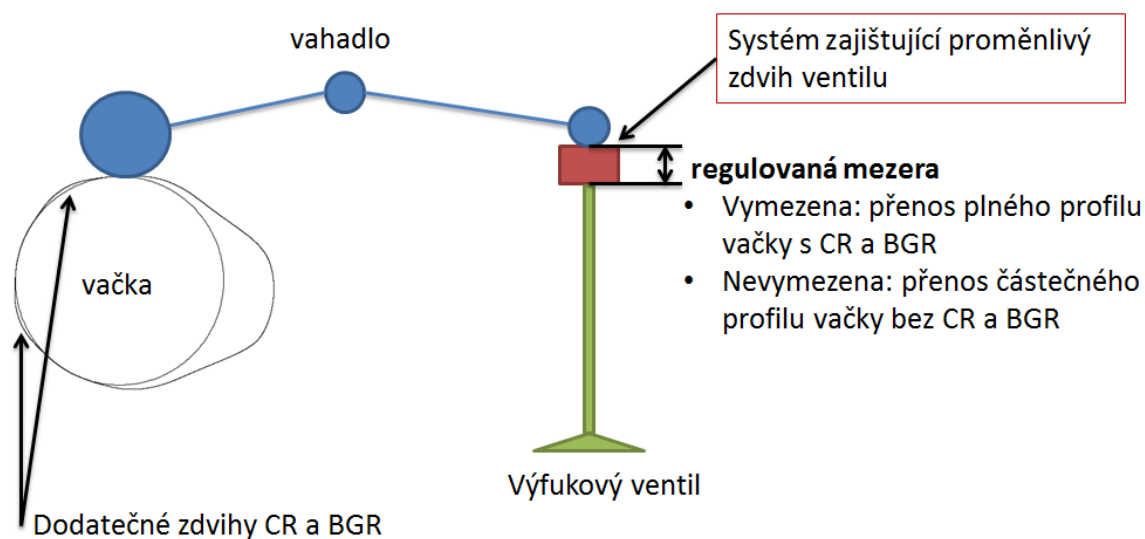
5 Výchozí data a modely

Pro mou práci jsem od vedoucího práce dostal následující údaje a data:

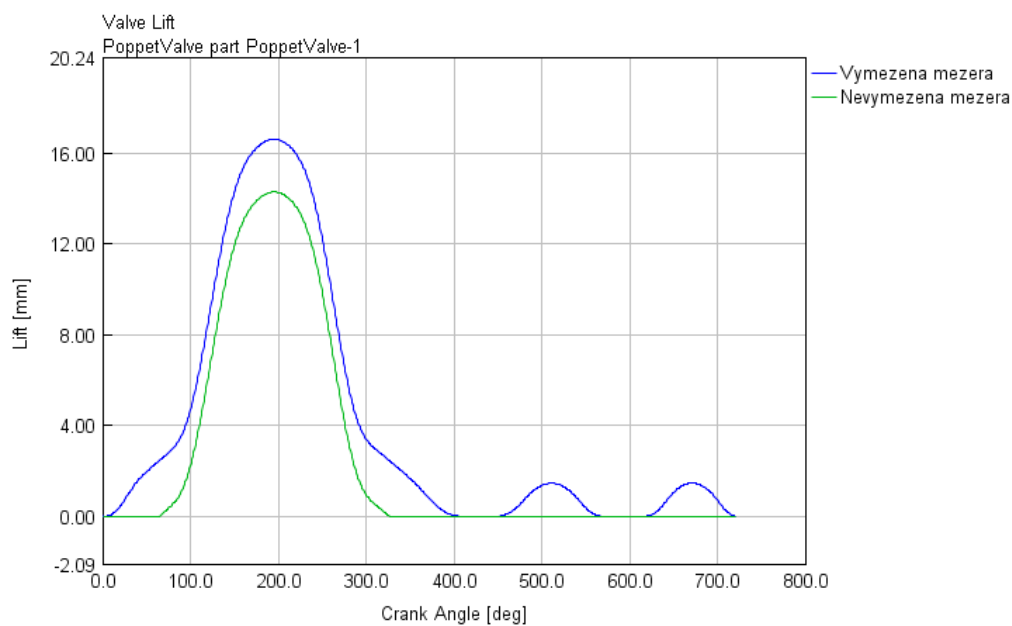
- Výchozí systém pro návrh vačky je dekompresní motorová brzda využívající jeden zdvih **CR** (compression release) a jeden zdvih **BGR** (brake gas recirculation).
- odměřená data na motoru PACCAR MX-11
- výchozí simulační modely v GT-SUITE a parametry které budou potřeba změnit pro náhradní konstrukční řešení
- kritéria, která by měla splňovat navrhnutá vačka

Výchozí systém motorové brzdy

Funkci dekompresní motorové brzdy obstarává rozvodový mechanismus obsahující hydraulicko-mechanickou část, jenž umožňuje proměnlivý zdvih výfukového ventilu. Systém má regulovatelnou mezeru mezi ventilem a vahadlem (možný propad ventilu). Ventil má tedy dvě možné krajní zdvihové křivky řízené hydraulickou částí, které zjednodušeně představují brzdny a motorový režim. Hydraulická část tedy určuje, jaký přenos pohybu z vačky na výfukový ventil bude probíhat. V **motorovém režimu** to je pouze standardní výfukový zdvih EVST tedy **částečný přenos** profilu vačky a v **brzdném režimu** standardní zdvih EVST i zdvih CR a BGR, tedy **plný přenos** profilu vačky. K tomu systém zajišťuje, aby **nedošlo ke kolizi** ventilu a pístu, což je zajištěno dodatečnou **modifikací** průběhové křivky hydraulickou částí systému. Systém je zjednodušeně znázorněn na (**Obr 23**). Krajní zdvihové křivky výfukového ventilu jsou na **Obr 24**. Vymezená mezera značí plný přenos profilu vačky (modrá křivka) a nevymezená mezera značí částečný přenos profilu vačky (zelená křivka). Rozdíl mezi krajními křivkami je možný propad ventilu.



Obr 23. Schéma rozvodového systému pro motorovou brzdu



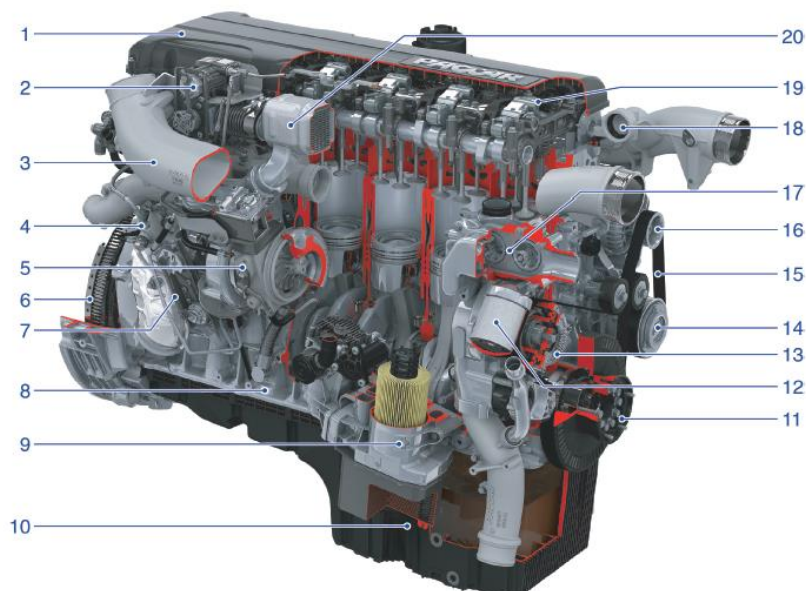
Obr 24. Zdvih ventilu podle použitého režimu

Parametry motoru

Pro odměření dat byl použit motor PACCAR MX-11. Jedná se o motor osazovaný do tahačů DAF.

Legenda:

- | | | |
|-------------------------------|-----------------------------|-------------------------------|
| 1. Víko ventilů | 8. Blok motoru | 15. Vícenásobný klínový řemen |
| 2. Ventil EGR | 9. Modul olejového filtru | 16. Alternátor |
| 3. Přívodní vzduchové potrubí | 10. Olejová vana | 17. Skříň termostatu |
| 4. Sedmý vstřikovač | 11. Klíkový hřídel | 18. Směšovací trubice EGR |
| 5. Turbodmychadlo VTG | 12. Filtr chladicí kapaliny | 19. Motorová brzda MX |
| 6. Setvačnik | 13. Vodní čerpadlo | 20. Chladič EGR |
| 7. Ventil výfukové brzdy | 14. Kompresor klimatizace | |



Vrtání x zdvih 123 x 152 mm
 Zdvihový objem válců 10,8 litrů
 Kompresní poměr 17,5:1

Motor	Výkon kW (k)	Točivý moment Nm
MX-11 210	210 (286) ¹	1 200 při 1 000–1 700 ot/min
MX-11 240	240 (326) ²	1 400 při 1 000–1 650 ot/min
MX-11 271	271 (369) ²	1 580 při 1 000–1 650 ot/min
MX-11 291	291 (396) ³	1 900 při 1 000–1 450 ot/min
MX-11 320	320 (435) ³	2 100 při 1 000–1 450 ot/min

¹ při jmenovitých otáčkách 1 700 ot/min

² při jmenovitých otáčkách 1 650 ot/min

³ při jmenovitých otáčkách 1 450–1 700 ot/min

Obr 25. Motor PACCAR MX-11 0

Modely

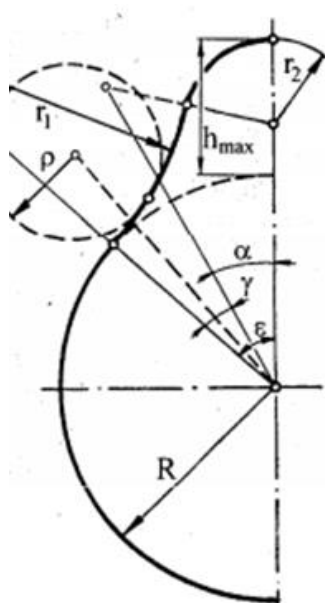
Pro testování mi byl poskytnut termodynamický model motoru, který je důležitý pro získání výchozích parametrů zdvihové křivky vačky a pro konečné simulování zdvihové křivky vycházející ze simulačního hydro-mechanického modelu rozvodového mechanismu. Model je ve dvou verzích, kdy jedna simuluje motorový režim a druhá brzdový režim. Parametry, které se u termodynamického modelu hledají, se týkají zdvihové křivky výfukové vačky.

Dále mi byl poskytnut hydraulicko-mechanický model rozvodového mechanismu, který byl upraven podle alternativního konstrukčního řešení.

Tento model je složením mechanického okruhu a hydraulického okruhu, kde lze simulovat pouze příslušný okruh tím, že se vyjme nepotřebný okruh.

Kritéria pro návrh vačky

- Maximální tlak ve válci 90 Barů.
- Vytvornost
 - případný negativní poloměr křivosti profilu vačky nesmí být menší než poloměr brusného kotouče, tj. 150 mm. Negativní poloměr r_1 je vyznačen na **Obr 26**



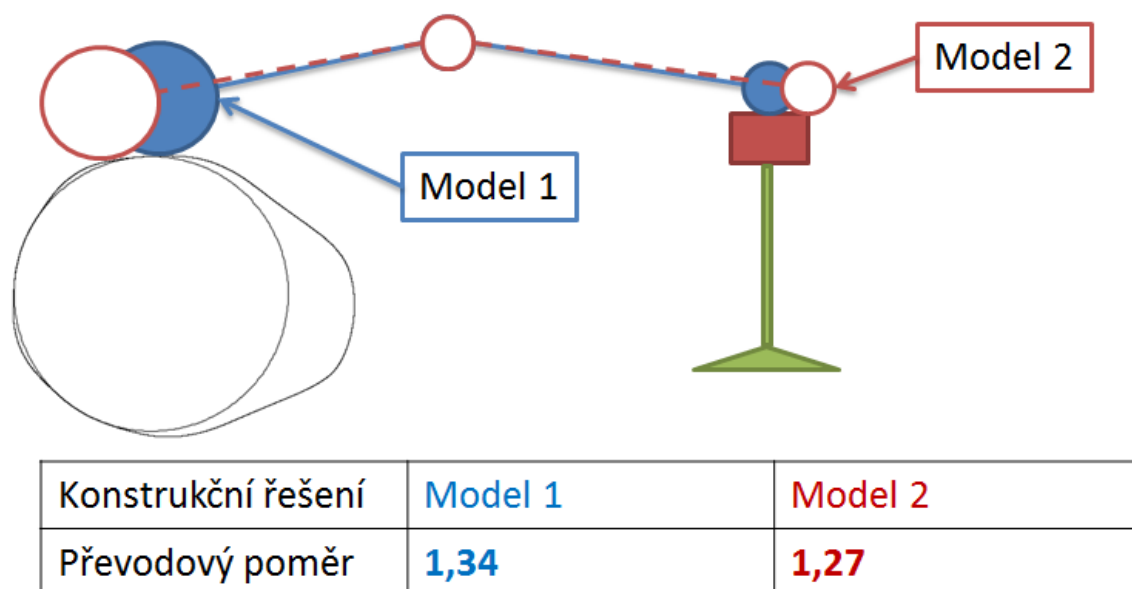
Obr 26. Vačka s negativním poloměrem křivosti (konkávní) profilu

6 Příprava simulačních modelů

Touto kapitolou začíná popis mé tvůrčí práce. Kapitoly jsou řazeny chronologicky podle postupu v návrhovém procesu, kde jsem v úvodu každé zmínil její cíl a náplň.

Než je možné simulovat navrhnutou zdvihovou křivku, je nutné mít připravené příslušné simulační modely. Modely, které mi byly poskytnuty, byly použity buď přímo, popřípadě upraveny podle příslušného konstrukčního řešení, nebo jen pro simulaci části systému.

Pro návrh vačky byly zadány **dvě konstrukční řešení** lišící se geometrií a průtočným úsekem v hydraulické části rozvodového systému. Geometrická rozdílnost je schematicky znázorněna na **Obr 27** a její hlavní projev je rozdílný převodový poměr z vačky na ventil, což má za následek rozdílný profil vačky při stejném zdvihu ventilu. Hydraulická rozdílnost spočívá v odlišném řešení průtočné části hydraulického okruhu.



Obr 27. Geometrické porovnání konstrukčních variant

6.1 Kompletní model rozvodového mechanismu

Kompletní model systému motorové brzdy se skládá z několika základních subsystémů (Schéma 2). Mechanická část reprezentuje veškeré součásti rozvodového mechanismu vyjma hydraulických komponent, které jsou sice také mechanické součásti, ale přenos sil zde zajišťuje kapalina, přesněji motorový olej. Jelikož byla dána dvě různá konstrukční řešení rozvodového mechanismu, bylo třeba simulovat dva modely rozvodového mechanismu s příslušnými vačkami.

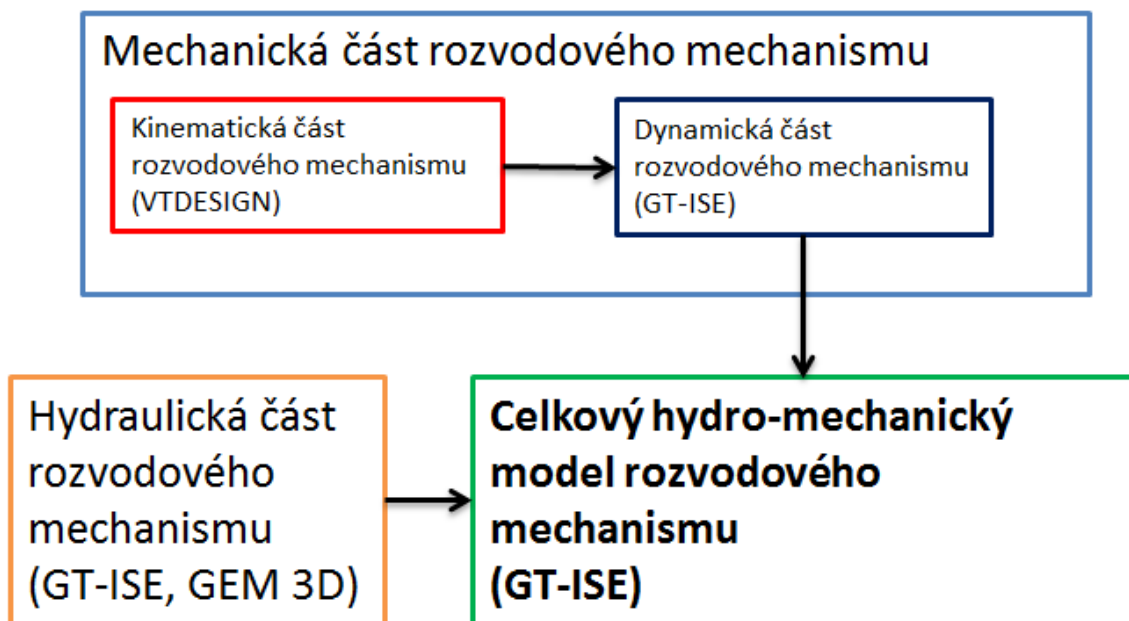


Schéma 2. Modely reprezentující kompletní rozvodový mechanismus

6.2 Mechanický model rozvodového systému

Mechanický model je vytvořen ve dvou fázích. První je tvorba kinematického modelu v nástroji VTDESIGN a v druhé fázi je převedení modelu do nástroje GT-ISE, který umožňuje plně dynamickou simulaci.

6.2.1 Kinematický model

Pro kinematiku jsou důležité správně odměřené rozměry mechanismu. Tento model se tvoří v nástroji VTDESIGN, který je k tomu uzpůsoben. Je možné zde jednoduše a graficky navrhnout mechanismus a následně ho přenést do dynamického modelu GT-ISE.. Jelikož, ale zadaný řešený systém obsahuje

hydraulickou část a není tedy konvenční, je nutné model upravit podle konkrétního řešení mechanismu v GT-ISE. Je ale možné tvořit mechanismus i přímo v GT-ISE.

6.2.2 [Dynamický model](#)

Dynamický model v GT-ISE byl upraven jednak kvůli obsahu hydraulických částí oproti konvenčním řešením rozvodových mechanismů, a jednak podle příslušného konstrukčního řešení. Změna se tedy týkala prvků v hydraulické části a dále s tím související změna vzájemných rozměrů a vazeb součástí mechanismu.

6.3 **Hydraulická část rozvodového mechanismu**

Hydraulická část reprezentuje hlavní funkční prvky mechanismu přenášející síly pomocí kapaliny. Bylo provedeno několik úprav. Jedná se zejména o vložení rovnic počítající průtokový součinitel, a dále úpravu hydraulické části pro odlišné konstrukční řešení.

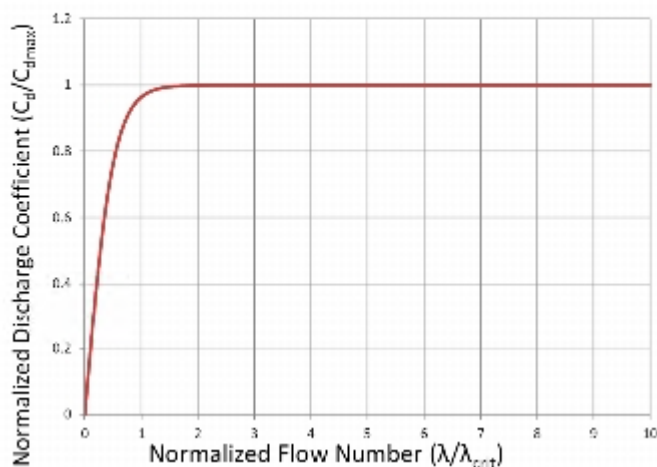
6.3.1 [Kuličkový ventil](#)

Rozvodový mechanismus obsahuje kuličkový ventil, který bylo potřeba do modelu vložit. Jelikož rozvodový mechanismus je modelován ve 2D, bylo potřeba namodelovat kuličkový ventil pomocí rovnic místo jednoduchého vložení předdefinovaného 1D kuličkového ventilu. 1D model totiž neumožňuje jednoduché připojení na 2D mechanické prvky jenž využívají dvě souřadnice.

