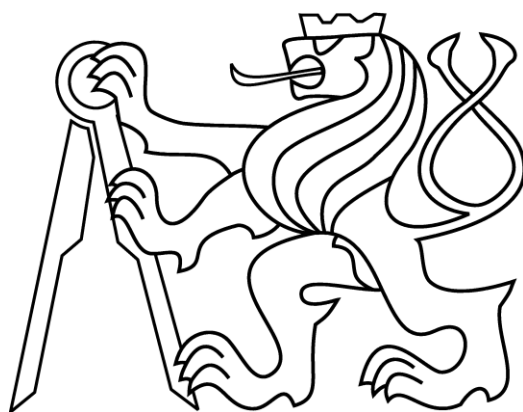


**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**

**FAKULTA STROJNÍ**

**ÚSTAV AUTOMOBILŮ, SPALOVACÍCH MOTORŮ A  
KOLEJOVÝCH VOZIDEL**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**



## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Vokáč** Jméno: **Jiří** Osobní číslo: **384918**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojni**  
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:

**Plnicí potrubí plynového spalovacího motoru Kubota 2,4l**

Název diplomové práce anglicky:

Pokyny pro vypracování:

Navrhněte plnicí potrubí plynového spalovacího motoru Kubota 2,4 l, přestavěného z čtyřválcového dieselového motoru. Parametry plnicího potrubí optimalizujte v SW GT-POWER s ohledem na dosažení maximálního výkonu. Posuďte reálné možnosti změny časování ventilů motoru a jejich vliv na parametry motoru. Konstrukční návrh plnicího potrubí a jeho zástavbu do celé kogenerační jednotky proveďte v prostředí SW ProEngineer.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Marcel Škarohlíd Ph.D.**


Jméno a pracoviště konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **18.04.2016**

Termín odevzdání diplomové práce: **30.06.2016**

Platnost zadání diplomové práce: \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
Podpis vedoucí(ho) práce

  
\_\_\_\_\_  
Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
\_\_\_\_\_  
Podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

28.4.2016

Datum převzetí zadání



Podpis studenta(ky)

## Anotační list

Jméno studenta:	Bc. Jiří VOKÁČ		
Název DP:	Plnicí potrubí plynového spalovacího motoru Kubota 2,4l		
Rok:	2015/2016		
Studijní program:	Strojní inženýrství		
Obor studia:	Dopravní, letadlová a transportní technika		
Ústav:	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel		
Vedoucí DP:	Ing. Marcel Škarohlíd, Ph.D.		
Zadavatel tématu:	TEDOM – Ing. Jiří Štochl		
Bibliografické údaje:	Počet stran:	104	
	Počet obrázků:	75	
	Počet tabulek:	23	
	Počet příloh:	58	

## Anotace

V této diplomové práci jsem se zabýval plnicím potrubím plynového spalovacího motoru a jeho optimalizací pro zvýšení výkonu. Vlastní optimalizace proběhla v SW "GT-Power 7.4" a modelace výsledného potrubí byla vytvořena v programu "Autodesk Inventor Professional 2014".

## Klíčová slova

Rezonanční potrubí, Sací potrubí, GT - Power

## Annotation

In this diploma thesis I worked with suction pipe of gas engine and his optimization for increasing its power. Optimization was made in SW "GT- Power 7.4" and modeling of resultant suction pipe was made in the SW "Autodesk Inventor Professional 2014".

## Key words

Resonance suction pipe, Suction pipe, GT - Power

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce pana Ing. Marcela Škarohlída, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Praze dne

.....  
Bc. Jiří Vokáč

## Poděkování

Mé poděkování za cenné rady a připomínky patří mému vedoucímu diplomové práce panu Ing. Marcelu Škarohlídovi, Ph.D.

Dále bych chtěl poděkovat panu Stanislavu Součkovi za poskytnuté materiály potřebné pro vytvoření této práce.

Také bych chtěl poděkovat své rodině za podporu při mé strastiplné cestě za zdárným ukončením studia.

## Obsah

1 Úvod .....	9
2 Motivace .....	9
3 Aktuální stav řešení, možnosti zvýšení .....	10
4 Zvyšování výkonu spalovacího motoru .....	10
4.1 Tlak nasávaného vzduchu .....	10
4.1.1 Turbodmychadlo .....	11
4.1.2 Mechanicky hnané dmychadlo .....	11
4.2 Teplota nasávaného vzduchu .....	12
4.3 Snížení třecích ztrát v sacím potrubí .....	13
4.3.1 Laminární proudění .....	13
4.3.2 Turbulentní proudění .....	13
4.4 Délka sacího potrubí .....	14
4.4.1 Rezonanční sací potrubí .....	15
5 Cíle .....	18
6 Postup řešení .....	19
6.1 Parametry motoru Kubota 2,4l .....	19
6.2 GT-Power .....	20
6.3 Vytvoření modelu v GT-Power .....	20
6.3.1 Jednotlivé části modelu .....	21
6.3 Palivo .....	23
6.3.1 Vzduch .....	23
6.3.2 Zemní plyn .....	23
6.3.3 Směs .....	24
6.4 Zdvihy ventilů .....	27
6.4.1 Popis práce při měření zdvihu ventilů .....	27
6.4.2 Získané hodnoty měření zdvihů ventilů .....	28
6.5 Průtokové součinitele .....	29

6.5.1 Průběh měření.....	29
6.5.2 Získané hodnoty z měření průtokových součinitelů.....	30
6.6 Hodnoty tlaků na vstupu do sacího potrubí.....	32
7 Výsledný model odpovídající skutečnému motoru a jeho hodnoty.....	32
8 Výpočet rezonančního potrubí.....	33
8.1 Postup vytváření modelu s rezonančním potrubím.....	34
8.2 Použití sacího potrubí v kogenerační jednotce.....	37
8.2.1 Modely sacích potrubí.....	37
8.2.1.1 Model A.....	37
8.2.1.2 Model B.....	38
8.2.2 Zvolené sací potrubí.....	40
9 Chlazení.....	42
9.1 Chlazení za pomoci ventilátoru.....	42
9.2 Chlazení za pomoci izolačního boxu.....	43
9.3 Chlazení za pomoci povlaku THERMAMAX.....	44
9.3.1 Implementace povlaku Thermamax na rovné sací potrubí.....	45
9.3.2 Implementace povlaku Thermamax na tvarované sací potrubí.....	46
9.4 Chlazení za pomoci obalu ze skelného vlákna.....	51
9.4.1 Ověření vlastností izolace ze skelného vlákna.....	51
9.4.2 Určování průměru potrubí.....	52
9.4.3 Určování délek jednotlivých větví potrubí.....	53
9.4.4 Výsledné parametry simulovaného motoru.....	54
10 Časování ventilů.....	55
10.1 Kontrola doteku ventilů a pístu.....	55
10.2 Změna časování.....	57
10.3 Časování ventilů u motoru s rezonančním potrubím.....	59
11 Konstrukce sacího potrubí.....	60
11.1 Vyrobitelnost a smontovatelnost.....	60

11.2 Tloušťka potrubí .....	61
11.3 Konstrukce částí sacího potrubí .....	62
11.4 Úprava směšovače.....	63
12 Další zvýšení výkonu .....	63
13 Zhodnocení výsledků.....	65
14 Závěr .....	66
15 Použité informační zdroje .....	67
16 Seznam použitých symbolů .....	69
17 Seznam použitých zkratk .....	72
18 Seznam obrázků .....	73
19 Seznam tabulek .....	75
20 Seznam příloh.....	76
21 Přílohy.....	78



## 1 Úvod

V této práci jsem se zabýval návrhem a optimalizací sacího potrubí s ohledem na dosažení maximálního výkonu. Simulace byla provedena v SW GT-Power.

V další fázi jsem se věnoval reálným časováním ventilů, zda bude mít časování kladný vliv na změnu výkonu.

V poslední fázi této práce jsem vytvořil 3D model sacího potrubí a k němu výrobní výkresy pro jeho možnou výrobu.

## 2 Motivace

Pro výrobu elektrické energie se ve světě využívá tepelných elektráren. Princip výroby elektrické energie spočívá ve spalování nerostných surovin, majících chemickou energii. Hořením se tato energie přeměňuje na tepelnou a tlakovou, která dále roztáčí rotory turbíny a ty konají mechanickou práci. Mechanická energie je nakonec s pomocí generátoru přeměňována na elektrickou energii, která je tímto procesem vytvořena.

Na stejném principu fungují kogenerační jednotky společnosti TEDOM a.s., jež je na českém trhu od roku 1991 a pro niž je vytvářen výsledný návrh této práce.

Kogenerační jednotka je tedy malá tepelná elektrárna, která vytváří nejen elektrickou energii, ale také teplo. Elektřina, kterou kogenerační jednotka vyprodukuje je užívána především pro vlastní spotřebu v objektu, kde je tato KJ umístěna, popř. může být dodávána do rozvodné sítě. Teplo, které je u klasických motorů prakticky nepotřebné, se v KJ využívá k různým účelům, např. vytápění budov nebo ohřívání vody.

Kogenerační jednotky se rozdělují podle velikosti vyrobeného tepelného a elektrického výkonu do několika kategorií a to s vysokým výkonem až 10 MW, se středním výkonem a s nízkým výkonem, který začíná na 7 kW. Kogenerační jednotky s vysokým výkonem se vyrábějí turbínové, naopak KJ s nízkým výkonem využívají pístový motor. V mém případě se jedná o malý pístový motor s elektrickým výkonem 30 kW.

### 3 Aktuální stav řešení, možnosti zvýšení

Motor Kubota 2,4l byl konstruován jako vznětový motor. Tento motor bylo třeba pro použití v KJ upravit na motor plynový. Vznětovému motoru bylo nejprve nutno vyměnit píst s omega prostorem za píst s rovnou hlavou. Dále odstranit vstřikovače paliva, neboť palivo je vytvářeno ve směšovači před vstupem do sacího potrubí, kde se mísí vzduch s plynným palivem. Také bylo nutné odstranit žhavicí svíčky a všechny další součásti motoru, jež byly pro chod plynového motoru nepotřebné.

V této práci jsem se zabýval zvyšováním výkonu spalovacího motoru. To bylo možné zapříčinit zvýšením množství nasávaného vzduchu do válce motoru.

### 4 Zvyšování výkonu spalovacího motoru

Množství vzduchu nasávané motorem můžeme ovlivňovat několika způsoby:

- tlakem nasávaného vzduchu,
- teplotou nasávaného vzduchu,
- snížením třecích ztrát v sacím potrubí,
- využitím rezonančního plnění.

#### 4.1 Tlak nasávaného vzduchu

Tlak nasávaného vzduchu má pro výkon motoru veliký význam. Při působení vyššího plnicího tlaku se zvyšuje hmotnost náplně válce, tedy se dostává větší množství spalitelného paliva, které vykoná větší práci. Práce oběhu roste úměrně se zvyšováním hmotnosti náplně.

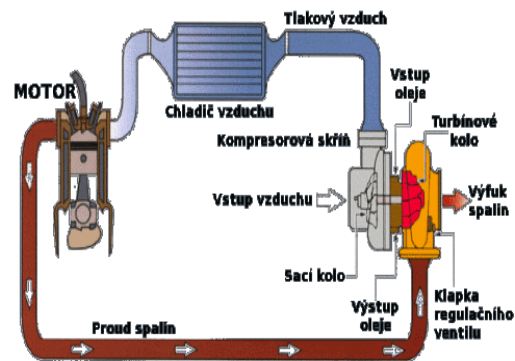
Ve spalovacím motoru můžeme mít střední tlak vzduchu jednak o stejné hodnotě tlaku okolí (atmosférický tlak), kdy se jedná o atmosférický motor. Nebo je tlak nasávaného vzduchu vyšší než tlak okolí a jedná se o přeplňovaný motor.

Atmosférický motor pracuje se vzduchem, který má atmosférický tlak. Tento tlak nelze ovlivnit. Mění se pouze vlivem nadmořské výšky, kdy s vyšší nadmořskou výškou klesá atmosférický tlak a naopak.

Při přeplňování motoru se do válce dostane větší množství vzduchu než u atmosférického motoru. Zvýšení středního tlaku je možné získat pomocí turbodmyhadla nebo turbokompresoru. Turbodmyhadlo je zvláštní typ čerpadla, jehož pohonnou jednotku tvoří turbína. Je poháněné výfukovými plyny. Turbokompresor je poháněn pomocí mechanického členu od motoru.

#### 4.1.1 Turbodmychadlo

Turbodmychadlo je stroj, který je poháněn výfukovými plyny a jehož funkce je přeplňování spalovacího motoru. Skládá se ze dvou částí. První z nich je turbínová a druhá dmychadlová. Turbínová část je poháněna výfukovými plyny. Roztočená turbína pak pomocí hřídele roztáčí druhou část – dmychadlovou, která stlačuje vzduch vstupující do motoru a výrazně zvyšuje jeho objemovou účinnost.



Obr. 1 – Schéma umístění turbodmychadla [q]

*Turbodmychadlo zvyšuje tlak vzduchu vstupujícího do motoru a tím i jeho měrnou hmotnost. Je tedy možné do motoru pustit při stejných otáčkách a objemu více směsi paliva a vzduchu. To je hlavní příčinou výrazného nárůstu výkonu motoru. [q]*

#### 4.1.2 Mechanicky hnané dmychadlo

Turbokompresor je na rozdíl od dmychadla poháněn přímo od klikového hřídele a to nejčastěji řemenem. Turbo-kompresor, roztočený do vysokých otáček nasává vzduch, který pak pod vysokým tlakem žene dále do sacího potrubí a do spalovacího prostoru. Jelikož je turbokompresor připojen přímo na KH, tak pracuje v celém rozsahu otáček SM, ovšem s tím, že část výkonu motoru je spotřebována pro vlastní práci turbokompresoru.



Obr. 2 – Mechanicky hnané dmychadlo [r]

Pro použití turbokompresoru je třeba velikých zásahů do SM. Také se jedná o konstrukci atmosférického motoru, který není pro vysoké tlaky kompresoru, ani dmychadla konstruován.

## 4.2 Teplota nasávaného vzduchu

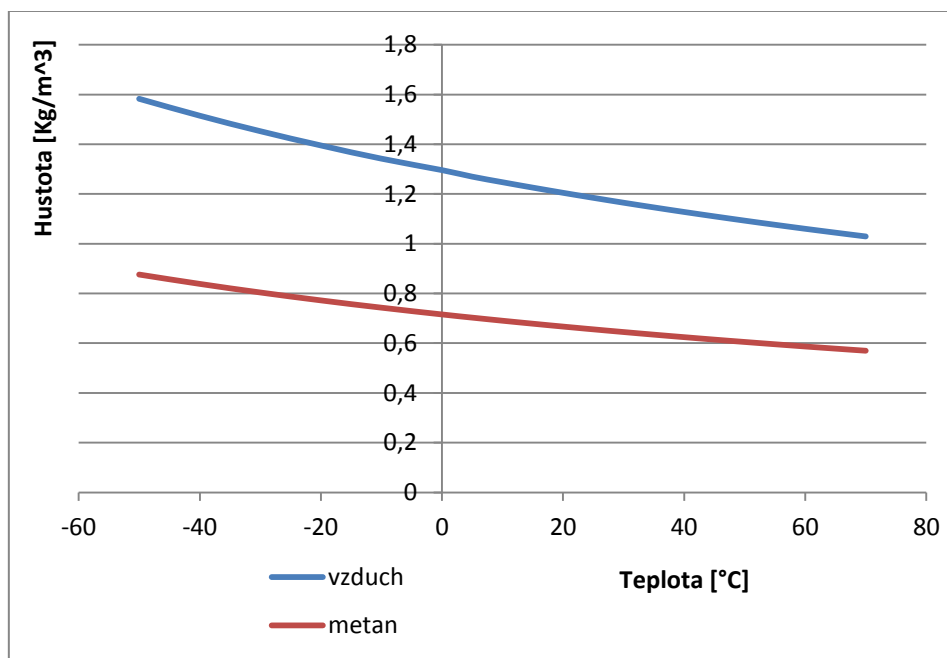
Palivo, složené ze vzduchu a metanu je velmi závislé na teplotě. Metan a vzduch, jakožto plynná média při změně teploty mění svou hustotu a to tak, že při ochlazování se hustota zvyšuje, což je patrné z *Obr. 3*. To má za následek zvýšení množství spalitelného paliva ve válci.

$$\begin{aligned} V_{1T} &= V_{\text{poč1}} \cdot (1 + 0,003661 \cdot \Delta T) & (1) \quad [l] \\ &= 0,6 \cdot (1 + 0,003661 \cdot (-10)) = 0,578 \text{ dm}^3 \end{aligned}$$

Kde:  $V_{1T}$  [dm<sup>3</sup>]      Objem směsi nasáté do jednoho válce při změně teploty  
 $V_{\text{poč1T}}$  [dm<sup>3</sup>]      Objem směsi nasáté do jednoho válce při počátečních podmínkách  
 $\Delta T$  [°C]              Změna teploty

Z rovnice (1) je patrné, že při snižování teploty se snižuje objem směsi.

Při dosazení hodnot objemu jednoho válce, tedy 0,6 dm<sup>3</sup>, a snížení teploty o 10°C, je výsledná změna objemu o 0,022 dm<sup>3</sup>, což odpovídá snížení hodnoty objemu přibližně o 3,7%. Do válce o stejném objemu se tedy vejde o 3,7% více spalitelného paliva, tím se zvýší i výkon motoru.



Obr. 3 – Závislost hustoty vzduchu a metanu na teplotě

### 4.3 Snížení třecích ztrát v sacím potrubí

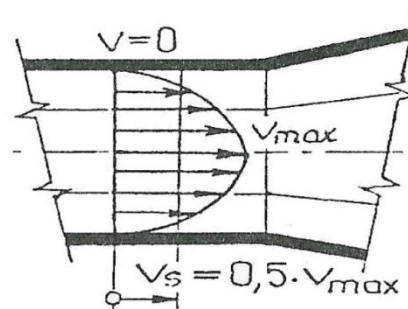
Při průtoku směsi sacím potrubím působí na směs odporová síla, která proudící směs brzdí, a tedy vytváří ztráty. Tato odporová síla je závislá na rychlosti proudění, hustotě proudícího média a na vlastnostech potrubí. Mezi tyto vlastnosti patří délka potrubí, drsnosti stěny, popřípadě různé překážky, jako jsou zúžení nebo kolena.

Se zvyšující se rychlostí proudění směsi se zvyšuje odporová síla. Při nižších rychlostech je proudění směsi laminární, ovšem při zvyšujících se rychlostech vzniká proudění turbulentní, které vytváří víry a zapříčiňuje zvyšování odporů.

Třecí ztráty se tedy dají snížit nižší drsností stěn potrubí a sacího kanálu, což lze docílit broušením a leštěním, ovšem to je finančně nákladné s minimálním výsledkem. Také můžeme eliminovat některé ztráty volbou dobré konstrukce, odstraněním kolena a zúžení.

#### 4.3.1 Laminární proudění

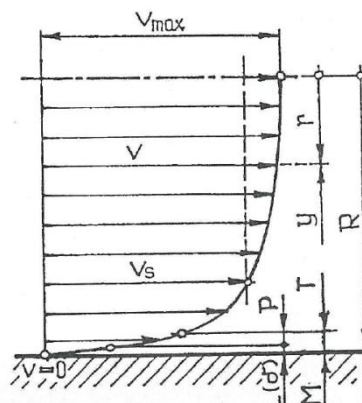
Při laminárním proudění se proudící částice pohybují ve vrstvách. Tyto vrstvy se vzájemně nenarušují, ale dochází mezi nimi k tření. Laminárním prouděním se pohybují látky s nízkou rychlostí. Z Obr. 4 je patrné, že je na stěně potrubí nulová rychlost, naopak uprostřed potrubí je rychlost maximální. Dále lze vyčíst, že střední rychlost proudění  $v_s$  je poloviční rychlostí maximální.



Obr. 4 – Profil laminárního proudění [a]

#### 4.3.2 Turbulentní proudění

Na rozdíl od laminárního proudění se při turbulentním proudění částice nepohybují ve vrstvách, ale libovolně se mezi sebou mísí a víří. To je vyvoláno tím, že každá z částic vykonává svůj vlastní pohyb, což zapříčiňuje snížení tlaku v potrubí. Z Obr. 5 je patrné, že stejně jako u laminárního proudění je na stěně potrubí nulová rychlost, ovšem střední rychlost proudění je nyní vyšší než polovina maximální rychlosti.



Obr. 5 – Profil turbulentního proudění [a]  
M- Turbulentní mezní vrstva, T- Jádro turbulentního proudu, L- Laminární podvrstva, P- Přechodová vrstva

Zda se jedná o laminární nebo turbulentní proudění se zjišťuje pomocí Reynoldsova čísla.

$$Re = \frac{\bar{v} \cdot R}{\nu} \quad (2)$$

Kde:	Re	[-]	Reynoldsovo číslo
	$\bar{v}$	[m/s]	Střední rychlost proudění v potrubí
	R	[m]	Poloměr potrubí
	$\nu$	[m <sup>2</sup> /s]	Kinematická viskozita média

Pokud hodnota ze vztahu (2) bude v rozsahu  $Re_K$ , bude proudění turbulentní.

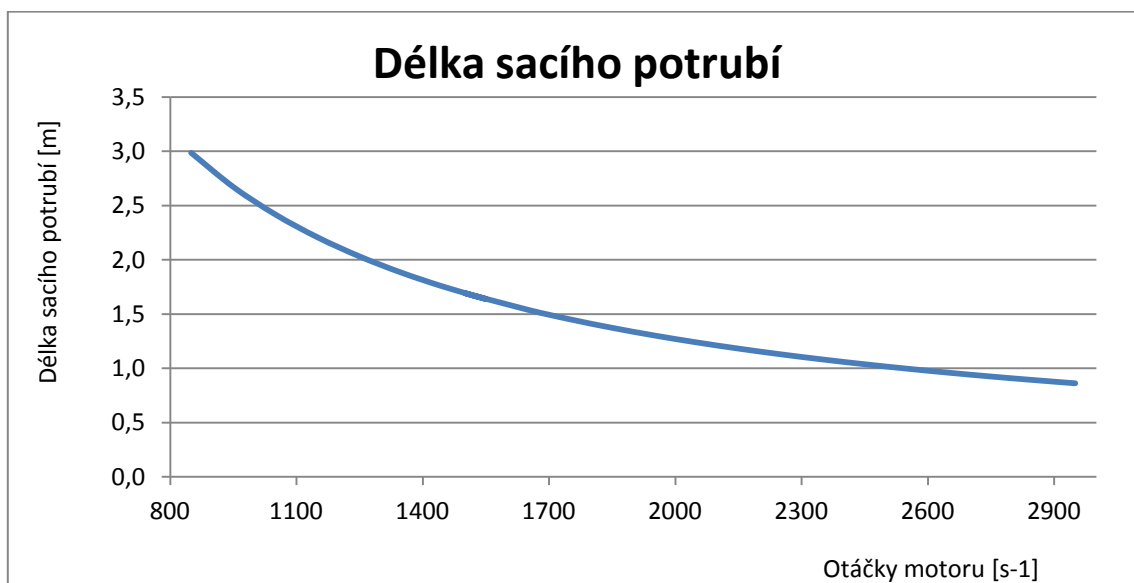
$$Re_K = (1000 \div 20\,000)$$

Kde:  $Re_K$  [-] Kritická hodnota Reynoldsova čísla

#### 4.4 Délka sacího potrubí

I přes to, že s narůstající délkou sacího potrubí narůstají třecí ztráty, má délka pozitivní vliv na výkon a točivý moment motoru. Krátké potrubí pracuje nejlépe při vysokých otáčkách a naopak dlouhé potrubí nám přináší užitek při nižších otáčkách.

Při určitých otáčkách, a jim vhodně zvolené délce potrubí, patrné z *Obr. 6*, nastává rezonanční plnění (rezonanční přeplňování), které zlepšuje plnění válce vlivem rezonanční vlny. Existuje mnoho způsobů, jak toho dosáhnout.



Obr. 6 – Závislost optimální délky sacího potrubí na otáčkách motoru

#### 4.4.1 Rezonanční sací potrubí

Alternativou, jak je možné získat vyšší plnicí účinnost motoru, je použití rezonančního potrubí. Problematika rezonančního přeplňování spočívá v ladění jednotlivých délek potrubí. Písty rozkmitávají vzduch, proudící sacím potrubím, který v závěru ve správném okamžiku může zvýšit tlak vstupující do spalovacího prostoru. Jelikož je třeba určit přesný okamžik, kdy musí tlaková vlna dojít do válce, je nutné přesně naladit délky jednotlivých potrubí. Při použití špatné délky, ať krátké, či dlouhé, razantně klesá výkon a to i pod hodnotu výkonu, který by byl získán při obyčejném potrubí. Proto je třeba přesně určit délky potrubí pro jednotlivé rozsahy otáček.

Rezonanční sací potrubí dělíme podle dvou základních kritérií, a to podle konstrukce a počtu stupňů.

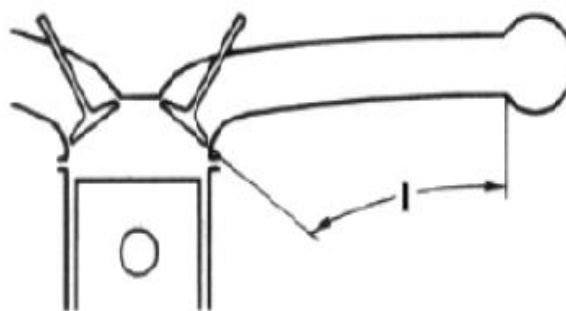
Konstrukce:	Jednoválcové přeplňování
	Víceválcové přeplňování
Počet stupňů:	Jednostupňové
	Dvoustupňové
	Vícestupňové
	Plně variabilní

##### 4.4.1.1 Jednoválcové, jednostupňové rezonanční sací potrubí

Při tomto konstrukčním provedení má každý válec své vlastní sací potrubí. Jednotlivá potrubí se vzájemně s ostatními potrubími neovlivňují.

Při jednoválcovém rezonančním plnění se otevírá sací ventil a píst se pohybuje směrem z horní do dolní úvratě. Tento pohyb vyvolává ve válci nad pístem podtlak. Ten se dostává i do sacího kanálu a vytváří zde podtlakovou vlnu, která se šíří dále sacím potrubím

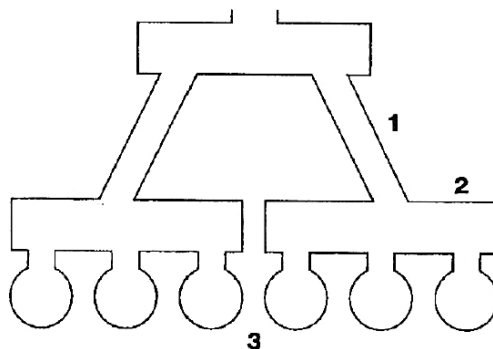
rychlostí zvuku. Na volném konci potrubí se podtlaková vlna odráží, mění svou amplitudu a vrací se sacím potrubím zpět do válce, ale tentokrát jako vlna přetlaková. Ideálně musí vlna k sedlu ventilu dorazit těsně před uzavřením spalovacího prostoru. V tomto okamžiku už je píst za dolní úvratí a vrací se zpět do horní úvratě. Ventil se v tuto chvíli uzavírá, ale směs proudí stále do válce, i když s daleko menší intenzitou. Díky přetlakové vlně, která dorazila těsně před uzavřením ventilu, se zvyšuje přetlak v kanálu oproti tlaku náplně válce. Přetlaková vlna zvyšuje intenzitu proudění směsi a tedy i zvyšuje celkovou hmotnost, která je nasátá.



Obr. 7 - Schéma provedení jednoválcového rezonančního potrubí [b]; l-délka rezonančního potrubí

#### 4.4.1.2 Víceválcové rezonanční sací potrubí

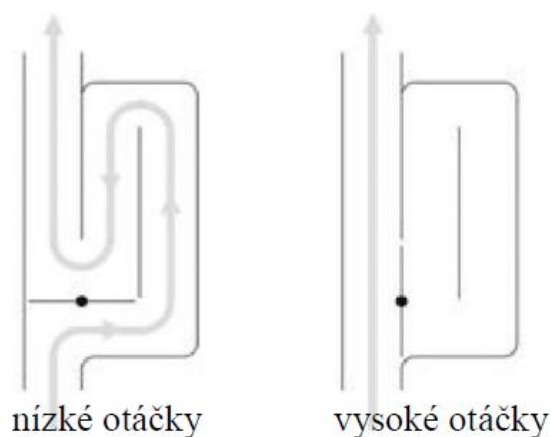
V tomto konstrukčním provedení využívá rezonanční potrubí více válců. Tato koncepce se využívá při přeplňování šestiválcových nebo dvanáctiválcových motorů, a to z důvodu rozdělení válců do dvou skupin po třech válcích, dle *Obr. 8*. Nejčastěji je toto řešení použito u šestiválcových motorů, kde je pořadí zápalu 1-5-3-6-2-4. Rezonanční vlnu vyvolává válec, který předchází válci, jenž bude vlivem rezonanční vlny plněn. Vlastní plnění funguje tak, že první válec vybudí pohybem pístu podtlakovou vlnu, která se obdobně jako u jednoválcového plnění mění na vlnu přetlakovou a ta plní jeden z příslušných válců. Tedy u řadového konceptu motoru vyvolává první válec přetlakovou vlnu pro třetí válec. Pátý válec vyvolává přetlakovou vlnu pro šestý válec, šestý pro čtvrtý a druhý pro první. Toto pořadí je dané z důvodu přeplňování motoru při každém zdvihu.



Obr. 8 – Schéma provedení víceválcového rezonančního potrubí [b]  
1-rezonanční potrubí, 2-rezonanční zásobník, 3- válce

#### 4.4.1.3 Dvoustupňové rezonanční potrubí

Tento druh rezonančního potrubí pracuje s možností změny délek potrubí v závislosti na otáčkách motoru pro získání optimálního výkonu. Změna délek se realizuje s pomocí klapky. Aby byla splněna optimální délka, zavírá se klapka a tím se využívá celé délky potrubí pro nižší otáčky. Naopak pro vysoké otáčky se klapka otevírá, což je vidět na *Obr. 9*. Stejný princip najdeme i u třístupňového rezonančního potrubí, které přidává k možnosti využití nízkých a vysokých otáček i otáčky střední.

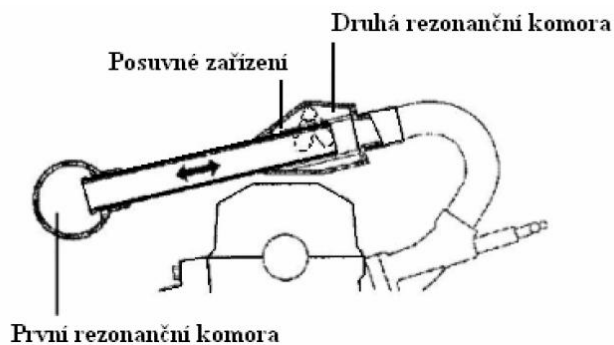


Obr. 9 – Dvoustupňové rezonanční potrubí [I]



#### 4.4.1.4 Sací potrubí s variabilní délkou

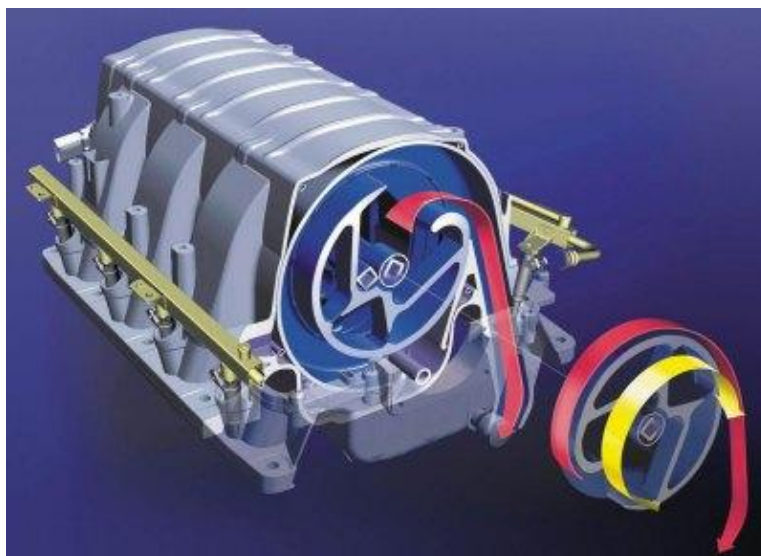
Sací potrubí s variabilní délkou mění svou délku a tím je možné získat maximální výkon. To je zapříčiněno např. díky posuvnému zařízení, které se vzhledem k otáčkám pohybuje. Důsledkem je zvýšení výkonu pomocí změny délky rezonančního potrubí a to tak, že při vysokých otáčkách se pracuje jen s rezonanční komorou. Se vzrůstajícími otáčkami se mění délka potrubí za pomoci posuvného zařízení. Při nejmenších otáčkách je výsuvné zařízení vysunuto na maximum a k tomu se otevírá další rezonanční komora, která je umístěná na konci tohoto posuvného zařízení. Tento typ potrubí pracuje v širokém spektru otáček bez razantních skoků mezi nízkými, středními a vysokými otáčkami.



Obr. 10 - Sací potrubí s variabilní délkou [c]

#### 4.4.1.5 Plně variabilní rezonanční potrubí

Při tomto druhu rezonančního plnění se mění délka potrubí kontinuálně. Díky tomu odpadají okamžiky neoptimální délky ku otáčkám, jako u předchozích způsobů. Získáváme křivku točivého momentu bez propadů. Toto potrubí pracuje s pomocí rezonančního šoupátka, které je součástí rezonančního potrubí. Nasávaný vzduch proudí do potrubí, ze kterého odchází otvorem na obvodu. Vzdálenost, jakou vzduch urazí, je závislá na šoupátku a na jeho pootočení.



Obr. 11 – Plně variabilní sací potrubí - N62 [j]

Tento způsob přeplňování, stejně jako všechny předešlé druhy rezonančních potrubí s proměnlivými délkami, jsou v mém případě nepoužitelné, neboť v mém případě se jedná o stacionární motor, pracující při konstantních otáčkách.

## 5 Cíle

Cílem této práce bylo zvýšit elektrický výkon, což jsem uskutečnil metodou rezonančního přepřívání, jelikož touto metodou mohu výkon zvýšit až o 10% a to jen díky změně parametrů sacího potrubí.

V první části práce bylo nutno vytvořit model v SW GT-Power s hodnotami výkonu odpovídajícím reálnému motoru Kubota 2,4l.

Po kalibrování modelu motoru na hodnoty odpovídající skutečnému motoru, byla tato hodnota (24,9 kW) označena jako referenční hodnota výkonu a v další fázi bylo upravováno sací potrubí pro zvýšení maximálního výkonu.

Jelikož byla v kogenerační jednotce zjištěna vysoká teplota vzduchu, který ohříval směs proudící sacím potrubím, což mělo za následek výsledné snížení výkonu i přes vliv rezonančního přepřívání, bylo třeba určit jakým způsobem je možno tuto směs uchránit.

Další fází bylo určení, zda se vlivem časování ventilů může zvýšit výsledný výkon.

Na závěr byl vytvořen 3D model a následně výrobní dokumentace pro výrobu sacího potrubí.

## 6 Postup řešení

### 6.1 Parametry motoru Kubota 2,4l

Model		V2403-M-DI	[ - ]
Počet válců	N	4	[ - ]
Typ		Vertikální, Vodou chlazený, 4 válcový plynový motor	[ - ]
Průměr válce	D	87	[mm]
Zdvih	Z	102,4	[mm]
Celkový obsah	$V_Z$	2434	[cm <sup>3</sup> ]
Výkon	P	30,5	[kW]
Maximální otáčky	$N_{max}$	2920	[min <sup>-1</sup> ]
Minimální otáčky	$N_{min}$	850 – 950	[min <sup>-1</sup> ]
Pořadí zápalu		1-3-4-2	[ - ]
Palivo		Metan	[ - ]
Kompresní poměr	$\epsilon_K$	13	[ - ]

Tab. 1 – Parametry motoru Kubota 2,4l [d]



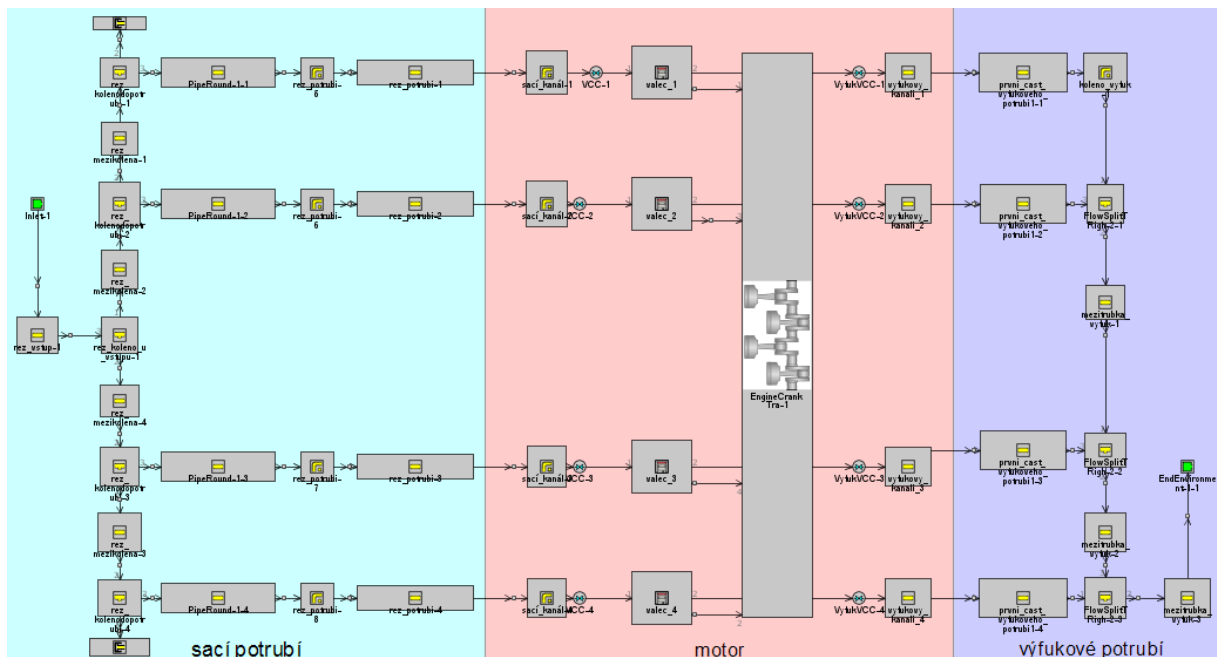
Obr. 12 – Motor Kubota 2,4l [e]

## 6.2 GT-Power

GT-Power je standardní průmyslový simulační program užívaný všemi hlavními výrobci motorů. GT-Power se využívá k předpovědi o výkonnosti motoru, např. výkonu, kroučícího momentu, proudu vzduchu, objemové účinnosti, spotřebě paliva, výkonu turbodmychadla atd. Kromě základních výkonnostních předpovědí GT-P zahrnuje fyzikální modely rozšířené o předpovědi zahrnující válce, výfukové emise, sací a výfukový systém, akustické vlastnosti a teplotu konstrukce. Standardní GT-P motorové modely jsou snadno převedeny do skutečného času. Tyto modely také mohou zahrnovat plnou simulaci GT-SUITE poskytující přesné a fyzikálně založené okrajové podmínky vzhledem ke zbytku vozidla. [k]

## 6.3 Vytvoření modelu v GT-Power

V první řadě bylo třeba vytvořit model odpovídající skutečnému plynovému motoru. Sací potrubí, Obr. 14, bylo nutné přesně změřit a jeho hodnoty zanést do modelu, Obr. 13. Totéž bylo třeba učinit u výfukového potrubí. V modelu v části „motor“ byly zadány hodnoty velikostí jednotlivých komponent uvnitř - průměr pístu, zdvih, počet ventilů, jejich velikosti atd. A další parametry, např. pořadí zápalů, teplot tlaků, typ hoření atd.



