FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Zvyšování výkonů pomocí ladění potrubních systémů spalovacích motorů

Powerboosting of ICEs by means of pipe systems tuning

Bakalářská práce

2021

Jan Vondráček

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bez oboru
Vedoucí práce: prof. Ing. Jan Macek, DrSc.

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Vondráček** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **473552**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**

Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**

Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Zvyšování výkonu spalovacích motorů laděním potrubních systémů

Název bakalářské práce anglicky:

Powerboosting of ICEs by means of pipe systems tuning

Pokyny pro vypracování:

Zpracujte rešerši možného zvyšování výkonu a točivého momentu spalovacích motorů pomocí laděných potrubních systémů. Zpracujte vlastní simulační optimalizaci pomocí GT Suite/GT Power pro nepřeplňovaný zážehový motor. Porovnejte laděné vlnové systémy a Helmholtzovy rezonátory. Výsledky rozeberte po fyzikální stránce.

Seznam doporučené literatury:

Heywood J. B., ICE Fundamentals. McGraw Hill 1988 and later
Rozsás T., Vanhaelst R., Ladungswechselprozesse bei Verberennungsmotoren. Shaker Aachen 2017
Manuál GT Suite

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

prof. Ing. Jan Macek, DrSc., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **14.04.2021** Termín odevzdání bakalářské práce: **14.07.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: **19.09.2021**

prof. Ing. Jan Macek, DrSc.	doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.	prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis vedoucí(ho) práce	podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry	podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání Podpis studenta

© ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto část bakalářské práce vypracoval samostatně. Veškeré použité podklady, ze kterých jsem čerpal informace, jsou uvedeny v seznamu použité literatury a citovány v textu podle normy ČSN ISO 690.

V Praze dne 3. 6. 2021 .....

Podpis

Poděkování

Rád bych tímto poděkoval mému vedoucímu práce, panu profesoru inženýru Janu Mackovi, Doktoru věd, za velikou ochotu a pomoc při vypracovávání bakalářské práce. A za trpělivost se všemi mými dotazy. Také bych chtěl poděkovat mé přítelkyni za velikou podporu mého automobilového koníčku.

Abstrakt

Bakalářská práce se zabývá možným zvýšením výkonu atmosférického spalovacího motoru BMW M20B20 pomocí změn potrubních systémů motoru. V první části se práce věnuje laděným potrubním systémům společně s vlivem časování ventilů. V druhé části se práce zabývá návrhem ideálního Helmholtzova rezonátoru pro daný motor. Závěrečná část práce je zhodnocení dosažených výsledků a možných zlepšení.

Klíčová slova

Spalovací motor, Rezonance, Laděné potrubí, Atmosférické přeplňování, BMW, Helmholtzův rezonátor.

Abstract

This Bachelor's thesis deals with a possible increase of brake power and brake torque of naturally aspirated internal combustion engine BMW M20B20 by means of pipe systems tuning. First part of thesis is focused at pipe systems resonation also with valve timing. The second part deals with the design of an ideal Helmholtz resonator for this particular engine. In the final part are described results and possible improvements.

Keywords

Internal combustion engine, resonance, pipe systems tuning, naturally aspirated, BMW, Helmholtz resonator.

Obsah

Cíle: ... 1
1. Laděné vlnové systémy ... 3
1.1 Simulace ... 4
1.1.1 Použité metody ... 4
1.1.2 Schéma simulace ... 4
1.1.3 Části schématu ... 4
1.1.4 Průběh simulace: ... 6
1.2. Zkoumání ideálního průměru sacího potrubí vzhledem k jeho délce ... 7
1.2.1 Zjištění ideálních rozměrů sacího potrubí ... 7
1.2.2 Zkoumání ideálních rozměrů pro délku 220 mm ... 9
1.3. Zkoumání rezonanční délky potrubí ... 11
1.4. Vliv úhle vačkového hřídele ... 14
1.5. Změna časování sacího ventilu ... 15
1.6. Změna zdvihu sacího ventilu ... 17
2. Helmholtzův rezonátor ... 19
2.1 Simulace ... 19
2.2 Zjištění ideálních rozměrů Helmholtzových rezonátorů ... 20
2.2.1 První varianta – Měním rozměry válce B ... 20
2.2.2 Porovnání výsledků pro změny válce B ... 23
2.2.3 Druhá varianta – Měním rozměry válců A a A' ... 25
2.2.4 Porovnání výsledků pro změny válců A a A' ... 28
2.3 Fyzikální popis Helmholtzova rezonátoru ... 28
3. Závěr a případné pokračování v práci ... 30
Seznam obrázků a grafů: ... 33
Zdroje: ... 34

Cíle:

Cílem mé bakalářské práce bylo zjistit vliv změn rozměrů, neboli ladění, potrubních systémů spalovacího motoru na výkon a průběh točivého momentu. Potrubními systémy rozumíme potrubí přivádějící do motoru vzduch, následně pak směs paliva a vzduchu, poté po spálení směsi odvádí spaliny pryč od spalovací komory.

Od počátku konstrukcí spalovacích motorů byla tendence nějakým způsobem zvýšit výkon motoru. Na toto vlastně existují dvě hlavní metodiky. Snížení ztrát v motoru a zlepšení termodynamických procesů probíhajících v motoru. V práci se zabýváme druhou možností, jelikož se technika od vzniku prvních motorů velmi posunula kupředu a mechanické ztráty už nejsou takovým problémem jako dříve. Snažíme se tedy zvýšit objem dodané směsi do válce pomocí laděného potrubí.

Této metody se využívá především u motorů plněných atmosférickým tlakem. U motorů přeplňovaných se do válce dostává větší objem spalovací směsi tlakem z turbodmychadla nebo superchargeru, a tudíž není taková snaha potrubní systém ladit způsobem popsaným v této práci. U atmosférických motorů se snažíme laděním potrubních systému také docílit jisté formy přeplňování válce, následně tímto zvyšovat výkony motorů. Jelikož motor jako takový žádný výkon nemá, teprve dodaná směs do válce, motoru tyto vlastnosti dodá. Čím více se dostane spalovací směsi do válce, tím má motor následně větší výkon. Spalovací směs se skládá z paliva a vzduchu. Spalovací směs nasávaná do motoru je dána více proměnnými, ale hlavní je bohatost směsi. Tato hodnota je udávána řeckým písmenem lambda. Pokud je hodnota lambda rovna jedné, je směs paliva a vzduchu ideální. Stechiometrický poměr je v takovém případě 1kg paliva na 14,8kg vzduchu [10]. Paliva mohou být různá a v této práci se budeme zabývat pouze benzínem, u kterého nebudeme řešit jakékoliv omezení (např. konstrukční limity palivové soustavy). Budeme se zabývat převážně zvyšováním objemu vzduchu který do spalovací komory budeme schopni dodat.

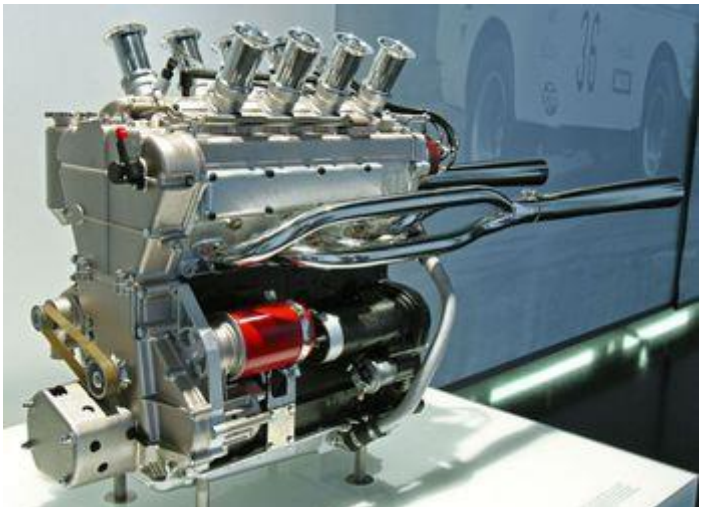
V této práci se budu věnovat pouze ladění sacího potrubí. Zde se nám nabízí více možností, jak zvýšit výkon, ale já se v této práci budu věnovat převážně dvěma, a to laděným vlnovým systémům a Helmholtzovými rezonátorům. Jako model motoru pro simulace jsem si vybral řadový atmosferický zážehový šestiválcový OHC (Over Head Cam) motor BMW M20B20, který vlastním a tím pádem ho mám k dispozici pro zjištění potřebných rozměrů a pro případné provedení simulací na reálném motoru.

Téma práce jsem si zvolil, protože vlastním víkendové vozidlo, u kterého jsem chtěl co nejvíce zvýšit výkon motoru. Některé vylepšení jsou již k dispozici, a dokonce i upravené laděné sání podobné zkoumanému v první části práce, avšak se říká, že taková řešení nejsou ideální většinou z konstrukčního pohledu a pokud si majitel chce takové sání vytvořit sám, nemá možnost ideální rozměry zjistit bez simulací nebo zkoušek na reálném motoru. V takovém případě bylo nejjednodušší si laděné sání koupit, avšak

cena takového dílu přesahuje cenu půlky auta a pokud opravdu není auto upraveno jako závodní speciál tak se tato investice málo komu vyplatí.

Obecně mě tato problematika zaujala a chtěl jsem se ohledně takového přístupu k zvyšování výkonů atmosférických motorů naučit více. Například proč se takové konstrukce nevyužívají častěji když je možnost výkon zvýšit pouze geometrickou úpravou sacího potrubí. Vím, že se takové praktiky využívají v motorsportu ale proč se i takové řešení nenachází častěji u osobních aut.

Laděné sání popsané v první části práce se dá často vidět v motorsportu jako například u starých závodních vozů formule 1, kde měl motor velikou prioritu při stavbě vozu tak je pochopitelné, že se vývoji laděného potrubí věnovala velká pozornost.



Obrázek 1 - Motor BMW M10 laděný pro závody formule 1 [9]

Helmholtzovy rezonátory jsou v osobních autech používány častěji, avšak převážně pro ztlumení nechtěných zvuků z motoru. Tudíž nejsou používány k přeplňování, nýbrž spíše jako akustické tlumiče. Helmholtzovy rezonátory jsou využívány v akustice velice často, například v koncertních sálech nebo v kostelech k tlumení nechtěných zvuků a zlepšení akustiky daného místa.

1. Laděné vlnové systémy

Laděnými vlnovými systémy rozumíme snahu využití rezonancí v sacím potrubí. Při otevírání a zavírání sacího ventilu vznikají tlakové vlny šířící se sacím potrubím. Přesnější vysvětlení je, že kontinuum v sacím potrubí si můžeme představit jako veliké množství malých pružin s malým závažím spojených k sobě. Tato pomyslná pružina se závažím je vlastnost stlačitelnosti plynu, který v tomto případě funguje jako pružina a určitá část v plynu slouží jako závaží. Vznik těchto tlakových vln si tedy můžeme představit jako počáteční vybuzení ventilem a šíření tlakové vlny jako vzájemné buzení pružin v sacím potrubí. Těchto vzniklých tlakových vln se dá příznivě využít k přeplňování motoru. Když se takto vzniklá vlna šíří sacím potrubím pryč od sacího ventilu tak se na volném prostoru, neboli tam kde končí potrubí nebo se otevírá do mnohem většího prostoru, odráží a vrací zpět směrem k sacímu ventilu. Následně tato vlna tlačí před sebou vzduch a pokud vlna dorazí k sacímu ventilu, když je otevřen, dojde k přeplnění spalovací komory. Takto vzniklá rezonance se dá využít k zvýšení výkonu a točivého momentu. Samozřejmě k úspěšnému přeplnění motoru se musí vzniklá vlna vrátit přesně, když je ventil otevřen, pokud vlna narazí na zavřený ventil, dochází naopak k podtlaku v důsledku zaniknutí vlny a následné ztrátě výkonu. Tedy jako každá metoda, tak i tato má své klady a zápory.

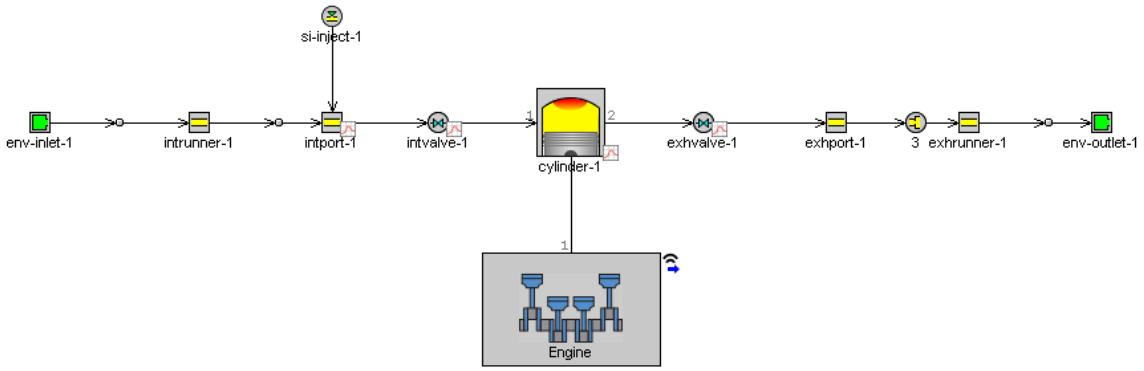
Danou rezonanci ale můžeme naladit na určité otáčky motoru, ve kterých předpokládáme, že se bude nejvíce času pohybovat. Pro konvenční automobil je požadován co nejvyšší točivý moment a výkon již od nízkých otáček, následně pak pokles výkonu v otáčkách vyšších, protože se předpokládá, že obyčejný člověk chce jezdit automobilem ekonomicky a tím pádem v nízkých otáčkách, takže optimální otáčky se volí podle toho. Naopak u motorů závodních je kladen důraz na co nejvyšší výkon a točivý moment, kterého se dosahuje ve vyšších otáčkách. Zde je pak velmi obtížné motor držet v optimálních otáčkách (to je většinou v rozmezí několika stovek otáček za minutu), což znamená neustálé přeřazování. Jelikož jsem se snažil docílit co nejvyšších výkonů, tak jsem se pokoušel motor naladit na vyšší otáčky a tím se přiblížit k závodnímu motoru.

1.1 Simulace

1.1.1 Použité metody

Jako hlavní metodu pro zkoumání změn a průběhů jsem používal simulační software GT Power. GT Power je velmi komplexní program pro simulace veličin spalovacích motorů jako například výkon, točivý moment, tok plynů, objemová účinnost, spotřeba paliva, výkony turbodmychadel, ztrátové tření a ještě mnohem více. Tento program se používá v průmyslové aplikaci u všech hlavních výrobců k vývoji spalovacích motorů.

1.1.2 Schéma simulace



Obrázek 2 - Schéma simulace

Simulace v GT Power se provádí na jednorozměrném modelu motoru, viz obrázek 2. Na obrázku je vidět schéma simulace, které znázorňuje jednoduchý jednoválcový motor s jednotlivými částmi. Simulace jsem v tomto bodě prováděl pouze pro jednoválcový motor, který má stejné rozměry jako jeden válec z předlohového motoru BMW. Každá jednotlivá ikona zobrazuje jednotlivé součásti motoru, kde každá součást má své parametry. Dále si tyto jednotlivé části schématu popíšeme.

1.1.3 Části schématu

Environment inlet (Vstupní prostředí) – Tato ikona znázorňuje vstupní prostředí, ze kterého je získáván pracovní plyn. Jako parametry zde figurují především typ plynu, tlak a hustota. V mém případě volím již předdefinovanou hodnotu „air“, která nejlépe popisuje všechny požadované veličiny a složení běžně se vyskytujícího vzduchu. Místo parametru „air“ se dá zvolit velmi mnoho pracovních plynů, které však pro moji simulaci nemají smysl.

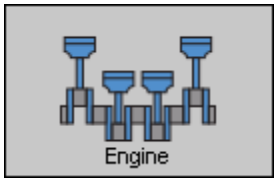
Inlet runner a Exhaust runner (Sací potrubí a Výfukové potrubí) – Tyto ikony znázorňují potrubí vedoucí do a z motoru neboli sací trakt a výfukové potrubí. Zde se jako parametry převážně vyskytují geometrické vlastnosti potrubí jako je průměr na začátku a na konci, délka potrubí, následně i například drsnost povrchu, kde je také možnost volit předdefinované hodnoty podle materiálu jako například leštěný hliník, litá ocel a podobné.

Intake port a Exhaust port (Sací kanál a Výfukový kanál) – Zde jsou znázorněny kanály v hlavě motoru. Jelikož jako předloha slouží dvanáctiventilový řadový šestiválec, tak je zde pouze jeden sací a jeden výfukový ventil tudíž pouze jeden sací a jeden výfukový kanál v hlavě motoru. Parametry jsou zde stejné jako v případě sacího a výfukového potrubí, jelikož se jedná v podstatě o stejnou ikonu pouze znázorňující odlišnou součást.