Koeficient průtoku (Discharge coefficient)

Koeficient průtoku je součinitel, který popisuje ztráty během průtoku daným průřezem. V mém případě se jedná o průtok kapaliny skrz kuličkový ventil. Koeficient průtoku (průtokový součinitel) je poměr mezi efektivním průřezem a referenčním průřezem, čili skutečným využitým a fyzicky vyrobeným. Tento koeficient zahrnuje ztráty třením a odhaduje tak reálné chování kapaliny během průtoku. Význam má v malých průtočných číslech λ , kde se výrazněji promítá vliv viskozity (vnitřní tření kapalin). **Obr 28**

$$C_d = C_{d,max} \tanh\left(\frac{2\lambda}{\lambda_{crit}}\right)$$



Obr 28. Průtokový součinitel (Discharge Coefficient)

Pomocí průtokového součinitele se určuje hmotnostní průtok daným průřezem z následující rovnice (pro kruhový průtočný průřez).

$$\dot{m} = C_D \rho \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) \sqrt{\frac{2(P_{1,Total} - P_{2,Static})}{\rho}}$$

m ... hmotnostní průtok

C_D ... Průtokový koeficient

D ... referenční průměr (průtočný průměr)

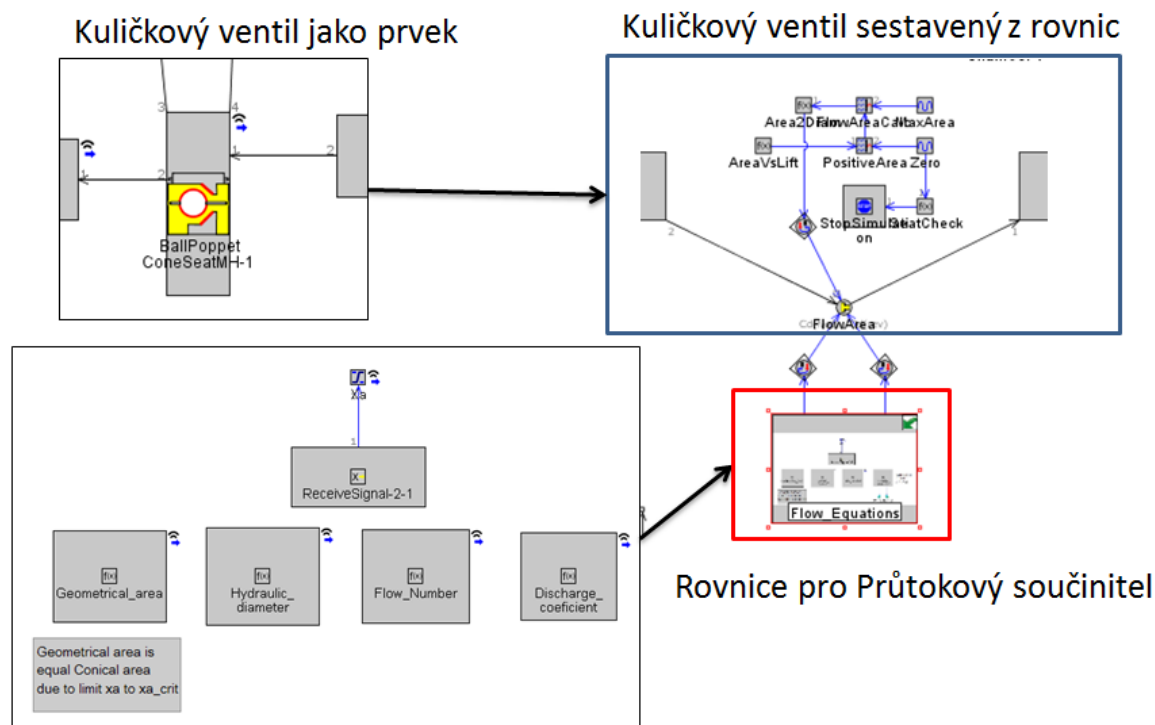
$P_{1,Total}$... Celkový tlak před průřezem

$P_{2,Static}$... Statický tlak za průřezem

ρ ... hustota kapaliny

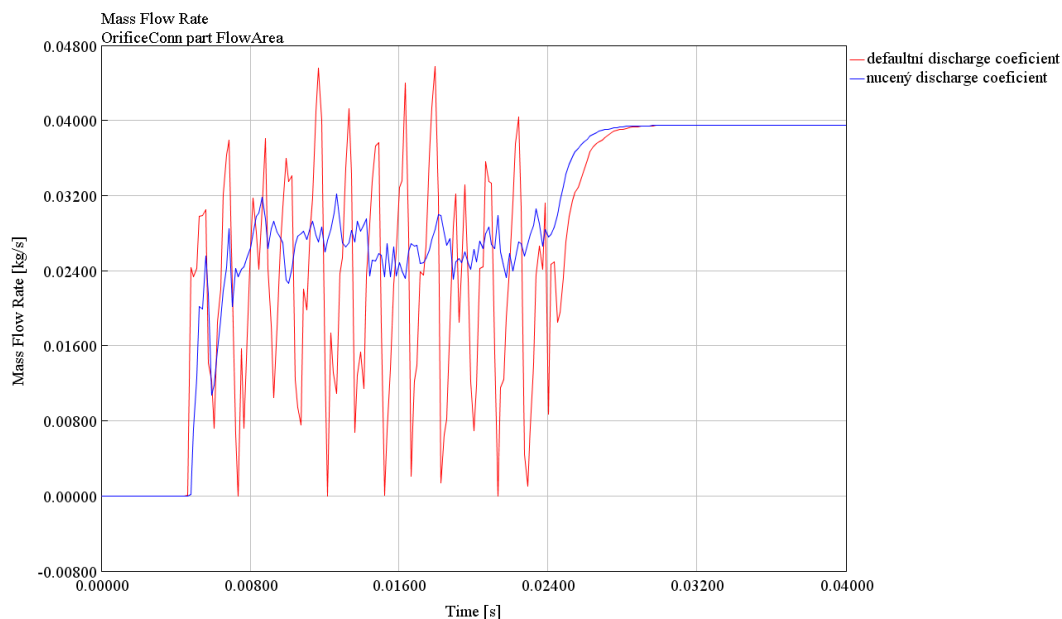
1D kuličkový ventil, umí počítat průtokový součinitel sám v závislosti na podmínkách průtoku (tlak, průtočný průřez...). Ale jelikož byl vložen kuličkový ventil sestavený z rovnic, bylo potřeba průtokový koeficient počítat samostatně a následně ho využít kuličkovým ventilem sestaveným z rovnic. Pro výpočet průtokového součinitele jsem si tedy vytvořil rovnice dle manuálu GT-ISE a následně je vložil do hydro-modelu a připojil k samostatně vytvořenému kuličkovému ventilu. Pro ověření spolehlivosti rovnic, byly vloženy současně v jednom 1D modelu s kuličkovým ventilem, kde jsem porovnal výsledky

průtokového součinitele vytvořených rovnic a GT-ISE rovnic. Následně jsem je vložil do hydraulické části modelu a připojil na kuličkový ventil.



Obr 29. Rovnice pro výpočet průtočného koeficientu (Discharge coefficient)

Porovnání vlivu průtokového součinitele je vidět na **Obr 30**, kde červená křivka popisuje průtok kuličkovým ventilem s defaultním nastavením průtokového součinitele a modrá křivka průtok s použitím počítaného průtokového součinitele pomocí rovnic. Počítaný průtok jevíce vyhlazený, což ovlivní i průtok kuličkovým ventilem.



Obr 30. Porovnání hmotnostního průtoku na základě rozdílných průtokových součinitelů

6.3.2 Úprava pro konstrukční řešení

Pro odlišné konstrukční řešení bylo změněno pár prvků reprezentující odlišnou hydraulickou cestu oproti původnímu řešení. Tyto prvky se v modelu mohou vytvořit dvěma způsoby. (Schéma 3)

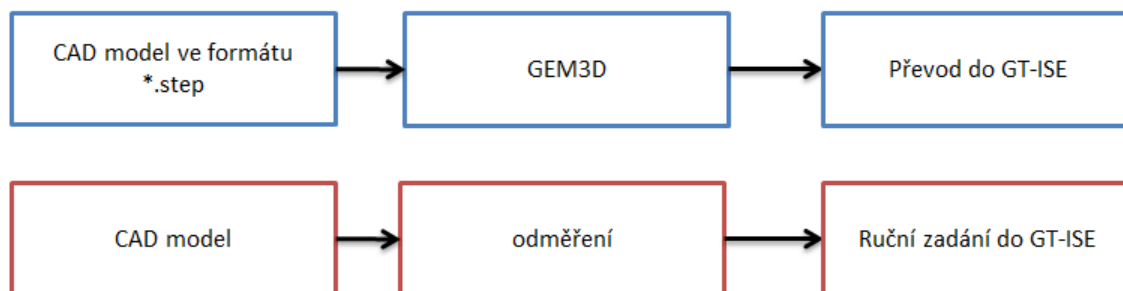


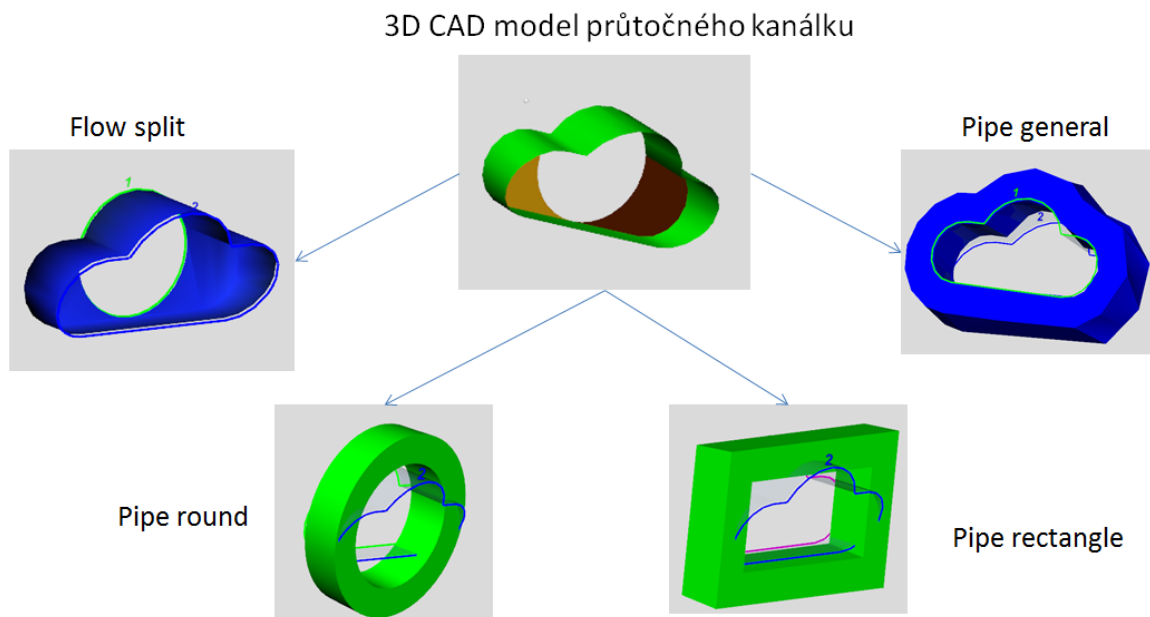
Schéma 3. Možné tvorby prvku pro GT-ISE

U klasického postupu se jednoduše odměří co je potřeba v CAD modelu a poté se parametry vloží přímo do prvků v modelu. Ale u složitějších tvarů je výhodné a časově úsporné vypomocť si aplikací GEM3D, kdy se pár kroků vytvoří odpovídající prvek s odpovídajícími rozměry pro hlavní aplikaci GT-ISE.

Postup pro tvorbu prvků z GEM3D

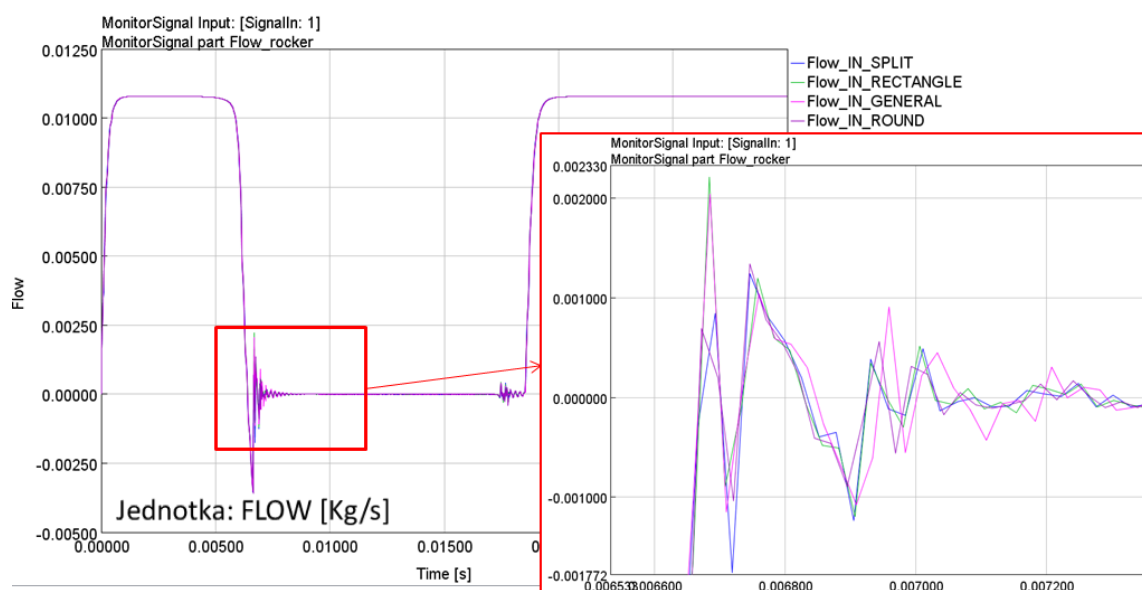
Pokud máme 3D model v některém z podporovaných formátů jako STEP, IGES, STL nebo i přímo soubory např. z CREO CATIA, můžeme tyto soubory vložit do GEM3D a vytvořit prvek.

V mém případě se jednalo o změnu hydraulické průtokové části. Geometrie nebyla výrazně složitá, ale vzhledem k otestování vlivu zvoleného převedení a i zjednodušení práce bez odměřování jsem využil této možnosti. Postup krátce popíšu na vytvoření průtočného kanálku. Průtočný kanálek je oddělen od celé součásti jako plocha a dále převeden na průtočný prvek použitelný v simulačním modelu GT-ISE. Prvek je možno vytvořit několika způsoby. V podstatě se jedná o způsob, jak přesně se převede 3D geometrie CAD modelu na průtočný prvek pro GT-ISE. Tedy převod od zjednodušeného kruhového kanálku až na přesný tvar podle 3D modelu (**Obr 31**).



Obr 31. Tvorba průtočného prvku z 3D modelu pro simulační model GT-ISE

Vytvořil jsem si tedy takto jeden prvek v různých modifikacích a poté jsem porovnal a vyhodnotil, jaký vliv má jednotlivá modifikace na průtok. Z výsledků jsem si pak vybral modifikaci, která je podle mě dostatečná z hlediska přesnosti a výpočetní náročnosti. Vliv má pak i volba diskretizační délky vzhledem k délce kanálku.



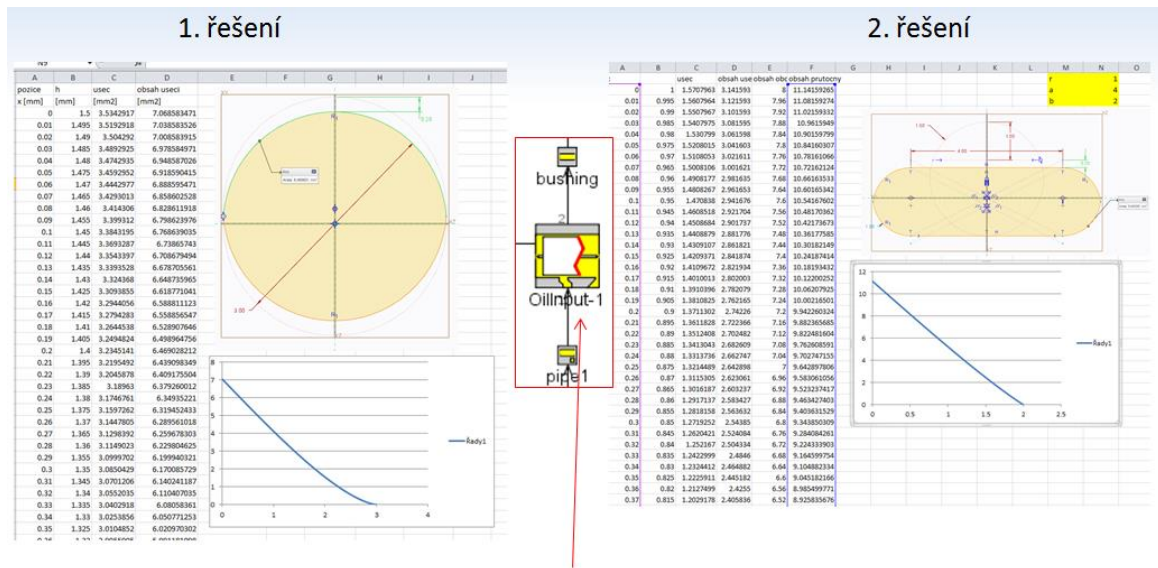
Obr 32. Porovnání různých modifikací průtočného prvku

Výpočet závislostní tabulky pro průtok mezi dvěma plochami

Posledním významnějším zásahem do simulačního modelu bylo vytvoření závislostní tabulky průtočného průřezu. Jelikož náhradní konstrukční řešení obsahovalo geometrickou změnu průtočných ploch v důležitých hydraulických prvcích, bylo potřeba zjistit, jak se mění průtočný průřez v čase v závislosti na vzájemné poloze (překrytí) dvou průtočných ploch.

Tuto závislost jsem vytvořil jako tabulku pomocí MSEXCEL a kontrolu provedl v PTC CREO2¹. Následně jsem ji použil v GT-ISE pro příslušné prvky. Výstupem byl v podstatě graf, jenž vzájemné pozici dvou ploch přiřadil určitý průtočný průřez.

¹ Computer aided design(CAD) software pro parametrické modelování součástí ve 3D



Pro jednotlivé modely různé XYZ Table

21

Obr 33. Pomocná tabulka průtočného průřezu v závislosti na poloze

7 Proces návrhu vačky

Tato kapitola se zabývá samotným procesem návrhu vačky. Je zde popsána hlavně metodika práce a obrázky nejsou vždy výstupem konečného řešení, ale jsou vloženy hlavně pro názornost. Výsledky jako výstup konečného návrhu jsou vloženy a shrnuty až v následující kapitole.

A nyní k samotnému návrhovému procesu. Z předchozího kroku jsem měl připravené modely pro simulování. Samotný návrhový proces probíhal podle Schéma 4.

Ze schématu je patrné, že se nejedná o přímočarý postup, kdy po ukončení jednoho kroku se už k tomuto nevracím. Není třeba se vracet, až když výsledky kroků splňují kritéria a požadavky. K úpravám v předešlých krocích a následným simulacím docházelo poměrně často.

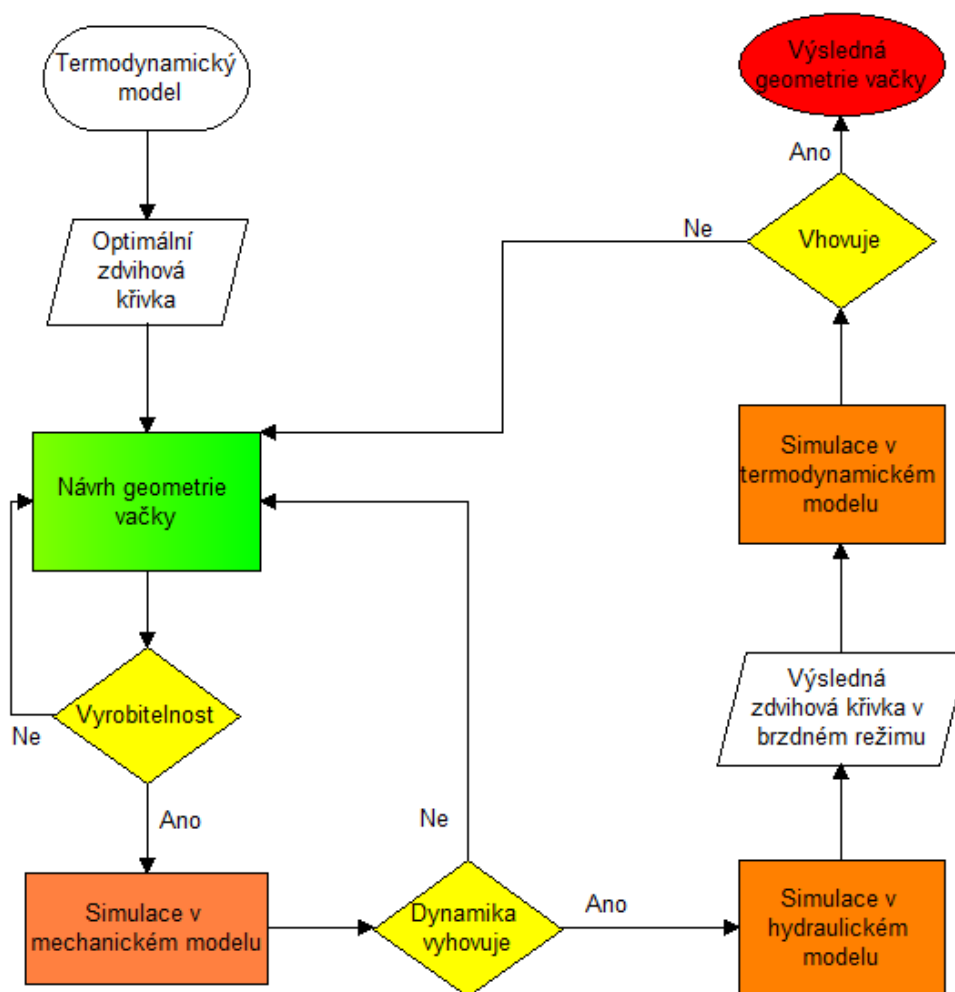


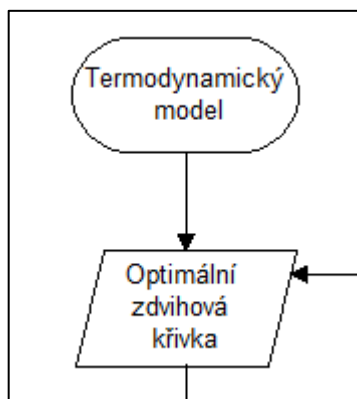
Schéma 4. Návrhový proces pro vačku

Návrhový proces lze v krátkosti shrnout v následujících bodech:

1. Získání optimální zdvihové křivky ventilu z termodynamického modelu konkrétního motoru pro návrhový proces vačky
2. Vytvoření profilu vačky pro následné simulování v modelech rozvodu
3. Simulování kinematiky a dynamiky v mechanickém modelu rozvodu
4. Simulování navržené vačky v celkovém hydro-mechanickém modelu rozvodového mechanismu
5. Zpětné simulování zdvihové křivky z hydro-modelu rozvodového mechanismu v termodynamickém modelu motoru
6. Výsledná navržená vačka příslušná k návrhu vačky vytvořené v kroku 2

Výsledkem tohoto návrhového procesu bude profil vačky pro každé konstrukční řešení s příslušnými výsledky ze simulací.