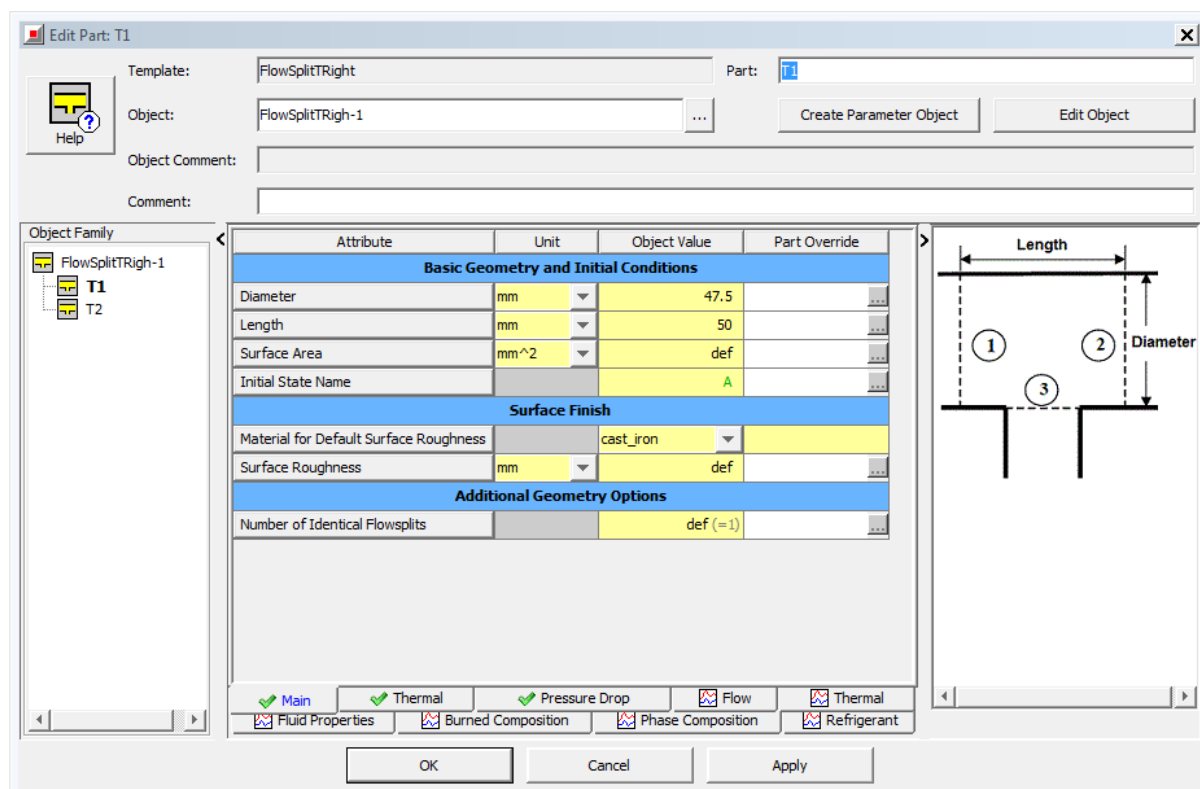
Obr. 13 – Model motoru Kubota



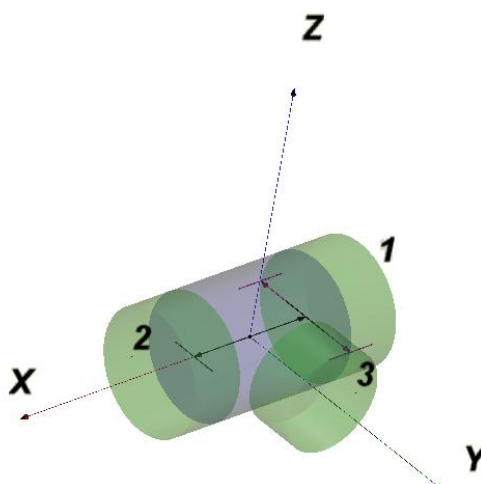
Obr. 14 – Sací potrubí

### 6.3.1 Jednotlivé části modelu

Model motoru bylo třeba vytvořit z několika dílčích částí, které se skládaly návazně za sebou. V těchto dílčích částech bylo nutné definovat materiál, rozměry, teploty a tlaky. Příklad zadávání rozměrů je na *Obr. 15*, kde je např. vidět průměr potrubí, jeho délka a materiál. Na tomto obr. je část potrubí, které ukazuje dělený tok. 3D pohled na výslednou část modelu je patrný na *Obr. 16*.

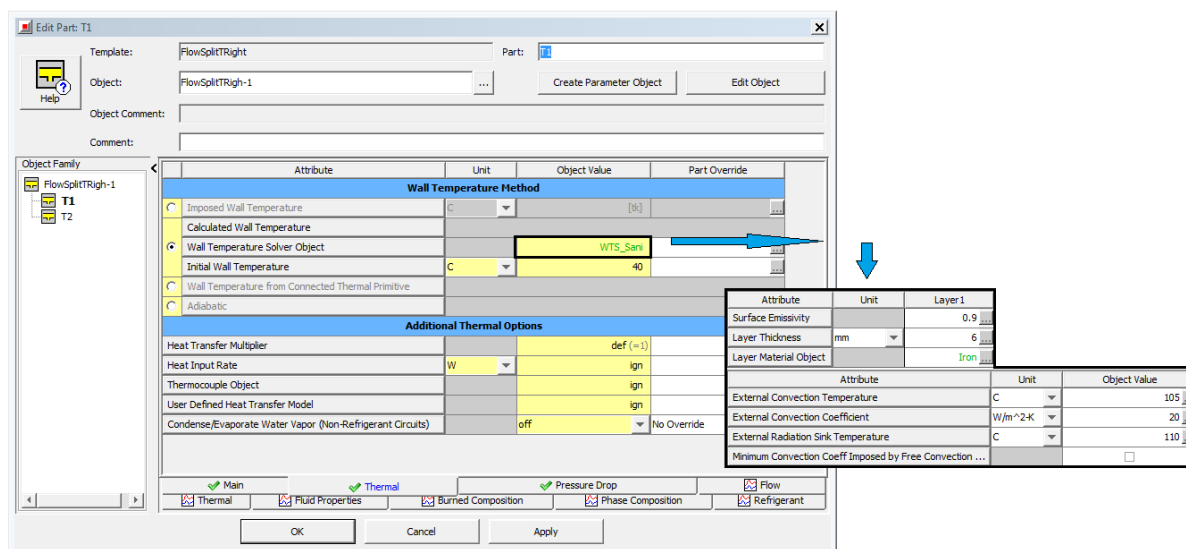


Obr. 15 – Parametry části sacího potrubí



Obr. 16 – 3D pohled části sacího potrubí

Jestliže se v dalších krocích budu věnovat rezonančnímu potrubí, jehož výsledný vliv je závislý i na teplotě působící na směs, (neboť jak bylo psáno v předešlých kapitolách, zvyšující se teplotou se snižuje hustota směsi a tím pádem je možné jí spálit méně), bylo třeba vypočítat i teplotní změny přestupem tepla z kogenerační jednotky, ve které je okolo 110 °C. Toto bylo zadáno do kolonky definující přestup tepla, kde bylo třeba definovat materiál, tloušťku potrubí, konvekci a nebo zářivost.



Obr. 17- Detail tepelných vlastností působících na sací potrubí a jeho parametry

## 6.3 Palivo

Hlavním prvkem potřebným pro hoření ve spalovacích motorech je vzduch, to platí i pro plynový spalovací motor Kubota. Vzduch se mísí se zemním plynem a vytváří směs. V zemním plynu, distribuovaném v České republice, je dle Tab. 3 z 98% obsažen metan, tedy jsem pro zlehčení výpočtu uvažoval o obsahu 100% metanu.

### 6.3.1 Vzduch

*Vzduch je směs plynů tvořící atmosféru (plynný obal Země). Vzduch má vliv na všechny chemické proměny jak v nerostné přírodě, tak i v živých organismech. Kromě toho tepelná kapacita vzduchu udržuje na Zemi teplotu přijatelnou pro život, jinak by na noční straně naší planety byl mráz několika desítek stupňů, kdežto na denní straně by bylo více než stostupňové horko. Je také důležitou průmyslovou surovinou. [m]*

Látka	Objemový podíl [%]	Hmotnostní podíl [%]
N <sub>2</sub>	78,084	75,51
O <sub>2</sub>	20,964	23,16
Ar	0,934	1,28
CO <sub>2</sub>	0,033	0,05

Tab. 2 - Složení vzduchu [m]

### 6.3.2 Zemní plyn

*Zemní plyn je nejčistší a nejbezpečnější mezi primárními palivy. Ve své ryzí podobě je zemní plyn hořlavá látka bez barvy, tvaru a zápachu. Při jeho spalování se na rozdíl od jiných fosilních paliv uvolňuje do vzduchu mnohem méně škodlivin. Energie ze zemního plynu se hojně využívá k topení, vaření, výrobě elektrické energie či pohonu motorových vozidel.*

*Zemní plyn je vysoce výhřevný přírodní plyn složený z plynných uhlovodíků a nehořlavých složek (zejména dusíku a oxidu uhličitého). Jeho charakteristickým znakem je vysoký obsah metanu. Zemní plyn neobsahuje jedovaté složky a je přibližně dvakrát lehčí než vzduch.[n]*

Složky v zemním plynu	Podíl [%]
CH <sub>4</sub>	98,0
vyšší uhlovodíky	1,16
CO <sub>2</sub>	0,05
N <sub>2</sub>	0,79
S	0,20 mg/m <sup>3</sup>

Tab. 3 – Složení zemního plynu [n]

výhřevnost	$H_U$	9,5	[kWh/m <sup>3</sup> ]
spalné teplo		10,5	[kWh/m <sup>3</sup> ]
hustota	$\rho$	0,69	[kg/m <sup>3</sup> ]

Tab. 4 – Vlastnosti zemního plynu [n]

### 6.3.3 Směs

Směs vzduchu a metanu byla ve stechiometrickém poměru, tedy  $\lambda$  je 1. Tzn., že pro spálení 1 kg paliva bylo třeba dle směšovacího poměru  $L_t$  17,16 kg vzduchu. Pro další řešení bylo nutné zjistit další parametry směsi z jednotlivých prvků, které tato směs obsahovala. Tedy ze vzduchu a metanu.

Nejprve bylo třeba zjistit obsah jednotlivých složek ve směsi a to jednak v hmotnostním a posléze objemovém poměru.

#### 6.3.3.1 Hmotnostní poměr

$$m_{\text{Vair}} = 100 \cdot \frac{AF}{1 + AF} \quad (3)$$

$$= 100 \cdot \frac{17,16}{1+17,16} = 94,49 \%$$

$$m_{\text{VCH}_4} = 100 - m_{\text{Vair}} \quad (4)$$

$$= 100 - 94,49 = 5,51 \%$$

Kde:  $m_{\text{Vair}}$  [%] Hmotnostní poměr vzduchu  
 $m_{\text{VCH}_4}$  [%] Hmotnostní poměr metanu  
 $AF$  [-] Koeficient množství paliva dle (9)

#### 6.3.3.2 Objemový poměr [o]

$$m_{\text{mair}} = \frac{\frac{m_{\text{Vair}}}{M_{\text{air}}}}{\frac{m_{\text{Vair}}}{M_{\text{air}}} + \frac{m_{\text{VCH}_4}}{M_{\text{CH}_4}}} \quad (5)$$

$$= \frac{\frac{0,9449}{28,96}}{\frac{0,9449}{28,96} + \frac{0,0551}{16,04}} = 0,9048 \text{ kg v 1kg směsi}$$

$$m_{\text{CH}_4} = 1 - m_{\text{mair}} \quad (6)$$

$$= 1 - 0,9048 = 0,0952 \text{ kg v 1kg směsi}$$



Kde:	$m_{\text{mair}}$ [kg/kg]	Objemový poměr vzduchu
	$m_{\text{mCH}_4}$ [kg/kg]	Objemový poměr metanu
	$M_{\text{air}}$ [kg/kmol]	Molová hmotnost vzduchu
	$M_{\text{CH}_4}$ [kg/kmol]	Molová hmotnost metanu

Dále bylo třeba získat Poissonovu konstantu, plynovou konstantu a měrné tepelné kapacity směsi.

### 6.3.3.3 Měrná tepelná kapacita směsi s konstantním tlakem

$$C_{\text{psmes}} = \frac{C_{\text{pair}} \cdot AF + C_{\text{pCH}_4} \cdot 1}{m_c} \quad (7)$$

$$= \frac{1010 \cdot 17,12 + 2170 \cdot 1}{18,12} = 1073,877 \text{ J/kgK}$$

Kde:	$C_{\text{psmes}}$ [J/kgK]	Měrná tepelná kapacita směsi s konstantním tlakem
	$C_{\text{pair}}$ [J/kgK]	Měrná tepelná kapacita vzduchu s konstantním tlakem
	$C_{\text{pCH}_4}$ [J/kgK]	Měrná tepelná kapacita metanu s konstantním tlakem
	$m_c$ [kg]	Celková hmotnost směsi dle (10)

### 6.3.3.4 Měrná tepelná kapacita směsi s konstantním objemem

$$C_{\text{vsmes}} = \frac{C_{\text{vair}} \cdot AF + C_{\text{vCH}_4} \cdot 1}{m_c} \quad (8)$$

$$= \frac{720 \cdot 17,12 + 1650 \cdot 1}{18,12} = 771,211 \text{ J/kgK}$$

Kde:	$C_{\text{vsmes}}$ [J/kgK]	Měrná tepelná kapacita směsi s konstantním objemem
	$C_{\text{vair}}$ [J/kgK]	Měrná tepelná kapacita vzduchu s konstantním objemem
	$C_{\text{vCH}_4}$ [J/kgK]	Měrná tepelná kapacita metanu s konstantním objemem

$$AF = \lambda \cdot L_t \quad (9)$$

$$= 1 \cdot 17,16 = 17,16$$

$$m_c = AF + 1 \quad (10)$$

$$= 17,16 + 1 = 18,16 \text{ kg}$$

Kde:  $\lambda$  [-] Směšovací poměr  
 $L_t$  [Kg/Kg] Hmotnostní směšovací poměr

### 6.3.3.5 Poissonova konstanta směsi

$$\kappa_{směsi} = \frac{c_{p,směs}}{c_{v,směs}} \quad (11)$$

$$= \frac{1073,877}{771,211} = 1,392$$

### 6.3.3.6 Plynová konstanta směsi [o]

$$r_{smes} = R \cdot \left( \frac{m_{Vair}}{M_{air}} + \frac{m_{VCH4}}{M_{CH4}} \right) \quad (12)$$

$$= 8314 \cdot \left( \frac{0,9449}{28,96} + \frac{0,0551}{16,04} \right) = 299,82 \text{ J/kmol}$$

Výsledné vypočtené hodnoty směsi jsou v Tab. 5.

Poissonova konstanta	Vzduch	$\kappa_{air}$	1,4	[-]
	Metan	$\kappa_{CH4}$	1,31	
	<b>Směs</b>	<b><math>\kappa_{smes}</math></b>	<b>1,394</b>	
Molová hmotnost	Vzduch	$M_{air}$	28,96	[kg/kmol]
	Metan	$M_{CH4}$	16,04	
Plynová konstanta	Vzduch	$r_{air}$	289	[J/kg.K]
	Metan	$r_{CH4}$	518,38	
	Směs	$r_{smes}$	297,795	
Měrná tepelná kapacita s konstantním tlakem	Vzduch	$c_{p,air}$	1010	[J/kg.K]
	Metan	$c_{p,CH4}$	2170	
	<b>Směs</b>	<b><math>c_{p,smes}</math></b>	<b>1063,724</b>	
Měrná tepelná kapacita s konstantním tlakem	Vzduch	$c_{v,air}$	720	[J/kg.K]
	Metan	$c_{v,CH4}$	1650	
	<b>Směs</b>	<b><math>c_{v,smes}</math></b>	<b>763,072</b>	

Tab. 5 – Fyzikální vlastnosti plynů [p]

## 6.4 Zdvihy ventilů

Jelikož se jedná o rezonanční potrubí, bylo třeba přesně zjistit časování ventilů, jejich přesný čas otevření, zavření, maximální zdvihy a průběhy otevření. To z toho důvodu, jelikož se rezonanční vlna musí dostat do válce těsně před jeho uzavřením.

Toto měření není z teoretického hlediska složité, ovšem z praktického ano. A to neboť jsem nechtěl motor zcela rozebírat, protože se jednalo o motor s typem rozvodů OHV, což by neslo řadu obtíží. Proto jsem měřil na nerozebraném motoru a při měření jsem musel překonávat odpory, díky kterým došlo k určitým chybám a nutností mnohých opakování měření.

K měření bylo potřeba elektronického mikrometru a SW, který zaznamenával hodnoty z mikrometru. Dále bylo třeba vytvořit stupnici, podle které se odměřovaly úhly pootočení. Za propůjčení přístrojů, nástrojů a odborné konzultace děkuji panu Ing. Jiřímu Vávrovi, Ph.D.

### 6.4.1 Popis práce při měření zdvihu ventilů

Pomocí úchylkoměru se našla horní úvrat' u jednoho z válců. Horní úvrat' se znamenala na setrvačnick, pevně spojený s klikovým hřídelem, na který byla následně přidána stupnice s hodnotou nuly na vyznačeném místě horní úvrati. Na sací a v následujícím měření na výfukový ventil se přiložil digitální úchylkoměr připojený k PC. Po pootočení klikového hřídele o určitý počet stupňů, ideálně o dva, se do SW ručně zaznamenal údaj úhlu pootočení klikového hřídele, SW si sám přepočítával úhel pootočení vačkového hřídele a k němu byla přiřazena hodnota zdvihu ventilu. Tímto způsobem se proměřily hodnoty v celém rozsahu zdvihů u sacích a výfukových ventilů.



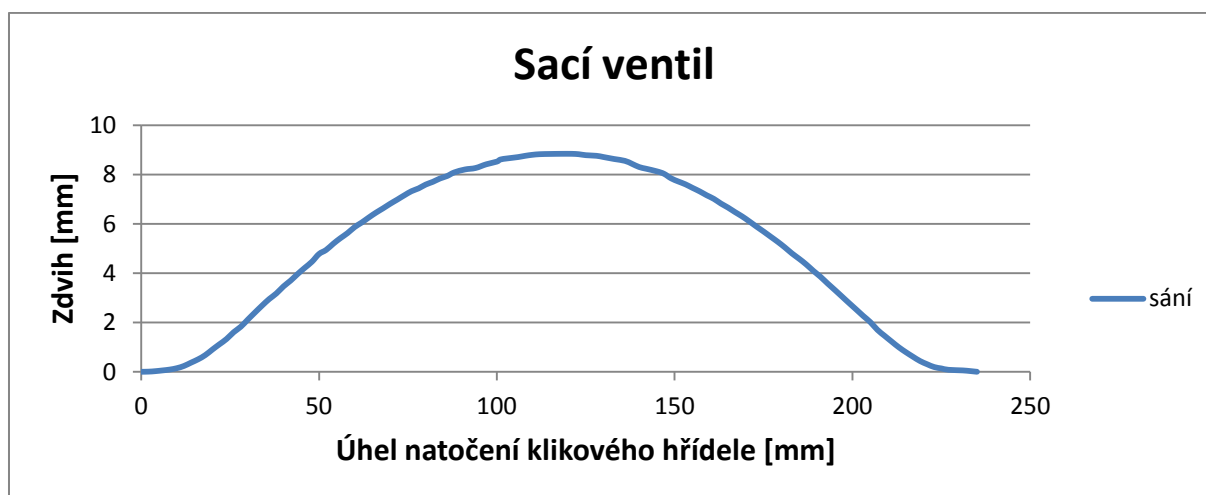
Obr. 18 – Měřicí stanoviště pro měření zdvihů ventilů

### 6.4.2 Získané hodnoty měření zdvihů ventilů

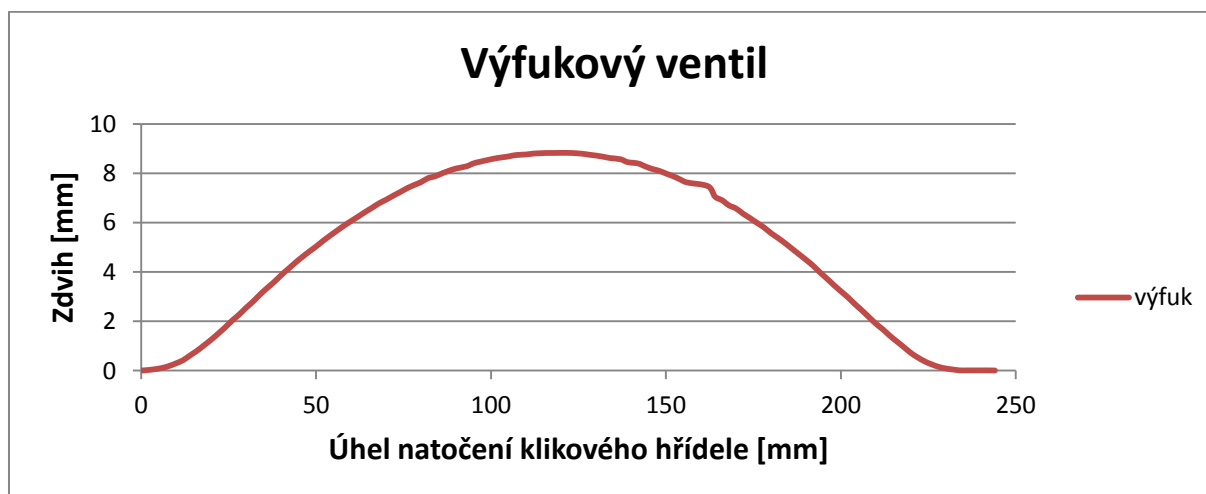
Získané hodnoty maximálních zdvihů, úhlů otevření a zavření ventilů jsou viditelné v Tab. 6. Jednotlivé průběhy zdvihů sacích a výfukových ventilů jsou na Obr. 19 a Obr. 20, z nichž se mohl vytvořit výsledný graf zdvihů v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele - Obr. 21.

Sací ventil otevřen	711° za HÚ
Sací ventil zavřen	223 ° za HÚ
Výfukový ventil otevřen	498° za HÚ
Výfukový ventil zavřen	18° za HÚ
Maximální zdvih sacího ventilu	8,825 mm
Maximální zdvih výfukového ventilu	8,835 mm
Úhel otevření sacího ventilu	235°
Úhel otevření výfukového ventilu	244°

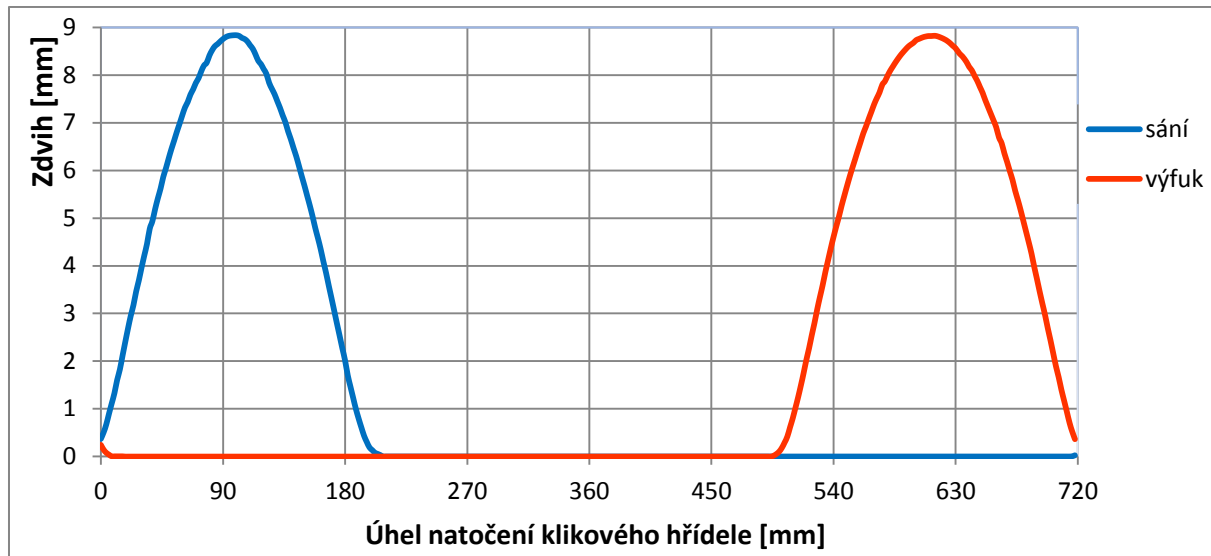
Tab. 6 – Parametry ventilů



Obr. 19 – Průběh zdvihu sacího ventilu s ohledem na úhel natočení klikového hřídele



Obr. 20 - Průběh zdvihu výfukového ventilu s ohledem na úhel natočení klikového hřídele



Obr. 21 - Zdvihové křivky ventilů

## 6.5 Průtokové součinitele

Jako další krok bylo třeba získat průtokové součinitele v sacím a výfukovém kanále. V sacím kanále bylo třeba zjistit průtokové součinitele v dopředném a zpětném směru. Tedy při průtoku vzduchu dovnitř hlavy a ven. U výfukového kanálu stačilo zjistit součinitel jen ve směru dopředném, tedy výfuku ze sacího prostoru.

Dva součinitele u sacího kanálu se zjišťovaly z důvodu rozdílných hodnot průtoků při každém ze směrů pohybu média, neboť sací kanál je navrhován pro průtok vzduchu do spalovacího prostoru a při opačném směru zde vznikají ztráty. Pokud by byl do SW použit jen jeden součinitel pro oba směry, zavedla by se do výpočtu značná chyba.

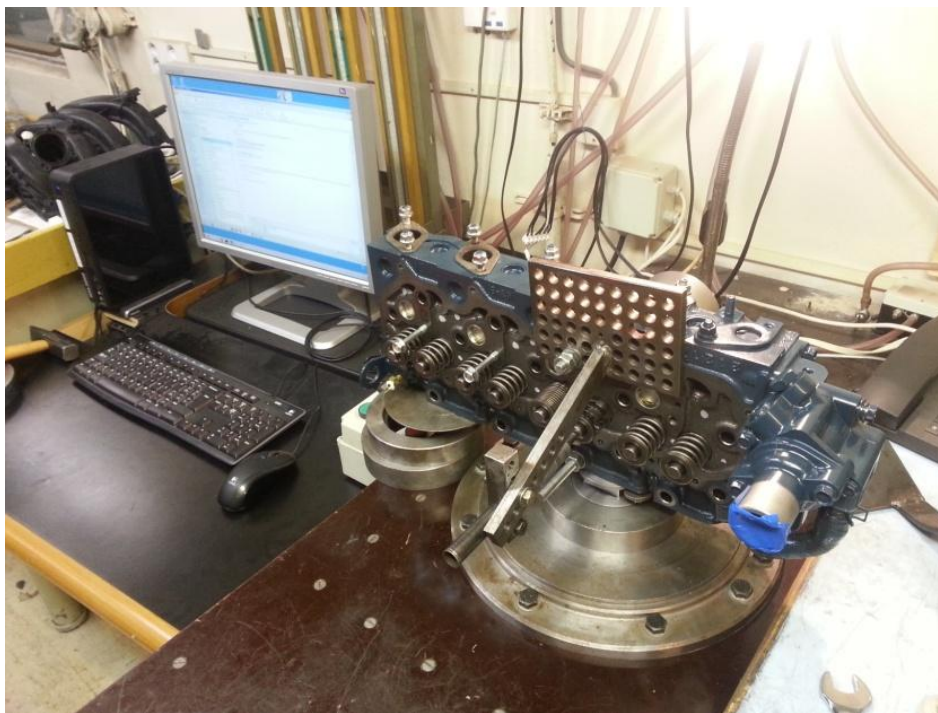
### 6.5.1 Průběh měření

Nejprve bylo třeba vytvořit přípravky, které byly vyrobeny společností Tedom. Těmito přípravky bylo možné hlavu motoru připevnit k měřicímu stanovišti a optimalizovat tok vzduchu do hlavy válců. Aby nedocházelo k nasávání vzduchu i dalšími otvory, bylo třeba tyto otvory zalepit plastickou hmotou. Pomocí plastické hmoty byl také upraven vstup do sacích kanálů pro zmírnění místní ztráty, která by vznikla při vtoku vzduchu přes ostrou hranu. Tímto zásahem jsme se přiblížili skutečnosti, kdy na sací kanál navazuje sací potrubí. Úprava vstupu do sacího potrubí je vidět na Obr. 22. Výkresy jsou přiloženy v příloze. SA-01-02, SA-01-03, SA-02-01, SA-02-02, SA-OP-03-01, SA-OP-03-02, SA-OP-03-03.



Obr. 22 – Úprava vstupu do sacího kanálu pomocí plastické hmoty

Vlastní měření probíhalo pomocí měřicího zařízení a SW pro ukládání a přepočítání změřených hodnot. Při spuštění měřicího zařízení se otevíral sací, a v nadcházejícím měření výfukový ventil, vždy o 1mm. Do měřicího SW se zadával tlak za hlavou motoru. Měřicí SW vypočetl hodnoty hmotnostních toků a dalších parametrů, které se dále mohly použít např. v matematickém vztahu (13). Za odborné konzultace a pomoc při měření děkuji panu Ing. Petru Hatschbachovi, CSc.



Obr. 23 – Měřicí stanoviště po zjištění průtokových součinitelů

### 6.5.2 Získané hodnoty z měření průtokových součinitelů

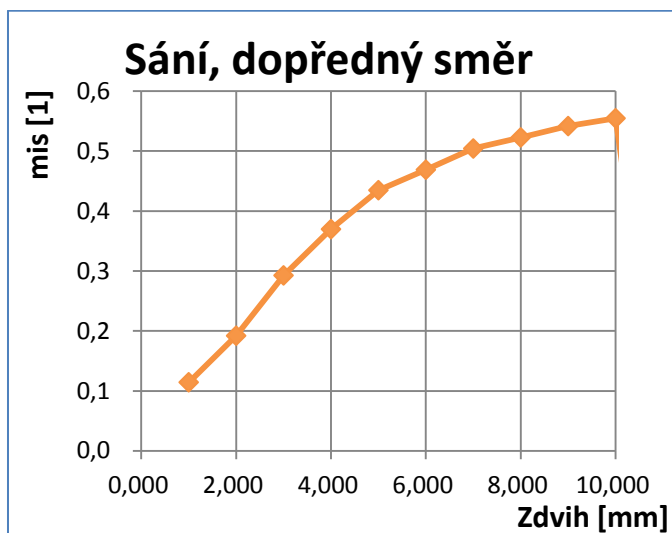
Do SW GT Power bylo třeba zadávat průtokové součinitele „mis“. Dále bylo možné do výpočetního systému zadávat koeficienty Swirl nebo Tumble, které jsem zanedbal.

Hodnota mis v grafech udává poměr skutečného a teoretického hmotnostního toku. Získané hodnoty pro sací i výfukový kanál jsou patrné v Tab. 8, Tab. 9, Tab. 10 a Obr. 24, Obr. 25, Obr. 26.

$$mis = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{teor}} [1] \quad (13)$$

Průměr sacího ventilu	30 mm
Průměr výfukového ventilu	36,5 mm

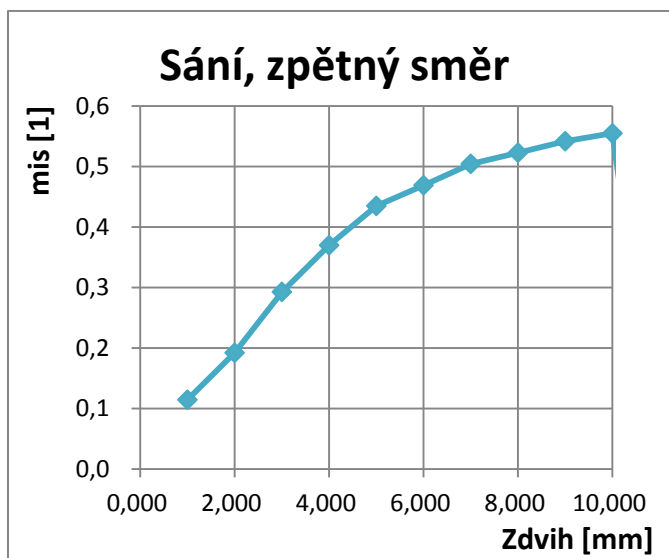
Tab. 7 – Průměry sacích a výfukových ventilů



Obr. 24 - PS pro sání v dopředném směru

h [mm]	V [m3/h]	m [kg/h]	mis [1]
0	0	0	0,000
1	33,2	39,2	0,114
2	55,7	65,7	0,192
3	84,9	100,1	0,293
4	107,2	126,5	0,370
5	126,1	148,8	0,435
6	136,0	160,5	0,469
7	146,2	172,6	0,504
8	151,6	178,9	0,523
9	157,1	185,4	0,542
10	160,8	189,8	0,555

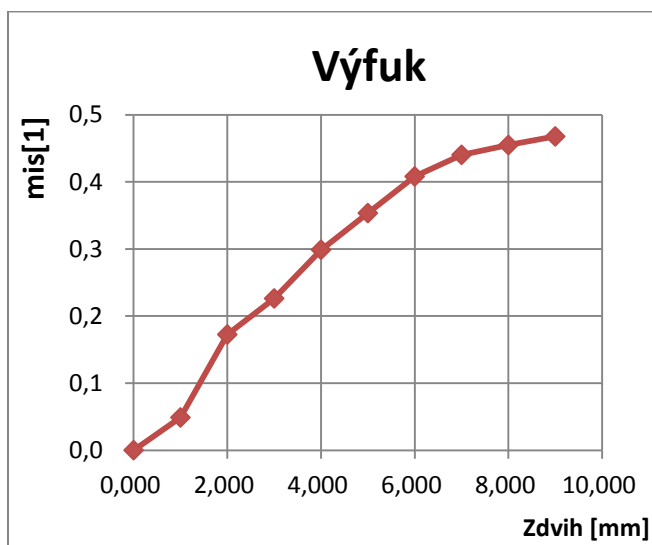
Tab. 8 – Hodnoty PS pro sání v dopř. směru



Obr. 25 - PS pro sání ve zpětném směru

h [mm]	V [m3/h]	m [kg/h]	mis [1]
0	0	0	0
1	14,1	16,7	0,049
2	50,0	59,0	0,172
3	65,6	77,4	0,226
4	86,6	102,2	0,299
5	102,5	120,9	0,353
6	118,3	139,6	0,408
7	127,6	150,6	0,440
8	131,9	155,6	0,455
9	135,6	160,0	0,468
10	138,9	163,9	0,479

Tab. 9 – Hodnoty PS pro sání ve zp. směru



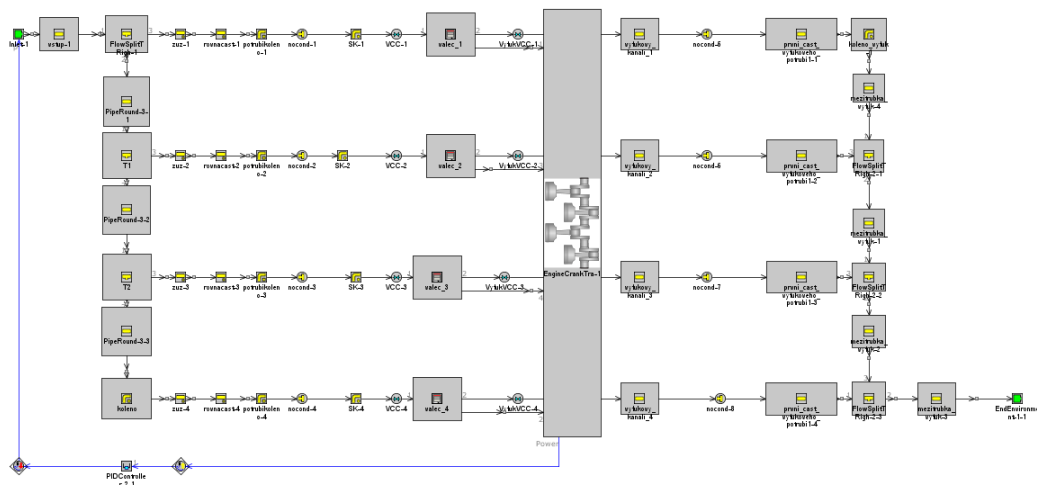
Obr. 26 - PS pro výfuk

h [mm]	V [m3/h]	m [kg/h]	mis [1]
0	0	0	0
1	22,4	25,0	0,108
2	47,6	53,1	0,229
3	70,9	79,2	0,342
4	80,8	90,3	0,390
5	98,7	110,3	0,476
6	110,3	123,2	0,532
7	121,5	135,7	0,586
8	127,2	142,0	0,613
9	130,3	145,5	0,628

Tab. 10 – Hodnoty PS pro výfuk

## 6.6 Hodnoty tlaků na vstupu do sacího potrubí

Poté, co byly definovány odměřitelné parametry rozměrů obou potrubí, parametry spalovacího prostoru a změřeny zdvihy obou ventilů a odpory v kanálech, bylo třeba doplnit do simulačního modelu hodnoty dalších parametrů. Tyto parametry odměřit nešly, ovšem GT-P nabízí pomoc v podobě knihovny „helpu“, ve které jsou hodnoty těchto parametrů k dohledání, např. parametry tření, teploty stěn, spalování atp. Posledním parametrem, který nešlo odměřit, ani získat v knihovně byl tlak na vstupu do sacího potrubí. Z důvodu, že skutečný motor ještě nebyl v provozu, jsem musel tento tlak určit pomocí PID regulátoru. Zapojení PID regulátoru do modelu motoru je na *Obr. 27*. PID regulátor měl za úkol regulovat tlak příchozí směsi na vstupu do sacího potrubí, v závislosti na požadovaném výkonu, který byl 24,9 kW. Potřebný tlak pro získání výkonu 24,9 kW byl určen 0,9575 barů.



Obr. 27 – Model základního motoru s použitím PID regulátoru

## 7 Výsledný model odpovídající skutečnému motoru a jeho hodnoty

Jak bylo psáno v předešlých kapitolách, hlavní úkol byl získat výkon 24,9 kW nebo se k této hodnotě co nejvíce přiblížit. Hodnota získaného výkonu, patrného v *Tab. 11*, byla simulací určena 24,9 kW, což byla hodnota odpovídající reálnému motoru. V tabulce jsou také přiloženy další potřebné parametry. Kompletní výsledky jsou v *Příl. 1*, (kde v levém sloupci jsou hodnoty simulovaného motoru s použitím stávajícího potrubí).

Parametry	Hodnota	Jednotka
Otáčky motoru	1500	RPM
Točivý moment na brzdě	158,53	N-m
Výkon na brzdě	24,90	kW
IMEP720 – Střední efektivní tlak	8,99	bar
BMEP – Střední efektivní tlak na brzdě	7,82	bar
Spotřeba paliva	213,47	g/kW-h

Tab. 11 – Základní parametry simulovaného modelu motoru



## 8 Výpočet rezonančního potrubí

Pro správu funkci rezonančního přeplňování bylo nutné navrhnout správnou délku potrubí. Výpočet délky potrubí byl proveden pomocí matematického vztahu (14).

$$l_{rez} = \frac{a_s}{8 \cdot n} \quad (14)$$

Kde:  $a_s$  [m/s]                      Střední rychlost zvuku  
 $n_M$  [s<sup>-1</sup>]                         Jmenovité otáčky motoru

$$\begin{aligned} a_s &= \sqrt{\kappa_{směsi} \cdot r_{směsi} \cdot T} \\ &= \sqrt{1,392 \cdot 299,819 \cdot 313,15} \\ &= 361,573 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (15)$$

Kde:  $T$  [K]                         Střední teplota směsi

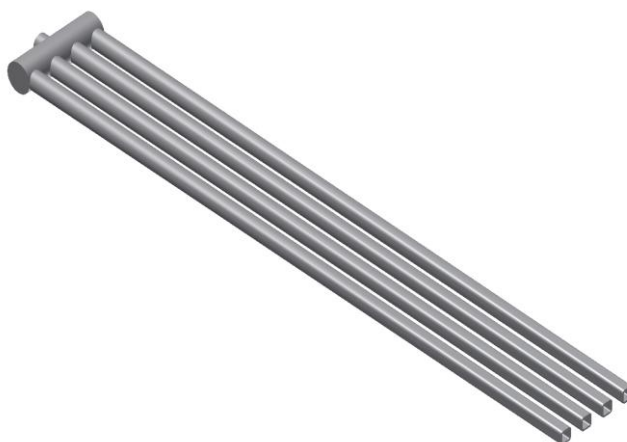
$$\begin{aligned} l_{rez} &= \frac{361,573}{8 \cdot 25} \\ &= 1807 \text{ mm} \end{aligned} \quad (16)$$

Z tohoto je evidentní, že na délku rezonančního potrubí má vliv jen teplota, ve které je motor provozován, a to za předpokladu stejných pracovních otáček motoru, stejného použitého paliva a jeho směšovací poměru se vzduchem.

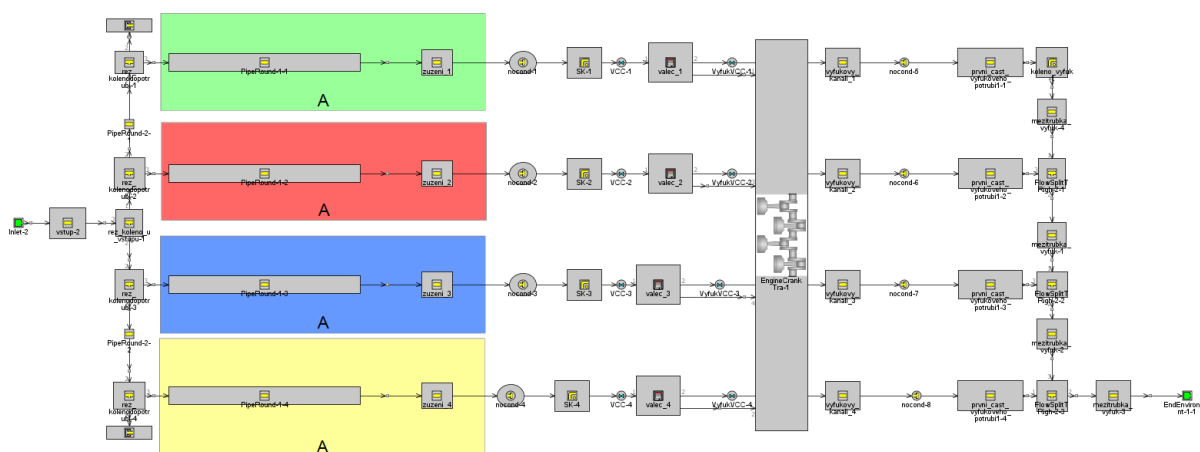
Změna teploty o jeden stupeň mění hodnotu délky potrubí přibližně o 3 mm.

## 8.1 Postup vytváření modelu s rezonančním potrubím

První simulační model sacího potrubí, patrný na *Obr. 29*, byl vytvořen jako dlouhé potrubí bez kolen. Tento způsob provedení měl ukázat, zda požadovaná rezonanční délka 1807 mm dopraví přetlakovou vlnu ve správný okamžik do válce motoru. Délka rovné části sacího potrubí byla 1728 mm, jelikož se k ní musela přičíst i délka sacího kanálu 79 mm. Potrubí má vstupní profil kruhový a výstupní obdélníkový, což odpovídá profilům vstupů do sacích kanálů. 3D model tohoto typu potrubí je na *Obr. 28*.