Simple injector (Jednoduchý vstřikovač) – Vstřikovač paliva je jednou z několika možností jak smísit palivo s nasávaným pracovním plynem, v mém případě vzduchem. Jako parametry zde figurují tlak paliva a samozřejmě typ paliva. Opět volím předdefinovanou proměnnou Gasoline (benzín), který nejlépe popisuje složení, hustotu a ostatní fyzikální vlastnosti běžně dostupného benzínu, a další jako například čas, kdy dojde k vstřiku paliva.

Intake valve a Exhaust valve (Sací ventil a Výfukový ventil) – Znázorňují sací a výfukový ventil. Zde se jako parametry volí například průměr talíře ventilu nebo úhel vačkové hřídele pro otevření a zavření, takzvané časování ventilů a ostatní. Všechny tyto parametry volím dle vzorového motoru.

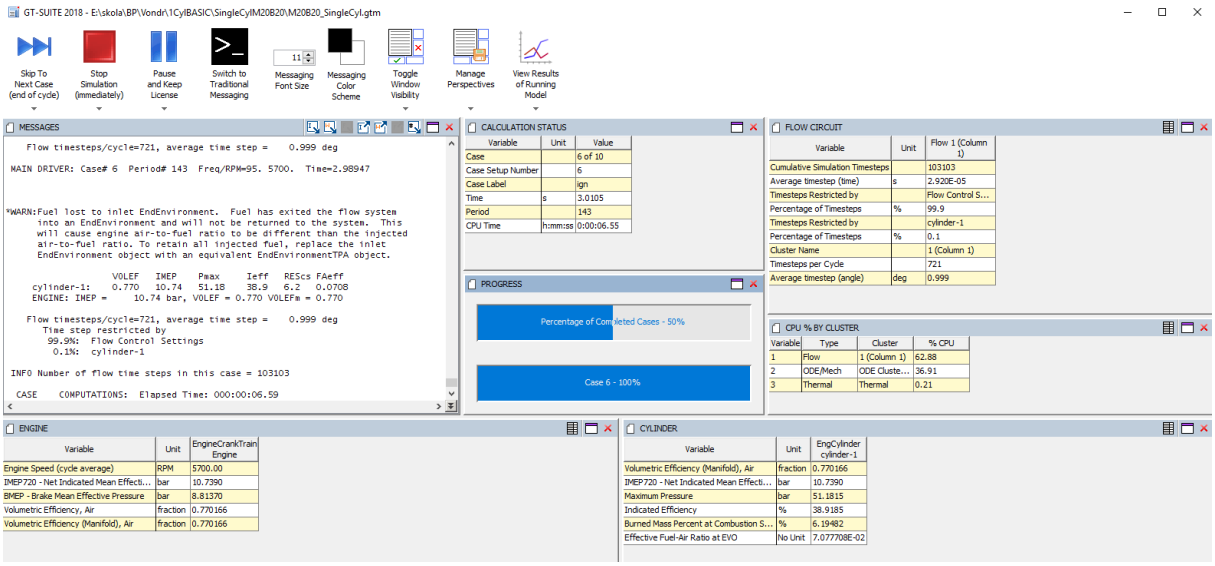
Cylinder (Válec) – Válec motoru je definován opět několika proměnnými jako například zdvih, vrtání, délka ojnice, vůle mezi hlavou motoru a pístem v horní úvrati a také kompresním poměrem.



Engine (Motor) – Znázorňuje zbývající součásti motoru, ale především klikový mechanismus spojující všechny písty. V tomto případě pouze jeden válec, později při simulaci celého motoru budou do této ikony připojeny všechny zbylé válce. Poté se zde jako parametry dosazují pořadí jednotlivých válců, pořadí zapalování a tak dále. I když se všechny předchozí ikony mohou vyskytovat opakovaně, tak tato bude stále pouze jedna.

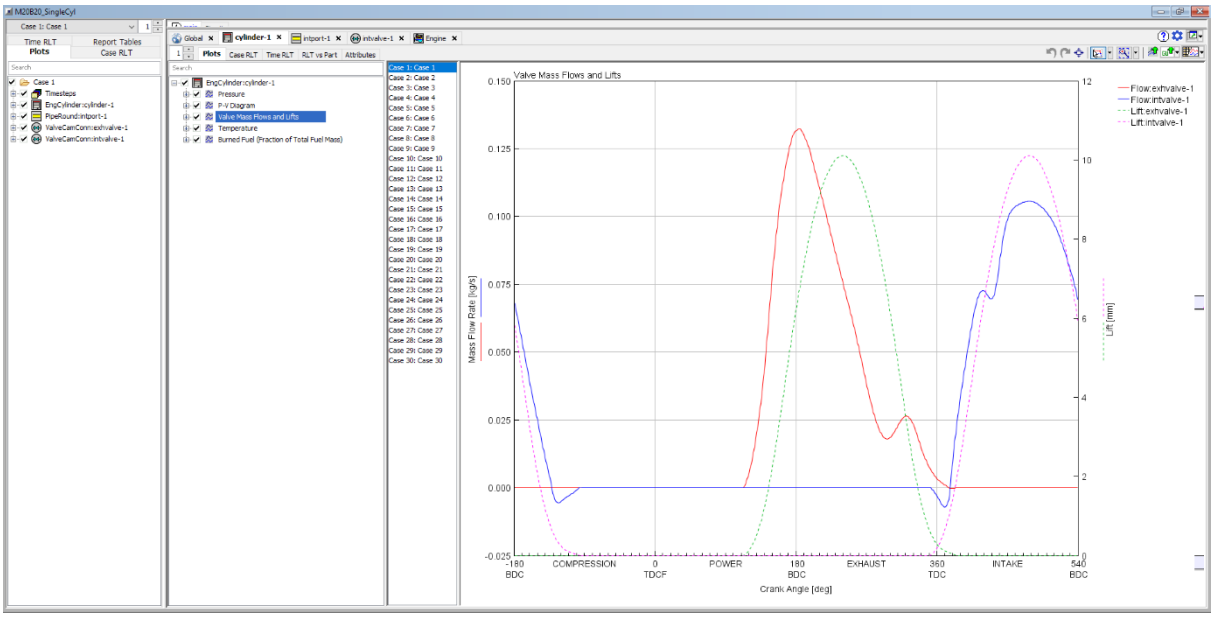
1.1.4 Průběh simulace:

Aby se nemusela jednotlivá simulace spouštět několikrát za sebou, je zde možnost nastavení takzvaných case setupů (nastavení jednotlivých případů). Dají se zde definovat libovolné parametry, které program při spuštění nové simulace změní. Po spuštění vidíme průběh simulace a počet vyřešených případů, viz obrázek 3.



Obrázek 3 - Průběh simulace

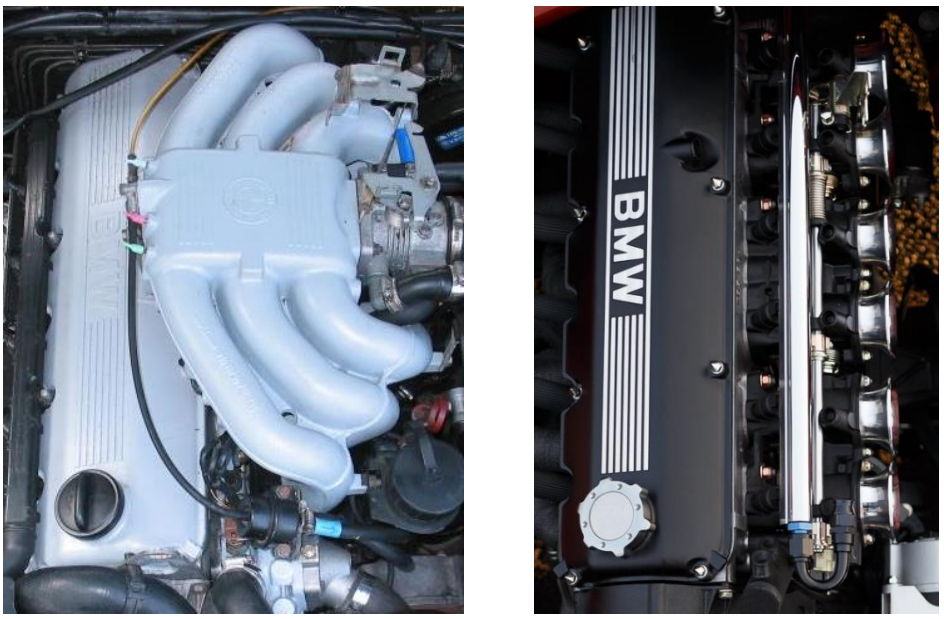
Po dokončení početních operací lze zobrazit vypočtené hodnoty v programu GT Post. Tento program slouží jako vyhodnocovací podprogram GT Suite, ve kterém teprve vidíme výsledky simulace. Příkladem obrázek 4, na kterém můžeme vidět zdvih ventilů a toky hmoty.



Obrázek 4 - Zdvih ventilů a tok hmoty v programu GT Post

1.2. Zkoumání ideálního průměru sacího potrubí vzhledem k jeho délce

Při zkoumání ideálních rozměrů sacího potrubí jsem se inspiroval z již zkonstruovaných laděných systémů, v tomto případě z ITB (Individual throttle body), které se již pro mnou zvolený motor vyrábí. Na obrázku 5. můžeme vidět vzhled továrního sacího traktu a vidíme zde i vzhled laděného potrubí.

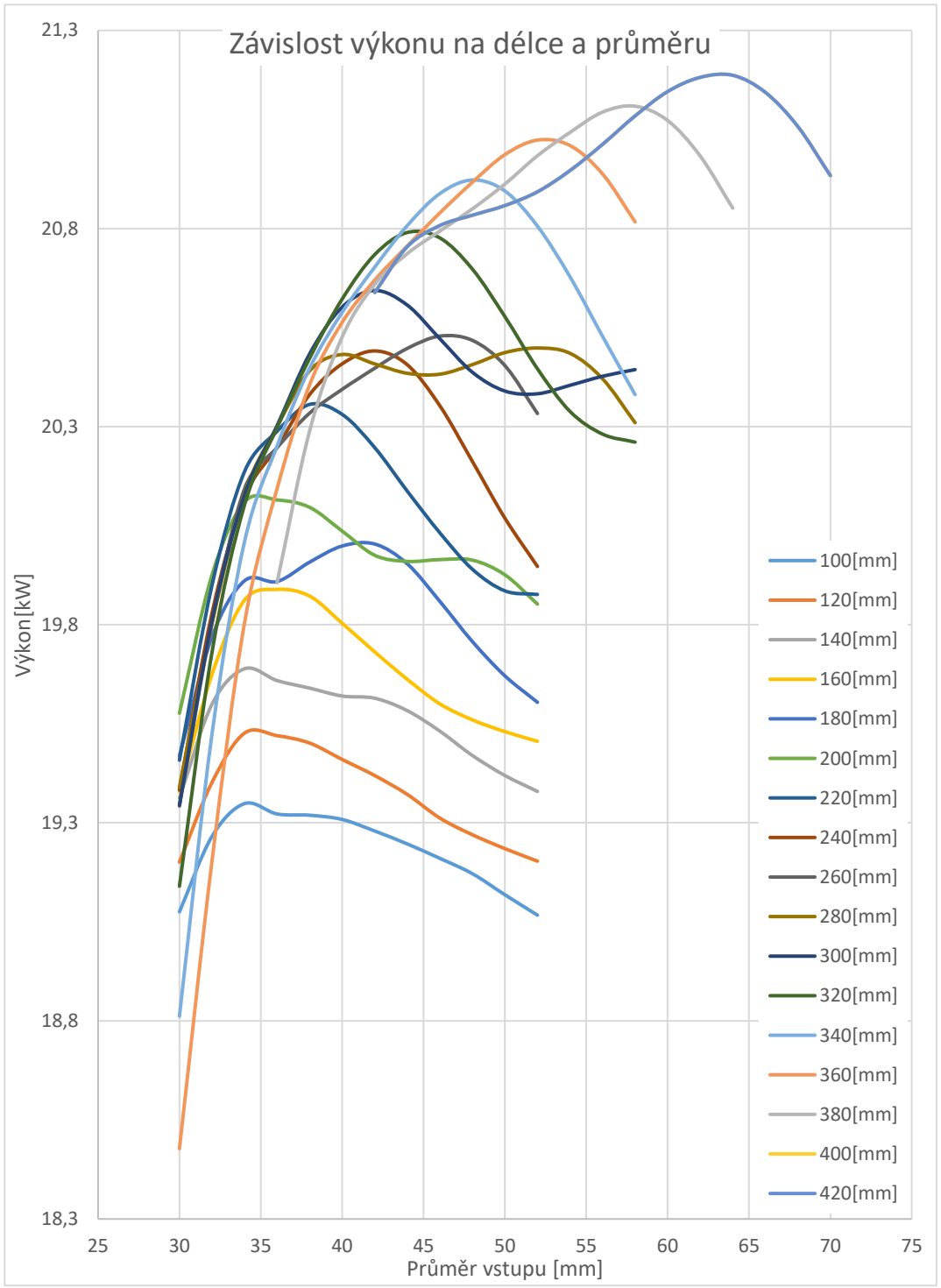


Obrázek 5 - Vzhled továrního sacího potrubí vlevo a laděného sacího potrubí vpravo [3][4]

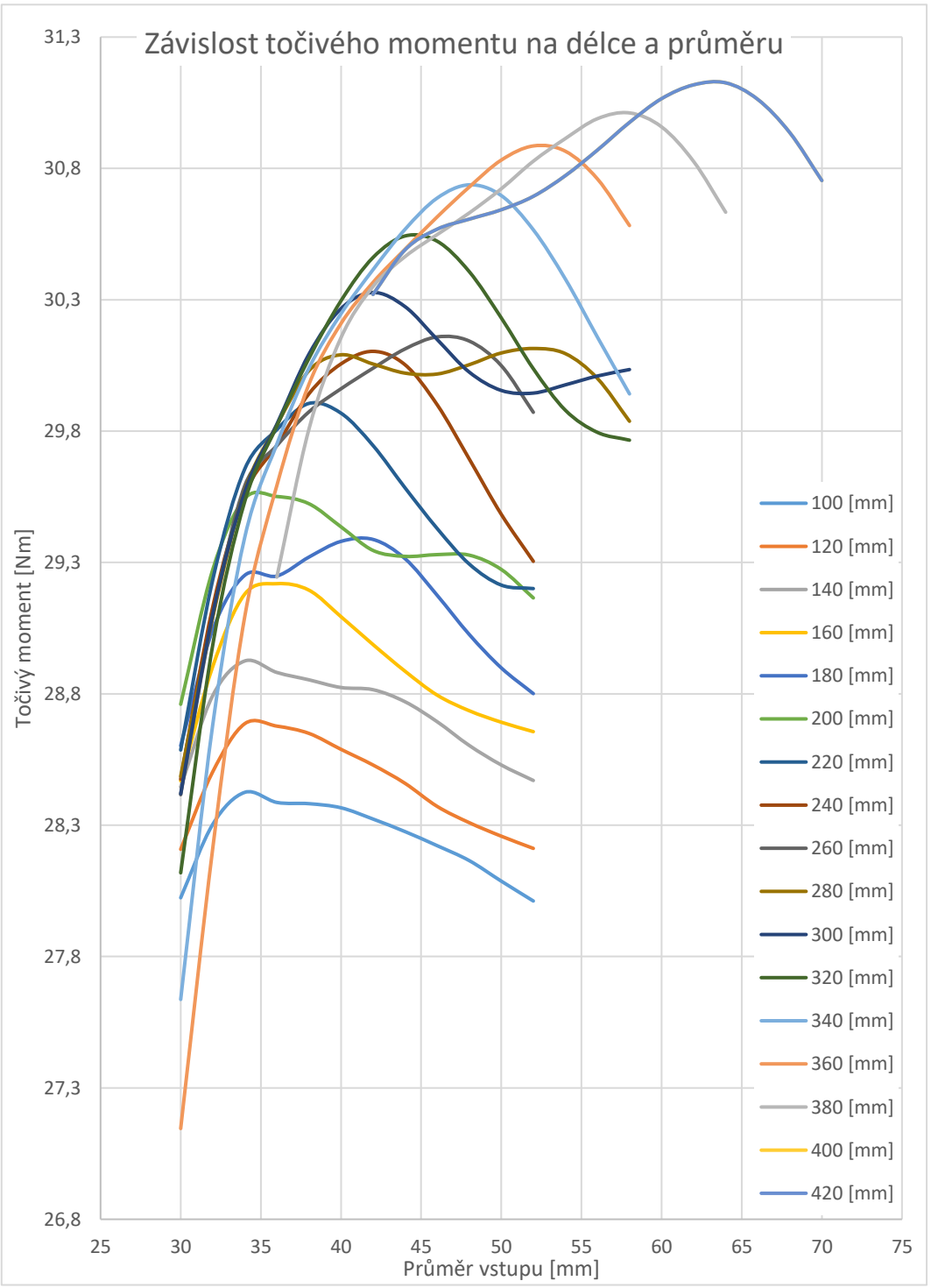
Problémem je, že si každá firma vyrábějící více klapkové sání samozřejmě chrání své know-how a rozměry tedy nejsou oficiálně známy. Navíc se vyskytují různé důkazy o tom, že ani tyto již vyvinuté a vyráběné více klapkové systémy nemají požadovanou délku, průměr a ostatní potřebné parametry. Proto jsem se rozhodl toto pomocí simulace uvést na pravou míru. Postup byl v podstatě jednoduchý. Jako proměnnou, která se bude dát měnit v case setupu, nastavím vstupní průměr u sacího potrubí, přičemž druhý průměr volím jako přesné číslo podle rozměrů změřených na hlavě motoru a tím vlastně simuluji kuželovitý tvar přímé sací trubky, jak je vidět na obrázku 4. a další proměnnou jsem nastavil délku sacího potrubí.