7.1 Optimální zdvihová křivka



Jako první krok je nutné získat optimální zdvihovou křivku ventilu z termodynamického modelu, podle které budu tvořit profil vačky. Cílem je tedy získat optimální zdvihovou křivku na základě nezávislých parametrů, která splňuje kritéria v podobě závislých parametrů. Abych takovou křivku získal, využil jsem nástroj DOE v prostředí GT-ISE. Takto jsem získal

několik řešení, které splňují daná kritéria. Později jsem zjistil, že výstup z DOE byl spíše výchozí rámeček, z kterého jsem zjistil jak nezávislé parametry křivek CR a BGR mohou upravovat, abych dostal optimální křivku splňující daná kritéria. Jelikož jsem se dostal do situace, kdy vybraná optimální zdvihová křivka z DOE nevyhovovala v nějakém následujícím kroku procesu návrhu, musel jsem se vrátit a vybrat jinou křivku buď z již existujících vhodných řešení DOE, nebo mírně upravit nezávislé parametry křivek CR a BGR a získat novou vhodnou optimální zdvihovou křivku.

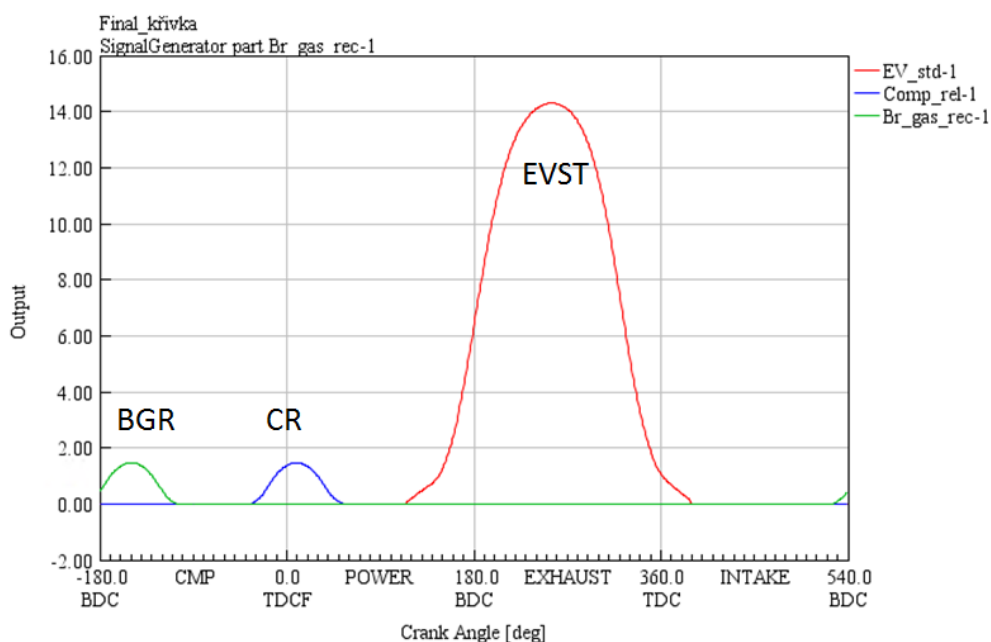
Je zde důležité zmínit, že optimální zdvihová křivka byla získána pro motor **bez ventilové vůle!** Ventilová vůle má samozřejmě zásadní vliv pro přenos profilu vačky na ventil. Tato problematika se řeší v závislosti na zjištění skutečné ventilové vůle během provozu motoru a podle výsledků se pak případně vhodně uzpůsobí návrh vačky. Aplikace VTDESIGN obsahuje nástroj, kterým lze analyzovat vliv ventilové vůle, nebo přímo v termodynamickém modelu se může získat vliv vůle na vnější charakteristiku.

Také je dobré zmínit, že z hydro-mechanického modelu nikdy nezískám totožnou optimální křivku, jelikož zadaný systém motorové brzdy, zdvihovou křivku v brzděném režimu v průběhu mění. Z toho vyplývá, že optimální zdvihová křivka je výchozí bod, který je využit k samotnému návrhu profilu vačky.

Pro nástroj DOE byl použit termodynamický model pro brzdny režim v nejvyšších provozních otáčkách 2100ot/min. Hledaná křivka se skládá ze tří křivek reprezentující:

- Standartní výfukovou zdvihovou křivku – **EVST** křivka²
- Compresion Release zdvihovou křivku – **CR** křivka²
- Brake Gas Recilculation zdvihovou křivku - **BGR** křivka²

Tyto zdvihové křivky můžeme v termodynamickém modelu separátně upravovat a posléze sečíst ve výslednou křivku (**Obr 34**).



Obr 34. Skládání křivek EVST, CR a BGR do výsledné zdvihové křivky

V termodynamickém modelu motoru se **upravují** pouze křivky **CR** a **BGR**, křivka **EVST** **zůstává** neměnná, jelikož je to funkční křivka motorového režimu daná výrobcem, která byla odměřena na motoru a tuto křivku musíme zachovat pro motorový režim. Výchozí zdvihové křivky CR a BGR pro následnou optimalizaci byly získány na základě konstrukčních limitů rozvodového mechanismu (rozdíl krajních poloh ventilu).

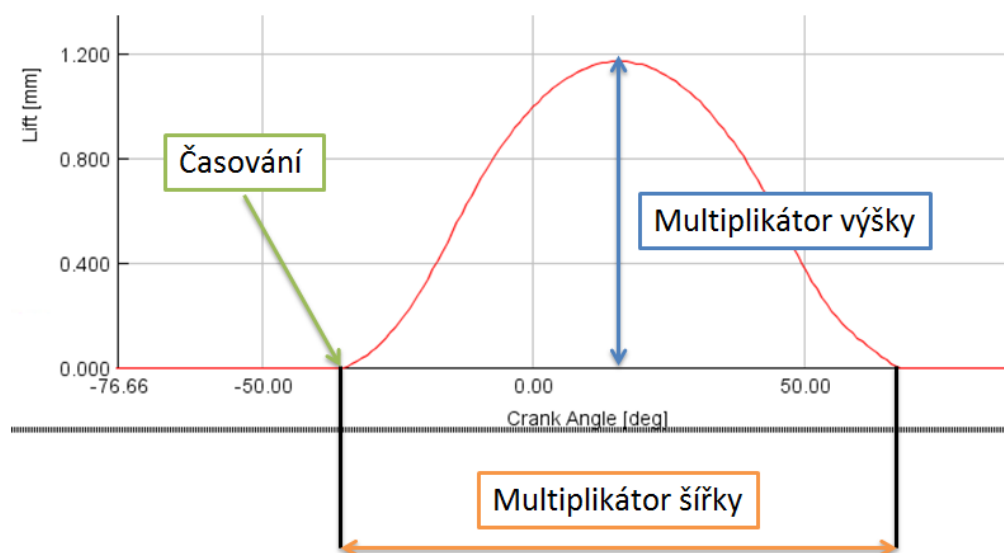
² vysvětleno v odstavci- 23 -3.3 Dekompresní motorová brzda

Parametry, které se u křivek CR a BGR upravují (nezávislé parametry):

Křivky CR a BGR jako optimální se získají pomocí parametrů, které určují jejich tvar a časování. Znovu podotýkám, že časování je určeno pro návrh vačky bez vůle ventilů, vůle ventilů totiž mění časování začátku zdvihu křivky.

Nezávislé parametry (Obr 35):

- časování
 - úhel kliky, ve které začíná zdvih křivky (osa x)
- multiplikátor šířky
 - násobek úhlu (osa x)
- multiplikátor výšky
 - násob zdvihu (osa y)



Obr 35. Nezávislé parametry zdvihové křivky

KRITÉRIA VÝBĚRU

- maximální tlak ve válci 90 Barů
 - omezení tlaku z důvodu zatěžování
- velikost brzdného výkonu
 - snaha maximálního brzdného výkonu

Parametry, které reprezentují kritéria (závislé parametry):

- vnější charakteristika - dané kritérium
- maximální tlak ve válci - dané kritérium
- tvar zdvihové křivky - vlastní doplňkové kritérium

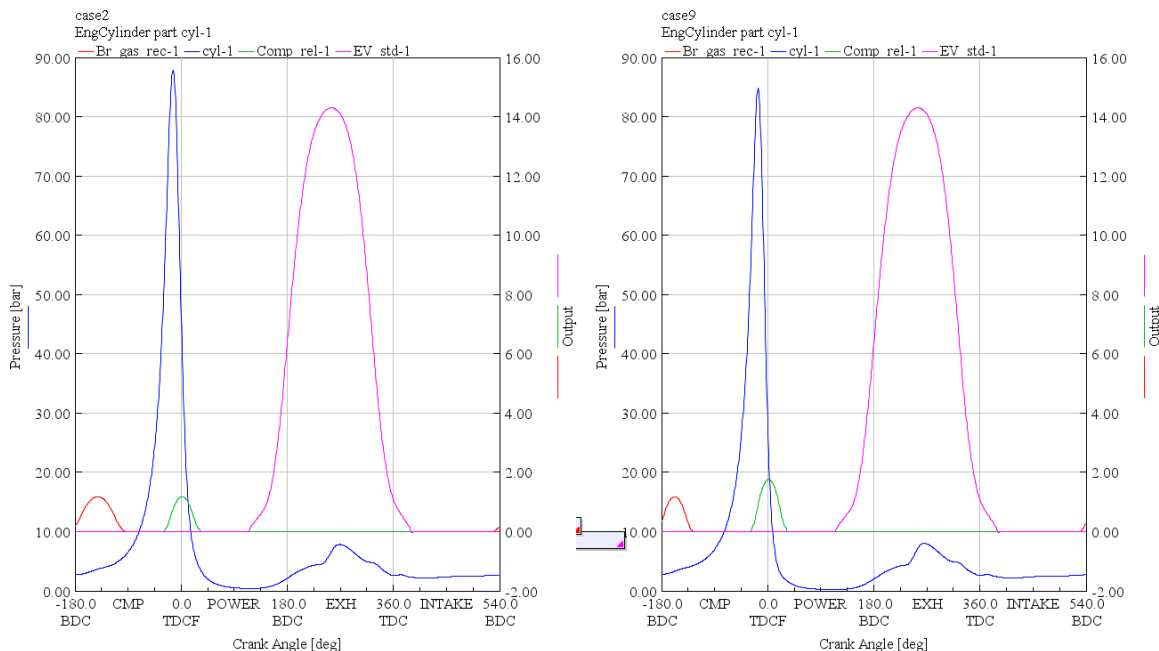
Nezávislé parametry můžu v GT-ISE pomocí nástroje DOE kombinovat ve zvoleném rozmezí a následně zjistit z výsledků jaká jejich kombinace přinese výsledky splňující daná kritéria, tedy **závislé parametry**.

Nejdříve jsem provedl několik simulací termodynamického modelu, u kterých jsem si zkusil, co se děje při změně nezávislých parametrů, abych měl jakýsi rámec nezávislých parametrů pro DOE. Jelikož samotný proces získávání optimálního řešení pomocí DOE je časově a výpočetně náročný proces je celkem důležité vhodně určit rozmezí a kroky parametrů a tím i počet možných kombinací (řešení). Takto jsem získal soubor možných řešení nezávislých parametrů. Postupným výběrem podle kritérií jsem si vybral několik možných řešení, s kterými jsem následně pracoval. Na **Obr 36** je jeden z výstupů DOE, kdy zaškrtnutá zelená řešení vyhovují kritériu maximálního tlaku ve válci 90 barů. Závislé parametry tlak ve válci a brzdový výkon jsou v oranžových polích. Dále jsou vidět a příslušné nezávislé parametry v zelených polích.

Expt. No.	In/Out	cr_shift	cr_height	cr_stretch	bgr_height	bgr_stretch	cylpmx_cyl_1	bkw_cranktrain
10	<input checked="" type="checkbox"/>	-30.0	0.6	0.5	0.4	0.75	78.4458	-361.453
12	<input checked="" type="checkbox"/>	-30.0	0.6	0.5	0.6	0.75	79.406	-363.32
9	<input checked="" type="checkbox"/>	-30.0	0.6	0.5	0.4	0.5	81.4931	-380.692
11	<input checked="" type="checkbox"/>	-30.0	0.6	0.5	0.6	0.5	84.2024	-390.861
2	<input checked="" type="checkbox"/>	-30.0	0.4	0.5	0.4	0.75	85.5382	-356.158
4	<input checked="" type="checkbox"/>	-30.0	0.4	0.5	0.6	0.75	86.2751	-358.083
14	<input checked="" type="checkbox"/>	-30.0	0.6	0.75	0.4	0.75	89.557	-356.393
1	<input type="checkbox"/>	-30.0	0.4	0.5	0.4	0.5	90.0339	-376.217
16	<input type="checkbox"/>	-30.0	0.6	0.75	0.6	0.75	90.2016	-357.987
3	<input type="checkbox"/>	-30.0	0.4	0.5	0.6	0.5	93.1583	-386.816

Obr 36. Příklad výsledků DOE s omezením na 90 baru ve válci

Na obrázku **Obr 37** je grafický výstup několika řešení DOE v aplikaci GT-POST. Jsou zde křivky EV, CR a BGR a dále průběh tlaku ve válci.

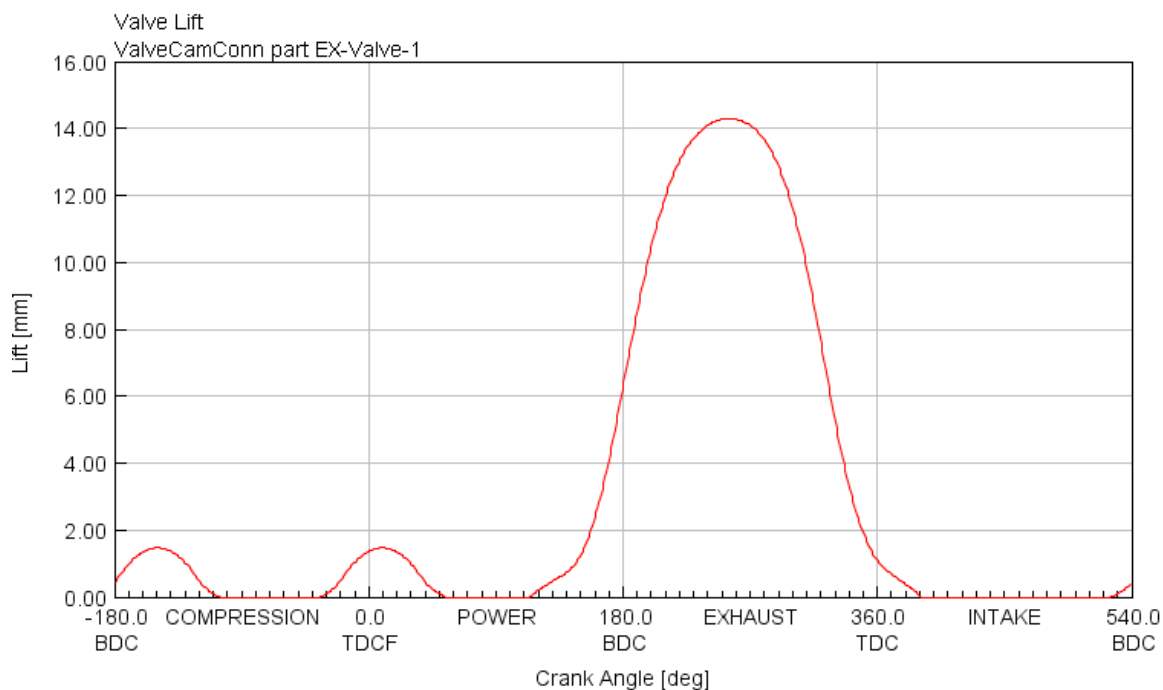


Obr 37. Příslušné grafické znázornění několika řešení z DOE (křivky EV, CR, BGR a tlak ve válci)

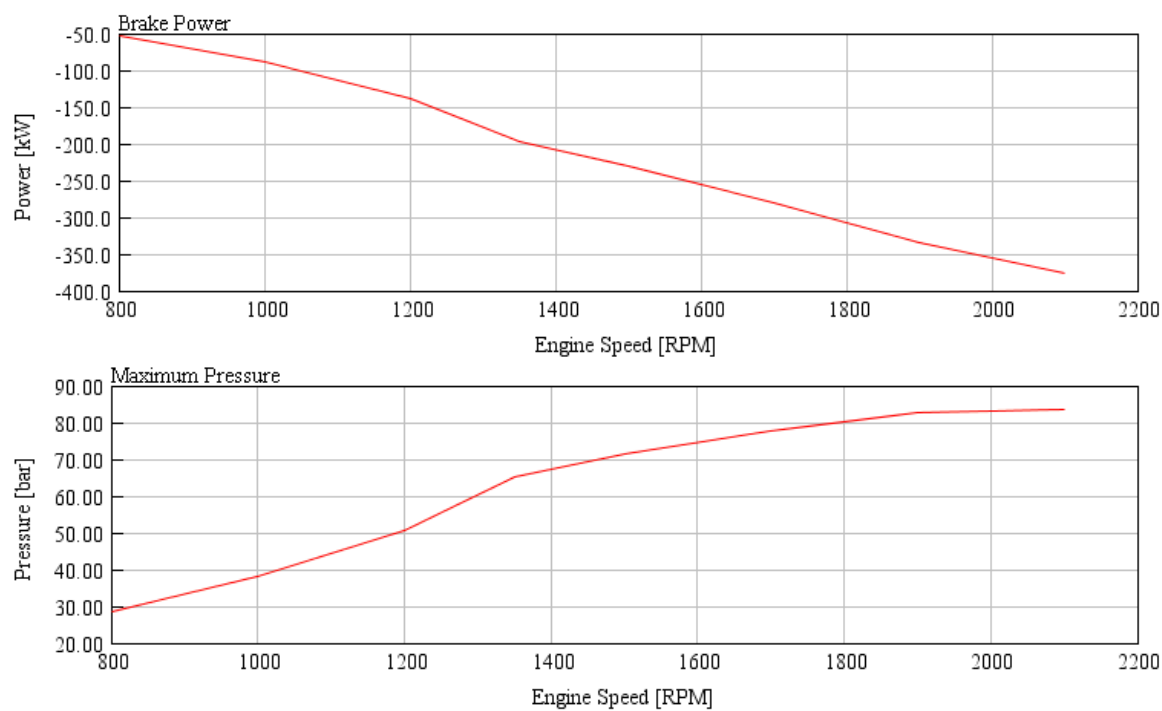
Z grafických výsledků se dala trochu odhadnout pravděpodobný profil vačky, což jsem použil jako mé doplňkové **kritérium**. Předpokládal jsem, že méně strmé přechody budou znamenat menší změny zrychlení a tím pádem i menší setrvačné síly. Každopádně až příslušné simulování ukázalo vhodnost řešení. Vliv má například převodový poměr rozvodového systému z vačky na ventil, jelikož tento poměr ovlivňuje výsledný profil vačky. V jednom řešení jsem získal tak ostré vačky, že už pohledem bylo zjevné nevyhovující řešení z hlediska odsakování rolny na vahadle, což následně i potvrdila simulace mechanického modelu rozvodu. V tomto případě nezbyvalo než se soustředit na jiné vhodnější řešení.

Každopádně jsem v této fázi vybral podle mě vhodné nezávislé parametry zdvihové křivky vačky a spustil simulační model pro rozsah otáček využívaných v běžném provozu. Tím jsem zjistil chování optimální zdvihové křivky ventilu modelu v celém spektru využitelných otáček motoru. Takto jsem získal výchozí zdvihovou křivku výfukového ventilu (**Obr 38**) pro následný krok a k ní příslušnou vnější charakteristiku (**Obr 39**).

Tímto jsem měl uzavřený první krok, což je optimální zdvihová křivka ventilu, kterou použiji jako vzor pro tvorbu profilu vačky.