Obr. 28 – Model rezonančního potrubí

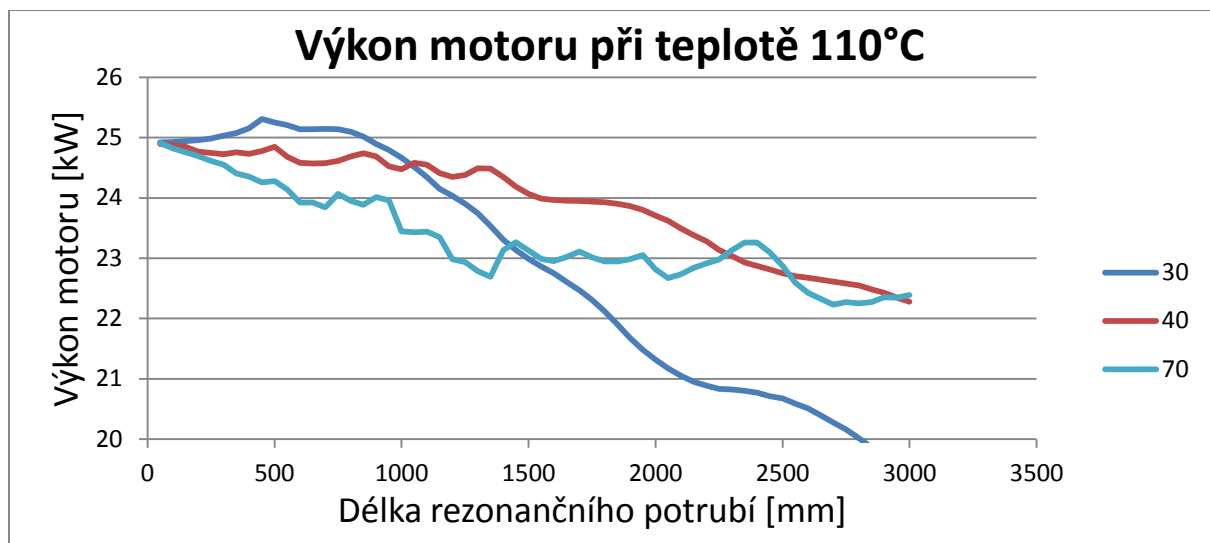


Obr. 29 – Model motoru s použitím rovného sacího potrubí, vytvořený v SW GT-Power

Výsledná hodnota výkonu při rezonanční délce 1807 mm byla vypočtena **24,55 kW**, což byla hodnota nižší, než hodnota výkonu motoru při použití stávajícího sacího potrubí. Nevýhodou tohoto potrubí byl také jeho tvar, který vytvářel velikou tlakovou ztrátu a hlavně by bylo těžké a nákladné jej vyrobit. Z tohoto důvodu byly další výpočty vytvořeny pro potrubí o konstantním průměru potrubí v celé jeho délce a na straně u sacího kanálu se profil potrubí měnil z kruhového na obdélníkový. Rezananční délka byla ponechána stejná. Hodnota výkonu s tímto typem potrubí byla **23,9 kW**, byla tedy opět nižší. Poslední možností bylo použití potrubí mající obdélníkový tvar v celé své délce, ovšem ani toto potrubí nevykazovalo navýšení výkonu, ba naopak.

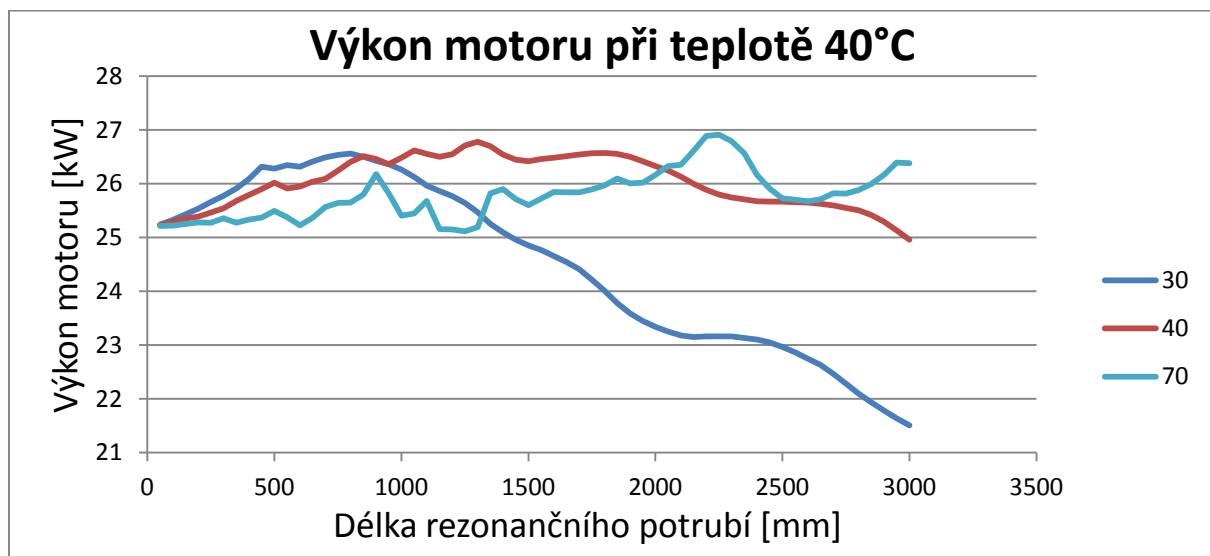
Důvodem nezvýšení výkonů ani u jednoho z potrubí byl fakt, že ve výpočtu, který měl najít optimální délku, nebyly nikterak zavedeny hodnoty otevírání a hlavně zavírání ventilů. Jelikož se při použití rezonančního potrubí s rezonanční délkou vypočtenou dle (16) nezvýšil výkon, byla vytvořena nová simulace, hledající novou délku a průměr, při kterém by byl patrný vliv rezonančního přepřívání. Simulace byly vytvořeny pro průměry potrubí od 30 do 70 mm. Výsledné průběhy výkonů v závislosti na délce potrubí jsou na *Obr. 30*, ze kterého je

zjevné, že s narůstající délkou potrubí výkon narůstal jen minimálně, a to maximálně na **25,3 kW** při délce potrubí 450 mm a průměru potrubí 30 mm.



Obr. 30 – Průběh výkonu rovného potrubí při 110°C

Z důvodu nezvýšení výkonu na očekávané hodnoty, byly upraveny simulace tak, že bylo sací potrubí chlazeno. A to v první fázi na 80°C. Získaný graf je viditelný v *Příl. 2*. Z grafu je zjevné, že se snižující se teplotou vzrůstá výkon. Rozdíl ve výkonu mezi potrubím chlazeným na 80°C a nechlazeným je v maximum 0,45kW. Díky tomuto jevu jsem se rozhodl potrubí dále ochlazovat. Nejprve na 60 (*Příl. 3*) a nakonec na 40°C.



Obr. 31 - Průběh výkonu rovného potrubí při 40°C

Z *Obr. 30* a *Obr. 31* je zřejmé, že se snižující teplotou výrazně roste výkon, což lze zdůvodnit tím, že se snižující se teplotou roste hustota. Toto lze fyzikálně vyjádřit vztahem (17). Při porovnávání grafů je možné zpozorovat podobu těchto grafů, až na rozdíl výsledných výkonů. Porovnávací graf je v *Příl. 4*. Tento graf je vyneseno ze získaných průběhů pro potrubí o průměru 50 mm. Rozdíl získatelného maxima mezi chlazeným a nechlazeným rezonančním potrubím je přibližně **1,7kW**.

$$\rho_s = \frac{p_s}{r_{\text{směs}} \cdot T_s} \quad (17)$$

Kde:	$\rho_s$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Hustota směsi
	$p_s$	[Pa]	Statický tlak směsi v sacím potrubí
	$T_s$	[K]	Celková teplota v sacím potrubí

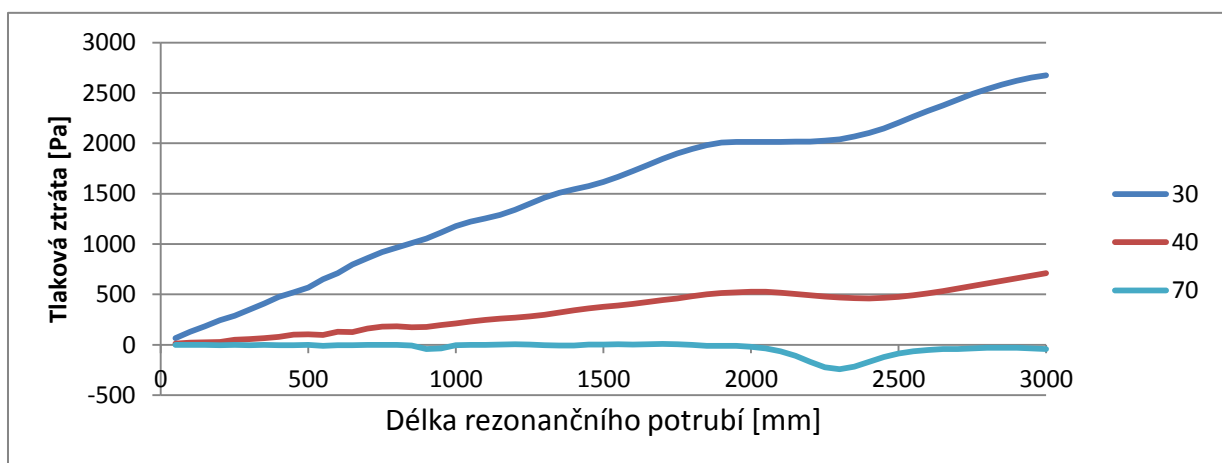
Po vložení hustoty do matematického vztahu (18) je jasné, že se s narůstající hustotou zvyšuje výkon motoru. Za předpokladu, že hodnoty mimo hustotu nasávané směsi zůstávají konstantní.

$$P_e = V_z \cdot \frac{n_M}{60 \cdot i} \cdot \frac{H_u}{\lambda \cdot L_t} \cdot \rho_s \cdot \eta_{pl} \cdot \eta_e \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \quad (18)$$

Kde:	$P_e$	[kW]	Užitečný výkon motoru
	$n_M$	[1/min]	Otáčky motoru
	$i$	[-]	Počet otáček motoru na jeden pracovní oběh
	$\eta_{pl}$	[-]	Plnicí účinnost
	$\eta_e$	[-]	Užitečná účinnost motoru
	$\varepsilon$	[-]	Kompresní poměr

Z grafu Obr. 31 je také patrné, že se zvětšujícím se průměrem a délkou SP vzrůstá i maximální výkon, který lze díky potrubí získat. Maximální dosažitelný výkon při použití potrubí o průměru 60 mm, délce 2200 mm a teplotě okolí sacího potrubí 40°C činil 27kW, což je hodnota o 2,1 kW vyšší, než hodnota výkonu při použití stávajícího potrubí.

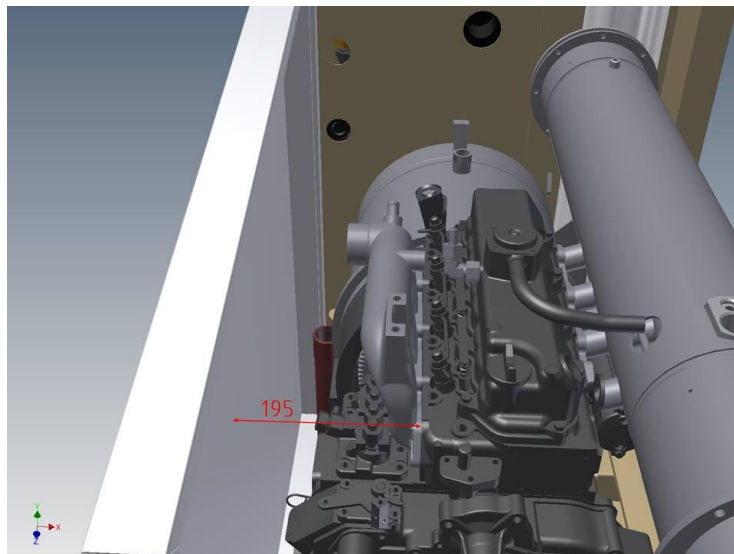
Hodnota výkonu se zvyšujícím se průměrem potrubí narůstala z důvodu snižovaných tlakových ztrát. Tlakové ztráty jsou viditelné na Obr. 32. Z grafu je vidět, že se zvětšujícím se průměrem potrubí klesají tlakové ztráty. U potrubí o průměrech 50, 60 a 70 je tlaková ztráta téměř nulová a s dalším zvětšováním průměru potrubí by měla být tlaková ztráta taktéž nulová. Celý graf je v příloze (Příl. 5).



Obr. 32 – Tlakové ztráty rozdílných průměrů rovného potrubí

## 8.2 Použití sacího potrubí v kogenerační jednotce

Z důvodu použití motoru v kogenerační jednotce bylo nutné sací potrubí modelovat a následně počítat s ohledem na prostorové možnosti uvnitř KJ. Vnitřní rozložení jednotky je patrné na *Obr. 33*. Na obrázku je vidět, že prostoru k umístění potrubí nebylo mnoho, místo bylo prakticky jen v prostoru nad generátorem vedle SM, částečně nad SM a těsně pod horním víkem nad výměníkem.



Obr. 33- Kogenerační jednotka [h]

Při návrhu potrubí bylo třeba brát zřetel na pravidelné kontroly SM, např. kontroly oleje, proto potrubí nesmělo zasahovat do míst, kde by jakkoli překáželo.

### 8.2.1 Modely sacích potrubí

#### 8.2.1.1 Model A

Bylo vytvořeno množství modelů, z nichž první model A (*Obr. 34*) byl schopný zvýšit výkon přibližně o 0,8kW.

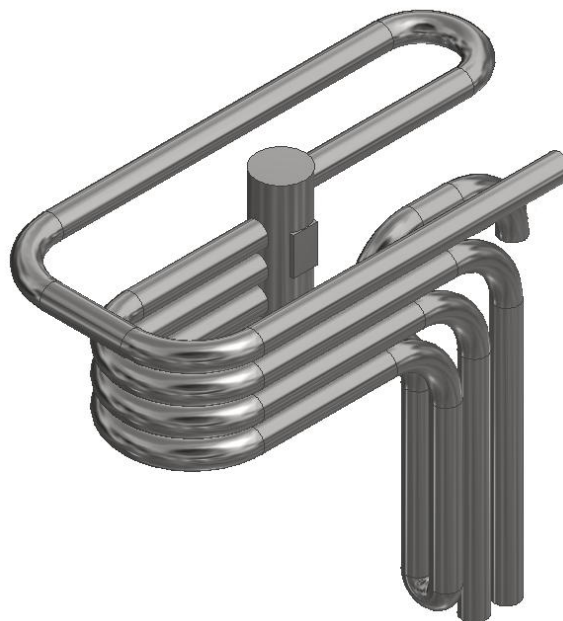
Toto potrubí by bylo připevněno k hlavě motoru z boku. Potrubí bylo konstruované tak, aby bylo možné jeho délky volně měnit v rozsahu 600-1300 mm. Potrubí muselo být velmi složitě tvarované, neboť bylo třeba umístit všechna potrubí co nejbližší k sobě, protože „délka“ (prostor mezi generátorem a částí držáku SM) pro tato potrubí byla jen 200 mm. „Šířka“ pro potrubí (myšleno od SM k boční izolaci) taktéž nebyla veliká. Dle *Obr. 33* jen 195 mm. Ovšem 195 mm bylo jen v horní části, ve spodní části KJ bylo mezi motorem a izolací mnohem méně prostoru, což mělo za důsledek vytvoření kolena s velmi malým poloměrem ohybu. Potrubí by nebylo možné takto ohnout, jediný způsob, jak vytvořit takovéto potrubí, by bylo složité svařování.



Obr. 34 – Model sacího potrubí A

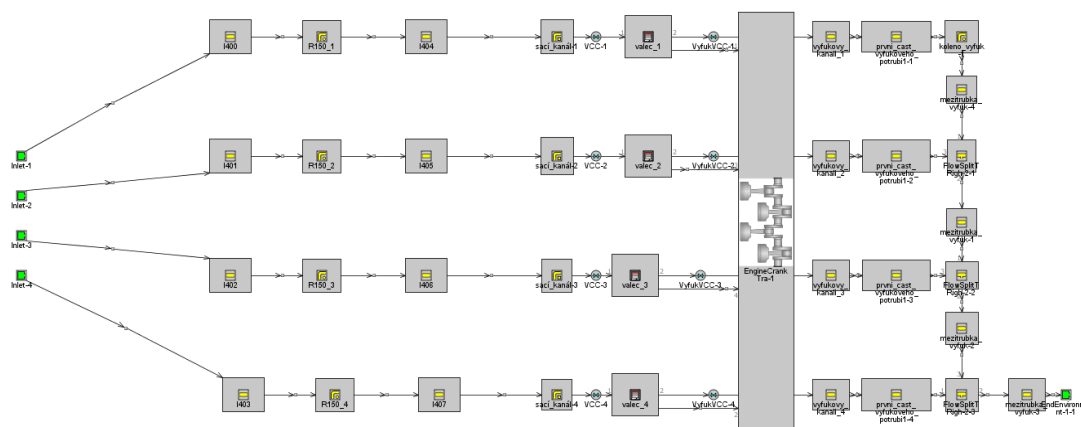
### 8.2.1.2 Model B

Jako další byl vytvořen model B (Obr. 35), jehož délka a průměr potrubí by byly schopny vyvodit větší přetlakovou vlnu, než předešlý typ potrubí. Délka potrubí mohla dosahovat až 4000 mm. Potrubí bylo konstruováno tak, že 3 potrubí byly vedeny nad generátorem a dále pak obdobně jako předešlý model A mezi SM a bočnicí KJ. Čtvrté potrubí vedlo nad SM a následně pak nad generátorem. Jelikož byla spodní část potrubí stejná jako část potrubí A, nastal by stejný problém, tedy obtížná výroba, a také jako u minulého případu by malý poloměr ohybu drasticky snížil přetlak pracně vytvořený předešlou částí potrubí.

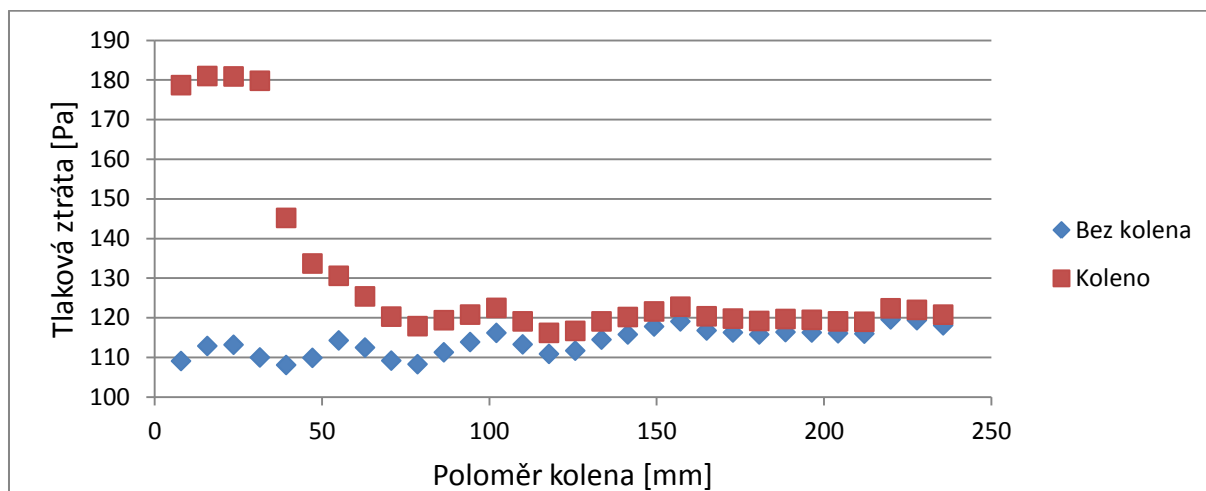


Obr. 35 – Model sacího potrubí B

Z toho důvodu byla vytvořena simulace ukazující ztráty, které přináší jedno koleno o určitém poloměru ohnutí. Pro tuto simulaci se upravil stávající model motoru, dle Obr. 36, kde se porovnávaly získané výkony u sacích potrubí bez kolena a s kolenem. Sací potrubí mělo průměr 50 mm a délku potrubí závislou na poloměru kolena. Délky potrubí byly v obou případech stejné. Před a za kolenem bylo rovné potrubí. Výsledné hodnoty tlakových ztrát jsou na Obr. 37, ze kterého je vidět, že s nejmenšími poloměry ohybu vzniká největší tlaková ztráta, která napomáhá snižování výsledného výkonu. Možný získaný výkon tohoto potrubí je k nahlédnutí v příloze (Příl. 6).



Obr. 36 – Model v GT-P pro simulaci odporů v kolezech

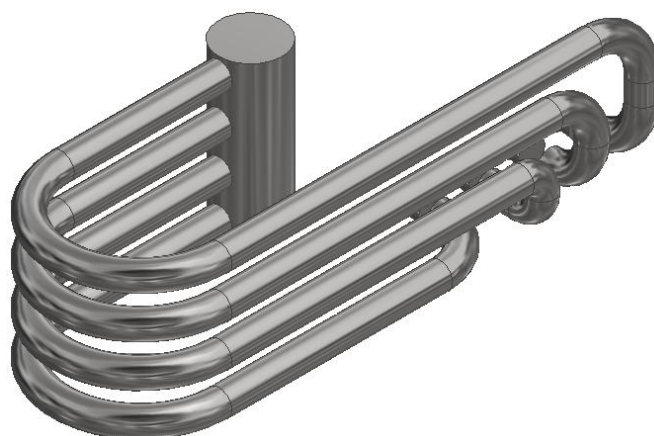


Obr. 37 – Odpor v kolenech pro různé poloměry ohnutí

### 8.2.1.3 Model C

Jako další byl vytvořen model potrubí C (Obr. 38), který je částí své konstrukce podobný potrubí typu B, ovšem druhá část potrubí s malým poloměrem ohybu byla eliminována. S tímto typem potrubí byly získány vysoké hodnoty výkonů, a proto jsem zvolit toto potrubí pro další práci.

Dále budou pro lepší orientaci jednotlivé větve potrubí označovány čísly 1 2 3 4 s tím, že potrubí nejnižší umístěné má označení 1.



Obr. 38 – Model sacího potrubí C

Modely sacích potrubí jsou neúplné, sloužily jen pro zkoumání možností uložení sacího potrubí do prostoru KJ.

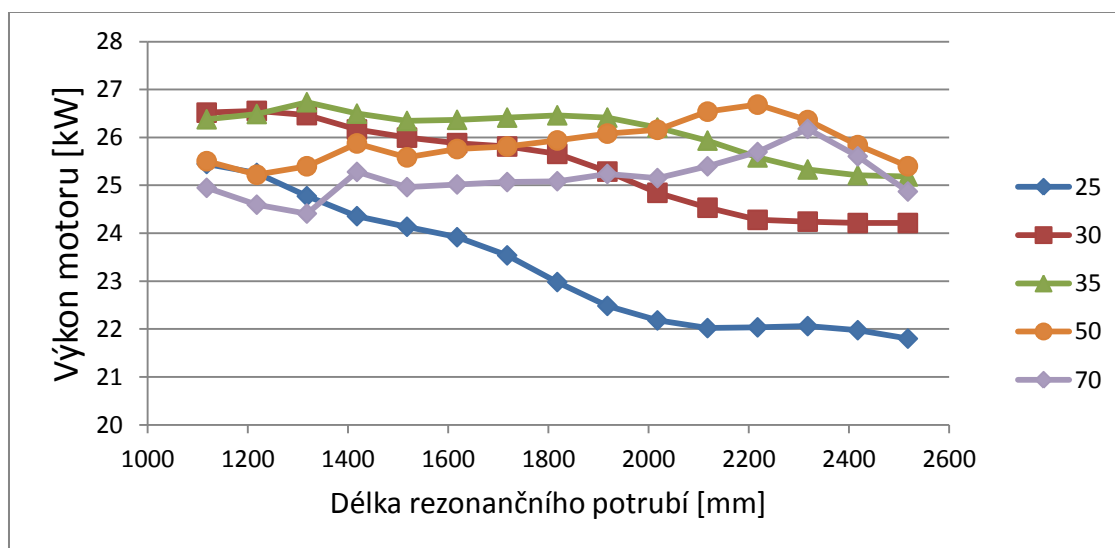
### 8.2.2 Zvolené sací potrubí

Na *Obr. 39* je vidět potrubí 3. Potrubí 2 a 4 jsou konstrukcí velmi podobná, mají pouze jiné poloměry ohybu a délky mezi koleny. Potrubí se konstruovalo tak, aby zde byly dvě stejně dlouhé části potrubí na každé straně, díky kterým bylo možné libovolně měnit délku až o 1600 mm. Jediný rozdíl byl v případě potrubí 1, toto potrubí je vedené ze společného prostoru v úrovni vstupu do sacího kanálu, a proto nebyla třeba složitá konstrukce. U tohoto potrubí ovšem vznikl problém při vkládání do KJ, kdy část potrubí překrývala výstup z generátoru, proto byla délka tohoto potrubí omezena. Rovná část mohla být dlouhá od 0-250 mm a pak od 500-800 mm.



Obr. 39 – Detail sacího potrubí 3

Jelikož plenum sacího potrubí nemělo jednotlivé větve potrubí stejné konstrukce, bylo třeba získávat hodnoty výkonů jednotlivých větví potrubí zvlášť a z nich určit nejvyšší hodnoty výkonů, které jsou tyto konstrukce schopné zajistit. Byly provedeny výpočty pro všechny čtyři větve potrubí pro průměry od 25 do 70 mm a délkách od 700 do 2400 mm. Všechny tyto výpočty byly vytvořeny pro teploty okolí sacího potrubí 60°C, což byla přibližně odhadnutá hodnota. V kapitole **9 Chlazení** se bude určovat přesná hodnota teplotního prostupu a výsledný výkon získaný s pomocí chlazení. Výsledky výpočtů pro potrubí 3 jsou na *Obr. 40*, ze kterého je vidět, že nejvyšších hodnot výkonů bylo dosaženo s průměrem potrubí 30 – 35 mm. Výsledky pro ostatní typy potrubí jsou v příloze (*Příl. 8, Příl. 9, Příl. 10*). Tyto výpočty ukázaly jaké průměry a délky potrubí zajistí maximální výkon.

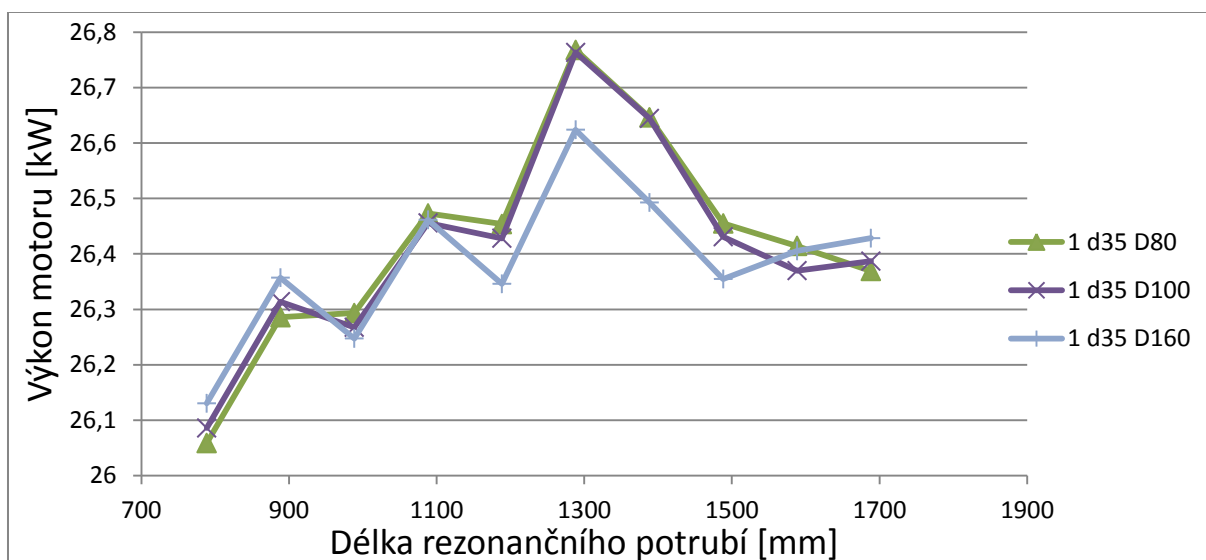


Obr. 40 – Hodnoty výkonů potrubí 3 v závislosti na jeho délce a průměrech

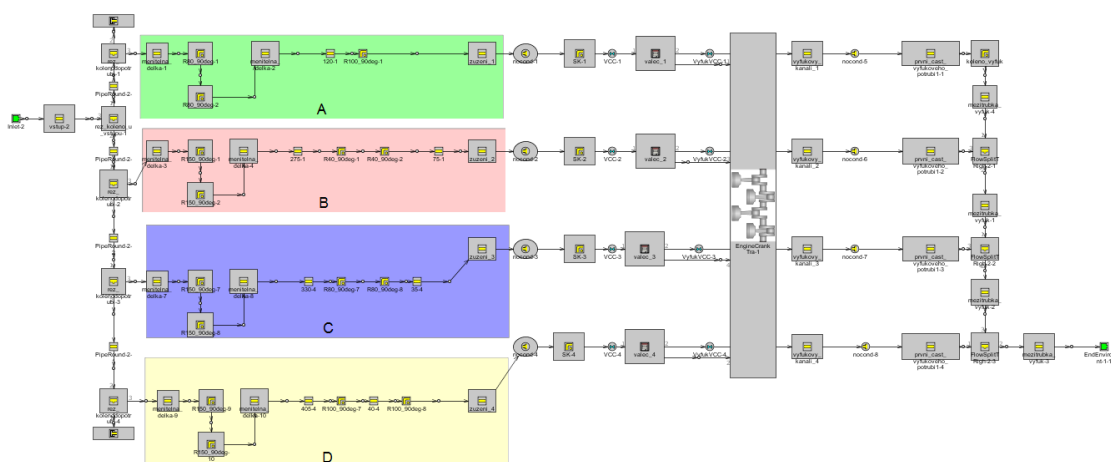


Ve chvíli, kdy byly známé přibližné délky a průměry sacího potrubí, bylo třeba určit hodnotu průměru společného prostoru. Tato část potrubí by měla mít co největší průměr, aby vyrovnávala tlakové pulzy, které zde mohou nastávat jednak z potrubí, které přivádí směs a dále od všech čtyř větví sacích potrubí, které by se také mohly vzájemně ovlivňovat. Výpočty byly provedeny pro sací potrubí o průměrech 30, 35 a 40 mm a pro větve potrubí 1, 2, 3, 4 při teplotě 60°C, rozdílná teplota by se projevila jen na hodnotě dosaženého výkonu. Ovšem maximum by bylo opět při stejném průměru a délce. Vnější průměr potrubí společného prostoru mohl být max. 140 mm z důvodu zastavení v KJ.

Výsledný graf získaných výkonů pro potrubí 1, jehož průměr byl 30 mm, je na Obr. 41. Z něhož je vidět, že nejvyšších výkonů bylo dosaženo s průměry společného prostoru 80 a 100 mm. Obdobný výsledek byl i pro zbývající tři větve potrubí. Pro další výpočty jsem určil potrubí o průměru 100 mm z důvodů vyrovnávání tlakových pulzů. Průběhy výkonů pro zbylé větve potrubí jsou v příloze (Příl. 11 - Příl. 14). Model motoru s použitým sacím potrubím této konstrukce je na Obr. 42.



Obr. 41 – Průběh výkonů potrubí 1 v závislosti na rozdílném průměru společného prostoru



Obr. 42 – Model motoru s použitím rozdílných větví sacího potrubí

## 9 Chlazení

Jak bylo psáno v předešlých kapitolách, bylo třeba účinně ochlazovat sací potrubí, aby nebyl mařen efektivní výkon získaný přetlakovou vlnou. Přetlaková vlna by byla do sacího prostoru dopravena včas, ovšem vlivem zvýšení teploty, tedy snížením hustoty, by výsledný efektivní výkon nevzrost, ba naopak by klesl a to i o několik procent. Snížení teploty se dalo zajistit několika způsoby.

### 9.1 Chlazení za pomoci ventilátoru

Nejčastější způsoby chlazení jsou pomocí ventilátorů. Jedním z příkladů je ventilátor Dalarp RAB O TURBO Ø315 mm, patrný na *Obr. 43*. Výhodou tohoto ventilátoru je veliký průtok, který činí 2700 m<sup>3</sup>/hod a schopnost pracovat při zvýšených teplotách až do 70°C, což je za předpokladu snížení teploty na 60°C dostatečné. Pro vznik cirkulujícího proudu vzduchu, a tedy zvýšení chladicí schopnosti, by byly potřeba dva ventilátory. Jeden pro přívod studeného vzduchu do KJ a druhý pro odvod teplého vzduchu.

Nevýhodou při použití ventilátoru je odběr elektrické energie, která byla vytvořena KJ. Příkon jednoho ventilátoru je 250W, při použití dvou by byl odběr výkonu 500W, což je přibližně 1/3 výkonu, který by byl získán při použití rezonančního potrubí. Další nevýhodou chlazení za pomoci ventilátorů je otvor, kterým prochází chladicí médium a jímž může do okolí KJ odcházet hluk produkující spalovací motor.

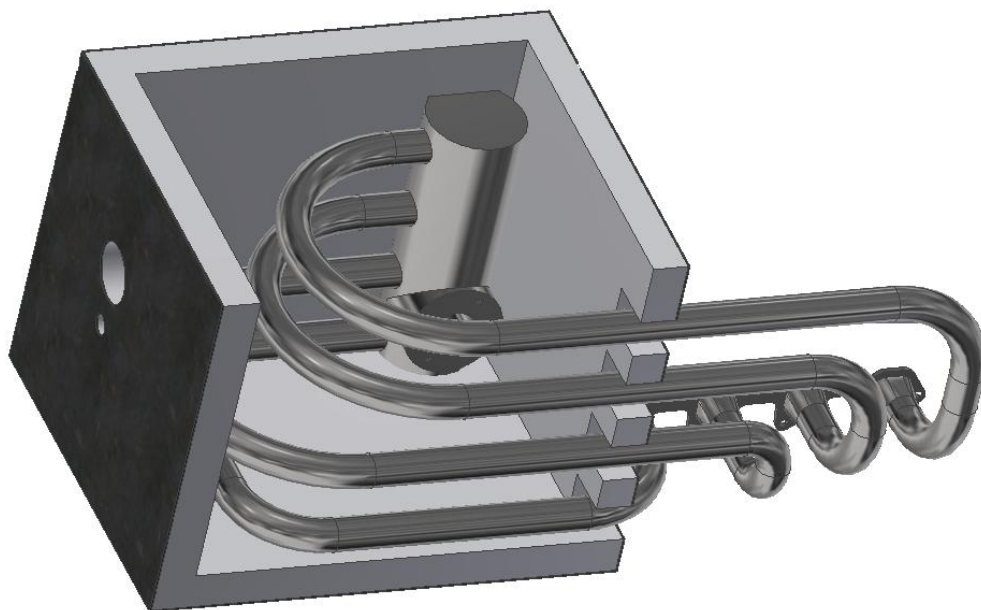


Obr. 43 – Průmyslový ventilátor Dalarp RAB O TURBO [s]

## 9.2 Chlazení za pomoci izolačního boxu

Další možností ochlazení potrubí bylo odizolování od zbytku KJ a ochlazování vzduchem z okolí KJ. Izolace je vidět na *Obr. 44*. Takovýto způsob chlazení potrubí by byl schopen snížit teplotu sacího potrubí téměř na teplotu okolí KJ. Samotná izolace by byla ve formě boxu, který by obklopoval sací potrubí a chránil ho před vysokou teplotou. Izolace by mohla být z melaminové pěny připevněné na box z plechu. Melaminová pěna má přívětivý koeficient přestupu tepla a výdrž při zvýšených teplotách. Případné otvory mezi potrubím přivádějícím palivo a boxem by bylo nutné po sestavení utěsnit. Stejně tak otvory mezi samotným potrubím a boxem. Dotěsnění by bylo potřeba, neboť otvory by se do boxu mohl dostávat horký vzduch z KJ, čímž by obal postrádal smysl.

Velkým problémem takového provedení by byl razantní zásah do horního víka izolace, kde by bylo třeba vytvořit řadu otvorů, kterými by přicházel okolní vzduch do KJ k sacímu potrubí. Dalším problémem při použití izolačního boxu by byl prostor zabírající samotný box. Potíž by také mohla nastat při zběžných kontrolách KJ, kdy je odendáváno víko a kontrolován např. olej. V tomto případě by bylo třeba odmontovat celý tento box od horního a bočního panelu, kde by držel. Při opětovném smontování boční a vrchní stěny by nastávaly obtíže se skládáním, což by se majiteli KJ nemuselo zamlouvat.



Obr. 44 – Model izolačního boxu spolu se sacím potrubím

### 9.3 Chlazení za pomoci povlaku THERMAMAX

Velice sofistikovaným způsobem, jak snížit teplotu prostupující stěnou sacího potrubí, je povlak firmy Thermamax, který je nanášen na povrch chráněné komponenty. Na *Obr. 45* jsou vidět materiálové vlastnosti tohoto izolantu, kde je patrné, že má velmi dobré hodnoty teplotní vodivosti. Dále je na *Obr. 46* použití těchto koeficientů přímo v modelu motoru. Hodnoty byly získané od pana Petera Cappellucciho, manažera výzkumu a vývoje spol. Thermamax, za což mu chci touto formou poděkovat.

2. Technical data				
2.1	Weight of nominal area:	2.500	g/m <sup>2</sup>	(DIN EN 29073-1)
2.2	Nominal thickness:	15	mm	(DIN EN 9073-2)
2.3	Bulk density:	170	Kg/m <sup>3</sup>	
2.4	Fibre type:	E-Glass		
2.5	Fibre strength:	> 6	µm	
2.6	Binding:	needled/ mechanically interlinked, without binding agent		
2.7	Thermal conductivity:			
	at 50°C	0,037 - 0,041	W/mK	
	at 200°C	0,054 - 0,060	W/mK	
	at 400°C	0,084 - 0,100	W/mK	
	at 500°C	0,102 - 0,125	W/mK	
2.8	Specific heat:	0,807	KJ/KgK	
2.8	Fire behaviour:	non-combustible		
2.9	Temperature resistance:	550	°C	

Obr. 45 – Technická data pro povlak THERMAMAX [g]

The screenshot shows the 'Edit Object: WTS\_Sani' window in SW GT-Power. The 'Layer Material Object' for Layer 2 is set to 'THERMAMAX'. To the right, three tables define the material properties for the coating:

Attri...	Temperature	Thermal Conductivity
Unit	C	W/m-K
1	50	0.039
2	200	0.057
3	400	0.092
4	500	0.1135
5		

Attri...	Temperature	Density
Unit	C	kg/m^3
1	50	170
2		

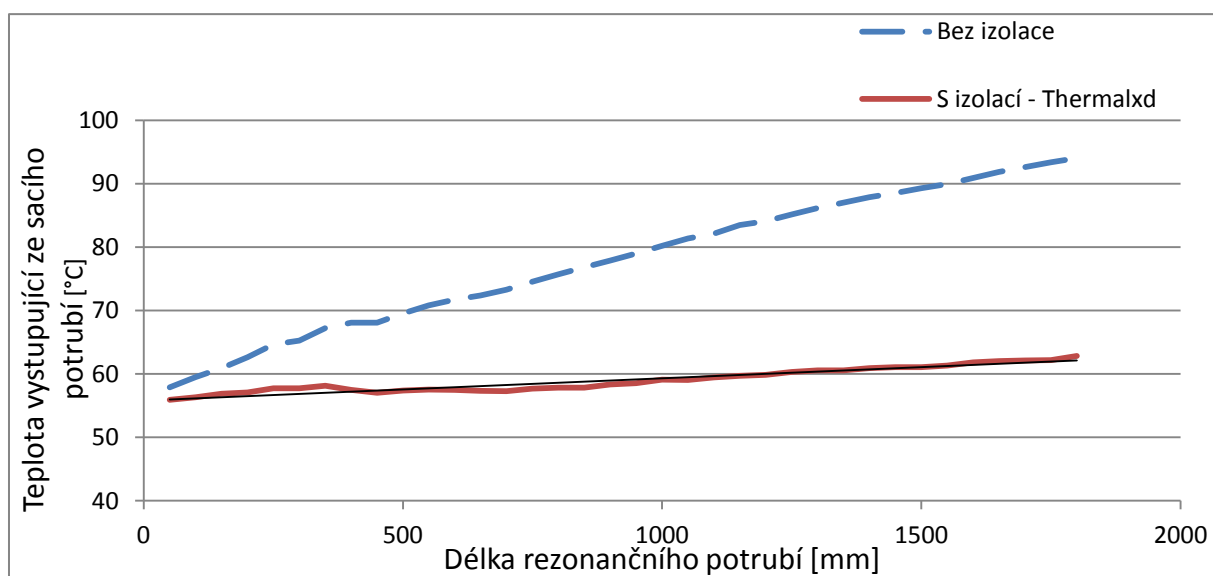
Attri...	Temperature	Specific Heat
Unit	C	J/kg-K
1	50	807
2		

Obr. 46 – Implementování technických dat povlaku THERMAMAX do SW GT-Power

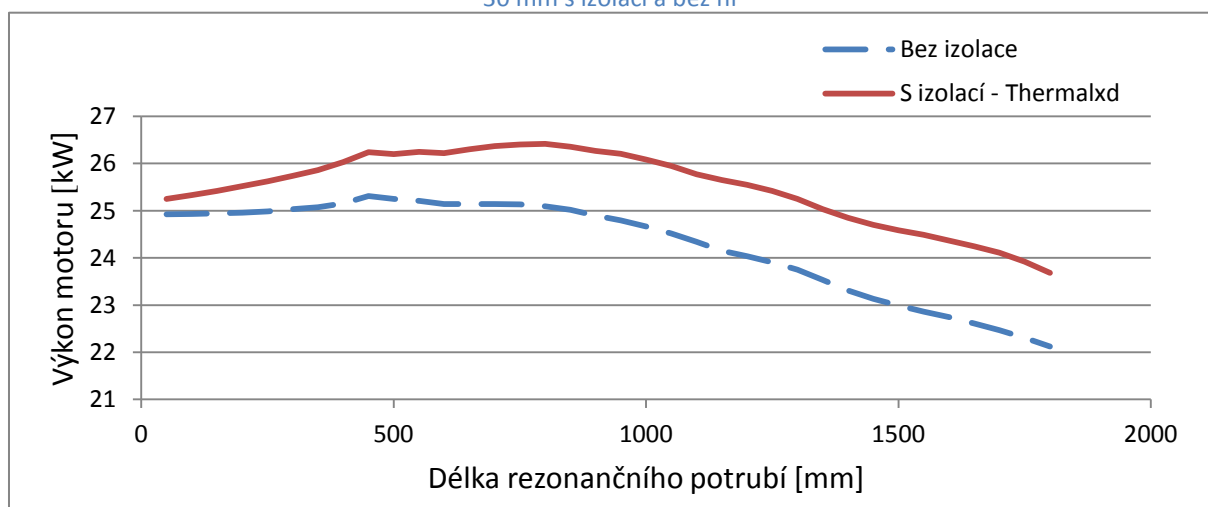
### 9.3.1 Implementace povlaku Thermamax na rovné sací potrubí

Pro zjištění izolačních vlastností tohoto povlaku byl upraven model motoru s rovným potrubím, kde byly porovnávány dvě varianty, jedna varianta s vrstvou povlaku a druhá varianta bez povlaku.