1.2.1 Zjištění ideálních rozměrů sacího potrubí

Následně jsem provedl několik simulací, kde jsem porovnával délku potrubí ku průměru a zkoumal konečný dopad na výkon motoru a na velikost točivého momentu. Simulace jsem prováděl pro konstantní otáčky motoru (pro 6500 ot. /min), neměnný průměr konce blíže k motoru jsem podle měření zvolil 35 mm a vstupní průměr jsem zvětšoval po kroku o velikosti 2 mm. Délku potrubí jsem měnil po 20 mm což mi pro porozumění problematiky postačuje. Výsledky jsou vidět v grafech 1. a 2., ze kterých lze vyčíst, že se zvětšující se délkou potrubí se i zvětšuje výkon. To je logické, jelikož na větší délce získá tlaková vlna větší energii a do válce tak dodá více pracovního plynu. Co je naopak velice zajímavé je, že onen kuželovitý tvar trubky není až tak velmi potřebný, jak se může na první pohled zdát.



Graf 1 - Závislost výkonu na průměru sacího potrubí

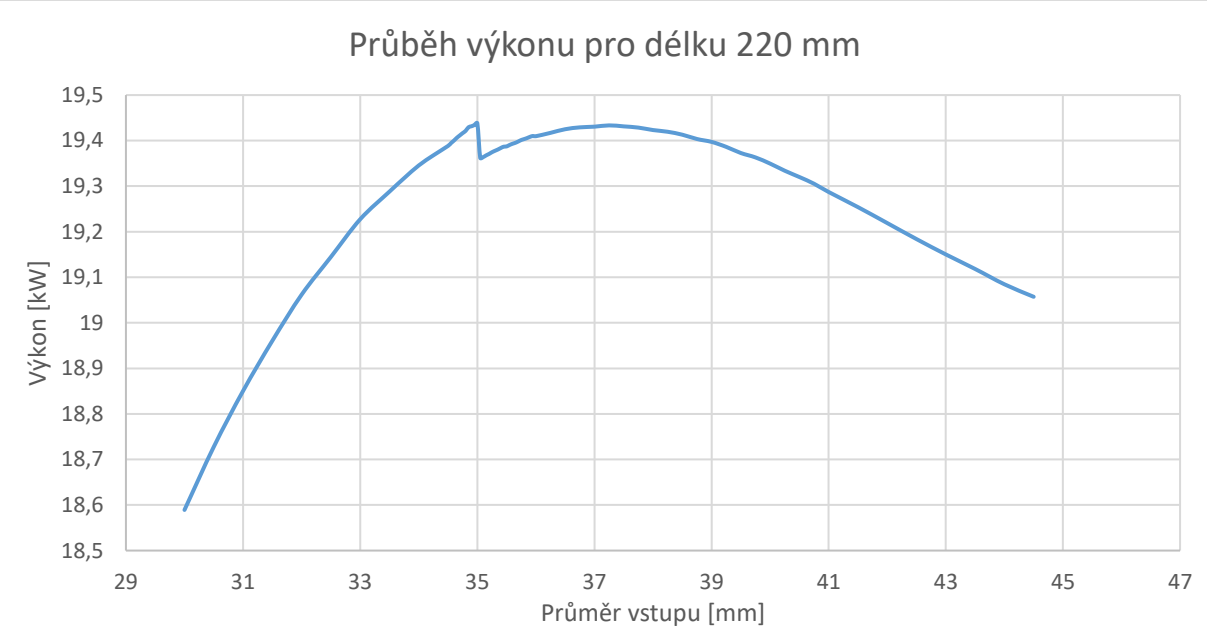


Graf 2 - Závislost Točivého momentu na průměru sacího

Když se například podíváme na délku potrubí 200 mm tak vidíme, že pro hodnotu nejvyššího výkonu je průměr na začátku menší než na konci, tedy že se potrubí rozšiřuje směrem k motoru a ne naopak. I u ostatních délek je vidět, že rozevření trubice není veliké, například na délce 320 mm je rozdíl v průměrech pouze 10 mm, což na této délce není mnoho. Dále však poznáme, že průměr se nemusí měnit vůbec, a i tak dojde k zvýšení výkonu.

1.2.2 Zkoumání ideálních rozměrů pro délku 220 mm

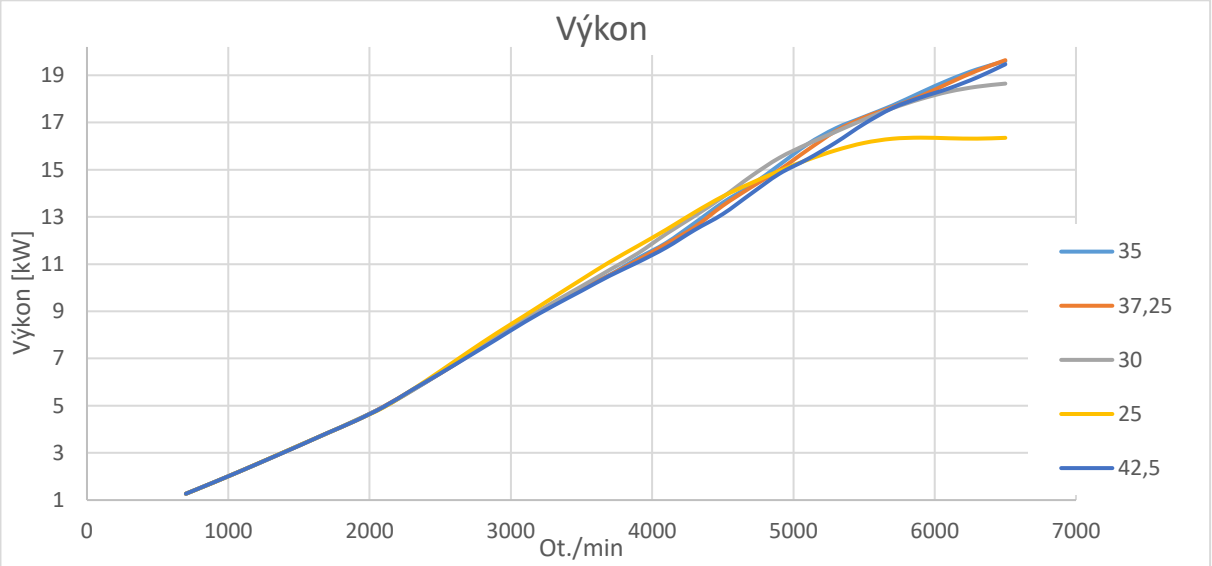
Po zjištění ideálních rozměrů jsem zvolil délku 220 mm a tu detailněji prozkoumal a v simulaci provedl pro změnu velikosti kroku průměru sací strany potrubí z 2 mm na nejdříve 0,5 mm, poté na 0,25 mm a nakonec pro 0,05 mm pro přesnější prozkoumání maxima grafu. Výsledek vztažený k výkonu je vidět v grafu 3.



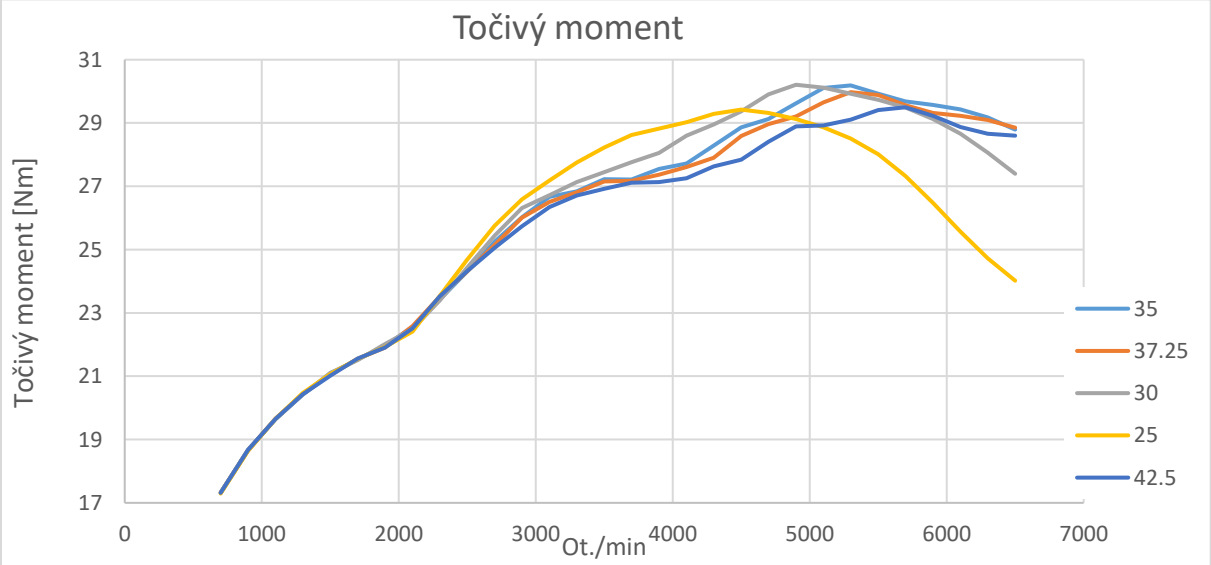
Graf 3 - Závislost výkonu na vstupním průměru sacího potrubí pro délku 220 mm

Paradoxně i zde je z grafu vidět, že pro nejvyšší výkon je nejideálnější řešení zvolit potrubí se stejným průměrem jak na začátku, tak na konci. To z původního grafu nebylo vidět, jelikož krok 2 mm přesně minul hodnotu 35 mm. Druhé maximum, pro průměr 37,25 mm, bylo již vidět v grafu všech délek, ale i tato simulace mi pouze ukazuje maximální hodnotu výkonu pro konstantní otáčky 6500 ot. /min.

Následně jsem musel tedy provést simulace pro otáčky proměnné a pro několik průměrů. Simulace jsem provedl jak pro průměr 35 mm tak pro 37,25 a poté jsem zvolil ještě několik neladěných průměru (30, 25 a 42,5) jenom pro potvrzení vypočtených prů měrů. Tyto výsledky jsou zobrazeny v grafech 4. a 5.



Graf 4 - Průběh výkonu na otáčkách pro různé průměry



Graf 5 - Průběh točivého momentu na otáčkách pro různé průměry

Na těchto grafech je vidět potvrzení předchozích výsledků. A i přes to, že rozdíl mezi průměry 35 mm a 37,25 mm byl v simulaci konstantních otáček téměř zanedbatelný tak v simulaci otáček proměnných je rozdíl znatelný. Pro průměr 37,25 mm je výkonová křivka nepatrně níž než pro průměr 35 mm a stejně tak pro křivku točivého momentu je níž. Musíme však brát v potaz, že i v tomto případě, v otáčkách 6500 ot./min, jsou obě hodnoty téměř totožné. Následně díky zahrnutí i dalších možností a to 25, 30 a 42,5 mm můžeme pozorovat, že laděné systémy nemají téměř žádný vliv na průběh točivého momentu ani výkonu do přibližné hodnoty 2300 otáček za minutu. Následně se křivka momentu pro průměr 25 mm prudce zvedá a dosahuje maxima v 4500 otáčkách za minutu. Poté však velmi prudce klesá. Na výkonové křivce pro stejný průměr je vidět růst až do hodnoty 5500 ot./min, kde již výkon dále nestoupá. Vysvětluji si to tím, že nadále

při těchto rychlostech již menší průměr funguje jako restriktor a již nedokáže propustit požadované množství vzduchu. Podobný průběh můžeme pozorovat pro průměr 30 mm, který má také maximum točivého momentu dříve než ideální případy 35 a 37,25 mm a také, i když ve vyšších otáčkách, dochází k nedostatečnému toku vzduchu a již nedochází k růstu výkonu od otáček 6300 za minutu. Pro větší průměr 42,25 mm se sice výkonová křivka drží u ideálních případů, avšak rozdíl v křivkách točivého momentu je značný.

Tudíž ve svém důsledku je opravdu nejlepší průměr neměnný anebo velmi málo se rozšiřující. V porovnání s ostatními průměry je vidět, že tomu tak je i v proměnných otáčkách, a i přes to, že průměr 30 mm má nejvyšší hodnotu točivého momentu, nesmíme zapomenout, že nejlepší hodnoty ladíme pro otáčky 6500 ot./min, kde je průměr 35 a 37,25 mm jasně nejvyšší.

1.3. Zkoumání rezonanční délky potrubí

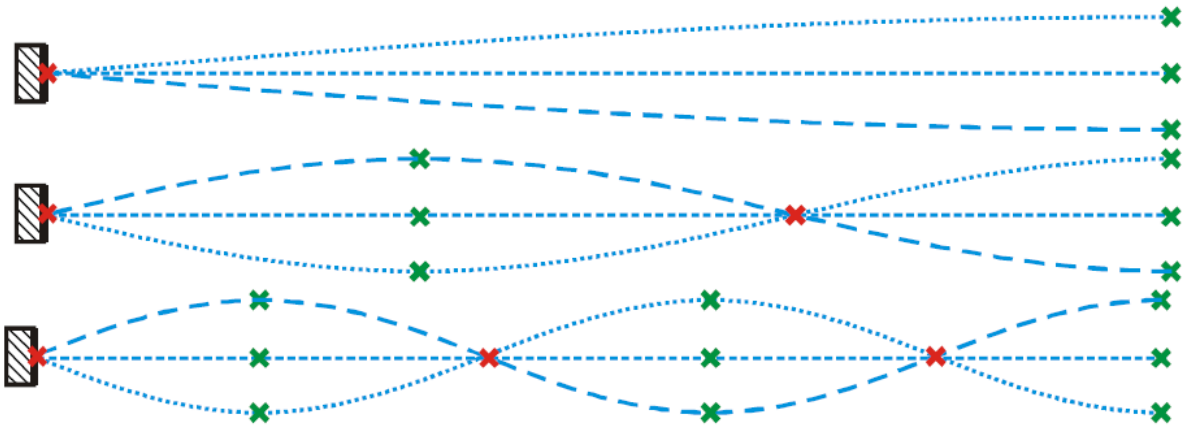
Ke zkoumání ideální délky potrubí pro potřebný vznik rezonancí můžeme využít takzvaný akustický model podle kterého předpokládáme, že tlaková vlna se šíří sacím potrubím rychlostí zvuku a podle té se dá následně odvodit ideální délka potrubí při které dochází k rezonanci.

Obecně rezonance vzniká, pokud se vlastní a budící frekvence rovnají. Díky tomu však dochází k více rezonancím než pouze k jedné. Avšak největší vliv budou mít právě vysoké stupně harmonických vln, proto budeme vycházet z harmonické frekvence. Délku můžeme odvodit z předpokladu, že se vlna odrazí na volném prostoru a se stejnou amplitudou a fází se vrací zpět. Tato vlna je takzvaná 1. harmonická. Každá další harmonická vlna má menší energii, takže by bylo ideální dosáhnout v potrubí právě první harmonické.

Obecně spočítáme frekvenci harmonické vlny odražené na volném prostoru podle vzorce:

$$f = \frac{(2k-1)v}{4L} \quad [5]$$

Kde n je stupeň harmonické vlny, v je rychlost zvuku a L je délka potrubí. Délka je čtyřikrát, jelikož v délce potrubí s volným koncem se odráží pouze čtvrtvlna. Vyšší harmonické vlny jsou tedy liché násobky čtvrtvln. Toto máme zobrazeno v obrázku 6, kde máme ukázané tři první vyšší harmonické vlny. První je právě popisovaná první harmonická a pro ni platí $n = 1$ pro každý stupeň se n o jedna zvětší.



Obrázek 6 - Ukázka různých stupňů harmonických vln [5]

My předpokládáme, že délku tohoto potrubí neznáme, a tak vyjdeme z otáček motoru. Nejdříve si tedy musíme zvolit otáčky, ve kterých má docházet k rezonanci, ale ty už známe. Volíme tedy 6500 ot/min jako v případě simulací.