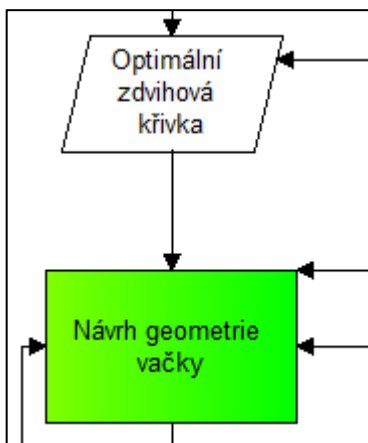


Obr 38. Výchozí optimální zdvihová křivka ventilu



Obr 39. Vnější charakteristiky k příslušným křivkám

7.2 Vzoru zdvihové křivky pro VTDESIGN



Optimální zdvihovou křivku, kterou jsem získal z termodynamického modelu, je křivka **zdvihu ventilu**. Což znamená, že to je křivka na výstupu z rozvodového mechanismu, já ale potřebuji křivku na vstupu do rozvodového mechanismu, čili křivku **zdvihu vačky**. Křivku zdvihu vačky jsem získal jako výstup z aplikace VTDESIGN.

Jak jsem zmínil dříve, celková zdvihová křivka je součet tří zdvihových křivek. A to EVST křivka, CR křivka a BGR křivka. Zdvihová křivka EVST, je neměnná a vychází z naměřených hodnot na motoru. Křivky zdvihů CR a BGR jsou optimální křivky z výsledků termodynamického modelu podle kritérií. Všechny tři křivky je třeba nějakým způsobem přenést do prostředí VTDESIGN v podobě **vzorů**, k čemuž jsem využil Microsoft EXCEL.

Následná správnost vytvořených křivek se ověřovala v mechanickém modelu rozvodu. Důležité bylo vytvořit pro každé konstrukční řešení příslušný profil vačky vzhledem k rozdílným geometrickým parametrům konstrukčních řešení a tyto křivky pak zkontrolovat v příslušných modelech.

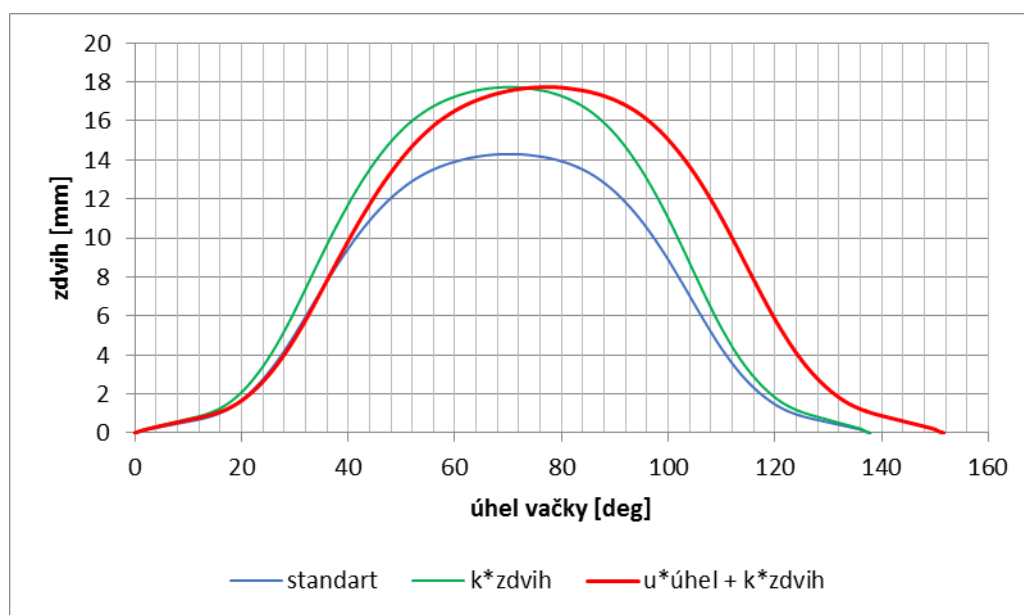
7.2.1 Vzoru zdvihové křivky standartního výfuku EVST

Křivka standartního výfuku EVST je dána naměřenými hodnotami přímo na motoru. Křivka EVST je významná pro motorový režim a proto je důležité zachovat její parametry pro tento režim. Vráťím se zde ke kapitole 5. **Výchozí data a modely**. Tato křivka je v zadaném systému proměnlivá, respektive mezi vačkou a ventilem je mechanismus, který umožňuje měnit výstupní křivku ventilu. Technicky má tento mechanismus dvě krajní polohy, které zjednodušeně reprezentují brzdový režim a motorový režim. Čili umožňuje přenášet z vačky na výfukový ventil, buď plný profil vačky (brzdový režim s CR a BGR), nebo jen částečný profil (motorový režim s EVST). Aby bylo dosaženo požadovaného **průběhu zdvihu ventilu** zejména v krajní poloze reprezentující motorový režim, bylo nutné správně navrhnout **zdvihovou křivku vačky** vycházející z křivky standartního výfukového ventilu naměřeného na motoru a

rozměrů konstrukčního řešení. Z toho mi vyšlo navýšení vzorové křivky, což je v podstatě možný propad ventilu. Tento propad zajistí mechanismu přesný zdvih v motorovém režimu jako u naměřeného motoru. Nejdříve jsem vytvořil vzor standartního zdvihu ventilu v MSEXCEL, který jsem následně vložil do VTDESIGN a poté křivku tvořil podle tohoto vzoru. Bylo několik možných řešení jak získat vzor pro VTDESIGN, který by zajišťoval správný průběh zdvihové křivky.

multiplikátory (násobitele)

Lze použít stejný princip jako parametrizování výchozích křivek CR a BGR pro řešení DOE. Multiplikátory křivku vlastně násobím jak v ose x tak ose y tak, aby standartní křivka tvořila vrchní část násobené křivky (**Obr 40**). Modrá křivka představuje standartní naměřený zdvih ventilu na motoru, zelená křivka představuje násobení výšky zdvihu naměřeného zdvihu a červená násobení naměřeného zdvihu a úhlu.

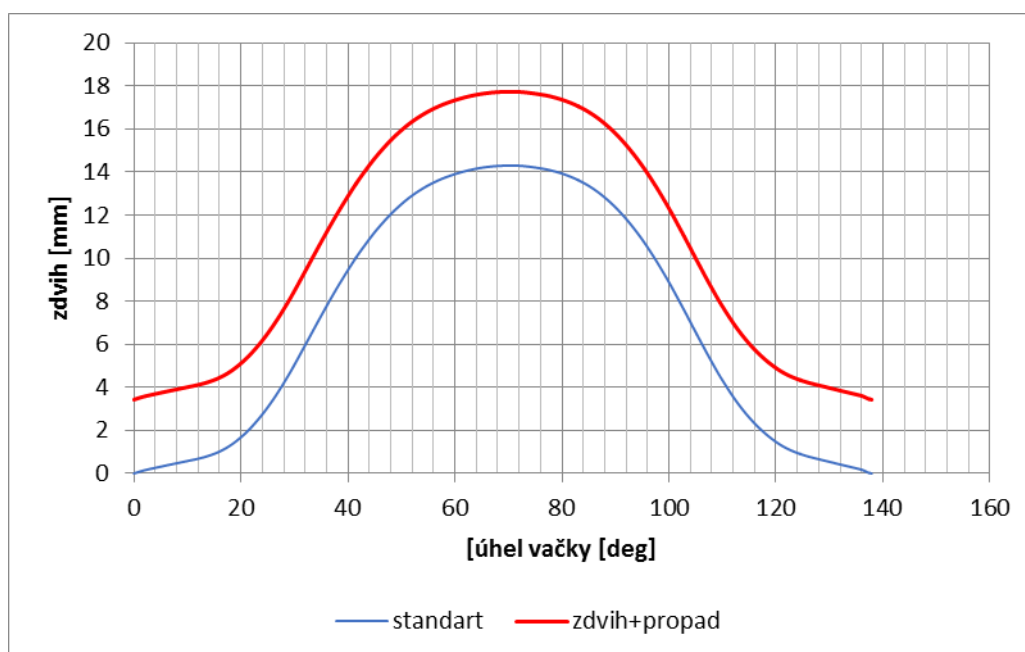


Obr 40. Vytvoření vzoru standartní výfukové křivky pomocí multiplikátorů

přídavek propadu ventilu

Dalším řešením, které jsem použil v mém návrhu, bylo přičtení přímo velikosti propadu (rozdíl krajních poloh³) ventilu ke křivce EVST **Obr 41**. Modrá křivka znázorňuje opět naměřený standartní zdvih na motoru a červená křivka přičtení možného propadu ventilu k naměřené zdvihové křivce.

Toto řešení mi přišlo výhodné, jelikož jsem dostal přesný vzor naměřené křivky standartního výfuku ve spodní části (začátek a konec zdvihové křivky), která je důležitá pro motorový režim. A dále jsem nemusel přepočítávat časování v rámci celé křivky pro VTDESIGN, jelikož nedošlo k posunu křivky jako v řešení s multiplikátory. Vrchol křivky zůstal na stejném místě. Takto jsem vytvořil vzory pro každé konstrukční řešení, jelikož rozdíl krajních poloh byl odlišný.



Obr 41. Vytvoření vzoru standartní výfukové křivky přičtením propadu ventilu

7.2.2 Vzory zdvihových křivek CR a BGR

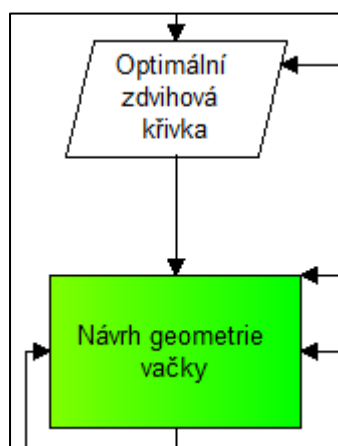
Křivky CR a BGR jsou dodatečné zdvihy vytvořené na vačce⁴. Vybrané optimální zdvihové křivky CR a BGR jsem si opět připravil v MSEXCEL jako jednotlivé **vzory**,

³ Umožňuje ventilu tvořit různé zdvihové křivky. Více vysvětleno v kapitole 5 Výchozí data a modely

⁴ Více v kapitole 3.3 Dekompresní motorová brzda

abych mohl následně vložit do VTDESIGN. Úprava je prakticky stejná jako v termodynamickém modelu v GT-ISE při DOE, kde se výchozí limitní zdvihové křivky přepočítávají pomocí multiplikátorů. Tedy v MSEXCEL jsem znovu přepočítal výchozí křivky CR a BGR multiplikátory, ale nyní už těmi, které jsem získal jako optimální zdvihovou křivku. Jelikož vzory CR a BGR byly použity separátně, přepočítal jsem si zde i časování, aby odpovídalo skutečnému průběhu celé zdvihové křivky v reálném motoru a mohl tak tvořit celou zdvihovou křivku na vzor odpovídající funkčnímu časování. Teoreticky šlo použít i přímo výstup z termodynamického modelu a vložit jej přímo do VTDESIGN.

7.3 Tvorba křivky ve VTDESIGN



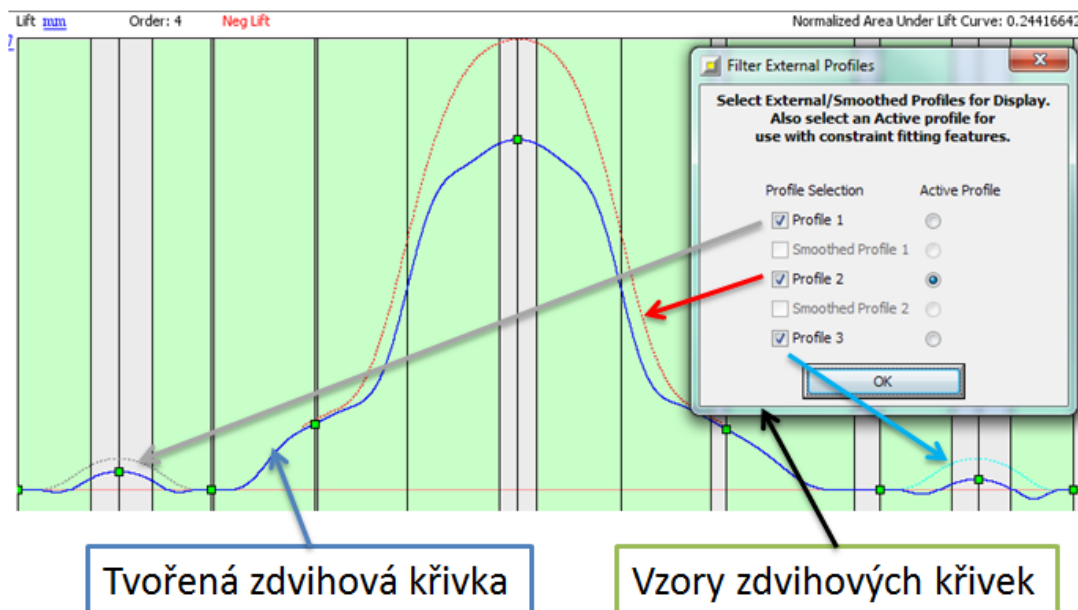
Tento krok je nejvýznamnější v celém návrhovém procesu profilu vačky. Výstup z tohoto kroku je v podstatě i **konečný produkt**. Ale než tento produkt může být uznán jako konečný, musí projít uspokojivým simulováním.

V této fázi procesu jsem zjistil, že návrh profilu vačky je velmi zacyklený proces, kde jsem musel provést relativně značné množství simulací a úprav již vytvořené křivky, aby vyhovovala jak kritériu výrobitelnosti, tak simulacím v mechanickém modelu rozvodu.

Z předešlého kroku jsem tedy měl vzory zmíněných tří zdvihových křivek a to EVST, CR a BGR z MSEXCEL a cílem bylo vytvořit zdvihovou křivku podle těchto vzorů.

CAMDESIGN

Jedná se o plně uzpůsobené grafické prostředí, kde se tvoří zdvihová křivka ventilu a následně umožňuje vygenerovat profil vačky a v případě potřeby exportovat pomocí dat. Umožňuje vložit vzory (Profily), podle kterých se může křivka tvořit. Čili vytvořené vzory z MSEXCEL jsem vložil do prostředí CAMDESIGN. CAMDESIGN umožňuje vložení až tří vzorů, čehož jsem využil k vložení zvláště tří vzorů křivek EVST, CR a BGR z MSEXCEL. Úkolem v tomto kroku tedy bylo co nejvíce přimknout mnou tvořenou zdvihovou křivku ke vloženým vzorům (**Obr 42**).



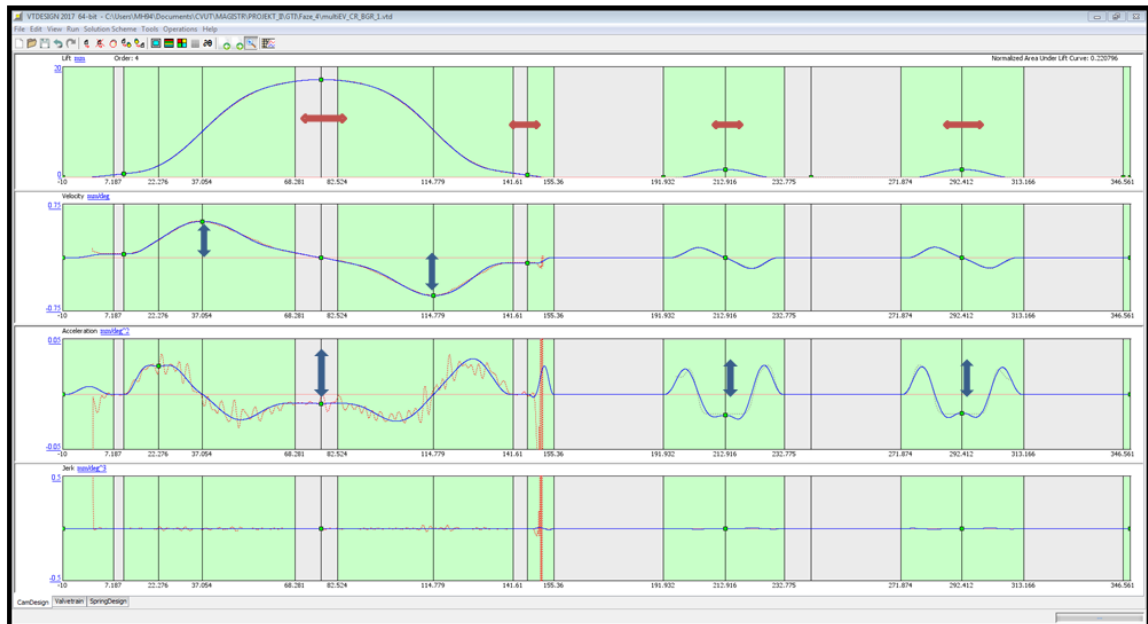
Obr 42. Křivka před úpravou

Pomocí nástrojů CAMDESIGN je pak snahou překrýt tvořenou křivkou co nejvíce vzorové zdvihové křivky (profily). Proces překrývání tvoří několik operací (Obr 43), jejichž kombinací lze dosáhnout poměrně slušného překrytí (Obr 44). V podstatě lze téměř dokonale překrýt vzorové křivky. Je ale nutné respektovat kritérium výrobitelnosti, které může omezovat dokonalé překrytí. Operace, kterými se křivka upravuje, jsou zejména vytvoření a následná úprava důležitých bodů křivky, popřípadě vytvořených úseků na křivce udělující jí určité vlastnosti (konstantní průběh v určité derivaci)⁵.

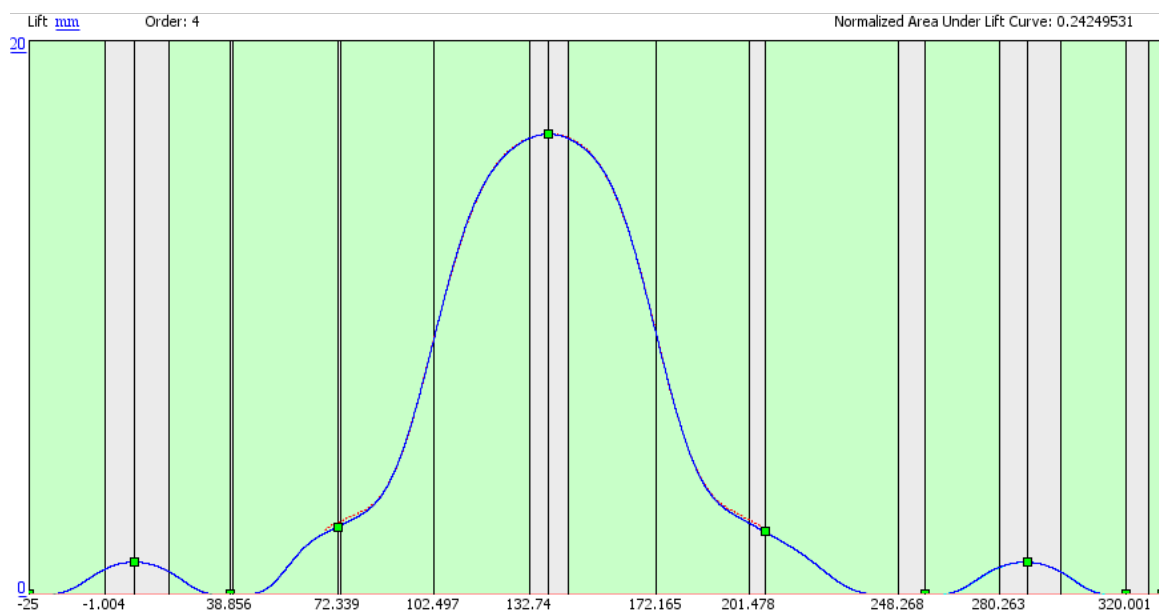
Počet oken, ve kterých je možno provádět operace je dáno tím, do jakého řádu derivace určíme spojitost tvořené křivky. Čili čím vyšší derivace, tím větší možnost úprav křivky. Já jsem si určil spojitost do 4. derivace, ale prakticky veškeré úpravy jsem prováděl na **zdvihu rychlosti a zrychlení**. Pro tvorbu křivky je potřeba získat určitý cit a vědět co jakým způsobem ovlivňuje tvar křivky. K překrytí lze dojít několika způsoby a zřejmě záleží na zkušenosti, který způsob kdy a jak využít. Tato fáze je **samotným návrhem** profilu vačky skrze zdvihovou

⁵ Více v kapitole 4 Představení software GT-SUITE.

křivku ventilu. Takto jsem získal zdvihovou křivku ventilu pro následné kroky návrhu.



Obr 43. Způsob úpravy křivky

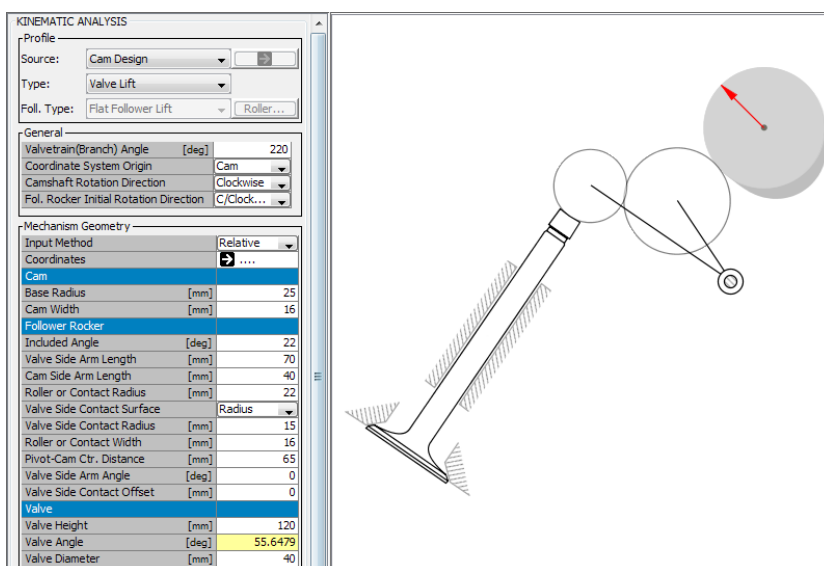


Obr 44. Výsledné přimknutí tvořené zdvihové křivky k vzorovým křivkám

VALVETRAIN

Pokud je vytvořena konečná zdvihová křivka ventilu, tak je potřeba zadat geometrické rozměry mechanismu, aby se mohla vypočítat geometrie vačky.