Výsledek simulace je vidět na *Obr. 47*, při použití termoizolační vrstvy se razantně sníží teplota média vystupujícího ze sacího potrubí. Rozdíl mezi teplotami bez izolace a s izolací je přibližně 22°C. Tato hodnota snížení teploty byla zjištěna pro délku sacího potrubí 800 mm, což byla délka, při které byl simulací zjištěn nejvyšší výkon. Což je viditelné na *Obr. 48*. Tato simulace sloužila k ověření vlastností termoizolačního povlaku. Pokud bychom chtěli teplotu média putujícíím sacím potrubím snížit pomocí tohoto obalu ještě více, tak při použití větší tloušťky izolantu by se teplota snížila jen o 2°C a to při dvojnásobné tloušťce izolantu. Při trojnásobné tloušťce jen o 2,5°C, ovšem za nepoměrný nárůst ceny tohoto obalu. Příklad použití větší tloušťky izolantu je v příloze (*Příl 7*).



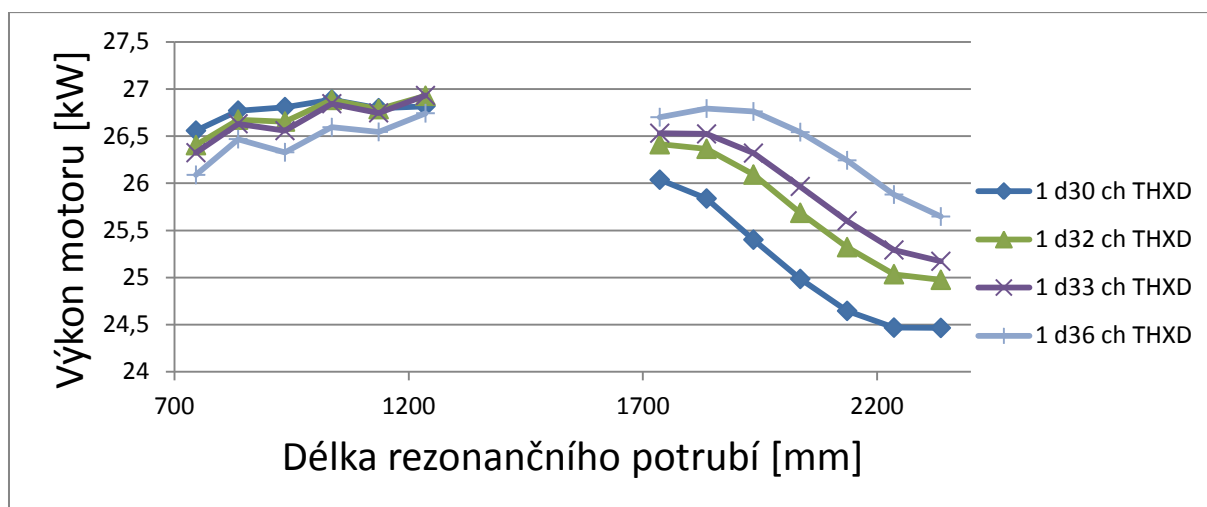
Obr. 47 – Rozdíl teploty vystupující ze sacího potrubí při rozdílných délkách sacího potrubí při průměru potrubí 30 mm s izolací a bez ní



Obr. 48 – Rozdíly výsledných výkonů při použití a bez použití izolace Thermamax

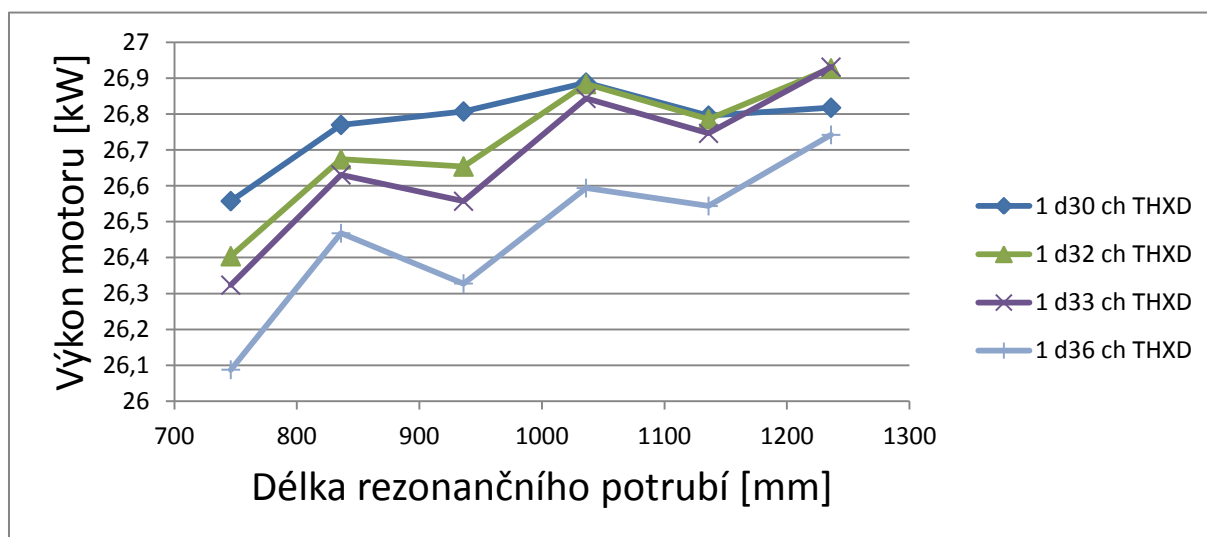
### 9.3.2 Implementace povlaku Thermamax na tvarované sací potrubí

Po potvrzení izolačních vlastností byl tento povlak implementován do simulace na vytvořené potrubí, kde bylo třeba určit výsledný maximální výkon jednotlivých větví potrubí. Výsledný výkon větve 1, při použití průměrů potrubí od 30 do 36 mm je vidět na *Obr. 49*. Další průměry a ramena potrubí s tabulkami hodnot jsou k nalezení v přílohách, jako *Příl. 16-Příl. 23*. V diagramu jsou dvě části hodnot získaných výkonů z důvodu zmíněném v předešlé kapitole. A to, že u tohoto potrubí překážel výstup z generátou a proto bylo možné použití jen kratší nebo delší varianty potrubí. Jelikož jsou hodnoty získaných výkonů s použitím delšího potrubí nižší než s potrubím kratším, byly dále používány jen hodnoty kratšího potrubí.



Obr. 49 – Hodnoty výkonů motoru při rozdílných průměrech potrubí u potrubí<sub>1</sub>

Přesnější průběhy výkonů některých typů potrubí jsou viditelné na *Obr. 50*, ze kterého je patrné, že maximální hodnoty výkonů tohoto typu potrubí dosahují až 26,9 kW. Diagram se zbylými průměry potrubí je k nalezení v příloze - *Příl. 25*.



Obr. 50 – Průběhy výkonů pro potrubí 1 v závislosti na jeho průměrech a délkách

Kde:	1 d30 ch THXD	[mm]	Potrubí o průměru 30 mm obalené obalem Thermamax
	1 d32 ch THXD	[mm]	Potrubí o průměru 32 mm obalené obalem Thermamax
	1 d33 ch THXD	[mm]	Potrubí o průměru 33 mm obalené obalem Thermamax
	1 d36 ch THXD	[mm]	Potrubí o průměru 36 mm obalené obalem Thermamax

### 9.3.2.1 Určení průměru sacího potrubí

Po stanovení hodnoty průměru potrubí, které by vykazovalo maximální výkon, bylo třeba vytvořit nadcházející tabulku .

Průměr potrubí [mm]	Větev potrubí				Min. dosažený výkon [kW]
	1	2	3	4	
30	26,89	26,83	26,82	26,78	26,78
31	26,90	26,85	26,87	26,84	26,84
32	26,93	26,86	26,93	26,89	26,86
33	26,93	26,90	26,95	26,95	26,90
34	26,89	26,94	26,94	26,97	26,89
35	26,83	26,95	26,93	26,98	26,83
36	26,79	26,94	26,93	26,97	26,79

Max - 26,90

Max. dosažený výkon	26,93	26,95	26,95	26,98
---------------------	-------	-------	-------	-------

Tab. 12 – Maximální výkon pro jednotlivé větve sacího potrubí v závislosti na jejich průměru

Tato tabulka vycházela z hodnot maximálních výkonů získaných pro jednotlivá ramena potrubí bez závislosti na délce těchto potrubí (*Příl. 16 - Příl. 23*). V tabulce byly vyhledány hodnoty minimálních výkonů pro jednotlivé průměry potrubí a to z důvodu, že nebylo možné, aby jednotlivé větve potrubí vykazovaly rozdílný výkon. Proto se určovala minimální hodnota, která nám ukázala, jakých hodnot výkonů je celkové sací plenum schopno zajistit. Poté, co byly známy minimální výkon, bylo třeba vybrat z nich maximální výkon. Z tabulky je vidět, že nejvyšší výkon zajistily větve potrubí o průměru 33mm.

Další možností by bylo určit nejvyšší výkon jednotlivých potrubí při použití rozdílných průměrů potrubí. Ovšem při pohledu na potrubí 1 je patrné, že maximální možný získatelný výkon je 26,93 kW při použití průměru potrubí 33 mm. Všechna zbylé větve potrubí by tedy musely vykazovat stejný výkon, popř. vyšší. Což by při pohledu na potrubí 2 bylo možné jen s potrubími o větších průměrech. Při použití rozdílných průměrů potrubí oproti variantě se stejnými průměry by se zvýšil výsledný výkon o 0,03 kW, tedy o zanedbatelnou hodnotu výkonu za cenu zvýšení práce při výrobě tohoto potrubí.

Pro další výpočet bylo dále používáno potrubí o průměru 33 mm, neboť vykazovalo nejvyšší dosažitelný výkon.

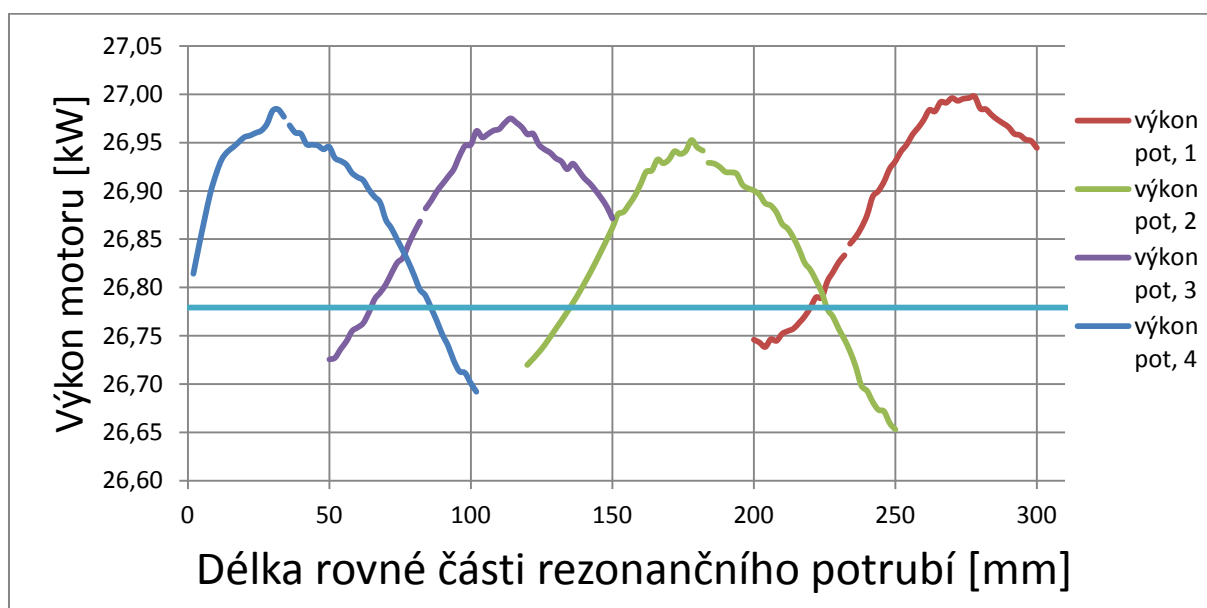
### 9.3.2.2 Určení délek jednotlivých větví sacího pléna

Po zjištění potřebného průměru sacího potrubí bylo možné určit délky jednotlivých větví potrubí, při kterých bude zajištěn maximální výkon. Délky pro další výpočty jsou patrné z *Tab. 13*. V tabulce jsou hodnoty délek rovných částí potrubí, které z předešlých výpočtů vykazovaly nejvyšší výkon, proto proběhly další výpočty pro jejich zpřesnění. Výsledkem je *Obr. 51*.

Potrubí	Graf	Délka
[-]	[-]	[mm]
1	<i>Obr. 49</i>	200 - 260
2	<i>Přil. 19</i>	120 - 250
3	<i>Přil. 22</i>	50 - 200
4	<i>Přil. 24</i>	0 - 100

Tab. 13 – Délky jednotlivých větví potrubí

Při pohledu na *Obr. 51* je vidět, že maximální výkon by mohl být 26,95 kW, ten vidíme u potrubí 2 a to i přesto, že výkony ostatních potrubí byly vyšší. Ostatní potrubí by totiž bez ohledu na svůj maximální výkon musely vykazovat stejnou hodnotu výkonu, jako „nejslabší“ potrubí. Skutečný výkon byl ale omezen prostorem. Jak bylo psáno v předešlých kapitolách, potrubí 1 vadil výstup z generátoru. Z toho důvodu bylo třeba určit maximální možnou délku rovné části tohoto potrubí a podle výkonu, který toto potrubí při této délce vytvořilo, určit délky ostatních potrubí pro získání stejných výkonů. Maximální délka potrubí 1 byla zjištěna 220 mm, při pohledu na *Obr. 51* je vidět, že s touto délkou bylo možné získat 26,77 kW. Délky zbylých potrubí jsou patrné v *Tab. 14*.



Obr. 51 – Maximální výkony jednotlivých větví potrubí a jejich délky – THXD

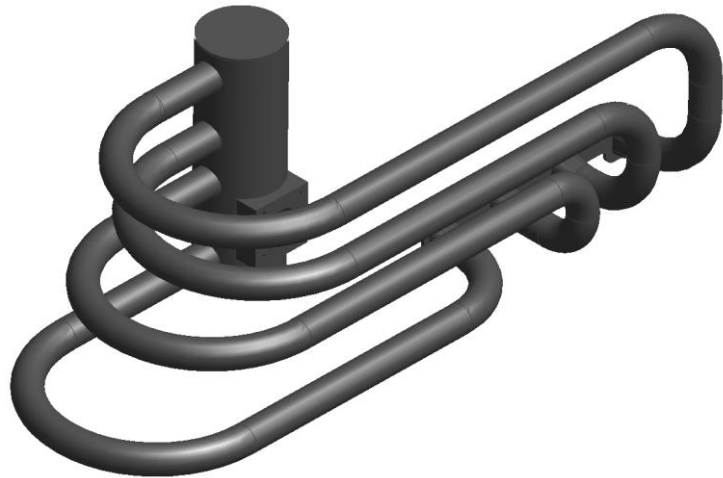
Typ potrubí	Požadovaný výkon	Délka rovné části	Celá délka potrubí bez sacího kanálu
[-]	[kW]	[mm]	[mm]
<u>1</u>	26,78	220	1176
<u>2</u>	26,78	135	1199
<u>3</u>	26,78	64	1187
<u>4</u>	26,78	86	1399

Tab. 14 – Hodnoty výkonů pro jednotlivé potrubí - THXD



### 9.3.2.3 Sestavení výsledného modelu motoru

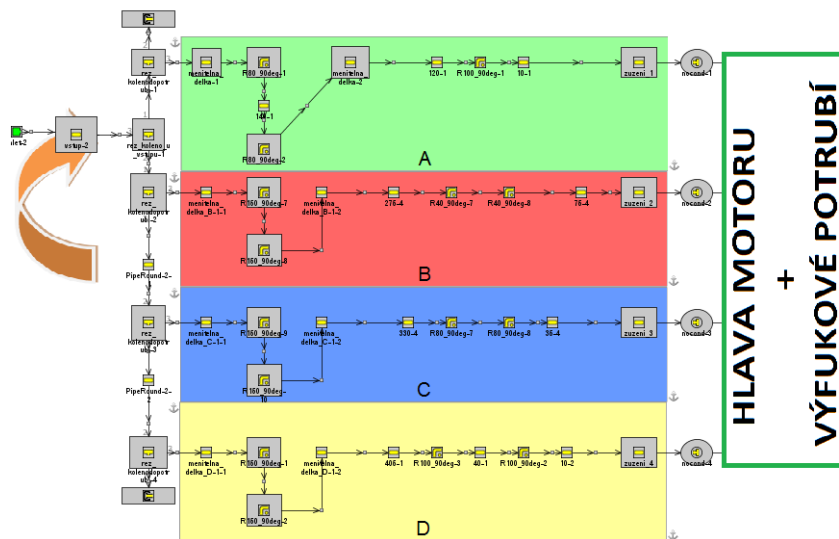
Po získání posledních potřebných hodnot pro sestavení výsledného modelu byl model motoru sestaven a do něj byly definovány nově zjištěné hodnoty parametrů sacího potrubí - průměry a délky. Výsledný model motoru je vidět na Obr. 52.



Obr. 52 – Model sacího potrubí po zvolení správných délek a průměrů

Výkon při použití průměrů potrubí 33 mm a rozdílných délek v závislosti na větvi potrubí vyšel 26,96 kW.

Z důvodů nesprávného plnění potrubí bylo v jednotlivých válcích zjištěno nestejně naplnění. Proto byl upraven model simulace tak, že se vstupní potrubí přivádějící směs do společného prostoru přesunulo mezi potrubí 1 a 2. Upravený model motoru je na Obr. 53 a výsledné hodnoty naplnění spolu se středním efektivním tlakem jsou v Tab. 15.



Obr. 53 – Změna vstupu směsi do sacího potrubí

Potrubí		<u>1</u>	<u>2</u>	<u>3</u>	<u>4</u>
Naplnění	mg	594,8	596,8	601,9	602,6
IMEP	Pa	9,52	9,56	9,69	9,67

Tab. 15 – Hodnoty naplnění a středního efektivního tlaku pro potrubí 1 2 3 4 - THXD

S touto změnou se výkon nikterak nezměnil, ovšem plnění válců bylo rovnoměrné. Rozdíly naplnění jsou 1,3% a střední efektivní tlak 1,8%.

#### 9.3.2.4 Výsledné parametry simulovaného motoru

Výsledné parametry výkonu při použití nového potrubí v porovnání se starým jsou vidět v Tab. 16. Z této tabulky je zřejmé, že výkon při použití nového potrubí s termoizolačním obalem je možné navýšit o 7,1%. Zároveň se zvýšením výkonu se zvyšuje měrná spotřeba paliva a to 11,4 %. Dojde také ke zvýšení IMEPu a BMEPu a to přibližně o 7%. Tabulka se všemi hodnotami je k nahlédnutí v příloze (Příl. 1).

Parametr		Původní	Nové	Rozdíl v %
Engine Speed (cycle average)	RPM	1500	1500	0,0
Brake Torque	N-m	158,532	170,644	7,1
Brake Power (kW)	kW	24,9022	26,8047	7,1
BSFC - Brake Specific Fuel Consumption, Cyl	g/kW-h	213,472	213,628	0,1
IMEP720 - Net Indicated Mean Effective Pressure	bar	8,98971	9,61138	6,5
BMEP - Brake Mean Effective Pressure	bar	7,81804	8,41533	7,1
PMEP - Pumping Mean Effective Pressure	bar	-0,263321	-0,328781	19,9
FMEP - Friction Mean Effective Pressure	bar	1,17168	1,19606	2,0
Volumetric Efficiency, Air	fraction	0,671363	0,723183	7,2
Air Flow Rate	kg/h	90,9555	97,976	7,2
Brake Specific NOx	g/kW-h	19,5543	20,29	3,6
Brake Specific NO	g/kW-h	19,5543	20,29	3,6
Brake Specific CO	g/kW-h	0,521435	0,510246	-2,2
BSFC - Brake Specific Fuel Consumption, Sys	g/kW-h	222,758	251,555	11,4

Tab. 16 – Výsledné parametry

Jediným a závažným problémem je cena tohoto produktu. Cena prvního kusu se pohybuje v desetitisících Kč.

## 9.4 Chlazení za pomoci obalu ze skelného vlákna

Z důvodu drahého obalu Thermamax byl vhodnou alternativou obal ze skelného vlákna. Skelného textilního vlákna se dalo použít několik druhů. K izolování se nejčastěji používá skelné vlákno typu E. Sofistikovanějším způsobem použití tohoto vlákna je v podobě výfukových omotávek, které se běžně používají u automobilů pro izolaci výfukového potrubí. Koeficienty přestupů tepla jsou v obou případech velice podobné, neboť v základu se jedná o stejný materiál. Potřebné koeficienty jsou vidět na *Obr. 54*.

Attribute	Unit	Layer1	Layer2	Layer3
Surface Emissivity		0.9	0.75	
Layer Thickness	mm	2	40	
Layer Material Object		Iron	skelnevlakno	

Attri...	Temperature	Thermal Conductivity
Unit	C	W/m-K
1	51	0.04
2		

Attri...	Temperature	Density
Unit	C	kg/m^3
1	23	147.5
2		

Attri...	Temperature	Specific Heat
Unit	C	J/kg-K
1	23	843
2		

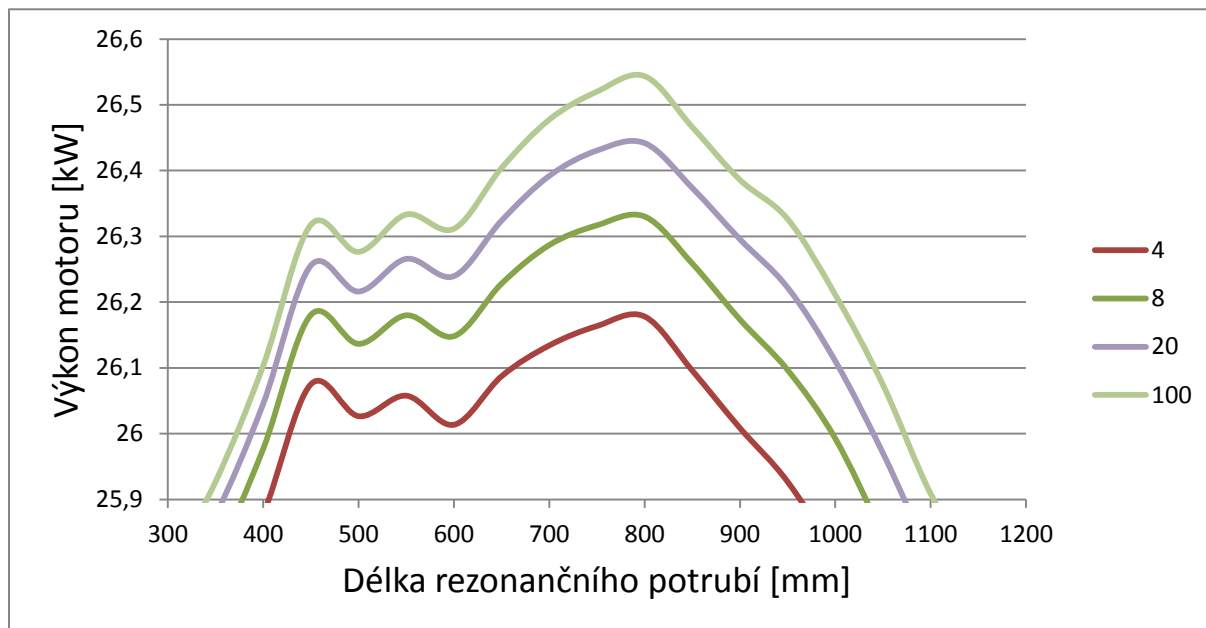
Obr. 54 – Koeficienty skelného vlákna; Emisivity [t], Thermal conductivity [u], Density [v], Specific heat [w]

Koeficienty jsou skelného vlákna typu E, neboť hodnoty pro omotávky výfuků nebyly k nalezení.

### 9.4.1 Ověření vlastností izolace ze skelného vlákna

Ze simulace, ve které bylo použito rovné potrubí o průměru 30 mm, vyšlo, dle *Obr. 55*, že i při použití tenké izolační vrstvy se zvýšil výsledný výkon. Nejvyšší výkony se získaly při použití tloušťky izolace 40 mm. Zvětšování tloušťky izolace dále nemělo velký význam. Ovšem i při použití tloušťky 20 mm bylo potrubí dostatečně zaizolováno, proto je to hodnota tloušťky, se kterou jsem dále počítal. Dalším důvodem použití této tloušťky izolace je fakt, že při použití větší tloušťky izolace by se celé potrubí nevešlo do KJ a muselo by se celé znovu navrhovat.

Přehledný graf doplněný o další hodnoty je v sekci přílohy jako *Přil. 15*.

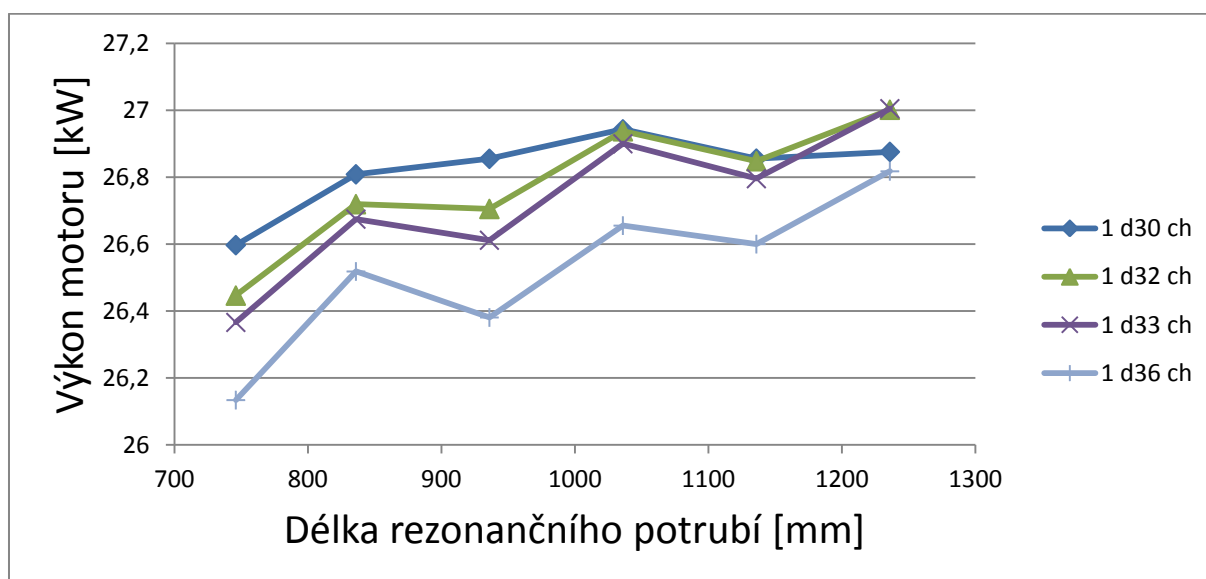


Obr. 55 – Závislost tloušťky izolačního materiálu na výsledný výkon

Kde: 4-100 [mm] Tloušťka izolace ze skelného vlákna u rovného potrubí o průměru 30 mm

#### 9.4.2 Určování průměru potrubí

Další kroky byly totožné jako při hledání parametrů u obalu Thermamax. Nejprve bylo třeba zjistit průměr potrubí, při kterém se získal nejvyšší výkon. Hodnoty výkonů v závislosti na průměru a délce potrubí 1 je možné vidět na grafu Obr. 56. Grafy průběhů výkonů i s jejich tabulkami jsou v příloze Příl. 24 - Příl. 31.



Obr. 56 - Průběhy výkonů pro potrubí 1 v závislosti na jeho průměrech a délkách

Kde:  $\underline{1}$  [-] Typ potrubí  
 $d_x$  [mm] Průměr potrubí

Ze zjištěných průběhů mohla být vytvořena tabulka (Tab. 17), do které byly zadány hodnoty maximálních výkonů jednotlivých větví potrubí pro různé průměry. Z těchto hodnot byly určeny minimální hodnoty pro jednotlivé průměry stejně jako u obalu Thermamax a to, že všechny větve potrubí musely vykazovat totožný výkon a proto se určovala minimální hodnota jednotlivých průměrů potrubí. Ve chvíli, kdy byly známy hodnoty minim, bylo třeba z nich vybrat maximální dosažitelný výkon.

Při pohledu na potrubí o průměru 33 mm je vidět, že minimální výkon je 26,97 kW u větve 2. Tato hodnota byla v porovnání s ostatními hodnotami výkonů zbylých průměrů nejvyšší. A proto bylo dále počítáno s průměrem potrubí 33 mm.

Výsledek výkonu při použití skelného textilního vlákna byl téměř totožný s ochranou potrubí Thermamax. Výsledné průměry potrubí vyšly shodné u obou variant.

Průměr potrubí [mm]	Větev potrubí				Min. dosažený výkon [kW]
	1	2	3	4	
30	26,94	26,88	26,87	26,84	26,84
31	26,96	26,91	26,93	26,90	26,90
32	27,00	26,92	26,99	26,95	26,92
33	27,00	26,97	27,01	27,01	26,97
34	26,96	27,00	27,01	27,04	26,96
35	26,90	27,02	27,00	27,05	26,90
36	26,88	27,01	27,00	27,04	26,88

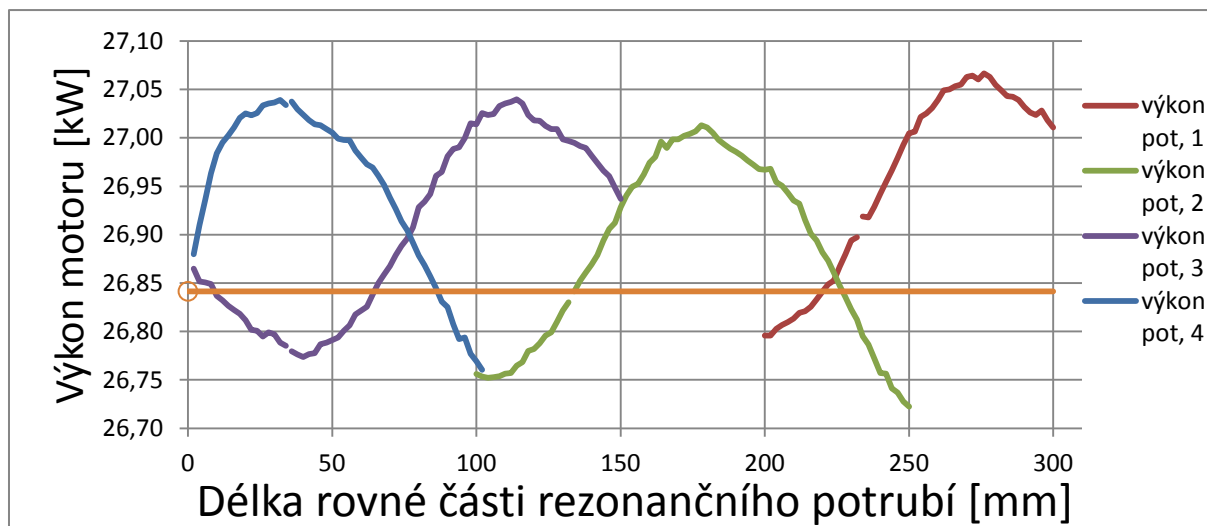
26,97

Max. dosažený výkon	27,00	27,02	27,01	27,05
---------------------	-------	-------	-------	-------

Tab. 17 - Maximální výkon pro jednotlivé větve sacího potrubí v závislosti na jejich průměru

### 9.4.3 Určování délek jednotlivých větví potrubí

Po určení průměru potrubí bylo třeba zjistit poslední nezbytnou část a to délky jednotlivých potrubí. Dle Obr. 57 je vidět, že stejně jako v minulém případě s obalem Thermamax byla nejprve určeno pásmo nejvyšších výkonů a v něm se určovaly přesné výkony pro jednotlivé délky. Jelikož byla opět limitujícím faktorem délka potrubí 1 a to 220 mm, při kterém se získal výkon 26,86 kW, bylo třeba upravit délky zbylých potrubí tak, aby vykazovaly stejný výkon. Tyto délky zbylých větví potrubí jsou v Tab. 18. Délky potrubí musely být určeny co nejpřesněji, aby výsledné plnění vyšlo rovnoměrné.



Obr. 57 - Maximální výkony jednotlivých větví potrubí a jejich délky

Typ potrubí	Požadovaný výkon	Délka rovné části	Celá délka potrubí bez sacího kanálu
[-]	[kW]	[mm]	[mm]
<u>1</u>	26,84	220	1176
<u>2</u>	26,84	134	1197
<u>3</u>	26,84	64	1187
<u>4</u>	26,84	86	1199

Tab. 18 - Hodnoty výkonů pro jednotlivé potrubí

#### 9.4.4 Výsledné parametry simulovaného motoru

Po určení délek a průměrů potrubí vyšel ze simulace výsledný výkon 27 kW.

Potrubí		<u>1</u>	<u>2</u>	<u>3</u>	<u>4</u>
Naplnění	mg	595,96	597,82	602,91	603,73
IMEP	Pa	9,54	9,58	9,71	9,69

Tab. 19 - Hodnoty naplnění a středního efektivního tlaku pro potrubí 1 2 3 4

Výsledný výkon při použití této izolace byl 26,87 kW.

Rozdíl v plnění mezi jednotlivými válci byl maximálně 1,3%. Rozdíl mezi středními efektivními tlaky byl 1,8 %.

Z výsledků je zřejmé, že izolace ze skelného vlákna pracuje stejně dobře jako sofistikovanější izolace Thermamax, ovšem po konzultaci se svým vedoucím práce jsme se shodli, že pro použití v KJ společnosti Tedom je více účelné aplikování izolace Thermamax. Délky jednotlivých větví potrubí s obalem Thermamax a skelným vláknem byly zjištěny totožné.

## 10 Časování ventilů

Ke změně parametrů sacího potrubí neodmyslitelně patří změna časování rozvodového mechanismu.

Motor Kubota 2,4l je motor s rozvodovým mechanismem typu OHV s jedním vačkovým hřídelem. Z čehož z logiky věci vyplývá, že natočením vačkového hřídele se zároveň natáčí sací i výfukový ventil o stejný úhel. Při pootočení proti směru otáčení se sací ventil otevře dříve do výfukového zdvihu, stejně tak se výfukový ventil otevírá dříve v expanzním zdvihu. Naopak při pootočení vačkového hřídele ve směru otáčení se může sací ventil otevírat déle do kompresního zdvihu a výfukový déle do sacího zdvihu.

Schopnost zvýšení výkonu a potkání ventilů s pístem byly předmětem výpočtů.

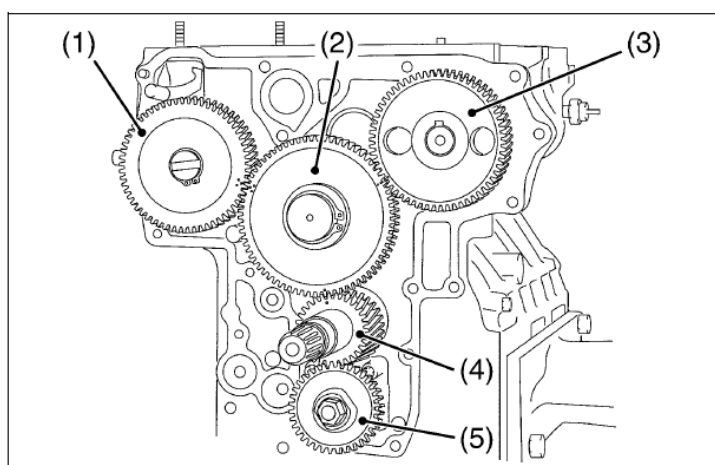
### 10.1 Kontrola doteku ventilů a pístu

V první řadě bylo třeba určit, o kolik stupňů se pootočí vačkový hřídel, jestliže se ozubená kola vůči sobě posunou o jeden zub. Dle Obr. 58 je vidět, že vačkový hřídel je poháněn ozubeným kolem o počtu 68 zubů. Při pootočení o jeden zub se změní úhel, dle (19) o  $5,3^\circ$ .

$$\alpha = \frac{360}{68} = 5,29412^\circ \quad (19)$$



Obr. 58 – Počet zubů jednotlivých kol v hlavě motoru [h]

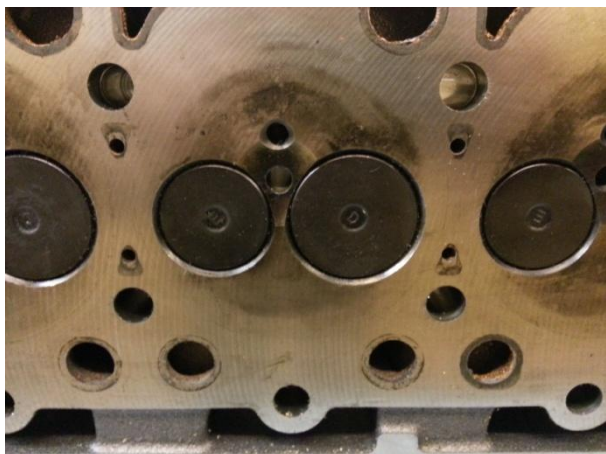


#### Idle Gear

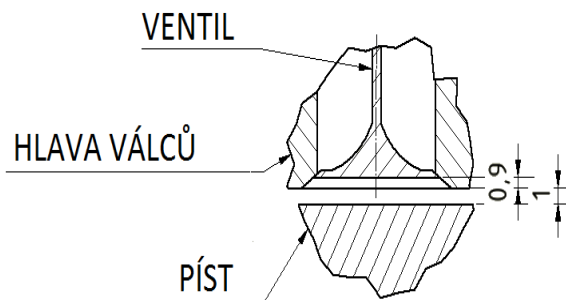
- (1) Injection Pump Gear
- (2) Idle Gear
- (3) Cam Gear

Obr. 59 – Rozložení jednotlivých kol v hlavě motoru [d]

Ve chvíli, kdy by se potkal ventil s pístem, došlo by k poškození ventilu i pístu. Proto bylo třeba zkontrolovat, zda se tak nestane. K tomu stačilo znát rozměry spalovacího prostoru a hodnoty zdvihů v závislosti na pootočení vačkového hřídele, popř. klikového hřídele (Tab. 20). Na Obr. 60 je vidět, že je hlava válců plochá, a proto jediná vůle mezi ventily a pístem byla vybrání pro ventily v hlavě motoru a světlá výška mezi pístem a hlavou válců. Vůle v hlavě válců je 0,9 mm a světlá výška 1 mm (Obr. 61).



Obr. 60 – Pohled na ventily a hlavu motoru



Obr. 61 – Vůle mezi ventilem a pístem

-1				
Píst		Ventil		Vzdálenost mezi P a V
Úhel pootočení	zdvih	Úhel pootočení	zdvih	
[°]	[mm]	[°]	[mm]	[mm]
342,862	-2,907	343,329	<b>0,002</b>	4,805
343,817	-2,595	344,293	<b>0,004</b>	4,491
344,783	-2,297	345,250	<b>0,010</b>	4,187
...				
358,229	-0,031	358,704	<b>0,505</b>	1,427
359,192	-0,007	359,659	<b>0,586</b>	1,321
<b>360,148 HÚ</b>	0,000	360,623	<b>0,668</b>	1,232
361,114	-0,012	361,585	<b>0,774</b>	1,139
...				
363,998	-0,160	364,462	<b>1,089</b>	0,971
364,953	-0,245	365,428	<b>1,193</b>	0,953
365,917	-0,350	366,382	<b>1,295</b>	0,955
...				
370,722	-1,146	371,186	<b>1,896</b>	1,150
371,676	-1,358	372,151	<b>2,038</b>	1,220

Tab. 20 – Hodnoty zdvihů ventilu a pístu

V Tab. 20 je možné vidět hodnoty zdvihů sacího ventilu a pístu v závislosti na úhlu otočení KH, při pootočení vačkového hřídele o jeden zub proti směru otáčení. Hodnoty úhlů natočení mezi vačkovým a klikovým hřídelem byly mezi sebou centrovány na co nejbližší úhel. Dále bylo třeba spočítat, jak daleko jsou od sebe píst s ventilem v okolí horní úvratě pístu. Jak je vidět z této tabulky, při 343° se začínal otevírat sací ventil (značeno červeně), vzdálenost mezi ním a pístem byla 4,8 mm. Tato vzdálenost se



neustále snižovala. Při pístu v horní úvrati (zdvih pístu = 0 mm) byl rozdíl mezi pístem a sacím ventilem 1,23 mm. Minimální vzdálenost byla 0,95 mm při úhlu natočení KH 365°. Z toho tedy vyplývá, že při pootočení vačkového hřídele o jeden zub proti směru otáčení nenastal problém s dotekem sacího ventilu a pístu.