Následně musíme otáčky převézt na otáčky za sekundu

$$n = \frac{6500}{60} = 108,\overline{33}\ \ ot/s$$

Následně přepočteme otáčky do stupňů za sekundu

$$n_{stup} = 108{,}33 * 360 = 39000\ °/s$$

Poté si spočteme čas, po který může vlna potrubím cestovat. Tento čas získáme spočtením úhlu, po který je sací úhel zavřený a ten vydělíme přepočtenými otáčkami na úhel za sekundu

$$t = \frac{720 - 239}{39000} = 0{,}012\overline{33}\ s$$

A nyní už známe čas, jak dlouho vlna cestuje potrubím a rychlost kterou cestuje (rychlost zvuku v suchém vzduchu [6]), takže nyní spočítáme délku potrubí pro vznik první harmonické vlny

$$L_{1.Harm} = \frac{tv}{4} = \frac{0{,}01233 * 343}{4} = 1{,}0573\ m$$

Tuto délku potrubí uvažovat nemůžeme, a tak musíme přistoupit k nižším harmonickým vlnám.

Délky potrubí pro nižší harmonické vlny můžeme vidět v následující tabulce:

N	L[mm]
1	1057,5
1/3	352,5
1/5	211,5

Tabulka 1 – Délky potrubí pro různé stupně harmonických vln

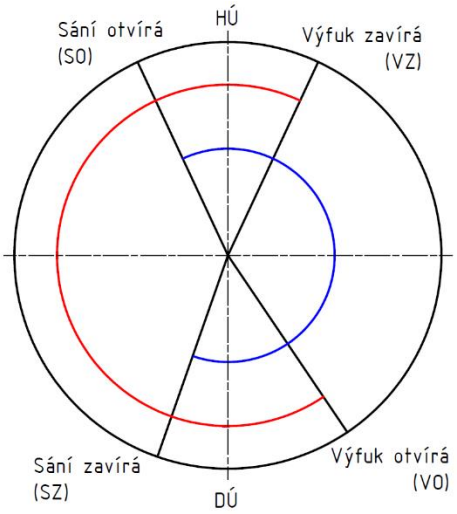
Z této tabulky vyplívá, že v mé simulaci jsem využíval přibližně pětinovou harmonickou vlnu a tím pádem podstatně menší energii, než kterou bych byl schopen dostat z delších sacích potrubí. Kvůli konstrukčním omezením nejsem schopen takových délek dosáhnout.

Ještě bych chtěl dopočítat frekvenci rezonance při délce 220 mm, při které laděné potrubí navrhuji.

$$f = \frac{343}{4 * 0{,}220} = 389{,}77\overline{27}\ Hz$$

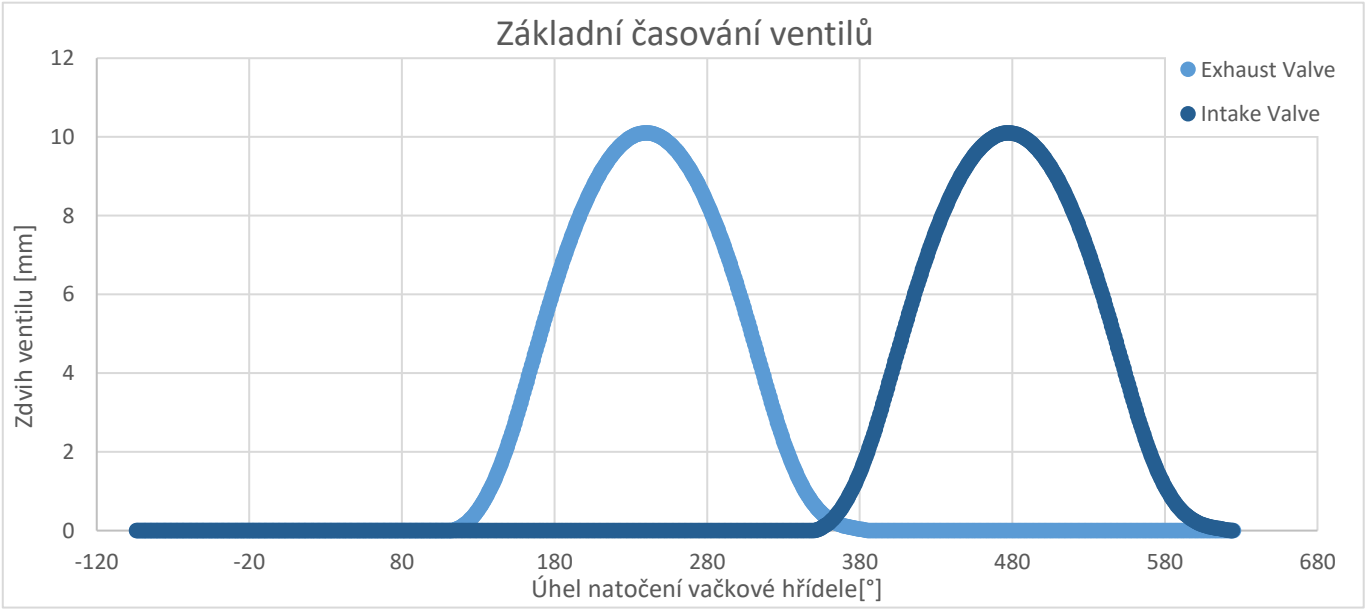
1.4. Vliv úhle vačkového hřídele

Další možnost, jak efektivně zvýšit výkon motoru, a to především atmosférického je dát takzvaně „ostřejší vačku“. Obecně se však myslí vačková hřídel s větším úhlem a s větším zdvihem ventilů. Originálně montovaná vačková hřídel v motoru M20B20 má úhel 239°.



Obrázek 7 - Úhly otevření ventilů

To je úhel mezi otevřením výfukového ventilu a zavřením výfukového ventilu. Tento úhel je zobrazen na obrázku 7 červenou barvou, modrý úhel značí otočení vačkové hřídele mezi otevřením a zavřením sacího ventilu. Samozřejmě obě akce neprobíhají najednou. Vačkový hřídel se otáčí poloviční rychlostí než klikový hřídel, neboli na dvě otáčky klikové hřídele vykoná vačková hřídel pouze jednu. Pořadí operací je u čtyřdobého spalovacího motoru následující a je přesně stanoveno. Nejdříve se výfukový ventil otevírá (VO), píst v té době ještě stále nedosáhl dolní úvrati. Píst se následně pohybuje přes dolní úvrať a vrací se zpět do horní úvrati (tato část cyklu se jmenuje výfuk), kde dochází k otevření sacího ventilu. Místo, kdy jsou oba ventily otevřené, je nazýváno střih. Je to úhel mezi SO a VZ. Píst dále pokračuje přes horní úvrať, výfukový ventil se zavírá a sací ventil se otevírá. Píst se pohybuje směrem k dolní úvrati a nastává část pracovního cyklu sání. Když dochází k zavření sacího ventilu, následuje komprese (píst stlačuje nasátou směs) až do HÚ, kde dochází k zážehu a následná expanze. Po vykonání úhle mezi HÚ a VO dochází opět k otevření výfukového ventilu a celý tento proces se opakuje.



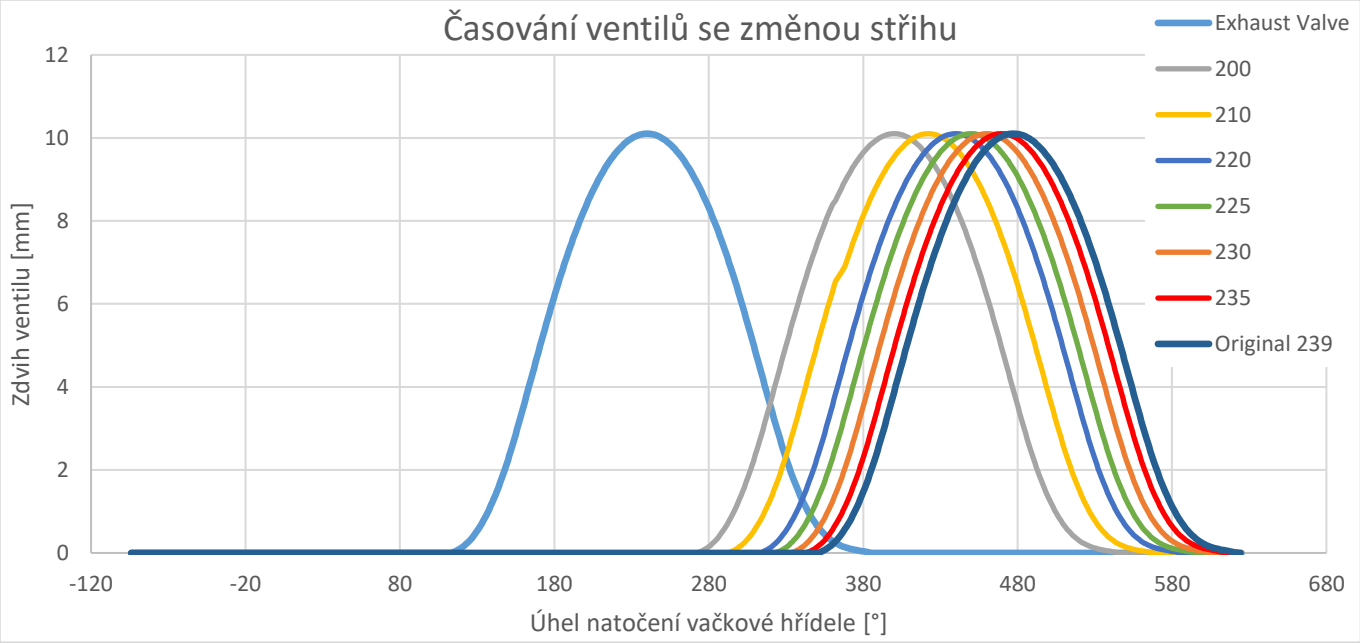
Graf 6 - Časování ventilů referenční hodnota

V grafu 6 můžeme vidět zdvih ventilů v závislosti na úhlu. Toto časování ventilů je vygenerováno programem GT Power podle zvolených parametrů motoru BMW.

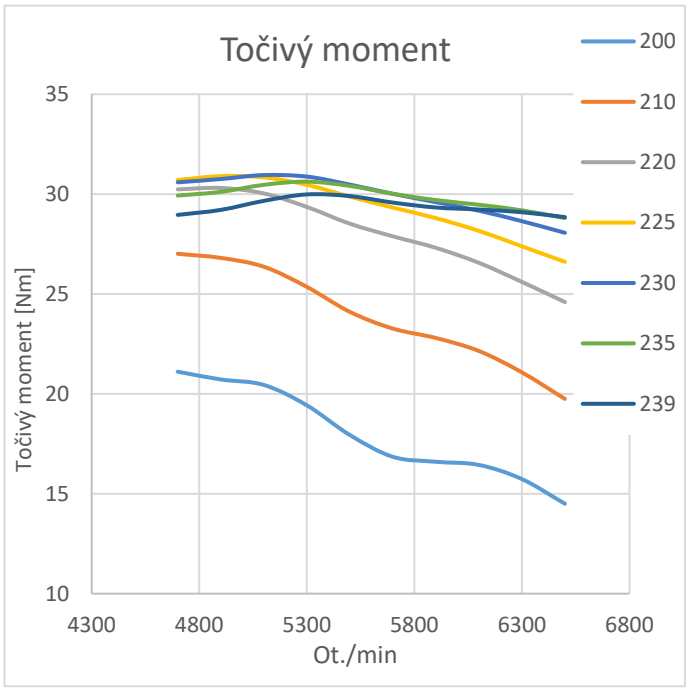
1.5. Změna časování sacího ventilu

Několik na trhu dostupných vačkových hřídelí, které nabízejí zvýšení výkonu, mají převážně pouze větší zdvih ventilu. My se budeme nyní věnovat originální vačkové hřídeli. Zde úhel uzavření sacího ventilu není ideální. V referenčním případě sice dochází k velmi malému střihu, ale zároveň se ventil uzavírá až když už je píst za dolní úvratí a nastává komprese. Pokud je zde ventil stále otevřen dochází k vytlačení části nasáté směsi a tím dochází k snížení efektivity pracovního cyklu.

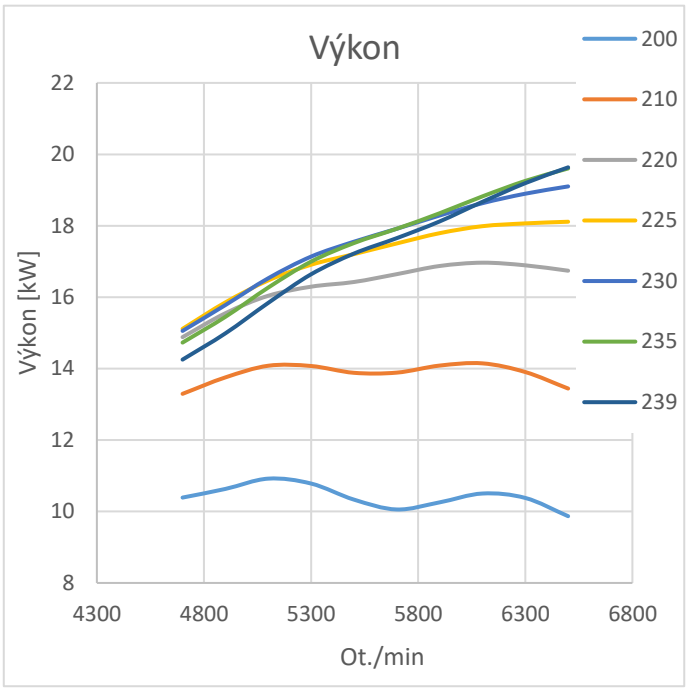
Pro potvrzení této teorie jsem upravoval úhel sacího vačkového hřídele a tím měnil časování, jak je vidět z grafu 7. Všechny následující simulace jsou prováděny pro laděný průměr 37,25 mm. V podstatě jsem jenom zmenšoval úhel vačkové hřídele, posouval originální profil více „doleva“, takže jsem sice zvětšoval oblast střihu, ale uzavření sacího ventilu lépe posunul k ideální hodnotě. Následně jsem pomocí GT Post získal hodnoty výkonu a točivého momentu pro jednotlivé případy. Vypočtené výkony a momenty jsem tentokrát zkoumal pouze v rozmezí otáček 4700–6500 za minutu. Zde se opět pokouším zjistit dopady pro otáčky 6500 za minutu, jelikož motor ladím na nejvyšší hodnoty v nejvyšších otáčkách jako v předchozí kapitole. Křivky výkonu a točivého momentu můžeme vidět na grafech 8 a 9.



Graf 7 - Změny časování sacího ventilu



Graf 8 - Průběhy točivého momentu pro různé úhly vačkové hřídele



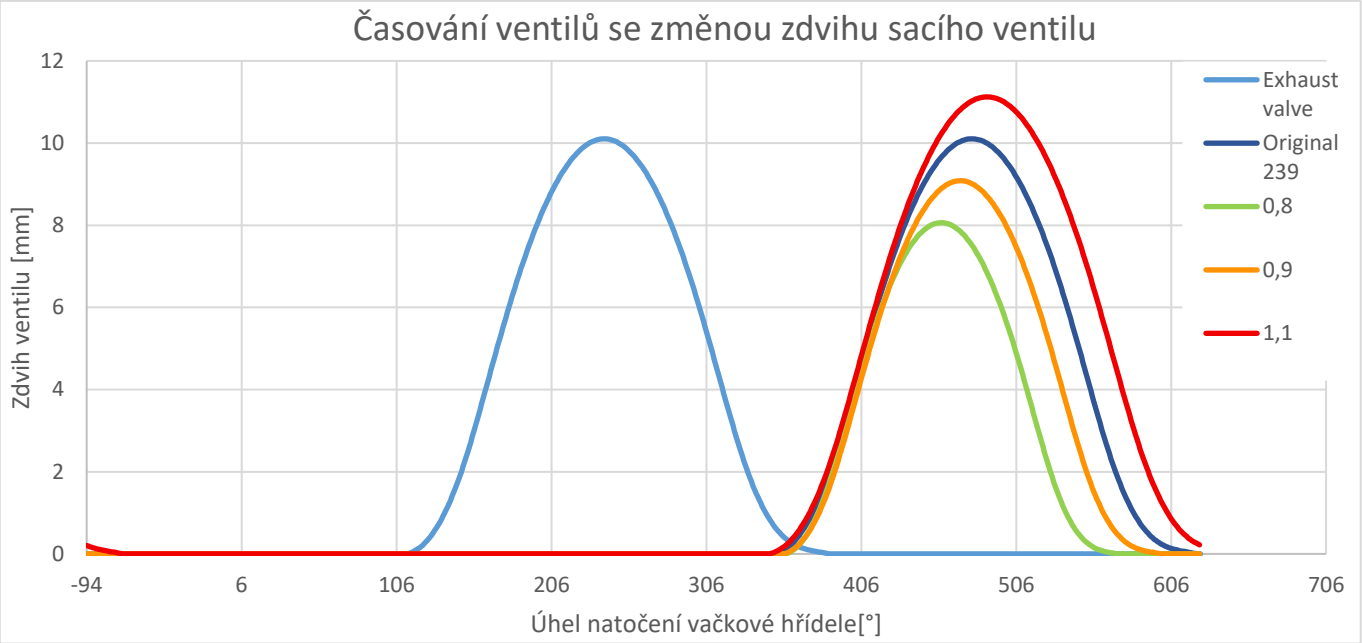
Graf 9 - Průběhy výkonu pro různé úhly vačkové hřídele

Z těchto grafů vidíme, že originální vačková hřídel má v požadovaných otáčkách nejlepší výsledek, ale zároveň je zřejmé, že posunutí o 4° na úhel 235° by mělo ideálnější hodnoty v nižších otáčkách jak v točivém momentu, tak výkonu motoru. Navíc úhel 235° dosahuje velmi podobných výsledků v požadovaných otáčkách. Pro úhel 230° je patrné, že dosahuje nejvyšší hodnoty točivého momentu ze všech zkoušených možností, bohužel však v nižších otáčkách. Podobných hodnot dosahuje úhel 225°. Hodnoty točivého momentu mají tyto možnosti sice nejvyšší, bohužel výkonové křivky těchto dvou možností nejsou ideální pro náš případ ladění motoru na 6500 ot/min. Zbylé tři možnosti 220°, 210° a 200° jsou zcela neperspektivní. V tomto případě dochází již k tak velikému střihu, že nasátá náplň nedosahuje potřebného objemu k vykonání vyšších výkonů.