Jelikož jsem křivku navrhoval pro dvě konstrukční řešení, musel jsem ve VALVETRAIN vytvořit dva odpovídající geometrické modely rozvodového mechanismu, aby mohly být následně vygenerovány profily vaček odpovídající převodovému poměru příslušného konstrukčního řešení. V podstatě šlo o zadání příslušných geometrických rozměrů rozvodového mechanismu podle příslušného konstrukčního řešení.



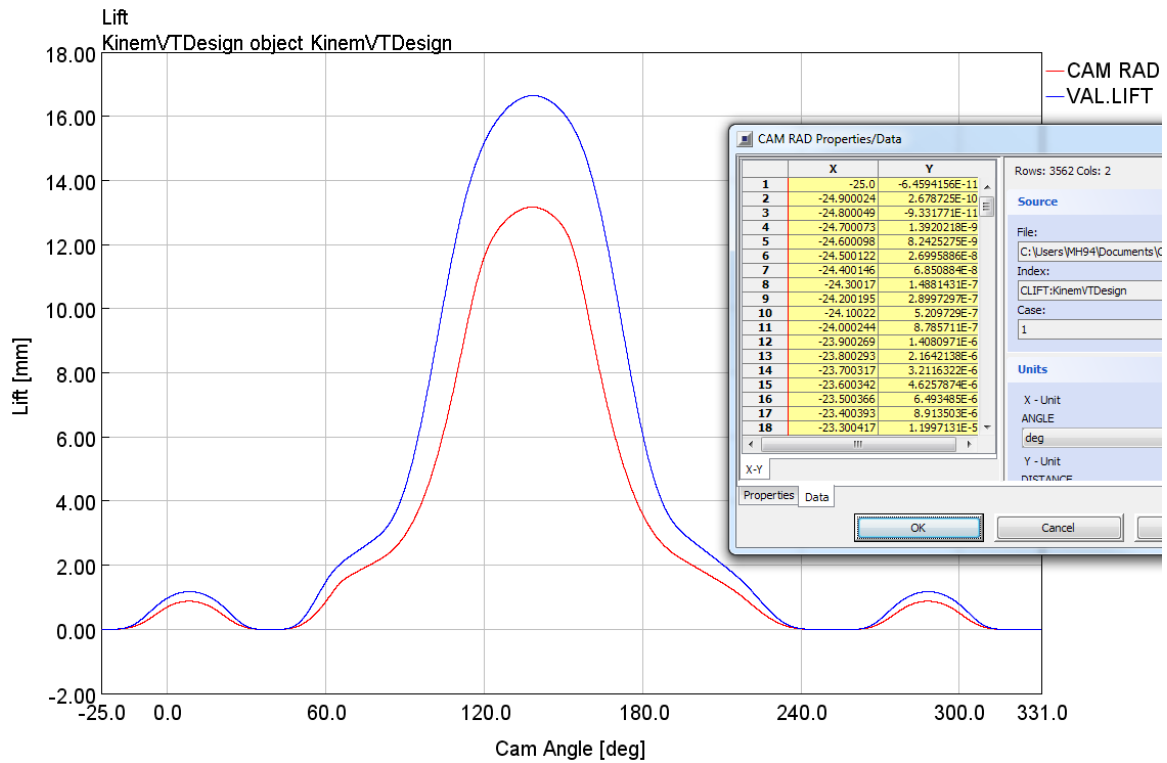
Obr 45. Konstrukční rozměry modelového rozvodového mechanismu

Po zadání rozměrů jsem vygeneroval kinematické výsledky do GT-POST

GT-POST

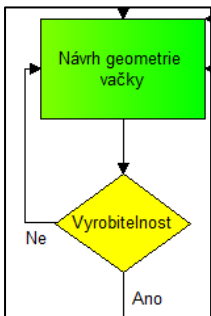
Umožňuje analyzovat kinematické výsledky z VTDESIGN, z nichž mě hlavně zajímaly:

- **profil vačky**
 - data profilu vačky nutná pro simulování v modelech rozvodového mechanismu
 - na (**Obr 46**) je červenou vyznačen zdvih (poloměr) vačky a modrou zdvih ventilu v závislosti na úhlu vačky.

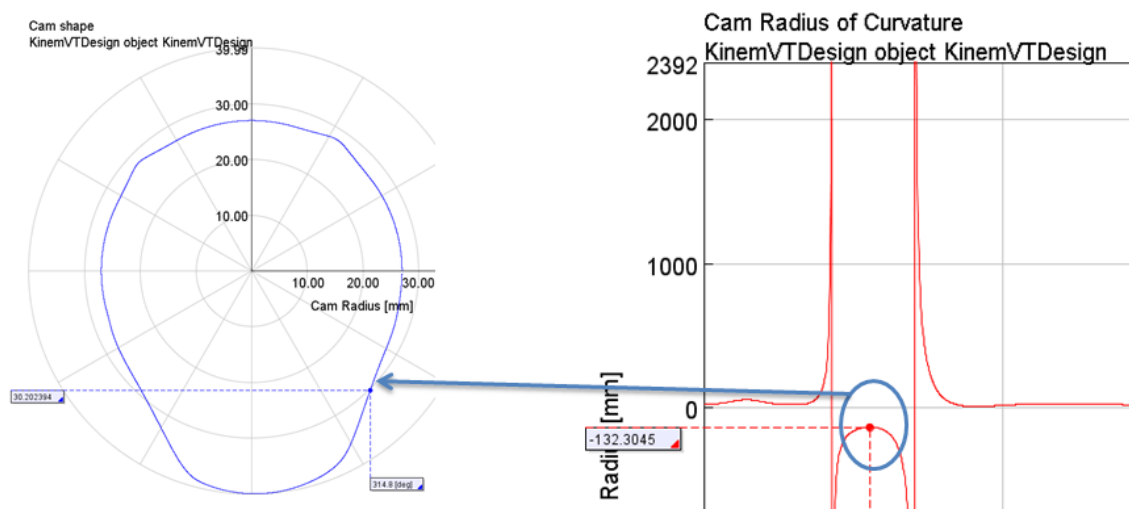


Obr 46. Výstupní zdvihová křivka vačky z VT-DESIGN

- **poloměr zakřivení (Radius Curvature)**



- je kritérium **vyrobitelnosti**
- v případě negativního poloměru zakřivení musí být větší než poloměr brusného kotouče, jinak se vačka nebude moci vybrousit
- na **Obr 47** je profil vačky (modrá) a k němu výřez nejmenšího negativního poloměru zakřivení (červen). V tomto případě je poloměr menší než 150 mm, tedy **nevyhovující**.

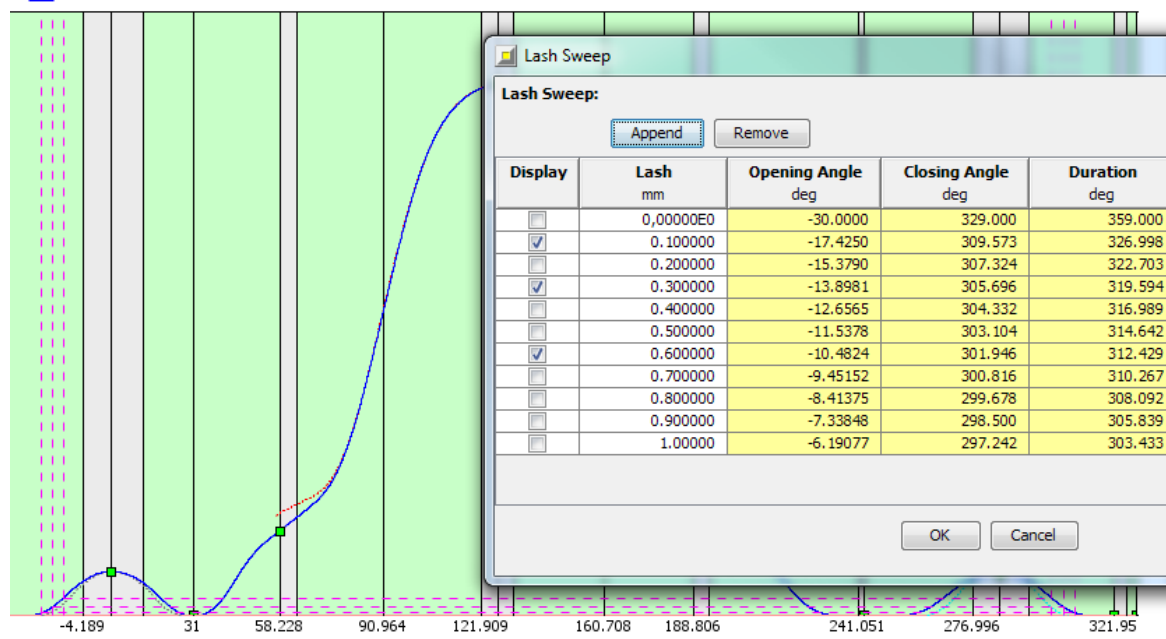


Obr 47. Kontrola negativního poloměru zakřivení vačky

Pokud je rádius zakřivení v požadované toleranci mohou použít data zdvihové křivky vačky pro simulování v mechanickém modelu. Pokud poloměr zakřivení neodpovídá, musíme se vrátit do kroku tvorby křivky ve VT-DESIGN a pozměnit křivku tak, aby následně vygenerovaný profil vačky byl výrobitelný. V takovém případě záleží, kde se nevyhovující poloměr křivosti nachází. Může to být ve zdvihu EVST, CR, nebo BGR. Řešením pak je:

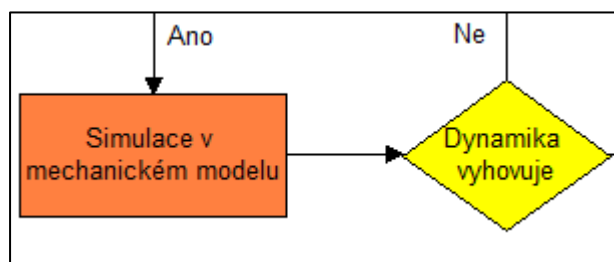
- Malá úprava v rámci CAMDESIGN
- Implementace nového vzoru do CAMDESIGN na základě výsledků DOE popřípadě vlastní úpravy parametrů pro vzorovou křivku a tvorba nové zdvihové křivky ventilu a následně zdvihové křivky vačky

Dalším výstupem, který může být užitečný pro tvorbu profilu vačky, je analýza ventilové vůle, z které je vidět jakým způsobem bude ovlivněna křivka zadanou ventilovou vůlí (**Obr 48**). Výstup je změna plnosti křivky. V mém případě jsem tento nástroj nepoužil. Je zde zmíněn jako možnost.



Obr 48. Vliv ventilové vůle na zdvihovou křivku

7.4 Simulování křivky v mechanickém modelu



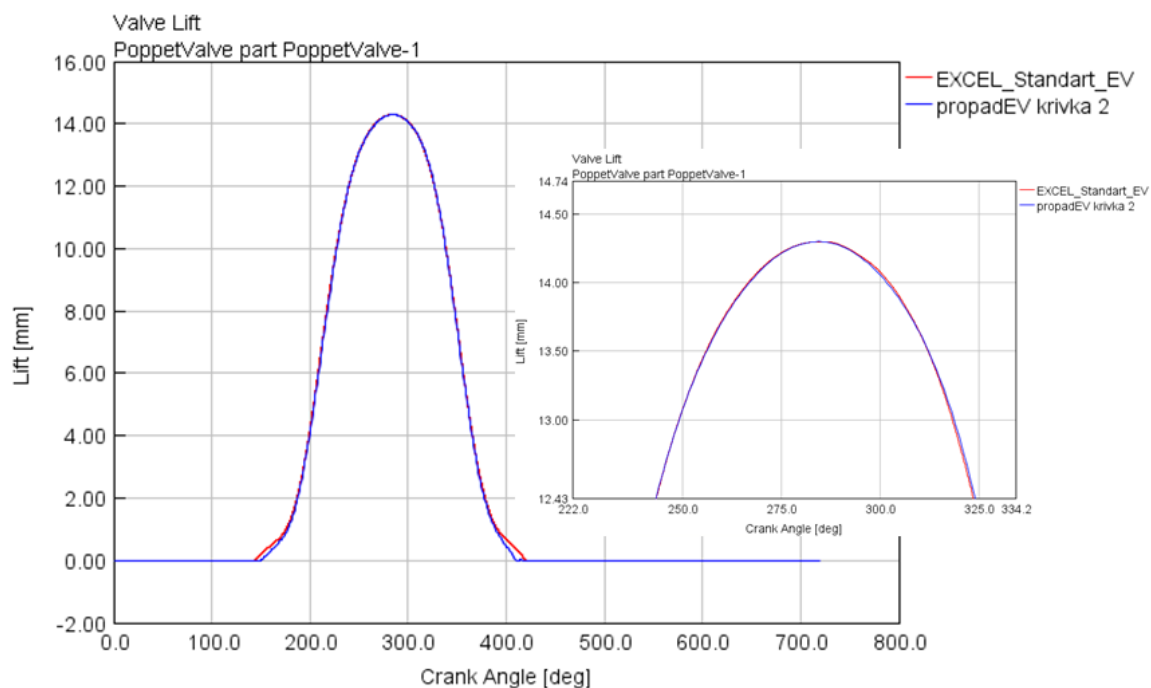
Pokud mám profil vačky, který je vyrobitelný podle daných kritérií, mohu začít simulovat zdvihovou křivku ventilu v mechanickém modelu. Mechanický model

reprezentuje funkční rozvodový mechanismus a lze zde simulovat krajní průběhy výfukového ventilu⁶. Tyto krajní průběhy představují zjednodušeně **motorový** režim a **brzdňý** režim. V tomto simulování jsem sledoval, jak se navrhnutý profil vačky projevil ve výsledném zdvihu výfukového ventilu. Cílem bylo, aby se v **motorovém režimu** projevila pouze část křivky označená jako EVST a vycházela co nejvíce ze zdvihové křivky výfukového ventilu naměřené na motoru a zároveň, aby se křivky CR a BGR neprojevily. V brzdňém režimu bylo naopak žádoucí přenést plný profil vačky zajišťující i dodatečné zdvihy CR a BGR. Průběh měl být co nejhladší. Zde záleží na navrženém systému, zejména pružinách, které mají za úkol eliminovat setrvačné účinky hmot.

Křivka standartního výfuku EVST

Křivku EVST jsem porovnával v krajní poloze reprezentující motorový režim s naměřenou křivkou na motoru. Cílem bylo zajistit co nejlepší shodu těchto dvou křivek za současného dodržení kritéria vyrobitelnosti (**Obr 49**). Křivka se v tomto kroku upravovala pomocí vzoru z MSEXCEL, nebo pokud šlo o malou změnu, tak mírnou změnou přímo ve VTDESIGN. Důležité bylo, jaký výsledek přinese simulace mechanického modelu.

⁶ více vysvětleno v kapitole 5. Výchozí data a modely

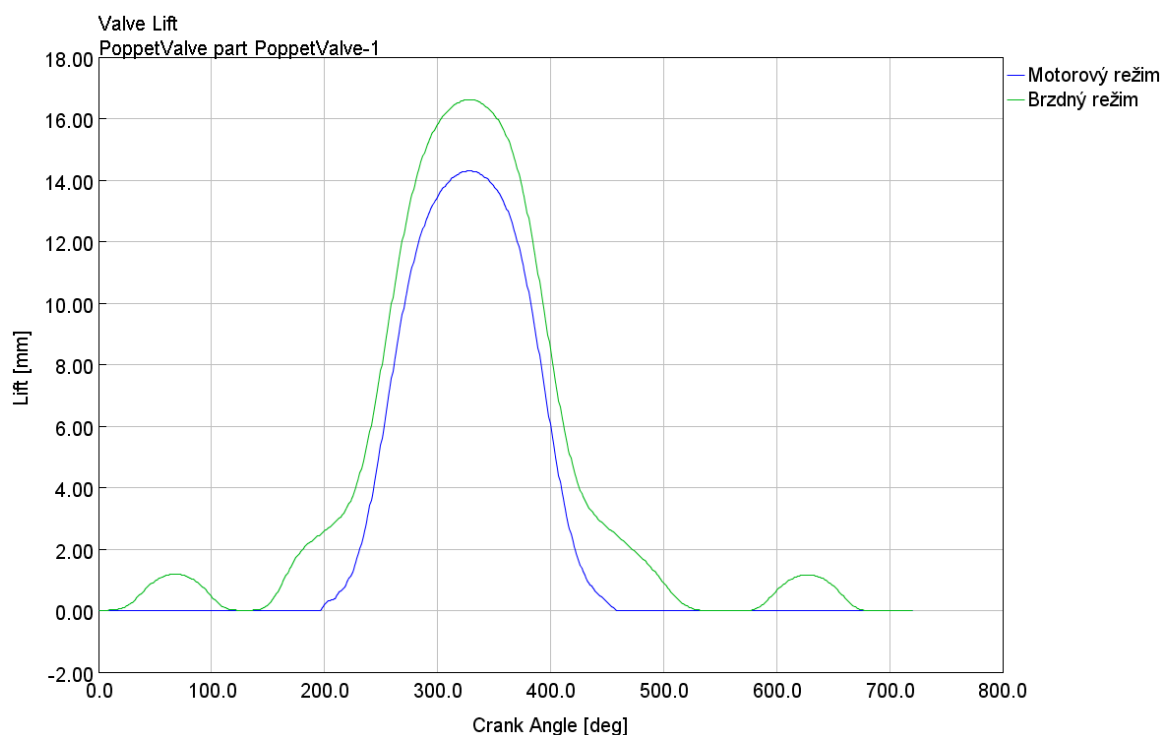


Obr 49. Vyhovující křivka EVST v mechanickém modelu

Celková křivka

Pokud jsem měl vyhovující křivku EVST získal jsem pomocí simulace celou zdvihovou křivku výfukového ventilu včetně křivek CR a BGR, v obou možných krajních polohách

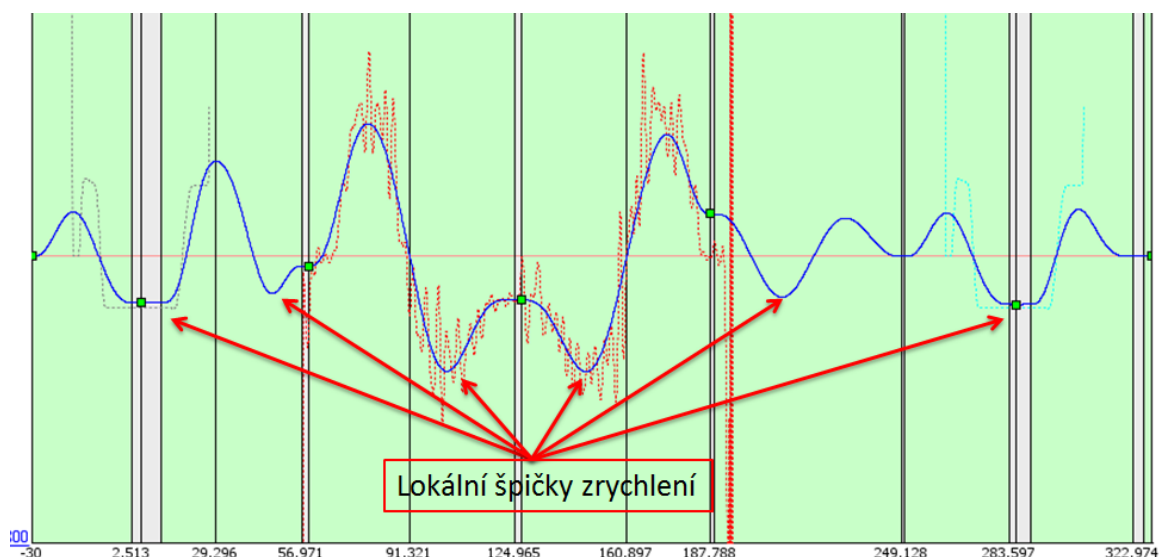
Výstup z mechanického modelu tedy znázorňuje dvě křivky reprezentující dva krajní průběhy výfukového ventilu. **Obr 50.**



Obr 50. Průběh celkové křivky v mechanickém modelu v možných krajních polohách.