V příloze jsou přiloženy zbylé tabulky pro pootočení vačkového hřídele o dva a tři stupně proti směru otáčení. Z nich je možné vidět, že při pootočení o dva stupně je minimální vzdálenost mezi pístem a sacím ventilem 0,34 mm. Při pootočení vačkového hřídele o tři zuby proti směru otáčení by se ventil s pístem dotkly. To ovšem nemusí být problém, pokud by další výpočty vlivu změny časování přinesly kladné výsledky, bylo by eventuelně možné píst upravit tak, aby se spolu s ventilem nedotkly. Pokud by se hřídel otáčel v opačném směru o libovolný počet zubů, nedošlo by ke střetu sacího ventilu s pístem.

Jelikož není otevírání a zavírání sacího a výfukového ventilu symetrické s osou symetrie ve 360°, tedy horní úvrati, bylo třeba zjišťovat totéž i pro výfukový ventil. Tabulky jsou k nahlédnutí v příloze a jejich výsledkem bylo, že při pootočení vačkového hřídele o jeden zub ve směru otáčení vačkového hřídele nedojde k doteku výfukového ventilu s pístem. Při pootočení o dva zuby už k doteku dochází.

Z výše zmíněného tedy plyne, že aby nedošlo k doteku, lze pootáčet vačkový hřídel zpět maximálně o dva zuby a dopředu jen o jeden.

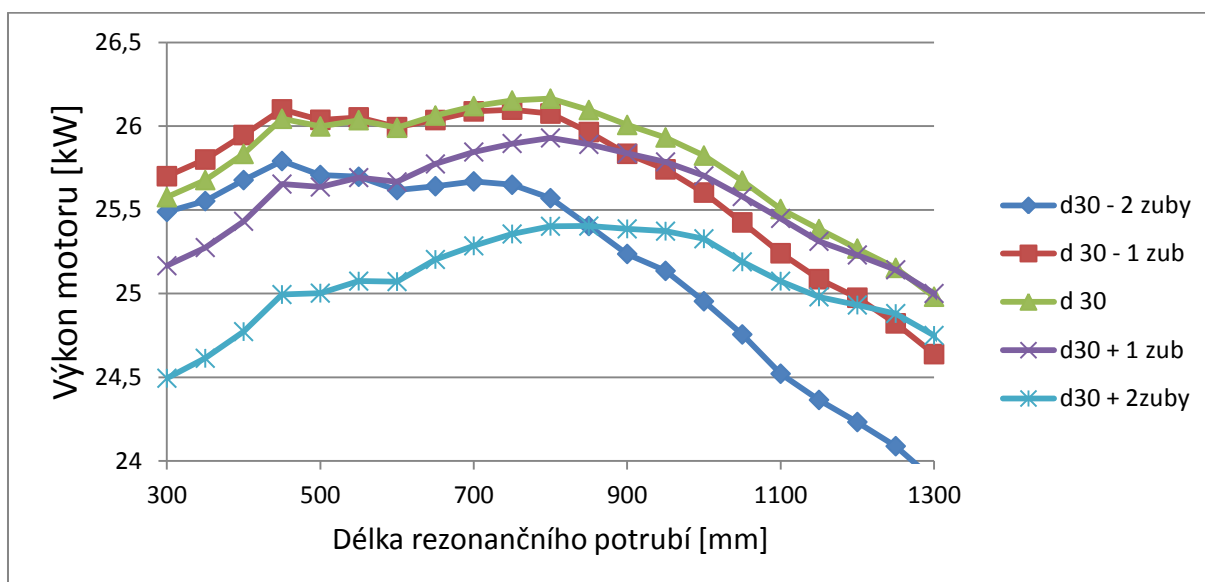
## 10.2 Změna časování

Po zjištění možnosti pootočení vačkového hřídele bylo zjišťováno, zda může pootočení přispět ke zvýšení výkonu. Nejprve bylo zkoumáno, zda má vliv u motoru, na kterém je upevněno původní potrubí. Z Tab. 21 je patrné, že bylo možné navýšit výkon jen při pootočení klikového hřídele o -1 zub. Získaný výkon tímto pootočením činí 0,23 kW.

Počet zubů [-]	Úhel pootočení [°]	Brake Power [kW]
-3	-15,88	24,59
-2	-10,59	25,05
-1	-5,29	25,13
základní model	0	24,90
1	5,29	24,42
2	10,59	23,70
3	15,88	24,42

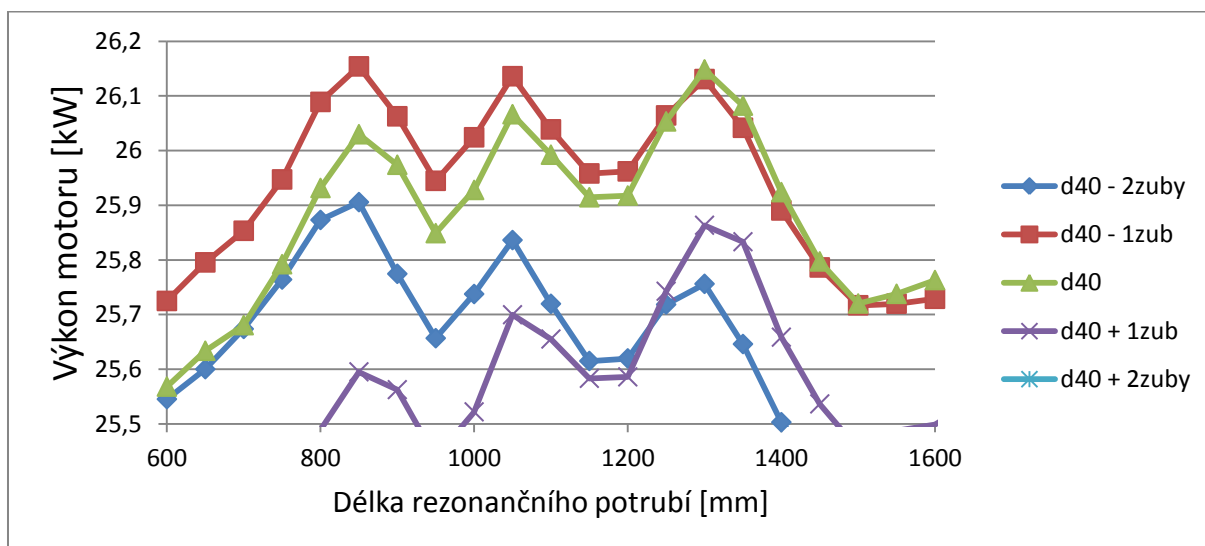
Tab. 21 – Tabulka úhlů pootočení v závislosti na počtu pootočených zubů

Dále byla vytvořena simulace, která měla určit, zda je možné zvýšit výkon také u rezonančního potrubí. Opět bylo pro první výpočet použito rovné rezonanční potrubí o průměrech 30-60 mm. Na Obr. 62 je detail průběhů výkonů pro pootočení vačkového hřídele o  $\pm (1 \div 3)$  zuby u potrubí o průměru 30 mm. Celý průběh výkonů i s dalšími průměry potrubí jsou v příloze - (Příl. 36 - Příl. 39). Z grafu je vidět, že v místě nejvyššího dosaženého výkonu nepřináší nárůst výkonu žádná z možností natočení a jen varianta “-1 zub” přináší nárůst výkonu s kratším potrubím.



Obr. 62 – Průběhy výkonů v závislosti na pootočení vačkového hřídele u potrubí o průměru 30 mm

Obdobně tomu bylo u potrubí o průměru 40 mm, jehož graf průběhů výkonů je na *Obr. 63*. Z něj je zcela jasné, že výkon je možné získat natočením jen o jeden zub proti směru pohybu vačkového hřídele. Maximální dosažitelný výkon rovného potrubí je 26,15 kW, což je o 0,12 kW vyšší výkon než u nenatočeného vačkového hřídele. Toto platí jen v porovnávání výkonů při stejné délce potrubí a to v tomto případě 850 mm. Pokud by se porovnávaly výkony motorů natočeného a nenatočeného vačkového hřídele v celém rozsahu rezonančního potrubí, zjistili bychom, že rozdíl maxim dosažených výkonů činí 0,0055 kW, což je zanedbatelný přínos.



Obr. 63 - Průběhy výkonů v závislosti na pootočení vačkového hřídele u potrubí o průměru 40 mm

### 10.3 Časování ventilů u motoru s rezonančním potrubím

I přes to, že se doposud nezvýšil výkon, byla provedena simulace. Ta měla za úkol zjistit, zda se u motoru s tvarovaným rezonančním potrubím projeví vliv natočení vačkového hřídele. Výsledkem simulace bylo, že při změně časování se výkon nezvýšil, naopak klesl a to u obou simulací. Jednak s použitím obalu Thermamax a i s výfukovou omotávkou .

Bez časování		Brake Power	[kW]	26,80
-	-1	Brake Power	[kW]	26,72
	-2	Brake Power	[kW]	26,24
	-3	Brake Power	[kW]	26,33
+	1	Brake Power	[kW]	26,58
	2	Brake Power	[kW]	26,08
	3	Brake Power	[kW]	25,36

Tab. 22 – Změny výkonů při pootočení vačkového hřídele s použitím povlaku Thermamax

Bez časování		Brake Power	[kW]	26,87
-	-1	Brake Power	[kW]	26,78
	-2	Brake Power	[kW]	26,30
	-3	Brake Power	[kW]	26,38
+	1	Brake Power	[kW]	26,64
	2	Brake Power	[kW]	26,14
	3	Brake Power	[kW]	26,43

Tab. 23 - Změny výkonů při pootočení vačkového hřídele s použitím výfukových omotávek

Z výše zmíněného vyplývá, že časování ventilů nezvýšilo výsledný výkon u motoru s rezonančním potrubím, ale dokáže zvýšit výkon u motoru bez rezonančního potrubí.

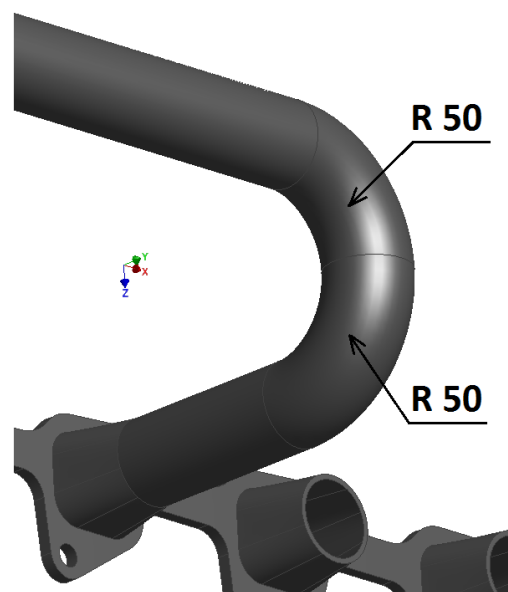
## 11 Konstrukce sacího potrubí

Při návrhu sacího potrubí bylo hlavním cílem vytvoření potrubí takové konstrukce, která by dokázala zvýšit výsledný výkon.

### 11.1 Vytvořitelnost a smontovatelnost

Potrubí bylo třeba navrhnout tak, aby bylo vyrobeno bez používání speciálního vybavení, nejlépe za pomoci ohýbání a v krajních případech svařování.

Proto byla všechna kolena navržena s dostatečně velkým poloměrem ohnutí a to větším než dvojnásobek průměru potrubí. To proto, aby nedocházelo k porušení povrchu trhlinami, což by mohlo nastat při ohybu s velmi malým rádiem ohybu. Jediný problém nastal u potrubí 2, kde na sebe navazovala dvě kolena o poloměrech ohybu 50 mm, navíc v jiných osách ohybu (Obr. 64). Proto zde bylo nezbytné navrhnutí svařování dvou kolen, neboť na takovýto ohyb by bylo třeba speciálního přístroje. Svařování bylo také navrženo, protože hodnota poloměru ohnutí vůči průměru potrubí nebyla ideální. Vytvoření jednotlivých kolen v tomto případě by mělo být vyrobeno ohýbáním za tepla, což by mělo přispět ke stabilitě stěny potrubí při ohybu.



Obr. 64 – Detail kolena potrubí 2

Dále bylo třeba myslet na samotné umístění potrubí v KJ, aby nekolidovalo s dalšími prvky a aby bylo možné potrubí přišroubovat k hlavě motoru. Na

Obr. 65 je pohled na extrémní případ, kdy byl použit veliký průměr potrubí (60 mm). To vedlo k nemožnosti přišroubování potrubí k hlavě válců. Modře značené jsou šrouby a oranžově obálka trajektorie matic. Na obrázku je vidět, že matice zasahovaly do potrubí, a proto by nebylo možné potrubí přišroubovat.

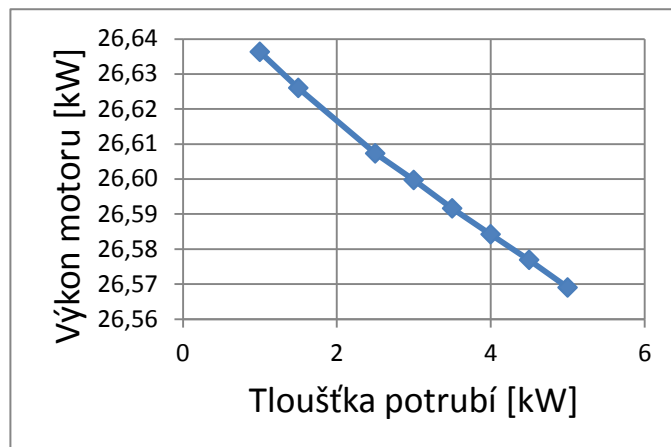


Obr. 65 – Smontovatelnost

## 11.2 Tloušťka potrubí

Tloušťka potrubí neměla na výsledný výkon přílišný vliv. Rozdíl výkonu mezi tloušťkami potrubí je vidět v grafu na Obr. 66. Rozdíl ve výkonech mezi nejmenší a největší tloušťkou je 0,07 kW, tedy zanedbatelný.

Potrubí jsem navrhl o tloušťce 2,5mm, což byla dostatečná hodnota, neboť uvnitř potrubí nepanují žádné extrémní přetlaky ani podtlaky.



Obr. 66 – Vliv tloušťky potrubí na výkonu

Jako materiál pro sací potrubí byla zvolena ocel 11 523. Tento materiál byl pro použití k sacímu potrubí vyhovující. Na Obr. 67 je k nahlédnutí tabulka sortimentu výrobce Alor Trade. Potrubí je dle technické normy ČSN 426710-12. Potrubí společného prostoru je ze stejného materiálu, ovšem o vnějším průměru 105 mm a tloušťce opět 2,5 mm. Tabulka je na Obr. 68.

Trubky bezešvé přesné, tažené za studena									
mm	Tloušťka stěny								
Vnější průměr	0,5	1	1,2	1,5	2	2,5	3	3,5	4
35		0,838	1,000	1,239	1,628	2,004	2,367	2,719	3,058
36		0,863	1,030	1,276	1,677	2,065	2,441	2,805	3,156
38		0,912	1,089	1,350	1,776	2,189	2,589	2,978	3,354
40		0,962	1,148	1,424	1,874	2,312	2,737	3,150	3,551
42				1,498	1,973	2,435	2,885	3,323	3,749
46				1,646	2,170	2,682	3,181	3,668	4,143

Obr. 67 – Tabulka typů potrubí 1 [x]

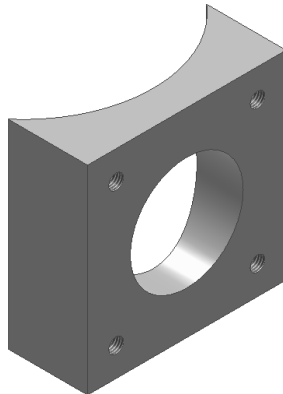
Trubky bezešvé přesné, tažené za studena									
mm	Tloušťka stěny								
Vnější průměr	0,5	1	1,2	1,5	2	2,5	3	3,5	4
95				3,459	4,587	5,703	6,806	7,897	8,976
100				3,644	4,833	6,011	7,176	8,329	9,469
105					5,080	6,319	7,546	8,760	9,963
110					5,327	6,627	7,916	9,192	10,456
115					5,573	6,936	8,286	9,624	10,949

Obr. 68 - Tabulka typů potrubí 2 [x]

### 11.3 Konstrukce částí sacího potrubí

Víčko společného prostoru je možné vyrobit z libovolného materiálu, ovšem nutně svařitelného s mat. 11 523.

Dalším krokem byl návrh příruby, která by se přivařila ke společnému prostoru a k níž by pak byl připevněn směšovač s klapkou. Příruba je patrná na *Obr. 69*. Výrobní výkres je přiložen v příloze – P\_003. Na materiálu této příruby nezáleží, jediná podmínka je, aby byl svařitelný s mat. 11 523.



Obr. 69 – Příruba P\_003

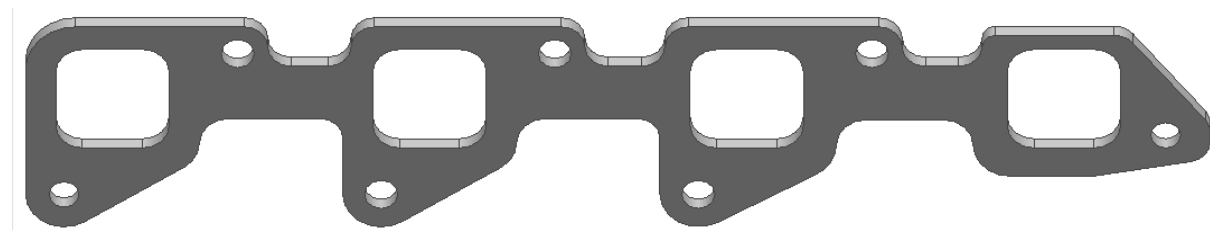


Obr. 70 – Zužující se příruba

Další částí potřebnou pro připevnění celého potrubí k hlavě

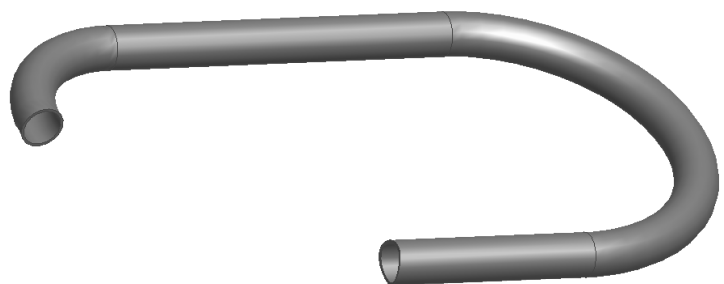
válců je další typ příruby - *Obr. 71*. Tato příruba je svým tvarem mírně odlišná od příruby na originálním sacím potrubí. A to hlavně z důvodu lehčího konstruování a následné výroby. Na materiálu opět příliš nezáleží, ale opět musí být svařitelný s mat. 11 523. Výrobní výkres je v příloze – P\_004.

K této přírubě musí být přivařené poslední typy přírub, *Obr. 70*. O této části potrubí jsem se již zmiňoval několik kapitol zpět. Tento složitý tvar je potřeba dodržet pro co nejnižší tlakovou ztrátu. Jedna strana této příruby je kruhového a druhá obdélníkového tvaru s tím, že kruhové strany budou přivařeny k jednotlivým větvím potrubí a obdélníková strana k přírubě P\_004.



Obr. 71 – Příruba k hlavě válců P\_004

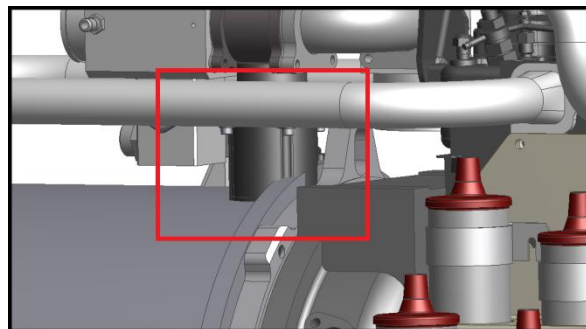
Poslední navrhnuté části byly jednotlivé větve sacího potrubí. Na *Obr. 72* je příklad potrubí 1 v příloze - P\_008.



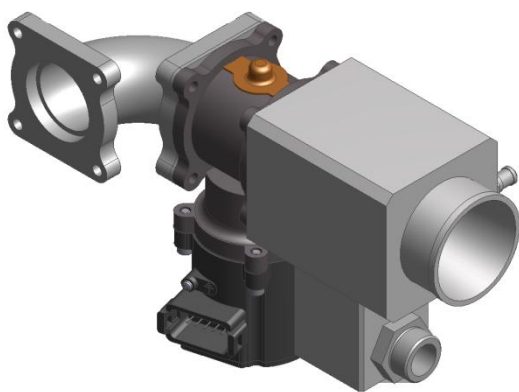
Obr. 72 – Potrubí 1

## 11.4 Úprava směšovače

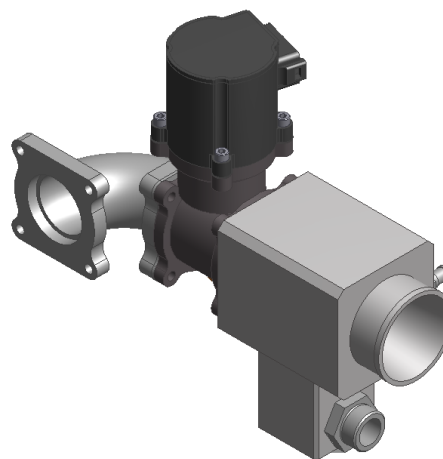
Jelikož nastal kontakt mezi částí řízení klapky a generátorem, patrným na *Obr. 73*, je třeba celou klapku pootočit o 180°, jak je vidět na *Obr. 74* a *Obr. 75*. Kde na levém obrázku je současný stav a na pravém je stav po úpravě. Pootočení klapky nemá žádný vliv na průtok, ani žádné vlastnosti klapky.



Obr. 73 – Kontakt klapky s generátorem



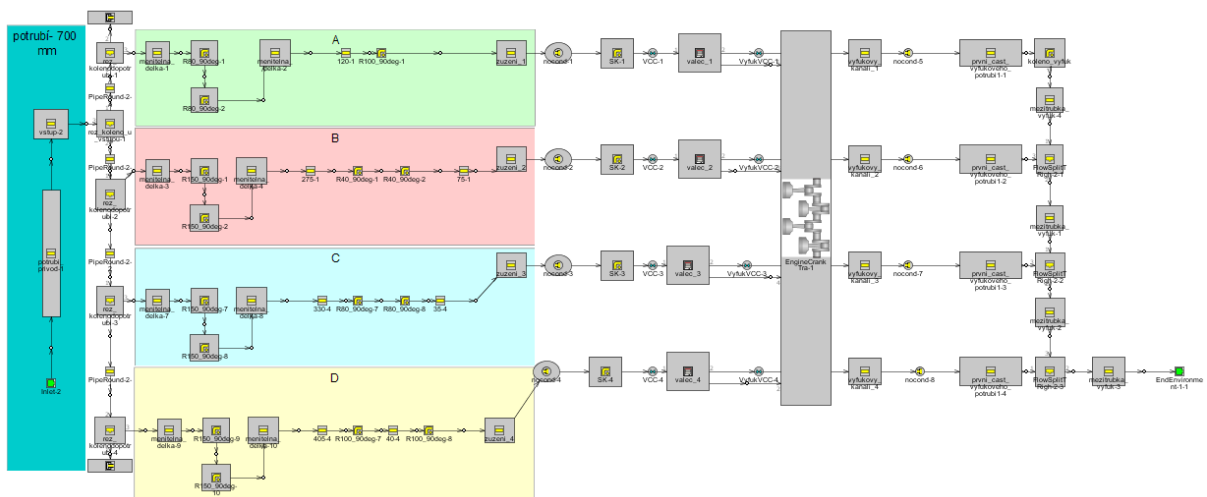
Obr. 74 – Směšovač s klapkou před úpravou



Obr. 75 - Směšovač s klapkou po úpravě

## 12 Další zvýšení výkonu

Veškeré výsledky byly počítány s teplotou směsi na vstupu do sacího potrubí 40°C, což byla teplota odměřená při laboratorních cvičeních při hodině „Experimentální metody a zkoušení strojů“ a teplota na vstupu do KJ byla teplota okolí, tedy přibližně 23°C. Bylo tedy jasné, že směs proudící potrubím mezi vstupem a do KJ a samotným plénem sacího potrubí byla ohřátá přibližně o 17°C. Při každém ohřátí směsi, která proudí do válců motoru, se mění její hustota a v závislosti na tom klesá výsledný výkon. A proto jsem upravil simulační model spalovacího motoru, kterému jsem v simulaci zaizoloval celé potrubí mezi vstupem do KJ a sacím plénem. Obrázek tohoto modelu je na *Obr. 76*. Vstupní potrubí bylo voleno rovné a dlouhé 700 mm o průměru shodném se vstupním průměrem do směšovače. Výsledný výkon vyšel 27,5 kW. Tato hodnota výkonu není směrodatná, měla pouze ukázat, zda je možné získaný výkon nějakým dalším způsobem navýšit.



Obr. 76 – Model motoru s izolovaným přívodním potrubím

Jestliže bylo celou práci počítáno s tím, že je v KJ vysoká teplota, je třeba se podívat na příčinu. Tou je pravděpodobně řada nekrytých částí motoru, např. tepelný výměník, katalytický reaktor (katalyzátor) atp. V případě, že by se komponenty, kterými prochází spaliny ze SM a následně ohřívají vzduch uvnitř KJ, izolovaly, dala by se teplota uvnitř KJ snížit řádově o desítky stupňů. V takovém případě by na přívodní potrubí nepůsobila tak vysoká teplota a výsledný výkon by mohl vzrůst.



## 13 Zhodnocení výsledků

Výsledkem této práce je návrh sacího potrubí, které dokáže zvýšit výsledný výkon spalovacího motoru Kubota 2,4l přibližně o 7,1%. Za předpokladu, že bude toto sací potrubí izolováno. Vhodným izolátorem se jeví povlak společnosti Thermamax, se kterým má společnost Tedom již zkušenosti. Stejně výkonný je ale i obal ze skelného vlákna, který má prakticky totožné izolační vlastnosti, ale estetičnost tohoto obalu se s povlakem Thermamax nedá srovnávat. Proto bych pro první zkoušku sacího potrubí doporučil použít obal ze skelného vlákna a v případě, že se potvrdí vliv rezonančního potrubí, použil bych povlak Thermamax. Ovšem v případě, kdy by se omezil vliv tepla působícího na sací potrubí alespoň na 90°C, by bylo možné na obal ze skelného vlákna nabalit reflexní obal např. MIRELON PET/PETZ [y]. Ten navíc dokáže odrážet část tepla. Takto upravená izolace by byla z estetického hlediska dostačující. Další navýšení výkonu by bylo možné získat díky izolování celého potrubí, kterým proudí vzduch.

Jako další simulace, které by se mohly uskutečnit, jsou např. změna předstihu zážehu, popř. změna kompresního poměru. Těmto simulacím jsem se nevěnoval.

## 14 Závěr

V této práci jsem se zabýval úpravou sacího potrubí s ohledem na získání co nejvyššího výkonu.

V první fázi bylo třeba vytvořit simulační model stávajícího motoru KUBOTA 2,4l s přesnými parametry obzvláště sacího potrubí. Toto potrubí bylo kalibrováno na výkon 24,9 kW. Do modelu bylo nezbytné odměřit parametry zdvihů ventilu a odporů v sacích a výfukových kanálech. Po úspěšném vytvoření tohoto modelu byla hodnota výkonu brána jako hodnota referenční. Simulace motoru probíhala v SW GT Power v 7.4.0.

V další části bylo upravováno sací potrubí beze změny ostatních parametrů, jako třeba tlak na vstupu do sacího pléna, popř. směšovací poměr, anebo parametry uvnitř motoru. Sací potrubí bylo modelováno jako potrubí rezonanční, jenž vytvořilo přetlakovou vlnu, která se měla dopravit do válce motoru ve správný čas a tím zvýšit výsledný výkon.

Zásadním problémem, který při simulaci nastal, byl ten, že je v kogenerační jednotce příliš vysoká teplota. Ta ovlivňuje teplotu nasávané směsi, která v závěru mění svůj objem. Do spalovacího prostoru se jí dostává méně a klesá výkon motoru a to i přes vliv rezonančního přeplňování. Z toho důvodu byl v simulaci na sací plenum nanesen termoizolační povlak Thermamax, který proudící směs ochraňoval před vlivem vysoké okolní teploty.

Další neméně zásadním problémem byla nemožnost použití větví sacího potrubí stejné konstrukce. Z toho důvodu bylo třeba vytvářet simulace pro jednotlivé větve potrubí zvlášť. Ve chvíli, kdy bylo určeno, při jakých průměrech je potrubí schopno vyprodukovat ideální přetlakovou vlnu, bylo možné postupným zpřesňováním určit i délky tohoto potrubí, při kterých by všechny větve plnily válce stejně s minimální odchylkou. V závěru této části se vytvořil model, který vykazoval výkon 26,8 kW ovšem na úkor vyšší spotřeby.

V další fázi bylo zjišťováno, zda změna časování ventilů přinese zvýšení výkonu. Výsledkem simulací byl fakt, že časování výsledný výkon nezvyší.

Spolu se simulační částí bylo třeba vytvářet i 3D model, který ukazoval, jaké potrubí se do kogenerační jednotky vejde. Ve chvíli, kdy byla simulační část hotová a byly určeny veškeré délky, průměry a tloušťky, bylo možné určit výsledný model sacího pléna, ze kterého se v další části vytvořily výrobní výkresy.

Výsledná simulace přinesla zvýšení výkonu o 7,1%, tudíž se domnívám, že jsem zadanou práci splnil.

Tato práce pro mne byla v mnoha ohledech přínosná. Obzvláště prohloubila mé znalosti v oblasti přeplňování a naučil jsem se s novým simulačním softwarem.

## 15 Použité informační zdroje

- [a] BAUMRUK, Pavel. Problematika náplně válce spalovacích motorů. Vydavatelství ČVUT, 1996. 238s
- [b] VLK, František. Automobilová technická příručka. Brno, 2003. 791s. ISBN 80-238-9681-4
- [c] VLK, František. Vozidlové spalovací motory – 1. vydání. Brno, 2003. 578s.
- [d] Kubota: WORKSHOP MANUAL DIESEL ENGINE; KiSC issued 10, 2007A - uživatelská příručka Work\_V2403
- [e] Prospekt pro model motoru V2403-M-DI dostupná z < <http://Kubotaengine.com>>
- [f] Vlk, František. Vozidlové spalovací motory/ 1. Vydání; Brno; 2003
- [g] Získáno elektronickou komunikací se společností Thermamax přes kontaktní E-mail [info\(at\)thermax.de](mailto:info(at)thermax.de)
- [h] Získáno elektronickou komunikací se společností Tedom přes kontaktní E-mail [Stanislav.Soucek\(at\)tedom.cz](mailto:Stanislav.Soucek(at)tedom.cz)
- [i] <http://kogenerace.tedom.com/co-jsou-kogeneracni-jednotky.html>
- [j] Technický článek, dostupný z < <http://www.automotive-werkplaats.nl/techniek/item/4809-inlaattuning-geen-luchtige-zaak> >
- [k] Přeloženo z < <https://www.gtisoft.com/gt-suite-applications/engine/gt-power-engine-simulation-software/>>
- [l] < [http://www.honda-club.cz/forum/cms\\_view\\_article.php?aid=184](http://www.honda-club.cz/forum/cms_view_article.php?aid=184)>
- [m] < <http://www.converter.cz/tabulky/vzduch.htm>>
- [n] < <https://www.rwe.cz/o-rwe/zemni-plyn/>>
- [o] <http://ottp.fme.vutbr.cz/skripta/termomechanika/sbirka/Spt03.htm>
- [p] <http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/8-fyzikalni-vlastnosti-vybranych-plynu-a-par>
- [q] <http://turbodmyhadla.webnode.cz/>
- [r] <http://www.autolexicon.net/cs/articles/eatonovo-dmyhadlo/>

- [s] [http://www.ventilatory.cz/prumyslovy-ventilator-dalap-rab-o-turbo-ventilator\\_-443.html](http://www.ventilatory.cz/prumyslovy-ventilator-dalap-rab-o-turbo-ventilator_-443.html)
  
- [t] <http://www.infrared-thermography.com/material-1.htm>
  
- [u] [http://www.engineeringtoolbox.com/thermal-conductivity-d\\_429.html](http://www.engineeringtoolbox.com/thermal-conductivity-d_429.html)
  
- [v] <http://www.prirodnistavba.cz/popup/soucinitel-tepelne-vodivosti-33e.html>
  
- [w] [http://ottp.fme.vutbr.cz/vyuka/thermomechanics/therm\\_prop\\_non-met.pdf](http://ottp.fme.vutbr.cz/vyuka/thermomechanics/therm_prop_non-met.pdf)
  
- [x] [http://www.alortrade.cz/prod\\_6.html](http://www.alortrade.cz/prod_6.html)
  
- [y] <http://www.mirelon.com/cz/pasy-a-desky-mirelon-laminovane-reflexni-pet-petz-folii-wp000036.html>

## 16 Seznam použitých symbolů

A	[-]	Typ prvního navrženého potrubí (zamítnuté)
AF	[-]	Koeficient množství paliva
$a_s$	[m/s]	Střední rychlost zvuku
B	[-]	Typ druhého navrženého potrubí (zamítnuté)
C	[-]	Typ třetího navrženého potrubí (dále počítáno)
$C_{p\text{air}}$	[J/kgK]	Měrná tepelná kapacita vzduchu s konstantním tlakem
$C_{p\text{CH}_4}$	[J/kgK]	Měrná tepelná kapacita metanu s konstantním tlakem
$C_{p\text{smes}}$	[J/kgK]	Měrná tepelná kapacita směsi s konstantním tlakem
$C_{V\text{air}}$	[J/kgK]	Měrná tepelná kapacita vzduchu s konstantním objemem
$C_{V\text{CH}_4}$	[J/kgK]	Měrná tepelná kapacita metanu s konstantním objemem
$C_{V\text{smes}}$	[J/kgK]	Měrná tepelná kapacita směsi s konstantním objemem
D	[mm]	Průměr válce
$d_x$	[mm]	Průměr sacího potrubí
$H_U$	[kWh/m <sup>3</sup> ]	Výhřevnost
h	[mm]	Zdvih ventilu
IMEP	[Pa]	Střední efektivní tlak
i	[-]	Počet otáček motoru na jeden pracovní oběh
$L_t$	[Kg/Kg]	Hmotnostní směšovací poměr
$l_{\text{rez}}$	[m]	Rezonanční délka
$M_{\text{air}}$	[kg/kmol]	Molová hmotnost vzduchu
$M_{\text{CH}_4}$	[kg/kmol]	Molová hmotnost metanu
m	[kg/h]	Hmotnostní tok při měření odporů v hlavových kanálech
$m_c$	[kg]	Celková hmotnost směsi
mis	[-]	( $\mu\sigma$ ) Poměr skutečného a teoretického průtoku vzduchu
$m_{\text{mair}}$	[kg/kg]	Objemový poměr vzduchu

$m_{mCH_4}$	[kg/kg]	Objemový poměr metanu
$m_{Vair}$	[%]	Hmotnostní poměr vzduchu
$m_{VCH_4}$	[%]	Hmotnostní poměr metanu
$\dot{m}$	[kg/h]	Skut. hmot. tok při měření odporů v hlavových kanálech
$\dot{m}_{teor}$	[kg/h]	Skut. hmot. tok při měření odporů v hlavových kanálech
$N$	[-]	Počet válců motoru
$N_{max}$	[1/min]	Maximální otáčky motoru
$N_{min}$	[1/min]	Minimální otáčky motoru
$n$	[1/s]	Jmenovité otáčky motoru
$P$	[kW]	Užitečný výkon motoru
$P_e$	[kW]	Užitečný výkon motoru
$p_l$	[mg]	Plnění
$p_s$	[Pa]	Statický tlak směsi v sacím potrubí
$R$	[m]	Poloměr potrubí
$Re$	[-]	Reynoldsovo číslo
$Re_k$	[-]	Kritická hodnota Reynoldsova čísla
$r_{air}$	[J/kg.K]	Plynová konstanta vzduchu
$r_{CH_4}$	[J/kg.K]	Plynová konstanta metanu
$r_{smes}$	[J/kg.K]	Plynová konstanta směsi
$T$	[K]	Střední teplota směsi
$T_s$	[K]	Celková teplota v sacím potrubí
$V_{1T}$	[dm <sup>3</sup> ]	Objem směsi nasáté do jednoho válce při změně teploty
$V_{poč1T}$	[dm <sup>3</sup> ]	Objem směsi nasáté do jednoho válce při poč. podm.
$V_Z$	[mm <sup>3</sup> ]	Zdvihový objem
$Z$	[mm]	Zdvih
$V_s$	[m/s]	střední rychlost
$v$	[m <sup>3</sup> /hod]	Objemový tok při měření odporů v hlavových kanálech

$\bar{v}$	[m/s]	Střední rychlost proudění v potrubí
Z	[mm]	Zdvih ojnice
$\alpha$	[°]	Úhel otočení vačkového hřídele při posunutí o jeden zub
$\Delta T$	[K]	Změna teploty
$(\Delta H^\circ_T)_{\text{spal}}$	[kWh/m <sup>3</sup> ]	Spalné teplo
$\varepsilon$	[-]	Kompresní poměr
$\varepsilon_K$	[-]	Kompresní poměr
$\eta_e$	[-]	Užitečná účinnost motoru
$\eta_{\text{pl}}$	[-]	Plnicí účinnost
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Hustota
$\rho_s$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Hustota směsi
$\kappa_{\text{air}}$	[ - ]	Poissonova konstanta vzduchu
$\kappa_{\text{CH}_4}$	[ - ]	Poissonova konstanta metanu
$\kappa_{\text{smes}}$	[ - ]	Poissonova konstanta směsi
$\lambda$	[-]	Směšovací poměr
$\nu$	[m <sup>2</sup> /s]	Kinematická viskozita média
<u>1</u>	[-]	První větev potrubí (nejnižší)
-1	[-]	Pootočení VH o jeden zub proti směru otáčení
+1	[-]	Pootočení VH o jeden zub po směru otáčení
<u>2</u>	[-]	Druhá větev potrubí
-2	[-]	Pootočení VH o dva zuby proti směru otáčení
+2	[-]	Pootočení VH o dva zuby po směru otáčení
<u>3</u>	[-]	Třetí větev potrubí
-3	[-]	Pootočení VH o tři zuby proti směru otáčení
+3	[-]	Pootočení VH o tři zuby po směru otáčení
<u>4</u>	[-]	Čtvrtá větev potrubí

## 17 Seznam použitých zkratek

ch	Chlazené
GT-P	GT-POWER
KH	Klikový hřídel
KJ	Kogenerační jednotka
P	Píst
PS	Průtokový součinitel
SM	Spalovací motor
SW	Soft ware
SP	Sací potrubí
SV	Sací ventil
THXD	Thermamax
V	Ventil
VH	Vačkový hřídel
VV	Výfukový ventil



## 18 Seznam obrázků

Obr. 1 – Schéma umístění turbodmychadla [r] .....	11
Obr. 2 – Mechanicky hnané dmychadlo [s] .....	11
Obr. 3 – Závislost hustoty vzduchu a metanu na teplotě.....	12
Obr. 4 – Profil laminárního proudění [a] .....	13
Obr. 5 – Profil turbulentního proudění [a] M- Turbulentní mezní vrstva, T- Jádro turbulentního proudu, L- Laminární podvrstva, P- Přechodová vrstva .....	13
Obr. 6 – Závislost optimální délky sacího potrubí na otáčkách motoru.....	14
Obr. 7 - Schéma provedení jednoválcového rezonančního potrubí [b]; l-délka rezonančního potrubí	15
Obr. 8 – Schéma provedení víceválcového rezonančního potrubí [b] 1-rezonanční potrubí, 2- rezonanční zásobník, 3- válce.....	16
Obr. 9 – Dvoustupňové rezonanční potrubí [m] .....	16
Obr. 10 - Sací potrubí s variabilní délkou [c] .....	17
Obr. 11 – Plně variabilní sací potrubí - N62 [k].....	17
Obr. 12 – Motor Kubota 2,4l [e] .....	19
Obr. 13 – Model motoru Kubota .....	20
Obr. 14 – Sací potrubí.....	21
Obr. 15 – Parametry části sacího potrubí.....	21
Obr. 16 – 3D pohled části sacího potrubí .....	22
Obr. 17- Detail tepelných vlastností působících na sací potrubí a jeho parametry .....	22
Obr. 18 – Měřicí stanoviště pro měření zdvihů ventilů.....	27
Obr. 19 – Průběh zdvihu sacího ventilu s ohledem na úhel natočení klikového hřídele .....	28
Obr. 20 - Průběh zdvihu výfukového ventilu s ohledem na úhel natočení klikového hřídele.....	28
Obr. 21 - Zdvihové křivky ventilů.....	29
Obr. 22 – Úprava vstupu do sacího kanálu pomocí plastické hmoty .....	29
Obr. 23 – Měřicí stanoviště po zjištění průtokových součinitelů .....	30
Obr. 24 - PS pro sání v dopředném směru .....	31
Obr. 25 - PS pro sání ve zpětném směru .....	31
Obr. 26 - PS pro výfuk.....	31
Obr. 27 – Model základního motoru s použitím PID regulátoru .....	32
Obr. 28 – Model rezonančního potrubí.....	34
Obr. 29 – Model motoru s použitím rovného sacího potrubí, vytvořený v SW GT-Power .....	34
Obr. 30 – Průběh výkonu rovného potrubí při 110°C.....	35
Obr. 31 - Průběh výkonu rovného potrubí při 40°C .....	35
Obr. 32 – Tlakové ztráty rozdílných průměrů rovného potrubí .....	36
Obr. 33- Kogenerační jednotka [i] .....	37
Obr. 34 – Model sacího potrubí A .....	37
Obr. 35 – Model sacího potrubí B .....	38
Obr. 36 – Model v GT-P pro simulaci odporů v kolenech.....	38
Obr. 37 – Odpor v kolenech pro různé poloměry ohnutí .....	39
Obr. 38 – Model sacího potrubí C .....	39
Obr. 39 – Detail sacího potrubí 3 .....	40
Obr. 40 – Hodnoty výkonů potrubí 3 v závislosti na jeho délce a průměrech .....	40