Tudíž z těchto výsledků můžeme usoudit, že originální úhel vačkové hřídele sice není ideální v celém spektru otáček, avšak v otáčkách, na které motor ladíme, je to nejlepší varianta. Pokud bychom chtěli zlepšit průběh výkonu a točivého momentu, nejideálnější možnost vyšla vačková hřídel s úhlem 235°.

1.6. Změna zdvihu sacího ventilu

Tyto všechny simulace jsou však prováděny pro stejný zdvih ventilu (neměním maximální hodnotu otevření ventilu). Jak tedy dopadnou průběhy výkonu a točivého momentu, pokud změním zdvih ventilu?

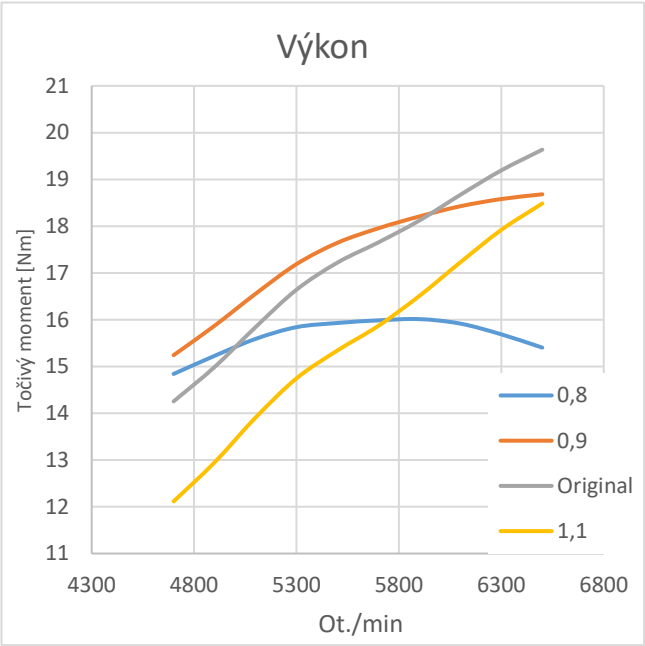


Graf 10 - Časování ventilů se změnou zdvihu

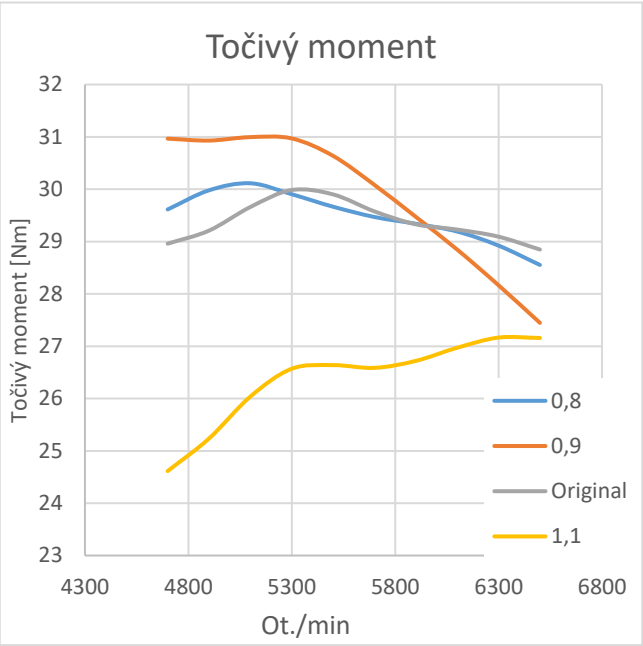
V grafu 10. je vidět změna zdvihu ventilu. Zkoušel jsem jak zmenšení, tak zvětšení zdvihu.

Označení jednotlivých křivek značí součinitel velikosti. Hodnota 0,8 znamená že daný zdvih je 0,8 krát původní hodnota a obdobně u ostatních. Snahou bylo zachovat stejný úhel, kdy se sací ventil otevírá a jenom změnit hodnotu zdvihu. Při zvětšení zdvihu by se do válce mělo nasát více směsi, ale jak vidíme z grafu 10, tak zvětšení zdvihu o 10 % (křivka 1,1), bohužel zavírá sací ventil velmi pozdě a nejspíše výsledné hodnoty budou touto skutečností ovlivněny. Při zmenšení zdvihu o 20 % (křivka 0,8) se naopak do válce pravděpodobně nedostane potřebné množství směsi.

Výsledné hodnoty momentu a výkonu jsou vidět v grafech 11 a 12. Opět jsem hodnoty výkonu zkoumal pouze v rozmezí otáček 4700-6500 za minutu.



Graf 12 - Výkon pro jednotlivé násobky zdvihu sacího ventil

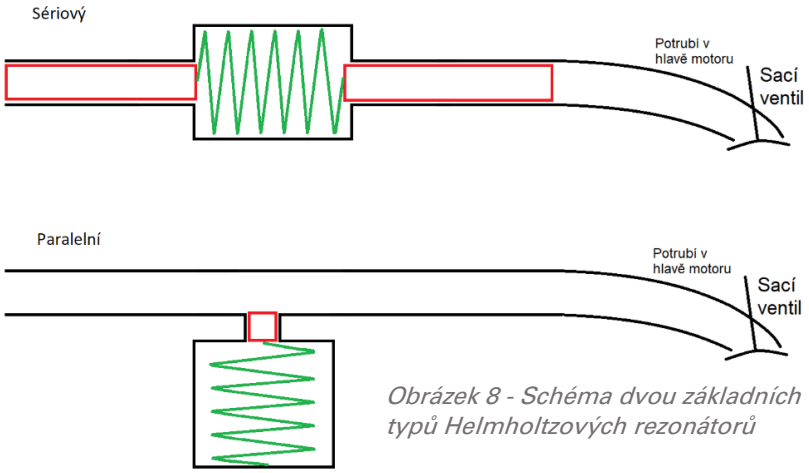


Graf 11 - Točivý moment pro jednotlivé násobky zdvihu sacího ventilu

Podobně, jako v případě změny úhlu vačkového hřídele pro sací ventil z 239° na 235°, i zde se projevuje 10% zmenšení zdvihu jako ideální pro zvýšení točivého momentu v nižších otáčkách, ale v otáčkách, na které motor ladím, točivý moment prudce klesá a výkon již dále nestoupá. Následně, jak jsem již předesílal, 10% zvětšení bohužel ztrácí většinu nasáté směsi a výkon ani moment nemají dostačující velikost. Překvapením však je, že velikost točivého momentu pro 20% zmenšení je téměř shodná s originálem. Bohužel tomu tak již není pokud porovnám výkonové křivky. Tudíž se opět ukazuje, že nejideálnější možnost je originální vačková hřídel.

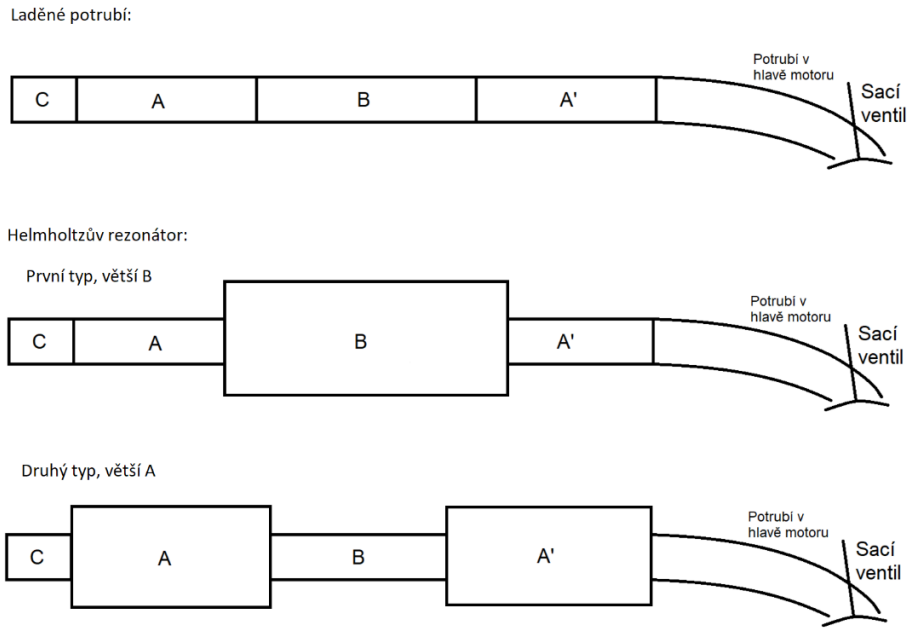
2. Helmholtzův rezonátor

Stejně tak jako u laděných potrubních systémů, tak i u Helmholtzova rezonátoru se, jak už název napovídá, využívá rezonancí. Helmholtzův rezonátor se využívá ve spoustě případů spojených s akustikou, například v koncertních místnostech k dosažení ideální akustiky. Nejjednodušší Helmholtzův rezonátor je například lahev od piva, kde když do lahve foukáme dojde v přesné frekvenci k znatelnému zesílení zvuku. Na rozdíl od laděných potrubních systémů, kde si můžeme představit kontinuum v sacím potrubí jako nekonečně mnoho malých pružin spojených k sobě, kde pak vybudíme první sacím ventilem, a tak vznikne rázová vlna šířící se jako vzájemné kmitání těchto pružin, se v Helmholtzově rezonátoru využívá kmitání hmot na pružinách. Toto znázorňuje obrázku 8, kde hmoty jsou červené a pružiny zelené. Helmholtzovy rezonátory můžeme dělit na více typů, ale hlavní jsou dva, a to průtočný (sériový) a neprůtočný (paralelní), viz obrázek 8.



Obrázek 8 - Schéma dvou základních typů Helmholtzových rezonátorů

2.1 Simulace



Obrázek 9 - Návrh potrubí pro simulace

Simulace jsem opět prováděl v programu GT Power. Rozložení sacího potrubí je však zcela rozdílné oproti variantě laděného potrubí (viz. Obrázek 9). Rozhodl jsem se pro průtočný rezonátor z důvodu jednodušší simulace a práce s ní.

Podle návrhu rozložení potrubí jsem upravil jednotlivé členy v schématu simulace. Vlastně jsem pouze trubku z předchozí simulace rozdělil na více částí a ty následně upravoval. Opět jsem se snažil motor naladit na nejlepší možné hodnoty v nejvyšších otáčkách. Simulace jsem rozdělil na dvě části pro lepší přehlednost. Měnění vlastností válce B a druhá část je měnění dvou válců A a A'. Malá část potrubí C je pouze jako restriktor při zvětšování válce A.

2.2 Zjištění ideálních rozměrů Helmholtzových rezonátorů.

2.2.1 První varianta – Měním rozměry válce B

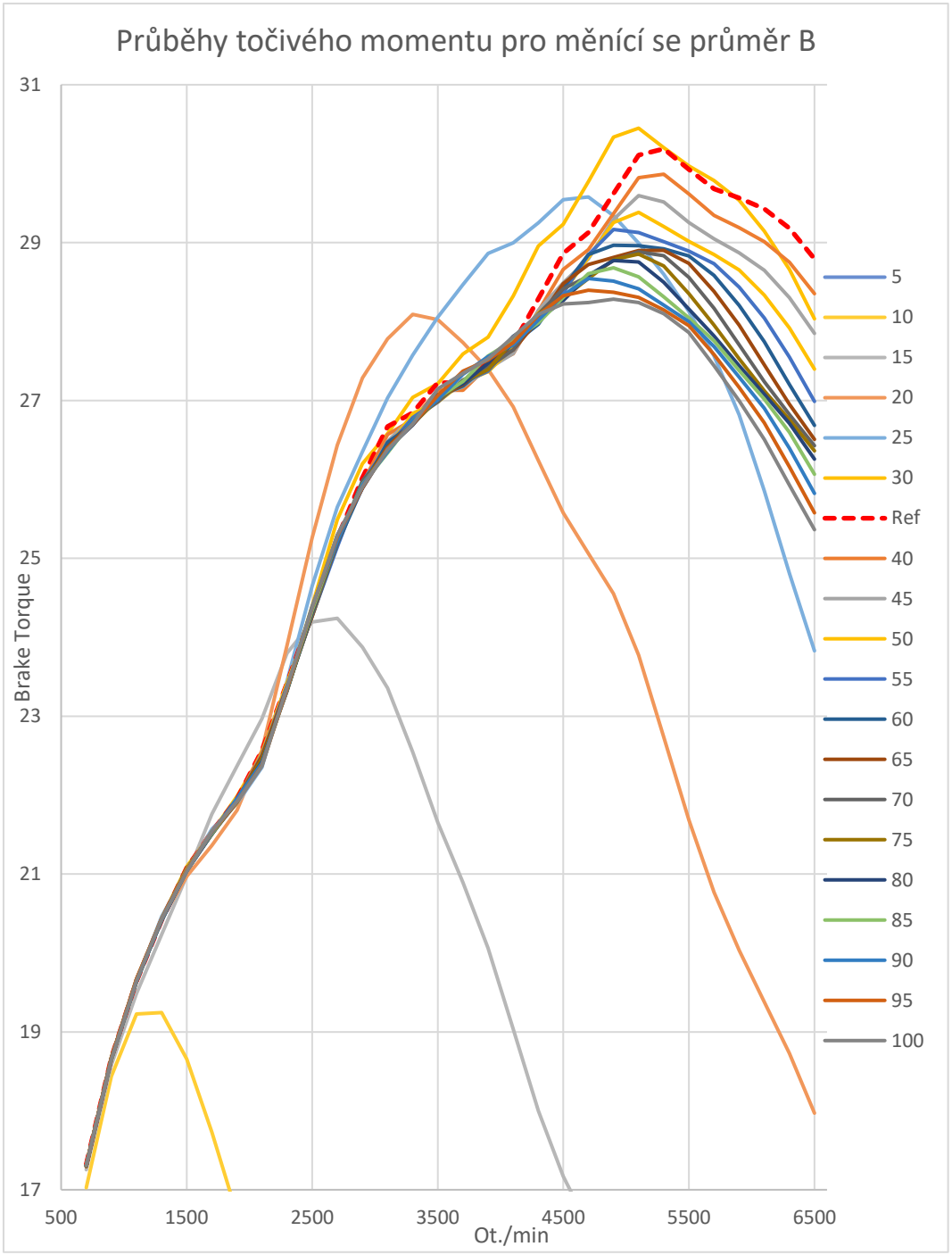
Součet všech částí jsem odhadl z nejlepších výsledků z části 1. Původních 220 mm jsem rozdělil tak že A = A' = 72 mm a B = 76 mm. Průměry i délky jsem měnil v rozmezí 5 až 100 mm s krokem 5 mm. Tyto výsledky jsou zobrazeny v grafech 15 a 16. Hodnota Ref a RefO (Reference a Reference Optimal) je zobrazení původní hodnoty 35 mm neboli laděný průměr z předchozí části práce.

2.2.1.1 Nejdříve jsem měnil průměr. Z grafu 13 vyplívá, že v nejvyšších otáčkách je varianta laděného potrubí stále nejlepší. Můžeme však vidět, že varianta 30 mm je v pásmu otáček 2500-5000 za minutu z pohledu momentu a výkonu lepší než reference, ale v koncových otáčkách začíná ztrácet. To nebude zapříčiněno nevhodnou frekvencí kmitů ale spíše tím, že průměr 30 mm bude fungovat jako restriktor a motoru se ve vysokých otáčkách nebude dostávat dostatek spalovací směsi. Hodnoty pod 30 mm jsou na tom obdobně. Mají skvělé výsledky dokud nezačne malý průměr fungovat jako restriktor a tím skončí. Průměry větší než 35 mm naopak jakoby kopírují průměr 35 mm, ale jejich výsledky jsou se zvětšujícím se průměrem čím dál tím horší.