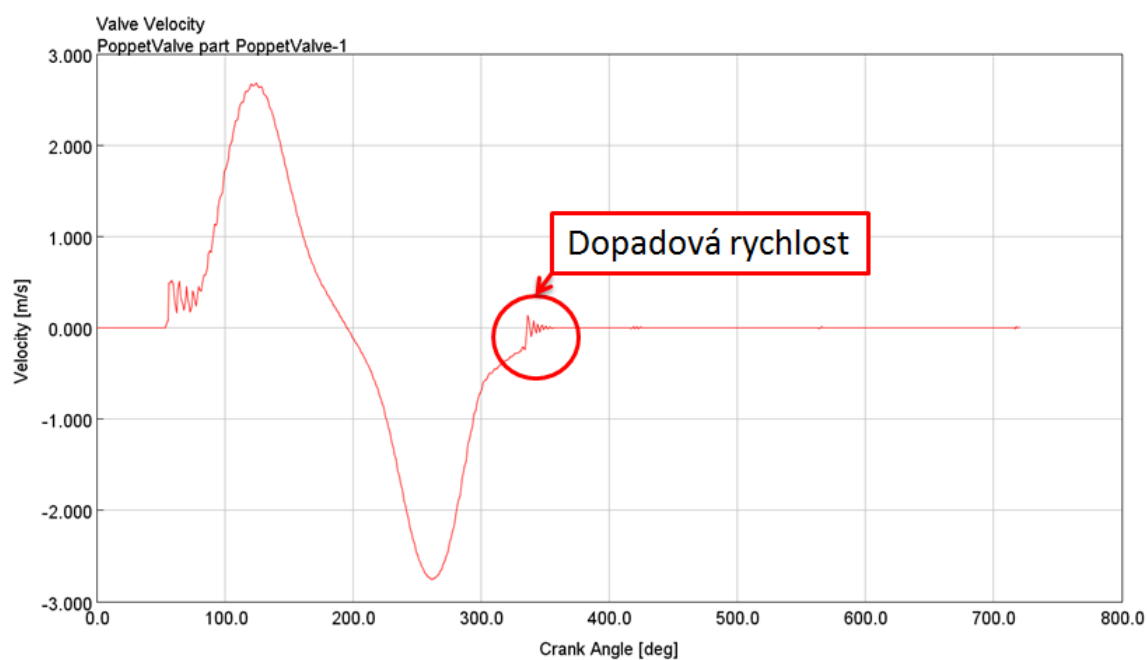
Křivky derivací (rychlost, zrychlení) ventilu

Dalším výsledkem z mechanického modelu jsou křivky derivací (rychlost zrychlení). Ty mají vliv na dynamické chování mechanismu. V mechanickém modelu jsem tedy sledoval dynamiku, hlavně plynulost přenosu profilu vačky na ventil. Kritická místa jsou tam, kde změna zrychlení může zapříčinit ztrátu kontaktu funkčních dvojic a hrozí odskočení a následné rázy. Toto případné odskočení musí zachytit příslušná pružina, která vytváří protisílu dynamickému působení hmot. Kritické jsou negativní špičky křivky zrychlení výfukového ventilu (**Obr 51**), kdy síly působí směrem z vačky ven, opačné účinky zadržuje přímo sama vačka.



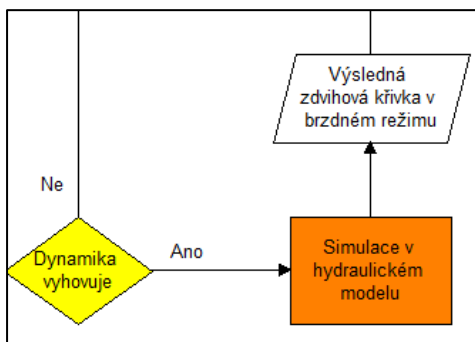
Obr 51. Průběh křivky zrychlení

Dále šlo z křivek derivací vysledovat chování mechanismu v místech, jako jsou nájezdové a sestupové rampy. Důležitá je sestupová rampa, kde dochází k náhlému kontaktu mechanických částí, tedy při dosednutí ventilu do ventilového sedla v hlavě válců. Zde vznikají síly závislé na rychlosti a zrychlení. Z tohoto důvodu jsem si zkoušel několik křivek a jejich vliv na derivační křivky. Zajímalo mě zejména ovlivnění dopadové rychlosti (Obr 52).



Obr 52. Křivka rychlosti výfukového ventilu v motorovém režimu.

7.5 Simulování křivky v hydro-mechanickém modelu

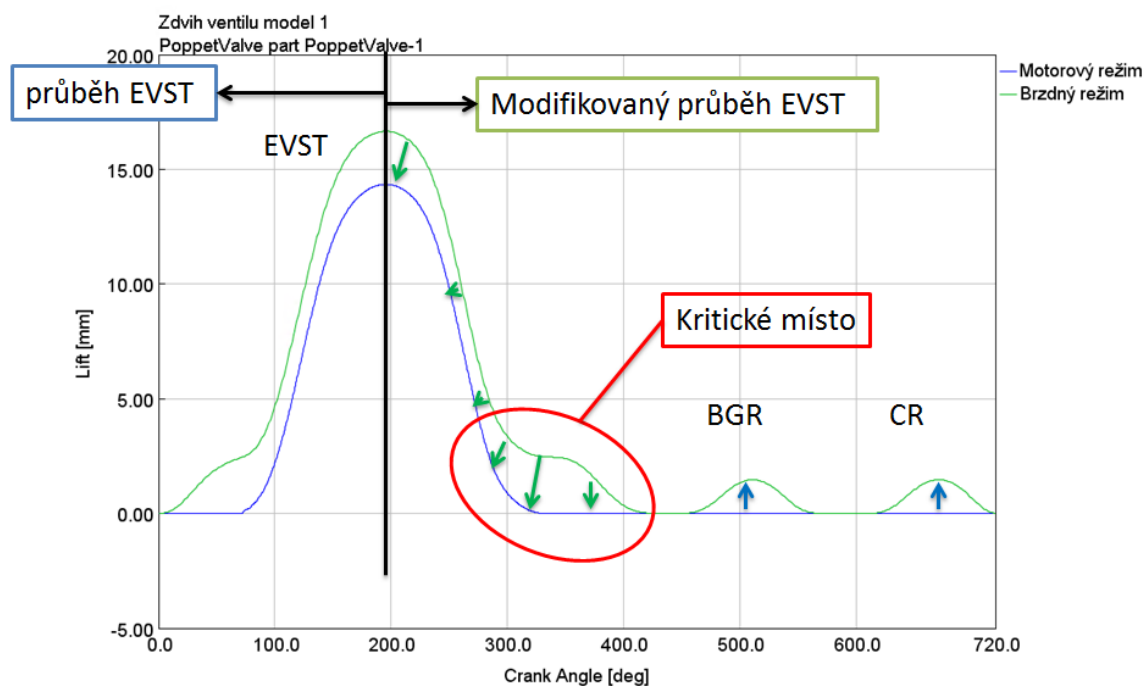


Náplní tohoto kroku návrhového procesu bylo simulovat chování navržené vačky z VTDESIGN, která měla uspokojivé výsledky z mechanického modelu rozvodu. Simulace probíhala v režimu motorové brzdy. Pro simulování byl použit kompletní hydro-

mechanický model rozvodového mechanismu ve dvou variantách podle příslušného konstrukčního řešení.

Cílem bylo, aby konstrukční řešení motorové brzdy zajistilo změnu průběhu zdvihové křivky ventilu během standardního zdvihu výfukového ventilu EVST⁷. Modifikace průběhu je požadována víceméně v druhé polovině zdvihu ventilu, což je uzavírací fáze výfukového ventilu (**Obr 53**). Tato modifikace je požadována kvůli kritické oblasti označující možnou kolizi ventilu a pístu v horní úvrati. Zelená křivka znázorňuje plný přenos profilu vačky (brzdny režim) a modrá křivka znázorňuje přenos profilu vačky obsahujícího pouze standardní zdvih EVST (motorový režim). Zelené a modré šipky ukazují požadovanou změnu průběhu zdvihové křivky. Jinak řečeno je potřeba, aby křivka brzdnyho režimu „spadla“ ve fázi EVST na křivku motorového režimu a poté opět „vylezla“ na křivku brzdnyho režimu a zajistila CR a BGR, což by měl zajistit hydraulický okruh.

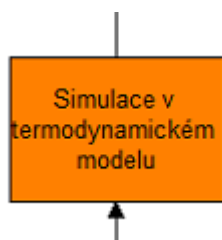
⁷ Více v kapitole 5. Výchozí data a modely



Obr 53. Průběh zdvihové křivky EVST

Dále bylo možné porovnat, jaký rozdíl přináší různá konstrukční řešení. A zda fungují podle předpokladu.

7.6 Simulace v termodynamickém modelu



tlaku ve válci a dosahovaný brzdny výkon.

V této části získáme výsledky simulace motoru v režimu motorové brzdy. V podstatě zde pouze dosadíme výslednou křivku ze simulace hydrodynamického modelu a tím získáme průběh

8 Výsledky simulování navržené vačky

V této kapitole jsou uvedeny a popsány výsledky navržených profilů vaček.

8.1 Optimální zdvihová křivka

Optimální zdvihovou křivku výfukového ventilu pro tvorbu vzoru jsem získal mírnou modifikací výsledků DOE. Čili výsledky DOE tvořily hlavně záchytné body pro parametry CR a BGR. Výsledné parametry optimální zdvihové křivky použité pro vzory jsou v **Tab. 1**.

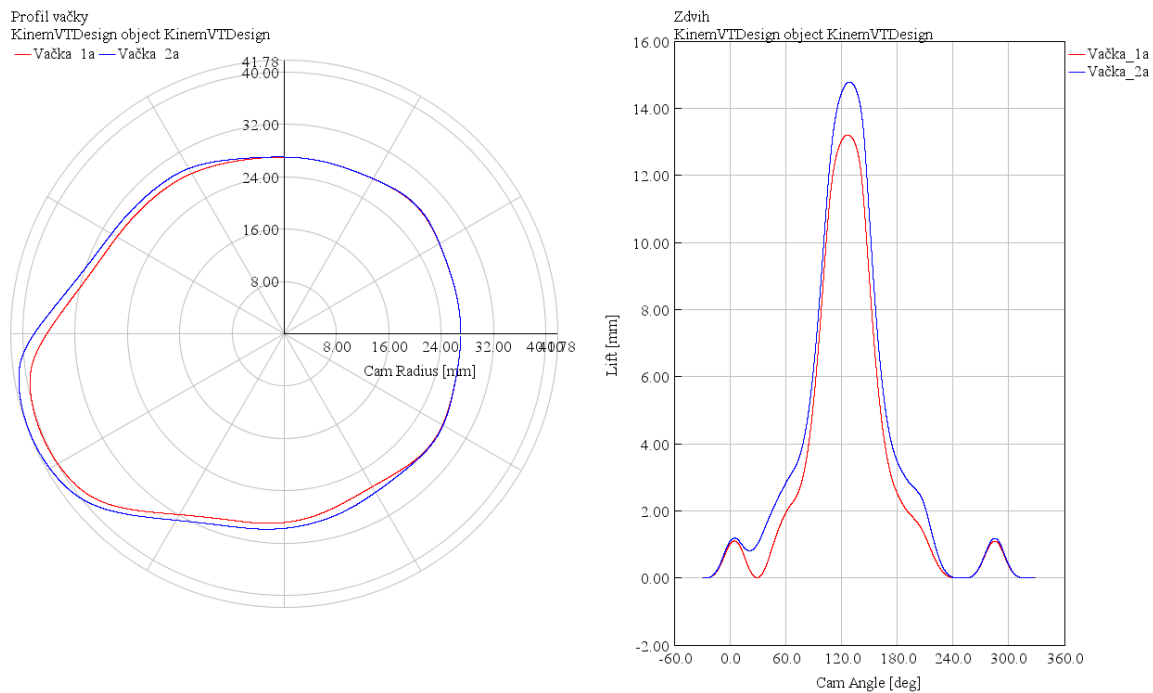
	Multiplikátor šířky	Multiplikátor výšky	Úhel časování bez vůle ventilů	Úhel vrcholu křivky
CR	0.5	0.7	-35°	20.9°
BGR	0.5	0.7	525°	582.4°
EVST	-	-	114°	253.6°

Tab. 1. Parametry pro optimální křivku ventilu v brzděném režimu

Vnější charakteristika bude ve srovnání výsledků termodynamického modelu.

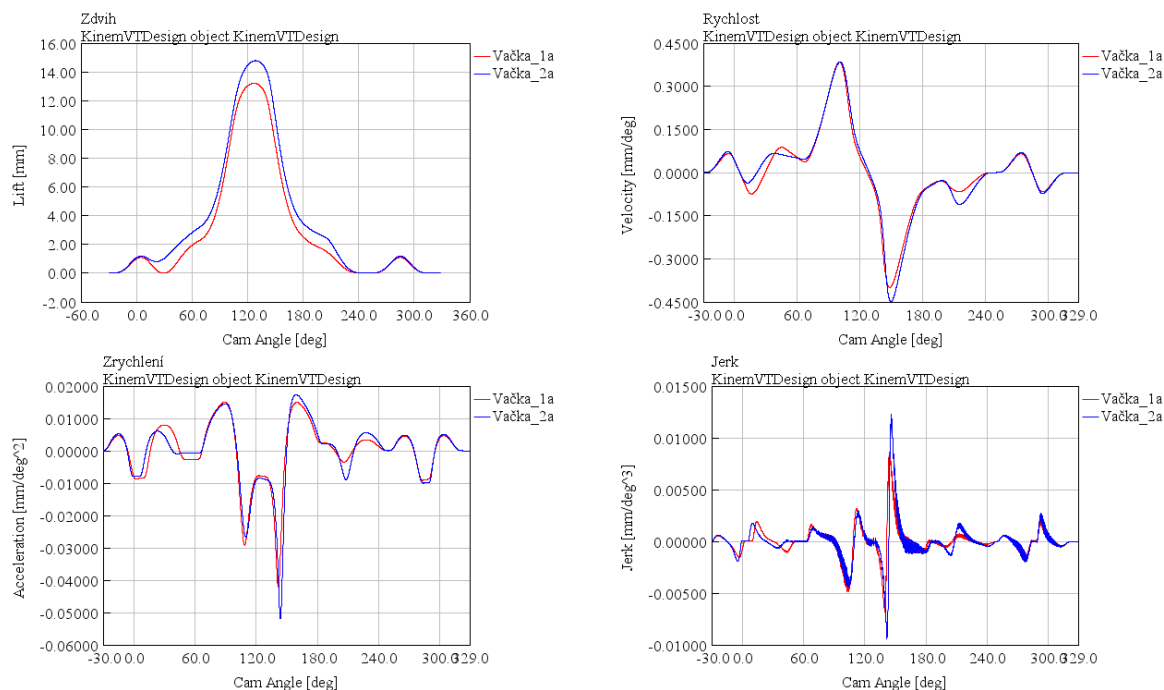
8.2 Výsledné profily vačky z VTDESIGN

Výsledné profily vaček pro různá konstrukční řešení jsem získal ve VTDESIGN. Tyto vačky splňují zadané kritérium vyrobiteľnosti a zajišťují v mechanickém modelu požadované zdvihy. Zejména zajišťují stejný standardní výfukový zdvih v motorovém režimu a stejné dodatečné zdvihy CR a BGR v brzděném režimu. Vzhledem k rozdílným geometrickým konstrukčním rozměrům mechanismů jsou profily vaček pro stejný průběh zdvihu výfukového ventilu odlišné (**Obr 54**).



Obr 54. Zdvih a profil vaček pro různá konstrukční řešení

Porovnání kinematických vlastností křivek (zdvih, rychlost, zrychlení, jerk) pro různá řešení je na **Obr 55**. Lze vidět vliv různé geometrie a převodového poměru, díky kterému musí vačka_2a „dohánět“ zdvih ventilu svými rozměry.



Obr 55. Kinematické porovnání derivací zdvihových křivek

Profily vaček pro obě konstrukční řešení umožňují v motorovém režimu docílit téměř stejný zdvih výfukového ventilu jako je naměřený zdvih na motoru. Z důvodu zachování nájezdových ramp v motorovém režimu a dodržení kritéria vyrobiteľnosti jsem nedosáhl v částech zdvihové úplně přesný profil naměřené křivky, tento rozdíl je však minimální v řádu setin milimetru. V částech zdvihů CR a BGR jsem také mírně poupravil profil oproti vzorům z důvodu menších špiček zrychlení.

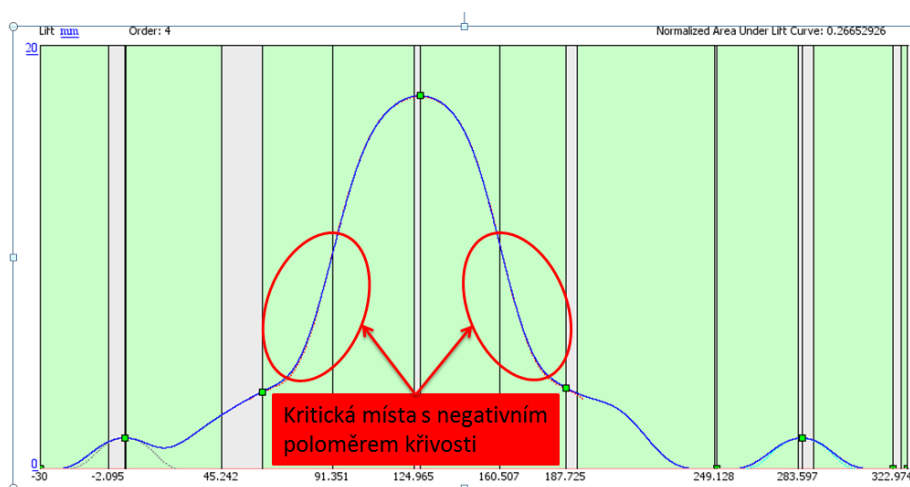
Dále jsem posunul křivky z důvodu pružnosti materiálu, jelikož dochází k mírnému stlačení a tím posunu křivky.

Rozdíl navržených profilů pro jednotlivá konstrukční řešení je popsán níže (graficky má význam sledovat až výstup z dynamických modelů):

- 1. řešení
 - umožňuje mezi každým zdvihem dosáhnout na základní kružnici vačky, což je nulový zdvih.
- 2. řešení
 - neumožňuje dosáhnout základní kružnici mezi zdvihem CR a EVST

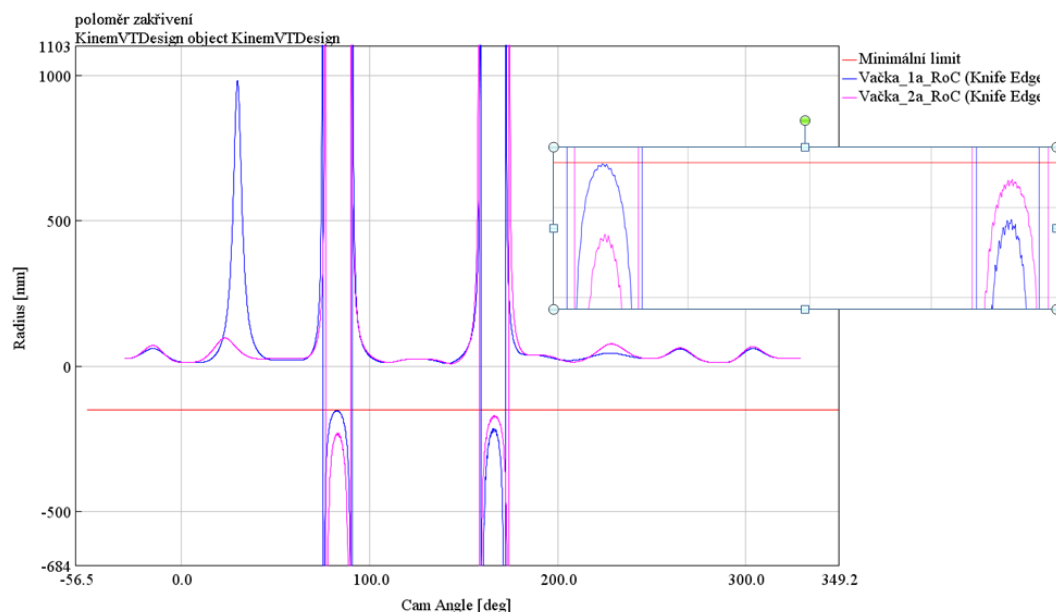
Jaký vliv má nedosáhnutí základní kružnice vačky, bylo zjištěno simulací v termodynamickém modelu.

Vyrobiteľnost byla omezujícím kritériem a nejnáchylnější byly spodní úseky křivky standartního zdvihu EVST u obou konstrukčních řešení (**Obr 56**)



Obr 56. Zdvihová křivka a kritická místa pro poloměr zakřivení.