Obr. 41 – Průběh výkonů potrubí 1 v závislosti na rozdílném průměru společného prostoru .....	41
Obr. 42 – Model motoru s použitím rozdílných větví sacího potrubí .....	41
Obr. 43 – Průmyslový ventilátor Dalap RAB O TURBO [t] .....	42
Obr. 44 – Model izolačního boxu spolu se sacím potrubím .....	43
Obr. 45 – Technická data pro povlak THERMAMAX [h] .....	44
Obr. 46 – Implementování technických dat povlaku THERMAMAX do SW GT-Power .....	44
Obr. 47 – Rozdíl teploty vystupující ze sacího potrubí při rozdílných délkách sacího potrubí při průměru potrubí 30 mm s izolací a bez ní.....	45
Obr. 48 – Rozdíly výsledných výkonů při použití a bez použití izolace Thermamax .....	45
Obr. 49 – Hodnoty výkonů motoru při rozdílných průměrech potrubí u potrubí1.....	46
Obr. 50 – Průběhy výkonů pro potrubí 1 v závislosti na jeho průměrech a délkách .....	46
Obr. 51 – Maximální výkony jednotlivých větví potrubí a jejich délky – THXD.....	48
Obr. 52 – Model sacího potrubí po zvolení správných délek a průměrů .....	49
Obr. 53 – Změna vstupu směsi do sacího potrubí.....	49
Obr. 54 – Koeficienty skelného vlákna; Emisivity [u], Thermal conductivity [v], Density [w], Specific heat [x] .....	51
Obr. 55 – Závislost tloušťky izolačního materiálu na výsledný výkon .....	52
Obr. 56 - Průběhy výkonů pro potrubí 1 v závislosti na jeho průměrech a délkách .....	52
Obr. 57 - Maximální výkony jednotlivých větví potrubí a jejich délky .....	54
Obr. 58 – Počet zubů jednotlivých kol v hlavě motoru [i] .....	55
Obr. 59 – Rozložení jednotlivých kol v hlavě motoru [d] .....	55
Obr. 60 – Pohled na ventily a hlavu motoru .....	56
Obr. 61 – Vůle mezi ventilem a pístem .....	56
Obr. 62 – Průběhy výkonů v závislosti na pootočení vačkového hřídele u potrubí o průměru 30 mm	58
Obr. 63 - Průběhy výkonů v závislosti na pootočení vačkového hřídele u potrubí o průměru 40 mm.	58
Obr. 64 – Detail kolena potrubí 2.....	60
Obr. 65 – Smontovatelnost .....	60
Obr. 66 – Vliv tloušťky potrubí na výkonu.....	61
Obr. 67 – Tabulka typů potrubí 1 [y] Obr. 68 - Tabulka typů potrubí 2 [y] .....	61
Obr. 69 – Příruba P_003 .....	62
Obr. 70 – Zužující se příruba.....	62
Obr. 71 – Příruba k hlavě válců P_004.....	62
Obr. 72 – Potrubí 1 .....	62
Obr. 73 – Kontakt klapky s generátorem.....	63
Obr. 74 – Směšovač s klapkou před úpravou .....	63
Obr. 75 - Směšovač s klapkou po úpravě .....	63
Obr. 76 – Model motoru s izolovaným přívodním potrubím .....	64

## 19 Seznam tabulek

Tab. 1 – Parametry motoru Kubota 2,4l [d] .....	19
Tab. 2 - Složení vzduchu [n] .....	23
Tab. 3 – Složení zemního plynu [o].....	23
Tab. 4 – Vlastnosti zemního plynu [o].....	24
Tab. 5 – Fyzikální vlastnosti plynů [q].....	26
Tab. 6 – Parametry ventilů .....	28
Tab. 7 – Průměry sacích a výfukových ventilů.....	30
Tab. 8 – Hodnoty PS pro sání v dopř. směru .....	31
Tab. 9 – Hodnoty PS pro sání ve zp. směru .....	31
Tab. 10 – Hodnoty PS pro výfuk .....	31
Tab. 11 – Základní parametry simulovaného modelu motoru.....	32
Tab. 12 – Maximální výkony pro jednotlivé větve sacího potrubí v závislosti na jejich průměru.....	47
Tab. 13 – Délky jednotlivých větví potrubí.....	48
Tab. 14 – Hodnoty výkonů pro jednotlivé potrubí - THXD .....	48
Tab. 15 – Hodnoty naplnění a středního efektivního tlaku pro potrubí 1 2 3 4 - THXD.....	49
Tab. 16 – Výsledné parametry.....	50
Tab. 17 - Maximální výkony pro jednotlivé větve sacího potrubí v závislosti na jejich průměru .....	53
Tab. 18 - Hodnoty výkonů pro jednotlivé potrubí.....	54
Tab. 19 - Hodnoty naplnění a středního efektivního tlaku pro potrubí 1 2 3 4 .....	54
Tab. 20 – Hodnoty zdvihů ventilu a pístu .....	56
Tab. 21 – Tabulka úhlů pootočení v závislosti na počtu pootočených zubů .....	57
Tab. 22 – Změny výkonů při pootočení vačkového hřídele s použitím povlaku Thermamax .....	59
Tab. 23 - Změny výkonů při pootočení vačkového hřídele s použitím výfukových omotávek.....	59

## 20 Seznam příloh

Příl. 1- Parametry simulovaného motoru.....	80
Příl. 2- Průběh výkonu rovného potrubí při 80°C.....	81
Příl. 3 – Průběh výkonu rovného potrubí při 60°C.....	81
Příl. 4 – Získané výkony u rovného potrubí o průměru 30 mm a teplotách 40, 60, 80 a 110°C.....	82
Příl. 5- Tlakové ztráty v závislosti na průměru potrubí.....	82
Příl. 6 – Výkon v závislosti na velikosti kolen u potrubí s průměrem 50 mm.....	83
Příl. 7 – Rozdíl teplot v závislosti na tloušťce obalu Thermamax.....	83
Příl. 8 – Průběh výkonu v závislosti na použitém průměru a délce potrubí u potrubí 1.....	84
Příl. 9 - Průběh výkonu v závislosti na použitém průměru a délce potrubí u potrubí 2.....	85
Příl. 10 - Průběh výkonu v závislosti na použitém průměru a délce potrubí u potrubí 4.....	86
Příl. 11 – Výkony pot. 1 o prům. pot. 30,35,40 mm a spol. prost. 80,100,120 a 140 mm.....	87
Příl. 12 - Výkony pot. 2 o prům. pot. 30,35,40 mm a spol. prost. 80,100,120 a 140 mm.....	88
Příl. 13 - Průběhy výkonů pro pot. 3 o prům. pot. 30,35,40 mm a spol. prost. 80,100,120 a 140 mm.....	89
Příl. 14 - Průběhy výkonů pro pot. 4 o prům. pot. 30,35,40 mm a spol. prost. 80,100,120 a 140 mm.....	90
Příl. 15 – Výkon motoru s rovným sacím potrubím při použití rozdílných tloušťek izolace.....	91
Příl. 16 – Tab. výkonů motoru s ramenem 1, obalem Thermamax a průměry potrubí 30-36mm.....	92
Příl. 17 - Výkony motoru s ramenem 1, obalem Thermamax a průměry potrubí 30-36mm.....	92
Příl. 18 - Tab. výkonů motoru s ramenem 2, obalem Thermamax a průměry potrubí 30-36mm.....	93
Příl. 19 - Výkony motoru s ramenem 2, obalem Thermamax a průměry potrubí 30-36mm.....	93
Příl. 20 - Tab. výkonů motoru s ramenem 3, obalem Thermamax a průměry potrubí 30-36mm.....	94
Příl. 21 - Výkony motoru s ramenem 3, obalem Thermamax a průměry potrubí 30-36mm.....	94
Příl. 22 - Tab. výkonů motoru s ramenem 4, obalem Thermamax a průměry potrubí 30-36mm.....	95
Příl. 23 - Výkony motoru s ramenem 4, obalem Thermamax a průměry potrubí 30-36mm.....	95
Příl. 24 - Tab. výkonů motoru s ramenem 1, obalem ze skel. vl. a průměry potrubí 30-36mm.....	96
Příl. 25 - Výkony motoru s ramenem 1, obalem ze skel. vl. a průměry potrubí 30-36mm.....	96
Příl. 26 - Tab. výkonů motoru s ramenem 2, obalem ze skel. vl. a průměry potrubí 30-36mm.....	97
Příl. 27 - Výkony motoru s ramenem 2, obalem ze skel. vl. a průměry potrubí 30-36mm.....	97
Příl. 28 - Tab. výkonů motoru s ramenem 3, obalem ze skel. vl. a průměry potrubí 30-36mm.....	98
Příl. 29 - Výkony motoru s ramenem 3, obalem ze skel. vl. a průměry potrubí 30-36mm.....	98
Příl. 30 - Tab. výkonů motoru s ramenem 4, obalem ze skel. vl. a průměry potrubí 30-36mm.....	99
Příl. 31 - Výkony motoru s ramenem 4, obalem ze skel. vl. a průměry potrubí 30-36mm.....	99
Příl. 32 – Časování ventilů – VV - pootočení o jeden zub nazpět.....	100
Příl. 33 - Časování ventilů – VV - pootočení o tři zuby nazpět.....	100
Příl. 34 - Časování ventilů – VV - pootočení o dva zuby nazpět.....	101
Příl. 35 – Časování ventilů – SV – potočení o 1 a 2 zuby dopředu.....	102
Příl. 36 – Změna časování u rovného potrubí o průměru 30 mm s časováním $\pm 3$ zuby.....	103
Příl. 37 - Změna časování u rovného potrubí o průměru 40 mm s časováním $\pm 3$ zuby.....	103
Příl. 38 - Změna časování u rovného potrubí o průměru 50 mm s časováním $\pm 1$ zub.....	104
Příl. 39 - Změna časování u rovného potrubí o průměru 60 mm s časováním $\pm 1$ z.....	104

Příl. 40-	Výrobní výkres -	SA-01-02
Příl. 41-	Výrobní výkres -	SA-01-03
Příl. 42-	Výrobní výkres -	SA-02-01
Příl. 43-	Výrobní výkres -	SA-02-02
Příl. 44-	Výrobní výkres -	SA-OP-03-01
Příl. 45-	Výrobní výkres -	SA-OP-03-02
Příl. 46-	Výrobní výkres -	SA-OP-03-03
Příl. 47-	Výrobní výkres -	P_000
Příl. 48-	Výrobní výkres -	P_001
Příl. 49-	Výrobní výkres -	P_002
Příl. 50-	Výrobní výkres -	P_003
Příl. 51-	Výrobní výkres -	P_004
Příl. 52-	Výrobní výkres -	P_005
Příl. 53-	Výrobní výkres -	P_006
Příl. 54-	Výrobní výkres -	P_007
Příl. 55-	Výrobní výkres -	P_008
Příl. 56-	Výrobní výkres -	P_009
Příl. 57-	Výrobní výkres -	P_010
Příl. 58-	Výrobní výkres -	P_011

## 21 Přílohy

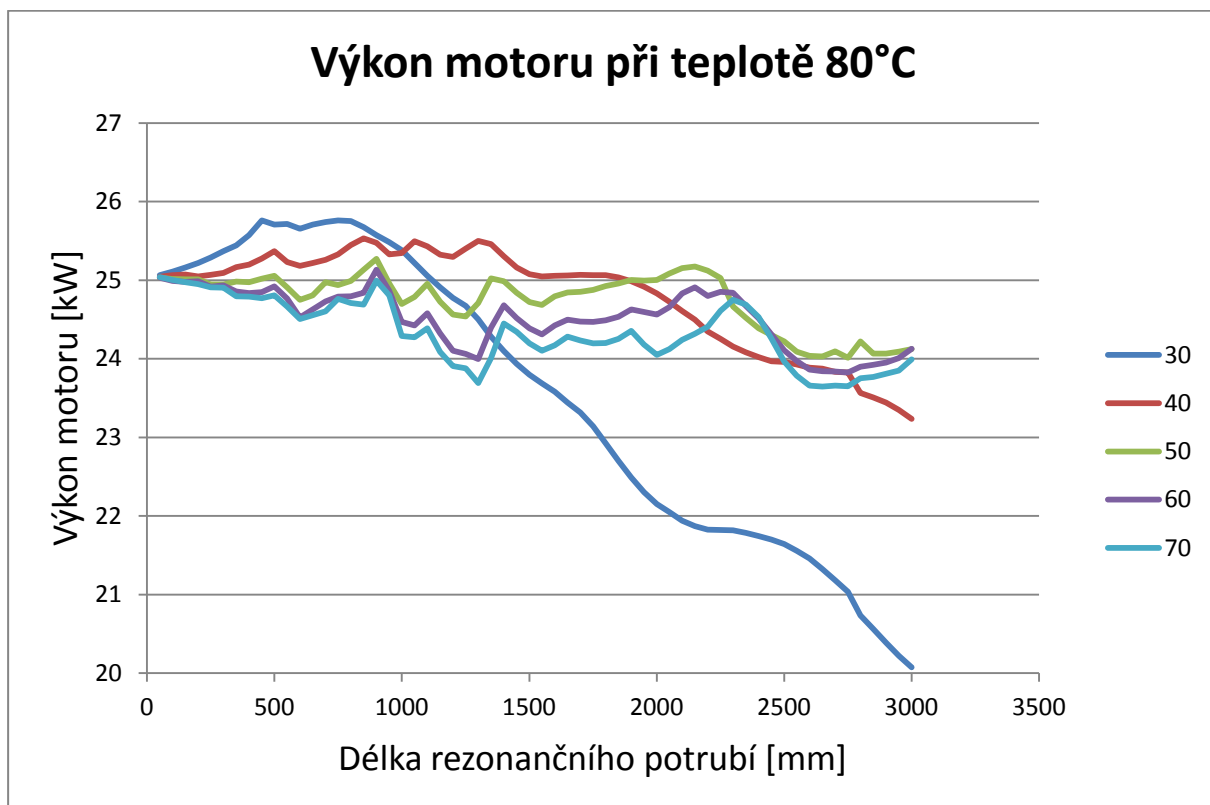
Favorites		Původní	Nové	Rozdíl v %
<b>Engine Speed (cycle average)</b>	RPM	1500	1500	0,0
<b>Brake Torque</b>	N-m	158,532	170,644	7,1
<b>Brake Power (kW)</b>	kW	24,9022	26,8047	7,1
<b>BSFC - Brake Specific Fuel Consumption, Cyl</b>	g/kW-h	213,472	213,628	0,1
<b>IMEP720 - Net Indicated Mean Effective Pressure</b>	bar	8,98971	9,61138	6,5
<b>BMEP - Brake Mean Effective Pressure</b>	bar	7,81804	8,41533	7,1
<b>PMEP - Pumping Mean Effective Pressure</b>	bar	-0,263321	-0,328781	19,9
<b>FMEP - Friction Mean Effective Pressure</b>	bar	1,17168	1,19606	2,0
<b>Volumetric Efficiency, Air</b>	fraction	0,671363	0,723183	7,2
<b>Air Flow Rate</b>	kg/h	90,9555	97,976	7,2
<b>EGR Percentage (normalized by Air+Burned Gas)</b>	%	0	0	0
<b>Air-Fuel Ratio (Inducted Air/Total Fuel)</b>		17,11	17,11	0
Performance				
<b>Engine Speed (cycle average)</b>	RPM	1500	1500	0,0
Engine Speed (end of cycle)	RPM	1500	1500	0,0
Engine Displacement (effective)	L	2,54818	2,54818	0,0
BMEP - Brake Mean Effective Pressure	bar	7,81804	8,41533	7,1
IMEP720 - Net Indicated Mean Effective Pressure	bar	8,98971	9,61138	6,5
IMEP360 - Gross Indicated Mean Effective Pressure	bar	9,25303	9,94016	6,9
FMEP - Friction Mean Effective Pressure	bar	1,17168	1,19606	2,0
PMEP - Pumping Mean Effective Pressure	bar	-0,263321	-0,328781	19,9
<b>BSFC - Brake Specific Fuel Consumption, Cyl</b>	g/kW-h	213,472	213,628	0,1
ISFC - Indicated Specific Fuel Consumption, Cyl	g/kW-h	185,649	187,044	0,7
BSAC - Brake Specific Air Consumption	g/kW-h	3652,51	3655,18	0,1
ISAC - Indicated Specific Air Consumption	g/kW-h	3176,46	3200,33	0,7
FMEP-PMEP	bar	1,435	1,52484	5,9
Shaft MEP	bar	7,81804	8,41533	7,1
Attachment MEP	bar	0	0	0,0
Crank Pin MEP	bar	8,98971	9,61138	6,5
Average of Maximum Cylinder Pressures	bar	57,4573	62,3333	7,8
Percent Load	%	--	--	--
<b>FMEP - Cylinder (if 'EngFrictionDetail' used)</b>	bar	1,17168	1,19606	2,0
FMEP - Crankshaft (if 'EngFrictionDetail' used)	bar	0	0	0,0
FMEP - Valvetrain (if 'EngFrictionDetail' used)	bar	0	0	0,0
<b>BSFC - Brake Specific Fuel Consumption, Sys</b>	g/kW-h	222,758	251,555	11,4
ISFC - Indicated Specific Fuel Consumption, Sys	g/kW-h	193,725	220,251	12,0
Energy				
Indicated Efficiency, Cylinder	%	38,7828	38,4936	-0,8
Indicated Efficiency - Gross (360)	%	39,9188	39,8104	-0,3
Brake Efficiency, Cylinder	%	33,7281	33,7034	-0,1
Fuel Power	kW	73,8323	79,5312	7,2

Fuel Power, Useful Portion	kW	73,7869	79,4822	<b>7,2</b>
In-Cylinder Heat Transfer	kW	17,2731	18,5501	<b>6,9</b>
Total Exhaust Energy Percentage	%	37,8221	38,1821	<b>0,9</b>
Useful Exhaust Energy Percentage	%	37,7838	38,144	<b>0,9</b>
Exhaust Energy Percentage (MeanV)	%	--	--	--
Indicated Efficiency, System	%	37,1662	32,69	<b>-13,7</b>
Brake Efficiency, System	%	32,3221	28,622	<b>-12,9</b>
<b>Torque-Power</b>				
Brake Torque	N-m	158,532	170,644	<b>7,1</b>
Indicated Torque	N-m	182,291	194,897	<b>6,5</b>
Friction Torque	N-m	23,759	24,2532	<b>2,0</b>
Attachment Torque	N-m	0	0	<b>0,0</b>
Crank Pin Torque	N-m	182,291	194,897	<b>6,5</b>
Shaft Torque	N-m	158,532	170,644	<b>7,1</b>
Brake Power (HP)	HP	33,3944	35,9457	<b>7,1</b>
Brake Power (kW)	kW	24,9022	26,8047	<b>7,1</b>
Indicated Power	kW	28,6342	30,6144	<b>6,5</b>
Friction Power	kW	3,73205	3,80969	<b>2,0</b>
Attachment Power	kW	0	0	<b>0,0</b>
Crank Pin Power	kW	28,6342	30,6144	<b>6,5</b>
Shaft Power	kW	24,9022	26,8047	<b>7,1</b>
<b>Flow</b>				
Volumetric Efficiency, Air	fraction	0,671363	0,723183	<b>7,2</b>
Volumetric Efficiency, Trapped Air	fraction	0,671361	0,723173	<b>7,2</b>
Volumetric Efficiency, Air+Burned Gas	fraction	0,671363	0,723183	<b>7,2</b>
Volumetric Efficiency, Air+Fuel Vapor	fraction	0,710601	0,765449	<b>7,2</b>
Volumetric Efficiency, All Gases	fraction	0,710601	0,765449	<b>7,2</b>
Volumetric Efficiency (Manifold), Air	fraction	0,671363	0,723183	<b>7,2</b>
Volumetric Efficiency (Manifold), Trapped Air	fraction	0,671361	0,723173	<b>7,2</b>
Volumetric Efficiency (Manifold), Air+Burned Gas	fraction	0,671363	0,723183	<b>7,2</b>
Volumetric Efficiency (Manifold), Air+Fuel Vapor	fraction	0,710601	0,765449	<b>7,2</b>
Volumetric Efficiency (Manifold), All Gases	fraction	0,710601	0,765449	<b>7,2</b>
Air Flow Rate	kg/h	90,9555	97,976	<b>7,2</b>
Fuel Flow Rate	kg/h	5,31593	5,72624	<b>7,2</b>
EGR Percentage (normalized by Air+Burned Gas)	%	0	0	<b>0,0</b>
Trapping Ratio		0,999997	0,999987	<b>0,0</b>
Air-Fuel Ratio (Inducted Air/Total Fuel)		17,11	17,11	<b>0,0</b>
Fuel-Air Ratio (Total Fuel/Inducted Air)		0,0584453	0,0584453	<b>0,0</b>
Air-Fuel Ratio (Trapped Air/Total Fuel)		17,11	17,1098	<b>0,0</b>
Fuel-Air Ratio (Total Fuel/Trapped Air)		0,0584455	0,0584461	<b>0,0</b>
Percent Burned Mass at Cycle Start	%	4,07977	3,86534	<b>-5,5</b>
Apparent Lambda		0,999523	0,999523	<b>0,0</b>
<b>Emissions</b>				
Brake Specific NOx	g/kW-h	<b>19,5543</b>	<b>20,29</b>	<b>3,6</b>
Brake Specific NO	g/kW-h	<b>19,5543</b>	<b>20,29</b>	<b>3,6</b>

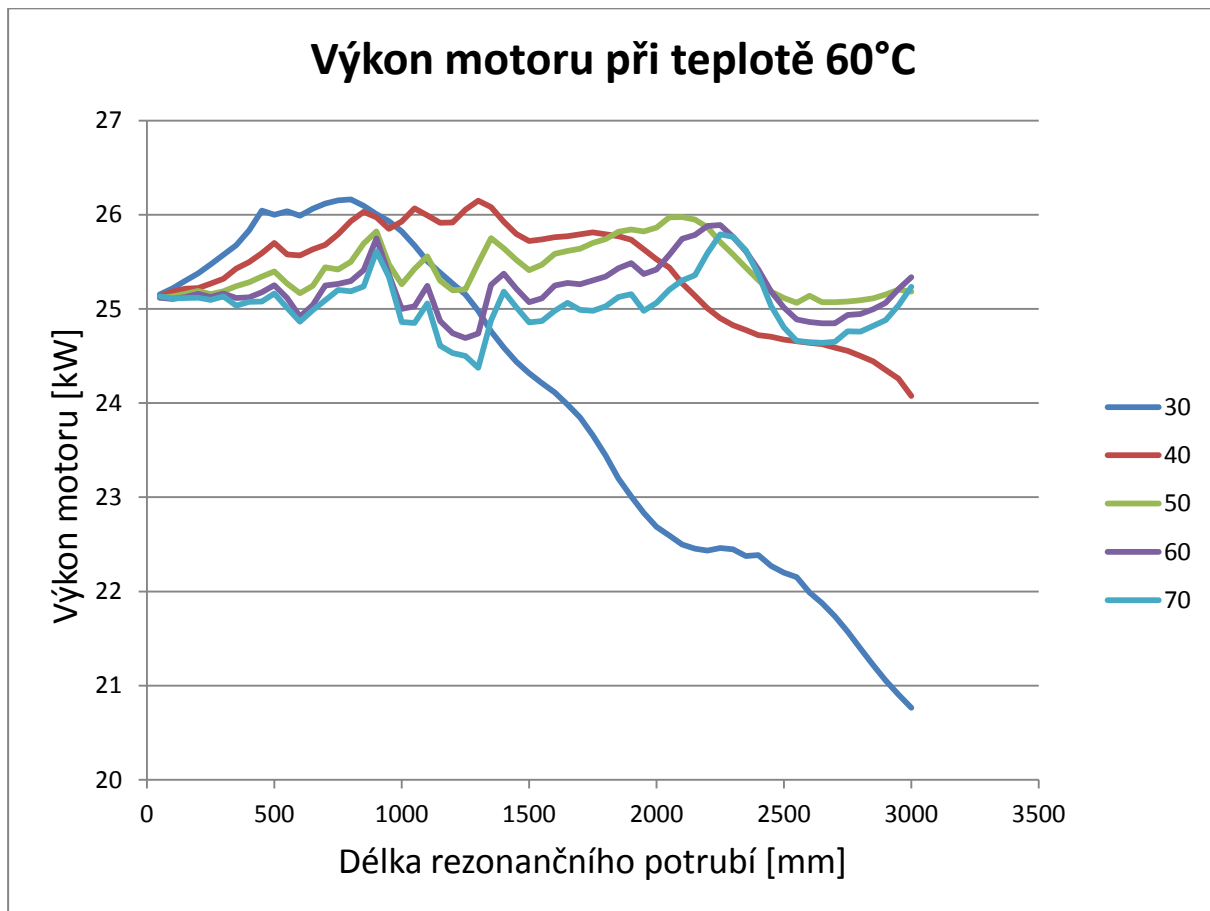
<b>Brake Specific CO</b>	<b>g/kW-h</b>	<b>0,521435</b>	<b>0,510246</b>	<b>-2,2</b>
<b>Brake Specific CO2</b>	<b>g/kW-h</b>	<b>584,607</b>	<b>585,04</b>	<b>0,1</b>
<b>Brake Specific Hydrocarbon</b>	<b>g/kW-h</b>	<b>0,0020484</b>	<b>0,0020546</b>	<b>0,3</b>
Brake Specific Soot	g/kW-h	--	--	--
NOx Concentration (ppm)	ppm	3035,17	3146,91	<b>3,6</b>
NO Concentration (ppm)	ppm	3035,17	3146,91	<b>3,6</b>
CO Concentration (ppm)	ppm	133,067	130,11	<b>-2,3</b>
CO2 Concentration (ppm)	ppm	94950,3	94946,6	<b>0,0</b>
Hydrocarbon Concentration (ppm)	ppm	0,912516	0,914532	<b>0,2</b>
Soot Concentration (Exhaust @ STP)	g/m <sup>3</sup>	--	--	--
<b>Flow Statistics</b>				
Trapped Air Standard Deviation	mg	1,92723	3,74649	<b>48,6</b>
EGR Standard Deviation	%	8,40E-07	2,26E-06	<b>62,8</b>
Trapped Residual Standard Deviation	%	0,136412	0,16203	<b>15,8</b>
Trapped Mass Standard Deviation	mg	1,36763	3,3053	<b>58,6</b>
Maximum Cylinder Pressure Standard Deviation	bar	0,200079	0,384061	<b>47,9</b>
<b>ODE Control</b>				
ODE Circuit Number		1	1	<b>0,0</b>
ODE Solution Cluster Number		1	1	<b>0,0</b>

Příl. 1 – Parametry simulovaného motoru

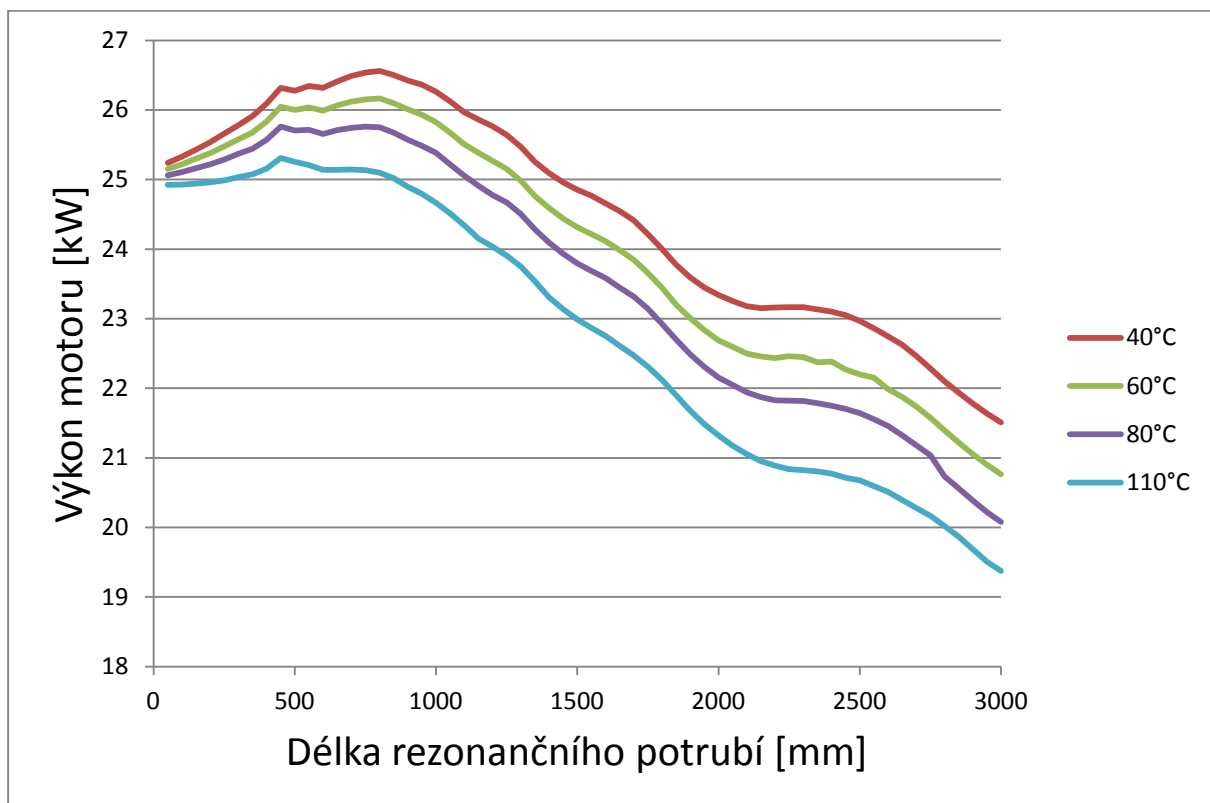




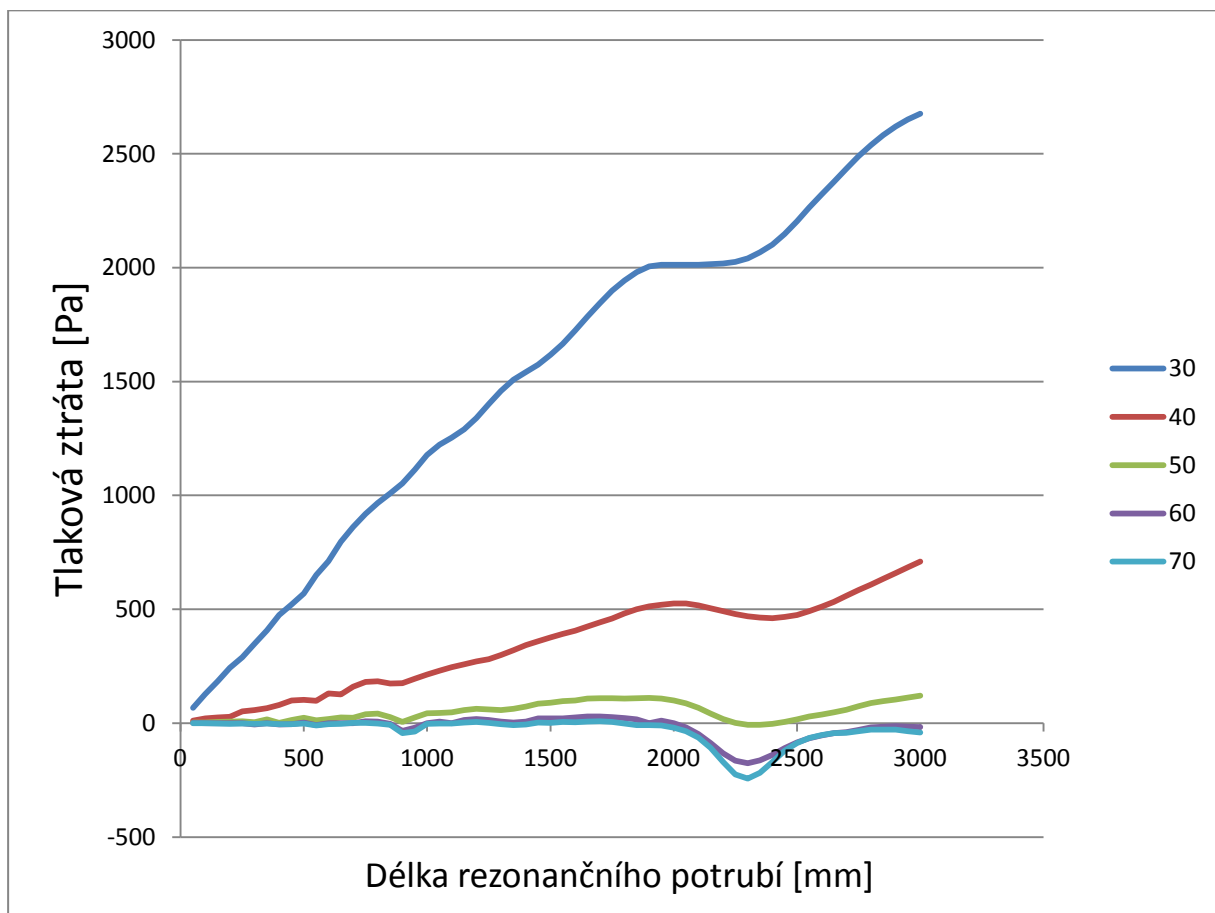
Příl. 2- Průběh výkonu rovného potrubí při 80°C



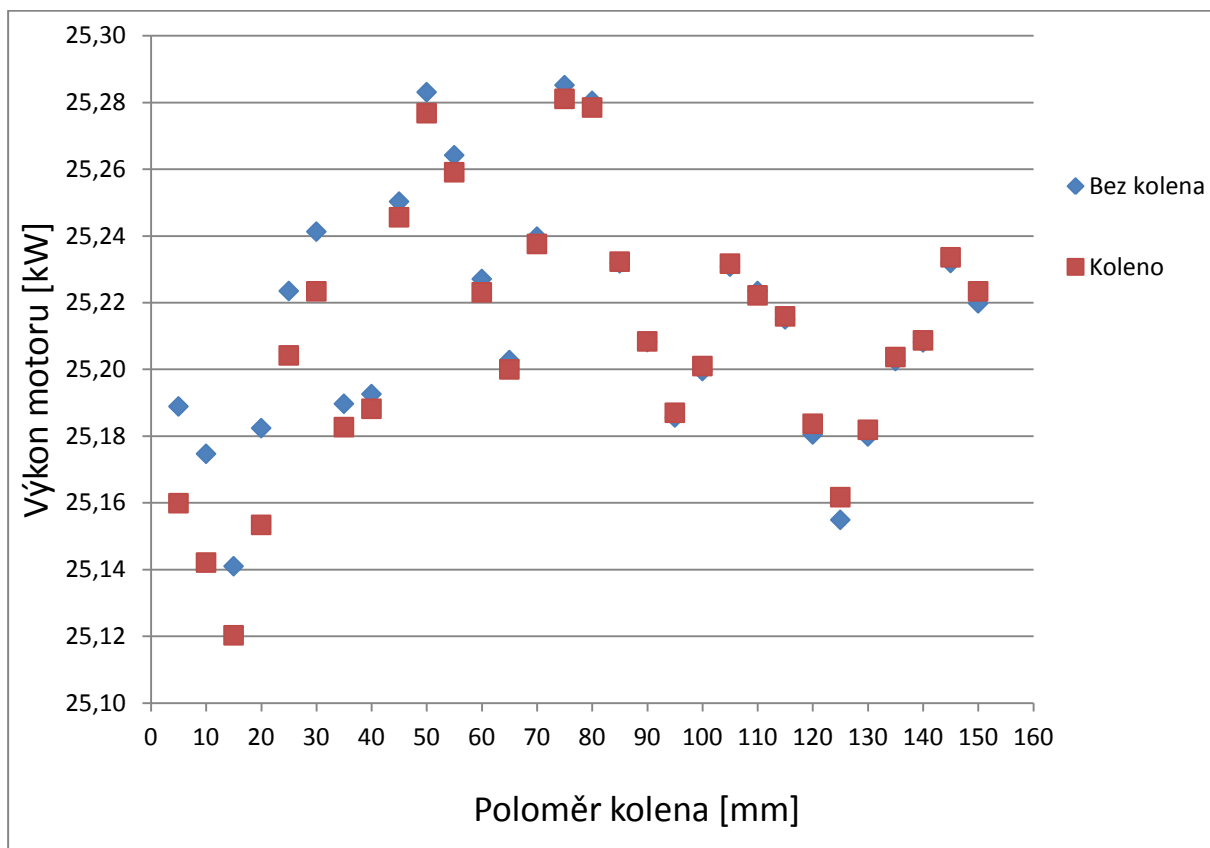
Příl. 3 – Průběh výkonu rovného potrubí při 60°C



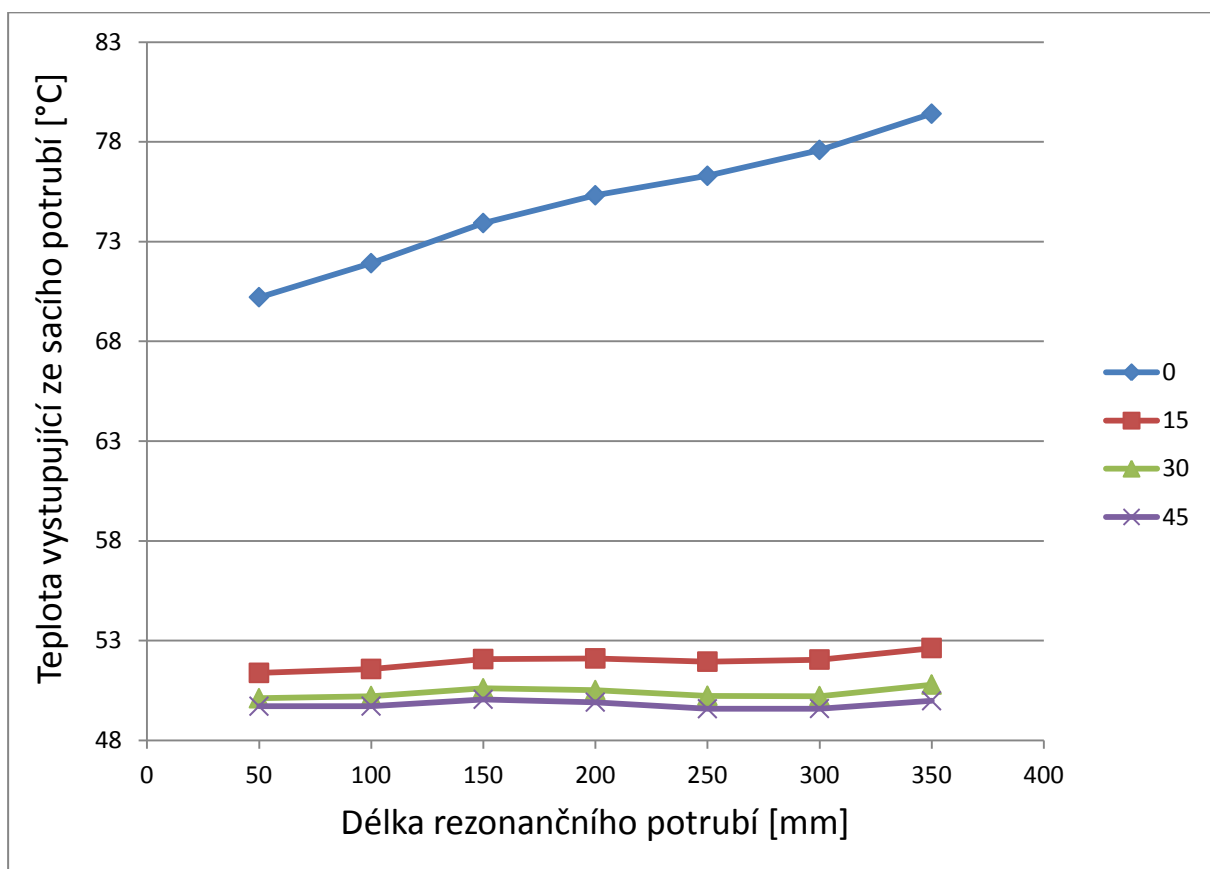
Příl. 4 – Získané výkony u rovného potrubí o průměru 30 mm a teplotách 40, 60, 80 a 110°C