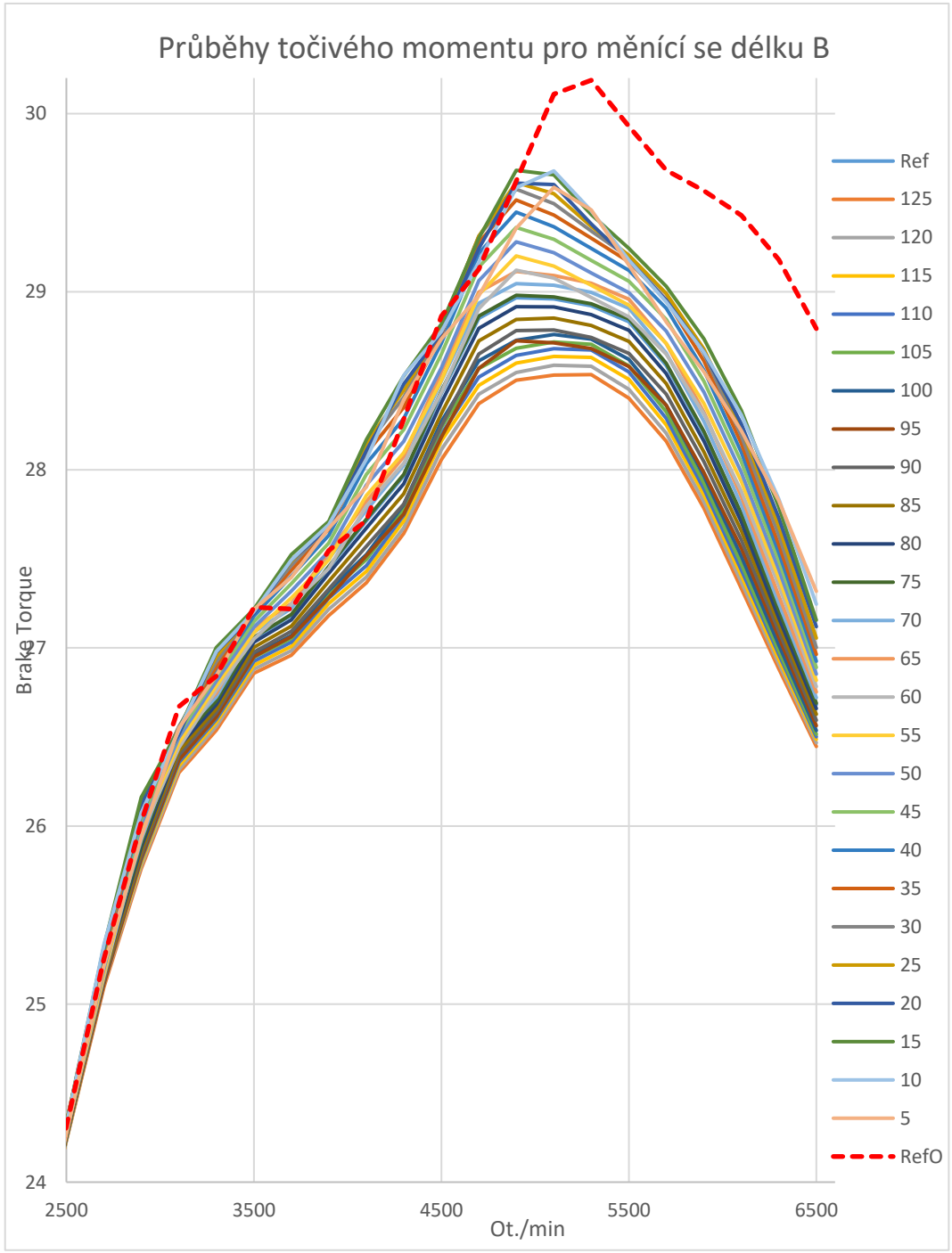
2.2.1.2 Následně jsem měnil délku válce B se zvoleným průměrem 60 mm. Průměr jsem volil jako přibližný dvojnásobek předchozí hodnoty ideálního průměru. V grafu 14 jsem opět vynesl křivky točivého momentu. Z grafu jsem uřízl hodnoty do 2500 ot/min., protože všechny průběhy byly v tomto intervalu totožné. Interval délek válce B je 5–125 mm. Tyto průběhy se zas tolik neliší, jako by byly kopiemi, pouze se zvětšujícím se průměrem jsou hodnoty vždy o něco menší. Jediné dva průběhy, které vystupují z řady, jsou 5 a 10 mm. Nejspíše to bude tím, že objem takového válečku ještě nebude mít dostatečný objem na

ustálení kmitů. Průměry 15,20 a 25 mm bych považoval za alespoň částečný úspěch, jelikož si v pásmu středních otáček vedly lépe než RefO, ale opět pokud motor ladím na co nejvyšší výkon v nejvyšších otáčkách, tento rozměr není vyhovující v žádné z měřených variant. Nejspíše průměr 60 mm není ideální obecně, jelikož pokud se podíváme na graf tak z něj vyplívá, že se zvětšující se délkou moment klesá. Důvodem je to, že se velká délka začíná chovat jako samostatné laděné potrubí a vzniká zde nežádoucí vlnění.

2.2.1.3 Jako poslední pokus jsem měnil opět délku válce B, ale tentokrát jsem však neměnil délky válců A a A'. V předchozích případech jsem délky těchto válců měnil tak, aby celkový součet délky potrubí byl 220 mm. V tomto případě jsem délku A zvolil jako 97 mm a A' jako 72 mm. Opět jsem provedl simulace v rozmezí 5–125 mm. V tomto případě je však vše obráceně. Nyní, jak můžeme z grafu 15 vidět, si v pásmu středních otáček vedly naopak nejlépe délky větší než 110 mm a hodnoty menší než 35 jsou tentokrát ty nejhorší. I přes to je vidět propastný rozdíl mezi RefO a kteroukoli z variant v otáčkách vyšších než 5000 ot/min., tudíž z mého hlediska je tento koncept nevyhovující.



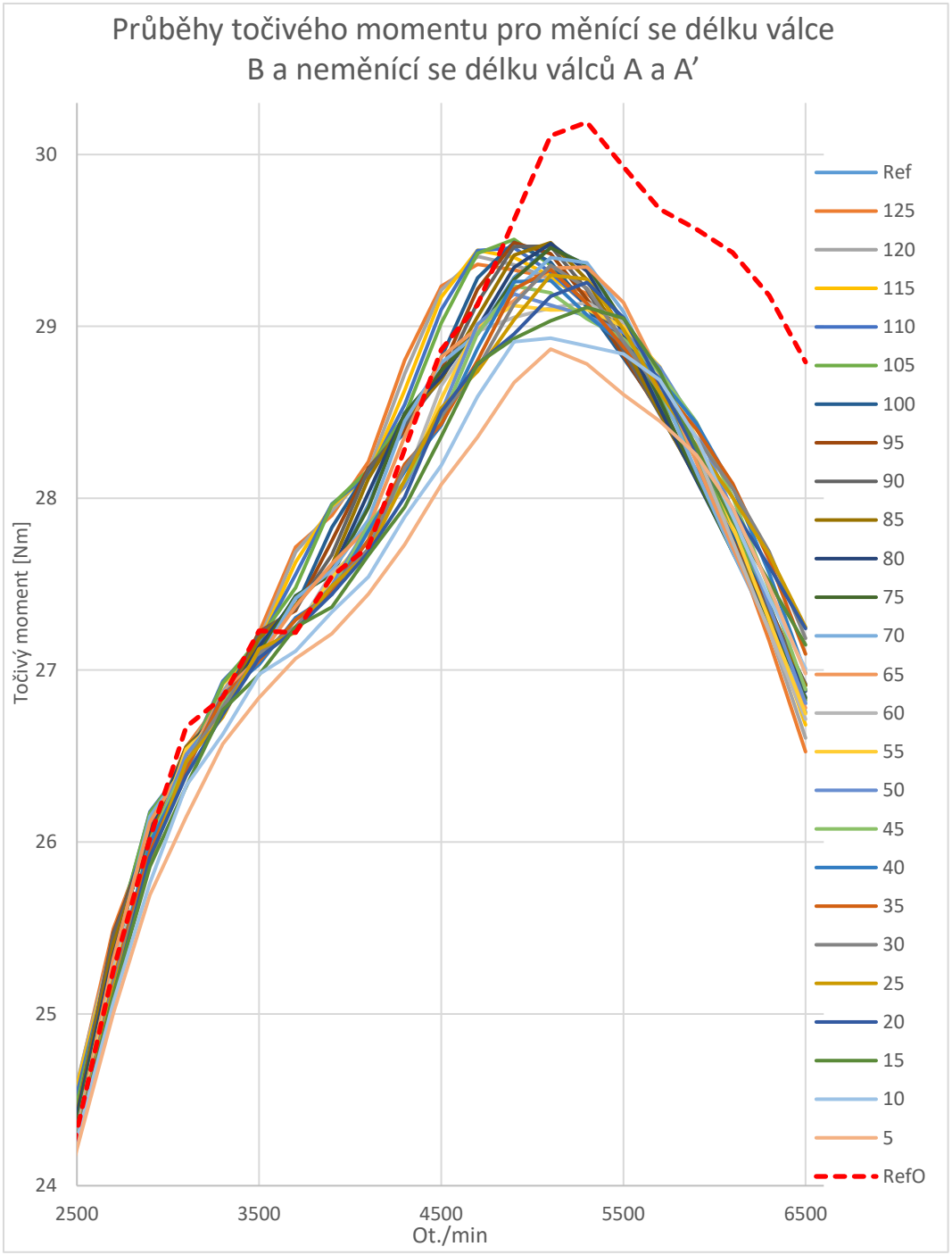
Graf 13 - Průběh točivého momentu pro měnící se průměr B



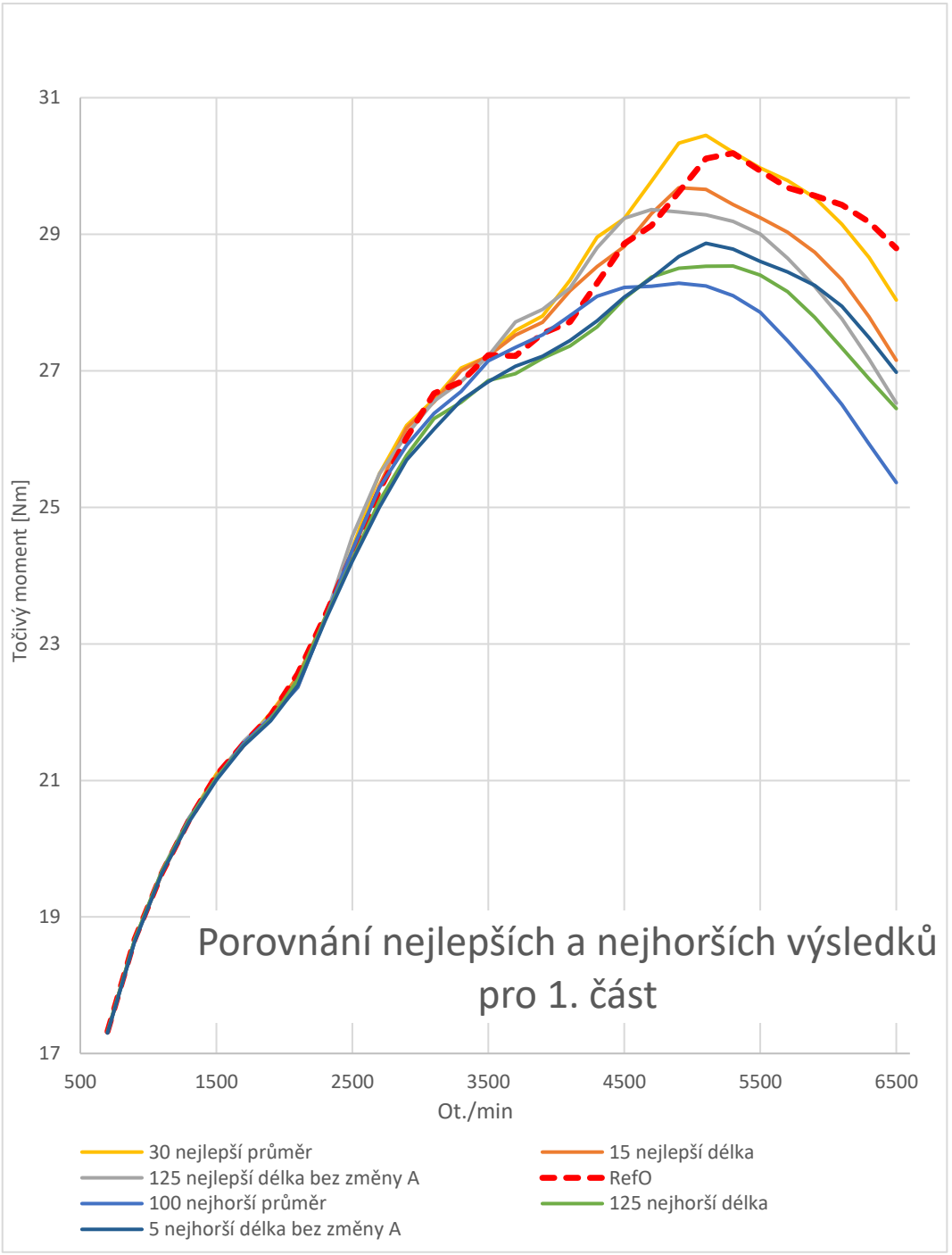
Graf 14 - Průběhy točivého momentu pro měnící se délku B a průměr 65

2.2.2 Porovnání výsledků pro změny válce B

Pro přehlednost se ještě hodí porovnat nejlepší a nejhorší hodnoty z těchto tří simulací kde jsem měnil rozměry válce B. V grafu 16 jsem tedy vynesl tyto závislosti. Jako zástupce nejlepších a nejhorších hodnot jsem z grafu 15 vybral hodnotu 30 a 100 mm, z grafu 16 délku 15 a 125 mm, nakonec z grafu 17 jsem zvolil hodnoty 125 a 5 mm. Najednou je zřejmé, že to takové rozdíly nejsou, ale i tak v nejvyšších otáčkách stále vyhrává referenční hodnota. Pokud by ale šlo o zlepšení ve středním pásmu, tak tam je situace odlišná. Zde jsou totiž všechny nejlepší varianty podstatně lepší než referenční, obzvláště pak průměr 30 mm spojený se svou originální délkou 76 mm je velice zajímavá volba vylepšení výkonů motoru. Bohužel se u tohoto průměru již ve vyšších otáčkách dočkáme restrikce průtoku vzduchu, tudíž výkon klesá. Nejhorší výsledky jsou paradoxně téměř opakem nejlepších výsledků. Při zachovávání celkové délky 220 mm se jako nejlepší délka, válce s průměrem 65 mm, ukázala délka pouhých 15 mm. Paradoxně při zanedbání celkové délky se tato hodnota ukázala jako jedna z nejhorších a s klesající délkou to bylo ještě horší. Opět paradoxně se v případě zanedbání celkové délky ukázala délka 125 mm jako nejlepší a v případě zachování celkové délky můžeme vidět, že hodnota 125 mm je nejlepší. Bohužel takto se to stát může. Tudíž pro více komplexní výsledky by bylo potřeba provést více měření případně nasadit na tento problém optimalizátor.