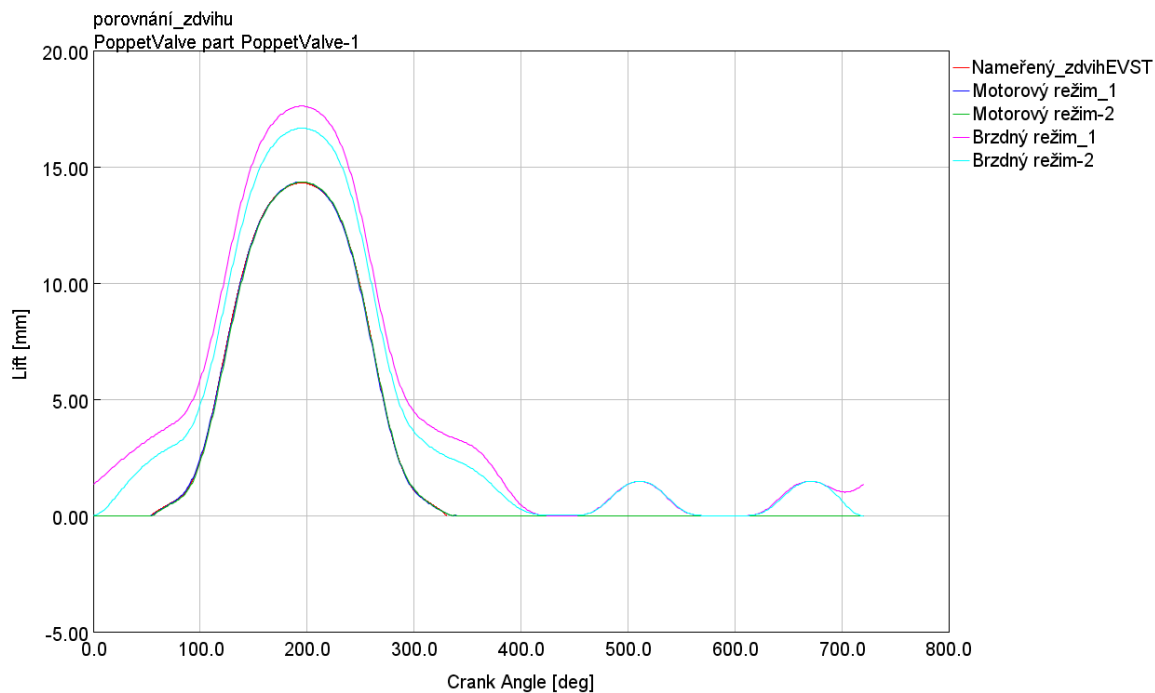
Kontrola negativního poloměru zakřivení kvůli vyrobiteľnosti je na **Obr 57**. Obě křivky toto kritérium splňují, byť těsně.



Obr 57. Kontrola poloměru zakřivení profilu vaček

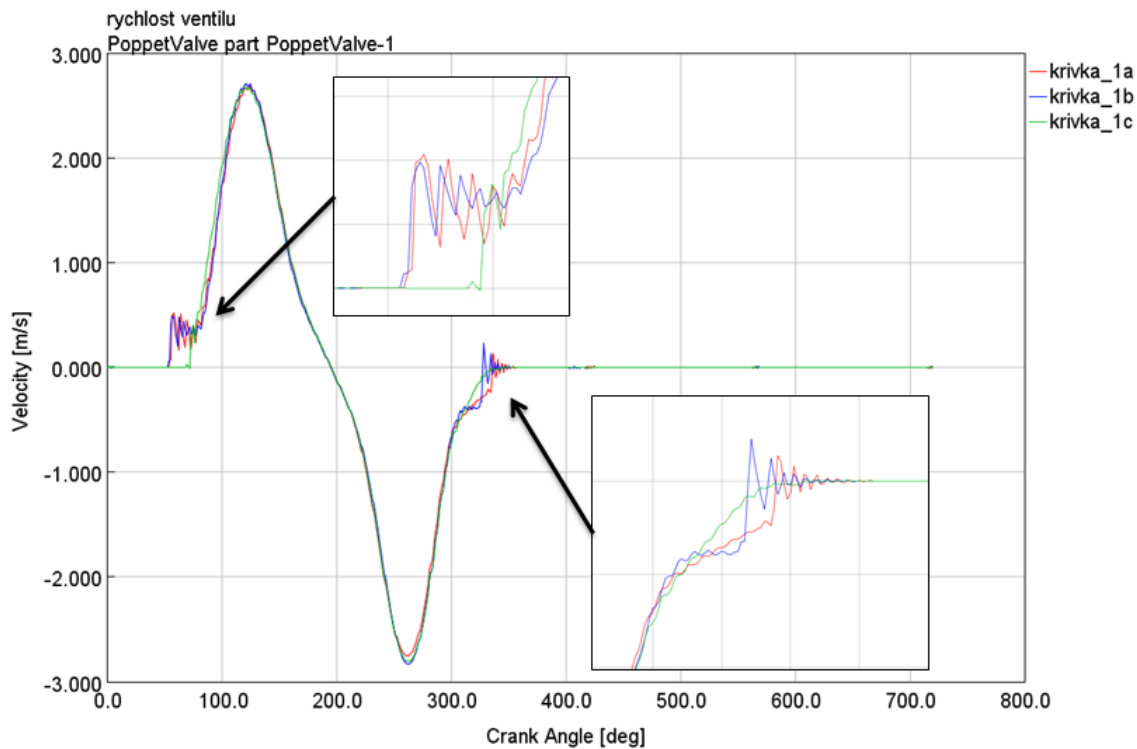
8.3 Mechanické modely

Výstupem z mechanických modelů jsou zdvihové křivky v obou krajních polohách reprezentující motorový a brzdový režim (**Obr 58**). Výstup obou řešení znázorňuje, jak navržené vačky zajišťují standardní výfukový zdvih označený jako motorový režim. Křivky v motorovém režimu jsou v obou konstrukčních řešeních stejné a kryjí naměřenou zdvihovou křivku ventilu EVST. Dále je znázorněn brzdový režim, kde je průběh křivky odlišný z důvodu odlišného konstrukčního řešení.



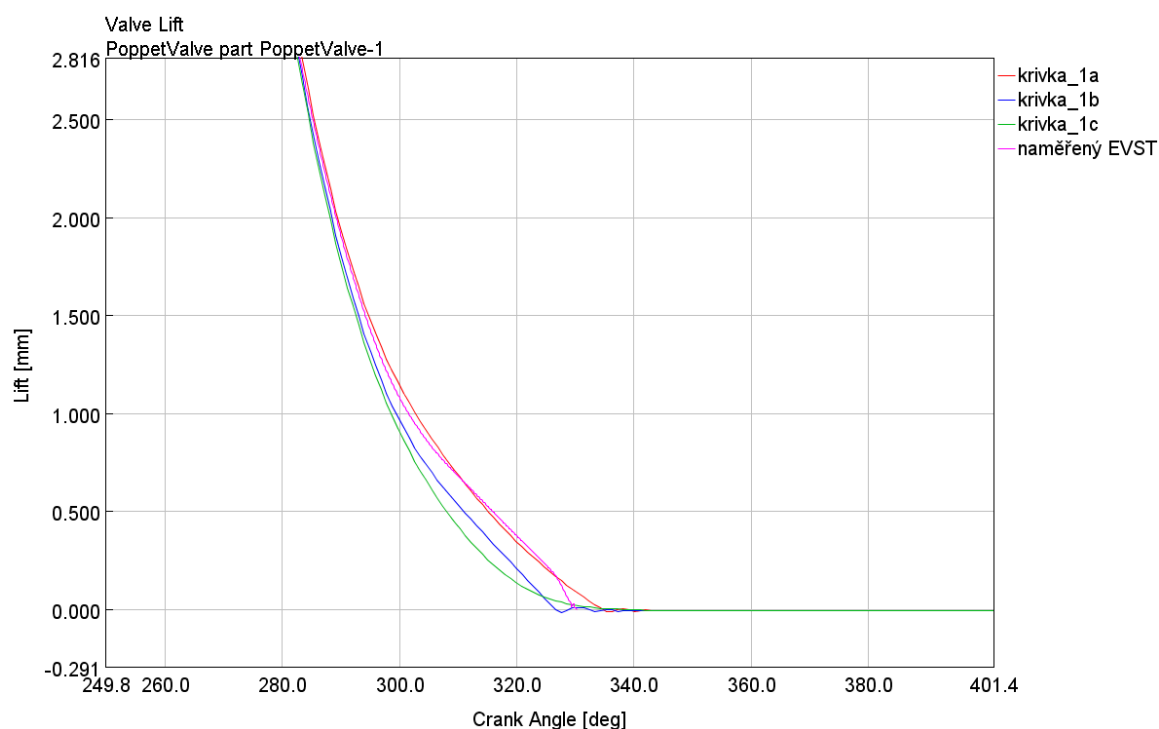
Obr 58. Zdvihové křivky konstrukčních řešení 1 a 2

Jako doplňkovou simulaci jsem si zkusil různé dopadové rampy zdvihových křivek a jejich vliv na dopadovou rychlost (**Obr 59**).



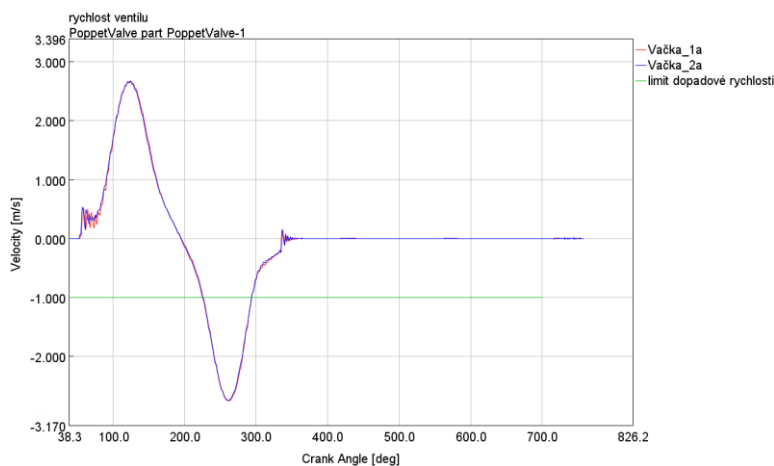
Obr 59. Křivka dopadové rychlosti pro různé zdvihové křivky

Výsledkem bylo, že lze nalézt dopadovou rampu s menší dopadovou rychlostí než u naměřeného zdvihu, ovšem za cenu změny plnosti křivky. Velmi malá dopadová rychlost přísluší křivce 1c, ale za cenu snížení plnosti (**Obr 60**).



Obr 60. Sestupové rampy různých zdvihových křivek

Omezení dopadové rychlosti bylo dáno 1m/s což splňuje i naměřený výfukový zdvih. Z tohoto důvodu není důvod mít odlišnou sestupovou rampu od naměřené zdvihové křivky ventilu kvůli dopadové rychlosti. Křivky rychlosti ventilů s limitem dopadové rychlosti (**Obr 61**).



Obr 61. Křivky rychlosti ventilů

8.4 Simulace v hydro-mechanickém modelu

Výstup z hydro-modelů je konečným výsledkem průběhu zdvihové křivky výfukového ventilu v rozvodovém mechanismu motorové brzdy. Jak bylo už zmíněno, konečná zdvihová křivka v brzděném režimu musí být z principu funkce systému odlišná od optimální křivky z termodynamického modelu ve zdvihu EVST. Zdvihy CR a BGR by měly být stejné jako u optimální křivky, pokud nedošlo k jejich úpravě přímo ve VTDESIGN. Z výše uvedeného vyplývá, že bude odlišný výsledek i v termodynamickém modelu. Jak velká odchylka vznikla a jestli bude akceptovatelná, bude na další posouzení.

V hydro-mechanickém modelu mě tedy hlavně zajímalo, jak křivka mění svůj průběh podle požadavku, který byl vysvětlen v kapitole 7.5.

8.4.1 Vliv tlaku ve výfukovém potrubí

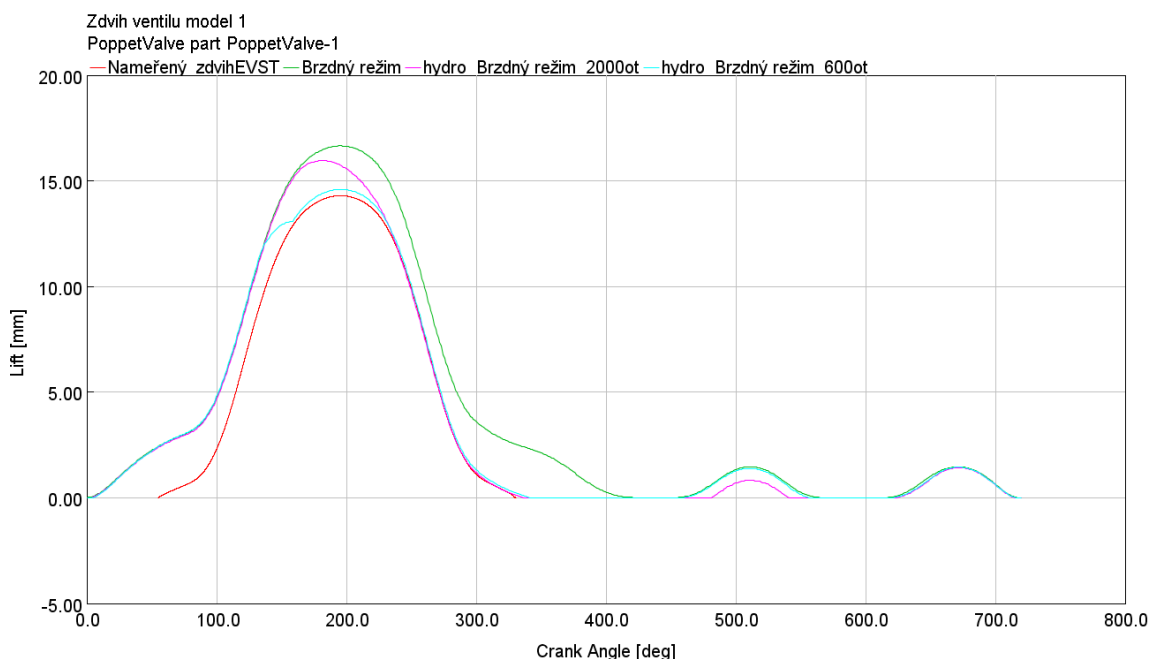
Vzhledem k vysokým tlakům ve výfukovém potrubí docházelo k nadzvedávání ventilu proti ventilové pružině (Obr 62). Z tohoto důvodu byl uměle snížen tlak v potrubí na hodnotu 0,7 násobku zjištěného tlaku v termodynamickém modelu.



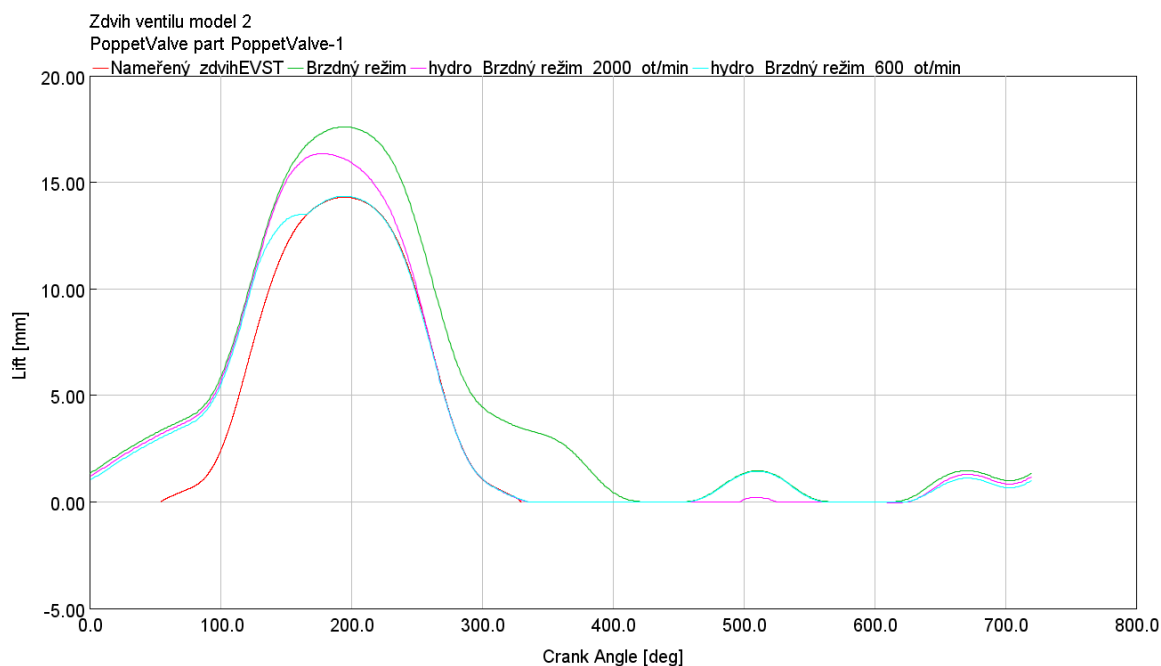
Obr 62. vliv tlaku ve výfukovém potrubí na zdvih ventilu

8.4.2 Výsledky simulace z pohledu modifikace křivky

Výsledky z hydromechanických modelů jsem simuloval pro dva otáčkové módy podle rozsahu otáček motoru. Vysoké otáčky odpovídají 2000 ot/min a nízké otáčky 600 ot/min. Výstupem jsou tedy dvě křivky pro každé konstrukční řešení. Krajní průběhy ventilu z mechanického modelu jsou znázorněny jako naměřený zdvih EVST (červená křivka) a Brzdný režim (zelená křivka). Křivky z hydromechanických modelů jsou pro vysoké otáčky (růžová křivka) a nízké otáčky (světle modrá). Pro řešení 1 (**Obr 63**) a řešení 2 (**Obr 64**).



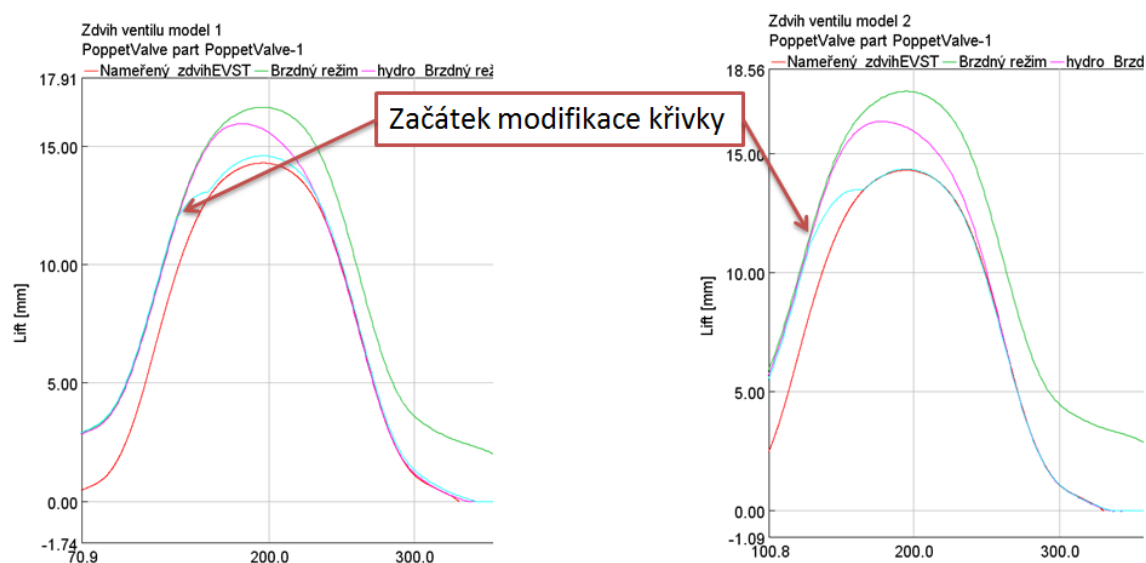
Obr 63. Výsledné zdvihové křivky z hydromechanického modelu pro řešení 1



Obr 64. Výsledné zdvihové křivky z hydromechanického modelu pro řešení 2

Modifikace křivky v části EVST

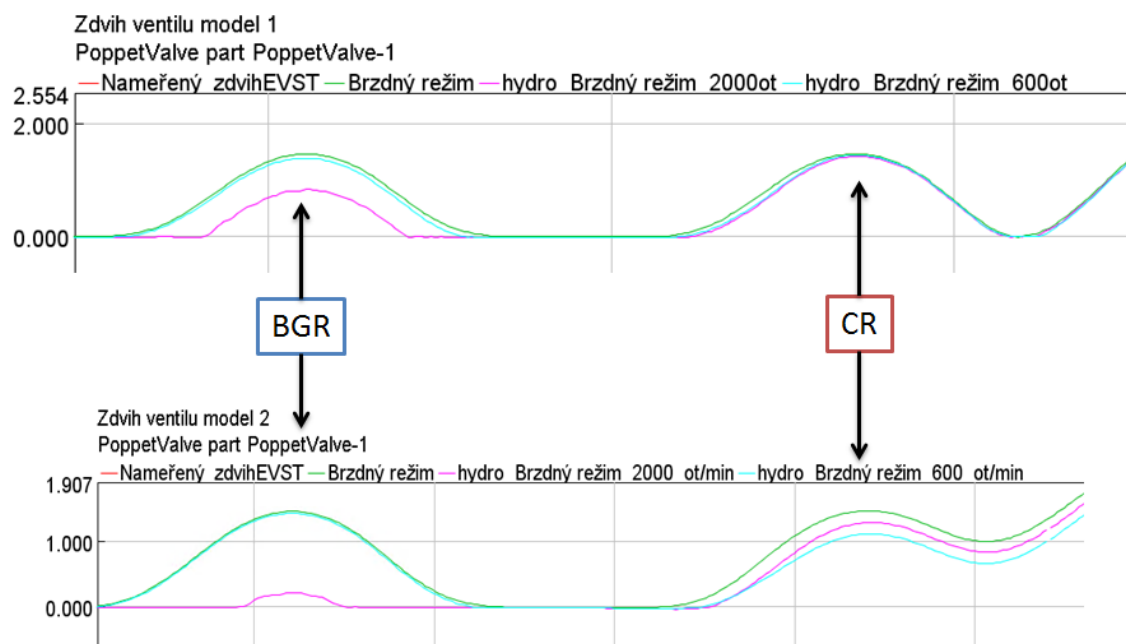
Zjistil jsem, že v obou modelech dochází k požadované modifikaci průběhu zdvihu standartního výfuku EVST v režimu motorové brzdy (**Obr 65**). Ale u řešení 1 dochází v malých otáčkách k neúplnému propadu ventilu na vrcholu křivky. U řešení 2 křivka „spadne“ dokonale na naměřenou křivku. Z tohoto pohledu se jeví výhodněji řešení 2



Obr 65. Modifikace zdvihové křivky ventilu EVST

Modifikace křivky v částech CR a BGR

- Při zpětném nájezdu na plný profil vačky vznikal v obou řešeních problém u **zdvihu BGR** při vysokých otáčkách motoru kdy hydraulický systém nedokázal zajistit plný zdvih (**Výhodněji** se jeví konstrukční **řešení 1**, kdy se zdvih BGR projeví více než v řešení 2. Pro malé otáčky systém funguje víceméně podle požadavků a zdvih se projeví celý podle profilu vačky (**Obr 66**).
- U **zdvihu CR** došlo k v řešení 1 u obou otáčkových módů k téměř plným dosažením zdvihů. U řešení 2 došlo o poznání menšímu projevení zdvihu, ale nedosáhlo na krajní průběh z mechanického modelu. Z tohoto pohledu se opět jeví **výhodněji řešení 1**, jelikož systém funguje v obou otáčkových módech (**Obr 66**).