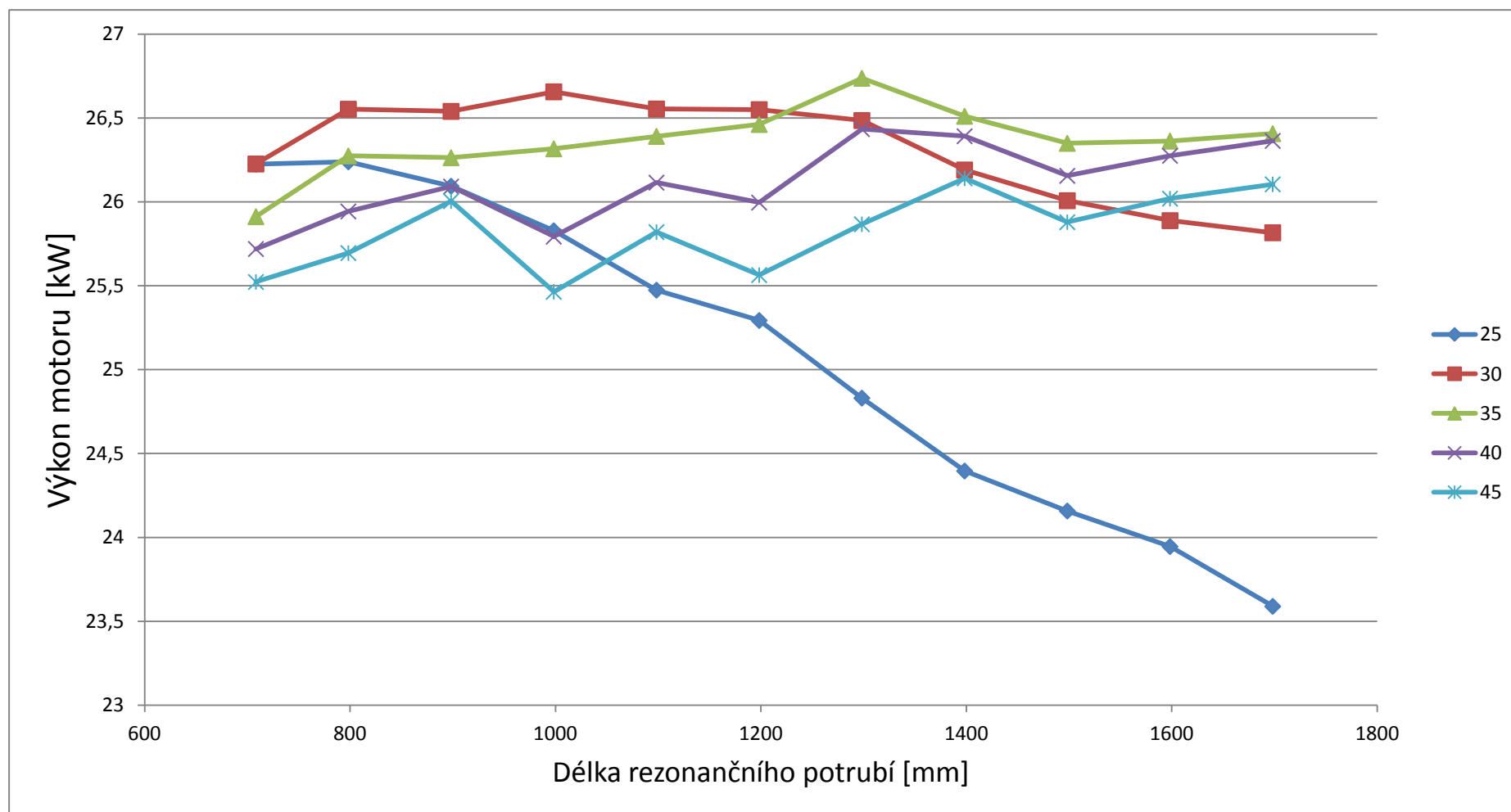
Příl. 5- Tlakové ztráty v závislosti na průměru potrubí



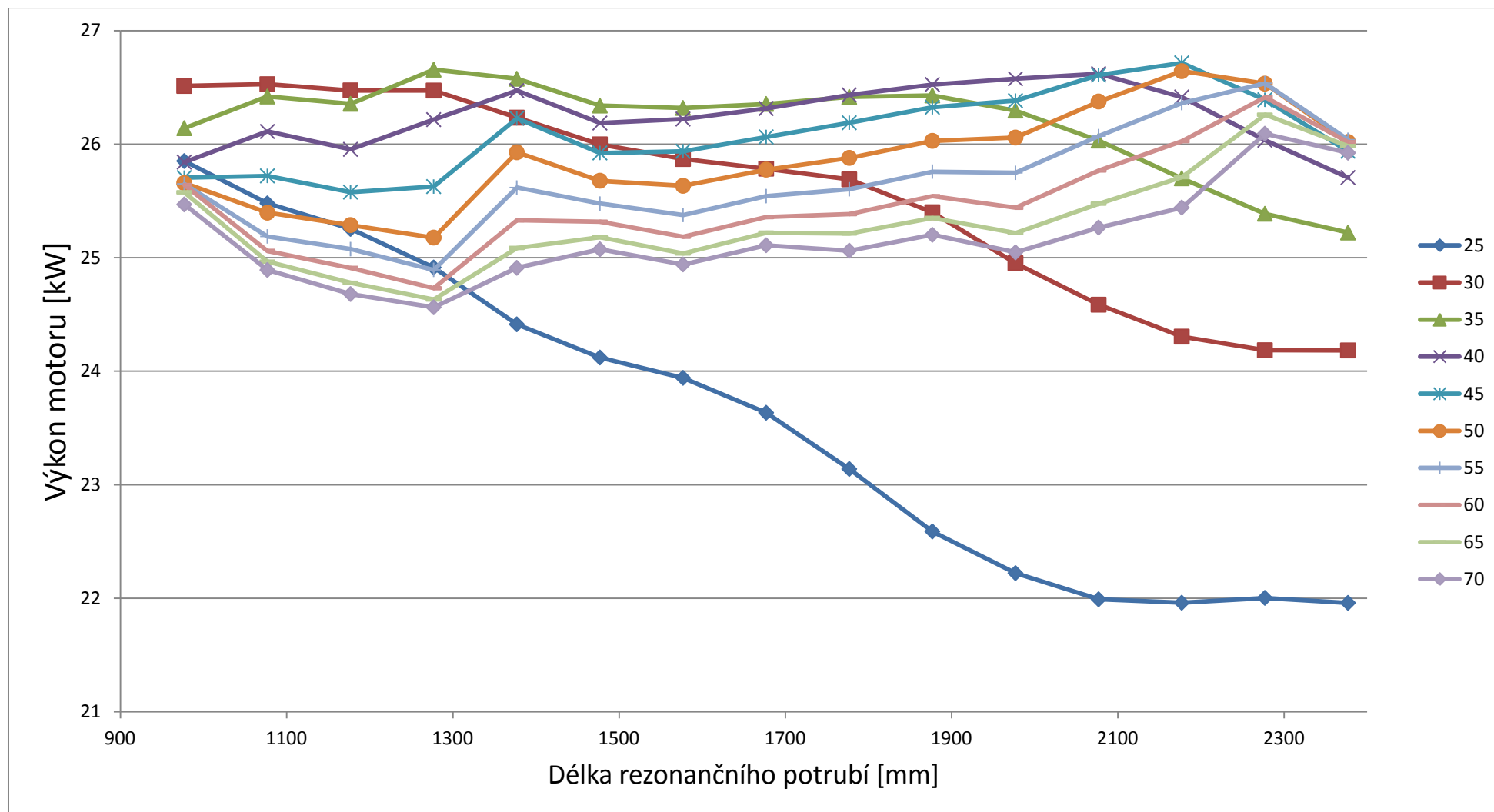
Příl. 6 – Výkon v závislosti na velikosti kolen u potrubí s průměrem 50 mm



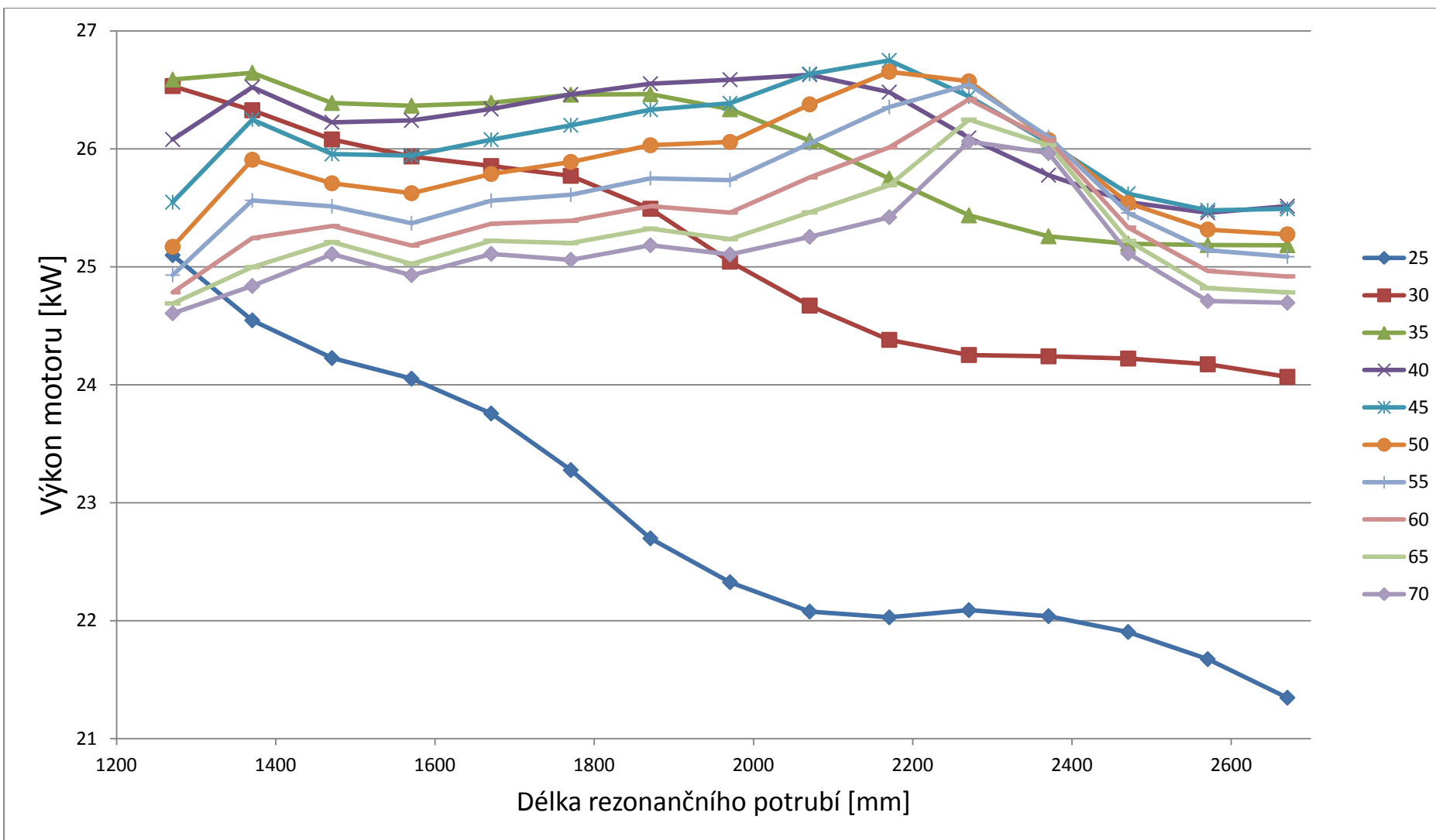
Příl. 7 – Rozdíl teplot v závislosti na tloušťce obalu Thermamax



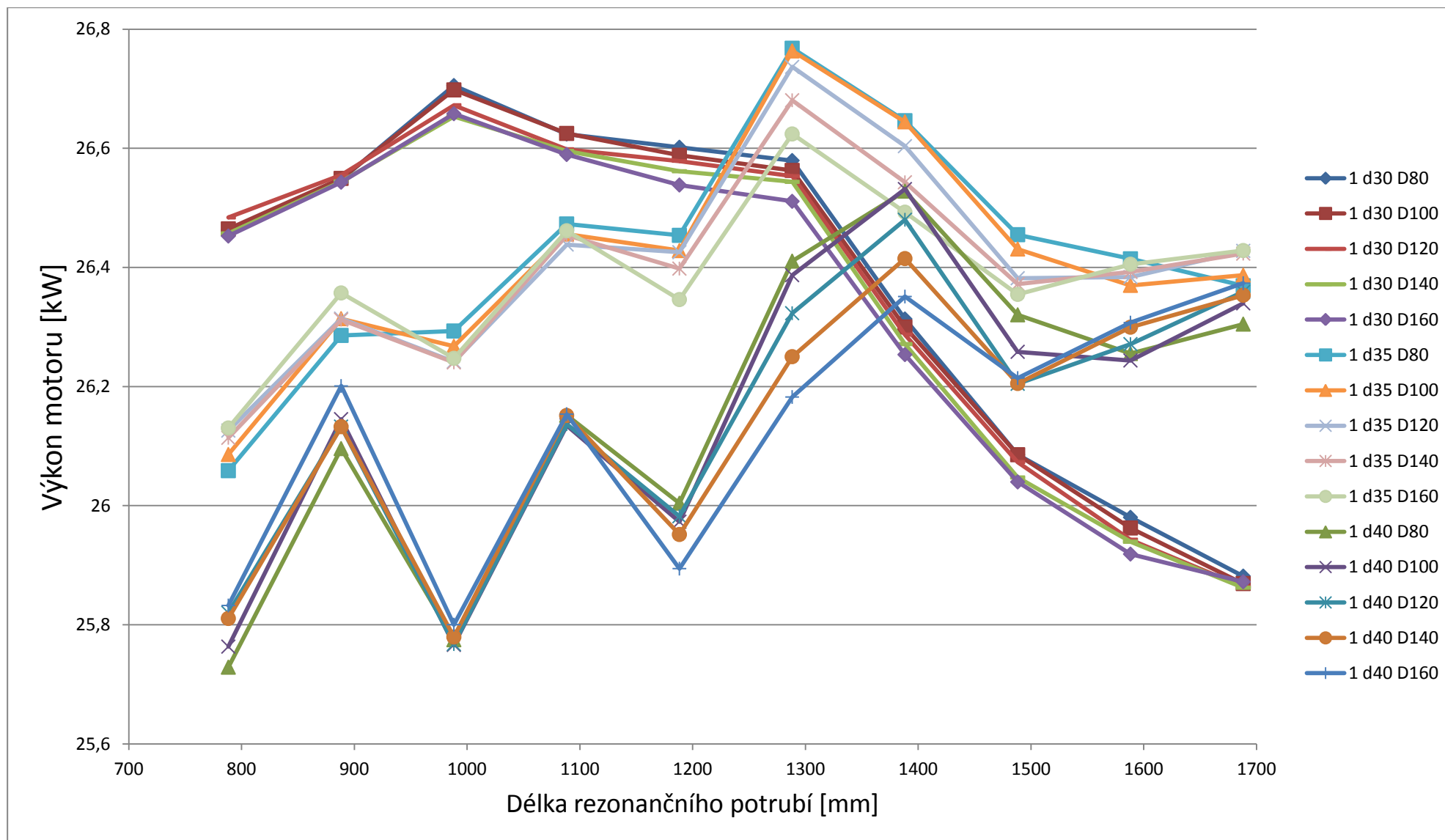
Příl. 8 – Průběh výkonu v závislosti na použitém průměru a délce potrubí u potrubí 1



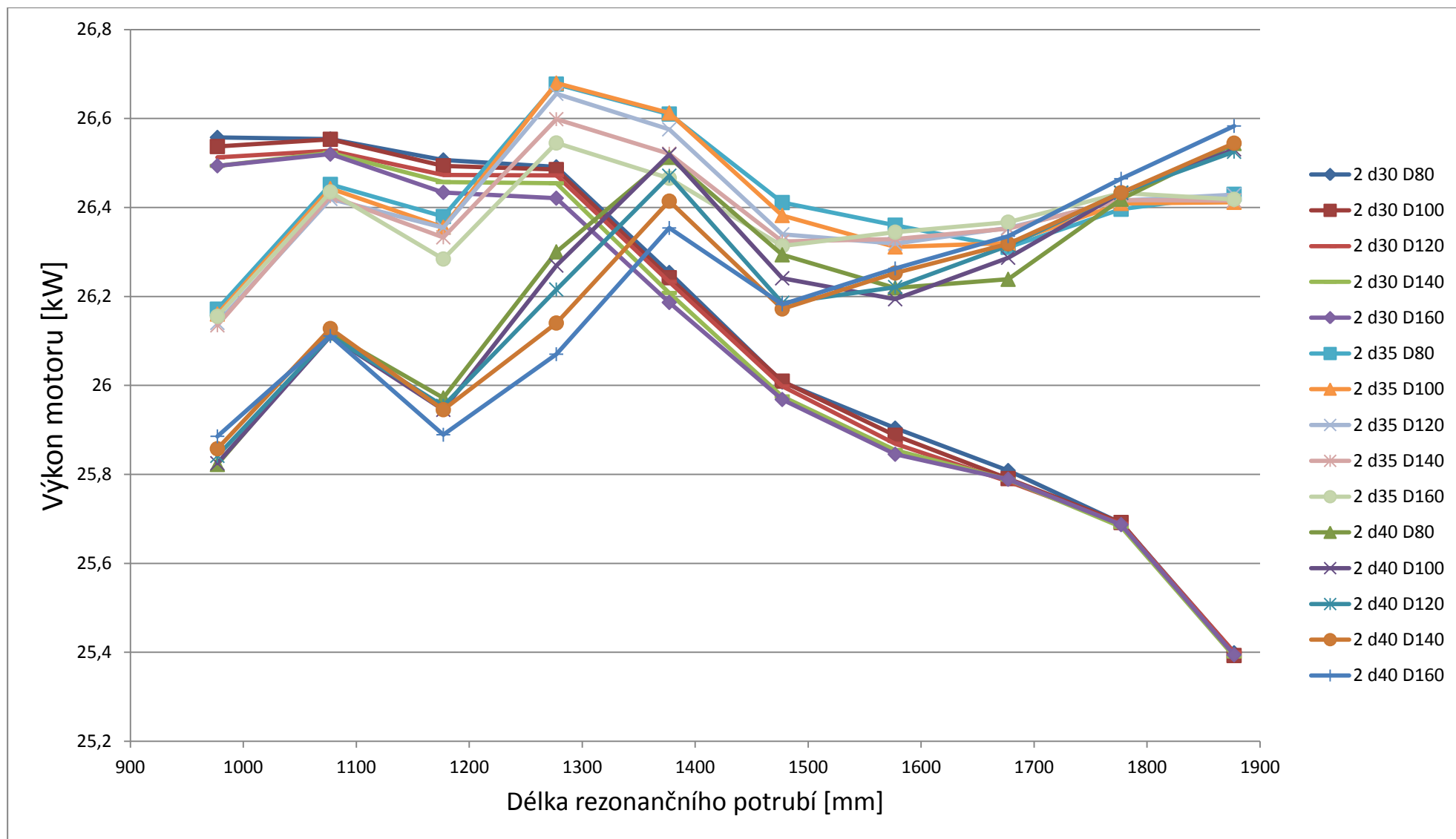
Příl. 9 - Průběh výkonu v závislosti na použitém průměru a délce potrubí u potrubí 2



Příl. 10 - Průběh výkonu v závislosti na použitém průměru a délce potrubí u potrubí 4

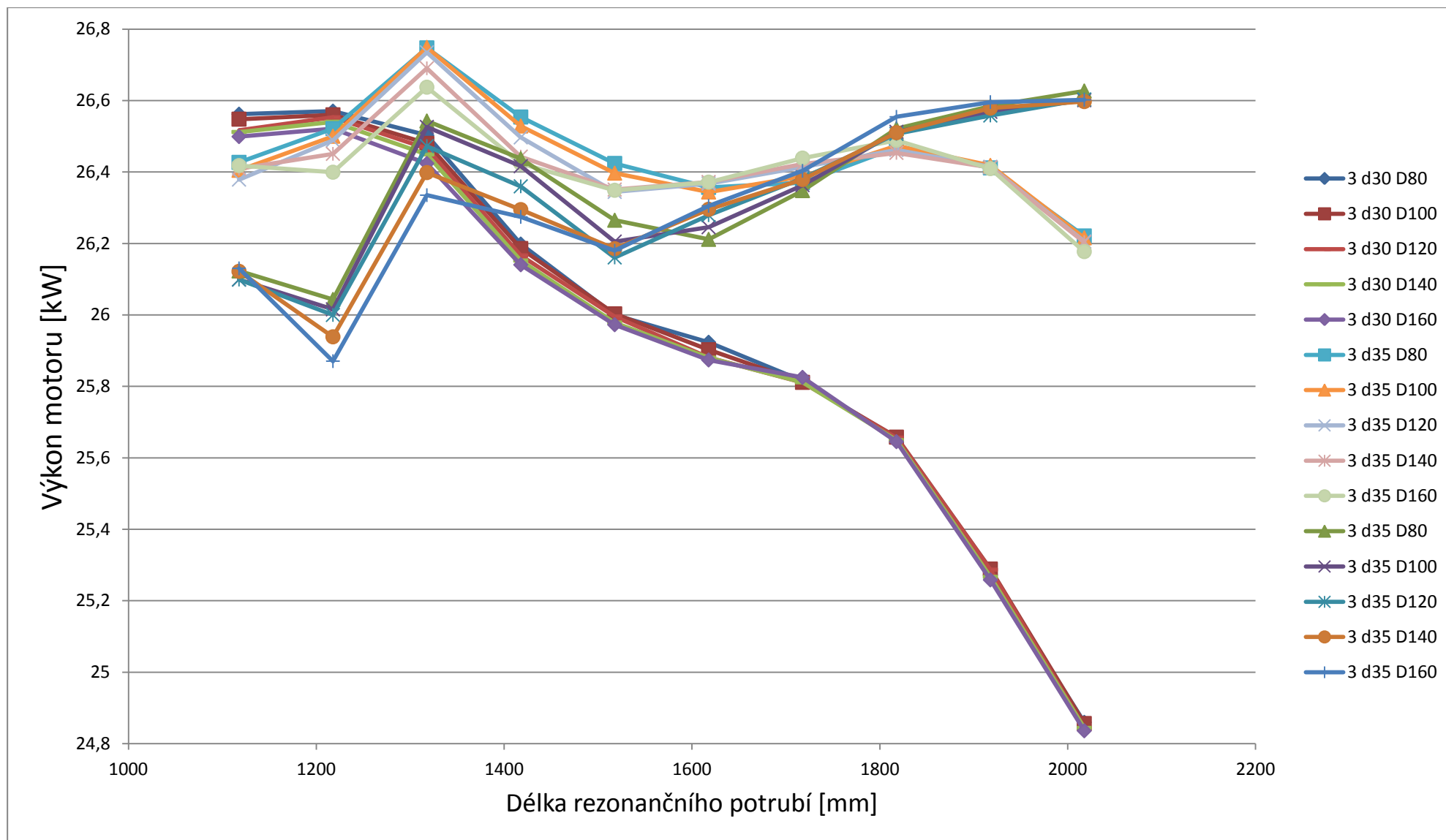


Příl. 11 – Výkony pot. 1 o prům. pot. 30,35,40 mm a spol. prost. 80,100,120 a 140 mm

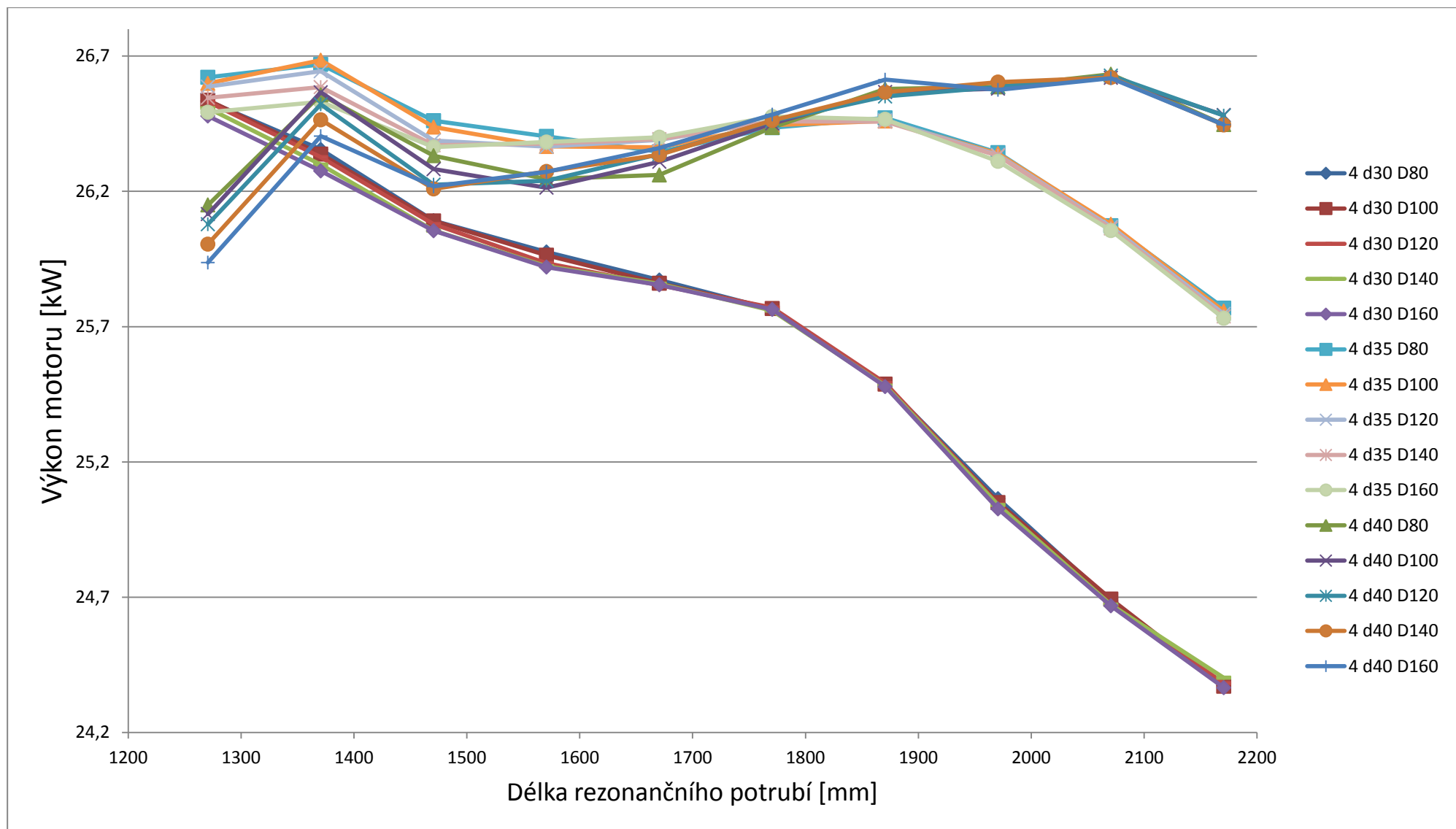


Příl. 12 - Výkony pot. 2 o prům. pot. 30,35,40 mm a spol. prost. 80,100,120 a 140 mm

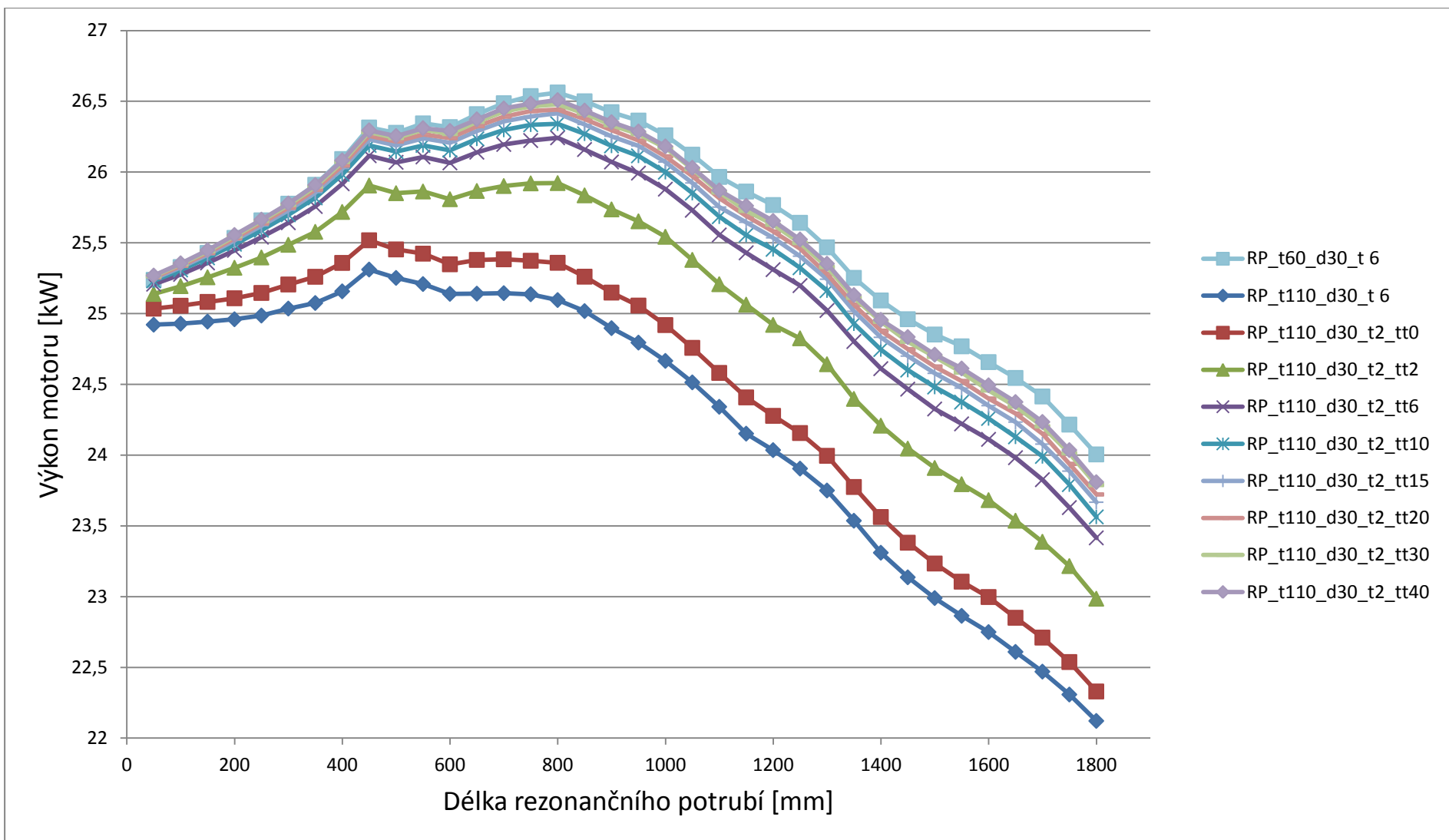




Příl. 13 - Průběhy výkonů pro pot. 3 o prům. pot. 30,35,40 mm a spol. prost. 80,100,120 a 140 mm



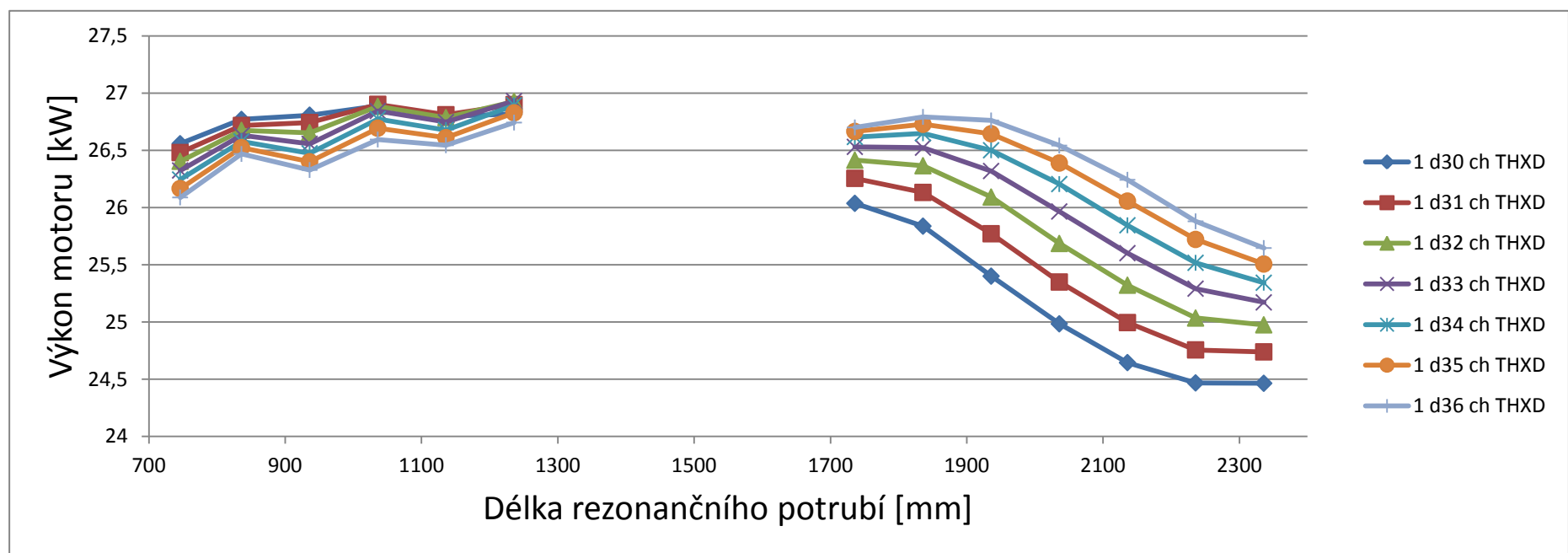
Příl. 14 - Průběhy výkonů pro pot. 4 o prům. pot. 30,35,40 mm a spol. prost. 80,100,120 a 140 mm



Příl. 15 – Výkon motoru s rovným sacím potrubím při použití rozdílných tloušťek izolace

1	Délka SP (rovná) mm	Délka SP (celá) mm	5	50	100	150	200	250	x	500	550	600	650	700	750	800	
			746	836	936	1036	1136	1236		1436	1536	1636	1736	1836	1936	2036	
30	1 d30 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,56	26,77	26,81	26,89	26,80	26,82		26,04	25,84	25,40	24,98	24,65	24,47	24,46
31	1 d31 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,48	26,72	26,74	26,90	26,81	26,90		26,25	26,13	25,77	25,35	24,99	24,76	24,74
32	1 d32 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,40	26,67	26,65	26,88	26,79	26,93		26,41	26,36	26,09	25,69	25,32	25,03	24,98
33	1 d33 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,32	26,63	26,56	26,84	26,75	26,93		26,53	26,52	26,32	25,97	25,60	25,29	25,17
34	1 d34 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,24	26,58	26,47	26,77	26,68	26,89		26,62	26,65	26,50	26,20	25,84	25,52	25,34
35	1 d35 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,17	26,52	26,40	26,69	26,61	26,83		26,66	26,73	26,64	26,39	26,06	25,72	25,51
36	1 d36 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,09	26,47	26,33	26,59	26,54	26,74		26,70	26,79	26,76	26,54	26,24	25,88	25,65

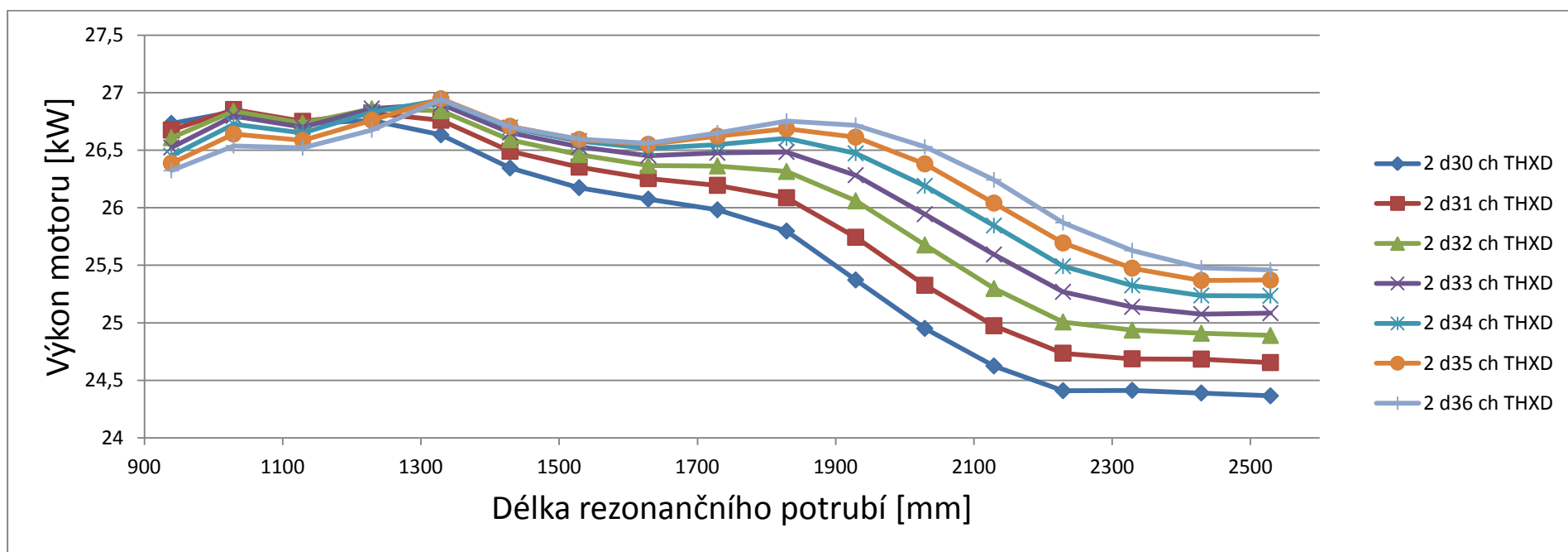
Příl. 16 – Tab. výkonů motoru s ramenem 1, obalem Thermamax a průměry potrubí 30-36mm



Příl. 17 - Výkony motoru s ramenem 1, obalem Thermamax a průměry potrubí 30-36mm

2	Délka SP (rovná) mm	Délka SP (celá) mm	5	50	100	150	200	250	300	350	450	500	550	650	700	800	
			939	1029	1129	1229	1329	1429	1529	1629	1829	1929	2029	2229	2329	2529	
30	2 d30 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,73	26,83	26,73	26,76	26,63	26,35	26,17	26,07	25,80	25,37	24,95	24,41	24,41	24,37
31	2 d31 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,67	26,85	26,75	26,82	26,76	26,49	26,35	26,25	26,09	25,74	25,33	24,74	24,69	24,65
32	2 d32 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,61	26,84	26,73	26,86	26,84	26,59	26,46	26,37	26,32	26,06	25,68	25,01	24,94	24,89
33	2 d33 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,52	26,80	26,70	26,86	26,90	26,65	26,53	26,45	26,48	26,28	25,94	25,27	25,14	25,08
34	2 d34 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,45	26,73	26,65	26,83	26,94	26,70	26,58	26,52	26,60	26,47	26,19	25,49	25,32	25,23
35	2 d35 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,39	26,64	26,58	26,76	26,95	26,71	26,59	26,55	26,69	26,61	26,38	25,69	25,47	25,37
36	2 d36 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,32	26,54	26,52	26,67	26,94	26,70	26,60	26,56	26,75	26,72	26,53	25,87	25,63	25,46

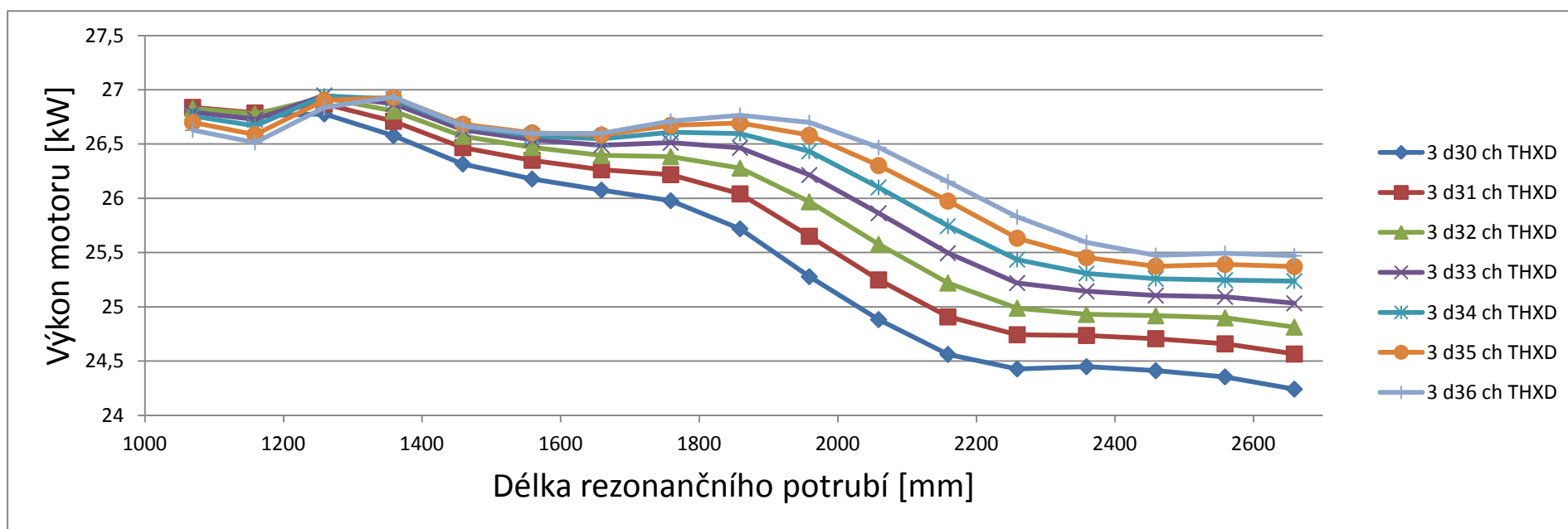
Příl. 18 - Tab. výkonů motoru s ramenem 2, obalem Thermamax a průměry potrubí 30-36mm



Příl. 19 - Výkony motoru s ramenem 2, obalem Thermamax a průměry potrubí 30-36mm

3	Délka SP (rovná) mm	Délka SP (celá) mm	mm	5	50	100	150	200	250	300	350	450	500	550	650	700	800
				1069	1159	1259	1359	1459	1559	1659	1759	1959	2059	2159	2359	2459	2659
30	3 d30 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,82	26,76	26,78	26,58	26,32	26,18	26,08	25,98	25,28	24,88	24,56	24,45	24,41	24,24
31	3 d31 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,84	26,79	26,87	26,71	26,47	26,35	26,26	26,22	25,65	25,25	24,91	24,74	24,71	24,57
32	3 d32 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,83	26,78	26,93	26,80	26,57	26,47	26,39	26,38	25,97	25,58	25,22	24,93	24,92	24,81
33	3 d33 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,79	26,73	26,95	26,87	26,63	26,54	26,49	26,51	26,21	25,86	25,49	25,14	25,10	25,03
34	3 d34 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,76	26,67	26,94	26,91	26,66	26,58	26,55	26,61	26,43	26,10	25,74	25,31	25,26	25,24
35	3 d35 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,70	26,59	26,90	26,93	26,68	26,60	26,58	26,67	26,58	26,30	25,97	25,45	25,37	25,37
36	3 d36 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,63	26,51	26,83	26,93	26,67	26,60	26,60	26,71	26,70	26,47	26,15	25,59	25,47	25,47