Graf 15 - Průběh točivého momentu při měnící se délce Válce B a neměnící se délce A a A'



Graf 16 - Porovnání všech průběhů při změnách B

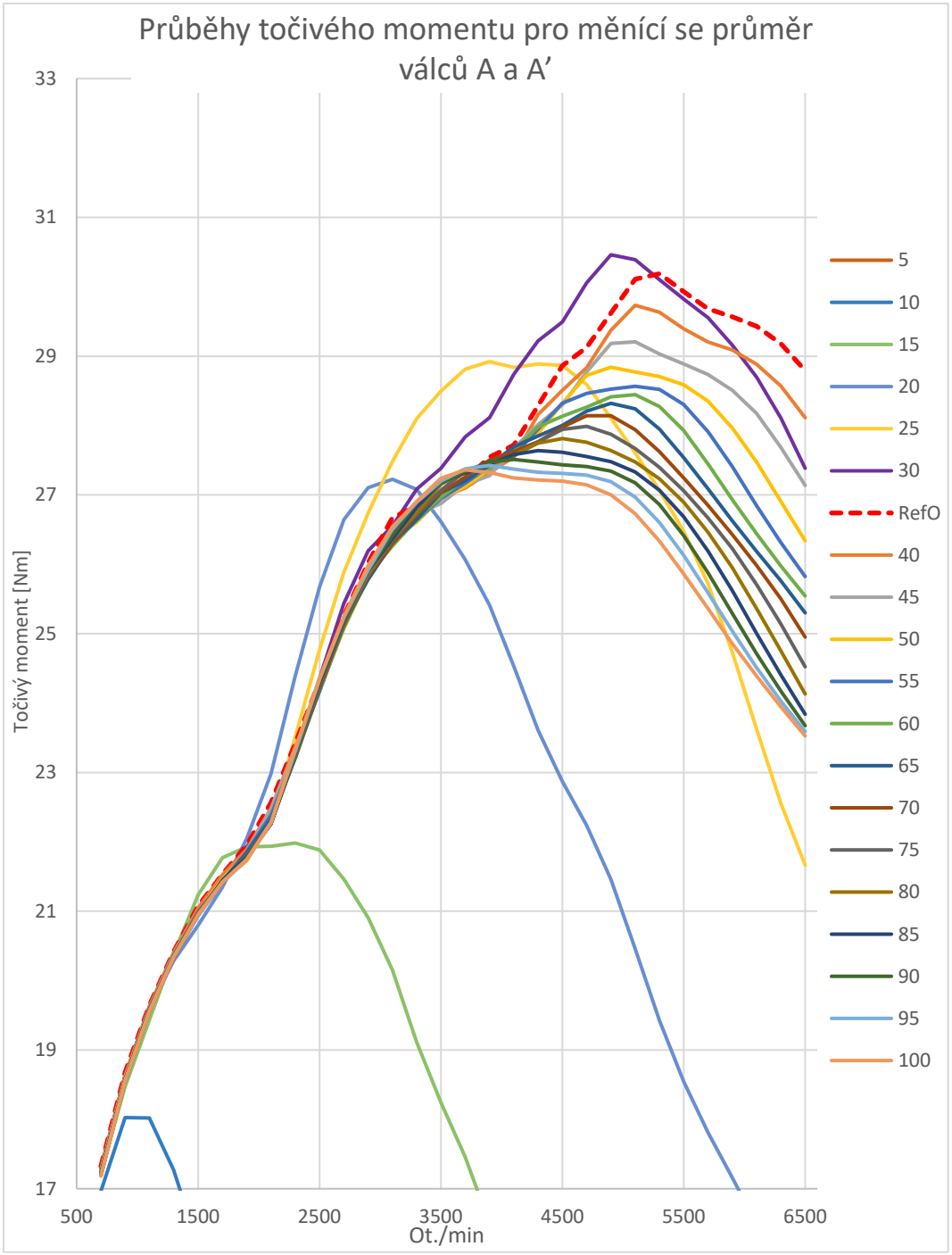
2.2.3 Druhá varianta – Měním rozměry válců A a A'

V této variantě provedeme stejná měření jako pro minulý, ale budeme měnit průměr a délku válců A a A'. V prvních dvou je opět zachována celková délka 220 mm a ve třetím případě je opět měněna délka bez tohoto omezení. Ve všech případech je navíc před vstup přidán restriktor C, který má vždy průměr 35 mm a délku 25 mm.

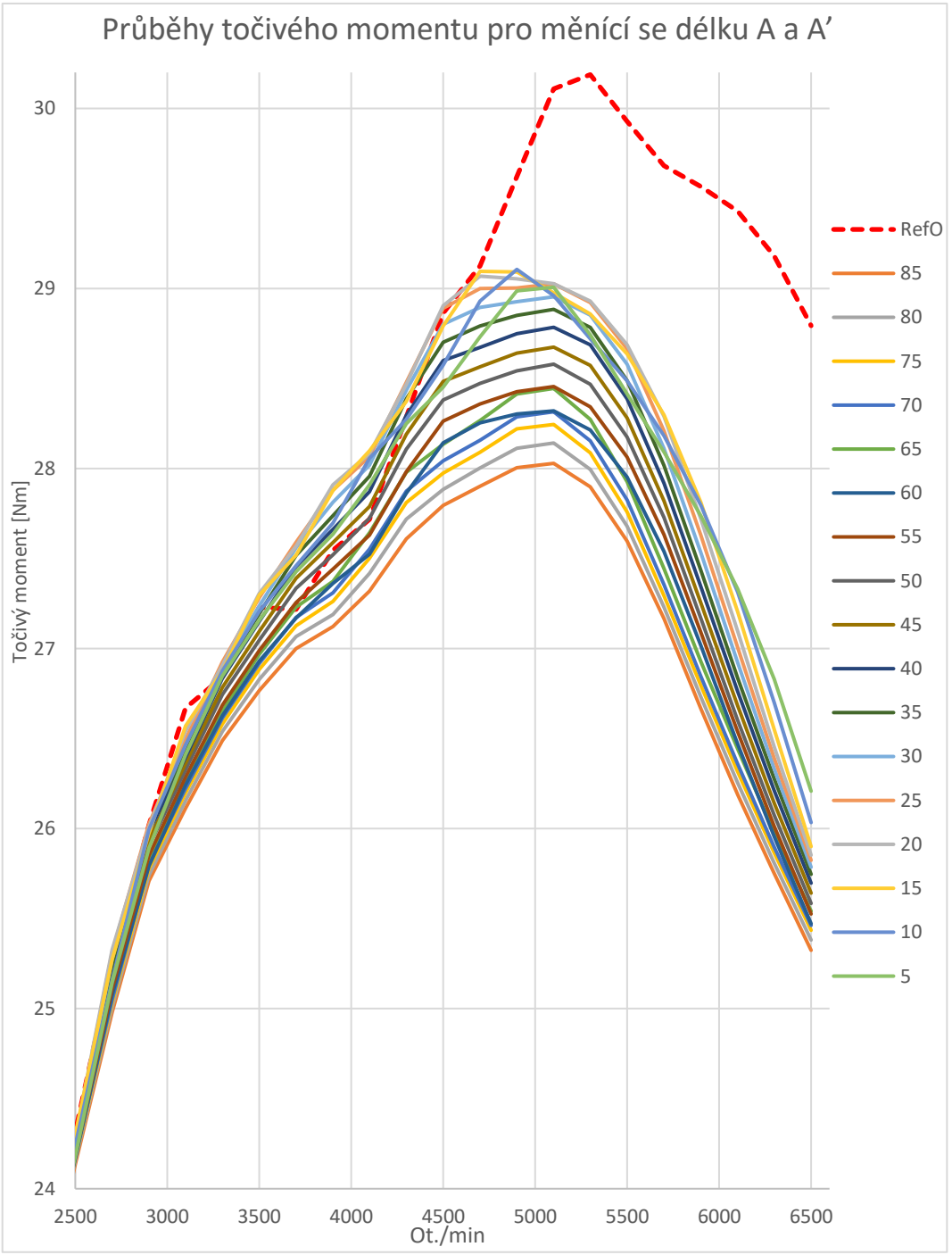
2.2.3.1 Nejdříve si opět probereme změnu průměru. Délku každého válce jsem zvolil jako 65 mm. V grafu 17 můžeme vidět opět průběhy točivého momentu. Bohužel ani tato varianta v nejvyšších otáčkách nedosahuje lepších hodnot než laděné potrubí. V tomto případě se jako v předchozí variantě měření průměru ukázal průměr 30 mm jako nejlepší. Opět zde můžeme pozorovat stejný jev jako v předchozím případě, kde z důvodu malých průměrů dochází k restrikci. V tomto případě je pokles točivého momentu větší. Poslední hodnota momentu pro průměr 20 mm je necelých 18 Nm v předchozím měření a v tomto 14,8 Nm. To může být způsobeno jak nechtěnou rezonancí, tak i restrikcí a slučovací délkou potrubí.

2.2.3.2 Nyní v grafu 18 můžeme vidět změnu délky a průběhy které mi vyšly. Ani zde není žádný velký rozdíl ve výsledcích oproti minulé variantě. Bohužel se průměr 65 mm ukazuje jako absolutně nevhodný pro jak jen jeden rezonátor, tak i pro dva jako v tomto případě. Také stejně jako v předchozím případě jsou průměry 5 a 10 mm nezapadající do řady a stejně jako v minulém případě jsou průměry 15,20 a 25 mm ze všech ostatních nejlepší. Avšak je ještě velmi zřetelné, že obecně hodnoty v této simulaci nedosahují takových výsledků jako v minulém případě. Průběhy jsou velmi podobné ale rozdíl je minimálně 0,5 Nm v každém měření.

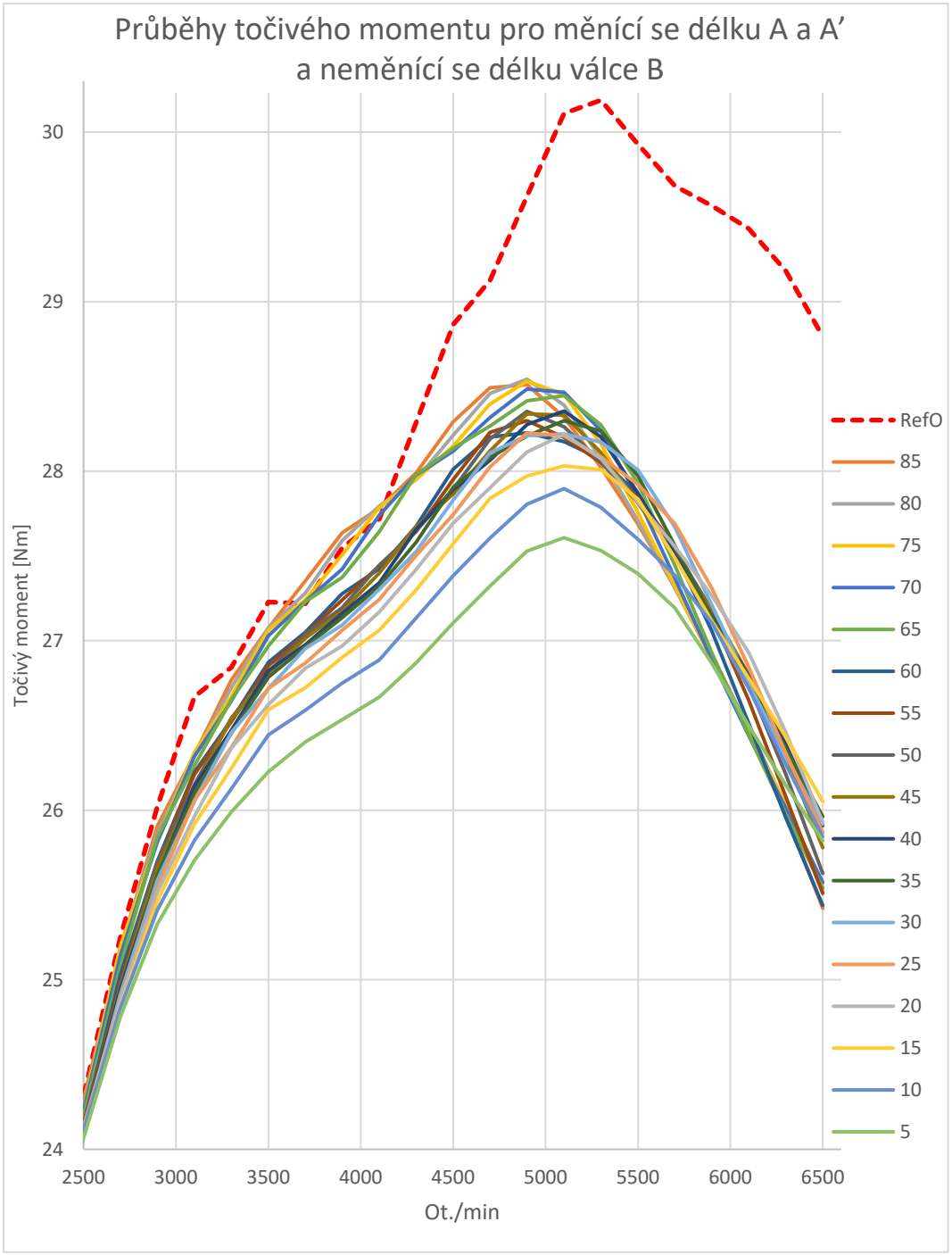
2.2.3.3 V posledním měření, které můžeme vidět v grafu 19, jsem opět nedbal na celkovou délku potrubí a pouze zvětšoval délku A a A' bez změn délky válce B. I v tomto případě je viditelné, že průběhy jsou s minulou variantou téměř totožné, avšak v tomto případě je vidět veliký rozdíl oproti minulé variantě v dosažených maximálních hodnotách. Zde maximální hodnota je přibližně 28,5 Nm a v případě změny rozměrů válce B je tato hodnota o 1 Nm vyšší. Ale i přes toto veliké snížení se povedlo délkám 75, 80 a 85 mm překonat hodnotu RefO alespoň v jednom malém rozmezí otáček. Jinak je to jasná výhra pro laděné potrubí.



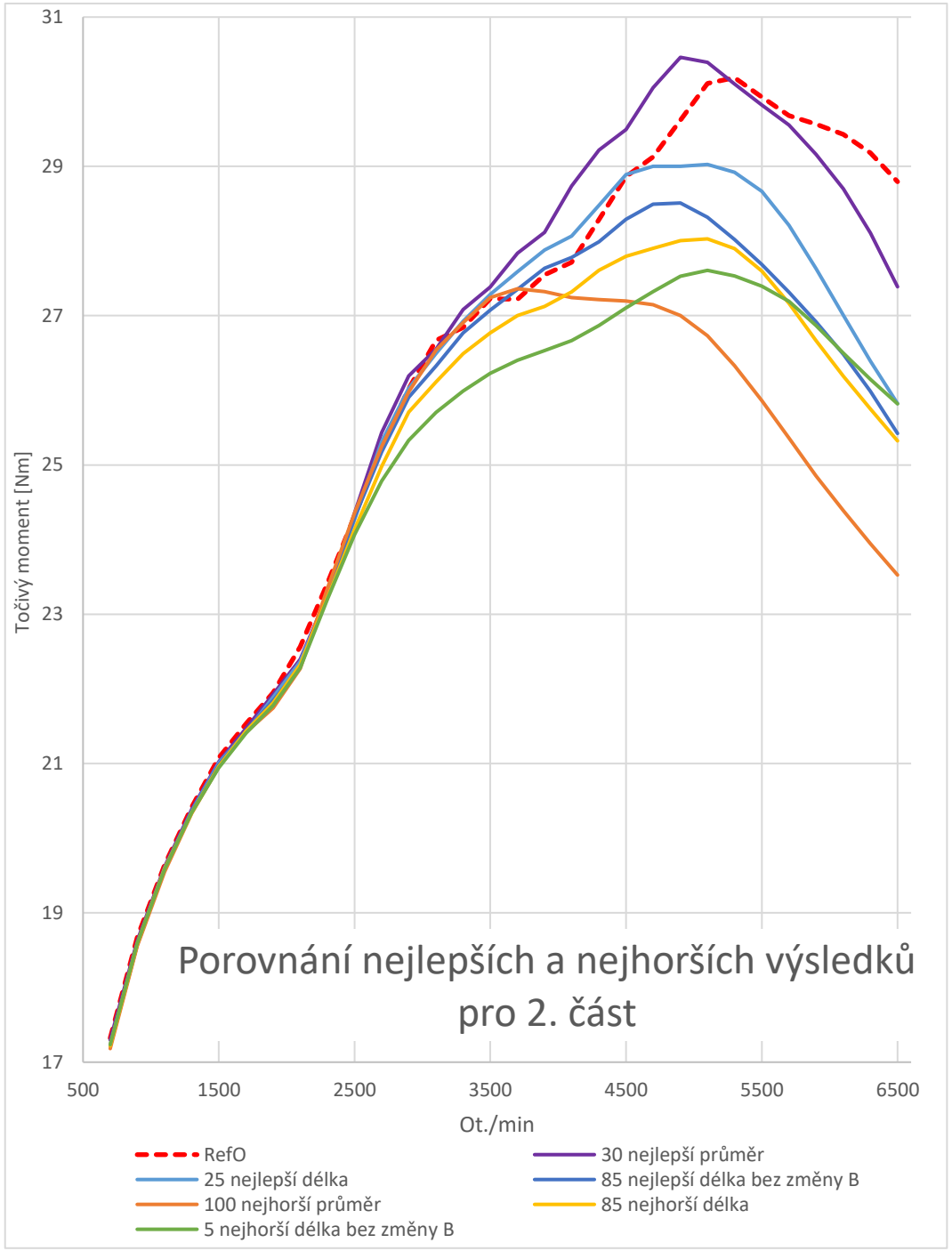
Graf 17 - Průběh točivého momentu pro měnící se průměr válců A a A'



Graf 18 - Průběh točivého momentu při měnící se délce A a A'



Graf 19 - Průběh točivého momentu při měnící se délce A a A' a neměnící se délce Válce B



Graf 20 - Porovnání průběhů pro měnící se válce A a A'

2.2.4 Porovnání výsledků pro změny válců A a A'

I zde jsem vynesl nejlepší a nejhorší průběhy ze simulací, kde jsem měnil vlastnosti válců A a A'. V grafu 20 jsou tyto průběhy zobrazeny. Jako nejlepší jsem vybral průměr 30 mm, délku 25 mm a délku bez změn B jsem zvolil 85 mm. Jako nejhorší jsem vybral průměr 100 mm, délku 85 a nejhorší délku bez změn B jsem vybral 5 mm. I zde bohužel vítězí v nejvyšších otáčkách laděné potrubí. Průměr 30 mm s délkou tentokrát 65 mm je opět v pásmu středních otáček velikým zlepšením oproti RefO. I délka 25 mm dosahuje lepších výsledků ve středním pásmu otáček. Bohužel ve vyšších otáčkách se i tato varianta ukazuje jako nevhodná. U nejhoršího průběhu, a to délka 65 mm a průměr 100 mm můžeme pozorovat podobnost tvaru křivky s předchozím případem, avšak tato křivka ve svém nejlepším bodě dosahuje o 1 Nm méně než porovnávaná křivka se stejným průměrem v minulém případě. Obecně dosahované hodnoty nejsou tak vysoké jako v minulém případě, dá se usoudit, že konfigurace dvou průtočných rezonátorů za sebou není v mém případě vhodná.