Obr 66. Porovnání zdvihu CR a BGR u konstrukčních řešení

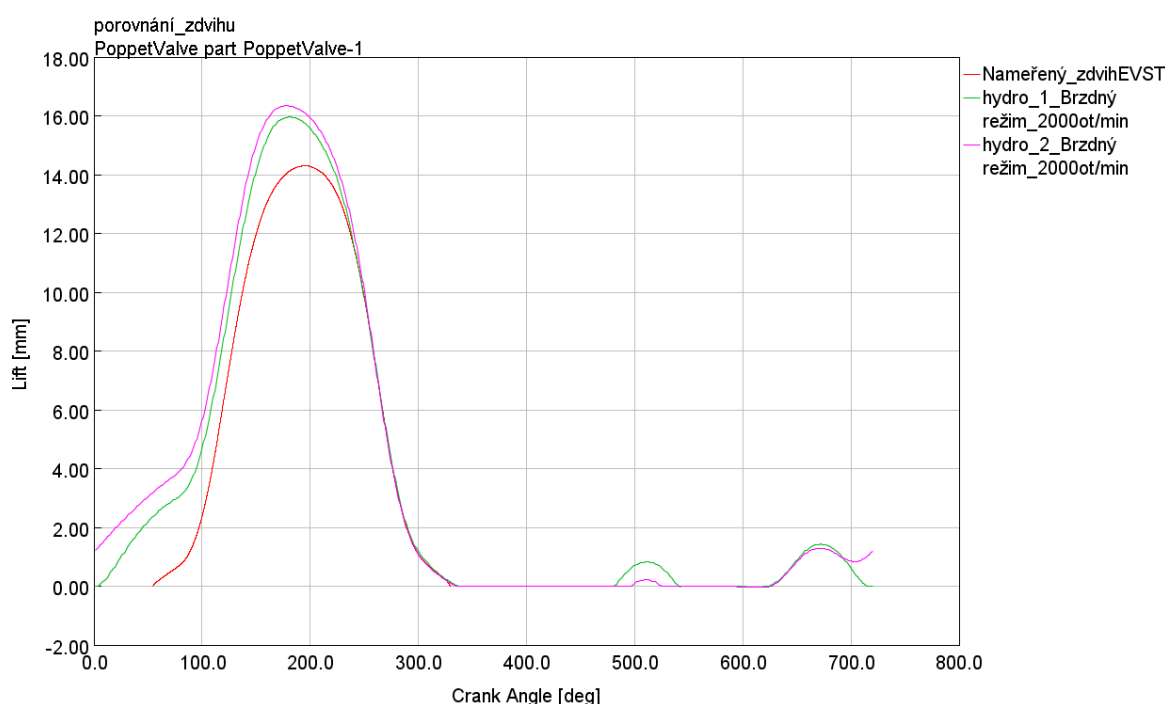
Následující tabulka hodnotí výhodnost řešení podle splnění požadavků zdvihové křivky v hydromechanickém modelu.

VÝHODNOST ŘEŠENÍ	EVST ZDVIH	CR ZDVIH	BGR ZDVIH

řešení 1		Výhodnější	Výhodnější
řešení 2	Výhodnější		

Tab. 2. Výhodnost jednotlivých řešení z pohledu zdvihové křivky

Porovnání obou řešení ve vysokých otáčkách (**Obr 67**) ukazuje vliv převodového poměru vačka vahadlo, kde vačka **hydro_1** s větším převodovým poměrem je blíže naměřené křivce. Pokud bude toto kritériem je řešení 1 výhodnější. Pokud bude kritériem funkce na zdvihu EVST ta obě řešení fungují celkem podobně a obě zajišťují propad ventilu na naměřenou křivku na motoru.



Obr 67. Porovnání zdvihových křivek z hydromechanického modelu různých řešení

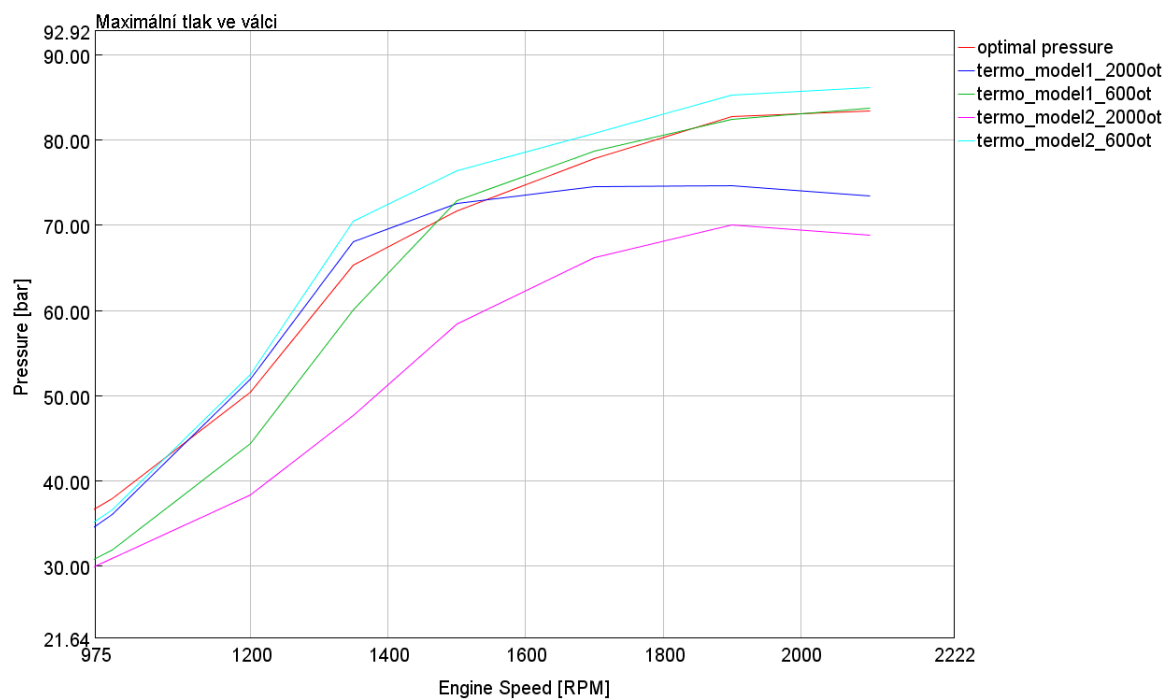
Z výsledků simulací můžu vyvodit, že systémy motorové brzdy nefungují úplně dokonale. Pokud budu předpokládat, že hydromechanický model odpovídá skutečnosti, můžu konstatovat nejspíše podobné nedokonalé chování i v realitě. Osobně bych usuzoval, že výsledky budou podobné realitě, ale to může odhalit pouze reálný experiment.

8.5 Termodynamický model

Vzhledem k tomu, že křivka standartního výfukového zdvihu je v motorovém režimu téměř identická jako naměřená, předpokládám, že průběh výkonu s navrhnutou vačkou bude prakticky stejný a simulace v termodynamickém modelu jsem provedl pouze pro brzdny režim.

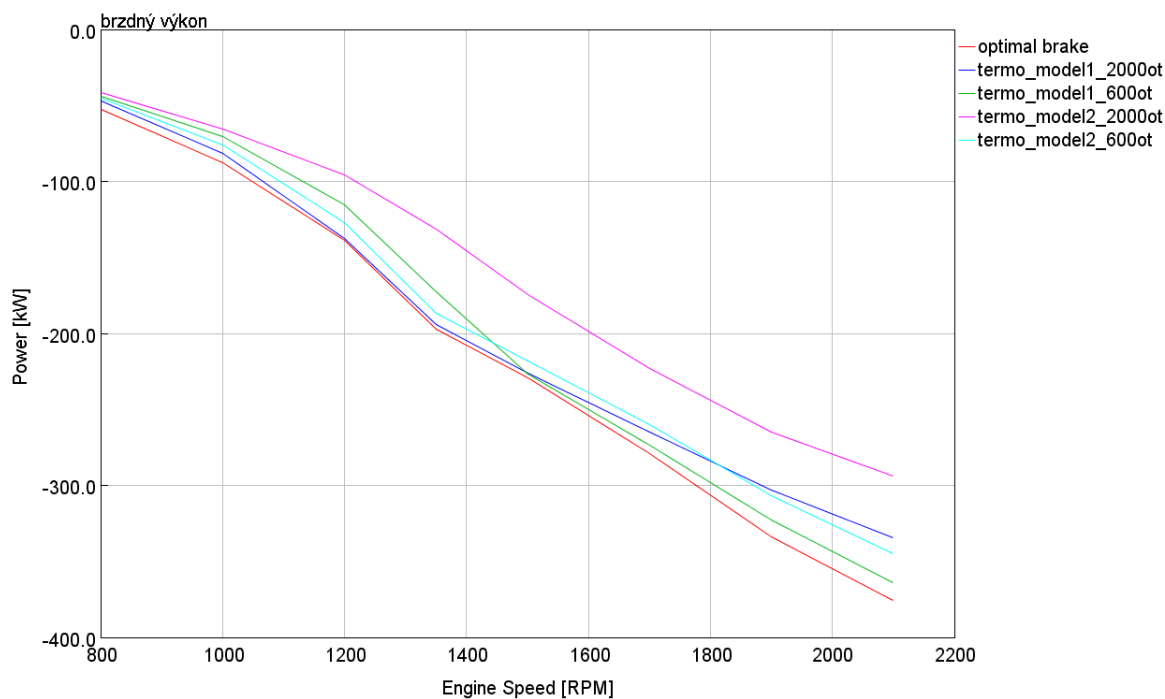
Jelikož motorová brzda bude pracovat v rozsahu otáček jako v motorovém režimu, použil jsem jako vstupní zdvihové křivky pro termodynamický model křivky z hydromechanických modelů získané při vysokých otáčkách (2000 ot/min) a při nízkých otáčkách (600 ot/min). Zcela korektní by bylo nasimulovat pro každé otáčky termodynamického modelu křivku příslušných otáček v hydromechanickém modelu. Simulací s krajními otáčkami získám pásmo, ve kterém se bude nacházet vnější charakteristika, což jako výstup postačí.

Porovnání maximálních tlaků je zobrazeno společně pro obě konstrukční řešení (**Obr 68**). Každé řešení má dvě krajní křivky představující nejhorší možný průběh při vysokých otáčkách a nejpříznivější v nízkých otáčkách. Červená křivka znázorňuje hodnoty k optimální zdvihové křivce. Z grafu je vidět, že hodnoty obou konstrukčních řešení při nízkých otáčkách jsou souhlasné popřípadě mírně vyšší než u optimální křivky. Nižší otáčky obsahují v křivce zdvihu CR a BGR víceméně shodné s optimálními. Hodnoty příslušné vysokým otáčkám jsou nižší vlivem nedosažení plných zdvihů BGR jenž mají hlavní vliv na zvýšení tlaku ve válci.



Obr 68. Tlak ve válci

U porovnání brzdných výkonů (Obr 69) je opět optimální křivka červená. Výkony se opět blíží optimu u nízkých otáčkových módů, kde jsou přeneseny oba dodatečné zdvihy CR a BGR. Lépe vychází řešení 1.



Obr 69. Brzdný výkon

9 Závěr

Byly navrženy vačky pro dvě konstrukční řešení. V obou případech bylo dosaženo požadovaného zdvihu v motorovém režimu, dále požadované modifikace křivky EVST v brzděném režimu. Ve vysokých otáčkách nastává problém v hydraulické části, kdy hydraulický systém zřejmě není schopný zajistit plný BGR zdvih. Ve zdvihu CR řešení 1 zvládlo plný zdvih a řešení 2 téměř plný. Výstup termodynamického modelu ukázal vliv nedokonalosti systému ve vysokých otáčkách a podobný vliv je i na tlak ve válci. Odchytky odpovídají nedokonalosti systému ve vysokých otáčkách oproti předpokladu. Obecně bych doporučil jako výhodnější řešení 1.

Bylo zjištěno, že je také třeba vzít v úvahu tlak ve výfukovém potrubí a adekvátně odladit ventilovou pružinu.

Seznam použitých zdrojů

- [1] Harold A. Rothbart, Cam Design Handbook, McGRAW-HILL 2004:
ISBN 0-07-143328-7
- [2] Webové stránky firmy Gamma Technologies
dostupné z <https://www.gtisoft.com/>
- [3] GAMMA TECHNOLOGIES. 2017. GT-SUITE: Flow Theory Manual.
- [4] GAMMA TECHNOLOGIES. 2017. GT-SUITE: VTDESIGN User's Manual
- [5] Webové stránky DAF Trucks CZ
dostupné z <http://www.daftrucks.cz/cs-cz>
- [6] www.transportengineer.org.uk
- [7] Pohonné jednotky II- Scholz:
dostupné z <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2419>
- [8] Macek, J.: Spalovací motory I. Nakladatelství ČVUT, 2007

Seznam použitých zkratk a cizích názvů

Zkratka	Anglický význam	Český význam
BGR	Brake Gas Recirkulation	Recirkulace brzdných plynů
CR	Compression release	Uvolnění komprese
---	Crank Angle	Úhel klikové hřídele
DOE	Design of Experiments	návrh experimentů
EVST	Exhaust Valve Standart	Standartní zdvih výfukového ventilu
---	Lift	Zdvih
MSEXCEL	---	Microsoft EXCEL
	Valve Lift	Zdvih ventilu
	Velocity	Rychlost
	Acceleration	Zrychlení
	Jerk	Ryv
GT-SUITE		Balík programů fy GAMMA TECHNOLOGIES
	Pressure	Tlak
	Power	Výkon
	Volume	Objem
	Flow	Průtok
	Duration	Trvání

Seznam obrázků

Obr 1.	Základní popis vačky.....	- 12 -
Obr 2.	Charakteristické křivky pro motorové vačky [1]	- 13 -
Obr 3.	Typy boků vaček a průběhy zdvihu (h), rychlosti (v), a zrychlení (a) [7]....	14 -
Obr 4.	Zdvihová křivka vačky a její plnost P a náběhová část vačky (rampa) [7]-	15 -
Obr 5.	Porovnání parametrů spalovacího motoru v motorovém a brzděném režimu	- 19 -
Obr 6.	Výfuková brzda od firmy Jacobs Vehicle Systems[5]	- 22 -
Obr 7.	Porovnání průběhu momentu s dekompresí a bez dekomprese.....	- 23 -
Obr 8.	Porovnání brzděných režimů s dekompresí a bez dekomprese	- 24 -
Obr 9.	Standartní dekompresní motorová brzda s CR a BGR zdvihy [6].....	- 25 -
Obr 10.	HPD dekompresní dvoutaktní motorová brzda[6]	- 26 -
Obr 11.	Průběh tlaku ve válci v závislosti na dodatečných zdvích ventilu .	- 27 -
Obr 12.	Průběh točivého momentu v závislosti na dodatečných zdvích ventilu	- 27 -
Obr 13.	Srovnání vlivu dodatečných zdvihů na brzděný výkon	- 27 -
Obr 14.	Výkonové porovnání systémů motorových brzd [6]	- 28 -
Obr 15.	jednotlivé nástroje balíku GT-SUITE	- 30 -
Obr 16.	Příklad sestaveného simulačního modelu automobilu v GT-ISE [1].	- 30 -
Obr 17.	Výsledky simulace v prostředí GT-POST [1].....	- 31 -
Obr 18.	Prostředí GEM3D [1]	- 31 -
Obr 19.	Nástroj DOE [1].....	- 32 -
Obr 20.	Prostředí VTDESIGN [1]	- 33 -
Obr 21.	Základní prostředí CAMDESIGN [4].....	- 35 -
Obr 22.	Vliv ventilové vůle na plnost zdvihové křivky[4].....	- 36 -
Obr 23.	Schéma rozvodového systému pro motorovou brzdou	- 38 -
Obr 24.	Zdvih ventilu podle použitého režimu.....	- 38 -
Obr 25.	Motor PACCAR MX-11 [5].....	- 39 -
Obr 26.	Vačka s negativním poloměrem křivosti (konkávní) profilu	- 40 -
Obr 27.	Geometrické porovnání konstrukčních variant.....	- 41 -
Obr 28.	Průtokový součinitel (Discharge Coeficient).....	- 44 -
Obr 29.	Rovnice pro výpočet průtočného koeficientu (Discharge coeficient)-	45 -
Obr 30.	Porovnání hmotnostního průtoku na základě rozdílných průtokových součinitelů-	46 -
Obr 31.	Tvorba průtočného prvku z 3D modelu pro simulační model GT-ISE-	47 -
Obr 32.	Porovnání různých modifikací průtočného prvku	- 48 -
Obr 33.	Pomocná tabulka průtočného průřezu v závislosti na poloze	- 49 -
Obr 34.	Skládání křivek EVST, CR a BGR do výsledné zdvihové křivky.....	- 52 -
Obr 35.	Nezávislé parametry zdvihové křivky	- 53 -
Obr 36.	Příklad výsledků DOE s omezením na 90 baru ve válci	- 54 -
Obr 37.	Příslušné grafické znázornění několika řešení z DOE (křivky EV, CR, BGR a tlak ve válci)	- 55 -

Obr 38.	Výchozí optimální zdvihová křivka ventilu.....	- 56 -
Obr 39.	Vnější charakteristiky k příslušným křivkám	- 56 -
Obr 40.	Vytvoření vzoru standartní výfukové křivky pomocí multiplikátorů -	58 -
Obr 41.	Vytvoření vzoru standartní výfukové křivky přičtením propadu ventilu.-	59 -
Obr 42.	Křivka před úpravou	- 62 -
Obr 43.	Způsob úpravy křivky.....	- 63 -
Obr 44.	Výsledné přimknutí tvořené zdvihové křivky k vzorovým křivkám..	- 63 -
Obr 45.	Konstrukční rozměry modelového rozvodového mechanismu	- 64 -
Obr 46.	Výstupní zdvihová křivka vačky z VT-DESIGN	- 65 -
Obr 47.	Kontrola negativního poloměru zakřivení vačky	- 66 -
Obr 48.	Vliv ventilové vůle na zdvihovou křivku	- 67 -
Obr 49.	Vyhovující křivka EVST v mechanickém modelu.....	- 69 -
Obr 50.	Průběh celkové křivky v mechanickém modelu v možných krajních polohách. -	70 -
Obr 51.	Průběh křivky zrychlení.....	- 71 -
Obr 52.	Křivka rychlosti výfukového ventilu v motorovém režimu.	- 71 -
Obr 53.	Průběh zdvihové křivky EVST.....	- 73 -
Obr 54.	Zdvih a profil vaček pro různá konstrukční řešení.....	- 75 -
Obr 55.	Kinematické porovnání derivací zdvihových křivek	- 75 -
Obr 56.	Zdvihová křivka a kritická místa pro poloměr zakřivení.....	- 76 -
Obr 57.	Kontrola poloměru zakřivení profilu vaček.....	- 77 -
Obr 58.	Zdvihové křivky konstrukčních řešení 1 a 2	- 78 -
Obr 59.	Křivka dopadové rychlosti pro různé zdvihové křivky	- 78 -
Obr 60.	Sestupové rampy různých zdvihových křivek	- 79 -
Obr 61.	Křivky rychlosti ventilů	- 79 -
Obr 62.	Výsledné zdvihové křivky z hydromechanického modelu pro řešení 1 ..	81 -
Obr 63.	Výsledné zdvihové křivky z hydromechanického modelu pro řešení 2 ..	82 -
Obr 64.	Modifikace zdvihové křivky ventilu EVST	- 82 -
Obr 65.	Porovnání zdvihu CR a BGR u konstrukčních řešení.....	- 83 -
Obr 66.	Porovnání zdvihových křivek z hydro modelu různých řešení.....	- 84 -