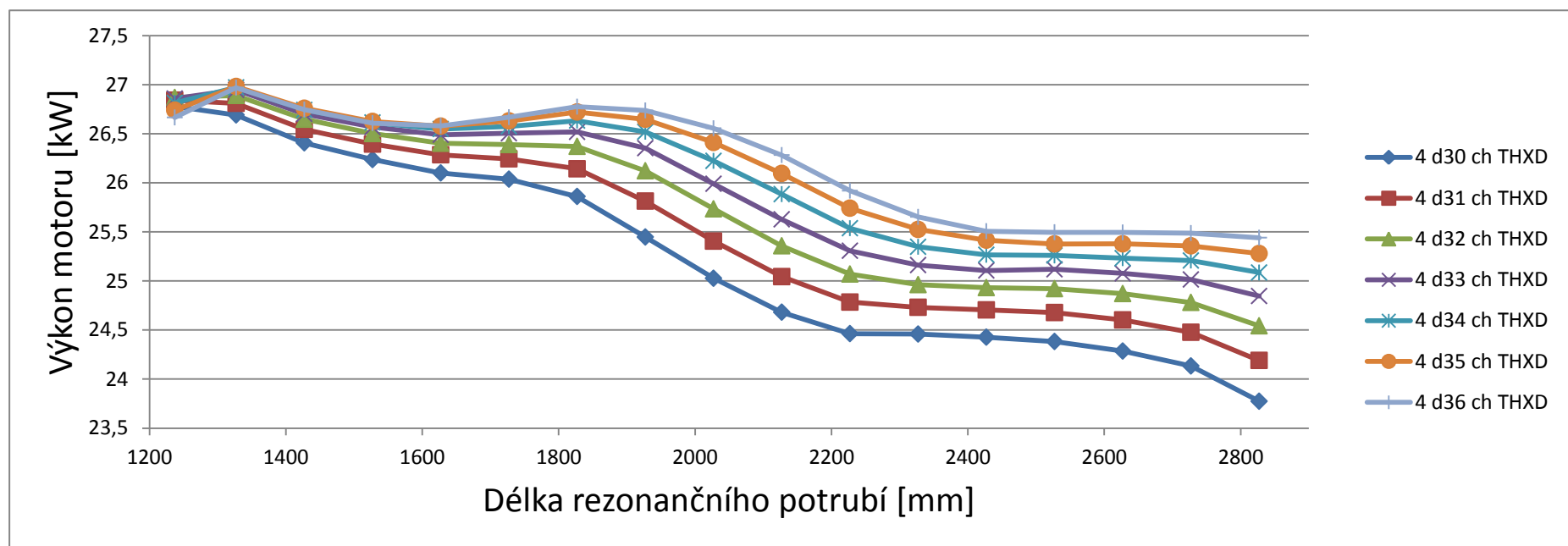
Příl. 20 - Tab. výkonů motoru s ramenem 3, obalem Thermamax a průměry potrubí 30-36mm



Příl. 21 - Výkony motoru s ramenem 3, obalem Thermamax a průměry potrubí 30-36mm

4	Délka SP (rovná)	mm	5	50	100	150	200	250	300	350	450	500	550	650	700	800	
	Délka SP (celá)	mm	1237	1327	1427	1527	1627	1727	1827	1927	2127	2227	2327	2527	2627	2827	
30	4 d30 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,78	26,69	26,41	26,24	26,10	26,04	25,86	25,45	24,68	24,46	24,46	24,38	24,29	23,77
31	4 d31 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,84	26,81	26,54	26,39	26,29	26,24	26,14	25,81	25,04	24,78	24,73	24,68	24,60	24,19
32	4 d32 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,87	26,89	26,65	26,50	26,40	26,39	26,37	26,12	25,36	25,07	24,96	24,92	24,87	24,54
33	4 d33 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,86	26,95	26,70	26,57	26,49	26,50	26,52	26,35	25,63	25,31	25,16	25,12	25,08	24,85
34	4 d34 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,81	26,97	26,74	26,61	26,55	26,57	26,63	26,52	25,88	25,54	25,35	25,26	25,23	25,09
35	4 d35 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,74	26,98	26,76	26,62	26,58	26,63	26,72	26,65	26,09	25,74	25,52	25,38	25,38	25,28
36	4 d36 ch THXD	Brake Power (kW)	kW	26,67	26,97	26,75	26,61	26,58	26,67	26,77	26,74	26,28	25,92	25,65	25,50	25,49	25,44

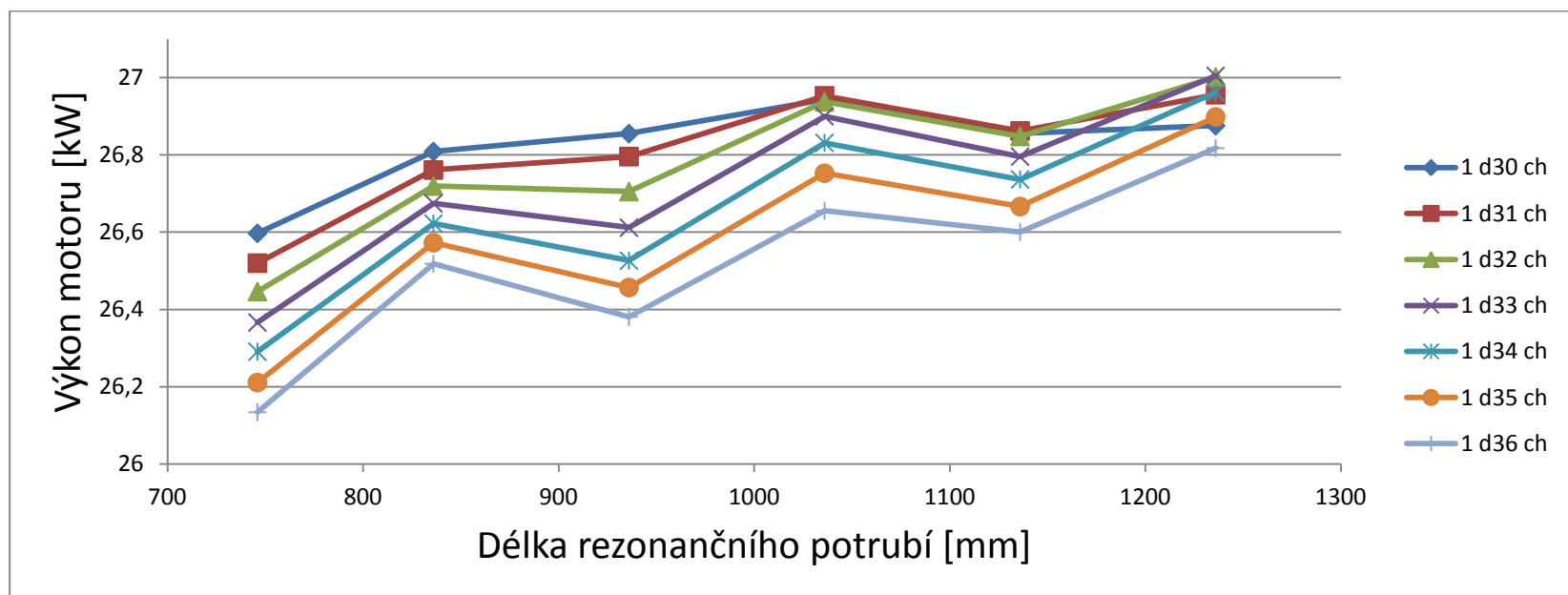
Příl. 22 - Tab. výkonů motoru s ramenem 4, obalem Thermamax a průměry potrubí 30-36mm



Příl. 23 - Výkon motoru s ramenem 4, obalem Thermamax a průměry potrubí 30-36mm

<b>1</b>		Délka SP (rovná)	mm	5	50	100	150	200	250
		Délka SP (celá)	mm	746	836	936	1036	1136	1236
30	<u>1</u> d30 ch	Brake Power (kW)	kW	26,60	26,81	26,86	26,94	26,86	26,88
31	<u>1</u> d31 ch	Brake Power (kW)	kW	26,52	26,76	26,80	26,95	26,86	26,96
32	<u>1</u> d32 ch	Brake Power (kW)	kW	26,45	26,72	26,71	26,94	26,85	27,00
33	<u>1</u> d33 ch	Brake Power (kW)	kW	26,37	26,67	26,61	26,90	26,80	27,00
34	<u>1</u> d34 ch	Brake Power (kW)	kW	26,29	26,62	26,53	26,83	26,74	26,96
35	<u>1</u> d35 ch	Brake Power (kW)	kW	26,21	26,57	26,46	26,75	26,67	26,90
36	<u>1</u> d36 ch	Brake Power (kW)	kW	26,13	26,52	26,38	26,66	26,60	26,82

Příl. 24 - Tab. výkonů motoru s ramenem 1, obalem ze skel. vl. a průměry potrubí 30-36mm

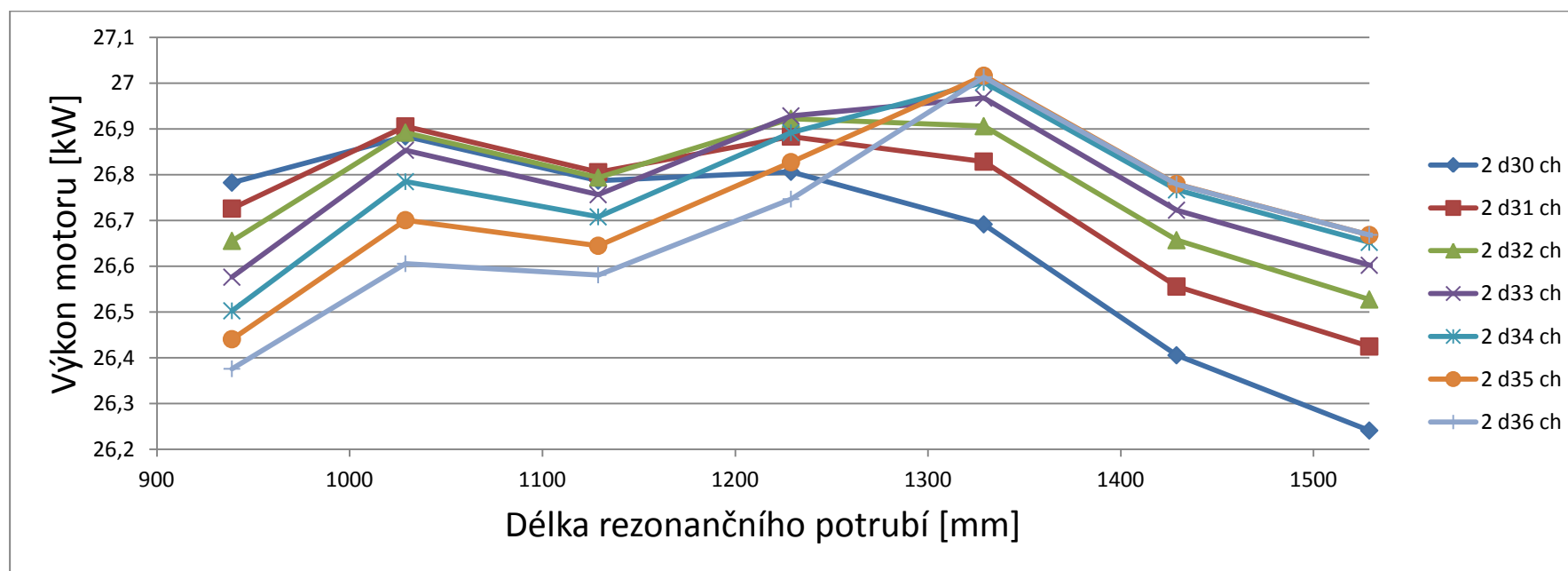


Příl. 25 - Výkony motoru s ramenem 1, obalem ze skel. vl. a průměry potrubí 30-36mm



2	Délka SP (rovná)	mm	5	50	100	150	200	250	300	350	400	500	550	
	Délka SP (celá)	mm	737	827	927	1027	1127	1227	1327	1427	1527	1727	1827	
30	2 d30 ch	Brake Power (kW)	kW	26,7824	26,884	26,787	26,806	26,691	26,405	26,241	26,145	26,062	25,442	25,035
31	2 d31 ch	Brake Power (kW)	kW	26,7257	26,905	26,805	26,883	26,828	26,555	26,424	26,322	26,28	25,825	25,412
32	2 d32 ch	Brake Power (kW)	kW	26,6552	26,892	26,794	26,922	26,906	26,657	26,527	26,445	26,447	26,138	25,745
33	2 d33 ch	Brake Power (kW)	kW	26,5758	26,853	26,756	26,928	26,967	26,722	26,602	26,533	26,557	26,368	26,026
34	2 d34 ch	Brake Power (kW)	kW	26,5023	26,785	26,708	26,891	27,002	26,767	26,652	26,611	26,636	26,567	26,259
35	2 d35 ch	Brake Power (kW)	kW	26,4403	26,7	26,645	26,827	27,016	26,78	26,668	26,646	26,707	26,711	26,459
36	2 d36 ch	Brake Power (kW)	kW	26,3756	26,605	26,581	26,746	27,013	26,779	26,668	26,64	26,743	26,806	26,619

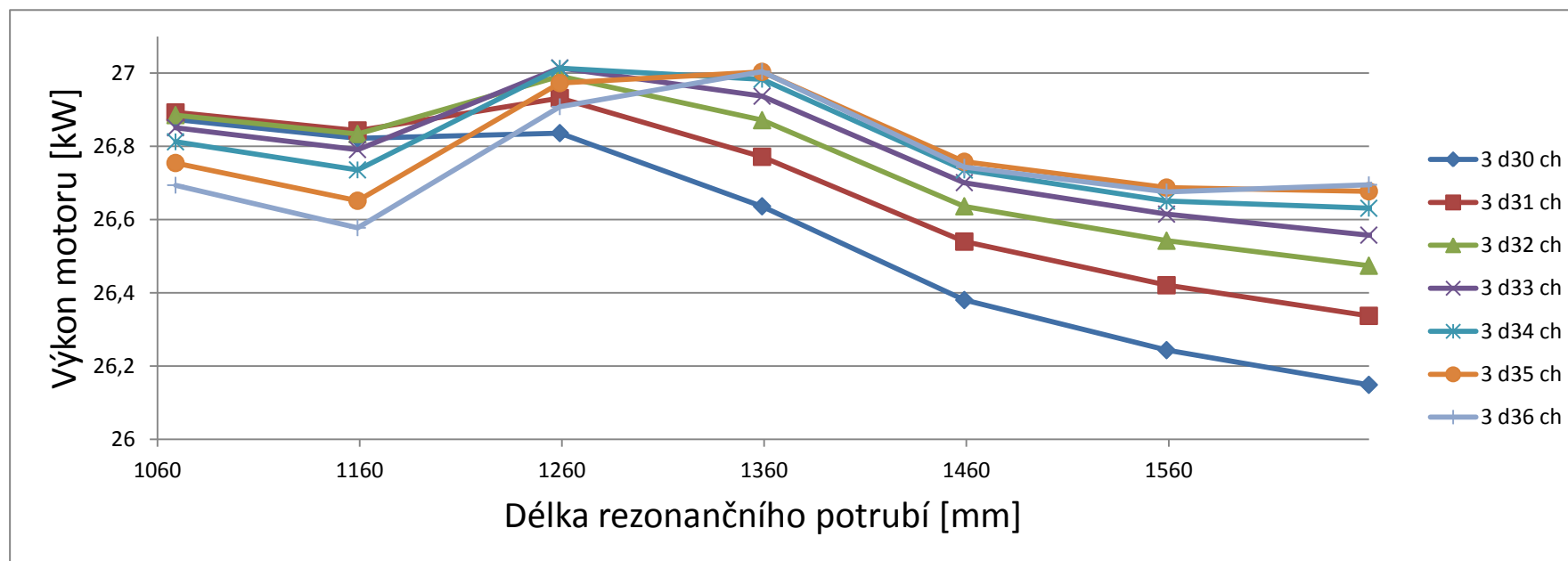
Příl. 26 - Tab. výkonů motoru s ramenem 2, obalem ze skel. vl. a průměry potrubí 30-36mm



Příl. 27 - Výkony motoru s ramenem 2, obalem ze skel. vl. a průměry potrubí 30-36mm

3		Délka SP (rovná)	mm	5	50	100	150	200	250	300	350	400	500	550
		Délka SP (celá)	mm	848,3	938,3	1038,3	1138,3	1238,3	1338,3	1438,3	1538,3	1638,3	1838,3	1938,3
30	3 d30 ch	Brake Power (kW)	kW	26,87	26,82	26,84	26,64	26,38	26,24	26,15	26,05	25,79	24,958	24,638
31	3 d31 ch	Brake Power (kW)	kW	26,89	26,84	26,93	26,77	26,54	26,42	26,34	26,30	26,12	25,326	24,989
32	3 d32 ch	Brake Power (kW)	kW	26,89	26,83	26,99	26,87	26,64	26,54	26,47	26,46	26,37	25,657	25,299
33	3 d33 ch	Brake Power (kW)	kW	26,85	26,79	27,01	26,94	26,70	26,61	26,56	26,60	26,55	25,944	25,578
34	3 d34 ch	Brake Power (kW)	kW	26,81	26,74	27,01	26,98	26,74	26,65	26,63	26,70	26,68	26,187	25,831
35	3 d35 ch	Brake Power (kW)	kW	26,75	26,65	26,97	27,00	26,76	26,69	26,68	26,76	26,78	26,392	26,074
36	3 d36 ch	Brake Power (kW)	kW	26,69	26,58	26,91	27,00	26,74	26,68	26,69	26,80	26,85	26,562	26,259

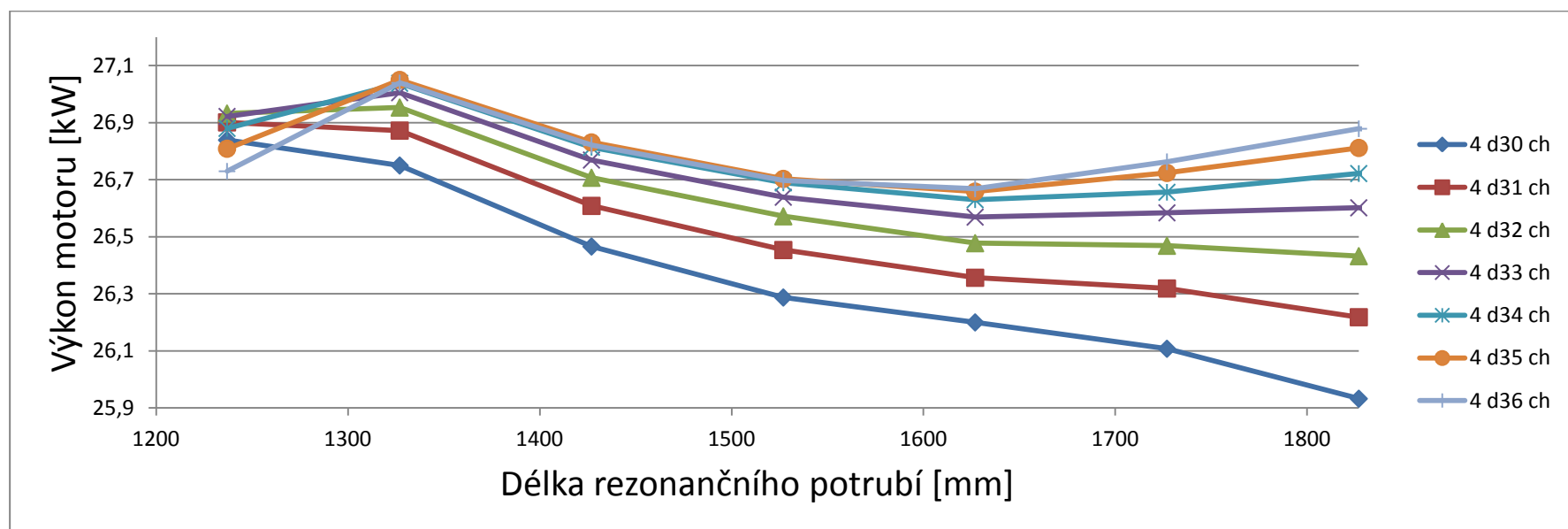
Příl. 28 - Tab. výkonů motoru s ramenem 3, obalem ze skel. vl. a průměry potrubí 30-36mm



Příl. 29 - Výkony motoru s ramenem 3, obalem ze skel. vl. a průměry potrubí 30-36mm

4	Délka SP (rovná)	mm	5	50	100	150	200	250	300	350	400	500	550	
	Délka SP (celá)	mm	1010,9	1100,9	1200,9	1300,9	1400,9	1500,9	1600,9	1700,9	1800,9	2000,9	2100,9	
30	4 d30 ch	Brake Power (kW)	kW	26,84	26,75	26,47	26,29	26,20	26,11	25,93	25,52	25,09	24,539	24,543
31	4 d31 ch	Brake Power (kW)	kW	26,90	26,87	26,61	26,45	26,36	26,32	26,22	25,89	25,48	24,862	24,823
32	4 d32 ch	Brake Power (kW)	kW	26,93	26,95	26,71	26,57	26,48	26,47	26,43	26,19	25,81	25,151	25,072
33	4 d33 ch	Brake Power (kW)	kW	26,92	27,01	26,77	26,64	26,57	26,58	26,60	26,43	26,09	25,396	25,268
34	4 d34 ch	Brake Power (kW)	kW	26,88	27,04	26,81	26,69	26,63	26,66	26,72	26,61	26,31	25,627	25,446
35	4 d35 ch	Brake Power (kW)	kW	26,81	27,05	26,83	26,70	26,66	26,72	26,81	26,74	26,51	25,832	25,617
36	4 d36 ch	Brake Power (kW)	kW	26,73	27,04	26,82	26,70	26,67	26,76	26,88	26,83	26,66	26,022	25,761

Příl. 30 - Tab. výkonů motoru s ramenem 4, obalem ze skel. vl. a průměry potrubí 30-36mm



Příl. 31 - Výkony motoru s ramenem 4, obalem ze skel. vl. a průměry potrubí 30-36mm

Bez úprav				
Píst		Ventil		Vzdálenost mezi P a V
Úhel pootočení	zdvih	Úhel pootočení	zdvih	
[°]	[mm]	[°]	[mm]	[mm]
348,624	-1,289505	348,624	<b>0,0016</b>	3,1879
349,588	-1,081170	349,588	<b>0,0040</b>	2,9772
350,544	-0,892372	350,544	<b>0,0104</b>	2,7819
...				
359,192	-0,006535	359,192	<b>0,1987</b>	1,7079
360,148	-0,000218	360,148	<b>0,2450</b>	1,6553
361,114	-0,012438	361,114	<b>0,3102</b>	1,6022
362,074	-0,043062	362,074	<b>0,3750</b>	1,5681
363,035	-0,092211	363,035	<b>0,4398</b>	1,5524
363,998	-0,159968	363,998	<b>0,5048</b>	1,5551
...				
374,558	-2,104514	374,558	<b>1,6664</b>	2,3381
375,525	-2,390426	375,525	<b>1,7727</b>	2,5177
376,481	-2,690497	376,481	<b>1,8959</b>	2,6946
377,445	-3,010457	377,445	<b>2,0381</b>	2,8724

Příl. 32 – Časování ventilů – VV - pootočení o jeden zub nazpět

-3				
Píst		Ventil		Vzdálenost mezi P a V
Úhel pootočení	zdvih	Úhel pootočení	zdvih	
[°]	[mm]	[°]	[mm]	[mm]
332,292	-7,452317	332,741	<b>0,0016</b>	9,3508
333,253	-6,9593797	333,705	<b>0,0040</b>	8,8554
334,214	-6,481351	334,662	<b>0,0104</b>	8,3709
335,177	-6,0184884	335,620	<b>0,0200</b>	7,8985
...				
357,268	-0,07472169	357,717	<b>1,5499</b>	0,4249
358,229	-0,03140001	358,676	<b>1,6664</b>	0,2650
359,192	-0,00653541	359,642	<b>1,7727</b>	0,1338
360,148	-2,18E-04	360,598	<b>1,8959</b>	0,0043
361,114	-0,01243826	361,562	<b>2,0381</b>	<b>-0,1256</b>
362,074	-0,04306183	362,526	<b>2,1781</b>	<b>-0,2351</b>
363,035	-0,09221088	363,480	<b>2,3141</b>	<b>-0,3219</b>
363,998	-0,15996847	364,443	<b>2,4506</b>	<b>-0,3906</b>
364,953	-0,24546245	365,400	<b>2,5845</b>	<b>-0,4391</b>
365,917	-0,35016116	366,360	<b>2,7171</b>	<b>-0,4670</b>
...				

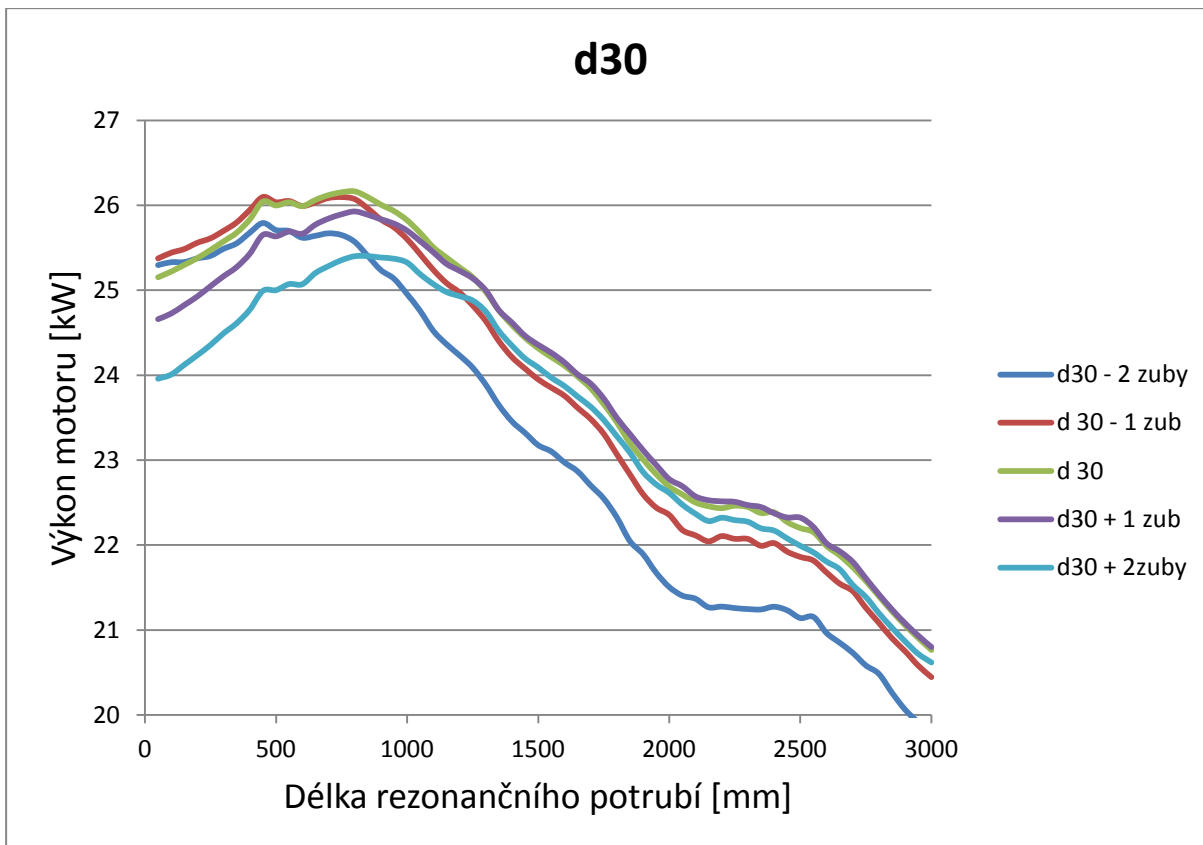
Příl. 33 - Časování ventilů – VV - pootočení o tři zuby nazpět

-2				
Píst		Ventil		Vzdálenost mezi P a V [mm]
Úhel pootočení [°]	zdvih [mm]	Úhel pootočení [°]	zdvih [mm]	
338,052	-4,7308903	338,035	<b>0,0016</b>	6,6293
339,019	-4,330682	338,999	<b>0,0040</b>	6,2267
339,978	-3,9502423	339,956	<b>0,0104</b>	5,8398
340,938	-3,58596	340,914	<b>0,0200</b>	5,4659
...				
356,309	-0,1363772	356,291	<b>0,7739</b>	1,2625
357,268	-0,07472169	357,252	<b>0,8820</b>	1,0927
358,229	-0,03140001	358,211	<b>0,9859</b>	0,9455
359,192	-0,00653541	359,168	<b>1,0888</b>	0,8177
360,148	-2,18E-04	360,134	<b>1,1926</b>	0,7076
361,114	-0,01243826	361,088	<b>1,2952</b>	0,6172
362,074	-0,04306183	362,050	<b>1,4178</b>	0,5253
363,035	-0,09221088	363,011	<b>1,5499</b>	0,4423
363,998	-0,15996847	363,970	<b>1,6664</b>	0,3936
364,953	-0,24546245	364,936	<b>1,7727</b>	0,3727
365,917	-0,35016116	365,892	<b>1,8959</b>	0,3543
366,879	-0,473081	366,856	<b>2,0381</b>	0,3350
367,840	-0,61407954	367,820	<b>2,1781</b>	0,3359
368,799	-0,7730135	368,774	<b>2,3141</b>	0,3589
369,756	-0,9497271	369,738	<b>2,4506</b>	0,3991
...				

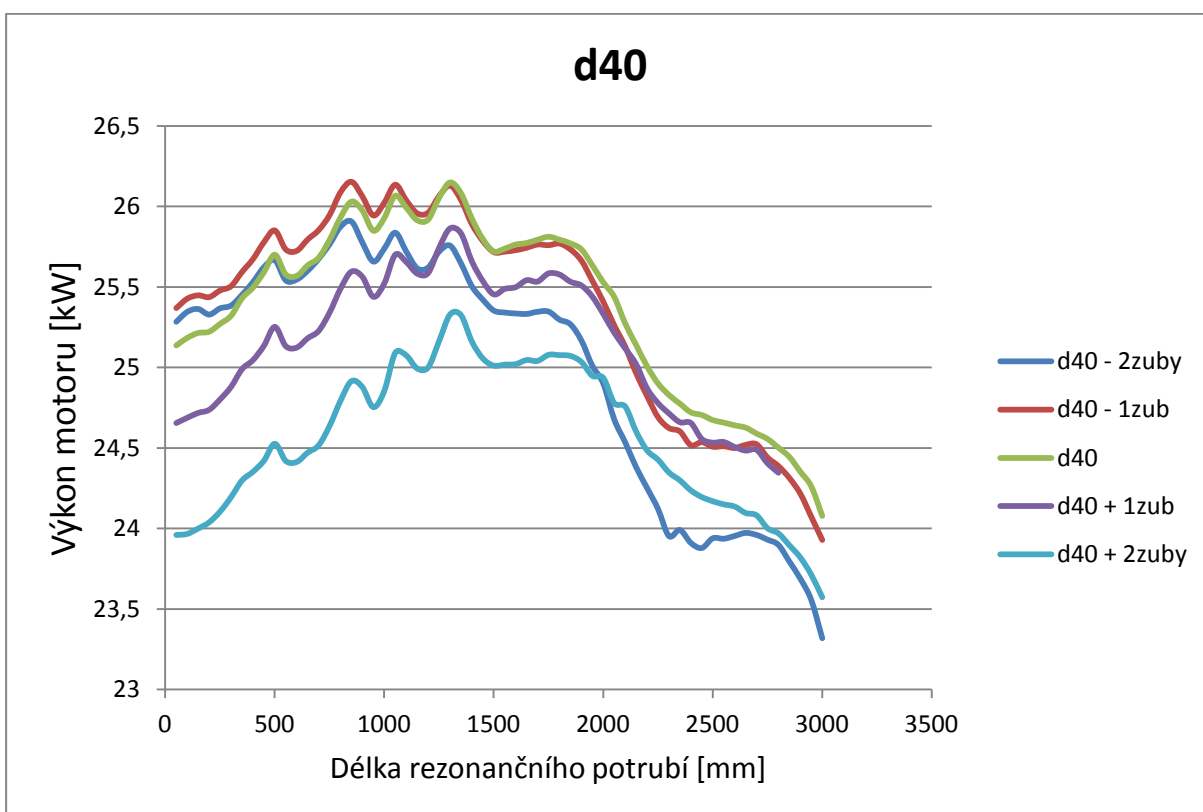
Příl. 34 - Časování ventilů – VV - pootočení o dva zuby nazpět

KH		ventil 0		ventil Plus 1		ventil Plus 2	
Úhel pootočení	Zdvih	Úhel pootočení	Zdvih	Úhel pootočení	Zdvih	Úhel pootočení	Zdvih
336,131	-5,575	347,672	1,708	348,673	2,254	348,664	2,959
337,096	-5,143	348,170	1,648	349,111	2,195	349,159	2,890
338,052	-4,731	348,667	1,583	349,604	2,128	349,653	2,821
339,019	-4,331	349,109	1,526	350,099	2,061	350,091	2,760
339,978	-3,950	349,605	1,461	350,594	1,995	350,583	2,691
340,938	-3,586	350,101	1,398	351,035	1,935	351,074	2,629
341,899	-3,238	350,542	1,348	351,531	1,873	351,565	2,568
342,862	-2,907	351,037	1,291	352,028	1,816	352,056	2,507
343,817	-2,595	351,532	1,234	352,525	1,758	352,492	2,452
344,783	-2,297	352,466	1,177	352,967	1,708	352,983	2,387
345,741	-2,020	352,960	1,126	353,464	1,648	353,475	2,320
346,700	-1,759	353,455	1,070	353,961	1,583	353,967	2,254
347,661	-1,515	353,948	1,013	354,403	1,526	354,405	2,195
348,624	-1,290	354,387	0,956	354,899	1,461	354,898	2,128
349,588	-1,081	354,880	0,904	355,395	1,398	355,393	2,061
350,544	-0,892	355,372	0,844	355,836	1,348	355,888	1,995
351,502	-0,721	355,865	0,785	356,331	1,291	356,329	1,935
352,462	-0,568	356,357	0,678	356,826	1,234	356,825	1,873
353,423	-0,432	356,795	0,638	357,320	1,177	357,322	1,816
354,387	-0,315	357,288	0,594	357,760	1,126	357,819	1,758
355,352	-0,216	357,782	0,550	358,255	1,070	358,261	1,708
356,309	-0,136	358,276	0,508	358,749	1,013	358,758	1,648
357,268	-0,075	358,716	0,473	359,242	0,956	359,255	1,583
358,229	-0,031	359,212	0,433	359,681	0,904	359,697	1,526
359,192	-0,007	359,708	0,393	360,174	0,844	360,193	1,461
360,148	0,000	360,151	0,361	360,666	0,785	360,689	1,398

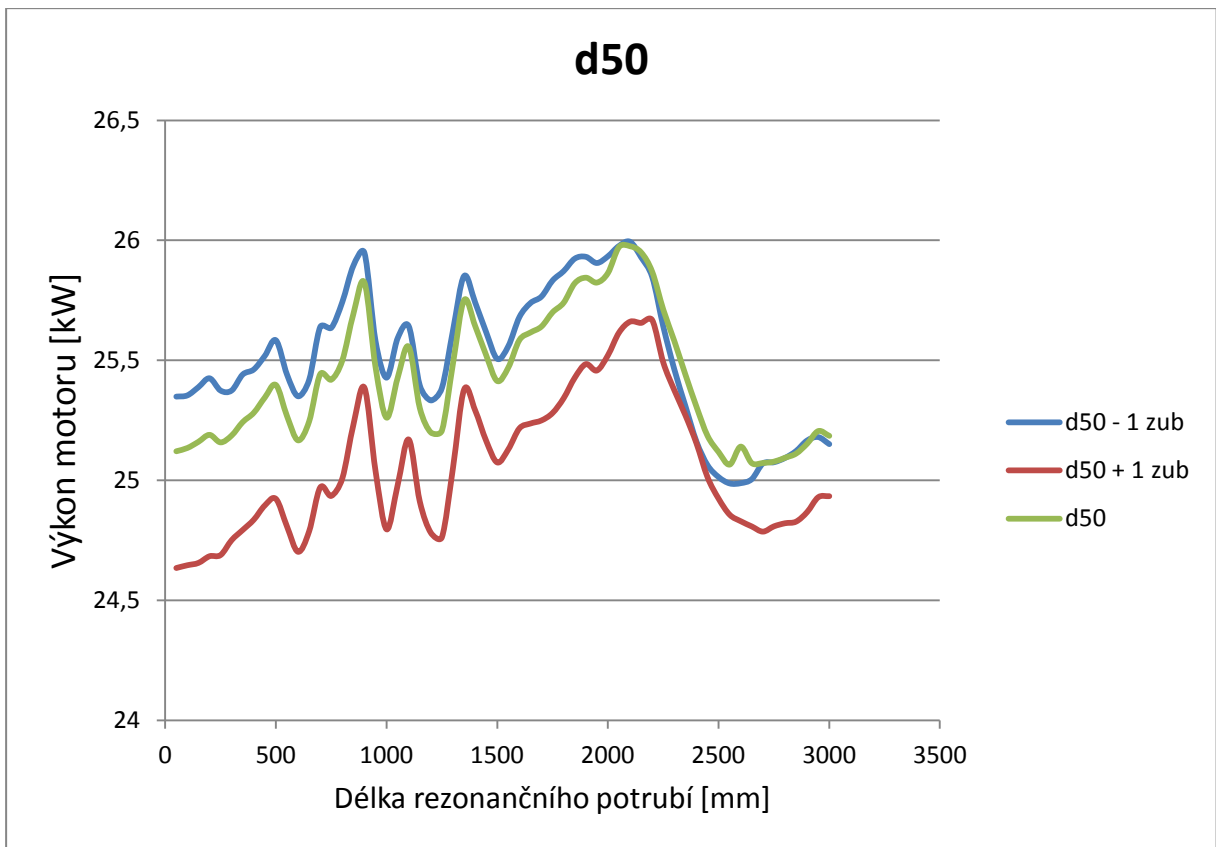
Příl. 35 – Časování ventilů – SV – potočení o 1 a 2 zuby dopředu



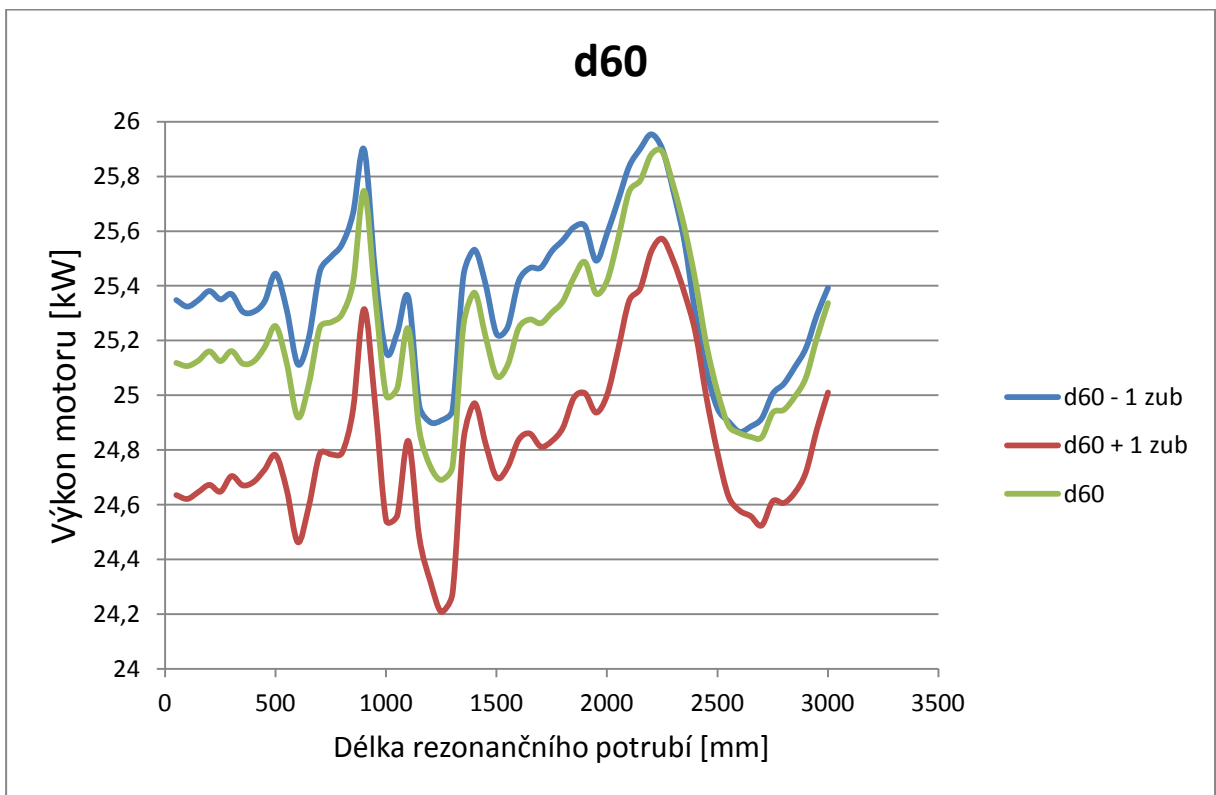
Příl. 36 – Změna časování u rovného potrubí o průměru 30 mm s časováním  $\pm 3$  zuby



Příl. 37 - Změna časování u rovného potrubí o průměru 40 mm s časováním  $\pm 3$  zuby



Příl. 38 - Změna časování u rovného potrubí o průměru 50 mm s časováním  $\pm 1$  zub



Příl. 39 - Změna časování u rovného potrubí o průměru 60 mm s časováním  $\pm 1$  z