2.3 Fyzikální popis Helmholtzova rezonátoru

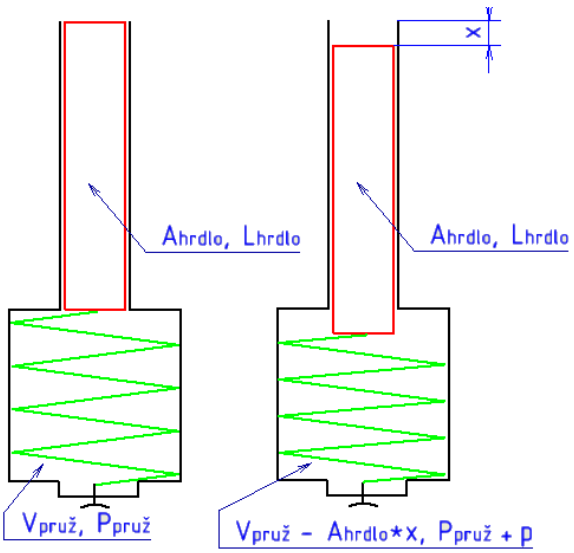
Helmholtzův rezonátor si můžeme zjednodušeně představit podle obrázku 10, kde červený objem o hmotnosti m a ploše průřezu A_{hrdlo} a délku l_{hrdlo}, který kmitá na zelené pružině. Ve válci, který představuje pružinu je objem $V_{pruž}$ a tlak $p_{pruž}$.

Vzorec pro hmotnost hmoty kmitající na pružině je

$$m_{hrdlo} = \rho_0 A_{hrdlo} l_{hrdlo}$$

Kde ρ_0 je hustota okolního nasávaného vzduchu.

Pokud se červený válec pohne o vzdálenost x tak potom objem pružinového válce je $V - A_{hrdlo} * x$ a tlak se zvětší o tlak p



Obrázek 10 - Zjednodušené schéma pohybu v Helmholtzově rezonátoru s popisem veličin

Nyní by bylo možné si myslet, že zvýšení tlaku bude úměrné změně objemu. Tak by to však bylo v případě, že by se stlačení plynu dělo tak pomalu, že by se neměnila teplota. Avšak vibrace, které dají vzniknout zvukovým vlnám, jsou tak rychlé, že teplota při kompresi stoupá a tím také, ve svém důsledku, roste i tlak. Tato změna je tedy adiabatická, to znamená, že teplo nemá čas se někam přemístit, proto zde vzniká konstanta κ (Poissonova konstanta), která značí poměr tepelných kapacit, která je pro vzduch

přibližně 1,4. Poté je tedy změna tlaku p produkovaná změnou objemu ΔV daná následujícím vztahem

$$\frac{p}{P_{pruž}} = -\kappa \frac{V}{\Delta V} = -\kappa \frac{A_{hrdlo}}{V}$$

Dále se hmota m pohybuje pomocí rozdílu tlaků mezi vrškem a spodkem hrdla, neboli pomocí síly $p * A_{hrdlo}$ .Nyní si můžeme napsat Newtonův druhý zákon, zákon zrychlení

$$F = ma$$

nebo

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{F}{m}$$

Poté dosadíme za sílu, hmotnost a následně také tlak. Poté dostaneme následující vztah

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{pA_{hrdlo}}{\rho A_{hrdlo} L_{hrdlo}} = -\frac{\kappa A_{hrdlo} P_{pruž}}{\rho V_{pruž} L_{hrdlo}} x$$

Tudíž zjistíme, že síla je úměrná výchylce. Toto je podmínka pro harmonické kmity, které mají frekvenci rovné $1/2\pi$ násobené druhou odmocninou konstanty úměrnosti, takže

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\kappa A_{hrdlo} P_{pruž}}{\rho V_{pruž} L_{hrdlo}}}$$

Teď už pouze určíme rychlost zvuku c v našem prostředí kterým je vzduch. Tlak a Poissonovu konstantu, takže můžeme zjednodušeně zapsat vztah pro frekvenci jako

$$f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A_{hrdlo}}{V_{pruž} L_{hrdlo}}}$$

Z tohoto vztahu můžeme určit rezonanční frekvenci pro jednoduchý Helmholtzův rezonátor.[7][8]

3. Závěr a případné pokračování v práci

V práci jsem zkoumal pomocí simulačního programu GT Power vlastnosti jednoválcového motoru, u kterého jsem měnil jediný faktor, a to tvar sacího potrubí. Zbytek parametrů motoru jsem zvolil podle předlohového motoru BMW M20B20. Cílem mé práce bylo zjistit jakých největších výkonů se v nejvyšších otáčkách dá tímto způsobem dosáhnout a zároveň aby se konstrukčně toto řešení dalo bez větších komplikací zkonstruovat a použít přímo na automobilu. Tento přístup není pro konvenčně provozovaný motor ideální, jelikož se běžně využívané pohonné jednotky moc často nevyskytují v nejvyšších otáčkách, ale pro stavbu závodního motoru je to ideální přístup, protože je zde požadavek na co nejvyšší výkony.

V první části práce jsem se věnoval laděným potrubním systémům. Tím rozumíme přímé trubky s určitým rozměrem, které co nejvíce usnadňují plnění válce. Zkoumáním několika průměrů a délek jsem se snažil nalézt nejideálnější rozměry pro docílení vzniku rezonancí potřebným k následnému přeplnění motoru. Jelikož pokud v potrubí naladím určitou hodnotu frekvence tak může dojít k vzniku tlakové vlny šířící se rychlostí blízké rychlosti zvuku směrem od sacího ventilu k volnému prostoru (nasávané okolní prostředí), kde se odrazí a stejnou rychlostí se vrací zpět k ventilu. Pokud tato tlaková vlna dorazí k ventilu, když je otevřený, dochází k přeplnění motoru a tohoto jevu jsem se snažil docílit.

Nejdříve jsem se musel seznámit se simulací a simulačním programem jako takovým. GT Power je velice mocný nástroj na simulace pohonných jednotek a spalovacích motorů a podle toho je v něm práce náročná. U každé součásti simulačního schématu je několik (někdy i desítek) proměnných které je potřeba nastavit. Snažil jsem se o motoru zjistit co nejvíce informací, ale bohužel některé informace jsou interní záležitostí společnosti BMW a nedostal jsem k těmto informacím přístup. K informacím, ke kterým jsem se nedostal, jsem tedy nechal jako referenční, například tření v ložiskách motoru nebo přesný materiál bloku motoru pro tepelný přenos. Diskretizační délku potrubí jsem zvolil jako 40 mm podle návodu k simulaci. Tuto délku jsem zachoval ve všech mých simulacích.

Po sestavení simulace jsem testoval různé průměry a délky sacího potrubí. Jeden konec potrubí má pevný rozměr, protože musí pasovat na sací kanál v hlavě motoru, avšak druhý konec jsem mohl měnit podle libosti, stejně jako délku. Nejdříve jsem se tedy zaměřil na zjištění závislostí mezi délkou a průměrem konce potrubí pro konstantní hodnotu otáček motoru a to 6500 ot/min. Díky poznatkům z tohoto měření jsem přešel k zkoumání ideálních rozměrů pro délku 220 mm, která je nejdelší možná délka, jaká se bez větších úprav do motorového prostoru automobilu vejde. Následně jsem získal dvě hodnoty průměru 35 a 37,25 mm, které dosahovaly v konstantních otáčkách téměř totožných výsledků. Následné testování těchto rozměrů při proměnných otáčkách ukázalo, že průměr 35 mm je nejideálnější volbou pro zvýšení výkonu.

V části 1.3 jsem ještě vyzkoušel další metodu pro zlepšování výkonů atmosférických motorů, a to vliv vačkové hřídele. Z dostupných informací jsem věděl originální úhel vačkové hřídele a to 239°. Tato hodnota určuje o kolik se motor otočí mezi otevřením a zavřením výfukového ventilu. Pro znázornění jsem ze simulačního programu získal průběhy otevření ventilů a pak jsem zkoušel různé posuny zmenšení a zvětšení průběhu výfukového ventilu. Nejdříve jsem zkoušel úhel zmenšit, což se neukázalo jako ideální řešení a v tomto případě v požadovaných otáčkách vyšla nejlépe vačková hřídel s originálním úhlem. Následně jsem celý průběh zdvihu ventilu úměrně zmenšoval a zvětšoval. Bohužel i v tomto případě jsem zjistil, že originální úhel vačkové hřídele je nejideálnější řešení. Avšak pokud by se motor neladil na co nevyšší výkon v nejvyšších otáčkách, dalo by se tímto docílit znatelného zlepšení.

V druhé části jsem se zabýval problematikou Helmholtzových rezonátorů, které jsou také často využívané pro zvyšování výkonů atmosférických motorů. Přibližný princip funkce těchto rezonátorů je kmitání objemů na pružinách, avšak v tomto případě se jako objem bere celý objem části sacího potrubí a pružina jako prostor s větším nebo menším objemem.

Abych zjistil jaký přínos tento rezonátor má, navrhnul jsem dvě schémata rozložení rezonátoru – jednokomorový a dvoukomorový průtočný rezonátor. Po provedení několika desítek simulací se však žádná ze zkoušených možností neukázala jako vhodná pro zvýšení výkonu v mých požadovaných otáčkách. Toto není nutně způsobeno tím, že Helmholtzův rezonátor není ideální, ale spíše nedostatkem dat pro dokázání takového tvrzení. U zkoumání počátečního průměru a délky v první části práce jsem požadovaných výsledků dosáhl bez větších obtíží, jelikož se zde vyskytovaly pouze dvě proměnné. V tomto případě však bylo proměnných mnohem více. Bohužel ještě nejsem tak zkušený v simulačním programu GT Power abych uměl používat optimalizátor který má program zabudovaný. Pomocí optimalizátoru se dá najít nejlepší možná kombinace všech proměnných. Takto jsem měnil pouze některé a nemohu z toho tedy vyvodit pevný závěr. Ale myslím, že pomocí ať už pouze jednoho nebo více Helmholtzových rezonátorů se dá dosáhnout lepších výsledků než pouze za použití laděného potrubí. Důkazem jsou někdy až překvapivě vylepšené průběhy točivého momentu ve středním pásmu otáček pro průměry 30 mm. Bohužel jsem i v těchto simulacích měl ke každému potrubí přiřazenou diskretizační délku 40 mm, a to při měnících se délkách někdy i menších než 40 mm není ideální, jelikož program uvažuje rezonátor pouze jako jeden objem a není rozdělen na více částí.

Oba návrhy schémat simulací nejsou však naprosto přesná. V reálném prostředí se v laděném potrubí můžou vyskytovat rezonance podobné těm v Helmholtzových rezonátorech, a naopak v Helmholtzových rezonátorech se může projevovat vliv laděných potrubních systémů. Kvůli zjednodušení jsem tyto vlivy v práci zanedbal.

Jak dál je celkem jednoduchá otázka. Dále bych se chtěl naučit lépe pracovat se simulačním programem a zkoušet složitější simulace. Stále jsem tyto výsledky vyvodil na základě jednoválcového motoru. Předlohou je motor šestiválcový a

předpokládám, že nebude tak snadné jenom výsledky vynásobit šestkrát. Chtěl bych dále zkusit simulovat sestavy Helmholtzových rezonátorů, jelikož se dá využít také rezonance od jiného válce. Například propojení dvou sacích potrubí od válců s jiným natočením pomocí paralelního rezonátoru a dosáhnout tím přeplnění tehdy, kdy vlna z jednoho potrubí přeplní potrubí druhé.

V poslední části práce jsem doufal, že by mohla být konstrukce samotného sacího potrubí a porovnat rozdíl originálního a podle simulace nejlepšího v reálném prostředí. Některé díly potřebné k této stavbě již mám a rád bych si toto reálné řešení postavil.

Seznam obrázků a grafů:

Obrázek 1 - Motor BMW M10 laděný pro závody formule 1 [10] 2
Obrázek 2 - Schéma simulace 4
Obrázek 3 - Průběh simulace 6
Obrázek 4 - Zdvih ventilů a tok hmoty v programu GT Post 6
Obrázek 5 - Vzhled továrního sacího potrubí vlevo a laděného sacího potrubí vpravo [3][4] 7
Obrázek 6 - Ukázka různých stupňů harmonických vln [5] 12
Obrázek 7 - Úhly otevření ventilů 14
Obrázek 8 - Schéma dvou základních typů Helmholtzových rezonátorů 19
Obrázek 9 - Návrh potrubí pro simulace 19
Obrázek 10 - Zjednodušené schéma pohybu v Helmholtzově rezonátoru s popisem veličin 28

Graf 1 - Závislost výkonu na průměru sacího potrubí 8
Graf 2 - Závislost Točivého momentu na průměru sacího potrubí 8
Graf 3 - Závislost výkonu na vstupním průměru sacího potrubí pro délku 220 mm 9
Graf 4 - Průběh výkonu na otáčkách pro různé průměry 10
Graf 5 - Průběh točivého momentu na otáčkách pro různé průměry 10
Graf 6 - Časování ventilů referenční hodnota 14
Graf 7 - Změny časování sacího ventilu 15
Graf 8 - Průběhy výkonu pro různé úhly vačkové hřídele 16
Graf 9 - Průběhy točivého momentu pro různé úhly vačkové hřídele 16
Graf 10 - Časování ventilů se změnou zdvihu 17
Graf 11 - Výkon pro jednotlivé násobky zdvihu sacího ventil 18
Graf 12 - Točivý moment pro jednotlivé násobky zdvihu sacího ventilu 18
Graf 13 - Průběh točivého momentu pro měnící se průměr B 22
Graf 14 - Průběhy točivého momentu pro měnící se délku B a průměr 65 22
Graf 15 - Průběh točivého momentu při měnící se délce Válce B a neměnící se délce A a A' 24
Graf 16 - Porovnání všech průběhů při změnách B 24
Graf 17 - Průběh točivého momentu pro měnící se průměr válců A a A' 26
Graf 18 - Průběh točivého momentu při měnící se délce A a A' 26
Graf 19 - Průběh točivého momentu při měnící se délce A a A' a neměnící se délce Válce B 27
Graf 20 - Porovnání průběhů pro měnící se válce A a A' 27

Zdroje:

[1] J. B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*, New York: McGraw-Hill, Inc., 1988. ISBN 0-07-028637-X.

[2] Gamma Technologies, GT-Suite: *Engine Performance Tutorials*. 2018.

[3] JOHN H. *www.r3vlimited.com* [online]. [cit. 2.1.2020]. Dostupný online na: https://www.r3vlimited.com/board/forum/e30-technical-forums/engine-drivetrain/m20/290150-86-m20b27-with-88-m20b20-731-head-swap-questions?t=320897

[4] CHEN, Lary. *www.speedhunters.com* [online]. [cit. 2.1.2020]. Dostupný online na: http://www.speedhunters.com/2014/09/killin-em-with-cleanliness-bmw-e30/

[5] Stojaté vlnění, chvění předmětů [online]. [cit. 20.5.2021]. Dostupný online na: http://www.realisticky.cz/ucebnice/02%20Fyzika%20SŠ/03%20Kmitavý%20pohyb%20a%20mechanické%20vlnění/02%20Mechanické%20vlnění/06%20Stojaté%20vlnění,%20chvění%20předmětů.pdf

[6] Rychlost zvuku [online]. [cit. 3.5.2021]. Dostupný online na: https://cs.wikipedia.org/wiki/Rychlost_zvuku

[7] Helmholtz Resonance [online]. [cit 3.5.2021]. Dostupný online na: http://newt.phys.unsw.edu.au/jw/Helmholtz.html

[8] Sací potrubí, část 5 [online] Dostupný online na: http://www.honda-club.cz/forum/cms_view_article.php?aid=191

[9] BMW M10 [online]. [cit. 12.5.2021]. Dostupný online na: https://www.hemmings.com/stories/article/bmw-m10

[10] Lambda senzor [online]. [cit. 13.5.2021]. Dostupný online na: https://cs.wikipedia.org/wiki/Lambda_sonda